

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: ХИП компоненте и системи аутоматског управљања

Број индекса: 424/2018

Лазар К. Плавшић

**Симулација и анализа струјања
флуида кроз зупчасту пумпу са
спољашњим озубљењем у
софтверском пакету SolidWorks**

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Владимир Вукашиновић - ментор
2. _____
3. _____

Датум

одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат би требало да прикаже теоријска разматрања која се односе на запреминске пумпе (подела, принцип рада, параметри енергије, конструктивна решења). Поред тога потребно је да анализира конструкцију и принцип рада зупчастих пумпи, са нагласком на струјање радног флуида кроз радне елементе пумпе. Након теоријских разматрања потребно је израдити 3Д модел зупчасте пумпе са спољашњим озубљењем у софтверском пакету *SolidWorks* и анализирати струјање флуида кроз радне елементе пумпе. На крају је потребно извршити анализу промена које настају услед модификације конструкције пумпе и извести одговарајуће закључке.

Препоручена литература:

- [1] D. Gordić, Prenos snage fluidom- Hidraulika, Kragujevac: Mašinski fakultet, 2007.
- [2] M. Galal Rabie, Fluid Power Engineering, Cairo: McGraw-Hill Education, 2009.

Крагујевац, септембар 2020.

Ментор:
Др Владимир Вукашиновић, доцент

Резиме: У оквиру мастер рада приказана су теоријска разматрања која се односе на запреминске пумпе, пре свега на зупчасту пумпу. Приликом теоријских разматрања извршена је категоризација запреминских пумпи, принцип рада, параметри енергије, прорачун и конструктивна решења.

Задатак зупчaste пумпе је да омогући пренос механичке енергије са вратила погонске машине, на радну течност у виду струјне енергије. Зупчаста пумпа се састоји из кућишта и зупчастог пара. Зупчаници помоћу међузубља преносе радну течност из усисне коморе до потисне коморе.

У уводном поглављу описан је хидраулични систем, са својим предностима и недостацима. У другом поглављу дата је детаљна подела као и конструкцијска решења која се односе на запреминске хидрауличне пумпе и обртне хидромоторе. Принцип рада зупчaste пумпе са спољашњим озубљењем, радни параметри и губици хидрауличних пумпи обрађени су у оквиру трећег поглавља. Конструкција зупчaste пумпе, са свим својим радним елементима, као и предности и недостаци са областима примене, описана је у четвртном поглављу. У петом поглављу представљен је софтверски пакет *SOLIDWORKS*, где је дат кратак опис платформе, корисничког интерфејса, као и модули које *SOLIDWORKS* платформа нуди инжењерима, дизајнерима, менаџерима у изради и контроли квалитета производа. У шестом поглављу описан је недостатак софтвера *SOLIDWORKS* приликом анализе струјања зупчaste пумпе са спољашњим озубљењем, анализа струјања и резултати приказани су помоћу софтвера *ANSYS* са његовим модулима *FLUENT* и *CFX*. Последње поглавље дефинише статичку анализу кућишта, приказана је могућност оптимизације дизајна кућишта са циљем смањења масе и уштеде у материјалу.

Кључне речи: *зупчаста пумпа, симулација рада пумпе, Solidworks.*

Abstract: In this master's thesis, theoretical considerations related to volume pumps, primarily to the gear pump, are presented. During the theoretical considerations, the categorization of volume pumps, working principle, energy parameters, calculation and constructive solutions.

The task of the gear pump is to enable the transfer of mechanical energy from the shaft of the drive machine, to the working fluid in the form of flow energy. The gear pump consists of a housing and a gear pair. The gears in their inter-tooth (displacement chamber) transfer the working fluid from the inlet chamber to the outlet chamber.

The introductory chapter describes the hydraulic system, with its advantages and disadvantages. In the second chapter gives a detailed division as well as construction solutions related to volumetric hydraulic pumps and rotary hydraulic motors. The principle of operation of a gear pump with external gearing, operating parameters and losses of hydraulic pumps are treated in the third chapter. The construction of the gear pump, with all its working elements, as well as the advantages and disadvantages with the areas of application, is described in the fourth chapter. The fifth chapter presents the *SOLIDWORKS* software package, which provides a brief description of the platform, user interface, as well as modules that the *SOLIDWORKS* platform offers to engineers, designers, managers in the development and quality control of products. Chapter 6 describes the lack of *SOLIDWORKS* software when analyzing the flow of an external gear pump, the flow analysis and results are presented using *ANSYS* software with its *FLUENT* and *CFX* modules. The last chapter defines the static analysis of the housing, the possibility of optimizing the design of the housing to reduce weight and saving material is presented.

Key words: *gear pump, pump operation simulation, Solidworks*

Садржај

1.	УВОД.....	1
1.1.	Основне функције хидрауличних система.....	1
1.2.	Предности и недостаци хидрауличних система	4
1.3.	Величине стања и физичка својства радних течности	5
1.4.	Кавитација	9
2.	КЛАСИФИКАЦИЈА ЗАПРЕМИНСКИХ ХИДРАУЛИЧНИХ МАШИНА	10
3.	ЗУПЧАСТЕ ПУМПЕ – ПРИНЦИП РАДА	11
3.1.	Радни параметри зупчaste пумпе.....	14
3.2.	Губици хидрауличних пумпи	15
3.2.1.	Запремински губици.....	16
3.2.2.	Механички губици	20
3.3.	Степен неравномерности	22
4.	ЗУПЧАСТА ПУМПА – КОНСТРУКЦИЈА	24
4.1.	Елементи зупчaste пумпе	24
4.1.1.	Зупчаници.....	24
4.1.2.	Заптивни елементи	25
4.1.3.	Кућиште.....	26
4.1.4.	Чеона плоча са лежајем.....	28
4.1.5.	Лежај.....	28
4.2.	Предности и недостаци зупчастих пумпи	29
4.3.	Област примене.....	30
5.	SOLIDWORKS-FLOW SIMULATION	32
5.1.	Прорачун зупчaste пумпе са спољашњим озубљењем.....	34
5.2.	Припрема модела за симулацију протока радне течности	36
5.3.	Основна подешавања за симулацију протока	37
5.3.1.	Глобала зона ротације	39
5.3.2.	Локална зона ротације	39
5.3.3.	Дефинисање радне течности	40
5.4.	Генерисање мреже	42
6.	СИМУЛАЦИЈА И АНАЛИЗА СТРУЈАЊА РАДНЕ ТЕЧНОСТИ СОФТВЕРСКИМ ПАКЕТОМ ANSYS (FLUENT,CFX).....	44
6.1.	Недостатак софтвера SOLIDWORKS.....	44
6.2.	Анализа модела помоћу модула Fluent	45
6.3.	Анализа модела помоћу модула CFX	52

7. СТАТИЧКА АНАЛИЗА КУЋИШТА.....	57
7.1. Резултат статичке анализе кућишта реалних вредности	59
7.2. Резултат статичке анализе кућишта и оптимизација конструкције.....	61
8. ЗАКЉУЧАК.....	64
Литература	65

1. УВОД

1.1. Основне функције хидрауличних система

Преносником снаге назива се систем преноса енергије од извора енергије до потрошача (корисника), јер је снага размењена енергија у јединици времена. Елементи за пренос снаге служе за преношење и трансформацију механичке енергије и угаоне брзине од излазног вратила погонске машине до неког радног органа машине.

Према принципу рада, преносници снаге се деле на:

- механичке,
- електричне,
- хидрауличне, и
- пнеуматске.

Механички преносници (зупчасти, пужни, ланчани, каишни, фриксиони) спадају у класичне преноснике и као нерегулисани преносници су економични, сигурни у погону и лаки за одржавање. Међутим, ако је потребно регулисати пренос снаге, даљинско управљање или аутоматизација, механички преносници постају непогодни због компликоване конструкције. Најраспрострањенији механички преносници су зупчасти преносници, који преносе обртни момент помоћу тзв. везе обликом.

Електрични преносници снаге одликују се једноставним управљањем и једноставном аутоматизацијом. Сигурни су у погону и лаки за одржавање, али овакви преносници изискују велике почетне инвестиције.

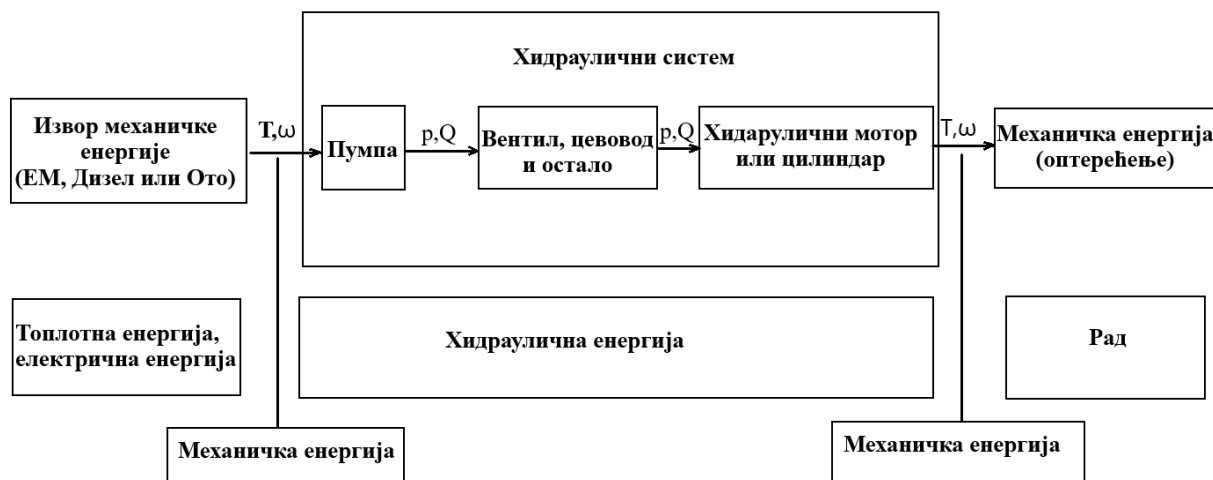
Пнеуматски преносници немају ширу примену у системима преноса снаге. Пнеуматика има ширу примену у управљачким системима, регулационој и мерној техници

Хидраулички преносници се користе за претварање механичке енергије у струјну енергију радног флуида, или за претварање струјне енергије радног флуида у механички рад, пренос енергије са једне локације на другу и одговарајуће управљање са задатим параметрима. За хидрауличне машине специфично је што у току претварања механичког рада у струјну енергију радног флуида, кроз струјне органе машине (кућиште, радно коло) струји течност [1]. Дакле хидраулика се бави преносом енергије и информација путем радног флуида.

Функције хидрауличног система су: претварање механичке енергије у енергију струјања радне течности (и обрнуто), пренос енергије са једне локације на другу и одговарајуће управљање. У хидрауличним системима користе се нестишљиви радни флуиди (течности). Физички процеси у течностима се у току енергетских трансформација такви, да им се густина и радна температура мало мењају од улаза до излаза из хидрауличне машине.

На слици 1.1 приказана је шема тока енергије кроз хидраулички систем. На приказаној илустрацији тока енергије може се уочити да на почетку постоји извор механичке енергије (најчешће је реч о електромотору или мотору са унутрашњим сагоревањем који обезбеђују извор обртног момента за покретање пумпе), може се уочити да на крају хидрауличног система поново имамо добијање механичке енергије (хидраулични мотор или цилиндар). На основу наведеног изводи се закључак да хидраулички систем

представља један вид преносника енергије, који захваљујући низу својих предности налази примену у различитим областима индустрије.



Слика 1.1. Пренос снаге у хидрауличком систему – ток енергије

Основни елементи хидрауличког система су : пумпа, радни флуид, цевовод, управљачки елементи и хидромотор.

Претварање механичке енергије у струјну енергију радног флуида, или обрнути енергетски процес, у хидрауличним машинама изводи се коришћењем једног од следећа три принципа рада [1]:

1. **хидростатичког** (запреминског),
2. хидродинамичког,
3. струјног принципа.

У системима хидрауличког преноса снаге примену имају запреминске хидрауличне машине. Турбомашине (хидродинамички системи) се, по правилу, не користе у овим системима, сем у склопу турбопреносника- турбомењача и турбоспојница.

Хидростатички систем преноси енергију посредством енергије притиска струје радне течности. Учешће кинетичке енергије при наведеном процесу је практично занемарљиво (испод 0,5%). Хидростатички преносници код којих се механичка енергија претвара у енергију струјања радне течности називају се запреминске пумпе, а претварач струјне енергије радне течности у механичку енергију, запремински хидраулични мотори [2].

Код запреминских хидрауличних машина промена нивоа енергије струјања радне течности обавља се периодичном променом радне запремине било да је то случај код зупчasti, клипних или крилних хидрауличних машина, принцип рада је исти. Под радном запремином подразумева се ограничен, изолован, простор који образују покретни радни елементи машине са осталим њеним покретним и непокретним конструкцијским деловима [2]. Примењују се за мале радне протоке и високе притиске у односу на турбопумпе.

Хидродинамички систем преноси енергију посредством кинетичке енергије струје радне течности. Учешће енергије притиска је занемарљиво, супротно од хидростатичких система. Претварање механичке енергије у струјну енергију радног флуида, остварује се у радном колу у токи динамичке интеракције лопатица радног кола и течности која протиче кроз међулопатичне канале.

Разлика између хидростатичког и хидродинамичког преносника снаге је у :

- Чињеници да се хидростатички пренос снаге у основи врши притиском радне течности што условљава потпуну херметичност ових преносника, захтева добро заптивање и висок квалитет обраде. Имајући у виду да се пренос великих снага хидростатичким преносницима ефикасно може извршити само високим притисцима (250-300 bar-a), проблем заптивања и тражени квалитет обраде (уски зазори) представља недостатак хидростатичког преноса.
- Код хидродинамичког преносника квалитет обраде није најважнији услов квалитетног преноса снаге, а како су притисци код ових преносника ниски, заптивање се једноставно решава. Снага коју може да пренесе хидродинамички преносник практично је ограничена једино издржљивошћу материјала (обзиром на присутне центрифугалне силе које делују на обртне делове ових преносника).
- Поређење на бази габарита даје предност хидростатичком преносу, нарочито при преносу малих снага.
- Што се тиче степена корисности, промена је повољнија код хидростатичких преносника, али на страни хидродинамичких преносника је предност што се момент и број обртаја аутоматски прилагођавају радним условима (оптерећењу излазног вратила). Код хидростатичких преносника регулација се врши спољашњим импулсима.

Елементи хидродинамичког преносника не захтевају посебно одржавање, док је то код хидростатичких преносника од суштинске важности.

Основна класификација хидрауличних машина, према смеру трансформације енергије можемо извршити на:

1. Пумпе,
2. Хидрауличне моторе,
3. Спојнице.

Пумпама се називају оне хидрауличне машине у којима се доведени механички рад претвара у струјну енергију радне течности. Пумпе спадају у најраспрострањеније хидрауличне машине, налазе различиту област примене, почев од водоснабдевања, до снабдевања ракетних система [1].

Основна класификација пумпи, извршена је према начину претварања механичког рада у струјну енергију радне течности. На основу овог критеријума, врши се класификација, на начин приказан у следећој табели 1.1.

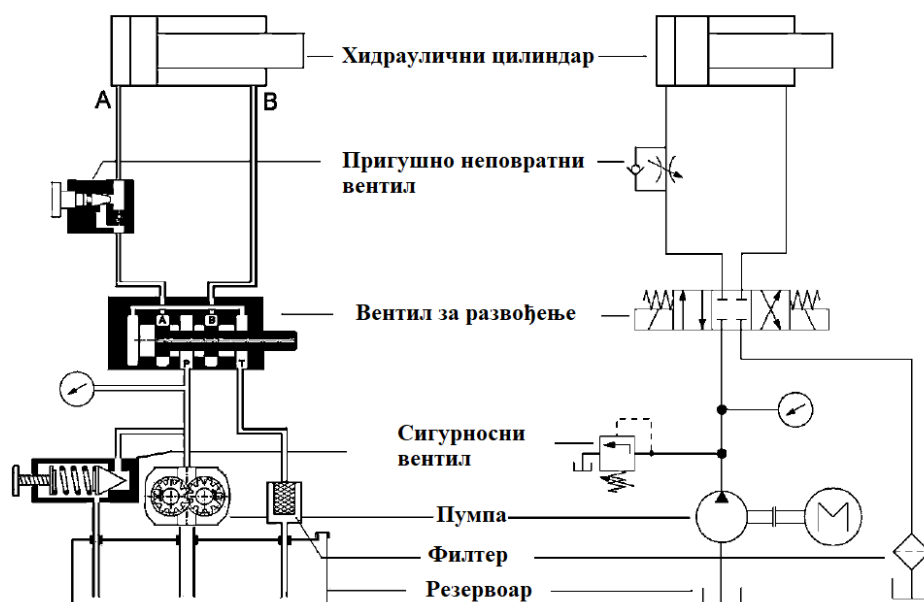
Табела 1.1. Подела пумпи према начину претварања механичког рада у енергију струјања [1]

Пумпе		
Турбопумпе	Вртложне пумпе	Запреминске пумпе
Струјне пумпе		Пнеуматске пумпе

На слици 1.2 приказана је једноставна хидраулична шема, која се састоји од различитих елемената који обезбеђују целокупну функционалност. На слици је приказана шема

функционалног пресека и стандардни хидраулични симболи. Функција приказаног хидрауличног система је:

1. Помоћу погонског агрегата (најчешће је реч о електромотору), доводи се обртни момент пумпи, где долази до конверзије механичке енергије у струјну енергију радне течности.
2. Течност која поседује енергију се преко везивних компонената (цевовода, цревовода и прикључних елемената) транспортује ка извршним органима. Ниво енергије у хидрауличким системима преноса снаге, контролишу различити вентили, којима се покреће, зауставља, мења смер кретања, ограничава проток и притисак радне течности. Овај круг енергије подразумева три различита типа вентила, регулатор притиска течности, разводник и регулатор протока.
3. Крајњи циљ хидрауличног система преноса снаге, је да се у хидрауличном мотору или цилиндру у зависности од система изврши обрнута конверзија у односу на пумпу, а то је промена струјне енергије радног флуида у механички рад.



Слика 1.2. Шема хидрауличног система [3]

1.2. Предности и недостаци хидрауличних система

Главне предности хидрауличног система преноса снаге су :

- добар однос снаге и тежине,
- веома мала тежина, габарити и момент инерције,
- једноставна заштита од преоптерећења,
- могућност континуалне промене брзине и смера,
- веома једноставно претварање обртног у транслаторно кретање,
- велика брзина одзива система,
- велика крутост хидрауличног цилиндра, што омогућава заустављање у било ком положају,
- флексибилан пренос у поређењу са механичким системима,

- безбедност у погледу опасности од експлозије.

Хидраулични преносници снаге поседују и одређене недостатке:

- осетљивост на запрљаност,
- губитак енергије, која се претвара у топлотну енергију,
- појава унутрашњих и спољашњих губитака,
- могућност појаве ваздуха у систему,
- проблеми са филтрацијом уља,
- опасност од пожара приликом коришћења лако запаљивих уља,
- утицај промене температуре на рад система, и др.

Табела 1.2. Поређење различитих система преноса снаге

Особине система	Механички	Електрични	Пнеуматски	Хидраулички
Извор енергије	СУС мотор, електромотор	СУС мотор, хидраулички, ваздушна или парна турбина	СУС мотор, електромотор	СУС мотор, електромотор, ваздушна турбина
Елемент за пренос снаге	Механички делови, вратила, зупчаници, полуге	Електрични каблови и магнетна поља	Цеви и црева	Цеви и црева
Преносник снаге	Круте и еластичне спојнице	Ток електрона	Ваздух	Хидраулична течност
Однос снаге и тежине	Лош	Добар	Веома добар	Веома добар
Момент/инерција	Лош	Добар	Добар	Веома добар
Крутост	Добра	Лоша	Лоша	Веома добра
Брзина реакције	Лоша	Веома добра	Лоша	Добра
Осетљивост на запрљаност	Веома добар	Веома добар	Лоша	Лоша
Цена	Веома добар	Веома добар	Добра	Лоша
Контрола	Лоша	Веома добар	Добра	Добра
Тип кретања	Искључиво ротационо	Искључиво ротационо	Праволинијско и ротационо	Праволинијско и ротационо

1.3. Величине стања и физичка својства радних течности

Избор одговарајуће радне течности има битан утицај на функционалност хидрауличне машине, односно пумпе, трајност, поузданост и економичност хидрауличног система. Избор радне течности утиче на избор хидрауличних елемената (филтара, вентила, заптивача и др.) који се пројектују за одређену врсту радне течности. Неопходно је користити радну течност која је препоручена од произвођача, у супротном могуће је

трајно оштећење уколико се користи неодговарајућа радна течност, јер може нарушити подмазивање и повећати утицај хабања и тиме изазвати трајно механичко оштећење.

Према опште прихваћеној тези, флуид представља непрекидну средину, тј. континуум, простор без икаквих шупљина. Сам појам флуид означава заједнички назив за течности и гасове. Посматрањем кретања течности лако се уочава да су њени делићи веома покретљиви, и да је довољна сасвим мала сила да их покрене из стања мировања односно да изазове кретање једних делића у односу на друге. Ово својство течности се објашњава малим међумолекулским силама, за разлику од чврстих тела код којих су ове силе знатно веће [4].

Приликом пројектовања хидрауличне машине неопходно је контролисати параметре радне течности који могу неповољно да утичу на рад и радни век. Приликом избора радне течности особине које би требало да испуни у системима хидрауличног преноса снаге су:

- пренос снаге (примарни задатак),
- подмазивање покретних делова,
- заптивање зазора између покретних делова,
- преузимање и расподела топлотне енергије која је настала због трења (хлађење),
- поседује добре вискозно-температурне карактеристике,
- компатибилност са заптивним материјалима,
- поседује добру термичку стабилност,
- заштита од корозије.

Као радни флуиди најчешће се користе две, по начину добијања, различите врсте течности [2]:

- минерална уља,
- синтетичке течности,

а у последње време примену имају и:

- биљна уља и
- вода и водене емулзије.

Класификација која се односи на ознаке наведених радних флуида, изведена је на основу адитива који се додају у сврху побољшања неких својстава флуида приказано на табели 1.3. У табели 1.4 дата су упоредна својства различитих врста течности.

Табела 1.3. Радне течности у системима хидрауличног преноса снаге [2]

ISO ознака	Опис
Минерална уља-Н	
HH, H*	Стандардно рафинисано минерално уље без адитива
HL	Рафинисано минерално уље са додатком адитива против оксидације и заштиту од корозије
HM, HLP*	Минерално уље HL са побољшаним својствима против трошења
HR	Минерално уље HL са додатком адитива за побољшање индекса вискозности (малим температурним утицајем на вискозност)
HV	Минерално уље HL са додатком адитива за побољшање индекса вискозности
HG, HLPD*	Минерално уље HL са адитива који смањују „stick-slip“ ефекат

Табела 1.3. Наставак...

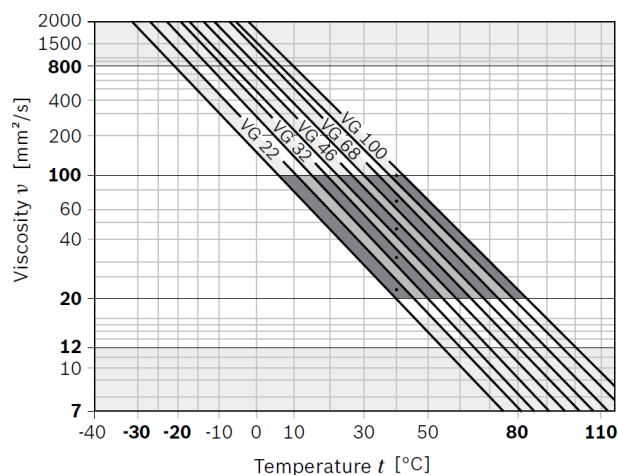
Тешко запаљиве течности-HF		
HFA	Уљно-водена емулзија или хемијски раствор са више од 80% воде	
	HFAE	Уљно-водена емулзија (обично 1-5% емулзионог уља)
	HFAS	Водени раствор (обично мање од 10% флуида у води)
HFB	Емулзија „вода у уљу“ са 40% садржаја воде	
HFC	Раствор полимера (гликола) у води са минимално 35% воде	
HFD	Тешко запаљиве синтетичке течности без воде у свом садржају	
	HFDR	Синтетичке течности на бази фосфатних естара
	HFDS	Синтетичке течности на бази хлорисаних угљоводника
	HFDT	Мешавине HFDS и HFDR синтетичких течности
	HFDU	Остале синтетичке течности без воде у свом садржају
Био-разградиве течности-HE		
HETG	Триглицериди	
HEPG	Полигликоли	
HEES	Синтетички естри	
HEPR	Поли-алфа-олефини и слични угљоводоници	

Табела 1.4. Упоредна својства различитих врста течности [2]

Физичка величина/својство	Радна течност					
	HL	HFA	HFB	HFC	HFD	HETG
Радни температурни опсег [°C]	-20÷90	5÷55	5÷60	-30÷65	-20÷150	-15÷70
Највећи радни притисак [bar]	450	250	250	315	315/400	
Номинални радни притисак [bar]	350	160	200	250	250/315	
Густина на 15 °C [103 kg/m ³]	0,85÷0,91	0,99	0,95	1,04÷1,09	0,9÷1,45	0,92
Кинематска вискозност на 50°C	7÷70	1÷40		10÷70	15÷70	32÷46
Модул стишљивости [109 Pa]	1+1,6	2,5	2,5	3,5	2,3÷2,8	1,85
Термичка проводљивост на 20°C [W/mK]	0,11÷0,14	0,598	0,75	0,3	0,13	0,15÷0,18
Специфична топлота на 20 °C [kJ/kgK]	1,19	4,19	3,35	3,33	1,17÷1,18	
Температура самозапаљења [°C]	320÷380	500	500	500	500-600	350÷500
Температура пламишта [°C]	175÷235	180÷250	180÷250	240	250÷330	185

Температура

Вискозност радне течности у највећој мери зависи од температуре, једним делом и од притиска. Код већине радних течности које се примењују у хидраулици, вискозност значајно зависи од температуре. Услед повећања температуре вискозност радне течности опада. Зависност вискозности од промене температуре могуће је приказати дијаграмом приказаном на слици 1.3, где је јасно илустрована, описана промена.



Слика 1.3. Дијаграм вискозности и температуре за минерална уља [5]

1.4. Кавитација

Једно од најважнијих својства радне течности, јесте могућност промене агрегатног стања (течно, чврсто, гасовито стање) у зависности од спољашњих услова којима је изложена. Приликом струјања кроз затворене струјне просторе, може доћи до промене агрегатног стања течности. Снижавањем температуре, при константном притиску, испод вредности тачке мржњења, радна течност прелази у чврсто агрегатно стање, а повећањем температуре радне течности изнад тачке кључања радна течност прелази у гасовито агрегатно стање [4].

Тачка мржњења и кључања сваког реалног флуида, функција су температуре и притиска. Ако се притисак радној течности, снизи испод вредности, која одговара тачки кључања, онда ће прокључати, при чему долази до појаве гасовите фазе.

Услед појаве одређених губитака, који могу изазвати на било који начин пад притиска у кућишту пумпе при чему долази до повећања средње брзине струјања. Притисак који је владао у усисној комори пумпе p_1 , смањиће се нагло на притисак p_2 . Ако апсолутни притисак p_2 опадне до вредности p_i (притисак испаравања течности за радну температуру) на коме течност која струји испарава (кључа) на датој температури, те ће у том случају доћи до интензивног испаравања течности и до издвајања паре у виду мехурића. Мешавина течности и паре струји и даље кроз радни простор хидрауличне машине у област већег притиска. Сада у овој области долази до супротне појаве од кључања, а то је кондензација. При кондензацији се ослобађају мале запремине, која је пара заузимала у облику мехурића и течности са свих страна великом брзином испуњавају исте, изазивајући знатно локално повећање притиска у моменту завршетка кондензације.

Описана појава: испаравање течности у области нижег притиска, струјање мешавине течности и њене паре у области повишеног притиска и кондензовање паре уз локално повећање притиска назива се **кавитацијом**.

Кавитација може да има три фазе:

1. Почетна кавитација – карактеришу је мала висина шума, мала количина кавитацијских мехурова који образују нестационарну кавитацијску зону.
2. Делимично развијена кавитација – појава стационарне кавитацијске зоне одређених размера, долази до повећања буке.
3. Потпуно развијена кавитација - долази до прекида рада пумпе, јављају се оштећења, значајно се повећавају шумови и бука.

Кавитација представља штетну појаву при раду хидрауличне машине, ни један хидраулични уређај не сме радити у тзв. кавитацијском режиму јер може изазвати механичка оштећења (слика 1.4). Наиме, у хидрауличним машинама и инсталацијама притисак не сме да опадне до вредности притиска испаравања радне течности за радну температуру.



Слика 1.4. Пример настанка кавитације при спрезању зупчаника, оштећење чеоне плоче услед кавитације [6]

2. КЛАСИФИКАЦИЈА ЗАПРЕМИНСКИХ ХИДРАУЛИЧНИХ МАШИНА

Основна подела запреминских (хидростатичких) пумпи на основу конструкцијског дизајна, односно на који начин се врши пренос радне течности, је на:

- зупчасте,
- завојне,
- крилне и
- клипне.

Подела пумпи према конструкцији приказана је на табели 2.1. У зависности од извора литературе, завојне пумпе могу припадати групи зупчастих пумпи, углавном се класификују као посебна група запреминских пумпи.

Табела 2.1. *Класификација хидрауличних (запреминских) пумпи*

ХИДРАУЛИЧНЕ ПУМПЕ		
ЗУПЧАСТЕ	КРИЛНЕ	КЛИПНЕ
са спољашњим озубљењем	са помичним крилцима	радијално клипне
са унутрашњим озубљењем	са фиксним крилцима	аксијално клипне
са зупчастим прстеном		
завојне		

Класификација на основу конструкције може се сматрати основном, поред описане класификације, могуће је извршити и поделу према могућности регулације параметара пумпе. Пре свега односи се на могућност промене радне запремине у току рада пумпе. Према томе можемо извршити следећу класификацију:

- регулационе (променљива радна запремина) пумпе,
- нерегулационе (непроменљива радна запремина) пумпе.

Могућност промене радне запремине је значајна особина пумпе, из разлога што услед промене радне запремине, мењају се радне карактеристике пумпе. На тај начин пумпа се може прилагодити променама оптерећења, и на адекватан начин одговорати тим променама, при чему се повећава степен ефикасности пумпе. Регулационим пумпама припадају одређене врсте крилних пумпи и аксијално клипне пумпе. Важно је напоменути да променом броја обртаја можемо утицати на радне параметре, при чему је радна запремина непромењена, контролом броја обртаја погонског агрегата (електромотора). Оваква изведба регулације за собом изискује одређена економска улагања.

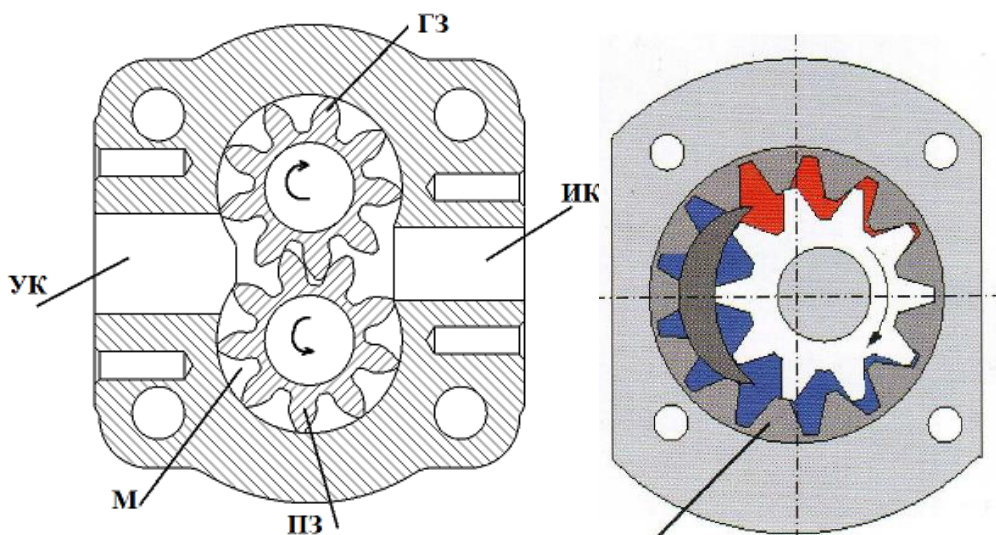
Зупчасте пумпе припадају групи нерегулационих пумпи, односно не постоји могућност промене радне запремине.

Запреминске пумпе се у зависности од кретања радног елемента могу поделити на:

- запреминске пумпе са ротационим кретањем (зупчасте, завојне, крилне),
- запреминске пумпе са транслаторним кретањем клипа (клипне).

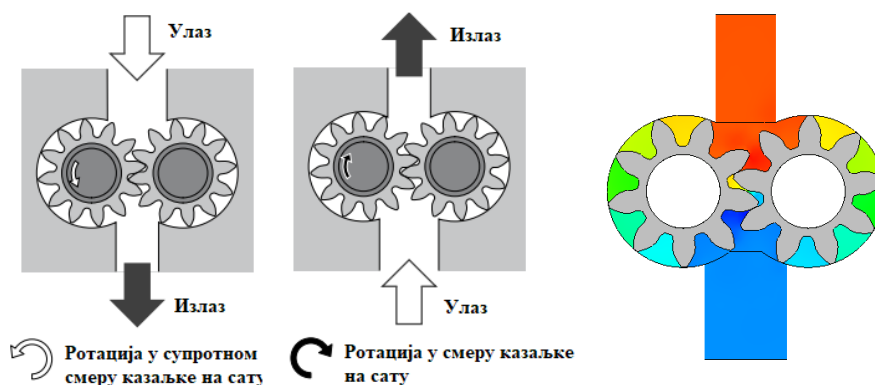
3. ЗУПЧАСТЕ ПУМПЕ – ПРИНЦИП РАДА

Зупчасте пумпе припадају групи запреминских пумпи, код којих су радни елементи за потискивање радне течности зупци зупчаника. Према конструктивном решењу које је приказано на слици 3.1, разликујемо зупчасте пумпе са **спољашњим** и унутрашњим спрезањем. Одликују се веома једноставном конструкцијом.



Слика 3.1. Зупчаста пумпа са спољашњим (УК-усисна комора; ИК-излазна комора: ПЗ- погонски зупчаник; ГЗ-гоњени зупчаник; М-међузубље) и унутрашњим озубљењем

Смер обртања зупчаника дефинише потисну (излаз) и усисну (улаз) комору пумпе. Према смеру ротације погонског зупчаника дефинише се усисна и потисна комора пумпе. На слици 3.2 приказана је могућност промене смера струјања радне течности, променом смера ротације погонског зупчаника. Положај погонског вратила различит је за ротацију у смеру супротном од казаљке на сату.

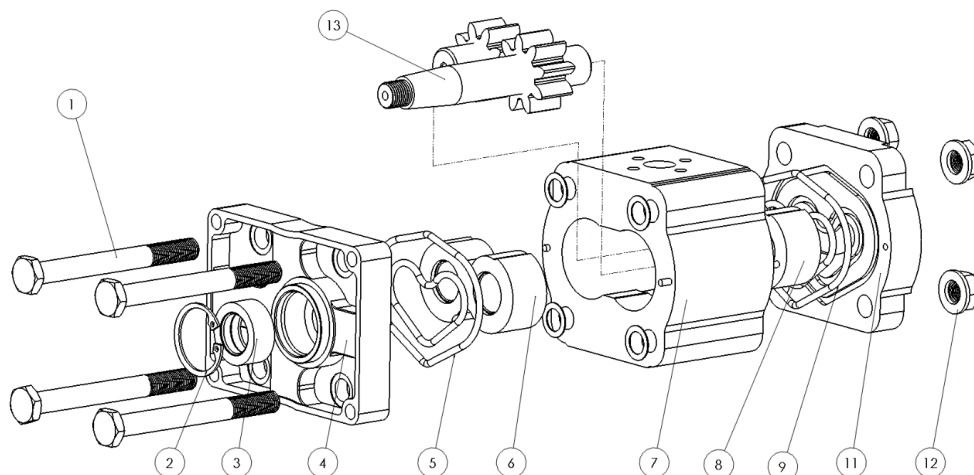


Слика 3.2. Смер ротације посматрано у односу на погонско вратило (лево), распоред притиска (десно)

Зупчаста пумпа припада групи такозваних нерегулационих пумпи, што значи да није могуће у току рада вршити промену радних параметара, који се односе на смер потискивања, величину протока и радни притисак. Реч је о пумпи константе радне

запремине. Промена броја обртаја, и масени проток зупчaste пумпе могуће је мењати у току рада уколико електромотор може да мења број обртаја.

Радну комору чини простор између зуба зупчаника и равна површина којом је тај простор затворен са задње и предње стране и део цилиндричне површине кућишта пумпе којим се затвара тај простор по ободу зупца.



Слика 3.3. 1-завртањ, 2-зегеров прсте, 3-заптивач, 4 и 11-поклопац, 5 и 9- заптивни елементи, 6 и 8-чеоне плоче са лежјајем, 12- навртка, 13-спрегнути зупчasti пар

Као и било који други систем који се користи за напајање течности, задатак пумпе је да омогући пренос механичке енергије са вратила погонске машине, најчешће је реч о електромотору као извору енергије, на радну течност у виду струјне енергије. Зупчasti преносници преносе кретање и обртни момент са једног вратила на друго помоћу тзв. везе обликом, коју чини спрега два зупчаника. Зупчаста пумпа приказана на слици 3.3 састоји се од два цилиндрична зупчаника са правим зупцима у спреси који чине зупчasti пар. Један од ова два зупчаника је погонски, онај који се налази на вратилу које је у вези са погонским агрегатом, и други гоњени. Према међусобном положају осе вратила погонског и осовине гоњеног зупчаника реч је о цилиндричном зупчастом пару, код којег су осе међусобно паралелне.

При спрезању зупчастих парова остварује се крута кинематска веза улазног вратила и излазне осовине, тј. остварује се тачан кинематски преносни однос. Код зупчастих пумпи димензије зупчаника и остали параметри су најчешће исти, па је преносни однос еквивалентан јединици. То значи да за један пун обртај зупца погонског зупчаника, оствари се један пун обртај зупца гоњеног зупчаника. Дакле обртањем погонског зупчаника (на погонском вратилу), доводи се у погон гоњени зупчаник (на осовини).

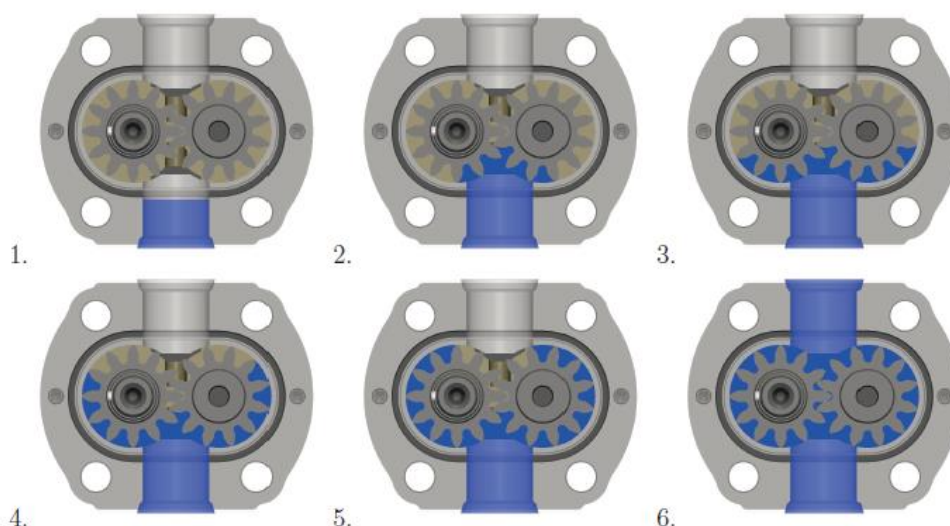
Зупчаници помоћу међузубља преносе радну течност из усисне коморе до потисне коморе. Услед појаве смањења количине течности у усисном делу радног простора пумпе (усисна комора) ствара се потпритисак (слика 3.2, десно: тамно плава боја која је дефинисана панелом боја одговара потпритиску.), а у његовом потисном делу због повећања количине радног флуида ствара натпритисак (слика 3.2, десно: црвена боја указује на натпритисак).

Последица стварања потпритиска у усисној комори изазива усисавање радне течности у радни простор пумпе, ова појава дешава се приликом изласка из кинематске везе зубаца погонског и гоњеног зупчаника услед чега долази до повећања запремине и пада

притиска, и његово даље транспортовање ка потисној страни међузубљем, уз постепено пропорционално повећање притиска течности. Током нормалног рада пумпе, у тачки додира између зубаца зупчаника, одређена количина уља се заробљава у простор између два зупца (међузубље). Процес преношења радне течности, из усисне коморе помоћу међузубља, завршава се када се међузубље нађе у простору излазне коморе. Смањењем запреминског простор заробљеног уља, долази до повећања притиска на врло високе вредности. Унутар излазне коморе запремина међузубља се нагло смањује, а затим након преласка централне тачке захвата почиње да расте. Након напуштања излазне коморе простор међузубља поново се враћа у простор улазне коморе где се цео процес циклично понавља.

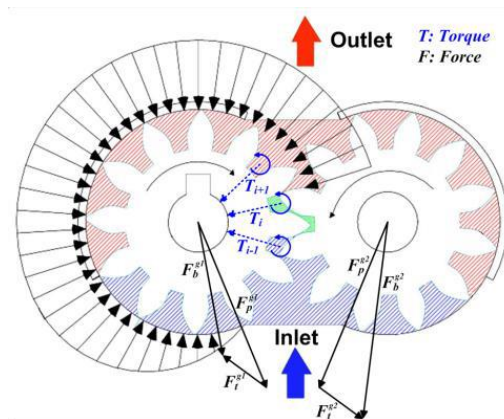
Целокупан процес захватања уља у зупчастој пумпи илустрован је на слици 3.4 где се уочавају карактеристични процеси. На потисном делу (потисна комора) зупчасте пумпе, уласком зубаца у захват, истискује се захваћена течност у потисни вод.

На основу приказане зупчасте пумпе, можемо на први поглед закључити да је зупчаста пумпа реверзибилна (могућност промене смера ротације), међутим пумпе су конструктивно изведене за један смер ротације улазног вратила. Део течности који остаје заробљен између зуба, када они улазе у захват, одводи се посебним растеретним каналом.

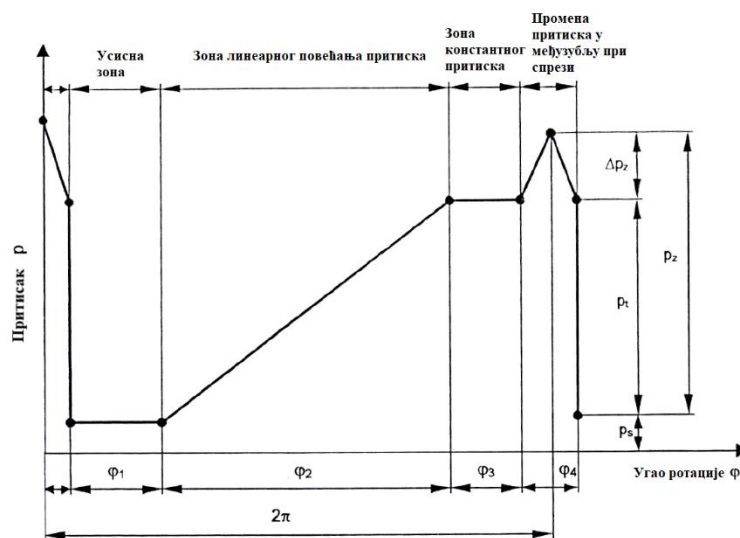


Слика 3.4. *Кораци захватања уља у зупчастој пумпи*

Уколико пумпа ради у режимима са великим оптерећењем, које карактерише релативно велики пораст притиска радне течности у пумпи, због велике разлике притисака на излазу и улазу пумпе, могуће је блокирање течности у међузубљима зупчаника. Поменуто повећање притиска узрокује радијална оптерећења која се повећавају од усисне ка потисној комори, слика 3.5. То изазива повећање температуре, додатно динамичко оптерећење зупца, вратила и лежaja што може довести до дезинтегрисања површина тих елемената услед замора. Осим тога, из блокиране течности по изласку у улазну комору, у простору нижег притиска издвајају се гасови, односно течност кавитира. Један од начина смањења компресије у међузубљу је одвођење затворене течности кроз избушене радијалне отворе у међузубљу и осне отворе у вратилу.



Слика 3.5 Распоред дејства сила притисака на зупчанику



Слика 3.6 Теоретски распоред притиска у зависности од угла ротације зупчаника при пуном обртају

Различита истраживања су доказала да распоред притиска по ободу зупчаника може имати различит карактер у зависности од дизајна пумпе. У каснијем делу раду у оквиру поглавља , дефинисан је остварени притисак по ободу зупчаника (график) помоћу симулације у *Fluent*-у. Теоријски распоред притиска у зависности од угла погонског вратила дат је на слици 3.6

3.1. Радни параметри зупчасте пумпе

Течност на излазу из пумпе има одређену хидрауличну (струјну) енергију. Приликом проласка радне течности, кроз кућиште и радне елементе пумпе долази до промене одређених параметара, овај процес описују следеће величине:

- специфични проток пумпе q_p ,
- угаона брзина вратила пумпе ω_p ,
- запремински проток пумпе на излазу Q_p ,
- укупан степен корисности η_p ,

- хидраулична снага пумпе P_{hp} ,
- механичка снага пумпе M_{hp} .

Напор запреминских хидрауличних пумпи представља повећање енергије струјања јединице масе радне течности, а практично је једнак разлици притиска на излазу и улазу у пумпу Δp_p , па се за хидрауличну снагу пумпе може писати [2]:

$$P_{hp} = Q_p \cdot \Delta p_p \quad (1)$$

где је:

$Q_p [m^3/s]$ - запремински проток пумпе на излазу из пумпе

Повећање притиска који омогућава запреминска пумпа у хидрауличном систему зависи од спољашњег оптерећења хидромотора и отпора насталих у хидрауличном систему услед трења радне течности. Пумпи се радна течност допрема најчешће из резервоара, у коме у већини случајева влада атмосферски притисак, услед велике разлике притиска на излазу из пумпе и резервоара, приликом прорачуна снаге запреминске хидрауличне пумпе занемарује се притисак у резервоару [2]. Усваја се притисак на излазу из пумпе p_p [Pa].

$$P_{hp} = Q_p \cdot p_p \quad (2)$$

Запремински проток пумпе представља запреминску количину радне течности која у јединици времена излази из пумпе. Теоријски проток пумпе $Q_{tp} [m^3/s]$ представља промену радне запремине пумпе у јединици времена. Теоријски проток пумпе се може одредити као производ специфичног протока пумпе $q_p [m^3/grad]$ и угаоне брзине вратила пумпе $\omega_p [rad/s]$ [2].

$$Q_{tp} = q_p \cdot \omega_p \quad (3)$$

Капацитет пумпе је функција запремине међузубља, број зуба и број обртаја у јединици времена. У општем случају, полази се од претпоставке, да су вредности запремине зуба и међузубља еквивалентни. Специфични проток пумпе подразумева укупну промену радне запремине пумпе, при једном обртају вратила погонског агрегата. Величина специфичног протока $q [m^3/s]$ зависи од типа пумпе.

$$q_p = 2 \cdot K_p \cdot m \cdot D_0 \cdot b \quad (4)$$

где су:

- $K_p [-]$ - коефицијент поправке,
- $m [m]$ - модул зупчаника,
- $D_0 [m]$ - пречник подеоног круга зупчаника,
- $b [m]$ - ширина зупчаника,
- $z [-]$ - број зубаца зупчаника.

3.2. Губици хидрауличних пумпи

У самом раду хидрауличних пумпи јављају се одређени губици који утичу на радне карактеристике пумпе, укупне губитке можемо поделити на оне који се односе на запреминске губитке и хидраулично-механичке губитке.

Запремински губици одражавају се на проток зупчaste пумпе који је изгубљен у неком временском интервалу.

Хидраулични губици су знатно мањи од механичких губитака у хидрауличним машинама. Из наведеног разлога у даљем тексту рада, говориће се о механичким губицима. Механички губици се односе на покретне елементе у зупчастој пумпи, пре свега на зупчанике где долази до међусобног трења на граничним површинама додира и на губитке услед вискозности радне течности, и на лежајеве. Механички губици одражавају се на губитак обртног момента зупчaste пумпе, у односу на теоријску вредност обртног момента.

3.2.1. Запремински губици

Запремински губици се често називају и губици услед цурења, и ако нису сви запремински губици последица цурења. До истицања течности из простора вишег у простор нижег притиска долази због присутности зазора на чеоним (између површине зуба и кућишта) и бочним странама (између зуба и страна кућишта). Како би се обезбедило слободно окретање зупчаника у кућишту пумпе, неопходно је обезбедити зазор између спољашњег пречника зупчаника и унутрашњег пречника кућишта пумпе. Приликом рада пумпе, могу се јавити одређена механичка оштећења зуба зупчаника, услед хабања што има за последицу губитак првобитног профила зуба.

Од свих губитака протицање кроз чеони зазор (аксијални зазор) износи 75 до 80 % од укупног протицања, то су уједно и највећи губици, па тај зазор треба довести на минималну величину. У пракси се постижу вредности зазора у границама од 0,02 до 0,03 mm.

Вредност минималног радијалног зазора, у међусобној зависности је од величине зазора у лежиштима и одступања оса од централне осе. Овај зазор се обично креће у границама 0,03 до 0,05 mm, према литератури [7]. Међутим данашњи стандарди радијалног зазора знатно су мањи и налазе се у границама од 0,010 mm до 0,025 mm, према литератури [8].

Као што је претходно наглашено, запремински губици се одражавају на проток, тј. на стварни проток зупчaste пумпе, биће мањи од теоријског протока, за износ запреминских губитака који су настали у неком временском интервалу.

Можемо поделити губитке цурења на спољашње и унутрашње, и на губитке услед стишљивости радне течности. Спољашњи губици се односе на проток радне течности кроз зазоре из унутрашњег дела пумпе са спољашњом средином.

Запремински губици се изражавају **запреминским степеном корисности** $\eta_{vp}[-]$.

$$\eta_{vp} = \frac{Q_p}{Q_{tp}} \quad (5)$$

На слици 3.7 приказан је дијаграм зависности протока зупчaste пумпе од угаоне брзине и разлике притиска. На приказане слике изводи се закључак да је стварни проток пумпе, мањи од теоријског за износ губитака протока.

Према начину настајања, запремински губици зупчaste пумпе могу бити:

Губитак протока због цурења течности кроз зазоре из области вишег у области нижег притиска, линеарно зависи од разлике притиска на улазу и излазу пумпе, при чему се величина помоћу које се одређује количина цурења назива коефицијент цурења

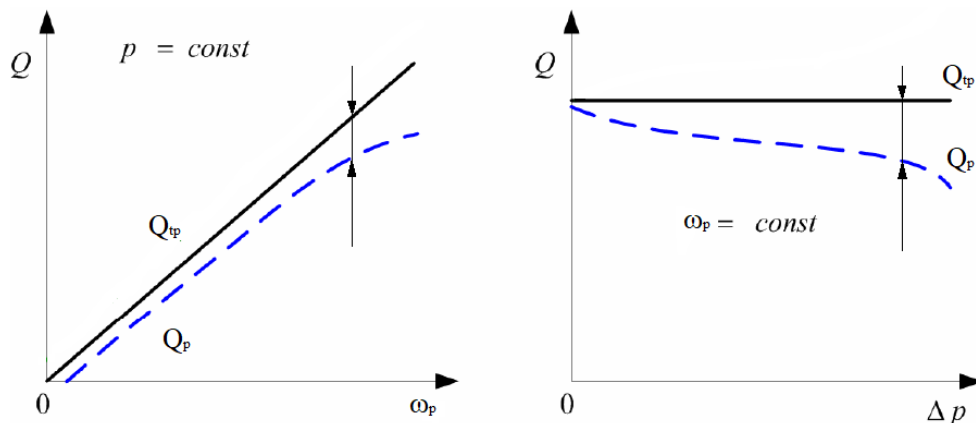
$k_{cp} [m^3/s \cdot Pa]$. Губици цурења настају на свим местима где постоји одређен зазор унутар радног простора зупчaste пумпе. Ови губици биће већи уколико је пад притиска већи, односно другим речима уколико су укупне толеранције веће.

Губитак протока због непопуњености радне запремине у које спадају волуметријско-кавитациони губици који су практично константни до одређеног броја обртаја вратила пумпе, а након тога расту. Код малих и средњих обимних брзина темена зупца (до 3 и 5 m/s), запремински губици су искључиво губици услед цурења, услед повећања брзине преко 6 m/s, притисак течности знатно опада што изазива појаву паре, због тога се ови губици називају волуметријско-кавитациони.

Губитак протока због стишљивости течности, који се углавном за неке уобичајене радне притиске запреминских хидрауличних пумпи, могу занемарити. Разматрањем запреминског протока кроз зупчасту пумпу, протоци су пропорционални разлици притиска, величини зазора, радијусу а обрнуто пропорционалан вискозитету.

У складу са наведеним, када се занемаре губици протока због непопуњености радне запремине, онда остају само запремински губици због цурења, па се за коефицијент цурења пумпе k_{cp} , може писати.

$$k_{cp} = \frac{\Delta Q_p}{\Delta p_p} = q_p \cdot \omega_p \cdot \frac{1 - \eta_{vp}}{\Delta p_p} \quad (6)$$



Слика 3.7. Зависност протока запреминске пумпе од угаоне брзине и разлике притисака

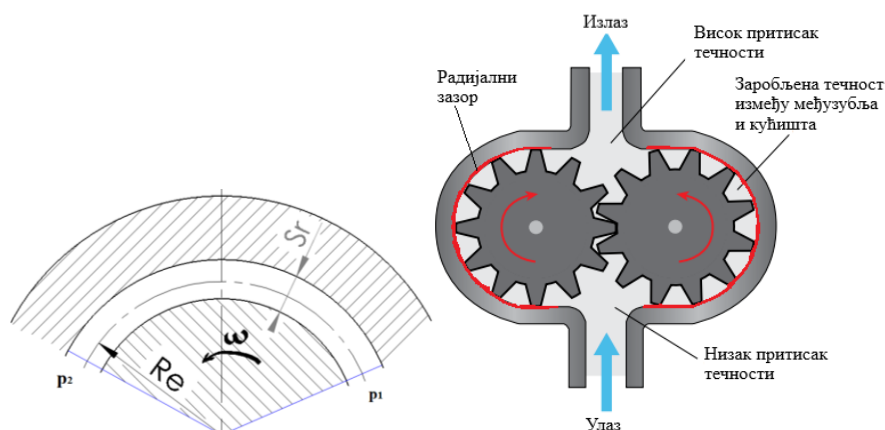
Под претпоставком, да се радијални зазор између спољашњег пречника зупчаника и унутрашњег пречника кућишта пумпе, не мења у току времена. Може се аналитички добити израз за израчунавање ове врсте губитака $Q_r [m^3/s]$. Теоријска разматрања се заснивају на посматрању две кружне плоче између којих се по ободу јавља константан зазор s_r по целом ободу (слика 3.8, лево). Једна плоча (зупчаник) ротира угаоном брзином ω , док је друга плоча (кућиште) непокретна.

Течност струји кроз процеп услед дејства разлике притиска у супротном смеру од ротације покретне плоче (зупчаника). Ако течност има константан вискозитет проток течности кроз овај процес се може израчунати помоћу следећег изрази :

$$Q_r = \left(\frac{p \cdot s_r^3}{12 \cdot \nu \cdot z_k \cdot s_e} - \frac{\omega \cdot s_r R_e}{2} \right) \cdot b \quad (7)$$

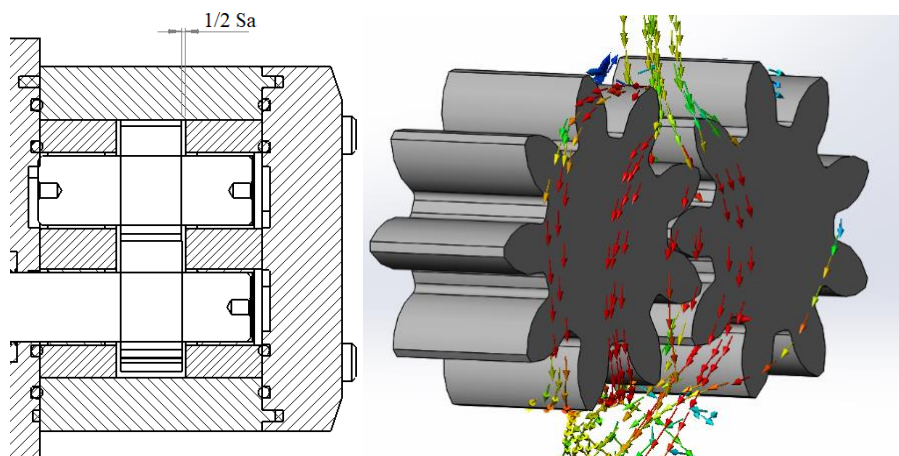
где су:

- $p = p - p_{ri} \approx p \text{ Pa}$ - притисак у потисном воду,
 $p_{ri} \text{ [Pa]}$ - модул зупчаника,
 $L = z_k \cdot s_e \text{ [m]}$ - пречник подеоног круга зупчаника,
 $z_k [-]$ - ширина зупчаника,
 $s_e \text{ [m]}$ - број зубаца зупчаника,
 $R_e \text{ [m]}$ - полупречник теменог круга зупчаника.



Слика 3.8 Принцип рада зупчасте пумпе као две кружне плоче

Анализирајући образац за губитке услед радијалног зазора, може се закључити да на смањење губитака у највишој мери утиче вредност зазора s_r , обзиром да губици расту са трећим степеном зазора. Простор између плоче за хабање и зупчаника (слика 3.9, лево) представља зону где долази до аксијалних губитака кроз аксијалне зазоре. Ширина s_a [m] дефинише укупну величину аксијалног зазора између покретног дела (зупчаника) и непокретног дела (плоче за хабање). Под дејством притиска из притисног вода течност тежи радијално да се креће од периферије ка центру, односно ка оси вратила. Захваљујући обртном кретању зупчаника и услед вискозности течности, честице флуида добијају још једно допунско кретање у правцу обима. Слагањем ова два кретања добиће се неко криволинијско кретање које није ни у правцу радијуса ни у правцу обима (слика 3.9, десно).



Слика 3.9 Анализа губитака кроз аксијалне зазоре

Тешко је математичком релацијом прецизно изразити губитке кроз аксијалне зазоре, практично је немогуће. Велики је број фактора који утичу на ове врсте губитака. Приказана математичка формула више указује од чега све зависе губици кроз аксијалне зазоре, него што ће омогућити њихово тачно изражавање. Принцип посматрања је идентичан као код прорачуна радијалних зазора. Релација за приближно израчунавање губитака кроз аксијалне зазоре може се изразити изразом:

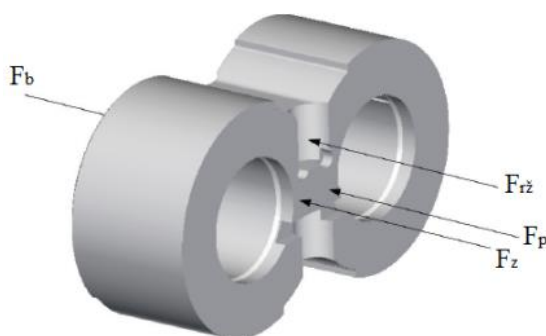
$$Q_a = \frac{s_a^2 \beta}{48\nu} \left\{ \frac{6 \cdot \nu \cdot r_i^2}{s_a^3} + \frac{1}{1 + \frac{R_1}{r_2}} \left[\frac{3 \cdot \omega^2}{200} (R_i^2 - r_2^2) + p - \frac{3 \cdot \nu}{s_a^3} (R_i^2 - r_2^2) \right] \right\} \quad (8)$$

где су:

- $\beta [^\circ]$ - угао у зони потискивања,
- $\nu [m/s]$ - брзина промене аксијалног зазора,
- $\nu [cSt]$ - кинематска вискозност уља,
- $R_i - r_2 [mm]$ - ширина заптивне зоне,
- $\omega [rad/s]$ - угаона брзина.

Различит је број метода и начина на који се може постићи бољи резултат укупног степена корисности хидрауличне пумпе, повећање укупног степена корисности заснива се на повећању запреминског степена корисности пумпе. Повећање запреминског степена корисности може се постићи хидрауличком компензацијом аксијалног зазора. Идеја методе је, да се директно утиче на величину аксијалног зазора одржавајући га константним за целокупан период експлоатације пумпе. Под константним зазором подразумева се да је непроменљив услед хабања између плоче за хабање и зупчаника, и температурних дилатација.

Сама конструкција пумпе је готово идентична као и пумпе без хидрауличне компензације аксијалног зазора, са разликом што поседују покретне плоче за хабање. Покретна плоча се приљубљује уз бок зупчаника услед дејства притисне силе која се доводи из потисног вода пумпе са њихове задње стране.

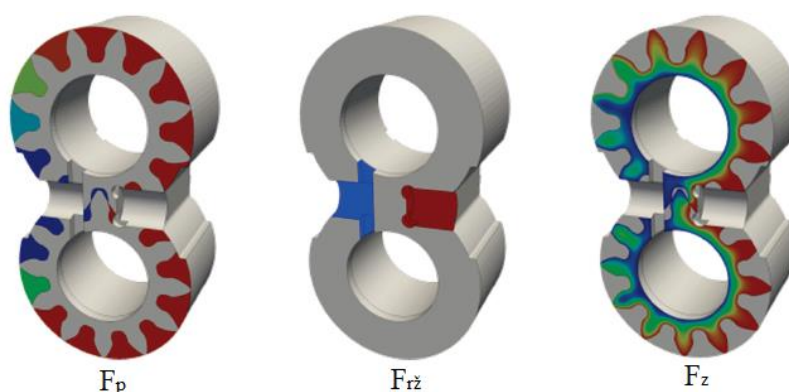


Слика 3.10 Силе које делују на плочу и њихов различит правац

Приликом конструкције плоче за хабање, посебна пажња посвећује се одређивању њене површине, како би се на тај начин одредила притисна сила која омогућава приближавања плоче до бока зупчаника. При малим димензијама површине, оствариће се недовољна сила притиска, што ће условити олакшан пролаз течности кроз аксијални зазор, јер је сила раздвајања већа. Ако је површина предимензионисана, остварује се велика вредност притисне силе, под чијим дејством ће се истиснути течност кроз аксијални

ззор. Ово је нежељена појава, која формира услове полусувог односно сувог трења. Односи сила треба да буду тако димензионисане да не може доћи до раздвајања плоче и зупчаника, као ни до апсолутног спајања поменутих површина, силе које делују на плочу приказане су на слици 3.10.

Сила раздвајања плоче од зупчаника зависи од притиска који влада на боку зупчаника, и расподеле по боку. Притисак бока зависи од притиска који влада на периферији зупчаника, а он зависи од радијалног зазора, ексцентричности зупчаника, вискозитета итд. Зато је прецизни прорачун реалне вредности силе, отежан. Илустрација деловања поменутих сила приказана је на слици 3.11, где се јасно уочавају карактеристичне зоне деловања сила.



Слика 3.11 Распоред различитих сила на плочу

$$\sum F = F_b - F_p - F_{r\check{z}} - F_z = 0 \quad (9)$$

где су:

- F_p [N] - просторна сила,
- $F_{r\check{z}}$ [N] - сила рељефних жлебова,
- F_z [N] - сила услед зазора.

3.2.2. Механички губици

Механички губици који се јављају код зупчастих пумпи, последица су трења између елемената који су у међусобном додиру, реч је о покретним елементима. Механички губици се односе на силу трења, индекс вискозности радне течности.

Обртни момент на вратилу пумпе је момент који је потребан за погон пумпе. Обртни момент пумпе M_p [Nm] разликује се од теоријског обртног момента M_{tp} [Nm] за износ губитака обртног момента у пумпи ΔM_p [Nm].

$$M_p = M_{tp} + \Delta M_p \quad (10)$$

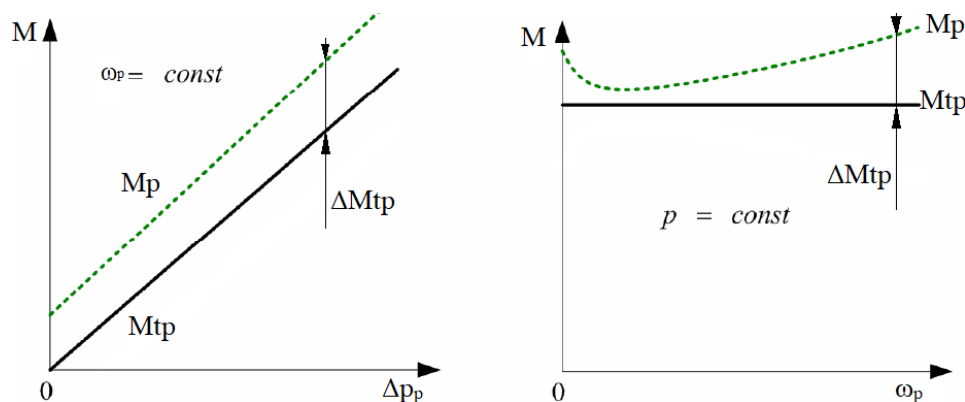
На слици 3.12 приказан је дијаграм зависности стварног обртног момента од угаоне брзине и разлике притиска. Код зупчaste пумпе стварни обртни момент већи је од теоријског за износ механичких губитака.

Губици обртног момента настају као последица:

- хидрауличних губитака и вискозног трења покретних делова хидрауличне машине,
- сувог трења између покретних делова хидрауличне машине,
- деформација делова машине које настају услед притиска радне течности.

Губитак обртног момента хидрауличне машина назива се **механичким степеном корисности**, при чему је механички степен корисности η_{mp} [-] дефинисан изразом:

$$\eta_{mp} = \frac{M_{tp}}{M_p} \quad (11)$$



Слика 3.12. Зависност обртног момента запреминске пумпе разлике притисака од угаоне брзине

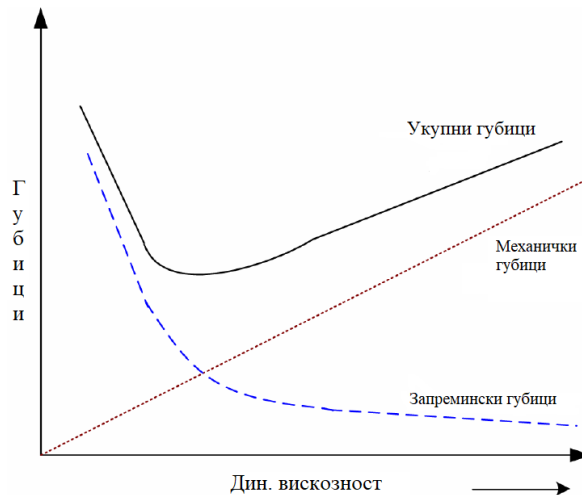
Утицај вискозности на губитке

Вискозност радне течности утиче на губитке, и због тога представља значајан фактор у механичким губицима. Појављује се и у запреминским губицима, а логично је да се цурења смањују повећањем вискозитета, међутим та веза није линеарна (због отпора пуњења пумпе).

Укупан степен корисности пумпе изражен преко механичког и запреминског степена корисности је:

$$\eta_p = \eta_{mp} \cdot \eta_{vp} \quad (12)$$

На слици 3.13 приказана је зависност губитака од вискозности радне течности, важно је изабрати радну течност да губици зупчасте пумпе буду оптимални. На слици 3.13 оптимална вискозност радне течности представља пресек линија које дефинишу запреминске и механичке губитке.



Слика 3.13. Губици у зависности од динамичке вискозности

3.3. Степен неравномерности

Према законима хидростатике, принцип рада запреминских пумпи заснива се на цикличној промени радне запремине. Услед чега долази до усисавања радне течности у већем простору, и његовом потискивању у мањи простор. Услед померања тачке додира спрегнутих зупчаника дуж активног дела додирнице, остварује се пулсирајући проток, иако се пумпа покреће константним бројем обртаја. Начин на који се одвија промена радне запремине зависи од типа пумпе, проток који пумпа остварује у мањој или већој мери је изражен (зависно о типу пумпе, броју зуба зупчаника, броју клипова, итд.) неравномеран проток, пулсирајућег карактера. Другим речима проток није константан.

Тренутне вредности протока варирају око средњих вредности. Неравномерност тренутног протока пумпе дефинише се *степеном неравномерности протока* пумпе δ_p [-].

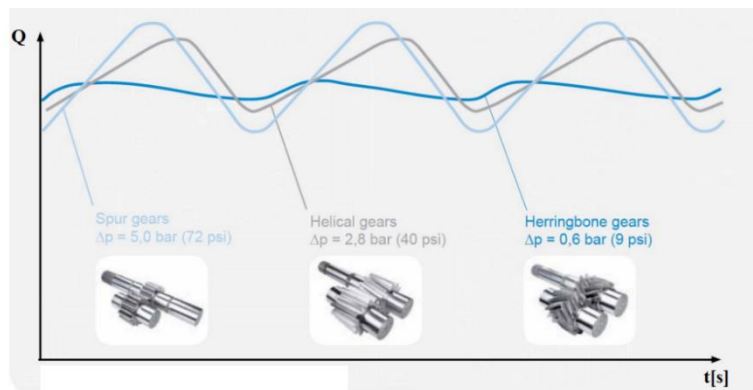
$$\delta_p = \frac{Q_{pmax} - Q_{pmin}}{Q_p} = \frac{q_{pmax} - q_{pmin}}{q_p} \quad (13)$$

где су:

Q_{pmax}, Q_{pmin} [m³/s] - тренутни максимални и минимални проток пумпе

q_{pmax}, q_{pmin} [m³/s] - тренутни максимални и минимални специфични проток пумпе

Запремински проток који обезбеђује пумпа, приликом старта еквивалентан је нули на почетку усисне коморе. Проток се постепено повећава док не достигне максималну вредност, затим се смањује прогресивно. Приликом дизајна пумпе, тежња је да степен неравномерности протока пумпе буде што је могуће мања величина. Такав проток у случају зупчастих пумпи или клипних остварује се повећањем броја зуба зупчаника или дизајном зубаца, или у другом случају повећањем броја клипова .



Слика 3.14 График степена неравномерности протока зупчасте пумпе

На слици 3.14 приказан је дијаграм степена неравномерности протока код зупчасте пумпе са правим, косим и стреластим зупчаницима. Избор врсте зупца зупчаника, директно утиче на вредност степена неравномерности. Очигледно стреласте зупчаници обезбеђују најмању разлику максималног и минималног протока од средње вредности протока., услед компликоване израде значајно се повећава цена пумпе.

Без обзира на висок степен неравномерности, зупчасте пумпе представљају најчешће коришћене пумпу код транспорта течности. У хидрауличним системима се користе само уколико се не захтева сталан рад извршних органа (актуатора).

Табела 3.1. Табела различитих вредности степена неравномерности у зависности од броја зуба

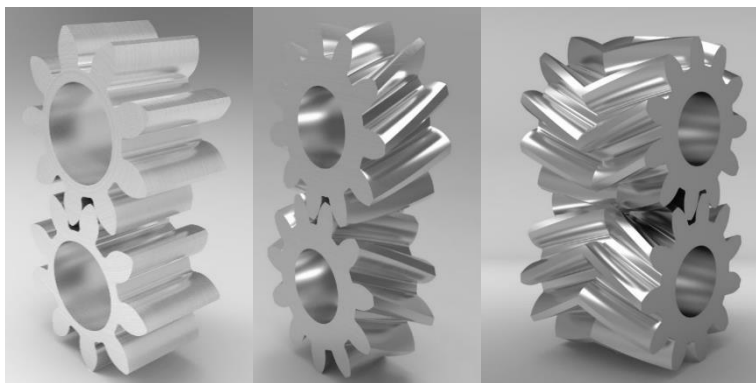
Број зуба	7	8	9	10	11	12	13
δ_p [%]	31	27	24	22	20	18	16

4. ЗУПЧАСТА ПУМПА – КОНСТРУКЦИЈА

4.1. Елементи зупчасте пумпе

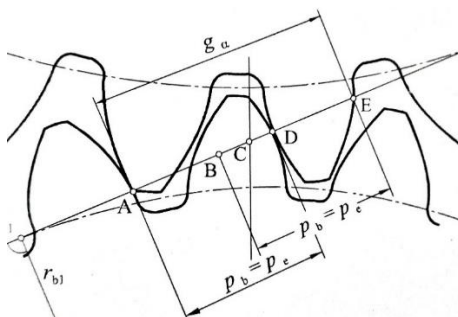
4.1.1. Зупчаници

Када говоримо о зупчаницима у зупчастој пумпи, зупци зупчаника могу бити различите конструкције, на основу којих се добијају боље или лошије особине пумпе. Најчешће је реч о цилиндричном зупчастом пару са правим зупцима, у ређим случајевима могу бити са косим или стреластим зупцима, на слици 4.1 приказани су поменути зупчasti парови. Зупчаници са косим зупцима имају тиши и мирнији рад, међутим појављује се знатне аксијалне силе. Стреласте зупци могу уравнотежити претходне карактеристике, али уз знатно сложенији поступак израде, што утиче на цену пумпе. Приликом избора материјала најчешће је реч о каљеном челику.



Слика 4.1. Цилиндрични зупчasti парови са правим, косим и стреластим зупцима

Тачка додира спрегнутих профила зубаца (слика 4.2), помера се дуж активног дела додирнице. Према могућности спрезања разликујемо двоструке спреге, што значи да су у спрези истовремено два пара зубаца. Поред двоструке, постоји и једнострука спрега, што значи да је само један пар зубаца у спрези.



Слика 4.2. Спрега зубаца зупчаника [9]

4.1.2. Заптивни елементи

Основна функција заптивања је спречавање истицања радне течности из функционалне целине хидрауличног система. За нормалан рад зупчасте пумпе, неопходно је одвојити радне органе од спољашње средине. Одвајање унутрашњости од спољашње средине захтева квалитетно заптивање свих растављивих непокретних и покретних спојева са кућиштем.

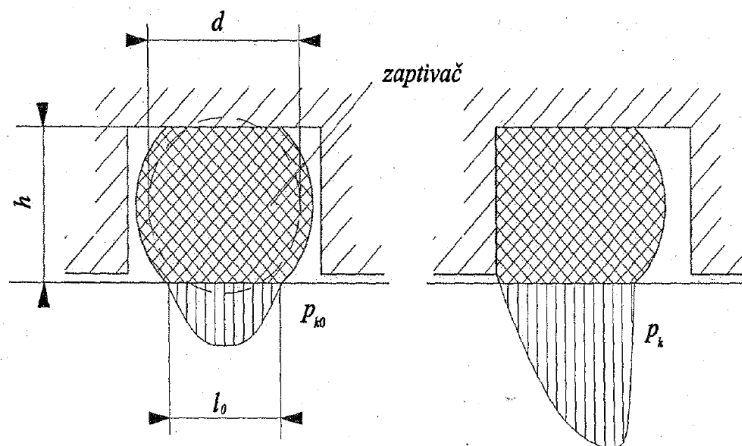
Заптивање растављивих делова на кућишту остварује се уобичајеном техником и заптивним материјалом (гумени, азбестни, папирни, платнени и специјални заптивачи).

Зависно од намене хидрауличног система, заптивни систем треба да оствари херметизацију или да одржи истицање радне течности из функционалних склопова хидрауличног система у пројектованим вредностима [10]. Према основној функцији разликују се:

- апсолутно заптивање,
- заптивање са истицањем без образовања капљица и
- заптивање где су губици истицања дефинисани количином течности у одређеном временском интервалу.

Карактеристична су два режима у процесу заптивања: статички (делови који се заптивају су непокретни) и динамички (заптивање делова који се крећу) [10].

Код статичког заптивања хидрауличног система користи се еластични прстенови кружног попречног пресека („О“ прстен) израђеним од одговарајућег материјала (слика 4.3).



Слика 4.3. Систем статичког заптивања еластичним „О“ прстеном [10]

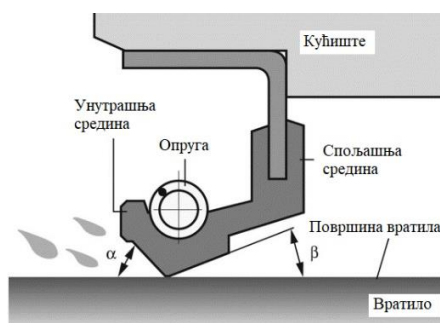
Уградњом заптивача, чија је величина пречника попречног пресека d [m] у каналу висине h [m], на површини заптивања јавља се контактни притисак $p_k = p_{k0}$. Он је одређен релативном деформацијом заптивача и модулом еластичности материјала од кога је израђен.

Остварен притисак мора бити довољан да еластични елемент заптивања попуни све микронеравнине на површини заптивања како би се спречила размена течности са околином.

Динамичко заптивање је знатно сложенији процес од статичког заптивања, и предмет је сталних истраживања. Основна функција заптивања је да се спречи истицање радне течности кроз зазоре покретних делова (вратила) кад у систему делује притисак. Притисак у систему је многоструко већи од притиска околине.

На додирним површинама се формира мазивни слој (тзв. уљни филм) који је у сталном контакту са радном течношћу и омогућује истицање у већој или мањој мери. То значи да није могуће постићи апсолутно херметичко заптивање.

Приликом радијалног заптивања код вратила зупчaste пумпе, примењују се тзв. манжетни заптивачи радијалног типа, радијално заптивање вратила приказано је на слици 4.4. За ову врсту заптивача карактеристично је да се контактни притисак манжетне на вратило, подстиче помоћу прстенасте опруге, а појачава се дејством притиска радне течности. Радна течност делује на издубљену страну, на тај начин окреће манжетну према унутрашњости пумпе.



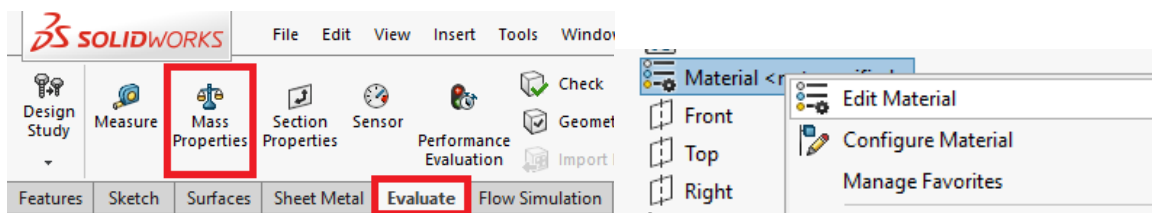
Слика 4.4. Радијални заптивач вратила

4.1.3. Кућиште

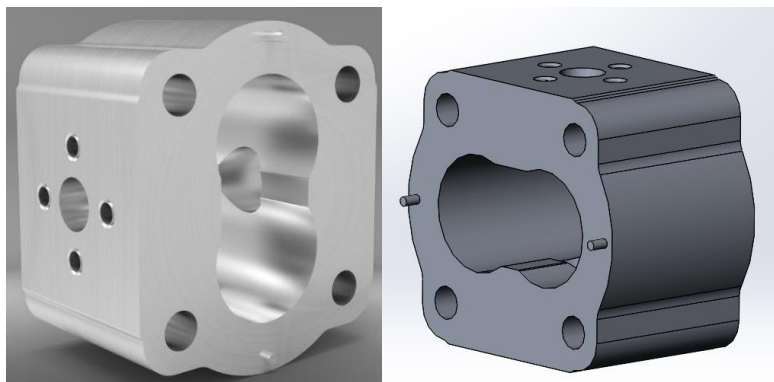
За нормално функционисање зупчaste пумпе потребно је одвојити радни простор од околине. Одвајање зупчаника од околине остварује се помоћу кућишта.

У последњој деценији дошло је до наставка еволуције зупчaste пумпе, што има за последицу повећање степена ефикасности, радног притиска. Алуминијумске легуре у овом тренутку представљају најчешћи избор машинског материјала приликом израде кућишта пумпе. Савремен начин пословања подразумева дизајнирање пумпи помоћу „CAD“ софтвера како би се осигурао висок квалитет дизајна и брза израда прототипова, док примена „CNC“ технологије обраде метала омогућава постизање изузетно високих степена обраде са циљем уских толеранција.

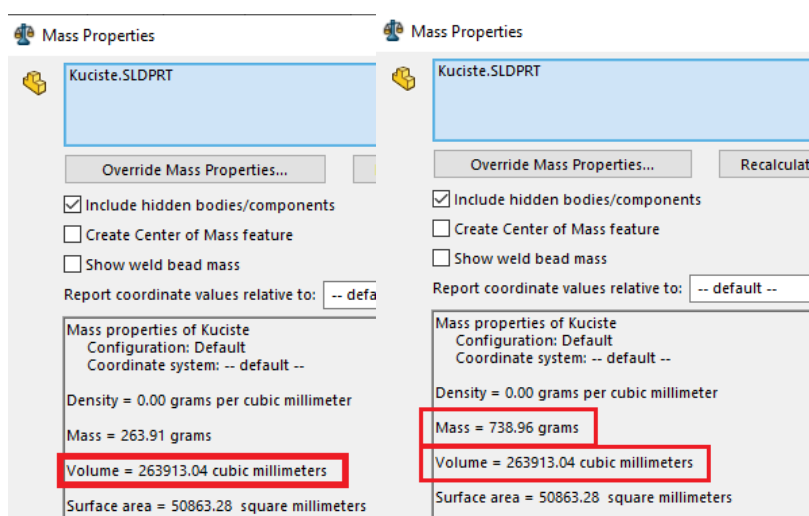
Помоћу одговарајућег алата за мерење (енг. *evalute*), слика 4.5, у оквиру софтвера *SOLIDWORKS* могуће је добити информације о запремини моделираног кућишта (слика 4.6), маси и другим физичким особинама. Приликом моделирања одређених делова, могуће је задати жељени материјал, чије карактеристике у потпуности одговарају материјалу који ће бити коришћен за израду. На основу адекватно одабраног и подешеног материјала, симулације које буду извршене могу веома прецизно да прикажу карактеристике дела након израде. Вредност физичких величина након додавања жељеног материјала приказане су на слици 4.7.



Слика 4.5 Примена алата за мерење масе и додавање материјала моделу



Слика 4.6. Модел кућишта зупчасте пумпе



Слика 4.7 Провера запремине и масе након додавања материјала

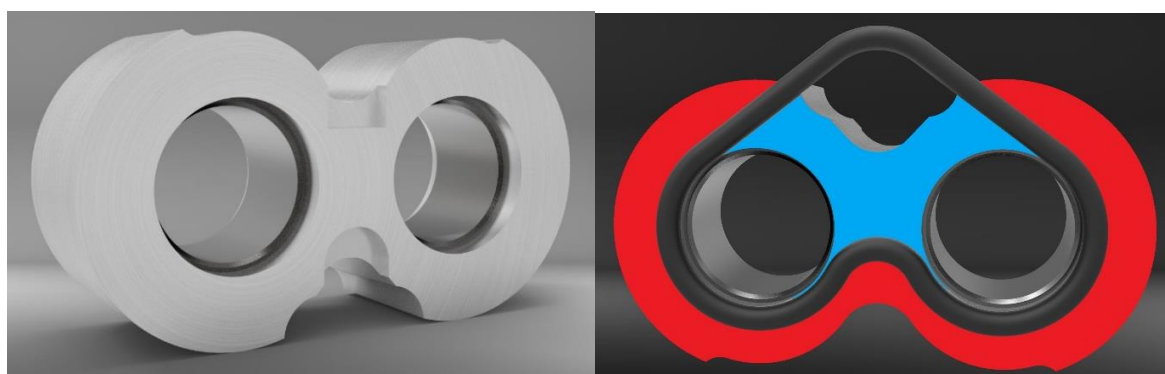
Приликом структурне анализе кућишта (поглавље 7), неопходно је моделу додати алуминијум као материјал. Након додавања материјала, добијени су еквивалентни резултати масе са експерименталним испитивањем. Алат којим је извршено додавање материјала је енг. *Edit material*, на слици 4.5 је приказан алат.

У зависности од понуђених карактеристика материјала могуће је изабрати материјал од којег је израђено кућиште. Уколико се материјал жељених карактеристика не налази у оквиру групе алуминијума, могуће је конфигурирати жељене механичке особине материјала и на тај начин их применити приликом структурне анализе.

4.1.4. Чеона плоча са лежајем

Чеона плоча се примењује у зупчастим пумпама, како би се избегло продирање заробљене течности приликом изласка из спреге зубаца зупчаника у потисној комори (енг. *meshing region*). Приликом блокирања радне течности у међузубљу, уколико се не предузму посебне конструкцијске мере у виду дренаже, течност се може компримовати само кроз празнине у пумпи, што изазива повећање температуре, додатно динамичко оптерећење зупца, вратила и лежаја што може довести до разарања површина тих елемената услед замора. Како би се смањило притисак у заробљеној запремини радне течности, предвиђене су рељефне површине на унутрашњим површинама равнотежних плоча. Такође још један од начина смањења компресије (декомпресије) у међузубљу је одвођење заробљене течности кроз избушене радијалне отворе у међузубљу и осне отворе у вратилу.

Чеона плоче са лежајем налазе се у кућишту пумпе, и постављају се са одређеним зазором тако да је дозвољено мало аксијално кретање. На слици 4.8 је приказана геометрија чеоне плоче. У формираним отворима на површини равнотежне плоче, приликом ротације зупчаника, редукција притиска на овом месту може изазвати непожељну последицу кавитације (слика 1.4). Дизајн жлеба утиче на проток пумпе (степен неравномерности), повећавајући цурење течности што има за последицу смањења степена ефикасности.



Слика 4.8 Склоп чеоне плоче и лежаја

Жлеб креиран на излазној страни, омогућава усисавање течности високог притиска, што има за последицу смањења амплитуде у области изласка из спреге зупчаника у потисној комору. Са друге стране жлеб у усисној комори омогућава боље пуњење течности стварајући одговарајући пад притиска. На овај начин ограничен је пад притиска у усисној комори.

4.1.5. Лежај

Лежај је машински склоп који се уграђује у ослоње вратила и осовине. Основна улога је преношење оптерећења, са покретних на непокретне делове (кућиште) и обезбеђивање релативно кретање обртних делова. Лежаји преносе само силе, не и обртне моменте. [9]

Најоптерећенији део зупчaste пумпе су лежајeви (котрљајући или клизни). Оптерећени су деловањем радијалне силe притиска течности на зупчаникe и деловањем механичкe силe, која је проузрокована реакцијом на обртни момент погонског агрегата [10]. Оптерећење лежаја се знатно може повећати код пумпи високог притиска, када дође до захвата уља у међузубљу, на местима где зупчаници долазе у захват. Врх зупца зупчаника врши притисак на задржану количину радне течности у подножју међузубља, стварајући у уљу притисак пропорционалан интензитету силе оптерећења и величине површине на коју делује притисак. Сила притиска се преноси на лежаје, а долази и до наизменично-променљивог оптерећења зупчаника и лежаја.

Лежај који се користи код зупчaste пумпе, често је израђен од тефлона (PTFE-политетрафлуорент) који карактеришу добре механичке особине у виду чврстоће, стабилности, добра отпорност на хабање, добра топлотна поводљивост и малим термичким ширењем. Сам лежај се састоји од три спојена слоја: челични плашт, синтеровани бронзани импрегнирани слој и завршни прекривач у виду тефлона.

4.2. Предности и недостаци зупчастих пумпи

Зупчaste пумпе са спољашњим озубљењем се могу користити у сваком сектору индустрије. Показале су се као веома успешне у пумпању ниских и високо вискозних течности. Зупчaste пумпе одликује једноставна конструкција, што је веома важно за њихову безбедну и дуготрајну експлоатацију. Једна од предности зупчaste пумпе је технологичност¹ конструкције, другим речима поседује високу меру прилагодљивости облика конструкције и њених делова процесу технологије и производње. Остваривање технологичности конструкције подразумева могућност израде елемената конструкције са минималним трошковима производње.

Главне карактеристике зупчастих пумпи:

- једноставно одржавање,
- велики капацитет,
- пумпање различитих течности,
- чврста конструкција,
- једноставна конструкција (два ротирајућа елемента),
- пумпање течности различитог вискозитета.

Зупчaste пумпе са спољним озубљењем производе се за притиске до 250 бар и протоке до 250 l/min, ређе за протоке до 500 l/min. Једноставност система, огледа се у малом броју елемената пумпе ове врсте пумпе у односу на други дизајн пумпе, што има за последицу ниску цену пумпе, ове пумпе карактерише и лако одржавање, поузданост у раду, малих су габарита и масе, нису осетљиве на задржаност радне течности [2].

Основни недостаци зупчастих пумпи са спољним спрезањем су:

- релативно ниски радни притисци,
- висок степен неравномерности протока,
- не постоји могућност регулације запреминског протока,

¹ Технологичност производа се у најширем смислу те речи може дефинисати као мера погодности његове израде у одређеном производном систему неким методом обраде (на пример: методом обраде резањем, пластичним деформисањем, неконвенционалним методама, итд.), уз остварење минимума производних трошкова.

- нагли пад степена корисности при загревању радне течности,
- високи шумови при високим притисцима и великим бројевима обртаја.

Смањења шума може се извршити на два начина, врло једноставан начин је уградња пумпе у резервоар. Смањење шума могуће је извршити применом цилиндричног пара зупчаника са косим зупцима. Међутим при раду са косим зупцима, неопходно је водити рачуна на појаву аксијалних сила које додатно оптерећују конструкцију.

Једноставност система, огледа се у малом броју елемената пумпе ове врсте пумпе у односу на други дизајн пумпе, што има за последицу ниску цену пумпе, једноставно одржавање и експлоатацију, поузданост у раду, мали габарити и маса.

4.3. Област примене

Област примене зупчасте пумпе је веома широк, могуће је користити зупчасте пумпе у готово свим гранама индустрије, најчешћа област примене је .

- петрохемијска индустрија,
- хемијска индустрија,
- фармацеутска индустрија,
- прехранбена индустрија,
- индустрија пластике,
- графичка индустрија,
- индустрија папира.

Петрохемијска индустрија

Зупчасте пумпе су широко распрострањене у петрохемијској индустрији. Распон примене је од класичних задатака преноса и дозирања у хемијској и фармацеутској индустрији

Пумпе са великим капацитетом се користе, између осталог, и за истовар цистерни са минералним уљима, асфалта, асфалтне емулзије итд. Мање пумпе врше транспорт поменутих течности између цистерни и буради. Течна уља могу бити транспортована и дозирана у котлове. У процесу производње асфалтног кровног покривача, зупчасте пумпе су задужене за пумпање асфалта и пуњење производних машина асфалтом.

Хемијска индустрија

Примена зупчасте пумпе у хемијској индустрији је једнако разнолико као и број различитих медијума. Зупчасте пумпе погодне се користе у хемијској индустрији и током производње и прераде различитих пластичних маса. Хемијске пумпе могу да раде хоризонтално, вертикално и као потопљене у резервоару.

Различите серије зупчастих пумпи користе се за пумпање и пренос вискозних течности мале и средње вискозности (алкохол, уље, глицерин, фенол, лепак, биодизел, асфалт).

Прехрамбена индустрија

Постоје различита места за примену зупчастих пумпи у процесу припреме хране. Пумпе које се користе за ову грану индустрије израђују се од посебне врсте материјала, пре

свега од нерђајућег челика како би се задовољили здравствени захтеви. Типична област примене може се наћи у козметичкој и прехранбеној индустрији, нпр. за транспорт маслаца, маргарина или биљних уља.

Индустрија пластике

Индустрија пластике представља данашњи мотор економије, било да је реч о паковању хране или компоненти аутомобила, индустрија пластике је данас свеприсутна. Нове формуле повећавају капацитет и проширују област примене пластичних материјала. Зупчасте пумпе користе се, на пример, у поступцима за производњу термопластичних еластомера као што су ТРЕ или ТРУ, полиамид и полиестар. Због високе вискозности пластике и процесних параметара, примењују се пумпе велике снаге и робусне конструкције за транспорт мешавина полимера.

Графичка индустрија

Процес припреме одговарајуће боје настаје мешањем специфичних боја или пигмената у специфичним пропорцијама. Зупчасте пумпе су савршене у процесу пумпања различитих пигмената.

5. SOLIDWORKS-FLOW SIMULATION

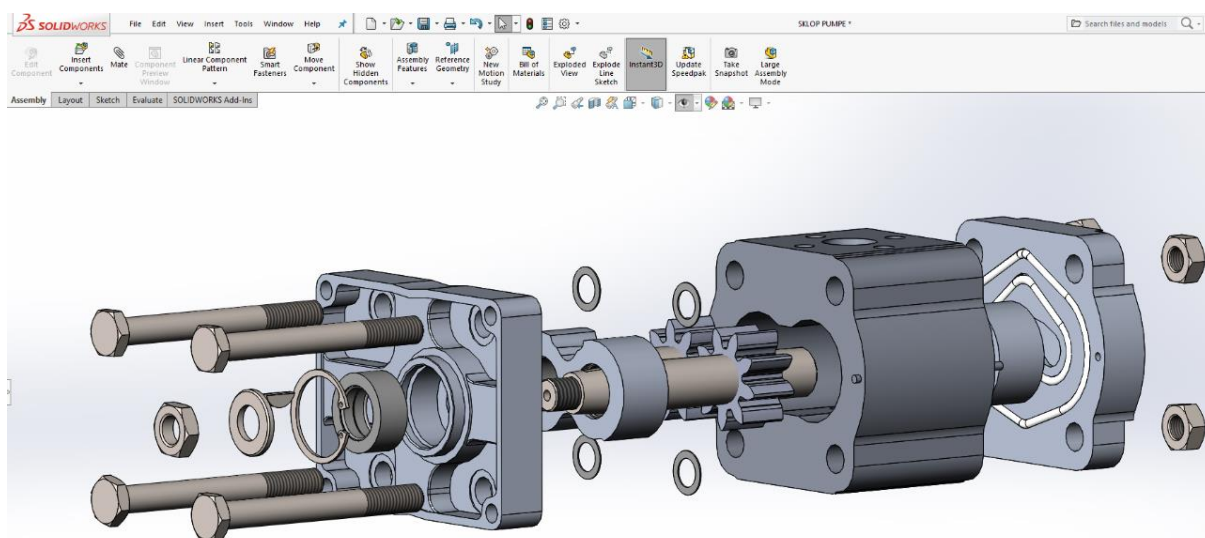
SOLIDWORKS платформа представља палету софтверских решења за машинско и електро пројектовање, развој електронике и управљање комплетним процесом развоја са алатима који помажу производњи, контроли квалитета, набавци, продаји, маркетингу и финансијама у индустрији.

SOLIDWORKS 3D CAD (компјутерски подржано дизајнирање) пакет се користи у процесима развоја производа, технологије, израде техничке документације, различите симулације (структурну анализу, анализу струјања и др.), прорачуна, израду сложених машинских делова и склопова. Савременим *3D CAD* софтверима прво се израђују тродимензионална тела, могу се направити дво или тродимензионални цртежи или покретне визуелизације. Постоји могућност рачунања различите особине тела, које се односе пре свега на запремину, масу, тежиште или момент инерције.

Садржи напредне алате за дефинисање сложене геометрије и површина, великих склопова, креирања варијантних решења и скуп производа, симулације механизма и радних склопова, визуелизацију идеја кроз израду филмова и фотореалних приказа.

У данашње време процесне индустрије, развој производа који изузима употребу рачунарске технологије, односно компјутерски подржано дизајнирање је незамислив. Узимајући у обзир фазе животног века производа, које представљају: развој, пројектовање, производњу, коришћење, одржавање и рециклажу. На основу наведених фаза животног века производа, софтвери за моделирање и анализу производа подразумевају се као неизоставан део у целом процесу.

У оквиру софтверског пакета *SOLIDWORKS* израђен је модел зупчасте пумпе са спољашњим озубљењем, са свим својим деловима слика 5.1. У оквиру софтверског пакета, постоје модули помоћу којих је могуће урадити анализу струјања радне течности (*Flow simulation*) и структурну анализу (*Simulation*).

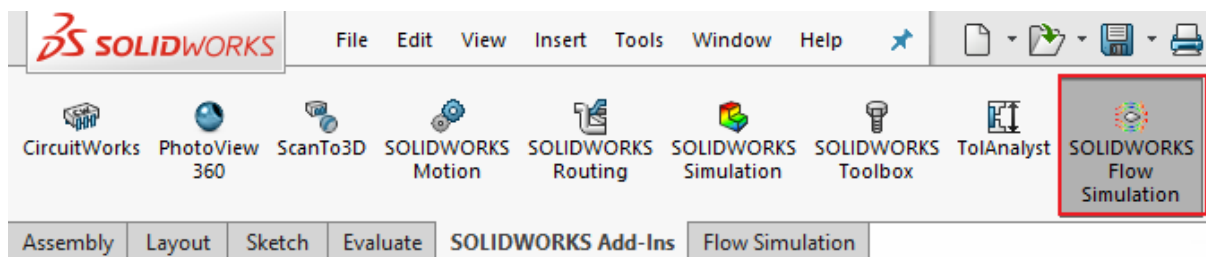


Слика 5.1 Модел зупчасте пумпе израђен у *SOLIDWORKS*-у

Употреба симулације протока радне течности (енг. *Computational Fluid Dynamics*) у оквиру компјутерски подржаног дизајнирања је веома заступљено у данашње време.

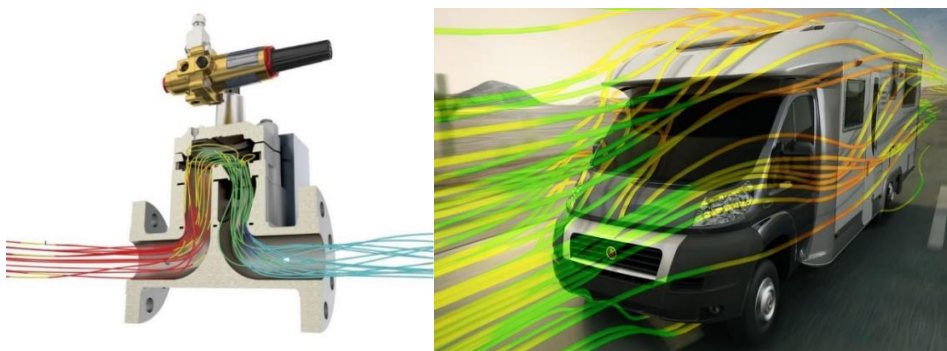
Употреба симулације протока флуида може дати значајне информације и учинити целокупан процес развоја производа убрзаним, предвидљивијим и поузданијим. Важно је напоменути да примена софтвера може утицати и на цену производа, смањујући трошкове изузимајући израду физичког модела. Почетком развоја софтвера примена *CFD* модула је била ограничена на авионску индустрију, аутомобилску индустрију, високо-технолошку индустрију, док у данашње време представља софтвер за све гране индустрије.

SOLIDWORKS Flow Simulation је модул у оквиру *SOLIDWORKS* софтвера за симулацију струјања флуида и термалних појава, активирање модула приказано је на слици 5.2. Третира унутрашња или спољашња струјања течности и гасова на високим и ниским брзинама, слика 5.3. Симулација омогућава одређивање падова притисака, утицаја притиска флуида, брзине струјања, размене топлоте, грејања и хлађења, сила услед дејства флуида и многих других параметара. Омогућава анализу струјања флуида у ротационим елементима у циљу симулирања понашања флуида при сложеним ротационим кретањима унутар турбина (нпр. центрифугалних пумпи и елиса).



Слика 5.2 Активирање модула *Flow Simulation*

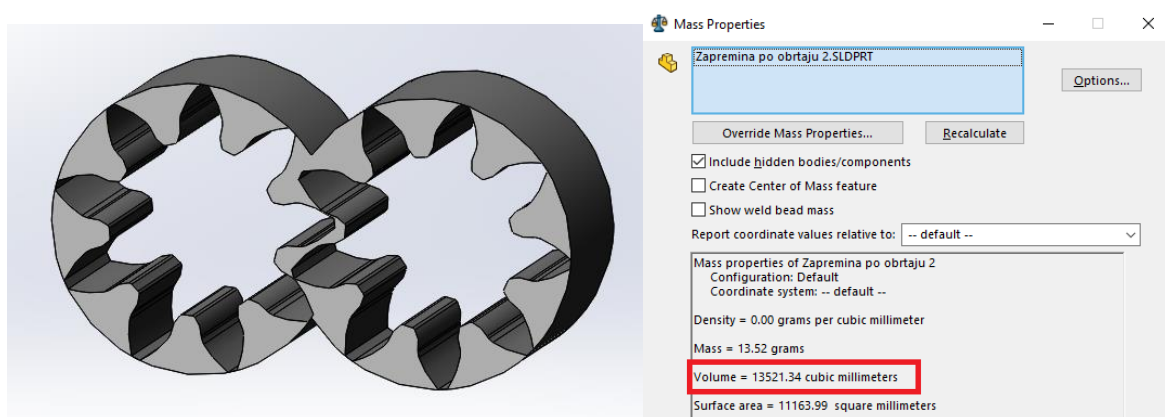
Основни принцип модула *SOLIDWORKS Flow Simulation* је аутоматизација припреме, извођења и визуализација *CFD* за реалну примену у инжењерским проблемима. Да би се ово извршило *CFD* има одређене специфичности, а то су потпуна интеграција са *SOLIDWORKS 3D CAD* системом, потпуно аутоматско генерисање мреже, аутоматско прописивање параметара прорачуна, прилагођавање резултата корисницима, способност извођења параметарске студије итд. Важно је напоменути да се додељивање почетних и крајњих услова (о којима ће се детаљније говорити током приказа резултата), рачунање и анализа резултата (укључујући визуелизацију и генерисање мреже) одвија унутар *SOLIDWORKS* са резултатима које је могуће приказати на моделу на којем се врши симулација. Постоји могућност извоза добијених резултата у *MS Office* формату [11].



Слика 5.3. Приказ резултата унутрашње и спољашње анализе [12]

5.1. Прорачун зупчасте пумпе са спољашњим озубљењем

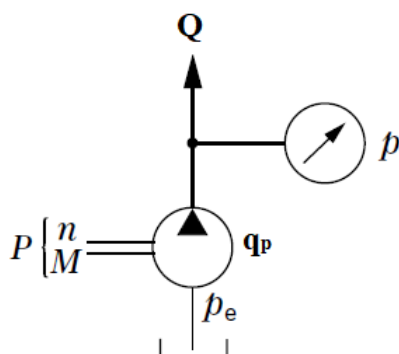
Приликом прорачуна зупчасте пумпе, неопходно је задати познате параметре који се односи на жељени притисак корисника, на основу поменуте вредности врши се прорачун осталих параметара пумпе. Специфичан проток се може одредити на два начина, први се односи на егзактну формулу која се састоји од параметара зупчаника. Други начин који се може применити приликом прорачуна специфичног протока је помоћу *Solidworks* софтвера, применом алата *Mass Properties*, при чему се мери запремина формираног модела који представља запремину међузубља (слика 5.4). Вредност специфичног протока представља укупну промену запремине, при једном обртају вратила. Величина специфичног протока је константна. У табели 5.1 приказани су основни обрасци и величине које описују зупчасту пумпу, прорачун за различит режим рада пумпе приказан је у табели 5.2. Шематски приказ пумпе и распоред параметара пумпе приказани су на слици 5.5



Слика 5.4 Прорачун специфичног протока, помоћу алата *Mass Properties*

Табела 5.1 Обрасци за прорачун зупчасте пумпе [13]

Обрасци за прорачун зупчасте пумпе			Напомена	
Проток	$Q = \frac{q_p \cdot n \cdot \eta_{vp}}{1000}$	[l/min]	q_p	промена радне запремине при једном обртају [cm ³]
Обртни момент	$M = \frac{q_p \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{hm}}$	[Nm]	Δp	разлика притиска
Снага на вратилу	$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot M \cdot n}{6000} = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_p}$	[kW]	n	број обртаја [o/min]
Притисак	$\Delta p = \frac{p \cdot 600 \eta_p}{n \cdot \eta_{vp}}$	[bar]	Q	проток [l/min]
Специфичан проток	$q_p = \frac{Q \cdot 1000}{n \cdot \eta_{vp}}$	[cm ³ /o]	η_{vp}	запремински степен корисности
Број обртаја	$n = \frac{Q \cdot 1000}{q_p \cdot \eta_{vp}}$	[o/min]	η_{hm}	механички степен корисности
			η_p	укупан степен корисности $\eta_p = \eta_{vp} \cdot \eta_{hm}$



Слика 5.5 Шематски приказ пумпе и распоред физичких величина [13]

Табела 5.2 Вредност параметара пумпе при различитом режиму рада [13]

Назив	Ознака	Вредност	Мерна јединица
Коефицијент	K_p	3.5	-
Модул	m	0.33889	cm
Пречник подеоног круга	D_o	3.05	cm
Дебљина зупчаника	b	1.8	cm
запремински степен корисности	η_{vp}	0.95	-
механички степен корисности	η_{hm}	0.92	-
укупан степен корисности	η_p	0.874	-

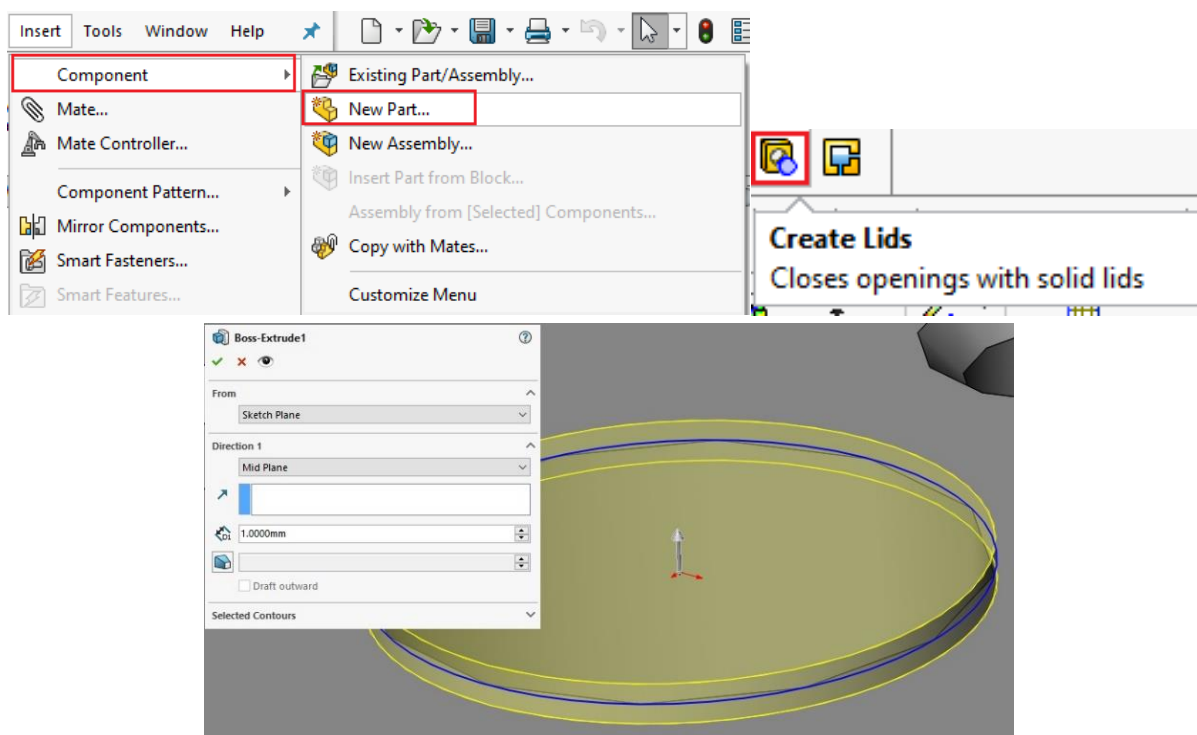
		Режим рада			Мерна јединица
Величина	Ознака	1	2	3	
Запремински проток	Q	6.558	19.26	38.53	[l/min]
Масени проток	m	0.096	0.289	0.577	[kg/s]
Обртни момент	M	46.80	46.80	46.80	[Nm]
Снага на вратилу	P	4.89	7.34	14.69	[kW]
Притисак	p	200	200	200	[bar]
Специфичан проток	q_p	13.521	13.521	13.521	[cm ³ /o]
Број обртаја	n	500	1500	3000	[o/min]

5.2. Припрема модела за симулацију протока радне течности

Приликом статичке анализе често је потребно извршити одређене модификације геометрије како би софтвер могао да покрене симулацију. Слична ситуација, јавља се услед симулације протока радне течности. *SOLIDWORKS Flow Simulation* можемо категоризовати на две групе анализе струјања радне течности, а то су: унутрашња и спољашња анализа струјања флуида. Приликом приступања модулу анализе струјања флуида неопходно је знати о којој врсти анализе је реч.

Унутрашњег анализа струјања флуида укључује постављање граничних услова, помоћу чврстих површина, нпр. проток кроз цевовод, резервоар, КГХ системи, итд. Приликом унутрашње анализе струјања неопходно је да модел који се испитује, буде у потпуности затворен (нема отвора, који омогућују размену са спољашњом средином) употребом „поклопаца“ (енг. *lids*). Поклопци се примењују искључиво приликом унутрашње анализе. Површина тзв. поклопаца (која је у контакту са флуидом) користи се за задавање граничних услова, која обухватају масени проток, запремински проток, статички/укупни притисак.

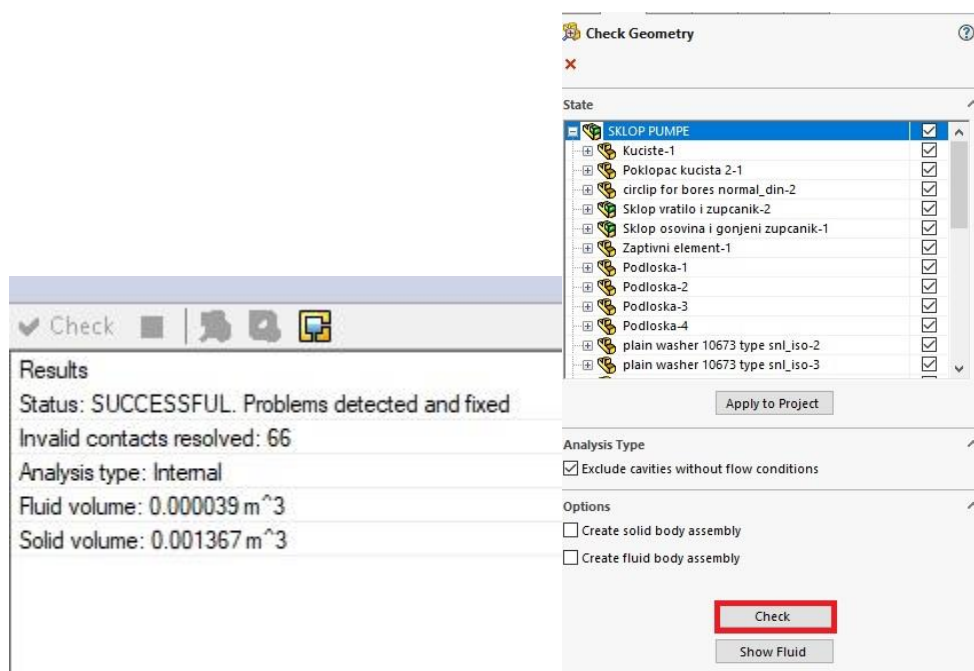
Постоји више различитих начина формирања поклопаца, један од начина је применом алата *Create Lids*, који селектовањем површине на којој постоји отвор, аутоматски формира поклопце. Уколико на површини постоји већи број отвора, алат ће формирати одговарајући број поклопаца, при чему ће сваки добити посебан назив. Најбоље решење приликом формирања поклопаца, је помоћу новог дела (енг. *New Part*) у оквиру склопа, нарочито ако је реч о анализи измењивача топлоте. Овако формиран поклопац који је приказан на слици 5.6, може се дефинисати различитим материјалима, што може значајно утицати приликом анализе измењивача топлоте.



Слика 5.6. Формирање поклопаца (енг. *lids*)

Када је 3Д модел (склоп) спреман за анализу неопходно је извршити проверу геометрије (слика 5.7), односно да ли постоје одређени проблеми који могу касније утицати на резултате приликом формирања мреже у зони струјања флуида. Постоје два основна проблема који утичу на формирање мреже чврстих и течних тела.

- Отвори у геометрији спречавају потпуно дефинисање чврстих тела, јер није могуће одредити унутрашњу запремину,
- постоје неважећи контакти између делова у склопу.



Слика 5.7. Провера геометрије модела зупчасте пумпе

Могуће је извршити проверу модела да ли је у потпуности затворен, употребом алата *SOLIDWORKS Flow Simulation, Tools, Check Geometry*. Приликом унутрашње анализе струјања, унутрашњи запремински проток мора бити већи од нуле. Ако постоје неважећи контакти између делова у склопу, вредност запреминског протока ће бити нула.

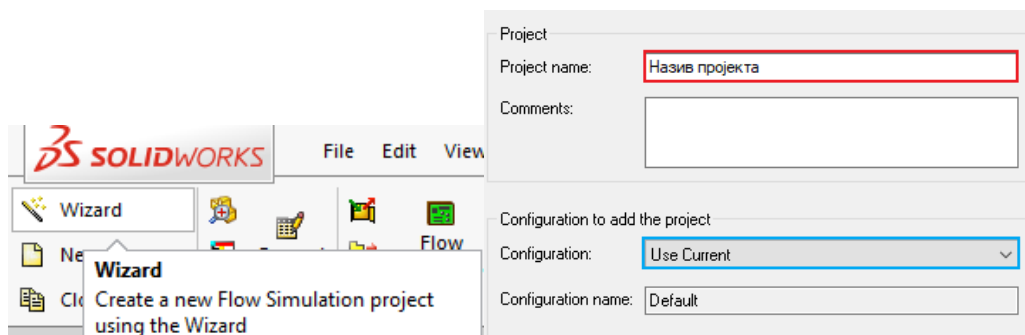
5.3. Основна подешавања за симулацију протока

Најпожељнији начин формирања конфигурације пројекта који се анализира у *Flow Simulation*-у, јесте помоћу алата *Project Wizard*. Помоћу наведеног алата, описују се основне особине пројекта које се односе на назив, радну течност, врсту испитивања (спољашње, унутрашње) и др. Пролази се кроз основне кораке подешавања анализе протока.

На основу уписаних карактеристика испитивања, програму је задат начин анализе који ће бити извршен, што утиче на тачност резултата.

У оквиру *SOLIDWORKS* софтвера могуће је извршити промене у конфигурацији, које се могу односити на дизајн делова или склопа. У прозору „*Project Wizard*“ задајемо жељену

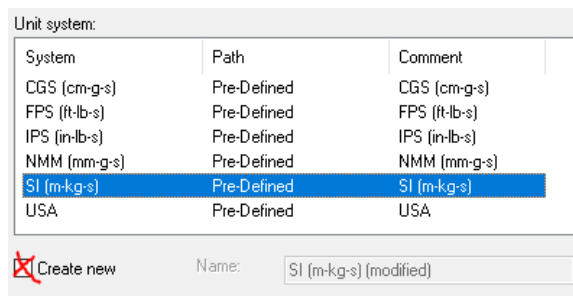
конфигурацију испитивања, могуће је у овом прозору (уоквирено плавом бојом 5.8) изабрати различите конфигурације дела или склопа.



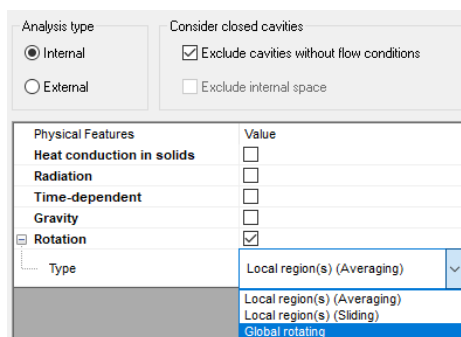
Слика 5.8. Почетни интерфејс „Project Wizard“ где задајемо назив пројекта

У оквиру алата „Project Wizard“ могуће је задати избор мерних јединица који желимо да користимо приликом прорачуна, изабран је међународни систем јединица физичких величина. Приликом рада постоји могућност, уколико није изабран жељени систем јединица, промене различитих система јединица. Промена мерног система јединица могуће је извршити покретањем алата *Tools, Flow Simulation, Units*. На слици 5.9 приказан је прозор у којем се селекује жељени систем јединица.

Поред основног система јединица, корисник може креирати сопствени систем јединица, мешањем и усклађивањем системских јединица. Селектовањем црвеног квадрата (слика 5.9) врши се задавање и преименовање система јединица у назив корисника.



Слика 5.9. Избор система јединица (међународни систем јединица физичких величина)



Слика 5.10. Подешавање врсте испитивања и физичке особине испитивања

У оквиру следећег прозора задаје се врста испитивања, која се односи на унутрашње или спољашње испитивање (слика 5.10). Приликом анализе зупчасте пумпе са спољашњим

озубљењем неопходно је изабрати унутрашње испитивање склопа (енг. *Internal*). Поред задавања врсте испитивања, врши се избор физичке особине процеса, која се односи на пренос топлоте, радијацију (зрачење), гравитацију и ротацију. Једна од напредних могућности која се може анализирати је појава кавитације. Потребно је дефинисати референту осу, приликом избора ротације.

Означавањем зоне ротације програму је задата анализа проблема са ротирајућом зоном. Постоје две основне врсте ротационог кретања: **глобална** и **локална** зона ротације. Без обзира о којој врсти ротационог кретања је реч, могуће је анализирати све врсте радне течности укључујући и неђутновске течности.

5.3.1. Глобала зона ротације

Глобала зона ротације (енг. *Global rotation*) претпоставља да је испитивани модел у потпуности симетричан, у односу на осу ротације, а све компоненте унутар рачунарског домена ротирају се брзином ротирајућег референтног рама.

Због чињенице да глобална зона ротације има уске захтеве, често није погодан избор за различите индустријске проблеме, из разлога што компоненте нису покретне или нису симетричне оси ротације. У супротном могуће је користити наведену врсту ротационог кретања.

5.3.2. Локална зона ротације

Локална зона ротације (енг. *Local region(s)*) је веома слична глобалној, са битном разликом што у овом случају се може одвојити подсклоп унутар склопа који представља део зоне ротације. На овај начин повећава се област примене, у којима се могу користити ротирајући референтни услови унутар *SOLIDWORKS Flow Simulation*. Локална зона ротације захтева од корисника да одреди засебну компоненту која укључује све ротирајуће компоненте. Постоји две додатне поделе, односно формулације локалне зоне ротације на: подсецање (енг. *Averaging method*) и клизна мрежа (енг. *Sliding Mesh*). Према карактеристици ротирајућих компоненти, зависи која формулација ће бити примењена у оквиру локалне зоне ротације.

Метода подсецања (енг. *Averaging method*), која се назива и метода мешања равни, је приступ развијен са циљем приближавања протока лопатицама, вентилатора, пропелера итд. Важно је напоменути при којим захтевима је могуће користити методу подсецања:

- Поља улазног и излазног протока радне течности, треба да буду осносиметричне у односу на ротациону осу, то практично значи да течност треба да уђе и изађе из лопатица дуж њихове средишње осе.
- Уколико је гравитација узета у обзир приликом анализе, она мора бити дуж осе ротације.

Постоје одређена ограничења приликом примене методе просецања:

- Не може се користити уколико је проток са великим Маховим бројем.

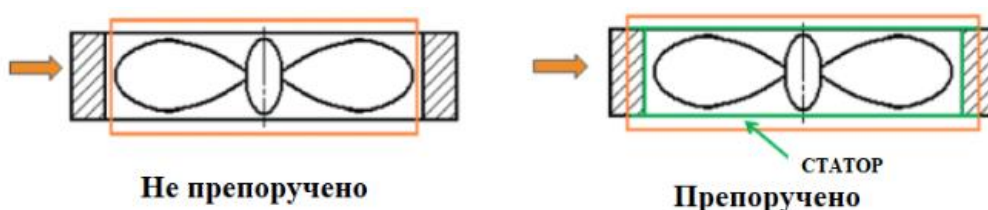
Клизна мрежа (енг. *Sliding Mesh*) је метода намењена за сложену примену, коју не може да испуни метода подсецања. Препоручена је примена у ситуацијама када је поље

протока неуједначено дуж ободног прстена. Ово може бити корисно приликом анализе Архимедовог завојног механизма. Неопходно је узети у обзир следеће особине:

- Користи се само за анализу ротирајућих геометрија, транслаторно кретање клипа или хидрауличног цилиндра није могуће анализирати.
- Нема ограничење смера гравитације, уколико је гравитација узета у обзир приликом анализе.
- Због нестабилног поља протока, клизна мрежа.
- Корисна примена у случајевима, када ротирајућа геометрија покреће течност.
- Ротирајућа зона се не може пресецати са непокретним (статор) зидовима.

Са циљем постизања прецизнијих резултата анализе, потребно је водити рачуна на дефинисања компоненте ротирајуће зоне. Захтеви који се односе на дефинисање компоненте ротирајуће зоне исти су без обзира на изабрану врсту ротирајуће зоне (слика 5.11).

- Ротирајућа зона мора у потпуности да обухвата ротирајуће компоненте, осим ако није реч о комбинацији са граничним условима зида.
- Препоручује се постављање покретног зида на лице ротације која су осносиметрична по оси ротације. У практичном смислу, подразумева се да ротирајуће подручје обухвата само лопатицу компоненте.
- Зона ротације треба да буде већа од врхова лопатица, како би се омогућило адекватно постављање мреже.
- Зона ротације мора да буде асиметрична и центрирана по оси ротације.



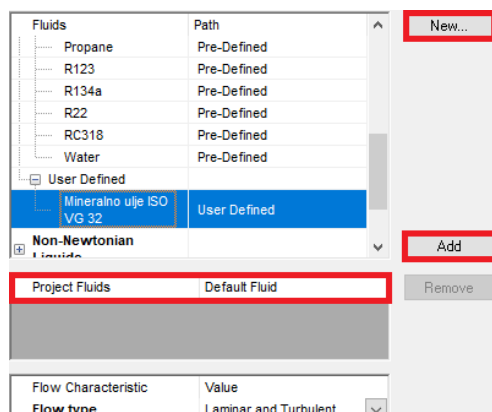
Слика 5.11. Правилно постављање зоне ротације

Приликом неправилног задавања ротирајуће зоне, неопходно је водити рачуна да се зона ротације не подудара са границама осталих околних чврстих компоненти, јер није могуће поставити мрежу у тој области. Софтвер ће избацити грешку која ће гласити: Упозорење! Локалну ротирајућу зону није могуће решити (енг. *Warning! Unable to resolve the local rotating region*).

5.3.3. Дефинисање радне течности

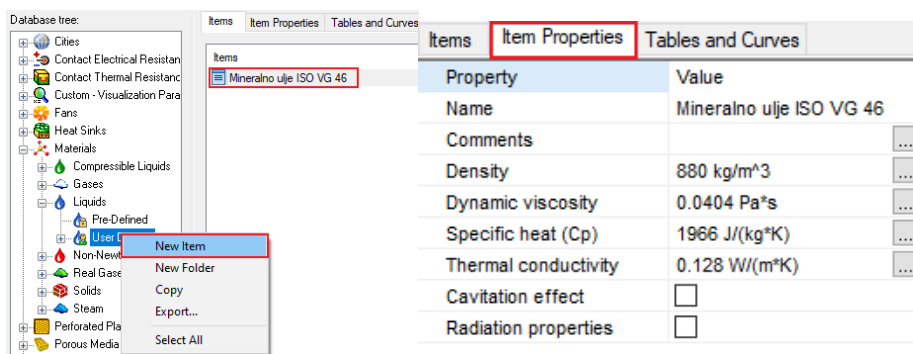
Важан параметар приликом испитивања модела, јесте врста радног флуида који струји кроз радне органе пумпе, у оквиру прозора избора радног флуида (енг. *Default Fluid*) могуће је изабрати жељену врсту радне течности или гаса. Уколико не постоји течност, коју желимо да задамо као радни флуид могуће је додати помоћу опције нова радна течност (енг. *New*) приказано на слици 5.12. Радна течност код зупчaste пумпе, је хидраулично уље, које не постоји као стандардна опција радне течности у палети понуде избора флуида (енг. *Default Fluid*).

Процес формирања нове радне течности у оквиру модула *Flow Simulation* илустрован је на слици 5.13. Могућност формирања нових материјала, који се могу односити поред чврстих материјала и на течности, остварује се у палети алата *Tools, Flow Simulation* одабиром *Tools, Engineering Database*. У отвореном прозору *Engineering Database* (слика 5.13.) у падајућем избору неопходно је одабрати материјал, након тога течност коју ћемо дефинисати са физичким величинама које је описују (густина, динамичка вискозност, специфична топлота, термичка поводљивост и др).



Слика 5.12. Избор радног флуида

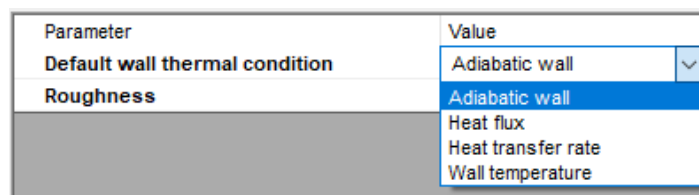
Означавањем течности у прозору избора флуида (енг. *Default Fluid*) и његовим додавањем (енг. *add*) извршен је процес додавања радног флуида у анализираном пројекту. Могуће је додати већи број радних флуида.



Слика 5.13. Додавање нове течности са одговарајућим величинама стања и физичким величинама (*Engineering Database*)

Уколико при посматраном процесу нема размене топлоте између радне материје и околине, тај процес је адијабатски. Код наведеног процеса не постоји топлотни извор нити топлотни понор, па је изоловани систем сама радна материја. Адијабатски зид подразумева теоријску изолацију система.

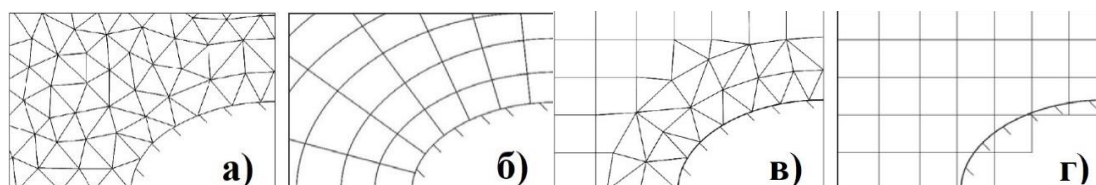
У следећем прозору *Project Wizard* (слика 5.14.) усвојена су стандардна подешавања, која се односе на адијабатски процес, и на храпавост површине која је једнака нули. У зависности од типа анализе могуће је навести да није реч о адијабатском процесу. Могуће је задати и храпавост површине, уколико је непоуздана вредност храпавости препоручено је да се не уноси у анализу.



Слика 5.14. Задавање стање зида

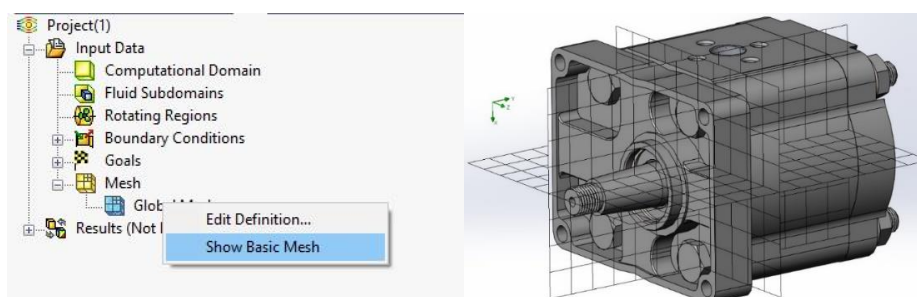
5.4. Генерисање мреже

Генерисање мреже у *CFD* обично се заснива на алгоритмима који су прилагођени геометрији тела, односно предмета. У зависности од сложености геометрије, зависи и избор мреже која ће бити формирана приликом анализе. По правилу, за компликоване геометрије користи се неструктурна мрежа, која је неправилно формирана по одговарајућим чворовима (слика 5.15.а). Приликом процесирања мреже, за тела чија је геометрија једноставна користи се такозвана структурна мрежа (слика 5.15. б), могуће је комбиновати наведена два система формирања мреже, у подручјима где је наизменична геометрија у виду сложене или једноставне (слика 5.15. в). Овако формиране мреже, можемо назвати делимично структурне или делимично неструктурне. Омогућено је формирање мреже која прелази границу између чврстих и течних тела, на овај начин могуће је формирати мрежу произвољно (слика 5.15. г).



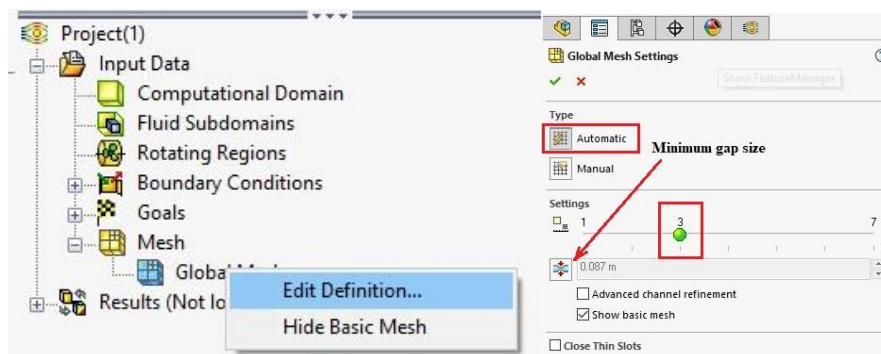
Слика 5.15. Приказ различитих формирања мрежа [12]

Solidworks flow simulation аутоматски генерише рачунарску мрежу. Мрежа се формира дељењем домена анализе на мање правоугаоне делове, користећи паралелне ортогоналне равни које су у вези са координатним системом. Основна мрежа може бити приказана у софтверу, означавањем *Global Mesch* и чекирањем *Show Basic Mech* (слика 5.16).



Слика 5.16. Кораци за приказ формиране основне мреже

Поред основне мреже, постоји и могућност процесирања локалне мреже, помоћу које се утиче значајно на резултате процеса. У већини случајева основна генерисана мрежа је одговарајућа код делова једноставне геометрије, међутим велики број густих и малих геометријских карактеристика могу имати за последицу формирања екстремног великог броја ћелија. Услед великог броја ћелија, долази до преоптерећења RAM меморије рачунара, услед чега је време добијања резултата велико. Геометријска резолуција мреже важан је аспект дизајна мреже. Важно је разумети величину најмањих геометријских карактеристика које утичу на проток [11].



Слика 5.17. Аутоматско глобално дефинисање мреже

У прозору *Global Mesh* приликом означавања аутоматског формирања мреже, *SOLIDWORKS Flow Simulation* рачуна по стандардном подешавању (енг. *default*) када не задајемо вредност, већ рачунар бира сам минималну вредност (слика 5.17.). Приликом узимања минималне вредности, рачунар узима у обзир информације о укупним димензијама модела и домену рачунања [11]. Међутим формирање мреже на овај начин, има негативну страну јер подешавања могу бити недовољна за препознавање малих растојања, при чему може доћи до нетачних резултата. У том случају, минимална величина зазора (енг. *Minimum gap size*) може се подешавати мануелно (слика 5.17.).

Услед подешавања мале вредности величине зазора и висока степен тачности резултата, број ћелија мреже ће се драстично повећати, што има за последицу повећање потребе за меморијом и време процесора. Коришћењем клизача за ниво основне мреже, можемо изабрати седам различитих нивоа резолуције (тачности). Први ниво обезбеђује најбрже резултате, међутим тачност резултата је често упитна, односно лоша. Последњи, седми ниво резолуције даје најпрецизније резултате, међутим време рачунања може бити велико. Одабир степена резолуције пре свега зависи од жеље корисника за тачношћу резултата, у одређеним случајевима није неопходна велика прецизност чиме добијамо брже резултате.

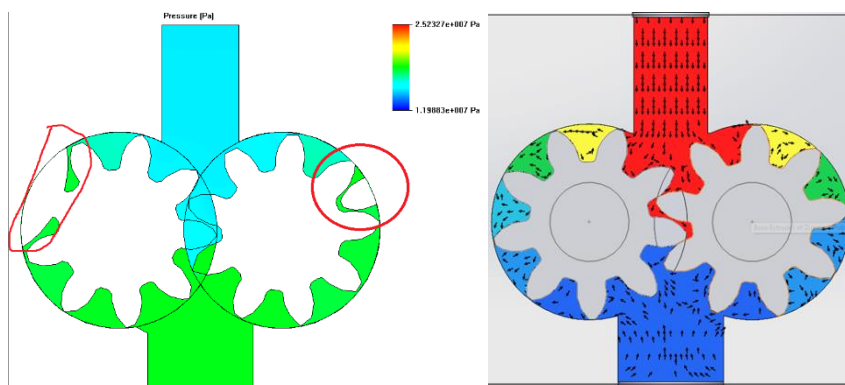
6. СИМУЛАЦИЈА И АНАЛИЗА СТРУЈАЊА РАДНЕ ТЕЧНОСТИ СОФТВЕРСКИМ ПАКЕТОМ ANSYS (FLUENT,CFX)

6.1. Недостатак софтвера *SOLIDWORKS*

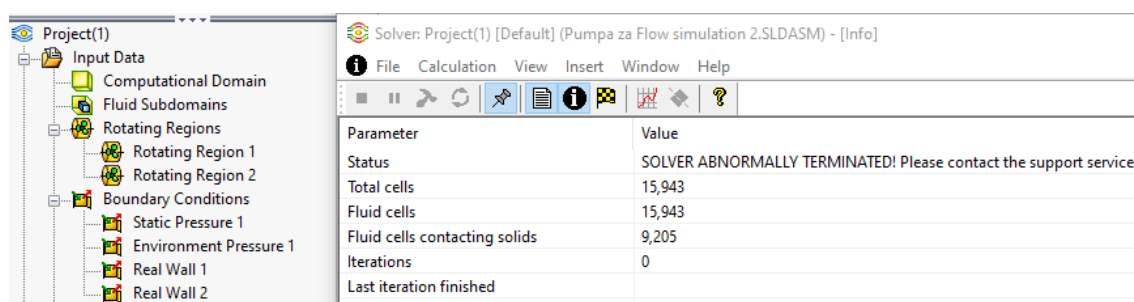
Реализацијом симулације у оквиру програма *SOLIDWORKS* и анализом добијених резултата, установљено је да се јављају проблеми које овај програм не може да отклони. У *Flow simulation*-у, течност мора да има „слободан пролаз“ од улаза до излаза, односно симулација показује да течност пролази кроз зазоре, а не логичким принципом рада пумпе. Дакле није могуће „заробити“ део течности у међузубље и тако га пренети од усиса до потиса уз подизање притиска, што захтева динамичко померање граница домена.

Следећи проблем јесте простор у којем долази до преклапања ротационих зона зупчаника, јер не постоји могућност подешавања симулације за истовремено обртање зупчаника и радног флуида. Поред израчунатог високог притиска који није могуће остварити, софтвер дефинише и погрешан смер струјница радног флуида. Описани проблеми који се јављају при анализираној симулацији у *Flow simulation*-у приказани су на слици 6.1.

Један од начина за подешавање симулације приказан је на слици 6.2, практично програм не може да реши задате полазне параметре, програм даје информацију да су подешавања абнормална и није могуће извршити прорачун. У оквиру приказане симулације задат је регион ротације радне течности и зупчаници су дефинисани као реалан зид који се окрећу према задатим вредностима угаоне брзине.



Слика 6.1 Подешавање симулације за *Flow simulation*



Слика 6.2 Проблем преклапања зона ротације и смер струјања радне течности

Из наведених проблема који се јављају модул *Flow simulation* у оквиру софтвера *Solidworks*, не омогућава адекватну анализу протока запреминске зупчасте пумпе и распореда притиска. Један од софтвера који може да реши проблем запреминских машина је *Ansys*, помоћу модула у оквиру софтвера као што су *Fluent* и *CFX* који према потреби анализе омогућавају дводимензионалну или тродимензионалну анализу у зависности од потребе корисника. Разлог примене тродимензионалне анализе, јесте да би се боље разумело понашање протока, које дводимензионална анализа не може да пружи.

Наведени модули представљају софистициранији софтвер за решавање проблема у односу на *Flow simulation*, нумерички прорачун заснован је на методи коначних елемената. *Fluent* је написан на *C* језику и омогућава флексибилност мреже (енг. *Dynamic mesh*) која је погодна за решавање проблеме протока сложених модела као што је зупчаста пумпа.

Fluent представља индустријски софтвер за симулацију радне течности, користи се за предвиђање протока течности, преноса топлоте и масе, хемијских реакција и других сродних појава. Приликом анализе зупчасте пумпе, могуће је софтверу задати различите параметре који могу максимално да нам приближе реалне услове рада зупчасте пумпе. Могуће је задати вишефазно струјање радне течности, различите моделе турбулентног струјања. Могуће је дефинисати тачно локацију на којој ће зупчаста пумпа радити у кавитационом режиму.

Симулација у *Fluent* и *CFX* према начину софтверског прорачуна, се може категоризовати на следеће фазе:

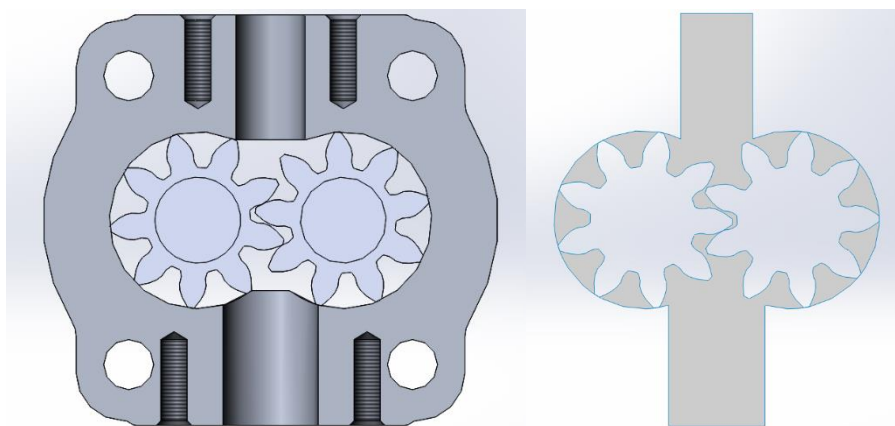
- Припрема (енг. *Preprocessor*) – Израда мреже и умрежавање геометрије.
- Рачунање (енг. *Solver*) – Физички модел који дефинише, граничне услове, решавање једначина.
- Накнадне анализе (енг. *Postprocessor*) – Анализа и визуелизација резултата.

Приликом припреме у *Fluent*-у неопходно је на правилан начин формирати мрежу, јер од квалитета мреже зависи прецизност резултата. Неопходно је:

- Геометрија домена течности је једноставна тако да је погодна за различите технике постављања мреже, једноставног алгоритма за динамичко меширање.
- Приликом креирања 2Д геометрије, улаз и излаз је дужине која одговара пречнику улазног и излазног канала зупчасте пумпе.
- Густина мреже је могуће мењати за различиту област пумпе, у одређеним областима домена флуида где се јављају променљиве вредности брзине и притиска неопходно је формирати гушћу мрежу. Посебно унутар уских зазора и близу ивица кућишта.

6.2. Анализа модела помоћу модула *Fluent*

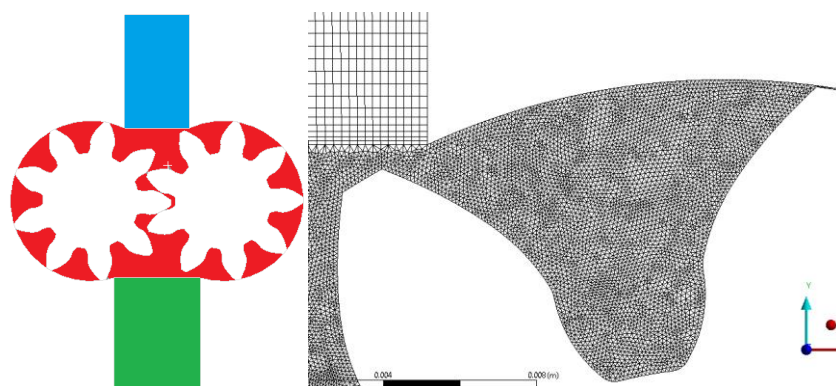
За ову анализу неопходно је 3Д модел формиран у *Solidworks*-у, редизајнирати и поједноставити као 2Д модел, који се састоји од зупчаника, кућишта, улаза и излаза (слика 6.3). Поједностављење геометрије улазног и излазног канала смањује број ћелија, складиштење података и време рачунања. Разлог смањеног броја ћелија на улазу и излазу, јесте дешавање унутар самог радног простора између зупчаника и ивица кућишта.



Слика 6.3 Редизајнирање тродимензионалног склопа у дводимензионалан модел

Сложеност анализе својствена је свим пумпама, зупчаста пумпа представља посебан изазов у нумеричком моделирању и захтева тачност рачунског домена.

Рачунски домен је подељен у три зоне, прва зона представља улазни канал (слика 6.4, зелена боја), друга зона радни простор захваћен зупчаницима (слика 6.4, црвена боја) и трећа зона излазни канал (слика 6.4, плава боја). Улазни и излазни канал је формиран на такав начин, да узима најмање процесорског времена, као што је претходно напоменуто. Структура мреже у непоменутих зонама један и три је четвороугаона. Формиране мреже у улазном и излазном каналу су непокретне (стационарне) мреже. На крају зона два, зона зупчаника је троугласта и дефинисана је као покретна мрежа.



Слика 6.4 Подела на зоне лево, зелена- улазни канал, црвена – радни простор, плава – излазни канал, формирана мрежа (десно)

Помоћу модула *Fluent* могуће је извршити прорачун симулације и анализирати резултате након извршене симулације. Овај модул поседује јединствену карактеристику покретне динамичке мреже (енг. *Dynamic Mesh*) која омогућава решавање проблема протока течности, са променом домена течности због померања граница домена, за разлику од модула *Flow Simulation*. Једини покретан елемент зупчасте пумпе, је зупчаник погонског вратила који погони гоњени зупчаник, приликом ротације зида зупчаника како су дефинисани у програму, софтвер аутоматски преправља мрежу и прати ток кретања зида зупчаника за сваки временски интервал.

За зупчасту пумпу од суштинске је важности употреба *UDF*-а у оквиру задавања динамичке мреже, на тај начин је дефинисано кретање зупчаника. Разлог употребе *UDF*-

а је промена геометрије, јер се домен течности мења са временом. *UDF* код је написан на „C“ језику. Подешавање за дводимензионални модел приказан је на табели 6.1.

Табела 6.1 Подешавања симулације за дводимензионалну анализу у *Fluent*-у

Домен рачунања:	
Улаз	<i>stationary</i>
Излаз	<i>stationary</i>
Кућиште	<i>stationary</i>
Зупчаник	<i>rotation</i>
Гранични услови:	
Улаз	<i>pressure inlet</i>
Излаз	<i>pressure outlet</i>
Кућиште	<i>Wall</i>
Зупчаник	<i>Wall</i>
Рачунање	
Solver	<i>Segregated</i>
Formulation	<i>Implicit</i>
Space	<i>2-D, double precision</i>
Time	<i>Transient</i>
Вискозни модел	
Модел	<i>k-epsilon, standard</i>
Константа	$C_\mu = 0.09$, $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.44$
Контрола резултата	
Pressure-Velocity Coupling	<i>SIMPLE</i>
Discretization	<i>Pressure – Standard</i> <i>Momentum – First Order Upwind</i> <i>Turbulence Kinetic Energy – First Order Upwind</i> <i>Turbulence Dissipation Rate – First Order Upwind</i>
Time step	<i>1e-06 sec.</i>
Convergence criteria Residual : 1e-06	<i>1e-06</i>

У оквиру анализиране симулације број обртаја зупчаника, износи 1500 о/min, у усисном каналу јавља се ламинарно струјање радне течности. У оквиру радног простора (слика 6.4, црвена боја) приликом уласка и изласка из спреге зупчаника радној течности се значајно повећава енергија струјања долази до високог Рејнолдсовог броја, при чему се јавља турбулентно струјање радне течности. Неопходно је уместо ламинарног модела који софтвер сам подешава, селектовати други вискозни модел *k-epsilon*. Модел *k-epsilon*

заснован је на енг. *Joseph Valentin Boussinesq* хипотези која повезује Рејнолдсов број са градијентом средње брзине, турбулентне кинетичке енергије и турбулентне вискозности.

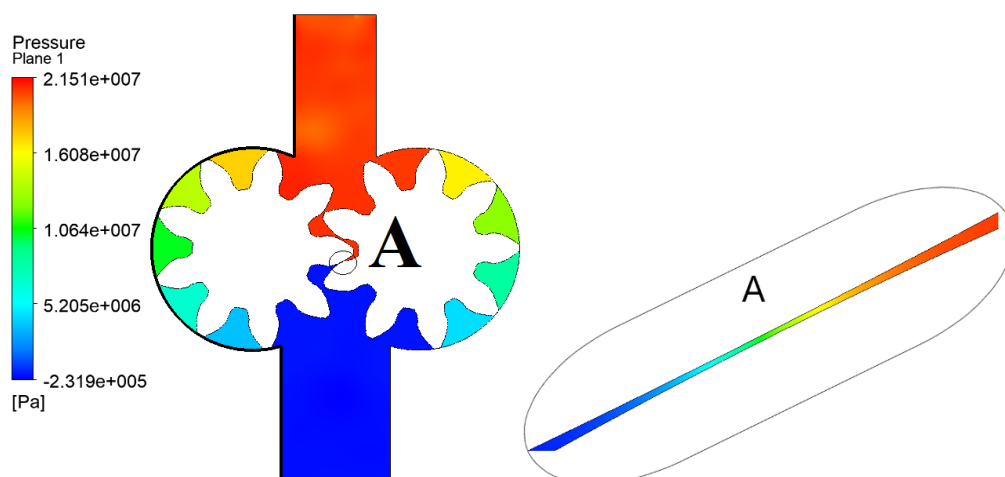
Постоје различити модели за решавање турбулентног и прелазног режима струјања, који пружају тачније резултате. Услед малих губитака вискозног трења у односу на силе притиска, модел *k-epsilon* обезбеђује високу тачност, јер је нумерички робустан, рачунски ефикасан и пружа добру тачност [14].

Приликом описа радних услова, неопходно је дефинисати радни флуид, у овом случају то је минерално уље стандардних ознака *ISO VG 46*, вредности физичких величина које га описују дате су у табели 6.2.

Табела 6.2 Вредност физичких својстава минералног уља *ISO VG 46* [15]

	Јединица	<i>ISO VG 46</i>
Моларна маса	[kg/kmol]	300
Густина	[kg/m ³]	880
Вискозност	[cSt]	46
Специфична топлота	[J/kgK]	1966
Термичка проводљивост	[W/m ² K]	0.125

На основу анализе резултата (енг. *postprocessing*) након прорачуна у *Fluent*-у могуће је представити резултате у виду графика, контура, вектора и струјница. Теоријски распоред притиска који је представљен у претходним поглављима на слици 3.6, одговара притиску који је остварен приликом рада симулације. Формирањем линије дуж ивице кућишта која дефинише улазни канал, радни простор и излазни канал, могуће је графички представити пораст притиска дуж поменутих ивица.



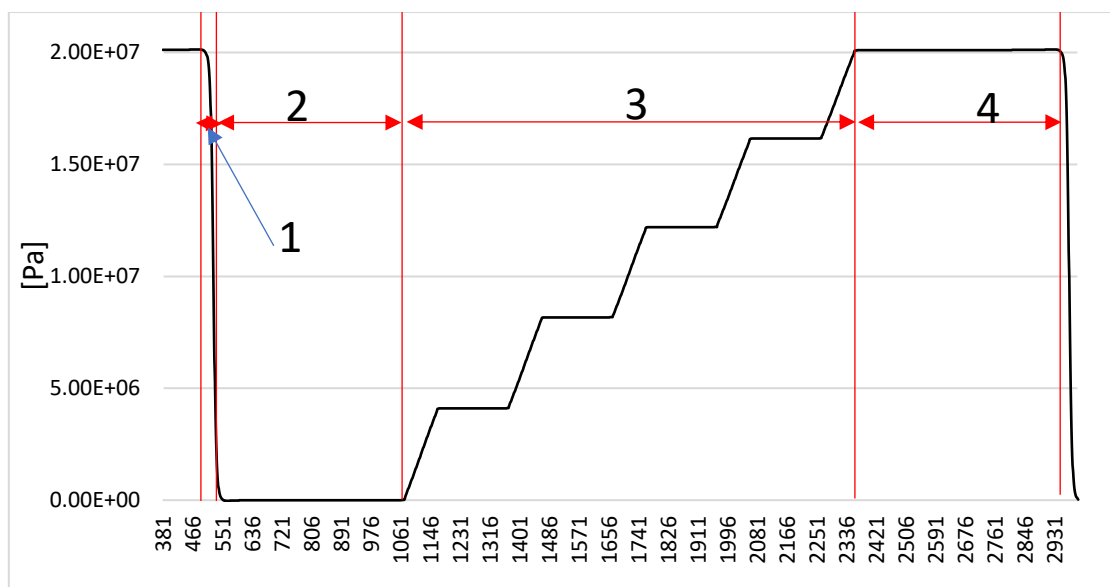
Слика 6.5 Распоред притиска (лево), пораст притиска при контакту два зупчаника

Анализирана симулација која дефинише распоред притиска дуж ивице кућишта, у наредном поглављу које је базирано на структурној анализи кућишта, јасно дефинише напон напрезања у одговарајућој области унутрашњег дела кућишта. Дефинишући график распореда притиска дуж претходно формиране линије (слика 6.5, црном бојом)

може се закључити да је природа пораста притиска линеарна, распоред притиска дуж ивице кућишта приказано је на слици 6.6. На основу ове особине која дефинише испитану зупчасту пумпу, задата су линеарна подешавања приликом структурне анализе напрезања кућишта (поглавље 7).



Слика 6.6 Распоред притиска дуж ивица кућишта (Fluent)



Слика 6.7 Распоред притиска по ободу гоњеног зупчаника (Flunet)

Остварени притисак дуж обода гоњеног зупчаника приказан је на слици 6.7, где се могу уочити карактеристичне фазе приликом рада зупчасте пумпе у оквиру једне периоде. Прва фаза одговара процесу изласка из међузубља зубаца погонског и гоњеног зупчаника, где долази до наглог пада притиска.

Прва фаза се може дефинисати и као последња зависно од почетка посматрања целокупног процеса. Фаза два која је дефинисана на слици 6.7, одговара процесу усисне зоне где влада низак притисак и чека се поновно озубљење гоњеног и погонског зупчаника, следећа фаза три представља линеарно повећање притиска даљом ротацијом зупчаника. Последња зона која је илустрована на дијаграму одговара излазној зони, где влада висок константан притисак са делимичним скоком. Целокупан процес се циклично понавља, на слици 6.7 представљена је једна периода процеса.

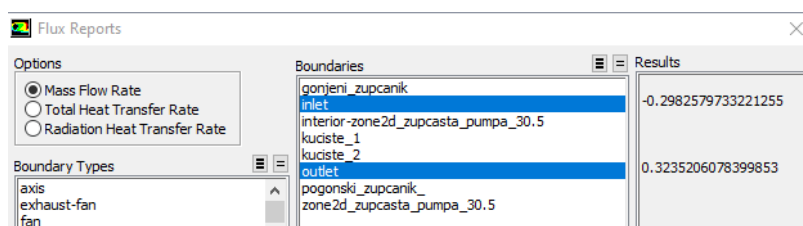


Слика 6.8 Вредност масеног протока и приказ степена неравномерности (Fluent)

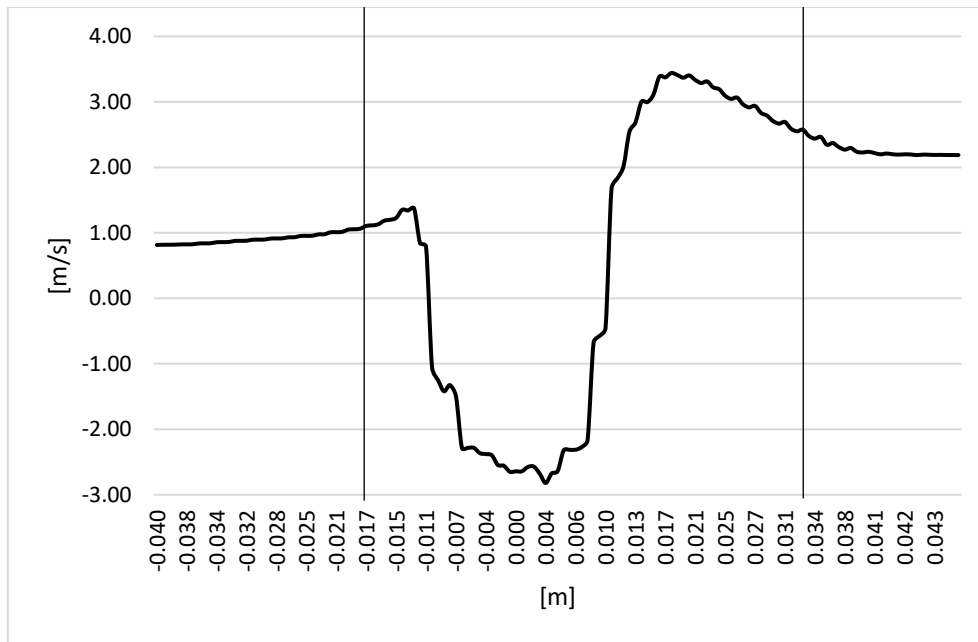
Приликом подешавања симулације као временски променљиву анализу (енг. *transient*), у оквиру модула *Fluent* могуће је добити вредност масеног протока у зависности од времена. Анализирајући слику 6.8, могуће је дијаграм представити као линеарну вредност обзиром да је степене неравномерности протока изузетно мали. Остварени масени проток одговара очекиваној синусоиди.

Остварени степен неравномерности не одговара теоријском степену неравномерности, обзиром да је реч о зупчастој пумпи очекивани степен неравномерности је знатно већи (табела 3.1). Практично приказана синусоида на слици 6.8 се може преставити и као равна линија, јер вредност степена неравномерности на основу добијених резултата износи свега 0,004%, што је занемарљиво.

За стационарни режим струјања остварени масени проток у датом тренутку приказан је на слици 6.9, при чему се јављају одређена одступања масеног протока на улазу и излазу.



Слика 6.9 Извештај о оствареном масеном протоку за улаз и излаз (Fluent)

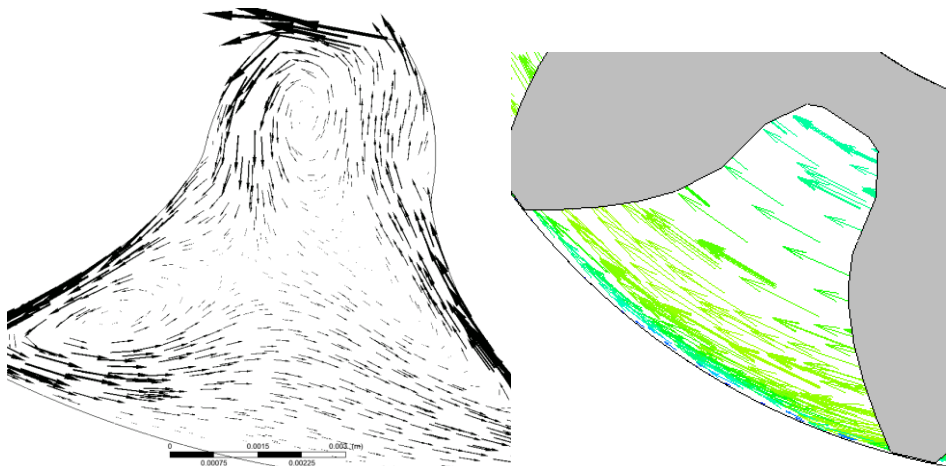


Слика 6.10 Профил вектора брзина кроз зупчасту пумпу

На слици 6.10 је приказан профил вектора брзине радне течности, проласком од усисног канала кроз радни простор до излазног канала. Брзина струјања радне течности кроз усисни канал, према једначини континуитета одговара оствареној брзини струјања на слици 6.10.

Практично први део графика који је подељен вертикалном линијом представља део усисног канала, простор између две вертикалне линије на слици 6.10 описује пораст брзине флуидних делића у радном простору, односно у простору потискивања течности зупчаницима. Последњи део означава улазак течности у излазни канал.

Добијени вектори струјница у модулу *Fluent* и *CFX* значајно се разликују слика 6.11, приликом стандардних радних услова струјнице које се преносе међузубљем у случају анализе струјања модулом *CFX* струје једнолично. Добијени резултати у *Fluent*-у описују нешто другачије кретање струјница, који имају вртложни карактер и одговарају турбулентном струјању, где није могуће јасно предвидети начин струјања радне течности.

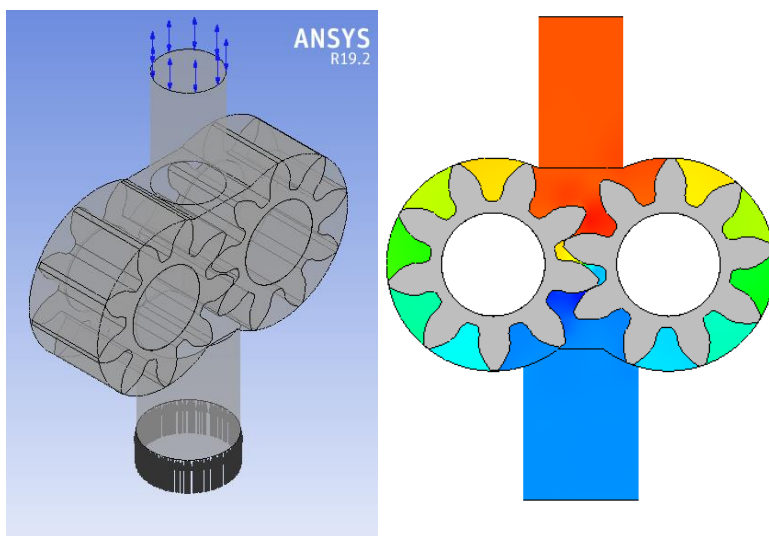


Слика 6.11 Добијене струјнице у *Fluent*-у (лево), и *CFX* (десно)

Добијени резултати у *Fluent*-у дефинишу, да се упркос одсуству сметњи у радним условима, течност у међузубљу непрестано помера унутар коморе за премештање (међузубљу). Као резултат трења радне течности о зидове зупчаника и унутрашњег трења у радној течности, течност добија карактер ротационог кретања, као да се „котрља“ о зидове зуба зупчаника. Овако формиране струјнице погодне су за стварање мехурова, услед чега је могуће зупчасту пумпу довести у кавитацијски режим рада.

6.3. Анализа модела помоћу модула *CFX*

Поред описаног модула *Fluent* који је коришћен како би се извршила анализа струјања радне течности и распоред притиска, у раду је коришћен још један модул у оквиру софтвера *Ansys*. Коришћен је модул *CFX*, који представља доминантан модул у софтверској индустрији за анализу динамике течности са применом на турбо-машинама, редизајниран модел кућишта за описан модул приказан је на слици 6.12. *CFX* обезбеђује високу тачност и брзину симулације. Дводимензионални модел који је представљен у претходном испитивању омогућава испитивања утицаја различитих параметара на рад пумпе. Међутим, постоје и неки други фактори који утичу на проток течности кроз радно подручје, нарочито жљебови на чеоним плочама за ублажавање притиска. Да би се јасно дефинисао утицај жлебова на чеоној плочи, неопходна је израда 3Д модела зупчасте пумпе, која је дизајнирана тако да обезбеђује оптимално време рачунања без нарушавања резултата.



Слика 6.12 Редизајниран модел пумпе за анализу у модулу *CFX*, остварен распоред притиска *CFX* модела

Анализирана зупчаста пумпа припада групи хидростатичких машина, као што је наглашено на почетку овог рада, из наведеног разлога у модулу *CFX* није могуће детаљно пратити пораст притиска већ динамику флуидних делића. Из наведених разлога поменути модул представља идеално решење код хидродинамичких машина као што су турбо-машине, укључујући различите пумпе, вентилаторе, компресоре, гасне и хидрауличне турбине.

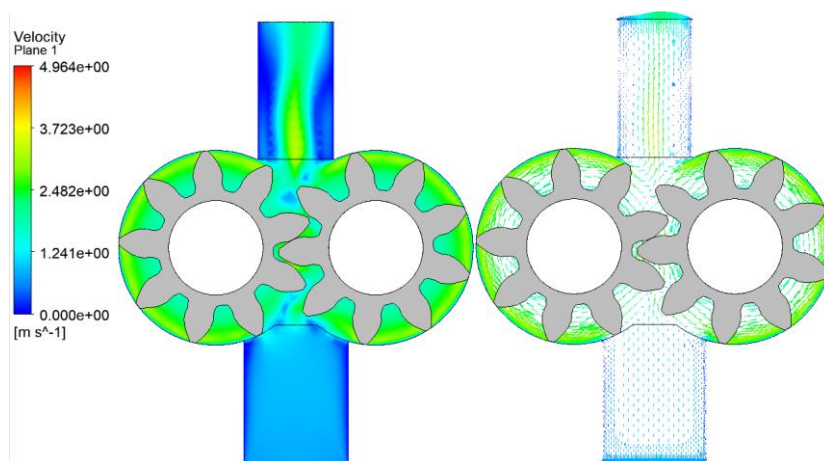
Приликом рада зупчасте пумпе може доћи поред аксијалних и радијалних губитака и до нежељене последице кавитације. Формирањем геометрије унутрашњег дела пумпе са циљем спречавања појаве кавитације и анализом кретања флуидних делића могуће је приказати струјнице и њихов смер.

Један од проблема који се јавља код модула CFX је очекивани излазни притисак код запреминских пумпи, који је знатно виши од улазног. Услед природне појаве кретања течности од вишег ка нижем притиску, програм неће јасно дефинисати потискивање течности ка излазу па ће се течност враћати ка улазном каналу. Како би програм избегао нежељену последицу високе разлике притиска на улазу и излазу, неопходно је програму задати малу разлику притиска.



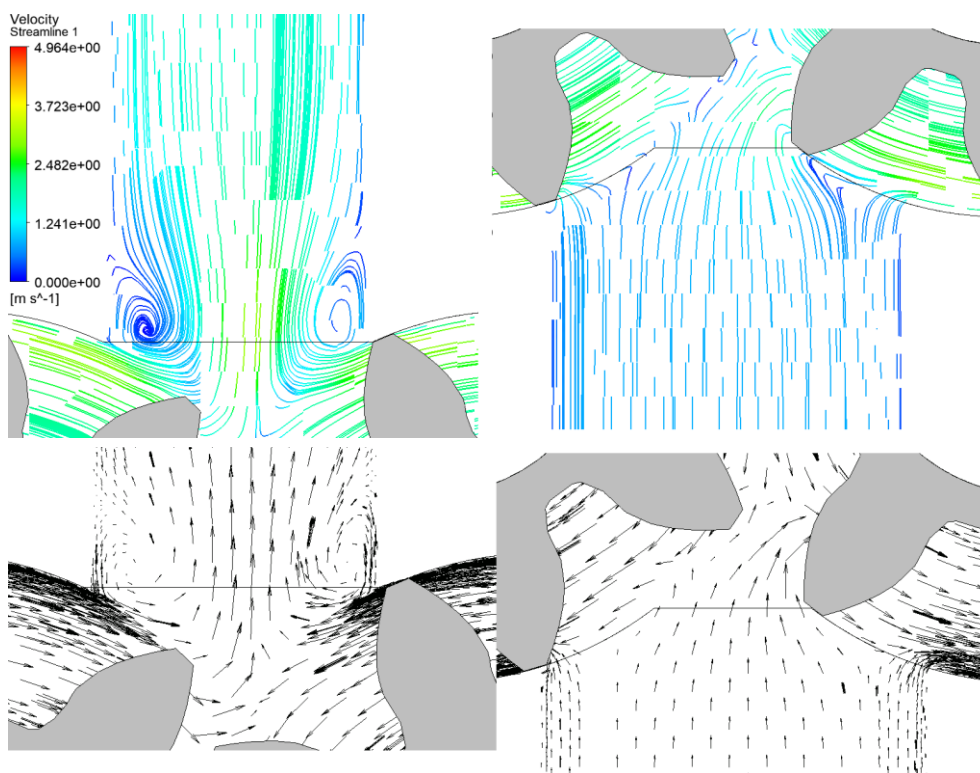
Слика 6.13 Вредност масеног протока и приказ степена неравномерности (CFX)

За разлику од симулације у *Fluent*-у где је остварен практично занемарљив степен неравномерности, приликом анализе у *CFX* модулу остварен је нешто већи степен неравномерности који износи 12.17%, што представља очекивани резултат (слика 6.13). Остварена је нешто неправилнија синусоида, за разлику од претходне анализе.



Слика 6.14. Вектор брзине струјања радне течности

На слици 6.14 приказана је динамика струјања радне течности кроз усисни канал, радни простор и излазни канал. Обзиром да *CFX* омогућује прецизну анализу струјница радне течности, добијени резултати одговарају очекиваном смеру струјница. За разлику од *Fluent*-а који се у општем случају користи за одређивање распореда поља притиска и прорачун масеног протока, добијени су знатно бољи резултати вектора брзине.



Слика 6.15 Карактеристичне области приликом истискивања течности (лево), и усиса течности (десно)

На слици 6.15 приказане су струјнице и њихова динамика струјања приликом усисавања у радни простор, и истискивања из радног простора ка излазном каналу. У поглављу 3 дефинисан су теоријска разматрања губитака код зупчastих пумпи. Изведен је закључак да су хидраулични губици, знатно нижи од механичких губитака. Може се закључити да вртложно струјање које се јавља на излазном каналу одговара очекиваном турбулентном струјању на том месту. На улазном каналу добијено је очекивано ламинарно струјање радне течности, где је средња брзина струјања релативно једнака у свим управним пресецима цеви.

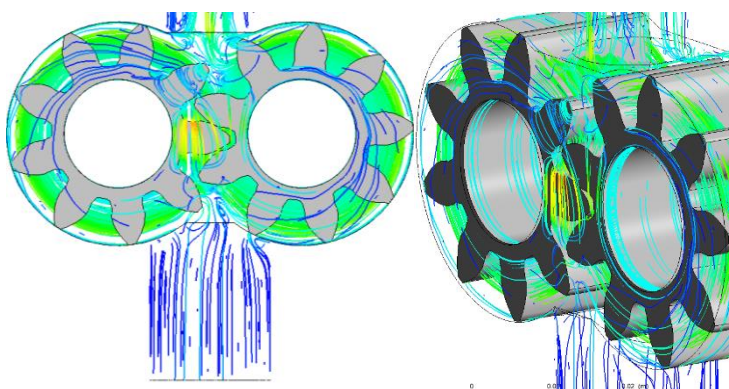
Када је вредност Рејнолдсовог броја мања од 2320, кретање течности у усисном каналу константног попречног пресека је ламинарно. Течности у хидрауличним системима скоро увек струје у турбулентном режиму. Основно својство турбулентног струјања је мешање струјница [4]. На основу очекиваних резултата изабран је *k-epsilon* модел струјања како би било могуће добити тачне резултате.

Може се јасно уочити вртложно струјање на почетку излазног канала, који настаје као последица нагле промене смера струјања радне течности из радног простора у излазни канал. Приказане вртложне струјнице (слика 6.15.) свакако изазивају одређене губитке у зупчастој пумпи.

Губици услед аксијалних зазора

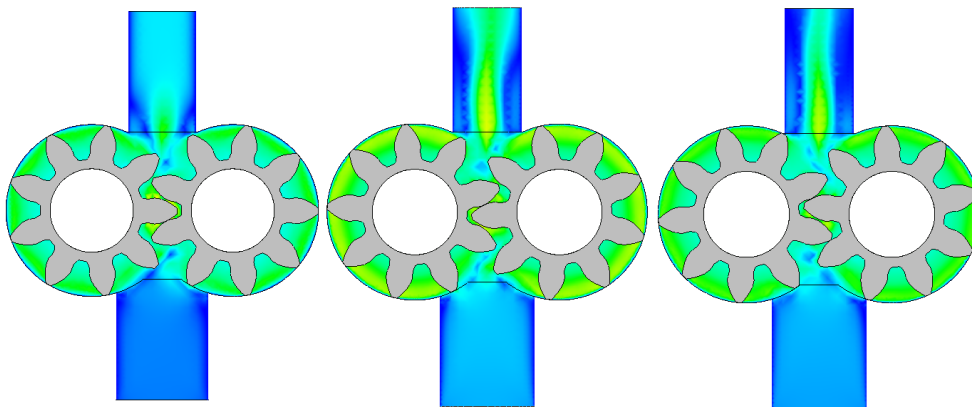
Да би зупчаници могли неометано да се okreћу потребно је обезбедити зазор између кућишта и зупчаника. Код зупчастих пумпи, услед појаве аксијалног зазора између тела зупчаника и кућишта пумпе (слика 3.9) долази до такозваних аксијалних губитака. Кроз ове зазоре долази до усисавања одређеног масеног протока радне течности који са собом односи расположиву енергију радне течности, и долази до „паразитског“ струјања.

Ова појава се јавља зато што је притисак на излазу из радног простора знатно већи него на улазу у радни простор. Масени проток радне течности враћа се кроз зазоре између зупчаника и кућишта, где се придружује основном протоку. Ова појава у пумпи која се јавља описује добијене резултате у оквиру софтвера *Fluent*, где је уочена одређена разлика масеног протока на улазу и излазу из пумпе (слика 6.9).



Слика 6.16 Губици масеног протока кроз аксијалне зазоре

На слици 6.16 јасно је илустрована описана особина и ток струјања радне течности, помоћу анализираних резултата добијених у модулу *CFX*. Погодност модула *CFX* је приказан на поменутој слици, помоћу дводимензионалног модела није могуће уочити ове карактеристичне области. Разлог нешто интензивнијих аксијалних губитака при спрезању два зупчаника у односу на преостали део аксијалног зазора, је због највеће разлике у притисцима између улаза и излаза која се јавља у овој области.



Слика 6.17 Приказ струјница за различит режим рада (лево-500 о/мин; средина-1500

На слици 6.17 је приказан различит режим рада пумпе, који се пре свега односи на различит број обртаја погонског вратила. Може се уочити различит профил струјница приликом промене радног режима пумпе, пре свега највећа је разлика у турбулентном струјању услед веће обимне брзине. Анализирајући дате примере, закључује се да код зупчасте пумпе са најмањим бројем обртаја (500 o/min) нису концентрисане струјнице као што је то случај са следећа два примера при значајно већем броју обртаја погонског вратила.

7. СТАТИЧКА АНАЛИЗА КУЋИШТА

Развој савремених зупчастих пумпи у директној је вези са истраживањима, која се односе на повећање радног притиска, побољшања укупног степена ефикасности, смањење степена неравномерности (пулзације) протока, минимизирањем тежине, буке и смањење динамичких оптерећења. Увођење одређених модификација приликом дизајнирања пумпе и тражење оптималног дизајна пумпе, могуће је извести помоћу различитих софтверских пакета за дизајнирање производа и постављање нумеричких метода.

Последњих година примећена је тенденција смањења габаритних димензија кућишта пумпе и осталих елемената, самим тим и масе целокупног склопа. Смањењем величине зупчасте пумпе може бити повезано са смањењем трошкова производње, међутим свакако је неопходно одредити на адекватан начин оптималну димензију кућишта пумпе која директно утиче на остале величине елемената склопа пумпе. Смањење тежине пумпе у великој мери утиче на геометрију тела. Самим тим превелико „одсецање“ вишка материјала може изазвати нарушавање чврстоће целокупне конструкције испод граничних вредности.

У овом делу мастер рада, истраживање се односи на испитивање структурне анализе и деформације кућишта зупчасте пумпе, коришћењем метода коначних елемената (енг. *FEM- finite element metode*). Резултати нумеричког истраживања у највишој мери зависе од граничних услова, односно од задавања оптерећења, контакта појединих компоненти, позиција за фиксирање и др.

Метода коначних елемената користи различите типове варијабилних метода, примењених на дискретном моделу за структурну анализу континуума. Континуум се дискретизује коначним бројем елемената и степенима слободе кретања. Успех примене методе је у квалитету изабраних апроксимација коначних елемената постављеног модела. Погодност методе је у вредностима варијабилне методе. Задатак се описује системом диференцијалних једначина које се формирају из услова минимума функционалне конструкције. Овај задатак је рутински, а решавање система диференцијалних једначина иде матричним методама, врло погодним за третман рачунаром. Тачност израчунавања је дефинисана квалитетом изабраних функција облика (варијабилне функција), мрежом и типом коначних елемената. Зависно од изабраних независно-променљивих величина и начина формирања једначина, постоје четири основне методе: метода померања (метода деформација), метода сила, мешовита и хибридна метода

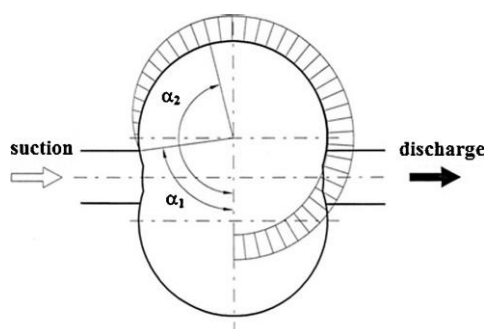
Геометријски модел кућишта пумпе урађен је на основу физичког модела пумпе и техничке документације. Испитани прототип зупчасте пумпе састоји се од кућишта пумпе, предњег и задњег поклопца. Све компоненте су причвршћене завртњевима. Геометрија прототипа кућишта пумпе израђена је у софтверу *SOLIDWORKS* где је извршено поједностављење геометрије изостављањем навојних делова, који могу утицати на време рачунања непотребним нагомилавањем мреже око навоја. Утврђено је да поједностављена геометрија неће значајно утицати на резултате симулације.

Кућиште пумпе направљено је од легуре алуминијума, да би се поправиле механичке и технолошке особине, он се легира различитим елементима (*Si, Cu, Mg, Mn, Zn...*). Легирани алуминијум поседује знатно боља својства затезне чврстоће, модула еластичности и отпорности према корозији, механичке особине алуминијума дате су у табели 7.1.

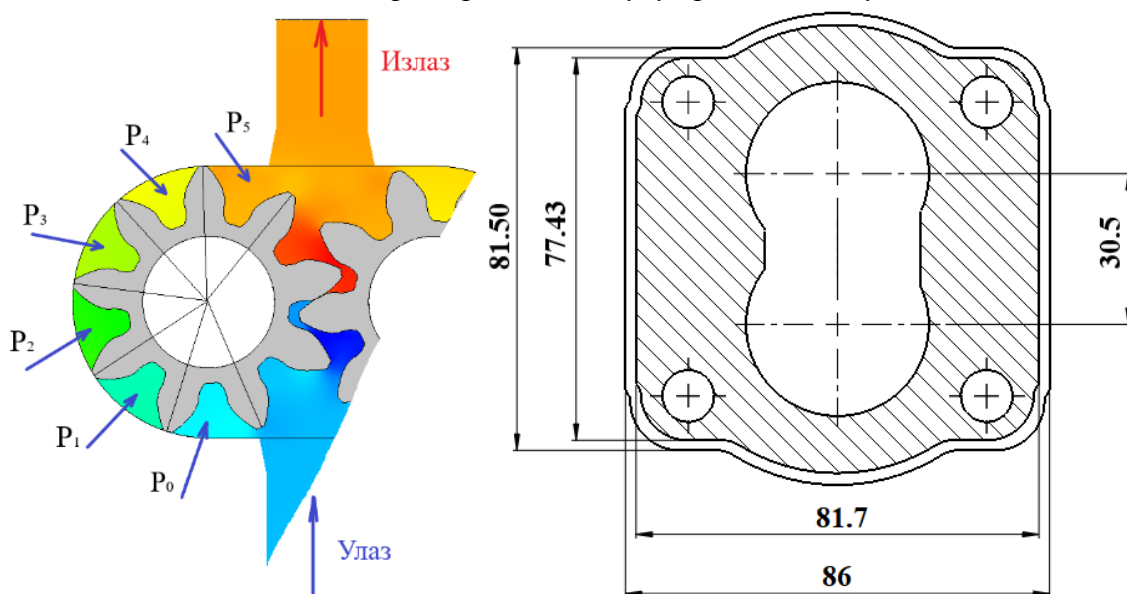
Табела 7.1 Механичке особине материјала

Назив	Ознака	Вредност	Мерна јединица
Затезна чврстоћа	R_m	390	[MPa]
Напон течења	$R_{0.2}$	250	[MPa]
Густина	ρ	2.79	[g/cm ³]
Модул еластичности	E	72500	[MPa]
Пoisонов коефицијент	ν	0.33	[-]

У анализираној конструкцији пумпе претпоставља се да је распоред притиска по ободу кућишта пумпе дефинисан угловима $\alpha_1=81^\circ$ и $\alpha_2=154^\circ$ као што је приказано на слици 7.1. Вредности притиска за поједине углове одређен је на основу мерења периферног притиска. У опсегу описаних углова притисак се линеарно повећава од 0 МПа до 20 МПа. У преосталом делу пумпе притисак је константан и износи 20 МПа. Усисни притисак је занемарљиво мали са излазним притиском, па није укључен у мерење. Кућиште пумпе је симетрично оптерећено. Модел је фиксиран кроз четири отвора који омогућавају пролазак завртња при чему се предњи, задњи поклопац и кућиште формирају у једну целину. Онемогућена је translација у сва три смера координатног система (x,y,z). У самом раду пумпе није дозвољено померање пумпе, самим тим су усвојене ове поставке.



Слика 7.1 Распоред притиска по унутрашњости кућишта

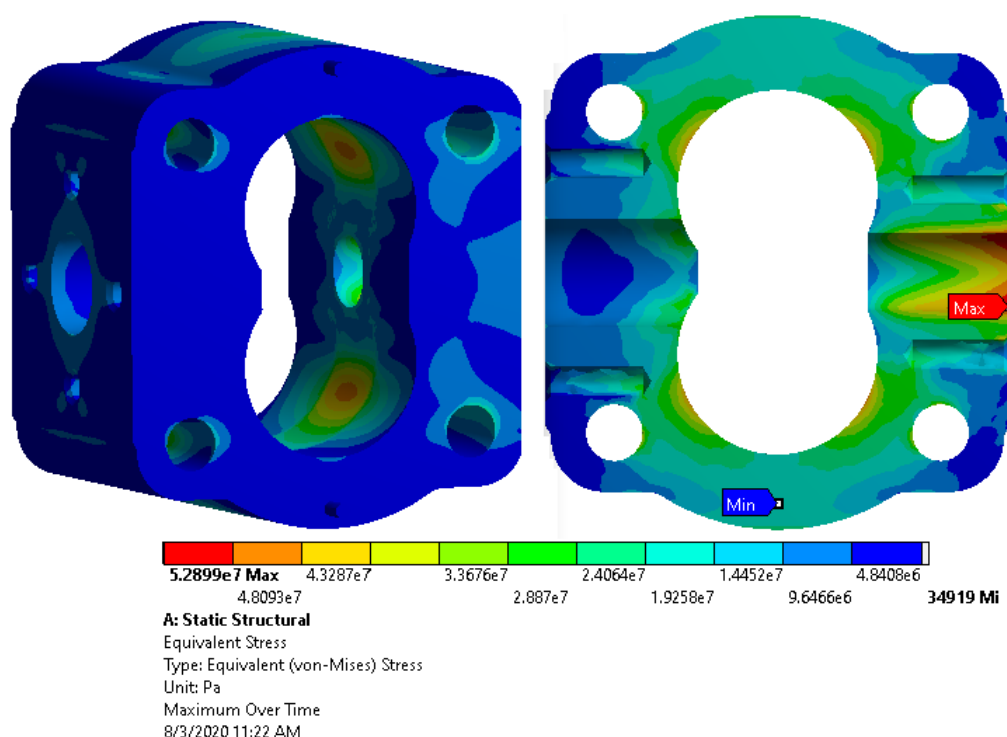


Слика 7.2 Распоред притиска по зонама, и приказ редуковане димензије кућишта

7.1. Резултат статичке анализе кућишта реалних вредности

Прорачун оптерећења кућишта заснива се на анализи распореда напона унутар кућишта, сама анализа чврстоће заснива се на нумеричкој методи. Распоред напона за испитани модел приказан је помоћу *Von-Mises* хипотезе при чему је приказан и вектор транслаторног померања. Резултат расподеле напона и вектор транслаторног померања дат је на слици 7.3 и 7.4.

Када се анализира распоред напона на испитаном кућишту, уочавају се различита поља концентрације напона и њихове вредности, на основу добијених резултата максималан напон износи 52 МПа. Висока вредност напона напрезања јавља се на ободу потисног канала унутар тела пумпе, обзиром да се у тој области јављају знатно већи притисци у односу на усисни део пумпе и у близини рупа за завртње.



Слика 7.3 Распоред напона кућишта стварних димензија (*Von-Mises*)

Оцена чврстоће машинског дела састоји се у упоређивању највећих меродавних рачунских напона са дозвољеним напонима. Да би чврстоћа била задовољена неопходно је да највећи напон буде мањи од дозвољеног. Дозвољени напон односи се на карактеристике отпорности материјала и препорученог степена сигурности. Као меродавна карактеристика узима се статичка чврстоћа или напон на граници течења [16].

Вредност максималног напона напрезања којем је изложено кућиште је знатно мања од напона течења алуминијумске легуре (250 МПа) и затезне чврстоће (390 МПа).

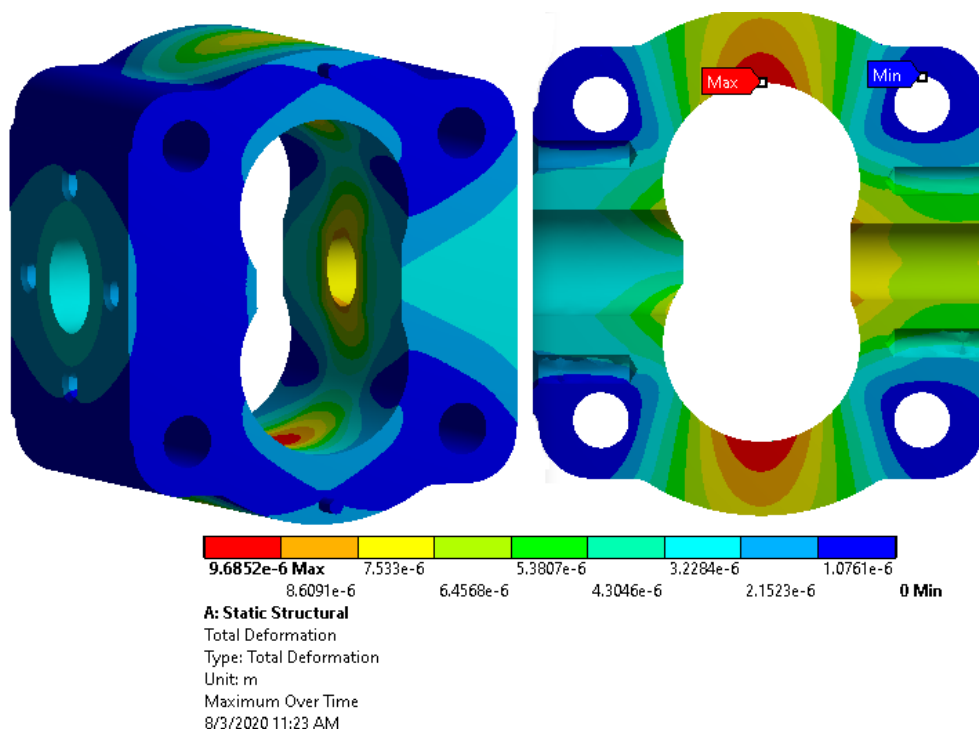
Степен сигурности против кидања износи:

$$S_m = \frac{R_m}{R} = \frac{390}{52} = 7,5 \quad (14)$$

Степен сигурности против пластичних деформација износи:

$$S_m = \frac{R_m}{R} = \frac{390}{52} = 7,5 \quad (15)$$

У преосталим областима кућишта вредности напона су знатно мања од максималне вредности и налазе се у опсегу вредности од 10 до 30 МПа. У уписном каналу вредност напрезања готово да је једнака нули.



Слика 7.4 *Распоред вектора транслаторног померања кућишта стварних димензија*

Приказ вектора транслаторног померања се користи у циљу визуелизације поља померања која је последица оптерећења анализираних конструкција. На слици 7.4 је приказан вектор транслаторног померања, највећи помак износи 0,0096852 mm. Максималан помак остварује се у потисном каналу са унутрашње стране пумпе. У осталим областима пумпе слично као и код расподеле напона напрезања, вредности су значајно мање од максималних, налазе се у границама од 0,002 до 0,005 mm. Максимална вредност померања која се јавља у испитаном кућишту не нарушава граничне вредности радијалног зазора који се налази у границама од 0,01 mm до 0,025 mm. Постигнути су критеријуми чврстоће и крутости у испитаном кућишту пумпе реалних вредности.

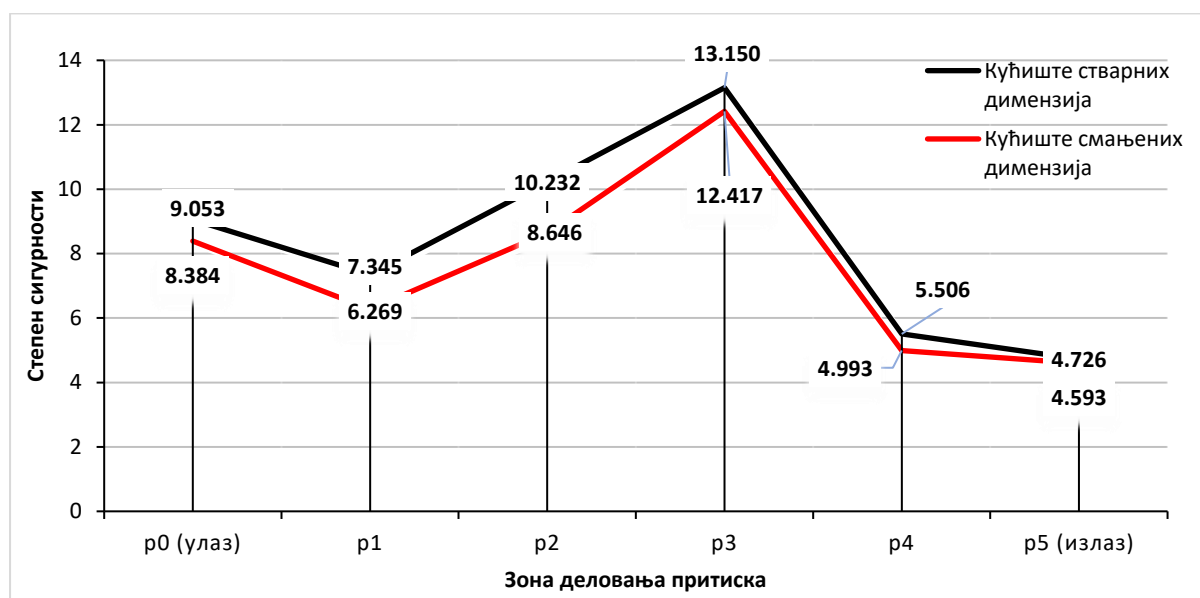
На основу добијених резултата, израчунат је степен сигурности узимајући у обзир напон на граници течења ($R_{0.2}=250$ МПа), за шест различитих површина на које делује притисак течности унутар кућишта од улаза до излаза, подела на зоне приказана је на слици 7.2. Остварен напон напрезања за сваку област, приказан је у табели 7.2. Да би се визуелно приказала промена степена сигурности на различитим површинама, узета је максимална вредност напона напрезања за сваку област.

Добијене вредности степена сигурности се могу сматрати као прилично високе (слика 7.5), због дебљине кућишта које је пројектовано са високим степеном сигурности. Израчунате високе вредности степена сигурности нас могу довести до закључка о

структурној оптимизацији кућишта, како би се избегла непотребна потрошња материјала за кућиште.

Табела 7.2 Резултат напона напрезања по задатим областима

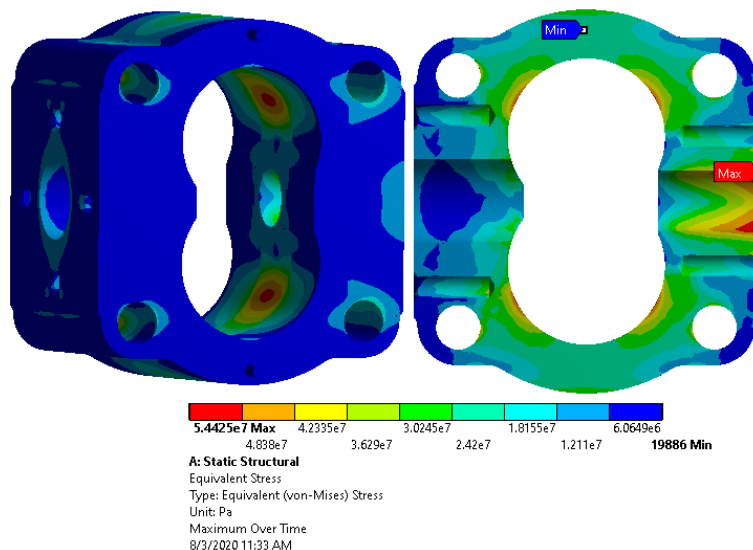
Кућиште стварних димензија		Кућиште промењених димензија	
Регион притиска	Вон-Мисесов напон (МПа)	Регион притиска	Вон-Мисесов напон (МПа)
p ₀ (улаз)	27,615	p ₀ (улаз)	29,818
p ₁	44,037	p ₁	39,878
p ₂	24,433	p ₂	28,914
p ₃	19,011	p ₃	20,134
p ₄	45,405	p ₄	50,066
p ₅ (излаз)	52,899	p ₅ (излаз)	54,425



Слика 7.5 Резултат степена сигурности по задатим областима

7.2. Резултат статичке анализе кућишта и оптимизација конструкције

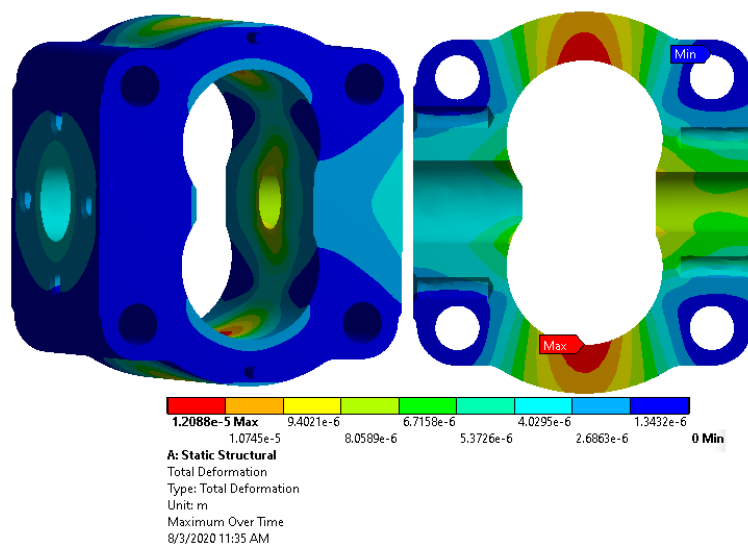
Оптимизација кућишта односи се на габаритне димензије, димензије уисног и потисног канала остају непромењене као и унутрашњи део пумпе, који се односи на радни простор, редукване димензије кућишта приказане су на слици 7.2. Основни критеријум за оптимизацију била је најмања масе пумпе. Како би се остварио адекватан степен сигурности против пластичних деформација од 1,5 максимална вредност напона износи 166 МПа. Препоручено је да степен сигурности буде нешто већи од минималног, из разлога што се могу јавити одређене грешке приликом нумеричке симулације. Укупне габаритне мере смањене су за 5% од стварних вредности кућишта пумпе, уз одржавање облика радног простора.



Слика 7.6 *Распоред напона кућишта промењених димензија (Von-Mises)*

Максимална вредност трансляторног вектора померања не сме прећи вредност радијалног зазора, у случају да је већа вредност од зазора, доћи ће до блокаде рада зупчасте пумпе. Услед ове појаве могу се јавити механичка оштећења унутрашњег дела кућишта пумпе, као и зуби зупчаника.

На слици 7.6 приказан је распоред напона код оптимизованог кућишта. Највећа вредност напона напрезања износи 54 МПа, напон који се јавио код овако дизајнираног кућишта пумпе свакако неће изазвати пластичне деформације, јер је напон на граници течења знатно виши. У табели 7.2 приказани су упоредни резултати напона напрезања за шест различитих области.



Слика 7.7 *Распоред вектора трансляторног померања кућишта*

Највиша вредност напрезања практично се налази у областима која су идентична претходно испитаном кућишту стварних димензија. Степен сигурности за овај случај

износи 7,2. На слици 7.5 могуће је видети упоредне вредности степена сигурности за два различита дизајна кућишта.

$$S_m = \frac{R_m}{R} = \frac{390}{54} = 7,2 \quad (16)$$

$$S_t = \frac{R_{0.2}}{R} = \frac{250}{54} = 4,6 \quad (17)$$

Анализирајући слику 7.7, вектор трансляторног померања поседује највећу вредност у делу где је дебљина кућишта најмања и износи 0,012 mm. Обзиром да се радијални зазор налази у границама од 0,01 до 0,025 mm, могуће је толерисати добијену вредност. Добијена вредност може утицати на нешто веће волуметријске губитке од предвиђених, па је препорука да ова вредност буде што мања. У осталим деловима унутрашњег дела кућишта по ободу вредност трансляторног померања је значајно нижа и у просеку износи 0,006 mm.

Максимална вредност трансляторног померања је прихватљив за обезбеђивање услова за рад пумпе, такође оптимизовани дизајн кућишта пумпе испуњава критеријуме чврстоће и крутости. Маса овако дизајнираног кућишта је смањена за 110 g у односу на кућиште стварних димензија, износи 630 g.

8. ЗАКЉУЧАК

У овом мастер раду циљ је био да се изврши симулација и анализа струјања радне течности кроз зупчасту пумпу са спољашњим озубљењем у софтверском пакету *SOLIDWORKS*. Поред примарног циља анализе струјања радне течности и оствареног притиска у кућишту пумпе, извршена је структурна анализа кућишта према добијеним резултатима притиска на основу симулације.

SOLIDWORKS 3D CAD (компјутерски подржано дизајнирање) пакет се користи у процесима развоја производа, технологије, израде техничке документације, различите симулације (структурну анализу, анализу струјања и др.).

Разлог примене софтверског испитивања у односу на израду физичког модела је време добијања резултата и цена производа. Употреба симулације протока флуида може дати значајне информације и учинити целокупан процес развоја производа убрзаним, предвидљивијим и поузданијим.

Поред интензивног напретка различитих софтвера за анализу струјања радне течности, постоје одређена ограничења по питању добијања резултата, нарочито код хидростатичких машина за разлику од хидродинамичких. У оквиру написаног мастер рада приказана су одређена ограничења софтвера *SOLIDWORKS* и његовог модула *Flow-simulation* приликом анализе струјања радне течности код зупчасте пумпе са спољашњим озубљењем. Приказани су резултати анализе струјања радне течности помоћу софтвера *ANSYS*, где је од суштинске важности правилно формирање модела за испитивање, како би се на правилан начин формирала тзв. мрежа која обезбеђује тачност резултата.

Софтверска испитивања омогућавају добијање резултата у виду распореда притиска дуж ивице кућишта, или обода зупчаника, као и остарен масени проток, степен неравномерности протока уколико је реч о временски променљивом испитивању. Модул *CFX* у оквиру софтверског пакета *ANSYS* обезбеђује детаљну анализу струјница радне течности.

За структурну анализу испитаног кућишта, искоришћени су претходни добијени резултати анализе струјања радне течности. Остварени радни притисци приликом анализе струјања радне течности, искоришћени су приликом структурне анализе. Остварени максимални радни притисак у излазној зони, представљао је максимални напон напрезања приликом задавања оптерећења притиска на унутрашњост кућишта зупчасте пумпе.

Унапређењем софтвера за анализу струјања радне течности и даљим развојем *CAD* (компјутерски подржаног дизајнирања), обезбедиће инжењерима приближавање реалним условима рада различитих хидрауличних машина.

Литература

- [1] B. Milun J и S. Svetislav, Turbomašine, Kragujevac: Mašinski fakultet, 1997.
- [2] D. Gordić, Prenos snage fluidom- Hidraulika, Kragujevac: Mašinski fakultet, 2007.
- [3] M. Galal Rabie, Fluid Power Engineering, Cairo: McGraw-Hill Education, 2009.
- [4] B. Obrović и S. Savić, „Hidraulika,“ Kragujevac, Mašinski fakultet, 2005.
- [5] Bosch, „www.boschrexroth.com,“ Januar 2013. [На мрежи]. Available: <https://www.boschrexroth.com/en/hu/termek/termekcsopotok/mobil-hidraulika/pumps/external-gear-pumps/azpu>. [Последњи приступ 14 3 2020].
- [6] D. d. C. Sud, Analysis of the Suction Chamber of External Gear Pumps and their Influence on Cavitation and Volumetric Efficiency, Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2012.
- [7] S. Vladimir, Uljna Hidraulika, Zenica: Dom štampe, 1989.
- [8] R. Cincar, M. Ucar, K. Celik, M. Firat и A. Rennie, „Pressure Determination Approach in Specific Pressure Regions and FEM-Based Stress Analysis of the Housing of an External Gear Pump,“ March 2014. [На мрежи]. Available: 10.1111/ext.12086. [Последњи приступ 3 8 2020].
- [9] N. Vera, Mašinski elementi, Kragujevac: Mašinski fakultet, 2004.
- [10] R. Mirković, Hidraulika, Beograd: mikroElektronika, 2003.
- [11] S. 2. training, Solidworks flow simulation, Waltham, USA: Dassault Systemes SolidWorks Corporation, 2016.
- [12] A. Sobachkin и G. Dumnov, „www.solidworks.com,“ february 2014. [На мрежи]. Available: <https://www.solidworks.com/sw/numerical-basis-cad-embedded-cfd-form.htm>. [Последњи приступ 14 5 2020].
- [13] Bosch, „www.boschrexroth.com,“ 6 2016. [На мрежи]. Available: https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re10098_2012-02.pdf?db=brmv2&lvid=1161461&mvid=14541&clid=20&sid=B339040E0B992336D1107BF5847C4492.s142-vm&sch=M&id=14541,20,1161461. [Последњи приступ 6 4 2020].
- [14] Emma Frosina, Adolfo Senatore, Manuel Rigosi, „Study of a High-Pressure External Gear Pump with a Computational Fluid Dynamic Modeling Approach,“ *Energies*, p. 8, 2017.

- [15] Vito Tič, Darko Loverc, „Design of modern hydraulic tank using fluid flow simulation,“ *International Journal of Simulation Modelling*, p. 82, 2012.
- [16] J. Svetislav и N. Marjanovič, Osnovi konstruisanja, Kragujevac: Fakultet inženjerskih nauka, 2011.
- [17] Nis Srbija, [На мрежи]. Available: <https://www.nisotec.eu/sr-lat/hidraulicna-ulja>. [Последњи приступ 14 3 2020].