



**УНИВЕРЗИТЕТ “СВ. КИРИЛ И МЕТОДИЈ” – СКОПЈЕ**  
**МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ – СКОПЈЕ**



**Александар Герасимовски**

**ТЕРМОДИНАМИЧКИ И СТРУЈНИ ПРОЦЕСИ ВО**  
**ТЕРМОКОМПРЕСОРСКИТЕ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ**

докторски труд

СКОПЈЕ, 2022



**УНИВЕРЗИТЕТ “СВ. КИРИЛ И МЕТОДИЈ” – СКОПЈЕ**  
**МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ – СКОПЈЕ**



**Александар Герасимовски**

**ТЕРМОДИНАМИЧКИ И СТРУЈНИ ПРОЦЕСИ ВО**  
**ТЕРМОКОМПРЕСОРСКИТЕ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ**

докторски труд

**Институт за Термичко и енергетско инженерство**

СКОПЈЕ, 2022

**АЛЕКСАНДАР ЃЕРАСИМОВСКИ**

**ТЕРМОДИНАМИЧКИ И СТРУЈНИ ПРОЦЕСИ ВО  
ТЕРМОКОМПРЕСОРСКИТЕ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ**

**Ментор:**

Проф. д-р Доне Ташевски

Машински Факултет – Скопје

**Комисија за одбрана:**

Проф. д-р Ристо Филкоски, претседател

Машински факултет – Скопје

Проф. д-р Доне Ташевски, ментор – член

Машински факултет – Скопје

Вон. Проф. д-р Игор Шешо, член

Машински факултет – Скопје

Проф. д-р Филип Мојсовски, член

Машински факултет – Скопје

Проф. д-р Владимир Мијаковски, надворешен член

Технички факултет,  
Универзитет „Св. Климент Охридски“ во Битола

**ТЕХНИЧКИ НАУКИ – МАШИНСТВО**

**Дата на одбрана:**

**Декември 2022**

**Дата на промоција:**

## **БЛАГОДАРНОСТ**

*Истражувањата презентирани во докторската дисертација претставуваат континуитет во активностите на институтот за Термичко и енергетско инженерство (ТЕИ) на Машински факултет – Скопје поврзани со енергетската ефикасност и користење на алтернативни извори на енергија. Се заблагодарувам на вработените на институтот ТЕИ за поддршката во текот на моите студии.*

*За помошта при изработка на дисертацијата, на менторот проф. д-р Доне Ташевски му изразувам искрена благодарност.*

*Голема благодарност на моето семејство за континуираната поддршка во текот на моето образование.*

*Александар Ѓерасимовски*

Изјавувам дека докторскиот труд е оригинален труд што го имам изработено самостојно.

Александар Герасимовски с.р

Изјавувам дека електронската верзија на докторскиот труд е идентична со отпечатениот докторски труд.

Александар Герасимовски с.р

**АЛЕКСАНДАР ЃЕРАСИМОВСКИ**

**ТЕРМОДИНАМИЧКИ И СТРУЈНИ ПРОЦЕСИ ВО**

**ТЕРМОКОМПРЕСОРСКИТЕ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ**

**АПСТРАКТ:**

Предложен е еден нов концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор базиран на концептот на дисперзирано производство на електрична, топлинска и ладилна енергија; полигенеративни системи; енергетски ефикасни технологии, рекуперација и системи со термокомпресија; обновливи енергетски системи (сончева, ветерна, геотермална и хидроенергија); термичко и ладилно складирање; криогено складирање (LAES); термички системи со горивни ќелии, производство на водород; термички циклуси со CO<sub>2</sub>; декарбонизација, зафаќање и складирање на CO<sub>2</sub>.

Анализирани се термо – гаснодинамичките процеси, дизајнот на проточниот простор, перформансите, работните параметри и енергетските карактеристики на R718 центрифугалните компресори, ејекторите, комбинираните термокомпресорски системи и моторите СВС, како елементи на дисперзираните полигенеративни системи и на концентраторските системи.

Презентирани се модели за оптимирање и експериментални истражувања со кои е извршена верификација и валидизација на пресметковните модели. Предложени се оригинални термокомпресорски полигенеративни системи и оценети се енергетските карактеристики. Добиена е висока енергетска ефикасност на предложените системи, што резултира со значајни енергетски, економски и еколошки придобивки.

Дефинирана е методологија за оптимирање на термокомпресорските полигенеративни системи. Примената на концептот и методологијата за оптимирање за конкретни услови резултира во оптимална имплементација и оптимално поврзување на дисперзираните мултигенеративни системи со користење на современи методи и техники: повеќецелно оптимирање (multiobjective optimization), генетски алгоритми (genetic algorithms), паметни мрежи (smart grids).

**КЛУЧНИ ЗБОРОВИ:**

полигенерација, турбокомпресор, ејектор, оптимирање, термокомпресија, енергетска ефикасност

**ALEKSANDAR GJERASIMOVSKI**

**THERMODYNAMIC AND FLOW PROCESSES IN THE THERMOCOMPRESSION  
POLYGENERATION SYSTEMS**

**ABSTRACT:**

A new concept for sustainable development in the energy sector based on the concept of dispersed production of electrical energy and energy for heating and cooling; polygeneration systems; energy efficient technologies, recuperation and systems with thermocompression; renewable energy systems (solar, wind energy, geothermal and hydro energy); thermal and cooling storage; cryogenic energy storage – LAES (Liquid Air Energy Storage); thermal systems with fuel cells, hydrogen production; thermal cycles with CO<sub>2</sub>; decarbonization, carbon capture and storage.

Thermal and gas – dynamic processes, flow field design, performance, parameters, and energy characteristics of R718 centrifugal compressors, ejectors, combined thermocompression systems and IC engines are analyzed as elements of the dispersed polygeneration systems and concentration systems.

Optimization models and experimental research utilized for verification and validation of the calculation models are presented. Original thermocompression polygeneration systems are proposed and their energy characteristics are estimated. High energy efficiency of the proposed systems is achieved which results in significant energetic, economic, and environmental benefits.

An optimization methodology for the thermocompression polygeneration systems is defined. Implementation of the concept and the optimization methodology for specific conditions results in optimal application and optimal connection of the dispersed multigeneration systems with utilization of modern methods and techniques: multiobjective optimization, genetic algorithms, smart grids.

**KEY WORDS:**

polygeneration, turbocompressor, ejector, optimization, thermocompression, energy efficiency

## СОДРЖИНА

1. ВОВЕД.....	10
1.1. ПРЕДМЕТ НА ДОКТОРСКАТА ДЕСЕРТАЦИЈА .....	10
1.2. МОТИВАЦИЈА НА ИСТРАЖУВАЊАТА .....	10
1.3. МЕТОДОЛОГИЈА НА ИСТРАЖУВАЊАТА.....	11
1.4. ЦЕЛИ НА ИСТРАЖУВАЊАТА.....	13
1.5. ХИПОТЕЗИ.....	14
1.6. ПРЕГЛЕД НА ДОСЕГАШНИТЕ ИСТРАЖУВАЊА.....	14
2. ЕДЕН НОВ КОНЦЕПТ НА ОДРЖЛИВ РАЗВОЈ ВО ЕНЕРГЕТСКИОТ СЕКТОР.....	17
2.1. КАРАКТЕРИСТИКИ НА ТРАДИЦИОНАЛНИОТ ГЛОБАЛЕН ЕНЕРГЕТСКИ СЕКТОР.....	17
2.2. СКОРЕШНИ И ТЕКОВНИ ИСТРАЖУВАЧКО – РАЗВОЈНИ АКТИВНОСТИ ВО ЕНЕРГЕТСКИОТ СЕКТОР .....	19
2.3. НОВ КОНЦЕПТ НА ОДРЖЛИВ РАЗВОЈ ВО ЕНЕРГЕТСКИОТ СЕКТОР.....	20
3. ТЕРМИЧКИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ОБЈЕКТИ И ПРОЦЕСНИ ИНДУСТРИСКИ СИСТЕМИ.....	22
3.1. СИСТЕМИ ЗА ГРЕЕЊЕ, ЛАДЕЊЕ И КЛИМАТИЗАЦИЈА.....	22
3.2. ПРОЦЕСНИ ИНДУСТРИСКИ СИСТЕМИ .....	25
4. ГАСНИ МОТОР – ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРСКИ АГРЕГАТИ.....	27
5. R718 ЦЕНТРИФУГАЛНИ КОМПРЕСОРИ .....	30
5.1. ТЕРМОДИНАМИЧКИ СВОЈСТВА НА ВОДА (R718).....	32
5.2. ДИЗАЈН НА R718 ЦЕНТРИФУГАЛНИ КОМПРЕСОРИ .....	34
5.3. КАРАКТЕРИСТИКИ НА R718 ЦЕНТРИФУГАЛНИ КОМПРЕСОРИ .....	39
5.4. CFD ТЕХНИКИ ЗА СИМУЛАЦИЈА НА СТРУЕЊЕТО ВО ТУРБОКОМПРЕСОРИ.....	44
6. НАДЗВУЧНИ ЛАДИЛНИ ЕЈЕКТОРИ .....	45
6.1. ЕЈЕКТОРСКИ ЛАДИЛНИ МАШИНИ .....	45
6.2. МОДЕЛ ЗА ОПТИМИРАЊЕ НА СТРУЈНИОТ ПРОСТОР И ПЕРФОРМАНСИ НА НАДЗВУЧНИ ЕЈЕКТОРИ .....	50
6.3. ОПТИМАЛНИ ГЕОМЕТРИСКИ ПАРАМЕТРИ НА ЕЈЕКТОРОТ.....	55
6.4. ПЕРФОРМАНСИ НА ЕЈЕКТОРИТЕ .....	56
6.5. CFD ТЕХНИКИ И ПРИМЕНА НА ANSYS СОФТВЕРСКИ ПАКЕТИ ЗА АНАЛИЗА НА СТРУЕЊЕ ВО ЕЈЕКТОРИТЕ.....	60
6.5.1. Основни пресметки и димензионирање на проточниот простор на ејекторите .....	60
6.5.2. Дизајнирање на ејекторите.....	61
6.5.3. Дискретизација на ејекторскиот проточен простор.....	64
6.5.4. Модел за струење во проточниот простор на ејекторите.....	67
6.5.5. Резултати од CFD моделот за пресметка на струењето во ејекторите.....	67



7. ИНДУСТРИСКИ КОНЦЕНТРАТОРИ СО ТЕРМОКОМПРЕСОРСКИ СИСТЕМИ .....	85
7.1. ЕДНОСТЕПЕНИ И ПОВЕЌЕСТЕПЕНИ КОНЦЕНТРАТОРСКИ ПОСТРОЈКИ .....	85
7.2. КОНЦЕНТРАТОРИ СО ЕЈЕКТОРСКА ТЕРМОКОМПРЕСИЈА .....	88
7.3. ИНДУСТРИСКИ НАТРИУМ ХИДРОКСИД (NaOH) КОНЦЕНТРАТОР .....	91
7.4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН ВАКУУМ КОНЦЕНТРАТОР.....	92
7.4.1.  Опис на концентраторот.....	92
7.4.2.  Надзвучен парен R718 ејектор.....	94
7.4.3.  Главен топлински изменувач испарувач / кондензатор .....	94
7.4.4.  Мерна шема, мерни места и инструменти за мерење.....	96
7.4.5.  Организација на експерименталните мерења.....	97
7.4.6.  Оценка на мерната неодреденост .....	98
7.4.7.  Резултати од експерименталните мерења.....	101
7.4.8.  Перформанси на надзвучниот парен R718 ејектор.....	103
7.5. КОНЦЕНТРАТОРИ СО ТУРБОКОМПРЕСОРСКА ТЕРМОКОМПРЕСИЈА.....	109
8. КОМБИНИРАНИ КОМПРЕСОРСКО – ЕЈЕКТОРСКИ ЛАДИЛНИ / ТОПЛИНСКО ПУМПНИ СИСТЕМИ .....	112
9. КОМБИНИРАНИ КОМПРЕСОРСКО – ЕЈЕКТОРСКИ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ .....	115
9.1. ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ СО ПРИМАРЕН ГАСЕН МОТОР– ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОР ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА, ГРЕЕЊЕ И ЛАДЕЊЕ СО КОНВЕНЦИОНАЛНИ ТОПЛИНСКИ ПУМПИ / ЛАДИЛНИ МАШИНИ .....	117
9.2. ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ СО ПРИМАРЕН ГАСЕН МОТОР – ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОР ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА И ГРЕЕЊЕ И ЛАДЕЊЕ СО КОМБИНИРАНА КОМПРЕСОРСКО–ЕЈЕКТОРСКА ЛАДИЛНА МАШИНА / ТОПЛИНСКА ПУМПА .....	121
9.3. НЕКОНВЕНЦИОНАЛНИ СИСТЕМИ ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ТЕХНОЛОШКА ПАРА СО ПРИМАРЕН ГАСЕН МОТОР–ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОР ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА И ЕЈЕКТОРСКА / ТУРБО КОМПРЕСОРСКА ТЕРМОКОМПРЕСИЈА.....	126
9.4. КОМБИНИРАНИ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ СО ПРИМАРЕН ГАСЕН МОТОР – ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОР ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА, ТЕХНОЛОШКА ПАРА, ТОПЛИНСКА ЕНЕРГИЈА И ЛАДЕЊЕ СО КОМПРЕСОРСКИ И ЕЈЕКТОРСКИ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦИСКИ ПОСТРОЈКИ.....	132
9.5. МЕТОДОЛОГИЈА ЗА ОПТИМИРАЊЕ НА КОМБИНИРАНИТЕ КОМПРЕСОРСКО – ЕЈЕКТОРСКИ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ.....	137
10. ЗАКЛУЧОЦИ .....	140
ЛИТЕРАТУРА.....	146

## УПОТРЕБУВАНИ ОЗНАКИ

<b>A</b>	површина ( $m^2$ )
<b>a</b>	локална брзина на звук ( $m s^{-1}$ )
<b>c</b>	брзина ( $m s^{-1}$ )
<b><math>c_p</math></b>	специфична топлина при константен притисок ( $J kg^{-1} K^{-1}$ )
<b><math>c_v</math></b>	специфична топлина при константен волумен ( $J kg^{-1} K^{-1}$ )
<b>D</b>	дијаметар на коло ( $m$ )
<b><math>H_g</math> (HHV)</b>	горна топлинска моќ ( $J m_n^{-3}$ )
<b><math>H_d</math> (LHV)</b>	долна топлинска моќ ( $J m_n^{-3}$ )
<b>h</b>	специфична енталпија ( $J kg^{-1}$ )
<b>k</b>	коэффициент на пренос на топлина ( $W m^{-2} K^{-1}$ )
<b><math>l_e</math></b>	ефективна работа за компримирање ( $J kg^{-1}$ )
<b><math>l_k</math></b>	Euler работа ( $J kg^{-1}$ )
<b><math>l_p</math></b>	политропска работа за компримирање ( $J kg^{-1}$ )
<b><math>\dot{M}</math></b>	масен проток ( $kg s^{-1}$ )
<b>M</b>	Mach број
<b><math>M_u</math></b>	периферен Mach број
<b><math>M_w</math></b>	Mach број на гасната струја
<b>n</b>	брзина на вртење ( $s^{-1}$ ), ( $min^{-1}$ , rpm)
<b>p</b>	притисок (Pa)
<b>Q</b>	топлинска моќност (W)
<b>R</b>	гасна константа ( $J kg^{-1} K^{-1}$ )
<b>r</b>	степен на реактивност
<b>Re</b>	Reynolds број
<b>s</b>	специфична ентропија ( $J kg^{-1} K^{-1}$ )
<b>T</b>	температура (K)
<b>u</b>	периферна брзина на коло ( $m s^{-1}$ )
<b>V</b>	волуменски проток; капацитет на компресор
<b>w</b>	релативна брзина ( $m s^{-1}$ )
<b><math>z_2</math></b>	број на лопатки
<b><math>\alpha</math></b>	конвергентен агол на примарна млазница ( $^\circ$ )
<b><math>\beta</math></b>	дивергентен агол на примарна млазница ( $^\circ$ )
<b><math>\beta_2</math></b>	агол на лопатки на излез ( $^\circ$ )
<b><math>\eta</math></b>	коэффициент на корисност
<b><math>\eta_{ext}</math></b>	ексергетски коэффициент на корисност
<b><math>\eta_p</math></b>	политропски коэффициент на корисност

$\eta_s$	изентропски коефициент на корисност
$\theta$	коефициент на проток
$\kappa$	изентропски експонент
$\Pi$	компресионен однос
$\Pi_T$	експанзионен однос
$\rho$	степен на реактивност на турбоекспандер
$\psi$	коефициент на напор, коефициент на брзина на млазница, греен фактор
$\mu$	молекулска маса ( $\text{kg kmol}^{-1}$ )
$\varphi$	коефициент на проток
$\tau$	коефициент на стеснување на проточен пресек
$\delta$	дебелина на лопатка
$\lambda$	коефициент на вишок на воздух
$\xi_0$	фактор на компресибилност
$\beta_2$	излезен агол на лопатките на колото
$\eta_h$	хидрауличен коефициент на корисност
$\mu_s$	коефициент на циркулација
$\psi_t$	коефициент на теоретски напор
$\varepsilon$	ладилен фактор
$\omega$	коефициент на ејекција
$\bar{b}_2$	релативна широчина на колото
$\bar{u}_1$	сведена периферна брзина
$\bar{d}$	релативен дијаметар на колото

## 1. ВОВЕД

### 1.1. ПРЕДМЕТ НА ДОКТОРСКАТА ДЕСЕРТАЦИЈА

Предложен е еден нов концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор базиран на концептот за дисперзирано производство и потрошувачка на електрична енергија, топлинска енергија и енергија за ладење, користење на обновлива и одржлива енергија (сончева енергија, енергија од ветер, геотермална енергија, хидроенергија итн.) и користење на термички технологии, објекти, уреди, машини и системи со висока енергетска ефикасност. Значајна компонента на новиот концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор се системите со термокомпресија и нивната оптимална имплементација во термички технологии со висока енергетска ефикасност, како и термокомпресорските полигенеративни системи (multy energy generation systems – мултигенеративни системи) за симултано производство на електрична енергија, топлинска енергија и енергија за ладење.

Предмет на оваа докторска дисертација е истражувањето на термодинамичките и струјните процеси во системите со термокомпресија и во термокомпресорските полигенеративни системи за дисперзирано производство (dispersed and distributed generation) на електрична, топлинска и ладилна енергија.

### 1.2. МОТИВАЦИЈА НА ИСТРАЖУВАЊАТА

Глобалните еколошки проблеми поврзани со оштетувањето на озонскиот слој и со глобалното загревање и климатските промени наметнаа дополнителни еколошки критериуми (покрај техничките и економските критериуми) во истражувањата и општиот развој на енергетскиот сектор: примена на обновливи енергетски ресурси (сончева енергија, геотермална енергија, хидроенергија, енергија од ветер, итн.), развој на нови концепти на енергетски ефикасни технологии за производство, дистрибуција и користење на енергијата, развој на нови концепти во транспортот и сообраќајните средства, примена на природни еколошки работни флуиди, изведба на енергетски ефикасни објекти и енергетски ефикасни системи за греење, ладење и климатизација на објектите, развој на нови концепти на енергетски ефикасни технологии во процесната, хемиската, прехранбената, фармацевтската и другите индустриски гранки, развој и примена на термотрансформациски технологии и користење на отпадна нискотемпературна топлина итн.

Од технички и економски причини, а особено поради еколошките проблеми поврзани со глобалното загревање, зголемувањето на енергетската ефикасност стана главна тема и предмет на бројни научноистражувачки и развојни активности во областа на термичките машини, уреди, постројки и системи. Зголемувањето на енергетската ефикасност и примената на енергетски ефикасни технологии претставува значаен “извор на обновлива и одржлива енергија” и важна компонента за одржлив глобален развој. Во тој контекст истражувањето на термодинамичките и струјните процеси во системите со термокомпресија и оптималната имплементација во термичките технологии со висока енергетска ефикасност, како и во термокомпресорските полигенеративни системи претставува современа тема од особен истражувачки интерес.

### 1.3. МЕТОДОЛОГИЈА НА ИСТРАЖУВАЊАТА

Современите научноистражувачки активности и достигнувањата во развојот на машините, уредите, постројките и системите во областа на термичкото инженерство, поддржани со развојот и достигнувањата во областа на фундаменталните научни дисциплини: механиката на флуидите (CFD – нумеричката динамика на флуиди) и термодинамиката (СТА – нумеричката термичка анализа), заедно со развојот и достигнувањата во областа на машинските материјали и јакоста на материјалите, развојот во метрологијата и мерните инструменти, развојот на информациските технологии (компјутерските системи и теоријата на паметни мрежи), претставуваат реална основа за конципирање и развој на нови енергетски ефикасни термички технологии и системи.

Во оваа докторска дисертација имплементирани се современите теоретски и експериментални методи за истражување на термичките, струјните и енергетските карактеристики на системите со термокомпресија (турбокомпресорска, ејекторска и компресорско / ејекторска) и на термокомпресорските полигенеративни системи.

Анализирани се енергетски ефикасни објекти, нивните термички карактеристики и енергетски потреби (електрична енергија, толинска енергија за греење и санитарна топла вода, енергија за климатизација и ладење), како и енергетски ефикасни системи за греење и климатизација на објектите.

Анализирани се термички карактеристики на различни технологии од процесната индустрија (индустријата за млеко, месната индустрија, индустријата за хартија,

прехранбено конзервната индустрија, хемиската и фармацевтската индустрија итн.) и нивните потреби од технолошка пара, технолошка топла вода, електрична енергија, топлинска енергија за греење и климатизација и енергија за ладење.

Извршени се истражувања на индустриски концентратори, кои имаат широка примена во процесната индустрија. Потенцирано е значително зголемување на нивната енергетска ефикасност со примена на системи со турбокомпресорска и / или ејекторска термокомпресија. Дадени се податоци од експериментални испитувања на еден индустриски NaOH концентратор. Извршени се детални теоретски и експериментални истражувања на еден експериментален вакуум концентратор за гроздов концентрат со ејекторска термокомпресија. Презентирани се експерименталните истражувања и изнесени се резултатите со анализа на мерната неодреденост. Дадени се резултати од еднодимензионален модел и CFD модел за надзвучен ејекторски термокомпресор за различни работни услови. Извршена е споредба на експерименталните резултати со резултатите од моделите за надзвучен ејекторски термокомпресор.

Истражувани се карактеристиките на примарните гасни мотор – електрогенераторски агрегати, на нивните изведби и перформанси, како и на карактеристиките на природниот гас како погонско гориво за гасниот мотор.

Дефинирана е методологија за оптимирање на системите со термокомпресија и на комбинираниите термокомпресорски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија, топлинска енергија за греење, енергија за ладење во системи за климатизација, топлинска енергија за припрема на санитарна топла вода, енергија за ладење на прехранбени производи и енергија за генерирање водена пара во процесните индустриски системи.

Предложени се различни изведби на термокомпресорски полигенеративни системи, како оптимални технички решенија за различни термички карактеристики на објектите и различни технички барања за потребите од електрична енергија и топлинска енергија за греење и ладење, за потребите од технолошка пара и енергија за процесно ладење, како и за различни техно – економски услови:

- Полигенеративни (мултигенеративни) системи со примарен гасен мотор – електрогенератор за производство на електрична и топлинска енергија за греење и ладење со конвенционални компресорски ладилни машини / топлински пумпи,

- Комбинирани полигенеративни системи со примарен гасен мотор – електрогенератор за симултано производство на електрична и топлинска енергија за греење и ладење со комбинирани компресорско – ејекторски ладилни машини / топлински пумпи,
- Нековенционални системи за производство на технолошка пара со примарен гасен мотор – електрогенератор за производство на електрична енергија,
- Неконвенционални полигенеративни системи со примарен гасен мотор – електрогенератор за производство на електрична енергија, технолошка пара, топлинска енергија за греење и ладење со компресорски и ејекторски термотрансформациски постројки.

Воведувањето на концептот на дисперзирано производство на електрична енергија со имплементација на предложените термокомпресорски полигенеративни системи, заедно со дисперзирано производство на електрична енергија со фотоволтаични соларни колектори, претставува основа за одржлив развој на енергетскиот сектор, како основа за вкупен одржлив развој, како и значајна компонента во надминувањето на глобалните еколошки проблеми поврзани со глобалното загревање.

#### 1.4. ЦЕЛИ НА ИСТРАЖУВАЊАТА

Основна цел на оваа докторска дисертација е поставување на еден оригинален концепт и методологија за оптимирање на системи со термокомпресија и за оптимална структура на термички системи со термокомпресија, како и за оптимирање на комбинираните термокомпресорски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија, топлинска енергија за греење, енергија за ладење во системи за климатизација, топлинска енергија за технолошки потреби, за припрема на санитарна и технолошка топла вода, енергија за ладење на прехранбени производи и енергија за генерирање водена пара во процесни индустриски системи.

Реализацијата на основната цел на докторска дисертација подразбира дефинирање на критериуми и методологија за оптимален избор, пресметка и дизајнирање на елементите на термокомпресорскиот систем и на комбинираниот термокомпресорски компресорско – ејекторски полигенеративен систем: компресори, ејектори, топлински изменувачи (испарувачи, кондензатори, генератори и други топлински изменувачи), примарни мотор – електрогенератори и други елементи.

Примената на концептот и методологијата за оптимирање на комбинираните термокомпресорски полигенеративни системи на конкретен објект, за конкретни

технички барања за потребите од електрична енергија, топлинска енергија и енергија за ладење, како и за конкретни техно – економски услови резултира во оптимална имплементација на конкретен оптимален термокомпресорски полигенеративен систем со оптимална структура и елементи.

## 1.5. ХИПОТЕЗИ

**ГЛАВНА ХИПОТЕЗА:** Воведување на термокомпресија во термичките системи од процесната индустрија, како и воведување на термокомпресорски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија, топлинска енергија и енергија за ладење, резултира со значајно зголемување на енергетската ефикасност и претставува важна компонента во новиот концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор.

**ПОМОШНА ХИПОТЕЗА:** Воведувањето на концептот на дисперзирано производство на електрична енергија од обновливи и одржливи енергетски извори со фотоволтаични соларни колектори и со ветерни турбини, заедно со имплементација на предложените термокомпресорски полигенеративни системи, претставува основа за одржлив развој на енергетскиот сектор, како и значајна компонента во надминувањето на глобалните еколошки проблеми поврзани со глобалното загревање

## 1.6. ПРЕГЛЕД НА ДОСЕГАШНИТЕ ИСТРАЖУВАЊА

Во точка 2 од оваа докторска дисертација е предложен еден нов концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор, базиран на концептот за дисперзирано производство на енергија (електрична, топлинска, ладилна, индустриска и технолошка пара, технолошка и санитарна топла вода итн.) [12][13][41][44].

Термичките карактеристики на објектите и на системите за греење, ладење и климатизација, како и карактеристиките на процесните индустриски системи и можностите за зголемување на енергетската ефикасност со воведување на системи за рекуперација на отпадна топлина и нови термички технологии [28][29][30][31][32][33][35][36][42][45][46][47][49] анализирани се во точка 3.

Анализа на енергетските карактеристики и на современиот развој на гасните мотори со внатрешно согорување [1][2][3][4][5], кои претставуваат основна компонента на полигенеративните системи, како и на мотор – електрогенератор агрегатите за производство на електрична енергија дадена е во точка 4.



Термо – гаснодинамичките процеси, специфичностите во дизајнот на проточниот простор, перформансите и работните параметри на R718 центрифугалните компресори [9][10][11][46][64], кои преставуваат основна компонента на концентраторите со турбо компресорска парна компресија / рекомпресија, како и на полигенеративни системи за производство на електрична, топлинска и ладилна енергија, анализирани се во точка 5 и точка 9.

Општата теорија на термотрансформаторите [27] е применета за анализа на термотрансформациите во компресорско – ејекторскиот ладилен / топлинско пумпен систем. Термотрансформациските технологии се презентирани во [28], каде се дискутирани техничките и економските потенцијали и се анализирани различни индустриски процеси, со нивните работни температури, како можни нискотемпературни топлински извори. Во процесните индустриски системи технолошка пара вообичаено се произведува во парни котелски постројки. Со развојот на концептите на почисто производство и стратегиите за зголемување на енергетската ефикасност на термичките процеси и технологии се предлагаат алтернативни начини за производство на пара [29][30][31][32][33] со користење на отпадна топлина од индустриските термички системи и примена на нови технологии на високотемпературни топлински пумпи и термичка парна компресија / рекомпресија. Оваа тема предизвика посебен научен интерес и истражувачки активности. Се предлагаат различни нови синтетички ладилни медиуми, соодветни за примена во високотемпературните топлински пумпи [29][30][31][32]. Сепак, R718 е најпогоден работен медиум во високотемпературните топлински пумпи [33][64][65].

Анализа на термо – гаснодинамичките процеси, оптималното дизајнирање на проточниот простор, перформансите на надзвучните, ладилни ејектори и термичките карактеристики на ејекторските ладилни машини, концентраторски системи и полигенеративните системи со ејекторска термокомпресија [43][48][9][27][33][61] дадена е во точка 6 и точка 7. CFD модели за струење во надзвучни ејектори се презентирани во: [40][48] [50][51][52] со користење на апликативен софтвер ANSYS Fluent [38][39], кој се препорачува за пресметка на надзвучни и трансонични струења [53][54][55][56][59].

За оценка на мерната неодреденост на експерименталните истражувања се применува ISO “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, 1993 [63].

Термичките карактеристики на комбинираните компресорско – ејекторски ладилни машини / топлински пумпи [42][40][43][45][48][9][27][33], анализирани се во точка 8.

Во точка 9 од оваа докторска дисертација разработени се карактеристиките на комбинираните термокомпресорски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија и топлинска енергија и енергија за ладење [42][40][43][45][48][9]. Когенеративните термички системи за истовремено производство на електрична и топлинска енергија наоѓаат примена во системи со големи, средни и мали капацитети, со турбокомпресорско – турбоекспандерски единици [37][6][7][8] и со мотори со внатрашно согорување [1][2][3][4][5]. Преглед на истражувањата и достигнувањата во развојот на три – генеративните системи (СШР – combined cooling, heating and power systems) даден е во [9][14]. Тригенеративните технологии со апсорпциони ладилни системи имаат релативно широка примена и екстензивни истражувачки активности [15][16][17][18][19][20][21]. Тригенеративните технологии кои вклучуваат други технологии, вклучително ејекторски ладилни системи и Rankine системи исто така имаат екстензивни истражувачки активности [22][23][24][25][26][27]. Различни типови погонски мотори се применуваат во тригенеративните системи за добивање механичка работа, од која во електрогенераторот се добива електрична енергија. Турбокомпресорско – турбоекспандерските микро – тригенеративни системи претставуваат исклучително атрактивна

истражувачка тема.

Во комбинираните компресорско – ејекторски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија и топлинска енергија за греење и ладење анализирани во оваа докторска дисертација применети се мотори со внатрешно согорување (гасни мотори) за добивање механичка работа, од која во електрогенераторот се добива електрична енергија. Отпадната топлина од моторот со внатрешно согорување, како генерирачка топлина, се користи во компресорско – ејекторскиот ладилен / топлинско пумпен систем за производство на топлинска енергија и енергија за ладење.

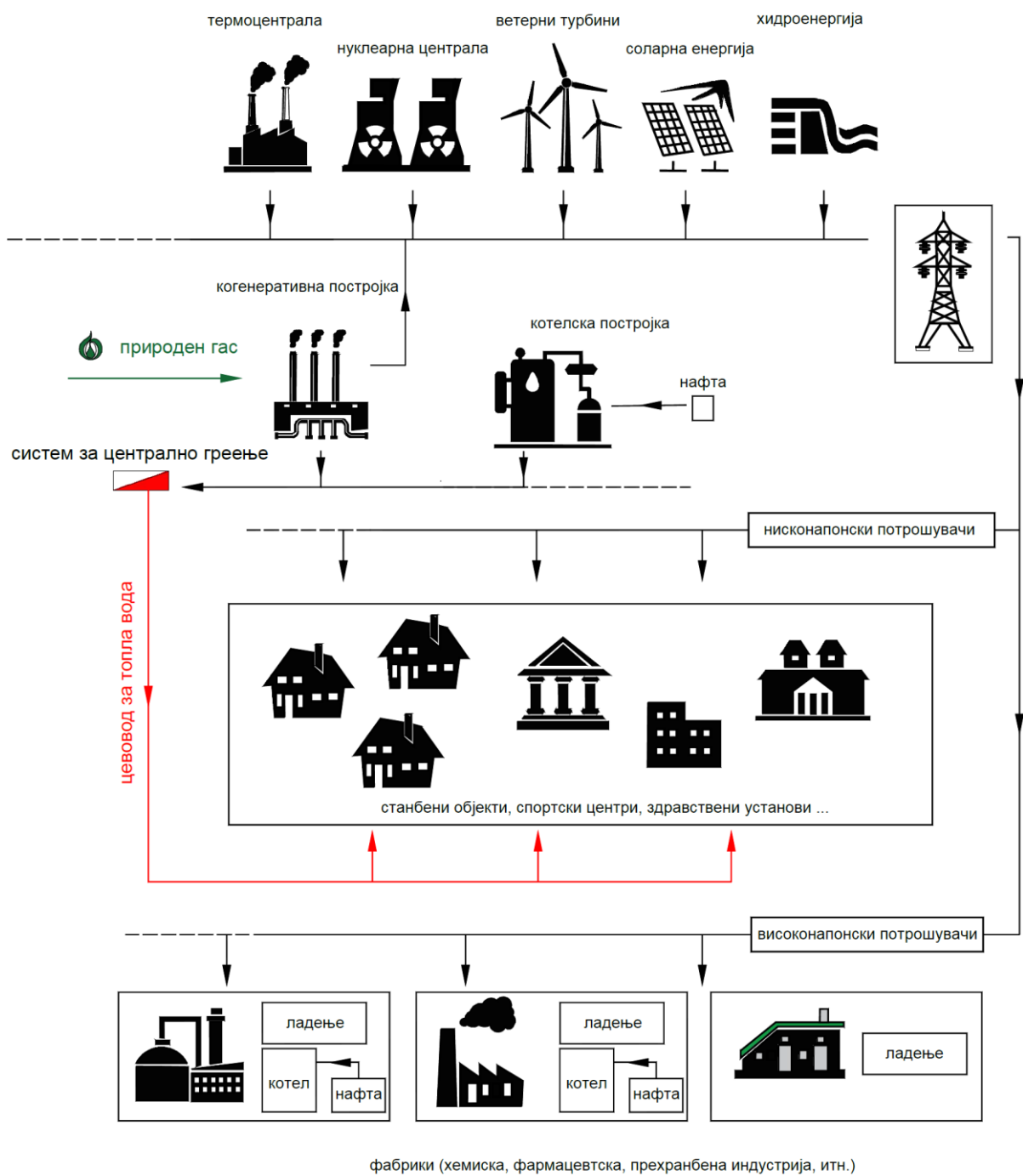
## **2. ЕДЕН НОВ КОНЦЕПТ НА ОДРЖЛИВ РАЗВОЈ ВО ЕНЕРГЕТСКИОТ СЕКТОР**

Досегашниот глобален концепт на енергетиката е базиран на големи електрични централи (термо, хидро, нуклеарни централи), големи топлификациони централи и централни топлификациони системи, индустриски парни котелски постројки, централни и индивидуални системи за греење, ладење и климатизација на резиденцијални и станбени објекти, административни и културно – образовни објекти, трговски центри и други. Интензивното зголемување на населението и потрагата за подобар квалитет на живот доведоа до интензивен техничко – технолошки и индустриски развој во сите сектори, како и до зголемени потреби од енергија (електрична, топлинска и ладилна). Општиот развој на енергетиката, заедно со развојот во областа на транспортот и енормното зголемување на бројот на моторни сообраќајни средства кои користат фосилни горива, доведоа до исклучително опасни глобални еколошки ефекти и до реална закана за опстанокот на нашата планета.

### **2.1. КАРАКТЕРИСТИКИ НА ТРАДИЦИОНАЛНИОТ ГЛОБАЛЕН ЕНЕРГЕТСКИ СЕКТОР**

Традиционалниот глобален енергетски сектор (Слика 2.1) се карактеризира со:

- Централизирано производство на енергија (електрична, топлинска, ладилна, индустриска и технолошка пара, технолошка и санитарна топла вода итн.),
- Дисперзирана потрошувачка на енергија,
- Големи електро енергетски постројки (термо – електроенергетски постројки, хидро електро енергетски постројки, нуклеарни електро енергетски постројки),
- Големи централни топлификациони системи,
- Големи централни парни котелски постројки,
- Централни системи за греење, ладење и климатизација на станбени, резиденцијални, административни, културни, образовни, трговски центри,
- Термички технологии со ниска енергетска ефикасност применети во процесната индустрија (хемиска и фармацевтска индустрија, индустрија за хартија, прехранбена, млечна, месна и конзервна индустрија итн.),
- Возила, транспорт и сообраќај (мотори со внатрешно согорување на фосилни горива).



Сл. 2.1 Традиционален енергетски сектор

## 2.2. СКОРЕШНИ И ТЕКОВНИ ИСТРАЖУВАЧКО – РАЗВОЈНИ АКТИВНОСТИ ВО ЕНЕРГЕТСКИОТ СЕКТОР

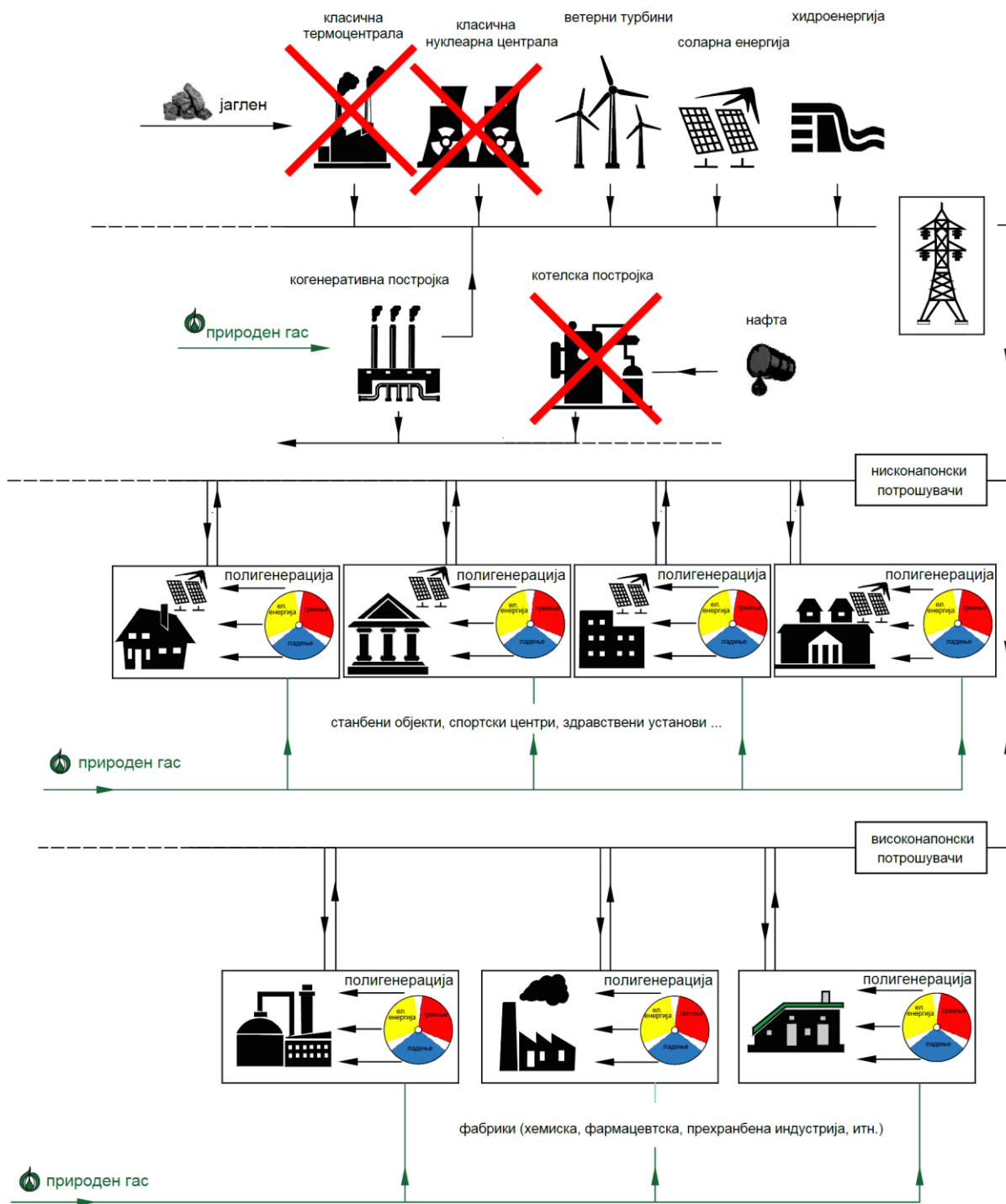
Покрај техничките и економските критериуми во скорешните и тековните истражувачко – развојни активности во енергетскиот сектор се применуваат дополнителни еколошки критериуми кои опфаќаат:

- Примена на обновливи и одржливи извори на енергија (сончева енергија, енергија од ветер, геотермална енергија, хидроенергија),
- Користење на природен гас, како почисто фосилно гориво, и еден од најсигурните примарни енергетски извори како замена за традиционално користените фосилни горива (нафта, јаглен и слично),
- Развој на нови концепти на енергетски ефикасни технологии (технологии за почисто производство) при производството (генерирањето), дистрибуцијата и користењето на енергијата,
- Развој на нови концепти во транспортот и сообраќајот со електрични и хибридни возила,
- Примена на природни и еколошки подобни работни флуиди, вклучително и ладилни медиуми,
- Изведба на енергетски ефикасни објекти и енергетски ефикасни системи за греење, ладење, вентилација и климатизација на објектите,
- Развој на нови концепти на енергетски ефикасни технологии во процесната индустрија, хемиска и фармацевтска индустрија, индустрија за хартија, прехранбена, млечна, месна и конзервна индустрија итн.,
- Развој на когенеративни и тригенеративни системи,
- Развој и примена на термотрансформациски технологии за користење на нискотемпературна и отпадна топлина,
- Развој на нови концепти за складирање на енергија (електрични батерии; термичко складирање; ладилно складирање; термичко – енергетско – криогено складирање LAES; термички системи со горивни ќелии, производство на водород; термички циклуси со CO<sub>2</sub>; декарбонизација, зафаќање и складирање на CO<sub>2</sub>).

### 2.3. НОВ КОНЦЕПТ НА ОДРЖЛИВ РАЗВОЈ ВО ЕНЕРГЕТСКИОТ СЕКТОР

Новиот концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор (Слика 2.2) се карактеризира со:

- Дисперзирано производство на енергија (електрична, топлинска, ладилна, индустриска и технолошка пара, технолошка и санитарна топла вода итн.),
- Дисперзирана потрошувачка на енергија,
- Поврзување на производителите и потрошувачите на енергија преку електро енергетскиот систем,
- Дисперзирано производство на електрична енергија во микро, мали, средни и големи (индустриски) полигенеративни системи за симултано производство на електрична, топлинска и ладилна енергија, во комбинација со фотоволтаични соларни колекторски системи и примена на системи за складирање на енергија,
- Користење на нови енергетски ефикасни технологии во процесната индустрија, хемиска и фармацевтска индустрија, индустрија за хартија, прехранбена, млечна, месна и конзервна индустрија,
- Примена на системи со компресорска и / или ејекторска термокомпресија за термотрансформација на нискотемпературна и отпадна топлина,
- Имплементација на хибридни и електрични возила во транспортот и сообраќајот,
- Развој на полигенеративни системи со различни капацитети и примена во различни објекти, индивидуални и колективни станбени и резиденцијални објекти, културни, административни, образовни, трговски центри итн. за греење, ладење, климатизација, санитарна топла вода и за генерирање на електрична енергија,
- Развој на полигенеративни системи со различни капацитети и примена во различни индустриски системи од процесната индустрија (хемиска и фармацевтска индустрија, индустрија за хартија, прехранбена, млечна, месна и конзервна индустрија) за греење, ладење, климатизација, индустриска и технолошка пара, технолошка и санитарна топла вода и за генерирање на електрична енергија,
- Примена на обновливи и одржливи извори на енергија (сончева енергија, енергија од ветер, геотермална енергија, хидроенергија).



Сл. 2.2 Нов концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор

### **3. ТЕРМИЧКИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ОБЈЕКТИ И ПРОЦЕСНИ ИНДУСТРИСКИ СИСТЕМИ**

Оптималната примена и оптималното конципирање на системите со термокомпресија и на комбинираните термокомпресорски полигенеративни системи зависи од термичките карактеристики на објектите и на процесните индустриски системи, како и од нивните енергетски потреби: електрична енергија, енергија за греење, ладење и климатизација, енергија за санитарна топла вода, енергија за технолошка топла вода, енергија за производство на технолошка пара, енергија за процесно ладење и други енергетски потреби.

#### **3.1. СИСТЕМИ ЗА ГРЕЕЊЕ, ЛАДЕЊЕ И КЛИМАТИЗАЦИЈА**

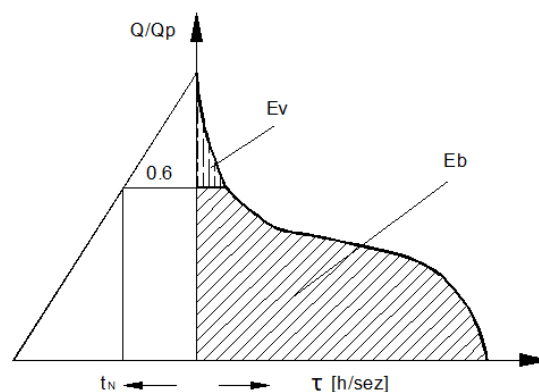
Архитектонско – термичките карактеристики на објектите (резиденцијални и станбени објекти, административни и културно – образовни објекти, спортски центри, трговски центри итн.) заедно со надворешните и внатрешните климатски услови ги дефинираат топлинските загуби (зимски режим), односно топлинските добивки (летен режим). Современите тенденции за изведба на енергетски ефикасни објекти, како и развојот во областа на градежните материјали, доведоа до воведување на строги критериуми за дозволени топлински загуби / добивки на објектите, како и до изведба на објекти со соодветна топлинска изолација и целосна енергетски ефикасна обвивка на објектите. Сепак, енергетската ефикасност на објектите многу зависи и од концептот и изведбата на системите за греење, ладење, вентилација и климатизација: изведбата на цевната / каналската мрежа, балансирањето на цевната / каналската мрежа, регулацијата на системот, изведбата на системот за рекуперација – регенерација на топлината, концептот на изведба на системот и на изворот на енергија за греење / ладење (сончева енергија, нискотемпературна отпадна топлина, геотермална енергија, топлинска пумпа итн., како алтернатива на вообичаените концепти на системи со котел на фосилно гориво и конвенционален ладилен агрегат).

За пресметка на проектните топлински загуби / добивки на објектот се користат вообичаени стандардизирани процедури. Топлинската енергија за греење во текот на грејната сезона, дефинирана со топлификациониот дијаграм, зависи од климатските услови. За услови на умерена континентална клима (Р. Македонија) топлификациониот дијаграм (Слика 3.1) се карактеризира со изразит пик, односно со краток временски период со изразено ниски надворешни температури (блиски до проектните). Особено е



важно при конципирање на сложени комбинирани системи за греење со топлински пумпи или на комбинирани полигенеративни системи (како системите што се предмет на оваа докторска дисертација) базната топлинска енергија да се покрие со топлинската пумпа (полигенеративниот систем), која би била со помала инсталирана моќност (пониска инвестиција), на пример 60% од проектната, а ќе покрие 92% од потребната енергија за греење, произведувајќи евтина топлинска енергија, додека врвната енергија да се покрие од врвен евтин генератор (40% од инсталираната моќност) произведувајќи 8% скапа енергија за греење. Изборот на моќноста на топлинската пумпа (полигенеративниот систем) претставува предмет на комплексно техно – економско оптимирање, при што се опфаќаат и другите компоненти на полигенеративниот систем.

Проектните топлински добивки (летен режим) се однесуваат на одреден период од денот со висока надворешна температура, висок интензитет на сончево зрачење и други извори на топлински добивки. Инсталираната моќност на ладилниот агрегат треба да биде изразено помала (20 – 25% од проектните топлински добивки) што доведува до низа погодности: значително пониска инвестиција, пониски административни трошоци за такси за ангажирана електрична моќност, пониски експлоатациони трошоци за ангажирана електрична моќност, растоварување на електро – енергетскиот систем итн. Целосното покривање на топлинските добивки се реализира со воведување на систем за акумулирање на студ. Тоа доведува до дополнителни погодности: континуирана работа на ладилниот агрегат во текот на денот (24 часа), работа на ладилниот агрегат во ноќниот период при пониски надворешни температури, работа на ладилниот агрегат со повисок ладилен фактор (COP), работа на ладилниот агрегат во период на евтина тарифа на електричната енергија итн.



Сл. 3.1 Топлификационен дијаграм

Претходно изнесените согледувања претставуваат значајна компонента во методологијата на оптимирање на комбинираниите термокомпресорски полигенеративни системи за симултано производство на електрична и топлинска енергија за греење, ладење и климатизација коишто се предмет на оваа докторска дисертација.

Во услови на силно изразени стратегии за изведба на енергетски ефикасни објекти современите барања и критериумите за подобар квалитет на живот се зголемуваат. Во тој контекст се зголемуваат и барањата и критериумите за параметрите на внатрешен комфор (температура, релативна влажност, рамномерност на температурата, чистота на воздухот, количество на свеж воздух, брзина на воздухот, температура и дистрибуција на воздухот, бучава итн.) што треба да ги обезбеди системот за греење, ладење и климатизација. Дополнително, се зголемуваат и потребите и барањата за квалитетот и количината на санитарна топла вода. Во зависност од дневната динамика за потребите од санитарна топла вода се предвидува соодветно термичко складирање, односно соодветен резервоар за санитарна топла вода. Со имплементација на концептот на изведба на енергетски ефикасни објекти термичката енергија за припрема на санитарна топла вода станува се позначајна компонента во вкупните потреби за топлинска енергија на објектите.

Податоците за топлинските капацитети за греење, ладење и санитарна топла вода се имплементирани во концептот на комбинираниот термокомпресорски полигенеративен (мултигенеративен) систем за симултано производство на електрична енергија и енергија за греење и ладење (точка 9). Основа за оптимално конципирање на комбинираниот термокомпресорски полигенеративен систем и избор на примарниот мотор се потребите за топлинска енергија за греење и енергија за ладење. Произведената електрична енергија во примарниот мотор – електрогенераторски агрегат ќе се користи за потребите на станбениот објект. Вишокот на произведена електрична енергија ќе се испорачува во мрежата на електро енергетскиот систем. При недостаток на произведена електрична енергија ќе се користи електрична енергија од мрежата на електро енергетскиот систем.

### 3.2. ПРОЦЕСНИ ИНДУСТРИСКИ СИСТЕМИ

Во многу процесни индустриски системи од индустријата за млеко и млечни производи, индустријата за месо и месни производи, конзервно – прехранбената индустрија, индустријата за пиво и сокови, хемиската и фармацевтската индустрија, индустријата за хартија, текстилната и конфекциската индустрија итн., за реализација на технолошкиот процес на производство потребна е електрична енергија, топлинска енергија и енергија за ладење.

Според традиционалниот концепт електричната енергија кај процесни индустриски системи се набавува од електро енергетскиот систем. Топлинската енергија за реализација на термичките процеси на повисоки температури се произведува во парни котларници, најчесто со согорување на фосилни горива (мазут, нафта, природен гас, втечен нафтен гас). Вообичаено, притисокот на водената пара е меѓу 3.0 и 6.0 (bar). Поретко, потребниот притисок на водената пара е повисок 10 до 16 (bar). Капацитетот на котларницата, односно капацитетот на произведената водена пара зависи од топлинските потреби на процесниот индустриски систем.

За оптимално конципирање на комбинираниите термокомпресорски полигенеративни системи за производство на електрична енергија, водена пара за топлински потреби и енергија за ладење, покрај потребниот капацитет за водена пара треба да се дефинира и динамиката на потрошувачка на водена пара, за да се одреди базната потрошувачка, која би се покривала од полигенеративниот систем, и врвната потрошувачка, која би се покривала од врвна котларница, или од акумулатор на високотемпературна топлина (термичко складирање).

Во многу од наведените процесни индустриски системи потребна е санитарна и технолошка топла вода. За оптимална изведба на капацитетот на подсистемот за санитарна и технолошка топла вода потребна е динамиката на потрошувачка и изведба на акумулатор (резервоар) за санитарна и технолошка топла вода.

Енергија за ладење кај конвенционалните процесни индустриски системи се добива со класични компресорски ладилни системи. Капацитетот на ладилниот систем зависи од капацитетот на конкретниот процесен индустриски систем. Вообичаено, потребни се температури на ладење: умерено ладење, температурен опсег (-5 до +5) °C; длабоко ладење (-40 до -30)°C. Покрај капацитетот на ладилниот систем, потребно е да се дефинира и динамиката на потребите од студ. Кај ладилните системи од индустријата

за млеко и млечни производи вообичаено се предвидува базен за ледена вода како акумулатор на студ.

Проектните (инсталираните) потреби од студ се однесуваат на одреден период во денот. Инсталираната моќност на ладилниот агрегат треба да биде значително помала (на пример 20 – 25% од проектните потреби од студ) што доведува до низа погодности: значително пониска инвестиција, пониски административни трошоци за такси за ангажирана електрична моќност, пониски експлоатациони трошоци за ангажирана електрична моќност, растоварување на електро – енергетскиот систем итн. Целосното покривање на потребите од студ се релизира со воведување на систем за акумулирање на студ. Тоа доведува до дополнителни погодности: континуирана работа на ладилниот агрегат во текот на денот (24 часа), работа на ладилниот агрегат во ноќниот период при пониски надворешни температури, работа на ладилниот агрегат со повисок ладилен фактор (COP), работа на ладилниот агрегат во период на евтина тарифа на електричната енергија итн.

Претходно изнесените согледувања претставуваат значајна компонента во методологијата на оптимирање на комбинираниите термокомпресорски полигенеративни системи (точка 9) за симултано производство на електрична енергија и топлинска енергија (водена пара) за реализација на термичките процесни технологии, топлинска енергија за санитарна и технолошка топла вода и енергија за ладење коишто се предмет на оваа докторска дисертација.

#### 4. ГАСНИ МОТОР – ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРСКИ АГРЕГАТИ

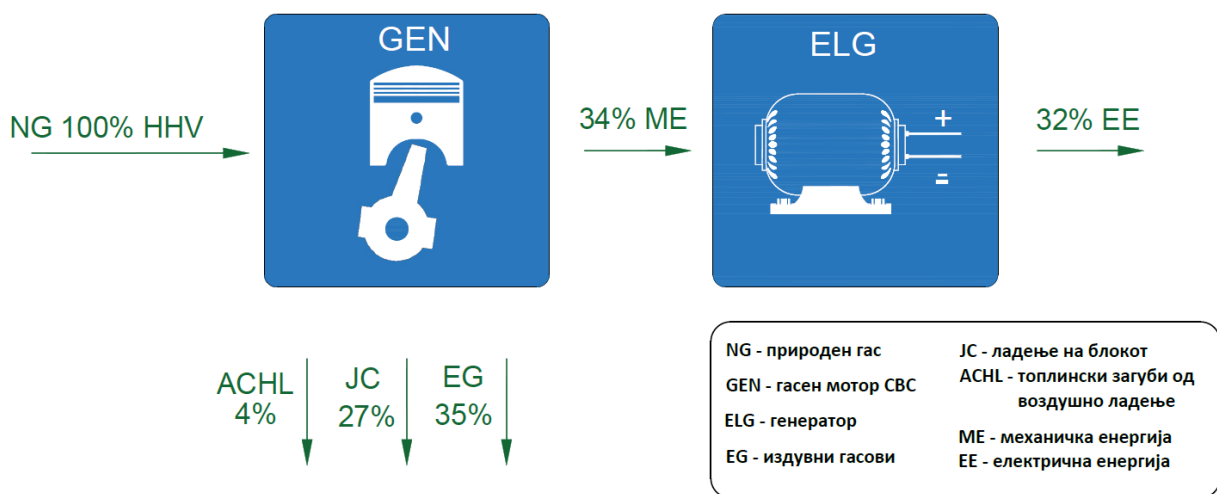
Во когенеративните, тригенеративните и полигенеративните системи за добивање механичка работа, од која во електрогенераторот се добива електрична енергија, се применуваат различни типови примарни погонски мотори.

Во предложените комбинирани термокомпресорски полигенеративни системи (мултигенеративни системи) за симултано производство на електрична енергија и топлинска енергија и енергија за ладење за добивање механичка работа се применети гасни мотори со внатрешно согорување. Од механичката работа во електрогенератор се произведува електрична енергија. Интензивните истражувања и развојот на моторите со внатрешно согорување доведоа до усовршување на нивната конструктивна изведба и постигнување на високи перформанси, високи средни ефективни притисоци и високи коефициенти на корисност. Термичкиот коефициент на корисност на моторите со внатрешно согорување постигнува вредности до 45 – 50% (во однос на долната топлинска моќ на горивото) [1][2][3][4][5]. Оваа вредност на коефициент на корисност е значително поголема од вредноста на коефициентот на корисност на малите турбокомпресорско – турбоекспандерски агрегати која изнесува 20 – 25%. Големите серии на производство на деловите за моторите со внатрешно согорување придонесува за намалување на цената, што претставува дополнителна предност во однос на турбо агрегатите. Големiot опсег на проектни моќности на различни изведби на мотори со внатрешно согорување (од десетина kW до неколку стотини kW) придонесува за нивна оптимална примена во предложениот концепт на микро, мали, средни и големи комбинирани термокомпресорски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија, топлинска енергија и енергија за ладење.

Работниот режим при кој моторот постигнува максимална моќност е различен од режимот при кој моторот постигнува максимален коефициент на корисност. При изборот на мотор со внатрешно согорување и на неговиот работен режим треба да се тежи кон постигнување на максимален коефициент на корисност. Дополнително влијание, особено значајно од еколошки аспект кај предложените полигенеративни системи, има критериумот за минимизација на азотните оксиди во издувните гасови на моторот. Со зголемување на вредноста на коефициентот на вишок на воздух нивото на азотни оксиди се намалува.

Очекуваните вредности на коефициентот на корисност на електрогенераторот се релативно високи 98 – 99%.

Шема на гасен мотор – електрогенераторски агрегат со енергетски биланс дадена е на слика 4.1. Од 100% доведена енергија со природниот гас (NG), во однос на горната топлинска моќ (HHV), во гасниот мотор (GEN) се генерира 34% механичка работа (mech), од која во електрогенераторот (ELG) се генерира 32% електрична енергија (el). 27% од доведената енергија со природниот гас се одведува со ладење на блокот на моторот (JC), 4% се одведува со воздушно ладење во интеркулерот на системот за преполнување на моторот со конвенционален турбо полнач, а 35% се одведува со издувните гасови од моторот. Температурата на издувните гасови од моторот е висока (500 – 700°C). Современиот развој на моторите со внатрешно согорување и тенденцијата за постигнување на високи термички коефициенти на корисност, проследено со високи притисоци и температури во циклусот (среден ефективен притисок 30 – 35 bar), доведоа до големи механички и термички оптоварувања на моторот и до уште повисоки температури на издувните гасови (до 1050°C). Со комбинираниите термокомпресорски полигенеративни системи, што се предмет на оваа докторска дисертација, топлината што се одведува од моторот се трансформира во корисна топлинска енергија (за греење и климатизација, технолошка пара, санитарна и технолошка топла вода итн.) и ладилна енергија (за ладење и климатизација, ладење на прехранбени производи, индустриско ладење на умерени и на ниски температури).



Сл. 4.1 Шема со енергетски биланс на гасен мотор – електрогенераторски агрегат

Како гориво за гасниот мотор се користи природен гас. Главна компонента на природниот гас е метан ( $\text{CH}_4$ ) (повеќе од 95 – 96%). Основните термодинамички податоци за метанот се: специфична топлина при нормални услови ( $0\text{ }^\circ\text{C}$ , 1.013 bar)  $c_p = 2156\text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ,  $c_v = 1632\text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ; топлинска моќ  $H_g = \text{HHV} = 39.819\text{ MJ/m}_n^3$   $H_d = \text{LHV} = 35.883\text{ MJ/m}_n^3$ ; минимално количество воздух за потполно согорување ( $\lambda = 1$ )  $V_{min} = 9.52\text{ m}_n^3\text{m}_n^{-3}$ ; Количество влажни продукти на согорување  $V_{min} = 10.52\text{ m}_n^3\text{m}_n^{-3}$ .

Составот на природниот гас е променлив зависно од изворот и претходната обработка и припрема. Рускиот природен гас е чисто гориво, без содржина на штетни примеси, со главна состојка метан. Долната топлинска моќ обично е во опсегот  $H_d = \text{LHV} = 33.5 - 35.0\text{ MJ/m}_n^3$ . Соодветната горна топлинска моќ е  $H_g = \text{HHV} = 37.2 - 38.8\text{ MJ/m}_n^3$ .

Заради намалување на содржината на азотни оксиди во составот на продуктите на согорување (издувните гасови од моторот) се препорачува зголемено количество на воздух ( $\lambda > 1$ ) во процесот на согорување ( $\lambda = 1.2$ ). И ако со современиот развој на моторите со внатрешно согорување се постигнати високи коефициенти на корисност (до 45 – 50 % во однос на LHV или до 40 – 45 % во однос на HHV), заради намалување на содржината на азотни оксиди и покачениот коефициент на вишок на воздух ( $\lambda = 1.2$ ), а според препораките на производителите на гасни мотор – генераторски агрегати, коефициентот на корисност на гасниот мотор е во опсегот 32 – 35 % во однос на HHV, односно 35.5 – 39.0 % во однос на LHV.

## 5. R718 ЦЕНТРИФУГАЛНИ КОМПРЕСОРИ

Основен елемент на системите со термокомпресија и на комбинираните термокомпресорски полигенеративни системи е центрифугален компресор со вода (R718) како работен медиум.

Современите научноистражувачки активности и достигнувањата во развојот на турбокомпресорите, поддржани со развојот и достигнувањата во областа на механиката на флуидите (CFD – нумеричката динамика на флуиди) и термодинамиката (СТА – нумеричка термичка анализа), заедно со развојот и достигнувањата во областа на машинските материјали и јакоста на материјалите, развојот во метрологијата и мерните инструменти, развојот во областа на електротехничките науки (фреквентните регулатори, високофреквентните перманентен магнет електромоторни технологии, електромоторни технологии со еднонасочна струја (DC), магнетните лежишта итн.) резултираат во развој на високопритисни, високобрзински, трансонични центрифугални компресори со висока енергетска ефикасност.

Развојот и достигнувањата во областа на машинските материјали и јакоста на материјалите придонесе за постигнување на исклучително високи периферни брзини на компресорското коло (до граница од  $720 \text{ ms}^{-1}$ ). Можностите за постигнување на високи периферни брзини на компресорското коло доведоа до постигнување на високи и екстремно високи компресиони односи на воздушна центрифугална компресорска степенница ( $\Pi = 10 - 12$ ).

Развојот и достигнувањата во областа на електротехничките науки (фреквентните регулатори, високофреквентните перманентен магнет електромоторни технологии, магнетните лежишта итн.) придонесе за значајно поедноставување на конструктивната изведба на турбокомпресорот, како и на експлоатацијата, одржувањето и долговечноста на постројката. Конструктивната изведба на центрифугален компресор со директно поставување на високопритисно високобрзинско компресорското коло на вратилото од високофреквентен електромоторен погон или на вратилото од високобрзински DC електромоторен погон, претставува едноставно софистицирано решение на компресор на иднината.

Шемата и составните делови на центрифугален компресор дадени се на слика 5.1.

Современите центрифугални компресори за воздух (флуид со мала молекулска маса) и за други слични гасови остваруваат високи компресиони односи ( $\Pi = 10 - 12$ ) при



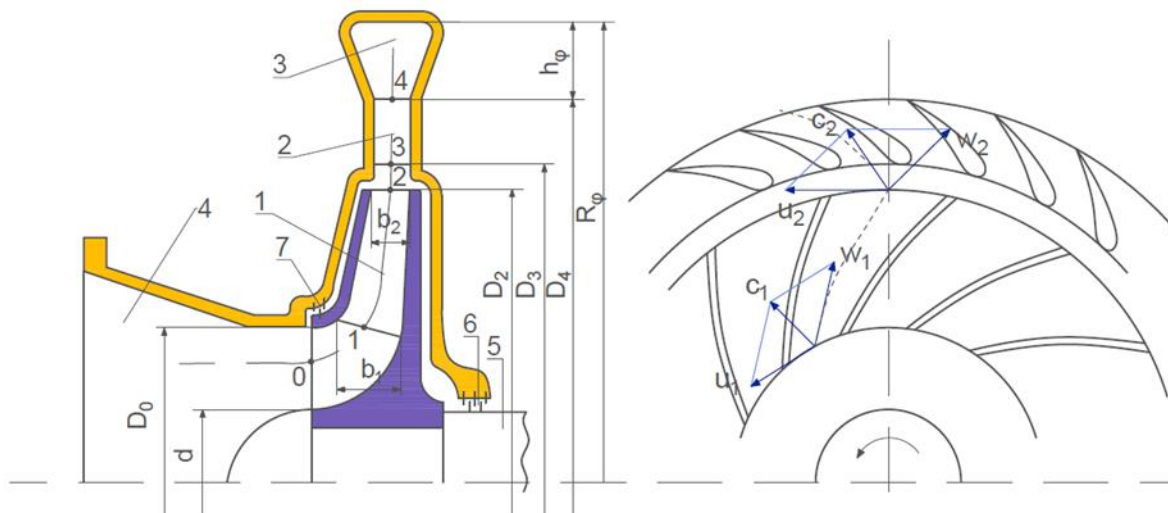
големи и екстремно големи периферни брзини (до  $720 \text{ ms}^{-1}$ ). Појавата на високи температури на потис, поради високите компресиони односи и големата вредност на изентропскиот експонент  $\kappa = c_p/c_v$ , претставува дополнителен проблем.

CFC, HCFC, HFC и HFE се медиуми со голема молекулска маса. Центрифугалната компресорска степеница при работа со овие ладилни медиуми остварува високи компресиони односи при релативно мали периферни брзини. Сепак, во проточниот простор се постигнуваат високи Махови броеви. Проблемите со високите Махови броеви треба да се согледаат и да се решат при оптималното обликување на проточниот простор на центрифугалниот компресор.

Центрифугалниот ладилен компресор при работа со CFC, HCFC, HFC и HFE ладилните медиуми обично е едностепен. Сепак, понекогаш се изведуваат двостепени компресори заради постигнување на повисоки COP на ладилниот циклус или заради прилагодување на брзините на вртење на компресорот и електромоторот.

Се препорачува центрифугалните компресори да се применуваат во комбинирани термокомпресорски полигенеративни системи за умерени капацитети  $100 - 250 \text{ kW}$ , за големи капацитети  $0.25 - 10 \text{ MW}$ , и за екстремно големи ладилни капацитети над  $10 \text{ MW}$ .

Современите истражувања во областа на центрифугалните ладилни компресори се насочени во развој на мали центрифугалните ладилни компресори со исклучително мали протоци ( $0.0006 - 0.005 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ ) и високи компресиони односи ( $\Pi = 10 - 12$ ), применувајќи ги современите достигнувања и развојот на високофреквентните електромоторни технологии (брзини на вртење поголеми од  $200000 \text{ min}^{-1}$ ), магнетните флуидни лежишта, како и развојот во областа на машинските материјали, јакоста на материјалите, технологиите на машинска обработка, CFD техниките на испитување на струењето, експерименталните истражувања на високопритисните, високобрзинските, трансонични центрифугални компресори. Предностите на центрифугалните компресори во однос на волуменските компресори е причина за нивна примена во областа на мали ладилни капацитети (од неколку до десетина kW).



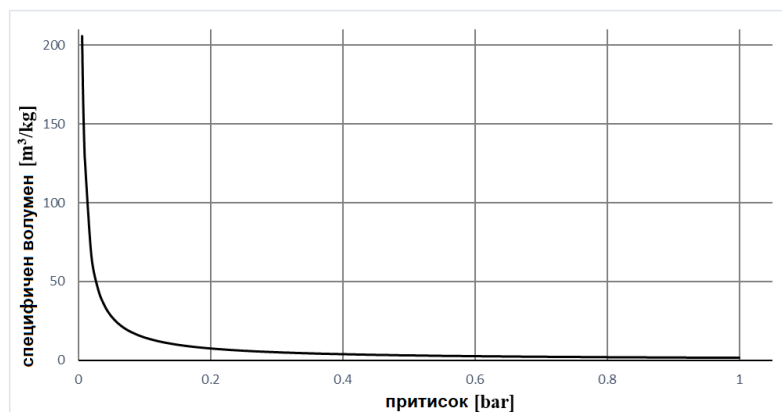
Сл. 5.1 Шема и основни делови на центрифугален компресор

Центрифугалниот ладилен компресор при работа со вода (R718) како ладилен медиум обично е повеќестепен. Водата е ладилен медиум со мала молекулска маса. При работа со умерени периферни брзини на колото  $u_2 = 350 - 400 \text{ m/s}$  центрифугалната компресорска степенца постигнува релативно низок компресионен однос  $\Pi = 1.7 - 2.2$  и соодветно низок температурен лифт  $\Delta T = 8 - 15 \text{ }^\circ\text{C}$ . За да оствари висок компресионен однос ( $\Pi = 3.5 - 4.5$ ) и соодветно висок температурен лифт ( $\Delta T = 25 - 40^\circ\text{C}$ ) колото на центрифугалната компресорска степенца треба да се врти со голема и екстремно голема периферна брзина  $u_2 = 550 - 600 - (700) \text{ m/s}$ . Големи димензии на центрифугалниот компресор се дополнителна ограничувачка карактеристика на R718 центрифугалните компресори. Сепак, за режими на работа на високотемпературни топлински пумпи, водата е идеален ладилен медиум, а примената на R718 центрифугалните компресори е особено успешна. Големите периферни брзини предизвикуваат високи Махови броеви и трансонични струјни појави во проточниот простор на компресорот.

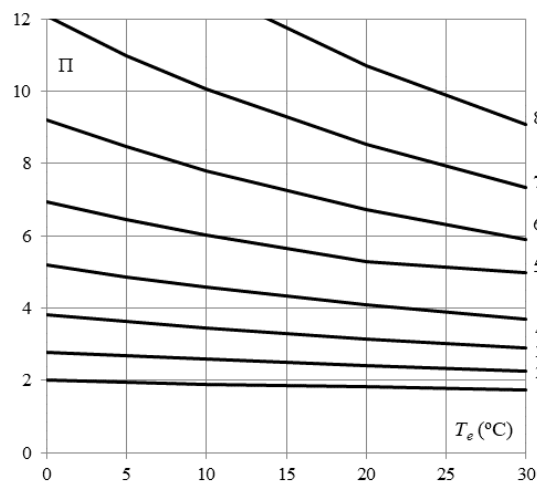
### 5.1. ТЕРМОДИНАМИЧКИ СВОЈСТВА НА ВОДА (R718)

Техничките и еколошките предности на водата како работен (ладилен) медиум и нејзините термодинамички својства се добро познати. За високотемпературни топлински пумпи и за системи со термокомпресија применети во концентраторски и десалинациски постројки, како и во комбинираниите термокомпресорски полигенерациски системи водата е идеален работен (ладилен) медиум, погоден за примена на центрифугални компресори. Најзначајно ограничување на водата како

работен (ладилен) медиум во работни услови со ниски температури (ладилни машини / топлински пумпи за климатизација; специфични нискотемпературни термокомпресорски системи) е тројната точка (0.0061bar; 0.01°C). Условите на работа во длабок вакуум и малиот специфичен волуменски ладилен капацитет (Слика 5.2) претставуваат специфичности што предизвикуваат големи и екстремно големи волуменски протоци во нискотемпературните работни режими. Дополнително, потребниот компресионен однос за даден температурен лифт е висок (Слика 5.3). Поради малата молекулска маса на водата R718 центрифугалните компресори остваруваат низок компресионен однос. Големата вредност на изентропскиот експонент предизвикува високи температури на потис од компресорот.



Сл. 5.2 Специфичен волумен на вода (R718) за ладилни работни услови



- 1)  $\Delta T_w = 10$  (K); 2)  $\Delta T_w = 15$  (K); 3)  $\Delta T_w = 20$  (K); 4)  $\Delta T_w = 25$  (K);  
 5)  $\Delta T_w = 30$  (K); 6)  $\Delta T_w = 35$  (K); 7)  $\Delta T_w = 40$  (K); 8)  $\Delta T_w = 45$  (K)

Сл. 5.3 Зависност на компресиониот однос ( $\Pi_w$ ) од температурата на испарување ( $T_e$ ) за различен температурен лифт ( $\Delta T_w$ )

## 5.2. ДИЗАЈН НА R718 ЦЕНТРИФУГАЛНИ КОМПРЕСОРИ

Шема и основни делови на центрифугален компресор дадени се на слика 5.1. Зависности помеѓу основните геометриски и дизајн параметри дадени се на слика 5.4. Основна геометриска големина која го определува обликот и перформансите на колото и на компресорот е излезниот агол на лопатките на колото  $\beta_{2l}$ . Зависноста меѓу коефициентот на напор  $\psi = \frac{h_{ef}}{u_2^2}$  и коефициентот на проток  $\phi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$  е:

$$\psi = \eta_h \cdot \psi_{2u}; \psi_{2u} = \mu \cdot \psi_\infty \text{ или } \psi_{2u} = k_1 - k_2 \cdot \phi_{2r} \cdot \text{ctg} \beta_{2l}; \psi_\infty = 1 - \phi_{2r} \cdot \text{ctg} \beta_{2l}$$

$\psi_{2u} = \frac{h_k}{u_2^2}$  – коефициент на теоретски напор;

$h_k = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}$  – Ојлерова работа;

$\mu$  – коефициент на намалување на теоретскиот напор – коефициент на циркулација;

$k_1$  и  $k_2$  се коефициенти кои се фунцкија од обликот на проточниот простор на колото, како и од режимот на работа на компресорот,  $(\phi_{2r}, M, Re \dots)$ ;

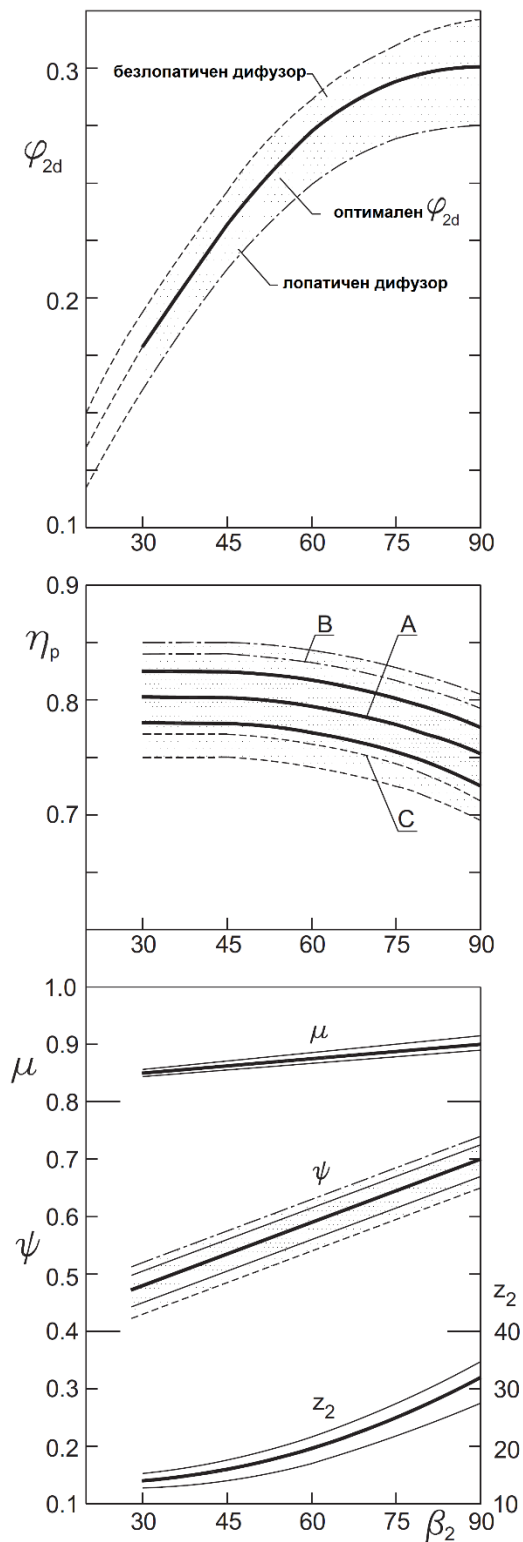
$\eta_h = \frac{h_{ef}}{h_k}$  – гаснодинамички, односно хидраулички коефициент на корисност;

$z_2$  – број на лопатки на колото,  $z_2 = z_1$  – едноредна решетка,  $z_2 = z_1 - 1$  – дворедна решетка.

Зависностите дадени на слика 5.4 се добиени со анализа на резултати од голем број теоретски и експериментални истражувања на центрифугални компресори [9][10][11]. Подрачјето А на сликата (полни линии) се однесува на R718 центрифугални компресори. Подрачјето В (точка – црта – точка) се однесува на големи центрифугални компресори, со лопатичен дифузор, со оптимална релативна широчина на колото  $\bar{b}_2 = b_2/D_2$ , со оптимален тродимензионален облик на лопатките и соодветно оптимално дизајниран дифузор и спирала. Подрачјето С (испрекината линија) се однесува на мали (вклучително и R718) центрифугални компресори каде влијанието на Reynolds – овиот број врз хидрауличките загуби е значително.

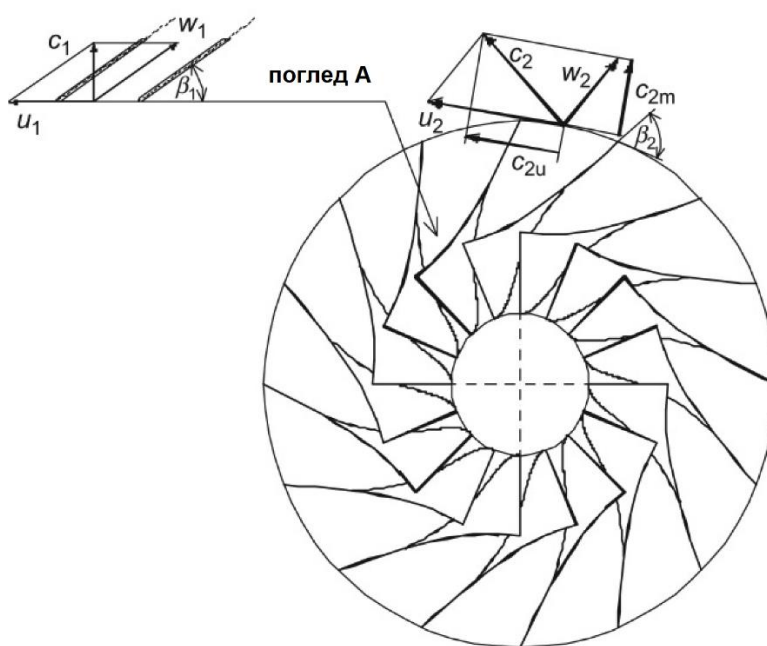
Радијален поглед на центрифугално коло даден е на слика 5.5. На слика 5.6 даден е меридијален профил на различни центрифугални кола. Оптималните вредности на  $\bar{b}_2$  зависат од типот на колото ( $\beta_{2l}$ ) и се движат во границите:  $\bar{b}_2 = 0.01 - (0.02 - 0.04) - 0.06$ . При зададен проток и компресионен однос зголемувањето на  $\bar{b}_2$  доведува до намалување на дијаметарот на колото  $D_2$ , а со тоа до намалување на габаритните димензии на компресорот, меѓутоа се зголемува бројот на вртежи на компресорското

коло, за да се постигне потребната периферна брзина, која е дефинирана од зададениот компресионен однос.

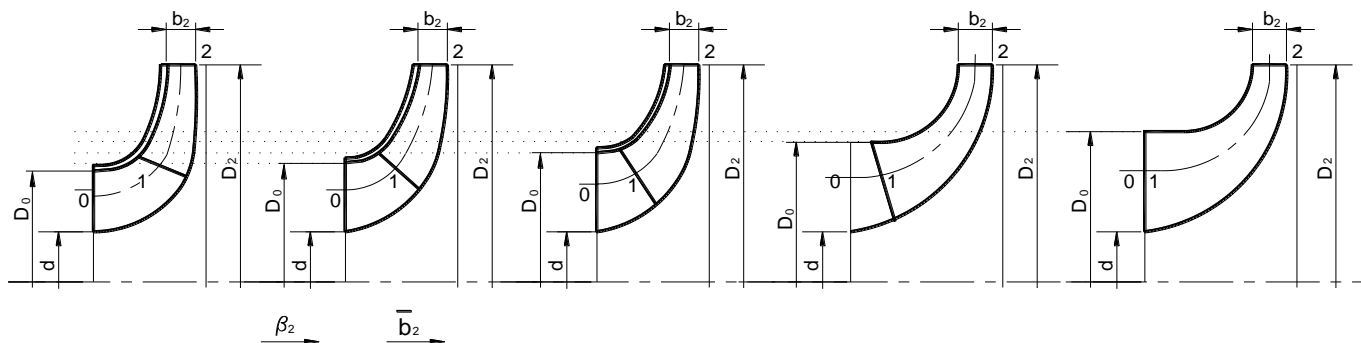


Сл. 5.4 Зависност на коефициентот на проток за пресметковен режим  $\varphi_{2d}$  ; ефикасноста на компресорот  $\eta_p$  , коефициентот на циркулација  $\mu$ , бројот на лопатки  $z_2$  и коефициентот на напор  $\psi$  од излезниот агол на лопатката  $\beta_{2l}$

Зголемувањето на излезниот агол  $\beta_{2l}$  и на релативната широчина  $\bar{b}_2$  доведува до спуштање на влезниот раб на лопатката на колото во аксијалниот дел од колото. Со тоа се зголемува должината на лопатките, се смалува аголот на ширење на меѓулопатичниот канал и се намалуваат загубите од дифузорно струење. Аксирадијалните кола со излезен агол  $90^\circ$  или близок до  $90^\circ$  обично се изведуваат без покривен диск. Тие се применуваат за големи и екстремно големи периферни брзини, односно за високопритисни компресорски степеници.



Сл. 5.5 Радијален поглед на центрифугално коло



Сл. 5.6 Меридијален профил на различни центрифугални кола

Оптимирањето на дијаметрите на влез во колото  $\bar{D}_0$  и  $\bar{D}_1$  се врши од условот за минимизација на релативната брзина на влез во решетката на колото.

$$\bar{D}_{0w_1min}^2 = \bar{d}^2 + \sqrt[3]{2} \cdot \left[ \frac{4 \cdot \tau_2 \cdot k_{v2} \cdot \bar{b}_2 \cdot \phi_{2r} \cdot k'_c}{\tau_1 \cdot k_d \cdot k_{vc}} \cdot \left( \frac{1 - M_0^2}{1 - 2 \cdot M_0^2} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{2}{3}}$$

и соодветниот агол на безударен влез:

$$tg\beta_{1b,v} = \frac{(\bar{D}_0^2 - \bar{d}^2)^{\frac{1}{2}}}{\bar{D}_0} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \left( \frac{1 - 2 \cdot M_0^2}{1 - M_0^2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Промените на специфичниот волумен на излез и влез во решетката се:

$$k_{v2} = [1 + r \cdot (k - 1) \cdot \psi_{2u} \cdot (1 + \beta_{tr} + \beta_{pr}) \cdot M_u^2]^{\sigma-1} = \frac{v_{2kolo}}{v_1}$$

$$k_{v1} = 1 - 0.5 \cdot \phi_{1r}^2 \cdot M_u^2 \approx k_{v0} = 1 - \frac{1}{2} \cdot M_0^2; \quad M_0 = \frac{c_0}{a_1}; \quad a_1 = \sqrt{k \cdot R \cdot T_1}; \quad M_u = \frac{u_2}{a_1}$$

$r$  – степен на реактивност

Коефициентите на стеснување на влезниот и излезниот пресек поради дебелина на лопатките:

$$\tau_1 = 1 - \frac{z_1 \cdot \delta_1}{D_1 \cdot \pi \cdot \sin \beta_{1l}}; \quad \tau_2 = 1 - \frac{z_2 \cdot \delta_2}{D_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta_{2l}}$$

Оптималните вредности на дијаметарот на влез во колото  $\bar{D}_0$  се:

$$\bar{D}_0 = (1.0 \div 1.05) \cdot \bar{D}_{0w_1min}$$

Дијаметарот на главчината на колото  $\bar{d} = \frac{d}{D_2}$  зависи од конструктивните особености на компресорот, особено од конструктивната изведба на вратилото на компресорот.

Оптималните вредности на влезниот агол  $\beta_{1l}$  се:

$$\beta_{1l} = \beta_{1b,v} + (0^\circ \div 10^\circ \div (15^\circ))$$

$$(ако се занемарат другите членови  $tg\beta_{1b,v} = \frac{1}{\sqrt{2}} \Rightarrow \beta_{1b,v} \approx 34^\circ$ )$$

За чисто центрифугални (радијални) кола дијаметарот на влезниот раб на колото е:

$$\bar{D}_1 = (1.00 \div 1.05) \cdot \bar{D}_0; \quad D_1 = k_D \cdot D_0$$

Дијаметар на колото  $D_2$ :

$$D_2 = \sqrt{\frac{\dot{V}_1}{\phi_{2r} \cdot u_2 \cdot \tau_2 \cdot \pi \cdot k_{v2} \cdot \bar{b}_2}}$$

За зададен компресионен однос  $\Pi$  дефинирана е политропската работа:

$$h_p = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \Pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \approx h_{ef} = \psi \cdot u_2^2$$

односно за дефинирано коло (дефиниран  $\psi$ ) дефинирана е потребната периферна брзина  $u_2$ .

Бројот на вртења е:

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} \text{ [vrt/min]}$$

Волуменскиот проток на компресорот зависи од топлинскиот (ладилниот) капацитет на термокомпресорскиот систем  $Q_e$  и од специфичниот волуменски ладилен капацитет  $q_v$ ,

$$V = Q_e / q_v$$

Работата што компресорското коло му ја предава на гасот зависи од кинематиката на струење на влезниот и излезниот пресек на решетката на колото, односно од обликот на проточниот простор на компресорот, најмногу од обликот на колото, и од брзината на вртење.

$$h_r = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_I \cdot \left[ \Pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]; \quad h_r = \frac{h_p}{\eta_p} \approx \frac{h_{ef}}{\eta_i}$$

$h_r$  – реална работа за компримирање;

$h_p$  – политропска работа;  $\eta_p$  – политропски коефициент на корисност;

$h_{ef}$  – ефективна работа;  $\eta_i$  – внатрешен коефициент на корисност;

$\psi$  – коефициент на напор;  $u_2$  – периферна брзина.

Компресиониот однос на компресорската степенница е:

$$\Pi = \left[ 1 + \frac{h_r}{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_I} \right]^{\frac{n}{n-1}}; \quad \Pi = \frac{p_{II}}{p_I}; \quad R = \frac{R_\mu}{\mu}$$

$p_{II}$  – притисок на потис на компресорската степенница

$p_I$  – притисок на всис во компресорската степенница

$$\Pi = \left[ 1 + (k-1) \cdot \frac{\psi \cdot u_2^2}{\eta_i \cdot R \cdot k \cdot T_I} \right]^{\frac{n}{n-1}}$$

Компресиониот однос на компресорската степенница зависи од работата за компримирање и од својствата на гасот што се компримира ( $R$ ,  $k$ ).

$$a = \sqrt{k \cdot R \cdot T_I}; \quad M_u = \frac{u_2}{a_I} - \text{условен (периферен) Махов број}$$

$$\Pi = \left[ 1 + (k-1) \cdot \frac{\psi}{\eta_u} \cdot M_u^2 \right]^{\frac{k}{k-1} \cdot \eta_i}$$

За одредена компресорска степенница, со компресорското коло со одреден  $\psi$ , компресиониот однос експоненцијално зависи од  $M_u$ , односно при зададен гас,



компресиониот однос на степенцата експоненцијално зависи од периферната брзина  $u_2$ , односно од брзината на вртење на колото.

Компресиониот однос на центрифугална компресорска степенца ограничен е со ограничувањето на периферната брзина  $u_2$ , што е поврзано со два критериуми:

- јакоста на колото, што подразбира јакостни својства на материјалот од кој е изработено колото и јакостни карактеристики на конструкцијата (обликот) на колото,
- гаснодинамички услови на струење на влезот во решетката на колото (најчесто), што е поврзано со ограничување на Маховиот број на гасниот поток:

$$M_{w_1} = \frac{w_1}{a_1} < 1; \quad M_{w_1} = 0.85 \div 0.95$$

Првиот критериум е лимитирачки при компримирање на лесни гасови (воздух, амонијак, водена пара), додека вториот при компримирање на тешки гасови (фреони; CFC, HCFC, HFC ладилни медиуми и слично).

Ориентациони вредности за ограничувањето на брзината на вртење  $u_2$  во зависност од материјалот на колото се:

- за јаглородни челици  $u_2 \leq 250 \text{ m/s}$ ;
- за легирани челици  $u_2 = 300 \div 350 \text{ m/s}$ ;
- за високолегирани челици  $u_2 = 400 \div 450 \text{ m/s}$ ;
- за титаниум легури и алуминиум легури  $u_2 = 500 \div 550 \text{ m/s}$ ;
- максимална постигната брзината на вртење  $u_2 = 720 \text{ m/s}$

При компримирање на лесни гасови, со мали периферни брзини се постигнуваат ниски компресиони односи. Високи компресиони односи може да бидат постигнати при големи и екстремно големи периферни брзини.

При компримирање на тешки гасови, релативно високи компресиони односи се постигнуваат со релативно мали периферни брзини. Тогаш се постигнуваат високи Махови броеви и лимитирачки е вториот критериум.

### 5.3. КАРАКТЕРИСТИКИ НА R718 ЦЕНТРИФУГАЛНИ КОМПРЕСОРИ

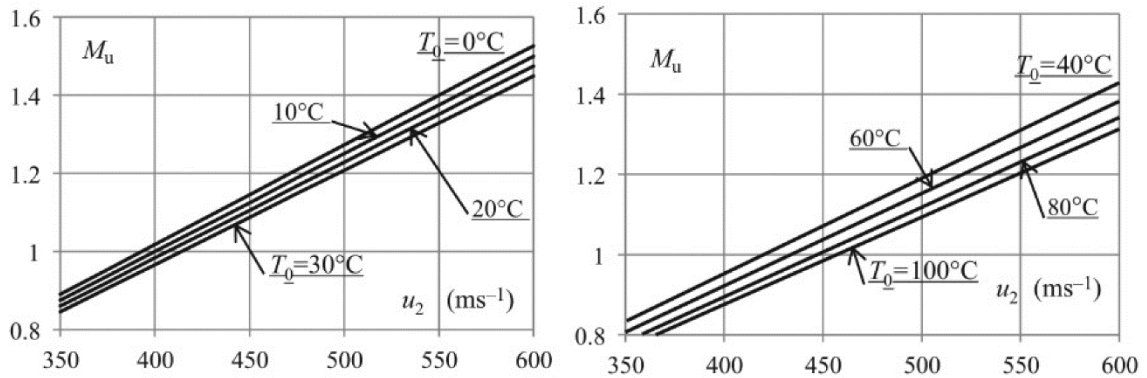
Три главни теми и предизвици треба да бидат надминати за успешна имплементација на центрифугалните компресори во R718 термокомпресорските системи за индустриски концентраторски системи, комбинирани термокомпресорски полигенеративни системи и ладилните системи и топлински пумпи:

- Висока нормална температура на испарување, што предизвикува висок потребен компресионен однос за постигнување на бараниот температурен лифт, односно разлика меѓу температурите на кондензација и испарување ( $T_c - T_e$ ),
- Мала молекулска маса на водата, што предизвикува голема и екстремно голема брзина на вртење на компресорското коло за да се постигне потребниот висок компресионен однос,
- Мал специфичен волуменски ладилен капацитет на водата, што предизвикува големи волуменски протоци на компресорот, особено во подрачје блиску до тројната точка, и големи димензии на компресорот.

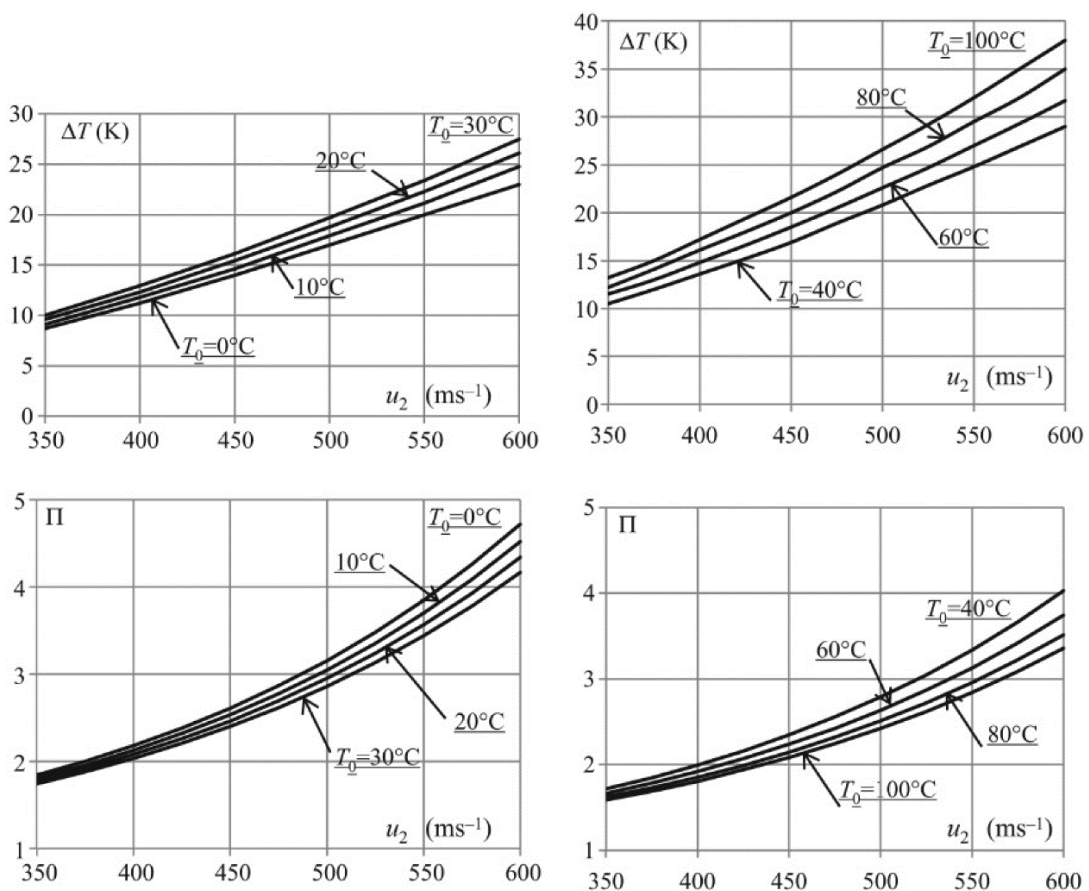
Дополнително, големата кинематска вискозност на водата, особено во подрачје блиску до тројната точка, предизвикува низок Reynolds – ов број на струењето во проточниот простор на компресорот. Исто така, големата вредност на изентропскиот експонент  $\kappa = c_p / c_v$ , предизвикува големо прегревање на потис на компресорот, што претставува голем проблем и дополнителен лимитирачки критериум.

Граничните услови на R718 центрифугална степеница произлегуваат од критериумот за ограничување на периферната брзина поради јакостните својства на колото. Скорешните постигнувања во областа на машинските материјали и јакоста на материјалите ја поместија границата на периферни брзини на  $720 \text{ ms}^{-1}$ . Големите брзини и високите компресиони односи предизвикуваат висок Mach – ов број на струењето (Слика 5.7) и значајно влијание на ограничувачкиот критериум од Mach – овиот број.

Центрифугална степеница може да постигне релативно низок компресионен однос при периферни брзини  $u_2 = 350 - 400 \text{ (ms}^{-1}\text{)}$  (Слика 5.8). Висок компресионен однос може да се добие при големи и екстремно големи периферни брзини  $u_2 = 500 - 600 \text{ (ms}^{-1}\text{)}$ . Зависноста на компресиониот однос на R718 центрифугална степеница ( $\Pi$ ) и коресподентниот температурен лифт ( $\Delta T$ ) од периферната брзина ( $u_2$ ) за различни температури на всис на компресорот ( $T_0$ ) е дадена на слика 5.8, за коефициент на напор  $\psi = 0.65$  и политропски коефициент на корисност  $\eta_p = 0.78$ .



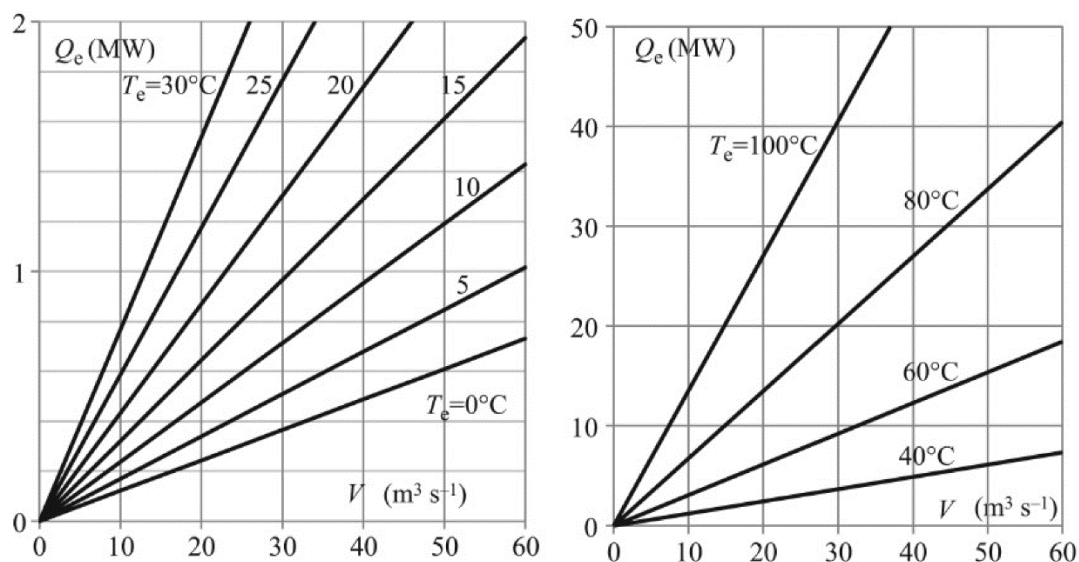
Сл. 5.7 Зависност меѓу  $M_u$  и  $u_2$



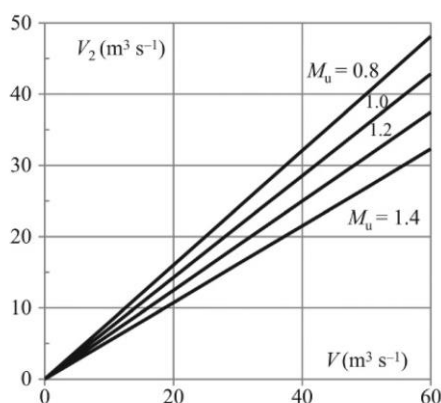
Сл. 5.8 Зависност меѓу  $\Pi$ ,  $\Delta T$  и  $u_2$  за различни  $T_0$  ( $\psi = 0.65$  ;  $\eta_p = 0.78$ )

Димензиите на компресорот главно зависат од капацитетот на термокомпресорскиот (ладилниот) систем ( $Q_e$ ), специфичниот волуменски ладилен капацитет ( $q_v$ ) односно специфичниот волумен на компресорот ( $e_c$ ) и од бараниот компресионен однос ( $\Pi$ ). Вода (R718) е медиум со мал ( $q_v$ ), односно голем ( $e_c$ ), посебно во областа на климатизација. Затоа волуменскиот проток ( $V$ ) е голем. Зависноста на волуменскиот проток на компресорот од капацитетот на термокомпресорскиот (ладилниот) систем за

различни температури на испарување ( $T_e$ ) е дадена на слика 5.9. Работните услови во длабок вакуум и малиот ( $q_v$ ) на R718 предизвикуваат големи волуменски протоци и големи димензии на компресорите, особено во примената за климатизација. Зависноста меѓу капацитетот на компресорот ( $V$ ) и волуменскиот проток на излез од ( $V_2$ ) дадена на слика 5.10 е функција од компресиониот однос, односно од периферниот Mach – ов број  $M_u$  ( $\Pi = f(M_u)$ ).



Сл. 5.9 Зависност на волуменскиот проток на компресорот ( $V$ ) од ладилниот капацитет ( $Q_c$ ) за различни температури на испарување ( $T_e$ )



Сл. 5.10 Зависност на волуменскиот проток на излез од колото ( $V_2$ ) од капацитетот на компресорот ( $V$ ) и периферниот Mach – ов број ( $M_u$ )

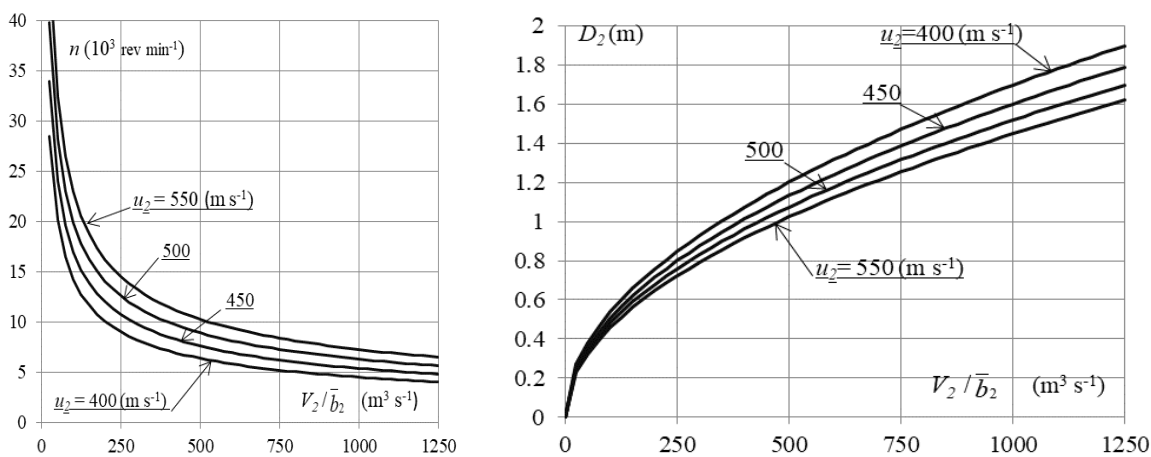
Релативната ширина на колото  $\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}$  претставува еден од најважните геометриски параметри со силно влијание на дизајнот и перформансите на компресорот. Зависноста меѓу дијаметарот на колото ( $D_2$ ), релативната ширина ( $\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}$ ), брзината на ротација на колото ( $n$ ), протокот ( $V_2$ ) и периферната брзина на колото ( $u_2$ ) што е

детерминирана од бараниот компресионен однос ( $u_2 = f(\Pi)$ ), за коефициент на проток при проектни услови  $\varphi_{2d} = 0.3$ , и коефициент на напор  $\psi = 0.65$ , и политропски коефициент на корисност  $\eta_p = 0.78$ , дадена е на слика 5.11.

Ограничувањето на компресиониот однос на R718 едностепен центрифугален компресор наменет за термокомпресорски системи на индустриски високотемпературни топлински пумпи и концентратори е околу  $\Pi \approx (2.7 - 4.0) - (3.4 - 4.7)$ , за ограничување на  $u_2 \approx 550 - 600 \text{ (ms}^{-1}\text{)}$ , а ограничувањето на соодветниот температурен лифт е околу  $\Delta T \approx (20 - 22) - (23 - 27) \text{ (K)}$ , зависно од температурата на всис

$T_0 = 30 - 100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тоа покажува дека со едностепени центрифугални компресори може да се покрие широк опсег на примена во индустриските високотемпературни топлински пумпи и концентраторски системи.

За термокомпресорски системи со пониски температури на испарување и соодветно пониски температури на всис, и за климатизациони системи ( $T_0 = 0 - 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ), ограничувањето на компресиониот однос е околу  $\Pi \approx (3.2 - 4.0) - (4.0 - 5.0)$ , а на температурниот лифт  $\Delta T \approx (20 - 22) - (23 - 27) \text{ (K)}$ .



Сл. 5.11 Зависности меѓу  $D_2$ ,  $n$ ,  $\bar{b}_2$ ,  $V_2$  and  $u_2$

#### 5.4. CFD ТЕХНИКИ ЗА СИМУЛАЦИЈА НА СТРУЕЊЕТО ВО ТУРБОКОМПРЕСОРИ

Современиот развој на CFD техниките и примената на комерцијални програмски пакети овозможува симулација на струењето, анализа на сложените струјни појави и оптимирање на струјниот простор на центрифугалниот компресор. CFD методите за симулација на струењето се базираат на нумеричко решавање на основните диференцијални равенки за законот за одржување на маса, законот за импулс и количество на движење и законот за одржување на енергија, како и равенките за термодинамичка состојба на гасот. За пресметка на струење на реален гас се применуваат различни модели на турбуленција. Ефективен метод за пресметка на тродимензионално, нестационарно, вискозно, трансонично струење во високопритисните центрифугални компресори е time dependent методот за пресметка на струењето. Развиени се различни комерцијални софтверски пакети за CFD симулации (ANSYS FLUENT, ANSYS CFX и други). Програмскиот пакет ANSYS содржи посебен програм за пресметка и димензионирање на центрифугални компресори кои што работат при различни работни услови и со различни работни флуиди. Податоците од димензионирањето се користат за генерирање на дискретизирана нумеричка мрежа од конечни волумени, која претставува пресметковна област за струењето. Со примена на програмот за пресметка на струењето се добива тродимензионална слика за струјните големини, како и резултати за перформансите на компресорот.

## 6. НАДЗВУЧНИ ЛАДИЛНИ ЕЈЕКТОРИ

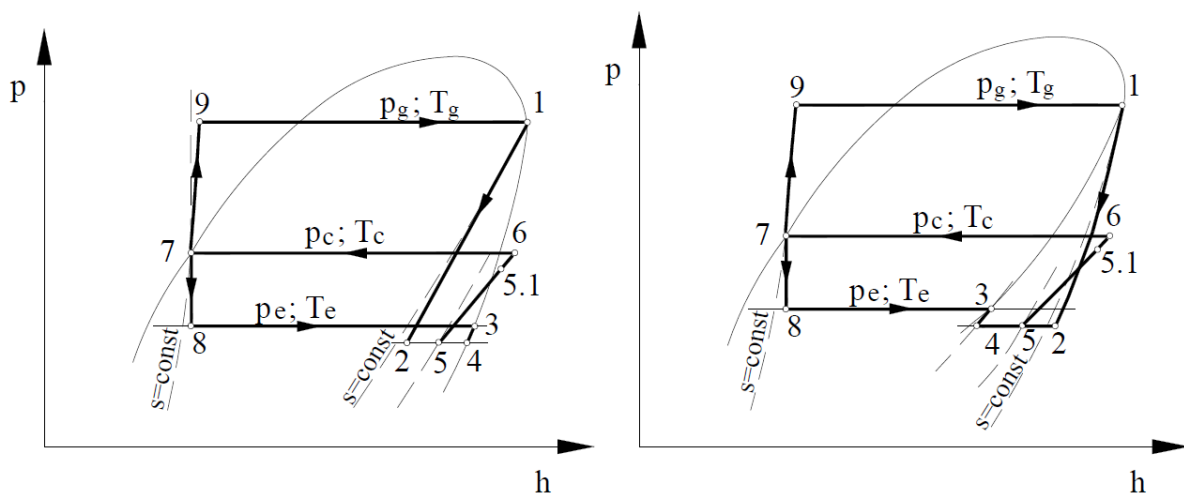
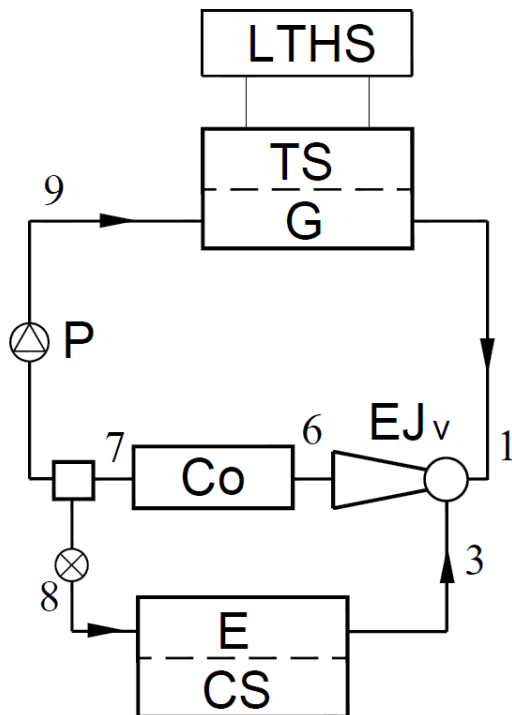
Ејекторите и термоенергетските системи со ејектори претставуваат предмет на бројни научноистражувачки и развојни активности на многу институции и универзитетски центри во светот. Подржани од достигнувањата во компјутерската термичка анализа (СТА) и нумеричката динамика на флуиди (CFD), користејќи современи мерни техники, ејекторите и термичките системи со ејектори постигнаа интензивен развој и широка примена.

Стратегијата за подобрување на енергетската ефикасност и концептот за почисто производство водат до пронаоѓање и развој на нови полигенеративни термокомпресорски системи и нови комбинирани (хибридни) термички системи со користење на нискотемпературна топлина, сончева и геотермална енергија и отпадна топлина. Во прилог на ова термичките системи со ејекторска термокомпресија привлекуваат големо внимание и бројни истражувачки активности, како и успешна апликација во различни термички технологии.

### 6.1. ЕЈЕКТОРСКИ ЛАДИЛНИ МАШИНИ

Кај ејекторските ладилни машини ладилниот циклус се остварува со потрошувачка на топлина, за разлика од компресорските ладилни машини кај кои се троши механичка работа. Како топлински извор може да се примени нискотемпературна топлина (сончева енергија, геотермална енергија, отпадна топлина) што е предност на ејекторските ладилни системи во однос на компресорските.

На слика 6.1 дадена е шема на ејекторска ладилна машина и топлински  $p-h$  дијаграми за циклуси со сува експанзија и со влажна експанзија, зависно од термодинамичките својства на ладилниот медиум. За повеќето ладилни медиуми (R718, R717, R744, R134a, итн.) термодинамичките својства се такви да изентропската експанзија од состојба на горната гранична крива завршува во влажно подрачје. За некои ладилни медиуми (R245fa, R600, итн.) експанзијата завршува во суво подрачје. Ваквите термодинамички својства на R245fa го прават погоден за примена во ејекторските ладилни машини. Исто така овој ладилен медиум, според термодинамичките својства, е погоден за примена и во компресорските ладилни машини, затоа што иреверзибилностите од прегревање на ладилниот медиум на потис од компресорот се помали.



Сл. 6.1 Шема на ејекторска ладилна машина и топлински  $p - h$  дијаграми за циклуси со влажна и со сува експанзија



Во генераторот (G) топлината  $Q_g$  од нискотемпературниот топлински извор (LTHS – Low Temperature Heat Source) се пренесува на ладилниот медиум, кој испарува и со висок енергетски потенцијал (притисок  $p_g$  и температура  $T_g$ ) го напушта генераторот. Овој енергетски потенцијал се користи за реализација на ладилниот циклус. Топлинскиот склад (TS – Thermal Storage) за генераторска топлина и ладилниот склад (CS – Cooling Storage) за ефектот на ладење се потребни (особено во системи со сончева енергија како извор) за да обезбедат стационарни услови на работа на ејекторот и на ладилниот систем и работа на ејекторот во пресметковниот режим односно во режимот за кој е проектиран.

Од генераторот погонскиот ладилен медиум со висок притисок  $p_g$  и висока температура  $T_g$  оди во ејекторот (EJv), каде како примарна струја експандира во ејекторската примарна млазница (1 – 2). Оваа примарна струја ја повлекува и ја всисува секундарната струја во мешачката комора на ејекторот. Секундарната струја доаѓа во ејекторот како пара од испарувачот со притисок  $p_e$  и температура  $T_e$ . Во секундарната ејекторска млазница секундарната струја експандира (3 – 4). Во мешачката комора на ејекторот се одвива сложен процес на пренос на импулс и количество движење (momentum transfer) меѓу примарната и секундарната струја (2 – 5; 4 – 5). Збирната – заедничката комбинирана струја после завршувањето на преносот на импулс и количество движење обично е надзвучна. Компресијата треба да настане со успорување на комбинирана струја, користејќи ја нејзината брзина односно кинетичка енергија. Успорување на надзвучна струја, односно премин од надзвучно струење во подзвучно настанува во ударен бран. На излез од мешачката комора настанува силен прав ударен бран, брзината одеднаш паѓа од надзвучна во подзвучна а притисокот нагло пораснува (5 – 5.1). Во ударниот бран компресијата е делумно извршена. Натомашна компресија се врши во подзвучниот дифузор, каде брзината на подзвучната струја дополнително се намалува што резултира со дополнителен пораст на притисокот (5.1 – 6).

Перформансите односно работните карактеристики на ејекторските ладилни машини многу зависат од перформансите на ејекторот, кои се детерминирани од работните услови на ладилниот систем и силно зависат од степенот до кој проточниот простор на ејекторот е оптимално дизајниран. Наспроти едноставноста на ејекторот, термичко – струјните појави во неговиот проточен простор се многу комплексни и треба да добијат соодветно внимание при процедурите на дизајнирање.

Во кондензаторот ( $C_0$ ) комбинираната струја од примарен и секундарен проток, компримирана во ејекторот, влегува со притисок на кондензација ( $p_c$ ) и соодветна температура на кондензација ( $T_c$ ) каде што кондензира (6 – 7). Преку пригушно – регулациониот вентил (7 – 8) секундарната струја оди во испарувачот (E), каде испарувајќи (8 – 3), го реализира ладилниот ефект на температура на испарување ( $T_e$ ) и соодветен притисок на испарување ( $p_e$ ). Со пумпата (P) примарниот проток се потиснува до генераторски притисок  $p_g$ . Во генераторот (G), примарниот проток се загрева и испарува (9 – 1) примарно ја нискотемпературната генераторска топлина  $Q_g$ .

Термичкиот ладилен фактор (коефициент на термотрансформација)  $COP_{th}$  (COP) е најважниот показател за енергетската ефикасност на ејекторските ладилни системи, дефиниран како однос помеѓу ладилниот ефект  $Q_e$  и генераторската топлина  $Q_g$

$$COP = COP_{th} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{M_{sec}(h_3 - h_8)}{M_{pr}(h_1 - h_9)} = \omega \frac{h_e'' - h_c'}{h_g'' - h_c'}$$

Коефициентот на термотрансформација COP директно зависи од коефициентот на ејекција  $\omega = M_{sec} / M_{pr}$  кој е однос меѓу вредностите на секундарниот и примарниот проток. COP исто така зависи и од енталпиите на заситената течност ( $h'$ ) и заситената пара ( $h''$ ), при испарувачки ( $p_e$ ), кондензаторски ( $p_c$ ) и генераторски ( $p_g$ ) притисок.

За топлински пумпи термичкиот греен фактор (коефициент на термотрансформација)  $COP_{th}$  (COP) е дефиниран како однос помеѓу топлината на кондензација  $Q_c$  и генераторската топлина  $Q_g$

$$COP_{hp} = COP_{th\ hp} = \frac{Q_c}{Q_g} = \frac{Q_e + Q_g}{Q_g} = \frac{(M_{sec} + M_{pr})(h_6 - h_7)}{M_{pr}(h_1 - h_9)} = 1 + \omega \frac{h_e'' - h_c'}{h_g'' - h_c'}$$

Врз основа на анализата на резултатите од истражувањата на голем број публикации и на бројни нумерички експерименти презентирани во [1] може да се изнесат следните ставови:

- Изборот на ладилен медиум има многу важно влијание врз обликот и перформансите на ејекторот и врз ладилниот систем. Оптималниот избор зависи од работните услови на системот, капацитетот, итн.;
- За дадени работни услови ејекторот треба оптимално да се дизајнира и за тие работните услови кореспондира само една оптимална геометрија на ејекторскиот

проточен простор. Промена на било која од геометриските параметри на ејекторот (Точка 6.3) мора да биде проследена со соодветна промена на другите геометриски параметри;

- Ејекторите и ејекторските системи се многу чувствителни на променливи работни услови (различни од проектираните). Еден од начините, ејекторскиот систем да работи во неговите проектни услови е со употреба на системи за складирање на топлина и студ (TS – Thermal Storage; CS – Cooling Storage);
- Максимален COP, може да биде постигнат кога ејекторот работи во услови на “двојно гушење” (критичен проток на примарната струја и критичен проток на секундарната струја);
- За ејекторот да работи со пристојни вредности на COP, може да се примени примарна млазница со променлива геометрија и подвижна внатрешна игла за промена на проточниот простор;
- Сончева енергија, геотермална енергија и отпадна нискотемпературна топлина (65 – 120 °C) може успешно да се користат за погон на ејекторските ладилни системи применети во климатизацијата. Генераторската температура има влијание на COP.
- Температурата на кондензација и температурата на испарување односно температурниот лифт ( $\Delta T = T_c - T_e$ ) имаат многу силно влијание на COP. За ниски вредности на температурниот лифт  $\Delta T = (15 - 20)$  K, COP може да постигне вредности повисоки од 1.2, додека за високи вредности  $\Delta T = (35 - 40)$  K, COP може да биде понизок од 0.1.
- Високи вредности на COP (термички  $COP_{th} = Q_e / Q_g$  и механички  $COP_{mech} = Q_e / P_{mech}$ ) може да се постигнат со примена на комбинирани компресорско – ејекторски ладилни системи (Точка 8), како оптимални ладилни системи, соодветни за користење на нискотемпературна топлина, и конкурентивни со апсорпционите ладилни системи.

## 6.2. МОДЕЛ ЗА ОПТИМИРАЊЕ НА СТРУЈНИОТ ПРОСТОР И ПЕРФОРМАНСИ НА НАДЗВУЧНИ ЕЈЕКТОРИ

Ејекторите на термокомпресорските системи и на ејекторските ладилни системи се карактеризираат со големи брзини на струење. Надзвучни брзини и силно изразени трансонични процеси (силни ударни бранови) се специфична особина на овие ејектори.

Основни делови на ејекторот се примарната млазница, секундарната млазница, мешачката комора и дифузорот. Шема на проточниот простор на еден ејектор дадена е на слика 6.2. Топлински  $h - s$  дијаграм на процесите во ејекторот дадена е на слика 6.3. Дијаграмот се однесува на ладилни медиуми со влажна експанзија.

Примарната струја експандира во ејекторската примарна млазница (1 – 2) од притисок  $p_1$  (генераторски притисок) до притисок  $p_2$  кој што е понизок од притисокот на секундарната струја што се всисува (притисокот на испарување). Струењето на излез од примарната млазница е надзвучно, а млазницата е конвергентно – дивергентна. Во најтесниот проточен пресек на млазницата  $A_{cr} = \frac{d_{cr}^2 \pi}{4}$  притисокот е еднаков на критичниот притисок  $p_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ , а брзината е еднаква на локалната брзина на звук  $a = \sqrt{\partial p / \partial \rho}$ . Најтесниот проточен пресек е критичен пресек.

За парни ејектори (со сува или влажна експанзија) брзината во критичниот пресек, еднаква на локалната брзина на звук, изнесува

$$c_{cr} = (2 \Delta h_{cr})^{1/2} = (2 \Delta h_{kr})^{1/2} = (\kappa R T_1)^{1/2} (2 / (\kappa + 1))^{1/2}$$

Користејќи изентропска експанзија од  $p_1$  до  $p_{kr}$  ( $p_{cr}$ ) може да се пресметаат специфичниот волумен  $v_{cr}$  и густината  $\rho_{cr} = 1 / v_{cr}$ . Примарниот масен проток е

$$M_{pr} = A_{cr} c_{cr} \rho_{cr} \zeta_{cr}$$

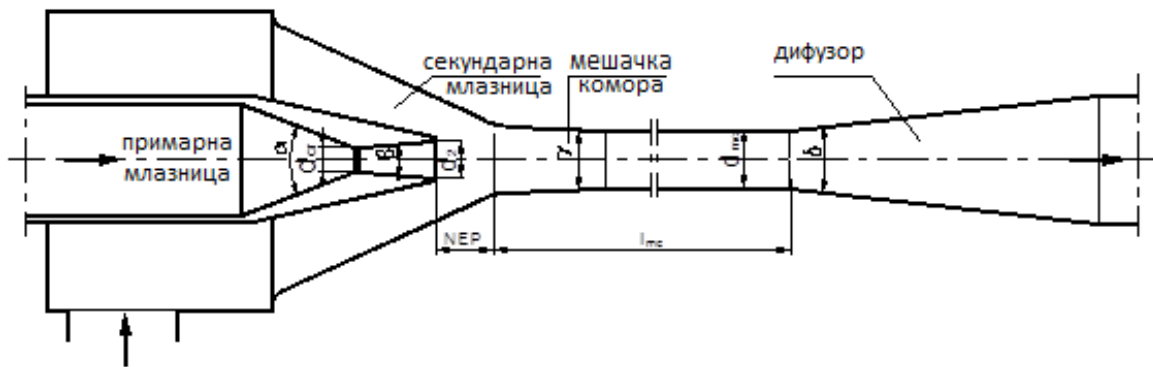
За добро дизајнирани и обработени млазници коефициентот на проток е  $\zeta_{cr} = 0.97 - 0.98$ .

Брзината на излез од примарната млазница е

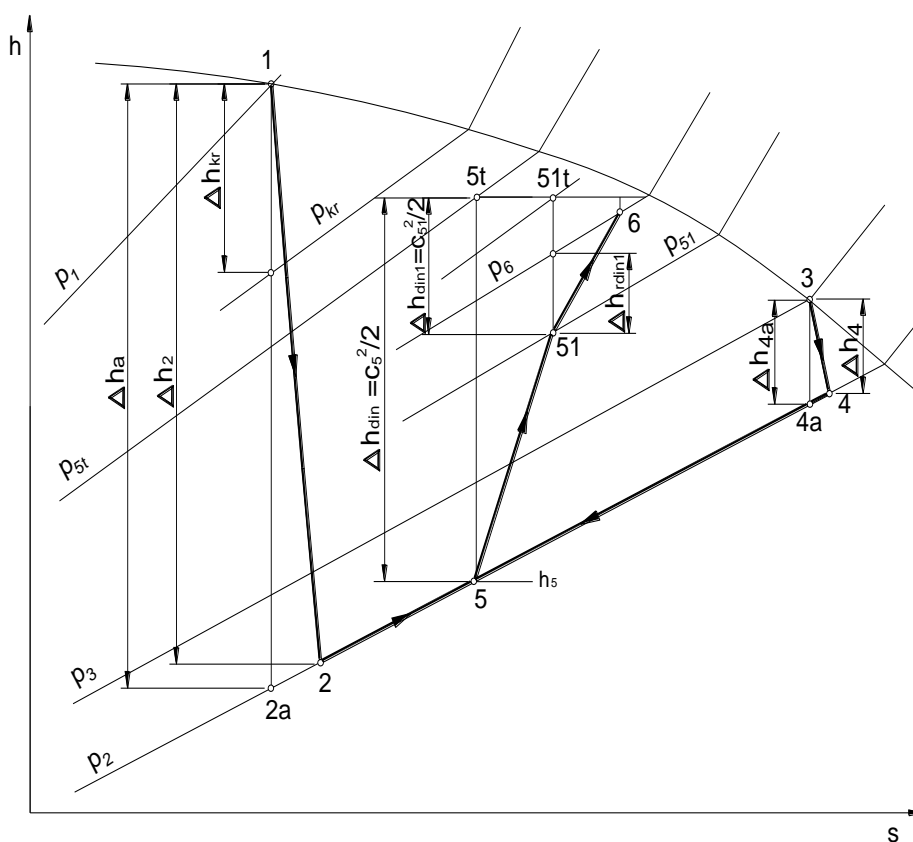
$$c_2 = \Psi_{pr} c_{2s} = [2(h_1 - h_2)]^{1/2} = (2 \Delta h_a \eta_{pr})^{1/2} = (2 \Delta h_s \eta_{pr})^{1/2}$$

Примарната млазница треба да биде профилирана до притисок близок до  $p_2$ . Примарната струја дополнително експандира во средина со променлив притисок, вршејќи интеракција со секундарната струја, и добива (достигнува) брзина  $c_2$ .

Попречниот пресек на примарната струја на притисок  $p_2$  е:  $A_2 = M_{pr} v_2 / c_2$



Сл. 6.2 Шема на проточен простор со основните делови на ејектор



Сл. 6.3 Топлински  $h - s$  дијаграм на процесите во ејекторот  
(се однесува на ладилни медиуми со влажна експанзија)

Триењето во слојот меѓу примарниот флуид и секундарниот флуид кои струјат со голема разлика во брзините доведува до забрзување на секундарниот флуид. Процесот на мешано струење после излезот од примарната млазница е многу комплексен, поради интеракцијата меѓу двете струи, и се карактеризира со серија коси / прави ударни бранови. секундарниот флуид добива критична брзина (загушено струење – choking)

flow). Овие работни услови на ејекторот често се нарекуваат услови за двојно критично струење (услови за “двојно загушено струење” – “double choking” flow operation). Хипотетичкиот критичен (најтесен) пресек на секундарната млазница е еднаков на разликата меѓу попречниот пресек на мешачката комора ( $A_{5mch} = A_5$ ) и попречниот пресек на примарната струја ( $A_2$ )

$$A_{sec} = A_4 = A_5 - A_2$$

Брзината на секундарната струја е

$$c_4 = \Psi_{sec} \cdot c_{4s} = [2 \cdot (h_3 - h_4)]^{1/2} = (2 \cdot \Delta h_{4s} \cdot \eta_{sec})^{1/2}$$

Секундарниот масен проток е

$$M_{sec} = A_4 c_4 \rho_4$$

Пресметката на сите термодинамички големини (температура, енталпија, ентропија, густина) за состојбите 2 и 4 (Слика 6.3) може да се извршат користејќи ги равенките за политропска експанзија (1 – 2) и (3 – 4), податоци за термодинамичките својства на ладилниот медиум (равенки, таблици, дијаграми, апликативен софтвер), или користејќи го методот на условен среден изентропски експонент ( $\kappa$ ).

Според анализите на многу публикации очекуваните вредности на коефициентот на брзината за млазниците ( $\Psi_{pr}$ ;  $\Psi_{sec}$ ) се 0.95 – 0.98, а соодветниот коефициент на корисност ( $\eta_{pr}$ ;  $\eta_{sec}$ ) е 0.92 – 0.96.

Во мешачката комора на ејекторот се одвива сложен процес на пренос на импулс и количество движење (momentum transfer) меѓу примарната и секундарната струја (2 – 5; 4 – 5). Со користење на законот за одржување на импулсот и количеството движење (momentum equation) за мешачката комора, земајќи дека процесот се одвива при константен притисок во мешачка комора со константен попречен пресек,  $A_2 + A_4 = A_5$ ,  $p_2 = p_4 = p_5$ , и ако силите на триење при струењето се опфатат со механичкиот коефициент на корисност на мешачката комора ( $\eta_{mc} = 0.95 - 0.98$ ), се добива равенката за брзината на комбинираната струја,

$$c_5 = \eta_{mc}(c_2 m_{pr} + c_4 m_{sec}); m_{pr} = \frac{M_{pr}}{M_{pr} + M_{sec}}; m_{sec} = \frac{M_{sec}}{M_{pr} + M_{sec}}$$

Загубите на кинетичка енергија односно загубите на тотален притисок во мешачката комора во процесот на пренос на импулс и количество движење се

$$\delta_e = \frac{\Delta E}{E_1} = m_{sec} \frac{(c_2^2 - c_4^2)}{c_2^2} = m_{sec} \frac{(c_2^2 - c_4^2)}{c_2^2}$$

Процесот на пренос на импулс и количество движење во мешачката комора е првиот главен извор на хидраулички загуби, термодинамички иреверзибилности и ексергетски загуби во ејекторите.

Со користење на равенката за одржување на енергијата за мешачката комора може да се одреди енталпијата на комбинираната струја,

$$h_5 = m_{pr}h_2 + m_{sec}h_4 + m_{pr}\frac{c_2^2}{2} + m_{sec}\frac{c_4^2}{2} - \frac{c_5^2}{2}$$

Со притисокот  $p_2 = p_4 = p_5$  и со енталпијата  $h_5$  дефинирана е состојбата 5, вредностите на другите термодинамички големини може да се определат. Динамичката компонента  $\Delta h_{din} = c_5^2 / 2$  и тоталниот притисок се дефинирани со брзината  $c_5$ .

Компресијата на флуидот се одвива кога комбинираната струја протекува низ мешачката комора и дифузорот. Кинетичката енергија  $\Delta h_{din} = c_5^2 / 2$  се трансформира во пораст на енталпијата, изразено со пораст на притисокот.

Комбинираната струја, после процесот на пренос на импулс и количество движење во мешачката комора, обично е надзвучна. Успорување на надзвучната струја, односно премин од надзвучно струење во подзвучно настанува во прав ударен бран. Ударниот бран е процес во кој брзината нагло паѓа од надзвучна до подзвучна, а притисокот нагло се покачува (5 – 5.1).

Mach – овиот број на надзвучната струја, пред ударниот бран е

$$\lambda_1 = c_5 / a_{cr} > 1$$

Mach – овиот број на подзвучната струја, после ударниот бран е

$$\lambda_2 = c_{51} / a_{cr} < 1$$

Низ ударниот бран

$$\lambda_1 \lambda_2 = 1$$

Овој физички закон покажува дека при успорување на надзвучна струја низ ударен бран, колку Mach – овиот број на надзвучната струја пред ударниот бран е повисок, толку Mach – овиот број на подзвучната струја после ударниот бран е понизок и толку ударниот бран е посилен.

Со просечната вредност на изентропскиот коефициент ( $\kappa$ ) и со користење на теоријата на гасната динамика може да се пресмета покачувањето на притисокот во ударниот бран

$$\frac{p_{51}}{p_5} = \frac{\lambda_1^2 - (\kappa - 1) / (\kappa + 1)}{1 - (\kappa - 1) \lambda_1^2 / (\kappa + 1)}$$

Со претходните равенки дефинирани се притисокот  $p_{51}$  и брзината после ударниот бран  $c_{51}$ . Динамичката компонента  $\Delta h_{din1} = c_{51}^2 / 2$  и тоталната енталпија  $h_{din51} = c_{51}^2 / 2$  за состојбата 51 дефинирани се со брзината  $c_{51}$ . Според ентропијата  $s_{51}$  може да се пресмета порастот на ентропијата низ ударниот бран и да се оценат термодинамичките иреверзибилности.

Во ударниот бран реализирана е компресија. Сепак, ударниот бран е термодинамички иреверзибилен процес. Тој е вториот главен извор на хидраулички загуби, термодинамички иреверзибилности и ексергетски загуби во ејекторите. Кога првиот главен извор на хидраулички загуби, термодинамички иреверзибилности и ексергетски загуби (процесот на пренос на импулс и количество движење) е послаб, вториот е силно изразен, и обратно. Двата процеси се физички феномени и не е можно да се избегнат со било каква умешност при дизајнирањето на проточниот простор на ејекторот. Во ладилните ејектори се јавува високо надзвучно струење. Кај нив ударниот бран е силно изразен, а компресијата главно се остварува во ударниот бран.

Дополнителна компресија се реализира во подзвучниот дифузор. Ефикасноста (коефициентот на корисност) на подзвучниот дифузор дефинирана е како однос меѓу реалната компресиона работа  $\Delta h_{rdin1}$  (работа што резултира во покачување на притисокот) од состојба 51 (влез во подзвучниот дифузор) до притисок на излез од ејекторот  $p_e = p_6$  и изентропската компресиона работа еднаква на енталписката разлика предизвикана од динамичка компонента на влез во подзвучниот дифузор  $\Delta h_{din1} = c_{51}^2 / 2$

$$\eta_d = \Delta h_{rdin1} / \Delta h_{din1} = \Delta h_{rdin1} / (c_{51}^2 / 2)$$

Според анализите на многу публикации за подзвучни дифузори максималните вредности на коефициентот на корисност на дифузорот  $\eta_d$  се од 0.60 до 0.80, зависно од обликот и работните услови. Со користење на претходната равенка може да се одреди притисокот  $p_6 = p_e$  и да се добијат термодинамичките големини за состојба 6 на излез од ејекторот.

Коефициентите на корисност (ефикасност)  $\eta_{pr}$ ,  $\eta_{sec}$ ,  $\eta_{mc}$  и  $\eta_d$ , кои ја дефинираат ефикасноста на ејекторот зависат од проектните карактеристики и од обликот на елементите на проточниот простор на ејекторот, од термодинамичките својства на ладилниот медиум, како и од условите на струење на флуидот. Резултатите од пресметките дадени во Точка 6 и Точка 7 кореспондираат на повисоките вредности на коефициентите дадени во претходниот текст. Пониски коефициенти на ејекција  $\omega$  и на COP (за околу 15 – 20 % зависно од работните услови) се добиваат за најниските



вредности на коефициентите претходно дадени. Со натамошни истражувања на дизајнот и со подобрување на квалитетот на производство, користејќи резултати од теоретски (CFD – симулации) и експериментални истражувања, ефикасноста на ејекторите може да се подобри, постигнувајќи повисоки вредности на коефициентите на корисност на ејекторските елементи. Сепак, влошувањето на ефикасноста на ејекторите предизвикано од двата главни извори на хидраулички загуби, термодинамички иреверзибилности и ексергетски загуби (процесот на пренос на импулс и количество движење и ударниот бран) зависат од термодинамичките својства на ладилниот медиум и од условите на струење и не е можно да се подобрат со било какви дизајнерски или истражувачки активности.

### 6.3. ОПТИМАЛНИ ГЕОМЕТРИСКИ ПАРАМЕТРИ НА ЕЈЕКТОРОТ

Перформансите односно работните карактеристики на ејекторските ладилни машини многу зависат од перформансите на ејекторот, кои се детерминирани од работните услови на ладилниот систем и силно зависат од степенот до кој проточниот простор на ејекторот е оптимално дизајниран. Наспроти едноставноста на ејекторот, термичко – струјните појави во неговиот проточен простор се многу комплексни и треба да добијат соодветно внимание при процедурите на дизајнирање.

Врз основа на анализата на резултатите од истражувањата на голем број публикации и на бројни нумерички експерименти презентирани во [48][50][51][9] може да се изнесат следните препораки за оптимални геометриски параметри на проточниот простор на ејекторот:

- Конвергентниот агол на примарната млазница ( $\alpha$ ) треба да биде  $30^\circ - 40^\circ$ .  
Дивергентниот агол на примарната млазница ( $\beta$ ) треба да биде  $10^\circ - 12^\circ$ .  
Примарната млазница треба да биде проектирана земајќи константен градиент на снижување на притисокот, или константен градиент на покачување на брзината.
- Оптималното растојание меѓу излезниот пресек на примарната млазница и влезот во мешачката комора (NEP) треба да е (1 – 2) пати од дијаметарот на мешачката комора.
- Оптималното обликување на секундарната млазница претставува важен фактор со големо влијание врз перформансите на ејекторот.
- Оптималниот однос меѓу должината и дијаметарот на мешачката комора ( $l_{mc} / d_{mc}$ ) е меѓу 7 и 9 за парни ејектори.

- Дивергентниот агол на дифузорот ( $\delta$ ) треба да биде  $5^\circ - 7^\circ$ .
- Односот меѓу површините на попречниот пресек на мешачката комора и критичниот пресек на примарната млазница зависи од работните услови (температура и притисок) на термичкиот систем со ејекторската апликација, термодинамичките својства на ладилниот медиум, степенот до кој проточниот простор на ејекторот е оптимално дизајниран итн.

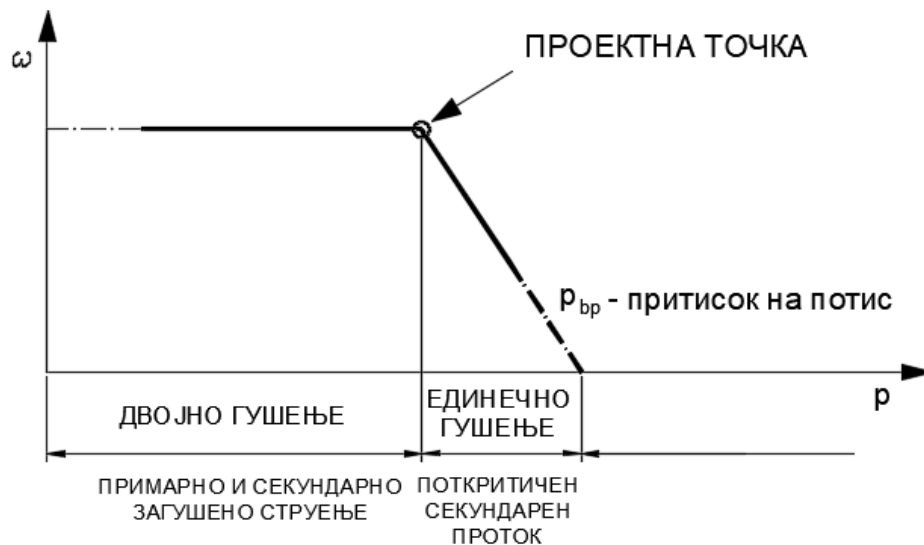
За дадени работни услови ејекторот треба оптимално да се дизајнира и за тие работни услови кореспондира само една оптимална геометрија на ејекторскиот проточен простор. Промена на било која од геометриските параметри на ејекторот мора да биде проследена со соодветна промена на другите геометриски параметри. Ејекторите и ејекторските системи се многу чувствителни на променливи работни услови (различни од проектираните). Резултатите дадени во Точка 6 и Точка 7 одговараат за ејектори со оптимална геометрија, според препораките дадени во претходниот текст.

#### 6.4. ПЕРФОРМАНСИ НА ЕЈЕКТОРИТЕ

Перформансите (работните карактеристики) на ејекторот се детерминирани со геометријата и обликот на проточниот простор на ејекторот, термодинамичките својства на ладилниот медиум и работните услови на ладилниот систем.

Максимален коефициент на ејекција  $\omega$  и максимален COP на еден ејектор може да се добие при услови на “двојно загушено струење” (“double choking” operation) (Слика 6.4). Тоа е препорачлив проектен режим на ејекторот ( $p_e = p_{ed}$ ) (design point на слика) за зададени проектни работни услови на ладилниот систем.

За работни услови на ладилниот систем различни од проектните, ако притисокот на излез е понизок од проектниот излезен притисок ( $p_e < p_{ed}$ ), тогаш во ејекторот егзистира “double choking” функционирање: критично струење во примарната млазница и критично струење во хипотитечкиот критичен пресек на секундарната млазница. Нема зголемување на секундарниот проток. Коефициент на ејекција  $\omega$  задржува константна вредност (Слика 6.4). Сnižениот излезен притисок предизвикува дополнителна експанзија во подзвучниот дифузор, потоа следена со силен ударен бран. Како се снижува излезниот притисок, така ударниот бран станува посилен и се поместува низводно по должината на подзвучниот дифузор.



Сл. 6.4 Зависност на коефициентот на ејекција  $\omega$  од излезниот притисок  $p_e$

Ако притисокот на излез е повисок од проектниот излезен притисок ( $p_e > p_{ed}$ ), тогаш ејекторот работи во “single choking” функционирање: критично струење во примарната млазница и подкритично струење во хипотитечкиот критичен пресек на секундарната млазница. Секундарниот проток е помал и соодветно коефициентот на ејекција  $\omega$  е помал за повисокиот притисок на излез од ејекторот (Слика 6.4). Брзината  $c_5$  на комбинираната струја добива поголема вредност. Mach – овиот број пред ударниот бран е повисок. Ударниот бран станува посилен, а притисокот после ударниот бран станува повисок за да се достигне повишениот излезен притисок. Како расте излезниот притисок, така ударниот бран станува посилен и се поместува узводно во мешачката комора. Натомошно покачување на излезниот притисок може да предизвика нестационарни струјни појави и “пумпање” во струјниот простор на ејекторот (испрекинатата линија на слика 6.4). При овие услови, ако се изврши симулација со моделот за пресметка даден во точка 6.2 може да се добијат две решенија:

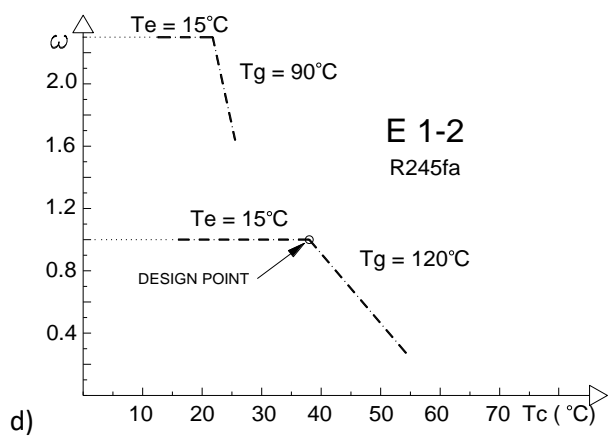
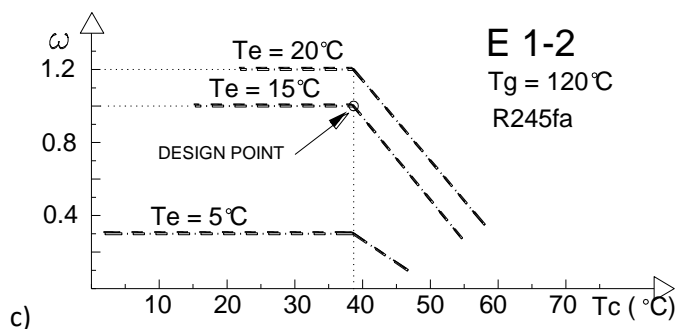
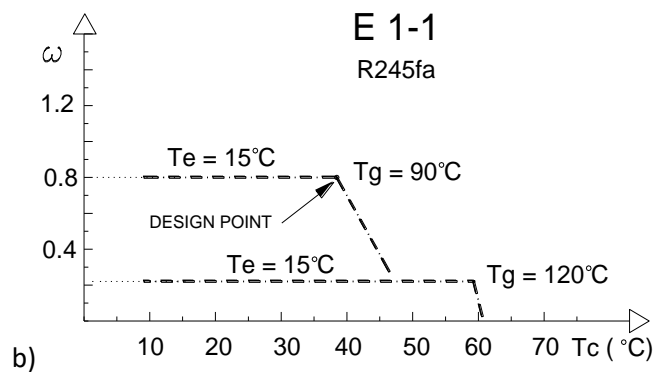
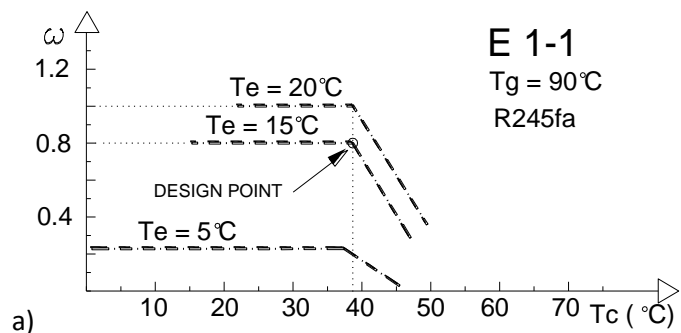
- првото, кога се појавува силен ударен бран во просторот на мешачката комора;
- второто, кога се појавува ударен бран во раширувачкиот дел од примарната млазница. За двете решенија се добиваат различни вредности на коефициентот на ејекција  $\omega$ .

Тоа индицира постоење на нестабилни работни услови, нестационарни струјни појави и “пумпање” во струјниот простор на ејекторот. Кога излезниот притисок порасне над максималниот излезен притисок ( $p_{bp}$  – back pressure) настанува повратно струење.

Резултати од пресметките на перформансите на два ладилни ејектори со R245fa како ладилен медиум се дадени на слика 6.5. Проектните услови за двата ејектори се: температура на испарување  $T_e = 15^\circ\text{C}$ ; температура на кондензација  $T_c = 38^\circ\text{C}$ ; температура на генерирање за првиот ејектор E1 – 1  $T_g = 90^\circ\text{C}$ ; температура на генерирање за вториот ејектор E1 – 2  $T_g = 120^\circ\text{C}$ .

Коефициентот на ејекција  $\omega$  многу опаѓа при работни услови со пониски температури на испарување слика 6.5 а) и с). При повисоки температури на испарување коефициентот на ејекција  $\omega$  е поголем, но температурниот лифт е понизок. Покачувањето на температурата на кондензација предизвикува намалување на коефициентот на ејекција  $\omega$ . За температури на кондензација пониски од проектните коефициентот на ејекција  $\omega$  задржува константна вредност.

Покачувањето на температурата на генерирање предизвикува драматично намалување на коефициентот на ејекција  $\omega$ , иако можниот температурен лифт е повисок (Слика 6.5 b). За температури на генерирање пониски од проектната температура на генерирање ејекторот не е во можност да ја постигне потребната температура на кондензација, иако повисоки вредности на коефициентот на ејекција  $\omega$  може да се добијат при низок температурен лифт слика 6.5 d).



Сл. 6.5 Зависност на коефициентот на ејекција од температурата при различни работни режими

## 6.5. CFD ТЕХНИКИ И ПРИМЕНА НА ANSYS СОФТВЕРСКИ ПАКЕТИ ЗА АНАЛИЗА НА СТРУЕЊЕ ВО ЕЈЕКТОРИТЕ

### 6.5.1. Основни пресметки и димензионирање на проточниот простор на ејекторите

Проектни услови на:	<b>R245fa ејектор / R718 ејектор</b>	
- ладилен капацитет	10 kW,	320 kW
- ладилен медиум	R245fa,	R718
- температура на испарување	- 3°C,	35°C,
- притисок на испарување	0.45 bar,	0.0563 bar,
- температура на кондензација	18.5°C,	45°C,
- притисок на кондензација	1.15 bar,	0.0959 bar,
- температура на генерирање	90°C,	139°C,
- притисок на генерирање	10.016 bar.	3.5 bar.

Користејќи ја пресметковната процедура (моделот) за оптимирање и перформанси на ејекторите и ејекторските ладилни системи (презентиран во точките 6.1, 6.2, 6.3 и 6.4) извршена е пресметка и димензионирање на ејекторите.

#### Примарна млазница:

- дијаметар на влез	20 mm,	35 mm,
- критичен дијаметар	4.5 mm,	9.5 mm,
- дијаметар на излез	9.0 mm,	30 mm,
- конвергентен агол	45° / 30°,	30°,
- дивергентен агол	12°,	12°,
- должина	45 mm.	155 mm.

#### Секундарна млазница и мешачка комора:

- конвергентен агол	30° / 12°,	12° / 12°,
- дијаметар на мешачката комора	22 mm,	85 mm,
- должина на мешачката комора	210 mm,	700 mm,

#### Дифузор:

- дијаметар на влез	22 mm,	85 mm,
- дијаметар на излез	36 mm,	120 mm,
- агол на дифузорот	4.5°,	5°,
- должина на дифузорот	180 mm.	400 mm.

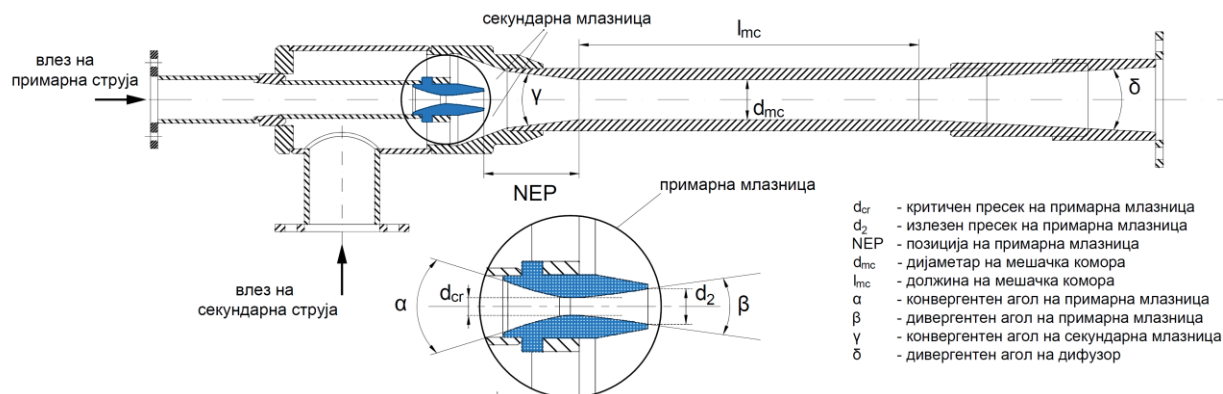
Конекции:

- Примарна струја влез                    DN 20 PN 16,        DN 40 PN 6,
- Секундарна струја влез                DN 32 PN 16,        DN 100 PN 6,
- Ејектор излез                            DN 32 PN 16.        DN 125 PN 6.

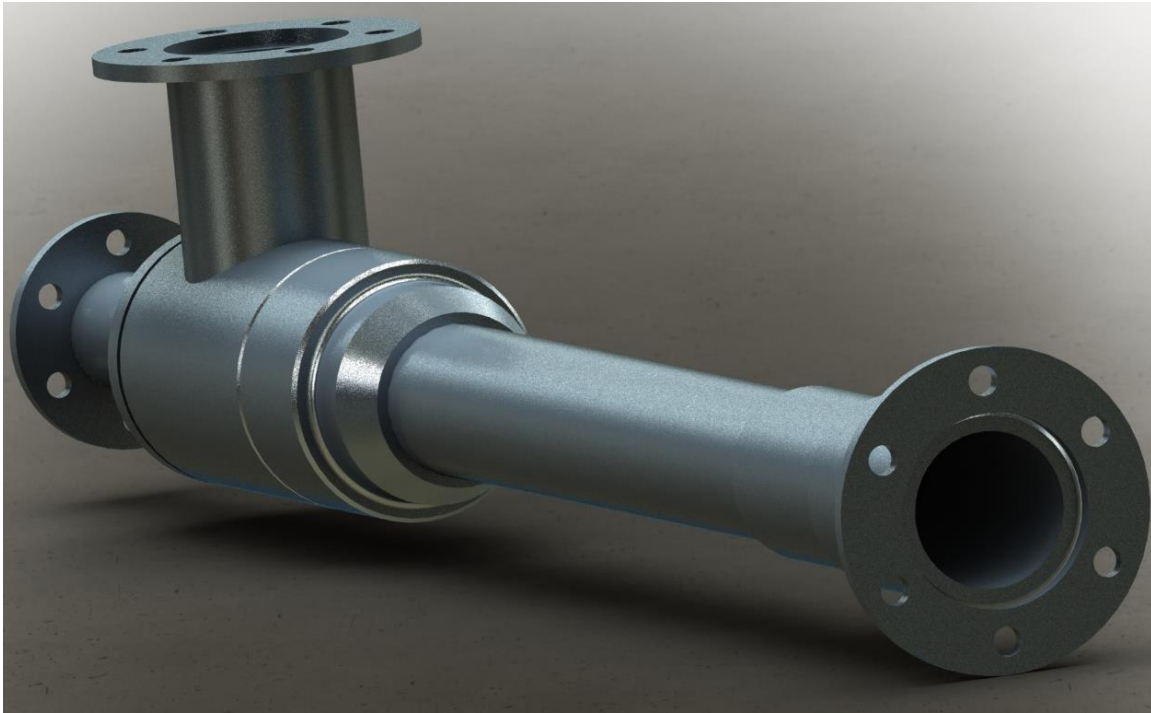
Перформансите на R245fa ејекторот анализирани се во точка 6.4. Анализа на перформансите на R718 ејекторот применет во експерименталниот концентратор за гроздов концентрат дадена е во точка 7.4.8.

### 6.5.2. Дизајнирање на ејекторите

Ејекторите се дизајнирани со користење на програмскиот пакет за компјутерско моделирање SolidWorks. На сликата 6.6 даден е меридијален пресек со димензии на струјниот простор на ејекторите, а на сликите 6.7, 6.8, 6.9 и 6.10 даден е просторен изглед на ејекторот и пресеци на проточниот простор, влезниот дел и примарната млазница.



Сл. 6.6 Проточен простор на ејектор со најважни карактеристични големини

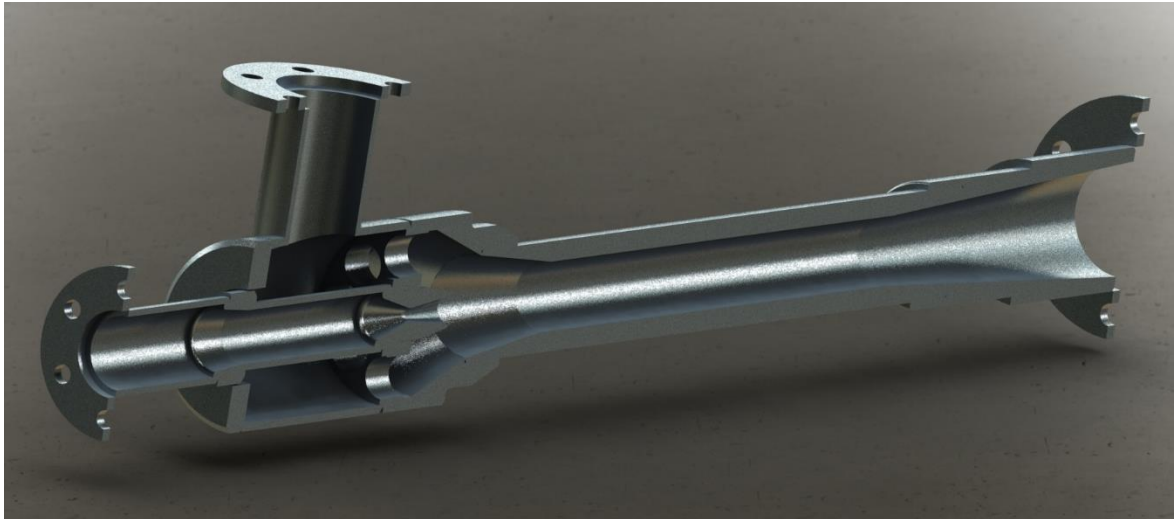


Сл. 6.7 Просторен изглед на ејекторот

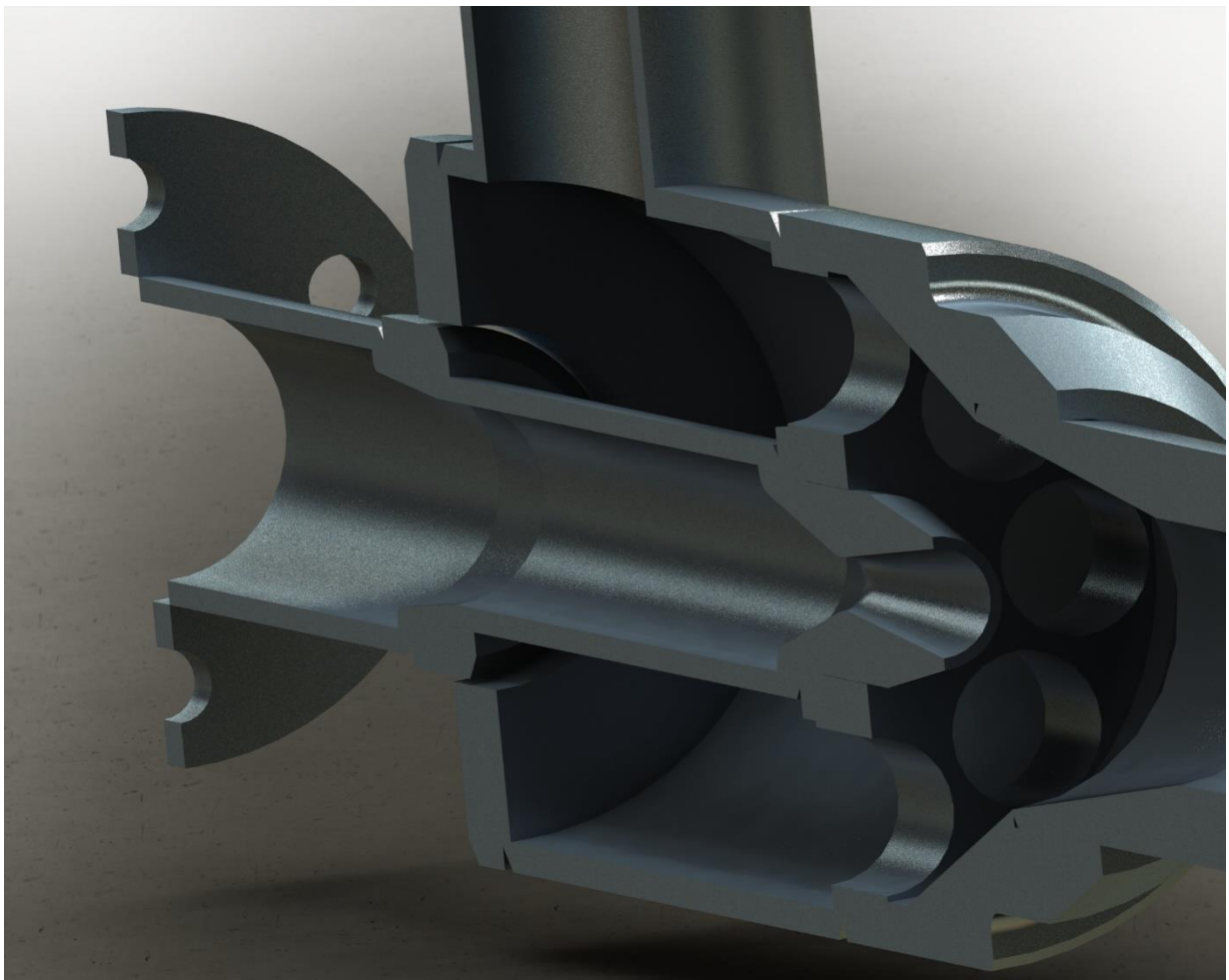


Сл. 6.8 Пресек со приказ на проточниот простор на ејекторот





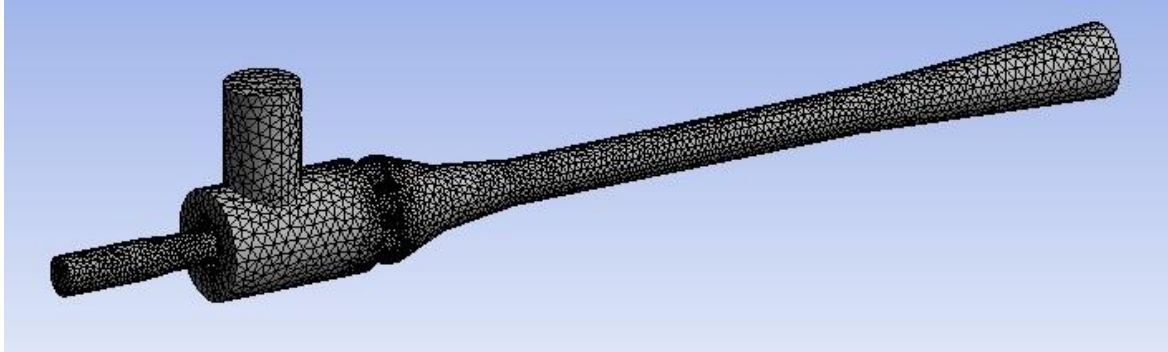
Сл. 6.9 Пресек на ејекторот и на примарната млазница



Сл. 6.10 Пресек на влезниот дел на ејекторот и на примарната млазница

### 6.5.3. Дискретизација на ејекторскиот проточен простор

Со користење на SolidWorks извршено е дефинирање на флуидниот струен простор на ејекторот слика 6.11.

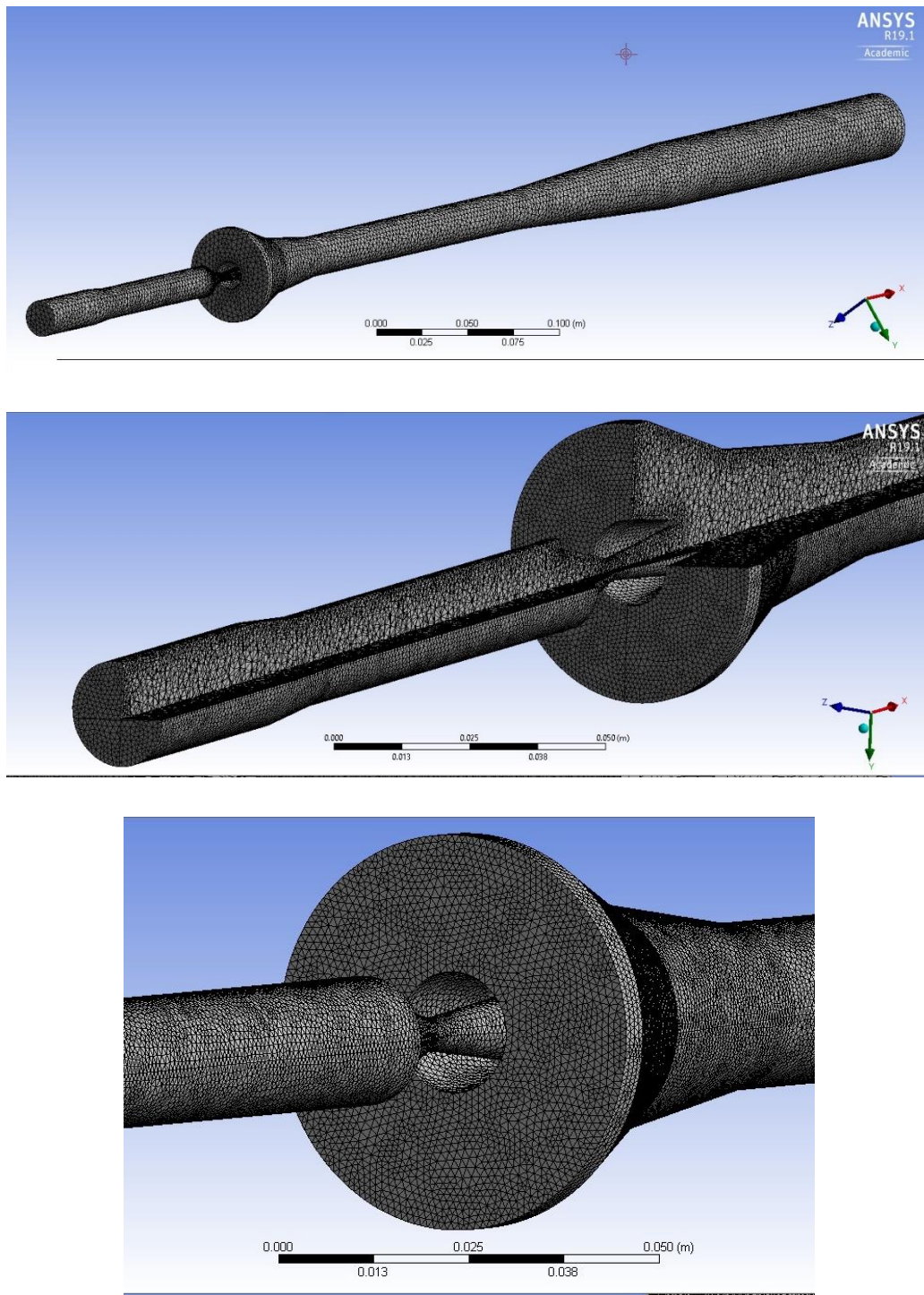


Сл. 6.11 Флуиден простор на ејекторот

Флуидниот проточен простор е префрлен во програмскиот систем ANSYS, во пакетот Design Modeler, каде се дефинирани влезовите и излезот од дефинираниот флуиден простор на ејекторот. Во ANSYS Mesh извршена е дискретизација на флуидниот проточен простор, односно дефинирана е мрежата на конечни волумени.

Брзините на струење во влезниот дел на секундарната струја се релативно мали. Струјните појави во овој дел од ејекторот не се предмет на анализа. Овој дел од проточниот простор е изоставен. Со тоа е намален волуменот на пресметковната област и бројот на конечни волумени односно јазли. Редуцираниот флуиден простор на ејекторот, поделен на конечни волумени, прикажан е на сликите 6.12.

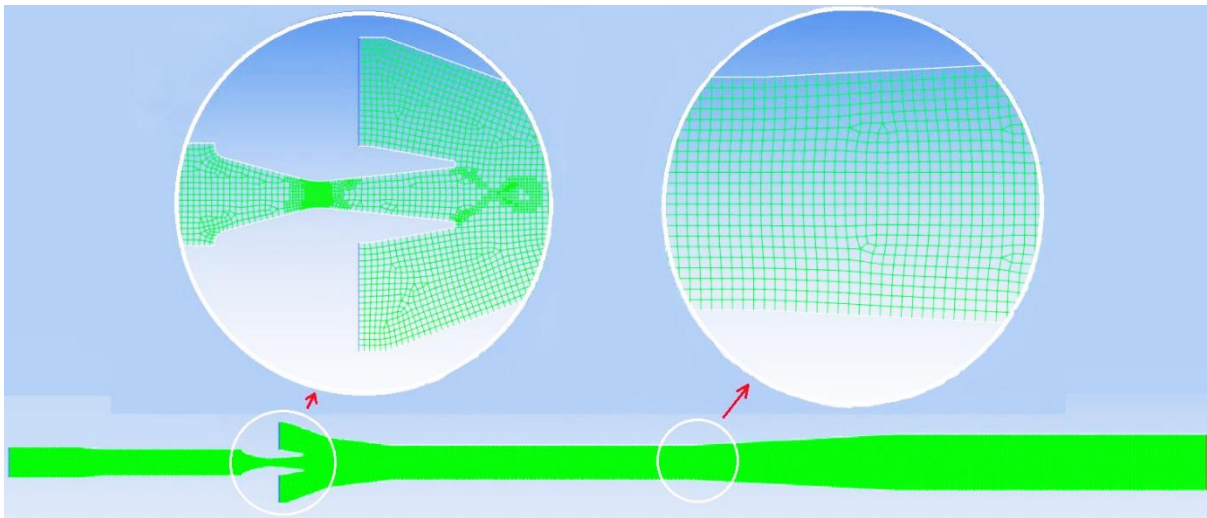
Иако геометријата на струјниот простор на ејекторот е релативно едноставна, струјните појави во него се исклучително сложени (трансонични струјни појави, високи надзвучни струења, ниски подзвучни струења, голем градиент на струјните параметри во зоната на мешање на примарната и секундарната струја, силни ударни бранови, струење на високосен флуид, струење на реален гас итн.). Тоа бара воспоставување на ситна поделбена мрежа, односно голем број на конечни волумени.



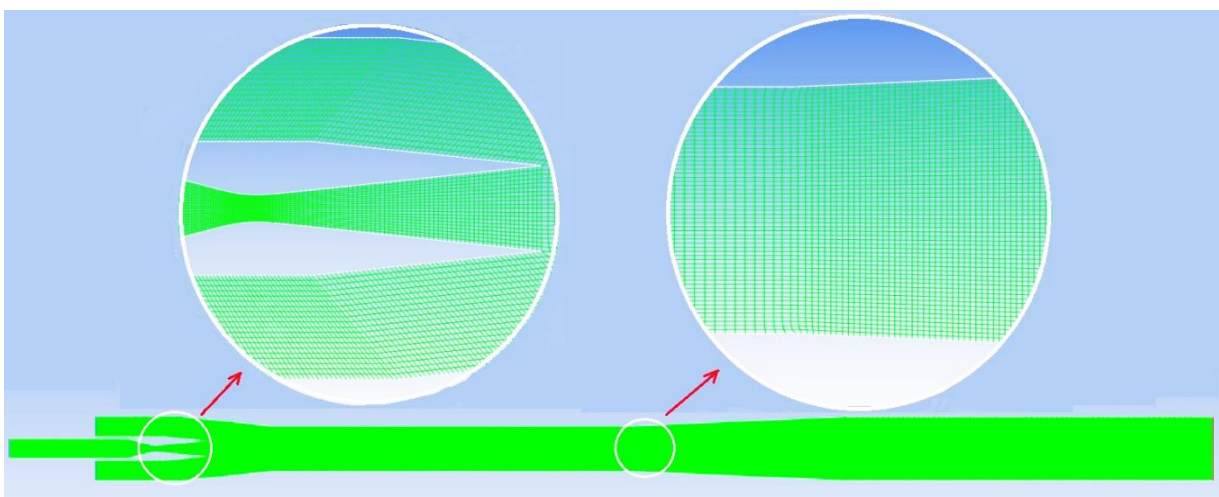
Сл. 6.12 Мрежа на конечни волумени

Решавањето на струењето во вака дефиниран проточен простор ги надминува можностите на ANSYS Academic, кој што е достапен за користење. Користењето на лиценциран ANSYS Professional, проследено со користење на соодветен компјутерски систем, би овозможило генерирање на поситни мрежи и поголема точност во пресметките. Сепак, поради ограничените можности, во оваа работа се користи ANSYS

Academic и персоналниот компјутер кој што беше достапен. Поради овие ограничувања, а исто така поради природата на струењето во ејекторите, кое може да се смета како осносиметрично, пресметката на струењето се врши во осносиметрична струјна површина. Флуидниот простор на R245fa ејекторот на осносиметричната струјна површина поделен на мрежа од конечни волумени, прикажан на слика 6.13 содржи 20712 ќелии и 21539 јазли. Флуидниот простор на R718 ејекторот на осносиметричната струјна површина поделен на мрежа од конечни волумени, прикажан на слика 6.14, содржи 50040 ќелии и 51303 јазли.



Сл. 6.13 Мрежа од конечни волумени на струјна површина за R245fa ејектор



Сл. 6.14 Мрежа од конечни волумени на струјна површина за R718 ејектор

#### 6.5.4. Модел за струење во проточниот простор на ејекторите

Во програмскиот систем ANSYS дадени се различни CFD модели за симулација на струењето. CFD моделите се базираат на нумеричко решавање на диференцијалните равенки за струење, односно диференцијалните равенки на законот за одржување на маса, законот за импулс и количество на движење и законот за одржување на енергија, како и соодветни модели на турбуленција и равенки на состојба на реални гасови [38][39]. Во менито на ANSYS постои можност за избор на соодветен програмски пакет, ANSYS Fluid Flow (CFX) и ANSYS Fluid Flow (Fluent). За анализа на надзвучни и трансонични струења се препорачува користење на Fluent.

Fluent располага со различни модели на турбуленција, меѓу кои Spalart – Allmaras,  $k - \epsilon$  (Standard, RNG, Realizable),  $k - \omega$  (Standard, SST). За пресметка на трансонични вискозни струења се препорачува  $k - \omega$  SST (Shear Stress Transition) моделот.

Од посебна важност при користењето на ANSYS Fluent програмскиот пакет е соодветниот избор на моделот на турбуленција, правилното дефинирање на пресметковната област (флуидниот простор и мрежата на конечни волумени), правилното дефинирање на граничните услови (влез 1, влез 2, излез, сидови), дефинирањето на термодинамичките својства на гасот, дефинирањето на одредени пресметковни големини (Courant Number, Number of Iterations, Viscosity Coefficients итн.) и друго.

Првата фаза во решавање на струењето е фазата на иницијализација. Итеративната постапка за решавање на струењето може да се следи преку вредноста за резидуумите на брзината, на енергијата, на  $k$  и на  $\omega$ , како и актуелната струјна слика на брзината, притисокот и температурата во проточниот простор на ејекторот. Итеративната постапка треба да конвергира кон стационарното решение.

Покрај решавањето на стационарни струјни проблеми (steady state fluid flow) ANSYS Fluent дава можност за пресметка и на нестационарни струења (transient fluid flow).

#### 6.5.5 Резултати од CFD моделот за пресметка на струењето во ејекторите

Извршени се нумерички експерименти со користење на CFD моделот за струење во ејекторите за различни работни режими, со воздух, R245fa и R718 како работен флуид. Добиени се резултати за брзината, притисокот и температурата во струјниот простор на ејекторот.

Резултатите од пресметката на струењето во ејекторот при работа со воздух како работен флуид дадени се на сликите 6.15 до 6.22.

На слика 6.15 дадени се резултатите за притисок на примарната струја 5 bar, притисок на секундарната струја 1 bar, притисок на излез од ејекторот 1.2 bar. Во најтесниот пресек на примарната млазница се добиваат критични параметри на струење (критични брзина, притисок и температура). Критичната брзина е еднаква на локалната брзина на звук ( $M = 1$ ). Во дивергентниот дел од млазницата настанува дополнителна експанзија при што се постигнува надзвучно струење ( $M > 1$ ). Зоната на предавање на количество движење од примарната на секундарната гасна струја, е карактеризирана со серија коси ударни бранови, особено јасно изразени на сликите од резултатите на струење. Во мешачката комора се постигнува надзвучно струење. Преодот од надзвучно во подзвучно струење се одвива низ силен прав ударен бран, особено јасно изразен на сликите. Брзината паѓа од надзвучна во подзвучна, притисокот и температурата на гасот нагло се покачуваат. Натамошно успорување на гасната струја настанува во подзвучниот (дивергентен) дифузор.

На слика 6.16 дадени се резултатите за притисок на примарната струја 5 bar, притисок на секундарната струја 1 bar, притисок на излез од ејекторот 1.35 bar. Се забележува извесно намалување на брзината во проточниот простор на ејекторот. Ударниот бран се поместува узводно.

На сликите 6.17 и 6.18 дадени се резултатите за работа на ејекторот во услови на вакуум на всис во секундарната струја, притисок на примарната струја 5 bar, притисок на секундарната струја 0.8 bar / 0.6 bar, притисок на излез од ејекторот 1 bar. Се забележува дополнително зголемување на брзината, односно на Маховиот број (особено при притисок од 0.6 bar).

Резултатите од нумеричките експерименти за притисок на примарната струја 10 bar, притисок на секундарната струја 1 bar, притисок на излез од ејекторот 1.5 bar / 1.8 bar дадени се на сликите 6.19 и 6.20

Резултатите од пресметките при услови на работа на ејекторот со вакуум на всис (0.6 bar и 0.4 bar) на секундарната струја, дадени се на сликите 6.21 и 6.22. Може да се забележи дополнително зголемување на брзината и посилено изразени прави ударни бранови во гасната струја.

Резултатите од пресметката на струењето во ејекторот при работа со R245fa како ладилен медиум дадени се на сликите 6.23 до 6.26.

На слика 6.23 дадени се резултати од CFD моделот за пресметка на струењето во ладилен R245fa ејектор за генерирачки притисок 10.061 bar / генерирачка температура 90°C, притисок на испарување 0.45 bar / температура на испарување -3°C, притисок на кондензација 1.15 bar / температура на кондензација 18.5°C. Во најтесниот пресек на примарната млазница се добиваат критични параметри на струење (критична брзина, критичен притисок, критична температура). Критичната брзина е еднаква на локалната брзина на звук ( $M = 1$ ). Вредноста на критичната брзина во најтесниот пресек на примарната млазница е околу 130 m/s и е значително помала од критичната брзина за воздух (околу 300 m/s). Во дивергентниот дел од млазницата настанува дополнителна експанзија при што се постигнува силно надзвучно струење ( $M > 1$ ). Зоната на предавање на количество движење од примарната на секундарната гасна струја, е карактеризирана со серија коси ударни бранови, особено јасно изразени на сликите од резултатите на струење. Во мешачката комора се постигнува силно надзвучно струење. Преодот од надзвучно во подзвучно струење се одвива низ силен прав ударен бран, особено јасно изразен на сликите. Брзината паѓа од надзвучна во подзвучна, притисокот и температурата на гасот нагло се покачуваат. Компресијата се одвива главно во ударниот бран. Дополнително мало покачување на притисокот настанува со натамошно успорување на гасната струја во подзвучниот (дивергентен) дифузор.

Резултатите од пресметката на струењето при покачен притисок на кондензација 1.22 bar и соодветно покачена температура на кондензација 20°C дадени се на слика 6.24. Се забележува извесно намалување на брзината на секундарната струја.

Резултати од пресметката за покачен притисок на испарување 0.53 bar / температура на испарување 0°C, притисок на кондензација 1,22 bar / температура при исти останати работни услови како при проектен режим (Слика 6.23) дадени се на слика 6.25.

Резултатите од пресметката за снижен генерирачки притисок 6,1 bar / генерирачка температура 70°C и при исти останати работни услови како во пресметковен режим дадени се на слика 6,26.

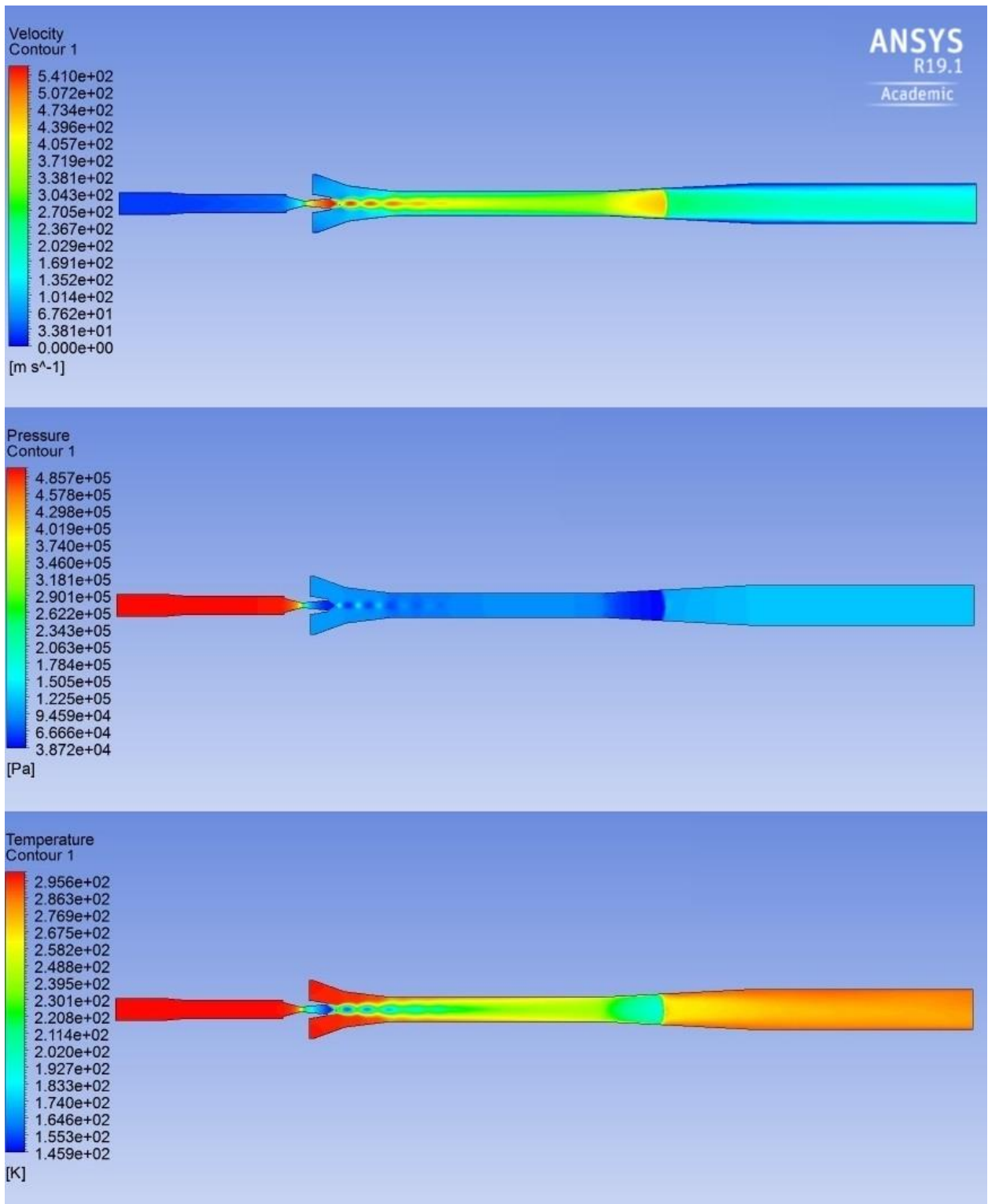
Струењето во R718 ејекторот е двофазно. Во примарната млазница експандира сувозаситена водена пара. Експанзијата се одвива во двофазно (пара – течност) подрачје. Термодинамичките и струјните процеси во елементите на струјниот простор на ејекторот се одвиваат во двофазно (пара – течност) подрачје. Двофазниот R718 ејектор применет во експерименталниот концентратор за гроздов концентрат работи во услови на длабок вакуум, остварува високи коефициенти на ејекција  $\omega$  и релативно

мала разлика на притисокот, соодветна на температурна разлика меѓу температурите на кондензација и испарување од 10 – 15 °C. Ограничувањата поврзани со користењето на ANSYS Academic и достапниот персонален компјутер, заедно со претходно изложените специфичности на струењето во R718 ејекторот, доведуваат до комплексност на CFD симулациониот модел и сложеност на реализацијата на CFD симулациите. Потребниот број на итерации е исклучително голем (неколку десетици илјади), потребното компјутерско време е долго (неколку десетици часови). Потребно е континуирано следење на пресметковниот процес, следење на вредностите на резидуумите на брзината, енергијата,  $\kappa$  и  $\omega$ , и корекција на вредноста на Courant Number.

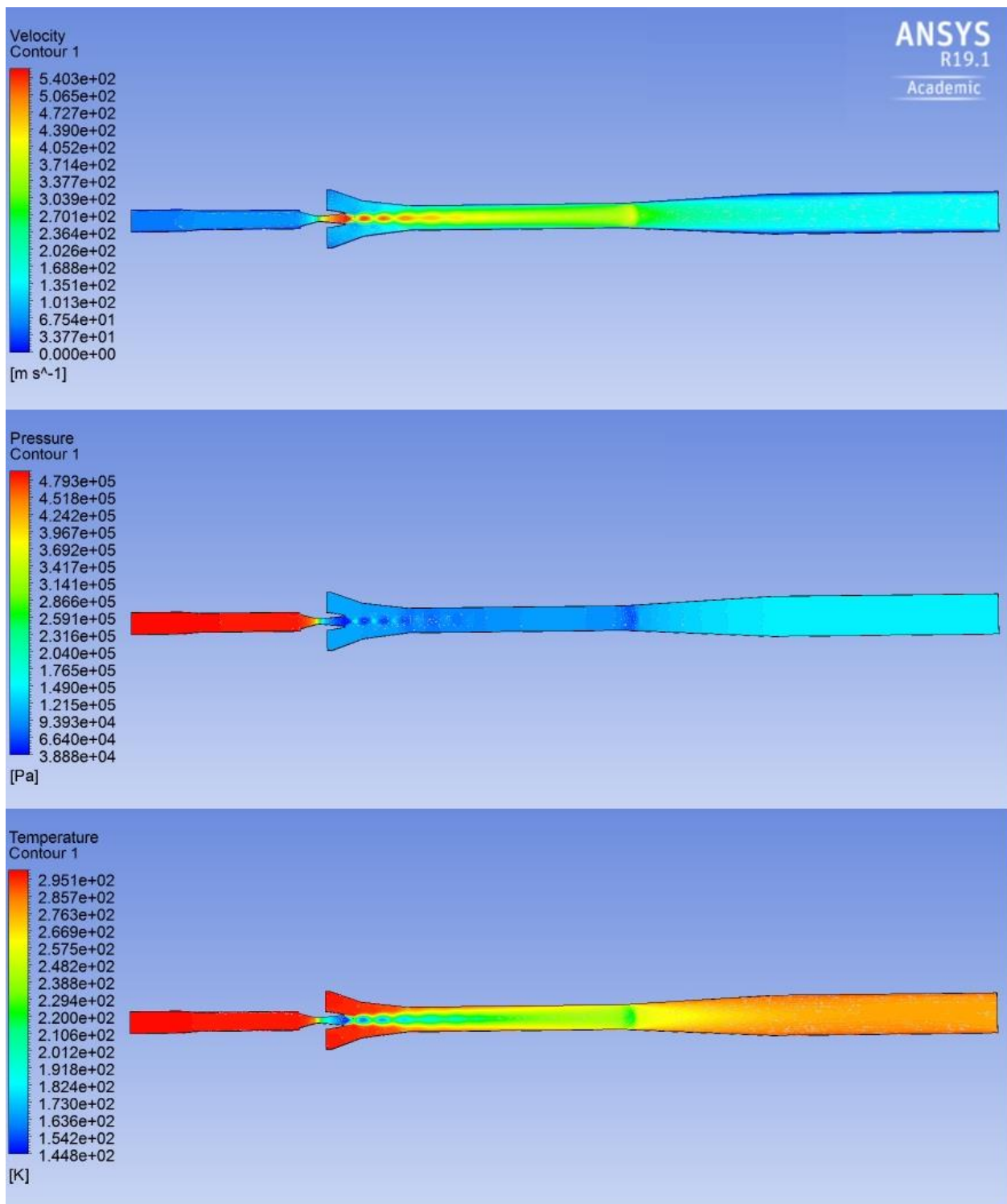
На слика 6.27 дадени се резултати од CFD моделот за пресметка на струењето во R718 ејектор за генерирачки притисок 3.5 bar / генерирачка температура 139°C, притисок на испарување 0.0563 bar / температура на испарување 35°C, притисок на кондензација 0.0959 bar / температура на кондензација 45°C. Во најтесниот пресек на примарната млазница се добиваат критични параметри на струење (критична брзина, критичен притисок, критична температура). Критичната брзина е еднаква на локалната брзина на звук ( $M=1$ ). Вредноста на критичната брзина во најтесниот пресек на примарната млазница е околу 450 m/s. Во дивергентниот дел од млазницата настанува дополнителна експанзија при што се постигнува силно надзвучно струење ( $M>1$ ). Зоната на предавање на количество движење од примарната на секундарната гасна струја, е карактеризирана со серија псевдо коси ударни бранови. Во мешачката комора се постигнува надзвучно струење. Преодот од надзвучно во подзвучно струење се одвива низ силен прав псевдо ударен бран. Брзината паѓа од надзвучна во подзвучна, притисокот и температурата на гасот се покачуваат. Компресијата се одвива главно во псевдо ударниот бран. Дополнително мало покачување на притисокот настанува со натамошно успорување на гасната струја во подзвучниот (дивергентен) дифузор.

Резултатите од пресметката на струењето при генерирачки притисок 4.5 bar / генерирачка температура 148°C и за притисок на испарување 0.0563 bar / температура на испарување 35°C, притисок на кондензација 0.0959 bar / температура на кондензација 45°C дадени се на слика 6.28.

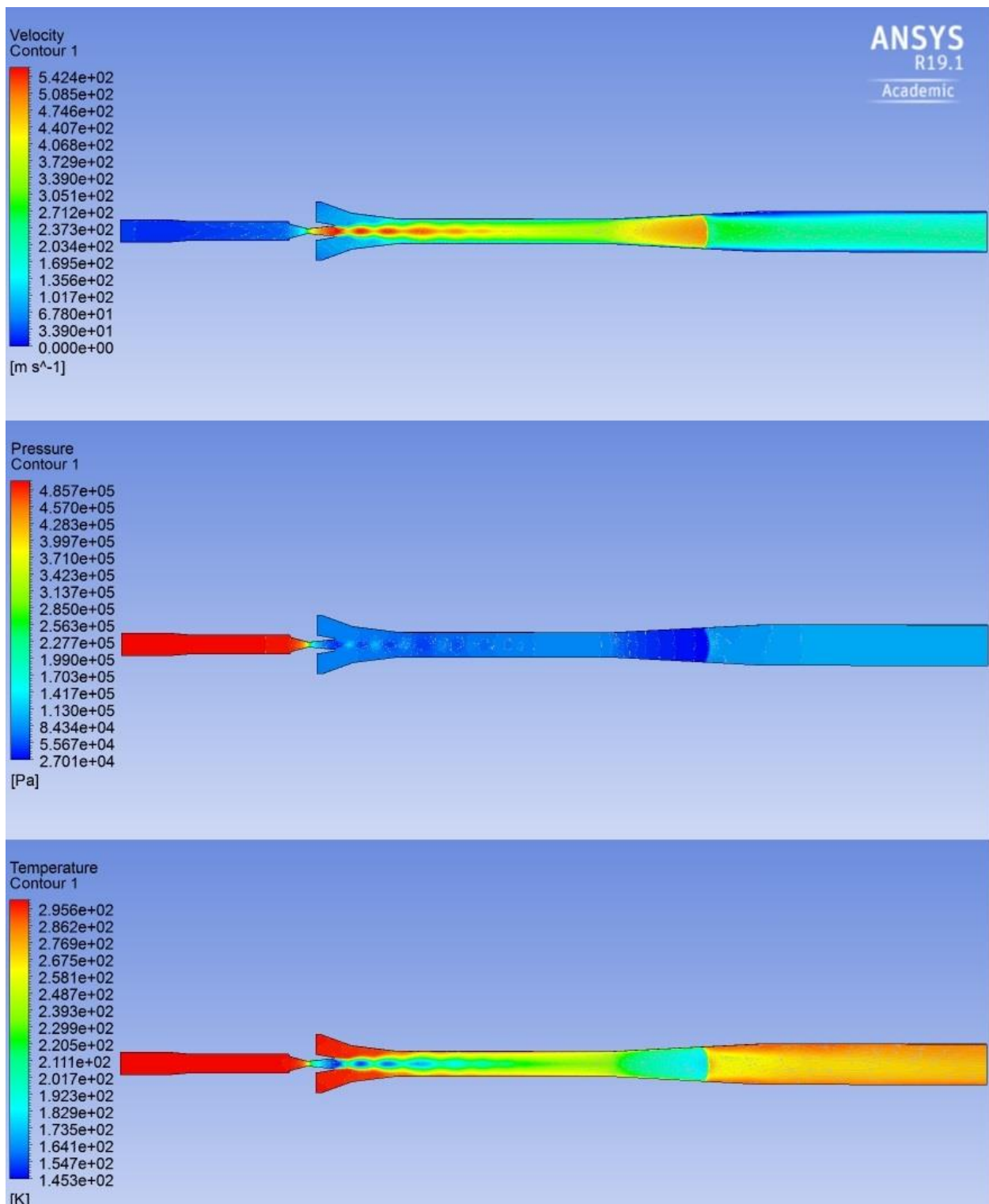




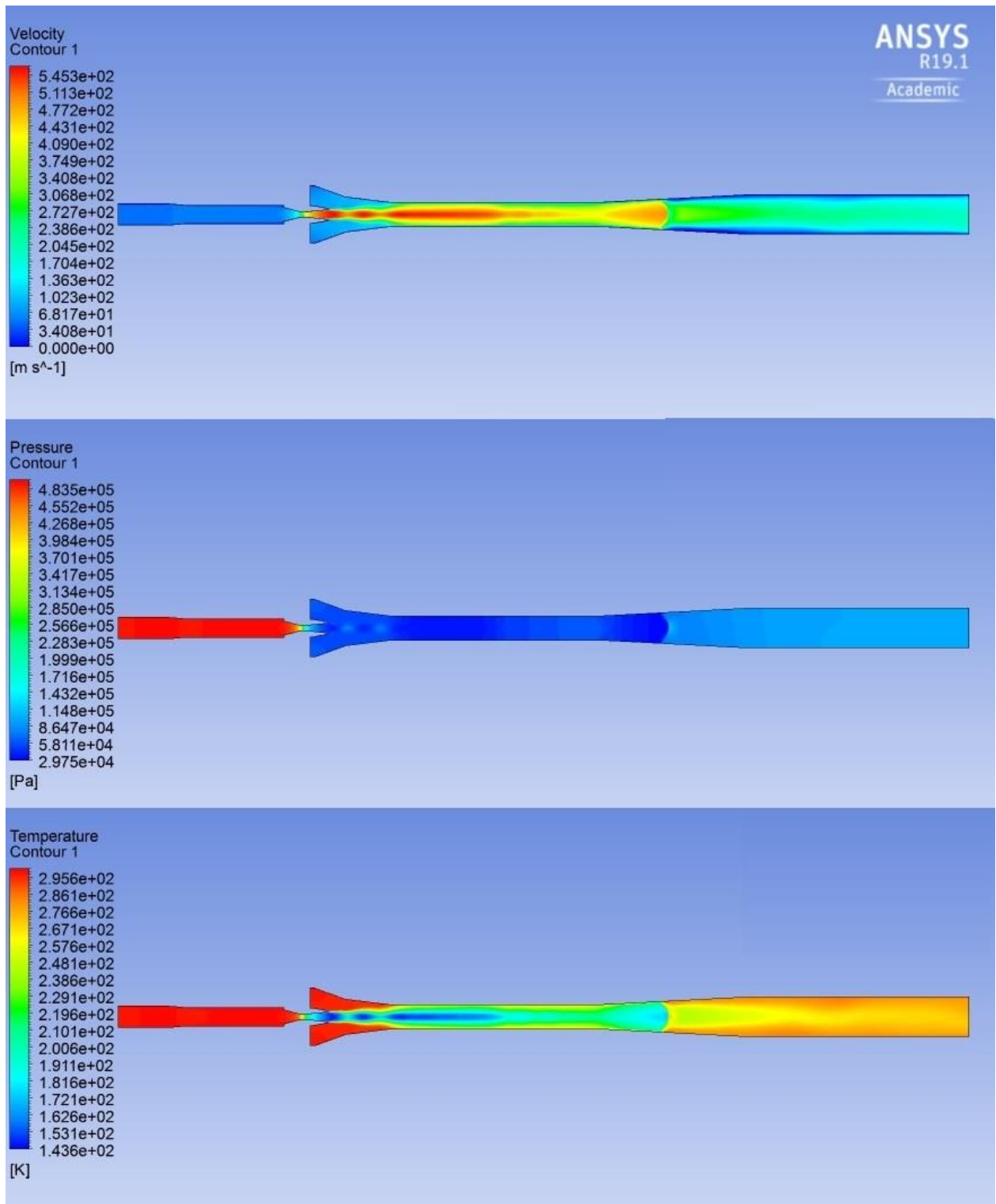
Сл. 6.15 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со воздух како работен флуид, при притисоци на влез 5 bar / 1bar, и притисок на излез 1.2 bar



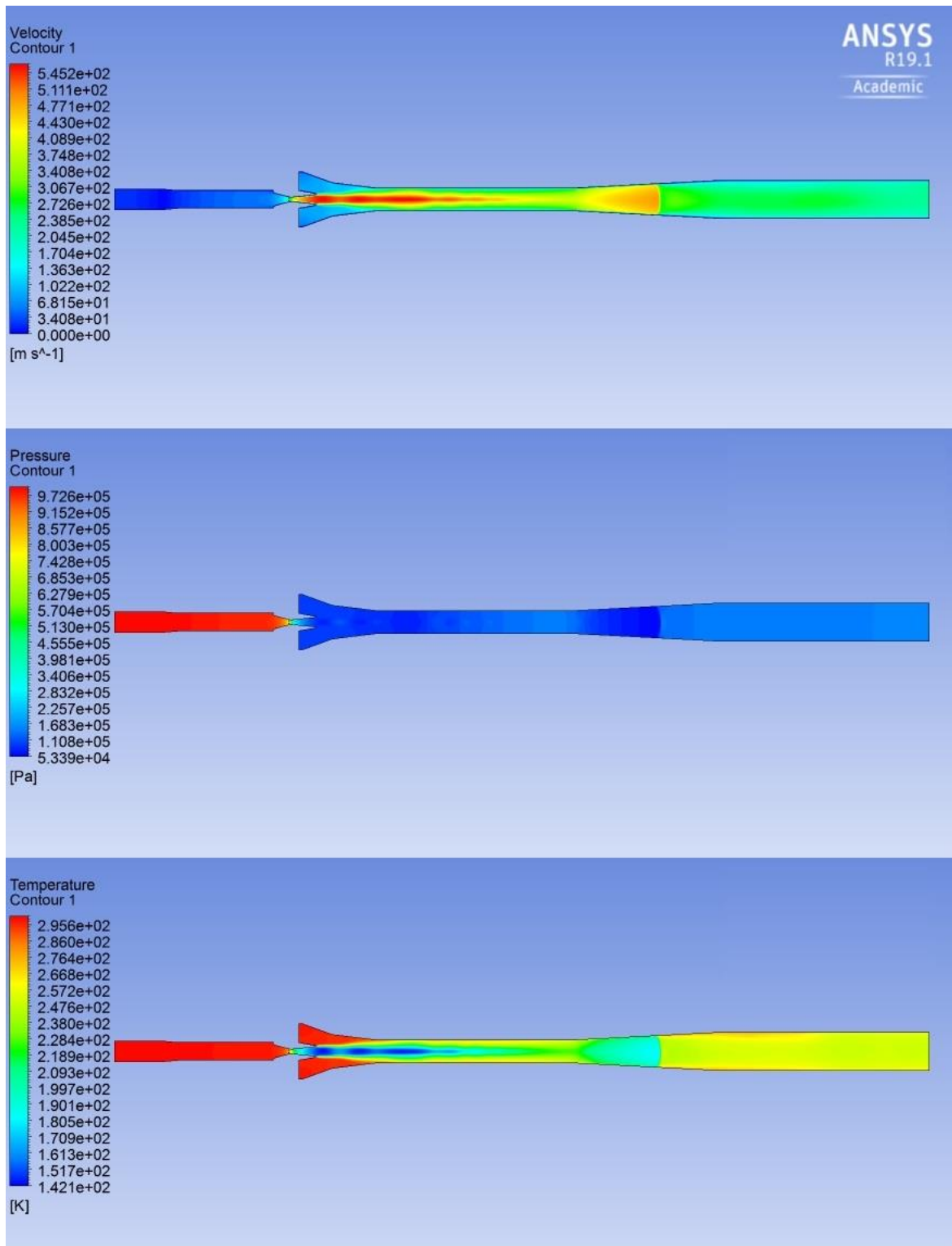
Сл. 6.16 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со воздух како работен флуид, при притисоци на влез 5 bar / 1bar, и притисок на излез 1.35 bar



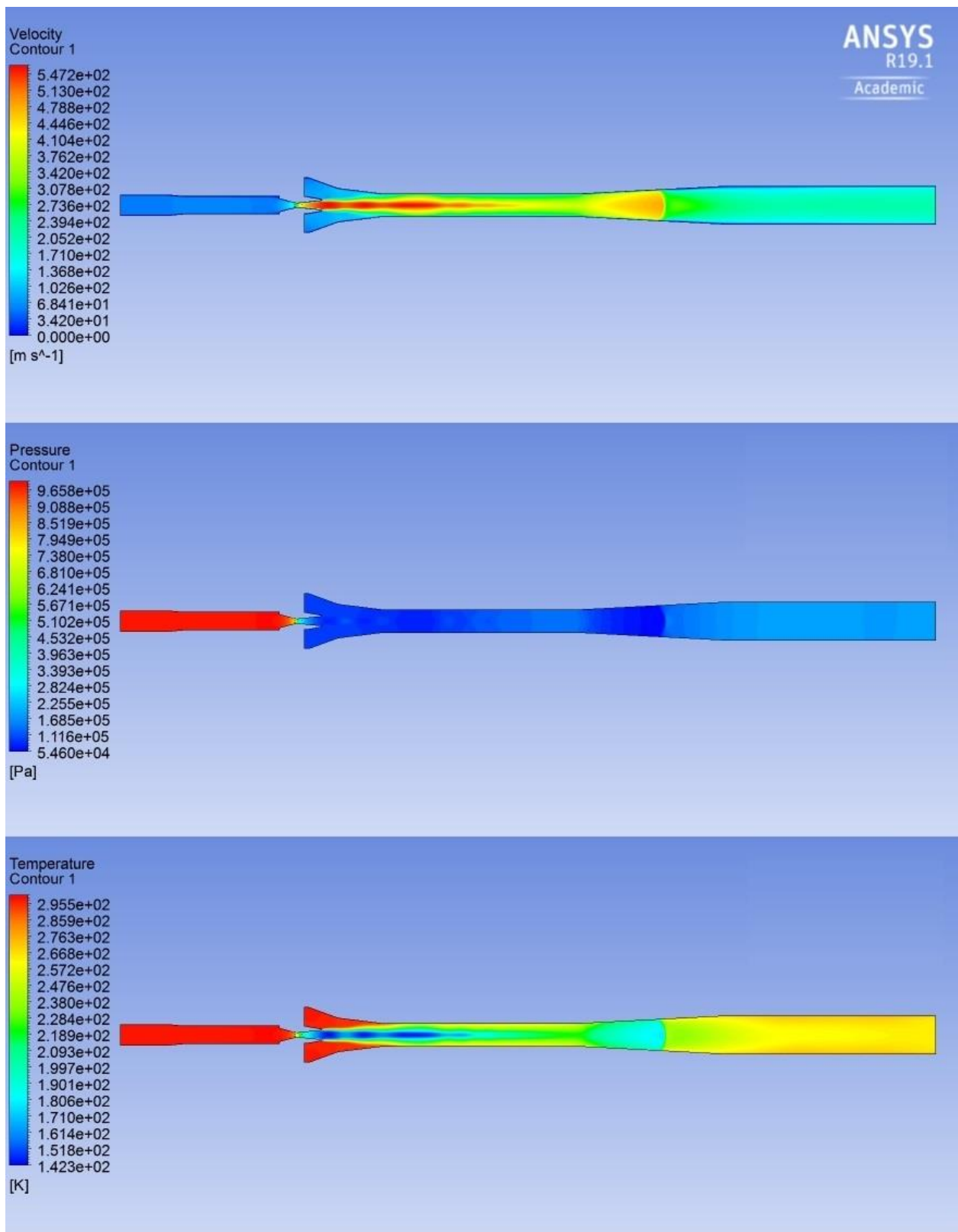
Сл. 6.17 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со воздух како работен флуид, при притисоци на влез 5 bar / 0.8 bar, и притисок на излез 1 bar



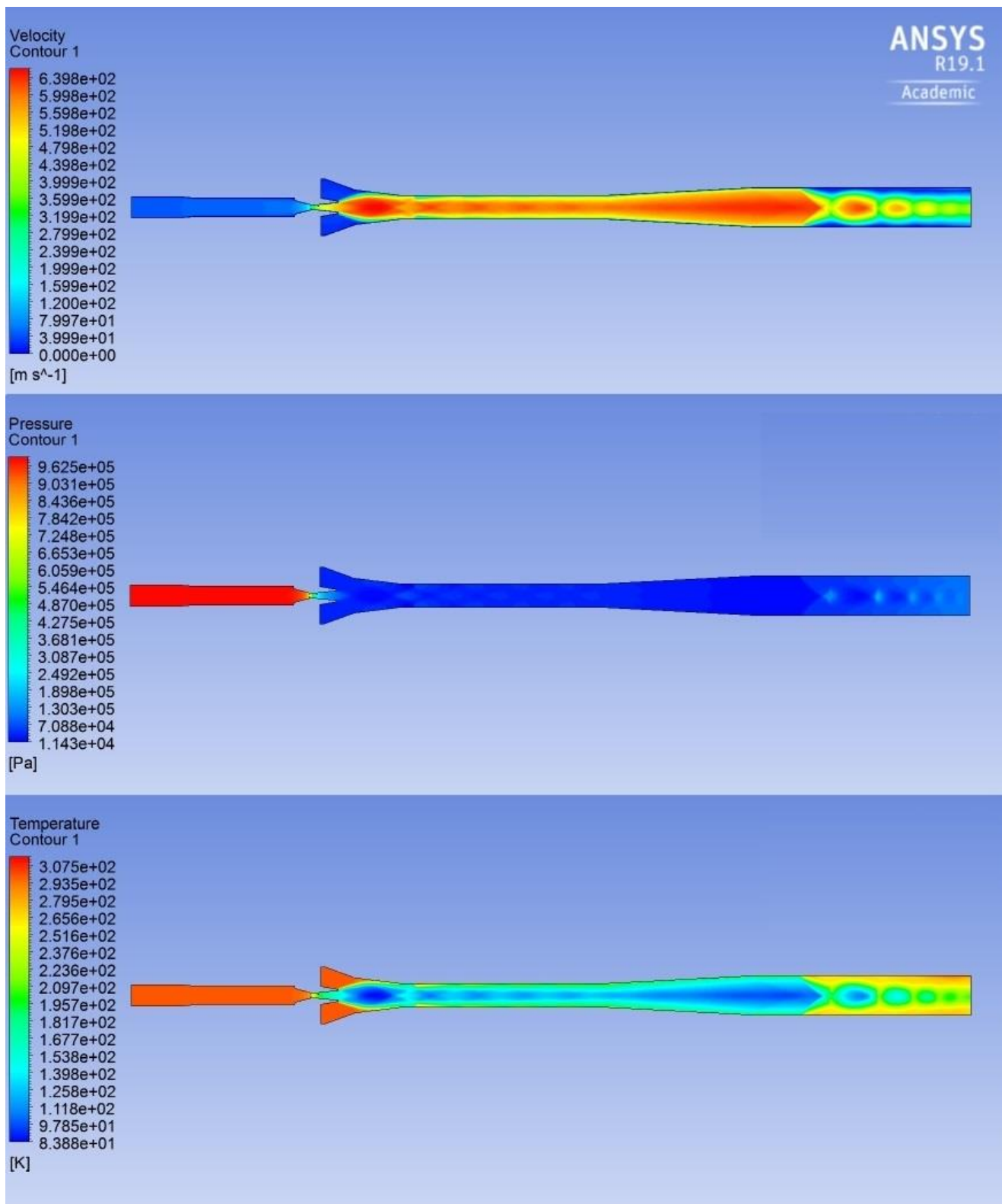
Сл. 6.18 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со воздух како работен флуид, при притисоци на влез 5 bar / 0.6 bar, и притисок на излез 1 bar



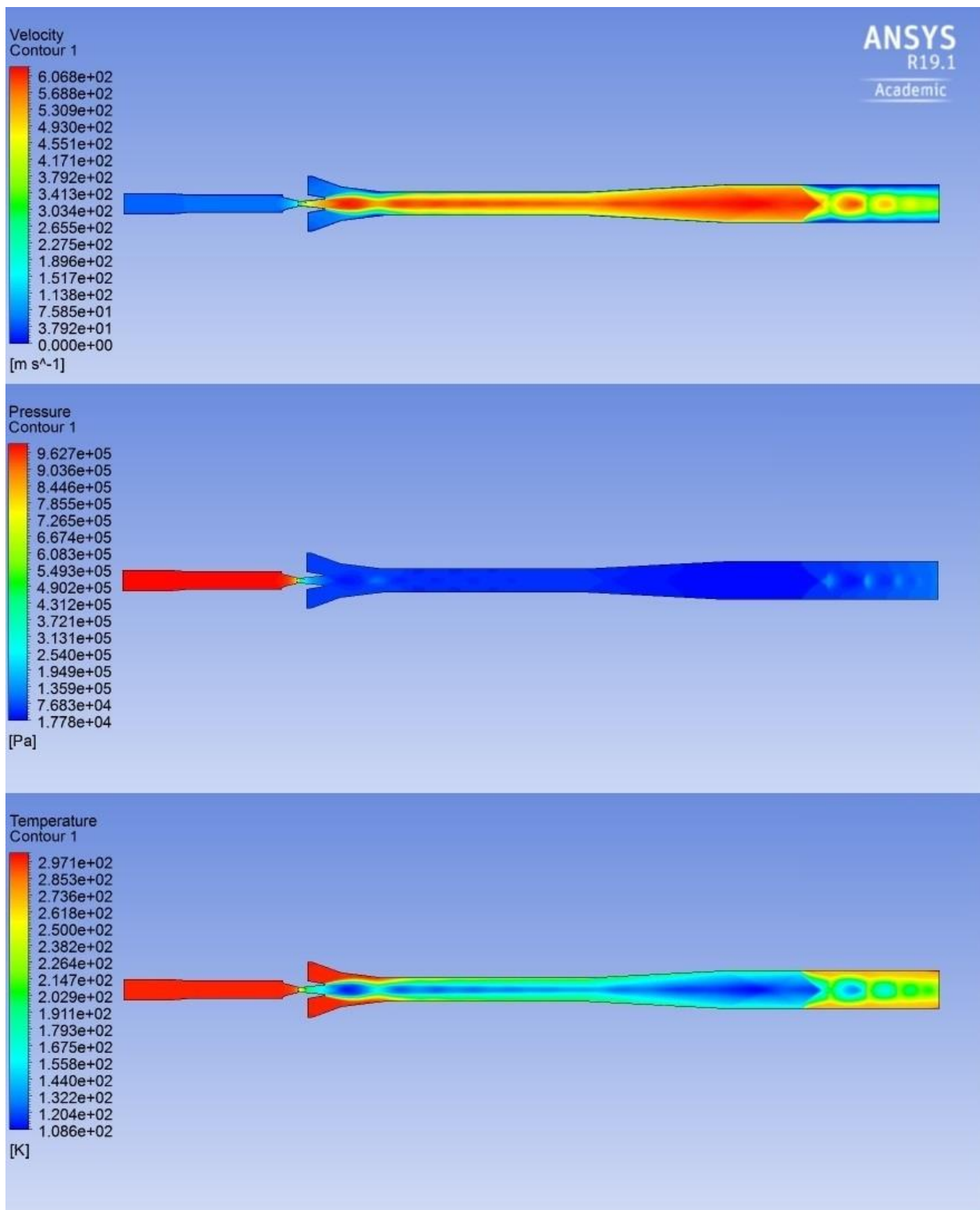
Сл. 6.19 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со воздух како работен флуид, при притисоци на влез 10 bar / 1 bar, и притисок на излез 1.5 bar



Сл. 6.20 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со воздух како работен флуид, при притисоци на влез 10 bar / 1 bar, и притисок на излез 1.8 bar

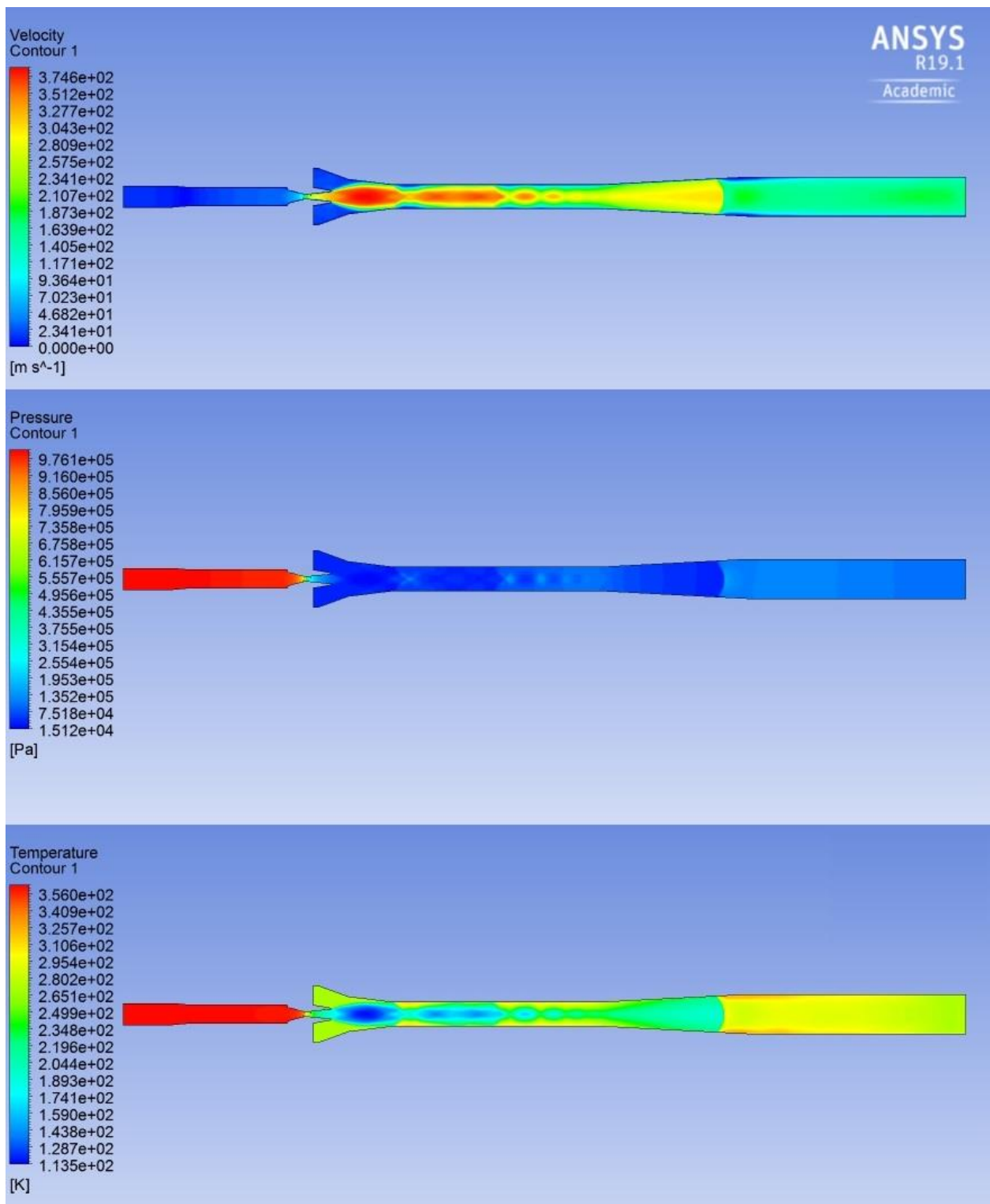


Сл. 6.21 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со воздух како работен флуид, при притисоци на влез 10 bar / 0.4 bar, и притисок на излез 1 bar

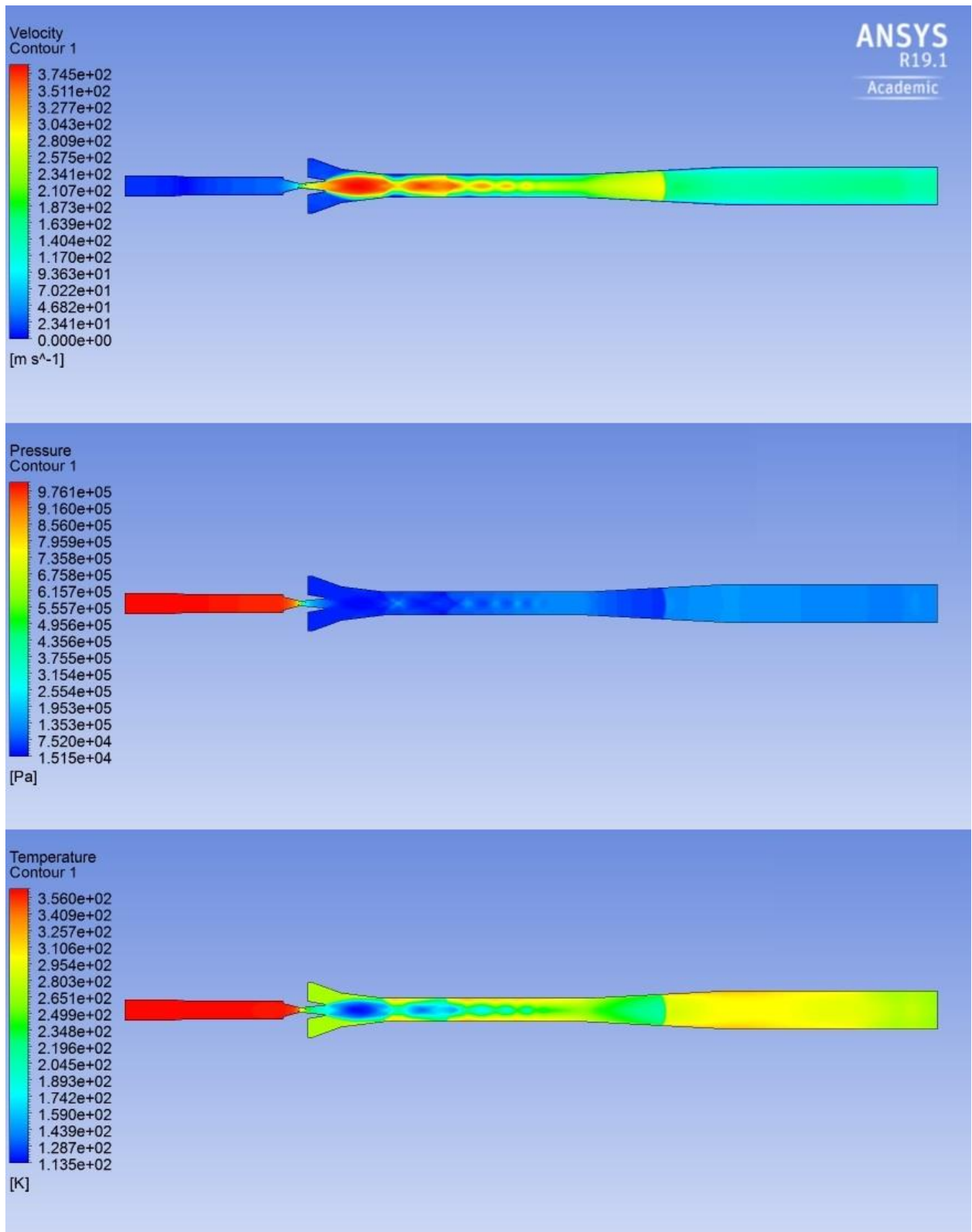


Сл. 6.22 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со воздух како работен флуид, при притисоци на влез 10 bar / 0.6 bar, и притисок на излез 1 bar

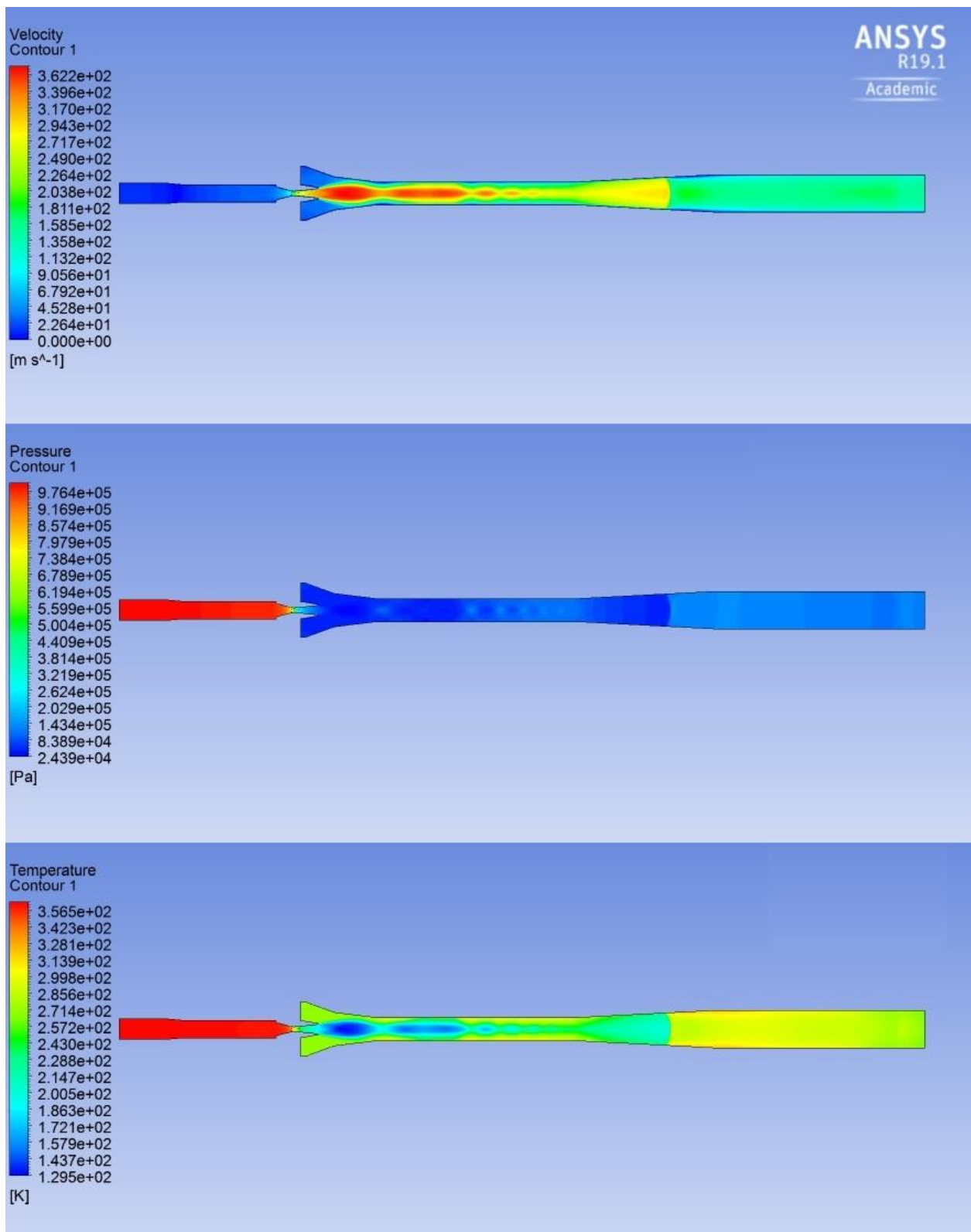




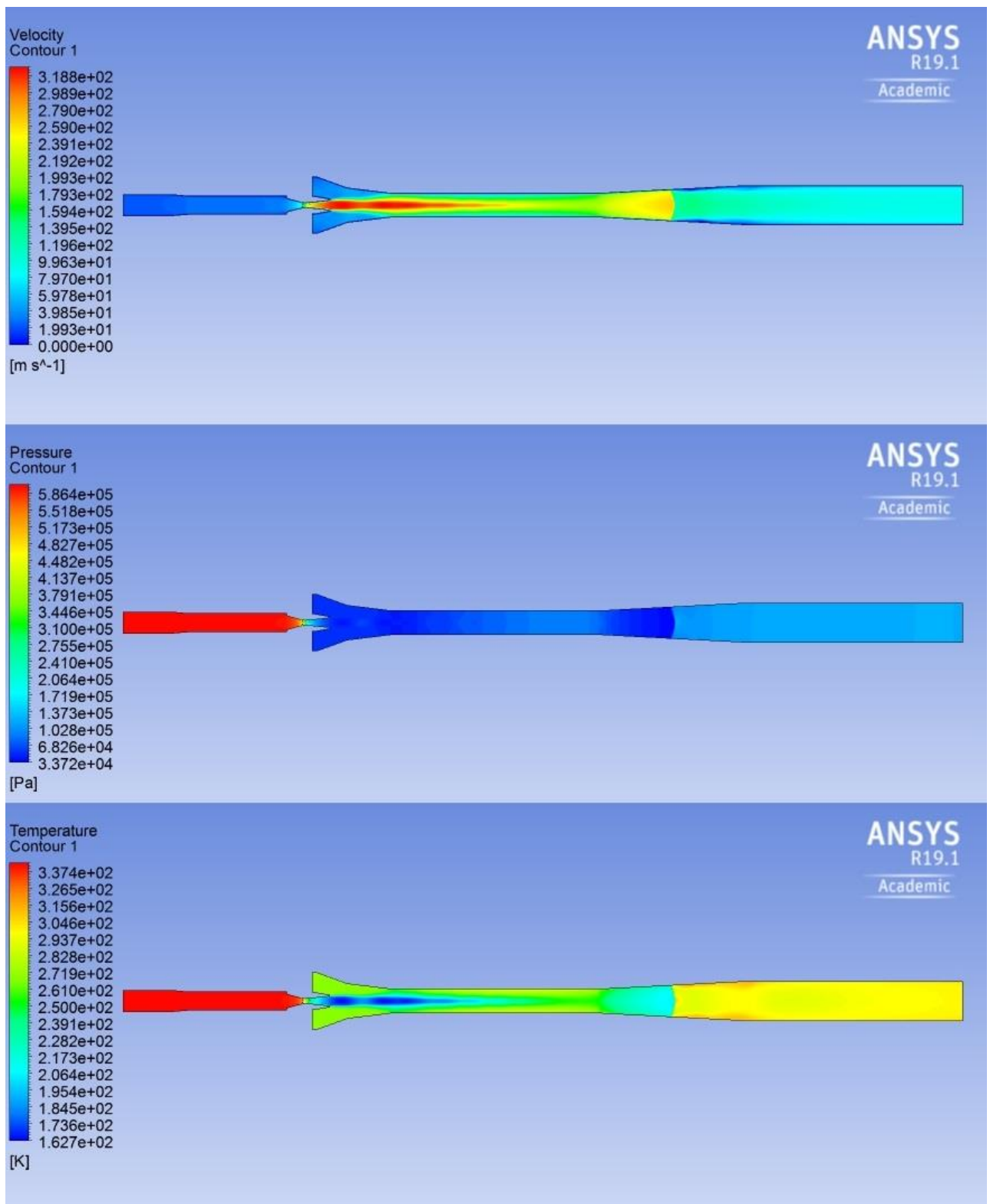
Сл. 6.23 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со R245fa како ладилен медиум, при генерирачки притисок 10.061 bar / генерирачка температура 90°C, притисок на испарување 0.45 bar / температура на испарување -3°C, притисок на кондензација 1.15 bar / температура на кондензација 18.5°C



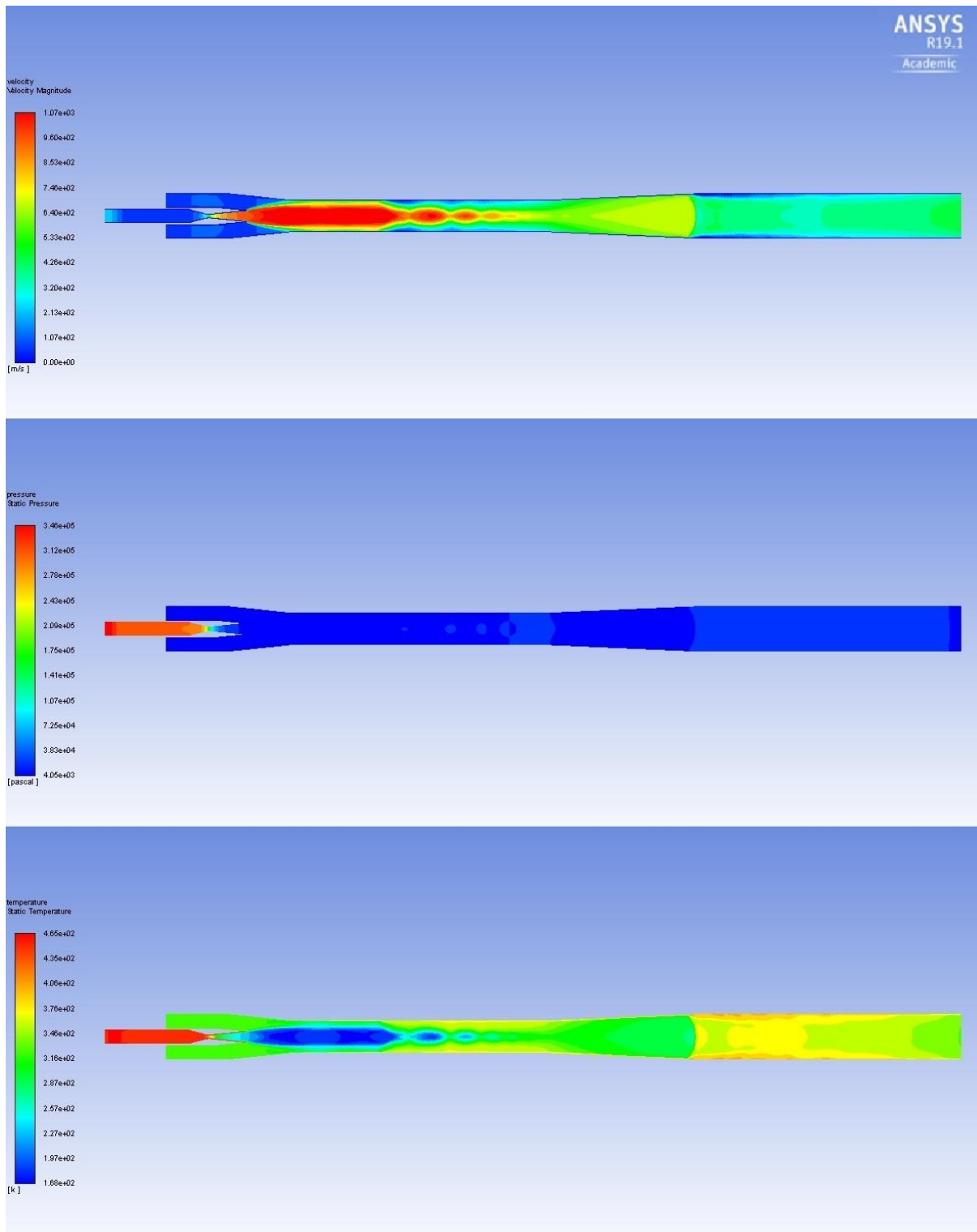
Сл. 6.24 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со R245fa како ладилен медиум, при генерирачки притисок 10.061 bar / генерирачка температура 90°C, притисок на испарување 0.45 bar / температура на испарување -3°C, притисок на кондензација 1.22 bar / температура на кондензација 20°C



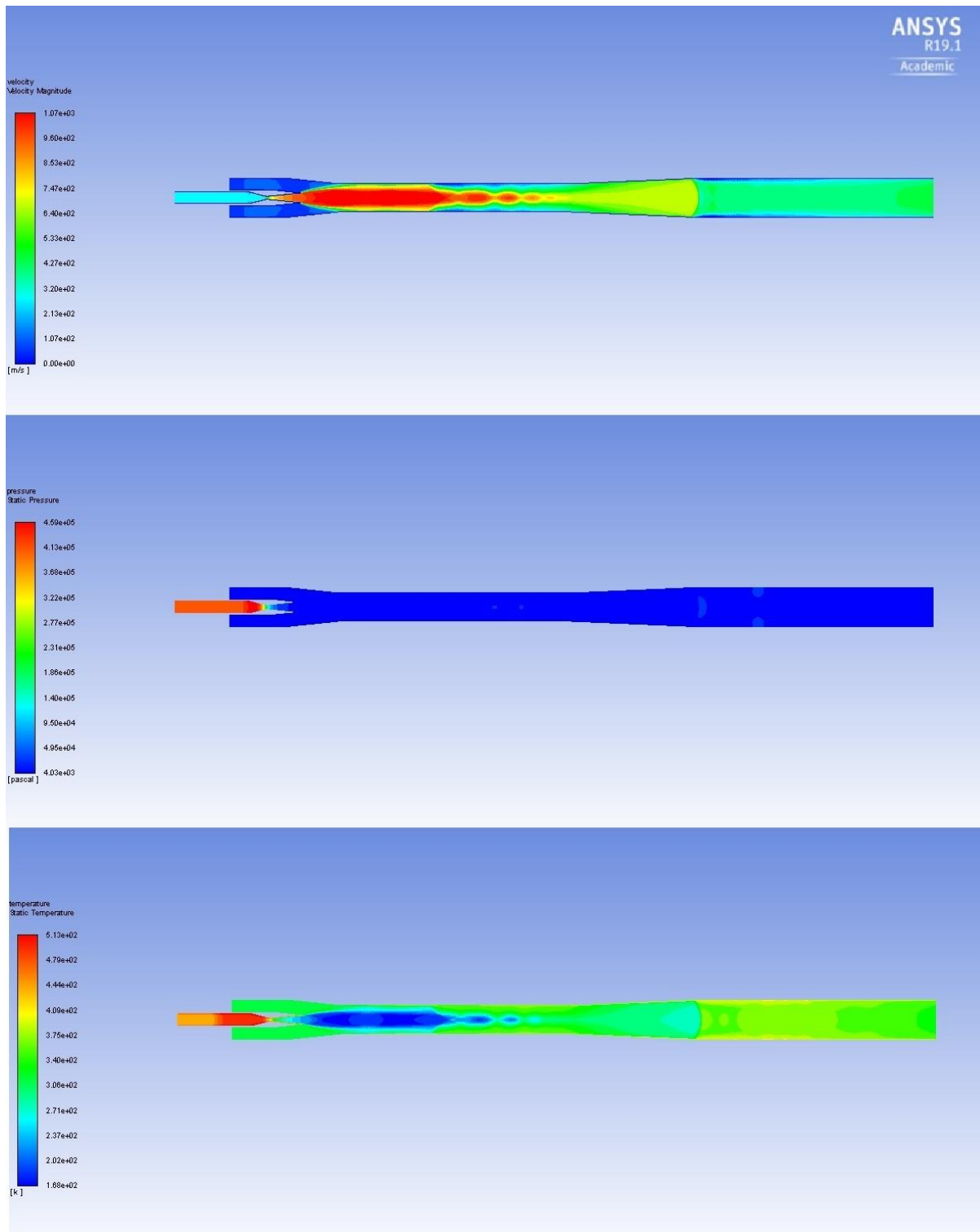
Сл. 6.25 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со R245fa како ладилен медиум, при генерирачки притисок 10.061 bar / генерирачка температура 90°C, притисок на испарување 0.53 bar / температура на испарување 0°C, притисок на кондензација 1.22 bar / температура на кондензација 20°C



Сл. 6.26 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со R245fa како ладилен медиум, при генерирачки притисок 6 .1 bar / генерирачка температура 70°C, притисок на испарување 0.53 bar / температура на испарување 0°C, притисок на кондензација 1.22 bar / температура на кондензација 20°C



Сл. 6.27 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со R718 како работен флуид, при генерирачки притисок 3.5 bar / генерирачка температура 139°C, притисок на испарување 0.0563 bar / температура на испарување 35°C, притисок на кондензација 0.0959 bar / температура на кондензација 45°C



Сл. 6.28 Резултати од пресметка на струење во ејектор при работа со R718 како работен флуид, при генерирачки притисок 4.5 bar / генерирачка температура 148°C и за притисок на испарување 0.0563 bar / температура на испарување 35°C, притисок на кондензација 0.0959 bar / температура на кондензација 45°C

## 7. ИНДУСТРИСКИ КОНЦЕНТРАТОРИ СО ТЕРМОКОМПРЕСОРСКИ СИСТЕМИ

Индустриските концентратори имаат широка примена во технолошките процеси од процесната индустрија (хемиска и фармацевтска индустрија, индустријата за пиво, прехранбена, млечна, месна и конзервна индустрија, индустриите за производство на концентрати од овошје, домати, грозје итн.). Голема потрошувачка на енергија е општа карактеристика на индустриските концентратори. Намалување на потрошувачката на енергија може да се постигне со примена на повеќестепени концентратори или со примена на високотемпературни топлински пумпи со термокомпресија (ејекторска и / или турбокомпресорска), каде отпадната топлина (водена пара) од концентраторската постројка (или од десалинациската постројка, индустрискиот термички систем или технолошки процес), се рекуперира, со директна компресија се покачува на повисок притисок и температура и се користи како погонска енергија.

### 7.1. ЕДНОСТЕПЕНИ И ПОВЕЌЕСТЕПЕНИ КОНЦЕНТРАТОРСКИ ПОСТРОЈКИ

Шема на едностепен концентратор е дадена на слика 7.1. Процесот на концентрирање се реализира со погонска пара од котларница. Во главниот топлински изменувач (испарувач / кондензатор) водата содржана во растворот што се концентрира испарува користејќи топлина од погонската пара која кондензира. Предгревање на растворот до температура на испарување се реализира во подладилникот на кондензат користејќи топлина од кондензатот што се подладува. Топлинскиот биланс на кондензаторот е:

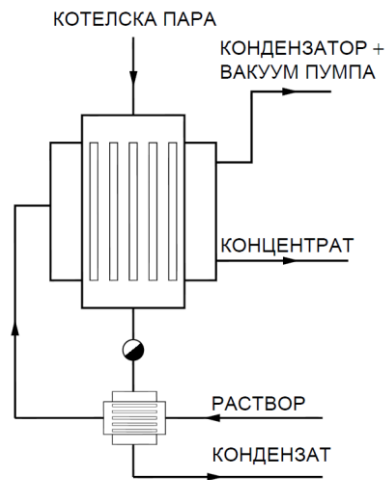
$$Q_c = Q_e + Q_h + Q_l$$

Топлината внесена во концентраторот ( $Q_c$ ) се користи за испарување на водата од растворот ( $Q_e$ ), за предгревање на растворот до температура на испарување ( $Q_h$ ), и за покривање на топлинските загуби ( $Q_l$ ).

Поедноставена релација меѓу протокот на погонска пара ( $M_1$ ) и протокот на вода што испарува од растворот ( $M_e$ ) е

$$M_1 = k_1 k_2 M_e$$

Коефициентот  $k = k_1 k_2$  ги опфаќа топлинските загуби низ изолацијата и топлинскиот биланс меѓу предгревањето до температура на испарување и подладувањето на погонскиот кондензат. Вредностите на коефициентот  $k$  изнесуваат околу 1.05 – 1.20.

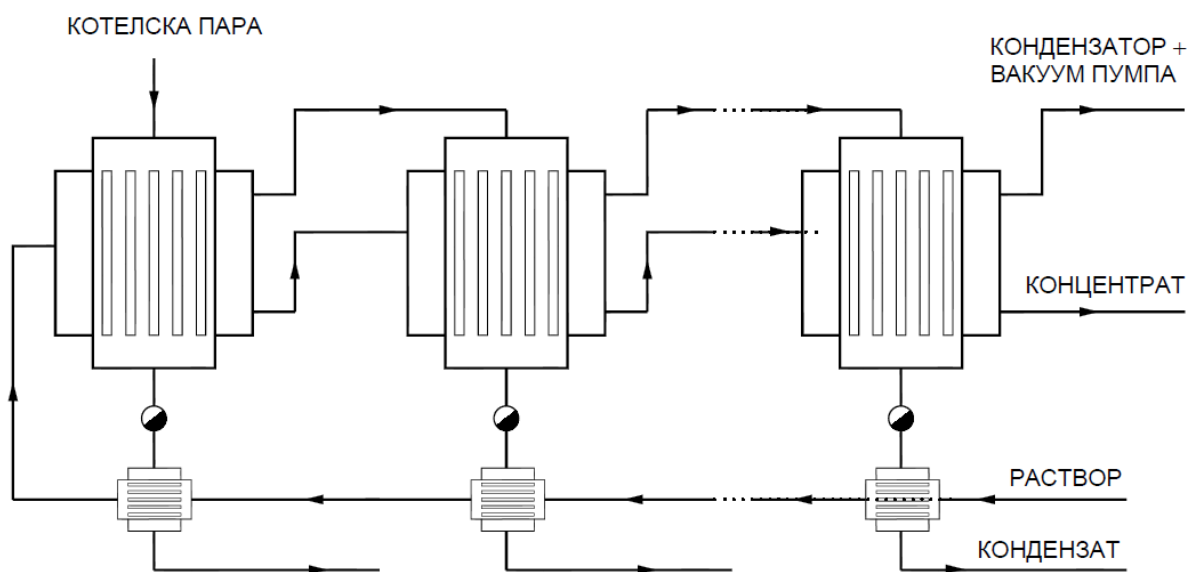


Сл. 7.1 Шема на едностепен концентратор

Испарената вода од главниот топлински изменувач на концентраторот оди во кондензатор. Ако концентрирачкиот процес се одвива во работни услови на вакуум, тогаш е потребно да се воведи и вакуум пумпа.

Шема на повеќестепен концентратор е дадена на слика 7.2. Во повеќестепените концентратори испарената вода од растворот од претходниот степен се користи како погонска пара во наредниот степен. Со едноставни материјални и топлински биланси може да се одредат термичките карактеристики на повеќестепените концентратори. Покачувањето на енергетската ефикасност на повеќестепените концентратори е дадено со релацијата меѓу протокот на погонска пара од котлара ( $M_n$ ) и протокот на пара за едностепен концентратор ( $M_1$ ),

$$M_n = M_1 / n$$



Сл. 7.2 Шема на повеќестепен концентратор



Оптимирање на бројот на степени на концентраторот може да се изврши со примена на техно – економскиот критериум. Зголемувањето на бројот на степени доведува до намалена потрошувачка на енергија (зголемена енергетска ефикасност), но зголемени трошоци и цена на концентраторот. Најзначајна компонента на ова оптимирање е температурната разлика меѓу температурите на кондензација и испарување во главниот топлински изменувач (испарувач / кондензатор), што е директно поврзано со топлино разменувањата површината и вкупниот коефициент на пренос на топлина.

Дополнителни оптимизациони критериуми и ограничувања се поврзани со работните услови на концентраторот и со својствата на растворот што се концентрира:

- Температурата на растворот што се концентрира е дефинирана од некои барања,
- Нискотемпературен третман на растворот како услов за добивање на високо квалитетен производ (производство на концентрати од овошје, домати, грозје, итн.),
- Ограничување на максималната температура на растворот, што е поврзано со агресивни и корозивни својства на растворот,
- Ограничување на температурата на концентрирање поврзано со појава на наслаги и нивно таложење и нафаќање на топлино изменувачките површини,
- Покачување на температурата на вриење (испарување) на растворот ( $t_{er}$ ) над температурата на вриење (испарување) на вода ( $t_e$ ), за даден притисок ( $p_e$ ), ( $\Delta t_r = t_{er} - t_e$ ), што зависи од термодинамичките и термофизичките својства на растворот;  $\Delta t_r$  е поголема за поголеми концентрации на суви материи во растворот  $x$  (табела 7.1).

Табела 7.1 Покачување на температурата на испарување на растворот

	Шеќер							NaOH				
$x$ (% kg kg <sup>-1</sup> )	<40	50	60	65	70	80	90	10	15	20	25	50
$\Delta T_r$ (K)	0	0.3	1.4	3.9	5.0	9.4	19.2	3.5	77.5	11.5	15	40

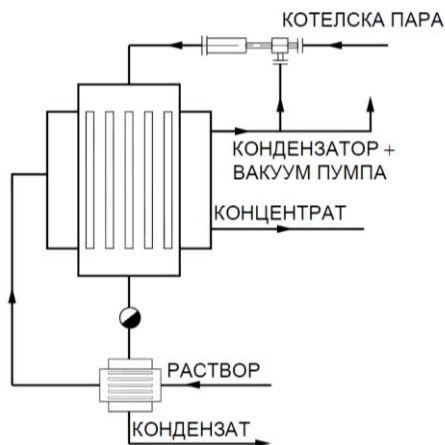
## 7.2. КОНЦЕНТРАТОРИ СО ЕЈЕКТОРСКА ТЕРМОКОМПРЕСИЈА

Термокомпресијата кај ејекторските системи се реализира со погонска пара од парен котел. За продукција на котелска пара се користи топлинска енергија, што може да претставува значајна предност во однос на механичката термокомпресија, особено ако за продукција на парата се користи отпадна топлина.

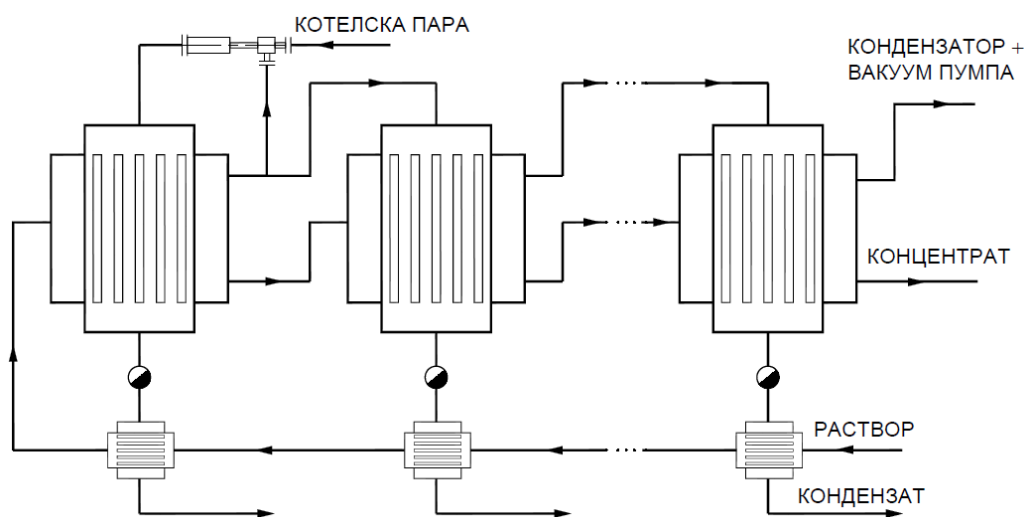
Шема на еден концентратор со ејекторска термокомпресија дадена е на слика 7.3. Концентрирачкиот процес се реализира со парата што излегува од ејекторот. Во главниот топлински изменувач (испарувач / кондензатор) на концентраторот, водата содржана во концентрирачкиот раствор испарува, користејќи ја парата што излегува од ејекторот. Предгреење на растворот до температура на испарување се врши во подладилникот на кондензат. Топлинско пумпниот циклус се реализира со термокомпресија на еден дел од отпадната водена пара од притисок на испарување  $p_e$ , и температура  $T_{er} = T_e + \Delta T_r$ , до еден повисок притисок  $p_c$  (коресподентен на температурата на кондензација  $T_c$ ), за да се добие ефективна температурна разлика  $\Delta T_e$  меѓу температурата на парата што кондензира и температурата на испарување на растворот  $T_{er}$  ( $\Delta T_e = T_c - T_{er}$ ). Еквивалентниот температурен лифт остварен во ејекторскиот термокомпресорски топлинско пумпен циклус е приближно еднаков на разликата меѓу температурата на кондензација  $T_c$  (коресподентна на  $p_c$ ) и температурата на отпадната пара  $T_e$  (коресподентна на  $p_e$ ) ( $\Delta T = T_c - T_e$ ). Овие температурни разлики  $\Delta T$ ,  $\Delta T_e$  и  $\Delta T_r$  имаат многу важно влијание врз потрошувачката на котелска погонска пара кај ејекторската термокомпресија, како и врз оптимирањето на главниот топлински изменувач (испарувач / кондензатор). Другиот дел од отпадната водена пара се води во кондензатор, при што топлината се предава на околината. Потребно е да се вгради вакуум пумпа за постигнување и за одржување вакуум во концентраторот.

Шема на повеќестепен концентратор со ејекторска термокомпресија дадена е на слика 7.4. Избор на оптимална шема и оптимирање на концентраторската постројка се врши според техно – економските критериуми, каде покрај влијанието на топлино изменувачките површини, температурните услови и условите на пренос на топлина, треба да се опфатат и дополнителните ограничувања и оптимизациони критериуми (т. 7.1). Ако температурата на концентрирање е дефинирана и / или ако е потребно нискотемпературен третман на растворот како услов за постигнување на висок квалитет на произведениот концентрат (овошен, гроздов, доматен концентрат итн.),

тогаш треба да се примени едностепен концентратор со механичка или ејекторска термокомпресија.



Сл. 7.3 Шема на концентратор со ејекторска термокомпресија



Сл. 7.4 Шема на повеќестепен концентратор со ејекторска термокомпресија

Поради покачување на температурата на вриење (испарување) на растворот ( $T_{er}$ ) над температурата на вриење на вода ( $T_e$ ), за даден притисок ( $p_e$ ), ( $\Delta T_r = T_{er} - T_e$ ), ејекторот мора да оствари компресионен однос  $\Pi = p_c / p_e$  за да постигне температурен лифт  $\Delta T = T_c - T_e$  и да се добие една оптимална температурна разлика во главниот топлински изменувач  $\Delta T_e = T_c - T_{er}$  меѓу температурата на кондензација на погонската пара и температурата на вриење на растворот. Покрај суштинското влијание врз ејекторската термокомпресија, протокот на погонска котелска пара, потрошувачка на енергија, енергетската ефикасност и COP на топлинско пумпниот циклус, како и врз карактеристиките на главниот топлински изменувач (испарувач / кондензатор) и

процесот на топлино измена, температурата на кондензација (температурата на погонската пара) ( $T_c$ ) може да биде лимитирана и од условот за добивање на концентрат со висок квалитет (овошен, гроздов, доматиен концентрат итн.). Покачувањето на топлинско пумпниот температурен лифт на ејекторската термокомпресија  $\Delta T = T_c - T_e$  (со покачување на температурата на вриење на растворот ( $T_{er}$ ), и / или влошени услови на топлино измена во главниот топлински изменувач поради нафатени наслаги на топлино изменувачките површини, и / или влошени услови за испарувачки пренос на топлина ( $\alpha_e$ ) при зголемен удел на суви материи во растворот, предизвикуваат силно намалување на COP на топлинско пумпниот циклус со ејекторската термокомпресија, зголемена потрошувачка на енергија и ниска енергетска ефикасност на концентраторот.

Енергетската ефикасност на ејекторските термокомпресорски топлински пумпи се оценува со коефициентот на термотрансформација  $\Psi_e$ , односно  $COP_e$ ,

$$\Psi_e = COP_e = Q_c / Q_p = M_c / M_p$$

кој претставува однос меѓу добиената термотрансформирана топлина  $Q_c$  и потрошената топлина  $Q_p$  за продукција на погонска котелска пара  $M_p$ , со која еден дел од отпадната топлина (отпадната пара  $M_e'$ ) се трансформира од притисок  $p_e$  и температура  $t_e$  на повисоки притисок  $p_c$  и температура  $t_c$ . Добиената погонска пара, која кондензира остарувајќи го термичкиот концентрациски процес, изнесува:  $M_c = M_e' + M_p$ . Вториот дел од испарената вода од растворот  $M_e'' = M_e - M_e'$  се губи, кондензирајќи во кондензаторот.

Перформансите на ејекторот силно зависат од условите на работа на термокомпресорскиот систем на концентраторот. Компресиониот однос  $\Pi$  и температурниот лифт  $\Delta T = T_c - T_e$  што ги остварува ејекторскиот термокомпресор главно зависат од коефициентот на ејекција  $\omega = m_{sec} / m_{pr}$ . Коефициентот на термотрансформација  $\Psi_e$  ( $COP_e$ ) на ејекторскиот топлинско пумпен циклус приближно се  $\Psi_e = COP_e = 1 + \omega$ . За дадени проектни работни услови проточниот простор на елементите на ејекторот може оптимално да се дизајнираат и соодветно да се добијат високи  $\Psi_e$  односно  $COP_e$ . За различни работни услови, односно различни вредности на температурниот лифт  $\Delta T_e$  се добиваат различни  $\omega$  и соодветно различни  $\Psi_e$  односно  $COP_e$ :

$$\Delta T = T_c - T_e = 5 - 10 \text{ К за } \omega = 4 - 8 ; \quad \Psi_e = COP_e = 5 - 9,$$

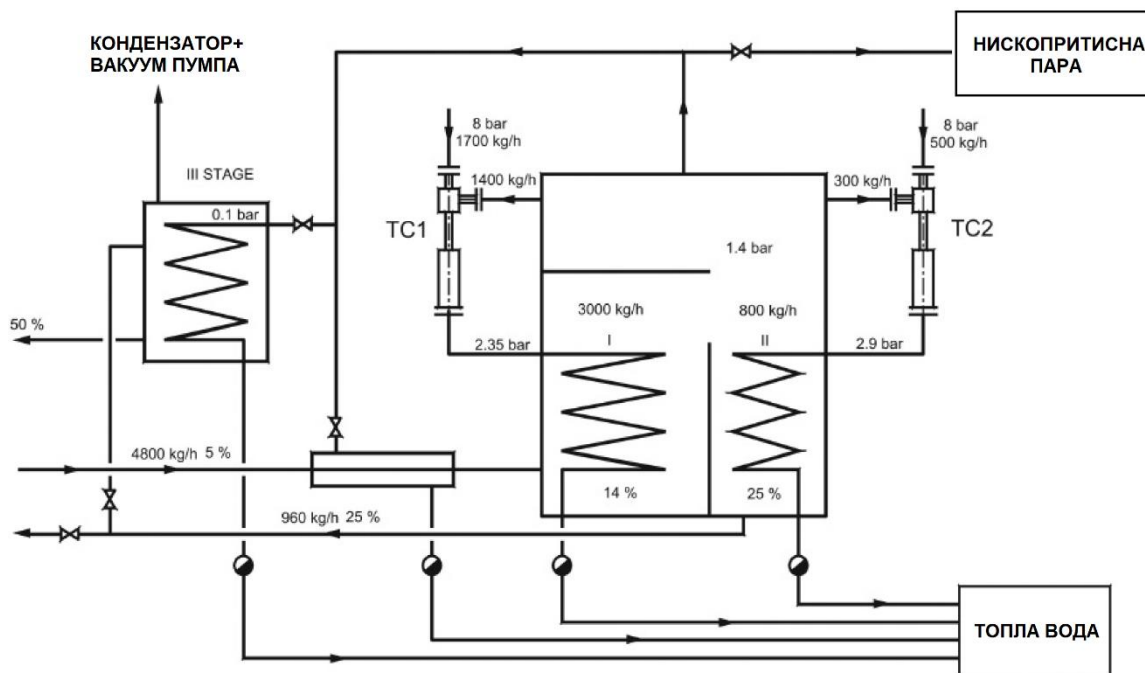
$$\Delta T = T_c - T_e = 10 - 20 \text{ К за } \omega = 1 - 4 ; \quad \Psi_e = COP_e = 2 - 5,$$

$$\Delta T = T_c - T_e = 20 - 40 \text{ K за } \omega = 0.5 - 1 ; \Psi_e = \text{COP}_e = 1.5 - 2,$$

Зависно од притисокот на котелската пара  $p_1 = 3 - 32$  (bar), и работниот притисок на концентраторот  $p_3 = 0.07 - 1.5$  (bar). Повисоките вредности на  $\Delta T$  кореспондираат на повисоки  $p_1$  и пониски  $p_3$ .

### 7.3. ИНДУСТРИСКИ НАТРИУМ ХИДРОКСИД (NaOH) КОНЦЕНТРАТОР

Шема на концентраторот за натриум хидроксид (NaOH) со ејекторски термокомпресорски систем дадена е на слика 7.5. Концентраторот е составен од два степенa кои се сместени во еден цилиндричен сад. Термокомпресијата се реализира со ејекторските термокомпресори TC1 и TC2 за првиот и вториот степен на концентраторот соодветно. Плочести топлински изменувачи се изведени во двата степенa. Постројката е опремена со индустриски мерни инструменти. Податоците дадени на сликата 7.5 како и пресметаните коефициенти на термотрансформација  $\Psi_e$  кореспондираат на еден стационарен режим на концентраторот. Многу значајно е влијанието на покачувањето на температурата на вриење (испарување) на натриум хидроксидот (над соодветната температура на вриење на вода) врз перформансите на термокомпресорскиот систем и на концентраторот. Вкупниот температурен лифт остваран со TC1 е  $\Delta T = 16$ (K), но само  $\Delta T_e = 9$ (K) е ефективна температурна разлика, додека  $\Delta T_{er} \approx 7$  (K) (за концентрација  $x = 14\%$ ) е изгубена поради покачената температура на вриење. Вкупниот температурен лифт остваран со TC2 е  $\Delta T = 23$ (K), но  $\Delta T_{er} = 15$ (K) (за концентрација  $x = 25\%$ ) е изгубена, а само  $\Delta T_e = 8$ (K) е ефективна температурна разлика. Коефициентите се  $\Psi_{e1} = 1.8$ ,  $\Psi_{e2} = 1.6$ . Испарената вода во концентраторот (reboiler) што не се термокомпримира се користи како технолошка пара. Предложен е дополнителен трет степен, вакуум концентратор, каде NaOH растворот се концентрира до 50%. Нафаќањето наслаги на површините е сериозен проблем. Предвидено е чистење со примена на соодветни методи и процедури.



Сл. 7.5 Шема на NaOH концентратор

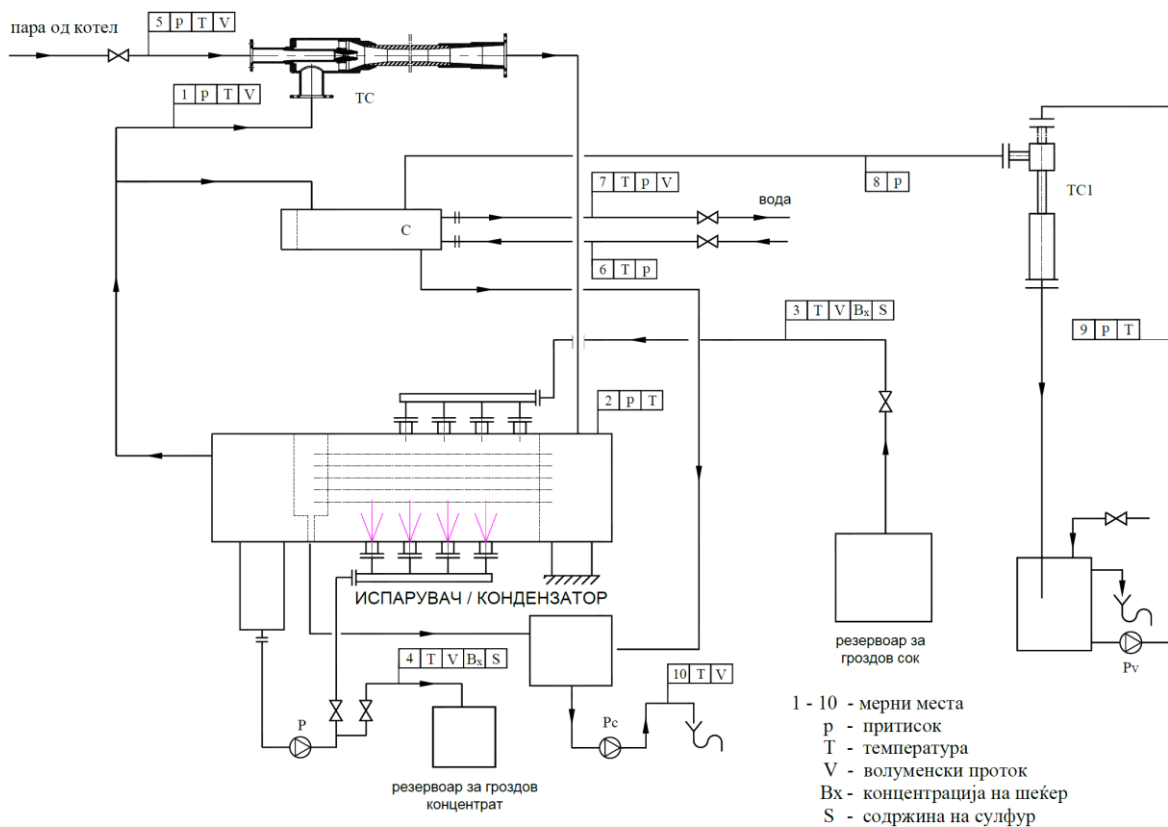
#### 7.4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН ВАКУУМ КОНЦЕНТРАТОР

Вакуум концентраторот е примарно проектиран за производство на гроздов концентрат. Може да се користи и за збогатување на содржината на шеќер во гроздова шира, како и за производство на други овошни концентрати. Дизајнот на концентраторот е погоден за реализација на експериментални истражувања на процесите во термокомпресорскиот систем, процесите на пренос на топлина, процесите во вакуумскиот систем, проблемите со нафаќање наслаги на топиноизменувачките површини и нивно чистење, и други проблеми при експлоатација на концентраторот. Концентраторот е опремен со потребната мерно – регулациона опрема за успешна релизација на експерименталните истражувања опфатени во оваа докторска дисертација.

##### 7.4.1. Опис на концентраторот

Шема на вакуум концентраторот е дадена на слика 7.6. Главниот топлински изменувач (испарувач / кондензатор) е цилиндричен со цевки (shell and tube) кои ја изведуваат топлино изменувачката површина. Испарувањето е околу цевките а кондензација во цевките. Во испарувач / кондензаторот се доведува шира од резервоарот за шира. Испарувањето е во слој со мала дебелина, што се остварува со рецикулација на ширата, користејќи пумпа P. Ширата се впрскува на топлино изменувачката површина, постојано одржувајќи слој со мала дебелина околу цевките. Погolem дел од испарената

вода од ширата се термокомпримира со надзвучен парен ејектор (ТС) користејќи погонска котелска пара. Вториот дел од испарената вода кондензира во цилиндричен цевен (shell and tube) кондензатор (С). За остварување и одржување на потребниот вакуум во концентраторската постројка инсталиран е двофазен ејекторски систем, што е составен од двофазен ејектор (вода – некондензирачки гасови) (ТС1) резервоар со приклучоци за одвод и довод на вода и циркулациона пумпа P<sub>V</sub>. Овој вакуум систем обезбедува остварување на длабок вакуум (98 – 99 %) што овозможува работа на концентраторот и третман на ширата на ниски температури на испарување. Произведениот концентрат со барана концентрација на суви материи (шеќери) (°Вх) се одведува во резервоар за концентрат. Со пумпа P<sub>C</sub> кондензатот се одведува во околината.



Сл.7.6 Шема на експериментален гроздов вакуум концентратор

#### 7.4.2. Надзвучен парен R718 ејектор

Резултати од моделот за димензионирање и оптимално обликување на проточниот простор, како и резултати од CFD моделот и анализа на комплексните струјни процеси во надзвучниот парен R718 ејектор дадени се во Точка 6. Резултатите од комплексните експериментални истражувања на вакуум концентраторот, кои се однесуваат на надзвучниот парен R718 ејектор, дадени се во Точка 7.4.8, каде е извршена компаративна анализа на експерименталните резултати со резултатите од CFD моделот (Точка 6.5.5) и со резултатите од моделот за перформансите на надзвучните ејектори (Точка 6.4).

#### 7.4.3. Главен топлински изменувач испарувач / кондензатор

Главниот топлински изменувач (испарувач / кондензатор) е цилиндричен сад ( $\phi$  630 mm x 4.000 mm) со цевки ( $\phi$  30 mm x 3.000 mm) (shell and tube) од кои е изведена топлино изменувачката површина (17.3 m<sup>2</sup>). Испарувањето е околу цевките а кондензација во цевките. Во испарувач / кондензаторот се доведува шира од резервоарот за шира. Испарувањето е во слој со мала дебелина, што се остварува со рецикулација на ширата, користејќи пумпа (P). Ширата се впрскува на топлино изменувачката површина, постојано одржувајќи слој со мала дебелина околу цевките. Испарувач / концентраторот се снабдува со погонска пара од надзвучниот парен R718 ејектор, каде еден дел од испарената вода од гроздовата шира (секундарна пара) се термокомпримира користејќи котелска пара. Вториот дел од испарената вода се води во кондензатор. Кондензатот од цевките, преку собирен колектор, се води во резервоар за кондензат, од каде со пумпа P<sub>c</sub> се одведува во околината.

Капацитетот на главниот топлински изменувач (испарувач / кондензатор) ( $Q$ ), во кој водата содржана во гроздовата шира испарува, а погонската пара кондензира, зависи од вкупниот коефициент на пренос на топлина ( $k$ ), топлино изменувачката површина ( $A$ ) и температурната разлика  $\Delta t_e = t_c - t_{er}$  меѓу парата што кондензира и температурата на вриење (испарување) на ширата (растворот).

$$Q = kA\Delta t_e$$

Вкупниот коефициент на пренос на топлина ( $k$ ) е функција од конвективниот коефициент на пренос на топлина при кондензација  $\alpha_c$ , кондуктивниот пренос на топлина низ сидот на цевката на топлинскиот изменувач ( $\lambda / \delta$ ), кондуктивниот пренос



на топлина низ наслагите нафатени на топлино изменувачките површини ( $\lambda_i / \delta_i$ ), и конвективниот коефициент на пренос на топлина при вриење (испарување)  $\alpha_e$ .

$$k = 1 / [(1/\alpha_c) + (\delta/\lambda) + (\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_e)]$$

Кај концентраторите се применуваат различни типови на топлински изменувачи со различни конструктивни изведби, во зависност од типот на концентраторот, специфичностите во примената и работните услови.

Нафатените наслаги (на пример вински каменец) на топлино изменувачките површини претставуваат значителен топлински отпор. Затоа е неопходно да се предвиди соодветно периодично чистење, кое треба да се изврши по соодветна постапка. Проблемите со нафаќање наслаги зависат од својствата на растворот и од температурните услови на кои се одвива концентрирачкиот процес. Предностите на нискотемпературниот третман на гроздовата шира, како и избегнувањето на проблемите со нафаќање на вински каменец, се дискутирани во Точка 6.4.7

Конвективниот коефициент на пренос на топлина при кондензација  $\alpha_c$  зависи од конструкцијата на топлинскиот изменувач, како и од работните услови, притисок и температура. Постојат голем број на публикации за конвективниот пренос на топлина при кондензација (на пример: фундаментална публикација Holman, 1990; многу други скоро објавени публикации). Со соодветен дизајн на топлинскиот изменувач може да се постигнат соодветно големи вредности на конвективниот коефициент на пренос на топлина при кондензација ( $\alpha_c=7000-15000(\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1})$ ), зависно од дизајнот и проектните карактеристики на топлинскиот изменувач и условите на преносот на топлина.

Покачувањето на температурата на вриење на растворот над температурата на вриење на вода, заедно со промената на термодинамичките и термофизичките својства на растворот, со промена (зголемувањето) на концентрацијата (содржината на суви материи) во растворот, предизвикуваат влошување на конвективниот коефициент на пренос на топлина при вриење (испарување)  $\alpha_e$ . Потребно е да се постигне оптимална температурна разлика меѓу кондензација и испарување ( $\Delta t_e = t_c - t_{er}$ ), која овозможува постигнување на оптимална топлиноизменувачка површина, што претставува многу важен влијателен фактор на конвективниот коефициент на пренос на топлина при вриење. Иако постојат голем број публикувани истражувања за преносот на топлина при вриење, потребно е за секој посебен раствор да се спроведат посебни истражувања за да се одреди зависноста на коефициентот на пренос на топлина при вриење при

различни температурни услови за различни концентрации на суви материи во растворот. За гроздова шира (и за други раствори кои содржат шеќери) покачувањето на температурата на вриење над температурата на вриење на вода е незначајно при концентрации под 40 °Вх. За концентрации од 60 – 65 °Вх (концентрации на гроздов концентрат, гроздов мед), тоа покачување е 1.4 – 3.9 °С. За високи концентрации од 80 – 95 °Вх, покачувањето е значително 9.4 – 19.2 °С. Во оваа докторска дисертација со експерименталните истражувања одредена е зависноста на вкупниот коефициент на пренос на топлина (каде основно влијание има конвективниот коефициент на пренос на топлина при вриење) од концентрацијата на шеќери во гроздовата шира–концентрат (точка 7.4.7).

Кај потопените испарувачи (испарување во голем волуман) се јавува дополнителен проблем при преносот на топлина при вриење, кој е предизвикан од хидростатичкиот притисок на течноста на топлиноизменувачките површини, што имплицира соодветно дополнително покачување на температурата на испарување на растворот. Ова е особено значаен проблем кај вакуум концентраторите. Еден од начините (применет во експерименталниот концентратор) за да се избегне овој проблем е со испарување во слој со мала дебелина, што може да се постигне со рецикулација на растворот и впрскување на топлино изменувачките површини.

#### 7.4.4. Мерна шема, мерни места и инструменти за мерење

Мерна шема со распоред на мерните места и мерните големини дадена е на слика 7.6. Експерименталната постројка е опремена со температурни сензори и со трансдјусери за притисок. Мерењето на температура и притисок на мерно место (mp) mp1 и mp2 се врши со температурни сензори (Pt 100 class 1 / 10 В) и трансдјусери за притисок со голема точност. Отпорничките термометри и трансдјусерите за притисок се калибрирани пред изведување на експериментите. Точноста на (Pt 100 class 1 / 10 В) термометрите изнесува  $\pm 0.1$  К. Точноста на трансдјусерите за притисок е  $\pm 0.25\%$  од fsv (0 to 1100 hPa). Другите мерни места дадени на слика 7.6 се опремени со калибрирани отпорнички (Pt 100 class A) термометри со вкупна точност  $\pm 0.3$  К, и со калибрирани мерила на притисок вкупна точност  $\pm 0.35\%$  of fsv (од опсегот на мерната слала).

Протоколот на примарна котелска пара (mp 5.V) се оценува (мери) според податоците од мерењето на притисокот (mp 5.p) и геометриските параметри на примарната ејекторска

млазница. Струењето на излез од примарната ејекторска млазница е секогаш надзвучно. Според условите на струење во критичниот (најтесниот) пресек на примарната млазница, каде брзината е еднаква на локалната брзина на звук, и површината на критичниот пресек, се одредува протокот на примарна котелска пара. Мерната неодреденост на протокот на примарна пара зависи од мерната неодреденост на притисокот (mp 5.p), од мерната неодреденост на површината на критичниот пресек и од неодреденоста на пресметковната постапка (Точка 7.4.6).

Мерењето на протокот на шира (mp 3.V), протокот на концентрат (mp 4.V), протокот на кондензирана вода (mp 7.V) и на вкупниот кондензат што ја напушта постројката (mp 10.V) се врши со волуметриски методи, користејќи калибрирани садови со соодветен волумен и точност  $\pm 1.3 \%$ .

Содржината на шеќери во ширата (mp 3.Vx) и во концентратот (mp 4.Vx) се мери со рефрактометар со точност  $\pm 0.3 \%$ . Резултатите од индикациите на рефрактометар беа споредувани со резултати од лабораториски мерења каде се користат хемиско лабораториски методи.

#### 7.4.5. Организација на експерименталните мерења

Извршени се комплексни повеќефакторни експериментални испитувања на вакуум концентраторот за гроздов концентрат. Изработен е термин план за изведување на мерењата за различни нивоа на факторите на експерименталните истражувања.

Експерименталната постројка овозможува регулација на работните режими, како и промена на работните параметри во широк опсег. Регулација на работниот режим, односно промена на нивото на факторите на експерименталните мерења се остварува со:

- промена на притисокот на погонската котелска пара (mp 5.p),  
ниво на фактор 1 притисок: 3.5 bar, 4 bar, 4.5 bar,
- промена на протокот на кондензаторска вода во кондензаторот С (mp 7.V); што е директно поврзано со температурата на испарување и притисокот во испарувач / кондензаторот (mp 1.T, p),  
ниво на фактор 2 температура на испарување: 35 °C, 40 °C, 45 °C,
- промена на протокот на гроздов концентрат (mp 4.V); што е директно поврзано со содржината на шеќери во гроздовиот концентрат (mp 4.Vx),

ниво на фактор 3 шеќери во гроздовиот концентрат: 30 °Вх, 60 °Вх, 65°Вх, (80) °Вх.

Сите експериментални циклуси (за исто ниво на факторите) беа изведени за стационарни услови. За секој поединечен експериментален циклус (работен режим) беа изведени по шест независни повторливи опсервации (мерења) според индикациите на мерните инструменти.

#### 7.4.6. Оценка на мерната неодреденост

Мерната неодреденост се евалуира применувајќи го ISO “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, 1993 [63]. Податоците дадени во точка 7.4.4 за точноста на мерните инструменти добиени според податоци од производители, каталози, калибрациони сертификати и други извори претставуваат Тип В мерна неодреденост. Тип А мерната неодреденост се добива со статистички методи, според податоците од шест повторливи мерења.

Резултат од мерење претставува најдобра оценка на вредноста на мерната големина секогаш придружена со податок за мерната неодреденост. Мерна неодреденост претставува параметар, придружен со резултатот од мерењето, кој ја карактеризира дисперзијата на вредности кои со реална причина може да се припишат на мерната големина. При спроведување на повеќе повторливи обсервации (мерења) на една мерна големина, Тип А евалуација на мерната големина ( $z$ ), резултат од мерењето, односно најдобра оценка на вредноста на мерната големина е аритметичката средина односно просекот од  $n$  ( $n=6$ ) опсервации,

$$\bar{z} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i$$

Варијансата  $\sigma^2(z)$  може да се пресмета како:

$$s^2(z_i) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (z_i - \bar{z})^2,$$

каде  $z_i$  се независни опсервации на  $z$ .

Варијансата на аритметичката средина на серија од  $n$  независни опсервации  $z_i$  на  $z$  е

$$\sigma^2(\bar{z}) = \frac{\sigma^2(z_i)}{n}$$

и се пресметува преку експерименталната варијанса на просекот

$$s^2(\bar{z}) = \frac{s^2(z_i)}{n} = \frac{1}{n(n-1)} \sum_1^n (z_i - \bar{z})^2$$

Стандардна девијација, односно стандардната мерна неодреденост ( $s$ ) ( $u=s$ ), е позитивен квадратен корен од варијансата. Ако за Тип А стандардната неодреденост се добива со коренување на статистички евалуираната варијанса, често е по прифатливо, за Тип В стандардна неодреденост прво да се евалуира еквивалентна стандардна девијација, а потоа да се добие еквивалентната варијанса со квадрирање на стандардната девијација.

Ако се добиени Тип А и Тип В мерните неодредености се пресметува комбинираната мерна неодреденост,

$$s^2 = s_A^2 + s_B^2$$

Стандардната неодреденост на некоја мерна големина  $y$ , кога  $y$  е функција од други мерни големини  $x_1, x_2, \dots, x_N$  и оценката на мерната големина  $y$ , што претставува резултат од мерењето, се добива со апроксимативно комбинирање на стандардните неодредености на оценките  $x_1, x_2, \dots, x_N$ ,

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N)$$

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i)$$

Таа се нарекува комбинирана стандардна неодреденост  $u_c(y)$ , и претставува позитивен квадратен корен од комбинираната варијанса  $u_c^2(y)$ . Секоја  $u(x_i)$  претставува стандардна неодреденост, евалуирана како Тип А евалуација или како Тип В евалуација. Претходните релации важат кога  $x_1, x_2, \dots, x_N$  не се корелирани. Во експериментите на вакуум концентраторот се внимава мерните големини да не бидат корелирани.

Ако  $x_1, x_2, \dots, x_N$  се корелирани (меѓусебно зависни), тогаш треба да се применат посложени статистички операции (кои вклучуваат коваријантни матрици). Во едноставен случај на пример, кога мерна големина е некоја температурна разлика  $\Delta T = T_1 - T_2$ , која е функција од две мерни големини  $T_1$  и  $T_2$  кои се мерат со ист термометар, или со два различни термометри калибрирани со ист калибрационен термометар, тогаш  $T_1$  и  $T_2$  се силно корелирани, а комбинирана стандардна

неодреденост е  $s = s_{T1} + s_{T2}$ . Ако  $T_1$  и  $T_2$  се мерат со два потполно различни термометри  $s = (s_{T1}^2 + s_{T2}^2)^{0.5}$ .

Парцијалните изводи  $\frac{\partial f}{\partial x_i} = \frac{\partial f}{\partial X_i}$  се нарекуваат сензитивни коефициенти, и покажуваат

колку излезната оценка  $y$  се менува со промена на вредностите на влезните оценки  $x_1, x_2, \dots, x_N$ .

Ако се претпостави нормална Laplace – Gauss дистрибуција, стандардната девијација, односно експерименталната стандардна неодреденост, опфаќа веројатностна покриеност (ниво на доверливост на интервалот) на изнесената вредност на резултатот од 68.27%.

За униформна правоаголна дистрибуција во опсег  $(-a, +a)$  експерименталната стандардна неодреденост е  $u^2(x_i) = a^2/3$ , а за триаголна дистрибуција  $u^2(x_i) = a^2/6$ .

Веројатностната покриеност опфатена со експерименталната стандардна неодреденост (68.27%) најчесто не е доволна. Затоа се воведува експандираната неодреденост,

$$U = k u_c(y)$$

каде што  $k$  е фактор на покриеност.

Интервалот  $U$  се интрепретира како интервал околу мерниот резултат кој опфаќа поголем дел (процент)  $p$  од веројатносната дистрибуција, која ги карактеризира резултатот и неговата комбинирана стандардна неодреденост, а  $p$  претставува веројатностна покриеност, или ниво на доверливост на тој интервал.

Експандираната неодреденост е добиена со мултиплицирање на комбинираната стандардна неодреденост со факторот на покриеност  $k$ , кој кореспондира со бројот на степени на слобода и ниво на доверливост од 95 %, според Student  $t$  – дистрибуција.

Student  $t$  – дистрибуцијата ја опфаќа ограниченоста на бројот на повторливи мерења  $N$  при Тип А евалуации на мерната неодреденост. Кога  $N$  тежи кон бесконечност Student  $t$  – дистрибуција тежи кон нормална Laplace – Gauss дистрибуција. За Тип А евалуации бројот на степени на слобода е  $N - 1$ ,  $N$  е број на повторливи мерења (опсервации). Неодреденоста на Тип А евалуираната мерна неодреденост зависи од  $N(n)$ ,

$$\sigma(s(\bar{q})) / \sigma(\bar{q}) \approx [2(n-1)]^{-1/2}$$

Користењето на Student  $t$  – дистрибуцијата може да биде применливо за карактеризација на неодреденоста при опишување на дистрибуцијата. Ако сакаме да ја

пресметаме неодреденоста на неодреденоста на Тип В оценката може да го користиме ефективниот број степени на слобода

$$v_{eff} = \frac{1}{2} \left[ \frac{U}{U_u} \right]^2$$

каде  $U$  е неодреденост изведена од Тип В евалуации,  $U_u$  е една оценка на неодреденоста на таа неодреденост.

При евалуирање на експандираната комбинирана неодреденост ефективниот број степени на слобода се одредува според Welch–Satterthwaite–вата формула,

$$v_{eff} = \frac{u_c^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4(y)}{v_i}} \quad v_{eff} \leq \sum_{i=1}^N v_i \quad u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N u_i^2(y)$$

#### 7.4.7. Резултати од експерименталните мерења

Според податоците од мерењата (Тип А) и податоците за мерните инструменти дадени во точка 7.4.4 (Тип В), и според опишаната постапка, пресметана е неодреденоста (експандираната неодреденост) на мерните големини за соодветните вредности на факторот на покриеност  $k$ , кој кореспондира со бројот на степени на слобода за ниво на доверливост од 95 %. Неодреденоста на мерните големини изнесува,

- температура на мерно место mp1 и mp2, 0.17%,
- притисокот на мерно место mp1 и mp2, 0.41%,
- температура на мерно место mp3, и mp4, mp5, mp6, mp7, mp9, mp10, 0.47%,
- притисок на мерно место mp5, mp6, mp7, mp8, mp9, 0.57%,
- проток на мерно место mp5 изнесува  $\pm 1.9$  %,
- проток на мерно место mp3, mp4, mp7, mp10,  $\pm 2.7$  %,
- концентрација на шеќери mp3, и mp4 изнесува  $\pm 2.7$  %,

Капацитетот на концентраторот се дефинира со испарената вода од растворот. Според резултатите од директно измерените мерни големини може на се извршат материјални и топлински биланси, како и да се оценат (пресметаат) капацитетот на концентраторот, коефициентот на термотрансформација  $\Psi_e$  ( $COP_e$ ), и топлинскиот капацитет на испарувач / кондензаторот, со евалуација на нивните неодредености. Оценетата вредност на вкупниот коефициент на пренос на топлина  $k$ , придружен со неодреденоста, се евалуираат според топлинскиот капацитет на испарувач / кондензаторот, топлино изменувачката површина и мерените вредности на

температурата на кондензација (mp2) и температурата на испарување (mp1). Неодреденоста на мерните големини изнесува,

- капацитет на концентраторот е 2.5%,
- коефициент на термотрансформација  $\Psi_e$  (COP<sub>e</sub>) 2.9%,
- вкупен коефициент на пренос на топлина  $k$  4.7%.

Концентрацискиот процес се одвива во услови на длабок вакуум 0.86–0.95 bar. Со промена нивото на факторите на влијателните големини во опсег: температура на испарување (фактор 2) 35–40–45 °C, притисокот на испарување се менува 0.05–0.095 bar, температура на кондензација 45–55 °C, притисокот на кондензација 0.1–0.16 bar. Со промена на притисокот на погонска котелска пара (фактор 2) 3.5–4.0–4.5 bar, протококот на погонска котелска пара се менува 118–164 (kg h<sup>-1</sup>). Содржината на шеќери на влезната шира се менува во опсег 14–17 (°Bx). Промената на шеќери на гроздовиот концентрат е во опсег (фактор 3) 30–60–65–(80) (°Bx). За концентрации поголеми од 65 (°Bx) не се правени повторливи мерења и не е правена анализа на мерната неодреденост. Промената на капацитетот на концентраторот е во опсег 365–597 (kg h<sup>-1</sup>) испарена вода, што зависи од промената на влијателните фактори: притисокот на погонска пара, вредноста на вакумот во концентраторот, содржината на шеќери во произведениот концентрат 65–60 (°Bx), како и од други помалку вијателни големини. Опсегот на вредности на вкупниот коефициент на пренос на топлина  $k$  за различни концентрации даден е во Табела 7.2

Табела 7.2 Вкупен коефициент на пренос на топлина  $k$  во зависност од  $x$

$x$ (°Bx)	< 40	60	65	(80)
$k$ (W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	2750–2540	2210–2100	2050–1910	(1430)

Вредноста на коефициентот на термотрансформација  $\Psi_e$  (COP<sub>e</sub>) зависи од промената на нивоата на влијателните големини (факторите), најмногу од притисокот на погонска котелска пара и од работните услови на концентраторот. Највисоки вредности на  $\Psi_e$ =(COP<sub>e</sub>)=4.7 се добиени за највисок притисокот на погонска котелска пара (4.5 bar), температура на испарување 45 °C, и концентрации на ширата на излез од концентраторот до 40 (°Bx). Пониски вредности на  $\Psi_e$ =(COP<sub>e</sub>)=3.1 се добиени за притисок на погонска котелска пара (3.5 bar), температура на испарување 35 °C, и концентрации на ширата на излез од концентраторот од 65 (°Bx).



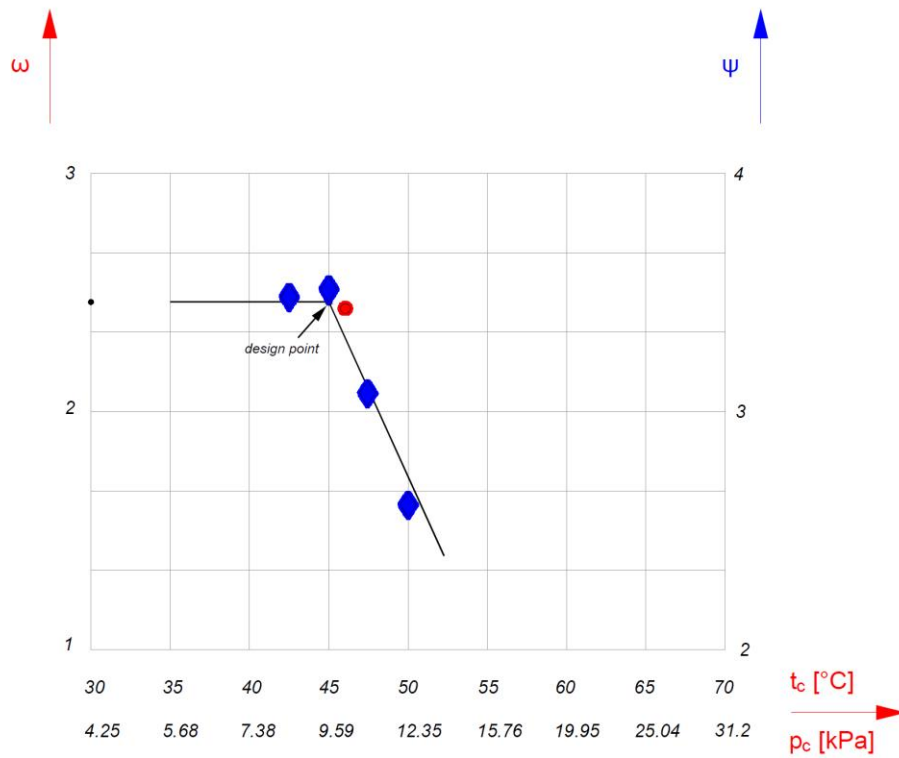
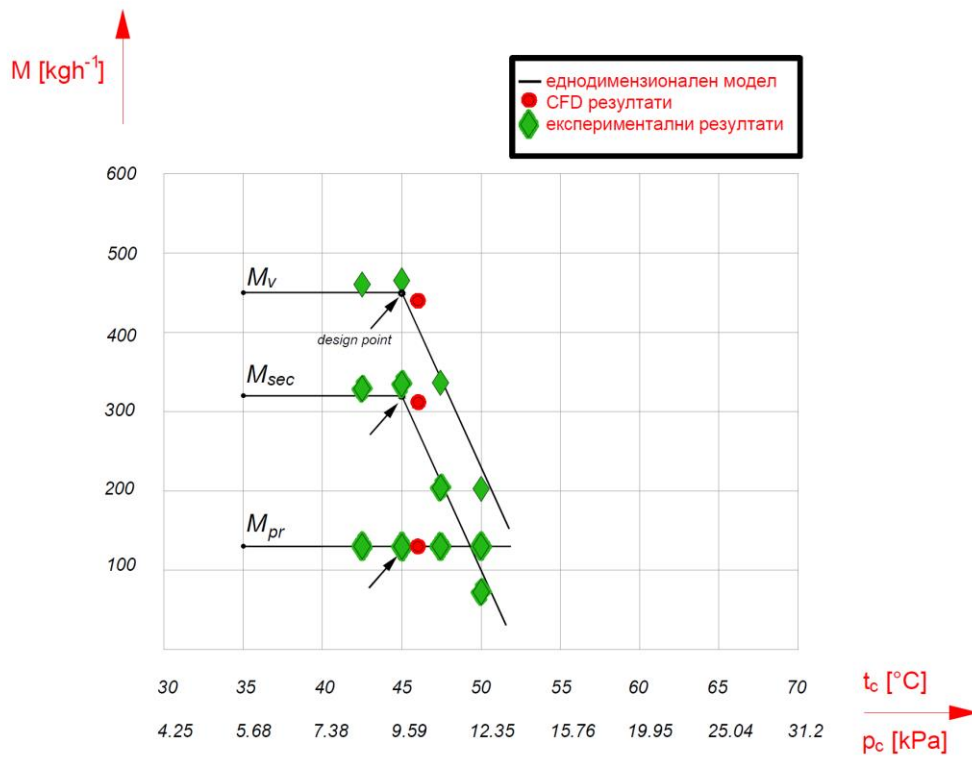
Произведениот гроздов концентрат (гроздов мед) е со висок квалитет. Реализацијата на концентрирачкиот процес во услови на длабок вакуум, третманот на ниски температури, како и малата температурна разлика меѓу температурите на кондензација и испарување, даваат можности за добивање на високо квалитетен концентрат. Содржината на сулфур во концентратот е со минимална вредност, иако експериментите беа реализирани со шира со голема содржина на сулфур. Нема никакви проблеми со нафаќање наслаги (талози, вински каменец) на топлино изменувачките површини на главниот топлински изменувач испарувач / кондензатор.

#### 7.4.8. Перформанси на надзвучниот парен R718 ејектор

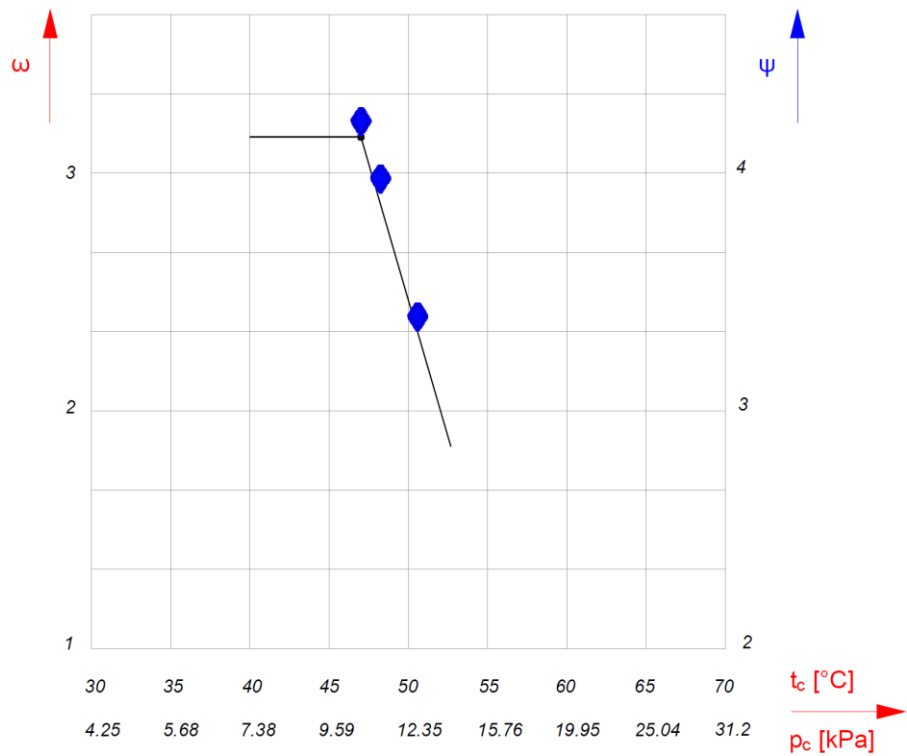
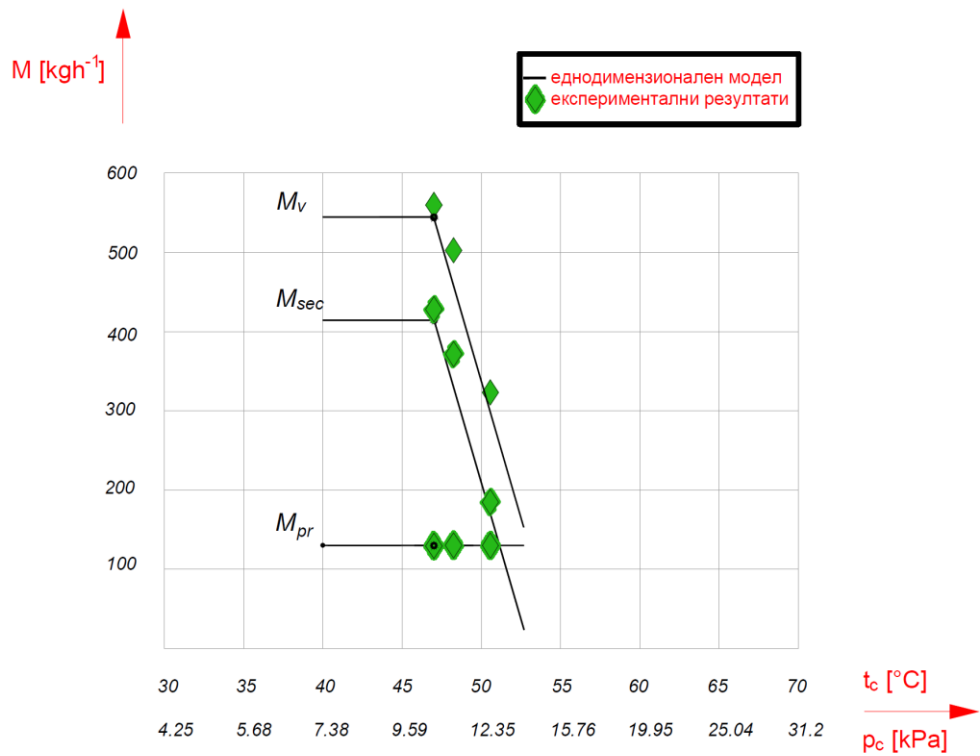
Извршена е компаративна анализа на резултатите од комплексните експериментални истражувања на вакуум концентраторот, кои се однесуваат на надзвучниот парен R718 ејектор, со резултатите од едно–димензионалниот моделот за перформансите на надзвучните ејектори (точка 6.2) и со резултатите од CFD моделот (точка 6.5).

На слика 7.7 дадени се перформансите на R718 ејекторот преку зависноста на протокот на примарна пара, протокот на секундарна пара, вкупниот проток на пара (проток на испарена вода – капацитет на концентратотот), коефициентот на ејекција  $\omega$ , и коефициентот на термотранформација  $\Psi_e$  ( $COP_e$ ), во зависност од притисокот на потис на ејекторот (односно температурата на кондензација) за услови: притисокот на погонска котелска пара 3.5 bar (139°C), температура на испарување 35°C. На слика 7.8, дадени се перформансите на R718 ејекторот за услови: притисокот на погонска котелска пара 3.5 bar (139°C), температура на испарување 40°C.

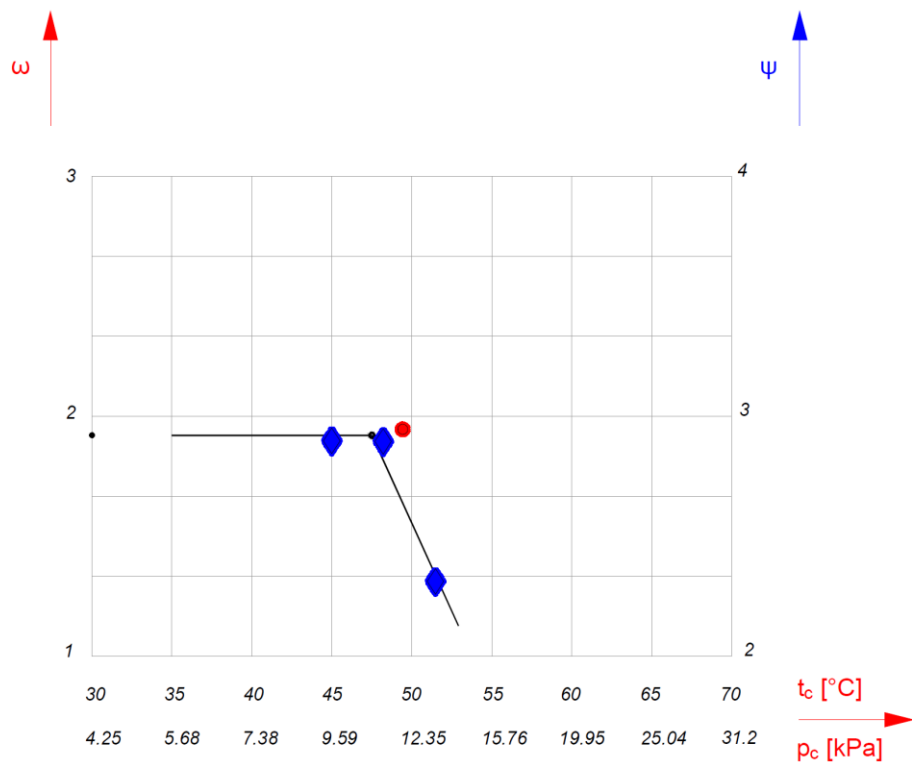
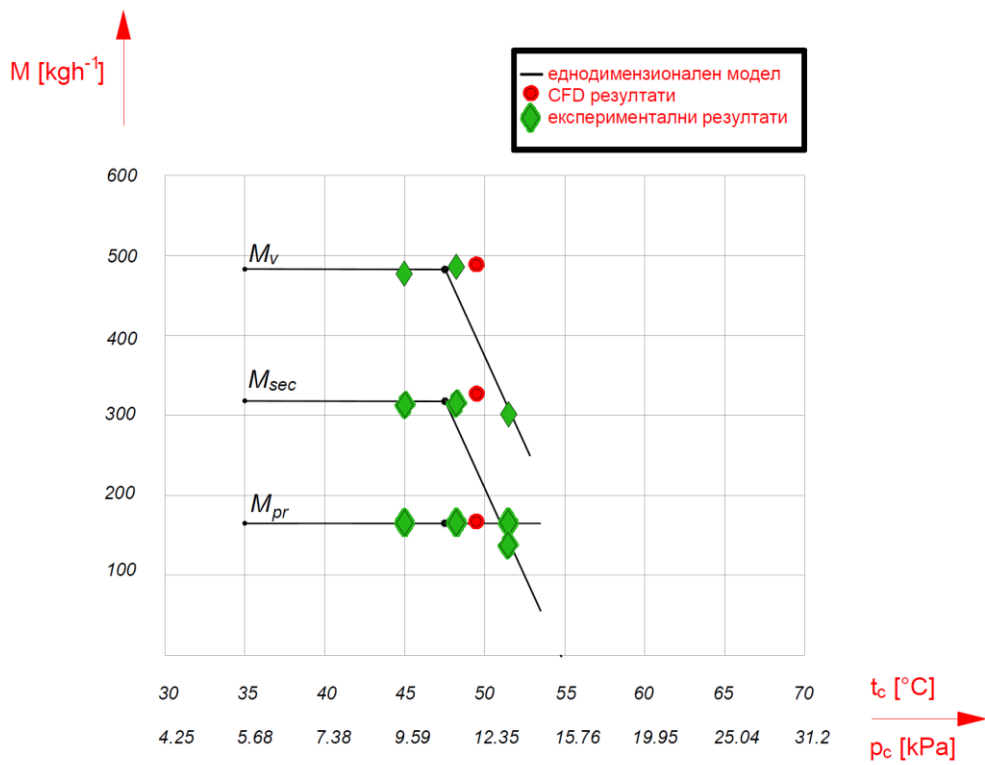
На слика 7.9 дадени се перформансите на R718 ејекторот за услови: притисокот на погонска котелска пара 4.5 bar (148°C), температура на испарување 35°C. На слика 7.10 дадени се перформансите на R718 ејекторот за услови: притисокот на погонска котелска пара 4.5 bar (148°C), температура на испарување 40°C.



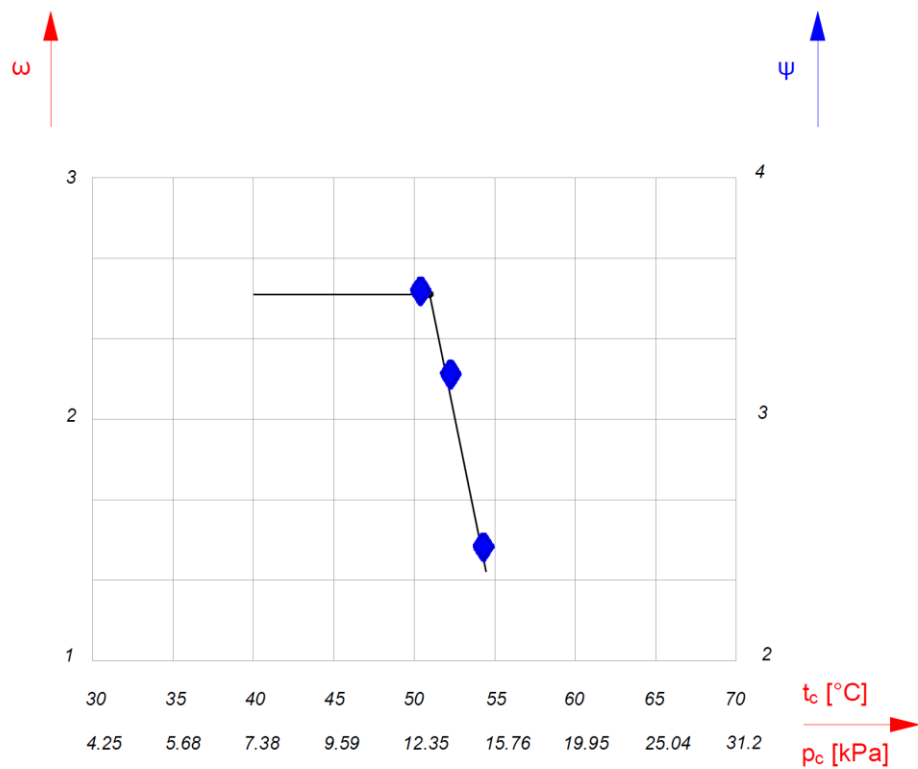
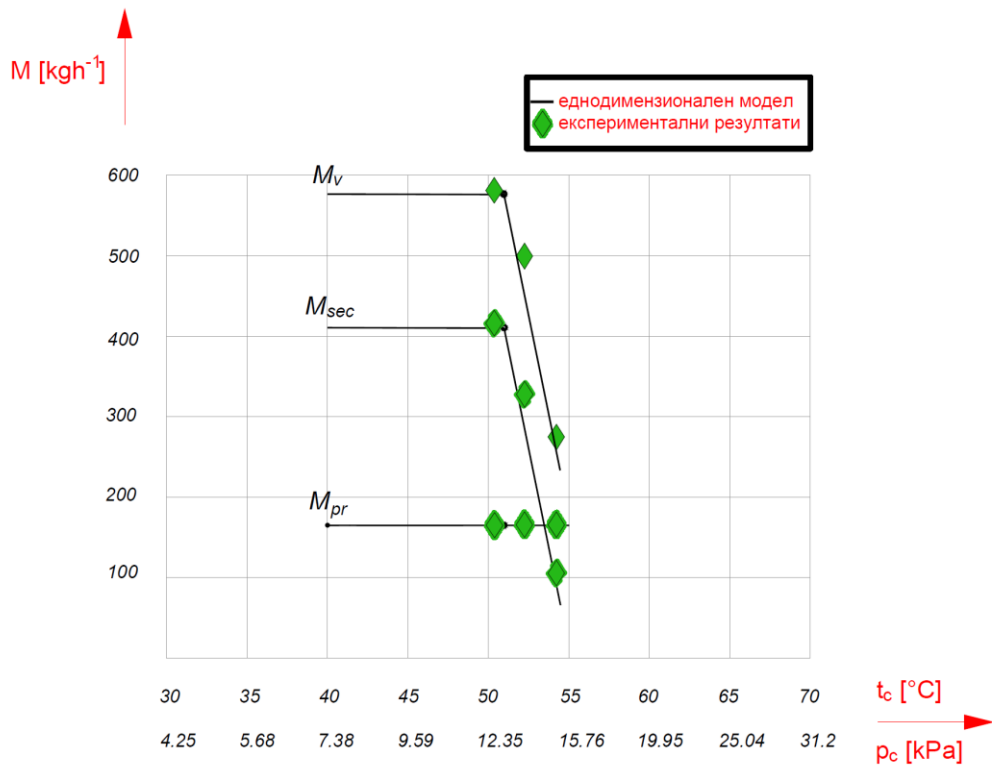
Сл. 7.7 Перформанси на R718 ејекторот за притисокот на погонска котелска пара 3.5 bar температура на испарување 35 °C



Сл. 7.8 Перформанси на R718 ејекторот за притисокот на погонска котелска пара 3.5 bar температура на испарување 40 °C



Сл. 7.9 Перформанси на R718 ејекторот за притисокот на погонска котелска пара 4.5 bar температура на испарување 35 °C



Сл. 7.10 Перформанси на R718 ејекторот за притисокот на погонска котелска пара 4.5 bar температура на испарување 40 °C

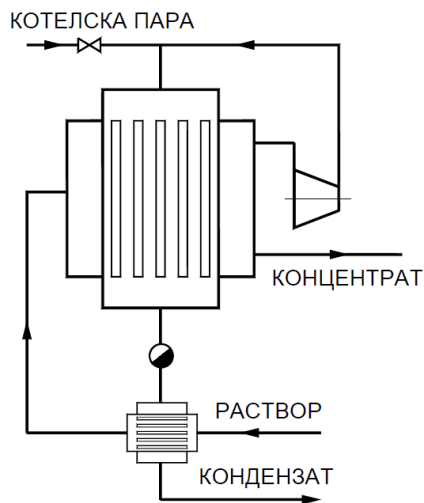
Споредбата на експерименталните резултати со резултатите од еднодимензионалниот модел за перформансите на надзвучните ејектори пожува дека разликите се во рамките на точноста (мерната неодреденост) на експерименталните мерења. Тоа значи дека е извршена верификација и валидизација на еднодимензионалниот модел за перформанси на надзвучни ладилни ејектори. Еднодимензионалниот модел може успешно да се примени за оценка на перформансите на ејекторите и ејекторските системи, што е извршено во Точка 7.2, како и во Точка 8 и 9, каде се анализирани комбинирани компресорско – ејекторски ладилни / топлинско пумпни системи и оригинални полигенеративни системи.

Споредбата на експерименталните резултати со резултатите од CFD моделот покажува извесно отстапување. Потребни се дополнителни истражувања и усовршувања на CFD моделите (софтверот), како и примена на ANSYS Professional, примена на компјутерски системи со голем капацитет и голема брзина на пресметување, примена на мрежа од конечни волумени (mesh) со поголема резолуција (помали ќелии, густо распоредени) и примена на техники на приспособување на мрежата на струјната слика (adaptive mesh refinement).

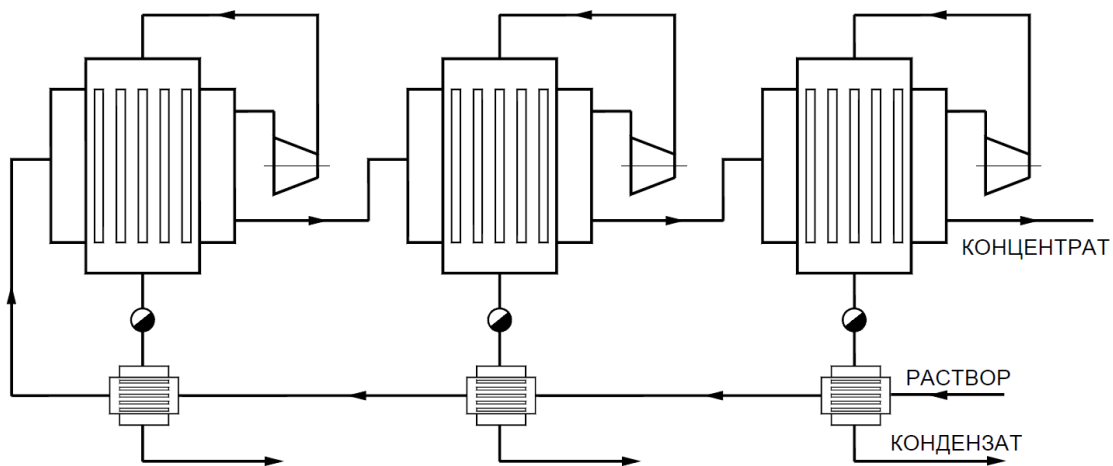
## 7.5. КОНЦЕНТРАТОРИ СО ТУРБОКОМПРЕСОРСКА ТЕРМОКОМПРЕСИЈА

Шема на концентратор со механичка турбокомпресорска термокомпресија е дадена на слика 7.11. Во главниот топлински изменувач испарувач / кондензатор водата од растворот испарува. Топлинско пумпниот циклус се реализира со термокомпресија на испарената водена пара од притисок на испарување  $p_e$  и температура на испарување  $T_{er}=T_e+\Delta T_r$  до повисок притисок  $p_c$  соодветен на температура на кондензација  $T_c$ , за да се добие ефективна температурна разлика  $\Delta T_e$  меѓу температурата на парата што кондензира и температурата на вриење (испарување) на растворот  $T_{er}$  ( $\Delta T_e=T_c-T_{er}$ ). Еквивалентниот температурен лифт реализиран со турбокомпресорскиот топлинско пумпен циклус приближно е еднаков на разликата меѓу температурата на кондензација и температурата на отпадната водена пара  $T_e$  (што кореспондира на  $p_e$ ) ( $\Delta T=T_c-T_e$ ). Температурните разлики  $\Delta T$ ,  $\Delta T_e$  и  $\Delta T_r$  имаат многу големо влијание врз потрошувачката на моќност за механичката компресија, како и врз оптимирањето на топлино изменувачката површина на главниот топлински изменувач испарувач / кондензатор. Иницијална котелска пара може да се користи за старт на концентрирачкиот процес. Без иницијална котелска пара стационарен концентрирачки процес би се воспоставил за релативно кратко време.

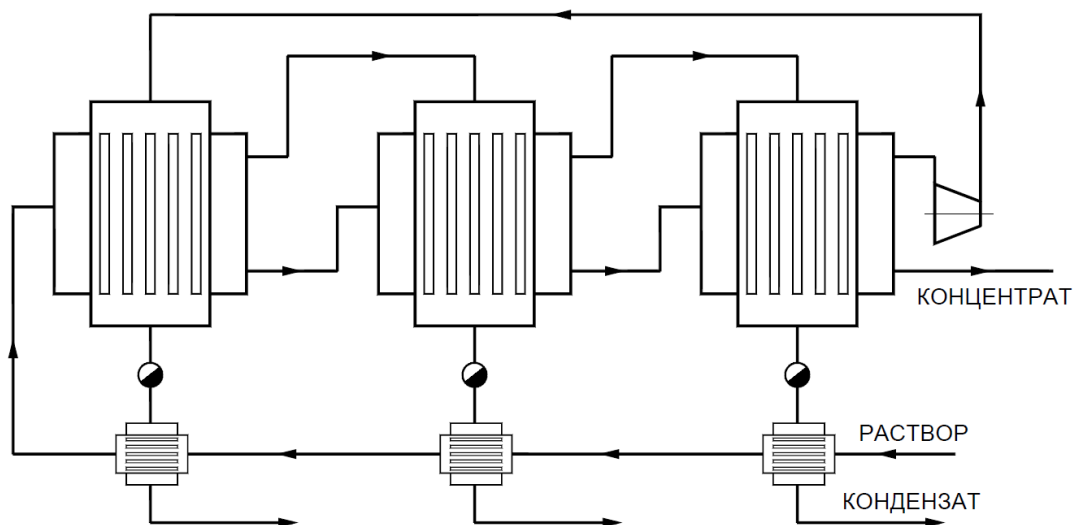
Шеми на различни решенија на повеќестепени концентраторски постројки со турбокомпресорски топлински пумпи со турбокомпресори дадени се на сликите 7.12, 7.13 и 7.14. Висока енергетска ефикасност е општа карактеристика на овие технички решенија. На слика 7.12 прикажани се три компресорските единици со мала вредност на компресиониот однос. Изведба со еден високопритисен компресор е дадена на слика 7.13. Турбокомпресорот на слика 7.14 е погонуван од парна турбина (турбоекспандер). Првиот степен на концентраторот е со турбокомпресорска термокомпресија. Парата што излегува од турбината се користи како погонска пара во вториот и пониските степени на концентраторот.



Сл. 7.11 Концентратор со турбокомпресорска термокоморесија

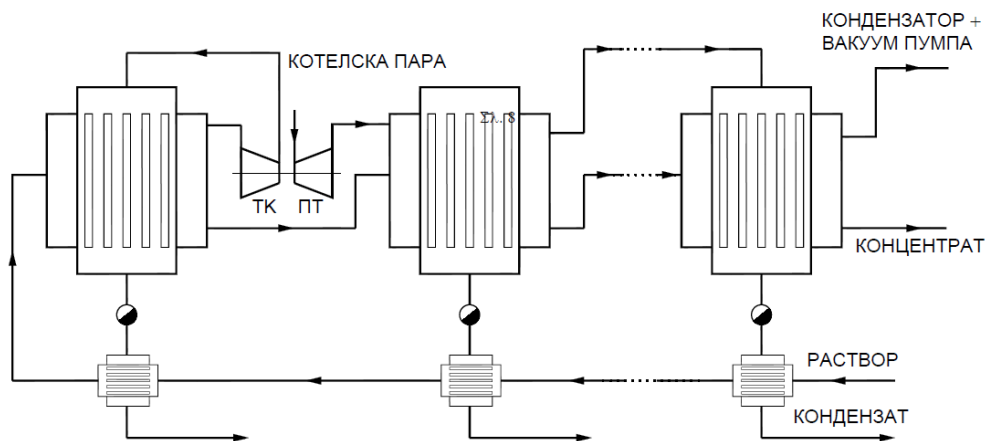


Сл. 7.12 Повеќестепени концентраторски постројки со три турбокомпресорски единици



Сл. 7.13 Повеќестепени концентраторски постројки со еден високопритисен компресор





Сл. 7.14 Повеќестепени концентратори со компресор погонуван со парна турбина  
 Карактеристиките на R718 центрифугалните компресори можностите и ограничувањата на компресиониот однос и соодветниот температурен лифт дадени се во точка 5.

Енергетската ефикасност на концентрирачкиот систем со турбокомпресорска термокомпресија се оценува со коефициентот на термотрансформација,

$$\Psi = COP = Q_c / P = (Q_e + P) / P$$

кој претставува однос меѓу добиената топлина  $Q_c$  и потрошувачката на моќност на компресорот  $P$  со која топлината на “отпадната пара”  $Q_e$  се термотрансформира од температура  $T_e$  на температура  $T_c$ .

Оценетите вредности на коефициентот на термотрансформација се релативно високи:

$$\Psi = COP = (27 - 31) \text{ за температурен лифт } \Delta T = 10 \text{ K};$$

$$\Psi = COP = (13 - 15) \text{ за температурен лифт } \Delta T = 20 \text{ K};$$

$$\Psi = COP = (5.5 - 6.5) \text{ за температурен лифт } \Delta T = 50 \text{ K};$$

$$\Psi = COP = (2.5 - 3.5) \text{ за температурен лифт } \Delta T = 100 \text{ K},$$

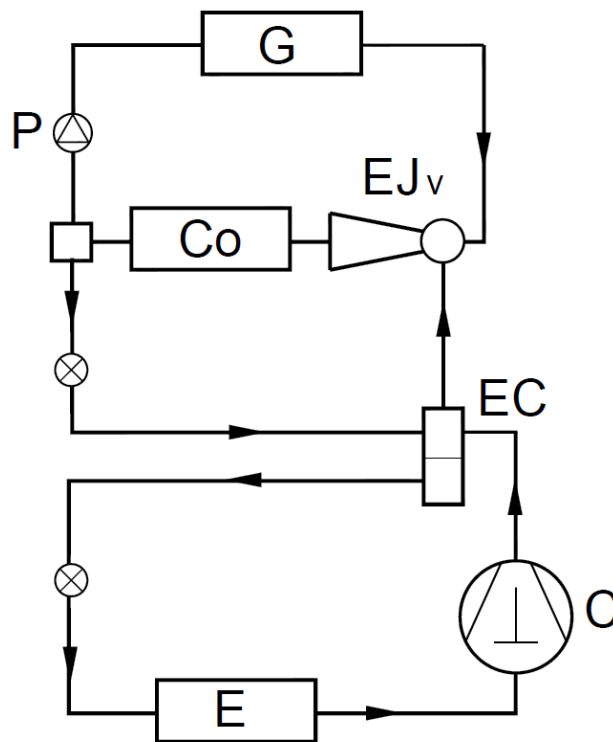
Зависно од енергетската ефикасност на турбокомпресорот и работните услови на концентрирачкиот процес.

Високото прегревање потис на центрифугалниот компресор предизвикува висока температура во првата секција на главниот топлински изменувач испарувач / кондензатор што може да има многу негативно влијание на концентрирачкиот процес и на квалитетот на концентратот, што е особено важно за концентрати од грозје,овошје, домати и други. При услови на високи температури можностите за нафаќање на наслаги на топлино изменувачките површини се силно изразени. Ладење на прегреаната пара може да се реализира со инјектирање вода на потис од компресорот или со инсталирање на топлински изменувач.

## 8. КОМБИНИРАНИ КОМПРЕСОРСКО – ЕЈЕКТОРСКИ ЛАДИЛНИ / ТОПЛИНСКО ПУМПНИ СИСТЕМИ

Шема на комбинирана компресорско – ејекторска ладилна машина / топлинска пумпа дадена е на слика 8.1. Анализите и резултатите од истражувањата покажуваат дека комбинацијата на еден ејекторски циклус, кај кој се користи нискотемпературна топлина (сончева енергија, геотермална енергија, отпадна топлина) и еден парен компресорски ладилен циклус, во кој се користи механичка (електрична) енергија, претставува оптимално техничко решение во многу термички апликации.

Двостепен ладилен циклус е применет во овој комбиниран систем: првиот со механичка компресија (C) и вториот со ејекторска компресија (EJv). Сепаратор – економајзер е инсталиран измеѓу степените. Инсталирани се два регулационо – пригушни вентили: првиот помеѓу кондензаторот (Co) и економајзерот (EC), а вториот помеѓу економајзерот (EC) и испарувачот (E). Ваквата структура на системот овозможува покачување на COP на компресорско / ејекторскиот циклус. Нискотемпературната топлина се користи за генерирање погонска пара во генераторот (G).



Сл. 8.1 Шема на комбинирана компресорско – ејекторска ладилна машина / топлинска пумпа

Комбинираните компресорско – ејекторски ладилни системи се погодни за примена во системите за климатизација за работа при ладилни работни услови и за работа при топлинско пумпни работни услови за греење.

Ладилни работни услови:

- Рециркулациона вода за ладење (chilling water), температура 7 / 12 °C; температура на испарување  $T_e = 5^\circ\text{C}$ ;
- Складирање на студ,
  - Производство на мраз 0 °C, температура на испарување  $T_e = -5^\circ\text{C}$  до  $-2^\circ\text{C}$ ;
  - Фазна трансформација на флуиди / материјали (восоци) при температура 5 – 7 °C, температура на испарување  $T_e = (3 - 5)^\circ\text{C}$ ;
- Температура на кондензација  $T_c = (30 - 40 - 45)^\circ\text{C}$ .

Топлинско пумпни работни услови за греење и за припрема на санитарна топла вода:

- Топлински извор:
  - Подземни води, температура (12 – 15) °C; температура на испарување  $T_e = 5^\circ\text{C}$ ;
  - Вода од реки, езера, мориња; температура  $T$  (зимски период) (5 – 15) °C; (летен период) (15 – 25) °C; температура на испарување  $T_e = T - (3 - 7) - (2 - 3)^\circ\text{C}$ ;
  - Надворешен воздух, температура  $T$  (зимски период) ( $-5 - +15$ ) °C; (летен период) (15 – 35) °C; температура на испарување  $T_e = T - (2 - 3) - (5 - 10)^\circ\text{C}$ ;
- Топлински потрошувачи:

Нискотемпературни грејни системи и санитарна топла вода, температура на кондензација  $T_c = (45 - 50)^\circ\text{C}$ .

Генераторски работни услови:

- Генераторска температура (70 – 120) °C, во зависност од карактеристиките на нискотемпературниот генераторски топлински извор (сончева енергија, геотермална енергија, отпадна топлина).

Оптимирањето на меѓустепениот притисок е од суштинско значење за постигнување на високи термички и механички коефициенти на термотрансформација ( $\text{COP}_{th} = Q_e / Q_g$  и  $\text{COP}_{mech} = Q_e / P_{mech}$ ). Потрошувачката на моќност во компресорот на компресорската ладилна машина зависи од меѓустепениот притисок и од перформансите и ефикасноста на компресорот. Потрошувачката на генераторска топлина зависи од меѓустепениот притисок и од перформансите и ефикасноста на ејекторот. Оптимирањето на

меѓустепениот притисок се врши според техно – економски критериуми опфаќајќи ги капиталните инвестициони трошоци и енергетските трошоци (трошоците за електрична енергија и трошоците за нискотемпературна топлинска енергија).

Извршени се пресметки (нумерички експерименти) за различни температурни услови (дадени во претходниот текст), со R245fa како погоден ладилен медиум за компресорско – ејекторските ладилни системи за климатизациони апликации, користејќи ја пресметковната процедура (моделот) за оптимирање и перформанси на ејекторите и ејекторските ладилни системи (презентиран во точка б) и користејќи традиционална пресметковна постапка за механичките компресорски циклуси (точка 5). Пресметките се извршени за коефициентот на корисност на компресорот  $\eta = 0.8 - 0.85$ .

Одржувајќи го препорачаниот опсег на температурниот лифт за ејекторските ладилни системи  $\Delta T = 15 - 20 - (25)$  К, добиени се високи COP (термички  $COP_{th} = Q_e / Q_g$  и механички  $COP_{mech} = Q_e / P_{mech}$ ) на компресорско – ејекторските ладилни системи. За претходно дефинираните температурни работни услови ( $T_e$ ,  $T_c$ ,  $T_g$ ) добиени се термички  $COP_{th}$  од (0.6 – 0.8) до (1.2 – 1.7) и механички  $COP_{mech}$  од 8.0 до 21.0.

Пониските вредности на COP ( $COP_{th}$  меѓу 0.6 – 0.8;  $COP_{mech}$  меѓу 8.0 – 11.0) кореспондираат за пониски температури на испарување ( $T_e = -5^\circ\text{C}$ ) и повисоки температури на кондензација ( $T_c = 45 - 50^\circ\text{C}$ ).

Повисоките вредности на COP ( $COP_{th}$  меѓу 1.2 – 1.7;  $COP_{mech}$  меѓу 17.0 – 21.0) кореспондираат за повисоки температури на испарување ( $T_e = +5^\circ\text{C}$ ) и пониски температури на кондензација ( $T_c = 30 - 35^\circ\text{C}$ ).

Пониски вредности на  $COP_{th}$  кореспондираат за повисоки вредности од препорачаниот опсег на температурниот лифт за ејекторските ладилни системи ( $\Delta T = 20 - 25$  К) и пониски температури на генерирање ( $T_g = 70^\circ\text{C}$ ).

Повисоки вредности на  $COP_{th}$  кореспондираат за пониски вредности од препорачаниот опсег на температурниот лифт за ејекторските ладилни системи ( $\Delta T = 15$  К) и повисоки температури на генерирање ( $T_g = 120^\circ\text{C}$ ).

Комбинираните компресорско – ејекторски ладилни / топлинско пумпни системи се погодни за користење на нискотемпературна топлина и се компетативни со апсорпционите ладилни системи.

## **9. КОМБИНИРАНИ КОМПРЕСОРСКО – ЕЈЕКТОРСКИ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ**

Преглед на истражувачките активности и развојот на полигенеративните системи даден е во точка 1.6 од оваа докторска дисертација. Когенеративните термички системи за истовремено производство на електрична и топлинска енергија наоѓаат широка примена во системи со големи, средни и мали капацитети. Се изведуваат когенеративни системи со турбокомпресорско–турбоекспандерски единици и со мотори со внатрешно согорување како примарен погонски агрегат. Современите истражувања и активности се насочени кон развој и примена на тригенеративни системи (CCHP – combined cooling, heating and power system) и полигенеративни системи. Тригенеративните технологии со апсорпциони ладилни системи имаат широка примена и екстензивни истражувачки активности. Тригенеративните технологии кои вклучуваат други технологии, вклучително ејекторски ладилни системи и Rankine системи исто така имаат екстензивни истражувачки активности.

За добивање механичка работа, од која во електрогенераторот се добива електрична енергија, се применуваат различни типови примарни погонски мотори. Турбо компресорско–турбоекспандерските микро–тригенеративни системи претставуваат современа и исклучително атрактивна истражувачка тема. Сепак, овие системи не се предмет на оваа докторска дисертација.

Во комбинираните компресорско – ејекторски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија и топлинска енергија за греење, ладење и климатизација на објекти, како и за симултано производство на индустриска водена пара, технолошка и санитарна топла вода, енергија за ладење на технолошки и прехранбени производи во процесните индустриски системи, коишто се предмет на оваа докторска дисертација, применети се гасни мотори со внатрешно согорување, како примарни погонски агрегати за добивање механичка работа, од која во електрогенераторот се добива електрична енергија. Отпадната топлина од моторот со внатрешно согорување, како генерирачка топлина, се користи во компресорско–ејекторски ладилни / топлинско пумпни системи.

Интензивните истражувања и развојот на моторите со внатрешно согорување доведоа до усовршување на нивната конструктивна изведба и постигнување на високи перформанси и високи коефициенти на корисност. Термичкиот коефициент на

корисност на моторите со внатрешно согорување постигнува вредности до 45% (во однос на долната топлинска моќ на горивото). Оваа вредност на коефициент на корисност е значително поголема од вредноста на коефициентот на корисност на малите турбокомпресорско–турбоекспандерски агрегати кој изнесува 20 – 25 %. Големите серии на производство на деловите за моторите со внатрешно согорување придонесува за намалување на цената, што претставува дополнителна предност во однос на турбо агрегатите. Големiot опсег на проектни моќности на различни изведби на мотори со внатрешно согорување (од десетина kW до неколку стотини kW) придонесува за нивна оптимална примена во предложениот концепт на комбинирани компресорско–ејекторски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија и топлинска енергија за греење и ладење.

Според препораките на производителите на гасни мотор – електрогенераторски агрегати, коефициентот на корисност на гасниот мотор е во опсегот 32 – 35 % во однос на горната топлинска моќ на природниот гас (HHV), односно 35.5 – 39.0 % во однос на долната топлинска моќ на природниот гас (LHV).

Оценетите вредности на коефициентот на енергетска ефикасност на електричниот генератор се 95 – 97 %.

Отпадната топлина од моторот со внатрешно согорување, како генерирачка топлина, се користи во компресорско–ејекторските термотрансформациски системи за производство на енергија за греење, ладење и климатизација на објекти и за производство на санитарна топла вода, како и за производство на индустриска водена пара, технолошка и санитарна топла вода и енергија за ладење на технолошки и прехранбени производи во процесните индустриски системи.

Податоците за термичките карактеристики на објектите (точка 3.1), односно на процесните индустриски системи (точка 3.2), претставуваат основа за оптимално конципирање на комбинираниот компресорско–ејекторски термотрансформациски полигенеративен систем. Основа за оптимирање на капацитетот на полигенеративниот систем се потребите за топлинска енергија (топлина / студ), предвидувајќи систем за оптимално термичко складирање. Произведената електрична енергија, како високо квалитетен организиран облик на енергија, ќе се користи за потребите на станбениот објект. Вишокот на произведена електрична енергија ќе се испорачува во мрежата на електро енергетскиот систем. При недостаток на произведена електрична енергија ќе се користи електрична енергија од мрежата на електро енергетскиот систем.

### 9.1. ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ СО ПРИМАРЕН ГАСЕН МОТОР– ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОР ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА, ГРЕЕЊЕ И ЛАДЕЊЕ СО КОНВЕНЦИОНАЛНИ ТОПЛИНСКИ ПУМПИ / ЛАДИЛНИ МАШИНИ

Во полигенеративните системи за производство на електрична енергија и топлинска енергија за греење и ладење анализирани во оваа точка од докторската дисертација применети се гасни мотори со внатрешно согорување за добивање механичка работа, од која во електрогенераторот се добива електрична енергија. Отпадната топлина од моторот со внатрешно согорување првостепено директно се користи за подготовка на циркулациона вода за системот за централно греење или за подготовка на санитарна топла вода и второстепено како топлински извор во конвенционална топлинска пумпа.

Произведената електрична енергија се користи за погон на компресорите на конвенционални компресорски ладилни машини / топлински пумпи за централна подготовка на циркулациона вода за ладење / греење на објекти. При конципирање на овој систем приоритетен е режимот за греење при работа на системот како топлинска пумпа.

Во режим на ладење циркулационата вода ( $7 / 12^{\circ}\text{C}$ ) се подготвува во испарувачите на ладилни машини / топлински пумпи. Во кондензаторите се користи проточна вода (подземна вода, речна вода, езерска вода итн.). Температурата на кондензација зависи од температурата на кондензаторската вода.

Во режим на греење циркулационата вода ( $60 / 50^{\circ}\text{C}$ , нискотемпературно греење) се подготвува во кондензаторите на ладилни машини / топлински пумпи. Како топлински извор се користи вода (подземна вода, речна вода, езерска вода итн.). Температурата на испарување зависи од температурата на водата што се користи како топлински извор.

На слика 9.1 дадена е шема на полигенеративен систем за производство на електрична енергија, ладилна енергија и топлинска енергија за греење и подготовка на санитарна топла вода со конвенционални компресорски ладилни машини / топлински пумпи. Извршени се основните термички пресметки, материјални и топлински биланси за комплетниот систем и за подсистемите:

- Гасен мотор – електрогенератор: потрошувачка на природен гас, потребно количество воздух за согорување, количество на продукти од согорување; материјални, топлински и енергетски биланси, произведена механичка работа и електрична енергија; ладење на блокот на моторот и користење на топлината во

системот за греење и припрема на санитарна топла вода; издувни гасови – повеќестепено користење на топлината на издувните гасови, директно (првостепено) користење на топлината на издувните гасови во системот за греење со топлински изменувачи, индиректно (второстепено) користење на топлината на издувните гасови во системот за греење со користење на топлински пумпи, користење на горната топлинска моќ на природниот гас (NHV) со ладење на издувните гасови до ниска температура (пониска од температурата на роса) и кондензација на водената пара во издувните гасови и користење на топлината на кондензација, оптимални температури.

- Компресорски топлински пумпи за користење на топлината на издувните гасови: каскадно поврзување на топлинските пумпи (зависно од капацитетот) што овозможува помал температурен лифт на топлинските пумпи и постигнување на повисоки COP; температурни услови (температури на испарување и на кондензација); ладилен циклус – ладилен медиум, основни термички и енергетски пресметки; оптимален избор на топлинската пумпа и на елементите на топлинската пумпа (компресор, кондензатор, испарувач)
- Компресорски топлински пумпи / ладилни машини: каскадно поврзување на топлинските пумпи (зависно од капацитетот) што овозможува помал температурен лифт на топлинските пумпи и постигнување на повисоки COP; работен режим топлинска пумпа (приоритетен): топлински извор е вода (подземна вода, речна вода, езерска вода итн.); температурни услови (температури на испарување и на кондензација); топлинско пумпен циклус – ладилен медиум, основни термички и енергетски пресметки; оптимален избор на топлинската пумпа и на елементите на топлинската пумпа (компресор, кондензатор, испарувач); работен режим ладилна машина: во кондензаторите се користи проточна вода (подземна вода, речна вода, езерска вода итн.); складирање на студ: производство на мраз 0 °C, температура на испарување  $T_e = -5^{\circ}\text{C}$  до  $-2^{\circ}\text{C}$ ; фазна трансформација на флуиди / материјали (восоци) при температура 5 – 7 °C, температура на испарување  $T_e = (3 - 5)^{\circ}\text{C}$ ; температурни услови (температури на испарување и на кондензација); контролни термички и енергетски пресметки.

На слика 9.1 дадени се основните материјални и енергетски биланси и температурните услови. Во гасниот мотор (GEN) 34% од влезната енергија на природниот гас (NG) (100% NHV – горна топлинска моќ на природниот гас) се трансформира во механичка енергија (моќност). Според анализата на перформансите на гасните мотори и



податоците на производителите на гасни моторски агрегати коефициентот на корисност е во опсегот 32 – 35 % (од HHV) (точка 4). Коефициентот на корисност (ефикасност) на електричниот генератор се оценува да биде 95 %. Во електричниот генератор (ELG) 32% од влезната енергија на природниот гас се трансформира во електрична енергија (моќност).

Отпадната топлина од гасниот мотор со ладењето на блокот на моторот се проценува да биде 27 %, а отпадната топлина со издувните гасови од моторот да биде 35%. Околу 4 % се загубите на топлина во околината и топлинските загуби во турбочарџерот – интеркулерот (ACHL). Отпадната топлина од гасниот мотор се користи за загревање на циркулационата вода од системот за греење или за припрема на санитарна топла вода. Нискотемпературната отпадна топлина од ладењето на блокот на моторот се користи во топлиноизменувачот EX1 за да произведе топла вода за нискотемпературно греење (45 – 55 °C, 27%). Отпадната топлина од издувните гасови се користи за производство на топла вода за вискотемпературно греење во топлиноизменувачот EX2 (80 – 90 °C, 14%) и млака вода во топлиноизменувачот EX3 (30 – 40 °C, 14%) која ќе се користи како топлински извор во испарувачот од топлинската пумпа.

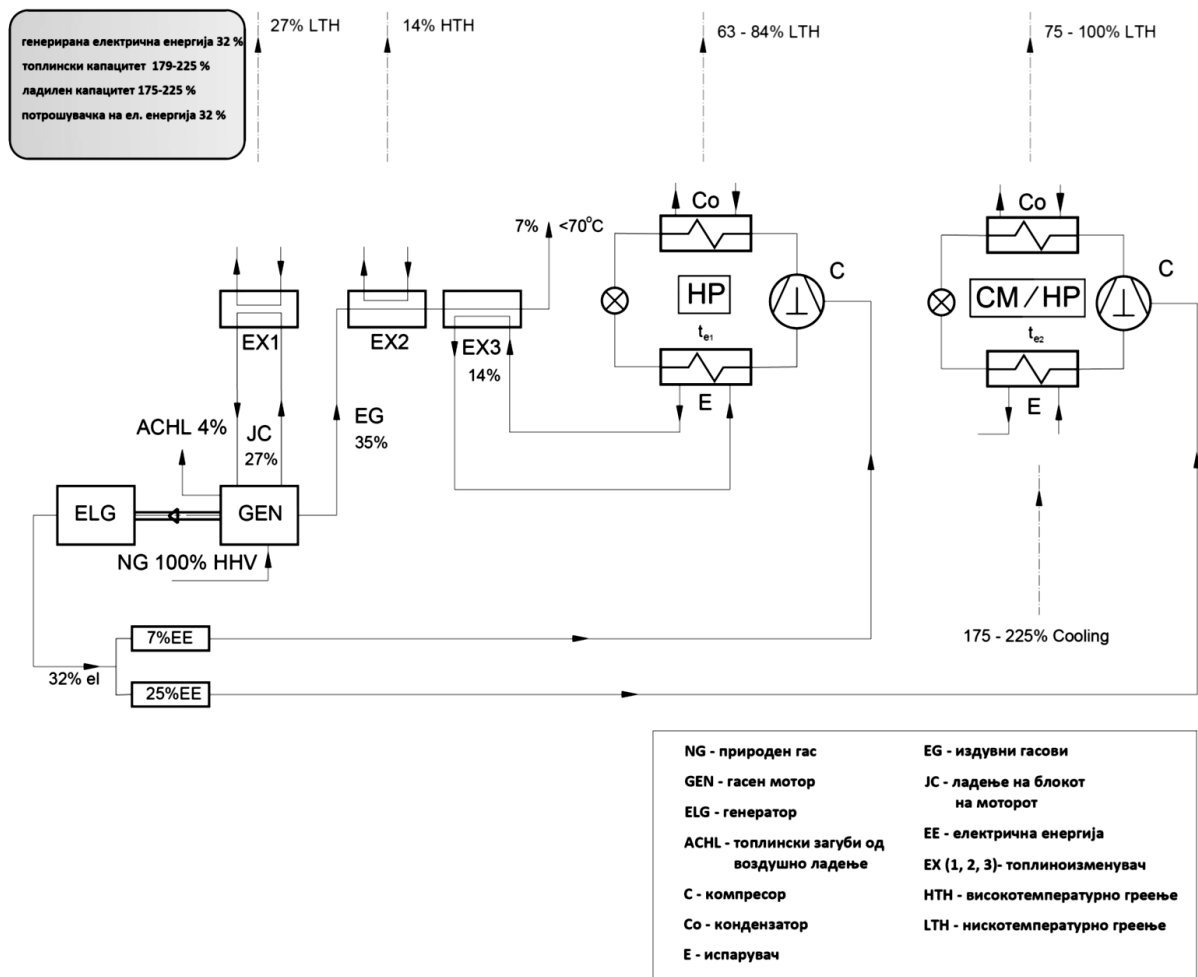
Вкупната количина на произведена електрична енергија се користи од компресорот во топлинската пумпа (HP, 7%) и во компресорот од ладилната машина – летен режим / топлинска пумпа – зимски режим (CM / HP, 25%).

Топлинската пумпа (HP) се користи за нискотемпературно греење (45 – 55 °C) или за производство на с.т.в. во текот на целата година. Се постигнуваат високи вредности на COP на топлинската пумпа,  $\Psi = \text{COP}_h = Q_c / P = (9.0 - 12.0)$  за температурен лифт  $\Delta T = 5 - 10$  K. Топлинскиот капацитет на топлинската пумпа (HP) е (63 – 84) %.

Ладилната машина / топлинската пумпа (CM / HP) во режим на ладење ( $t_e = 5^\circ\text{C}$ ) се користи за подготовка на ладна вода за климатизација. Кондензаторот користи бунарска вода со температура,  $t_w = 14 - 17$  °C. Се постигнуваат високи вредности на ладилниот фактор  $\text{COP}_r$  (7.0 – 9.0). Ладилниот капацитет на CM / HP ќе биде (175 – 225) %. Во режим на греење ( $t_e = 5 - 7$  °C), CM / HP се користи за подготовка на топла вода за нискотемпературно греење (45 – 55 °C). Температурата на кондензација е (50 – 60) °C. Грејниот фактор на топлинската пумпа се проценува да биде (3.0 – 4.0). Топлинскиот капацитет на CM / HP е (75 – 100) %.

Заради споредба, од 1 kW влезна моќност од природниот гас може да се добие (1.79 – 2.25) kW топлинска моќност за греење во зимски режим или (1.75 – 2.25) kW ладилна моќност за ладење во летен режим. Традиционалниот греен систем со котел на природен гас ( $\eta_k = 0.85 - 0.90$ ) може да обезбеди (0.85 – 0.90) kW топлинска моќност од 1 kW влезна моќност. Ова значи дека потрошувачката на гориво кај предложениот систем е најмалку 2 пати помала.

Предложениот систем е на современо, високо техничко – технолошко ниво. Инвестиционите трошоци се поголеми. Сепак, високата енергетска ефикасност и неколку пати помалата потрошувачка на гориво резултира во значајни технички, економски и еколошки придобивки.



Сл. 9.1. Шема на полигенеративен систем за производство на електрична енергија и конвенционални топлински пумпи / ладилни машини

## 9.2. ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ СО ПРИМАРЕН ГАСЕН МОТОР – ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОР ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА И ГРЕЕЊЕ И ЛАДЕЊЕ СО КОМБИНИРАНА КОМПРЕСОРСКО–ЕЈЕКТОРСКА ЛАДИЛНА МАШИНА / ТОПЛИНСКА ПУМПА

Во комбинираните компресорско – ејекторски полигенеративни системи за симултано производство на електрична енергија и топлинска енергија за греење и ладење анализирани во оваа точка од докторската дисертација применети се мотори со внатрешно согорување (гасни мотори) за добивање механичка работа, од која во електрогенераторот се добива електрична енергија. Отпадната топлина од моторот со внатрешно согорување, како генерирачка топлина, се користи во компресорско – ејекторскиот ладилен / топлинско пумпен систем за продукција на топлинска енергија за греење, ладење и климатизација на објекти и за производство на санитарна топла вода.

На слика 9.2 дадена е шема на комбиниран компресорско–ејекторски полигенеративен систем за симултано производство на електрична енергија и топлинска енергија за греење, ладење и подготовка на санитарна топла вода. Извршени се основните термички пресметки, материјални и топлински биланси за комплетниот систем и за подсистемите:

- Гасен мотор – електрогенератор: потрошувачка на природен гас, потребно количество воздух за согорување, количество на продукти од согорување; материјални, топлински и енергетски биланси, произведена механичка работа и електрична енергија; ладење на блокот на моторот и користење на топлината во генераторот; издувни гасови – повеќестепено користење на топлината на издувните гасови, топлински изменувачи, користење на горната топлинска моќ на природниот гас (NHV), користење на топлината на издувните гасови во генераторот,
- Компресорски ладилен подсистем: ладилен циклус – температурни услови, материјални и топлински биланси; испарувачки подсистем – температурни услови, материјални и топлински биланси, складирање на студ; компресор – оптимален избор, основни термички и енергетски пресметки,
- Ејекторски ладилен подсистем: ладилен циклус – температурни услови, материјални и топлински биланси; ејектори – оптимирање на проточниот простор и перформанси на кондензаторски подсистем – температурни услови, материјални и топлински биланси, складирање на топлина за греење и санитарна топла вода; генераторски

подсистем – температурни услови, материјални и топлински биланси; складирање генераторска топлина.

На слика 9.2 дадени се основните материјални и енергетски биланси и температурните услови. Во гасниот мотор (G EN) 34% од влезната енергија на природниот гас (NG) (100% HHV – горна топлинска моќ на природниот гас) се трансформира во механичка енергија (моќност). Според анализата на перформансите на гасните мотори и податоците на производителите на гасни моторски агрегати коефициентот на корисност е во опсегот 32 – 35 % (од HHV) (точка 4). Коефициентот на корисност (ефикасност) на електричниот генератор се оценува да биде 95 %. Во електричниот генератор (EL G) 32% од влезната енергија на природниот гас се трансформира во електрична енергија (моќност).

Отпадната топлина од гасниот мотор со ладењето на блокот на моторот се проценува да биде 27 % а отпадната топлина со издувните гасови од моторот да биде 35%. Околу 4 % се загубите на топлина во околината и топлинските загуби во турбочарџерот – интеркулерот (ACHL). Отпадната топлина од гасниот мотор се користи како погонска моќност во ејекторската степенца на компресорско – ејекторскиот ладилен / топлинско пумпен систем.

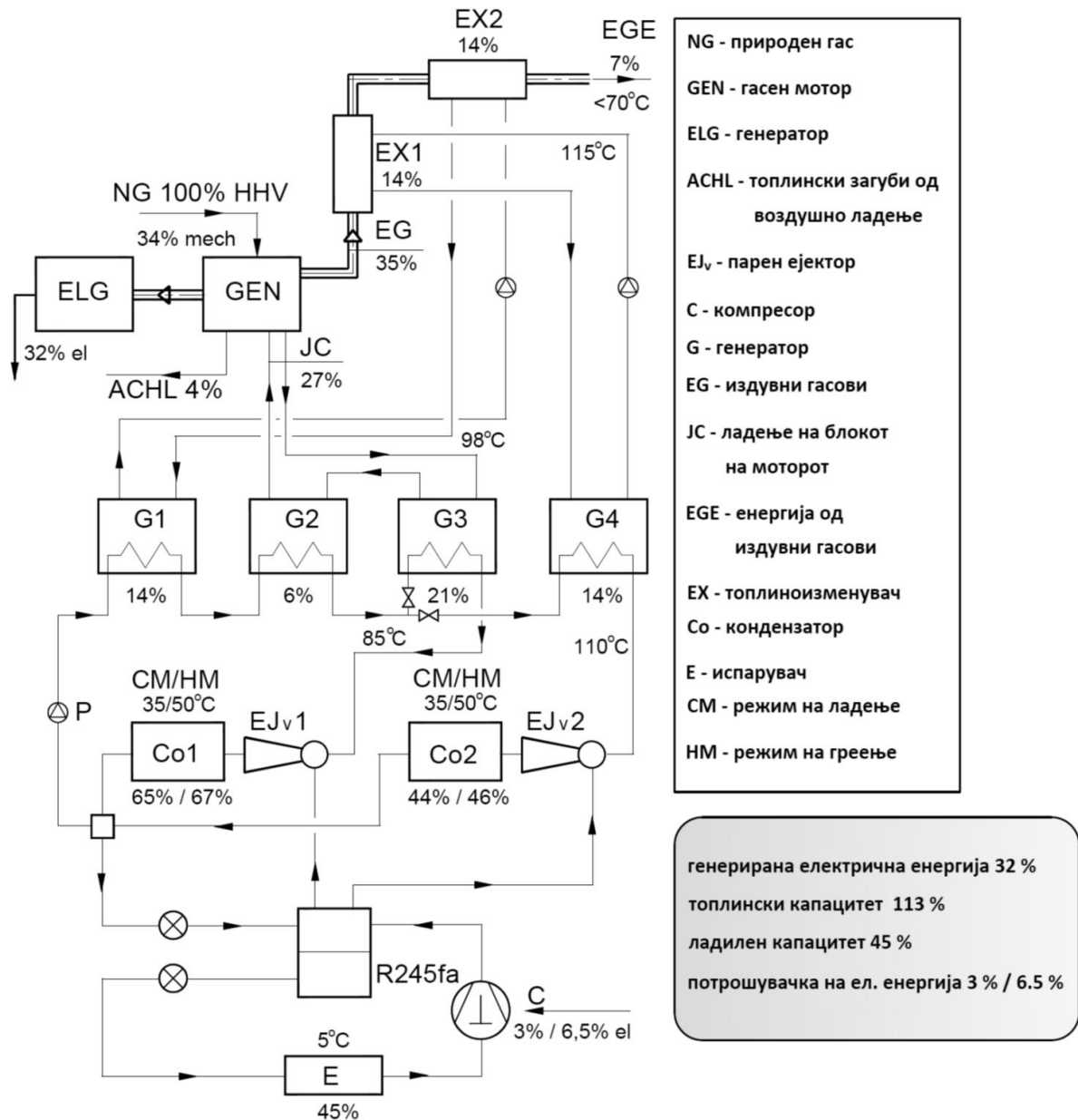
Во топлинските изменувачи (EX1 – 14% и EX2 – 14%) отпадната топлина на издувните гасови се предава на циркулациона вода, а потоа на ладилниот медиум во генераторските секции G1 и G4. Издувните гасови се ладат до температура пониска од 70 °C за да се обезбедат услови за кондензација на водената пара содржана во издувните гасови и користење на горната топлинска моќ (HHV) на природниот гас.

Отпадната топлина од ладењето на блокот на гасниот мотор (JC) се користи во генераторските секции G2 и G3. Четиристепен генератор е структуриран за искористување на поголем дел од отпадната топлина. Загубите на топлина со издувните гасови (EGE) се 7 %.

Испарувањето на ладилниот медиум во генераторските секции е на 85°C и 110°C.

Комбиниран компресорско–ејекторски ладилен / топлинско пумпен систем е применет за утилизација на отпадната топлина од гасниот мотор. Двостепена компресија е воведена во комбинираниот ладилен циклус: првата механичка компресија (C) и втората парна ејекторска компресија (EJv1 и EJv2). Меѓу двете степеници инсталиран е сепаратор – економијзер (EC). Поставени се два регулационо

пригушни вентили: едниот меѓу кондензаторот (Co) и сепаратор – економајзерот (EC), и вториот меѓу сепаратор – економајзерот (EC) и испарувачот (E).



Сл. 9.2 Шема на комбиниран компресорско – ејекторски полигенеративен систем со основните материјални и енергетски биланси и температурните услови

Извршени се пресметки (нумерички експерименти) на полигенеративниот систем прикажан на слика 9.2 за температурните услови (дадени на сликата), со R245fa како погоден ладилен медиум за компресорско – ејекторските ладилни системи за климатизациони апликации, користејќи ја пресметковната процедура (моделот) за оптимирање и перформанси на ејекторите и ејекторските ладилни системи (презентиран во точка 6) и користејќи традиционална пресметковна постапка за механичките компресорски циклуси (точка 5), како и традиционални термички постапки за материјални и енергетски биланси за топлинските изменувачи и за елементите на полигенеративниот систем. Пресметките се извршени за коефициентот на корисност (енергетска ефикасност) на компресорот  $\eta = 0.8 - 0.85$ .

Ладилниот капацитет на испарувачот е 45 % (од HHV). Температурата на испарување е 5°C. Оваа температура на испарување 5°C е соодветна за режим на ладење во климатизационите апликации (рециркулационата вода за ладење (chilling water) со температура 7 / 12 °C), како и за режим на греење или припрема на санитарна топла вода кога системот работи во режим на топлинска пумпа и користи подземна вода со температура (12 – 15) °C како топлински извор. Се препорачува примена на плочести топлински изменувачи (посреден циркулационен круг меѓу кругот на подземната вода и испарувачот). Во плочестите топлински изменувачи температурната разлика е 2–3°C. Потребно е да се изведе систем за реинјектирање на подземната вода.

Во испарувачкиот подсистем задолжително се изведува складирање на студ. Кај климатизационите системи капацитетот на ладилната машина треба да биде 20–25% од максималните (проектните) топлински добивки на објектот.

Потрошувачката на моќност на компресорот (C) изнесува 3% (од HHV) (9.4% од произведената електрична моќност) во режим на ладилна машина. Во режим на топлинска пумпа моќноста на компресорот изнесува 6.5% (од HHV) (20.3% од произведената електрична моќност).

Со ејекторите (EJ1 и EJ2) (второстепена компресија) топлината се трансформира на кондензаторски притисок, кој кореспондира на температура на кондензација од 35°C, во ладилен режим, при што капацитетот на кондензаторот е 109 % (од HHV); односно на температура на кондензација од 50°C, во топлинско пумпен режим, при што капацитетот на кондензаторот што се користи за греење и припрема на санитарна вода е 113 % (од HHV).

Термичкиот и механичкиот COP на комбинираниот компресорско – ејекторски ладилен / топлинско пумпен систем се:

- режим ладилна машина (CM):  $COP_{th\ cm} = Q_e / Q_g = 0.82$ ;  $COP_{mech\ cm} = Q_e / P_{mech} = 15$ ;
- режим топлинска пумпа (HM):  $COP_{th\ hp} = Q_c / Q_g = 1.93$ ;  $COP_{mech\ hp} = Q_c / P_{mech} = 16.3$

Со воведување на концептот на мулти – секциони генератори (четири на слика 9.2), и мулти – сегментни ејекторски единици (две на слика 9.2), кои работат на различни температури на генерирање и на различни температури на кондензација, се намалуваат ирреверзибилностите од пренос на топлина и се намалува деградацијата на топлината на издувните гасови во генераторскиот подсистем и во кондензаторскиот подсистем. Тоа предизвикува покачување на термичкиот и на механичкиот COP на полигенеративниот компресорско – ејекторски систем. Дополнително може да бидат воведени мулти – сегментни компресорско – ејекторски единици, кои би работеле со различни ладилни медиуми, погодни за различните опсези на температури на генерирање.

Ејекторската технологија е релативно евтина технологија. Затоа презентираниот концепт е реален и одржлив, води кон подобрување на енергетската ефикасност и резултира во дополнителни технички, економски и еколошки придобивки. Оптимална имплементација на овој концепт на конкретни објекти со примена на модули со различни капацитети може да се постигне со дополнителни конкретни студии и истражувања, користејќи нумерички и експериментални техники, опрема и постројки со полигенеративни паметни мрежи, повеќенаменски генетски алгоритми итн.

Со оптимален избор на ладилниот медиум, со оптимално структурирање на системот (користејќи го концептот на мулти – секциони генератори и мулти – сегментни ејекторски единици) и со оптимално дизајнирање на елементите на проточниот простор на ејекторот, ејекторската термокомпресорска технологија може успешно да биде применета во различни полигенеративни системи и во различни комбинирани (хибридни) системи за утилизација на нискотемпературна топлина, геотермална енергија и отпадна топлина.

### 9.3. НЕКОНВЕНЦИОНАЛНИ СИСТЕМИ ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ТЕХНОЛОШКА ПАРА СО ПРИМАРЕН ГАСЕН МОТОР–ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОР ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА И ЕЈЕКТОРСКА / ТУРБО КОМПРЕСОРСКА ТЕРМОКОМПРЕСИЈА

Во процесните индустриски системи технолошка пара вообичаено се произведува во парни котелски постројки. Со развојот на концептите на почисто производство и стратегиите за зголемување на енергетската ефикасност на термичките процеси и технологии се предлагаат алтернативни начини за производство на пара користејќи отпадна топлина од индустриските термички системи и применувајќи нови технологии на високотемпературни топлински пумпи и термичка парна компресија / рекомпресија. Оваа тема предизвика посебен научен интерес и истражувачки активности. Се предлагаат различни нови синтетички ладилни медиуми, соодветни за примена во високотемпературните топлински пумпи. Сепак, водата (R718) е идеален работен медиум во високотемпературните топлински пумпи.

Во оваа докторска дисертација се предлагаат оригинални полигенеративни системи за производство на електрична енергија, технолошка водена пара со дефинирани параметри (притисок и температура), технолошка и санитарна топла вода, користејќи примарен гасен мотор – електрогенератор за производство на електрична енергија и турбо компресорска и / или ејекторска термокомпресија, во зависност од барањата за параметрите на водената пара и од топлинските капацитети на термичките системи.

На сликите 9.3 и 9.4 дадени се шеми на полигенеративни системи за производство на електрична енергија и за производство на технолошка водена пара со различен притисок, како и технолошка и санитарна топла вода, користејќи ејекторска термокомпресија и механичка (турбо компресорска) термокомпресија. Извршени се основните термички пресметки, материјални и топлински биланси за комплетниот систем и за подсистемите:

- Гасен мотор – електрогенератор: потрошувачка на природен гас, потребно количество воздух за согорување, количество на продукти од согорување; материјални, топлински и енергетски биланси, произведена механичка работа и електрична енергија; ладење на блокот на моторот и користење на топлината во системот за производство на нископритисна пара; издувни гасови – повеќестепено користење на топлината на издувните гасови за производство на водена пара на различни притисоци, и за производство на санитарна и технолошка топла вода;



користење на горната топлинска моќ на природниот гас (HHV) со ладење на издувните гасови до ниска температура (пониска од температурата на роса) и кондензација на водената пара во издувните гасови и користење на топлината на кондензација, оптимални температури.

- Ејекторска термокомпресија на нископритисната водена пара користејќи високопритисна водена пара за производство на водена пара со релативно низок (потребен, баран) притисок (Слика 9.3); термички, струјни и енергетски пресметки; оптимирање на струјниот простор на ејекторите.
- Турбо компресорска термокомпресија на нископритисната водена пара користејќи дел од произведената електрична енергија; термички, струјни и енергетски пресметки; оптимален избор на турбокомпресорите; оптимирање на струјниот простор и на работните параметри на турбокомпресорите.

На сликите 9.3 и 9.4 дадени се основните материјални и енергетски биланси и температурните услови. Во гасниот мотор (GEN) 34% од влезната енергија на природниот гас (NG) (100% HHV – горна топлинска моќ на природниот гас) се трансформира во механичка енергија (моќност). Според анализата на перформансите на гасните мотори и податоците на производителите на гасни моторски агрегати коефициентот на корисност е во опсегот 32 – 35 % (од HHV) (точка 3). Коефициентот на корисност (ефикасност) на електричниот генератор се оценува да биде 95 %. Во електричниот генератор (EL G) 32% од влезната енергија на природниот гас се трансформира во електрична енергија (моќност).

Отпадната топлина од гасниот мотор со ладењето на блокот на моторот се проценува да биде 27 % а отпадната топлина со издувните гасови од моторот да биде 35%. Околу 4 % се загубите на топлина во околината и топлинските загуби во турбочарџерот – интеркулерот (ACHL). Отпадната топлина од гасниот мотор се користи за производство на водена пара со различен притисок.

Во топлинскиот изменувач (EX1 – 27%) отпадната топлина од ладењето на блокот на моторот се користи за добивање на нископритисна сувозаситена водена пара со притисок 0.7 bar и температура  $\approx 90^{\circ}\text{C}$ , која се термокомпримира на потребниот притисок користејќи ејекторска термокомпресија (Слика 9.3) или механичка (турбо компресорска) термокомпресија (Слика 9.4).

Во топлинските изменувачи (EX2 – 20% и EX3 – 7%) (Слика 9.3.) отпадната топлина од издувните гасови од моторот се користи за добивање на високопритисна сувозаситена водена пара со притисок 16 bar и температура  $\approx 200^{\circ}\text{C}$  (EX2), односно со притисок 5 bar и температура  $\approx 150^{\circ}\text{C}$  (EX3), која се користи како погонска пара во ејекторските термокомпресори EJ1 и EJ2. Со термокомпресијата се добива 54% ННВ сувозаситена водена пара со потребниот притисок 2.5 bar и температура  $\approx 130^{\circ}\text{C}$ .

Во топлинскиот изменувач (EX4 – 8%) (Слика 9.3.) отпадната топлина од издувните гасови од моторот се користи за добивање на санитарна и технолошка топла вада STTW (5% ННВ) и за припрема на свежа напојна вода SW 3% ННВ.

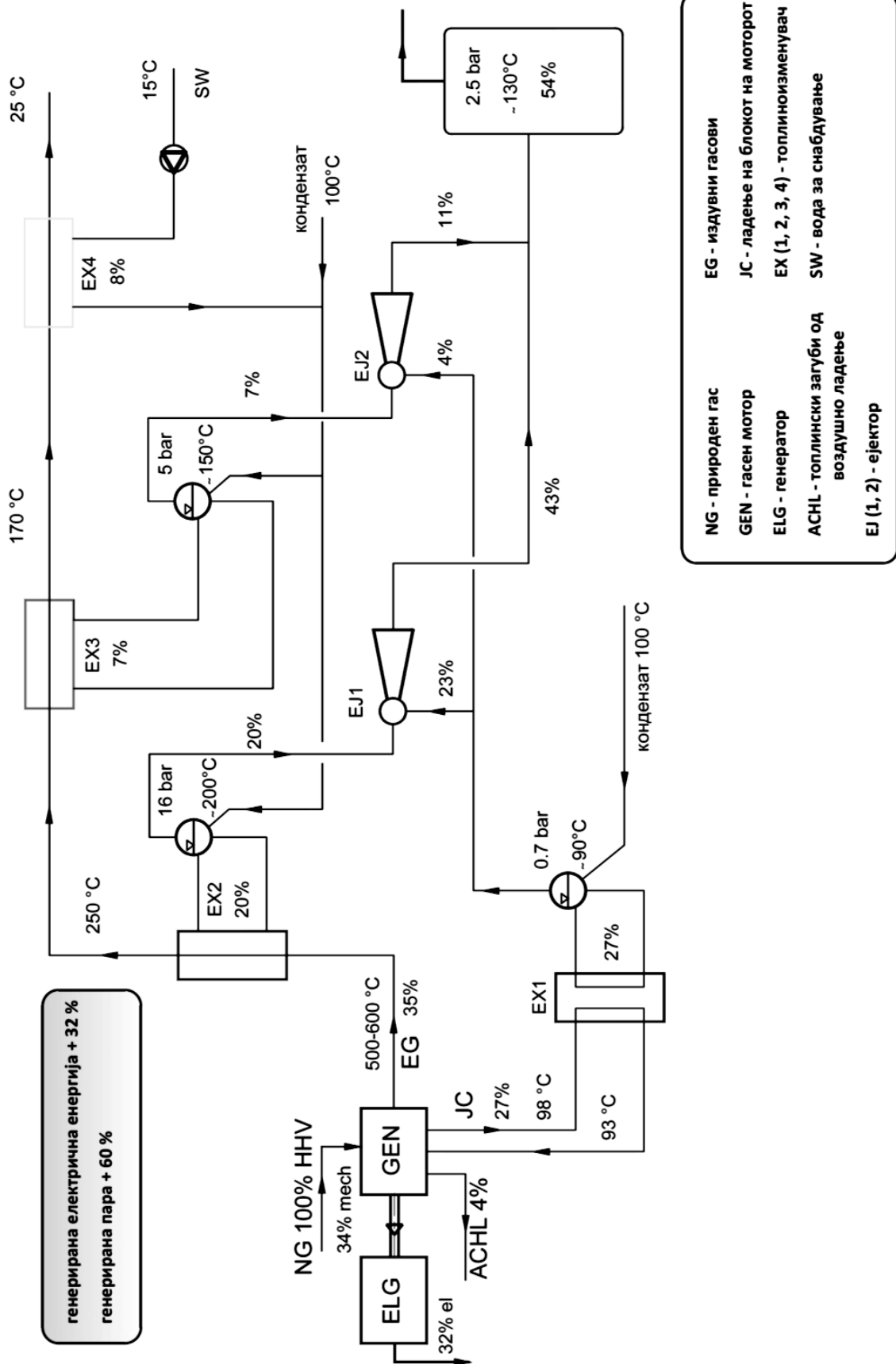
Во топлинските изменувачи (EX2 – 20%, EX3 – 7% и EX4 – 3%) (Слика 9.4) отпадната топлина од издувните гасови од моторот се користи за добивање на сувозаситена водена пара со притисок 16 bar и температура  $\approx 200^{\circ}\text{C}$  (EX2), односно со притисок 5 bar и температура  $\approx 150^{\circ}\text{C}$  (EX3), односно со притисок 1.5 bar и температура  $\approx 110^{\circ}\text{C}$  (EX4). Со турбокомпресор TC1 нископритисната сувозаситена водена пара со притисок 0.7 bar и температура  $\approx 90^{\circ}\text{C}$  се термокомпримира до 1.5 bar и  $110^{\circ}\text{C}$ , при што се троши 2% ННВ електрична енергија. Компресиониот однос на компресорот е 2.2, што значи дека турбокомпресорот е едностепен.

Можни се неколку сценарија, зависно потребните капацитети од водена пара на различни притисоци:

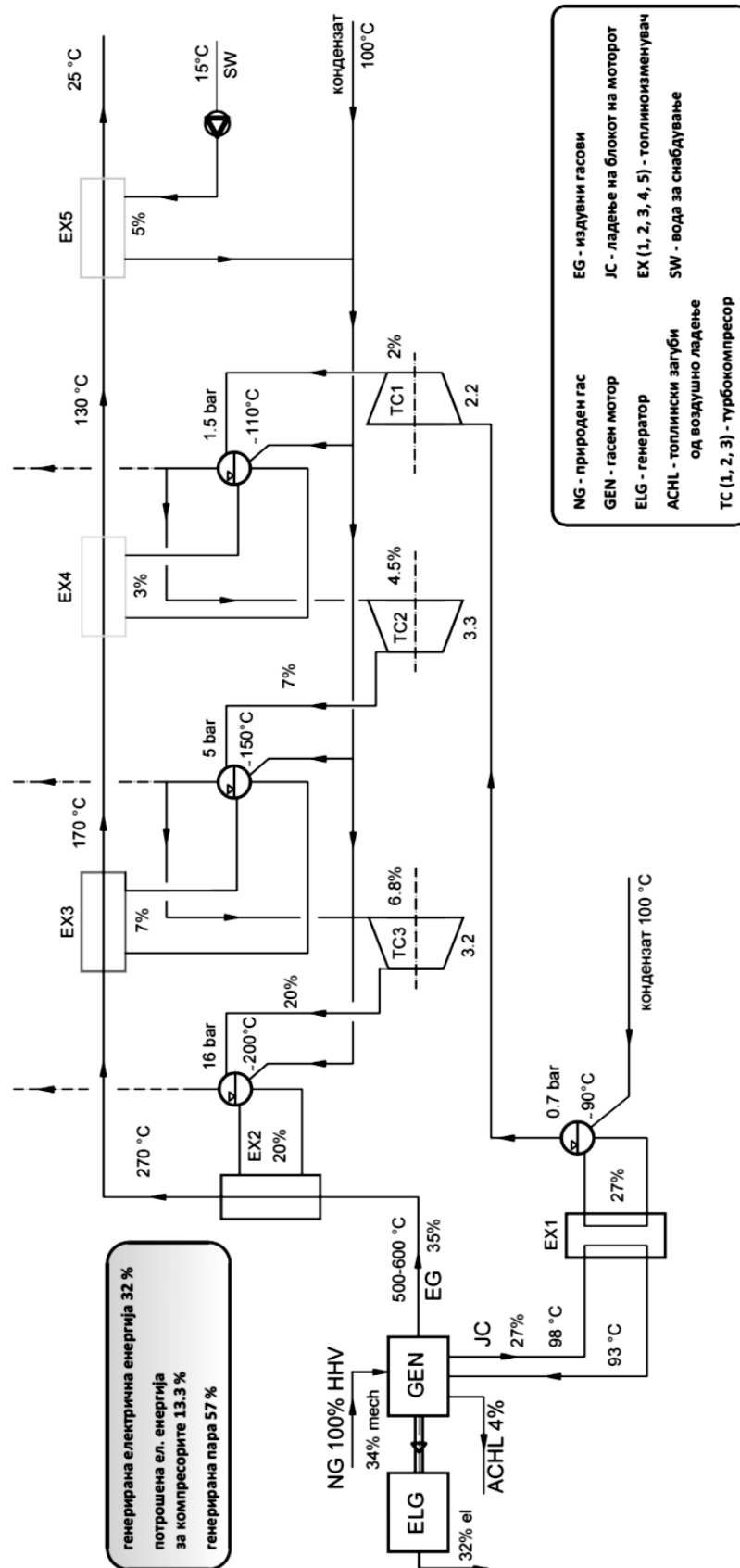
- Со примена на еден турбокомпресор TC1 од полигенеративниот систем се добива: 30 % ННВ електрична енергија; 20% ННВ сувозаситена водена пара со притисок 16 bar и температура  $\approx 200^{\circ}\text{C}$ ; 7% ННВ сувозаситена водена пара со притисок 5 bar и температура  $\approx 150^{\circ}\text{C}$ ; 32% ННВ сувозаситена водена пара со притисок 1.5 bar и температура  $\approx 110^{\circ}\text{C}$ ; 5% ННВ санитарна и технолошка вода на  $100^{\circ}\text{C}$  (EX4 – 5%).
- Ако со турбокомпресорот TC2 водената пара се термокомпримира од 1.5 bar на 5 bar, при што компресиониот однос е 3.3 (едностепен турбокомпресор), се троши 4.5% ННВ електрична енергија, а барабанот за пара на 1.5 bar служи како меѓустепен ладилник, се добива: 25.5 % ННВ електрична енергија; 20% ННВ сувозаситена водена пара со притисок 16 bar и температура  $\approx 200^{\circ}\text{C}$ ; 43.5% ННВ сувозаситена водена пара со притисок 5 bar и температура  $\approx 150^{\circ}\text{C}$ ; 5% ННВ санитарна и технолошка вода на  $100^{\circ}\text{C}$  (EX5 – 5%).

- Ако со турбокомпресорот ТС3 водената пара се термокомпримира од 5 bar на 16 bar, при што компресиониот однос е 3.2 (едностепен турбокомпресор), се троши 6.8% ННВ електрична енергија, а барабанот за пара на 5 bar служи како меѓустепен ладилник, се добива: 18.7 % ННВ електрична енергија; 70.3% ННВ сувозаситена водена пара со притисок 16 bar и температура  $\approx 200^{\circ}\text{C}$ ; 5% ННВ санитарна и технолошка вода на  $100^{\circ}\text{C}$  EX5 – 5%).

Извршени се пресметки на полигенеративниот систем прикажан на сликите 9.3 и 9.4 за температурните услови (дадени на сликите), користејќи пресметковна постапка за механичките термокомпресори, како и традиционални термички постапки за материјални и енергетски биланси за топлинските изменувачи и за елементите на полигенеративниот систем. Пресметките се извршени за коефициент на корисност (енергетска ефикасност) на компресорот  $\eta = 0.8$ .



Сл. 9.3 Шема на полигенеративен систем за производство на електрична енергија и технолошка водена пара со ејекторска термокомпресија



Сл. 9.4 Шема на полигенеративен систем за производство на електрична енергија и технолошка водена пара со турбокомпресорска термокомпресија

#### 9.4. КОМБИНИРАНИ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ СО ПРИМАРЕН ГАСЕН МОТОР – ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОР ЗА ПРОИЗВОДСТВО НА ЕЛЕКТРИЧНА ЕНЕРГИЈА, ТЕХНОЛОШКА ПАРА, ТОПЛИНСКА ЕНЕРГИЈА И ЛАДЕЊЕ СО КОМПРЕСОРСКИ И ЕЈЕКТОРСКИ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦИСКИ ПОСТРОЈКИ

Термичките карактеристики на процесните индустриски системи од индустријата за млеко и млечни производи, индустријата за месо и месни производи, конзервно – прехранбената индустрија, индустријата за пиво и сокови, хемиската и фармацевтската индустрија, индустријата за хартија, текстилната и конфекциската индустрија итн. анализирани се во точка 3.2. од оваа докторска дисертација. За реализација на технолошкиот процес на производство во процесните индустриски системи (особено во индустријата за млеко и млечни производи, индустриските кланици и индустријата за месо и месни производи, конзервно – прехранбената индустрија, индустријата за пиво и сокови, хемиската и фармацевтската индустрија) потребна е електрична енергија, топлинска енергија (технолошка пара на различен притисок, технолошка и санитарна вода на различна температура) и енергија за ладење (на различна температура, вообичаено: умерено ладење ( $-5$  до  $+5^{\circ}\text{C}$ , длабоко ладење  $-40$  до  $-30^{\circ}\text{C}$ )).

Во оваа точка се анализираат полигенеративни системи за производство на електрична енергија, технолошка водена пара со дефинирани параметри (притисок и температура), технолошка и санитарна топла вода, ладилна енергија за умерено и за длабоко ладење, користејќи примарен гасен мотор – електрогенератор за производство на електрична енергија и турбо компресорска и / или ејекторска термокомпресија, во зависност од барањата за параметрите на водената пара и од топлинските капацитети и бараните параметри (температура и притисок) на топлинските и ладилните системи.

На слики 9.5 дадена е шема на полигенеративен систем за производство на електрична енергија, технолошка водена пара со различен притисок, технолошка и санитарна топла вода, како и ладилна енергија за обично и за длабоко ладење. Извршени се основните термички пресметки, материјални и топлински биланси за комплетниот систем и за подсистемите:

- Гасен мотор – електрогенератор: потрошувачка на природен гас, потребно количество воздух за согорување, количество на продукти од согорување; материјални, топлински и енергетски биланси, произведена механичка работа и електрична енергија; ладење на блокот на моторот и користење на топлината во системот за производство на нискотемпературна топлина; издувни гасови –

повеќестепено користење на топлината на издувните гасови за производство на водена пара на различни притисоци, и за производство на санитарна и технолошка топла вода; користење на горната топлинска моќ на природниот гас (HHV) со ладење на издувните гасови до ниска температура (пониска од температурата на роса) и кондензација на водената пара во издувните гасови и користење на топлината на кондензација, оптимални температури.

- Двостепена ладилна машина со две температури на испарување (за умерено ладење  $-5^{\circ}\text{C}$ , за длабоко ладење  $-40^{\circ}\text{C}$ ); ладилен медиум е амонијак  $\text{NH}_3$  (R717); завојни компресори; конвенционална изведба на ладилниот систем; изведба на базен за ледена вода како акумулатор на студ (вообичаена изведба во индустријата за млеко); користење на кондензаторската топлина како топлински извор во топлинска пумпа со турбокомпресорска или ејекторска термокомпресија.
- Ејекторска термокомпресија на нископритисната водена пара користејќи високопритисна водена пара за производство на водена пара со потребен притисок; термички, струјни и енергетски пресметки; оптимирање на струјниот простор на ејекторите.
- Турбо компресорска термокомпресија на нископритисната водена пара користејќи дел од произведената електрична енергија; термички, струјни и енергетски пресметки; оптимален избор на турбокомпресорите; оптимирање на струјниот простор и на работните параметри на турбокомпресорите.

На сликата 9.5 дадени се основните материјални и енергетски биланси и температурните услови. Во гасниот мотор (G EN) 34% од влезната енергија на природниот гас (NG) (100% HHV – горна топлинска моќ на природниот гас) се трансформира во механичка енергија (моќност). Според анализата на перформансите на гасните мотори и податоците на производителите на гасни моторски агрегати коефициентот на корисност е во опсегот 32 – 35 % (од HHV) (точка 3). Коефициентот на корисност (ефикасност) на електричниот генератор се оценува да биде 95 %. Во електричниот генератор (EL G) 32% од влезната енергија на природниот гас се трансформира во електрична енергија (моќност).

Отпадната топлина од гасниот мотор со ладењето на блокот на моторот се проценува да биде 27 % а отпадната топлина со издувните гасови од моторот да биде 35%. Околу 4 % се загубите на топлина во околината и топлинските загуби во турбочарџерот – интеркулерот (ACHL). Отпадната топлина од гасниот мотор се користи за

производство на водена пара со различен притисок. Можни се различни изведби на системот за производство на пара на различен притисок, во зависност од потребите, односно барањата (капацитет, работен притисок) на технологијата на процесниот индустриски систем. Во точка 9.3 дадени се неколку можни сценарија. Во оваа точка дадена е една изведба со турбокомпресорска и ејекторска термокомпресија на нископритисната водена пара (Слика 9.5).

Во топлинските изменувачи (EX1 – 27%) отпадната топлина од ладењето на блокот на моторот се користи за добивање на нископритисна сувозаситена водена пара со притисок 0.7 bar и температура  $\approx 90^{\circ}\text{C}$ , која се термокомпримира на притисок 1.5 bar и  $110^{\circ}\text{C}$  користејќи турбо компресорска термокомпресија (TC1). Турбокомпресорот троши 2% ННВ електрична енергија. Компресиониот однос на компресорот е 2.2, што значи дека турбокомпресорот е едностепен.

Во топлинските изменувачи (EX2 – 20%, EX3 – 7% и EX4 – 3%) (Слика 9.5) отпадната топлина од издувните гасови од моторот се користи за добивање на сувозаситена водена пара со притисок 16 bar и температура  $\approx 200^{\circ}\text{C}$  (EX2), односно со притисок 5 bar и температура  $\approx 150^{\circ}\text{C}$  (EX3), односно со притисок 1.5 bar и температура  $\approx 110^{\circ}\text{C}$  (EX4). Високопритисна сувозаситена водена пара со притисок 16 bar и температура  $\approx 200^{\circ}\text{C}$  се користи како погонска пара во ејекторскиот термокомпресор EJ1, со кој парата од 1.5 bar се термокомпримира до 5 bar. Се добива 50 % ННВ сувозаситена водена пара со притисок 5 bar и температура  $\approx 150^{\circ}\text{C}$ . 9 % ННВ сувозаситена водена пара се користи на притисок 1.5 bar и температура  $\approx 110^{\circ}\text{C}$ .

Во топлинскиот изменувач (EX5 – 5%) (Слика 9.5) отпадната топлина од издувните гасови од моторот се користи за добивање на санитарна и технолошка топла вода STTW (5% ННВ).

Ладилните капацитети на ладилна машина се 15 % ННВ на  $-5^{\circ}\text{C}$  и 15 % ННВ на  $-40^{\circ}\text{C}$ . Електричната моќност на амонијачните завојни компресори е 9 % ННВ и 3 % ННВ. Капацитетот на кондензаторот е 42 % ННВ. Температурата на кондензација е  $45^{\circ}\text{C}$ . Кондензаторот е изведен од две паралелни секции со капацитет  $2 \times 21$  % ННВ. Топлината на кондензација се користи за припрема на технолошка и санитарна топла вода, директно, во првата секција на кондензаторот, каде водата се загрева од  $15^{\circ}\text{C}$  на  $40^{\circ}\text{C}$ , и индиректно, во кондензаторите на R718 термокомпресорска постројка, каде водата се загрева од  $40^{\circ}\text{C}$  на  $70^{\circ}\text{C}$ . Втората секција на амонијачниот кондензатор е



изведена како кондензатор (R717) / испарувач (R718). Со турбокомпресорска термокомпресија (ТС2 и ТС3) кондензаторската топлина се термотрансформира на 70°C. Турбокомпресорот ТС2 е со компресионен однос 2.5 а на ТС2 1.7, што значи дека може да се применат едностепени компресори. Моќноста на компресорите е  $\approx 2 \times 2$  % ННВ. Топлинската моќност за припрема на технолошка и санитарна топла вода е 46 % ННВ.

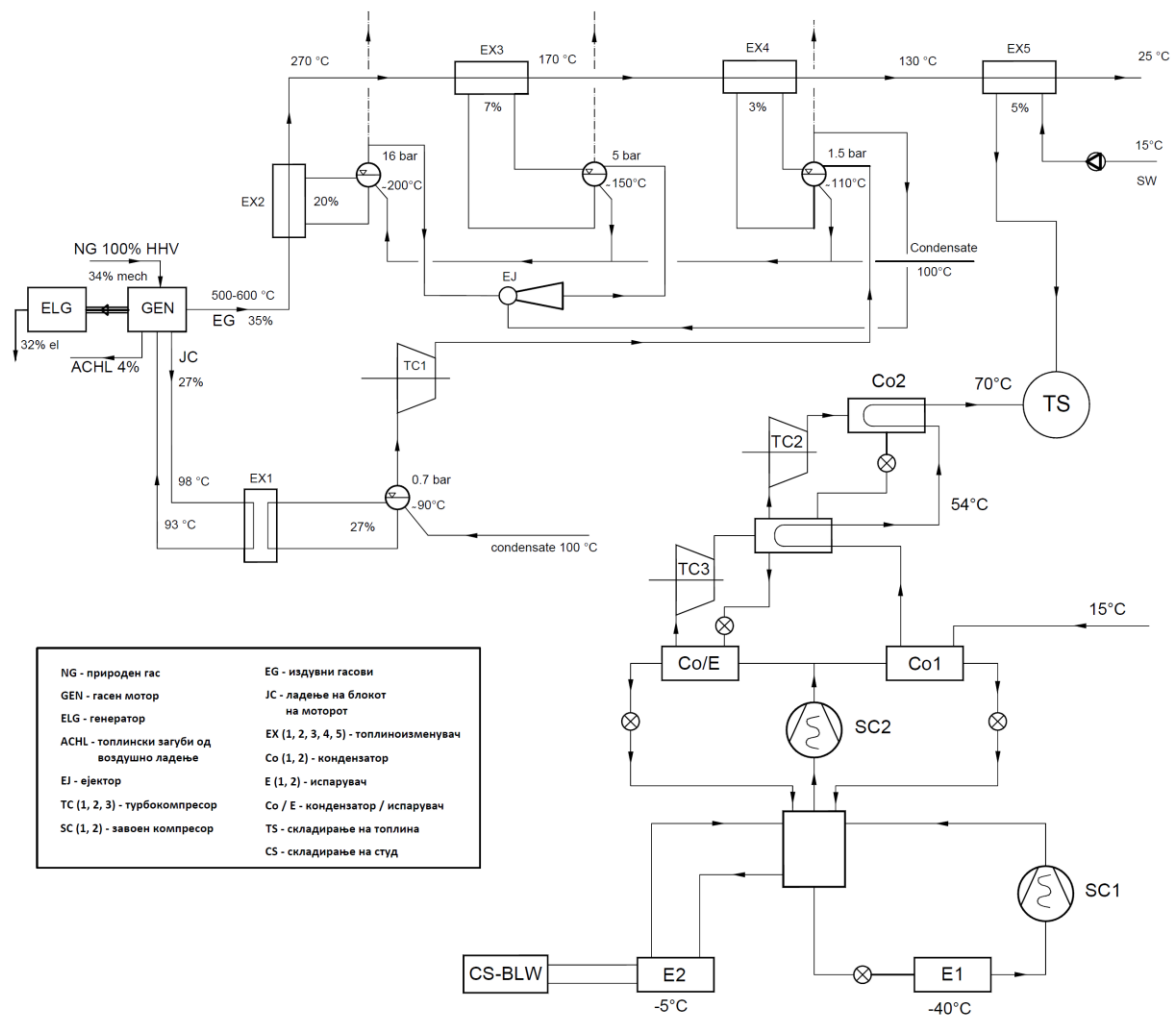
Во зависност од динамиката на ладилните оптоварувања се предвидува соодветно складирање на студ. За температури на умерено ладење се предвидува базен за ледена вода.

Во зависност од динамиката на потрошувачка на технолошка и санитарна топла вода се предвидува соодветен резервоар / акумулатор.

Извршени се пресметки на полигенеративниот систем прикажан на сликата 9.5 за температурните услови (дадени на сликата), користејќи пресметковна постапка за механичките термокомпресори, ејекторите, ладилните машини, како и традиционални термички постапки за материјални и енергетски биланси за топлинските изменувачи и за елементите на полигенеративниот систем. Пресметките се извршени за коефициентот на корисност (енергетска ефикасност) на компресорите  $\eta = 0.8$ .

Со предложениот полигенеративен систем за производство на електрична енергија, технолошка водена пара со различен притисок, технолошка и санитарна топла вода, како и ладилна енергија за обично и за длабоко ладење се добива:

- Произведена електрична енергија 32 % ННВ. За погон на механичките компресори се користи 18 % ННВ. Остатокот 14 % ННВ може да се користи за други потреби или да се испорачува во мрежа (продава).
- Произведена водена пара на притисок 5 bar и температура  $\approx 150^\circ\text{C}$  40 % ННВ, на притисок 1.5 bar и температура  $\approx 110^\circ\text{C}$  9 % ННВ.
- Произведена технолошка и санитарна топла вода на 70°C 46 % ННВ.
- Проиведен ладилен капацитет на 15 % ННВ на  $-5^\circ\text{C}$  и 15 % ННВ на  $-40^\circ\text{C}$ .



Сл. 9.5 Шема на полигенеративен систем за производство на електрична енергија и технолошка водена пара, топлинска енергија и ладење со турбокомпресорска и ејекторска термокомпресија

## 9.5. МЕТОДОЛОГИЈА ЗА ОПТИМИРАЊЕ НА КОМБИНИРАНИТЕ КОМПРЕСОРСКО – ЕЈЕКТОРСКИ ПОЛИГЕНЕРАТИВНИ СИСТЕМИ

Истражувањата во оваа докторска дисертација резултираат во дефинирање на методологија за оптимирање на комбинираниите термокомпресорски полигенеративни системи:

1.1. Анализа и оценка на енергетските и термичките карактеристики на објектите и оптимална изведба на системите за греење, ладење и климатизација (точка 3.1): Анализа на потребната топлинска моќност за греење и на потребната енергија за греење во текот на грејната сезона; Комбиниран систем за греење за покривање на базните и на врвните потреби за греење; Дефинирање на оптимален капацитет на полигенеративниот систем за потребите за греење.

Анализата за потребната топлинска моќност за ладење и на потребната енергија за греење во текот на денот и во текот на сезоната за ладење; Дефинирање на систем за термичко складирање (складирање на студ); Дефинирање на оптимален капацитет на полигенеративниот систем за потребите за ладење. Анализа на потребите од санитарна топла вода; Дефинирање на систем за термичко складирање односно резервоар за санитарна топла вода. Анализа и оценка на потребите од електрична енергија.

Основа за оптимална изведба и работа на полигенеративниот систем се термичките потреби. Вишокот на произведена електрична енергија ќе се испорачува во мрежата на електро – енергетскиот систем. Недостатокот од електрична енергија ќе се напојува од мрежа.

1.2. Анализа и оценка на енергетските и термичките карактеристики на процесните индустриски системи (точка 3.2):

Анализа на потребите од индустриска водена пара, потребни параметри на парата (притисок, температура), динамика на потрошувачката на пара и капацитет; Дефинирање на оптимален капацитет на полигенеративниот систем за производство на водена пара со зададени параметри.

Анализа на потребите од индустриско ладење, динамика на потрошувачката на студ, капацитет, температури на ладење; Дефинирање на систем за термичко складирање (складирање на студ); Дефинирање на оптимален капацитет на полигенеративниот систем за потребите за ладење.

Анализа на потребите од технолошка и санитарна топла вода; потребна температура; динамика на потрошувачката на технолошка и санитарна топла вода; Дефинирање на оптимален капацитет на полигенеративниот систем за потребите за технолошка и санитарна топла вода.

Анализа и оценка на потребите од електрична енергија.

Основа за оптимална изведба и работа на полигенеративниот систем се термичките потреби. Вишокот на произведена електрична енергија ќе се испорачува во мрежата на електро – енергетскиот систем. Недостатокот од електрична енергија ќе се напојува од мрежа.

2. Конципирање и оптимален избор на структурната шема на полигенеративниот систем во зависност од потребите за електрична енергија, топлинска енергија и енергија за ладење (точка 9).

3. Анализа на карактеристиките на примарниот гасен мотор со внатрешно согорување – електрогенераторски агрегат (конструктивни, изведбени, технички, економски, еколошки карактеристики); (точка 4) перформанси на моторот, максимална моќност, максимален коефициент на корисност, еколошки поволни работни режими; Оптимален избор на примарниот гасен мотор со внатрешно согорување.

4. Анализа на карактеристиките на R718 центрифугалните компресори (точка 5) и компресорските ладилни машини.

Согледување во развојот и можностите на центрифугалните ладилни компресори. Методи за пресметка и оптимирање со користење на CFD техники. Перформанси на центрифугалните компресори при работа со различни ладилни медиуми.

Оптимално вклопување на центрифугалните компресори во структурата на комбинираниите полигенеративни системи.

Оптимален избор на конвенционална ладилна машина / топлинска пумпа. Соодветен избор на типот на ладилниот компресор. Соодветен избор на типот на останатите елементи на ладилна машина (испарувач, кондензатор).

5. Анализа на карактеристиките на ејекторските ладилни машини (точка 6).

Ејекторски ладилен циклус; Перформанси на ејекторот и на ејекторската ладилна машина / топлинска пумпа при различни работни услови (температури на испарување, кондензација, генерирање на топлина). Пресметка, оптимирање на проточниот простор, проектирање и конструкција на ејекторот. Користење на експериментални и искусвени резултати и современи CFD техники. Оптимален избор на испарувачот, кондензаторот и генераторот на топлина. Модел за

- оптимирање и перформанси на ејектори и ејекторски системи со еднодимензионално струење. Верификација и валидизација на моделот преку споредба со резултати од експериментални истражувања.
6. Анализа на карактеристиките на индустриските концентраторски постројки со компресорска и / или ејекторска термокомпресија (точка 7).
  7. Анализа на карактеристиките на компресорско – ејекторските ладилни машини. Оптимална комбинација на топлинска и механичка ладилна машина диктирана од расположивата отпадна топлина и електрична енергија (точка 8).
  8. Оптимирање на структурата на избраната шема на полигенеративен систем користејќи термички постапки за материјални и енергетски биланси за топлинските изменувачи и за елементите на полигенеративниот систем, како и современи СТА техники (точка 9).
  9. Примената на концептот и методологијата за оптимирање на комбинираните компресорско – ејекторски полигенеративни системи на конкретни објекти, за конкретни технички барања за потребите од електрична, топлинска и ладилна енергија, како и за конкретни техно – економски услови што треба да резултира во оптимална имплементација на конкретен оптимален полигенеративен систем со оптимална структура и елементи, како и оптимално поврзување на дисперзираните мултигенеративни системи, што подразбира користење на современи методи и техники: повеќецелно оптимирање (multiobjective optimization), генетски алгоритми (genetic algorithms), паметни мрежи (smart grids).

## 10. ЗАКЛУЧОЦИ

Предложен е еден нов концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор, базиран на концептот за дисперзирано производство на енергија (електрична, топлинска, ладилна, индустриска и технолошка пара, технолошка и санитарна топла вода итн). Во новиот концепт на одржлив развој во енергетскиот сектор опфатени се современите транзициони процеси: транзиција од централизирано производство на електрична и топлинска енергија кон дисперзирано (децентрализирано) производство на енергија, каде корисниците на енергија стануваат и производители на енергија (prosumers); транзиција од енергетски системи на фосилни горива кон обновливи енергетски системи (сончева енергија, енергија од ветер, геотермална енергија, хидроенергија); транзиција во транспортниот сектор од возила на фосилни горива кон електрични возила и поврзување на електро енергетскиот сектор со транспортниот сектор; изведба на енергетски ефикасни објекти, машини и системи; воведување на енергетски ефикасни технологии; системи за рекуперација на енергија и системи со термокомпресија; когенеративни, тригенеративни и полигенеративни системи; нови концепти за складирање на енергија, електрични батерии, термичко складирање, ладилно складирање; термичко – енергетско – криогено складирање LAES (складирање на енергија со втечен воздух); термички системи со горивни ќелии, производство на водород; термички циклуси со CO<sub>2</sub>; декарбонизација, зафаќање и складирање на CO<sub>2</sub>.

Дискутирани се современите тенденции за изведба на енергетски ефикасни објекти, како и оптималните концепти и изведби на енергетски ефикасни системите за греење, ладење, вентилација и климатизација, воведување на системи за рекуперација на топлина и системи за термичко и ладилно складирање, користење на сончева енергија, геотермална енергија, отпадна топлина, топлински пумпи, воведување на комбинирани системи за греење со базни топлински пумпи, каде со инсталирана моќност од 60% од проектната моќност за греење се покриваат 92% од потребната енергија за греење. Термичките карактеристики на објектите, потребите за електрична, топлинска и ладилна енергија, претставуваат основа за оптимирање на полигенеративниот (мултигенеративниот) систем со гасен мотор – електрогенератор за производство на електрична енергија и комбиниран компресорско – ејекторски термокомпресорски систем (ладилна машина / топлинска пумпа) за производство на ладилна и топлинска енергија.

Дискутирани се термичките карактеристики на процесните индустриски системи (индустријата за млеко и млечни производи, индустријата за месо и месни производи, конзервно – прехранбената индустрија, индустријата за пиво и сокови, хемиската и фармацевтската индустрија, индустријата за хартија, текстилната и конфекциската индустрија итн.) и потребите од електрична енергија, топлинска енергија (греење и климатизација, технолошка топлина, индустриска пара на различни притисоци, санитарна и технолошка топла вода) и ладилна енергија (ладење и климатизација), ладење на различни температури (умерено ладење, длабоко ладење). Овие податоци претставуваат основа за оптимирање на концептот и структурата на полигенеративниот (мултигенеративниот) систем со гасен мотор – електрогенератор за производство на електрична енергија и комбиниран турбо компресорски и ејекторски термокомпресорски систем за производство на електрична, топлинска и ладилна енергија, вклучително и на системите за складирање на енергија.

Анализирани се енергетските карактеристики и современиот развој на гасните мотори со внатрешно согорување, кои претставуваат основна компонента на полигенеративните системи, како и на мотор – електрогенератор агрегатите за производство на електрична енергија. Постигнати се високи вредности на термичкиот коефициент на корисност на моторите со внатрешно согорување 45 – 50 %. Поради еколошки критериуми, поради концептот за користење на отпадната топлина во предложените полигенеративни системи, како и поради достапноста на пазарот на мотор – електрогенератор агрегати, анализите во оваа докторска дисертација се извршени за вообичаени вредности на термичкиот коеф. на корисност 35.5 – 39.0 %.

Анализирани се термо – гаснодинамичките процеси, специфичностите во дизајнот на проточниот простор, перформансите и работните параметри на R718 центрифугалните компресори, кои претставуваат основна компонента на концентраторите со турбо компресорска парна компресија / рекомпресија, како и на полигенеративни системи за производство на електрична, топлинска и ладилна енергија. Ограничувањето на компресиониот однос на R718 едностепен центрифугален компресор наменет за полигенеративни термокомпресорски системи на индустриски високотемпературни топлински пумпи и концентратори е околу  $\Pi \approx (2.7-4.0) - (3.4-4.7)$ , за ограничување на  $u_2 \approx 550 - 600 \text{ (ms}^{-1}\text{)}$ , а ограничувањето на соодветниот температурен лифт е околу  $\Delta T \approx (20 - 22) - (23 - 27) \text{ (K)}$ , зависно од температурата на всис  $T_0 = 30 - 100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тоа покажува дека со едностепени центрифугални компресори може да се покрие широк

опсег на примена во индустриските високотемпературни топлински пумпи за полигенеративни термокомпресорски системи и за концентраторски системи, при што може да се постигнат високи вредности на коефициентот на термотрансформација:  $\Psi = \text{COP} = 27\text{--}31$  за температурен лифт  $\Delta T = 10$  K ;  $\Psi = \text{COP} = 5.5\text{--}6.5$  за температурен лифт  $\Delta T = 50$  K.

Анализирани се термо – гаснодинамичките процеси, оптималното дизајнирање на проточниот простор, перформансите на надзвучните, ладилни ејектори и термичките карактеристики на ејекторските ладилни машини, концентраторски системи и полигенеративните системи со ејекторска термокомпресија. Презентиран е модел за оптимално дизајнирање на проточниот простор и перформанси на надзвучните, ладилни ејектори, кој е базиран на еднодимензионално струење по средната струјница на ејекторот. Презентирани се резултатите од детални експериментални истражувања на еден експериментален концентратор со анализа на мерната неодреденост. Извршена е верификација и валидизација на моделот. Резултатите од моделот се во опсегот на мерната неодреденост на резултатите од експерименталните мерење. Резултатите од моделот се доверливи, а моделот применлив за оценка на перформансите на ејекторите, ејекторските ладилни машини, концентраторски системи и полигенеративните системи со ејекторска термокомпресија. За различни работни услови, односно различни вредности на температурниот лифт  $\Delta T_e$  се добиваат различни коефициенти на ејекција  $\omega$  и соодветно различни коефициенти на термотрансформација  $\Psi_e$  односно  $\text{COP}_e$ :  $\Delta T = T_c - T_e = 5\text{--}10$  K,  $\omega = 4\text{--}8$ ,  $\Psi_e = \text{COP}_e = 5\text{--}9$ ;  $\Delta T = T_c - T_e = 5\text{--}10$  K,  $\omega = 1\text{--}4$ ,  $\Psi_e = \text{COP}_e = 2\text{--}5$ ;  $\Delta T = T_c - T_e = 20\text{--}40$  K,  $\omega = 0.1\text{--}1$ ,  $\Psi_e = \text{COP}_e = 1.5\text{--}2$ , зависно од притисокот на котелската пара  $p_1 = 3\text{--}32$  bar, и работниот притисок на системот  $p_3 = 0.07\text{--}1.5$  bar. Повисоките вредности на  $\Delta T$  кореспондираат на повисоки  $p_1$  и пониски  $p_3$ .

Презентирани се резултати од CFD модел за струење во надзвучни ејектори со воздух, R245fa и R718 како работен флуид. CFD моделот е изработен во ANSYS Fluent, кој се препорачува за пресметка на надзвучни и трансонични струења. Се користи  $k - \omega$  SST (Shear Stress Transition) моделот. Со SolidWorks извршено е дефинирање на флуидниот струен простор и дискретизација на струјниот простор. Поради ограничувањата на ANSYS Academic и поради природата на струењето во ејекторите пресметката на струењето се врши во осносиметрична струјна површина. Дефинирана е пресметковната област (флуидниот простор и мрежата на конечни волумени),



граничните услови (влез 1, влез 2, излез, сидови), термодинамичките својства на гасот, одредени пресметковни големини (Courant Number, Number of Iterations, Viscosity Coefficients итн.) и друго.

Во најтесниот пресек на примарната млазница се добиваат критични параметри на струење (критични брзина, притисок и температура). Критичната брзина е еднаква на локалната брзина на звук ( $M=1$ ). Во дивергентниот дел од млазницата настанува дополнителна експанзија при што се постигнува надзвучно струење ( $M>1$ ). Зоната на предавање на количество движење од примарната на секундарната гасна струја, е карактеризирана со серија коси ударни бранови, особено јасно изразени на сликите од резултатите на струење. Во мешачката комора се постигнува надзвучно струење. Преодот од надзвучно во подзвучно струење се одвива низ силен прав ударен бран, особено јасно изразен на сликите. Брзината паѓа од надзвучна во подзвучна, притисокот и температурата на гасот нагло се покачуваат. Натомошно успорување на гасната струја настанува во подзвучниот (дивергентен) дифузор.

Струењето во R718 ејекторот е двофазно. Термодинамичките и струјните процеси во елементите на струјниот простор на ејекторот се одвиваат во двофазно (пара – течност) подрачје. Двофазниот R718 ејектор применет во експерименталниот концентратор за гроздов концентрат работи во услови на длабок вакуум, остварува високи коефициенти на ејекција  $\omega$  и релативно мала разлика на притисокот, соодветна на температурна разлика меѓу температурите на кондензација и испарување од 10–15 °C. Ограничувањата поврзани со користењето на ANSYS Academic и достапниот персонален компјутер, заедно со претходно изложените специфичности на струењето во R718 ејекторот, доведуваат до комплексност на CFD симулациониот модел и сложеност на реализацијата на CFD симулациите. Потребниот број на итерации е исклучително голем, потребното компјутерско време е долго. Потребно е континуирано следење на пресметковниот процес, следење на вредностите на резидиумите на брзината, енергијата,  $\kappa$  и  $\omega$ , и корекција на вредноста на Courant Number.

Зоната на предавање на количество движење од примарната на секундарната гасна струја, е карактеризирана со серија псевдо коси ударни бранови. Во мешачката комора се постигнува надзвучно струење. Преодот од надзвучно во подзвучно струење се одвива низ силен прав псевдо ударен бран. Брзината паѓа од надзвучна во подзвучна,

притисокот и температурата на гасот се покачуваат. Компресијата се одвива главно во псевдо ударниот бран.

Споредбата на експерименталните резултати со резултатите од CFD моделот покажува извесно отстапување. Потребни се дополнителни истражувања и усовршувања на CFD моделите (софтверот), како и примена на ANSYS Professional, примена на компјутерски системи со голем капацитет и голема брзина на пресметување, примена на мрежа од конечни волумени (mesh) со поголема резолуција и примена на техники на приспособување на мрежата на струјната слика (adaptive mesh refinement).

Комбинираните компресорско – ејекторски ладилни системи се погодни за примена во системите за климатизација, како и во полигенеративните компресорско – ејекторски системи, при што се постигнуваат високи механички и топлински коефициенти на термотрансформација. Одржувајќи температурниот лифт за ејекторските ладилни системи  $\Delta T = 15 - 20 - (25)$  К, се добиваат термички  $COP_{th}$  од (0.6 – 0.8) до (1.2 – 1.7) и механички  $COP_{mech}$  од 8.0 до 21.0.

Презентирани се полигенеративни системи за симултано производство на електрична, топлинска и ладилна енергија, составени од примарен гасен мотор – електрогенераторски агрегат и комбинирани компресорски и ејекторски ладилни и топлинско пумпни термокомпресорски системи. Анализирани се карактеристиките на овие системи, оценети се нивните термички и енергетски особини и согледани се техничките, економските и еколошките придобивки од нивна примена.

Предложени се различни изведби на комбинирани компресорско – ејекторски полигенеративни системи, како оптимални технички решенија за различни термички карактеристики на објектите и различни технички барања за потребите од електрична енергија и топлинска енергија за греење и ладење, за потребите од технолошка пара и енергија за процесно ладење, како и за различни техно – економски услови.

Комбинираните полигенеративни системи со примарен гасен мотор – електрогенератор за симултано производство на електрична и топлинска енергија за греење и ладење со комбинирани компресорско – ејекторски ладилни машини / топлински пумпи овозможуваат рационално користење на отпадната топлина од моторот со внатрешно согорување и постигнување на исклучително високи вредности на механичкиот и на термичкиот COP Концептот и структурната изведба на комбинираниот компресорско – ејекторски полигенеративен систем со мултисекциони генератори и мултисегментни

ејекторски единици овозможува максимална утилизација на отпадната топлина од моторот и користење на горната топлинска моќ на природниот гас. Оценетата вредност на произведената електрична енергија (моќност) е 32 % од ННВ на потрошениот природен гас. Ладилниот капацитет за производство на ладна вода за климатизација (chilling water) е 45 % од ННВ. Топлинскиот капацитет за производство на топла вода за греење и санитарна топла вода е 106 % од ННВ. Потрошувачката на електрична енергија (моќност) е 3 % од ННВ во режим на работа како ладилна машина, или 6.5 % од ННВ во режим на работа како топлинска пумпа.

Предложените нековенционални системи за производство на технолошка пара на различен притисок, со примарен гасен мотор – електрогенератор за производство на електрична енергија, и за производство на топлинска енергија за индустриско греење и индустриско ладење на различни температури, со компресорски и ејекторски термотрансформациски постројки се карактеризираат со високо техничко – технолошко ниво, висока енергетска ефикасност (потрошувачката на гориво е значително помала во споредба со конвенционалните системи), што резултира во значајни технички, економски и еколошки придобивки.

Истражувањата во оваа докторска дисертација резултираат во дефинирање на методологија за оптимирање на комбинираниите компресорско – ејекторски полигенеративни системи. Примената на концептот и методологијата за оптимирање на комбинираниите компресорско – ејекторски полигенеративни системи на конкретни објекти, за конкретни технички барања за потребите од електрична, топлинска и ладилна енергија, како и за конкретни техно – економски услови резултира во оптимална имплементација на конкретен оптимален полигенеративен систем со оптимална структура и елементи, како и оптимално поврзување на дисперзираните мултигенеративни системи, што подразбира користење на современи техники: повеќецелно оптимирање (multiobjective optimization), генетски алгоритми (genetic algorithms), паметни мрежи (smart grids).

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Advanced direct injection combustion engine technologies and development, Edited by H. Zhao; Turner and Pearson, Chapter 3, The turbocharged direct injection spark – ignition engine; Cairns, Blaxill and Fraser, Chapter 5, Exhaust gas recirculation boosted direct injection gasoline engines, Woodhead Publishing Limited, 2010
- [2] Watson, N., Janota, M. S., Turbocharging the Internal Combustion Engine, Springer Verlag, 2005
- [3] Woodyard, D., Pounder's Marine Diesel Engines, Butterworth – Heinemann, Elsevier, 2009
- [4] Goyal, R., Sharma, D., Soni, S.L., Kumar Gupta, P., Johar, D., An experimental investigation of CI engine operated micro – cogeneration system for power and space cooling, *Energy Conversion and Management*, 2015
- [5] Kishore Khatri, K., Sharma, D., S.L. Soni, Tanwar, D., Experimental investigation of CI engine operated Micro–Trigeneration system, *Applied Thermal Engineering*, 2010
- [6] Khaliq, A., Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration, *International Journal of Refrigeration* (2009)
- [7] Soares C, Gas turbines: A handbook of air, land and sea applications, Butterworth – Heinemann, Elsevier, 2008
- [8] Kaczmarczyk, T. Z., Zywica, G., Ichnatowicz, E., The impact of changes in the geometry of a radial microturbine stage on the efficiency of the micro CHP plant based on ORC, *Energy*, 2017
- [9] Šarevski, M. N., Šarevski, V. N., Water (718) turbo compressor and ejector refrigeration / heat pump technology, ISBN: 978–0–08–100733–4, Elsevier, 2016
- [10] Šarevski, M. N., Šarevski, V. N., Characteristics of water vapor turbocompressors applied in refrigeration and heat pump systems, *International Journal of Refrigeration*, 2012
- [11] Van den Braembussche, R., Design and Analysis of Centrifugal Compressors, ASME Press and John Wiley and Sons Ltd, 2018
- [12] Pehnt M., Cames M., Fischer C., Praetorius B., Schneider L., Schumacher K., Voß J.–P., Micro Cogeneration – Towards Decentralized Energy Systems, Springer, 2006
- [13] Soares C., Microturbines – Applications for distributed energy systems, Elsevier, 2007
- [14] Jradi, M., Riffat, M., Tri – generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2014, 32, 396–415
- [15] Liu, M., Shi, Y., Fang, F., Combined cooling, heating and power systems: A survey, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2014, 32, 1– 22
- [16] Ferrari, M. L., Traverso, A., Massardo, A. F., Smart polygeneration grids: experimental performance curves of different prime movers, *Applied Energy*, 2016, 162, 622–630
- [17] Jannelli, E., Minutillo, M., Cozzolino, R., Falcucci, G., Thermodynamic performance assessment of a small size CCHP (combined cooling heating and power) system with numerical models, *Energy*, 2014, 65, 240–249

- [18] Jayasekara, S., Halgamuge, S. K., A combined effect absorption chiller for enhanced performance of combined cooling heating and power systems, *Applied Energy*, 2014, 127, 239–248
- [19] Li, Y. R., Wang, X. Q., Li, X. P., Wang, J. N., Performance analysis of a novel power / refrigerating combined – system driven by the low – grade waste heat using different refrigerants, *Energy*, 2014, 73, 543–553
- [20] Kim, K. H., Perez – Blanco, H., Performance analysis of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for power and refrigeration cogeneration, *Appl. Therm. Eng.* 2015, 91, 964 – 974
- [21] Landoulsi, H., Elakhdar, M., Nehdi, E., Kairouani, L., Performance analysis of a combined system for cold and power, *Int. J. Refrigeration*, 2015, 60, 297 – 308
- [22] Wang, J., Dai, Y., Sun, Z., A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle, *Int. J. Refrigeration*, 2009, 32 (6), 1186–1194
- [23] Dai, Y., Wang, J., Gao, L., Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle, *Appl. Therm. Eng.* 2009, 29 (10), 1983–1990
- [24] Yang, X., Zhao, L., Li, H., Yu, Z., Theoretical analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixture, *Applied Energy*, 2015, 160, 912–919
- [25] Khaliq, A., A theoretical study on a novel solar based integrated system for simultaneous production of cooling and heating, *Int. J. Refrigeration*, 2015, 52, 66 – 82
- [26] Javan, S., Mohamadi, V., Ahmadi P., Hanafizadeh, P., Fluid selection optimization of a combined cooling, heating and power (CCHP) system for residential applications, *Appl. Therm. Eng.* 2016, 96, 130 – 142
- [27] Šarevski, V. N., Šarevski, M. N., Energy efficiency of the thermocompression refrigeration and heat pump systems, *Int. J. Refrigeration*, 2012, 35 (4), 1067–1079
- [28] Brückner, S., Liu, S., Miro, L., Radspieler, M., Cabeza, L. F., Lavemann, E., Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies, *Appl. Energy* 2015, 151, 157–167
- [29] Cordin Arpagaus, et al., High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials, *Energy*, Vol. 152, 1, June 2018, p. 985 – 1010
- [30] Frederic Bless, et al., Theoretical analysis of steam generation methods – Energy, CO<sub>2</sub> emission, and cost analysis, *Energy*, Vol. 129, 15, June 2017, p. 114 – 121
- [31] Xing–Qi Cao, et al. Performance analysis of different high – temperature heat pump systems for low–grade waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, Vol 71, 1, 2014, pp. 291–300
- [32] Carlos Mateu–Royo, et al., Theoretical evaluation of different high–temperature heat pump configurations for low–grade waste heat recovery, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 90, 2018, pp. 229–237
- [33] Šarevski, M. N., Šarevski, V. N., Thermal characteristics of high–temperature R718 heat pumps with thermal vapor recompression, *Applied Thermal Engineering*, 2017, 117, 355–365
- [34] Черепналковски И., Ладилна техника, Универзитет “Св. Кирил и Методиј”, Скопје 1995
- [35] Шаревски В., Греење и климатизација, Машински факултет – Скопје, Скопје 2021

- [36] Шаревски В., Енергетски ефикасни објекти и системи за греење, вентилација и климатизација, Машински факултет – Скопје, Скопје 2019
- [37] Арменски С., Ташевски Д., Гоплински Турбини, Универзитет “Св. Кирил и Методиј”, Скопје 2009
- [38] ANSYS FLUENT Tutorial Guide, Release 14.5 October 2012
- [39] ANSYS FLUENT 12.0 User’s Guide, Release 12.0 © ANSYS, Inc. 2009–01–29
- [40] Gjerasimovski, A., Compressor – ejector polygeneration systems, MSc Thesis, Faculty of Mechanical Engineering, Ss. Cyril and Methodius University in Skopje, (2018)
- [41] Gjerasimovski, A., A new concept of sustainable development in the global energetic sector for a better quality of life, School of PhD studies, Faculty of Mechanical Engineering, Ss. Cyril and Methodius University in Skopje, 2020
- [42] Gjerasimovski, A., Thermal characteristics of thermocompression polygeneration systems, seminar paper submitted in III<sup>rd</sup>-semester, presented in IV<sup>th</sup> semester, School of PhD studies, Faculty of Mechanical Engineering, Ss. Cyril and Methodius University, Skopje, 2021
- [43] Gjerasimovski, A., Thermal characteristics of ejector thermocompression system implemented in industrial vacuum concentrator, seminar paper submitted in V<sup>th</sup> semester, presented in VI<sup>th</sup> semester, School of PhD studies, Faculty of Mechanical Engineering, Ss. Cyril and Methodius University, Skopje, 2022
- [44] Gjerasimovski, A., Sharevska, M., Gjerasimovska, N., Sharevska, M., Šarevski, V., A new concept for sustainable energetic development in process industry, Proceedings Procesing 2020, SMEITS, Belgrade, Serbia, 2020
- [45] Gjerasimovski A., Sharevska M., Gjerasimovska N., Sharevska M., Šarevski, M., Characteristics of thermal systems for simultaneous production of electricity, heat and refrigeration, Procesing 2020, SMEITS, Belgrade, Serbia, 2020
- [46] Gjerasimovski A., Sharevska M., Gjerasimovska N., Sharevska M., Šarevski, M., Characteristics of R718 thermal systems and possibilities for implementation in refrigeration / heat pump systems in buildings, KGH 2020, SMEITS, Belgrade, Serbia 2020, DOI: <https://doi.org/10.24094/kgkh.020.51.1.37>
- [47] Gjerasimovski, A., Sharevska, M., Gjerasimovska, N., Sharevska, M., Šarevski, V., Energy efficient buildings and combined thermal systems for electricity production, heating, refrigeration and air conditioning, KGH 2020, SMEITS, Belgrade, Serbia 2020 DOI: <https://doi.org/10.24094/kgkh.020.51.1.59>
- [48] Gjerasimovski A., Sharevska M., Gjerasimovska N., Sharevska M., Šarevski, M., Energy efficiency of combined compressor – ejector refrigeration systems, KGH 2021, SMEITS, Belgrade, Serbia 2021
- [49] Gjerasimovski, A., Sharevska, M., Gjerasimovska, N., Sharevska, M., Šarevski, V., Technoeconomic optimization of combined low temperature heating systems, KGH 2021, SMEITS, Belgrade, Serbia 2021
- [50] Grazzini G., Milazzo A., Mazzelli F., Ejectors for efficient refrigeration – Design, Applications and Computational Fluid Dynamics, Department of Industrial Engineering University of Florence, Florence, Italy, Springer (2017)

- [51] Su, L., CFD simulation and shape optimization of supersonic ejectors for refrigeration and desalination applications, Engineering and Applied Science Theses & Dissertations, Washington University in St. Louis (2015)
- [52] Giacomelli F., Mazzelli F., Banasiak K., Hafner A., Milazzo A., Experimental and computational analysis of a R744 flashing ejector, International Journal of Refrigeration (2019)
- [53] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K., Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, International Journal of Thermal Sciences (2007)
- [54] Sriveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K., Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, International Journal of Thermal Sciences (2007)
- [55] Ruangtrakoon, N., Thongtip, T., Aphornratana, S., Sriveerakul, T., CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle, International Journal of Thermal Sciences (2013)
- [56] Mazzelli, F., Little, A. B., Garimella, S., Bartosiewicz, Y. Computational and experimental analysis of supersonic air ejector: Turbulence modeling and assessment of 3D effects. International Journal of Heat and Fluid Flow (2015)
- [57] H. S. Cao, H. J. M. ter Brake, Progress and challenges in utilization of ejectors for cryogenic cooling, Applied Thermal Engineering (2019)
- [58] Kumar Yadav S., Murari Pandey K., Gupta R., Recent advances on principles of working of ejectors: A review, Materials Today: Proceedings, 2020
- [59] Mazzelli, F. , Giacomelli, F. , Milazzo, A. , 2018. CFD modeling of condensing steam ejectors: comparison with an experimental test – case. Int. J. Therm. Sci. 127, 7–18 .
- [60] Mazzelli F., Milazzo A., Performance analysis of a supersonic ejector cycle working with R245fa, International Journal of Refrigeration, 2015
- [61] Hu, B., Wu, D., Wang, R.Z., Water vapor compression and its various applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018
- [62] Д. Ташевски: Оптимирање на бинарни когенеративни постројки со високотемпературни горивни ќелии – Докторска дисертација. Енергетика 2 / 2005, Скопје, Македонија, 2005
- [63] ISO/IEC Guide 98:1993, Guide to the expression of uncertainty in measurement
- [64] Šarevski, M.N., Šarevski, V.N., Preliminary study of a novel R718 refrigeration cycle with single stage centrifugal compressor and two – phase ejector. Int. J. Refrigeration, 2014
- [65] Šarevski, M.N., Šarevski, V.N., Characteristics of R718 refrigeration / heat pump systems with two – phase ejectors, Int. J. Refrigeration, 2016