

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Ненад М. Коларевић

**Стање и понашање динамички
напрегнутих структура у екстремним
условима рада**

Докторска дисертација

Београд, 2018.

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Nenad M. Kolarević

**The state and behavior of dynamically
loaded structures in extreme operating
conditions**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2018

Комисија за преглед и одбрану

Ментори: др Милосав Огњановић, професор емеритус
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Марко Милош, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

Чланови комисије: др Божидар Росић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Милета Ристивојевић, редовни професор
Универзитет у Београду, Машински факултет

др Вукман Бакић, научни саветник
Институт за нуклеарне науке „Винча“

Датум одбране:

ПРЕДГОВОР

Ова докторска дисертација урађена је на Катедри за опште машинске конструкције Машинског факултета у Београду и представља резултат вишегодишњег научног и стручног усавршавања.

На првом месту захваљујем се менторима: др Милосаву Огњановићу професору емеритусу и др Марку Милошу редовном професору на помоћи, поверењу и слободи коју су ми дали током израде ове дисертације.

Посебну захвалност желим да искажем компанији EDePro д.о.о. на челу са проф. др Браниславом Јојићем на професионалном и пријатељском односу као и на помоћи у реализацији експерименталног дела дисертације.

Ћерки Неди и супрузи Невени, поред захвалности за стрпљење, разумевање и подршку коју су ми пружале, дугујем и време које нисам провео са њима због израде дисертације.

Стање и понашање динамички напрегнутих структура у екстремним условима рада

Резиме

Основна идеја на којој се заснивају базни циљеви дисертације је идентификација екстремно тешких услова експлоатације машинских структура и њихових оптерећења који представљају комплексну интеракцију изузетно високих топлотних и нехомогених утицаја, интензивних утицаја струјања флуида, утицаја високих брзина ротације, сопствених и принудних вибрација и др. Ови су утицаји присутни код гасогенератора турбомлазних и турбовратилних мотора за који је било потребно развити иновативно конструкцијско решење мултифункционалне преграде између ротора компресора и турбине. За реализацију постављеног циља развијена је одговарајућа методологија инжењерског дизајна заснована на итеративном развоју, испитивању и анализи стања и разарања делова преграде, под називом Failure-based Design – FBD. Развијен је скуп од пет конструкцијских решења ове преграде. Четврто решење је постало прихватљиво за експлоатацију у овим условима, а пето решење је остварило све функције и задовољило све захтеве. За ову сврху спроведена су многа експериментална испитивања, бројне нумеричке анализе струјања флуида (CFD), анализа топлотног стања (расподеле температуре), прорачуна напона и деформација делова преграде, развој конструкцијских решења и др. Ради реализације основног циља, рад је обухватио широк спектар експерименталних садржаја, значајан број нумеричких анализа и прорачуна, анализа бројних специфичних хаваријских оштећења и предложених конструкцијских решења да би се ова разарања избегла.

Кључне речи: Инжењерски дизајн, конструисање, оптерећења, разарања, турбомотори, лабораторисјка испитивања, нумеричка анализа

Научна област: Машинство

Ужа научна област: Опште машинске конструкције

УДК: 662.76.032 : 62-214.3] : 62-756(043.3)

621-11 : 519.688(043.3)

The state and behavior of dynamically loaded structures in extreme operating conditions

Abstract

The general idea on which the basic goals of the dissertation are founded on is the identification of extremely hard conditions of mechanical structures and their loads which represent a complex interaction of several influences, i.e. extremely high heat, nonhomogeneous influences, intensive influences of fluid flow, high rotation speeds, its natural and forced vibrations etc. These influences are present at the gas generator of turbojet and turboshaft engines for which there was a need to develop an innovative construction solution for the multifunctional bulkhead between the compressor rotor and the turbine. In order to accomplish the set goal, an appropriate methodology of engineering design was developed which is based on iterative development, testing and analysis of the state and damage of the parts of the bulkhead, which is called Failure-based Design – FBD. A set of five construction solutions for the bulkhead was developed. The fourth solution became acceptable for exploitation in these conditions, while the fifth solution accomplished all functions and met all the requirements. In order to achieve this, numerous experimental testings were performed, along with many numerical analyses of the fluid flow (CFD), heat state (temperature distribution), stress and deformations calculations of the bulkhead parts, the development of construction solutions etc. In order to achieve basic goal, the paper encompassed a wide range of experiments, a significant number of numerical analyses and calculations, analyses of many specific damages and suggested construction solutions so as to avoid these damages.

Key words: Engineering design, load, damages, turbo engines, laboratory testings, numerical analysis

Field of science: Mechanical engineering

Subfield of science: General machine design

UDK: 662.76.032 : 62-214.3] : 62-756(043.3)

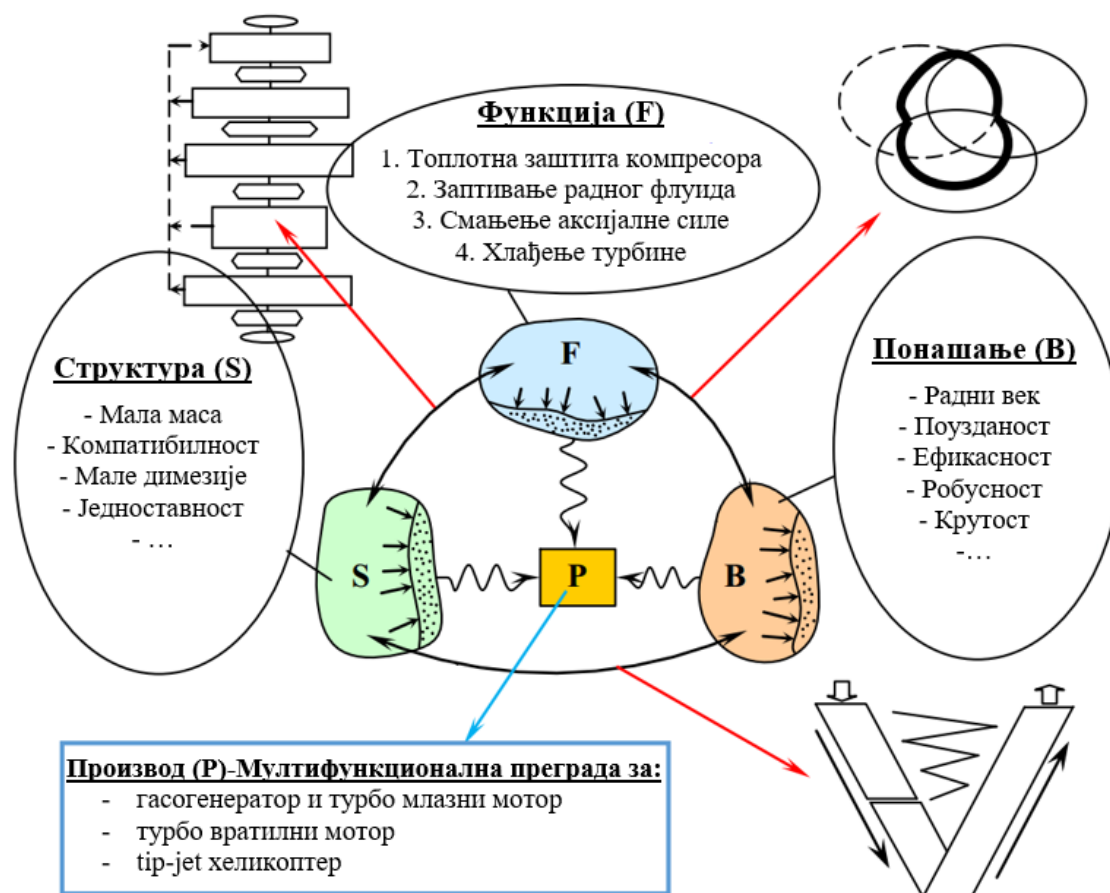
621-11 : 519.688(043.3)

САДРЖАЈ

1. УВОД.....	1
2. ПРЕГЛЕД АКТУЕЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА	6
3. ОПТЕРЕЋЕЊА У ЕКСТРЕМНИМ УСЛОВИМА РАДА	21
3.1. Врсте оптерећења у експлоатационим условима	22
3.2 Услови рада гасогенератора.....	26
3.3 Радни услови преграде.....	29
3.4 Функције и оптерећења преграде	31
4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА	37
4.1. Испитивање функционалности гасогенератора	38
4.2. Припремна и пратећа испитивања компоненти гасогенератора.....	42
4.3. Испитивања параметара и ефеката процеса сагоревања	48
5. НУМЕРИЧКИ АЛАТ	62
5.1 Нумеричка симулација струјања	70
5.2 Оптерећења мултифункционалне преграде	85
6. РАЗВОЈ КОНСТРУКЦИЈЕ МУЛТИФУНКЦИОНАЛНЕ ПРЕГРАДЕ	91
6.1 Мултифункционална преграда – варијанта 1	94
6.1.1 Експериментална испитивања и оштећења конструкционе варијанте 1	96
6.1.2 Анализа стања и понашања преграде конструкционе варијанте 1	100
6.2 Мултифункционална преграда – варијанта 2	101
6.2.1 Експериментална испитивања преграде конструкционе варијанте 2	103
6.2.2 Оштећења преграде конструкционе варијанте 2	105
6.2.3 Нумеричка анализа стања преграде конструкционе варијанте 2.....	110
6.2.4 Анализа стања и понашања преграде конструкцијске варијанте 2	118
6.3 Мултифункционална преграда – варијанта 3	118
6.3.1 Експериментално испитивање и оштећења конструкционе варијанте 3	120
6.3.2 Анализа стања и понашања преграде конструкционе варијанте 3	123
6.4 Мултифункционална преграда – варијанта 4	123
6.4.2 Експериментално испитивање преграде конструкционе варијанте 4	127
6.4.3 Оштећења преграде конструкционе варијанте 4	128
6.4.3 Нумеричка анализа стања преграде конструкционе варијанте 4.....	131
6.4.4 Анализа стања и понашања конструкционе варијанте 4	144
6.5 Мултифункционална преграда – варијанта 5	145

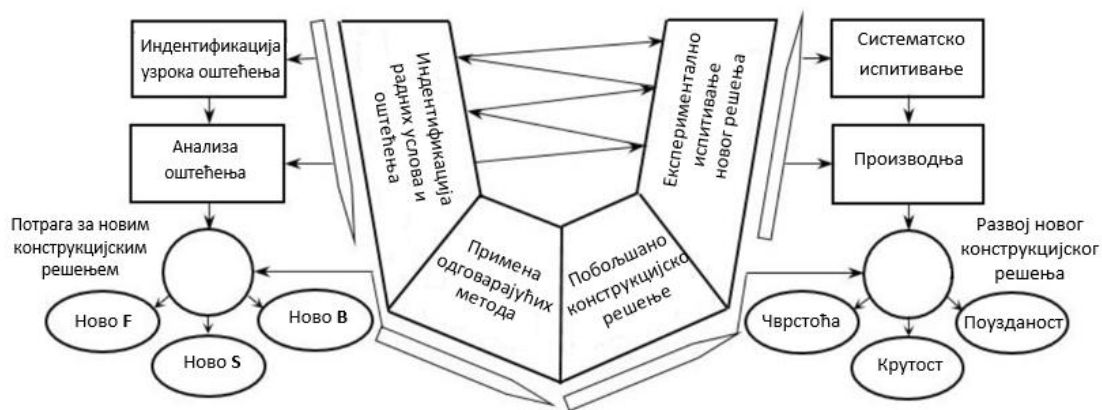
6.5.1 Нумеричка анализа стања преграде конструкционе варијанте 5.....	147
6.5.2 Експериментално испитивање конструкционе варијанте 5	149
6.5.3 Анализа стања и понашања преграде конструкционе варијанте 5	153
7. ЗАКЉУЧАК.....	155
ЛИТЕРАТУРА.....	162
БИОГРАФИЈА.....	166
Прилог 1 - Изјава о ауторству	168
Прилог 2 - Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада	169
Прилог 3 - Изјава о коришћењу	170

Област инжењерског дизајна поред осталог у првом реду подразумева иновативни развој техничких система. Иновативност се огледа у развоју нових функција техничких решења, нових и унапређених структура које омогућују реализацију предвиђених функција, као и развој и унапређење понашања постојећих и новоразвијених техничких решења. Ова дисертација је оријентисана према иновативном развоју техничког решења са новом функцијом, структуром и понашањем и то за екстремно тешке услове експлоатације. Резултат је дугогодишњег рада на развоју новог конструкцијског решења гасогенератора који се користи у турбо-млазним и турбо-вратилним моторима као и за погон у иновативном решењу tip-jet хеликоптера. Основно концепцијско полазиште у погледу иновативности конструкцијског решења гасогенератора је максимална редукција димензија што је довело до потребе за раздвајањем хладне зоне компресора од вреле зоне сагоревања и турбине, које су на врло блиском растојању. За ову сврху развијена је мултифункционална преграда која ту своју функцију остварује у екстремним условима рада. Они подразумевају екстремно висок градијент промене температуре у овој зони, затим екстремно високу брзину ротације, високе брзине струјања флуида уз висок градијент притиска као и врло неповољну расподелу напона и деформација. Развој конструкцијског решења за ову сврху отворио је низ питања и феномена које је требало решити. Решавање ових проблема и довођење конструкције у стање исправног и поузданог рада је основни предмет овог рада, а идентификација феномена и разрешавање насталих проблема омогућили су добијање научних резултата. На слици 1.1 приказан је општи FBS модел иновативног развоја техничког система са унесеним парцијалним циљевима у области развоја функције, структуре и понашања мултифункционалне преграде, која је предмет рада и објекат на коме се развија и верификује предложена методологија. На слици 1.1 приказани су и стандардизовани модели инжењерског дизајна и то линијски модел за трансформацију функције у структуру система као и V-модел за подизање нивоа понашања постојећих структура техничких система. Релација између функције и понашања подразумева укључивање интелигентности техничких система за коју модел није стандардизован.



Слика 1.1. Подручја иновативног развоја мултифункционалне преграде [1]

Развој конструкцијског решења мултифункционалне преграде изведен је применом итерационог приступа тако што је формирано једно по једно варијантно конструкцијско решење. Свако од њих је анализирано и експериментално испитано. Уочени недостаци и нарочито настала разарања (оштећења) и могућности за њихово отклањање били су основа за развој следеће конструкцијске варијанте. Овај приступ одговара примени приказаног V-модела на слици 1.1 и коришћењу овог модела у приступу развоју конструкцијског решења заснованог на подизању нивоа његових својстава. У овом случају то је отклањање могућих и потенцијалних оштећења мултифункционалне преграде, у складу са моделом који је приказан на слици 1.2.



Слика 1.2. Дизајн заснован на отклањању оштећења (*Failure-based Design*) [1]

У оквиру наведеног општег циља, предмета и садржаја дисертације, отвара се скуп појединачних питања која су обрађена у дисертацији. Једно од њих је у вези са појмом екстремних услова рада који су специфични за одређени тип конструкција, а нису у својој комплексности дефинисани. Подразумевају интеракцију високих и стохастичких механичких оптерећења, изузетно високих брзина ротације, високих радних температура са високим градијентом неравномерности расподеле, вибрација, абразивне радне средине, неприступачан и мали радни простор и сл. Један од циљева је да се ова интеракција идентификује на примеру мултифункционалне преграде.

Други парцијални циљ ових истраживања је развој методологије истраживања утицаја ових екстремних и комплексних услова рада на стање конструкцијског решења. Пошто се ради о комплексној интеракцији и утицају, уобичајени приступ појединачне анализе сваког од утицаја а затим њихове синтезе, није сасвим прихватљив. Инверзија у приступу састоји се у томе што је свака варијанта конструкцијског решења експериментално испитана. Настала оштећења била су показатељ правца за анализу, а затим за измене у конструкцијском решењу. Осим тога добијени експериментални резултати односно измерене вредности физичких величина били су основа за анализу, нарочито за постављање нумеричких модела и реализацију прорачуна. Осим развијене методологије испитивања у лабораторијским и експлоатационим условима, рад обухвата и приказ специфичног приступа у примени нумеричких метода. Применом CFD методологије изведена је анализа процеса струјања флуида кроз канале хладне и топле зоне које резултује

одговарајућим оптерећењима мултифункционалне преграде. Анализа струјања флуида обухватила је и анализу расподеле температуре која у међусобној интеракцији, укључујући и друге утицаје, доприноси одговарајућем напонском стању и деформацијама преграде. Осим ових метода у раду су примењене и у потребној мери прилагођене и *DfX методе инжењерског дизајна*, методе анализе: *Функционална анализа* за откривање међусобних односа, повезаности и зависности; *Компаративна анализа* за утврђивање сличности и разлика међу ранијим истраживањима ; *Факторска анализа* за одређивање најважнијих фактора утицаја; *Анализа оштећења* за одређивање узрока и понашања конструкције у реалним условима експлоатације и др.

Резултати рада су дефинисани екстремни услови рада који су резултат интеракције екстремно високе брзине ротације обртних машинских делова, екстремно високих радних температура, наглих промена притисака, и др. Оптимално конструкцијско решење добијено је усклађивањем ефеката екстремних услова рада, одговарајућих решења, напонског стања, деформација и одступања геометрије. Развијено конструкцијско решење успешно остварује функцију у екстремним условима рада. Развијено је итерационим приступом – постепеним приближавањем решењу уз примену аналитичких, нумеричких, експерименталних метода и методе анализе оштећења.

ПОГЛАВЉЕ
2

ПРЕГЛЕД АКТУЕЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА

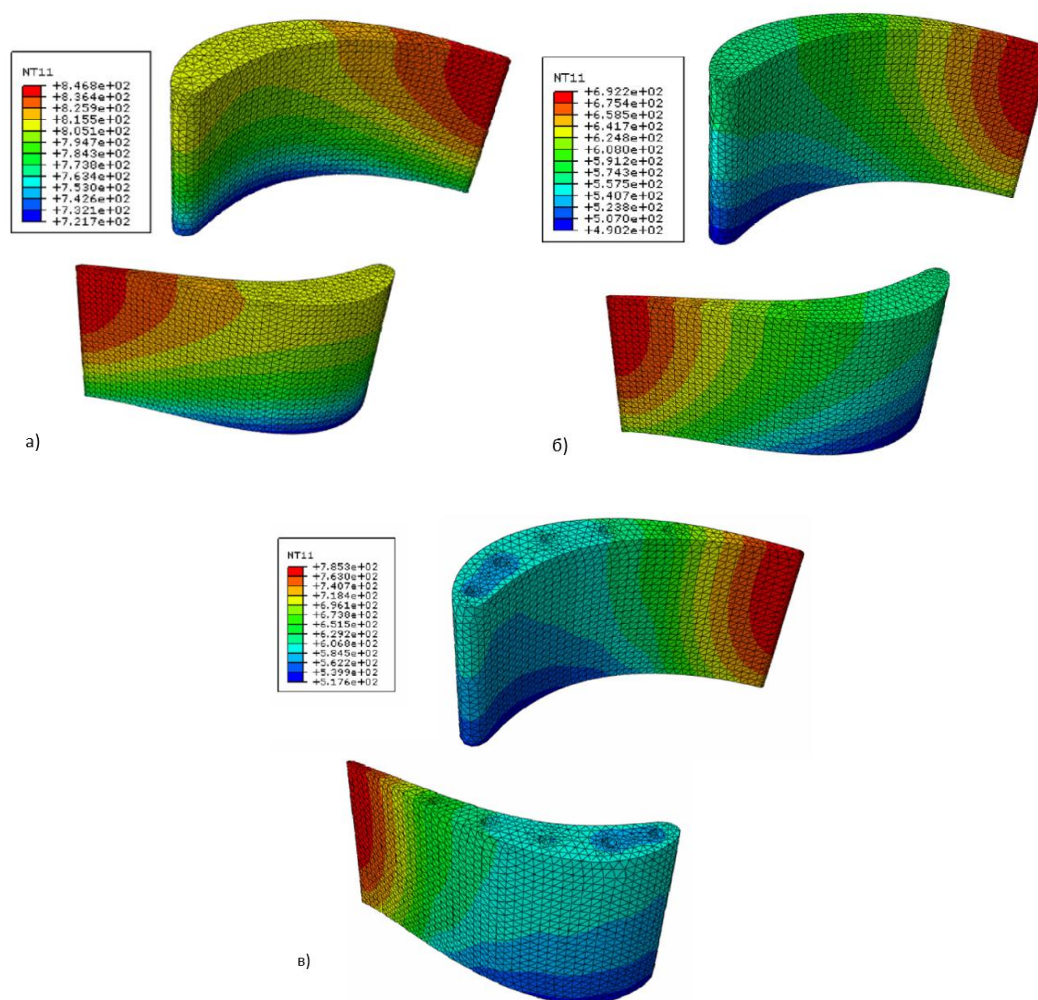
Феномени који су предмет ових истраживања, у истом или у другом облику присутни су и у другим конструкцијским решењима или условима рада. Резултати актуелних истраживања у тим областима су подлога за даљи рад на овим питањима и за примену остварених резултата. За ову дисертацију од интереса су радови и резултати рада у области оптерећења комбинованих од механичких, топлотних, структурних, хемијских и других утицаја, посебно њихова интеракција и интегрисани утицај, без обзира о којем конструкцијском решењу се ради. Осим тога од значаја су резултати добијени анализом напонских стања и деформација као и свих услова и облика разарања делова структуре остварени дејством наведених услова рада односно оптерећења. Ова стања и оптерећења посебно су присутна код енергетских машинских система као што су турбине, посебно гасне, а и код клипних мотора и сличних машина односно њихових компонената. Као подлога за истраживања у овом раду коришћени су резултати истраживања остварени у следеће три категорије радова. Прву групу чине они радови који се односе на комплексна и екстремна оптерећења као и на њихове ефекте код делова турбина, клипних мотора, кочница и сл. Другу групу чине радови код којих је тежиште на разарању које је последица наведених оптерећења и трећу групу чине они радови код којих је тежиште на примењеним методама, у првом реду експерименталним и нумеричким.

Један од представника **прве групе** је рад [2] и којем аутори Mazur и Luna-Ramirez анализирају радне услове и оптерећења лопатица гасних турбина: високи напони услед механичког оптерећења (центрифугална сила, вибрације, савијање структуре, притисак и др.), високи напони услед топлотног оптерећења (велики градијенти промена температуре услед хлађења лопатица) и утицаји који настају услед утицаја околине (висока температура, присуство чврстих честица услед нечистоће ваздуха и горива и др.). Клипови мотора са унутрашњим сагоревањем представљају још један пример конструкција које раде у условима комплексног утицаја више оптерећења, у првом реду механичких и топлотних, а предмет су истраживања у чланцима [3], [4]. Они су изложени напонима услед механичких оптерећења: притисак унутар цилиндра, јаки удари након сагоревања горива, трење између контактних површина, запреминске силе услед убрзања које се развија током кретања клипа и др. Детаљан опис механичких захтева које треба да испуни један

клип савременог мотора са унутрашњим сагоревањем дат је у раду [5], где аутори врше оптимизацију облика клипа ради побољшања издржљивости са лакшом конструкцијом и јефтинијом за производњу. Осим напона услед механичких оптерећења јављају се високи напони услед топлотних оптерећења која су последица сагоревања горива унутар цилиндра као и ефекта оксидације материјала. У чланку [6] аутори Kou и Lin су моделирали лопатицу компресора, одредили динамичке одзиве структуре и симулирали струјање флуида узимајући у обзир интеракцију са структуром у циљу одређивања узрока отказа лопатице и његово даље спречавање. Аутори су показали да је рад компресора на критичној брзини у резонанцији која одговара првом хармонику сопствених фреквенција највероватније узрок отказа компресорске лопатице. Слична ситуација је и са лопатицама турбине од 300 MW приликом проласка кроз резонантна подручја током паљења и гашења турбине [7]. Грешке у производњи могу бити извор додатник концентрација напона које могу смањити динамичку издржљивост делова. У раду [8] анализирана је појава оштећења на алуминијумском турбо компресору. Аутори су закључили да је рупа, која је грешком у производњи избушена одмах поред захтеваног отвора у структури компресора, довела до појаве локалног пораста радних напона који су даље довели до оштећења у експлоатацији дела. Механичка појава fretting може бити узрок оштећења аксијалних компресорских лопатица које се засебно уграђују у диск ротора. У раду [9] аутори су закључили да је главни узрок оштећења компресорских лопатица гасне турбине од легуре алуминијума и титанијума управо fretting, који изазива висок ниво механичких напона на контактним површинама због недовољног зазора између њеног корена и носећег диска. Разни узроци који доводе до оштећења роторских делова и њихових лопатица дати су кроз преглед у раду [10]. Аутори закључују да је један од водећих узрока отказа ових делова управо високо циклични замор изазван вибрацијама, а поред њега ту су и појаве дефекта самог материјала, корозија, ерозија, технологија производње и друго. Аеродинамичка оптерећења могу бити главни извор вибрација лако доводећи до појава резонанције.

Машине и системи чији је рад заснован на неком топлотном процесу, као што је сагоревање, имају делове који су изложени топлотним оптерећењима. Нагле промене температуре су најчешћи узрок појављивања веома високих вредности

напона у структури делова. Ови напони могу премашити вредности механичких напона и постоје конструкције где су доминантна топлотна оптерећења у одређивању радног века. У чланку [11] аутори Sonar и Chattopadhyay показују да топлотна оптерећења изазивају знатно веће напоне у односу на механичка оптерећења на глави клипа мотора са унутрашњим сагоревањем. Они закључују да би се требало узети у разматрање смањење топлотног оптерећења јер ће клипови пре бити разорени услед неуједначене температуре него услед излагању притиску, убрзањима и хабању. У данашње време масовно се термално оптерећени делови облажу заштитним слојевима у циљу повећања радног века и издржљивости структуре или у циљу повећања радних температура како би се подигла ефикасност и перформансе система са постојећим радним веком. Утицај оваквих превлака на клип мотора и поређење са незаштићеним клиповима дати су у радовима [12], [13]. У раду [14] нумеричким симулацијама је приказано да су расподеле температуре и топлотних напона у функцији од дебљине заштитне превлаке (вариране су дебљине превлаке од 0,2 mm до 1,6 mm) као и поређење резултата са клипом без заштите. Статорске и роторске лопатице гасних турбина су такође високо топлотно оптерећене. Аутори Majid и Mohammad у раду [15] показују да су расподела температуре и њени градијенти промена неки од најбитнијих фактора који диригују радни век лопатице. Рад показује да повећање дебљине заштитног премаза на 300 μm доводи до повећања радног века лопатице чак 9 пута. Чланак [16] приказује анализу утицаја једног слоја керамичке топлотне баријере на расподелу температуре кроз материјал лопатице у циљу повећања радне температуре флуида ваздухопловног мотора. Слика 2.1 показује расподелу температуре утврђену нумеричким путем за варијанту када је лопатица незаштићена, када је премазана керамичком топлотном баријером и када је назаштићена споља али се хлади каналима кроз унутрашњост структуре. Јасно се уочава да је далеко већи утицај заштитног слоја на обарање температуре основног материјала (за неких 150 °C) у односу на саму примену канала за хлађење (који снижавају за 60°C). При томе су и топлотна оптерећења премазаних лопатица доста мања, јер нема високих градијената промене температуре, од оптерећења која се јављају на лопатицама са каналима за хлађење.



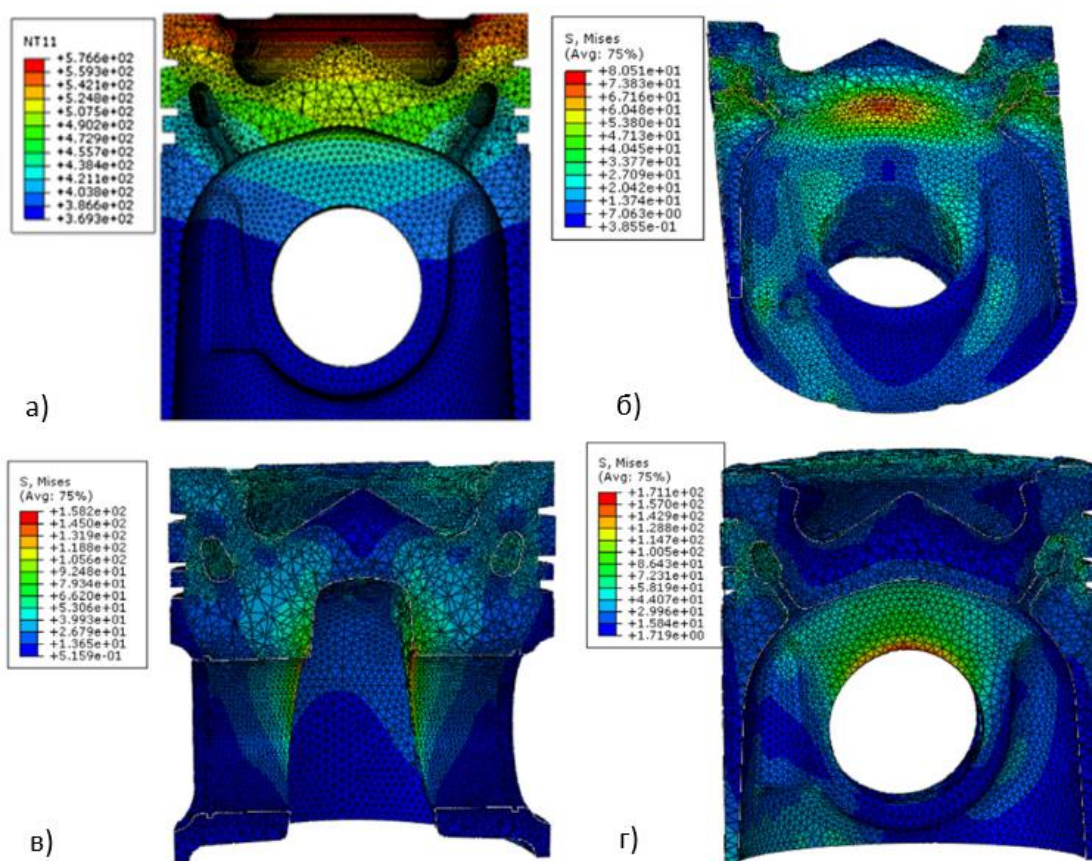
Слика 2.1. *Расподела температуре на турбинској лопатици: а) основни материјал , б) основни материјал са једним слојем керамичке топлотне баријере, в) основни материјал са отворима за хлађење структуре [16]*

С друге стране у раду [2] лопатице су направљене од супер легуре Inconel 738LC која је богата никлом и као таква веома издржљива на високим температурама. Међутим, и поред примене најсавременијих материјала и заштитних премаза јављају се оштећења у виду настајања и ширења прлина у зонама канала за хлађење лопатице унутар њене структуре. Аутори у раду показују, анализом оштећења, да појаве прлина настају услед присуства топлотног нискоцикличног замора материјала узрокованом деградирањем површинског слоја заштитног премаза (корозија, ерозија, оксидација) све због високих температура радног флуида. У случају хлађења турбинских лопатица унутрашњим каналима могу се

створити велики градијенти промена температуре унутар танких и ослабљених зидова. Овакво тоplotно оптерећење је главни узрок настајања и ширења прслина и пукотина што је показано и радовима [17] и [18]. Облоге комора сагоревања гасних турбина, које су предмет истраживања у раду [19], су такође тоplotно оптерећене са високим тоplotним градијентима, услед присуства високе температуре радног флуида изнутра и хладне спољашње средине, који доносе високе нивое напона. Кућишта турбине такође могу бити јако тоplotно оптерећена. Рад [20] указује на интеракцију облика и расподеле температуре на самим структурама. У овом раду аутори су добили нагле промене температуре не само у зонама блиским каналима за хлађење структуре већ и у зонама наглих промена облика. Постоји разлика у температури у пределима који имају већу дебљину, јер су конструктивно ојачани, и предела који су танкозидни. Стога овај рад јасно указује да је настанак прслина узрокован градијентима промена температуре тј. тоplotним оптерећењем које је последица канала за хлађење и самог облика структуре.

Веома ретко су присутне конструкције које су само тоplotно оптерећене. Конструкције које раде у екстремним условима су најчешће и механички и тоplotно оптерећене, тј. трпе тоplotно-механичка оптерећења, као што су лопатице гасних турбина, клипови мотора са унутрашњим сагоревањем. У раду [21] аутори Liu, Wang и Liu приказују оваква оптерећења и радне услове који доводе до њих као и зависности резултата у односу на само механичка, само тоplotна или спрегнута тоplotно-механичка оптерећења. Рад веома лепо илуструје да ефекат тоplotно-механичких оптерећења на напонско стање конструкције може бити потпуно другачије у односу на ефекте од појединачних оптерећења и да не представља чисто суперпонирање појединачних напона. У случају излагања клипова мотора са унутрашњим сагоревањем само тоplotном оптерећењу, максимални напони се појављују на врху унутрашње коморе клипа. Слика 2.2 под а) показује расподелу температуре у степенима Келвина кроз главу клипа, док је на слици 2.2 б) приказана зона и величина максималног еквивалентног напона од $80,5 \text{ N/mm}^2$ који је последица чисто тоplotних оптерећења. Ако се клип изложи само механичким оптерећењима услед притиска, инерцијалних и латералних сила јавља се другачија критична зона у горњем делу наслона клипа са максималним

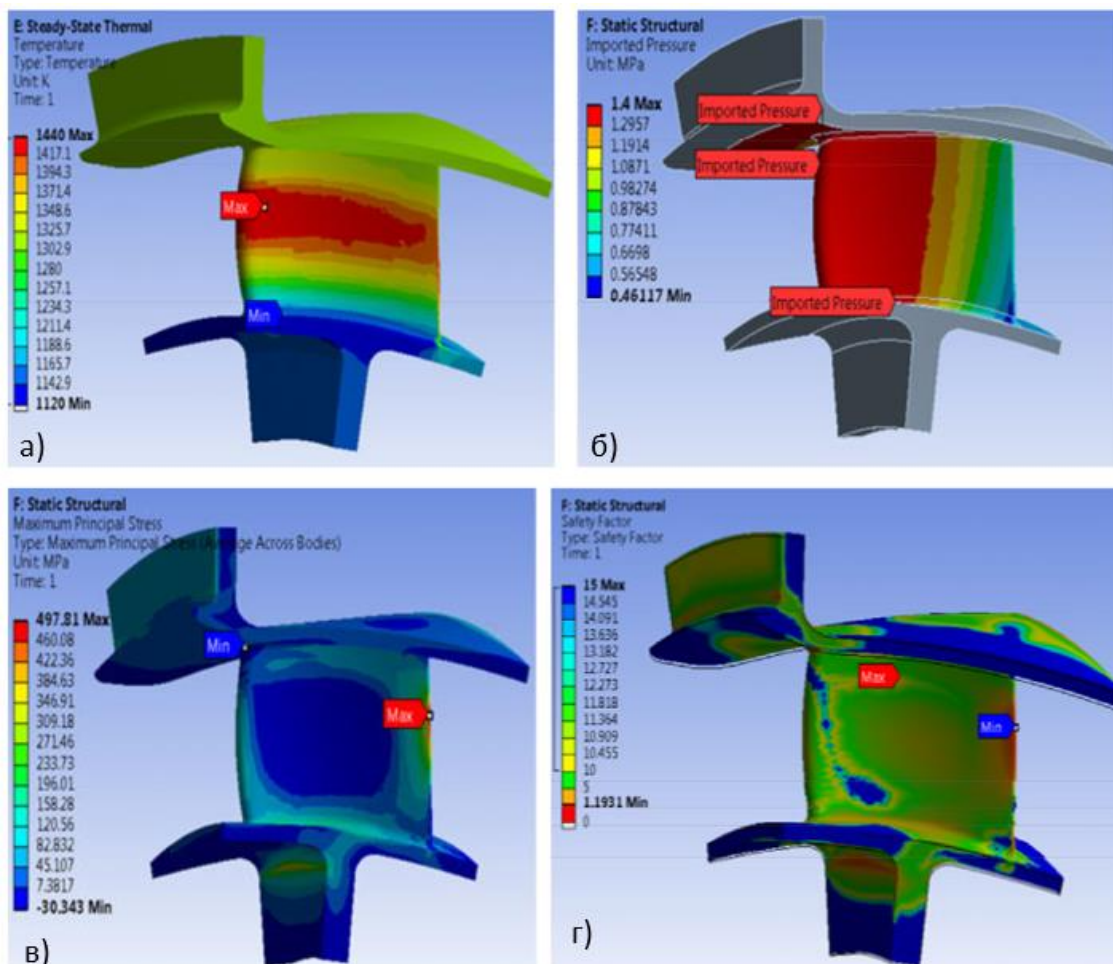
еквивалентним напонам од 158 N/mm^2 , слика 2.2 в). Интересанто је да у случају излагања клипа топлотно-механичком оптерећењу, што је реална ситуација у експлоатацији, максимални еквивалентни напон од 171 N/mm^2 се јавља на врху ослањања осовине. Ова зона се потпуно разликује од критичних зона које су последица појединачних оптерећења клипа и приказана је на слици 2.2 г). У литератури се може наћи широк спектар радова на тему топлотно-механичког оптерећења клипова мотора са унутрашњим сагоревањем [22],[23],[24],[3], [4], [11].



Слика 2.2. Глава клипа мотора са унутрашњим сагоревањем: а) расподела температуре у степенима Келвина, б) напонско стање услед топлотних оптерећења у N/mm^2 , в) напонско стање услед механичких оптерећења у N/mm^2 , г) напонско стање услед топлотно-механичких оптерећења у N/mm^2 [21]

У раду [25] спроведена је нумеричка топлотно-механичка анализа статорских лопатица за гасне турбине у циљу употребе керамике као основног материјала израде, слика 2.3. Разматрана су два конструкцијска решења и прорачуном је добијено да друго решење задовољава све структуралне захтеве. Стога је изведен

закључак да керамичке лопатице могу заменити постојеће металне без икаквих потреба за хлађењем и то са 62% мањом масом.



Слика 2.3. Статорска лопатица гасне турбине: а) расподела температуре у степенима Келвина, б) расподела притиска у N/mm^2 , в) напонско стање услед тоplotно-механичких оптерећења у N/mm^2 , г) расподела степена сигурности структуре [25]

У другу категорију радова спада рад [1] у коме су приказана оштећења која се јављају на зупчастим преносницима снаге као и сам модел методе FBD (Failure-based Design). На сличан начин спроведена су испитивања лопатица ветротурбине у чланку [26]. Опитни сто се опрема потребном мерном опремом и електроником за мерење индикатора радног процеса као и опремом за симулацију радних услова. Методологија за процес убрзаног испитивања целог радног века преносника снаге

ветротурбине приказан је у раду [27]. На примеру лопатица турбина [7], [28], [29], најчешће се нумеричком симулирају процеси струјања и опструјавања чиме се добијају радни услови лопатица. Потом се методом коначних елемената одређује напонско и деформацијско стање дела чиме се откривају критичне зоне на целокупној структури. Даљим поређењем са анализираним оштећењима издвајају се врло квалитетни закључци у циљу побољшања конструкције. Овај приступ је коришћен и за испитивање динамике и замора компресорских лопатица са узимањем у обзир интеракције структуре и радног флуида у чланку [6]. Механизми отказа делова који раде у екстремним условима рада су најчешће комплексни и представљају комбинацију два или више фактора који доприносе појави оштећења. На радни век лопатица могу значајно да утичу комбинације следећих механизма оштећења [2]: топлотни ниско циклични замор; топлотно-механички високо циклични замор; топла корозија; ерозија; оксидација; формирање микро прслина у процесу израде; настајање и ширење макро прслина; пузање материјала; појава pitting-a; појава fretting-a; удари страних тела; унутрашња оштећења структуре везана за промену саме кристалне структуре, стања и облика кристалних зрна итд.

Унутрашња кристална корозија може бити важан фактор који утиче на настајање прслина у лопатицама. У раду [30] рађена су испитивања са три узорка турбинских лопатица у циљу утврђивања појаве унутрашње корозије структуре. Сваки узорак је независно излаган агресивној средини, високој температури и алкалном окружењу, изврсно време, а потом су микроскопски анализирани површине лопатица. Закључак је да током континуалног излагања оваквој средини, долази до губљења карбида и појаве pitting-a унутар кристала и на границама кристала. Заједно са ефектом замора ове појаве узрокују унутрашњу кристалну корозију. Појава pitting-a даље доводи до стварања локалних зона концентрације напона које узоркују стварање микро прслина између кристала. Ширење прслина на крају резултира потпуним отказом турбинске лопатице. У чланку [7] аутори анализирају оштећења лопатица гасне турбине од 300 MW. Турбина је принудно угашена како би се нашао узрок одламања три лопатице и стварања значајних прскотина на осталим лопатицама. Оштећења су приписана комбинацији високих вибрација и високо цикличном замору. Металографска студија је показала да су преломи узроковани шупљинама које настају као последица ерозије материјала. Аутори из

Кине закључују да је високо циклични замор као последица вибрација најчешћи механизам оштећења радних кола и лопатица. Они кроз веома интересантан рад [10] дају преглед заморних оштећења разних турбина, компресора и њихових лопатица. Ова оштећења су изазвана структуралним или материјалним дефектом кроз процес израде, корозијом, ерозијом и другим ефектима који доводе до локалне појаве концентрације напона и последичног настајања заморних прелина. Топлотни механички замор [17] је узрок настајања и ширења прелика на статорској лопатици гасне турбине од 70 MW. Потпомогнут је стварањем слоја карбида на површини структуре који значајно мења својства у зонама високих топлотних напона. Још један пример настајања прелина на лопатицама изазваних високим топлотним напонима у неповољној средини са утицајем корозије и оксидације дат је у раду [31]. Пузање у комбинацији са претходним ефектима корозије и ерозије може бити довољан узрок отказивања лопатица током дужег временског периода, као што је приказано у чланку [28]. Парне и гасне турбине углавном раде у условима где је неминовно усисавање чврстих честица из спољне околине. Због великих брзина струјања радног флуида кроз систем, чврсте честице подлежу утицају инерције и одступају од путање ударајући у површине лопатица стварајући ефекат хабања. Хабање даље изазива повећање храпавости на површинама нападних и излазних ивица лопатица. Аутори у раду [32] су посебним методама и микроскопима скенирали површине лопатица. На добијеним сликама уочавају се механизми хабања, тј. могу се јасно видети зоне оксидације, корозије, спољне честице залепљене на површ лопатице, делови под утицајем pitting-a, неправилних шупљина итд. Хабање са интензивним грејањем присутно је и код кочионих дискова моторних возила [33].

Трећа група радова односи се на примењене експерименталне и нумеричке методе у циљу анализе и добијања резултата стања и понашања структуре. У аутомобилској индустрији један од примера јесте клип мотора са унутрашњим сагоревањем, за кога су карактеристична оптерећења услед повишеног притиска и температуре. У циљу коришћења композита (Al/SiC-Gr) као материјала за клип, у истраживању које су спровели Sonar & Chattopadhyay [11], поступак анализе стања и понашања структуре спроведен је:

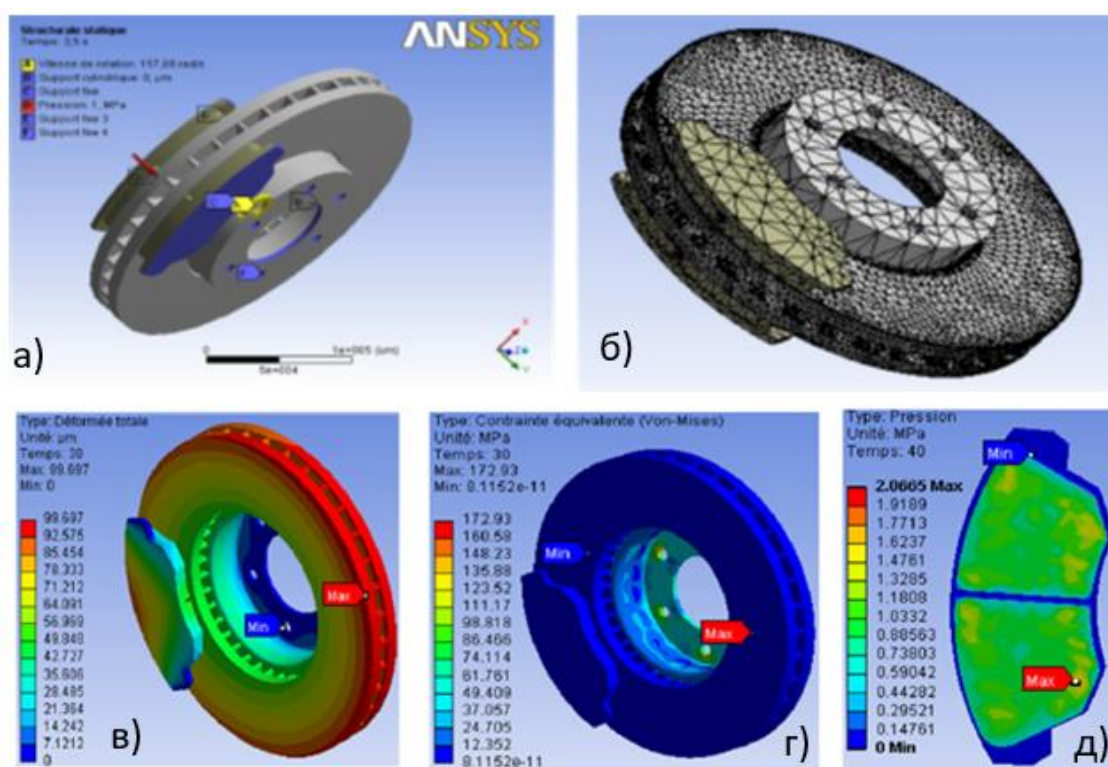
- моделирањем геометрије у софтверском пакету CATIAV5,
- нумеричком анализом расподеле температурних поља клипа са потпрограмом софтверског пакета ANSYS и
- нумеричком анализом напонског и деформацијског стања клипа у потпрограму софтверског пакета ANSYS.

Потпрограми су базирани на методи коначних елемената а у оквиру анализе напонског стања унета су оптерећења од инерцијалних сила, притисака и температурних поља. Аутори су показали поред главног циља да поменути композит даје боље резултате у погледу радног века клипа и то да су понекад топлотна оптерећења, односно напони услед утицаја топлоте, значајније већа од механичких.

Радови на ову тему су интересантни и репрезентативни са становишта симулације расподеле топлоте кроз структуру клипа. Најчешће се емпиријском једначином Nohenberg-a [14], [34] проналазе топлотни коефицијенти конвекције за сваки од сегмената клипа, а онда се добијене вредности преносе у модел као гранични услови на одговарајуће површине уједно са вредностима очекиваних температура на тим површинама [3], [22]. Топлотном анализом добија се расподела температуре у свакој тачки клипа која са механичким оптерећењем од притисака и инерцијалних сила даје комплетну слику стања и понашања топлотно-механички оптерећеног клипа [4], [21], слика 2.2.

Дискови кочионих система су такође један од примера конструкција у екстремним условима рада у аутомобилској индустрији. Они су изложени контактним притисцима, приликом кочења од стране кочионих плочица, који су директно пропорционални интезитету кочења. При процесу успоравања возила ствара се сила трења која загрева цео склоп, стога су дискови јако температурно оптерећени. У циљу што ефикаснијег одвођења температуре дискови се могу додатно хладити струјањем ваздуха кроз одређене отворе. У истраживањима које су спровели Ali Belhocine & Mostefa Bouchetara [35][33][36][37] процедура за налажење напонског стања и расподеле контактеног притиска се састојала из две целине. Прво је направљен сегментни модел за симулацију опструјавања ваздуха око целог склопа,

у ANSYS-овом подпрограму CFX са мрежом од око 200 000 елемената, у циљу добијања података о хлађењу диска. Затим, са добијеном расподелом топлотног коефицијента конвекције, температуром и познатом нормалном силом притискања плочица о диск, анализирана је расподела напонског стања, контакног притисака и деформација целог склопа, у потпрограму Static Structural са мрежом од око 100 000 елемената (слика 2.4). Њихова анализа, базирана на узајамном коришћењу више нумеричких симулација, показује стање дискова и плочица приликом процеса кочења и потврђује да вентилирајући систем повећава издржљивост структуре на високу температуру услед трења.

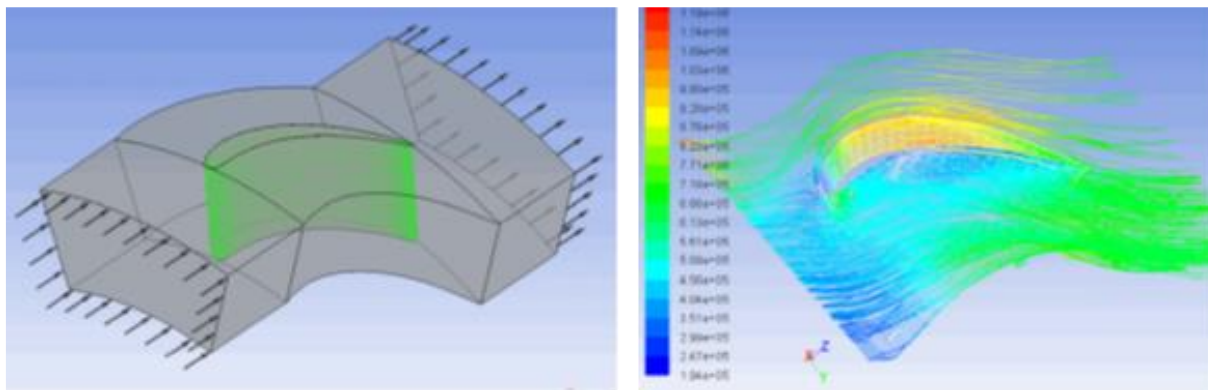


Слика 2.4. Склоп кочнице: а) 3D модел, б) прорачунска мрежа, в) деформације, г) еквивалентни напони, д) притисак на плочици [33]

Лопатице турбина у ваздухопловству такође представљају пример конструкција које раде у екстремним условима. Постоји више истраживања на ову тему која су, у циљу долажења до оптерећења, температурних поља и радног века, користила нумерички подржане софтверске пакете [38][17]. У истраживању које су спровели Sadowski & Golewski [16], у циљу повећавања температуре радног флуида или

повећања топлотне издржљивости ваздухопловних мотора, извршена је анализа утицаја керамичке топлотне баријере (од 0,5 mm) на расподелу температуре кроз материјал лопатице (inconel 713) користећи следећа два нумеричка модела:

- CFD (Computational Fluid Dynamics) модел струјања у ANSYS Fluent модулу, како би се добило температурно поље продукта сагоревања око лопатице (слика 2.4.) и



Слика 2.5. CFD модел (лево) и слика струјања око статорске лопатице (десно)

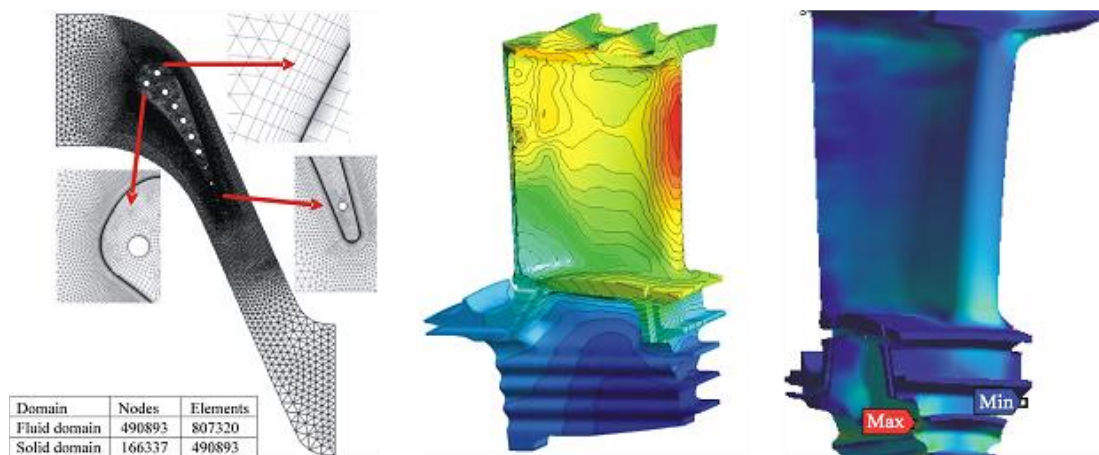
[16]

- CSM (Computational Structural Mechanics) модел, са мрежом од око 130 000 елемената, у софтверском пакету ABAQUS, у циљу добијања расподеле температуре кроз материјал лопатице (слика 2.1.).

Истраживање је базирано на анализи лопатице са и без заштитног слоја и показује да делови мотора који су премазани слојем керамике могу безбедно радити при температурама радног флуида изнад 1 000 °C. С друге стране премазивање слојем керамике има за последицу значајније повећање радног века оваквих делова при постојећој температури радног флуида.

Постоји занимљиво истраживање које су спровели Мајјид & Мохаммад [15], на тему лопатица и заштитних превлака, у оквиру којег су и структура и радни флуид укључени у исту симулацију у пакету ANSYS CFX. Ова процедура је знатно поузданија и тачнија од симулација које подразумевају одвојено коришћење CFD и CSM модела. С друге стране овакав тип приступа подразумева веће моделе, са мрежом која има значајно већи број елемената, што захтева веће хардверске и временске ресурсе. У поменутом истраживању, домен флуида садржи око 800 000

елемената, а домен чврстог тела око 500 000 елемената, слика 2.6. Истраживање показује да расподела температуре лопатице и њени градијенти промена представљају најбитнији фактор који диригује радни век лопатице.



Слика 2.6. Мрежа, расподела температуре и напонско стање лопатице [15]

У чланку [39] приказан је пројекат турбо млазног мотора где радни флуид погони турбину на брзинама од 60 000 о/min производећи силу потиска. За његово пројектовање коришћена је CFD анализа струјања кроз секцију компресора у циљу добијања расподеле брзине струјања и вредности притисака у зависности од масеног протока и брзине ротације. У раду [40] је коришћена иста нумеричка анализа у циљу оптимизације облика центрифугално компресора како би се смањили вртлози у струјању. Детаљна анализа топлотних ефеката у млазници ракете је спроведена у раду [41]. Аутори су показали да су тримери за контролу ракете значајно термички оптерећени и у ту сврху су идентификовали расподелу температуре и пренос топлоте како би се нашло решење за спречавање деградације материјала у њима. Ове и остале CFD анализе за лопатице ветротурбина [42],[26], валидацију тестова у аеротунелу [43] или карактеризацију Теслиних турбина [44][45], најчешће се користе у пројектовању делова или за одређивање струјних параметара и њихове интеракције са структуром.

CSM анализа је базирана на методи коначних елемената и најчешће се користи за одређивање стања и понашања структуре, односно за одређивање расподеле температуре, модалну анализу структуре или за одређивање напонског и деформационог стања делова. Поред претходних примера може се истаћи и

истраживање [6] где је успостављен модел лопатице компресора, укључујући анализу динамичког одзива и симулацију струјања с нумеричком интеракцијом флуида и структуре, како би се идентификовали узроци неуспеха и спречило отказивање лопатица. Аутори закључују да хармонска резонанца првог реда која се јавља на критичним брзинама доприноси отказу лопатице.

Мултифункционална преграда је део гасогенератора и као таква је изложена је утицају струјања релативно хладног ваздуха са једне и врелих продуката сагоревања са друге стране. Пошто се налази у самом центру гасогенератора у веома узаном простору није могуће увести мерне инструменте како би се одредили радни услови. Проблем одређивања радних услова врло комплексан и непредвидив, а поступак анализе захтева коришћење CFD и CSM метода. У раду се користи приступ где се нумеричке симулације струјања, расподеле топлоте, напонског и деформацијског користе независно с тим да се повезују резултати између њих. Ако би се требало извући један рад који је насличнији по алгоритму прорачуна и сличности радних услова то би била референца аутора Pratharanyaka и BalaVenkata [25], слика 2.3.

ПОГЛАВЉЕ
3

ОПТЕРЕЋЕЊА У ЕКСТРЕМНИМ УСЛОВИМА РАДА

3.1. Врсте оптеређења у експлоатационим условима

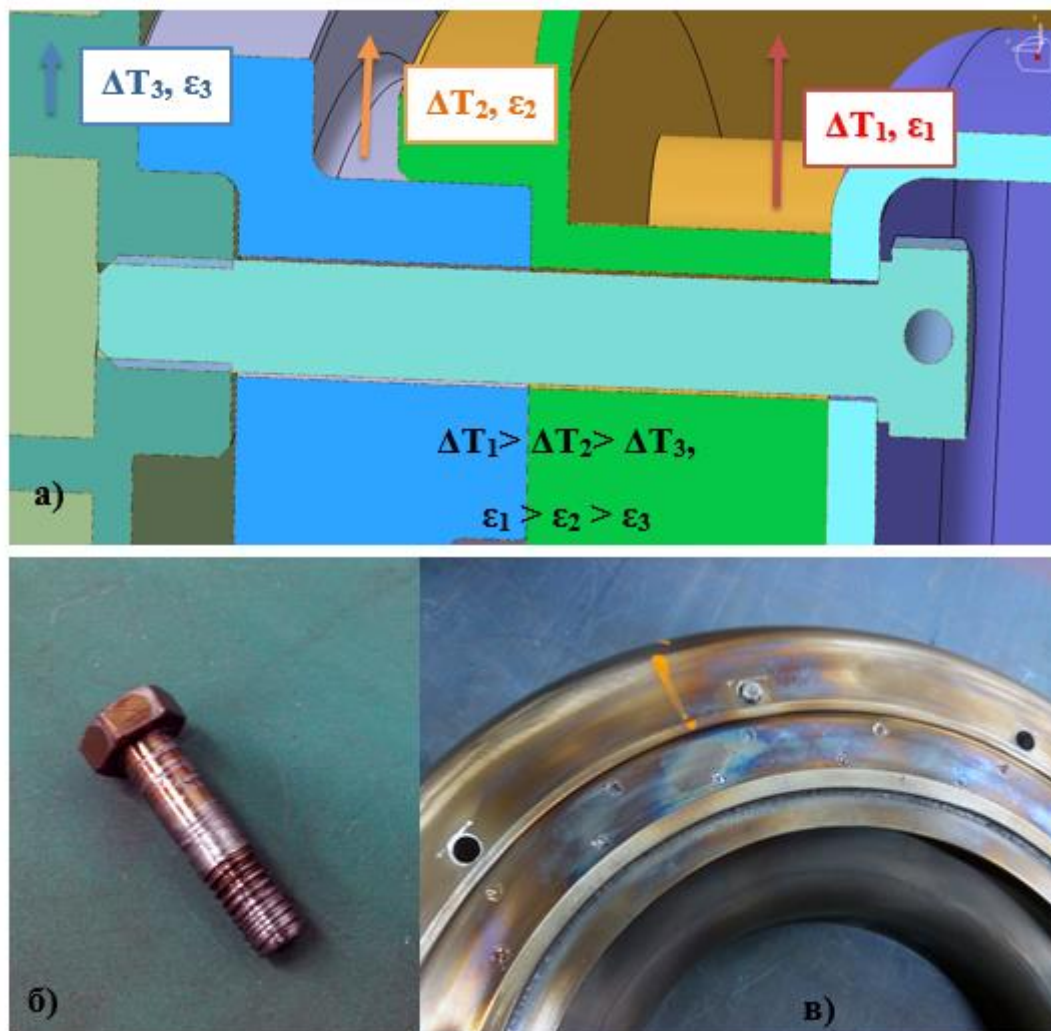
У току експлоатације делови структуре могу бити изложени следећим оптеређењима:

- механичка оптеређења (спољашња и унутрашња);
- топлотна оптеређења;
- хемијска и оптеређења која су последица својстава околине;
- структурна оптеређења везана за промену саме кристалне структуре, стања и облика кристалних зрна.

У екстремним условима рада присутна су готово сва ова оптеређења у међусобној интеракцији и у најоштријим режимима њиховог настанка. У примерима који се у даљем раду анализирају, ова интерактивност је једно од основних полазишта у анализи стања.

Механичка оптеређења су углавном последица деловања спољашњих сила и момената. Могу бити статичка, динамичка или ударна по својој природи. Код великог броја општих машинских делова за позната механичка оптеређења постоје разрађени аналитички модели прорачуна. То су вратила која преносе обртни момент и попречне силе, зупчаници који преко бокова зубаца преносе одговарајуће обртне моменте, клинови, спојнице, каишеви итд. Осим ових спољашњих оптеређења која долазе од радних отпора који машина савладава вршећи користан рад, у унутрашњој структури могу бити индукована значајна унутрашња оптеређења која могу бити последица многобројних утицаја. Разврстана у две групе, ова унутрашња оптеређења могу бити индукована самим радом структуре у систему или међусобним односом делова у склоповима. Оптеређења индукована радом система настају услед промене облика дела, позиције дела или тачке деловања оптеређења. Дебаланси ротационих система на еластичном вратилу су један од примера. Ако је вратило недовљно круто и мења своју еластичну линију у току рада, сав дебаланс који је сведен на дозвољене границе у процесу балансирања на референтном броју обртаја ротора губи свој центар масе. Односно, тачка у којој се налази дебаланс мења своју позицију у односу на осу ротације (повећава

полупречник) што индукује промену баланса система и уноси нове силе. Ово се превазилази процесом уравнотежавања на радним режимима, што у случају машина које раде при екстремним брзинама ротације постаје комплексан и захтеван процес. Још један од примера је у гасогенераторима где се услед топлотно-механичких оптерећења мењају облици појединих делова. Ако промене облика делова утичу на струјну слику унутар гасогенератора могу се индуковати одређена нова оптерећења, која нису предвиђена у процесу пројектовања. Ово је конкретно случај са мултифункционалном преградом која је објекат истраживања ове тезе. У акси-радијалним лежајима радијалне силе, које лежаји преносе, индукују и компоненте аксијалних сила које могу значајно променити радни век лежаја. Оптерећења која су последица начина везивања и ослањања су такође веома битна кад се разматрају сложени машински системи. Један скуп ових утицаја је у вези са одступањем геометрије делова и склопова, која индукују еластичне деформације и додатна оптерећења делова. Добро прописане толеранције димензија и облика доприносе њиховом смањењу али нема гаранције да она буду у потпуности отклоњена. Други скуп ових оптерећења може настати услед разлике у топлотном ширењу спојених делова или услед ометаних еластичних деформација. Један пример оваквих оптерећења нашао се на једној од варијанти мултифункционалне преграде. Наиме, мултифункционална преграда (релативно топла структура) везивала се у систем неподешених завртњева по свом ободу, слика 3.1. Завртњи су притезали преграду преко статора турбине (још топлији део) на дифузор (релативно хладна структура). Услед топлотног ширења структуре осим промене уздужне силе у завртњу остварене притезањем, завртњи су били оптерећени и на савијање. Завртњи су трајно деформисани на савијање, а због малог зазора у отворима, на стаблу је настало гњечење и заглављивање у отворима. Трајна деформацја стабла је онемогућила њихову демонтажу.



Слика 3.1. Оштећења на завртњу услед недовољног пречника отвора у деловима и разлике у топлотном ширењу: а) притезање завртња кроз 4 дела с тим што се делови различито загревају и шире, б) бочна оштећења завртња након експлоатације, в) покидан завртањ услед немогућности демонтаже због деформација стабла

Топлотна оптерећења настају услед неравномерне расподеле температуре у структури. Димензије делова се мењају пропорционално промени температуре, па уколико постоје запреминске зоне које су различитих температура и њихове топлотне деформације биће различите. Ова разлика у деформацији изазива промену основног облика конструкције (конструкција се неравномерно шири) и на основу Хуковог закона јављају се одговарајући напони пропорционални разлици деформација. Што је градијент промене температуре стрмији између ових зона то

су наповини виших вредности. У случају хлађења конструкција које раде при екстремним температурама јавља се нагла промена температуре кроз материјал. Што је структура тањих зидова утолико је градијент промене температуре виши и врло лако се могу достигнути вредности напона које су изнад дозвољених и настати локалне прслине или недозвољене локалне деформације дела.

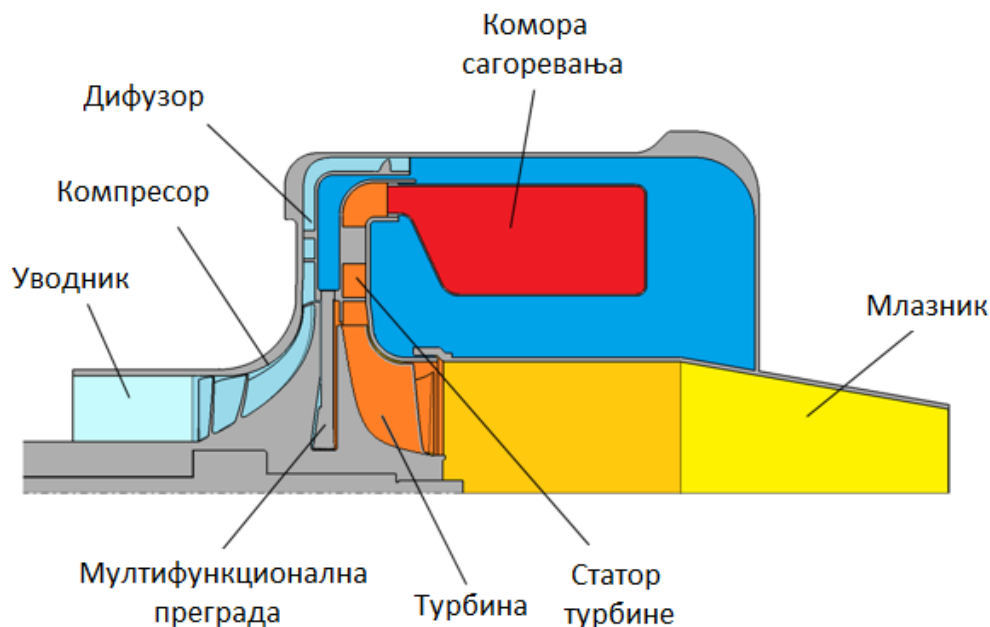
Поједина *оптерећења могу бити последица својстава околине*. Уколико је средина абразивна и пуна нечистоћа могу се јавити удари страних тела који додатно хабају радне површине делова чиме се даље мења расподела оптерећења. Оваквим оптерећењима су изложене лопатице радних кола парних и гасних постројења, зупци зупчаника, разне пумпе и др. У неким случајевима се могу увести одговарајући филтери како би се овај утицај смањио и свео на минимум, али у раду ваздушно реактивних мотора изнад пустиња могу се предвидети утицаји ових оптерећења само скраћењем времена ремонта мотора. На појединим деловима који раде у екстремним условима могу се јавити промене на површинама услед *хемијских појава* корозије и оксидације са последичном ерозијом. Ове појаве остављају микро кратере који се временом развијају у микро-прслине јер представљају изворе концентрације напона.

Структурна оптерећења доводе до промена у структури материјала, у првом реду до његове деградације. Бројни су утицаји који до овог стања могу довести, нарочито код неметалних материјала. И код металних материјала, на пример код челика, дуготрајно излагање утицају топлоте уз интензивно струјање флуида, као што је случај са лопатицама турбина, доводи до деградирања структуре материјала. Осим тога структурне промене углавном су последица дуготрајне експлоатације. Код многих делова конструкција, радни век је ограничен опасношћу од структурних промена.

3.2 Услови рада гасогенератора

Гасогенератор представља систем који свој радни процес заснива на термодинамичком Брајтоновом циклусу који се одвија кроз одређене фазе и секције. Стога, гасогенератор се може разматрати као функционални систем следећих основних целина (слика 3.2, 3.4):

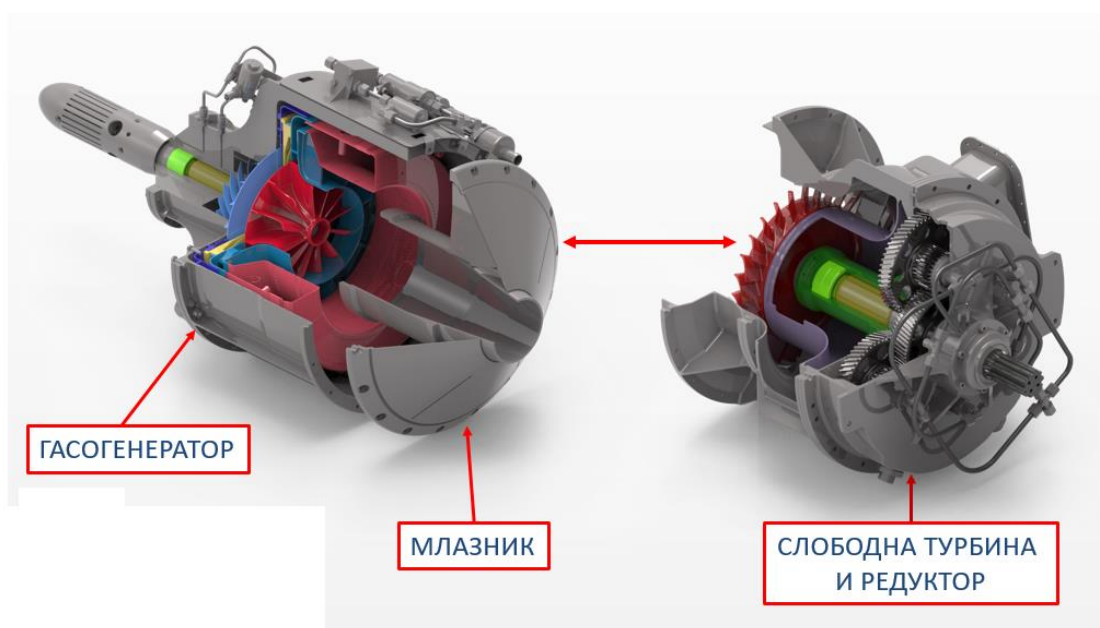
- секција уводника,
- компресорска секција,
- дифузорска секција,
- секција мултифункционалне преграде,
- секција коморе сагоревања,
- секција статора турбине,
- турбинска секција и
- секција млазника/дистрибутера/слободне турбине.



Слика 3.2. Основне целине турбо-млазног мотора кроз које се одвија Брајтонов циклус

Кроз секцију уводника ваздух се смирује, прилагођава и доводи до компресорске секције. Овде се врши сабијање ваздуха, радног флуида, чиме се подиже укупни притисак у мотору. Затим се струја успорава, исправља и прилагођава наредној

секцији кроз дифузор. У комори сагоревања флуиду се доводи енергија процесом сагоревања горива и компримованог ваздуха на највишем притиску [46],[47],[48]. Врели продукти сагоревања се кроз статор турбине убрзавају и усмеравају на лопатице турбине. Она троши један део енергије радног флуида на покретање компресора, чиме чини гасогенератор самоодржив у току рада. Преостали део енергије се користи за формирање излазног млаза продукта сагоревања и он представља користан рад који се може даље употребити на више начина. Најчешће су то употребе у циљу остваривања реактивне силе потиска (турбо млазни мотор) или механичке снаге (турбо вратилни мотор).

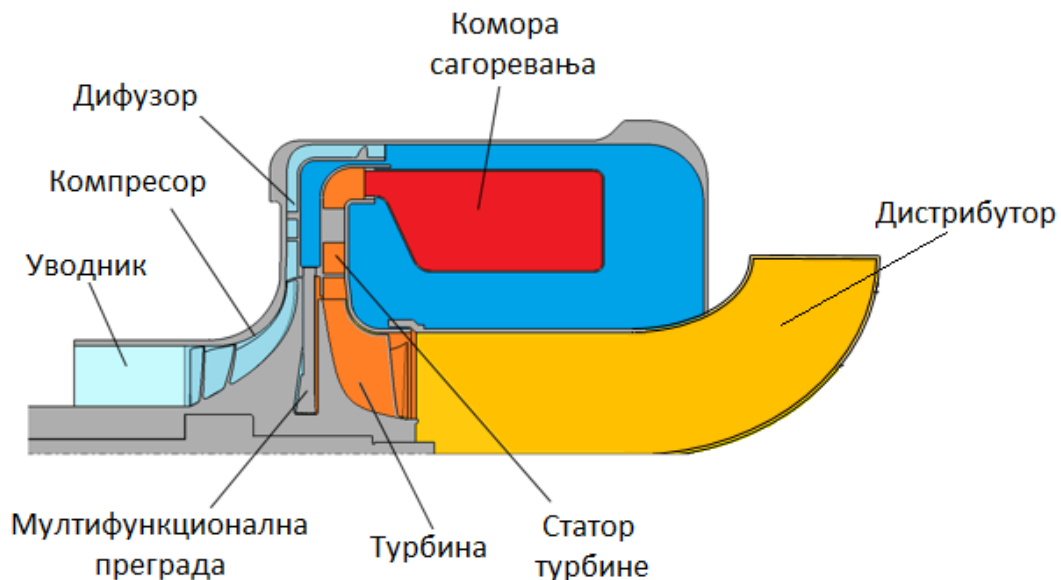


Слика 3.3. Гасогенератор са млазником (лево) као турбомлазна варијанта мотора и секција слободне турбине (десно) за турбо вратилну варијанту

У варијанти турбо млазног мотора струја радног флуида се након турбинске секције убрзава кроз млазник чиме се ствара реактивна сила излазних гасова – потисак мотора (слика 3.3 лево). У варијанти турбо вратилног мотора снага мотора се добија додавањем секције “слободне“ турбине уместо млазника. Излазна струја продукта сагоревања из гасогенератора се користи за покретање слободне турбине која, преко редуктора, даје одређени обртни момент на излазном вратилу у циљу савладавања оптерећења радне машине (слика 3.3 десно). На овај начин се радном

флуиду одузима сва енергија и он се испушта кроз издувнике у околну средину. Оваква концепција мотора се користи за погон класичних концепција хеликоптера, елисе авиона и др. Снага се може извући и директним везивањем на вратило гасогенератора, с тим што турбина мора бити значајно већих димензија од компресора како би покупила сву корисну енергију радног флуида. Један део енергије се користи за погоњење компресора, а други за погоњење радне машине преко редуктора. Због овога се за њу користи термин „везана“ турбина.

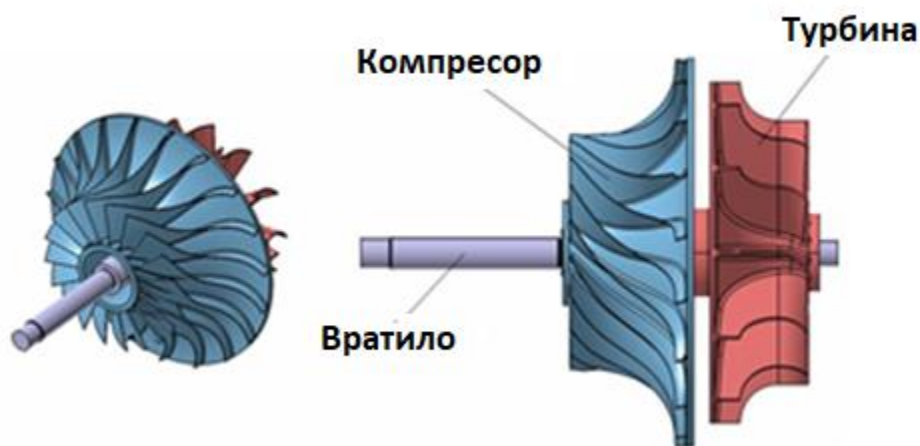
Међутим постоје и други начини експлоатације гасогенератора као што је пример tip-jet хеликоптера. Гасогенератор, за потребе пропулзивног блока хеликоптера, не садржи млазник већ уместо њега постоји секција дистрибутера. Гасогенератор представља чист извор радног флуида који са собом носи корисну енергију. Дистрибутер је део кућишта гасогенератора који има задатак да подели струју на два једнака дела и уз минималне губитке их усмери ка лопатицама. Гасогенератор са дистрибутером је приказан на слици 3.4.



Слика 3.4. Основне целине гасогенератора са дистрибутером

Мотор је пројектован за релативно малу снагу од 200 kW, односно мали потисак од 1000 N, а развијан је за потребе tip-jet хеликоптера. Димензије мотора и његова маса су инверзно пропорционалне броју обртаја на којима су пројектовани радни режими. Гасогенератор је пројектован за максимални радни режим од 62 000 o/min

што је резултирало конструкцијом масе око 30 kg. Карактеришу га једностепени радијални ротори, компресор и турбина. Они су постављени тако да су им дискови (леђа) окренути један ка другом и позиционирани су на истом вратилу, слика 3.5. Лежаји су смештени испред компресора тако да ротори стоје на препусту, што за собом повлачи знатно динамички захтевнији роторски склоп. Добра особина је што су лежаји у хладаној зони и имају одговарајуће хлађење које им обезбеђује већи радни век. За моторе са оваквим међусобним положајем компресора и турбине се каже да представљају тзв. "back-to-back" концепцију [49][50][51].



Слика 3.5. Међусобни положај компресора и турбине на вратилу гасогенератора

3.3 Радни услови преграде

Као што је претходно објашњено ова back-to-back концепција подразумева радијални компресор и радијалну турбину окренути леђима. Могу се пројектовати тако да су компресор и турбина једна целина или су потпуно независни делови постављени на истом вратилу. У првом случају јединствене целине они се израђују као јединствен одливак – моноротор. Он са собом носи предност у смислу једноставније уградње, руковања и загарантованог међусобног положаја. Међутим, разлика у пречницима и самом струјању ваздуха кроз њих за собом повлачи високе аксијалне силе на лежајном склопу, већу масу (јер материјал компресора диригује турбина) и теже заптивање хладне компресорске и вреле турбинске зоне.

Компромисно решење је уградња раздвојених ротора на што мањем међусобном растојању. Компресор се најчешће израђује од лаких легура алуминијума како би се смањила маса целог ротора, док се турбина прави од специјалних легура никла. Ова варијанта захтева присуство стационарног дела између компресора и турбине барем из два разлога, заптивања овог простора и топлотне заштите компресора пошто је он израђен од легура које не подносе високе температуре са турбине. Гасогенератор, који је предмет разматрања у дисертацији, представља ову back-to-back концепцију и пројектован је модуларно, тако да може да се користи у сврхе гасогенератора (са дистрибутером) за tip-jet хеликоптер, турбо млазног мотора (са млазником) и турбо вратилног мотора (са секцијом слободне турбине) за класичне концепције хеликоптера. Из овога разлога турбина која погони компресор је мањих димензија у односу на њега. Са овиме се ствара велика аксијална сила на лежајном склопу овог ротора јер струјање ваздуха на вишем притиску око компресора, који има већу леђну површину, даје већу компоненту аксијалне силе од струјања ваздуха око турбине која је на нижем притиску и са мањом леђном површином. Преграда везана за кућиште гасогенератора утиче у значајној мери на разлику у аксијалној сили и отклања потребу за уградњом лежајног склопа знатно веће аксијалне носивости. То је још једна улога преграде јер олакшава услове рада лежаја и омогућава уградњу комерцијалних лежаја. Ово су разлози зашто је уведена иновативна конструкција мултифункционалне преграде у систем гасогенератора и управо она представља предмет истраживања ове докторске тезе.

Мултифункционална преграда је стационарни део гасогенератора смештен у узаном простору између компресора и турбине као што је приказано на слици 3.2. За преграду су карактеристични следећи радни услови:

- релативно високи притисци с обзиром на њене димензије чија је расподела непозната;
- висока температура која долази са турбинске стране;
- велики градијенти промена температуре аксијално у узаном простору између ротора компресора и турбине и у правцу радијуса ротора;
- утицај близине делова који ротирају високим брзинама;

- ограничен простор који не оставља пуно могућности за решавање везе, са осталим деловима, која неће утицати нити оптерећивати осталу структуру мотора и обратно;
- неприступачна позиција у центру мотора која не оставља простора за одређивање оптерећења мерењем параметара струјања радног флуида нити за каснија праћења понашања структуре;
- минимална дебљина и мала маса као један од битних фактора ваздухопловних конструкција;
- оптималан облик који задовољава потребе чврстоће и још строжије потребе крутости;
- постојаност, радни век и поузданост у раду.

Поред свих претходно наведених радних услова, потребно је да преграда континуално испуњава 4 функције у току рада гасогенератора. Стога, преграда представља део који своје функције извршава у екстремним условима рада. Само конструкцијско решење преграде је велики изазов за инжењера, у смислу конструисања оптималног облика структуре и њене уградње, као и за научника ради дефинисања понашања, интеракције радног флуида и структуре и налажења појава које владају у овом простору.

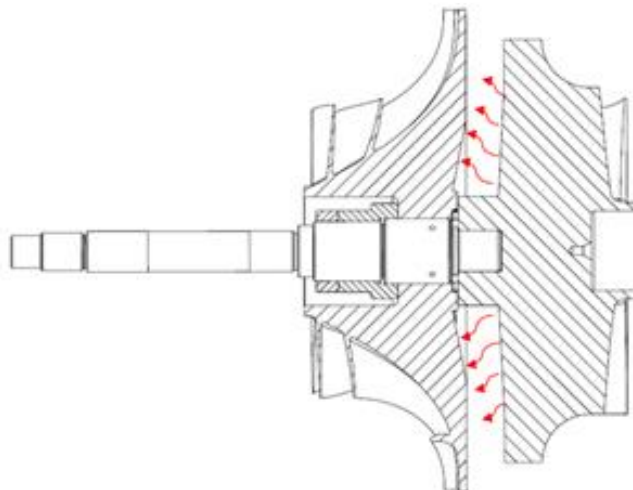
3.4 Функције и оптерећења преграде

Постоји потреба за четири функције које преграда мора испуњавати током свог рада: две основне и две специјалне. Основне функције су последица одабране "back-to-back" концепције мотора и од круцијалног су значаја за функционалан и ефикасан рад мотора. Специјалне функције су карактеристичне за гасогенераторску варијанту и последица су одређених димензија, приступачности технике и технологије на нашем простору. Свакако нису ништа мањег значаја за функционалан рад гасогенератора и повећање његовог радног века. У наредном тексту је дато неколико конструкцијских детаља који директно утичу на облик и функције мултифункционалне преграде.

Дужина препуста, центра масе ротора од најближег ослонца - лежаја, директно утиче на ротординамику, расподелу оптерећења на вратилу и лежајима као и на деформације. Већи препуст даје већа оптерећења и померања делова ротоског склопа што представља непожељне ефекте. Поред тога, да би се остварило квалитетно уравнотежавање ротора потребно је да дужина препуста буде што мања. Због наведеног потреба за што мањим препустом и масом је стално присутна и тражи минимално растојање између компресора и турбине. Како би се овај утицај смањио компресор је израђен од лаке легуре. Изабрана је легура титанијума и алуминијума, Ti-6Al-4 [52], [9] јер има подједнако добра механичка својства као специјалне легуре челика, чиме одолева јаким центрифугалним силама које су последица екстремних брзина ротације. Овиме се смањује маса ротора и приближава центар масе ослонцима. Смањењем међусобног растојања компресора и турбине, центар масе турбине се помера ка ослонцу чиме се такође смањује препуст ротора. Међутим смањивање овог растојања оставља узан простор за смештање конструкције преграде, а с друге стране тражи ефикаснију топлотну заштиту компресора и ефикасније заптиваче. Стога, проблем конструкцијског решења преграде постаје комплексан и тражи одговарајуће компромисно решење што мањих димензија при максимално искоришћеним функцијама.

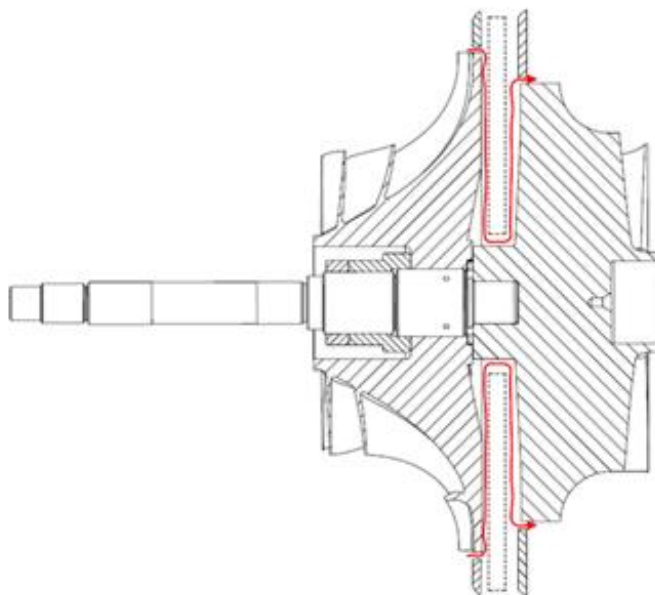
Турбина је део гасогенератора који ради на екстремно високим температурама од 700-800 °C и екстремним брзинама ротације, па се из тих разлога користи супер легура Inconel 100. Ова легура задржава напон течења од око 900 N/mm² на поменути температурама. Проблем се јавља у топлоти коју турбина одаје околним деловима гасогенератора. Нарочито је проблем за компресор који је јако оптерећен и не дозвољава високе температуре, јер му нагло опадају механичке карактеристике материјала са порастом температуре. Ова топлота намеће потребу за повећањем растојања између компресора и турбине како не би дошло до његовог загревања што је у супротности са потребом за минималним препустом. Решење је нађено у стационарној прегради која штити компресор од топлоте коју одаје турбина.

Стога је прва основна функција коју преграда треба да испуни топлотна заштита компресора од зрачења турбининске секције, слика 3.6.



Слика 3.6. *Функција топлотне заштите компресора*

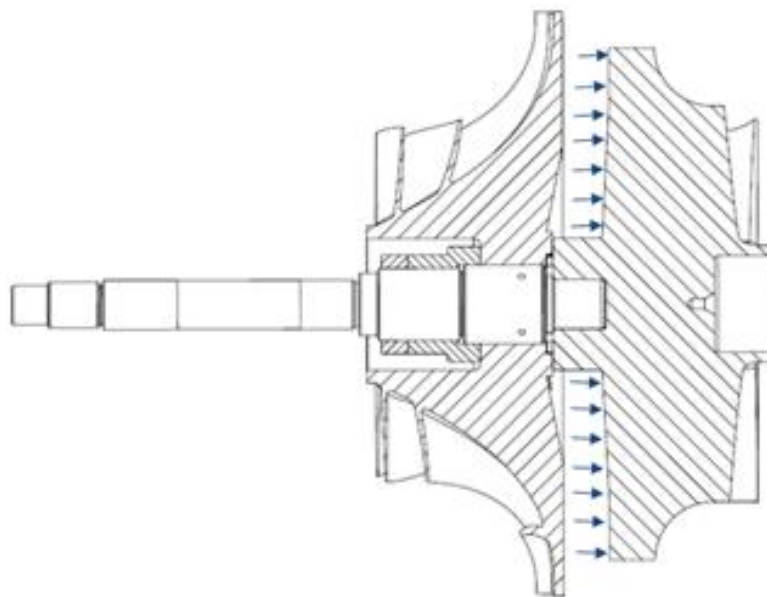
Друга основна функција је заптивање простора између зазора дифузора и компресора са једне стране и зазора статора и ротора турбине са друге стране, слика 3.7. Ови процепи морају постојати услед радијалних деформација ротора које су последице центрифугалне силе услед ротације и топлоте коју доноси радни флуид. Радни флуид има тенденцију “цурења“ из компресорске зоне, релативно хладне зоне на високом притиску, ка турбинског секцији, топлој зони која је на нижем притиску. Не постоји начин да се заптивање изведе у поменутим процепима на дужинама од пар милиметара па стога, као решење преостаје да се заптивање изведе на самој прегради. У овом случају могуће је само бесконтактно заптивање које се остварује применом малих зазора (0,1-0,2 mm). Поред чврстоће коју преграда мора задовољити, бесконтактно заптивање намеће и захтеве за крутошћу који су знатно ригорознији. Не само да деформације морају остати у границама да се обезбеди бесконтактно стање стационарне преграде и ротационих делова већ морају бити испод захтева за потребном величином заптивног зазора. Заптивање контактним заптивкама није могуће због високих температура које долазе од турбине и екстремних брзина ротације. Ова функција је од кључног значаја за смањење губитака и високу ефикасност.



Слика 3.7. Функција заптивања

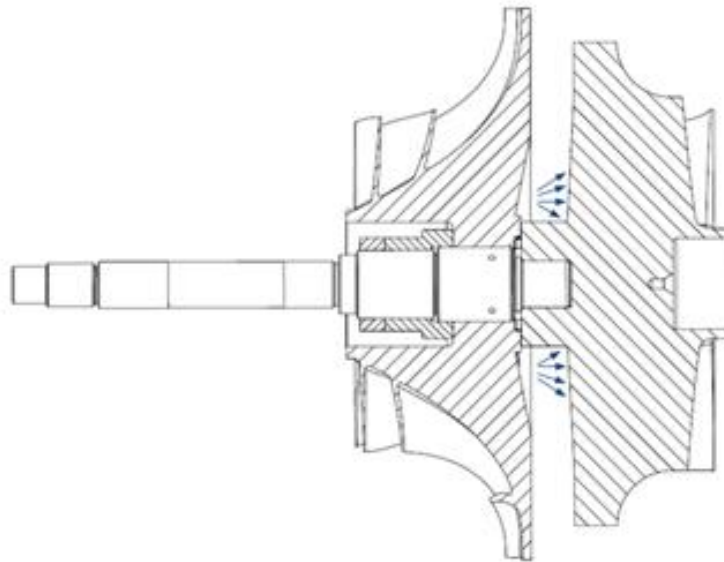
Од секундарних функција значајнија је смањење резултујуће аксијалне силе на ротору, која преко радног века лежајног склопа директно диригује радни век целог гасогенератора. Како је овај склоп развијан за потребе гасогенератора, турбина је димензија довољних само за погон компресора, а сва преостала динамичка енергија флуида се користи за генерисање силе потиска. Ово за последицу има да је диск турбине значајно мањег пречника од диска компресора. Пошто су статички притисци у компресорској секцији већи у односу на турбинску, а при томе је пречник компресора већи од пречника турбине, долази до индуковања значајне аксијалне силе, на роторском склопу у смеру од турбине ка компресору, која оптерећује лежајни склоп. Да би се добио захтевани радни век лежајног склопа, смањење резултујуће аксијалне силе на ротору се показало као неизбежно. Идејно решење се нашло у довођењу ваздуха на највећем притиску, из секције коморе сагоревања иза дифузора, на диск турбине, слика 3.8. Овим се повећава компонента аксијалне силе која делује на диск турбине што даље смањује укупну аксијалну силу на ротору. Како се преграда налази у овој зони иза диска турбине, довођење ваздуха се може спровести једино кроз њу, па је тако један од услова које треба да испуни преграда и смањење аксијалне силе на ротору. У случају непостојања преграде укупна аксијална сила која оптерећује ротор је 2800 N, што представља оптерећење које лежајни склоп не може пренети. Жељено смањење аксијалне силе

је на 400 N чиме би се добио задовољавајућ рад век оптерећенијег лежаја који преноси и аксијално и радијално оптерећење.



Слика 3.8. *Функција смањења резултујуће аксиалне силе на ротору*

Да би се повећала издржљивост и степен сигурности турбине, а самим тим и њен радни век, неопходно је обезбедити њено хлађење. Пошто се са повећањем температуре снижавају механичка својства материјала, смањивањем температуре у зони где су највиши напони добија се већи дозвољени напон материјала, а самим тим и већи степени стигурности и радни век. Концентрација напона на турбини се јавља у подножју њеног диска па је стога турбину најбоље хладити струјањем флуида у том пределу. Тако је настала потреба за довођењем хладног ваздуха на најмањем пречнику диска турбине (слика 3.9.), који се такође мора спровести кроз мултифункционалну преграду. Код гасогенератора лежајни склоп је са најмањим радним веком јер постоје ограничења код комерцијалних лежаја на тржишту. Код већине турбо млазних мотора и гасогенератора радни век је ограничен радним веком турбине због високих напона које је потребно да издржи при екстремним температурама током рада. Тако се овом функцијом преграде повећава радни век не само турбине већ целог гасогенератора што представља једну од најважнијих карактеристика система поред других перформанси које обезбеђује.



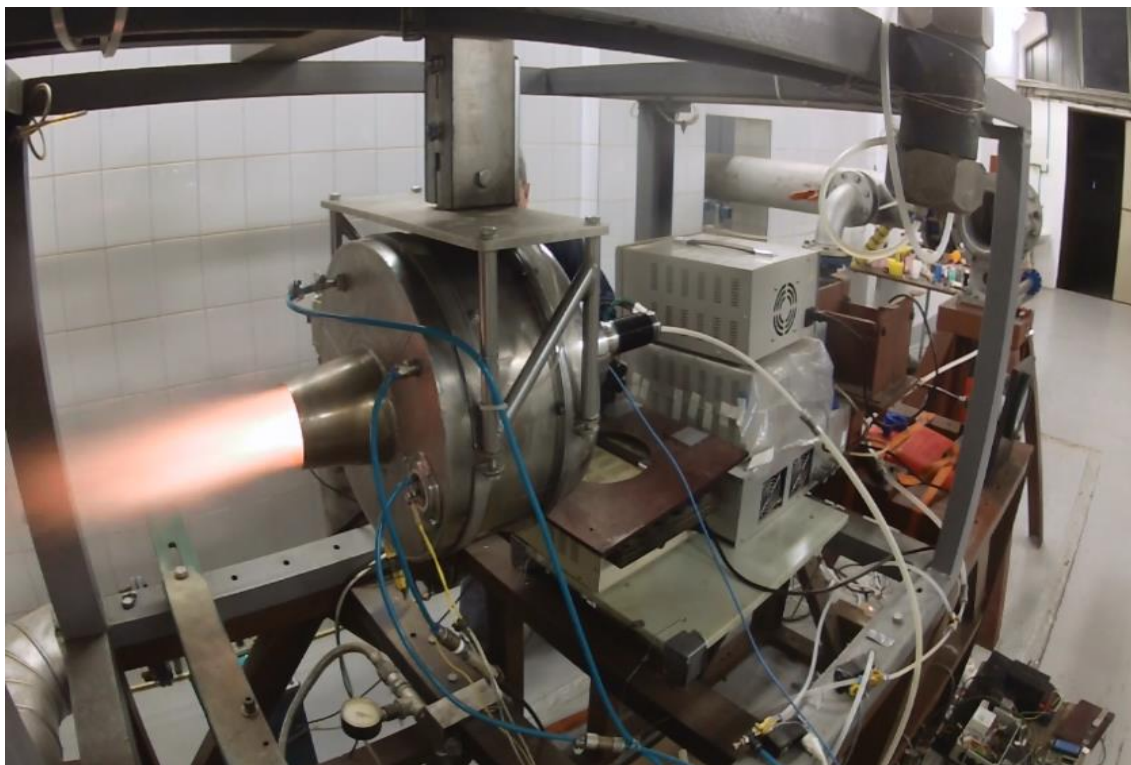
Слика 3.9. *Функција хлађења турбине на месту концентрације напона*

На основу претходног важно је напоменути да је стабилан рад мултифункционалне преграде један од битнијих фактора за исправан, функционалан и ефикасан рад. Поред чврстоће коју мора задовољити својим обликом и минималном масом потребно је да преграда има и велику крутост како не би дошло до контакта са високо обртним роторима. Сваки губитак интегритета и појава неконтролисаних деформација доводи до оштећења и/или престанка рада мотора што је неприхватљиво за примену гасогенератора, нарочито на летелицама.

Експериментална испитивања у овој дисертацији су од кључног значаја. Стање и понашање структура у екстремним условима рада могу бити идентификовани само експерименталним путем. Остале методе само омогућују анализу идентификованог стања или показатеља стања. Широко је скуп реализованих експерименталних активности приликом утврђивања стања свих пет варијанти мултифункционалне преграде које су развијене да би се дошло до решења са задовољавајућим стањем и понашањем у овим условима рада. Ове активности се могу разврстати у следећих неколико група. Прву групу чине испитивања функционалности гасогенератора са одговарајућом мултифункционалном преградом. Другу групу чине активности у вези са припремом гасогенератора за испитивање као и активности у вези са идентификацијом стања делова структуре пре и после испитивања. Трећу групу чине активности у вези са мерењем показатеља перформанси мотора односно показатеља одвијања и ефикасности Брајтоновог циклуса унутар мотора.

4.1. Испитивање функционалности гасогенератора

Испитивање функционалности гасогенератора подразумева проверу исправности и квалитета рада израђеног прототипа у погледу остваривања његове функције. На пробном столу, слика 4.1, стартује се процес сагоревања, постепено се повећава брзина ротације, пролази се кроз модалне облике осциловања ротора... Током рада мотора прати се неколико параметара који јасно указују на извршавање његове функције. Акцелерометрима се прати ниво вибрација у току рада, а сваки пораст вибрација указује на појаву додиривања стационарних и ротационих делова, отказивање лежајног склопа или појављивање неке од многобројних сопствених учестаности како стационарних делова тако и ротора. Мерењем температура, притисака, протока горива прати се одвијање термодинамичког процеса унутар мотора. На читавању давача броја обртаја и најмањи проблем у одвијању процеса сагоревања и ротацији роторског склопа види се у промени броја обртаја као нагли пад или скок вредности.

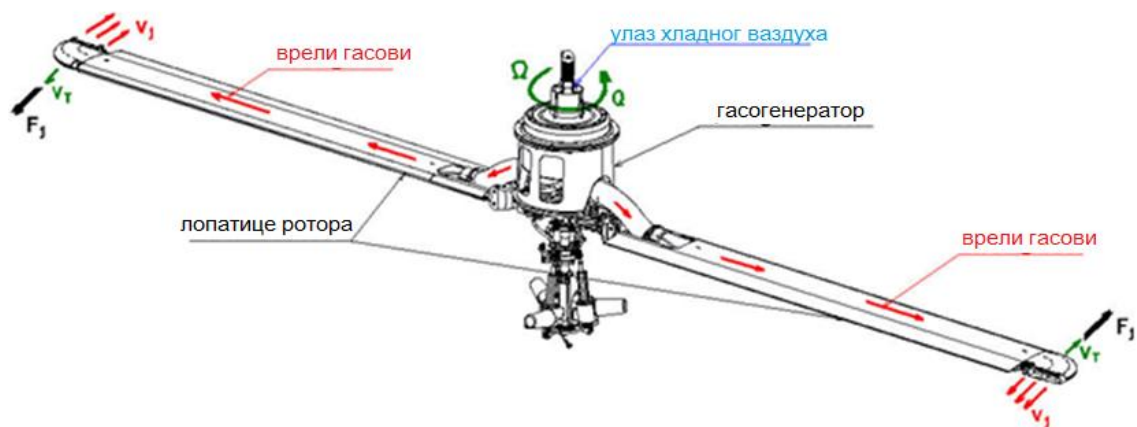


Слика 4.1. Испитивање функционалности мотора на пробном столу

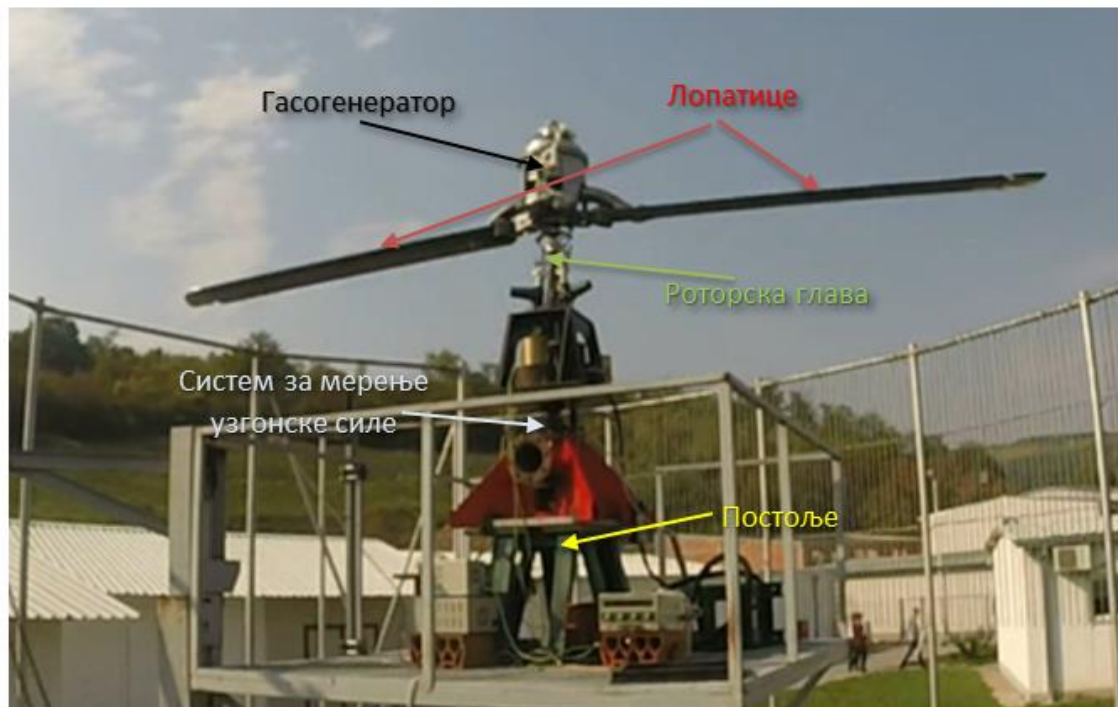
Испитивање функционалности, осим на пробном столу, реализовано је и у условима експлоатације тј. у условима примене гасогенератора. Ово испитивање изведено је на “Tip-jet” хеликоптеру. Код овог иновативног решења гасогенератор је смештен изнад ротора тако да се гасови сагоревања кроз лопатице доводе до њихових крајева где реакције млаза услед истицања стварају момент реактивних сила који обрће ротор хеликоптера. Ово за последицу има генерисање узгонске силе на лопатицама (слика 4.2). Код неких постојећих решења користи се ракетни или ramjet мотор, малих димензија, смештен на самом врху лопатице где лопатице имају улогу квалитетног и сигурног транспорта горива до мотора на њиховим крајевима. Због великих центрифугалних и аеродинамичких сила на врховима лопатица, мотори су ограничени својим обликом, димензијом и масом. Постоје и концепције које гасогенераторски мотор имају у трупу, па се посебним системом транспорта, до лопатица и кроз њих, гасови испуштају на врховима лопатица тангентно у односу на диск ротора. Такође постоји и концепција са компресорском секцијом у трупу, док се релативно хладан ваздух транспортује до врха лопатице

где се налазе коморе сагоревања и млазници за убрзавање гаса и постизање потребне силе потиска.

Решење на слици 4.2 представља значајно унапређење. Продукти сагоревања из мотора се кроз дистрибутер и посебне савитљиве цеви доводе до корена лопатице, а савитљивост цеви је неопходна због појаве махања и промене нападног угла лопатица [53]. Лопатице су израђене са унутрашњим каналом кроз који се транспортују производи сагоревања од корена до њихових врхова. На својим врховима имају аеродинамички обликоване млазнице у којима се струјање гасова убрзава и усмерава тангентно у односу на диск ротора хеликоптера. Овиме се остварује момент који обрће ротор, чиме се даље генерише узгонска сила на лопатицама хеликоптера. Испитивање у општем смислу подразумева утврђивање ефеката млаза производа сагоревања на врху лопатица. За ту сврху испитивања су изведена за пропульзивни блок хеликоптера на испитној станици која је приказана на слици 4.3 и за “Tip-jet” хеликоптер у стању лебдења (слика 4.4). На испитној станици током испитивања мерена је сила узгона за одговарајуће углове нагиба лопатица, затим број обртаја гасогенератора и број обртаја ротора хеликоптера, као и масени проток горива. Као показатељ стања гасогенератора мерена је температура лежаја његовог ротора. Ова мерења реализована су и у стању лебдења овог хеликоптера.



Слика 4.2 Иновативни принцип пропульзивног блока “Tip-jet” хеликоптера



Слика 4.3 Испитна станица за испитивање пропулзивног блока “Tip-jet” хеликоптера



Слика 4.4. Лебдење, одизање од тла за 10 ст, хеликоптера на полигону за испитивање

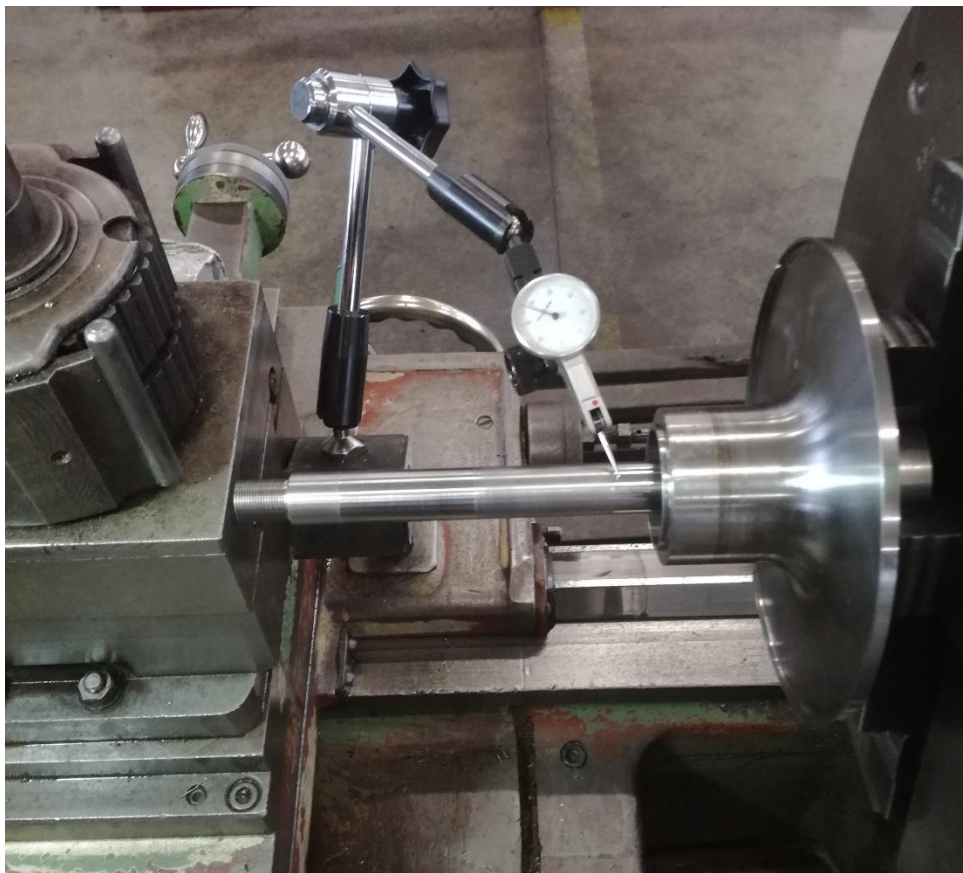
4.2. Припремна и пратећа испитивања компоненти гасогенератора

Функција компонената односно делова гасогенератора у екстремним условима експлоатације подразумева висок ниво њихове прецизности и динамичке стабилности како би се остварио екстремно висок ниво брзине ротације, затим високу отпорност материјала на загревање и хемијске утицаје укључујући чврстоћу и издржљивост током експлоатације. Припрема компоненти (израда и склапање) подразумева систематску контролу и праћење задовољења потребних ограничења уз примену низа парцијалних испитивања. Једна група ових испитивања подразумева проверу и корекцију геометрије делова и склопова, друга се односи на испитивање и корекцију уравнотежености обртних маса и трећа група обухвата испитивање сопствених (модалних) својстава компоненти (фреквенција, померања и облика осциловања) које могу довести до поремећаја у радним условима.

Дозвољена одступања геометрије делова структуре за ове услове рада, по правилу се прописују у врло уским границама. Одступања димензија, одступања облика и нарочито међусобни однос ових одступања је од високог значаја. Отварају се питања могућности њиховог остваривања при изради, а и схватања потребе ових релација током реализације производње. Из тог разлога потребна су испитивања међусобних релација делова у подсклоповима. У првом реду то се односи на саосност, управност, радијална и аксијална бацања, величине међусобних зазора између склопљених целина и др.

На слици 4.5 приказан је пример провере толеранција положаја склопа вратила и лажног компресора након њиховог пресовања у односу на базне површине рукаваца. Лажни компресор се користи за испитивање динамике ротора, а од правог се разликује у томе што нема лопатице док су остали параметри: положај центара масе, маса и моменти инерције исти као правог компресора. Проверавају се толеранције концентричности, управности, радијалних и аксијалних бацања. Свака грешка у производњи и каснијој монтажи доприноси порасту нивоа дебаланса склопа који подразумева веће одузимање материјала приликом процеса уравнотежавања, тј веће одступање од почетне геометрије. Са друге стране веома

мали зазори између ротора и стационарних делова кућишта мотора захтевају и веома уске толеранције како појединачних делова тако и роторског склопа. На слици 4.6 приказано је мерење профилне контуре кућишта мотора, која одговара контури на роторском склопу, на мерној машини. Разлика ове две криве представља почетни зазор 0,5 mm, који се смањује на 0,2 mm у току рада мотора, између ротора и кућишта.

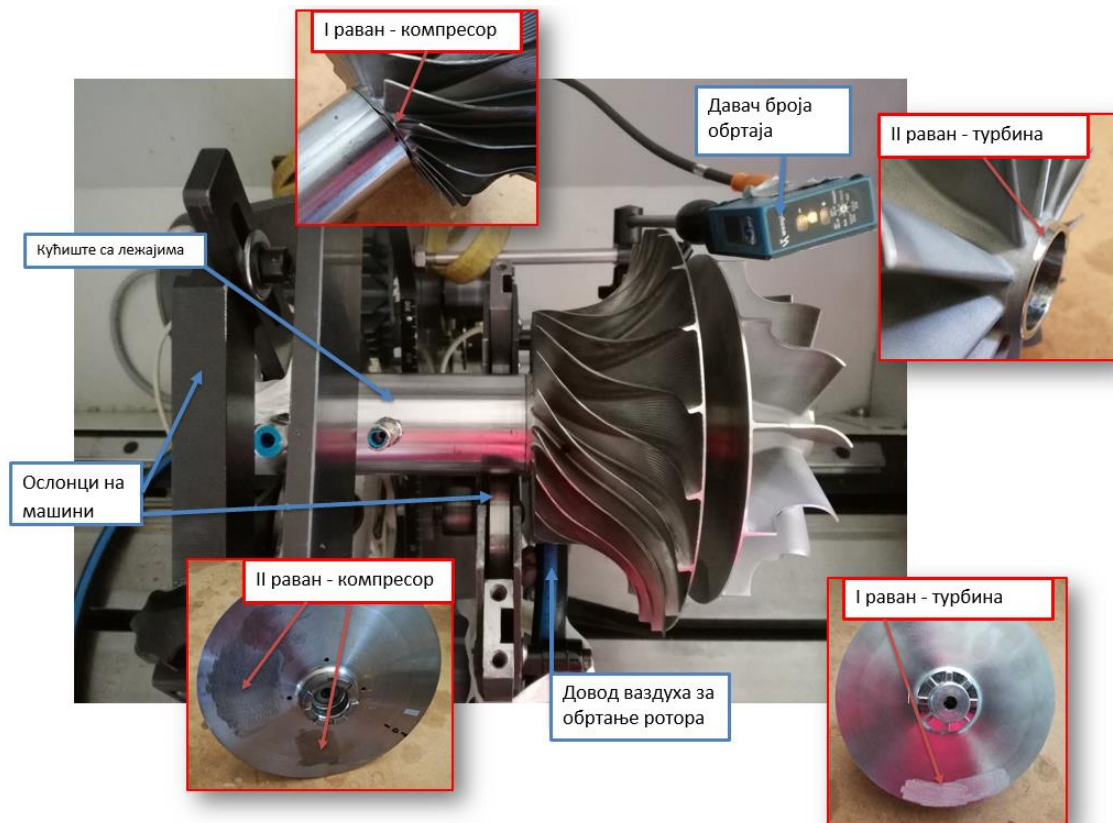


Слика 4.5 *Мерење и провера толеранција положаја склопа лажног компресора и вратила након њиховог пресовања*



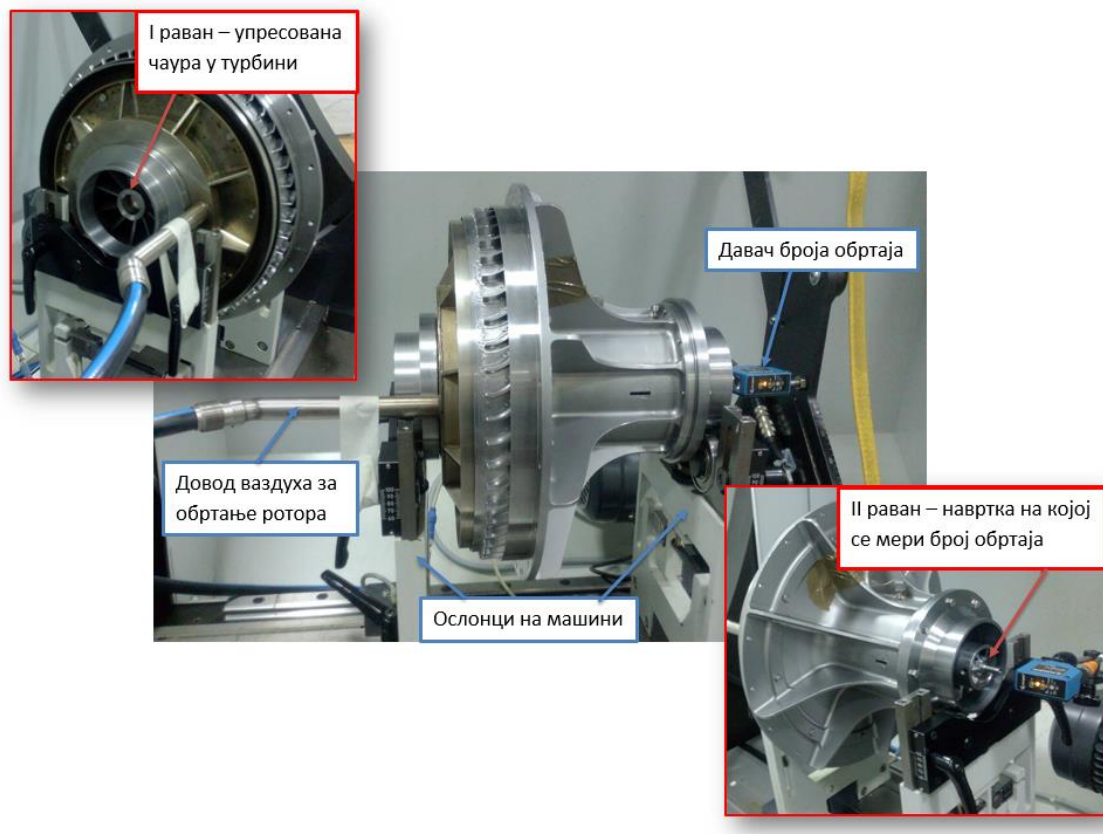
Слика 4.6 Мерење и провера толеранција облика профилне контуре кућишта мотора

Екстремно висока брзина ротације подразумева уравниотежавање обртних маса ротора. Уравниотежавање без лежаја и у ослонцима са лежајима је део пратеће експерименталне процедуре. Ради што квалитетнијег уравниотежавања компресор и турбина (два највећа дела роторског склопа) се балансирају појединачно на посебно произведеним вратилима за ову потребу. Делови се балансирају у две равни на машинама специјално произведеним за овакве потребе. Жељени квалитет уравниотежавања који се тражи је G 2,5. Приликом монтаже делови се никада не враћају на идентичну претходну позицију, јер и поред строгих толеранција израда делова не остварује идеалну геометрију. Стога се проверава најбољи међусобни угаони положај делова на вратилу у склопу са кућиштем и лежајима у којима је почетни дебаланс склопа најмањи. На слици 4.7 је приказан роторски склоп са лежајима унутар кућишта постављен на машину за уравниотежавања. На истој слици су приказане и равни у којима су компресор и турбина појединачно претходно уравниотежени.



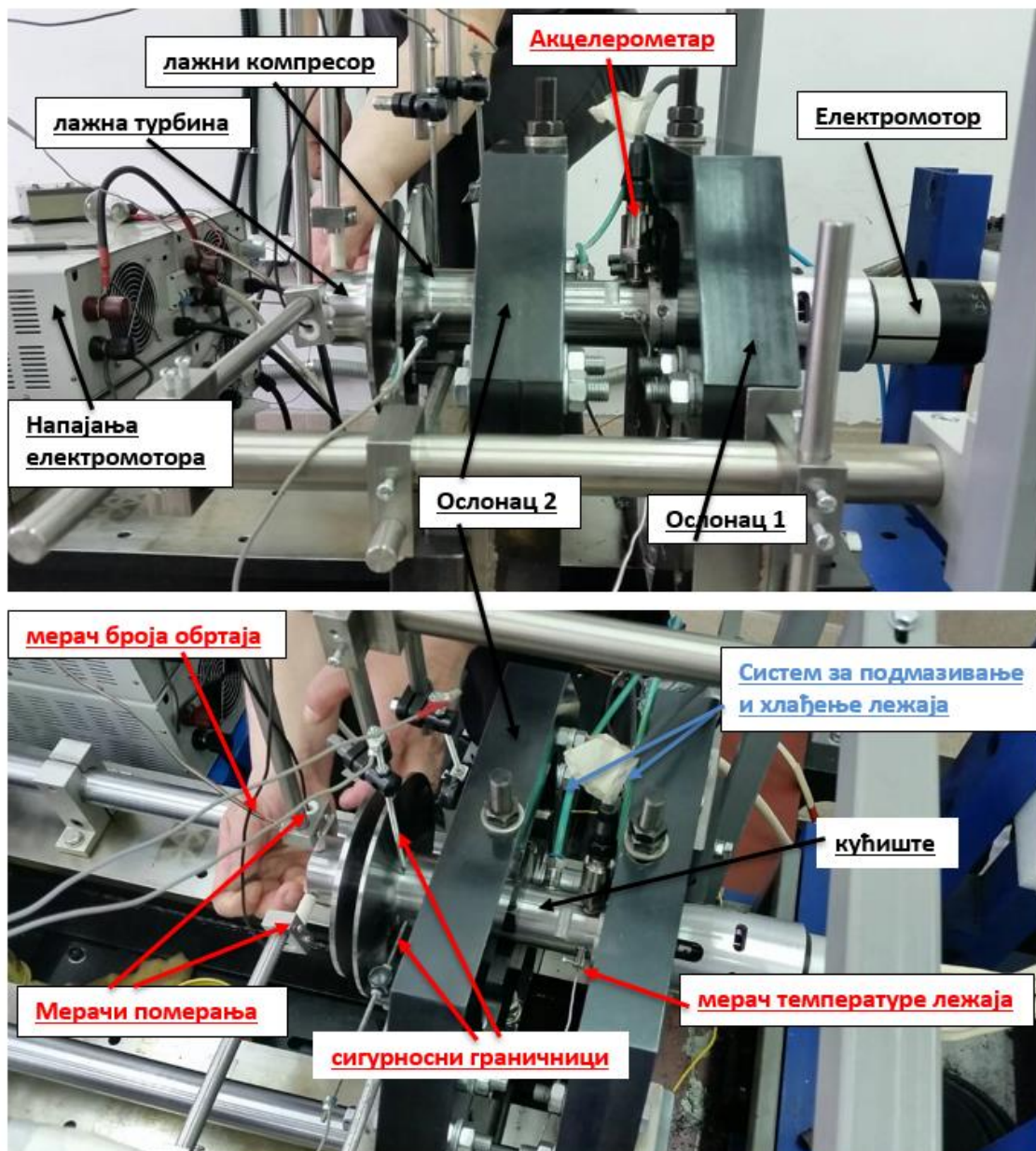
Слика 4.7 Тражење угаоног положаја компресора и турбине који има најмањи почетни дебаланс у склопу и равни уравнотежавања појединачних делова

Завршна фаза процеса уравнотежавања ротора врши се на навртци за мерења броја обртаја и додатно упресованој чаури на турбини у склопу мотора. Са овим је ротор спреман за испитивање и више не расклапа нити вади из мотора. На слици 4.8 приказан је цео ротор у главном подсклопу у мотору постављен на машину за уравнотежавање и места на којима се скида материјал.



Слика 4.8 *Завршна фаза – уравнотежавање ротора у главном подклопу мотора на додатно упресованој чаури на турбини и на навртци на којој се мери број обртаја мотора*

Сопствено осциловање обртних маса је јако заступљено код екстремних брзина ротације. Она настају и код обртних и код стационарних маса система. По својој природи, однос маса у систему је такав да се у низу комбинација са крутостима може доћи у стање сопственог осциловања. Нумеричким путем, применом МКЕ одређују се могуће сопствене фреквенције које могу бити побуђене ако се за то стекну услови, као што су одговарајуће побуде и пригушења. Из тог разлога неопходна су експериментална испитивања ради идентификације услова под којима се одговарајући мод побуђује, како да се његови ефекти ублаже или рад под тим условима избегне. Промене и усклађивања се остварују итеративним конструкцијским изменама и понављањем испитивања. На слици 4.9 приказана је апаратура за испитивање динамике ротора са системом побуде ротацијом и ударом и мерења одзива у виду вибрација уз одговарајућу фреквенцијску анализу.



Слика 4.9 Систем за испитивање динамике ротора

Комора сагоревања се независно испитује у посебном кућишту повезаном на исталацију која обезбеђује радне услове, компримовани ваздух са одговарајућом брзином струјања и масеним протоком, приближно оним које је очекују у току рада мотора, слика 4.10. Овиме се испитије функционалност саме коморе, ваљаност геометрије млазница и бризгальки, радни услови при којима долази до паљења и гашења процеса сагоревања, ефекти процеса сагоревања итд.



Слика 4.10 Испитивање коморе сагоревања на посебној инсталацији

4.3. Испитивања параметара и ефеката процеса сагоревања

Процес остваривања корисног рада у гасогенератору[54][55][56][57][58][59][60] одвија се по термодинамичком Брајтоновом циклусу који је шематски приказан на слици 4.11. Идеални Брајтонов циклус представља термодинамички циклус у коме се промена топлоте, сагоревање, одвија при константном притиску (по изобари), док се сабијање и експанзија радног флуида врши по адијабатама. За потребе испитивања гасогенератора, пројектована је концепција на бази турбо-млазног мотора потиска, у коме се Брајтонов циклус одвија кроз одређене фазе и секције (слика 4.11). Сабијање ваздуха, радног флуида, се врши кроз уводник (0-1) и компресорску секцију (1-2), чиме се подиже притисак флуида. Након тога, флуиду се доводи енергија процесом сагоревања у самој комори (2-3). У следећој турбинској секцији (3-4) се троши један део енергије радног флуида посредством турбине на покретање компресора. Преостали део енергије представља користан рад и може се искористити на два начина. Прва примена се односи на стварање силе потиска убрзавајући флуид кроз млазник (4-5), чиме се добија концепција турбо-

млазног мотора. Други вид примене се односи на добијање снаге преко исте (везане) турбине или друге (слободне) турбине, чиме се добија концепција турбо-вратилног мотора. У случају исте турбине она је знатно већих димензија чиме извлачи сву енергију из радног флуида, где један део троши на покретање компресора, а други део се преноси преко вратила на редуктор. Оваква турбина се назива везаном турбином. У случају уградње још једне турбине она се пројектује да искористи преосталу енергију радног флуида и независно је преноси својим вратилом ка редуктору. Оваква турбина се назива слободном турбином.

Испитивање гасогенератора са дистрибутером без савитљивих цева и лопатица нема практичну примену. Како дистрибутер није предвиђен за убрзавање струје, већ је геометрије прилагођене искључиво дељену попречног пресека иза турбине на два једнака дела, он не представља нарочито оптерећење гасогенератору. Стога, при испитивању са дистрибутером гасогенератор се не би понашао као у реалној експлоатацији, тј. параметри струјања не би били исти. Излазни попречни пресек дистрибутера је већих димензија што даје потпуно растерећен рад гасогенератора. То значи да би притисци и температуре у систему били знатно нижих вредности. А ово су управо два најважнија параметра која топлотно-механички оптерећују структуру и стога она није изложена реалним условима рада. При томе резултати испитивања не би показали веродостојну слику перформанси и квалитета гасогенератора. Из ових разлога приликом испитивања самог гасогенератора искључиво се користи млазник, турбо-млазна варијанта примене, који подиже притисак и температуру на излазу из мотора и тако доводи рад гасогенератора у реалне услове. На основу претходног може се рећи да дистрибутер, флексибилна црева и лопатице представљају ефикасан млазник за гасогенератор на хеликоптеру.

Да би се екпериментално одредили параметри који описују одвијање Брајтоновог процеса унутар мотора и да би се нумерички могло симулирати струјање унутар њега потребно је познавати параметре, притиске и температуре, у свакој тачки циклуса, слика 4.11. Међутим, поједине вредности није могуће добити мерењем, што због ограниченог броја претварача у мерном систему, што због немогућности мерења, али их је могуће израчунати на основу других измерених величина.



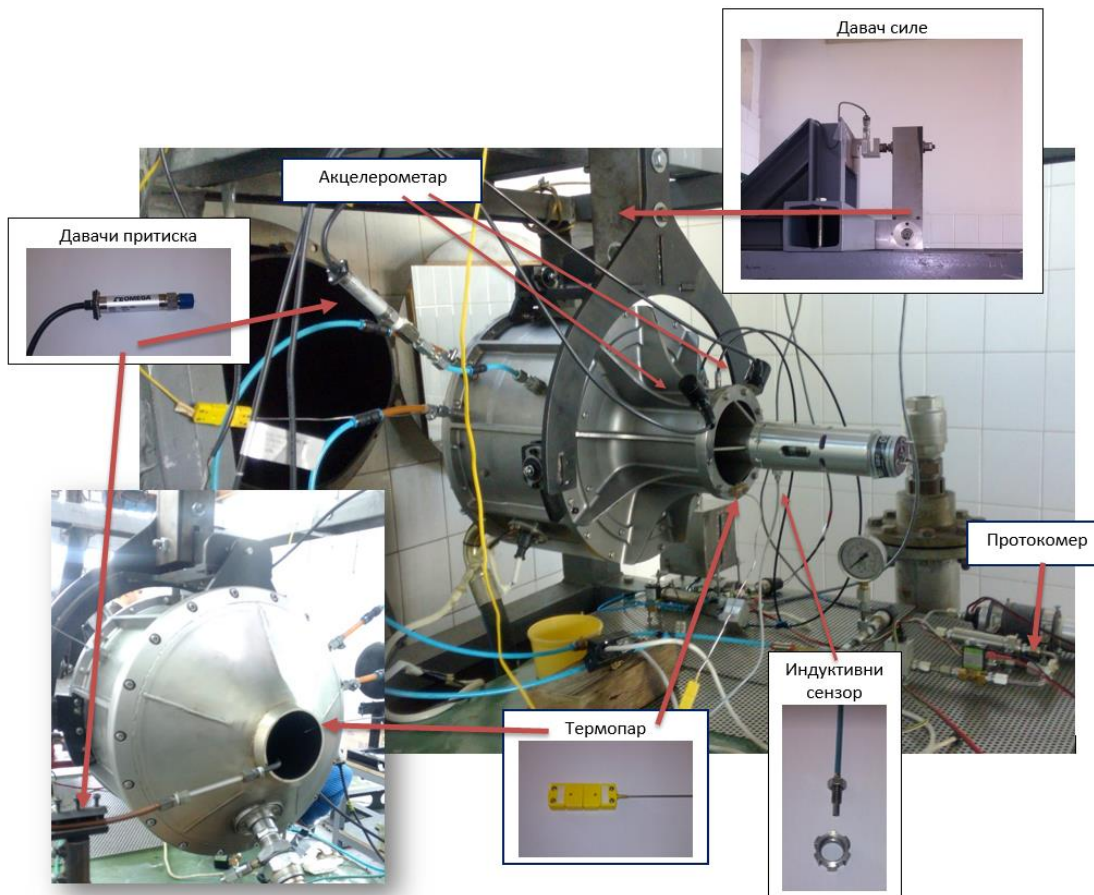
Слика 4.11. Идеални Брајтонов циклус приказан кроз фазе и мерне тачке током испитивања мотора

Да би се дефинисао процес сабијања ваздуха у хладној секцији (уводнику, компресору и дифузору) мерени су следећи параметри: статички притисак у уводнику испред компресора (тачка 1 на слици 4.11), статички притисак и температура на излазу из секције (улазу у комору сагоревања, тачка 2 на слици 4.11). Параметри, притисак и температура, у тачки 0 на слици 4.11 су једнаки атмосферским. Овиме се јасно дефинише степен сабијања компресора, масени проток ваздуха кроз мотор и ефикасност ове секције. Кроз топлу секцију (статор и ротор турбине са млазником) мерене су вредности температуре и укупног притиска на излазу из млазника, тачка 5 на слици 4.11. Са претходно измереним параметрима из хладне секције може се израчунати остварена енергија и температура из процеса сагоревања, ефикасност турбине, количина оствареног корисног рада и ваљаност геометрије млазника. За струјање и радне услове мултифункционалне преграде не постоји могућност уградње давача који би утврдили притиске и температуре у овој узаној и неприступачној запремини у средини мотора. Они се одређују нумеричком симулацијом струјања кроз сваку секцију мотора, усвајајући следећу претпоставку. Ако је поклапање измерених и прерачунатих вредности са експерименталног

испитивања у свим тачкама Брајтоновог циклуса са вредностима које су добијене нумеричком симулацијом у истим тачкама у оквиру 5% инжењерске грешке, нумерички модел се може сматрати довољно веродостојним. У том случају струјање око мултифункционалне преграде се усваја као довољно реално као и струјања кроз друге секције.

Испитивање параметара и ефеката процеса сагоревања остварује се на пробном столу за испитивање функционалности гасогенератора [61]. Мерењима физичких величина који су показатељи ефеката процеса сагоревања претходи испитивање функционалности. Када се успостави коректан и континуалан процес сагоревања приступа се наведеним мерењима. Пробни сто је снабдевен опремом (слика 4.12) која обухвата:

- мерач протока горива,
- два акцелерометра,
- четири термopара,
- три давача притиска,
- индуктивног сензора,
- мерне ћелије за мерење силе потиска и
- пиезопретварача за мерење аксијалне силе.

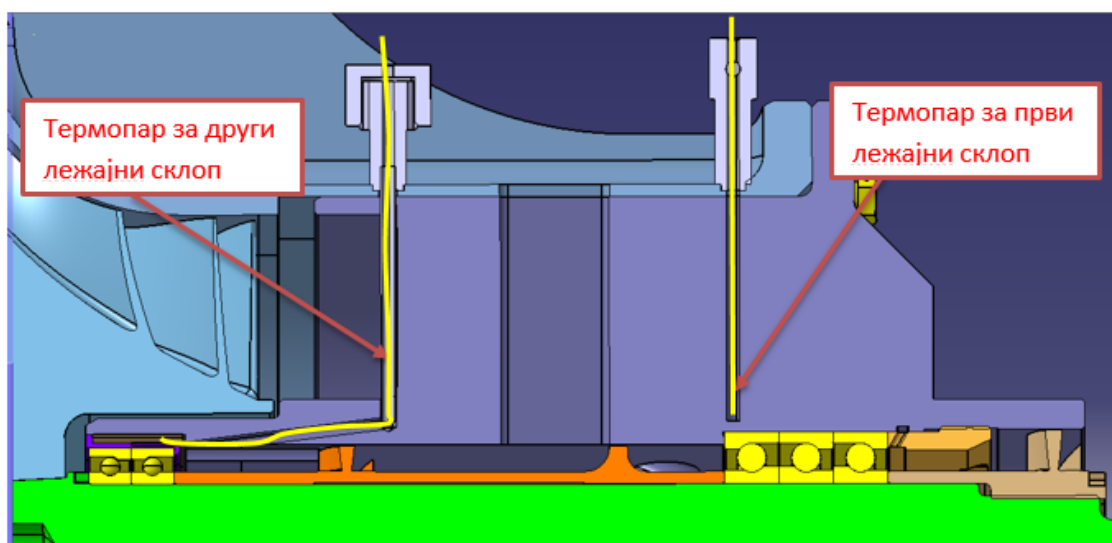


Слика 4.12. Мерни систем за праћење параметара рада мотора

Проток горива се добија преко протокомера који је везан одмах иза пумпе на самој горивној инсталацији, слика 4.12 и слика 4.13. Овај параметар поред тога што показује потрошњу мотора, која је директан показатељ ефикасности мотора, служи и као информација за управљање мотора. Променом протока горива се дефинише радни режим мотора, односно мења се број обртаја ротора. Овај параметар представља основни параметар за управљање гасогенератором.

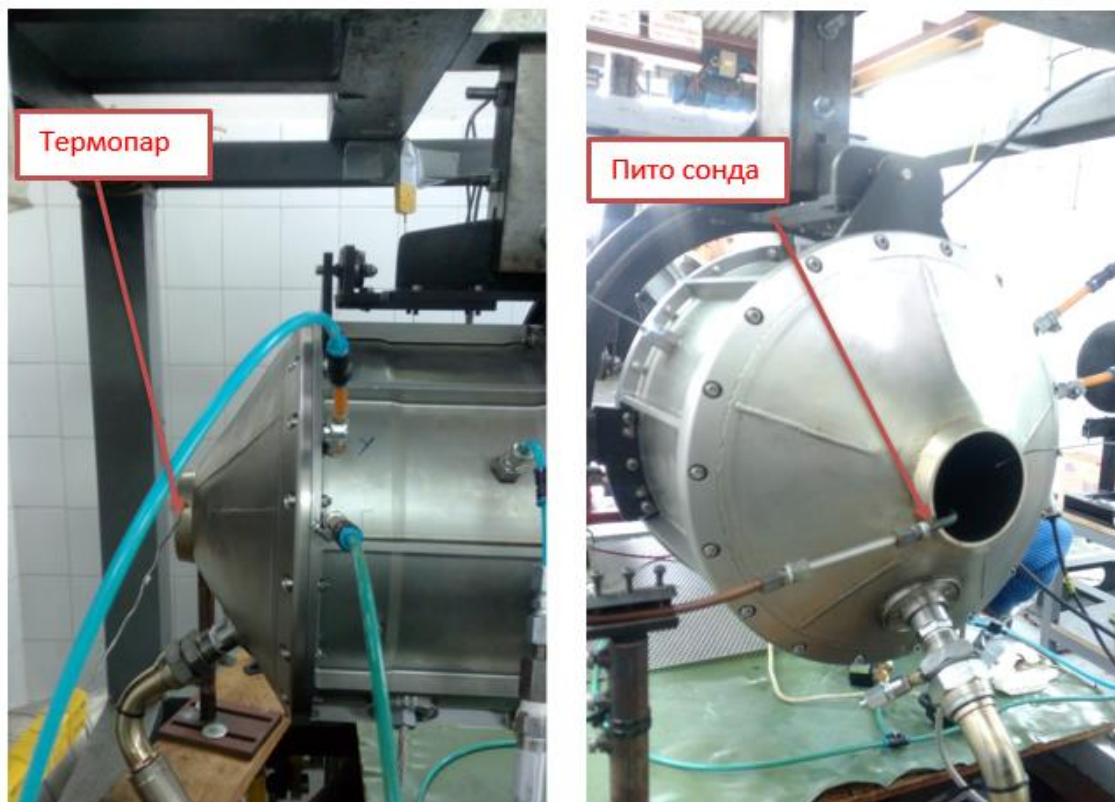
осцилација других делова. Информације са ових сензора су показатељ понашања мотора, и настанком непредвиђених и нових вибрација може се установити попуштање неке везе, остваривања контакта између ротационих и стационарних делова, наступање почетне фазе хаварије неког од делова, и др. Стога се вибрације прате и из сигурносних разлога како би се на време спречио проблем у раду.

Четири термопара су инсталирана, два за мерење температуре лежајног склопа (слика 4.12.), трећи за мерење температуре продуката сагорева на излазу из млазника (слика 4.12.) и последњи за мерење температуре компримованог ваздуха испред коморе сагоревања (слика 4.13). Термопарови су типа К, СН+ АL-комбинације жица, фирме OMEGA. Њихове основне карактеристике су максимални температурни опсег од -200 до 1250 °C и грешка од $\pm 2,2$ °C. Термопарови за мерење температуре лежаја постављени су у посебно радијално избушеним отворима носача лежаја у близини спољашњег прстена лежаја (слика 4.13 и слика 4.14). Током континуалног режима рада, у овој хладној зони лежајног склопа температура лежаја треба да је на нивоу 60-80°C . Ако током рада ова температура почне убрзано да се повећава то је показатељ почетне фазе оштећења лежаја. Осим тога ова температура представља показатељ исправности рада, подмазивања и хлађења лежајног склопа.



Слика 4.14. Термопарови за мерење температуре лежајног склопа

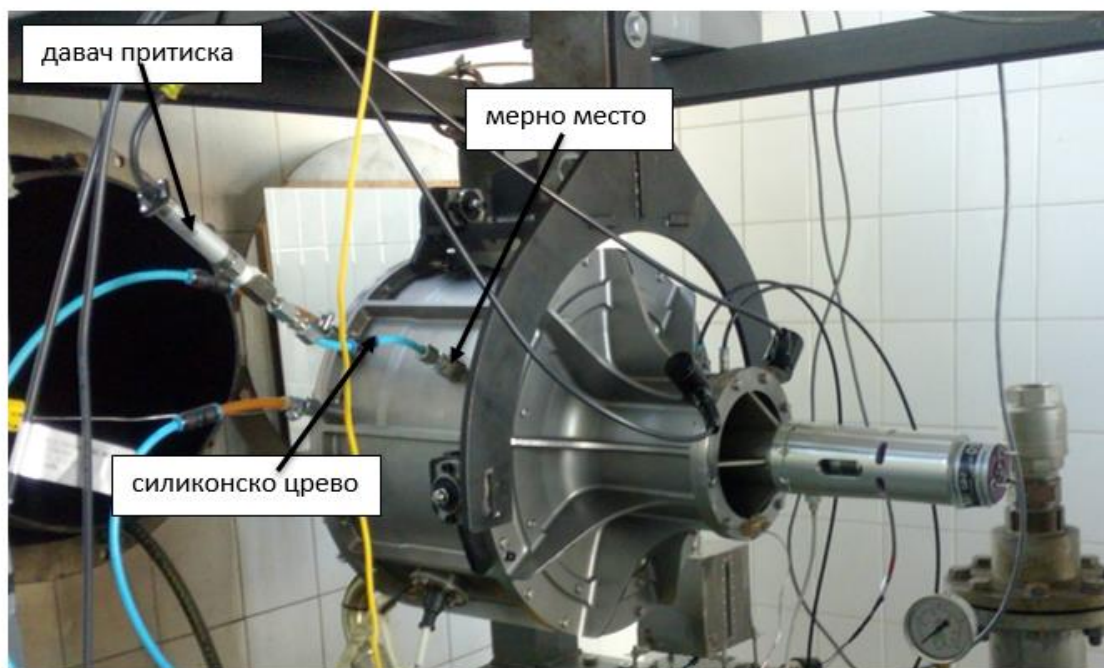
Температура гасова у млазнику мери се помоћу трећег термопара који је постављен на излазу из млазника гасогенератора као што је приказано на слици 4.12 лево. Температура коју овај претварач даје је показатељ топлотног стања мотора, тј. може се проценити температура која се добија сагоревањем горива и компримованог ваздуха у комори за сагоревање.



Слика 4.15. Термопар за мерење температуре гасова сагоревања на излазу из млазника (лево) и давач укупног притиска на излазу из млазника (десно)

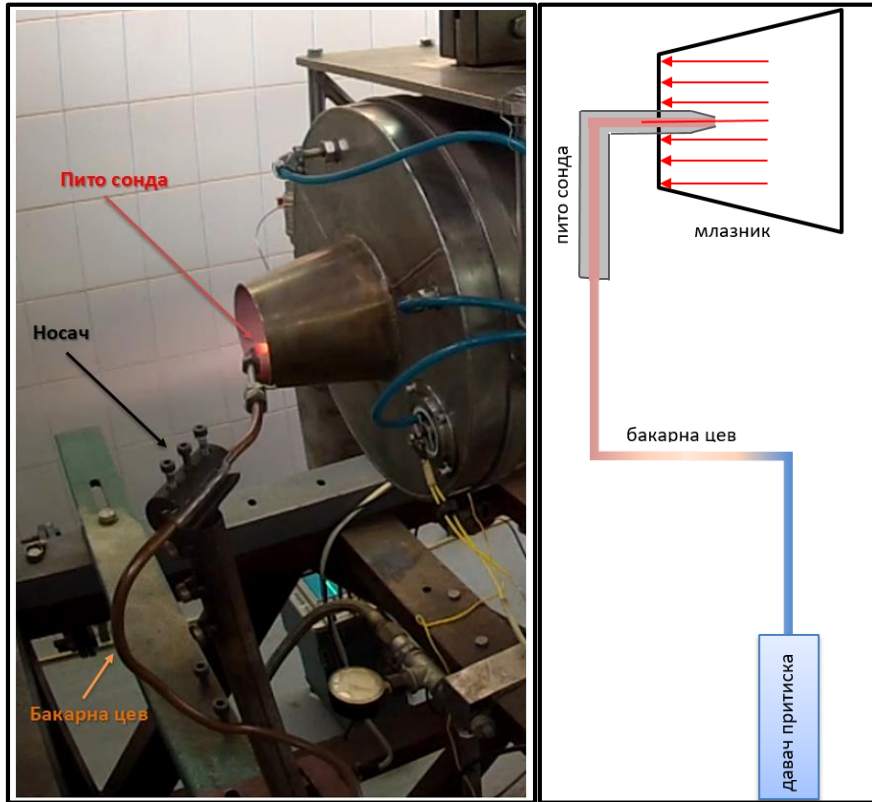
За мерење притисака коришћени су давачи притиска типа PX602-150GV (pressure transducer) фирме OMEGA следећих карактеристика: радни опсег мерења 0-150 psi (0-10,3 bar), улазног напајања 10Vdc, излазног сигнала јачине 100mV, осетљивости 10 mV/V, тачности $\pm 0,4\%$ ПО (пуног опсега), хистерезиса $\pm 0,2\%$, поновљивости $\pm 0,5\%$, стабилности $\pm 1\%$ /години, радног века од 100 милиона циклуса, радне температуре од -48 до 91°C, компезоване радне температуре од -29 до 82°C. На слици 4.12 овај давач притиска је јасно видљив у физичком облику. Температуре на местима где треба мерити притисак ваздуха и притисак издувних гасова сагоревања су више од граничне температуре којој давач може бити изложен.

Потребно је обезбедити мерење у зони прихватљивог нивоа температуре. Проблем је решен тако што су ови давачи постављени даље од гасогенератора (слика 4.12 и слика 4.16) где су температуре на нивоу нормалних. Један од ових давача користи се за мерење притиска ваздуха који се из компресора и дифузора уводи у комору за сагоревање. Последица компресије јесте пораст температуре ваздуха изнад дозвољених за овај сензор (давач) притиска. Како би се температура овог флуида довела на ниво који неће оштетити давач притиска, он је удаљен од мотора за дужину силиконског црева довољну како би се компримовани ваздух природно охладио на дозвољени ниво температуре.



Слика 4.16. Мерење притиска ваздуха на улазу у комору за сагоревање

Мерење притиска гасова сагоревања на изласку из млазника представља сложенији проблем јер је температура гасова сагоревања на овом месту око 700°C , далеко изнад дозвољене границе за давач притиска. Из тог разлога давач притиска је постављен на безбедно удаљеном растојању и укупан притисак издувних гасова мери се посредством пито сонде која је постављена директно у струји на самом излазу млазника, (слика 4.15 десно). Бакарна цев је велике дужине тако да не постоји могућност да се давач притиска загреје изнад дозвољеног нивоа температуре (слика 4.17).

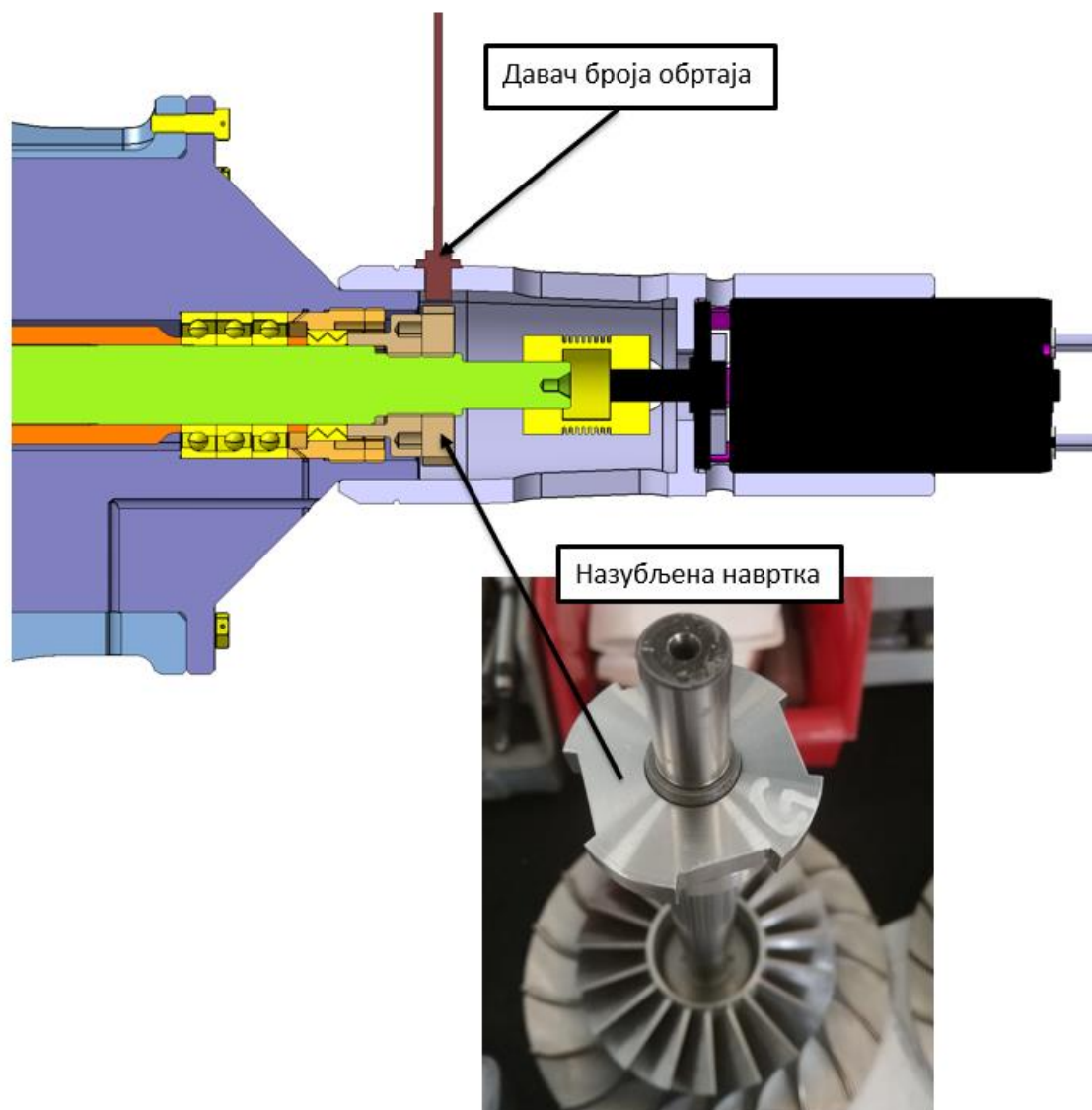


Слика 4.17. Мерење притиска издувних гасова из млазнице



Слика 4.18. Мерење подпритиска у уводнику

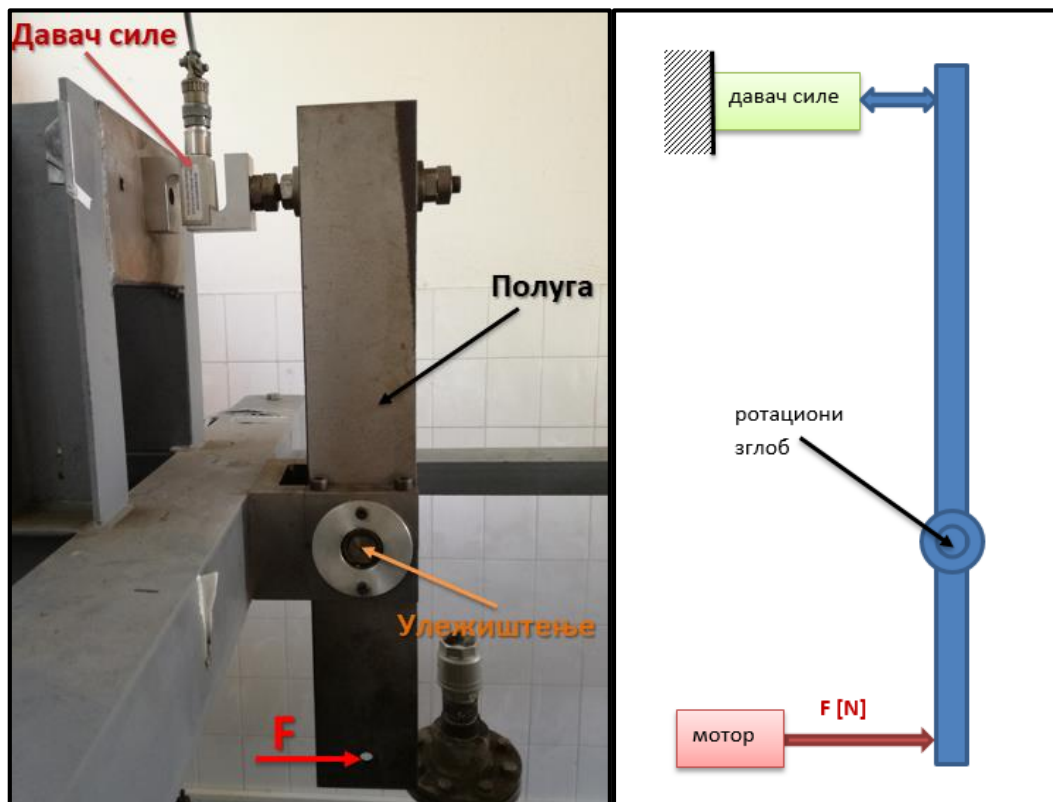
За мерење потпритиска у уводнику коришћен је претварач PX241-15NG5V и део који продужава зону уводника у циљу умиравања струје и добијања тачнијих резултата. Овај део и мерно место за мерење подпритиска у уводнику у циљу одређивања масеног протока ваздуха кроз мотор су приказани на слици 4.18.



Слика 4.19. *Мерење броја обртаја ротора мотора*

Брзина ротације мотора односно број обртања ротора мери се индуктивним бесконтактним давачем DW-AD-405-04-290 фирме CONTRINEX, са следећим карактеристикама: спољашњи пречник 4mm, дужина 10 mm, растојање до обртног дела до 0,8 mm, струја побуде 7,7-9Vdc, излазне струје $\leq 1 / \geq 2,2$ mA, фреквенције

10 kHz, радне температуре од -25 до +70°C. Број обртаја се добија прерачунавањем импулсних сигнала који настају ротацијом назубљене навртке на вратилу мотора, док се сензор причвршћује у кућишту носача лежаја. Сонда сензора и назубљена навртка су приказани на слици 4.12, а начин уградње на слици 4.19.



Слика 4.20. Мерење силе потиска млаза гасова сагоревања мотора

Сила потиска млаза издувних гасова мери се давачем силе LC111-250 типа мерне ћелије (load cell) у облику латиничног слова „S“ фирме OMEGA са карактеристикама: опсег 0-250 lb, побуде 10Vdc (максимално 15Vdc), излаза $3\text{mV/V} \pm 0,0075 \text{ mV/V}$, линеарности $\pm 0,03\%$ ПО, хистерезиса $\pm 0,02\%$ ПО, поновљивости $\pm 0,01\%$ ПО, радне температуре од -40 до 93°C, компезоване радне температуре од -17 до 71°C, дозвољеног преоптерећења 150% капацитета, крајњег преоптерећења 300% капацитета. Давач је на бази мерних трака повезаних у Вистонов мост које мерењем дилатација еластичне структуре дају пропорционални сигнал који је у директном односу са силом којој је изложен. Мерење се одвија преко полуге, која може да ротира око котрљајног лежаја, где је на једном њеном крају везана давачем силе за конструкцију пробног стола док је на другом крају

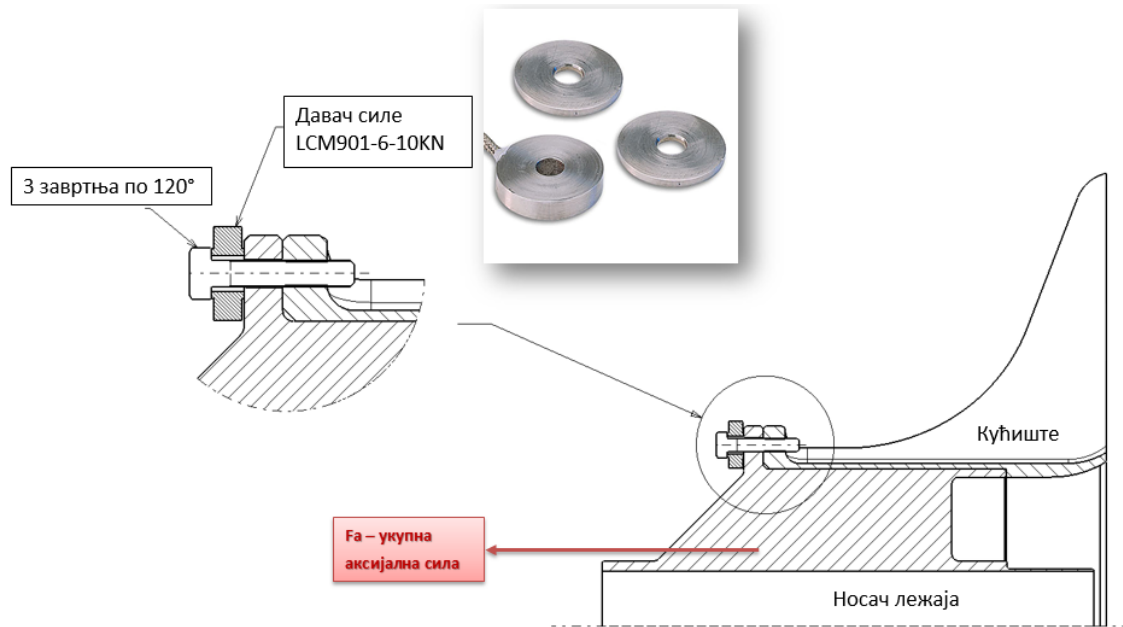
изложена сили потиска мотора, слика 4.20. Потисак мотора се добија прерачунавањем добијене силе на давачу, крака на коме делује сила потиска и крака на коме је везан давач у односу на ослонац у коме је лежај. Овај поступак је интегрисан у софтвер тако да се на дијаграму добија вредност ефективног потиска мотора.



Слика 4.21. Мерење аксијалне силе на носачу лежаја ротора гасогенератора

Мерење аксијалне силе која се ствара на ротору и која се преноси на лежајни склоп и на носач лежаја, изведено је на завртњима који спајају носач лежаја са кућиштем (слика 4.21 и слика 4.22). Носач лежаја је са лабавим налегањем у кућишту и ово налегање не апсорбује део ове силе. Давачи силе су постављени на три завртња под углом од 120° , између њихових глава и прирубнице носача лежаја, слика 4.21. Завртњеви су уврнути у прирубницу кућишта мотора, слика 4.22. Аксијална сила делује тако да притиска даваче силе раздвајајући ове две прирубнице. Прирубнице су стегнуте само са ова три завртња. Давачи силе су пиезоелектричног типа, LCM901-6-10KN, следећих карактеристика: напајања 5Vdc (10V max), излазног сигнала 2mV/V, тачности $\pm 3.5\%$ пуног опсега (са укљученим грешкама нелинеарности, поновљивости и хистерезиса), мерног опсега опсега 0-10 000 N,

радне температуре -54 до 93°C , компензираног опсега радне температуре 16 до 71°C , дозвољеног преоптерећења 130% , отпорности Вистоновог моста 120Ω ... Систем за мерење аксијалне силе је претходно баждарен излагању терету у правцу деловања аксијалне силе.



Слика 4.22. Принцип мерења аксијалне силе на ротору

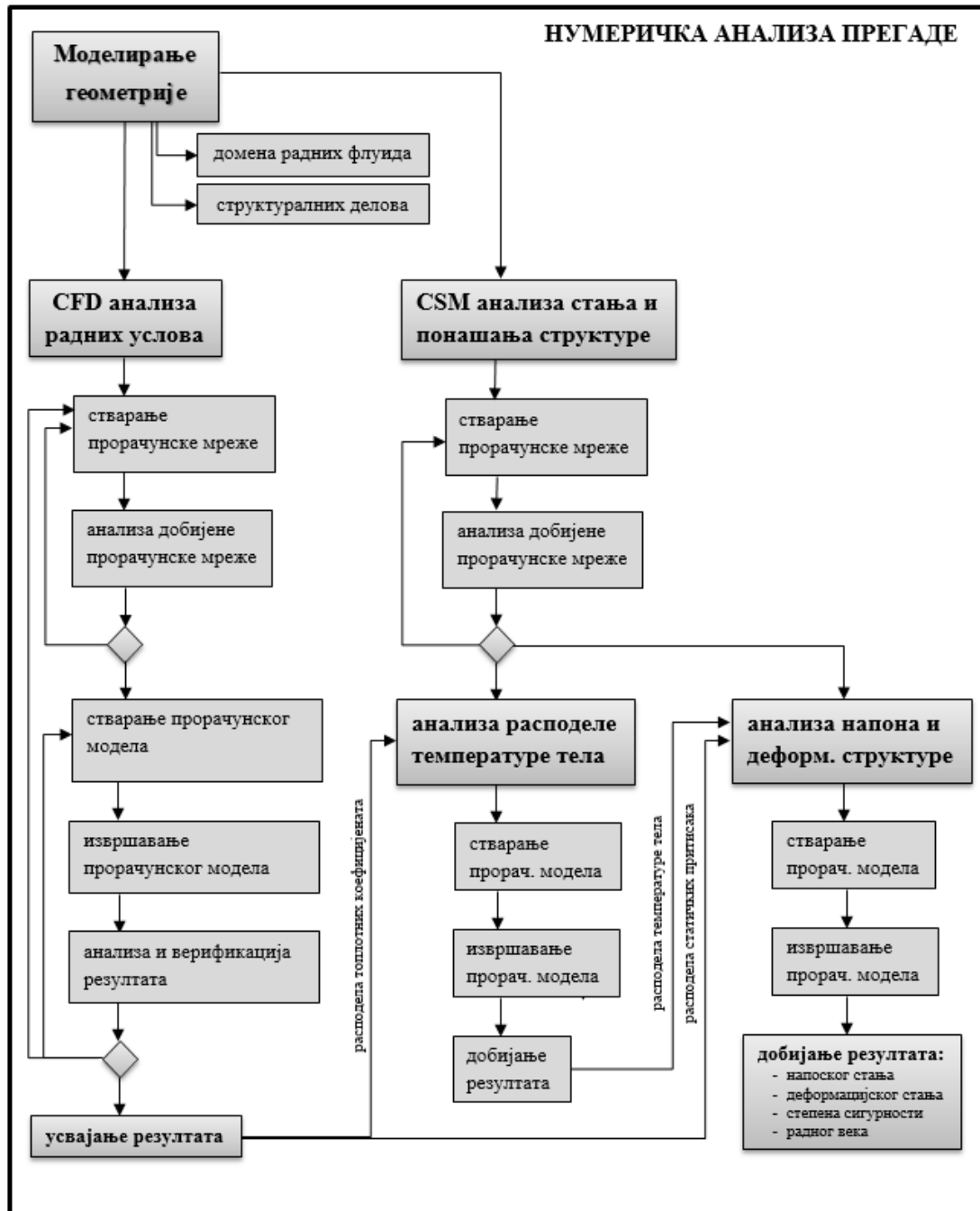
ПОГЛАВЉЕ
5

НУМЕРИЧКИ АЛАТ

Током испитивања гасогенератора јављале су се хаварије, због контакта између стационарне мултифункционалне преграде и ротора. Прве варијанте преграде су конструисане са одређеним претпоставкама радних услова које очигледно нису одговарале стварној ситуацији. У реалности јављале су се велике непредвидиве деформације преграде које су доводиле до клизања са ротором који се обрће екстремно високим брзинама. Стога се наметнула потреба за нумеричком симулацијом струјања која би бар приближно приказала феномене, радне услове и понашање преграде у току рада гасогенератора. Због временски захтевних нумеричких симулација експериментално испитивање је предњачило у односу на нумерику. Из истог разлога нису рађене нумеричке симулације за сваку конструкциону варијанту преграде већ само за варијанте 2, 4 и 5. Нумеричка анализа за другу и четврту варијанту преграде су рађене након експерименталног испитивања, али су дале кључне закључке који су коришћени за пројектовање наредне варијанте. Нумеричком симулацијом за пету варијанту утврђена је вредност зазора који је у директној вези са аксијалном силом, па је једино ова анализа предњачила у односу на експериментално испитивање.

Да би се утврдили радни услови у којима мултифункционална преграда и испуњава поменуте функције потребно је симулирати струјање радног флуида око ње. Овим се добијају расподеле притисака и температуре које представљају механичко и тоplotно оптерећење њене структуре. Због положаја преграде унутар гасогенератора и блискости са осталим елементима, крајње је неприступачно инсталирати мерне уређаје како би се одредили потребни параметри струјања радног флуида око преграде. Отежавајућу околност представљају екстремне брзине и температуре које владају у простору око ње које сужавају скуп уређаја који би у оваквим условима могли да изврше мерење параметара. Решење је потражено у стварању нумеричке симулације струјања како би се утврдили параметри струјања радног флуида у простору око мултифункционалне преграде. Међутим и овде постоји проблем непознавања и недовољно сигурних претпоставки са којима би се урадила симулација струјања само у процепу између преграде и компресора са једне и турбине са друге стране. Дефинисање ових улазних и излазних параметара симулације без њиховог познавања у реалној ситуацији је бесмислено. Стога је урађена симулација струјања кроз цео мотор. Њена верификација је добијена

упоређивањем са експериментално измереним вредностима у мерним тачкама при испитивању мотора (детаљније у претходном поглављу).



Слика 5.1 Алгоритам поступка нумеричке анализе радних услова, стања и понашања мултифункционалне преграде

Нумеричка анализа радних услова, стања и понашања мултифункционалне преграде може се представити алгоритмом на слици 5.1. Сама анализа садржи неколико међусобно зависних итерационих процеса и представља комплексан нумерички алат за симулацију понашања преграде у реалним условима експлоатације гасогенератора.

У дисертацији је моделована геометрија која одговара запремини коју испуњава радни флуид (неопходна геометрија за симулацију струјања) и геометрија структуралних делова гасогенератора који су у директном контакту са радним флуидом (геометрија која је потребна за анализу структуре).

Одређивање радних услова је неопходно јер они директно диригују облик и тип конструкцијског решења мултифункционалне преграде. Они су неопходни за анализу напонског и деформацијског стања структуре јер дефинишу топлотно-механичко оптерећење структуре. За симулацију струјања коришћен је потпрограм CFX, софтверског пакета ANSYS, који користи CFD нумеричку методу коначних запремина базирану на Навије-Стоксовим једначинама струјања флуида. За ову симулацију моделована је геометрија домена радног флуида најподобнијег радијалног исечка кроз цео мотор. Командама за периодичност се постиже конзистетност исечка и укупне запремине, тј. пуног круга од 360°. Са овим се симулира струјање на једном исечку, и уз претпоставку да су сви исечци едентични, апроксимира струјање целокупне запремине. Због високих прецизности израде делова гасогенератора ово је сасвим оправдано. Геометрију модела сачињавају три целине: хладна, топла и секција мултифункционалне преграде. Приказане су на слици 5.3. Хладна секција обухвата запремину коју испуњава ваздух кроз уводник, компресор и дифузор (статор компресора). Приказана је плавом бојом на слици. Топла секција обухвата запремину коју испуњавају продукти сагоревања из коморе кроз статор турбине, ротор турбине и млазник. Приказана је розом бојом на истој слици. Жутом бојом је приказана секција преграде коју испуњава радни флуид у простору између ње и роторских делова гасогенератора. Она се разликује у зависности од варијанте мултифункционалне преграде за коју се симулација користи.

Апроксимација једног радијалног исечка омогућава да се са истим бројем елемената прорачунске мреже нумеричког модела за исечак добије ситнија мрежа са више датаља у односу на мрежу целокупне запремине. Жељена количина елемената прорачунске мреже је усвојена као максимална коју расположиви хардвер може савладати у неком прихватљивом временског року. Добијањем могућности уситњавања прорачунске мреже около лопатица и у близини површина које су у додиру са структуром добијају се прецизнији резултати опструјавања делова. Опструјавање лопатица са собом носи појаве трења ваздуха, ударних таласа и отцепљења које могу знатно променити целокупну слику струјања кроз гасогенератор. Стога је од круцијалног значаја формирати квалитетну прорачунску мрежу која би успешно симулирала све појаве унутар гасогенератора. Због овога сам процес стварања мреже представља итерациони процес док се не добије слика расподеле и облика елемената за коју се процењује да је довољно добра. У почетној фази квалитет мреже се процењује на основу искуства појединца, затим се број елемената повећава (мрежа се уситњава) све док се не добије престанак утицаја повећања броја елемената на резултате прорачуна. Међутим, због временски захтевних прорачуна и ограниченог времена у развоју конструкције рађене су и упоређиване само две прорачунске мреже. Једна је садржала 7,5 милиона елемената, а друга је додатно уситњена на 14 милиона елемената. Није уочена значајнија разлика у резултатима симулације струјања при примени једне или друге прорачунске мреже, а обе су имале задовољавајућа поклапања вредности параметара струјања у мереним тачкама са експерименталних испитивања. Стога је друга мрежа усвојена као одговарајућа за нумеричку симулацију струјања. Проблем у стварању неодговарајуће мреже се може показати и кроз само извршење прорачуна у следећој фази или уочити кроз анализу решења симулације. Ово захтева поновно прављење нове мреже и понављање поступка као што је графички приказано стрелицом на алгоритму (слика 5.1).

Дефинисање прорачунског модела представља обједињавање прорачунских мрежа – домена у једну функционалну целину, задавање граничних услова и типова једначина које се користе за симулирање. У симулацији струјања недостаје секција коморе сагоревања гасогенератора. Она је изостављена због компликованости њене геометрије и симулације. Симулација процеса сагоревања у њој представља целу

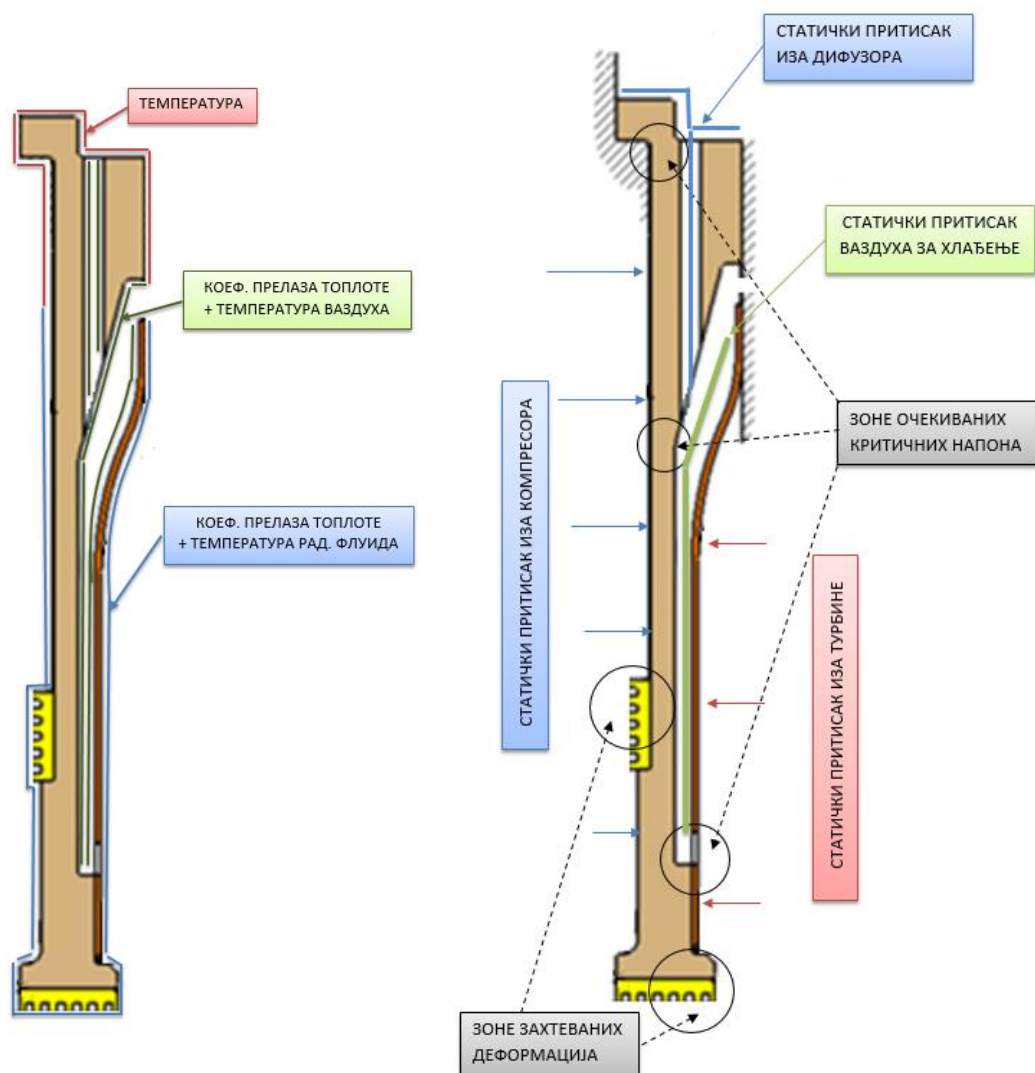
једну научну област. Ради упрошћавања прорачуна ова секција је избачена, а њен утицај је узет у обзир преко пада укупног притиска између излазне површине дифузора (улазна површина коморе сагоревања) и улазне површине статора турбине (излазна површина коморе сагоревања). Усвојен је пад укупног притиска од 3% и при томе је промењен и радни флуид између ова два домена. Масени проток се увећава за вредност масеног протока горива који је мерен у току испитивања. Вредности пада укупног притиска у прстенастим коморама сагоревања, као што је случај у гасогенератору, су углавном од 1% до 5% на пуном режиму гасогенератора. Стога усвојени пад од 3% представља очекивану вредност за дати пример при раду гасогенератора на режимима испод максималног.

У прорачуну су коришћене једначине које узимају у обзир ефекте трења и стишљивости радног флуида. Анализе радних услова су пратиле експериментална испитивања, тј. симулације су укључивале вредности граничних услова (параметара струјања) добијене експерименталним путем. Оне су коришћене за добијање општих закључака о условима рада преграда. Показале су и да постоје извесне разлике у понашању радног флуида приликом струјања око преграде у зависности од облика структуре преграде.

Резултати добијени нумеричком симулацијом и мерене вредности сензора у одговарајућим тачкама на гасогенератору се поклапају у оквиру дозвољених одступања од 5%. Са овим поклапањем у одређеним тачкама се закључује да је симулација довољно веродостојна и да добијено струјање описује реално струјање кроз цео мотор а не само у појединим деловима где се резултати поклапају. Даљом анализом нумеричких резултата струјања дефинишу се радни услови у којој мултифункционална преграда испуњава захтеване функције. Симулација показује да у случају узаног простора између стационарног дела, у овом примеру преграде, и ротационог дела, компресора или турбине, постоји утицај ефекта Теслине турбине [62], [63], [64], [65] који диригује расподелу стационарног притиска флуида на структуру. Симулација показује да са стране турбине долази велика количина топлоте која оптерећује примарно структуру преграде. Добијају се екстремно високе температуре преграде које значајно обарају карактеристике материјала структуре па се мора обратити посебна пажња при избору ватро-

отпорних челика као материјала за преграду. Велике температуре повлаче са собом и велике топлотне деформације преграде које се не могу спречити и избећи већ само обликом и ослањањем дела преусмерити.

CSM анализа захтева нову прорачунску мрежу која апроксимира геометрију структуре преграде или једног њеног исечка. Температурно стање тела разматра се у посебном потпрограму Steady-State Thermal софтверског пакета ANSYS. Резултати расподеле коефицијената прелаза топлоте и температуре [66], [67] услед конвекције са радног флуида на структуру преграде се увозе директно из резултата CFD симулације. Пошто се кроз преграду уводи и ваздух за хлађење и смањење аксијалне силе на ротору, разликује се расподела ових топлотних коефицијената заједно са температурама по спољним површинама структуре (плава боја на слици 5.2 лево) и унутрашњим површинама (зелена боја на слици 5.2 лево). За површи које нису у контакту са флуидом претпоставља се само температура околног радног флуида (црвена боја на слици 5.2 лево). Ових неколико граничних услова, заједно са прорачунском мрежом, дефинишу укупан модел за топлотни прорачун на бази методе коначних елемената. Решење овог модела представља расподела температуре кроз структуру мултифункционалне преграде. Ова расподела чини топлотно оптерећење структуре и као таква уноси се у финални структурални модел.



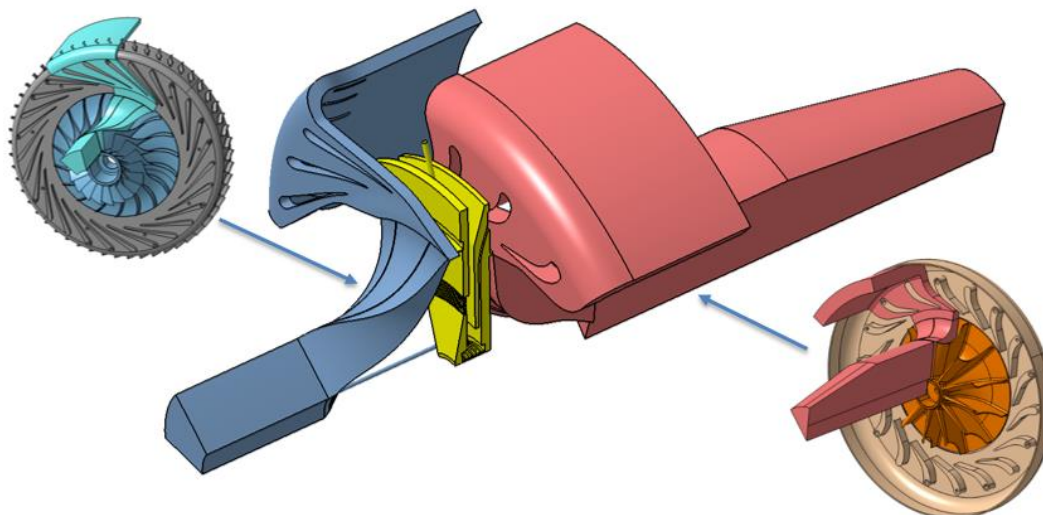
Слика 5.2. Модел топлотног прорачуна структуре (лево) и структуралног прорачуна структуре (десно) мултифункционалне преграде

Анализа стања и понашања структуре преграде ради се у потпрограму Static Structural истог софтверског пакета ANSYS. Механичко оптерећење структуре представљају расподеле статичких притисака радног флуида на спољним површима које су окренуте ка леђној страни компресора (стрелице плаве боје на слици 5.2 десно), на спољним површима које су окренуте ка леђној страни турбине (стрелице црвене боје на слици 5.2 десно), на унутрашњим површима (зелена линија на слици 5.2 десно) и на површима које су изложене ваздуху око коморе сагоревања који се налази на највишем притиску у гасогенератору (плава изломљена линија на слици 5.2 десно). Ове расподеле се увозе директно из

резултата CFD симулације. Топлотно оптерећење чини расподела температуре из претходног топлотног модела. Гранични услови одузимања слободе кретања телу се пажљиво додају како би што реалније симулирали ослањање и могућности деформације тела. На слици 5.2 десно приказане су и зоне у којима се очекују највише вредности напона, као и зоне у којима се морају испоштовати захтеви зазора бесконтактних заптивача. Све ово чини комплексан структурални модел који уз помоћ методе коначних елемената даје комплетну напонску и деформацијску слику мултифункционалне преграде у току рада гасогенератора.

5.1 Нумеричка симулација струјања

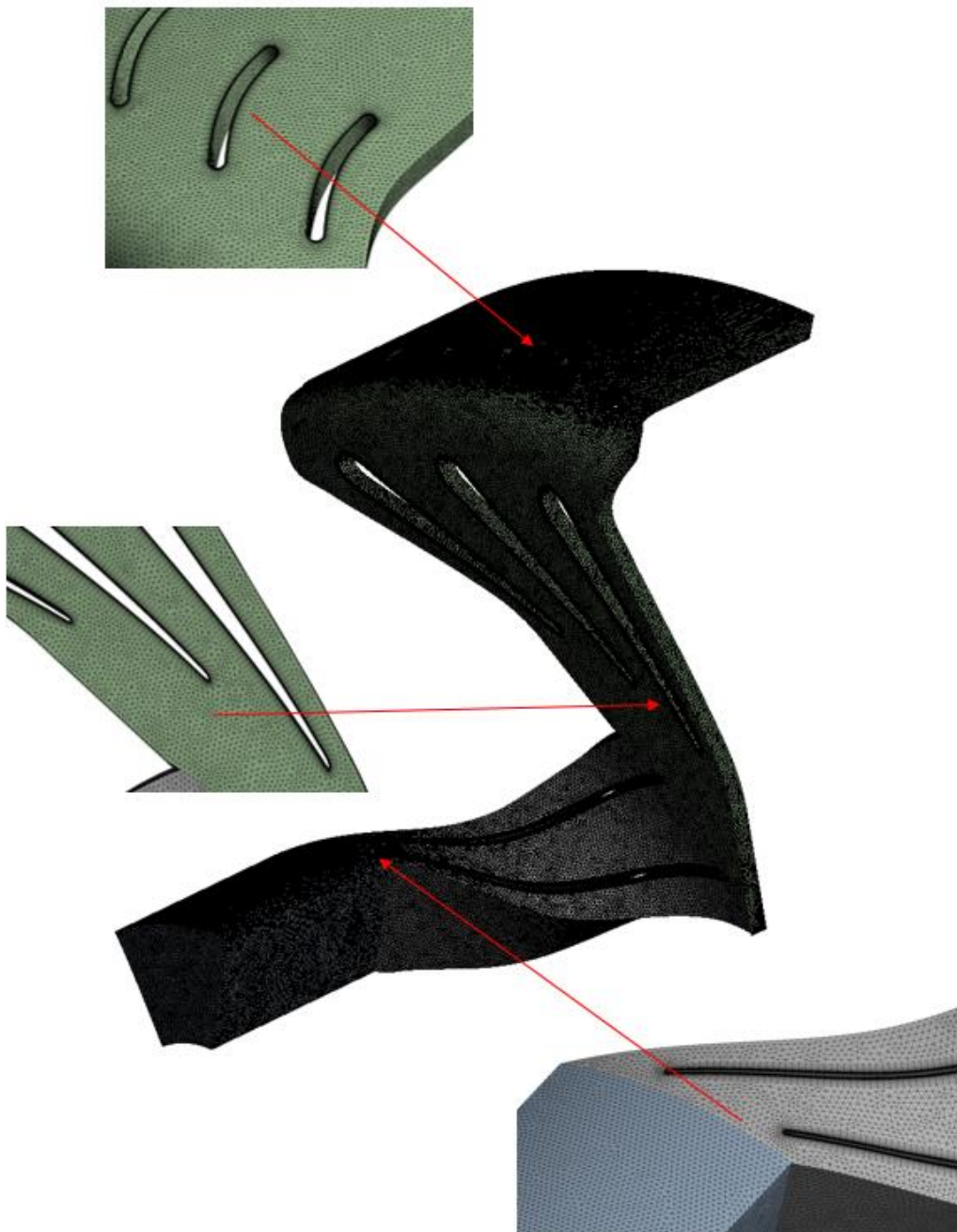
Геометрија нумеричког модела струјања кроз гасогенератор састоји се из три секције: хладне, топле и секције мултифункционалне преграде (слика 5.3). Модел компресорске секције садржи 2 лопатице од укупних 19 што даје лучни сегмент од $37,895^\circ$. Модел дифузора, статора компресора, садржи 3 лопатице првог степена од укупних 27 и 6 лопатица другог степена од укупних 54. Ово га чини лучним сегментом од тачно 40° . Разлику у лучној дужини контактних површина ова два сегмента опција Stage Interface узима у обзир па је стога овде и коришћена та опција за све контактне површи. Са овом опцијом је масени проток компензован на улазној и излазној граничној површи модела хладне секције гасогенератора. Пошто статор турбине има 18 лопатица, а ротор турбине 12 усвојен је лучни сегмент од тачно 60° за модел топле секције гагасогенератора. Овај сегмен заузима простор између 3 статорске и 2 роторске лопатице у овој секцији. За модел преграде, усвојен је лучни сегмент од 40° . Уведено је струјање релативно хладног ваздуха кроз преграду за хлађење турбине кроз моделирану геометрију једног вертикалног отвора у прегради. Поред претходног моделирано је и пражњење запремине између преграде и компресора отвором у компресору са моделираним хоризонталним каналом између њих. Хоризонтални канал припада домену компресора па је стога и плаве боје. Са слике 5.3 се може уочити да недостаје секција коморе сагоревања гасогенератора, а њен утицај је узет у обзир као што је претходно објашњено.



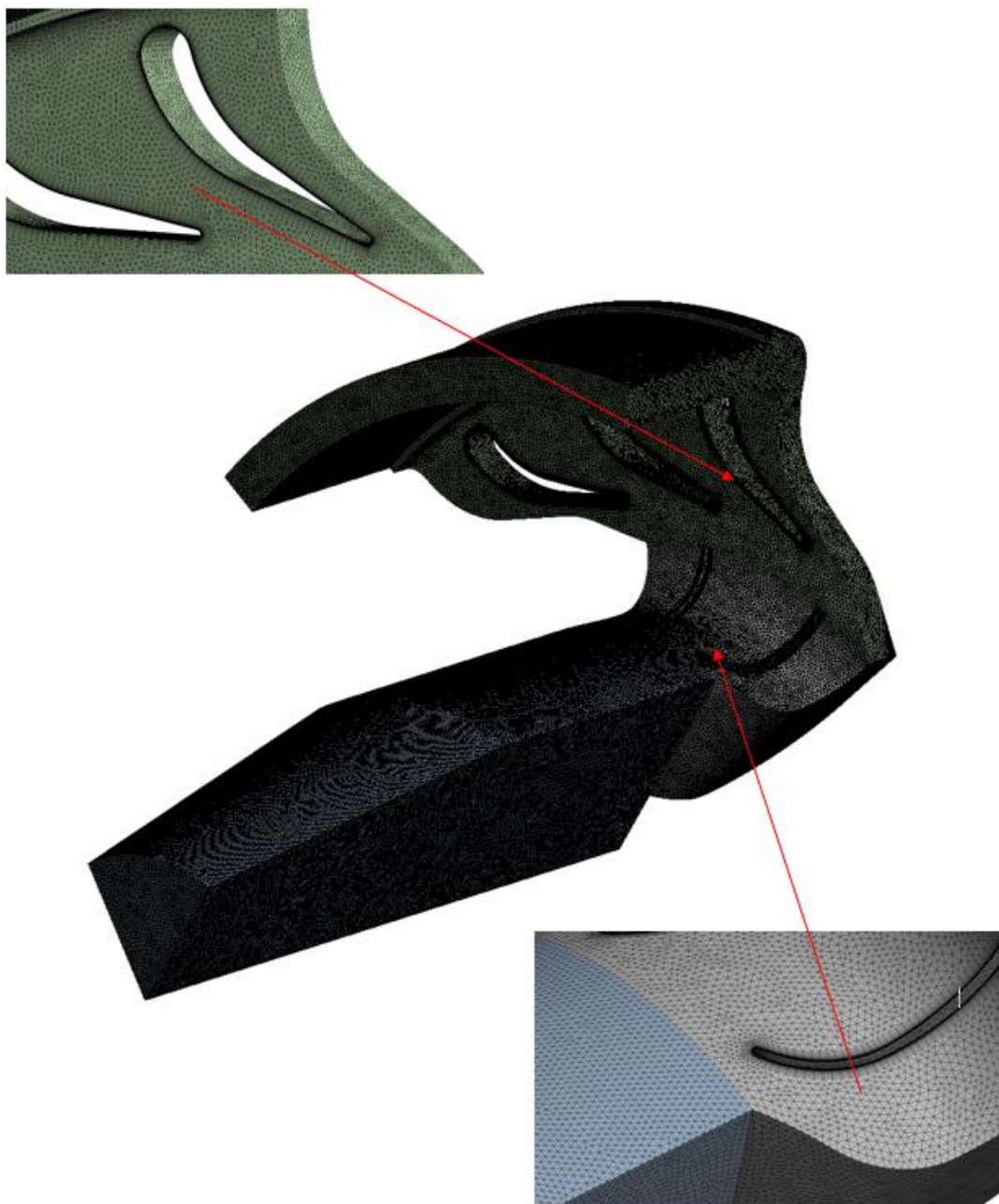
Слика 5.3. Геометрија модела за симулацију струјања радног флуида кроз гасогенератор

Прорачунска мрежа за нумерички модел струјања за конструкциону варијанту 4 преграде се састоји од 14 милиона елемената. Да би се добили што тачнији резултати, због утицаја граничних слојева и отцепљења струјања која значајно мењају параметре струјања, мрежа је додатно уситњена у зонама око лопатица. На површинама у домену од интереса, домену преграде, мрежа је слојевито постављена како би се добио утицај ефекта Теслине турбине који се показао као значајан у претходној симулацији. Како је акценат рада на брзом и приближном одређивању радних услова, стања и понашања структуре преграде мрежа је урађена са тетраедарним елементима. Овај тип мреже тражи мање времена за дефинисање али с обзиром на велики број елемената, чиме се добијају мале величине елемената за исту запремину, добијени су сасвим задовољавајући резултати. У пракси се мрежа са призматичним елементима користи за прорачуне струјања јер је својим обликом погоднија. Са мањим бројем елемената оваква мрежа би дала можда и прецизније резултате, међутим оне се стварају у посебном потпрограму и захтевају више и труда и времена. Пошто је у овој дисертацији нумеричка симулација струјања само део рада посвећен одређивању радних услова структуре преграде, изостављено је прављење специјалне мреже за симулацију струјања. Облици мрежа

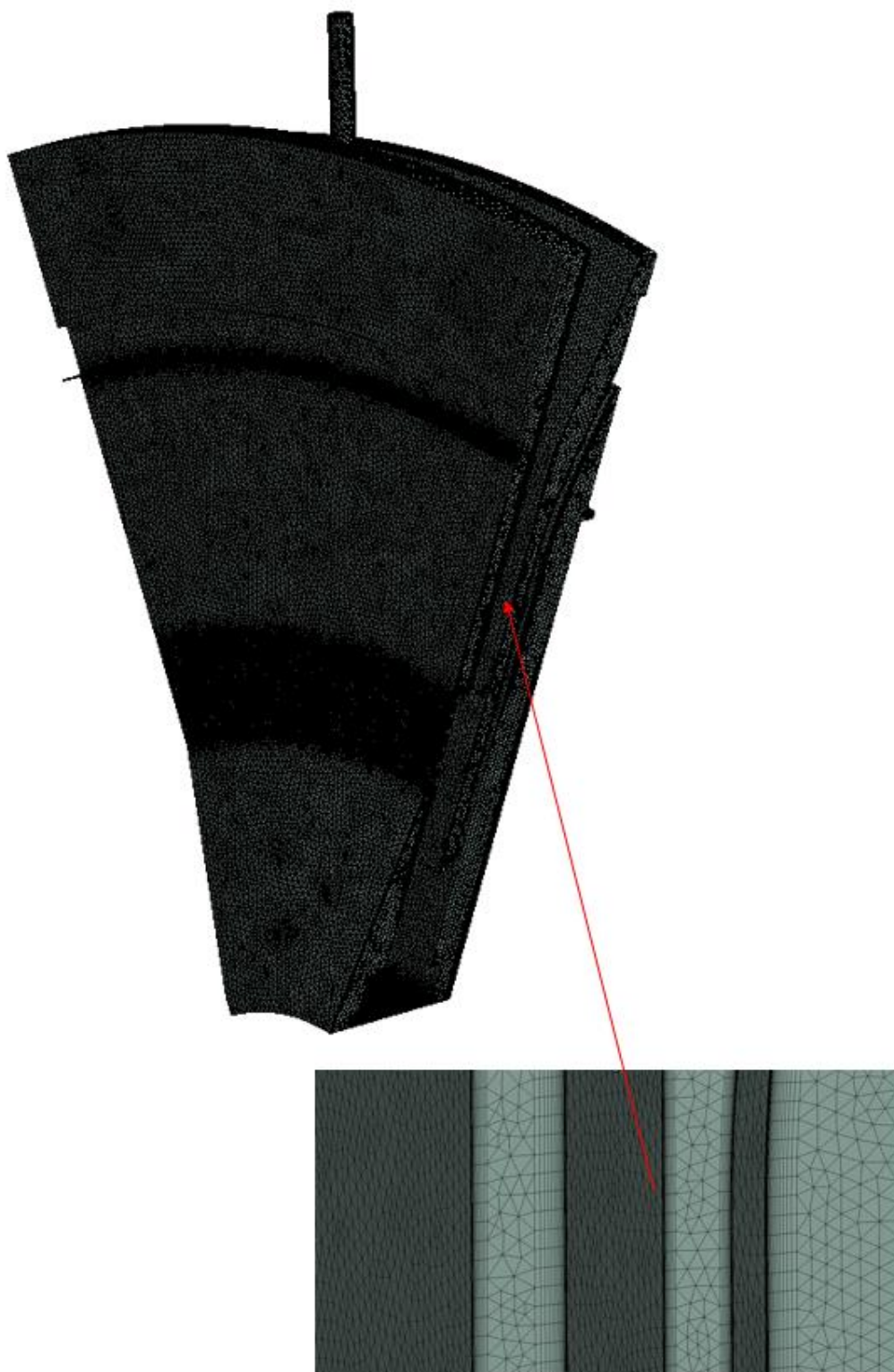
за хладну, топлу и секцију преграде су приказани на следећим сликама 5.4, 5.5 и 5.6.



Слика 5.4. Прорачунска мрежа хладне секције гасогенератора: уводника, компресора и дифузора

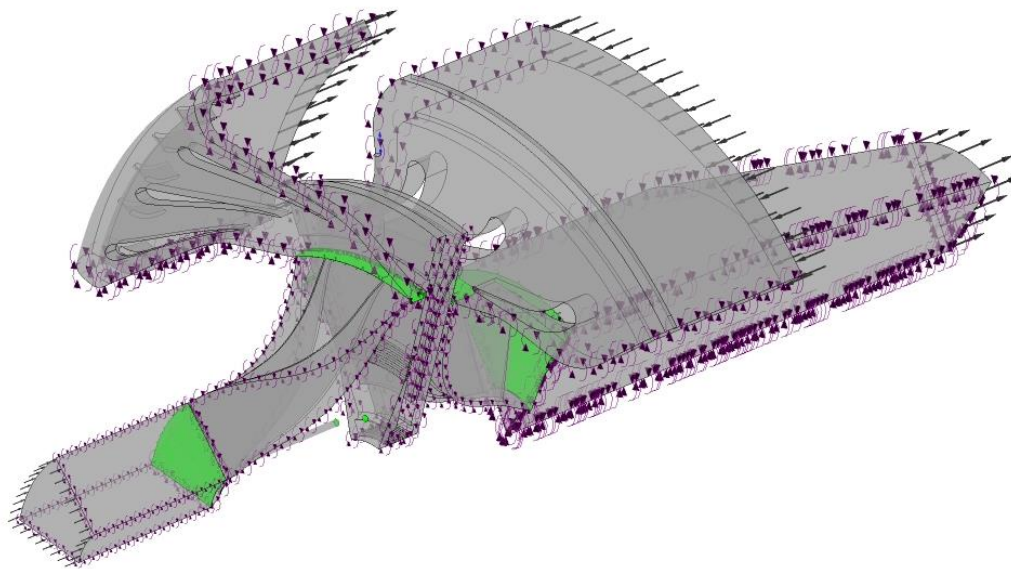


Слика 5.5. Прорачунска мрежа топле секције гасогенератора: млазника, статора и ротора турбине



Слика 5.6. *Прорачунска мрежа секције мултифункционалне преграде четврте варијанте*

Нумерички модел струјања (CFD модел) састоји се из 7 домена: уводника, компресора, дифузора, мултифункционалне преграде, статора турбине, ротора турбине и млазника. Изглед нумеричког модела комплетно дефинисаног у софтверу приказан је на слици 5.7.



Слика 5.7. Модел за симулацију струјања радног флуида кроз гасогенератор

Нумерички модел је двокомпонентно струјање, тј. састоји се од два радна флуида. Први је ваздух који пролази кроз хладну секцију, домене уводника, компресора и дифузора, где се компримује и прилагођава комори сагоревања. За њега је дефинисан ваздух као идеалан гас понуђен у софтверу. Други радни флуид је гас који је продукт сагоревања компримованог ваздуха и керозина и који пролази кроз топли део гасогенератора, домене млазника, статора и ротора турбине. Како би његово дефинисање било веома компликовано он је апроксимиран ваздухом као идеалним гасом са промењеним параметрима који одговарају температури од 850°C, Моларна маса $M=29,32$ и гасна константа $C_p=1,110\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$. Модел се састоји од две улазне површине, две излазне површине, неколико контактних површина домена, два ротациона домена поред осталих 5 стационарних и велики број граничних стационарних и непроточних површина. Пренос топлоте рађен је са опцијама *Total Energy* и *Included Viscous Work Term*. Турбуленција је одабрана са

опцијом *Shear Stress Transport (SST)* које је укључивала подопцију *High Speed (compressible) Wall Heat Transfer*. У прозору за подешавање једначина селектоване су следеће опције: *Global Dynamic Model Control*, *Compressibility Control*, *High Speed Numerics* и *Total Pressure Option*.

Први домен нумеричког модела, гледано у смеру кретања ваздуха кроз гасогенератор, је уводник. Овај домен је стационаран. Ваздух који се усисава и усмерава кроз уводник налази на атмосферском притиску. Како је струјање кроз уводник изентропско усваја се вредност укупног притиска на улазу у уводник једнака статичком атмосферском притиску у време испитивања, што важи и за температуру. Мерење масеног протока ваздуха није вршено, али је његова вредност израчуната посредно преко вредности потпритиска мереног на уводнику. На основу претходног су задати улазни гранични услови домена уводника типа *Inlet* са параметрима:

- израчуната вредност масеног протока која одговара величини угаоног сегмента и
- укупна температура.

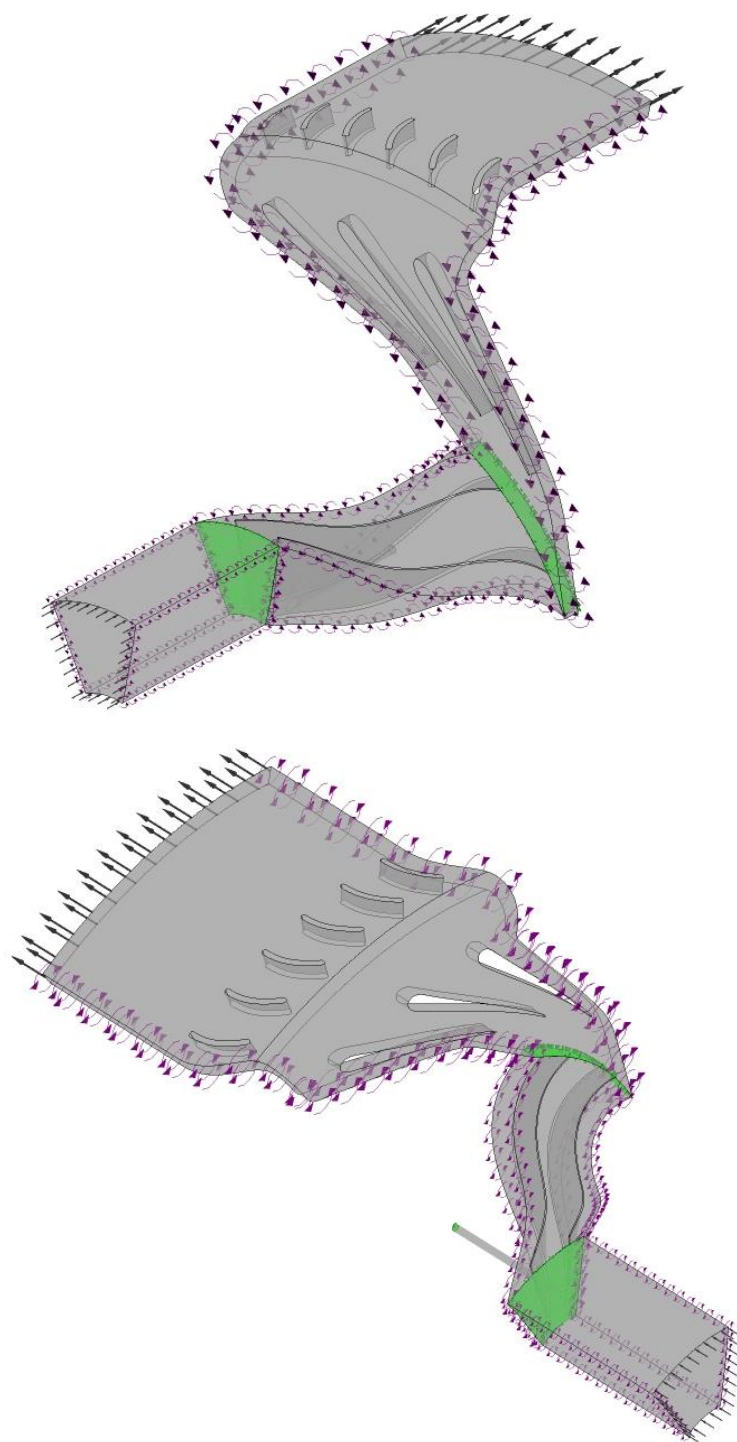
Овај домен је ограничен стационарним површима, претходно дефинисаном улазном површи и излазном површи која представља контактну површ са доменом компресора. Сваки домен нумеричког модела па и овај домен уводника је бочно ограничен са опцијом *Periodic*, у циљу апроксимације исечком укупне запремине. Контактна површ са компресорским доменом је дефинисана као *General Connection - Stage*. Следећи домен је секција компресора која представља ротациони домен. У овој секцији ваздух се компримује и прослеђује његовом статору, дифузору. Овај домен се налази између домена уводника и дифузора. Стога је он ограничен контактним површима са њима, ротационим површима подножја, врхова и бокова лопатица и бочним периодично понављајућим површима. Ширењем ваздуха у дифузору, следећем домену, и даље му се повећава статички притисак на максималну вредност која влада у мотору. Овај домен је стационаран. Ограничен је контактном површи са компресором, бочним периодичним површинама, стационарним површинама које представљају дно дифузора, кућиште и лопатице и

излазном површи тип *Outlet*. Пошто је на експерименталном испитивању мерена вредност надпритиска и температуре иза дифузора на гасогенератору овој излазној површи је задата мерена вредност:

- статичког притиска

док је мерена вредност температуре коришћена у сврхе оцењивања веродостојности симулације.

На слици 5.8 приказани су домени хладног дела мотора: уводника, компресора и дифузора, са визуелно приказаним границама. Граничне контактне површине домена, су приказане зеленом бојом на слици како би се лакше разликовале границе домена. За радни флуид ових домена је усвојен ваздух као идеалан гас. Кроз компресор су пробушени отвори, од међулопатичног простора до диска компресора на малим пречницима, у циљу пражњења зоне између његове леђне стране и преграде, ради смањења аксијалне силе на ротору. Стога домен компресора има додатни хоризонтални канал за ово одвођење ваздуха и додатну контактну површ са доменом преграде.



Слика 5.8. Домени хладног дела гасогератора са истакнутим границама обојене зеленом бојом

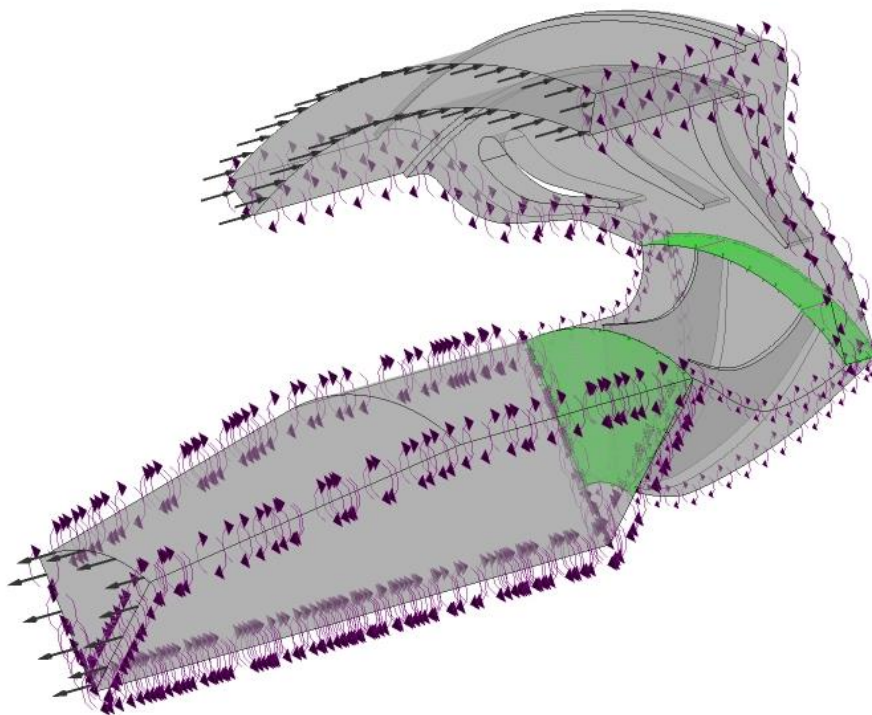
Секција топлог дела гасогенератора је величине угаоног сегмента од 60° па садржи већу запремину. Домен статора турбине је стационаран. Ограничен је стационарним површинама статора и његових лопатица, бочним периодичним површима, контактном површи са доменом турбине и улазном површи типа *Inlet*. Улазна површ је дефинисана на основу:

- масеног протока са излазне површи дифузора увећаног за вредност масеног протока горива који се доводи систему у комори сагоревања и
- укупна температуром добијене на основу мерене температуре на млазнику.

Укупни притисак на улазу у статор турбине служи као провера веродостојности модела, упоређивањем са очекиваним падом кроз комору сагоревања. Након статора турбине долази ротациони домен турбине који је ограничен као међудомен на сличан начин као и компресорски домен. Односно, ограничен је контактним површима са доменом статора и млазника, периодичним површима и ротационим површима лопатице. Турбина узима део енергине продуката сагоревања и користи је за покретање компресора и с тим самостално одржава рад гасогенератора. На излазу из гасогенератора је домен млазника у коме се радни флуид убрзава и коришћењем преосталог дела енергије ствара реактивна сила потиска. Ограничен је својом стационарном површи, периодичним површима, контактном површи са турбином и излазном површи на којој се ствара сила потиска. Излазна површ типа *Outlet* дефинисана је само са:

- статичким притиском.

На слици 5.9 приказани су домени топлог дела мотора: млазника, статора и ротора турбине са визуелно приказаним границама. Граничне површи домена, Interface-и, су приказане зеленом бојом на слици како би се лакше разликовале границе домена. За радни флуид ових домена је усвојен ваздух као идеалан гас са промењеним параметрима који одговарају температурама у овој зони.

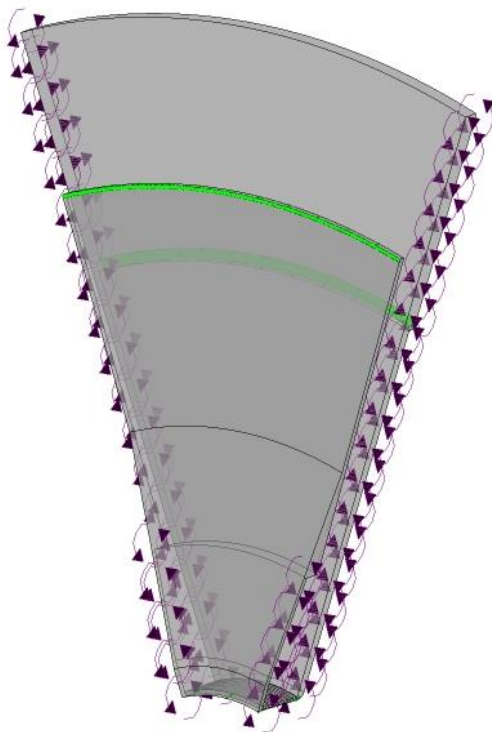


Слика 5.9. Домен топлог дела гасогератора

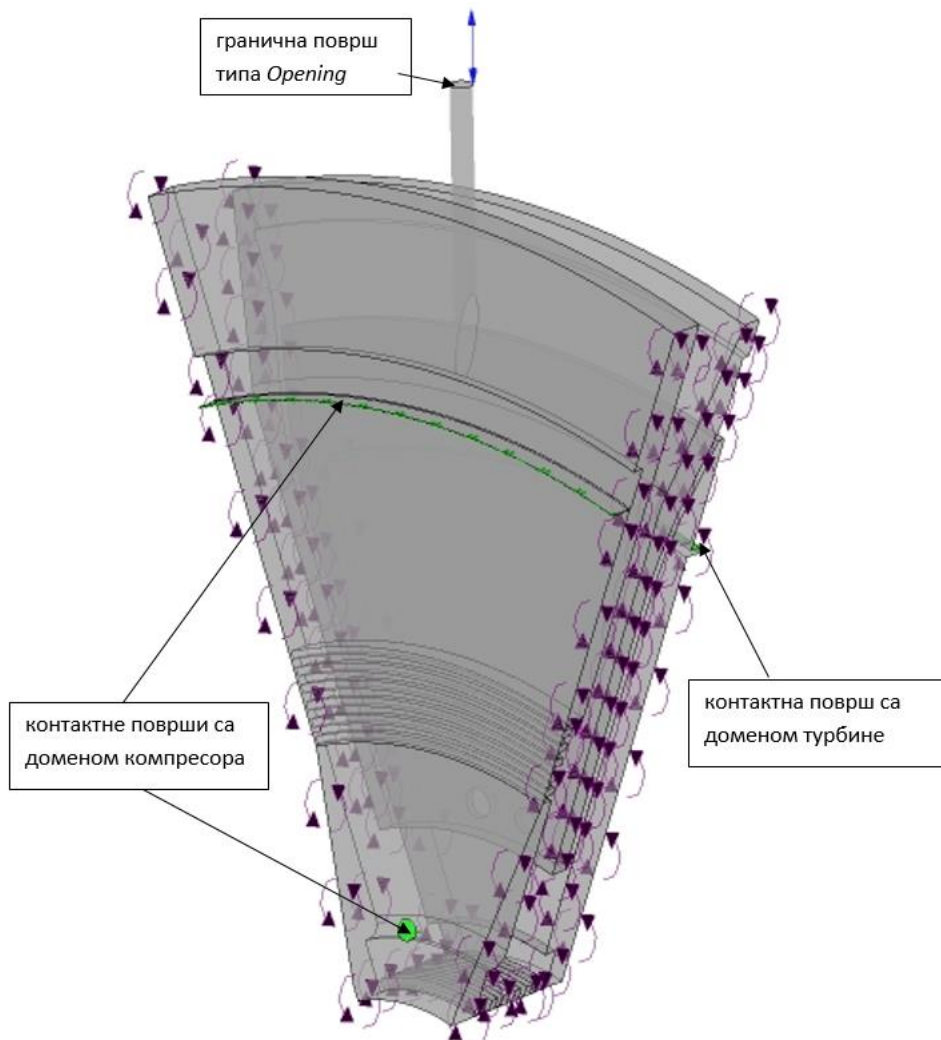
Домен мултифункционалне преграде се налази између хладног и топлог дела гасогенератора и представља стационарни домен. Директно је у контакту са дифузором и статором турбине јер се у њима налазе процепи између статора и ротора кроз које пролази радни флуид. Како је природно да постоји струјање од хладне зоне на вишем притиску ка топлој зони која је на нижем притиску за овај домен је почетно усвојен ваздух као идеалан гас. Ограничен је поменути контактним површинама, затим периодичним површима, стационарним површима које су представници структуре преграде и ротационим површима које представљају површи ротора. Домен преграде обухвата две запремине. Једна је запремина ваздуха који се доводи из зоне иза дифузора за хлађење турбине и смањивање аксијалне силе на ротору. Овај ваздух се доводи кроз 9 радијалних отвора на прегради, а како је домен преграде угаони сегмент од 40° он садржи само један овакав отвор. Улазна површ отвора је дефинисана као *Opening* са параметрима ваздуха који владају иза дифузора:

- измерени статички притисак и
- температура.

Око ове унутрашње запремине је спољашњи простор који испуњава радни флуид који струји између преграде и роторских делова гасогератора. Симулације струјања за различите варијанте мултифункционалне преграде разликују се у домену преграде који је коришћен у прорачуну, док су остали домени задржавани истим. На следећим сликама 5.10 и 5.11 приказани су домени друге и четврте варијанте мултифункционалне преграде, са наглашеним површима које су у додиру са другим доменима мотора.



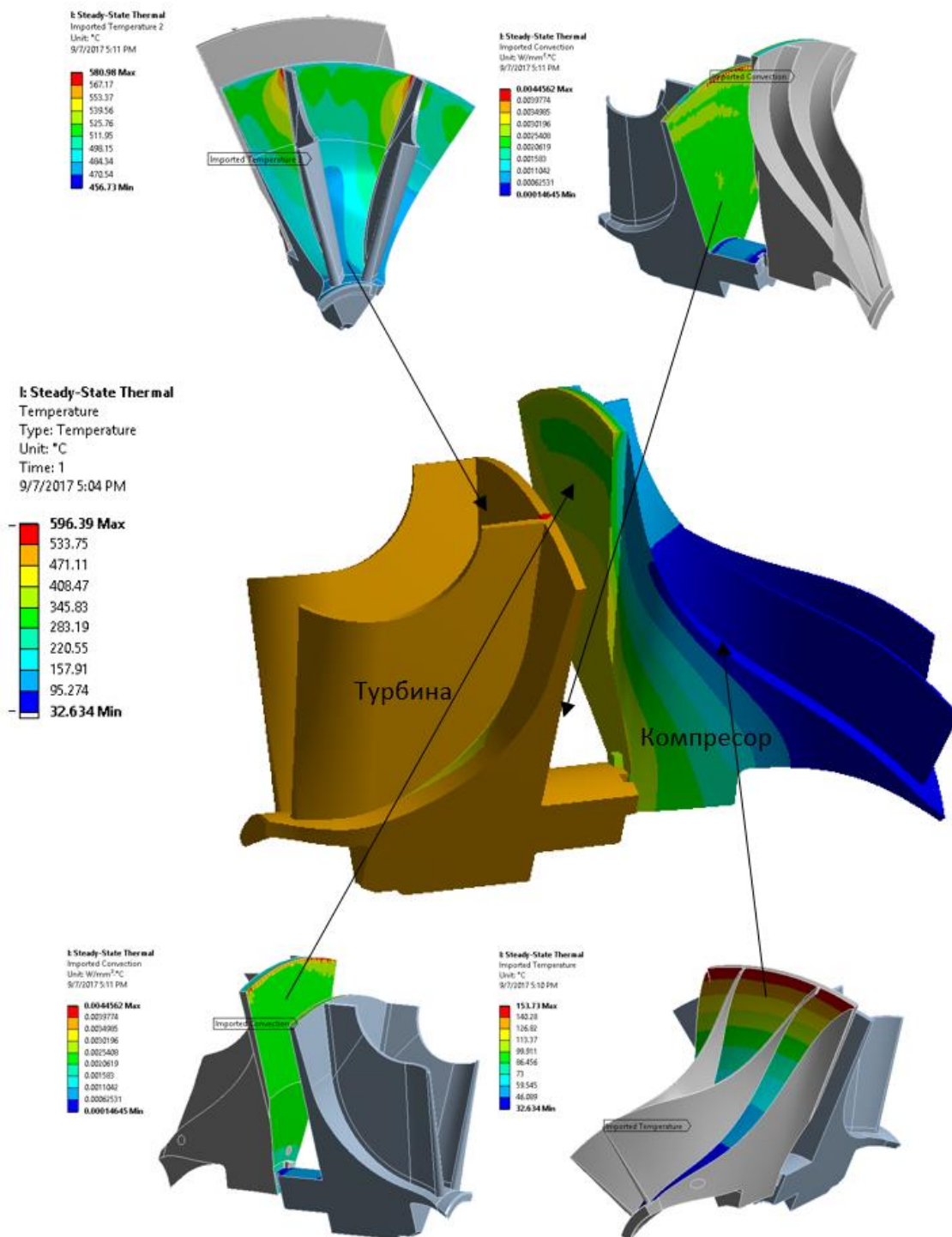
Слика 5.10. Домен варијанте 2 мултифункционалне преграде гасогератора



Слика 5.11. Домен варијанте 4 мултифункционалне преграде гасогератора

У циљу узимања у обзир хлађења или грејања радног флуида због присуства компресора и турбине симулација је итеративно рађена. Тј. након прве симулације и добијене расподеле температуре на површине дискова компресора и турбине, приступљено је потпрограму *Steady-State Thermal* за симулацију расподеле топлоте кроз тело. За компресор се уносе добијене температуре на површима међулопатичног простора (слика 5.12 доле десно) и коефицијент конвекције са температуром на површи његовог диска (слика 5.12 доле лево) из симулације струјања. То су површи компресора које су у контакту са радним флуидом. Површи лопатица су изостављене ради поједностављења и убрзавања поступка, а са друге стране њихов утицај би додатно смањио температуру што је повољнија варијанта за структуру. Методом коначних елемената у поменутом потпрограму добија се

температурно стање целог компресора. Прорачун показује да се површ диска компресора значајно хлади кондукцијом, односно одвођењем топлоте кроз тело компресора. Тако добијена температура на површ диска компресора се осредњава и враћа у прорачун симулације струјања. Тј. на граничној површи у нумеричком моделу за симулацију струјања се задаје њена температура. Овај поступак је потребно поновити више пута ради добијања тачнијег температурног стања радног флуида у зони између преграде и компресора. Кроз исти поступак и на исти начин се дефинише и температура диска турбине у нумеричком прорачуну струјања (слика 5.12 горе). На истој слици у средини приказана је добијена расподела температуре кроз компресор и турбину са поменутиим поступком. Установљено је да је одвођење топлоте кроз тело компресора веома значајно и да драстично мења топлотну слику флуида у простору између њега и преграде због малих масених протока струјања. Због временског трајања симулације струјања за овај итеративни процес коришћена је мрежа од 7,5 милиона елемената док је исечак роторских делова, компресора и турбине, имао око 75 000 елемената како би се брже дошло до жељених температура. Овај поступак је искоришћен и за утврђивање радног зазора у процепима између домена ротора на њиховим спољним пречницима. Овај утицај је узет у обзир тако што је коригована геометрија ових процепа током поменутог итеративног процеса. Стога крајња симулација садржи кориговане геометрије радних зазора ротора, а у домену мултифункционалне преграде задате су осредњене температуре од 490 К и 830 К респективно на ротирајућим површима које симулирају дискове компресора и турбине.



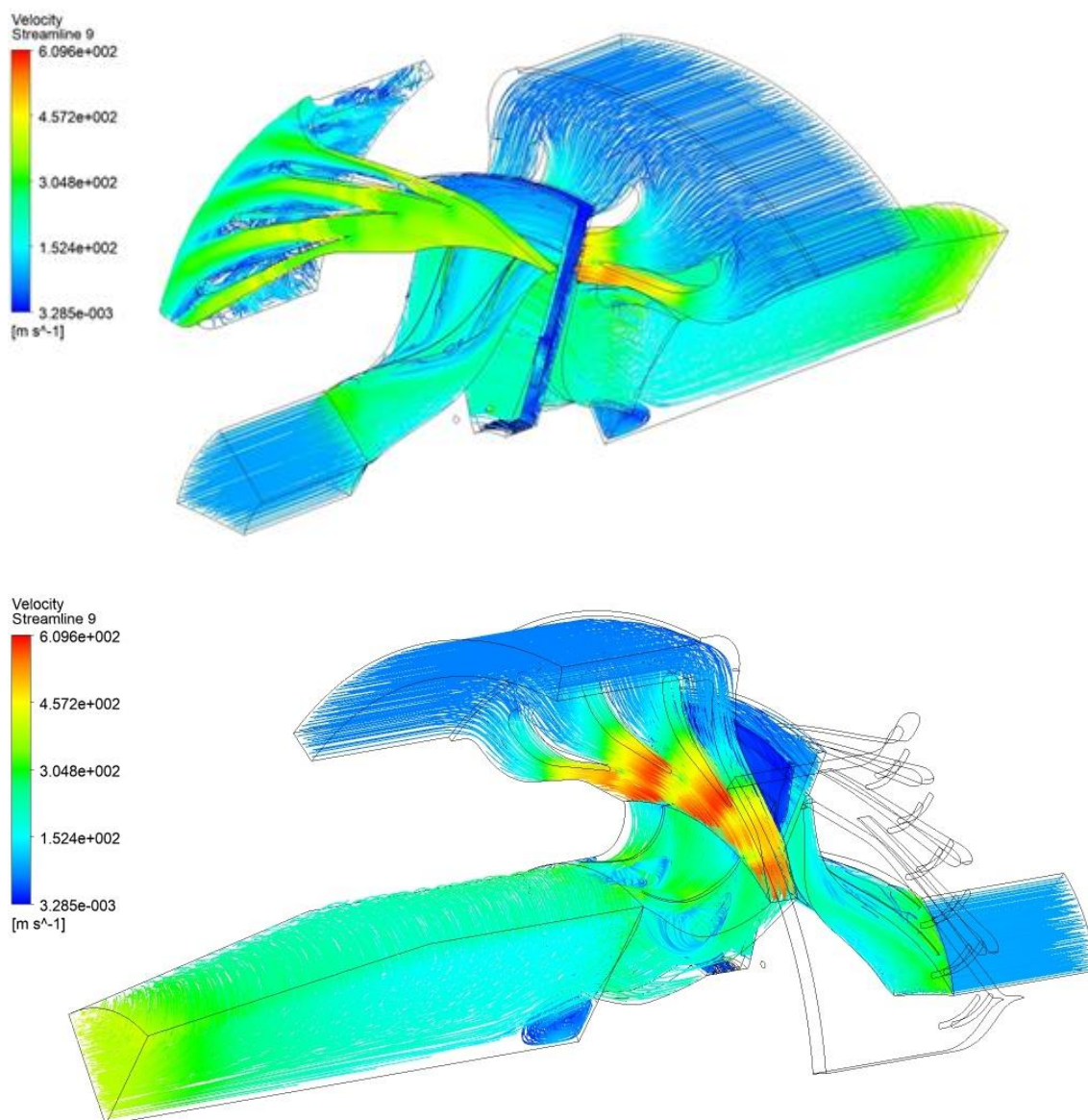
Слика 5.12. Графички приказ расподеле температуре кроз структуру компресора и турбине у средини слике и расподеле топлотних коефицијената са температурама на површима компресора (доле) и турбине (горе)

5.2 Оптерећења мултифункционалне преграде

Ради поређења нумеричке симулације и реалне слике струјања радног флуида врши се анализа параметара струјања у тачкама на мотору у којима су њихове вредности мерене. Мерни систем, мерне тачке, давачи и начини мерења ових параметара детаљно су објашњени у претходном поглављу 4. Као пример може се узети поређење експериментално мерених и нумеричком симулацијом добијених параметара за радни режим мотора од 54 600 o/min са варијантом 4 мултифункционалне преграде. Израчуната вредност масеног протока ваздуха кроз мотор преко подпритиска који је мерен у зони уводника износи 0,9 kg/s, а добијена вредност ове величине нумеричком симулацијом је 0,901094 kg/s. На улазној површи уводника владају атмосферски услови, а нумеричком симулацијом добијене су вредности статичког притиска 101 672 Pa, укупног притиска 107 808 Pa и температуре 294 K. На излазу из дифузора (статора компресора) измерена је вредност статичког надпритиска од 265 800 Pa, а нумеричком добијена вредност је 265 009 Pa. Према описаној мерној опреми у поглављу 4 на излазу из млазника измерене су вредности температуре од 700 K и укупног притиска 150 000 Pa. Нумеричком симулацијом струјања добијене су вредности температуре 716 K и поменутог притиска 144 414 Pa.

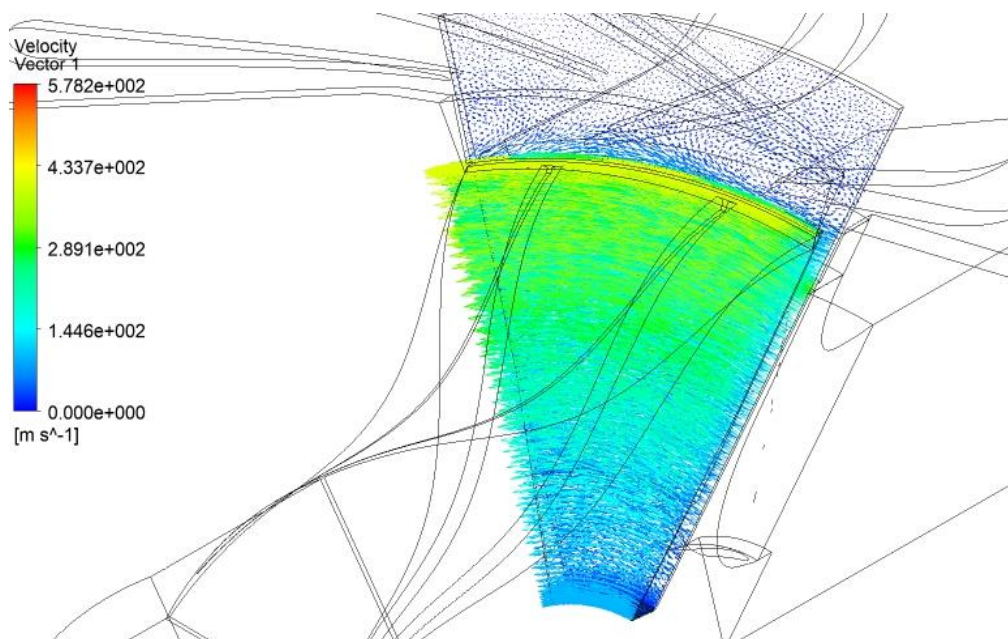
На слици 5.13 графички су приказане струјнице радног флуида кроз гасогенератор, где облик струјница указује на правац њиховог кретања а боја на локалну брзину честица. Отцепљења струјања у хладној секцији су таква да указују на одступање угла лопатица на дифузору од оптималног, што доводи до појаве одређених губитака у систему. У топлој секцији јављају се масивни вртлози у полеђини лопатица турбине који се постепено губе у млазнику. Ови вртлози су очекивани због невитоперених лопатица турбине. Овај проблем ствара додатне губитке и смањује ефикасност турбине, чиме се губи један део корисне енергије. Невитоперени облик лопатица је конструктивно усвојен због лакше израде алата за одливање турбине од специјалне легуре Inconel-а. Ови губици су потврђени и експерименталним испитивањем јер је добијена мања сила потиска, мањи масени проток и мањи степен сабијања ваздуха него што је очекивано.

Како су прорачунате вредности параметара струјања у границама дозвољених одступања у односу на мерене и како визуелна анализа резултата нумеричке симулације указује на очекиване феномене у секцијама мотора, закључено је да је симулација струјања довољно веродостојна за анализу стања и понашања структуре преграде.



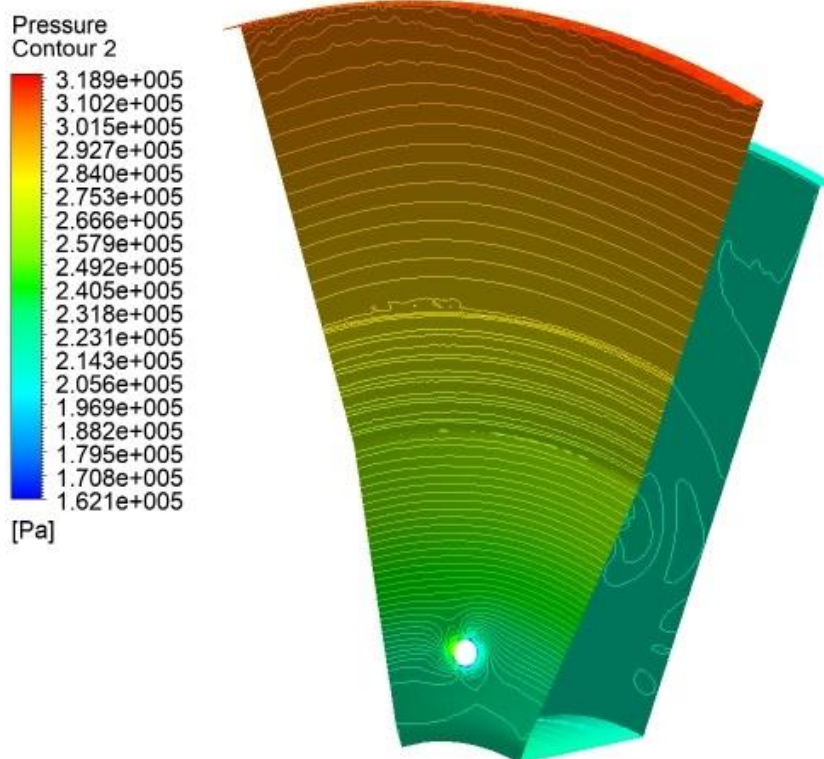
Слика 5.13. Графички приказ струјања радног флуида кроз гасогенератор путем струјница, струјање кроз хладну секцију горе и струјање кроз топлу секцију са сакривеним доменом дифузора доле

На графичком приказу вектора брзине струјања у домену мултифункционалне преграде на слици 5.14 уочава се утицај ротирајућих површина ротора на честице радног флуида. Наиме честице радног флуида у зони граничног слоја ротирају заједно са ротационом површи, а како су размаци између површи веома мали овај утицај постаје видљив и значајан. Ово је утицај ефекта Теслине турбине. Показало се да за растојање стационарне површи преграде и ротационе површи диска компресора од 0,5 mm овај утицај постаје веома значајан. За мања растојања се показало да ефекат Теслине турбине постаје доминантан и да он диригује расподелу брзина, притисака и температура у овом простору. Овај ефекат за последицу има, поред ротационог кретања честица, обарање статичког притиска флуида гледајући ка центру ротације. Овај ефекат је у општем случају присутан у близини делова који ротирају. У случају преграде овај утицај диригује расподелу статичких притисака који представљају њено механичко оптерећење, али такође утиче и на њене функције. Пад статичког притиска ка центру директно мења вредност аксијалне силе коју преграда треба смањити, па се стога треба кориговати количина ваздуха која се доводи кроз преграду за смањивање аксијалне силе на ротору. Ефекат Теслине турбине је знатно блажег утицаја у зони између преграде и турбине због већег растојања између делова.



Слика 5.14. Графички приказ струјања кроз домен мултифункционалне преграде са векторима брзина честица

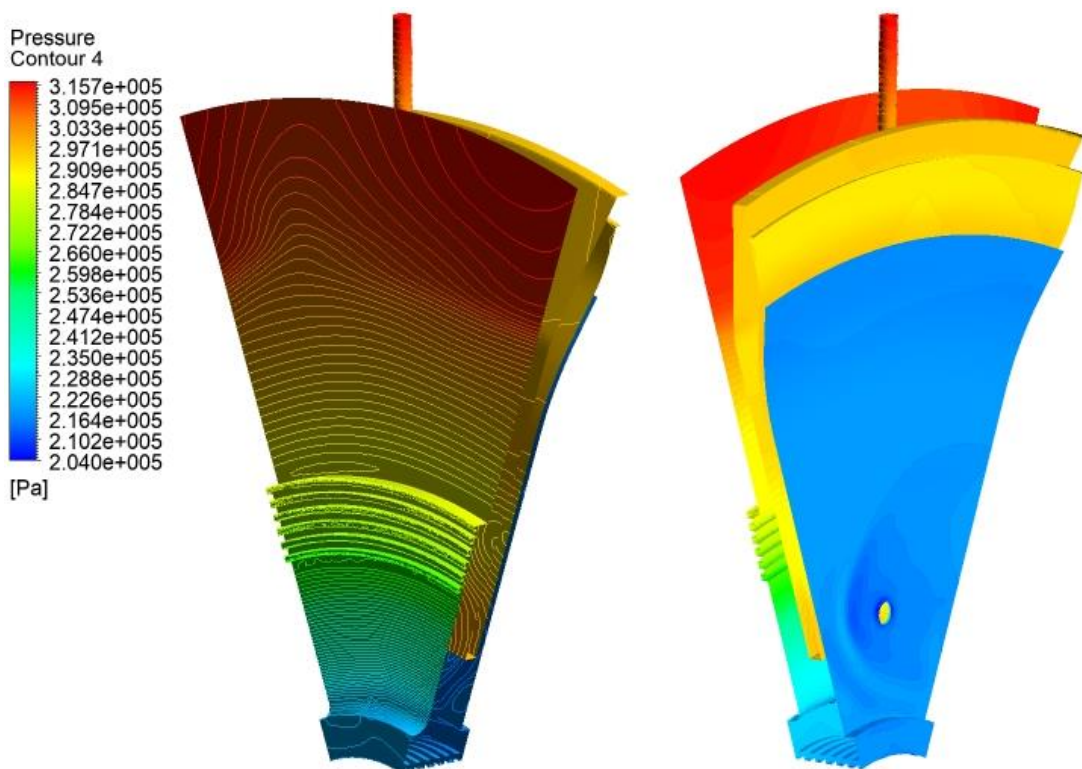
На слици 5.15 приказана је расподела статичког притиска по ротационој површи нумеричког модела која симулира површи дискова роторских делова. На њој је добијен значајан пад статичког притиска гледајући ка оси ротације. На страни турбине се уочава релативно равномерна расподела притиска што указује на изостанак ефекта Теслине турбине због већег растојања између преграде и турбине.



Слика 5.15. *Графички приказ статичког притиска на ротационим површима домена преграде које симулирају површи дискова ротора*

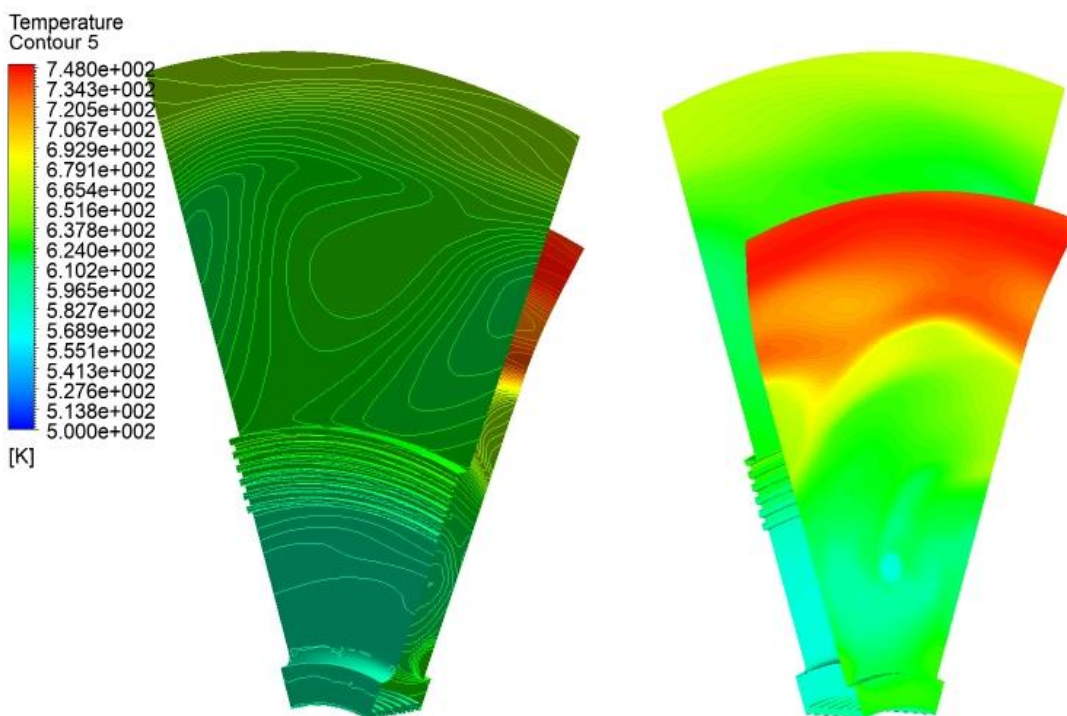
На слици 5.16 приказана је расподела статичког притиска на површима преграде која је стационарна. У зони испод аксијалног бесконтакног заптивача долази до појачаног опадања статичког притиска што указује на функционалност отвора у компресору. Унутрашњост преграде је равномерно оптерећена статичким притиском на вишим вредностима. Услед ограниченог малог протока ваздуха који се доводи у ову зону, не долази до значајнијих промена у параметрима струјања у унутрашњој зони преграде. Релативно равномерна расподела притисака између турбине и преграде се преноси и на стационарну површ преграде што се такође уочава на слици 5.16.

Расподела притисака на површима роторских елемената (леђним странама компресора и турбине, њиховим међулопатичним просторима и лопатицама) дефинише аксијалну силу коју трпи лежајни склоп поред радијалних сила услед дебаланса. Овом симулацијом добијена је вредност од 1030 N на разматраном режиму од 55 000 обртаја у минути.



Слика 5.16. *Графички приказ статичког притиска на стационарним површима преграде*

Расподела температуре на површи преграде дата је на слици 5.17. Са ове слике се може приметити да долази до пада температуре у близини отвора за хлађење турбине због ваздуха који се доводи кроз преграду. Овим се нумерички потврђује и ова функција преграде.



Слика 5.17. *Графички приказ статичке температуре на стационарним површима преграде*

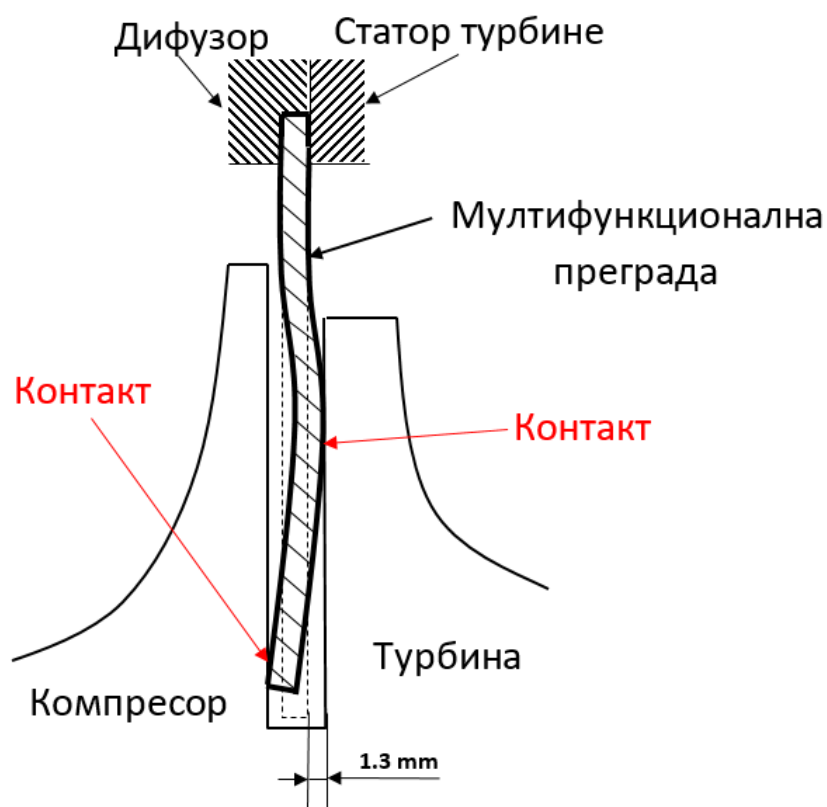
Резултати нумеричке симулације струјања, притисци и температуре, описују радне услове у којима преграда функционише, потврђују рад неких функција преграде и представљају улазне податке, тј. оптерећења, за прорачуне стања и понашања структуре мултифункционалне преграде. За симулацију струјања радног флуида кроз гасогенератор узети су гранични услови једнаки измереним вредностима са испитивања гасогенератора на одговарајућем режиму за разматрану варијанту преграде.

**РАЗВОЈ КОНСТРУКЦИЈЕ
МУЛТИФУНКЦИОНАЛНЕ ПРЕГРАДЕ**

Мултифункционална преграда је иновативно конструкцијско решење које треба да оствари више функција наведених и образложених у поглављу 3, у екстремно тешким условима рада који подразумевају висока механичка, топлотна, структурна и друга оптерећења. Развој је остварен применом итеративног приступа уз постепено поправљање односно побољшање својстава и понашања преграде у експлоатацији. Примењени приступ одговара приступу у инжењерском дизајну заснованом на својствима (Property-based Design) и V-модела на основу којих је дефинисана процедура заснована на конструкцијском отклањању узрока оштећења на конструкцији (Failure-based Design - FBD), приказана на слици 1.2. Процедура подразумева експериментално испитивање изведеног конструкцијског решења до разарања изазваних утицајем услова рада и оптерећења. Следи анализа насталих оштећења, утврђивање узрока и тока процеса разарања уз коришћење аналитичких и посебно нумеричких метода прорачуна показатеља радних услова и стања конструкције. На основу добијених резултата развија се ново конструкцијско решење које подразумева отклањање свих могућих утицаја који су довели до оштећења, као и увођење одговарајућих превентивних заштита од утицаја који би могли да се појаве услед уведених конструкцијских измена. Израђено ново конструкцијско решење испитује се на пробном столу уз симулацију услова експлоатације. Уколико дође до настанка евентуалних оштећења, поступак поправљања конструкције се понавља. Током развоја мултифункционалне преграде за раздвајање радног простора компресора и турбине гасогенератора, развијено је и испитано пет варијантних конструкцијских решења. Приказ конструкције (структуре) за одговарајуће функције, поступак испитивања и анализа оштећења уз одговарајуће нумеричке резултате прорачуна и мерења током испитивања, следи за свако од варијантних решења у даљем тексту.

Мултифункционална преграда је непокретни зид између ротора компресора и турбине ослоњена на дифузор компресора и статор турбине, слика 6.1. Брзина ротације ротора достиже 62 000 о/min. На страни компресора притисак је знатно виши, а градијент промене нивоа температуре и у аксијалном и у радијалном правцу у зони преграде врло је висок. Потребно је обезбедити максимално пригушење тока флуида (заптивање) између ова два простора, без физичког контакта површина непокретних и покретних делова. Разлика у притиску флуида

(ваздуха и гасова сагоревања) и висок градијент температуре у овом простору својим интензивним деловањем остварују тенденцију сложеног процеса деформисања преграде која, поред осталог и због узаног простора лако долази у додир са ротором који се окреће екстремно високом брзином (сл. 6.1). Конструкцијско решење мора да оствари све функције дате у поглављу 3, а да притом не дође у додир са ротором или да наступи неки други вид оштећења који је изазван конструкцијом преграде.



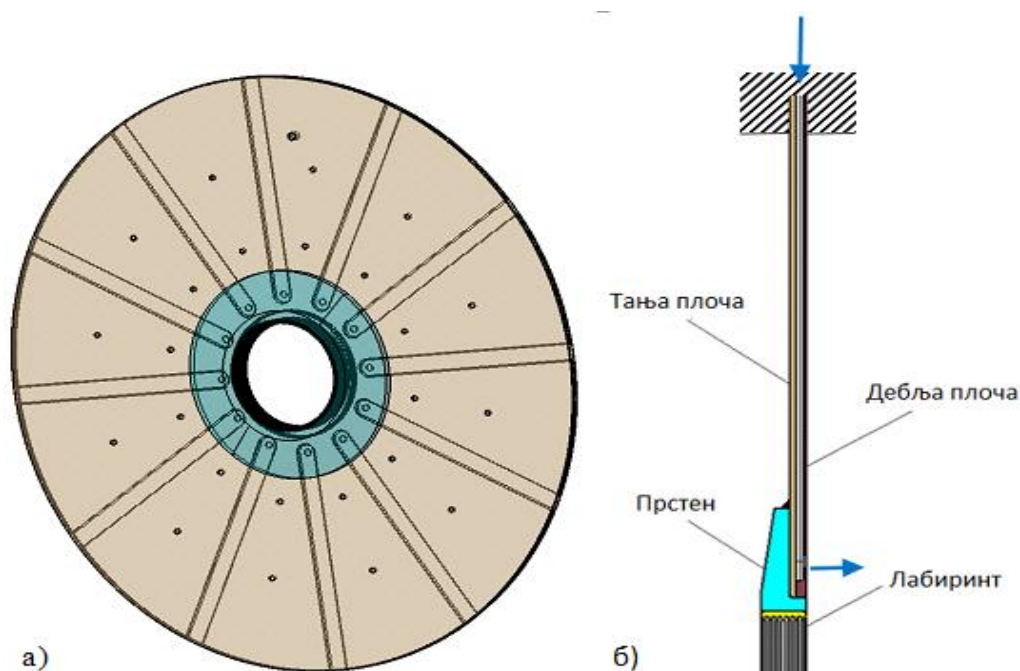
Слика 6.1. Шематски приказ мултифункционалне преграде

Конструкцијско решење за наведени скуп функција је потпуно ново и нема искустава у вези са могућим понашањем конструкције. Оно што се може очекивати је појава радног стања које доводи до хаваријских оштећења. Логика намеће редослед у раду по коме се после развоја конструкције преграде изведе нумеричка анализа стања, а затим изведу експериментална испитивања. Постоје два разлога због којих је овај редослед промењен па су за свако од варијантних решења најпре

изведена експериментална испитивања, а затим ради бољег упознавања узрока оштећења и потврђивања претпоставки, реализоване нумеричке анализе за варијанте преграде 2, 4 и 5. Један од разлога је тај што су за нумеричке анализе потребни подаци о радним и граничним условима који се добијају путем експеримената, а други је што је за нумеричку анализу потребно много више времена него за понављање експеримента по истој методологији. Итеративним развојем више варијанти где се свако следеће конструкцијско решење заснива на искуствима са претходних тј. конструисање (инжењерски дизајн) засновано на оштећењима односно на понашању претходних варијанти, назван је *Failure-based Design – FBD*.

6.1 Мултифункционална преграда – варијанта 1

Да би се избегле деформације преграде приказане на слици 6.1, почетна идеја била је оријентисана према повећању флексионе крутости плоче и уједначавању температуре у радијалном правцу. Преграда спољашњег пречника 229 mm је израђена од лима тако што су две плоче, једна дебљине 1,5mm, а друга дебљине 0,5mm, међусобно заварене ласерским заваривањем, у неколико ситних отвора. У плочи веће дебљине, урезани су радијални канали дубине 1mm и ширине 7mm, за пролаз ваздуха (слика 6.2). Хладан ваздух из зоне највишег притиска у компресору, пролази кроз ове канале и излази према ротору турбине. Очекује се да проток овог ваздуха у одређеној мери снизи температуру преграде и смањи њен дисконтинуитет у радијалном правцу. Из радијалних канала ваздух се испушта кроз аксијалне отворе пречника 3 mm, према корену турбине. Овај ваздух би требало делимично да расхлади корен турбине и допринесе смањењу аксијалне силе на лежаје ротора.



Слика 6.2. Мултифункционална преграда варијанта 1: а) 3D модел са провидном структуром и б) попречни пресек са ослањањем и смером довођења ваздуха

На унутрашњој контури плоче од лимова, постављен је прстен са лабиринтом за пригушење протока флуида између компресорске и турбинске стране у зони заједничког вратила. Лабиринтски прстен је ширине 7 mm са радијалним зазором са вратилом од 0,2-0,4 mm како би се добио потребан пад притска између простора које раздваја. Носач лабиринта у облику прстена, је заварен по ободима са леве и десне стране за претходни спој две плоче. Лабиринтски заптивач се накнадно пресује у прстен. Како се не би одаљавали компресор и турбина за ширину лабиринта, у диску компресора је урезана контура прстена, тј. упуштен је одговарајући конусни простор за овај прстен на леђној страни компресора. Тако је ротор компресора задржан на истој позицији на вратилу и нису промењена динамичка својства ротора. Међутим, уклоњен је материјал из зоне ротора компресора где је напон највећи што је неповољно за његову носивост – радно оптерећење. У балансу између носивости и одржања динамичке стабилности, одлука је да се уреже простор за прстен како се не би мењао положај ротора компресора на вратилу.

Плоча је израђена од нерђајућег челика X5CrNi18-10 (Š 4580 / 1,4301). Одабран је због високе тачке топљења од 1450°C јер преграда има функцију топлотне заштите и као таква мора издржати високе температуре. За лабиринтски заптивач, услед могућности појаве додира са роторским склопом, усвојен је „мекши“ материјал. Због екстремно високих брзина ротације, при убрзавању роторски склоп пролази кроз резонантна подручја (модална осциловања), у којима се нагло повећају померања ротора која могу довести до тренутног контакта са лабиринтом. У контрадикцији са високим температурама у овој зони, ипак су могући материјали за лабиринт бронза и месинг. У овом случају узет је месинг јер је био доступнији на тржишту.

Услед строгих захтева за зазорима лабиринтског заптивача, преграда (плоча) је центрирана преко своје спољашње контуре на одговарајућим ослоњцима са унутрашње стране дифузора. Чеоно се прстенастом површином ослања директно на дифузор, док је статор турбине притиска са друге стране. Постављена је и једна чивија како би се преграда позиционирала по углу и спречила њена ротација услед вибрација. На овај начин верзија 1 преграде је практично укљештена по свом ободу као што је приказано на слици 6.2.

6.1.1 Експериментална испитивања и оштећења конструкционе варијанте 1

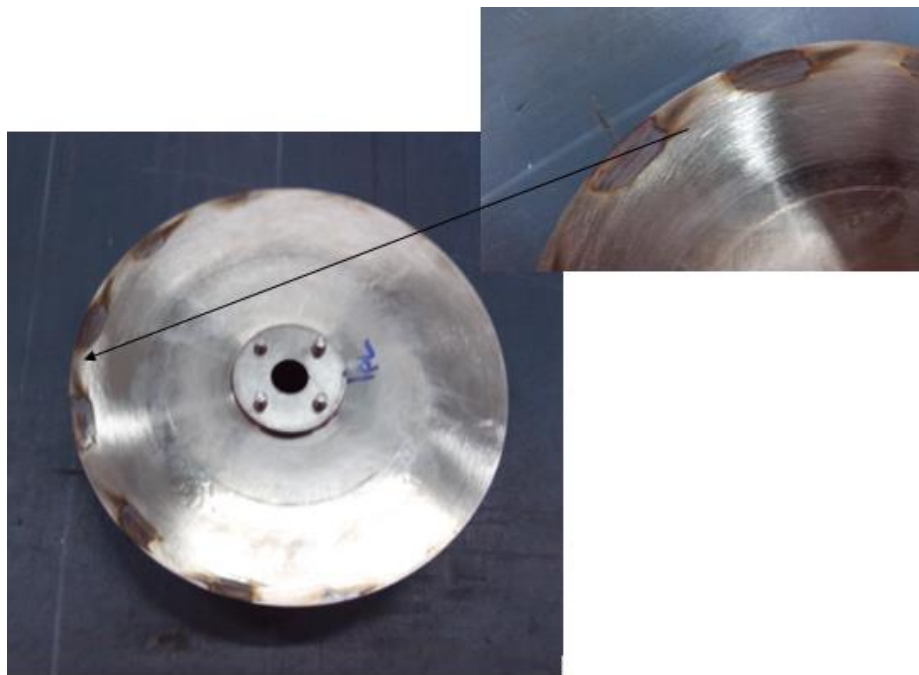
После израде и уграње варијанте 1 мултифункционалне преграде у склоп гасогенератора (слика 6.2), приступило се испитивању функционалности преграде на пробном столу који је приказан на слици 4.11. Сам почетак испитивања указао је на чињеницу да преграда не остварује предвиђену функцију уз задовољење наведених ограничења и услова. Убрзо након паљења коморе сагоревања и уношења топлоте у систем примећене су се прве неправилности у раду. Вибрације су биле изнад очекиваних, а нарочито значајно већа потрошња горива је била изненађење. Рад гасогенератора на опитном столу, је спроведен задржавајући се на броју обртаја од 40 000 o/min. Мерни систем је показивао ниво вибрација који се не очекује на овом броју обртаја, резонантна подручја су по прорачунима била далеко

испод овог броја обртаја што је при пуштању у рад и утврђено. Осим тога потрошња горива била је око 20% већа од оне која треба да буде за поменути режим рада. Закључено је да постоји проблем у функционисању и даље испитивање је обустављено. Због кратког временског трајања самог рада гасогенератора нису снимљене мерене величине и показивање мерних инструмената.



Слика 6.3. Деформације и оштећења преграде у додиру са диском турбине

После расклапања гасогенератора утврђено је да примењена конструкцијска решења која су требала да ублаже деформације преграде, нису остварила задовољавајуће ефекте. Деформације преграде одговарале су приказу на слици 6.1. Ове деформације поништиле су одстојања до леђних површи компресора и турбине услед чега се остварио контакт између површи стационарне преграде и ротационих делова. Промена облика преграде је комплексна али је доминантно испупчење тј. равна површина се трансформисала у купасти облик (слика 6.3), што одговара скици 6.1. Услед тога дошло је до додира са ротором турбине око средњег пречника преграде и хабања у овој зони. Диск турбине је овај контакт остварио својим спољашњим пречником (слика 6.4). Турбина је мањег пречника од преграде, а пречници хабања и на прегради и на диску турбине су исти. Облик остварених хабања указује на неколико чињеница. Трансформација равне плоче у купасти је комплексна и несиметрична јер додир на ротору турбине није на целом обиму. Испупчења на плочи (слика 6.3) су локално већа на местима где пролазе жлебови за ваздух јер је на тим местима крутост мања и мањи су отпори деформисању. Осим тога услед ових клизања под високим притиском настају локални извори топлоте и топлотни утицај се значајно повећава. На диску турбине између лопатица настала су локална испупчења и дошло је местимично до контакта и хабања (сл.6.4).



Слика 6.4. Оштећења на диску турбине

У складу са приказом на сликама 6.1 и 6.3, унутрашња контура преграде тј. прстен лабиринта померио са према диску компресора. Ово померање је знатно мање величине у поређењу са аксијалним померањем преграде према турбини. Иако је мале величине, ово померање је ипак довело до контакта прстена на прегради са диском компресора. На слици 6.5 видљиви су трагови клизања диска компресора по овом прстену.



Слика 6.5. Оштећење благог карактера на прегради услед контакта са компресором

6.1.2 Анализа стања и понашања преграде конструкционе варијанте 1

На сликама 6.3, 6.4 и 6.5 приказана су оштећења мултифункционалне преграде конструкционе варијанте 1. Оштећења се састоје у трајној промени облика – пластичним деформацијама, у локалном заваривању и хабању, као и у настанку локалних прслина. Трајне – пластичне деформације су последица промене облика и прекорачења напона течења материјала услед механичких и топлотних оптерећења. Услед деформација и локалног додира под високим притиском површи које се релативно крећу високом брзином, јавља се трење које ослобађа велику количину топлоте и остварује локално загревање до усијања. Настаје локално заваривање и чупање честица услед високе брзине релативног кретања. Са додирних површина се односи значајна количина материјала на којима остају трагови загревања до усијања. После овог загревања материјал се скупља, међутим ако скупљање није омогућено на овим местима или је неравномерно настају прслине.

Конструкцијско решење преграде у варијанти 1, ослоњено је тако да је спољашња контура укљештена и није омогућила топлотно ширење плоче при загревању. Осим тога периферија ове преградне плоче омета топлотно ширење зоне око средњег пречника због тога што је периферија на знатно нижој температури јер је опструјава хладан ваздух компресора. Зона око средњег пречника преграде поред тога што је загрејана са стране турбине, после првог контакта са турбином, локално се загрева и трењем услед додира и клизања. Ширење ове средње зоне плоче спречено је и у радијалном и у циркуларном правцу те је једино могла да се помери у аксијалном правцу. Са стране компресора притисак флуида (ваздуха) је био већи и остварио је потискивање ове загрејане средње зоне преграде према диску турбине.

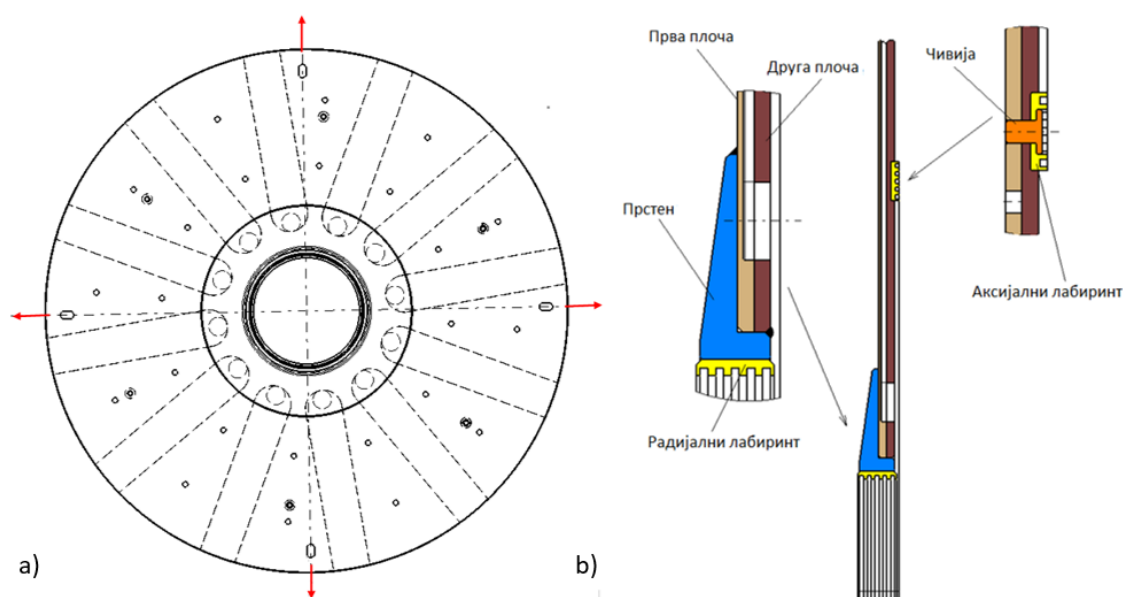
Ваздух који кроз аксијалне отворе истиче према турбини остварује силу реакције која прстен са лабиринтом аксијално потискује према диску компресора. У том смеру потискују га и топлотне деформације преграде око средњег пречника. Осим тога, бочна површина овог прстена је на блиском растојању са ротором компресора што омогућује појаву ефекта Теслине турбине тј. појаве силе атхезије између покретне и непокретне површине што их може довести у додир.

Канали за довод хладног ваздуха нису значајније довели до хомогенизације расподеле температуре у зони преграде. Допринели су локалном слабљењу преграде тј. локалном смањењу крутости услед чега су на овим местима настала повећана померања према диску турбине. Танки зидови преграде у зони канала за хлађење изложени су високом градијенту промене температуре и разлици притисака, услед присуства ваздуха који је хладнији за неколико стотина степени у односу на околину и који је на притиску вишем од притиска околног радног флуида.

6.2 Мултифункционална преграда – варијанта 2

Према моделу FBD-слика 1.2, следеће варијантно конструкцијско решење развија се на бази резултата испитивања претходног решења и утврђених недостатака. Као кључни конструкцијски пропусти код варијантног решења број 1 идентификовано је ограничење слободе топлотног радијалног ширења плоче, као и недовољна флексиона крутост плоче. Варијантно конструкцијско решење преграде број 2, у овом смислу представља побољшану претходну конструкцију. Најбитнија измена састоји се у промени начина ослањања преграде. Да би се омогућила слобода топлотног ширења плоче у радијалном правцу, смањен је спољни пречник плоче тако да се може радијално ширити без могућности радијалног додира са дифузором. Центрирање у односу на осу вратила остварено је преко 4 чивије равномерно распоређене по обиму и упресоване у дифузор са његове унутрашње стране и 4 жлеба чија је ширина подешена према чивијама, слика 6.6. Жлебови у вертикалној равни дозвољавају ширење преграде у радијалном правцу услед утицаја топлоте и центрирају преграду у хоризонталном правцу. Ово центрирање је обезбеђено прецизним налагањем чивије и отвора. Жлебови у хоризонталној равни такође дозвољавају неометано ширење преграде у радијалном правцу и центрирају преграду у вертикалном правцу преко чивија. На овај начин је обезбеђено стално центрирање преграде у току рада гасогенератора, а прегради се омогућава ширење

и повећање пречника. Ова измена је требала значајно да допринесе смањењу деформација у аксијалном правцу.



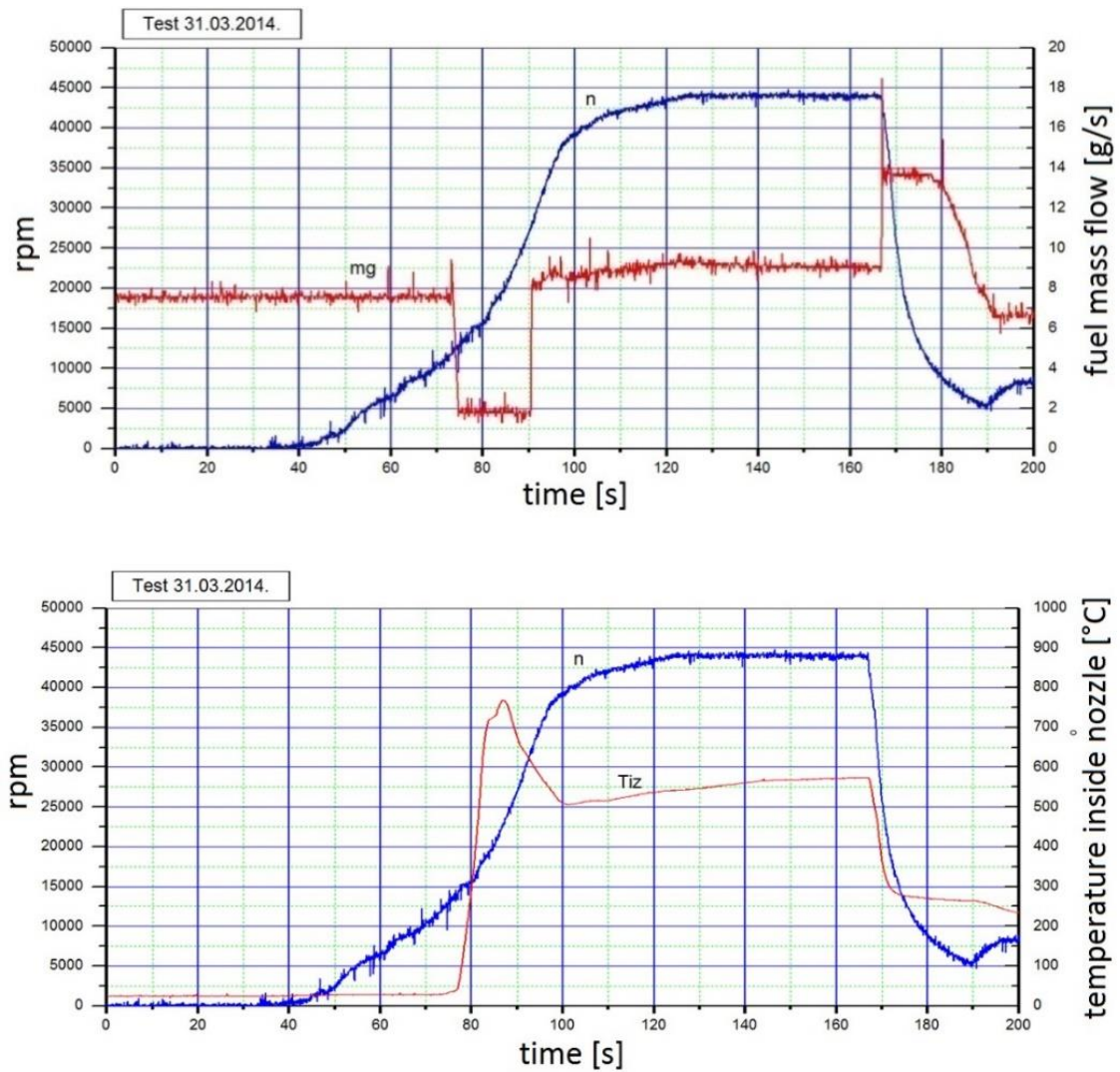
Слика 6.6. Мултифункционална преграда варијанта 2: а) положај отвора за центрирање преграде са омогућавањем радијалног ширења, б) Попречни пресек конструкције са припадајућим деловима

Друга измена се састоји у промени дебљина плоча и додавању аксијалног лабиринта, слика 6.6. И ову преграду чине две међусобно заварене плоче али су обе дебљине по 1,5 mm. Овим се повећава крутост плоча и целе мултифункционалне преграде на рачун малог повећања растојања између компресора и турбине. У прстенастој зони на страни према диску турбине, у којој је код варијанте 1 остварен додир преграде и турбине, додат је месингани прстен са аксијалним лабиринтским заптивачем. Додатни прстен најпре повећава и уједначава флексиону крутост плоче која је нарушена израдом радијалних канала за пролаз ваздуха. Осим тога и ако настане додир између овог месинганог прстена и ротирајућег диска турбине, ефекти ће бити блажи у поређењу са оним када прстена нема. Надаље, лабиринт је на овом месту постављен ради додатног заптивања. Лабиринт отежава отицање ваздуха који се доводи из зоне иза дифузора према корену турбине и повећава притисак флуида у овој зони чиме се додатно смањује резултујућа аксијална сила на ротору. Такође се побољшава и заптивање које је код верзије-1 обављао само радијални лабиринт. Дистанца између преграде и турбине због потребног зазора

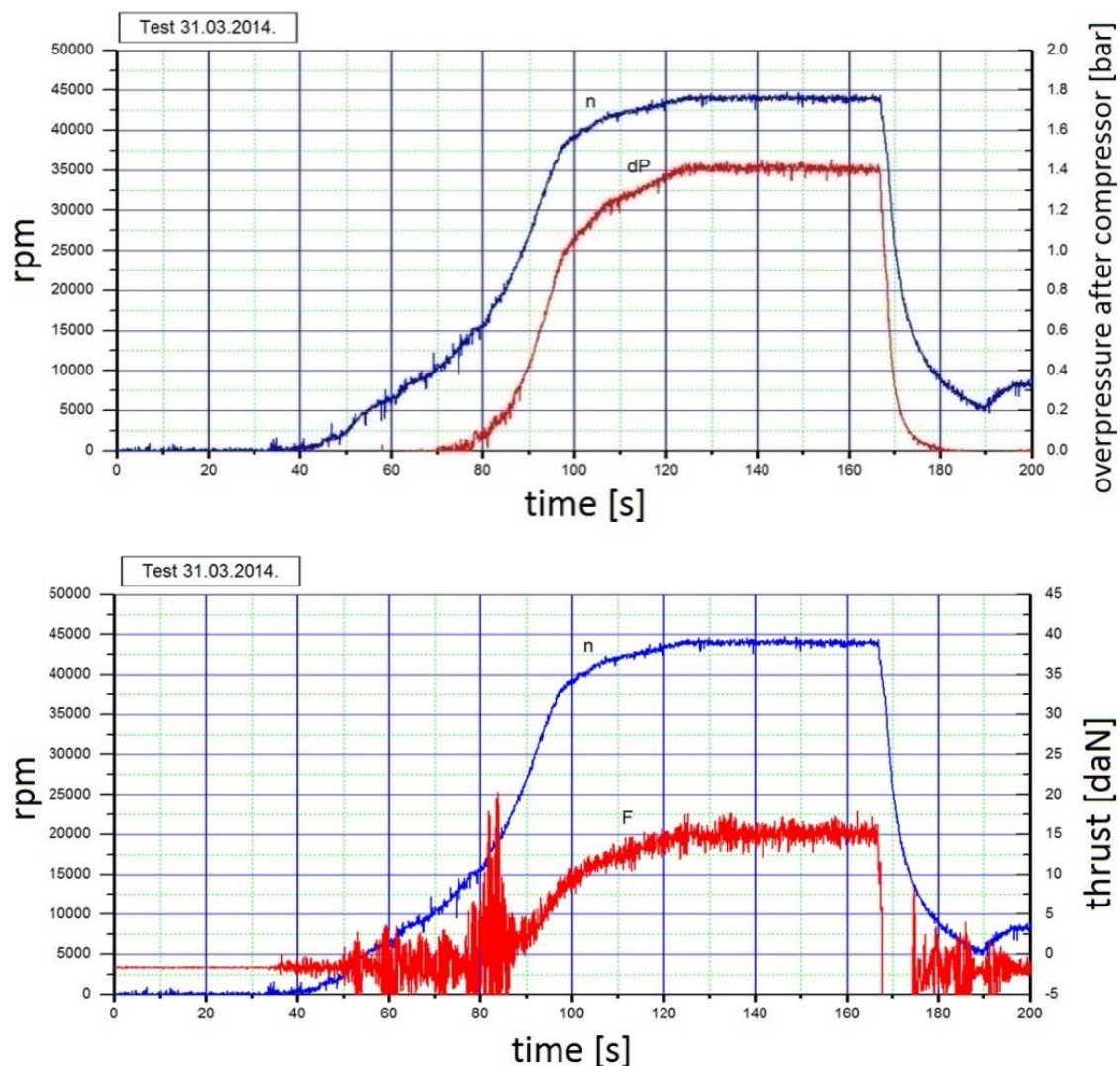
аксијалног лабиринта је смањена. При томе је повећано растојање између плоче и компресора како би се уједначила расподела притисака са једне и друге стране плоче.

6.2.1 Екпериментална испитивања преграде конструкционе варијанте 2

Развијено и изведено конструкцијско решење мултифункционалне преграде најпре је подвргнуто испитивању функционалности на пробном солу. Варијантно решење преграде број 2 је у поређењу са решењем број 1 унапређено само толико да је процес испитивања могао да се одвија док се не измере основни параметри рада гасогенератора. Процес рада је трајао три минута када је услед фриксионог заваривања преграде и ротора дошло до заустављања гасогенератора. До тог тренутка гасогенератор је радио стабилно са ниским нивоом вибрација. Измерени су масени проток горива, температура гасова сагоревања на излазу из млазника, надпритисак иза дифузора, сила потиска и број обртаја. Гасогенератор је убрзан до нивоа устаљеног режима од 44 000 o/min, а резултати мерења приказани су на сликама 6.7 и 6.8. Током испитивања ротор је био у контакту са преградом што је доводило до веће потрошње горива, а тренутак отказа је наступио око 170 секунде. Овај тренутак се уочава на дијаграмима када долази до наглог пада броја обртаја, притиска, силе потиска и температуре на излазу из млазника. Падом притиска у мотору услед пада броја обртаја долази до обарања отпора које треба да савлада горивна пумпа на истом гасу. Ово за последицу има нагли скок протока горива све до тренутка када је горивна пумпа ручно постепено угашена (180s). Нагли пад протока горива од 70 до 90 секунде је последица пада протока на вредност испод прага читавања протокомера од 8 g/s, и представља погрешно читавање. Овај пад у протоку настаје у тренутку паљења коморе сагоревања што доводи до наглог повећања броја обртаја и отпора у систему које пумпа мора да савлада. Са истим задатим гасом и порастом отпора у гасогенератору, пумпа даје мањи проток. Проток се устаљује и враћа на претходну вредност након ручног повећања снаге пумпи командом гаса. Притисак ваздуха који се из компресора уводи у канале преграде је на нивоу 1,4 bar, а сила потиска је на нивоу 150N.



Слика 6.7. Мерене вредности масеног протока горива и температуре врелих продуката сагоревања на излазу из млазника у функцији броја обртаја мотора при испитивању са варијантом 2 мултифункционалне преграде



Слика 6.8. Мерене вредности надпритиска компримованог ваздуха иза дифузора и силе потиска у функцији броја обртаја мотора при испитивању са варијантом 2 мултифункционалне преграде

6.2.2 Оштећења преграде конструкционе варијанте 2

На сликама 6.9 и 6.10 приказана је конструкцијска варијанта 2 мултифункционалне преграде, после испитивања функционалности и расклапања гасогенератора, а на сликама 6.11 и 6.12 диск турбине такође после испитивања. Оштећења су врло велика и у поређењу са конструкцијском варијантом 1 знатно неповољнија, због

временски дужег контакта стационарне преграде и ротационе турбине. Општи је закључак да предузете конструкцијске мере нису дале очекиване резултате те је потребно приступити систематској анализи узрока.



Слика 6.9. Трајно (пластично) деформисани облик преграде конструкционе варијанте 2

Облик преграде после расклапања приказан је на слици 6.9. Пластично је деформисана тј. трансформисана је у конкавни облик који је испупчен према диску турбине. У зони аксијалног лабиринта наступило је интензивно хабање јер је услед испупчења овај прстен остварио висок притисак на диск турбине који је ротирао брзином 44000 о/min. Трагови хабања и загревања до усијања су јако видљиви.

Осим ове трајне деформације обод диска је још деформисан у виду ондулације. На слици су видљиве и локалне пластичне деформације на каналима за ваздух.

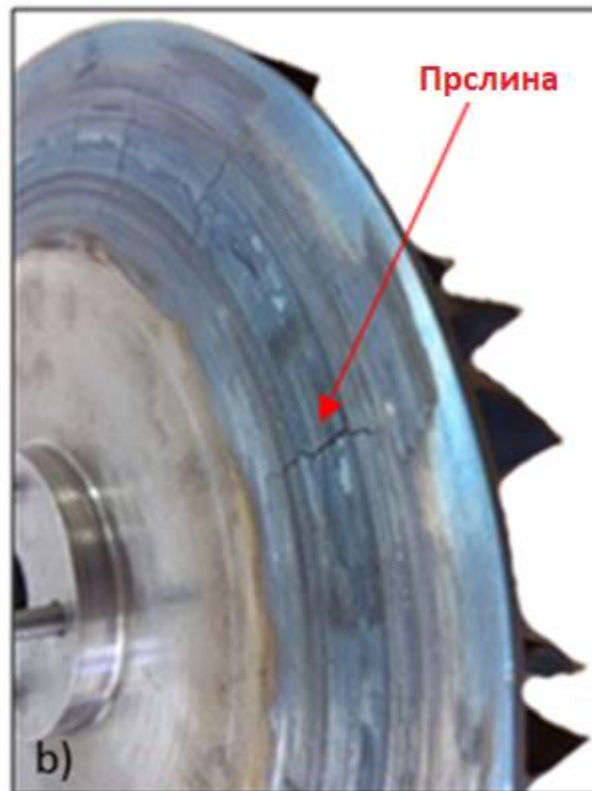


Слика 6.10. Оштећења на прегради - варијанти 2: страна према турбини (горе) и страна према компресору (доле)

На слици 6.10 такође је приказана преграда у конструкцијској варијанти 2, али у погледу са обе стране. Висока похабаност са високим загревањем на страни која је окренута диску турбине, је знатно јасније видљива на овој слици. Локално загревање је било толико снажно да је видљиво и на другој страни преграде. Та друга страна није дошла у контакт са диском компресора. Деформација преграде значајније не одступа од приказа на слици 6.1 али контакта у корену диска компресора, није било. Контакт је било само са диском турбине. Ометано ширење преграде у радијалном и циркуларном правцу трансформисало се у велико аксијално померање и висок притисак на диск турбине. Овај диск који је и сам на високој температури, локалним загревањем услед клизања по фиксној прегради додатно и јако се загревао (слика 6.11). Ово загревање је равномерно распоређено по обиму јер се диск окретао. Преграда није тако равномерно загрејана нити похабана по обиму јер се не окреће и услед деформисања се закосила у односу на осу ротације. Услед овог загревања честице диска и преграде су се заваривале и међусобно чупале што је довело до разарања у виду термичке абразије. Диск турбине са друге стране носи лопатице које представљају ојачање и пружају отпор деформисању. Ово загревање је нарочито допринело ширењу материјала између лопатица. Пошто су лопатице ометале то ширење, у стању усијања у овим зонама наступило је пластично сабијање материјала. Када је дошло до хлађења у овим зонама је настало скупљање које су лопатице опет ометале. Ово скупљање већ скраћених честица довело је до појаве прслина у диску турбине између њених лопатица (слике 6.11 и 6.12).



Слика 6.11. Оштећења на турбини при испитивању са преградом - варијанта 2:
диск турбине (горе) и међулопатични простор (доле)

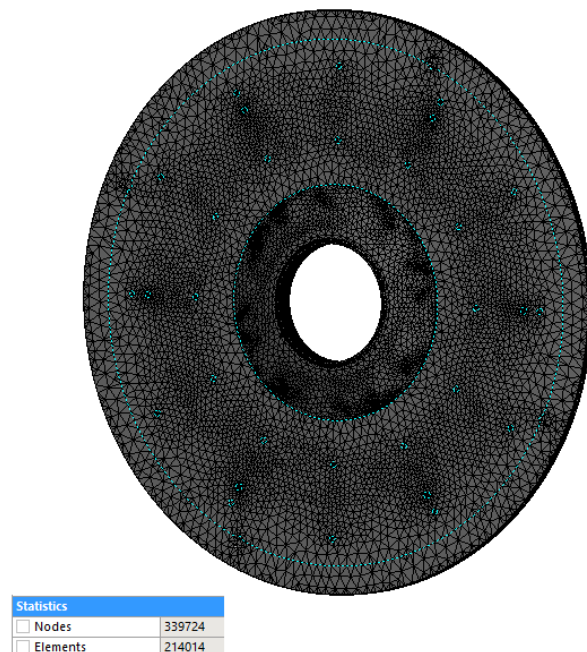


Слика 6.12. *Оштећења турбине услед термичке абразије и настанак прлина између лопатица*

6.2.3 Нумеричка анализа стања преграде конструкционе варијанте 2

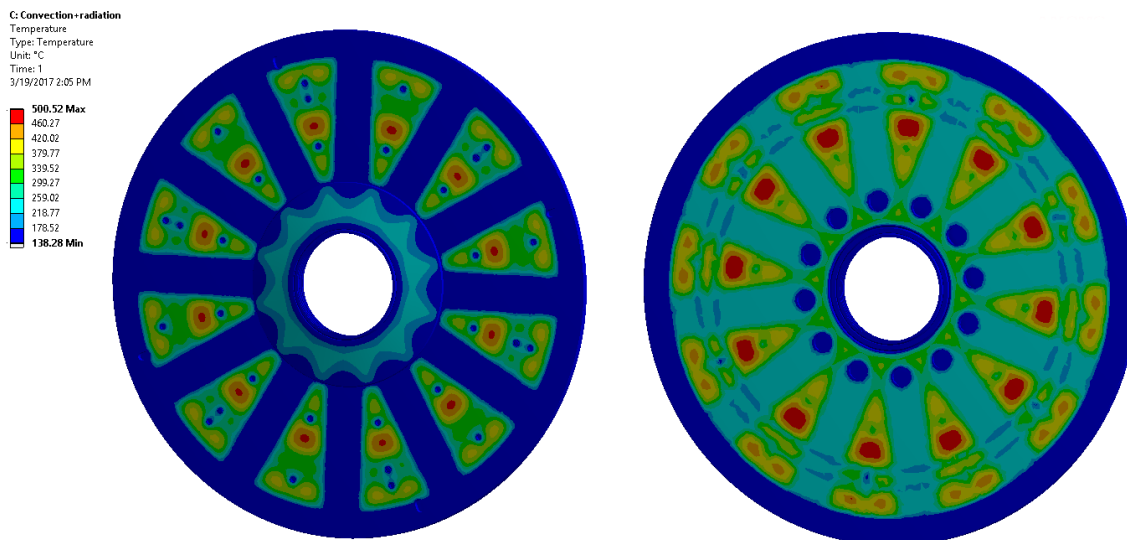
Ради стицања потпунијег увида у стање и услове рада овог конструкцијског решења изведена је комплетна нумеричка анализа применом методологије приказане у поглављу 5. Нумеричком симулацијом струјања добијени су радни услови преграде, притисци и температуре. Затим је извршена анализа стања и понашања конструкције методом коначних елемената.

Расподела температуре је добијена методом коначних елемената у потпрограму Steady-State Thermal софтвера ANSY. Модел структуре је максимално упрошћен, све представља један нераздојив део без присуства лабирината и њихових канала за обарање притисака. Мрежа је урађена са 214 000 елемената и приказана на слици 6.13.



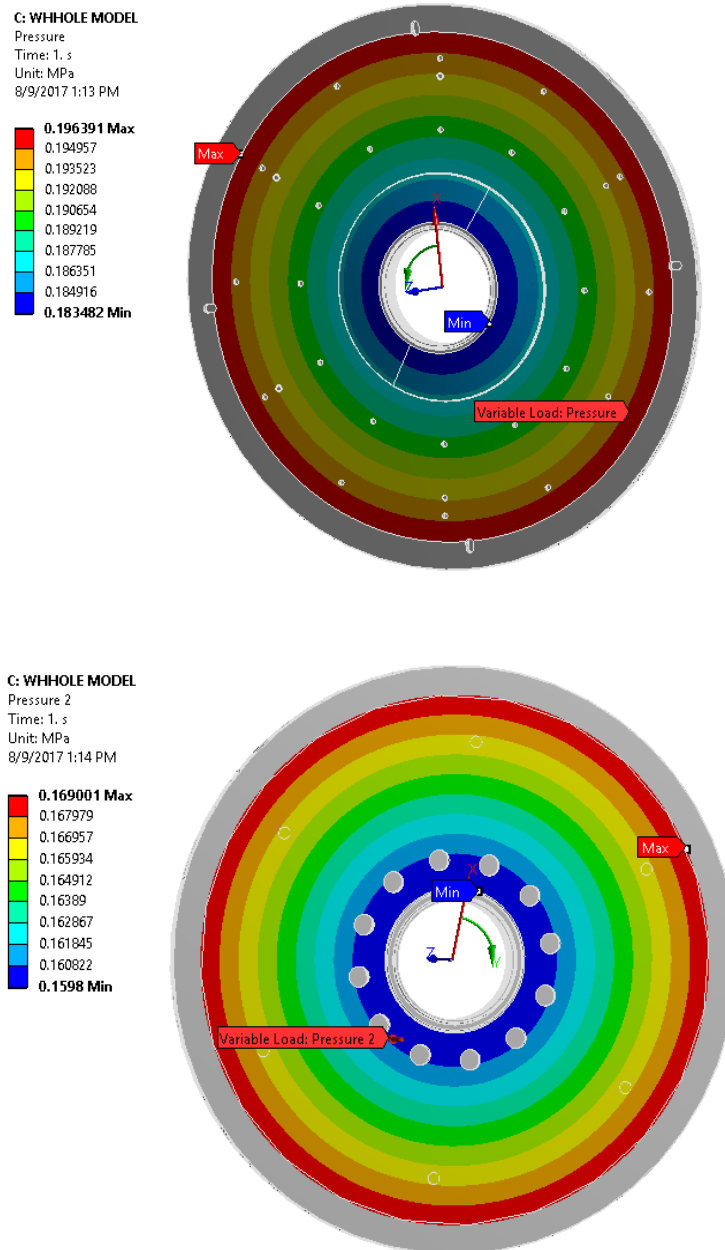
Слика 6.13 *Прорачунска Мрежа нумеричког модела варијанте 2 преграде*

Резултати нумеричког прорачуна расподеле температуре мултифункционалне преграде варијантног конструкцијског решења број 2, приказани су на слици 6.14. На површима преграде на страни према турбини температура је висока и износи 500°C , локално расподељена на пречнику који одговара спољашњем пречнику турбине и зонама између канала за пролаз ваздуха. Ова висока температура долази од радног флуида, врелих продуката сагоравања, који пролазе кроз зазор турбине и њеног статора. Такође ова вредност је висока и због велике количине радијације топлоте од саме турбине, преко њеног диска ка прегради. У зони радијалних канала кроз које пролази релативно хладан ваздух, температура је на знатно нижој вредности од 250°C . На страни према компресору расподела температуре је слична али су вредности знатно ниже. То указује на чињеницу да преграда представља значајну топлотну заштиту компресора, а такође и на то да хладан материјал диска компресора опструјаван хладним ваздухом, односи одређену количину топлоте која се кроз преграду преноси на компресор. Без обзира на процесе преношења топлоте, градијент промене температуре између једне и друге стране преграде одговара температурној разлици око 100°C , а између унутрашње и спољашње контуре преграде око 200°C . Изразити дисконтинуитети у овим променама температуре су такође заступљени те радно стање преграде чини јако комплексним.

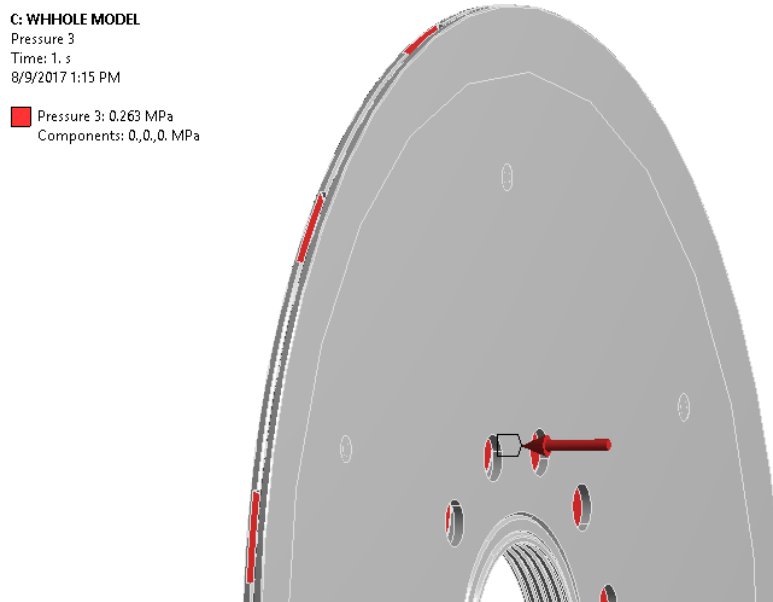


Слика 6.14. *Расподела температуре на површинама преграде варијанте 2: страна према компресору (лево) и страна према турбини (десно)*

Расподела температуре на површинама преграде (сл.6.14) је улазни податак, као топлотно оптерећење, за одређивање расподеле напона и деформација преграде. Механичко оптерећење је у модел унесено као расподела статичког притисака флуида по стационарним површинама преграде на страни компресора и турбине. Ова расподела добијена је CFD прорачуном, а накнадно је упрошћена линеарно опадајућом функцијом од периферије према средини преграде, јер врло мало одступа од тог облика. Ручно је унета у структурални модел и приказана је сликом 6.15. Симулација струјања није обухватала струјање ваздуха кроз канале за хлађење ради једноставнијег и бржег прорачуна. Расподела притисака кроз канале за хлађење апроксимирана је константним притиском једнаким оним који влада иза дифузора, слика 6.16. Ипак мора постојати пад притиска приликом струјања флуида кроз ове канале, међутим како су брзине струјања веома мале и пад притисака је мали па је уведена апроксимација оправдана за брзе и прелиминарне прорачуне и представља веће оптерећене од стварног.

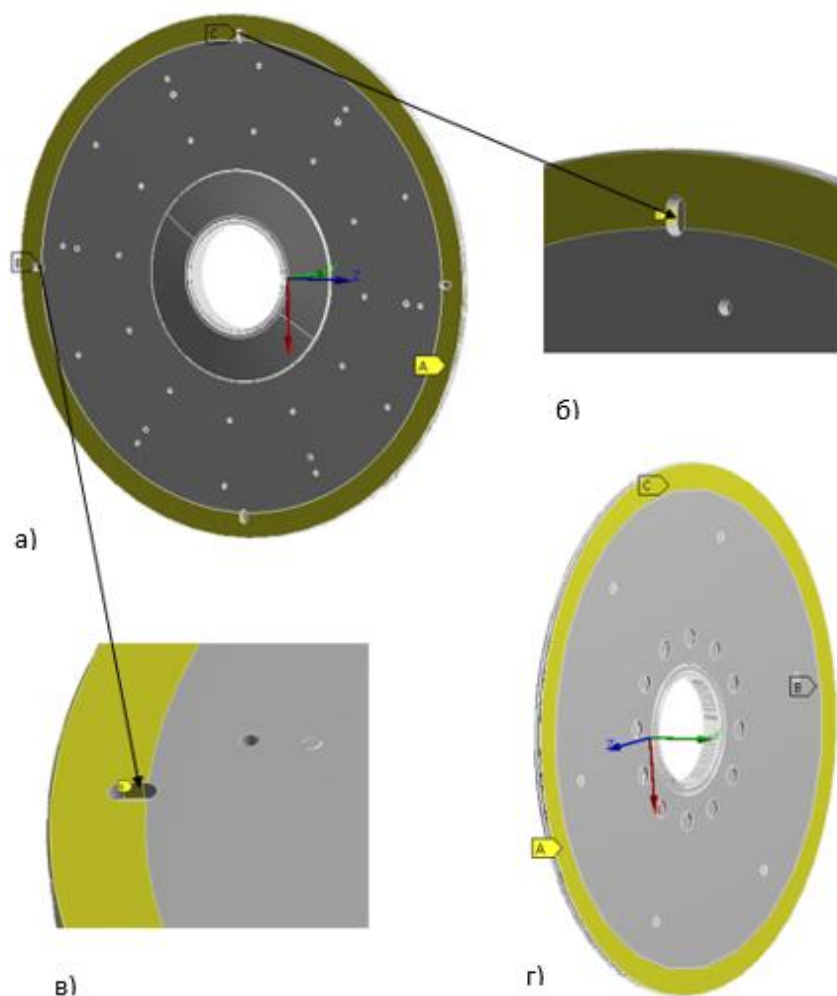


Слика 6.15. Механичко оптерећење преграде које је последица расподеле статичког притиска на страни према компресору (горе) и страни према турбини (доле)



Слика 6.16. *Механичко оптерећење преграде које је последица статичког притиска ваздуха у каналима за хлађење са константном вредношћу*

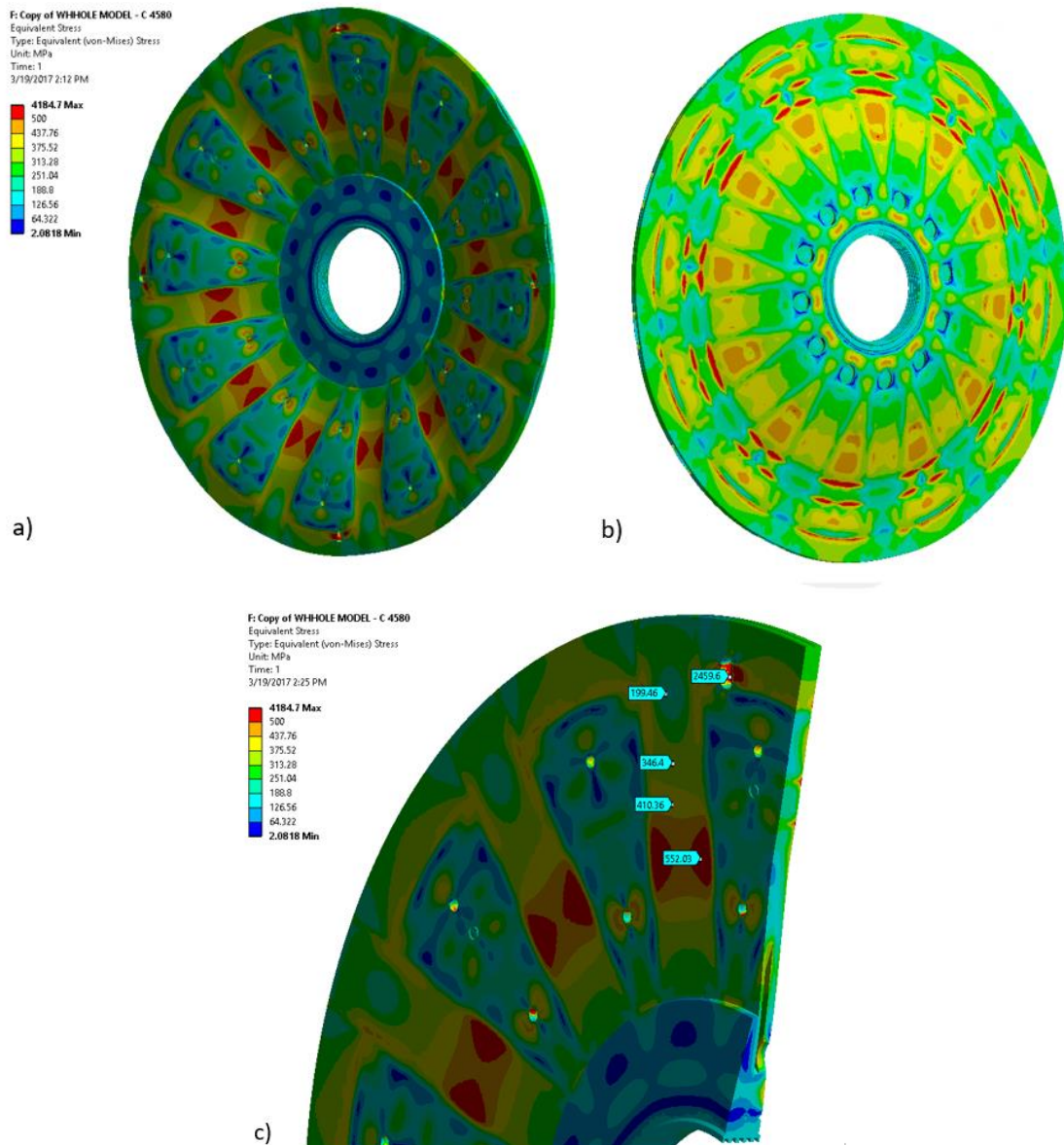
У односу на склоп комплетног гасогенератора, преграда између компресора и турбине је ослоњена (повезана) тако да ове везе ограничавају и дефинишу њено напонско стање и условљавају деформисање. У модел су уведена следећа ограничења померања. Прстенастим површима, на слици 6.17 означене жутом бојом и ознаком А, које се наслањају на дифузор и статор турбине одузета су померања у аксијалном правцу (правац осе ротора). Отворима у облику жлеба за клин одузета су померања у бочном правцу. Хоризонталним отворима је онемогућено померање по вертикали на равним површинама отвора (слика 6.17 ознака В), док је вертикалним супротно (слика 6.17 ознака С). Другим речима, у овим жлебовима могуће је кретање само дуж жлеба, а није могуће попреко у односу на жлеб. Уведена оптерећења (топлотна и механичка) и ограничења комплетирају нумерички модел за прорачун напона и деформација преграде конструкционе варијанте 2 на режиму од 44 000 о/min гасогенератора. Овај број обртаја је усвојен јер је мотор имао најстабилнији рад, у трајању од једног минута, што је довољно да се мерене вредности а и саме појаве устале на тачним вредностима.



Слика 6.17. Одузета померања нумеричког модела варијанте 2 преграде: а) страна према компресору и одузето аксијално померање површи која се ослања на дифузор (А), б) одузета хоризонтална померања површи вертикалног отвора (С), в) одузета вертикална померања површи хоризонталног отвора (В), г) страна према турбини и одузето аксијално померање површи која се ослања на статор турбине (А)

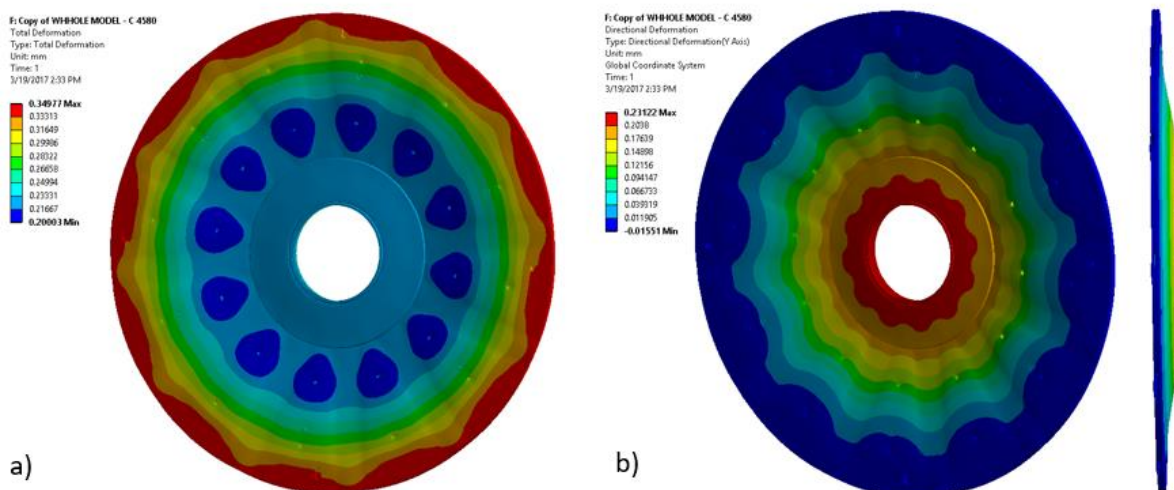
Резултат прорачуна расподеле напона и деформација дат је на сликама 6.18 и 6.19. На слици 6.18 приказана је расподела напона у прегради и могу се уочити зоне нереалних вредности напона од 2600 N/mm^2 , где су спречена померања, али ова места захватају веома мале запремине. Ово је очекивана ситуација која проистиче из особине саме нумерике и релативно грубе мреже у тим зонама. У суштини проблем је само у неколико елемената мреже који су најближи местима ограничења кретања. Овај проблем се смањује и приближава реалним вредностима са

смањивањем величине елемента мреже, али ово додатно отежава прорачун и захтева више времена. Како ове зоне нису од великог значаја јер контакт се дешава на знатно мањем пречнику није потребно уситњавати мрежу већ само обратити пажњу и не ослањати се на добијене вредности у овом подручју. Вредности напона око $500\text{-}600\text{ N/mm}^2$ могу се сматрати блиским реалним јер заузимају већи део запремине.



Слика 6.18. Напонско стање преграде конструкцијске варијанте 2: а) предња страна ка компресору, б) задња страна ка турбини, с) нереалне вредности напона у близини отвора за центрирање и вредности напона у неколико карактеристичних тачака на структури преграде

Варијанта 2 мултифункционалне преграде израђена је од нерђајућег челика X5CrNi18-10 (1.4301) високе тачке топљења од око 1450°C. Ватроотпорни челици су неопходни за делове који имају улогу топлотне заштите као што је случај са преградом. Међутим, овај материјал има слаба механичка својства на високим температурама, напон течења је око 110 N/mm² на температурама од 300 до 500°C које су добијене претходним топлотним нумеричким прорачуном. То значи да дозвољени напон не сме прелазити ову границу од 110 N/mm² у структури преграде на радним условима мотора. Структурални прорачун напонског стања показује да су радни напони неколико пута већи 500-600 N/mm² што указује да је материјал у току испитивања далеко зашао у зону појаве течења структуре. Како примењени нумерички прорачун структуре подразумева еластично стање тела, односно зависност деформације и напона одговара Хуковом закону, деформације које су добијене не представљају реално стање конструкције у смислу вредности које су добијене. Међутим, облик деформација структуре не одступа пуно од реалног и показује тенденцију савијања плоче ка турбини, слика 6.19. Такође, симулација показује и локалне деформације обода преграде у виду таласања структуре како се у реалном испитивању и догодило што се види на слици 6.9.



Слика 6.19. Деформације преграде конструкцијске варијанте 2: а) укупна деформација, б) аксијалне померање - испупчрње преграде

6.2.4 Анализа стања и понашања преграде конструкцијске варијанте 2

На основу испитивања функционалности преграде и анализе насталих оштећења, као и на основу изведене нумеричке анализе која је укључила CFD анализу струјања флуида у зони преграде, напонског стања и деформација, узроци који су довели до неуспешног функционисања преграде, могу се груписати у следеће.

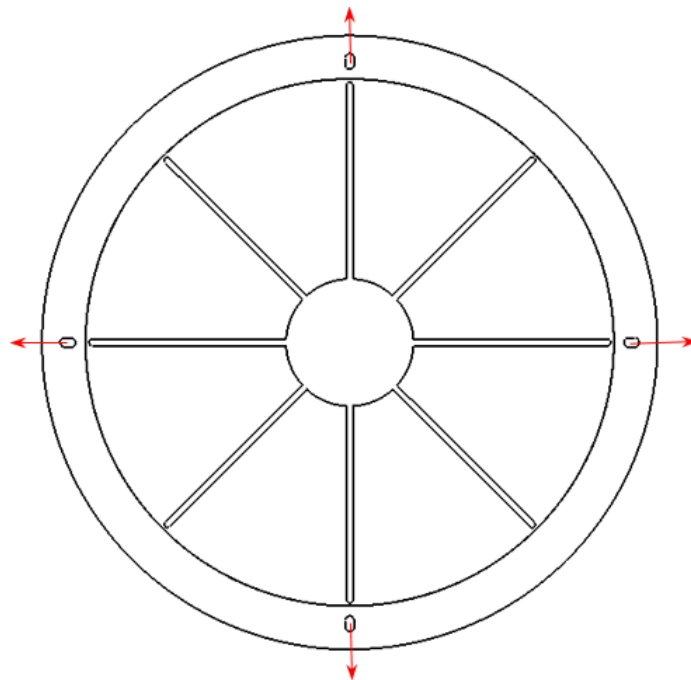
Највиши ниво температуре од 500°C је око средњег пречника преграде. Спољашња периферија, а и унутрашњи прстен са радијалним лабиринтом су на знатно нижој температури од око 140°C . Осим овог високог градијента у радијалном правцу, температура површине преграде према турбини је за 200°C виша од температуре површине према компресору. Хладније зоне, нарочито спољашња периферија, нису допустиле радијално ширење плоче која је морала да се избочи у аксијалном правцу према турбини (слика 6.19). Код варијанте број 1, претпоставило се да је ово ширење ометало центрирање преграде по спољашњој контури. Ови резултати су показали да је у ометању ширења већи удео имала знатно нижа температура обода преграде у односу на њену средину.

Деформисању плоче у значајној мери је помогла разлика у притиску гаса са једне у друге стране преграде. Аксијални лабиринт на страни турбине имао је задатак да задржи истицање ваздуха који долази кроз канале у прегради. Ипак, то се није догодило. Притисак ваздуха са стране компресора био је виши и потискивао је прегрејану (усијану) преграду према турбини.

6.3 Мултифункционална преграда – варијанта 3

Систематски изведена нумеричка анализа радних услова и стања преграде, укључујући и експерименталне резултате указала је на чињеницу да основна теза у приступу развоја преграде, да се једном једноставном плочом остваре све функције, није прихватљива. Потребно је функције груписати, а преграду учинити конструкцијски сложенијом у смислу да се неке од функција остварују једни

извршиоци, а друге други извршиоци тј. делови преграде. У том смислу заштита компресорске стране од зрачења топлоте од турбине потребно је одвојити од свих других функција. Ова трећа варијанта оријентисана је само према том задатку. Поставило се питање, која је могућност да се између компресора и турбине угради плоча која ће под утицајем топлоте задржати облик и која неће доћи у додир са ротором. Пошто периферија те плоче која је на нижој температури спречава топлотно ширење, одлучено да се ширење средине плоче омогући тако што ће она бити радијално разрезана по обиму (слика 6.20). Очекује се да се ширење делића материјала око средњег пречника трансформише у ширење у циркуларном правцу (правац тангенте), које омогућују празни међупростори у разрезима. Периферија је остала непромењена у односу на варијанту 2. Остали су жлебови за центрирање, а периферија је слободна у смислу радијалног ширења.



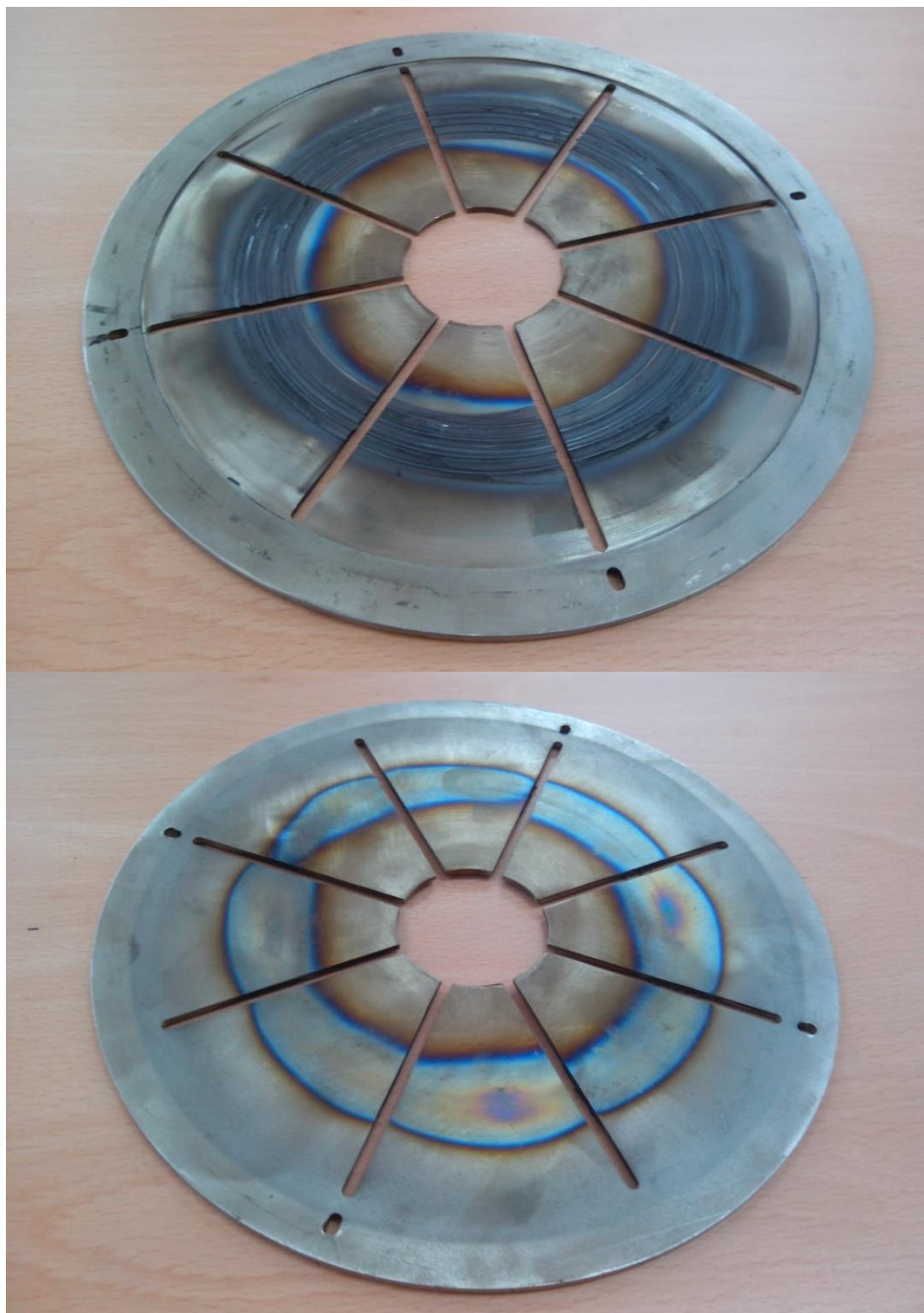
Слика 6.20. Скица варијанте 3 - термичке заштите

Варијанту 3 мултифункционалне преграде чинила је кружна плоча дебљине 2 mm и пречника 198 mm разрезана са осам канала ширине 3 mm распоређених под углом од 45°. Канали се простиру од најмањег пречника ка спољној контури, као што је приказано на слици 6.20. Уклоњени су заптивачи и канали за хлађење јер је циљ да се испита само могућност формирања термичке баријере. Претпостављено је да ће

прорези дозволити струјање ваздуха између њих са чиме би се добила равномернија расподела притиска и температуре. Такође се очекивало и то да ће изостати таласање структуре услед разлике притисака и температуре флуида са једне и са друге стране канала за хлађење. Ослањање преграде је задржано, тј. проклизна веза чивија на дифузору и жлебова на прегради је позиционирала и ову верзију мултифункционалне преграде. Са већом слободом ширења услед топлоте, и по спољњем и по унутршњем пречнику, очекивало се да ће аксијалне деформације бити значајно мање. Варијанта 3 преграде је произведена и уграђена, а потом су урађена испитивања гасогенератора са њом.

6.3.1 Експеримантално испитивање и оштећења конструкционе варијанте 3

Процес испитивања функционалности преграде трајао је врло кратко. Преграда се загрејала у кратком времену, деформисала се и закочила ротор гасогенератора. Показатељи рада гасогенератора у овом кратком времену нису измерени. После хлађења и расклапања, уграђена плоча која је имала улогу топлотне баријере између диска турбине и компресора имала је изглед који је приказан на слици 6.21. Очекивало се да ће се ширење делића материјала између разрезаних жлебова трансформисати у деформације у правцу тангенте тј. на рачун смањења ширине жлебова. Ипак то се није догодило, разрезани жлебови нису остварили никакав ефекат. Деформисање плоче није се разликовало од деформација плоче у варијанти 2 односно приказу на слици 6.19б. Услед знатно више температуре на страни турбине, нарочито на њеној периферији, ова страна преградне плоче се знатно више проширила услед чега је настала дефлексија према диску турбине. Виши притисак са стране диска компресора додатно је увећао ову деформацију и силу притиска на диск турбине. Клизање високог интензитета које је том приликом настало довело је до даљег загревања до усијања и плоче и диска турбине. Локално заваривање, љуспање и одношење мањих и већих комада материјала, у виду термичке абразије, је процес који је пратио ротацију до потпуног заустављања ротора.



Слика 6.21. Оштећења варијанте 3 преграде при експерименталном испитивању: страна ка турбини (горе) и страна према компресору (доле)

На слици 6.22 приказан је диск турбине код којег је хабање знатно израженије. Трагови усијања у виду тамно плаве боје присутни су на диску турбине, а и на преградној плочи. Ова плоча (сл.6.21) је високо загрејана и похабана на страни турбине. Друга страна окренута према диску компресора само је загрејана али није похабана јер није дошла у додир са овим диском. Због загревања до усијања стране

која је окренута према турбини, ова плоча дебљине 3mm до усијања се загрејала по целој дебљини али мање према компресору. То је разлог што је и ова страна у истој зони, као и она друга, плаве боје али светлија, без абразије.



Слика 6.22. Оштећења на турбини при испитивању са преградом варијанта 3:
диск турбине (горе) и страна са лопатицама (доле)

6.3.2 Анализа стања и понашања преграде конструкционе варијанте 3

За ову варијанту преграде нису рађене нумеричке симулације јер није било ни експерименталних података, а осим тога она и није била намењена остваривању свих функција. На основу изведеног експеримента изведена је анализа чији се закључци своде на следеће.

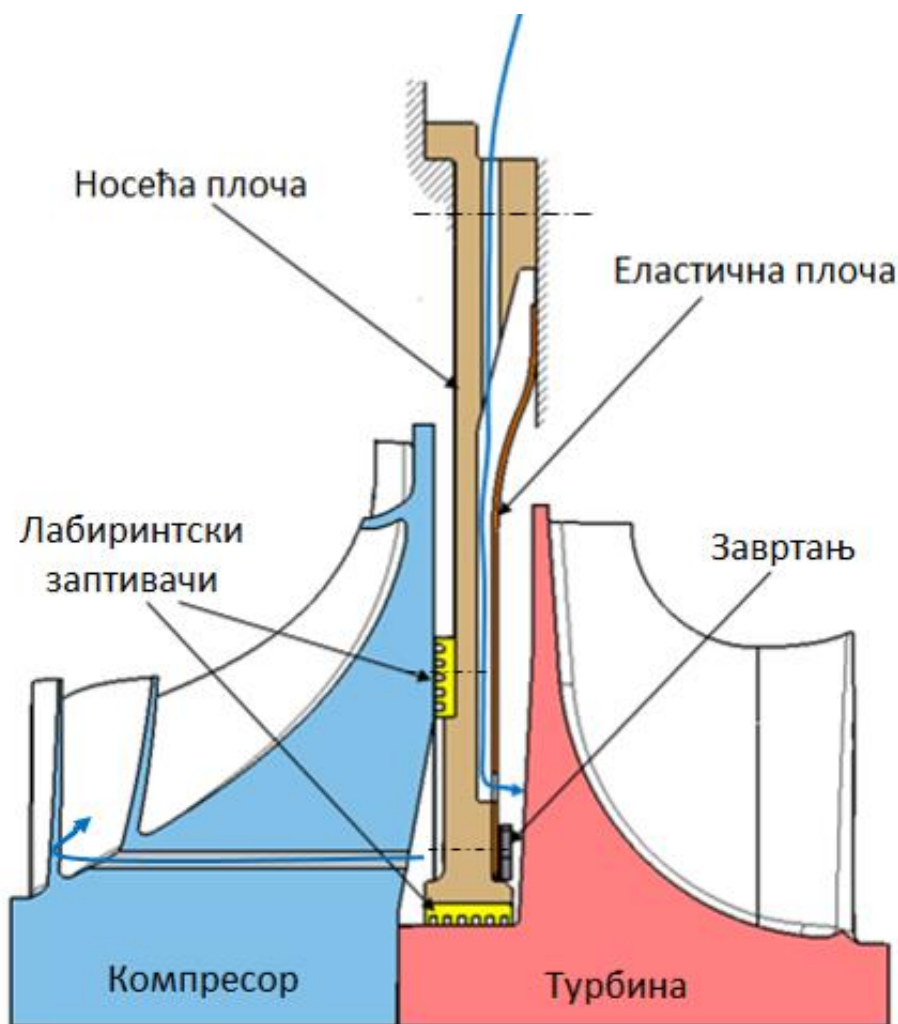
Разрезани жлебови на прегради нису остварили готово никакав ефекат на смањење аксијалног испупчења преграде. Нису омогућили тангентно ширење нити су преусмерили промену облика преграде. Спољашња и унутрашња периферија ове плоче су хладније зоне, а осим тога и површина плоче према диску компресора је хладнија па и она доприноси померању делића материјала према турбини. Овај процес још подстиче и виши притисак флуида са стране компресора. Све ово показује да се топлотне деформације топлотне баријере не могу избећи и да се за омогућавање њихове слободе мора потражити друго решење.

Ефекат струјања хладног ваздуха са стране компресора није допринео смањењу градијента температуре у радијалном правцу. Напротив, изгледа да је допринео повећању градијента температуре у аксијалном правцу тј. страна преградне плоче према компресору је била на нешто нижој температури од оне стране плоче према турбини.

6.4 Мултифункционална преграда – варијанта 4

Искуство стечено кроз развој претходне три варијанте мултифункционалне преграде, показује да све функције није могуће остварити једном плочом и да термичкој баријери треба омогућити слободу ширења, а да при томе не мења облик у аксијалном правцу услед чега долази до контакта са ротором. Овај услов је задовољен тако што је термичка баријера (еластична плоча) формирана тако да хладна зона и прегрејана зона не леже у истој равни (слика 6.23). Хладна зона је искоришћена за заптивање хладног ваздуха, а центрирање и фиксирање баријере је

пребачено на унутрашњу контуру. Остале функције мултифункционалне преграде пребачене су на носећу плочу која је веће дебљине и крутости. Заштићена је од директног утицаја топлоте термичком баријером и хлади се ваздухом који циркулише између ове две плоче и излази у зони корена турбине. Носећа плоча се центрира по спољашњој контури али по унутрашњем цилиндру тако да се несметано може термички ширити. Ова плоча носи прстене радијалног и аксијалног лабиринта. Улога ових лабирината је да спрече протикање флуида између хладне и топле зоне и обезбеде смањење аксијалне силе на лежаје. Ваздух за хлађење преграде и корена турбине уводи се са испуцане стране топлотне баријере тако да уместо повећања деформације доприноси бољем заптивању на додиру периферије баријере и статора турбине.



Слика 6.23. Шематски приказ мултифункционалне преграде – конструкцијска варијанта 4

Носећа плоча има функцију да позиционира и носи цео подсклоп, да својим обликом поднесе механичка оптерећења од разлике притисака и да је довољне крутости ради одржавања потребног зазора лабирината. Пошто су потребни зазори 0,2-0,4 mm, носећа плоча је знатно масивнија у односу на претходне варијанте преграде. Захтеви за чврстоћом су блажи, али условљавају коришћење јачег нерђајућег челика, X17 CrNi 16-2 (1.4057 / Ѓ 4570). Разлика у притиску са једне и са друге стране носеће плоче је са тенденцијом да савије носећу плочу ка компресору са максималним напоном у зони њене периферије. Због потребне чврстоће и крутости носеће плоче је задебљана је у пределу ослањања на дифузор и статор турбинр. У зони радијалног лабиринта је локално повећана дебљина плоче ради веће површине за пресовање лабиринта као и због завртањске везе са еластичном плочом (термичке баријере). На спољашњем пречнику су пробушени радијални отвори пречника 2,6mm кроз које се уводи релативно хладан ваздух на највишем притиску у мотору тј. ваздух иза дифузора. Носећа плоча се уграђује у гасогенератор између дифузора и статора турбине, притеже се завртањском везом која пролази кроз сва три дела. Оса завртњева који допуштају слободу радијалног термичког ширења, приказана је на слици 6.23 осном линијом. На овај начин је обезбеђено заптивање ове зоне, тако да ваздух иза дифузора контролисано пролази само кроз отворе у носећој плочи. Пречници и број ових отвора, заједно са отворима на термичкој баријери одређују масени проток ваздуха из зоне иза дифузора у запремину између носеће и еластичне плоче и корен турбине. Тако се управља хлађењем турбине и утиче на смањење аксијалне силе ротора.

Еластична плоча – термичка баријера, направљена је извлачењем лима кружног облика и дебљине 0,8 mm. Њена главна функција је топлотна заштита носеће плоче, а самим тим и компресора. У ту сврху коришћена је супер легура Inconel 718 која је са добрим механичким својствима и на високим температурама. Конкаван облик није осетљив на дејство притиска ваздуха са стране носеће плоче. Осим тога услед топлотних деформација овај облик омогућује слободу радијалног ширења најјаче загрејане зоне код периферије турбине. Еластична плоча је везана за носећу преко неподешене завртањске везе у зони малих пречника, преко 6 завртњева М3. Ова веза омогућује по потреби замену еластичне плоче.

Еластична и носећа плоча имају и задатак стварања запремине у коју се доводи релативно хладан ваздух иза дифузора на највишем притиску у гасогенератору. Поменута завртањска веза обезбеђује заптивање ове запремине између плоча по унутрашњој контури. Заптивање по спољашњој контури остварује се еластичним преднапрезањем саме еластичне плоче као и дејством притиска ваздуха. Еластична плоча у свом недеформисаном стању излази аксијално из нивоа носеће плоче за 1 mm ка турбини у односу на површ на коју се ослања статор турбине. Притезањем завртњева за везу статора турбине, он се ослања на површ носеће плоче еластично деформишући термичка баријера за поменуту вредност у аксијалном правцу. У току рада гасогенератора већи статички притисак по унутрашњој контури додатно притиска еластичну плочу на статор турбине и на овај начин обезбеђује се констатно пријањање еластичне плоче на статор турбине. Овиме се заптива зона између две плоче и ствара запремина у мултифункционалној прегради у коју се доводи ваздух за хлађење турбине и за смањење аксијалне силе на ротору. Овај ваздух се усмерава на корен диска турбине преко 8 отвора пречника 8 mm, правцем као што је приказано плавом стрелицом на слици 6.23. Хлађење ваздухом и чињеница да се еластична плоча по свом највећем пречнику ослања на статор турбине који је топлији од турбине, добија се хомогеније поље расподеле температуре на термичкој баријери у поређењу са претходним варијантама конструкцијског решења.

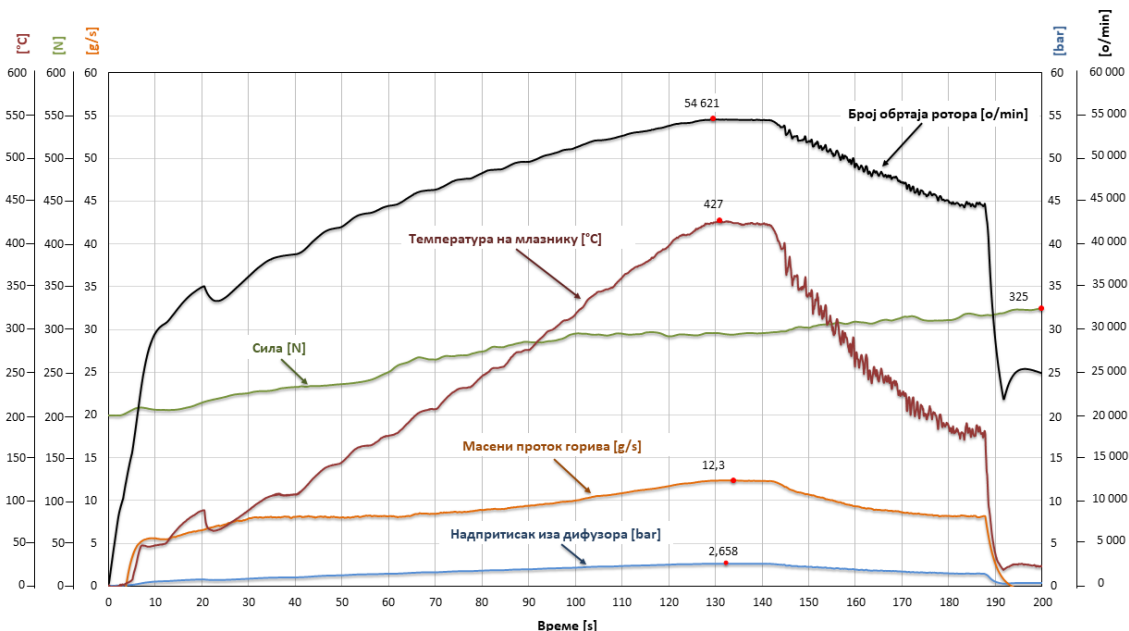
Радијални лабиринт , у односу на претходне варијанте преграде, није промењен. Уграђује се пресовањем у отвор носеће плоче. Аксијални лабиринт је промењене позиције у односу на варијанту 2. Окренут је ка диску компресора са циљем да побољша заптивање истицања ваздуха са компресора око преграде ка турбини. Причвршћен је за носећу плочу завртањском везом и ствара први пад притисака, чиме се обара статички притисак ваздуха на диск компресора и смањује компонента аксијалне силе на ротору. Ово за последицу има боље заптивање и смањивање укупне аксијалне силе на ротору што доводи до повећања радног века лежача. Остатак заптивања се врши кроз радијални лабиринт и на овај начин се са два лабиринта ефективно повећава ширина лабиринског заптивања па и пад притиска кроз њега. Овим се побољшава својство заптивања. Како би се додатно још смањила аксијална сила на ротору, четири отвора пречника 4 mm су пробушена

кроз компресор у зони између аксијалног и радијалног лабиринта. Овим се додатно смањује статички притисак ваздуха на диск компресора јер радни флуид између два лабиринта отиче у зону нижег притиска, иза нападне ивице лопатица компресора. Ово пражњене запремине између два лабиринта је приказано на слици 6.23.

6.4.2 Екпериментално испитивање преграде конструкционе варијанте 4

Испитивање функционалности гасогенератора са уграђеном четвртом конструкционом варијантом мултифункционалне преграде, изведено је на исти начин и на истом пробном столу као и код претходне три варијанте. Овом приликом испитивања су трајала знатно дуже. При брзини од 45 000 o/min испитивање односно рад гасогенератора је трајао 30 минута како би се утврдила функционална исправност свих делова и целине. Затим је испитивање настављено при брзини од 55 000 o/min са намером да се рад приближи режиму експлоатације. Резултати овог испитивања, приказани на слици 6.24, узети су као референтани за анализу стања и деформација преграде варијанте 4, јер су притисци, температуре, центрифугалне силе и остало, на знатно вишем нивоу него у односу на радне услове при мањим бројевима обртања. Функционална испитивања гасогенератора настављена су и са вишим бројевима обртаја али функције промене показатеља радног стања нису записиване.

Експериментална испитивања мотора на пробном столу су била ограничена на максималних 54 600 o/min због карактеристика лежаја. На овом режиму мотор је давао 2,658 bar надпритиска и 325 N потиска, са потрошњом горива од 12,3 g/s, 427°C температуре на млазнику и прихватљивом температуром лежаја од свега 53°C. Аксијална сила је измерена преко 900 N, што је скоро дупло више од жељене вредности. Закључило се да је потребно повећати ефикасност лабирината како би преграда задовољила своју функцију смањења аксијалне силе на ротору мотора, све у циљу остваривања потребног радног века лежаја.



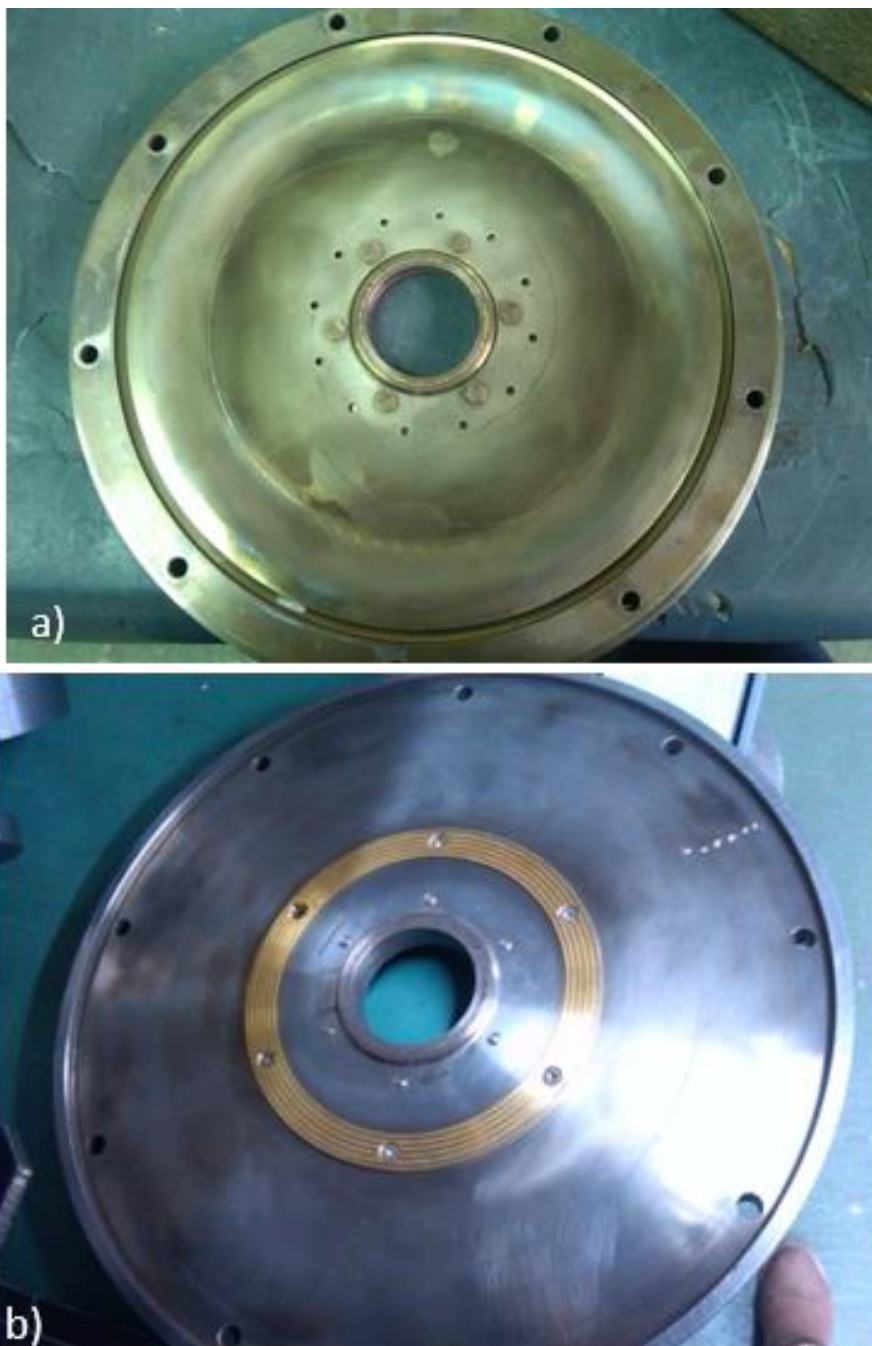
Слика 6.24. Измерене величине показатеља радног стања гасогенератора са мултифункционалном преградом конструкционе варијанте 4

6.4.3 Оштећења преграде конструкционе варијанте 4

Експлоатационим испитивањима потврђена је исправност рада гасогенератора и до брзина ротације преко 60 000 o/min, са релативно дугим временом стационарног рада. После расклапања нису примећена оштећења на прегради и турбини што је показатељ исправно изведене конструкције. Ипак, постоји потреба за мањим побољшањима.

Фотографије предње и задње стране преграде након испитивања су приказане на слици 6.25. Оне јасно показују да ни са једне ни са друге стране нема трагова оштећења односно трагова контакта са ротирајућим диском турбине и компресора. Ова конструкцијска варијанта мултифункционалне преграде реализује све предвиђене функције без оштећења, као и без оштећења на ротору. На корену диска турбине (слика 6.26) видљива је светлија зона која је настала као последица хлађења ваздухом у овом пределу. Ипак, на највећем пречнику аксијалног

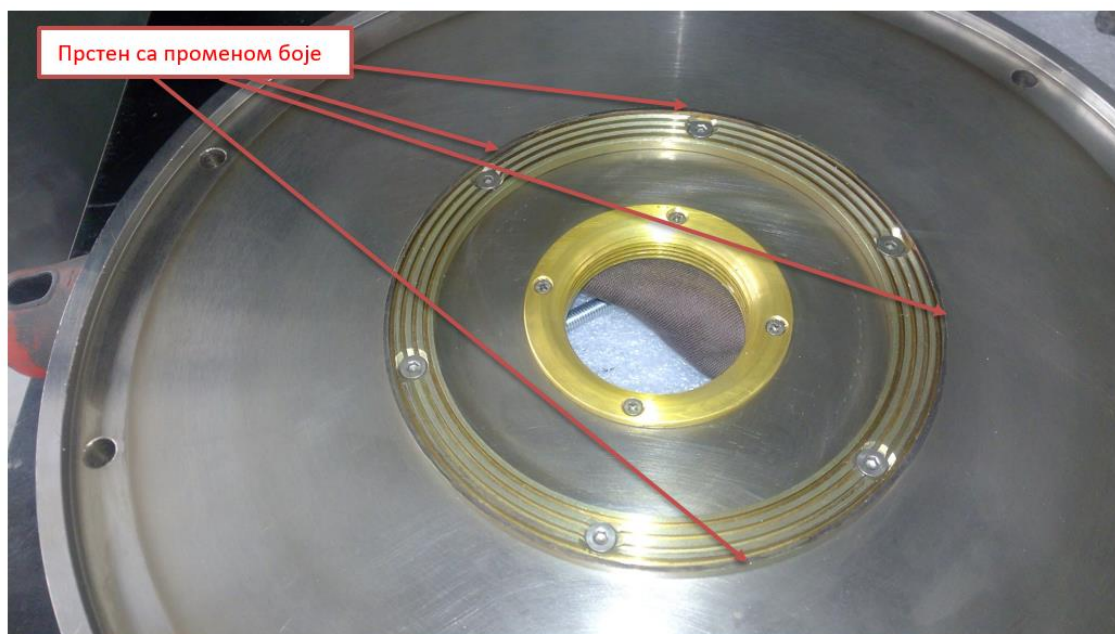
лабиринта, од месинга, појавила се тамнија боја (сл. 6.27) за коју се може претпоставити да је последица локалног загревања ваздуха услед ефекта Теслине турбине (трења ваздуха) при екстремној брзини ротације и при локално веома малом зазору.



Слика 6.25. Конструкциона варијанта 4 мултифункционалне преграде након експерименталних испитивања: а) страна према турбини, б) страна према компресору



Слика 6.26. Диск турбине на коме је ваздух за хлађење оставио траг у току рада гасогенератора



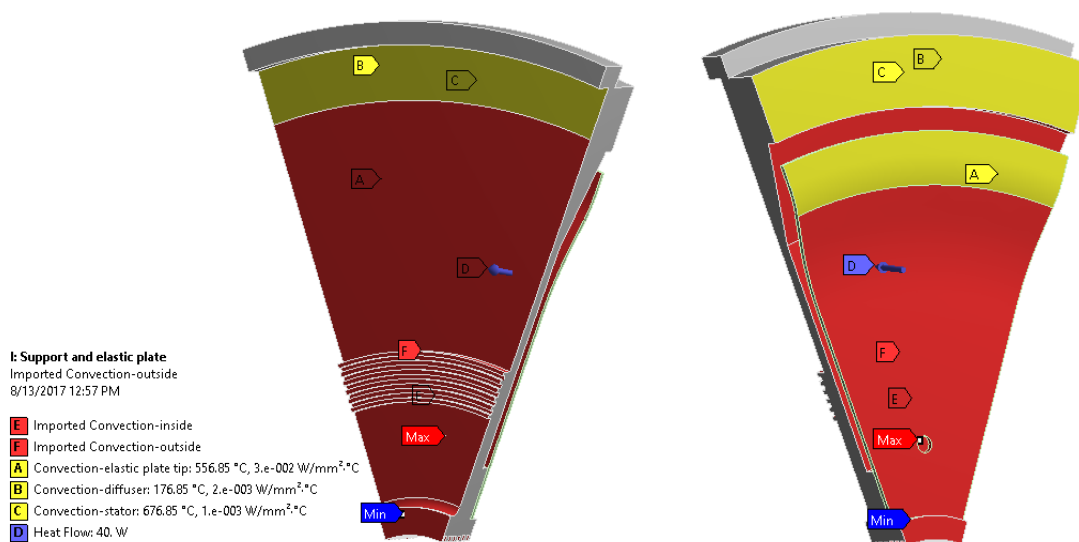
Слика 6.27. Промена боје на највећем пречнику прстена аксијалног лабиринта услед трења ваздуха

6.4.3 Нумеричка анализа стања преграде конструкционе варијанте 4

Нумеричка анализа оптерећења и стања конструкцијске варијанте 4 представља наставак нумеричке анализе изведене за варијанту 2. Домени компресора и турбине, укључујући и њихове међусобне релације су непромењени (исти) код свих варијантних решења. Домен преграде се варира. У поглављу 5 које се односи на методологију нумеричке анализе, о овим питањима дата су шира објашњења. Осим тога, за разлику од анализе код конструкцијског решења број 2, код овог решења број 4, нумеричка анализа је започета пре експерименталног испитивања са експерименталним подацима са испитивања решења број 2. Пошто је испитивањем функционалности утврђено да је решење изведено успешно, нумеричка анализа је проширена и допуњена уз коришћење података добијених испитивањем. Осим тога изведени су и итеративни прорачуни како би се са више сигурности потврдила исправност конструкцијског решења или идентификовали недостаци који нису дошли до изражаја.

У потпрограму за топлотне прорачуне преко методе коначних елемената симулирана је расподела температуре преграде на следећи начин. Комплетно топлотно оптерећење конструкције је уведено преко коефицијента прелаза топлоте, са припадајућом температуром за сваку површ структуре, и додатом радијацијом од стране турбине преко протока топлоте по површини еластичне плоче. Колична топлоте која је последица радијације турбине је израчуната засебно и унета у модел на одговарајућој површи (плава стрелица на слици 6.28). Коефицијенти топлотног прелаза са припадајућом температуром радног флуида за површи преграде које су у контактну са њим су директно повезани и унети из симулације струјања као што је приказано на слици 6.28 (површи означене црвеном бојом). Да би уопште било могуће директно унети резултате ових коефицијената са струјног модела у структурални модел, потребно је да геометрије оба модела буду идентичне, тј. потребно је да оба модела имају сегмент од 40° преграде. За површине које нису саставни део домена преграде у симулацији струјања унети су засебно коефицијенти прелаза топлоте са температуром за сваку површину појединачно (жуте површи на слици 6.28). Унети су под претпоставком да је стање на површини

преграде исто као и на површини другог дела са којом је у контактну. Како је дебљина статора турбине и дифузора, делова на које се преграда ослања, само 2 mm ова претпоставка је сасвим оправдана јер не долази до значајније промене температуре кроз овако танке структуре. На основу тога су коефицијенти прелаза топлоте и температуре за ове површине унети такође из резултата симулације струјања само за одговарајуће површи у другим доменима симулације.

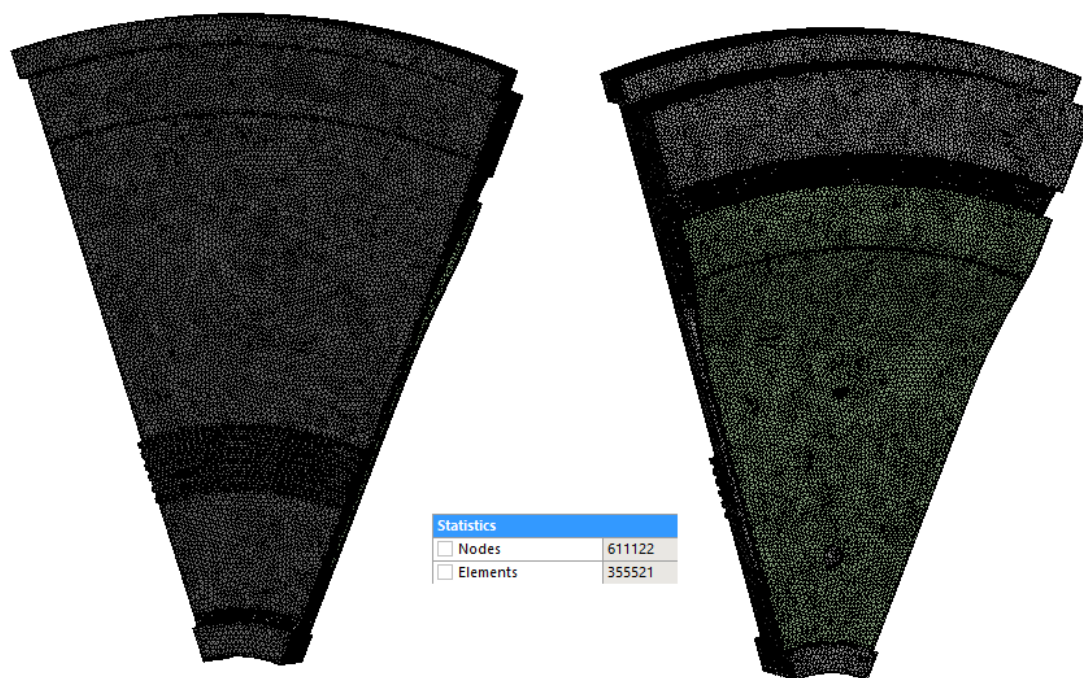


Слика 6.28. *Комплетан топлотни модел за прорачун расподеле температуре кроз структуру преграде*

Прорачунска мрежа нумеричког модела за прорачун простирања топлоте је приказана на следећој слици 6.29. Мрежа се састоји од преко 350 000 елемената што је сасвим довољно за овај тип симулације узимајући у обзир да је ово само сегмент деветине целе преграде.

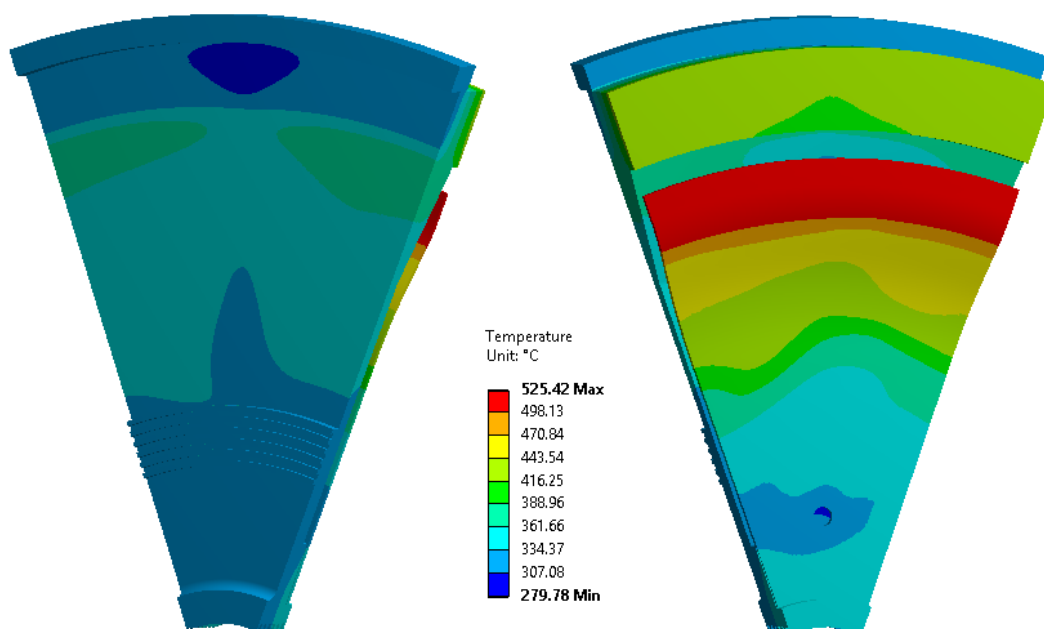
Резултати симулације простирања топлоте, приказани су графички на слици 6.30. Они показују да је најтоплија еластична плоча са највишом температуром од преко 500°C у пределу спољњег пречника где се ослања на статор турбине. Температура еластичне плоче опада идући радијално ка оси ротације. Види се да је температура носеће плоче на нивоу температуре радног флуида у зони хладног дела мотора од око 300°C. Ова температура оправдава коришћење X17 CrNi 16-2 (1.4057/Č.4570)

као материјала за носећу плочу. Са слике се види да постоји и грејање носеће плоче због ослањања на статор турбине.



Слика 6.29. Мрежа нумеричког модела за топлотни прорачун преграде

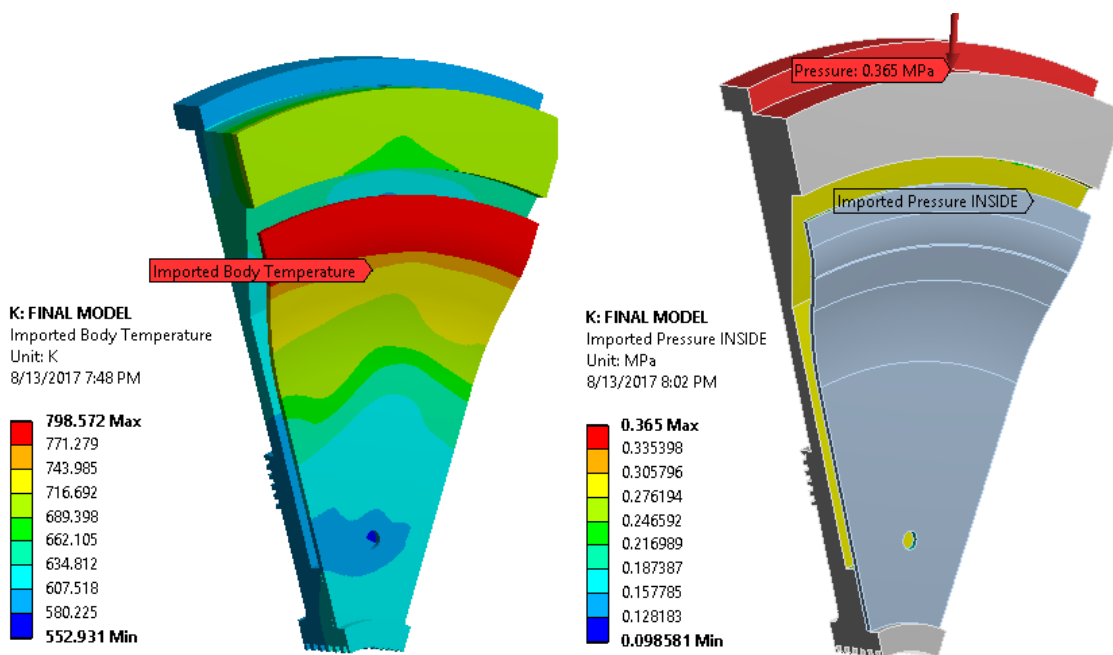
Анализирајући расподелу температуре закључено је да је расподела веома повољна у смислу раздвајања топле и хладне зоне. Добијена расподела температуре је знатно природнија од претходних јер је топлија зона на спољним пречницима који су потпуно слободни да се шире. Раздвајање топле и хладне зоне има позитивну особину да је еластична плоча, која је и предвиђена, топлотно оптерећенија. Деформације од доведене топлоте теже да исправе еластичну плочу чиме је одаљавају од турбине и стога смањују вероватноћу остваривања контакта. Носећа плоча је попримично равномерно загрејана што минимизује вредности напона услед градијената промене температуре, односно топлотних оптерећења.



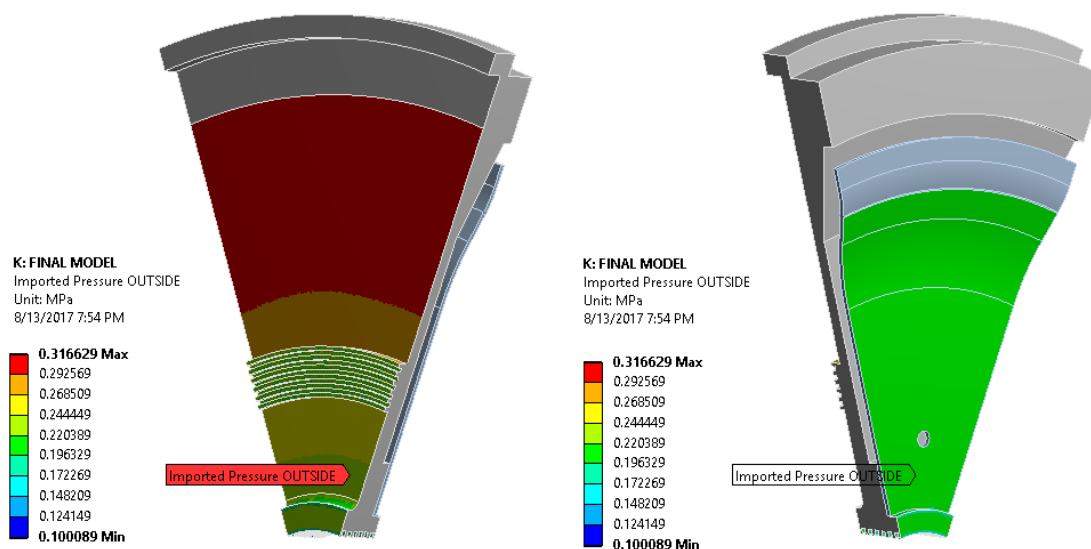
Слика 6.30. *Резултати нумеричког модела симулације простирања топлоте кроз варијанту 4 мултифункционалне преграде*

Расподела температуре добијена нумеричким прорачунима (слика 6.31 лево) увезена је као топлотно оптерећење преграде у структурални прорачун,. Такође је увезена и расподела статичког притиска на површине преграде добијена нумеричком анализом струјања (слике 6.31 и 6.32). На спољашње површи делује статички притисак радног флуида који струји око ње. На расподелу притиска на страни компресора (слика 6.32 лево) ефекат Теслине турбине има знатан утицај јер је растојање између преграде и компресора веома мало, што је показано и нумеричким симулацијама за варијанту 2 преграде. На турбинској страни преграде има знатно више простора између ње и турбине па је на површима преграде статички притисак скоро уједначен (слика 6.32 десно), тј. ефекат Теслине турбине је занемарљив. На унутрашње површи преграде делује статички притисак компримованог ваздуха који се доводи од дифузора кроз отворе у носећој плочи, приказане су жутом бојом на слици 6.32 десно. Расподела овог притиска је скоро константна јер је запремина сталне величине са веома малим брзинама кретања ваздуха. На површима које заптивају простор између дифузора и статора турбине унети су притисци једнаки притиску компримованог ваздуха иза дифузора,

означене су црвеном бојом на слици 6.31 десно. Ови притисци су занемарљиви али су ипак унети ради исправности модела.

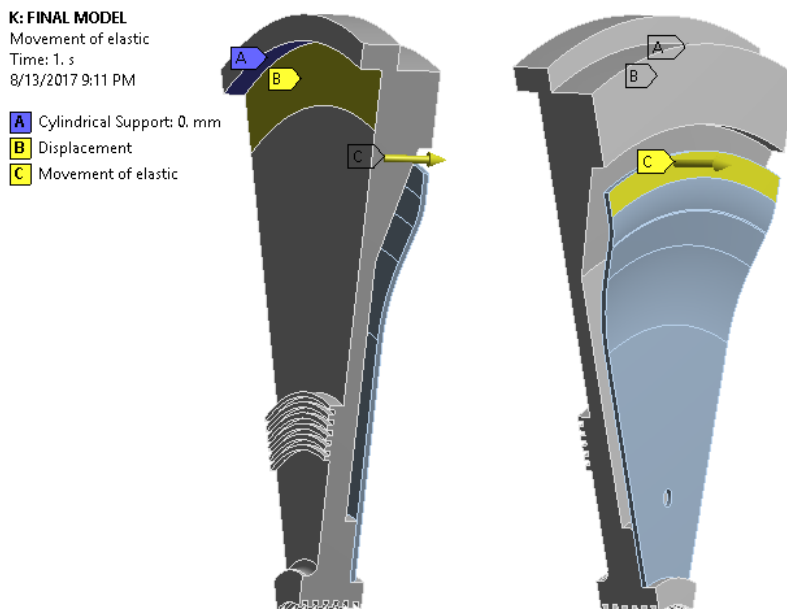


Слика 6.31. Унета расподела температуре као тоplotно optеређење структуре преграде (лево) и расподела притисака по унутрашњим површима преграде и по површинама на које делује притисак иза дифузора као механичко optеређење структуре (десно)



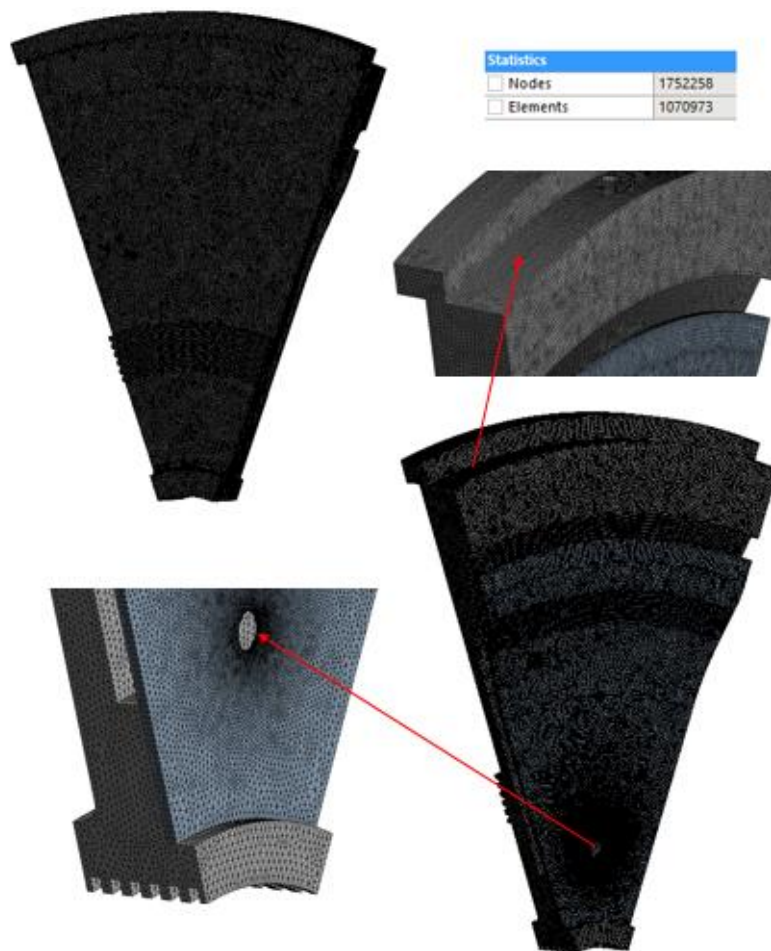
Слика 6.32. Унета расподела притисака по спољашњим површима преграде као механичко optеређење структуре: страна према компресору (лево) и страна према турбини (десно)

Ограничења кретања приказана су на слици 6.33. На цилиндричној површи са којом се преграда центрира ослањајући се на дифузор (означена плавом бојом са ознаком А на слици 6.33) онемогућено је ротационо кретање, док је аксијално и радијално кретање могуће. Аксијално кретање је онемогућено прстенастој површи која се наслања на дифузор (означена жутом бојом са ознаком В на слици 6.33). Прстенаста површ носеће плоче на коју се наслања статор турбине се оставља слободном јер се статор турбине ослања на преграду и заједно са њом се шири и деформише у аксијалном правцу. За прстенасту површ еластичне плоче која се ослања на статор турбине је потребно задати одговарајућу вредност померања у аксијалном правцу (означена је жутом бојом са ознаком С на слици 6.33). Ова вредност је добијена итеративним понављањем овог нумеричког структуралног прорачуна све док се не добије вредност која је једнака померању површи носеће плоче на коју се наслања статор турбине. За прву вредност задато је померање за 1mm у правцу ка компресору чиме би се симулирало њено притезање статором турбине и ове две површи довеле у исту равн. Након извршеног прорачуна упоређује се добијено аксијално померање ове површи и померање површи носеће плоче на коју се наслања статор турбине. У другој итерацији за померање површи еластичне плоче задаје се претходно добијена вредност. Овај процес се завршава евентуално са још једном итерацијом док ове две вредности померања не постану приближно једнаке. У овом случају добијено је померање површи носеће плоче од 1,043 mm које одговара аксијалном померању површи еластичне плоче у току рада гасогенератора од 0,043 mm.

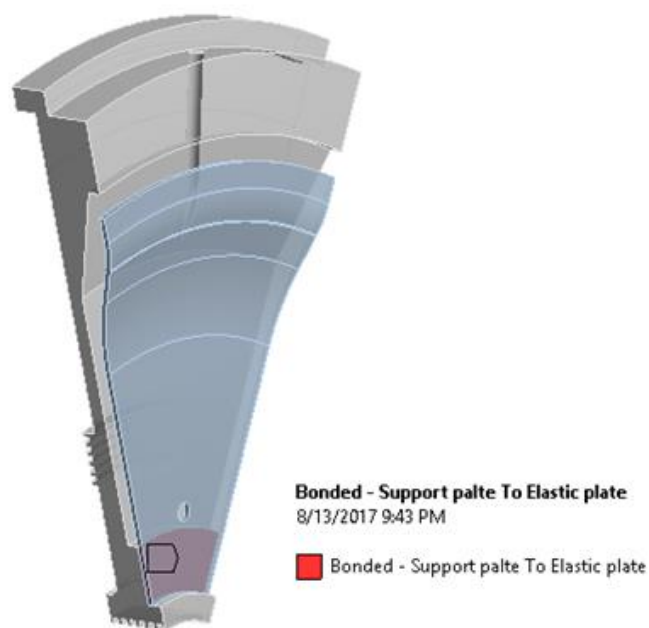


Слика 6.33. Унета ограничења кретања: ротације (A), аксијалног померања носеће плоче (B) и аксијално померање еластичне плоче (C)

Геометрија модела је максимално упрошћена како би се смањило време рада софтвера и поједноставио цео процес. Лабиринти са носећом плочом чине једну целину док је еластична плоча засебан део. Завртњи за везу еластичне за носећу плочу су уклоњени и њихов утицај се апроксимира тако што се задаје да су површи потпуно спојене у овој зони, слика 6.35. Отвори за везу преграде са статором и дифузором су такође уклоњени јер могу само локално незнатно утицати на расподелу напона. Геометрија модела представља сегмент од 40° целе преграде, тј. исечак од једне деветине. Сегмент је неопходан због услова да површи у овом моделу и симулацији струјања буду идентичне. Добра страна сегмената је да се са истим бројем елемената прорачунске мреже целе преграде може остварити знатно ситнија подела у зонама од интереса када је у питању само један њен сегмент. Прорачунска мрежа модела сегмента преграде садржи преко милион елемената, а приказана је на следећој слици 6.34. Ова мрежа је еквивалентна мрежи од преко 9 милиона елемената када би се симулација радила са геометријом целе преграде.

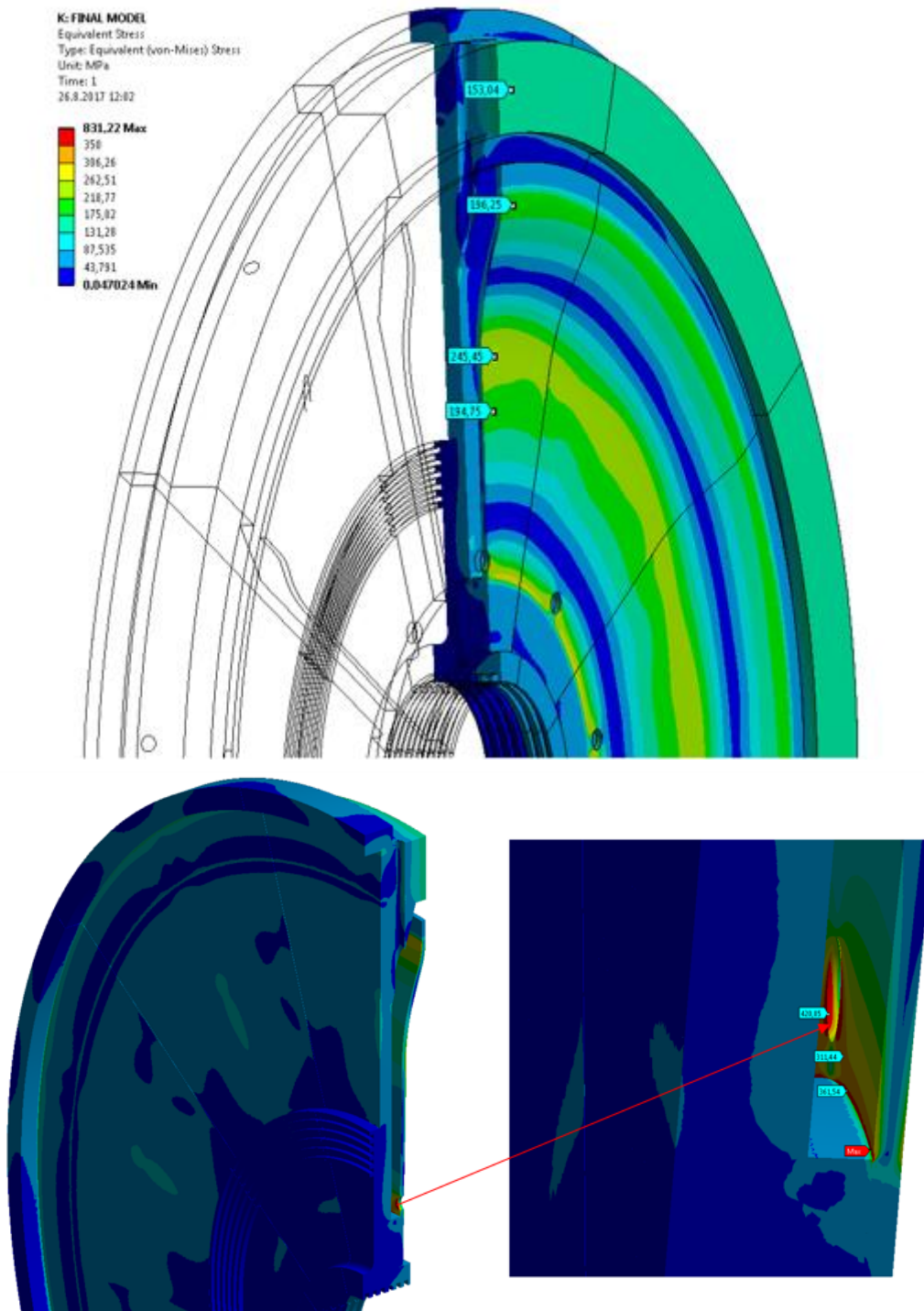


Слика 6.34. Мрежа структуралног модела варијанте 4 мултифункционалне преграде

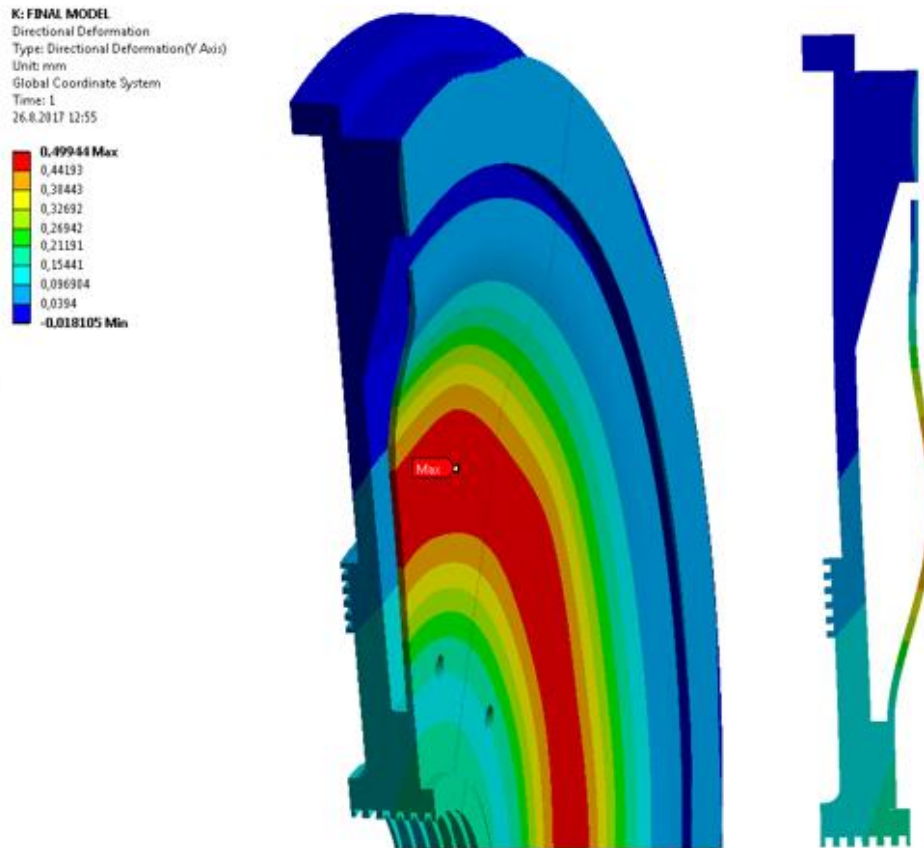


Слика 6.35. Спој носеће и еластичне плоче

Резултати прорачуна су графички приказани на следећим сликама 6.36, 6.37 и 6.38, где су дате расподеле напона и деформација делова преграде. Расподела напона показује да постоје зоне нереално великих напона у близини споја носеће и еластичне плоче, што је последица природе саме нумерике на елементима у близини граничних услова. Овај проблем се не може превазићи у потпуности али се може смањити. Уситњавањем мреже у зонама где се очекују ови напони смањује се зона грешке јер су нереалне вредности везане само за елементе мреже који су најближи граници. У примеру преграде максимални напон од 831 N/mm^2 се јавља на самом споју еластичне и носеће плоче, и пошто представља врло узану зону у близини граничног услова може се сматрати нумеричком грешком и занемарити, слика 6.36, детаљ доле десно. Исти проблем се јавља и на оштрим спољним ивицама као што је случај са ивицама на отвору за хлађење турбине. На њима се добија напон од 421 N/mm^2 приказан на истом детаљу на слици 6.36, и ове вредности напона се могу занемарити јер спољне оштре ивице не могу бити извор концентрације напона. Даљом анализом резултата прорачуна напона може се закључити да се вредности од око 300 N/mm^2 могу очекивати на реалној конструкцији еластичне плоче у њеном корену, у близини отвора за хлађење турбине. Овај напон настаје због тога што је еластична плоча везана у овом пределу са носећом плочом и структура се понаша као да је укљештена. У случају укљештења напони су увек највећи у корену везе, што потврђује и нумерички прорачун преграде. Такође се напони од око 250 N/mm^2 могу очекивати на реалној конструкцији на средњем пречнику еластичне плоче одмах испод закривљења на радној температури у току рада гасогенератора, јер овде структура пружа највећи отпор деформисању. На носећој плочи напони су на знатном нижем нивоу $100\text{-}150 \text{ N/mm}^2$ што је не чини нарочито оптерећеном у току рада гасогенератора са становишта чврстоће. Али носећа плоча мора задовољити знатно строжије захтеве за крутошћу који јој диригују потребну дебљину.

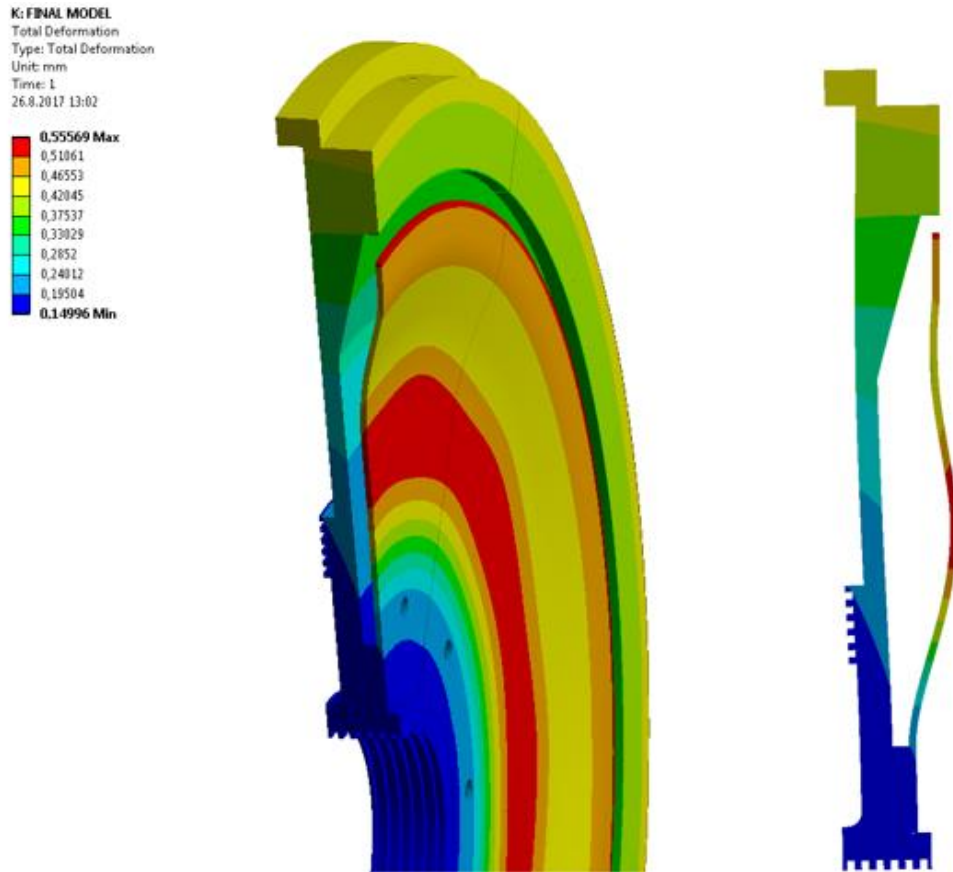


Слика 6.36. Напонско стање варијанте 4 мултифункционалне преграде

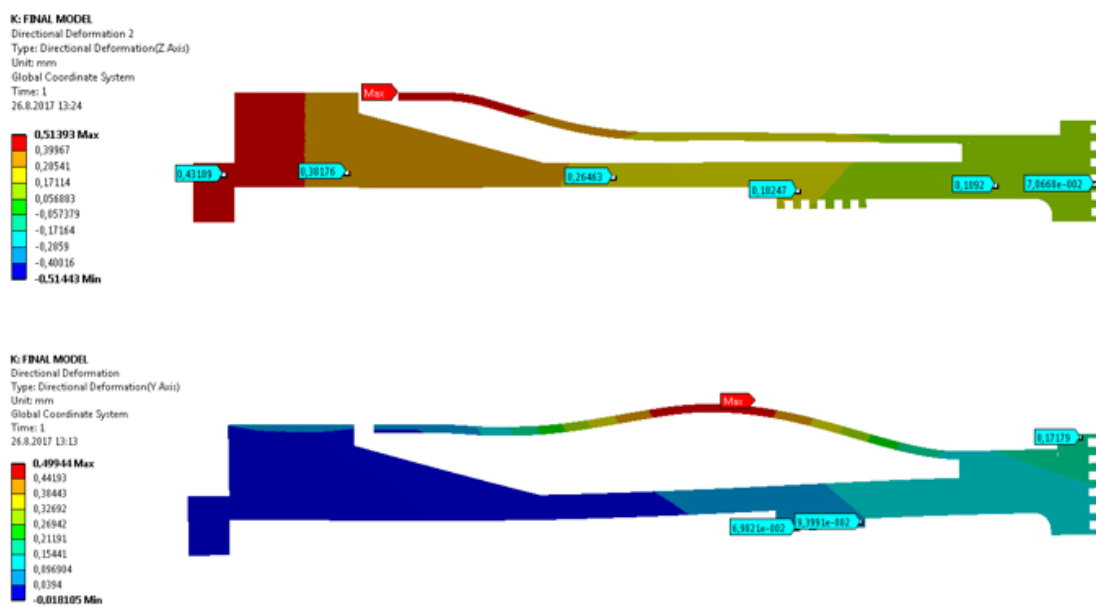


Слика 6.37. Аксијалне деформације варијанте 4 мултифункционалне преграде: реалан облик (лево) и знатно увећан облик деформација (десно)

Анализа деформација показује да облик ове плоче омогућује радијално и аксијално ширење преграде услед довођења топлоте. Највећа вредност укупних радијалних деформација еластичне плоче су на спољнем пречнику од око 0,5 mm. Највећа вредност аксијалне деформације је у пределу где се увек остваривао контакт преграде и турбине на претходним варијантима. У овој варијанти постоји довољно простора да се ово померање оствари, а да до контакта са диском турбине не дође. Услед ове деформације заравњена средња зона ове плоче постаје закривљена за величину испод 0,5 mm што је крајње прихватљиво с обзиром да је растојање преграде и турбине на овом пречнику 5 mm. Са слике радијалних деформација, слика 6.39 горе, може се закључити да је захтев за зазором радијалног лабиринта од 0,2-0,4 mm задовољен јер је деформација у овој зони око 0,08 mm. Аксијалне деформације, слика 6.39 доле, показују да је и захтев за зазором аксијалног лабиринта 0,1-0,2 такође задовољен јер је максимално аксијално померање у зони унутрашњег пречника лабиринта 0,094 mm.



Слика 6.38. Укупне деформације варијанте 4 мултифункционалне преграде: реалан облик (лево) и знатно увећан облик деформација (десно)



Слика 6.39. Знатно увећане деформације варијанте 4 мултифункционалне преграде у близини лабирината: радијалне (горе) и аксијалне (доле)

Анализа резултата напонског и деформацијског стања преграде показује да је структура у задовољавајућем степену сигурности и да обезбеђује неометан рад гасогенератора испуњавајући све функције. Стање еластичне плоче може се анализирати на основу три одабране потенцијално критичне зоне на одговарајућим пречницима: на највећем пречнику, на средњем пречнику одмах испод закривљења плоче и на најмањем пречнику где су отвори за хлађење турбине. Најупадљивија је прстенаста зона одмах испод закривљења еластичне плоче на којој су напони високи али је температура на мањој вредности од максималне. У овој зони су напони од 250 N/mm^2 при температури од око 400°C . За материјал плоче је одабрана супер легура Inconel 718 која има напон при овој температури $R_{p0.2}=951 \text{ N/mm}^2$, који је 3,8 пута већи од израчунатог радног напона. На највећем пречнику напони су двоструко нижи, око 150 N/mm^2 , али је температура највиша и износи 500°C . Како је за примењени материјал, на овој температури $R_{p0.2}=910 \text{ N/mm}^2$ израчунати радни напон је 6,1 пута мањи. Значи да је ова зона мање оптерећена. У подножју еластичне плоче напони су највиши и износе 300 N/mm^2 , док је температура због присуства ваздуха за хлађење, на знатно нижем нивоу 300°C . Са напоном $R_{p0.2}=962 \text{ N/mm}^2$ на овој температури израчунати радни напон је 3,2 пута мањи. Анализа стања преграде показује да је најкритичнија зона на малим пречницима где се везује за носећу преграду. У даљем развоју потребно је детаљније анализирати предео и начин везе носеће и еластичне плоче.

Носећа плоча има знатно повољнију расподелу температуре, тј. опсег поља расподеле се креће од 300 до 380°C . Са друге стране највећи напон од 150 N/mm^2 је на месту највеће температуре од 380°C , што ову зону чини најоптерећенијом и најкритичнијом са становишта чврстоће носеће плоче. Плоча је израђена од нерђајућег челика X17 CrNi 16-2 (1.4057 / Ѓ 4570) чија је вредност напона на поменутој температури $R_{p0.2}=385 \text{ N/mm}^2$, а која је 2,6 пута виша од израчунате вредности радног напона. Овај однос је задовољавајући са становишта чврстоће, међутим носећа плоча има знатно строжије захтеве крутости, који су размотрени у претходном пасусу кроз дискусију деформација и који оправдавају потребу за овим вредностима напона.

6.4.4 Анализа стања и понашања конструкционе варијанте 4

На основу нумеричких симулација изведени су следећи закључци:

- Топлотно стање је знатно повољније у односу на претходне варијанте, а еластична плоча делује као топлотни штит носеће плоче и компресора. Носећа плоча је на температури која се не може оборити јер је то температура радног флуида који струји око ње;
- Ефекат Теслине турбине има значајан утицај на расподелу статичких притисака на површи преграде на компресорској страни због релативно малог растојања између делова, међутим статички притисак на турбинској страни је приближно константан јер је овај ефекат занемарљив при растојању преграде и турбине од 5 mm;
- Максимална температура носеће плоче је 380°C, док је максимална температура еластичне плоче 525°C;
- Напони у деловима преграде при израчунатим температурама су задовољавајуће величине и код носеће и еластичне плоче су најмање 2,5 пута мањи од критичних;
- Анализа деформација показује да су померања у зонама лабирината испод вредности захтева лабирината, а то је испитивањем и показано;
- Са слике 6.26 по светлом трагу на диску турбине се закључује да је идеја заптивања, спровођења и усмеравања ваздуха за њено хлађење и смањивање аксијалне силе на ротору, дала добро конструкционо решење;
- На основу стања подклопа преграде испитивањем је потврђено да су напонска и деформацијска стања структуре у нивоу добијених симулацијама;
- Промена боје на аксијалном лабиринту указује на локално загревање ваздуха због ефекта трења, слика 6.27;

- Нажалост, мерење аксијалне силе на ротору је показало да је ефикасност лабиринтских заптивача веома мала и да преграда не задовољава функцију смањења аксијалне силе на ротору;
- Овим се потврђује да размишљање у правцу усклађивања развоја конструкције и њених оптерећења исправно и кроз пример мултифункционалне преграде практично примењиво и пожељно.

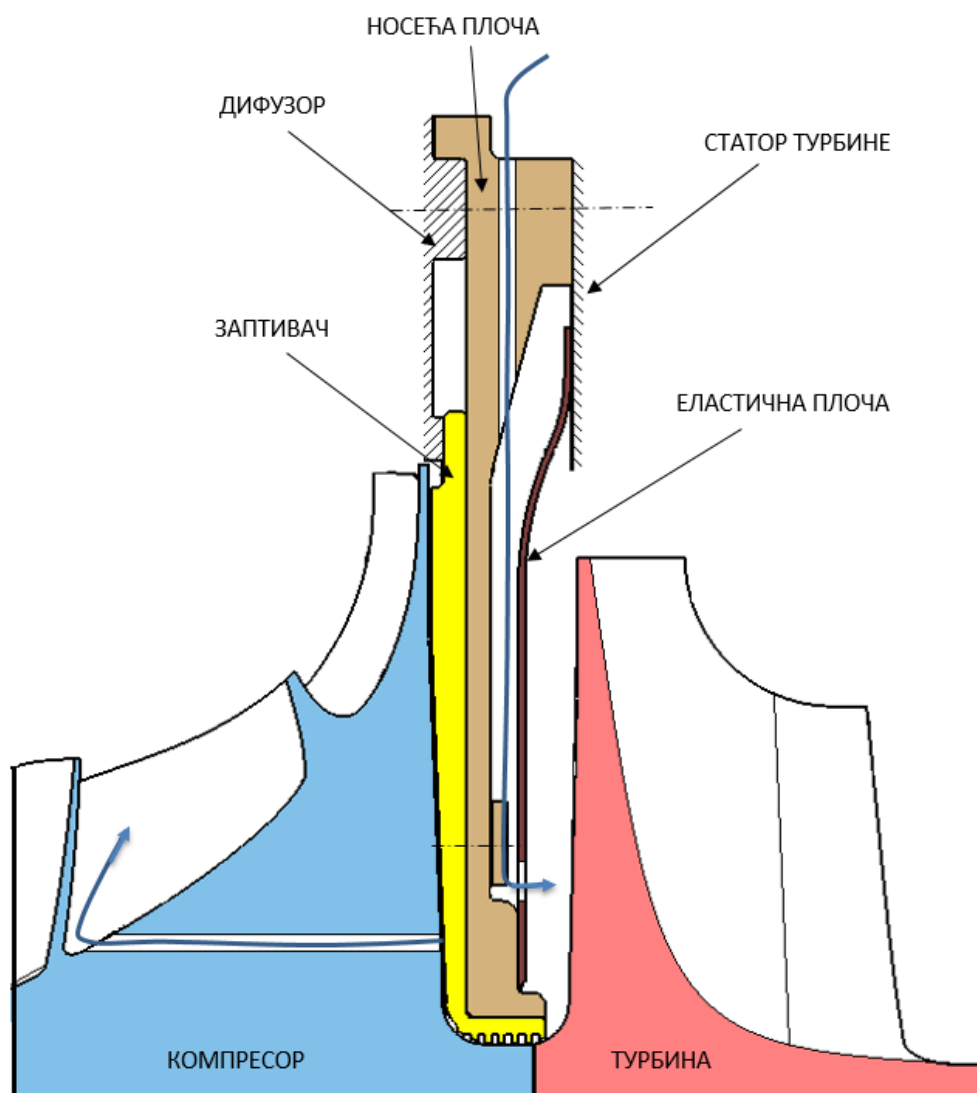
6.5 Мултифункционална преграда – варијанта 5

Нова варијанта преграде је у односу на претходну, поправљена ради смањења аксијалне силе на ротору и добијања задовољавајућег радног века лежајног склопа (функција – 3). У односу на претходну варијанту уведене су две измене на конструкцији:

1. промењен је начин заптивања и тип заптивача и
2. завртањска веза за спој еластичне и носеће плоче је замењена завареним спојем.

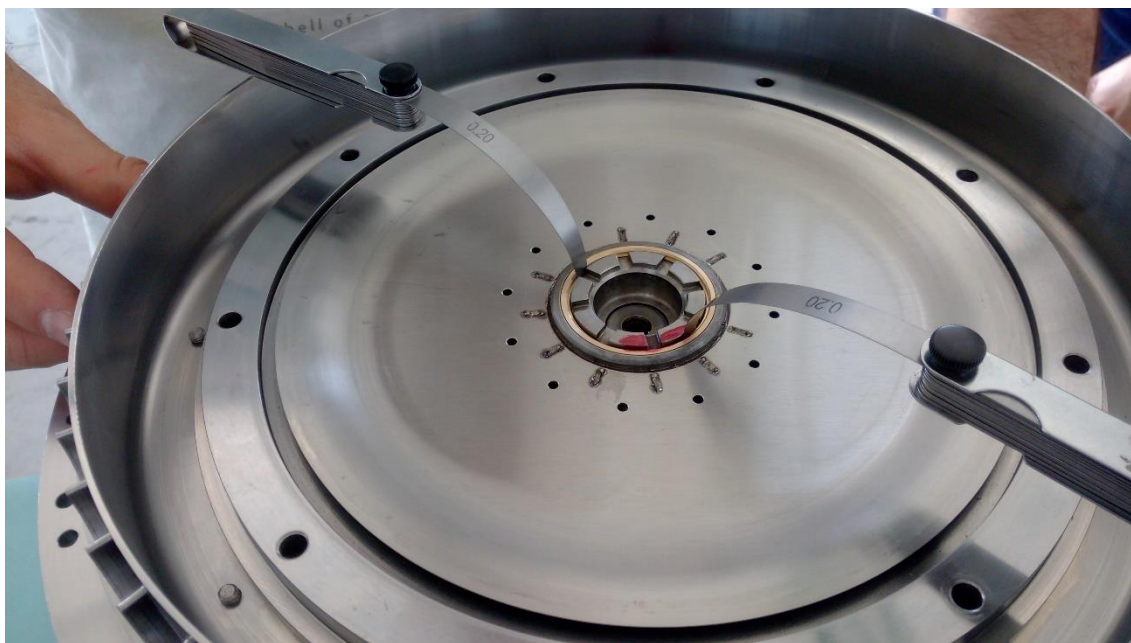
Два лабиринтска заптивача, аксијални и радијални, замењени су једним месинганим делом који практично садржи само радијални заптивач, слика 6.40 (жути део). Овај део је направљен тако да прати контуру леђа компресора на растојању од 0,5 mm. На овај начин се повећава и искоришћава ефекат Теслине турбине на рачун занемарљивог повећања отпора трења које мора савладати компресор. На већим пречницима леђне стране компресора је и ефекат трења ваздуха снажнији, па долази до уједначавања брзина и кретања ваздуха на неком пречнику. Са једне стране равнотежне линије ваздух тежи да одлази од осе ротације услед екстремних брзина ротације и трења о ротирајућу површ, а са друге стране ваздух тежи да струји ка зони мањег притиска (ка турбини и кроз отворе у компресору). Идеја је да се ово уравнотежење понаша као заптивач. Ово уравнотежавање је само по себи довољно, али је ипак задржан радијални лабиринт само са повећаним зазором од 0,4-0,5 mm ради сигурности, слика 6.41. Овај

месингани део се ослања у три тачке на носећој плочи. Унутрашња контура, радијалног лабиринског заптивача, се пресује са веома малим преклопом у носећу структуру. Након пресовања део се притеже по средњем пречнику завртањском везом за носећу плочу (осне линија на слици 6.40). Задржана је идентична завртањска веза са аксијалног лабиринта у варијанти 4 мултифункционалне преграде. Контура на највећем пречнику има раван део који се ослања на статор компресора – дифузор. На овај начин месингани део је потпуно позициониран у простору, прислоњен на носећу плочу, све у циљу прецизног обезбеђивања растојања од леђа компресора.



Слика 6.40. Шематски приказ 5. варијанте преграде кроз попречни пресек структуре

У току експлоатације варијанте 4 мултифункционалне преграде еластична плоча није била оштећена и није имала неправилности у раду, стога је усвојена као добро конструкцијско решење. Како нема потребе за заменљивошћу еластичне плоче, завртањска веза је замењена завареним спојем, слика 6.41. На овај начин је процес склапања поједностављен и смањена цена производње.

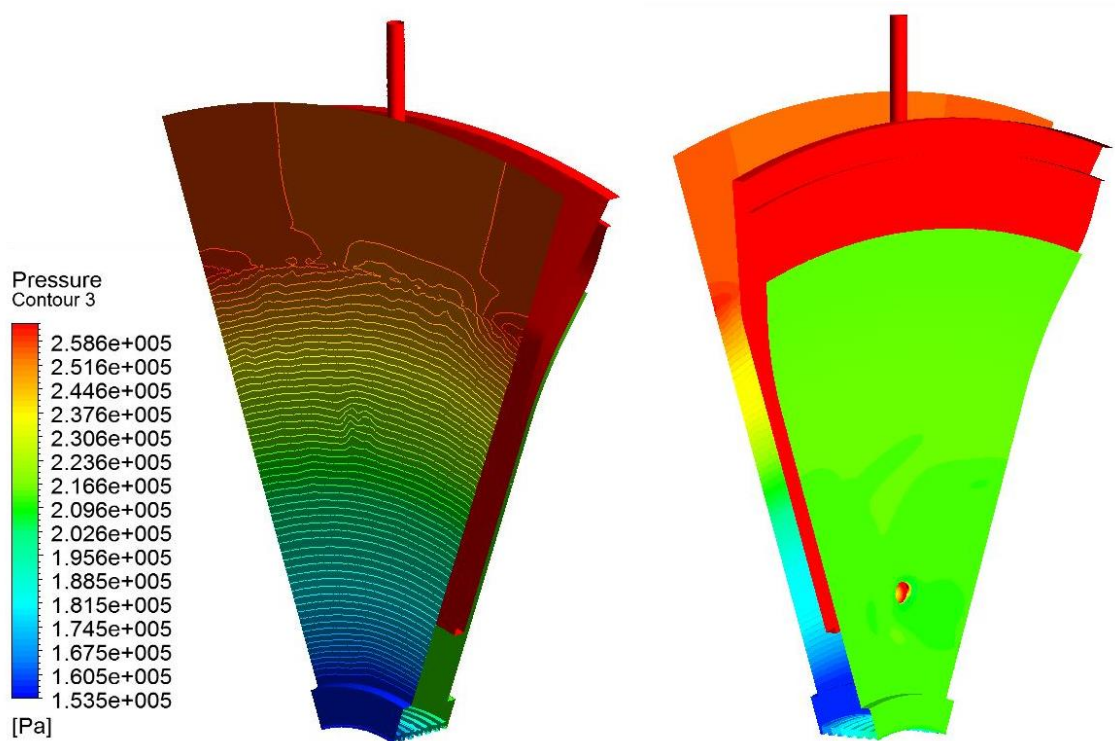


Слика 6.41. *Заварени спој еластичне и носеће преграде и провера зазора радијалног лабиринта*

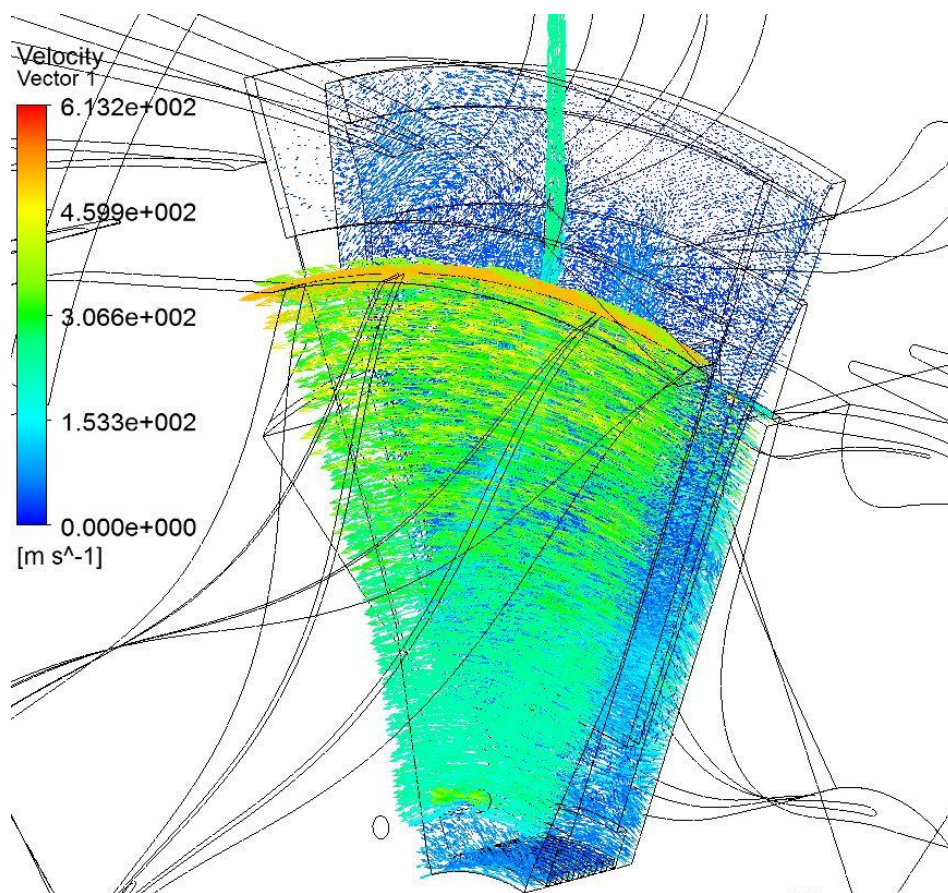
6.5.1 Нумеричка анализа стања преграде конструкционе варијанте 5

Нумерички модел за симулацију струјања за пету варијанту преграде се разликује само у геометрији заптивача у односу на модел претходне варијанте, поступак је исти, а резултати су очекивано другачији. Добијена је значајније боља расподела притисака, већи пад притисака ка оси ротације на компресорској страни преграде, а са тим и смањење аксијалне силе, слика 6.42. Итеративним смањивањем растојања лабиринта од леђа компресора усвојена је оптимална вредност од 0,3 mm.

Даљим смањењем овог растојања добија се мања аксијална сила али су зато монтажа, прецизност израде и цена знатно виши. За поменуто растојање добија се вредност аксијалне силе од 30 N на 55 000 обртаја у минути. Међутим, у производњи је постигнут зазор од 0,35-0,4 mm па се очекују нешто веће вредности аксијалне силе. Расподела брзина и утицај ефекта Теслине турбине приказани су на слици 6.43.



Слика 6.42. *Расподела статичког притиска на површи пете варијанте мултифункционалне преграде, поглед са компресорске стране (лево) и поглед са турбинске стране (десно)*

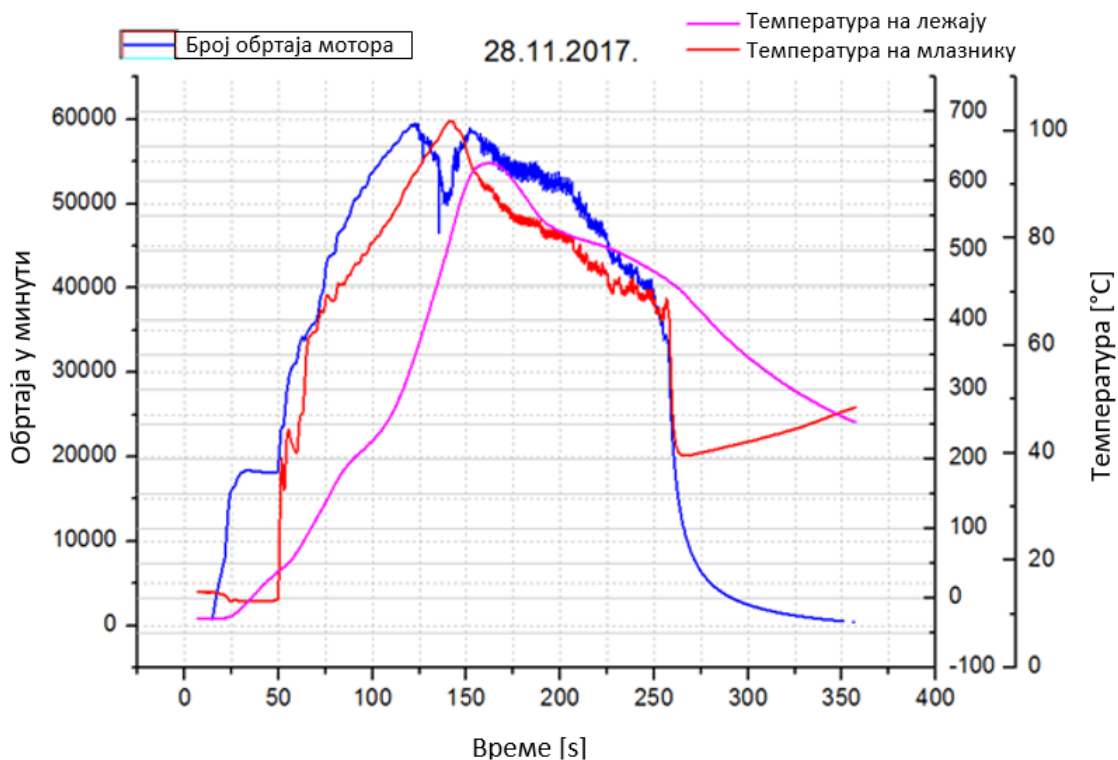


Слика 6.43. *Расподела брзина (векторски приказ) у домену пете варијанте мултифункционалне преграде*

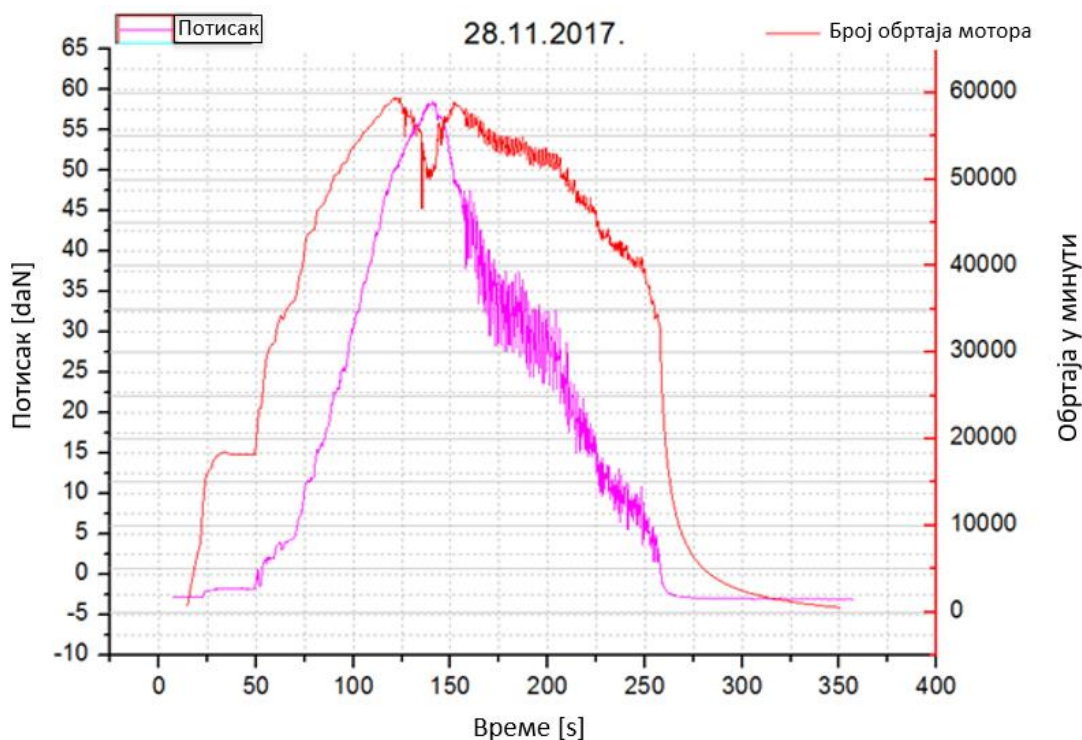
Претходна нумеричка симулација стања и понашања структуре је показала довољно високу сигурност, па из тог разлога није понављан прорачун структуре за пету варијанту.

6.5.2 Експериментално испитивање конструкционе варијанте 5

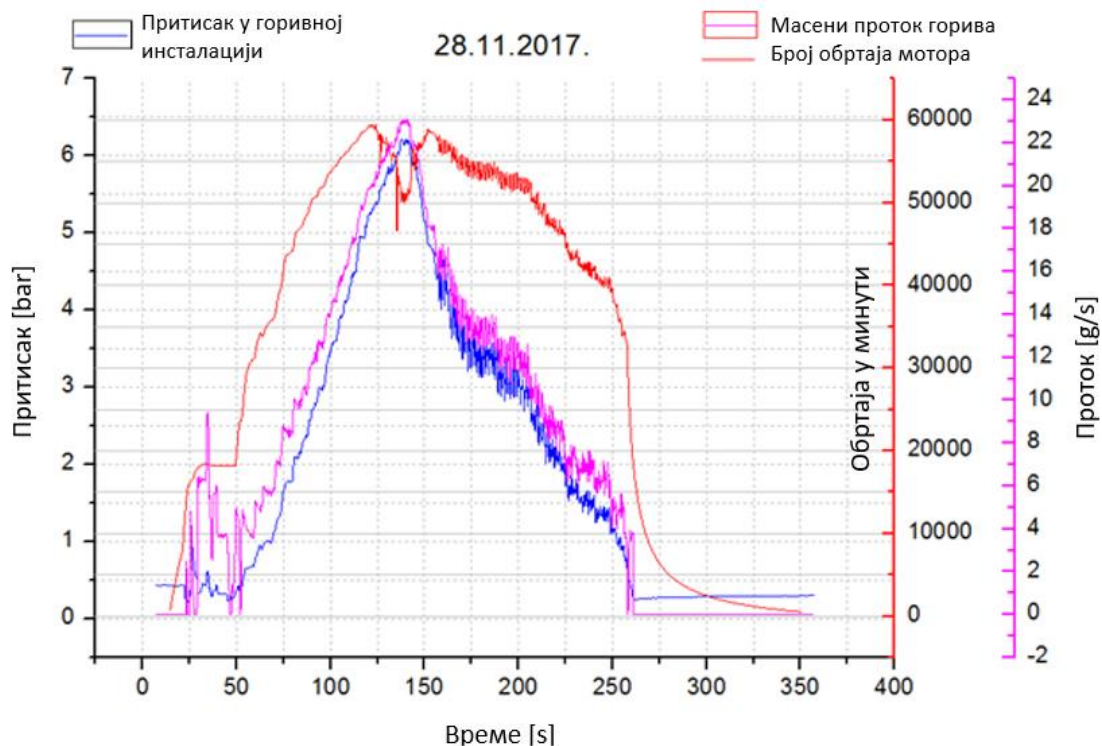
Последња варијанта мултифункционалне преграде испитивана је на опитном столу кроз испитивање гасогенератора, у верзији млазног мотора, на максималном режиму од 62 000 обртаја у минути. Испитивања су протекла без проблема у раду, а након расклапања је то и потврђено. Резултати испитивања дати су на сликама 6.44, 6.45, 6.46 и 6.47.



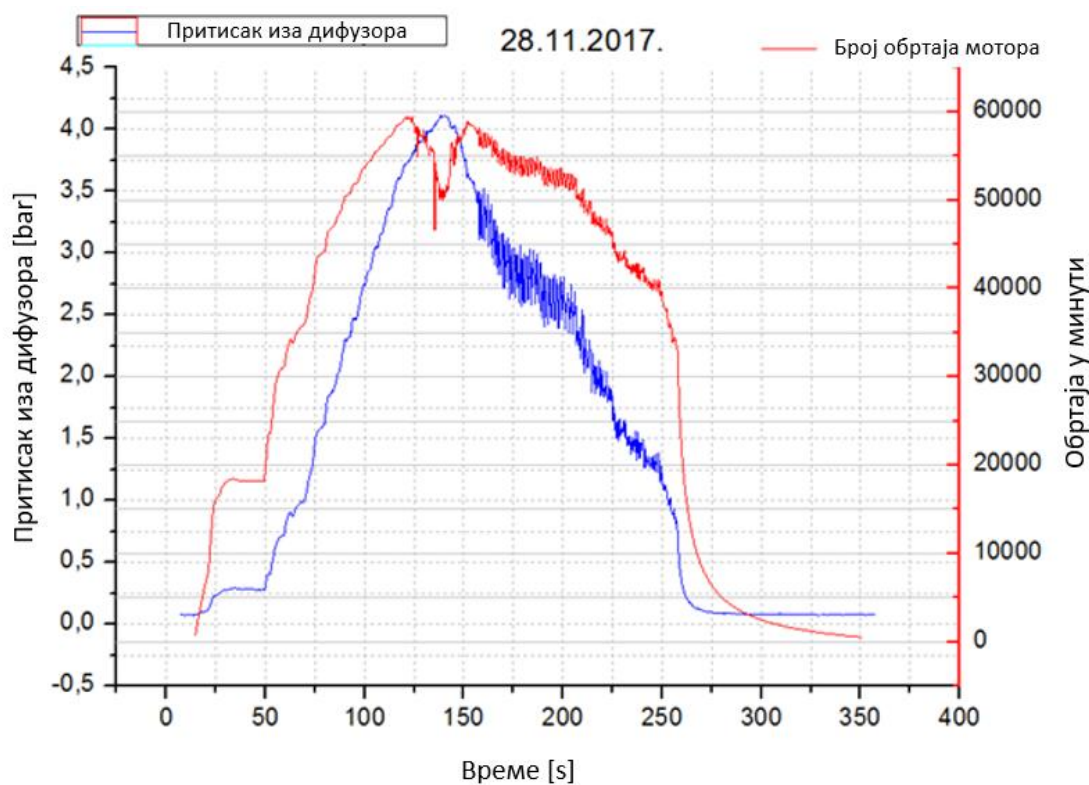
Слика 6.44. Температура оптерећенијег лежаја, температура гасова на излазу из млазника и број обртаја ротора



Слика 6.45. Промена силе потиска у функцији броја обртаја ротора

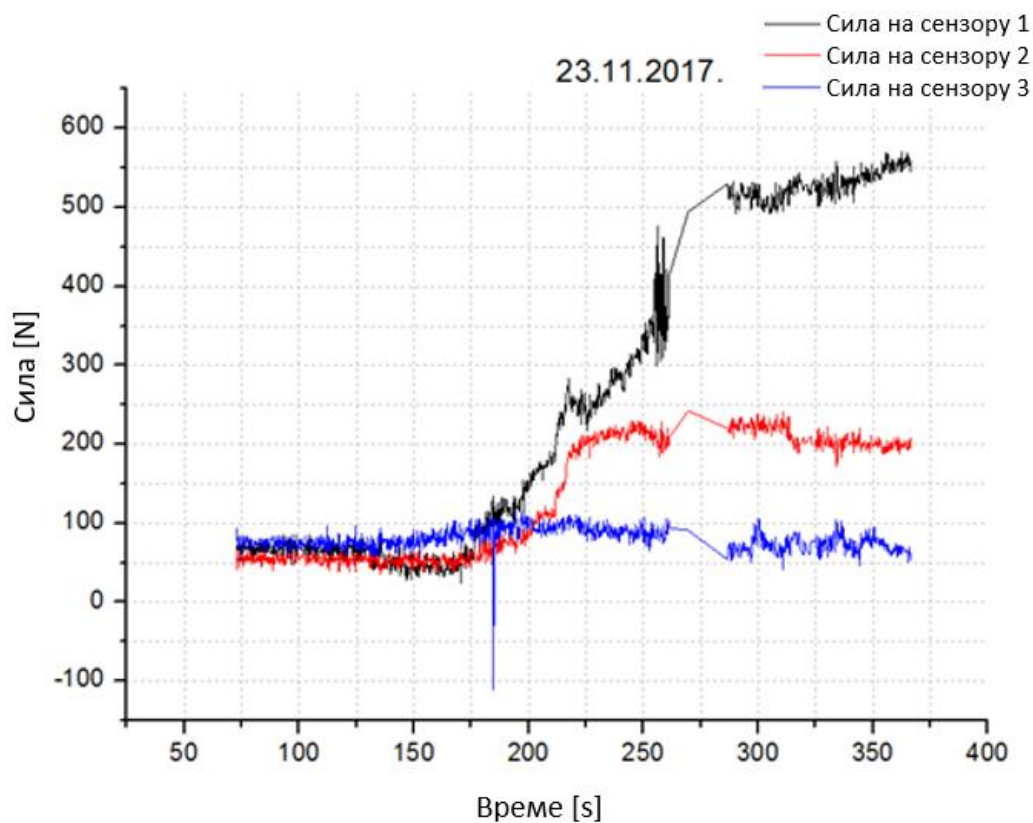


Слика 6.46. Притисак у горивној инсталацији и масени проток горива у функцији броја обртаја ротора

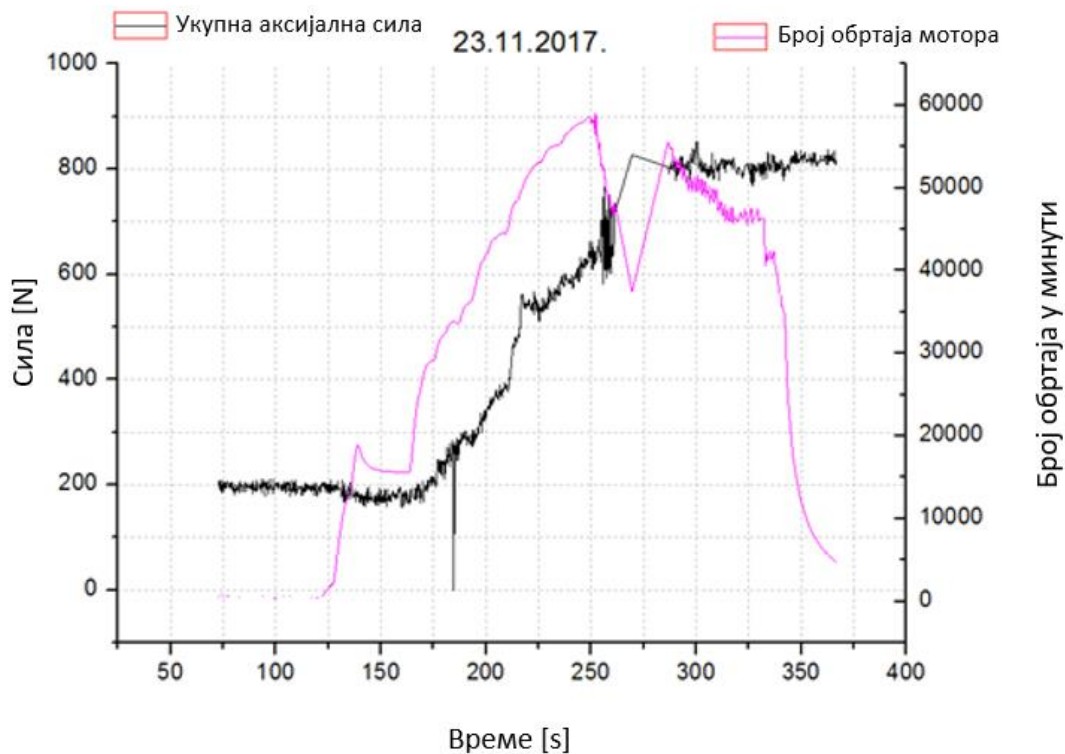


Слика 6.47. Статички притисак иза дифузора у функцији броја обртаја

Сам систем мерења аксијалне силе имао је доста спорији одзив у односу на одзив сензора за број обртаја, а нарочито се јављао проблем веома спорог растерећења приликом смањивања режима рада мотора. Овај проблем се јављао на сва три сензора, па се резултати вредности аксијалне силе потиска приликом успоравања и гашења мотора не могу сматрати валидним. Резултати мерења аксијалне силе са једног од испитивања мотора на 62 000 o/min су дати на сликама 6.48 и 6.49.



Слика 6.48. Резултати мерења појединачних вредности сила на сваком од давача мерног система



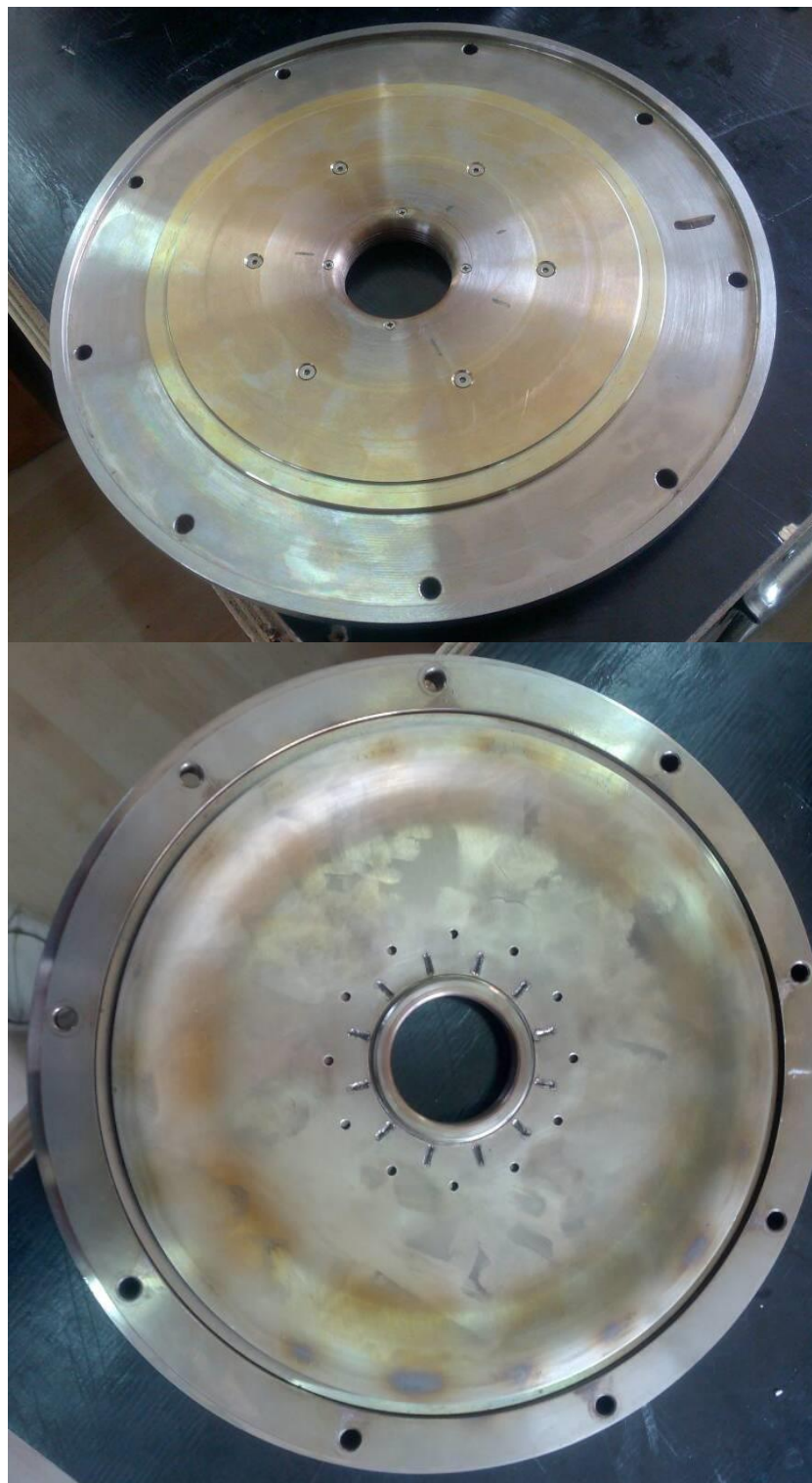
Слика 6.49. Резултати мерења укупне аксијалне силе на ротору у функцији његовог броја обртаја

Пад броја обртаја који се јавља на свим дијаграмима након 59 000 обртаја у минути је грешка која се последица лошег читања и записивању сигнала са давача броја обртаја. На екрану је постојала реална вредност броја обртаја која је потврђена анализом сировог сигнала са акцелерометара. Гасогенератор је неколико пута испитиван на максималном режиму од 62 000 o/min па чак и нешто изнад.

6.5.3 Анализа стања и понашања преграде конструкционе варијанте 5

На основу нумеричке анализе, испитивања и визуелног прегледа делова после расклапања, установљено је да пета варијанта мултифункционалне преграде, слика 6.50, задовољава све захтеве. Усвојена је као успешно конструкцијско решење за примену на гасогенераторима back-to-back концепције. Добијена је вредност аксијалне силе потиска на горњој прихватљивој граници од 800 N за максимални

режим рада мотора – гасогенератора од 62 000 обртаја у минути. Овине се потврђује ваљаност и саме методологије на бази Failure Based Design методе.



Слика 6.50. Изглед варијанте 5 мултифункционалне преграде након испитивања: предња страна ка компресору (горе) и задња страна ка турбини (доле)

ПОГЛАВЉЕ
7

ЗАКЉУЧАК

Основна идеја на којој се заснивају базни циљеви дисертације је идентификација екстремно тешких услова експлоатације машинских структура и њихових оптерећења који представљају комплексну интеракцију изузетно високих топлотних и нехомогених утицаја, интензивних утицаја струјања флуида, утицаја високих брзина ротације, сопствених и принудних вибрација и др. Ови су утицаји присутни код гасогенератора турбомлазних и турбовратилних мотора за који је било потребно развити иновативно конструкцијско решење мултифункционалне преграде између ротора компресора и турбине. Ова преграда остварује више функција у наведеним условима рада, а потребна је ради значајног смањења димензија и масе гасогенератора у односу на постојећа конструкцијска решења. За реализацију постављеног циља развијена је одговарајућа методологија инжењерског дизајна заснована на итеративном развоју, испитивању и анализи стања и разарања делова преграде, под називом Failure-based Design – FBD. Развијен је скуп од пет конструкцијских решења ове преграде док четврто решење није постало прихватљиво за експлоатацију у овим условима. За ову сврху спроведена су многа експериментална испитивања, бројне нумеричке анализе струјања флуида (CFD), анализа топлотног стања (расподеле температуре), прорачуна напона и деформација делова преграде, развој конструкцијских решења и др. Ради реализације овог основног циља, рад је обухватио широк спектар експерименталних садржаја, значајан број нумеричких анализа и прорачуна, анализа бројних специфичних хаваријских оштећења и предложених конструкцијских решења да би се ова разарања избегла.

У циљу налажења корисних информација за истраживање, изведена је анализа доступних резултата истраживања у три тематске области. Пошто је концепција гасогенератора која се у дисертацији развија, иновативна, не постоји литература која се директно односи на проблем мултифункционалне преграде јер као таква не постоји код гасних турбина. Ипак постоји неколико других конструкцијских решења која раде у сличним радним условима па стога информације добијене из чланака који се односе на овакве структуре представљају основу за истраживање ове дисертације. Прва група радова односи се на конструкције које одговарају прегради у смислу екстремних радних услова и комплексних оптерећења. Другу групу радова чине чланци који анализирају узроке и последице оштећења који се

јављају приликом испитивања варијантних решења преграда. Трећа група радова се односи на експерименталне и нумеричке методе које се примењују у циљу анализе стања и понашања структуре.

У трећем поглављу дефинишу се оптерећења, радни услови гасогенератора и саме преграде као и четири функције које преграда мора задовољити: топлотна заштита, заптивање, хлађење турбине и смањење резултујуће аксијалне силе. Оптерећења у екстремним условима рада је специфични појам, а дефинисан је као интеракција и спрегнуто дејство топлотних, струјних, механичких, хемијских или структурних утицаја. Осим тога ови утицаји се одликују нехомогеним деловањем са високим градијентом промене у простору и времену, нарочито на малом простору и у кратким временским интервалима. За конкретне услове мултифункционалне преграде, најпре су објашњене функције преграде и потреба за њеном уградњом која се своди на раздвајање простора компресора и турбине која служи за његово покретање. Приказане су конструкције гасогенератора у верзији када процес сагоревања обезбеђује поред ротације вратила и силу потиска и у верзији када се струја гасова сагоревања користи и за покретање додатне – слободне турбине. У обе варијанте ротор компресора и турбине су на истом вратилу, на блиском растојању, међусобно супротно окренути (Back-to-Back). У том малом међупростору између ових ротора који се окрећу брзинама преко 60 000 о/min, ова преграда реализује следеће функције: топлотна заштита компресора од коморе за сагоревање и турбине, заптивање протока флуида (ваздуха и гасова сагоревања између простора компресора и турбине), смањење аксијалне силе на вратилу услед разлике у притисцима између ова два простора, редукција нивоа температуре у зони концентрације напона у главчини турбине и др. Овако комплексан скуп функција преграде и интеракција различитих врста оптерећења чини проблематику интересантном за истраживање и веома неповољном за развој конструкцијског решења. За ту сврху требало је развити одговарајућу методологију.

Четврто поглавље приказује основни алат за утврђивање стања и понашања структуре – експериментално испитивање спроведено кроз три групе активности. Прву групу чине испитивања функционалности гасогенератора и мултифункционалне преграде. Друга група активности се односи на

индентификацију стања структуре појединачних делова или подсклопова пре и након испитивања, као и на њихова појединачна испитивања која су еквивалентна реалним условима у току рада гасогенератора. Трећа група обухвата активности које су у вези са мерењем перформанси мотора које описују одвијање термодинамичког циклуса у мотору. Ово поглавље детаљно описује и приказује коришћени мерни систем, методе мерења као и идејна решења за мерење појединих струјних параметара у комплексним условима рада са обичним комерцијалним давачима.

У петом поглављу је приказан и описан врло сложен нумерички алат који итерационим приступом комбиновања различитих нумеричких модела даје слику о стању и понашању структуре преграде користећи вредности струјних параметра који су претходно измерени на експерименталном испитивању. Поклапањем вредности ових параметара, у одређеним мерним тачкама на експерименту са вредностима добијеним нумеричком симулацијом струјања, нумерички модел је верификован и усвојен. Добијене вредности температуре, топлотних коефицијената и притисака коришћене су у топлотном и структуралном нумеричком моделу у циљу добијања слике о стању и понашању структуре преграде. Нумеричке симулације су показале да постоји велики утицај ефекта Теслине турбине на струјање флуида у узаном простору између преграде и роторских делова који ротирају екстремним брзинама. Овај ефекат практично дефинише расподелу статичких притисака који представљају механичко оптерећење преграде. Симулације показују и да је структура изложена веома високим температурама и високим градијентима промена температуре који представљају топлотна оптерећења која изазивају високе напоне. Ово указује на локалне деформације које су велике због опадања карактеристика материјала са порастом температуре.

Шесто поглавље је кључно поглавље дисертације и односи се на примењени итерациони приступ заснован на конструкцијском отклањању узрока оштећења кроз варијантна решења, што представља основу инжењерског дизајна мултифункционалне преграде гасогенератора. Анализа оштећења указује на дефомисање структуре у области пластичности услед дејства непредвидивих оптерећења и ослањања делова које спречава њихово топлотно ширење услед

високих и неравномерно распоређених температура, укључујући и неадекватан избор материјала. Деформације доводе до остваривања контакта између стационарне преграде и роторских делова који ротирају екстремно високим брзинама. Последице овог стања су клизање са екстремном релативног брзином између делова, даље локално загревање високог интензитета, заваривање честица са последичним одламањем – термичка абразија и појављивање прлина. Процедура развоја конструкције преграде је спроведена кроз пет итерација где је пето варијанто решење задовољило структуралне захтеве за поуздан рад преграде и функције које се захтевају. Развој конструкције у свакој итерацији је резултат комбинација експерименталног испитивања са анализом оштећења, нумеричким симулацијама и анализом стања и понашања структуре варијантног решења. Примењена методологија довела је до конструкцијског решења које се састоји из две основне целине. Прву целину чини еластична плоча која одолева утицају топлоте, деформише се у смеру где је омогућена слобода деформисања и штити од топлоте остали део структуре. Друга целина је носећа плоча која се супроставља механичком оптерећењу обезбеђујући задовољавајућу чврстоћу подклопа и крутост за бесконтактне заптиваче. Развијен је и специфичан облик заптивача који користи ефекат Теслине турбине у циљу спречавања цурења радног флуида и смањење резултујуће аксијалне силе на ротору. Индентификовани радни услови указују на употребу челика који имају добра механичка својства и на високим температура за делове преграде. Пето варијанто решење добијено је усклађивањем ефеката радних услова са конструкцијским параметрима у циљу налажења оптималног компромисног решења.

Научни допринос ове дисертације огледа се у индентификацији феномена и њихових интеракција за структуре које раде у екстремно тешким условима рада и развоју методологије за инжењерски дизајн оваквих структура. Остварени су следећи научни доприноси:

- Развијена је метода развоја конструкцијског решења за комплексне и екстремне услове рада заснована на анализи насталих оштећења (Failure-based Design – CFD);

- Дефинисана су и идентификована оптерећења за екстремне услове експлоатације машинских система;
- Дефинисана су, разрађена и специфицирана разарања машинских делова у екстремним условима експлоатације;
- Реализовано је иновативно идејно и конструкцијско решење мултифункционалне преграде које обезбеђује редукцију димензија и масе гасогенератора;
- Примењен је принцип раздвајања структуре на целину која остварује жељено понашање под утицајем топлоте и обезбеђује топлотну заштиту и на целину која преноси механичка оптерећења;
- Развијена је методологија и процедура за експериментална испитивања и формирана су нумерички модели за прорачун гасогенератора и делова мултифункционалне преграде.

Стручни допринос ове дисертације представља конструкцијско решење мултифункционалне преграде за ефикасан и поуздан рад гасогенератора и огледа се у следећем:

- Остварено је конструкцијско решење мултифункционалне преграде која задовољава потребне услове и функције;
- Формиран је нумерички модел за идентификацију параметара струјања унутар гасогенератора, што омогућује анализу струјања у циљу повећања ефикасности мотора, као и детаљнију анализу оптерећења других делова и подсклопова;
- Развијена је методологија за прорачун чврстоће и деформација која се може применити приликом пројектовања других структура.

У даљем раду потребно је оптимизирати конструкцију преграде са становишта минималне масе. Расподела напона указује на подручја структуре са веома малим оптерећењем тј. на зоне које се могу машинском обрадом склонити и тиме преграда олакшати. Мања маса је циљ коме тежи свака ваздухопловна конструкција. Због

временски захтевних нумеричких симулација, а премалог времена на располагању, остао је простор за њихово усавршавање. Коришћена прорачунска мрежа за симулацију струјања састоји се од тетраедалних елемената који нису одговарајући за овакву врсту прорачуна. Потребно је у будућности урадити одговарајућу прорачунску мрежу са призматичним елементима у посебном потпрограму у циљу добијања мање разлике у вредностима између суседних итерација – мање грешке и боље конвергенције. У симулацији струјања потребно је укључити ефекте храповости површина и стационарне површине кућишта изнад ротора. Потребно је урадити модалну анализу структуре, симулирати начин везивања и везне елементе и др. Већа тачност резултата може се постигнути симулацијом која обухвата и структуру и радни флуид истовремено уколико се пронађу бољи хардверски ресурси.

У научном смислу ова дисертација је отворила нови правац и простор за даља истраживања. Реч је о блиској интеракцији високих топлотних и механичких оптерећења (високих брзина ротације и модалног осциловања) укључујући потребу за посебно прецизним условима рада неких компоненти механичких система (лежаји, зупчаници, подмазивање и др.). Потреба за сталном редукцијом димензија увећава контрадикцију и екстремност наведених утицаја. Даља истраживања феномена ових интеракција и могућих конструкцијских решења, представљају значајан изадов и задатак за даљи рад у овом подручју.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] M. Ognjanović, N. Kolarević, M. Stanković, and S. Vasin, “Gear transmission failures and failure based design,” *8th Int. Sci. Conf. IRMES 2017*, pp. 21–26, 2017.
- [2] Z. Mazur, A. Luna-Ramirez, J. A. Juarez-Islas, and A. Campos-Amezcuca, “Failure analysis of a gas turbine blade made of Inconel 738LC alloy,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 12, pp. 474–486, 2005.
- [3] M. R. Ayatollahi, H. R. Chamani, and F. Mohammadi, “Thermo-Mechanical Fatigue Life Assessment of a Diesel Engine Piston,” *Int. J. Automot. Eng.*, vol. 1, no. 4, pp. 256–266, 2011.
- [4] M. Kumar, “A Finite Element Thermo-Mechanical Stress Analysis of IC Engine Piston,” *Int. Res. J. Eng. Technol.*, vol. 4, no. 6, pp. 1976–1981, 2017.
- [5] C. V. Rajam, P. V. K. Murthy, M. V. S. M. Krishna, G. M. Prasada, and N. Dist, “Design Analysis and Optimization of Piston using CATIA and ANSYS,” *Int. J. Innov. Res. Eng. Sci.*, vol. 1, no. 2, pp. 41–51, 2013.
- [6] H. Kou, J. Lin, J. Zhang, and X. Fu, “Dynamic and fatigue compressor blade characteristics during fluid- structure interaction : Part I — Blade modelling and vibration analysis,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 76, pp. 80–98, 2017.
- [7] J. A. Segura, L. Castro, I. Rosales, J. A. Rodriguez, G. Urquiza, and J. M. Rodriguez, “Diagnostic and failure analysis in blades of a 300 MW steam turbine,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 82, pp. 631–641, 2017.
- [8] T. F. Azevedo, R. C. Cardoso, P. R. T. Silva, A. S. Silva, and S. Griza, “Analysis of turbo impeller rotor failure,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 63, pp. 12–20, 2016.
- [9] A. Kermanpur, H. Sepehri Amin, S. Ziaei-Rad, N. Nourbakhshnia, and M. Mosaddeghfar, “Failure analysis of Ti6Al4V gas turbine compressor blades,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 15, no. 8, pp. 1052–1064, 2008.
- [10] M. Zhang, Y. Liu, W. Wang, P. Wang, and J. Li, “The fatigue of impellers and blades,” *Enginee*, vol. 62, pp. 208–231, 2016.
- [11] D. K. Sonar and M. Chattopadhyay, “Theoretical Analysis of Stress and Design of Piston Head using CATIA & ANSYS,” *Int. J. Eng. Sci. Invent.*, vol. 4, no. 6, pp. 52–61, 2015.
- [12] J. Muthusamy, G. Venkadesan, and U. Krishnavel, “Experimental investigaion of thermal barrier (8YSZ-TiO₂-Al₂O₃) coated piston used in direct injection compression ignition engine,” vol. 20, no. 4, pp. 1189–1196, 2016.
- [13] S. Ramalingam, E. Murugesan, S. Rajendran, and P. Ganesan, “Application of thermal barrier coating for improving the suitability of annona biodiesel in a diesel engine,” vol. 20, no. 4, pp. 973–979, 2016.
- [14] M. Cerit and M. Coban, “Temperature and thermal stress analyses of a ceramic-coated aluminum alloy piston used in a diesel engine,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 77, pp. 11–18, 2014.
- [15] M. Rezazadeh Reyhani, M. Alizadeh, A. Fathi, and H. Khaledi, “Turbine blade temperature calculation and life estimation - a sensitivity analysis,” *Propuls. Power Res.*, vol. 2, no. 2, pp. 148–161, 2013.
- [16] T. Sadowski and P. Golewski, “Multidisciplinary analysis of the operational

- temperature increase of turbine blades in combustion engines by application of the ceramic thermal barrier coatings (TBC),” *Comput. Mater. Sci.*, vol. 50, no. 4, pp. 1326–1335, 2011.
- [17] Z. Mazur, A. Hernandez-Rossette, R. Garcia-Illescas, and A. Luna-Ramirez, “Failure analysis of a gas turbine nozzle,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 15, no. 7, pp. 913–921, 2008.
- [18] J. Chang, Y. Yun, C. Choi, and J. Kim, “Failure analysis of gas turbine buckets,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 10, pp. 559–567, 2003.
- [19] H. Moon, K. M. Kim, Y. H. Jeon, S. Shin, J. S. Park, and H. H. Cho, “Effect of thermal stress on creep lifetime for a gas turbine combustion liner,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 47, pp. 34–40, 2015.
- [20] E. Poursaeidi, M. Taheri, and A. Farhangi, “Non-uniform temperature distribution of turbine casing and its effect on turbine casing distortion,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 71, pp. 433–444, 2014.
- [21] X. F. Liu, Y. Wang, and W. H. Liu, “Finite element analysis of thermo-mechanical conditions inside the piston of a diesel engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 119, pp. 312–318, 2017.
- [22] D. Sinha, S. Sarkar, and S. C. Mandal, “Thermo Mechanical Analysis of a Piston with Different Thermal Barrier Coating Configuration,” *Int. J. Eng. Trends Technol.*, vol. 48, no. 6, pp. 335–349, 2017.
- [23] N. Prasanth and B. Venkataraman, “Experimental Investigation and Analysis of Piston By Using Hybrid Metal Matrix,” *Int. J. Eng. Sci. Res. Technol.*, vol. 4, no. 3, pp. 389–395, 2015.
- [24] C. V. Rajam, P. V. K. Murthy, and M. V. S. M. Krishna, “Linear Static Structural Analysis of Optimized Piston For Bio-Fuel Using Ansys,” *Int. J. Mech. Prod. Eng. Res. Dev.*, vol. 3, no. 2, pp. 11–20, 2013.
- [25] P. Rajeevalochanam and B. V. G. Banda, “Mechanical Design and Analysis of Ceramic Stator Blades for Gas Turbine Stage,” *Mater. Today Proc.*, vol. 4, no. 8, pp. 8613–8623, 2017.
- [26] G. Wu, Z. Qin, L. Zhang, and K. Yang, “Strain response analysis of adhesively bonded extended composite wind turbine blade suffering unsteady aerodynamic loads,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 85, pp. 36–49, 2018.
- [27] S. Vasin, M. Ognjanović, and M. Miloš, “Wind turbine wth continual variation of transmission ratio-design and testing methodology -,” *Proc. Rom. Acad. Ser. A*, vol. 16, no. 2, pp. 184–192, 2015.
- [28] M. T. Naeem, K. N. Toosi, N. Rezamahdi, and S. A. Jazayeri, “Failure analysis of gas turbine blades,” *Int. J. Eng. Res. Innov.*, vol. 1, no. 1, pp. 29–36, 2009.
- [29] R. Wang, K. Jiang, F. Jing, and D. Hu, “Thermomechanical fatigue failure investigation on a single crystal nickel superalloy turbine blade,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 66, no. 37, pp. 284–295, 2016.
- [30] Z. Khan, S. Fida, F. Nisar, and N. Alam, “Investigation of Intergranular Corrosion in 2nd stage gas turbine blades of an aircraft engine,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 68, pp. 197–209, 2016.
- [31] Y. Xie, M. Wang, G. Zhang, and M. Chang, “Analysis of superalloy turbine blade tip cracking during service,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 13, pp. 1429–1436, 2006.
- [32] J. R. Laguna-camacho *et al.*, “A study of the wear damage on gas turbine blades,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 61, pp. 88–99, 2016.

- [33] A. Belhocine and M. Bouchetara, "Structural and Thermal Analysis of Automotive Disc Brake Rotor," *Arch. Mech. Eng.*, vol. 61, 2014.
- [34] R. Gehlot and B. Tripathi, "Thermal analysis of holes created on ceramic coating for diesel engine piston," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 8, pp. 291–299, 2016.
- [35] A. Belhocine and M. Bouchetara, "Investigation of temperature and thermal stress in ventilated disc brake based on 3D thermomechanical coupling model," *Ain Shams Eng. J.*, vol. 4, no. 3, pp. 475–483, 2013.
- [36] A. Belhocine and M. Bouchetara, "Thermal analysis of a solid brake disc," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 32, no. 1, pp. 59–67, 2012.
- [37] A. Belhocine, A. R. Abu Bakar, and M. Bouchetara, "Structural and Contact Analysis of Disc Brake Assembly During Single Stop Braking Event," *Trans. Indian Inst. Met.*, vol. 2, no. 3, pp. 403–410, 2015.
- [38] Z. Mazur, A. Hernández-Rossette, R. García-Illescas, and A. Luna-Ramírez, "Analysis of conjugate heat transfer of a gas turbine first stage nozzle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 16, pp. 1796–1806, 2006.
- [39] E. Benini and S. Giacometti, "Design, manufacturing and operation of a small turbojet-engine for research purposes," *Appl. Energy*, vol. 84, no. 11, pp. 1102–1116, 2007.
- [40] S. Guo, F. Duan, H. Tang, C. S. Lim, and S. M. Yip, "Multi-objective optimization for centrifugal compressor of mini turbojet engine," *Aerosp. Sci. Technol.*, vol. 39, pp. 414–425, 2014.
- [41] S. Živković, M. Milinović, P. Stefanović, P. Pavlović, and N. Gligorijević, "Experimental and simulation testing of thermal loading in the jet tabs of a thrust vector control system," *Therm. Sci.*, vol. 20, pp. 275–286, 2016.
- [42] M. D. Patel and T. P. Gundarneeaya, "Performance Analysis of Vertical Axis Wind Turbine with Comparison of CFD and Experimental Analysis," *Int. J. Sci. Technol. Eng.*, vol. 1, no. 5, pp. 36–44, 2014.
- [43] N. D. Vidanović, B. P. Rašuo, D. B. Damljanović, D. S. Vuković, and D. S. Čurčić, "Validation of the CFD code used for determination of aerodynamic characteristics of non-standard AGARD-B calibration model," *Therm. Sci.*, vol. 18, no. 4, pp. 1223–1233, 2014.
- [44] S. Sengupta and A. Guha, "Analytical and computational solutions for three-dimensional flow-field and relative pathlines for the rotating flow in a Tesla disc turbine," *Comput. Fluids*, vol. 88, pp. 344–353, 2013.
- [45] A. Hasan and A. Benzamia, "Investigating the Impact of Air Temperature on the Performance of a Tesla Turbine - Using CFD Modeling," *Int. J. Eng. Innov. Res.*, vol. 3, no. 6, pp. 794–802, 2014.
- [46] A. H. Lefebvre, *Gas Turbine Combustion*. New York: Publishing Corporation, 1983.
- [47] V. S. Zuyev and L. S. Skubachevskii, *Combustion Chambers for jet propulsion engines*. Oxford, 1964.
- [48] R. T. Stephen, *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. McGraw-Hill, 2000.
- [49] N. Davidović, P. Miloš, A. Elmahmodi, M. Miloš, B. Jojić, and I. Todić, "Modification of Existing Turbohaft Engine in Order to Operate on Synthetic Gas," *FME Trans.*, vol. 42, pp. 112–117, 2014.
- [50] J. D. Mattingly, W. H. Heiser, and D. T. Pratt, *Aircraft Engine Design*. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002.

- [51] Г. С. Скубачевский, *Авиационные газотурбинные двигатели - конструкция и расчет деталей*. Москва: Машиностроение, 1969.
- [52] M. Yoshikawa *et al.*, "Fatigue fracture behavior of Ti-6Al-4V PVD coated," *Procedia Eng.*, vol. 2, no. 1, pp. 1859–1864, 2010.
- [53] N. Kosanović, N. Kolarević, and M. Miloš, "Laser welded inconel rotor blades for tip-jet helicopter," *34th Danubia-Adria Symp. Adv. Exp. Mech.*, 2017.
- [54] M. Ž. Vujić and B. Ž. Jojić, *Vazduhoplovni propulzori*. Beograd: Mašinski fakultet, 1979.
- [55] K. Hünecke, *Jet engines – Fundamentals of theory, design and operation*. Osceola: Motorbooks International Publisher & Wholesale, 2003.
- [56] G. Emanuel, *Gasdynamics: Theory and Applications*. New York: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1986.
- [57] S. Farokhi, *Aircraft Propulsion*. John Wiley & Sons Inc., 2009.
- [58] J. D. Mattingly and H. von Ohain, *Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets*. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2006.
- [59] C. Soares, *Gas Turbines*. Elsevier, 2015.
- [60] M. Ž. Vujić and Z. M. Gabrijel, *Principles of Calculation and Design of Jet Engines*. Beograd: Građevinska knjiga, 1965.
- [61] N. Kolarević, N. Kosanović, and M. Miloš, "Measuring Parameters of Phoenix-100 Gas-generator," *34th Danubia-Adria Symp. Adv. Exp. Mech.*, 2017.
- [62] L. C. Peters, "Pressure distribution on a fixed surface parallel to a rotating disk," 1967.
- [63] R. Adams and W. Rice, "Experimental Investigation of the Flow Between Corotating Disks," *ASME - J. Appl. Mech.*, vol. 92, no. 3, pp. 844–849, 1970.
- [64] M. C. Breiter and K. Pohlhausen, "Laminar flow between two parallel rotating disks," *Appl. Math. Res. Branch*, 1962.
- [65] J. Rhetta, "The Tesla Bladeless Pumps and Turbines," *Proc. Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.*, vol. 4, 1991.
- [66] H. John, I. Lienhard, H. John, and V. Lienhard, *A Heat Transfer Textbook – Third Edition*. Cambridge Massachusetts: Phlogiston Press, 2003.
- [67] R. P. Donald and E. S. Leighton, *Heat Transfer – Second Edition*. United States of America: The McGraw-Hill Companies, Inc, 1998.

БИОГРАФИЈА

Ненад Коларевић, је рођен 09.07.1986. године у Новом Пазару. Основну школу и прву годину гимназије завршио је у Рашки. По пресељењу у Краљево 2002.г. школовање је наставио у гимназији у Краљеву коју је завршио 2005. године. Основне академске студије на Машинском факултету, Универзитет у Београду завршио је 2009. године, са просечном оценом 8,85. Дипломске (мастер) студије, изборни модул Ваздухопловство, завршио је на овом Факултету 2011. године са просечном оценом 9,85. Исте године на Машинском факултету у Београду уписао се на Докторске студије. Од маја 2012. запослен је на Машинском факултету у Београду на пројекту Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије „Космички транспортни системи ниске цене“ – TP-35044. За асистента на Катедри за опште машинске конструкције изабран је и започео са радом 29.06.2015. године.

Током студија и рада на Пројекту, овладао је комплексним коришћењем програмских пакета MS Office (Word, Excel, Power Point, Project), CATIA, Solid Works, AutoCAD, Corel Draw, ANSYS (Modal, Static Structural, Steady-State Thermal, CFX), MATLAB, Mathematica, ESPRIT. Завршио је курсеве Енглеског језика, као и курс за рад на CNC машинама.

Од награда и признања, Н. Коларевић је освојио треће место на смотри научно-истраживачких радова талената Србије и добио је Диплому за постигнуте резултате из конструисања на регионалној смотри радова научног и уметничког стваралаштва од стране Регионалног центра за таленте 2002. године у Краљеву. Током студија на Машинском факултету добио је похвале за успех на трећој години Основних студија, на првој и на другој години Мастер академских студија.

Радно искуство Ненада Коларевића је значајно у научно-стручном и наставном смислу. Радом на наведеном Пројекту TP-35044 и у фирми EDePro, стекао је значајно искуство као пројектант и конструктор, реализатор прототипских решења, експериментатор и истраживач. У наставном смислу је стекао значајно искуство одржавајући вежбе на Основним и Мастер академским студијама на српском и на

енглеском језику. Најважнији предмети на којима је радио су на Основним студијама: Машински елементи 1, Машински елементи 2 и Основе техничких иновација, а на Мастер студијама: Софтверски алати у дизајну, Иновативни дизајн техничких система, Методе у инжењерском дизајну, Поузданост преносника, Хибридни технички системи, Systems and Instruments и Actuating Systems.

Прилог 1.

Изјава о ауторству

Потписани **Ненад М. Коларевић**, мастер инжењер машинства

број индекса **Д30/11**

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

Стање и понашање динамички напрегнутих структура у екстремним условима рада

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

Потпис докторанда

У Београду, 20.8.2018. године



Прилог 2.

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора: **Ненад Коларевић**

Број индекса: **Д30/11**

Студијски програм: **Докторске академске студије (ДАС)**

Наслов рада: **Стање и понашање динамички напрегнутих структура у екстремним условима рада**

Ментори: **др Милосав Огњановић, професор емеритус и**

др Марко Милош, редовни професор

Потписани: **Ненад М. Коларевић, мастер инжењер машинства**


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

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис докторанда

У Београду, 20.8.2018. године



Прилог 3.

Изјава о коришћењу

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

Стање и понашање динамички напрегнутих структура у екстремним условима рада

која је моје ауторско дело.

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

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

1. Ауторство
2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

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

Потпис докторанда

У Београду, 20.8.2018. године



1. Ауторство - Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. Ауторство – некомерцијално. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. Ауторство - некомерцијално – без прераде. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. Ауторство - некомерцијално – делити под истим условима. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. Ауторство – без прераде. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. Ауторство - делити под истим условима. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.