

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Погони и трансмисије

Број индекса: 205/2007

Далибор Д. Јевтић

**Профилисање лопатица хидродинамичких
преносника снаге
завршни рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Вања Шуштершич, ванр. проф. - ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- објасни принцип рада хидродинамичких преносника снаге,
- прикаже методе и начине профилисања лопатица код хидродинамичких преносника снаге,
- изврши прорачун хидродинамичког преносника снаге,
- прикаже 3Д моделе лопатица за сва три лопатична кола.

Препоручена литература:

[1] Крсмановић Љ., Гајић А., Турбомашине – хидродинамички преносници снаге, Београд, 2006,

[2] B. Phuoc Huynh, Effects of numbers of stator blades on the performance of a torque converter, Denver, USA 2011

[3] Sehyun Shin, In-Choel Bae, In-Sik Joo, Hong-Hae Hong, Tae-kyung Lee, The effect of Blade Geometry on the Performance of an Automotive Torque Converter, Seoul, Korea 2000

ментор:

Крагујевац, октобар 2014

Др Вања Шуштершич, ванр. проф.

Резиме

Рад описује тему "профилисање лопатица код хидродинамичких преносника снаге". Тема је организована у четири дела. У самом уводу, приказан је принцип рада хидродинамичких преносника снаге, као и основни појмови из те области. Начини профилисања лопатица приказани су у другом делу, а такође, у том делу, дате су шеме и једначине за профилисање лопатица код хидродинамичких преносника снаге. У трећем делу одрађен је прорачун нагиба лопатице турбомењача за задате вредности у програму MathCad. У оквиру четвртог дела у програму CATIA V5R20 одрађен је 3D модел лопатица за сва три кола турбомењача.

Кључне речи: хидродинамички преносник снаге, лопатице, профилисање

Abstract

This paper describes the topic of "profiling blades at hydrodynamic power transmission system". Theme is organized in four parts. In the introduction, we will introduce with the work principle of hydrodynamic power transmission system, as well as the basic concepts in the field. Ways of profiling the blades are shown in the second part, also in this part are given the scheme and the date of the equation profiling blades with hydrodynamic power transmission system. In the third part, is calculated of the profiling blades hydrodynamic power transmission, in the program MathCad. In forth part of the paper, the software package "CATIA V5R20", was used for modeling calculations all of three types rounds of hydrodynamic power transmission.

Key words: hydrodynamic power transmission, blade, profiling

Садржај

1. Увод	1
1.1 Хидродинамички преносници снаге	2
1.2 Саморегулација турбомењача	4
2. Профилисање лопатица	6
2.1 Поље брзине	6
2.2 Методе одређивања облика лопатице	7
2.3 Цилиндричне радијалне лопатице	8
2.4 Цилиндричне аксијалне лопатице	14
2.5 Распоред меридијанских брзина	20
2.6 Метод прорачун просторно - закривљених лопатица	23
2.7 Пројектовање просторно закривљених лопатица пресликавањем	
на раван	27
3. Прорачун угла нагиба лопатица турбомењача	32
3.1 Избор типа турбомењача	32
3.2 Одређивање напора и протока	32
3.3 Одређивање активног пречника циркулације	33
3.4 Избор распореда радних кола и њихове геометрије	33
3.5 Прорачун пумпног кола	34
3.6 Прорачун турбинског кола	37
3.7 Прорачун реакторског кола	39
4. 3D приказ лопатичних кола	43
4.1 Приказ лопатица пумпног кола	43
4.2 Приказ лопатица турбинског кола	43

4.3 Приказ лопатица реакторског кола	44
4.4 Приказ склопа турбомењача	44
5. Закључак	45
6. Литература	46

1. Увод

У машинству се под појмом преносника подразумева уређај који служи за преношење механичке енергије од погонске до радне машине. При томе се могу мењати силе и обртни моменти, брзина, правац и врста кретања.

Према начину на који се преноси енергија, преносници се деле на механичке, електричне, пнеуматксе и хидрауличне.

У хидрауличким преносницима кинематска и динамичка веза између вратила погонске машине и вратила радне машине успоставља се циркулацијом радног флуида. Циркулација се остварује пумпом спрегнутом са вратилом погонске машине и хидрауличним мотором спојених са вратилом радне машине.

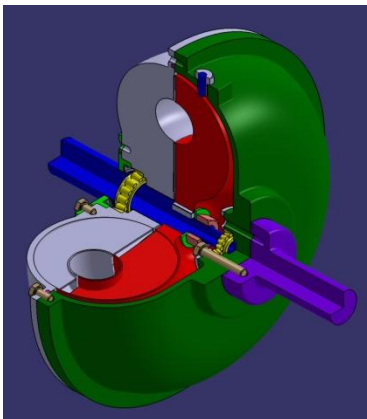
Хидрауличним преносницима се проширује дијапазон регулисања брзине чиме се смањује или искључује потреба за упоредном применом зупчастог преноса, побољшава се економичност процеса производње енергије, а код већих снага се постиже компактнија конструкција и јефтиније решење. Применом хидрауличних преносника олакшава се аутоматизовање радног процеса и даљинско командовање.

Због тога је оправдана, а може бити и економична, примена хидрауличног преноса и када је неопходна уградња мотора са унутрашњим сагоревањем, а ти мотори су веома распрострањени на транспортним средствима свих врста, на грађевинским и рударским машинама.

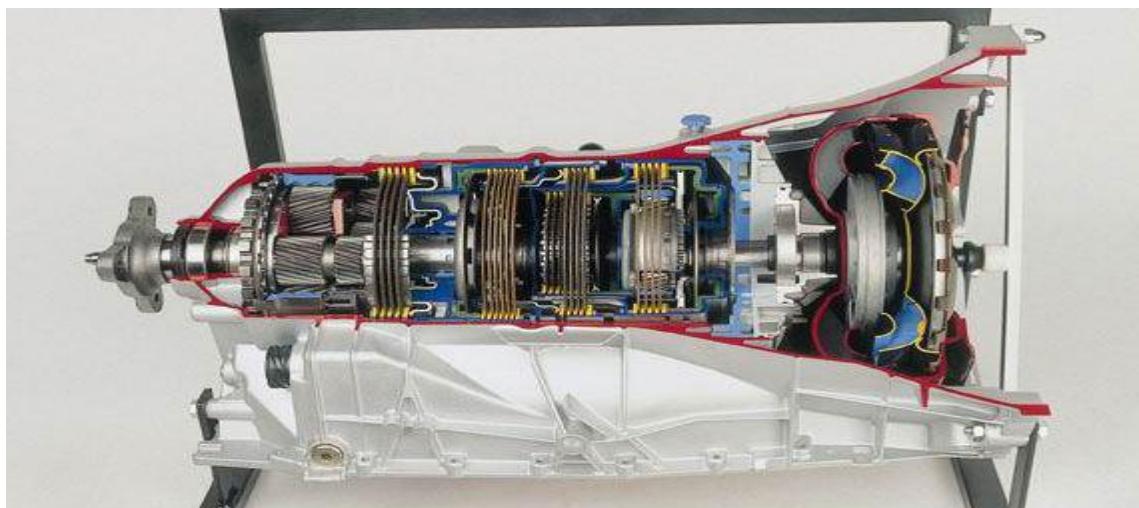
1.1 Хидродинамички преносници снаге

Хидродинамички преносници снаге (турбоспојнице и турбомењачи) су турбомашине за пренос снаге, промену момента обртног кретања посредством радне течности која циркулише кроз њихов радни простор. Пренос снаге се врши без круте везе и механичког додира погонског и гоњеног вратила. Трансформација параметара снаге обртног кретања гоњеног вратила (обртни момент и угаона брзина) у односу на параметре погонског вратила, врши се континуално и аутоматски се прилагођава оптерећењу нагоњеном вратилу. [2]

Хидродинамичке спојнице (слика 1.) се састоје из пумпног кола, турбинског кола и кућишта, које је чврсто везано за пумпно коло и обрће се са њим. Пумпна и турбинска кола хидродинамичких спојница изводе се најчешће са радијалним правим лопатицама. Ова кола одликује велики број лопатица. За пречник спојница од 0.2-1 м препоручени број лопатица се креће у границама од 25 – 60.

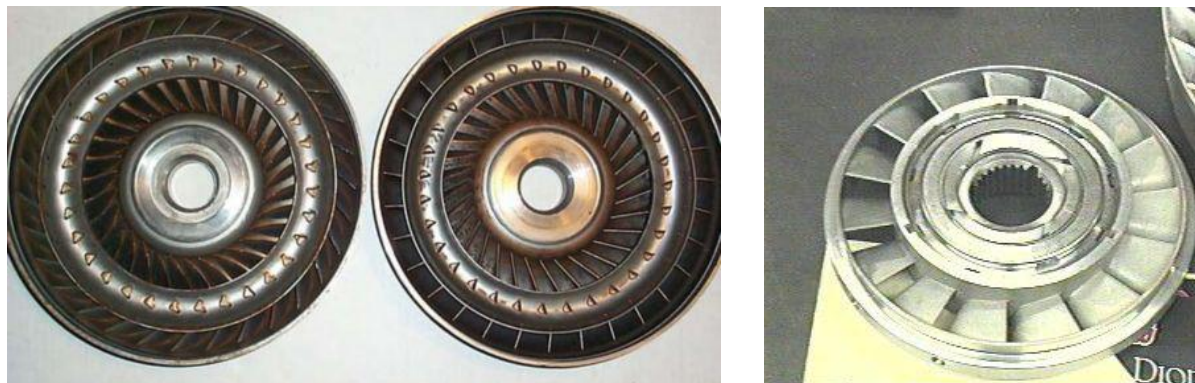


Слика 1. Турбоспојница



Слика 2. Турбомењач

Хидродинамички мењачи (слика 2.), поред пумпног и турбинског кола имају и непокретно лопатично коло спроводног апарата (реакторско коло). Пумпна кола су по правилу центрифугална (са излазним пречником већим од улазног). Турбинска кола могу бити, центрифугална, центрипетална или осна док непокретна спроводна кола могу бити центрипетална или осна. Главни делови турбомењача су лопатична радна кола: турбинско (а), пумпно (б), спроводно или реакторско (ц) (слика 3).



Слика 3. Приказ лопатичних кола у турбомењачу

а) турбинско коло б) пумпно радно коло ц) реакторско радно коло

Што се тиче редоследа протицања, постоје две основне шеме циркулације кроз мењач. Према једној течност струји смером пумпа, турбина, спроводни апарат (ПТС), а према другој шеми, циркулација је смера пумпа, спроводни апарат, турбина. Због промене момента количине кретања струје течности у спроводном апарату, момент кола турбине разликује се од момента кола пумпе. Да ли ће момент кола турбине бити већи или мањи од момента кола пумпе зависи од тога да ли се у спроводном апарату, услед скретања струје (промене вектора брзине), момент количине кретања струје течности повећава или смањује. Вишестепени мењачи имају више турбинских и спроводних кола и по правилу једно пумпно коло. Турбинска кола су међусобно повезана и чине једно вишестепено турбинско коло. Занемарујући трење у лежиштима и заптивачима, момент на излазном вратилу вишестепеног хидродинамичког мењача разликује се од момента на улазном вратилу за величину збира активних момената свих спроводних апарата у мењачу. Код сложених (комплексних) хидродинамичких мењача коло спроводног апарата је преко једносмерне спојнице повезано са кућиштем мењача и непокретно је само када момент реакције тежи да га обрне у смеру супротном од смера обртања пумпног и турбинског кола, односно када је активни момент позитиван. Како спроводно коло може слободно да се обрће у смеру обртања пумпног и турбинског кола, оно не може изазвати негативни активни момент (када је момент пумпног кола већи од момента турбинског кола).

Вишестепени мењачи имају више турбинских и спроводних кола и по правилу једно пумпно коло. Турбинска кола су међусобно повезана и чине једно вишестепено турбинско коло. Занемарујући трење у лежиштима и заптивачима, момент на излазном вратилу вишестепеног хидродинамичког мењача разликује се од момента на улазном вратилу за величину збира активних момената свих спроводних апарата у мењачу. Код сложених (комплексних) хидродинамичких мењача коло

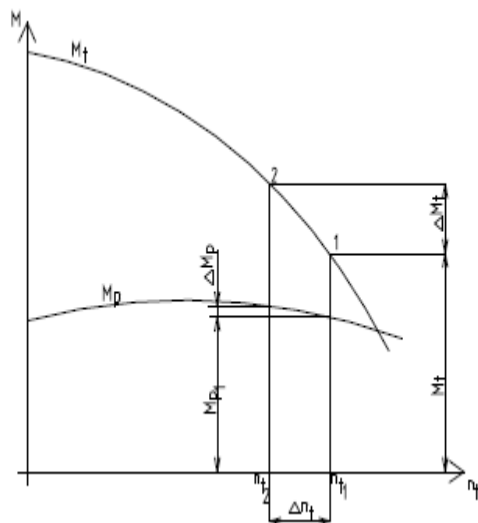
спроводног апарата је преко једносмерне спојнице повезано са кућиштем мењача и непокретно је само када момент реакције тежи да га обрне у смеру супротном од смера обртања пумпног и турбинског кола, односно када је активни момент позитиван. Како спроводно коло може слободно да се обрће у смеру обртања пумпног и турбинског кола, оно не може изазвати негативни активни момент.

У групу сложених хидродинамичких мењача спадају и мењачи код којих је могуће мењати нагиб лопатица спроводног кола. Регулација променом нагиба лопатице је ефикаснија када се примене два спроводна кола, са тим да су подесиве лопатице другог спроводног кола. Регулација радних карактеристика хидродинамичких мењача променом степена пуњења се практично не примењује. Разлог за то је што се при делимичном пуњењу мењача ремети повољан ток струјања, а то повећава струјне отпоре и снижава степен корисности. Због делимичног пуњења се губи могућност одржавања надпритиска у струјном простору, чиме се поспешује појава кавитације која је праћена оштећењима лопатице и осталих делова мењача.

Међулопатични простори радних кола међусобно су постављени тако да чине затворени систем који представља циркулациони радни простор мењача и има облик торуса. Пумпно радно коло прима снагу од мотора и предаје је радном флуиду, кога прихвата из спроводног радног кола и потискује у турбинско радно коло. Радни флуид пролази кроз турбинско радно коло и предаје му примљену снагу. По изласку из турбинског, радни флуид пролази кроз реакторско коло и враћа се поново на улаз пумпног кола. За разлику од турбоспојнице лопатице радних кола мењача су повијене, услед чега уље струји у кругу циркулације по сложеној путањи. Услед кретања радног флуида по сложеној путањи при високој температури долази до стварања парних мехурића који погоршавају струјање. Да би се избегла појава кавитације, притисци у турбомењачу се крећу од 3-7 bar-а што зависи од његових габарита. За повећање обртног момента, доведеног од мотора мењачу неопходно је на његовој турбини остварити допунски момент. Ово се остварује реактором који повећава брзину струјања уља после излаза из пумпе. Брзина струјања може бити повећана смањењем пресека канала на излазу из пумпе и изменом правца струје специјалним профилисањем лопатица реактора. Брзина струјања уља такође зависи одугаоне брзине турбине јер она утиче на противпритисак уља.

1.2 Саморегулација турбомењача

Хидродинамички преносници имају могућност саморегулације, односно аутоматске измене преносног односа при промени оптерећења. То омогућава рад мотора у оптималном режиму и рационално коришћење његове снаге.



Слика 4. Дијаграм момента пумпног и турбинског кола турбомењача

На слици 4. приказана је зависност обртних момената пумпног (M_p) и турбинског кола (M_t) од броја обртаја турбине (n_t). Са дијаграма се види да се улазни момент – обртни момент пумпног кола мења само онолико колико је потребно да би обртни момент мотора био целисходно искоришћен у датој констелацији карактеристика погонског мотора и жељених перформанси радне машине (возила), док се излазни момент – обртни момент турбинског кола интензивније мења, у целом дијапазону радних режима, са циљем да се прате амплитуде промена оптерећења на извршним органима радне машине (возила). Ако се излазно вратило турбомењача оптерети моментом M , тада ће се обртни момент турбинског кола (M_t) изједначити са обртним моментом оптерећења M и успоставиће се стационарно стање у тачки 1, при чему ће број обртаја излазног вратила бити n_{t1} и обртни момент пумпног кола M_{p1} . Међутим, ако се спољашње оптерећење повећа, турбомењач успоставља ново стационарно стање у тачки 2, при чему се момент турбине повећава за ΔM_t (да би се изједначио са моментом оптерећења) док се број обртаја излазног вратила смањује за Δn_t . За то време обртни момент пумпног кола се мења за величину ΔM_p . Дакле, турбомењач, у зависности од оптерећења врши промену обртног момента турбине на рачун излазног броја обртаја. Повећањем оптерећења на вратилу турбине смањује се број обртаја. При максималном обртном моменту турбине, број обртаја достиже вредност $n_t=0$.

2. Профилисање лопатице

2.1 Поље брзина

Струјно поље које се формира у међулопатичном простору турбомашине условљено је обликом струјног простора, дакле и обликом лопатица, брзином обртања кола и спољашњим оптерећењима. При пројектовању турбомашине тежи се остваривању струјања са минималним губицима при нормалном режиму, иако се овај услов тешко може испунити. Разлог је, прво, што облик струјног простора није једнозначно дефинисан нормалним радним параметрима и друго, што не постоје егзактна решења једначина кретања флуида [1].

При одређивању поља брзина усвајају се одређене претпоставке које упрошћавају задатак и омогућавају добијање решења која, у мањој или већој мери, задовољавају постављене захтеве.

Најупрошћенији задатак заснива се на претпоставци о једнодимензијском течењу, које је у потпуности дефинисано једном, по правилу средњом, струјном линијом.

Сложенији задатак се добија усвајањем дводимензијског струјног модела по коме је једна струјница репрезент струјања само по обртној површини којој припада. Фамилија струјница емитованих дуж линије која у меридијанској равни спаја унутрашњу и спољашњу контуру струјног простора, дефинише целокупно струјно поље.

Оба наведена струјања су осно-симетрична и у потпуности одређена једном меридијанском равни струјног простора. Теоријски, такво струјање би се могло реализовати у колу са бескрајно много бескрајно танких лопатица и са невискозним флуидом. Коначан број лопатица са широким међулопатичним просторима условљава промену брзине са углом ротације, дакле искључује осну симетрију струјања.

Модел једнодимензијског или дводимензијског струјања, засновани су и на претпоставци о међусобној независности меридијанских и кружних брзина.

Примењују се такође дводимензијски модел осно - симетричног струјања који узима у обзир међусобни утицај кружних и меридијанских компонената апсолутних брзина, дефинисан диференцијалном једначином динамичке равнотеже у струјном простору.

Постоје и сложенији модели дводимензијског и тродимензијског струјања у којима се узима у обзир променљивост брзине у међулопатичном простору по луковима константних радијуса.

Задатак одређивања струјног поља код хидродинамичких преносника још је сложенији због компикованијег облика струјног простора у коме су кола са супротносметним процесима размене енергије. Ипак се при пројектовању најчешће усвајају једнодимензијски или дводимензијски осно

- симетрични модели струјања. Уз то су лопатице хидродинамичких спојница равне и најчешће радијалне.

Лопатице пројектоване према једнодимензијском струјном моделу или према дводимензијском струјању са променом кружних брзина дуж корака у међулопатичном простору су цилиндричне. Лопатице пројектоване према дводимензијском осно - симетричном струјном моделу или према моделима тродимензијских струјања су витопере, просторно закривљене.

2.2 Методе одређивања облика лопатице

Струјање кроз кола турбомашине може да буде радијално (центрифугално или центрипетално), радијално - осно или осно. У хидродинамичким преносницима се појављују сви наведени случајеви.

При утврђивању облика лопатице узима се да у радијалном колу нема промена брзине по правцу нормалном на предпостављене струјне равни нормалне на осу кола. Стога су лопатице радијалних кола цилиндричне, дакле непромењеног облика посматрано у правцу осе кола.

У радијално - осним или аксијалним колима струјање је другачије дуж сваке струјне површине. Како је потребно да се обликом лопатице оствари такво струјање, то су и лопатице просторно закривљеније и витоперније.

Изузетно се код осних кола радијалне висине примењује цилиндричне лопатице уместо витоперних, јер су простије и јефтиније, а облик мало одступа од витоперних. При геометријском конструисању лопатице облик средње линије се утврђује према познатом струјању испред и иза кола и узимањем у обзир заносење струје.

Када се примењује аеродинамички прорачун заснован на Теорији узгонских површина у решетки профила облик профила се унапред усваја, а рачуном се одређује његова величина и нагиб.

Оба прорачуна се могу примењивати са све облике кола, али је искуством утврђено да се код радијалних и радијално - осних кола добијају поузданији резултати применом геометријског прорачуна. Исто важи и за осна кола у којима се остварује велико струјно скретање.

За осна кола са лопатицама мале кривине прикладнији је аеродинамички прорачун према теорији узгонских површина. Овај прорачун се понекад користи и за радијално - осна кола.

У даљем излагању ће се за радијална и радијално - осна кола описати само геометријски прорачун, а за осна кола и геометријски и аеродинамички.

2.3 Цилиндричне радијалне лопатице

Цилиндричне радијалне лопатице одговарају просторима са центрифугалним или центрипеталним радијалним струјањем за које су применљиви једнодимензијски струјни модели или модели дводимензијског струјања са променом брзине дуж корака у међулопатичном простору

Када се прорачунава према једнодимензијском струјном моделу облик лопатице се одређује на основу главних мера кола дефинисаних улазним и излазним радијусима (r_1, r_2), улазним и излазним угловима лопатица (β_1, β_2) или (α_1, α_2) и бројем лопатица.

Према тим подацима се тражи средња линија профила која треба да омогући што континуалније промене брзина од улазног до излазног пресека кола. У колима пумпе и турбине лопатице се конструишу према релативним брзинама које су одређене меридијанским брзинама $w_m = c_m$ и угловима β , а у усмерном апарату према апсолутним брзинама одређеним меридијанским брзинама c_m и угловима α .

Средња линија лопатица се одређује континуалном кривом, по могућности без превојних тачака, која улазне и излазне кругове чији су радијуси r_1 и r_2 сече под угловима β_1 и β_2 или α_1 и α_2 . При утврђивању облика средње линије унапред се бира тип криве (кружни лук, два кружна лука, парабола, логаритамска спирала и слично) или се усвајају други допунски подаци који омогућавају одређивање облика средње линије (закон промене брзине од улаза до излаза или закон промене угла нагиба) [1].

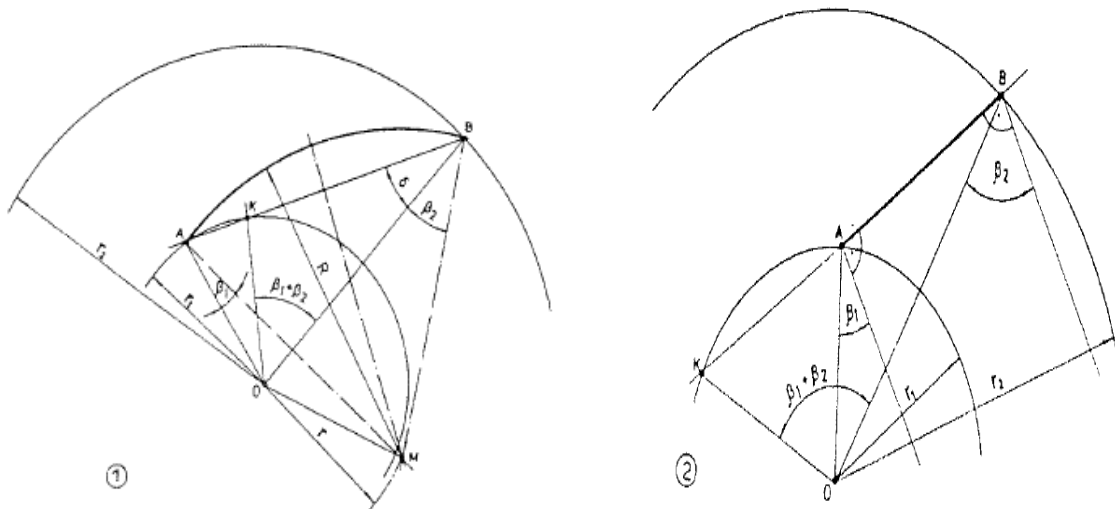
Кружно - лучне лопатице - Лопатице савијене по кружно - лучној линији подесне су због лаког извођења и повољног дејства на струјно поље, те се често примењују, нарочито за радијална кола пумпи.

На слици 2.1 приказана је конструкција кружно - лучне линије лопатице. Цртање се почиње повлачењем зрака из центра O до пресека са спољним кругом кола у тачки B , чиме се одређује положај завршне тачке лопатице. Потег из O који са овим зраком заклапа угао $\beta_1 + \beta_2$ одређује тачку K на улазном кругу кола, радијуса r_1 . Дуж повучена из B кроз K сече круг радијуса r_1 и у тачки A . Та тачка је почетак лопатице.

Тачка M , средиште лука AB који круг радијуса r_1 сече под углом β_1 , а круг радијуса r_2 , под углом β_2 , је пресек три праве: симетрале дужи AB , праве повучене из B под углом β_2 према зраку OB и праве повучене из A под углом β_1 према радијусу $OA=r_1$.

Растојања AM и BM су једнака и равни радијусу кружног лука AB . Нека је:

$$AM=BM= R \text{ и } OM = r \quad (2.1)$$



Слика 2.1 Конструкција лопатице: 1) кружни лук 2) права [1]

Применом косинусне теореме на троуглове OMB и OMA (слика 2.1/2) добија се:

$$r^2 = R^2 + r_2^2 - 2Rr_2 \cos \beta_2 \quad (2.2)$$

$$r^2 = R^2 + r_1^2 - 2Rr_1 \cos \beta_1 \quad (2.3)$$

Из ових једначина следи:

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)} \quad (2.4)$$

Радијус R се одређује из претходне једначине, а потом растојање OM = r из једне од једначина.

Ако се добије да је:

$$r_2 \cos \beta_2 = r_1 \cos \beta_1, \quad (2.5)$$

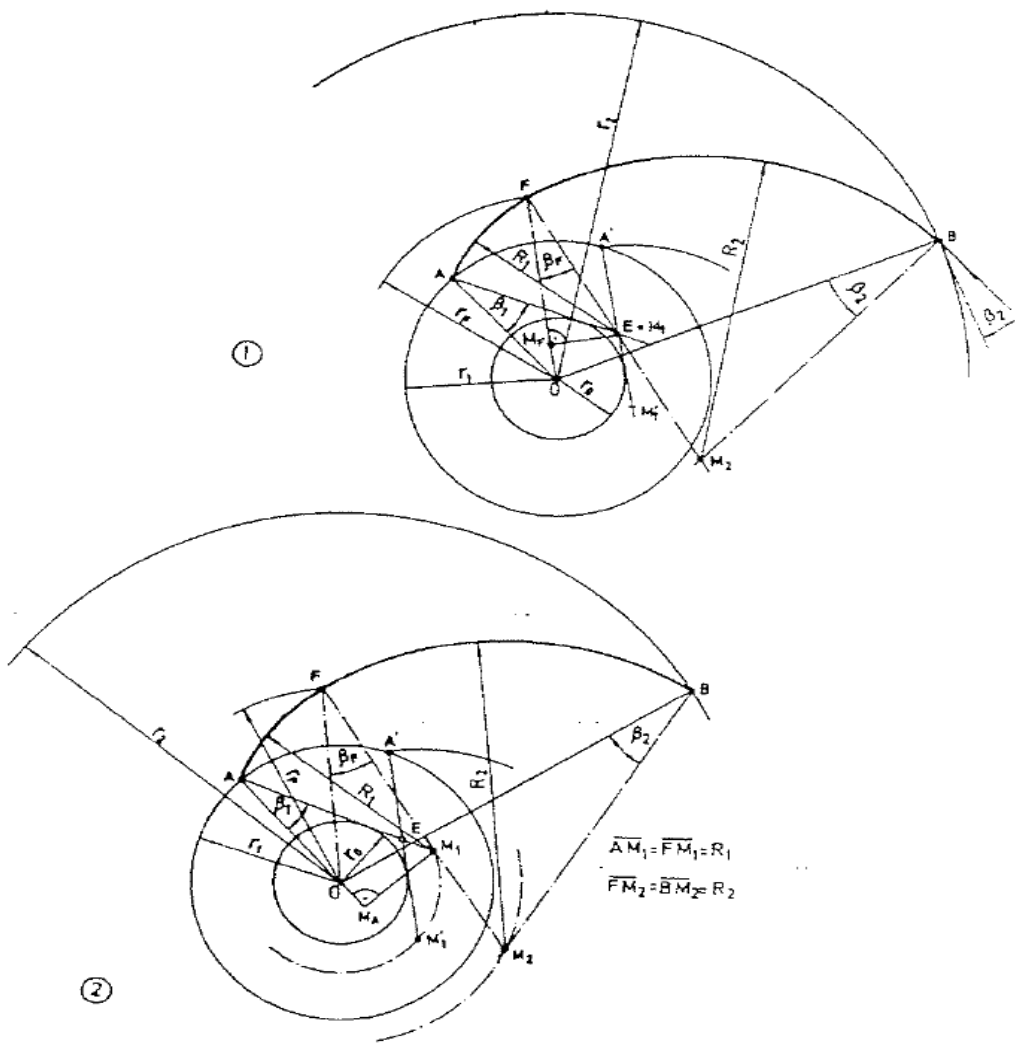
тада је лопатица права (слика 2.1/2), јер радијус R тежи бескојно великој вредности.

Лопатица са два кружна лука - Код лопатица са два кружна лука, луци се настављају додиром, а радијуси кривине нису једнозначно одређени.

На слици 2.2 приказана су два решења конструкције лопатица са два кружна лука. На кругу радијуса r_1 бира се почетна тачка лопатице A. Уцрта се оса OA и према њој повуче зрак под углом β_1 . Ротирањем тачке A са оба припадајућа зрака око средишта кола O за угао $(2\pi/z)$, добија се тачка A' са одговарајућим зрацима, Ознака z у изразу за угао ротације односи се на број лопатица кола. Зраци из A и A' који са радијусима заклапају углове β_1 , секу се у тачки E. Радиус круга који додирује ове зраке, а среиште му је у O је r_0 . При том је:

$$r_0 = r_1 \sin \beta_1. \quad (2.6)$$

Радијус почетног лопатичног лука је R_1 и бира се тако да буде $R_1 > AE$. На слици 2.2-1 нацртана је лопатица са $R_1 = AE = AM_1$, а на слици 2.2-2 је $R_1 = AM_1 > AE$.



Слика 2.2 Лопатице са два кружна лука: 1) $R_1=AE$ 2) $R_1 > AE$ [1]

Тачка F у којој се луци лопатице додирују, бира се тако да потег M_1F пресеца лук AA' близу тачке A' или у њој.

Лук FB се црта повлачењем кружне линије из центра M_2 који је на продужетку FM_1 . Растојање $FM_2 = R_2$ се одређује из израза:

$$R = \frac{r_2^2 - r_F^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_F \cos \beta_F)} \quad (2.7)$$

Угао $\beta_F = \angle OFE$ може да се одреди на више начина: према доњој релацији:

$$\sin \beta_F = M_F M_1 / F M_1, \quad (2.8)$$

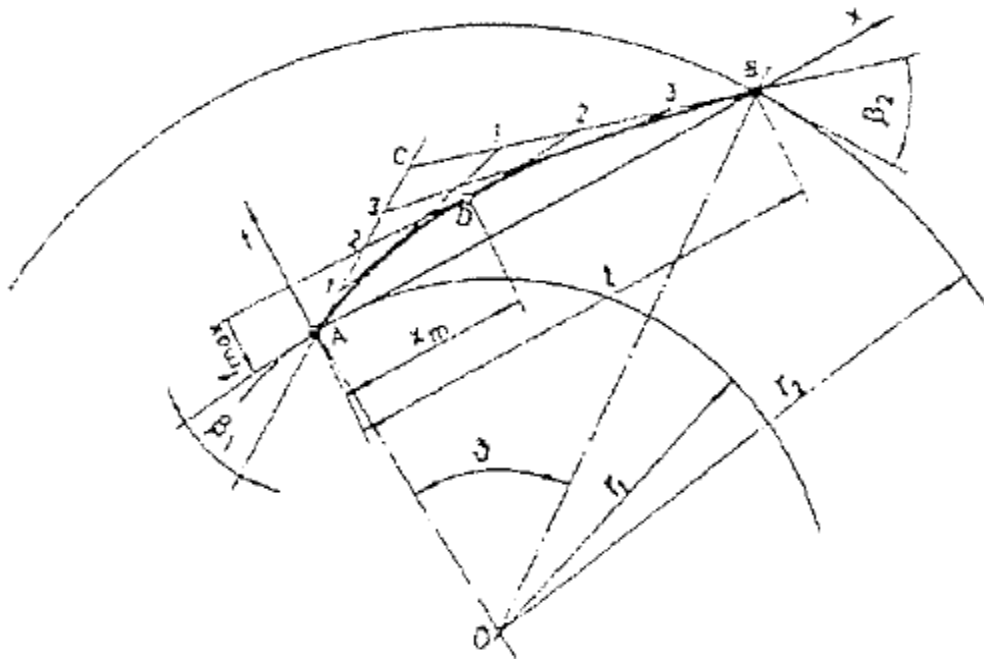
ако се дужине M_1M_1 и FM_1 измере са цртежа, а затим директним мерењем угла β_F , према корацима OF и FE и на крају из обрасца:

$$R = \frac{r_F^2 - r_1^2}{2(r_F \cos \beta_F - r_1 \cos \beta_1)} \quad (2.9)$$

у ком је непозната величина само угао β_F , када се усвоји положај тачке F.

Лопатица са два кружна лука су дуже од лопатица са само једним луком, те постепеније успоравају (или убрзавају) струју. Због тога су им губици услед вртложења мањи, а отпори на путу већи. Хидраулички је врло неповољно што се радијус кривине скоковито мења у тачки F. То представља дисконтинуитет другог реда, те са ове лопатице ретко примењују.

Параболичне лопатице - Конструкција параболичне лопатице омогућује да се по жељи бира положај тачке максималног угиба линије профила, тачке $D(X_m, f_{\max})$ на слици 2.3, дужина тетиве (l) или централног угла лопатице (ϑ). Тачка максималног угиба је испод тачке пресека крајних тангента (C), померена ка крајњој тачки профила којој одговара дужи крак тангенте. Обично се тежи да је $X_m/l \approx 0,4$.



Слика 2.3 Параболична лопатица [1]

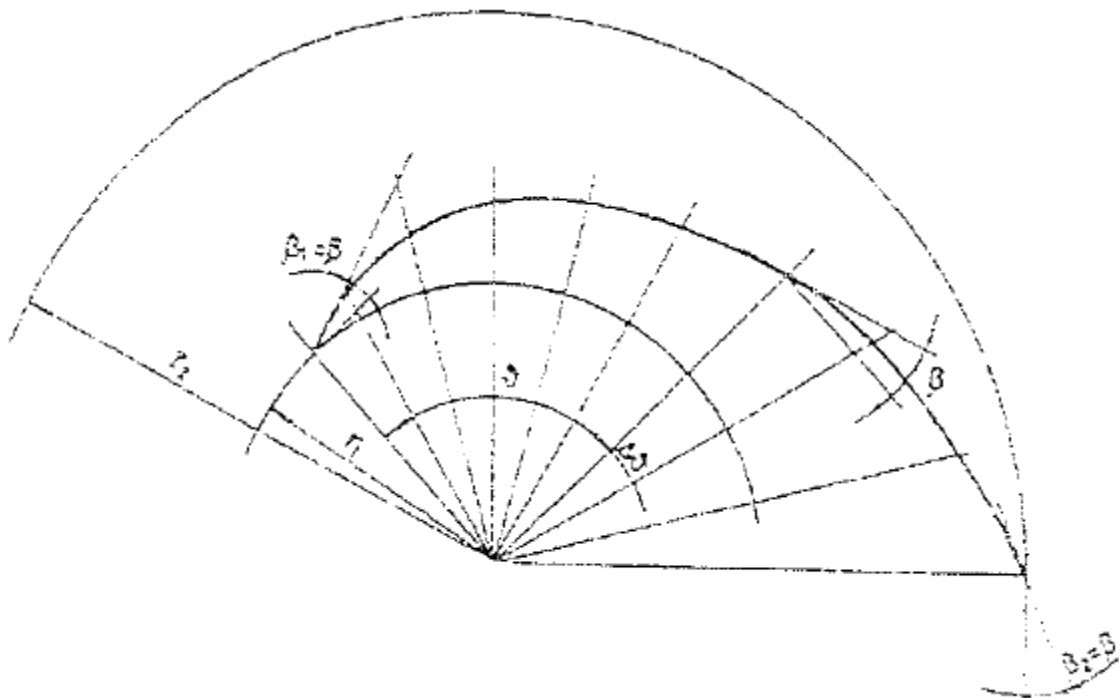
Конструкција лопатице се почиње од тачке А кроз коју се вуче тангента под углом β_1 . Варирањем положаја тачке В кроз коју се вуче тангента под углом β_2 постиже се жељени положај тачке С или погодна дужина тетиве (l). Парабола се конструише повлачењем фамилије тангента на тај начин што се дужи АС и ВС поделе на једнак број делова, а подеоне тачке се нумеришу од А ка С и од С

ка В. Спајањем тачака са истим оснакама (слика 2.3) добијају се тангенте чији је одвојница прарабола.

Логаритамска спирала - Логаритамска спирала сече све потеге под истим углом те јој је једначина у поларном систему

$$r = r_1 e^{m\theta}, \quad (2.10)$$

где је r_1 улазни радиус кола, а m константа (слика 2.4).



Слика 2.4 Логаритамска спирала [1]

Лопатица у облику логаритамске спирале може да се конструише само кад су углови на улазу и излазу кола једнаки. Тада је:

$$\beta_1 = \beta_2 = \beta, \quad (2.11)$$

а у једначини 2.10 параметар m значи:

$$m = \operatorname{tg} \beta. \quad (2.12)$$

Из једначине логаритамске спирале 2.10 следи да потези еквидистантних углова чине геометријску прогресију.

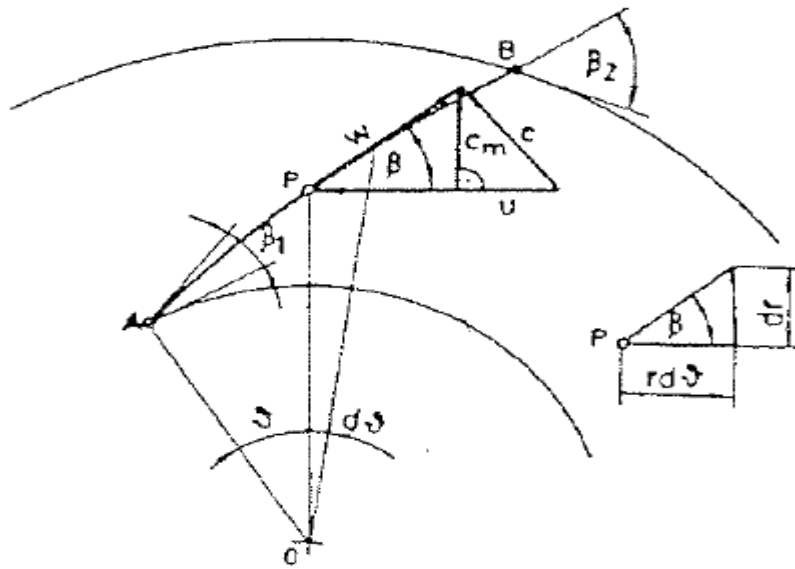
Конструкција лопатице тачка по тачку - За израчунавање тачка средње линије лопатице претходно се усваја зависност угла нагиба лопатице од потега, уз задовољавање граничних услова. Дакле

$$\beta = f(r) \quad (2.13)$$

уз

$$\beta_1 = f(r_1); \beta = f(r_2). \quad (2.14)$$

У произвољно изабраној тачки Р (слика 2.5) тангента на средњу линију лопатице заклапа са негативним смером брзине ротације u и угао β . Катете елементарног троугла су $r \cdot d\vartheta$ и dr , те је $tg\beta = \frac{dr}{r d\vartheta}$, одакле следи да је $d\vartheta = \frac{dr}{r tg\beta}$.



Слика 2.5 Конструкција тачка по тачку [1]

Интеграљењем последњег израза од тачке А до тачке Р, добија се:

$$\vartheta = \frac{r}{r_1} \frac{dr}{tg\beta} \quad (2.15)$$

Ако се жели вредност угла у степенима, онда је:

$$\vartheta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{r}{r_1} \frac{dr}{tg\beta} \quad (2.16)$$

Интеграљење израза (2.16) треба извести за довољан број тачака r , постављених између почетне (А) и крајње тачке (В) тачке лопатице. Рачун се изводи графички или нумерички.

Ако се уместо промене угла (β) усваја промена релативне брзине (w), треба при рачунању интеграла (2.16) угао β изразити брзином w .

Из троуглова брзина, слика 2.5 следи:

$$\sin\beta = C_m/w. \quad (2.17)$$

Закон промене релативне брзине се усваја, те је:

$$w=w(r) \text{ и } w_1=w(r_1); w_2=w(r_2). \quad (2.18)$$

Меридијанске брзине се рачунају узимајући у обзир конструкције струјања због утицаја дебљине лопатице:

$$C_m = \frac{Q}{2\pi r \xi b} \cdot \frac{1}{(r)} \quad (2.19)$$

$$\xi(r) = \frac{1}{t} \left(t - \frac{\delta}{\sin\beta} \right). \quad (2.20)$$

Сређивањем претходних израза, компликује се експлицитно изражавање вредности $\sin\beta$, у зависности од потега r , то се обично величине $\xi(r)$ изражава линеарном функцијом чије су граничне вредности ξ_1 на улазу и ξ_2 на излазу. Вредности ξ_1 и ξ_2 се претходно оцењују. Тада је:

$$\xi = \xi_1 + \frac{\xi_2 - \xi_1}{r_2 - r_1} (r - r_1) = A + B \cdot r, \quad (2.21)$$

где је

$$A = \xi_1 - r_1 \frac{\xi_2 - \xi_1}{r_2 - r_1}; B = \frac{\xi_2 - \xi_1}{r_2 - r_1}. \quad (2.22)$$

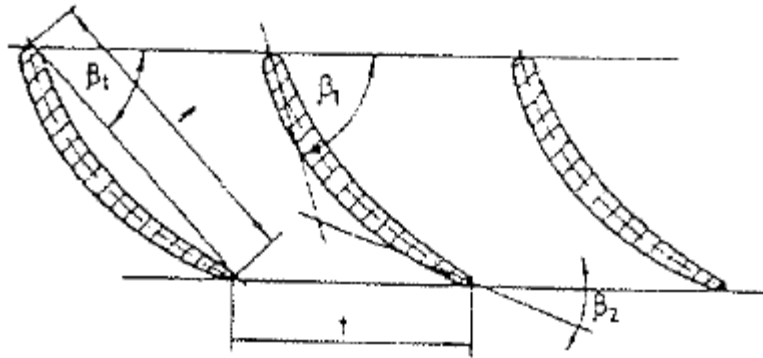
2.4 Цилиндричне аксијалне лопатице

У осним колима турбина и усмерених апарата турбомењача изводе се цилиндричне лопатице за случај мале радијалне висине струјног простора. Прорачун се изводи за средњу струјницу, а добијени облик лопатице се задржава по целој висини.

За слабо закривљене лопатице примњује се прорачун заснован на теорији струјања кроз решетке профила. За јако закривљене лопатице, којима се остварује велико струјно скретање, подеснији је геометријски прорачун.

Решетке профила - Узима се да су у осним колима струјне површине цилиндри коаксијални са осом кола. Расецањем омотача таквог цилиндра по изводници, развијањем у раван и преодужавањем добијене слике до бескраја на једну и другу страну добија се низ контура профила који чине решетке. Решетка је потпуно одређена када се утврди облик профила на нагиб

тетиве (β_t) и релативни корак (t/l), као однос корака решетки (t) и дужина тетиве профила (l) (слика 2.6).



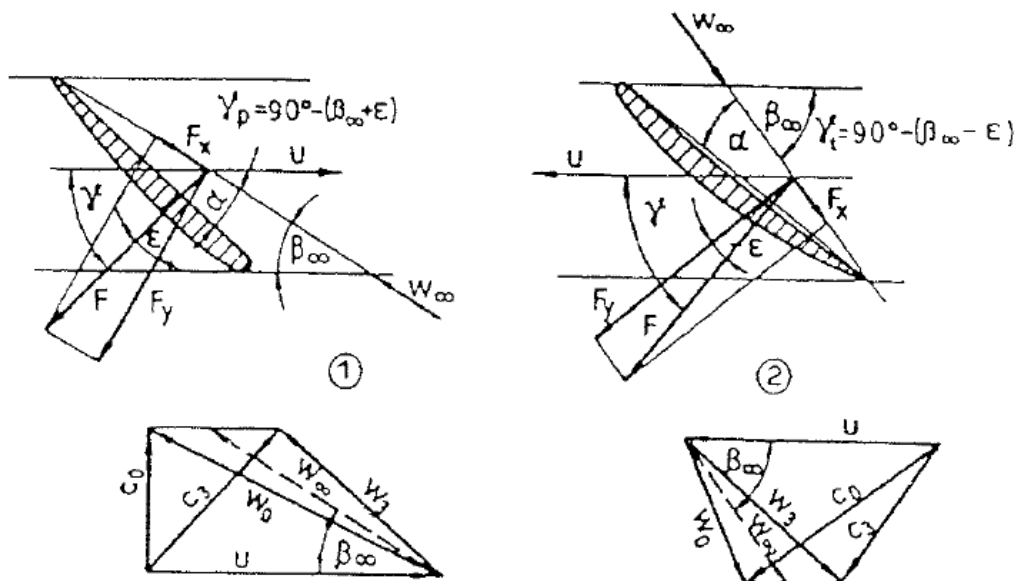
Слика 2.6 Решетка профила [1]

При струјању флуида око једне контуре, појављује се угаона сила F_y и сила отпора F_x (слика 2.7). Вредност ових сила одређују се према силама које делују на профил висине B и дужине l , постављен у равнско струјно поље и износе:

$$F_y = \xi_{yp} \frac{w_\infty^2}{2} l \cdot B \quad \text{и} \quad (2.23)$$

$$F_x = \xi_{xp} \frac{w_\infty^2}{2} l \cdot B \quad (2.24)$$

Густина флуида је ρ .



Слика 2.7 Дејство сила на лопатицу у пумној (1) и турбинској решетки (2) [1]

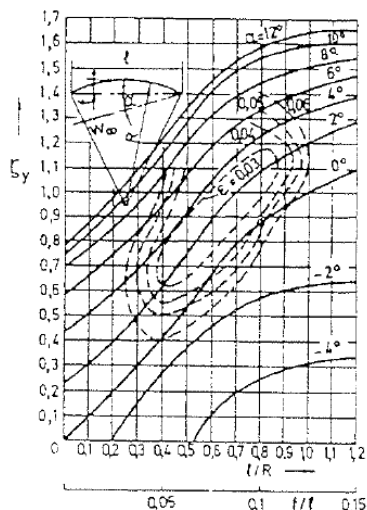
За profile аеродинамички повољног облика F_x је мала према F_y те је:

Лучна мера угла ε је од 0,02 до 0,06 и назива се финесом профила.

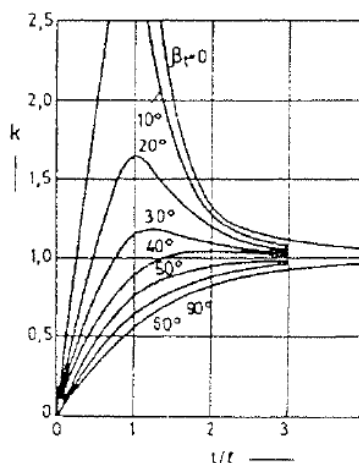
$$\xi_y = 2\pi \sin(\alpha + \frac{\beta}{2}) \approx 2\pi (\alpha + 2\frac{f}{l}) \approx 2\pi (\alpha + \frac{l}{4R}). \quad (2.26)$$

За равну плочу из једначине претходне једначине се своди на:

$$\xi_y = 2\pi \sin \alpha. \quad (2.27)$$



Слика 2.8 Коефицијент узгона и финеса кружно-лучних лопатица [1]



Слика 2.9 Однос узгонских коефицијената [1]

У недостатку других података, дијаграм са слике 2.9 се може користити и за остале профиле, те ће бити:

$$\xi_{yR} = \kappa \cdot \xi_y. \quad (2.28)$$

Прорачун лопатице методом узгонских сила - У овом случају се усваја облик профила. Рачуном се, према обимној компоненти (F_u) силе F којој делује на лопатицу у решетки профила (слика 2.7), одређује величина и нагиб профила.

За турбину је:

$$F_u = F \cos \gamma_t = F \sin (\beta_\infty - \epsilon), \quad (2.29)$$

а за пумпе:

$$F_u = F \cos \gamma_p = F \sin (\beta_\infty - \epsilon), \quad (2.30)$$

Здруживањем ових једначина добија се:

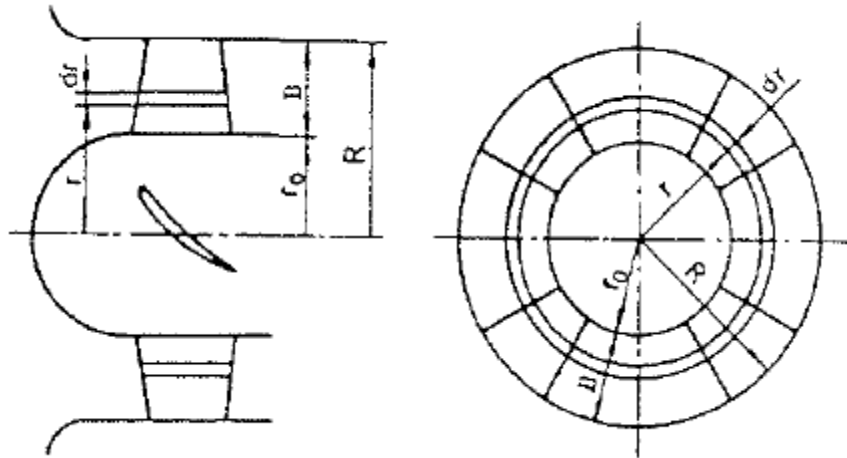
$$F_u = F \sin (\beta_\infty \pm \epsilon), \quad (2.31)$$

где знак плус вреди за пумпе, а минус за турбине.

Сила F и узгонска сила F_y заклапају мали угао ϵ , те је

$$F = F_y / \cos \epsilon \approx F_y \approx \xi_y \frac{\rho}{2} w_\infty^2 l \cdot B \quad (2.32)$$

јер је $\epsilon \approx 0$ и $\cos \epsilon \approx 1$.



Слика 2.10 Скица основног кола са прстенастим пресеком [1]

Проток кроз прстенасти пресек основног кола између радијуса r и $r+dr$ је (слика 2.10):

$$dQ = c_m 2 \cdot r \cdot \pi dr, \quad (2.33)$$

где је t корак, а број z лопатице. Снага која одговара протоку dQ је:

$$dP = \rho Y_k dQ = z u F_u dr / B, \quad (2.34)$$

где је B - радијална висина лопатице.

Са обзиром на (2.31) и (2.32) добиће се:

$$Y_k = \xi_y \frac{l}{t} \frac{u}{c_m} \frac{1}{2} w_\infty^2 \sin \beta_\infty \pm \varepsilon \quad (2.35)$$

где је l - дужина лопатице.

Због $u_2 = u_1 = u$ следи:

$$Y_k = u \cdot \Delta C_u, \quad (2.36)$$

где је:

$$\Delta C_u = C_{3u} - C_{0u}. \quad (2.37)$$

Даље је:

$$w_\infty = c_m / \sin \beta_\infty, \quad (2.38)$$

па се добија (из једначине 2.35):

$$\xi_y \frac{l}{t} = 2 \frac{\Delta C_u \sin \beta_\infty}{w_\infty \sin(\beta_\infty \pm \varepsilon)}. \quad (2.39)$$

Брзина w_∞ је средња вредност брзине w_0 и w_3 те је:

$$w_\infty^2 = c_m^2 + \left(u - \frac{c_{0u} + c_{3u}}{2}\right)^2 \quad \text{и} \quad (2.40)$$

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = \frac{c_m}{u - \frac{c_{0u} - c_{3u}}{2}}. \quad (2.41)$$

При прорачуну лопатица пумпи и турбина користи се последњи образац. За пумпе важи знак плус, а за турбине минус. Из таблице профила или са дијаграма слика 2.8 бира се ξ_y множи се фактором k узетим са дијаграма на слици 2.9. Најзад се срачуна дужина тетиве l и према њој се конструише профил.

За прорачун осних лопатица усмереног кола, прелази у облик

$$\xi_y \frac{l}{t} = 2 \cdot \frac{\Delta c_u \sin \alpha_\infty}{c_\infty \sin(\alpha_\infty - \varepsilon)}, \quad (2.42)$$

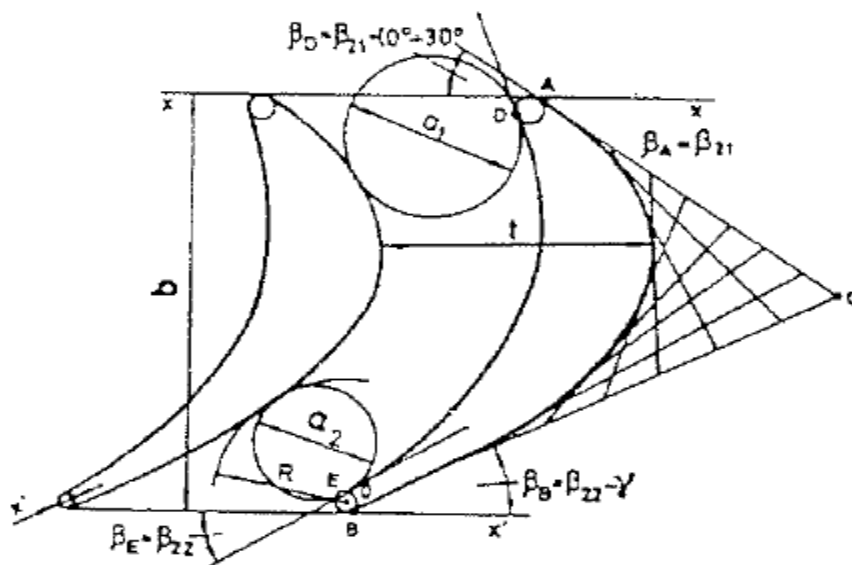
са брзином c_∞ одређеном релацијом:

$$c_\infty^2 = c_m^2 + \left(\frac{c_{0u} + c_{3u}}{2}\right)^2 \quad (2.43)$$

и углом α_∞ одређеним са:

$$\operatorname{tg} \alpha_\infty = \frac{2c_m}{c_{0u} + c_{3u}}. \quad (2.44)$$

Прорачун јако закривљених лопатица - Кад је струјно скретање велико прорачун методом узгонских сила не даје добре резултате. У овом случају се примењује геометријска конструкција лопатица, према угловима β_{21} и β_{12} за турбине или α_{31} и α_{32} за усметни апарат. Контуре јако закривљених лопатица конструишу емпиријски.



Слика 2.11 Конструкција јако закривљеног профила осног кола [1]

Конструкција се почиње превлачењем улазне и излазне линије решетке профила ($x - x'$) и ($x' - x'$) на растојању b , изабраном конструктивно. Положаји тачке А и В на почетку и на крају леђне контуре и угао β_B варирају се док се не добије погодно решење. Контура АВ се црта кружним луком и правом, са два кружна лука или параболом. На слици 2.11 учртана је парабола као одвојница фамилије тангента. Парабола тангира кругове улазног и излазног заобљена лопатице у тачкама А и В. Радијус заобљења на улазу је два до три пута већи него на излазу.

Унутрашња контура се конструише такође са кружним луцима и правама или параболом тако да додирује улазну и излазни круг кривине у тачкама D и E.

Тангенте на контуру у тачкама А и В су под углом према оси $x - x'$ $\beta_A = \beta_{21}$ и $\beta_B = \beta_{22} - \gamma$ за $\gamma = 5^\circ \dots 8^\circ$ а у тачкама D и E под угловима $\beta_D = \beta_{21} + (0^\circ \dots 30^\circ)$ и $\beta_E = \beta_{22} \dots$

По завршетку конструкције лопатице, цртасе још једна удаљена за корак t . Потом се учртавају кругови у међулопатичним каналима ради одређивања проточних пресека. На слици 2.11 учртана су само два круга, на почетку и на крају канала.

Средње вредности релативних брзина w дуж међулопатичног канала су:

$$w = \frac{w}{z a B} \cdot \quad (2.45)$$

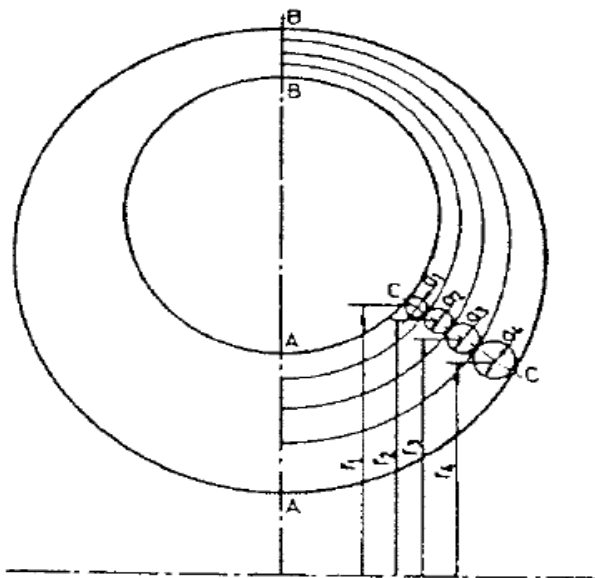
Пречник уписаног круга a се мери дуж цртежа, Q је проток, z број лопатица, а B висина лопатице.

Дијаграм промене брзине дуж средње линије канала треба да буде континуалан и да задовољава граничне услове на улазу и излазу, што се постиже дотеривањем облика лопатице.

2.5 Распоред меридијанских брзина

За сигурније одређивање троуглова брзина, а тиме и тачније изналажење повољног облика лопатице, важно је да се утврди распоред меридијанских брзина (c_m) по улазним и излазним пресецима кола. При решавању тог задатак најчешће се полази од претпоставке да се меридијанске брзине распоређују по струјном простору независно од ротационог струјања насталог обртањем дејства кола и дејством усмерених лопатица. Примењују се два решења: константе брзине по пресеку и потенцијално меридијанско струјање.

Константна брзина - При одређивању струјног поља полази се од претпоставке да су меридијанске брзине у свим тачкама пресека, постављеног нормално на струјне линије, међусобно исте и равне средњој вредности брзине одређене једначином континуитета.



Слика 2.12 Струјање при константном распореду брзина [1]

Изналажење струјних линија приказано је на слици 2.12. Претходно се струјнице нацртају по осећању. За наведени пример пошло се од пресека А - А и В - В који су подељени на једнаке површине облика кружних прстенова.

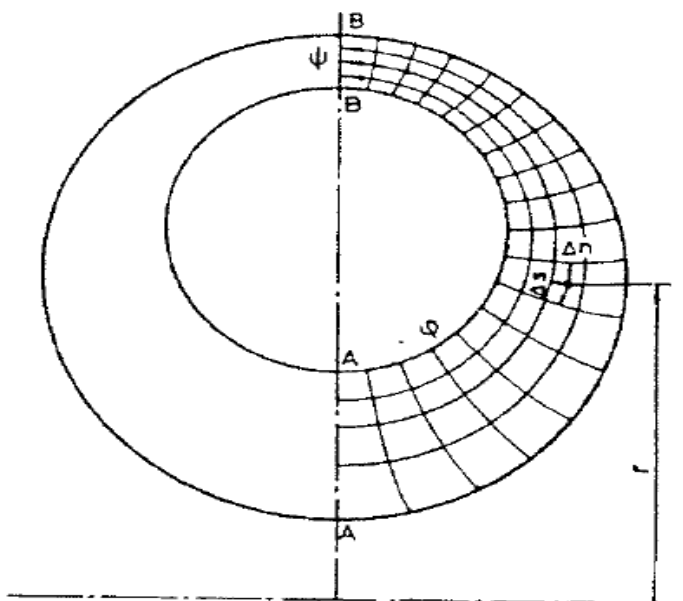
Изналажење облика струјница који одговара усвојеној претпоставци о распореду брзина постиже се постепеним дотеривањем облика већ скицираних струјница. То се постиже повлачењем нормала С - С у довољном броју пресека. Дуж сваког пресека потребно је постићи, варирањем облика струјница и пречника уписаних кругова, па због тога и варирањем облика нормале, да се

оствари ортогоналност са поправљеним струјницама - једнакост површина свих делимичних проточних пресека. Тај услов се своди на релацију:

$$r_0 \alpha_1 = r_2 \alpha_2 = r_3 \alpha_3 = \dots \quad (2.46)$$

Проточне брзине су међусобно једнаке дуж сваког пресека С - С, али се могу мењати од пресека до пресека, ако проточни тракт преносника није конструисан за константне средње меридијанске брзине.

Потенцијално меридијанско струјање - За одређивање распореда брзина тражи се мрежа струјних линија (Ψ) и линија једнаких потенцијала (φ) у меридијанској равни осно - симетричног струјног простора.



Слика 2.13 Одређивање потенцијалне мреже [1]

За усвојени или задани облик меридијанског пресека струјног простора, задатак се решава повлачењем мреже струјних и еквипотенцијалних линија, најпре по осећају 2.13, а потом се та мрежа постепеним приближавањем решењу дотерује. Рачунски поступак је следећи.

За мало померање (Δs) дуж струјнице Ψ промени се потенцијал за $\Delta \varphi$ те је: $\Delta \varphi = c_m \cdot \Delta s$, где је c_m меридијанска брзина.

Проток кроз прстенасту површину насталу ротацијом малог лука Δn еквипотенцијалне линије φ око осе симетрије струјног простора, слика 2.13 износи :

$$\Delta Q = 2 \pi r c_m \Delta n. \quad (2.47)$$

Мрежа се подешава тако да за свако Δs добије иста промена $\Delta\varphi$, а за свако Δn иста промена $\Delta\Psi$, те су и протоци (ΔQ) између суседних струјница исти.

У том случају из предходне две једначине следи:

$$r \frac{\Delta n}{\Delta s} = \frac{\Delta Q}{\Delta\varphi} 2\pi = \text{const.} \quad (2.48)$$

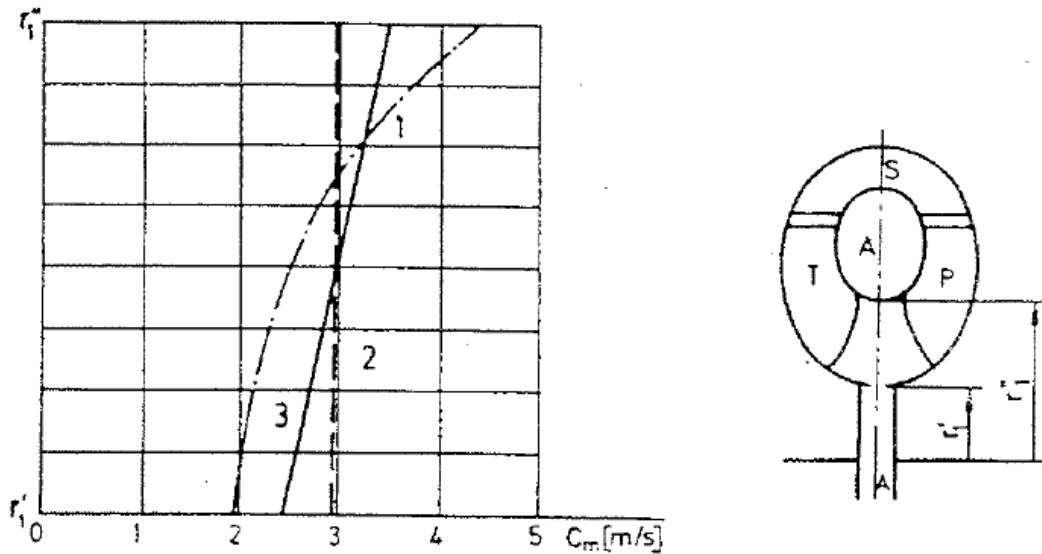
Подешавањем дужина Δs и Δn којима се одређују окца мреже и понављањем прорачуна постиже се да једначина буде задовољена у довољно великом броју тачака меридијанског пресека струјног простора.

Погодно је да се прорачун потенцијалне мреже започне у средини струјног поља померањем рачунских тачака ка улазном и излазном пресеку. Тако се мање нагомилавају грешке па се лакше и са мањим бројем интерација добија решење.

Поређење прорачунских метода. - Претпоставка о конструктивним брзинама по пресеку је елементарна и није заснована на анализи физичког закона, али омогућава лако и брзо одређивање меридијанских струјница. Рачуна се са савршеном невискозном течности, али се занемарује утицај трења, а управо силе трења теже да смање разлике у брзинама суседних честица. Због тога се ни једним ни другим начином прорачуна не добијају резултати сагласни са стварним струјањем.

Експериментална истраживања поља брзина су показала да постоји промена брзина по проточном пресеку, али је мање изражена него код потенцијалног струјања. Ради илустрације наводе се на слици 2.14 подаци о рачунатим и мерним брзинама дуж улазног пресека пумпе у једном супортносмерном мењачу. Са дијаграма се види да су стварне брзине између потенцијалних и константних.

При пројектовању преносника најчешће се усваја претпоставка о константним брзинама по пресеку. Користи се потенцијални распоред брзина као и кориговани распоред, аналогни дијаграму 3 са слике 2.14.



Слика 2.14 Распоред меридијанских брзина по преску А-А моментног мењача: 1) рачунато по потенцијалном струјању 2) Константна брзина 3) утврђено мерење [1]

2.6 Метод прорачуна просторно - закривљених лопатица

За пројектовање просторно закривљених лопатица потребно је разрадити поступак који ће омогућити представљање облика лопатице у равни. То се постиже развијањем ротационе струјне површине у раван и може се остварити када су струјне површине цилиндри или конуси. У радијално - осним просторима турбомашина ротационе струјне површи су са криволинијским изводницама, те се њихови омотачи не могу развити у раван. За раванско представљање оваквих лопатица примењују се посебни поступци пресликавања.

Користе се више метода за раванско представљање лопатичних контура одређених продором лопатице и обртне струјне површине. Када су изводнице струјних површина криволинијске, неизбежно је при раванском пресликавању контуре извесно деформисање облика и лопатичних углова. Међу примењиваним методама познате су: пресликавање на конус, пресицавање на два конуса, аналитички прорачун лопатице тачка по тачку, конформно пресликавање тачке по тачку и још неке.

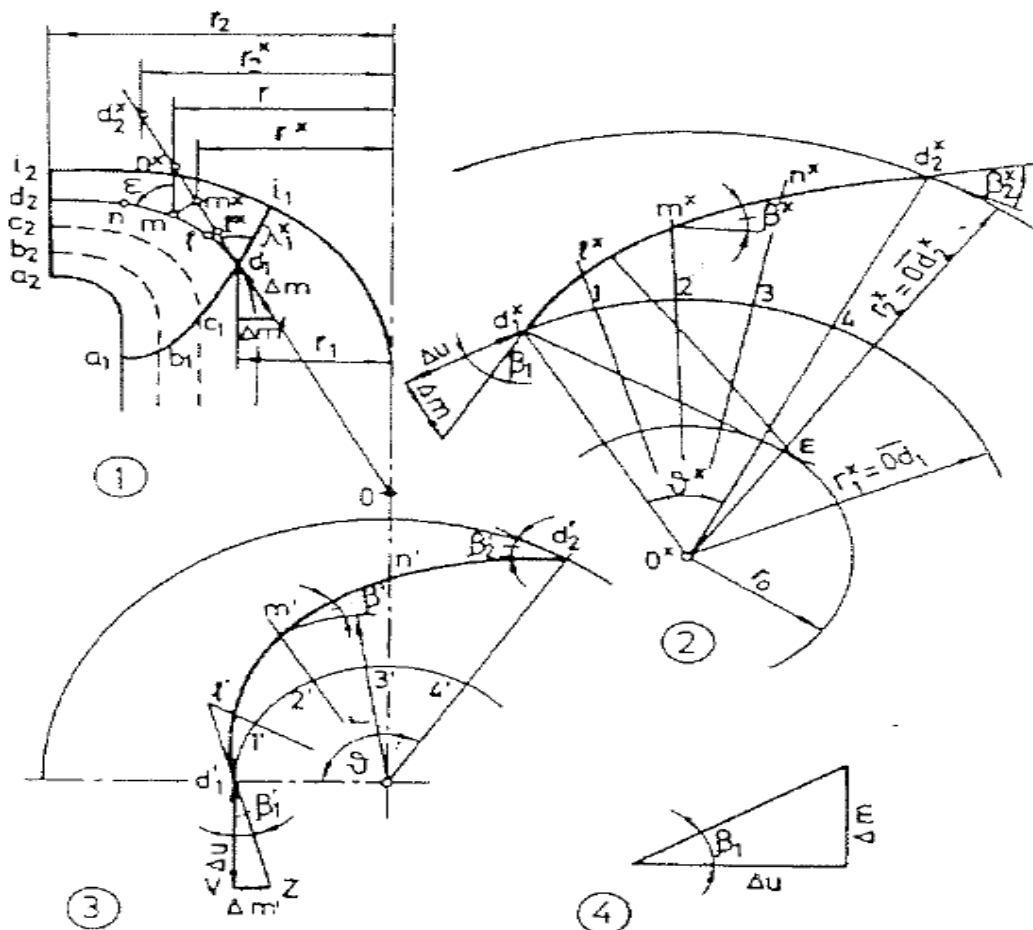
Пресликавање на конус. - Контура лопатице се пресликава на струјне површине на конус који ту површину додирује. На слици 2.15 показано је пресликавање средње линије лопатице. Кроз тачку d_1 меридијанске контуре d_1 - d_2 струјна површина повучена је тангента. Лук d_1 - d_2 се преноси на тангенту котрљањем без клизања, те се добија дуж d_1 - d_{2x} . Конус чија је изводница d_2^x развијен је на слици 2.15 у раван. На њега је уцртана средња линија лопатице са крајњим угловима θ_1 β_2^x ; Централни угао лопатице је ϑ^x . при томе је

$$\operatorname{tg} \beta_2^x = \frac{r_2}{r_2^x} \operatorname{tg} \theta_2, \quad (2.49)$$

где су r_2 и r_2^x радијуси тачака d_2 и d_2^x , β_1 и β_2 углови лопатице кола.

При преношењу развијене слике лопатице у основну пројекцију (слика 2.15) централни угао је ϑ , при чему је:

$$\vartheta^x = \frac{r_1}{r_1^x} \vartheta. \quad (2.50)$$



Слика 2.15 Пресликавање лопатице на тангентни конус [1]

Пресликавање два конуса - Тангенти конуси се постављају кроз крај тачке меридијанске контуре струјне површине. На слици 2.16 конуси су повучени кроз тачке d_1 - d_2 . Конус кроз тачку d_2 свео се, у овом случају, на тангентну раван. Унутрашња гранична тачка пресликавање је m . На конус формиран према тачки d_1 пресликан је лук d_1m , а на конус који струјна површина тангира у d_2 лук md_2 . На развијеној раванској слици лопатице (2.16/2) улазни и излазни лопатични углови (β_1 и β_2), су у правој величини. Централни угао лопатице је приказан из два дела, деоници $d_1^x m^x$ одговара ϑ_1^x са врхом у O_1^x , а деоници $m^x d_2^x$ угао ϑ_2^x са врхом у O_2^x . Одговарајући углови у основици (слика 2.16/3) су ϑ_1 и ϑ_2 [1].

Из слике троугла PP_1T следи:

$$PT = \frac{P_1T}{tg\beta} = \frac{dx}{tg\beta} \quad (2.51)$$

Како је растојање PT равно луку $p't'$ приказано у ортогоналној пројекцији на слици 2.17 биће $p't' = r \cdot d\vartheta$ па је:

$$r d\vartheta = \frac{dx}{tg\beta} \text{ или } d\vartheta = \frac{dx}{rtg\beta}. \quad (2.52)$$

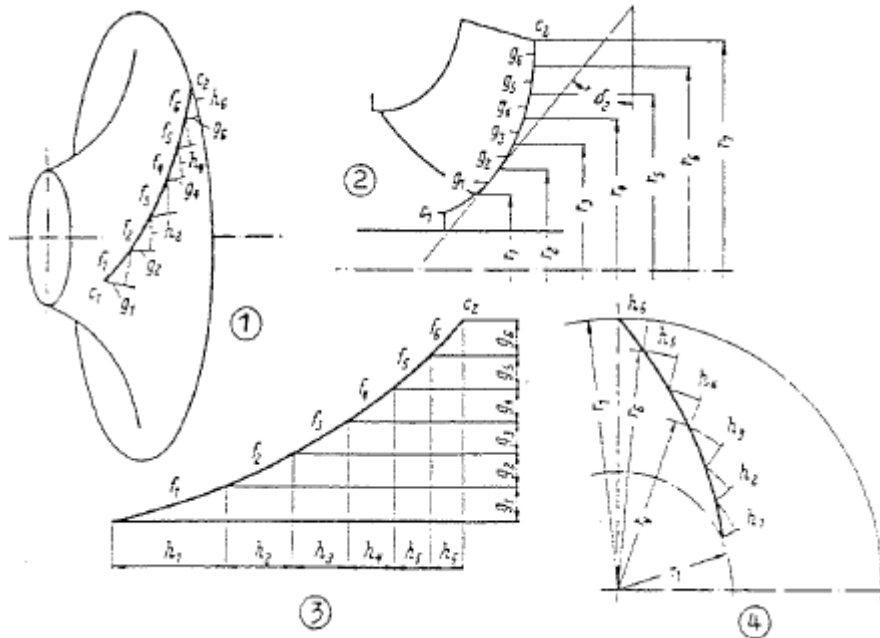
Интеграљењем се добија:

$$\vartheta = \int_0^x \frac{dx}{rtg\beta} \text{ или } \vartheta = \frac{180}{\pi} \int_0^x \frac{dx}{rtg\beta}. \quad (2.53)$$

Остале напомене за интеграљење које се односе на усвајање закона промене угла β или релативне брзине w и узимања у обзир утицаја коначне дебљине лопатице - исте су као и за прорачун цилиндричне лопатице.

Конформно пресликавање - Поступак конформног пресликавања приказан је на слици 2.18 примером пресликавања престојно струјне линије $c_1 c_2$, постављене по леђној површини пумпног кола. Линија $c_1 c_2$ аксонометријски је скицирана на слици 2.18/1 и подељена на деонице $f_1, f_2, \dots$. Кроз крајње тачке деонице f_i повучене су меридијанске равни. Оне се секу са леђне површине и секу се по луцима $h_1, h_2, \dots$. Меридијански луци $g_1, g_2, \dots$ са кружним луцима $h_1, h_2, \dots$ и деоницама струјања f_1 и f_2 чине мале криволинијске троуглове који се могу довољно тачно апроксимовати својим тетивама.

Луци g_1, g_2 виде се у правој величини на меридијанском пресеку кола (слика 2.18/2), кружни луци $h_1, h_2, \dots$ по хоризанталној оси, а дужине лукова g_1, g_2 по вертикали. Тиме се добија деоница струјне линије $f_1 f_2$ у правој величини.



Слика 2.18 Конформно пресликавање просторне струјнице у равни [1]

Изложеним поступком просторне криве c_1 c_2 пресликана је у раван, практично на конформан начин. Одступање од конформности се смањује са смањивањем величине троуглова чије се стране луци f_i , g_i , h_i и који се при пресликавању замењују тетивама, али се при том повећава број троуглова због чега расте резултанта грешка услед суперпонирања неизбежних грешака које настају при конструисању сваког троугла. Стога пр промени овог поступка треба изабрати димензије троуглова тако да се обезбеди жељена тачност облика уз смањену могућност нагомилавања грешака.

Метода конформног пресликавања је веома подесна за пројектовање просторно закривљених лопатица турбопреносника. Због тога се у следећем одељку приказује целокупан поступак одређивања облика лепотице.

2.7 Пројектовање просторно закривљених лопатица пресликавање на раван

Када се примењује поступак конформног пресликавања просторне струјнице раван, за решавање просторног закривљене лопатице полази се од следећих елемената:

Прво, меридијански пресек кола са меридијанским струјним линијама (потребно их је најмање три, (слика 2.19/1) одређује се по поступку изложеном у одељку 2.4

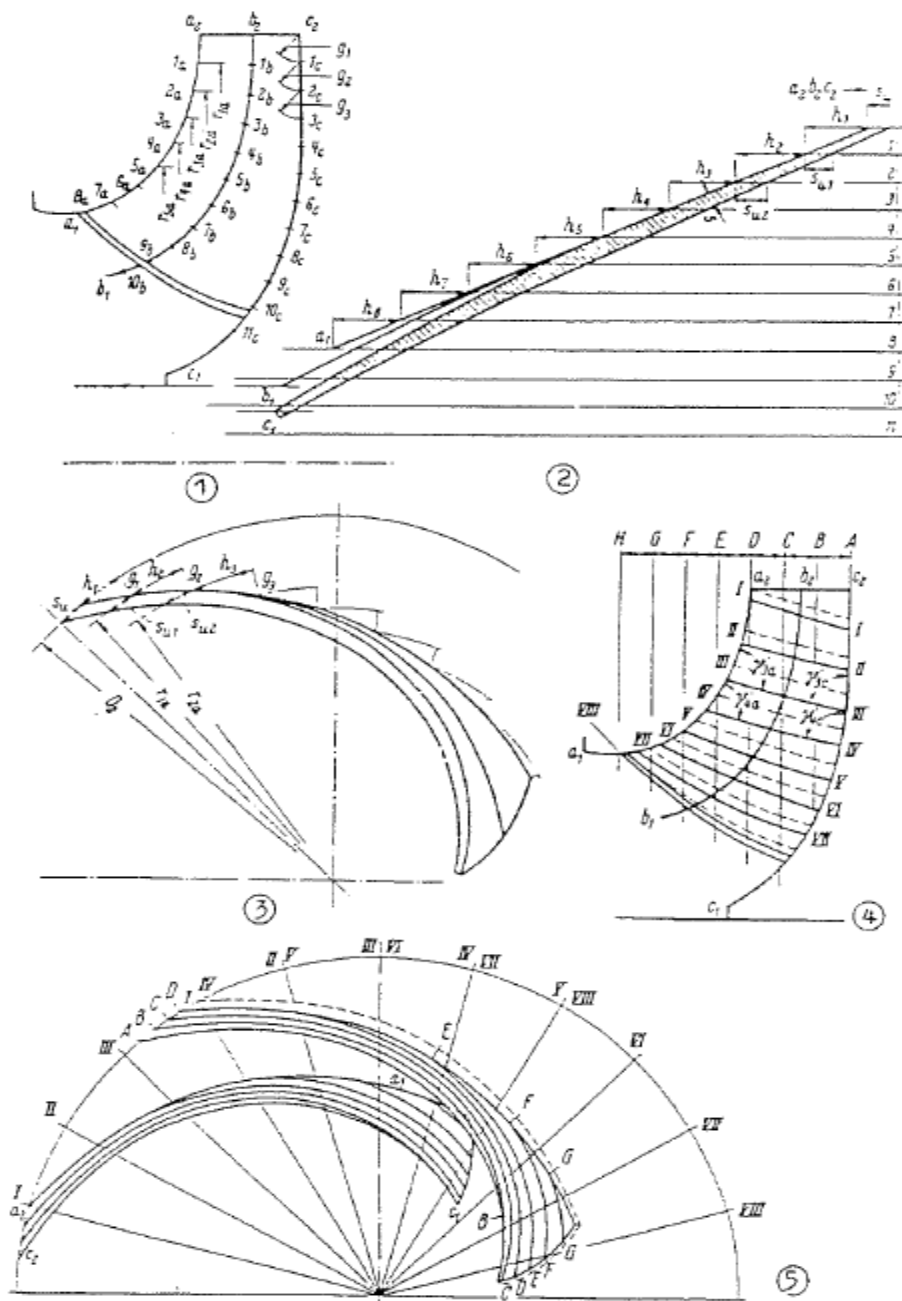
Друго, раванска слика струјних линија, (слика 2.19/2) утврђује се према угловима на улазу и излазу (β_1 и β_2), представљених на слици 2.19/1, и изабраном закону промене угла β од β_1 и β_2 .

При конструисању раванске слике дели се струјница (на пример струјница α_1 α_2) на једнаке деонице, које су и изложене примеру обележене са 1α , 2α , ... 8α . Струјнице b_1 b_2 и c_1 c_2 деле се на

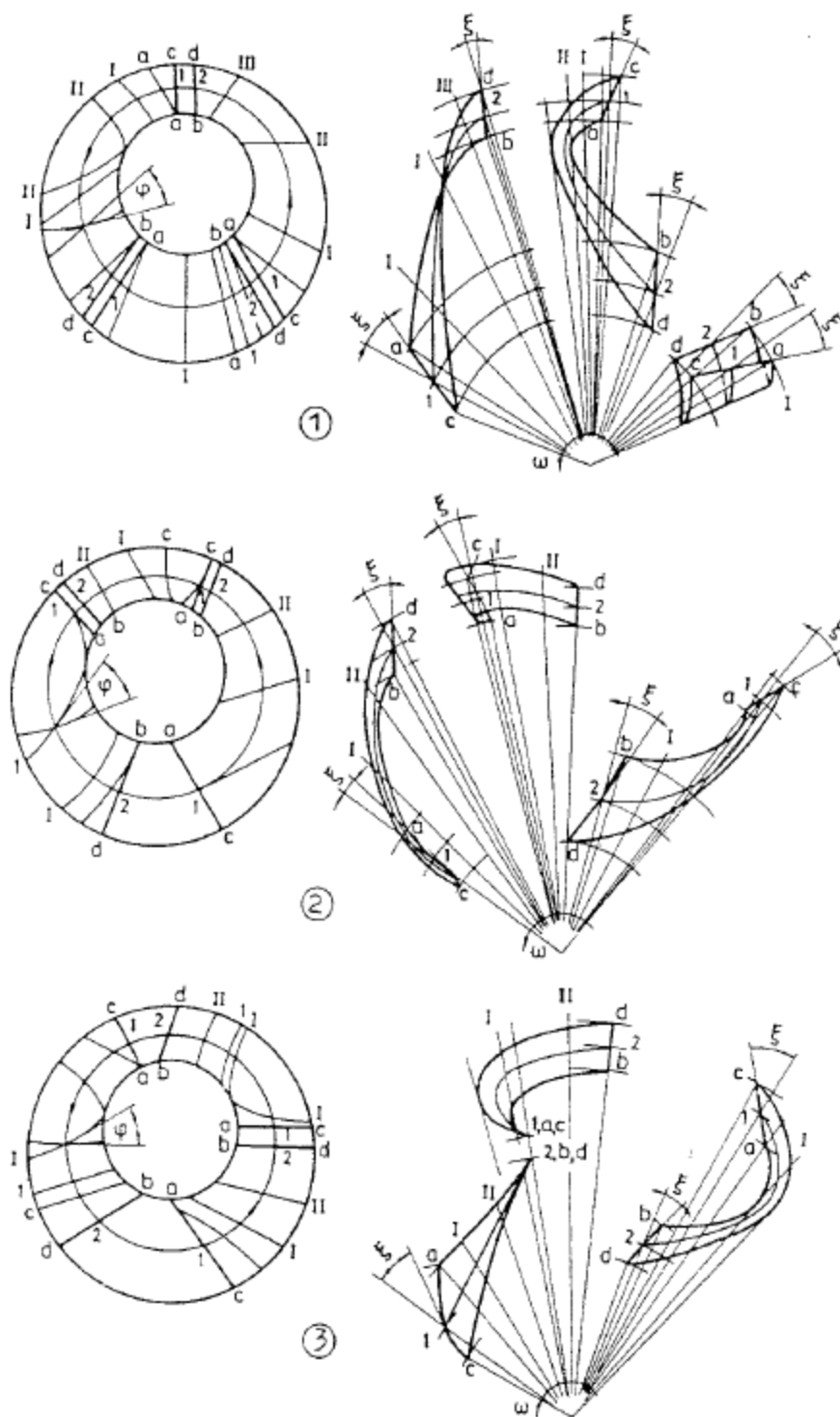
деонице исте дужине које се означе са $1b, 2b \dots 10b; 1c, 2c, \dots 11c$. На овај начин су изабране исте висине $g_1, g_2, \dots, g_{11}$ елементарних троуглова те се при конструкцији равanske слике цртају паралеле са истим међусобним растојањима, равним изабраном дужини деонице g_i . На слици 2.19/2 дебљина лопатице су нанете само уз линије c_1c_2 . Дебљина не мора да буде константна ни по целој лопатици ни дуж струјне линије. Варирање дебљине је условљено жељом да се утиче на струјне отпоре, ливачким захтевима и потребама чврстоће. Иако је, можда, лакше цртати одвојено сваку струјну линију ипак је препоручљиво да се оне цртају једна преко друге, као што је то учињено на слици 2.19/2, јер је потребно да се линије међусобно много не разликују. Крајње тачке линија треба да леже на глатким раванским или просторним кривама које чине улазну и излазну ивицу лопатице. На слици 2.19/2 излазна ивица лопатице је права и лежи у меридијанској равни (што не мора да се усваја код сваког решења), а улазна ивица је просторно закривљена.

На слици 2.19/2 дефинисани су елементи троуглова за предњу страну лопатице. При конструисању потребно је одредити троуглове и за задњу страну наношењем дебљине, што је на слици учињено само за струјницу c_1c_2 .

Када је урађено раванска слика црта се пројекција у основи. То је ортогонална пројекција површине лопатице на раван нормалну са осом кола. Конструкција почиње од произвољно изабране излазне тачке од које се наноси лук h_1 по радијусу r_2 . На потегу кроз завршну тачку лука h_1 ка центру, радиусом r_{10} узетим са слике 2.19/1 обележава се следећа тачка струјнице. То се постиже и наношењем дужина g_1 од краја h_1 ка центру кола. Поступак се наставља до тачке a_1 . При томе се цртају следеће две струјнице. Спајањем крајњих тачака добија се пројекција улазне ивице у основи. Ако се линија ломи или је са превојима треба је кориговати понављањем целог прорачуна [1].



Слика 2.19 Пројектовање лопатица 1) меридијанске струјнице 2) раванска слика лопатице 3) лопатице у основи 4) радијали и столарски пресеци у меридијанској равни 5) радијални и столарски пресеци у основи [1]



Слика 2.20 Варијанте облика лопатица кола пумпе, турбине и усмереног апарата за три различита момента мењача: 1,2,3 [1]

Дебљина лопатица (S_0) наноси се, као што је на слици 2.19/3 приказано, за струјницу $a_1 a_2$, по луцима одговарајућих радијуса. За комплетну конструкцију, дебљину треба нанети и за струјницу $b_1 b_2$ и $c_1 c_2$, што на слици 2.19/3 није учињено.

Струјне линије које одређују струјањем по површинама лопатице представљене су меридијанским пројекцијама, на слици 2.19/1, и изгледом у основи, на слици 2.19/3. Оне комплетно одређују облик лопатице и чине једну од фамилија конструктивних линија. Следећа фамилија су радијални пресеци леђне и грудне лопатице, за конструкцију ових линија поновљени су цртежи меридијанског пресека кола (слика 2.19/4) и основе (слика 2.19/5). У основи су приказане две лопатице, једна леђном, а друга грудном површином. Преко њих су повучене радијалне осе обележене са I, II, ... VIII које означавају радијални пресек лопатице. Пресечне линије су приказане на цртежу 2.19/4 за грудну површину пуним цртама, а за леђну испрекиданим.

Повлачењем снопа паралелних еквиливантних равни, нормалних на обртну осу, на слици 2.19/4 обележених са А,В, ... Н, добијају се пресеци познатих под називом столарски пресеци. Према облику пресечених линија, по леђној и грудној страни лопатице (слика 2.19/5), исецају се даске одговарајуће дебљине и слажу се једна преко друге. Скидањем степеника са тако настале степенасте површине, добијају се тачни облици леђне и грудне стране лопатице.

Методом столарских пресека израђује се алат за формирање међулопатичног језгра, потребног при ливењу кола. Тим поступком се такође израђује алат за пресовање или ковање лопатица које се уграђују при ливењу кола.

На слици 2.20 приказане су лопатице пумпе, турбине и усмереног апарата за три мењача. У сва три случаја пумпе су центрифугалне. Турбина 1 је центрипетална, 2 осна, а 3 центрифугална. Усмерени апарати су осни (1) и центрипетални (2 и 3).

3. Прорачун угла нагиба лопатица турбомењача

У овом поглављу извршен је прорачун основних геометријских параметара турбомењача, као и угла нагиба лопатица у софтверском пакету MathCAD.

3.1 Избор типа турбомењача:

$$i = 0.4 \dots 0.8 \text{ препоручено}$$

$$i = 0.78 \text{ усвојено}$$

3.2. Одређивање напора и протока:

$$\log n_{sp} = \frac{1.87}{\sqrt[5]{1 + \log i}} + a = \frac{1.87}{\sqrt[5]{1 + \log 0.78}} + 0.05 = 1.963$$

$$a = 0.02 \dots 0.4 \text{ препоручено}$$

$$a = 0.05 \text{ усвојено}$$

Специфични број обртаја:

$$n_{sp} = 10^{1.963} = 91.833$$

$$n_{sp} = 80 \dots 100 \text{ препоручено}$$

$$n_{sp} = n \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

Висински напор пумпног кола:

$$H = \frac{n}{n_{sp}} \cdot P^{\frac{1}{2} \cdot \frac{4}{5}} = \frac{1600}{91.833} \cdot 167^{\frac{1}{2} \cdot \frac{4}{5}} = 76.2m$$

Напор пумпног кола

$$Y_p = g \cdot H = 9.81 \cdot 76.2 = 747 \text{ J / Kg}$$

Проток радног флуида у турбомењачу:

$$V = \frac{P}{Y_p \cdot \rho} = \frac{167 \cdot 10^3}{747 \cdot 850} = 0.263 \text{ m}^3 / s$$

3.3 Одређивање активног пречника циркулације:

$$\lambda_p = 0.1 \dots 4.4 \cdot 10^{-3} \text{ препоручено}$$

$$\lambda_p = 3.2 \cdot 10^{-3} \text{ усвојено}$$

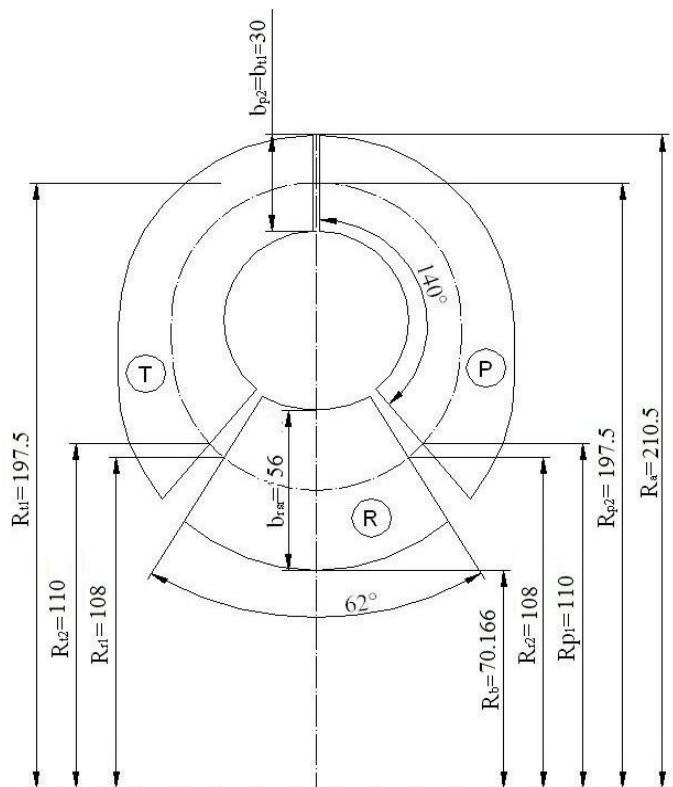
Активни пречник циркулације

$$D_a = \frac{P}{\rho \cdot \omega^3 \lambda_p}^{\frac{1}{5}} = \frac{167 \cdot 10^3}{850 \cdot 166.551^3 \cdot 3.2 \cdot 10^{-3}}^{\frac{1}{5}} = 0.4214 \text{ m}$$

$$\omega_p = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1600}{30} = 166.551 \text{ rad/s}$$

$$D_a = 425 \text{ mm} \quad \text{Усвојено}$$

3.4 Избор распореда радних кола и његове геометрије:



Слика 3.1 – Меридијански пресек турбомењача

$$\varphi_p = \varphi_t = 140^\circ$$

$$\varphi_r = 62^\circ$$

$$l_{mp} = l_{mt} = 111.92 \text{ mm}$$

$$l_{mr} = 62.6978 \text{ mm}$$

3.5 Прорачун пумпног кола:

Прорачун пумпног кола на излазу:

$$\beta_{p2L} = 35^\circ \dots 90^\circ \text{ препоручено}$$

$$\boxed{\beta_{p2L} = 80^\circ} \text{ усвојено}$$

Ширина лопатице на излазу из пумпног кола:

$$c_{mp2} = 0.14 \dots 0.25 \cdot u_{\max} \text{ препоручено}$$

$$u_{\max} = \frac{D_a}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{0.425}{2} \cdot \frac{\pi \cdot 1600}{30} = 35.59 \text{ m / s}$$

$$C_{mp2} = 0.2 \cdot 35.59 = 7.12 \text{ m / s}$$

$$c_{mp2} = \frac{\dot{V}}{\pi \cdot D_a - b_{p2} \cdot b_{p2}}$$

$$b_{p2}^2 - D_a \cdot b_{p2} + \frac{\dot{V}}{\pi \cdot c_{mp2}} = 0$$

$$b_{p2}^2 - 0.425 \cdot b_{p2} + \frac{0.263}{\pi \cdot 7.12} = 0$$

$$b_{p2(1/2)} = \frac{0.425 \pm \sqrt{0.425^2 - 4 \cdot 0.0118}}{2} = \frac{0.425 \pm 0.3653}{2} =$$

$$b_{p2/1} = 0.39515$$

$$b_{p2/2} = 0.02985$$

$$\boxed{b_{p2} = 30 \text{ mm}} \text{ усвојено}$$

$$u_{p2} = \omega_p \cdot r_{p2} = 161.551 \cdot 0.1975 = 31.9 \text{ m / s}$$

$$c_{mp2\infty} = c_{mp20} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{p2} \cdot b_{p2}} = \frac{0.263}{2 \cdot \pi \cdot 0.1975 \cdot 0.03} = 7.068 \text{ m / s}$$

$$w_{p2} = \frac{c_{mp2\infty}}{\sin \beta_{p2L}} = \frac{7.068}{\sin 80^\circ} = 7.177 \text{ m / s}$$

$$c_{up2\infty} = u_{p2} - \frac{c_{mp2\infty}}{\tan \beta_{p2L}} = 31.9 - \frac{7.068}{\tan 80^\circ} = 30.654 \text{ m/s}$$

$$\frac{l_{mp}}{t_{p2}} = 1.5 \dots 2 = \frac{z_p \cdot l_{mp}}{2 \cdot \pi \cdot r_{p2}} \text{ препоручено}$$

$$\left(\frac{l_{mp}}{t_{p2}} \right)^* = 1.75 \text{ усвојен}$$

Број лопатица пумпног кола

$$z_p = \frac{l_{mp} / t_{p2}^* \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{p2}}{l_{mp}} = \frac{1.75 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.1975}{0.11192} = 19.39$$

$z_p = 19$	- усвајамо
------------	------------

Корак лопатице на излазу из пумпног кола

$$t_{p2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{p2}}{z_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.1975}{19} = 0.065 \text{ m} = 65 \text{ mm}$$

$\delta_p = 1 \text{ mm}$ лопатица израђена од лима

$$\xi_{p2} = 1 - \frac{\delta_p}{t_{p2} \cdot \sin \beta_{p2L}} = 1 - \frac{0.001}{0.065 \cdot \sin 80^\circ} = 0.9844$$

$$c_{mp2} = \frac{c_{mp20}}{\xi_{p2}} = \frac{7.068}{0.9844} = 7.18 \text{ m/s}$$

$$\psi = 0.55 \dots 0.65 + 0.6 \cdot \sin \beta_{p2} = 0.6 + 0.6 \cdot \sin 80 = 1.191$$

Статистички момент линије:

$$S = \frac{r_2}{r_1} r d l m \approx \frac{r_{p1} + r_{p2}}{2} \cdot l_m = \frac{0.1108 + 0.1975}{2} \cdot 0.11192 = 0.01837$$

$$p = \frac{\psi \cdot r_{p2}^2}{t_{p2} - \delta_p \cdot z_p} = \frac{1.191 \cdot 0.1975^2}{0.065 - 0.001 \cdot 19} = 0.0382$$

$$\mu_p = \frac{1}{1 + p} = \frac{1}{1 + 0.0382} = 0.9632$$

$$c_{up2} = \mu_p \cdot c_{up2\infty} = 0.9632 \cdot 30.654 = 29.526 \text{ m/s}$$

$$w_{p2} = \sqrt{(u_{p2} - c_{up2})^2 + c_{mp2}^2} = \sqrt{31.9 - 29.526^2 + 7.18^2} = 7.562 \text{ m/s}$$

Прорачун пумпног кола на улазу:

$$u_{p1} = \omega_p \cdot r_{p1} = 166.551 \cdot 0.110 = 18.32061 \text{ m/s}$$

$$c_{mp1\infty} = c_{mp10} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{p1} \cdot b_{p1}} = \frac{0.263}{2 \cdot \pi \cdot 0.110 \cdot 0.056} = 6.798 \text{ m/s}$$

Корак лопатице на излазу из пумпног поља

$$t_{p1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{p1}}{z_p} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.110}{19} = 0.036578 \text{ m} = 36.6 \text{ mm}$$

$$Y_p = u_{p2} \cdot c_{up2\infty} - u_{p1} \cdot c_{up1\infty}$$

$$c_{up1} = c_{up1\infty} = \frac{u_{p2} \cdot c_{up2\infty} - Y_p}{u_{p1}} = \frac{31.9 \cdot 30.654 - 747}{18.32061} = 12.6 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_{p10} = \frac{c_{mp10}}{u_{p1} - c_{up1}} = \frac{6.798}{18.32061 - 12.6} = 1.188 \rightarrow \beta_{p10} = 49.72^\circ$$

$$\frac{\sin \beta'_{p1}}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta'_{p1}}} = \frac{c_{mp10} \cdot t_{p1} \cdot \sin \beta'_{p1}}{t_{p1} \cdot \sin \beta'_{p1} - \delta_p \cdot u_{p1} - c_{mp10}}$$

$$1 + \tan^2 \beta_{p10} \cdot t_{p1}^2 \cdot \sin^2 \beta'_{p1} - 2 \cdot t_{p1} \cdot \delta_p \cdot \sin \beta'_{p1} + \delta_p^2 - t_{p1}^2 \cdot \tan^2 \beta_{p10} = 0$$

$$1 + \tan^2 49.72^\circ \cdot 36.6^2 \cdot \sin^2 \beta'_{p1} - 2 \cdot 36.6 \cdot 1 \cdot \sin \beta'_{p1} + (1^2 - 36.6^2 \cdot \tan^2 49.72^\circ) = 0$$

$$3204.74 \cdot \sin^2 \beta'_{p1} - 73.24 \cdot \sin \beta'_{p1} - 1864.18 = 0$$

$$\sin \beta'_{p1(1,2)} = \frac{73.24 \pm \sqrt{73.24^2 - 4 \cdot 3204.74 \cdot (-1864.18)}}{2 \cdot 3204.74} = \frac{73.24 \pm 4888.98}{6409.48}$$

$$\sin \beta'_{p1(1)} = 0.774 \rightarrow \beta_{p1} = 50.7^\circ \quad \text{усваја се } 51^\circ$$

$$\sin \beta'_{p1(2)} = -0.751$$

$$\xi_{p1} = 1 - \frac{\delta_p}{t_{p1} \cdot \sin \beta'_{p1}} = 1 - \frac{0.001}{0.0366 \cdot \sin 51} = 0.9648$$

$$c'_{mp1} = \frac{c_{mp10}}{\xi'_{p1}} = \frac{6.798}{0.96488} = 7.045 \text{ m/s}$$

$$w'_{p1} = \frac{c'_{mp1}}{\sin \beta'_{p1}} = \frac{7.0451}{\sin 51^\circ} = 9.0658 \text{ m/s}$$

$$w'_{p1} = 9.0658 \text{ m/s} > w_{p2} = 7.177 \text{ m/s} \text{ не постоји дифузност!}$$

$\beta_{p1L} = 51^\circ$	усвојено
--------------------------	----------

3.6 Прорачун турбинског кола:

Прорачун турбинског кола на улазу:

$$n_t = i \cdot n_p = 0.78 \cdot 1600 = 1248 \text{ o / min}$$

$$u_{t1} = \omega_p \cdot i \cdot r_{t1} = 166,551 \cdot 0.78 \cdot 0.1975 = 25.657 \text{ m / s}$$

$$\eta_h = 0.82$$

$$Y_t = Y_p \cdot \eta_h = 747 \cdot 0.82 = 612.54 \text{ J / Kg}$$

$$c_{mt1\infty} = c_{mt10} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{t1} \cdot b_{t1}} = \frac{0.263}{2 \cdot \pi \cdot 0.1975 \cdot 0.03} = 7.068 \text{ m / s}$$

$$c_{ut1} = c_{up2} \cdot \frac{r_{p2}}{r_{t1}} = c_{up2} = 29.526 \text{ / s}$$

$$\frac{l_{mt}}{t_{t2}} = 1.75 \dots 3 = \frac{z_t \cdot l_{mt}}{2 \cdot \pi \cdot r_{t2}} \text{ препоручено}$$

$$\left(\frac{l_{mt}}{t_{t2}} \right)^* = 3 \text{ усвојено}$$

Број лопатица турбинског кола

$$z_t = \frac{l_{mt} / t_{t2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{t2}}{l_{mt}} = \frac{3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.110}{111.92 \cdot 10^{-3}} = 18.516 \approx z_p$$

$$z_t = z_p + 2 = 19 + 2 = 21$$

* Због мале разлике у броју лопатица турбинског кола добијеног прорачуном горњом релацијом, у односу на пумпно коло, употребљива за израз: $z_t = z_p + 2 = 19 + 2 = 21$

$Z_p = 21$

усвојено

Корак лопатица на улазну у турбинско коло:

$$t_{t1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{t1}}{z_t} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.1975}{21} = 0.0591 \text{ m} = 59.1 \text{ mm}$$

$$\frac{\sin \beta'_{t1}}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta'_{t1}}} = \frac{c_{mt1\infty} \cdot t_{t1} \cdot \sin \beta'_{t1}}{t_{t1} \cdot \sin \beta'_{t1} - \delta_t \cdot u_{t1} - c_{mt1\infty}}$$

$$\tan \beta_{t10} = \frac{c_{mt10}}{u_{t1} - c_{ut1}} = \frac{7.068}{25.657 - 29.526} = -1.8266 \rightarrow \beta_{t10} = 118.69^\circ$$

$$1 + \tan^2 \beta_{t10} \cdot t_{t1}^2 \cdot \sin^2 \beta'_{t1} - 2 \cdot t_{t1} \cdot \delta_t \cdot \sin \beta'_{t1} + \delta_t^2 - t_{t1}^2 \cdot \tan^2 \beta_{t10} = 0$$

$$1 + \tan^2(-61.3^\circ) \cdot 59.1^2 \cdot \sin^2 \beta'_{p1} - 2 \cdot 59.1 \cdot 1 \cdot \sin \beta'_{p1} + (1^2 - 59.1^2 \cdot \tan^2(-61.3^\circ)) = 0$$

$$15145.65 \sin^2 \beta'_{t1} - 118.2 \cdot \sin \beta'_{p1} - 11652.84 = 0$$

$$\sin \beta'_{t1(1)} = \frac{118.2 \pm \sqrt{118.2^2 - 4 \cdot 15145.65 \cdot (-11652.84)}}{2 \cdot 15145.65} = \frac{118.2 \pm 26570.16}{30291.3}$$

$$\sin \beta'_{t1(1)} = 0.881$$

$$\sin \beta'_{t1(2)} = -0.8732 \rightarrow \beta'_{t1} = -60.837^\circ$$

$$\xi'_{tl} = 1 - \frac{\delta_t}{t_{t1} \cdot \sin \beta'_{tl}} = 1 - \frac{0.001}{0.0591 \cdot |\sin -60.837^\circ|} = 0.806$$

$$c'_{mt1} = \frac{c_{mt1\infty}}{\xi'_{tl}} = \frac{7.068}{0.806} = 8.769 \text{ m/s}$$

$$\Delta \beta_{t1} = -7^\circ \dots 20^\circ$$

$$\beta_{t1} = \beta'_{t1} - \Delta \beta_{t1} = -60.837^\circ - -10.837^\circ = -50^\circ$$

$\beta_{t1L} = -50^\circ$

Усвојено $\beta_{t1L} = 130^\circ$

Коефицијент сужења струје у међулопатичном простору:

$$\xi_{t1} = 1 - \frac{\delta_t}{t_{t1} \cdot \sin \beta_{t1L}} = 1 - \frac{0.001}{0.0591 \cdot \sin(-50^\circ)} = 0.978$$

$$c_{mt1} = \frac{c_{mt1\infty}}{\xi_{t1}} = \frac{7.068}{0.978} = 7.227 \text{ m/s}$$

Прорачун турбинског кола на излазу:

$$u_{t2} = \omega_p \cdot i \cdot r_{t2} = 166.551 \cdot 0.78 \cdot 0.110 = 14.29 \text{ m/s}$$

$$c_{mt2\infty} = c_{mt20} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{t2} \cdot b_{t2} \cdot \eta_v} = \frac{0.263}{2 \cdot \pi \cdot 0.11 \cdot 0.056 \cdot 0.98} = 6.937 \text{ /s}$$

$$c_{ut2} = \frac{u_{t1} \cdot c_{ut1} - Y_t}{u_{t2}} = \frac{25.657 \cdot 29.5265 - 612.54}{14.29} = 10.141 \text{ m/s}$$

$$t_{t2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{t2}}{z_t} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.11}{21} = 0.0328 \text{ m} = 32.8 \text{ mm}$$

$$\frac{\sin \beta'_{t2}}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta'_{t2}}} = \frac{c_{mt2\infty} \cdot t_{t2} \cdot \sin \beta'_{t2}}{t_{t2} \cdot \sin \beta'_{t2} - \delta_t \cdot u_{t2} - c_{mt2\infty}}$$

$$\tan \beta_{t20} = \frac{c_{mt20}}{u_{t2} - c_{ut2}} = \frac{6.937}{14.29 - 10.141} = 1.6719 \rightarrow \beta_{t20} = 59.11^\circ$$

$$1 + \tan^2 \beta_{t20} \cdot t_{t2}^2 \cdot \sin^2 \beta'_{t2} - 2 \cdot t_{t2} \cdot \delta_t \cdot \sin \beta'_{t2} + \delta_t^2 - t_{t2}^2 \cdot \tan^2 \beta_{t20} = 0$$

$$1 + \tan^2 59.11^\circ \cdot 32.8^2 \cdot \sin^2 \beta'_{t2} - 2 \cdot 32.8 \cdot 1 \cdot \sin \beta'_{t2} + (1^2 - 32.8^2 \cdot \tan^2 59.11) = 0$$

$$4081.79 \sin^2 \beta'_{t2} - 65.6 \cdot \sin \beta'_{t2} - 3004.94 = 0$$

$$\sin \beta'_{t2(1,2)} = \frac{65.6 \pm \sqrt{65.6^2 - 4 \cdot 4081.79 \cdot (-3004.94)}}{2 \cdot 4081.79} = \frac{65.6 \pm 7004.7092}{8163.58}$$

$$\sin \beta'_{t2(1)} = 0.866 \quad \beta'_{t2} = 60^\circ$$

$$\sin \beta'_{t2(2)} = -0.85$$

$$\xi'_{t2} = 1 - \frac{\delta_t}{t_{t2} \cdot \sin \beta'_{t2}} = 1 - \frac{0.001}{0.0328 \cdot |\sin 60^\circ|} = 0.964$$

$$c'_{mt2} = \frac{c_{mt2\infty}}{\xi'_{t2}} = \frac{6.937}{0.964} = 7.196 \text{ m/s}$$

$$\Delta \beta_{t2} = 2^\circ \dots 6^\circ$$

$$\beta_{t2} = \beta'_{t2} - \Delta \beta_{t2} = 60^\circ - 2^\circ = 58^\circ$$

$\beta_{t2L} = 58^\circ$

усвојено

Коефицијент сужења струје у међулопатичном каналу

$$\xi_{t2} = 1 - \frac{\delta_t}{t_{t2} \cdot \sin \beta_{t2l}} = 1 - \frac{0.001}{0.0328 \cdot \sin 58^\circ} = 0.964$$

$$c_{mt2} = \frac{c_{mt2\infty}}{\xi_{t2}} = \frac{6.937}{0.964} = 7.196 \text{ m/s}$$

3.7 Прорачун реакторског кола:

Прорачун реакторског кола на улазу:

$$u_{r1} = 0 \text{ m/s}$$

$$c_{mr1\infty} = c_{mr0} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{r1} \cdot b_{r1}} = \frac{0.263}{2 \cdot \pi \cdot 0.108 \cdot 0.056} = 6.924 \text{ m/s}$$

$$c_{ur1} = c_{ut2} \cdot \frac{r_{t2}}{r_{r1}} = 10.141 \cdot \frac{0.118}{0.108} = 11.08 \text{ m/s}$$

$$\frac{l_{mr}}{t_{r2}} = 1.5 \dots 2 = \frac{z_r \cdot l_{mr}}{2 \cdot \pi \cdot r_{r2}} \text{ препоручено}$$

$$\left(\frac{l_{mr}}{t_{r2}} \right)^* = 1.5 \text{ усвојено}$$

Број лопатица турбинског кола

$$z_r = \frac{l_{mr} / t_{r2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{r2}}{l_{mr}} = \frac{1.5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.108}{62.6978 \cdot 10^{-3}} = 16.22$$

$$z_r = 17 \text{ усвојено}$$

Корак лопатица на улазу и излазу из реакторског кола

$$t_{r1} = t_{r2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{r1}}{z_r} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.108}{17} = 0.0399 = 40 \text{ mm}$$

$$\delta_{r1,2} \approx 1 \text{ mm ливене лопатице}$$

$$\tan \beta_{r10} = \frac{c_{mr10}}{u_{r1} - c_{ur1}} = \frac{6.924}{0 - 11.08} = -0.568 \rightarrow \beta_{r10} = -29.596^\circ$$

$$1 + \tan^2 \beta_{r10} \cdot t_{r1}^2 \cdot \sin^2 \beta'_{r1} - 2 \cdot t_{r1} \cdot \delta_{r1} \cdot \sin \beta'_{r1} + \delta_{r1}^2 - t_{r1}^2 \cdot \tan^2 \beta_{r10} = 0$$

$$1 + \tan^2(-29.596^\circ) \cdot 40^2 \cdot \sin^2 \beta'_{p1} - 2 \cdot 40 \cdot 1 \cdot \sin \beta'_{p1} + (1^2 - 40^2 \cdot \tan^2(-29.596^\circ)) = 0$$

$$2116.17 \sin^2 \beta'_{t1} - 80 \cdot \sin \beta'_{p1} - 515.17 = 0$$

$$\sin \beta'_{r1(1)} = \frac{80 \pm \sqrt{80^2 - 4 \cdot 2116.17 \cdot (-515.17)}}{2 \cdot 2116.17} = \frac{80 \pm 2089.779}{4232.34}$$

$$\sin \beta'_{r1(1)} = 0.5126 \rightarrow \beta'_{r1} = 30.84^\circ$$

$$\sin \beta'_{r1(2)} = -0.4748$$

$$\xi'_{r1} = 1 - \frac{\delta_{r1}}{t_{r1} \cdot \sin \beta'_{r1}} = 1 - \frac{0.001}{0.04 \cdot \sin 30.84^\circ} = 0.951$$

$$c'_{mr1} = \frac{c_{mr1\infty}}{\xi'_{r1}} = \frac{6.924}{0.951} = 7.28 \text{ m/s}$$

$$\Delta \beta_{r1} = -7^\circ \dots 20^\circ$$

$$\beta_{r2} = \beta'_{r2} - \Delta \beta_{r2} = 30.84^\circ + (-7.84^\circ) = 33^\circ$$

$$\boxed{\beta_{r1L} = 33^\circ} \text{ усвојено}$$

Коефицијент сужења струје у међулопатичном каналу:

$$\xi_{r1} = 1 - \frac{\delta_{r1}}{t_{r1} \cdot \sin \beta_{r1L}} = 1 - \frac{0.001}{0.040 \cdot \sin 33^\circ} = 0.954$$

$$c_{mr1} = \frac{c_{mr1\infty}}{\xi_{r1}} = \frac{6.924}{0.954} = 7.257 \text{ m/s}$$

Прорачун реакторског кола на излазу:

$$u_{r2} = 0 \text{ m/s}$$

$$c_{mr2\infty} = c_{mr20} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{t2} \cdot b_{t2}} = \frac{0.263}{2 \cdot \pi \cdot 0.108 \cdot 0.056} = 6.924 \text{ m/s}$$

$$c_{ur2} = c_{ut2} \cdot \frac{r_{p1}}{r_{r2}} = 10.141 \cdot \frac{0.11}{0.108} = 10.329 \text{ m/s}$$

$$\frac{\sin \beta'_{r2}}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta'_{r2}}} = \frac{c_{mr2\infty} \cdot t_{r2} \cdot \sin \beta'_{r2}}{t_{r2} \cdot \sin \beta'_{r2} - \delta_r \cdot u_{r2} - c_{mr2\infty}}$$

$$\tan \beta_{r20} = \frac{c_{mr20}}{u_{r2} - c_{ur2}} = \frac{6.924}{0 - 10.329} = -0.67 \rightarrow \beta_{r20} = -42.067^\circ$$

$$1 + \tan^2 \beta_{r20} \cdot t_{r2}^2 \cdot \sin^2 \beta'_{r2} - 2 \cdot t_{r2} \cdot \delta_r \cdot \sin \beta'_{r2} + \delta_r^2 - t_{r2}^2 \cdot \tan^2 \beta_{r20} = 0$$

$$1 + \tan^2(-42.067^\circ) \cdot 40^2 \cdot \sin^2 \beta'_{r2} - 2 \cdot 40 \cdot 1 \cdot \sin \beta'_{r2} + (1^2 - 40^2 \cdot \tan^2(-42.067^\circ)) = 0$$

$$2903.3 \sin^2 \beta'_{r2} - 80 \sin \beta'_{r2} - 1302.28 = 0$$

$$\sin \beta'_{r2(1,2)} = \frac{80 \pm \sqrt{80^2 - 4 \cdot 2903.3 \cdot (-1302.28)}}{2 \cdot 2903.3} = \frac{80 \pm 3889.74}{5806.6}$$

$$\sin \beta'_{r2(1)} = 0.684 \rightarrow \beta'_{t2} = 43.15^\circ$$

$$\sin \beta'_{r2(2)} = -0.656$$

$$\xi'_{r2} = 1 - \frac{\delta_r}{t_{r2} \cdot \sin \beta'_{r2}} = 1 - \frac{0.001}{0.040 \cdot \sin 43.15^\circ} = 0.9634$$

$$c'_{mr2} = \frac{c_{mr2\infty}}{\xi'_{t2}} = \frac{6.924}{0.9634} = 7.187 \text{ m/s}$$

$$\Delta \beta_{r2} = 2^\circ \dots 6^\circ$$

$$\beta_{r2} = \beta'_{r2} - \Delta \beta_{r2} = 43.15^\circ - 3.15^\circ = 40^\circ$$

$$\boxed{\beta_{r1L} = 40^\circ} \quad \text{усвојено}$$

Коефицијент сужења струје у међулопатилном каналу:

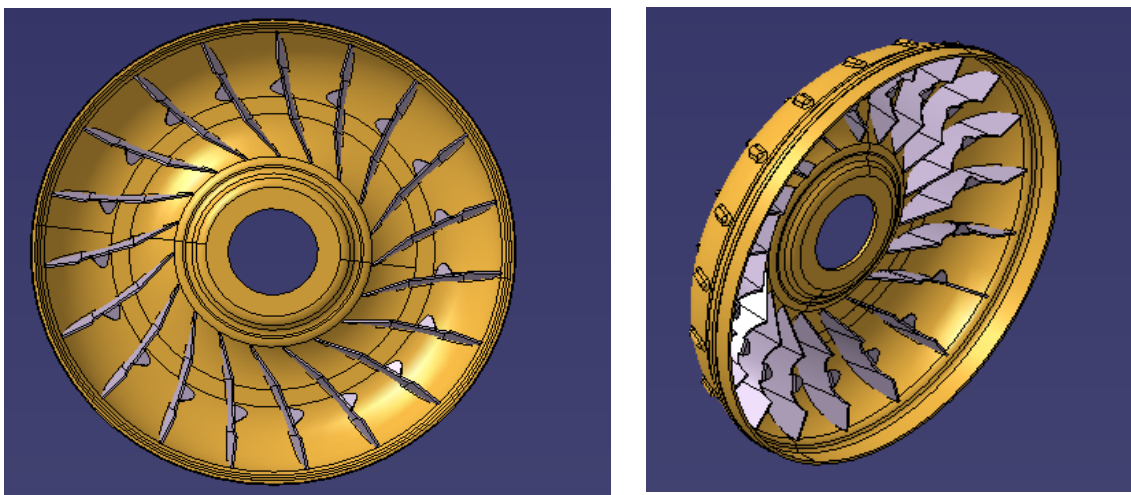
$$\xi_{r2} = 1 - \frac{\delta_{r2}}{t_{r2} \cdot \sin \beta_{r2L}} = 1 - \frac{0.001}{0.040 \cdot \sin 40} = 0.9614$$

$$c_{mr2} = \frac{c_{mr2\infty}}{\xi_{r2}} = \frac{6.924}{0.961} = 7.205 \text{ m / s}$$

4. 3D модел лопатичних кола

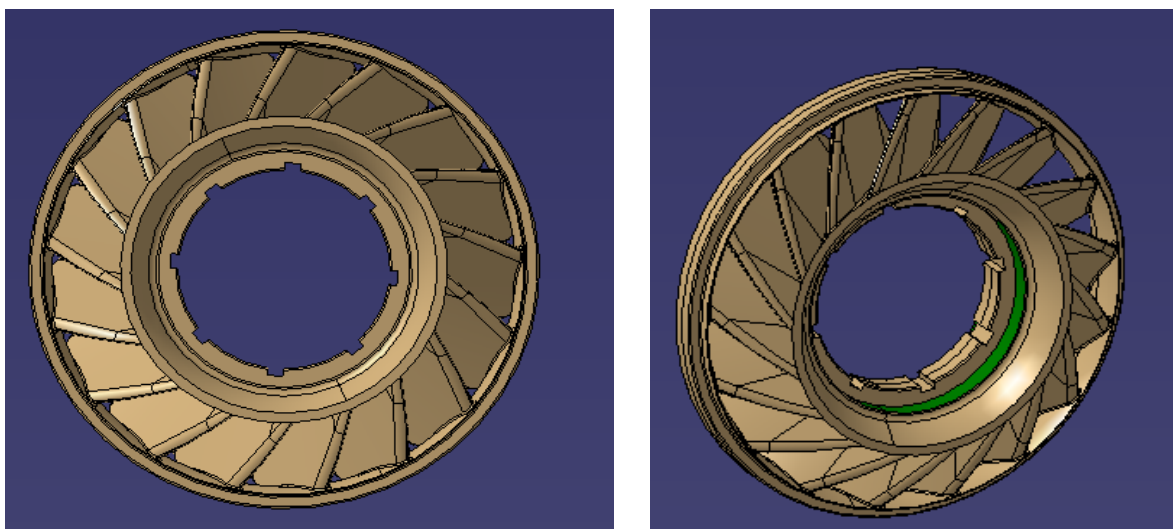
У оквиру овог поглавља приказани су 3Д модели лопатица сва три кола урађених у софтверском пакету Catia R5V20. Од многобројних модула који се налазе у самом пакету, у овом раду је коришћено свега неколико, као што су: Part Design, Assembly Design и Boolean Operations. Све компоненте преносника су израђене, односно моделиране у модулу „Part Design“, након чега су компоненте састављене у целину у модулу „Assembly Design“.

4.1 Приказ лопатица пумпног кола



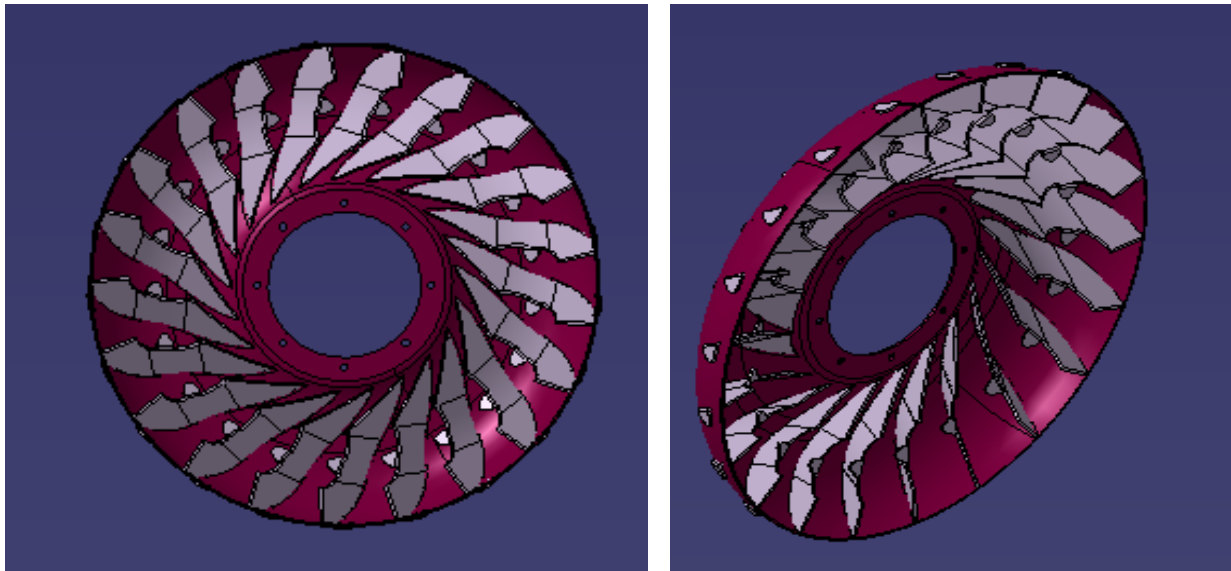
Слика 4.1 Изглед лопатица пумпног кола

4.2 Приказ лопатица реакторског кола



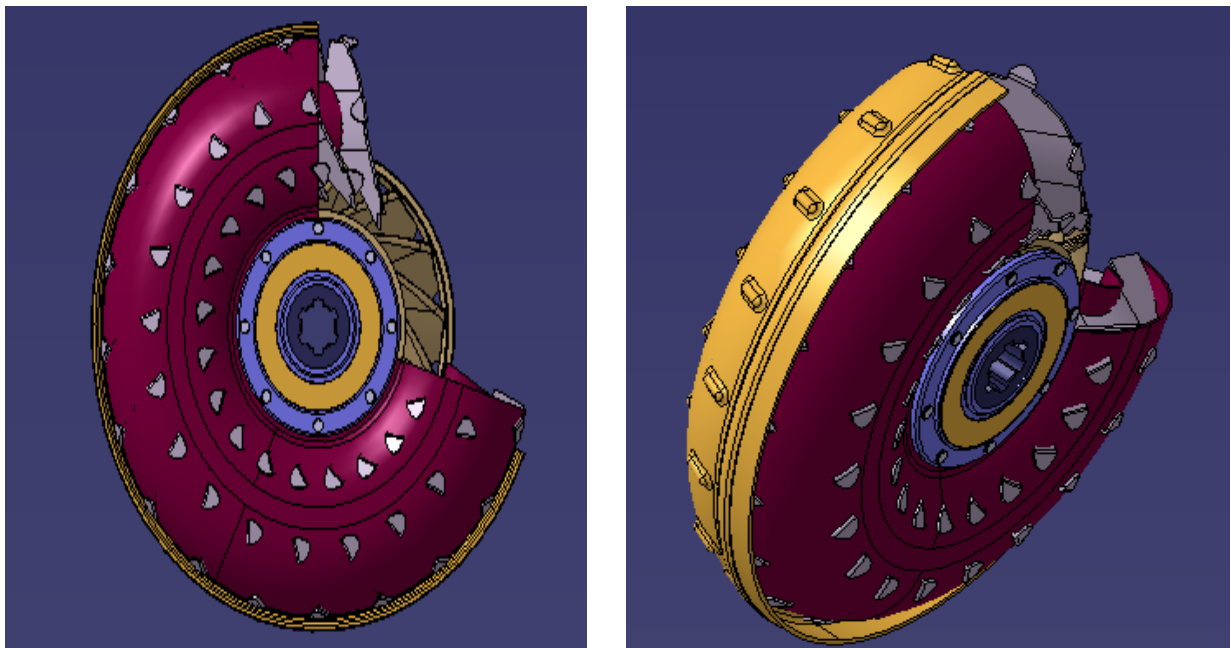
Слика 4.2 Изглед лопатица реакторског кола

4.3 Приказ лопатица турбинског кола



Слика 4.3 Изглед лопатица турбинског кола

4.4 Приказ склопа турбомењача



Слика 4.4 Склоп турбомењача

5. Закључак

Предуслов за савремени развој сложених машинских система у условима минимизације циклуса развоја новог производа и трошкова развоја је систематска примена рачунарских модела помоћу којих се обезбеђује задовољење постављених захтева. Основа за развој рачунарског модела је инжењерско знање тј. добро познавање конкретног машинског система које омогућава правилно дефинисање задатка и квалитетну анализу задатка.

Циљ завршног рада био је да се прикажу начини, дефиниције, обрасци и типови профилисања лопатица хидрауличког система. Такође, било је неопходно да се уради прорачун углова нагиба лопатица, као и да се изврши профилисање лопатица хидродинамичког преносника снаге, и да се изврши моделирање и визуелизација истог.

Најпре је сагледан принцип рада хидродинамичких преносника снаге и дат је осврт на поделу истих. Затим је детаљно објашњено профилисање лопатица, како уз помоћ геометријских прорачуна, тако и аеродинамички, са припадајућим једначинама и шемама. Даље се приступило прорачуну за задате вредности. Целокупан прорачун је изведен за реалне податке у програмском пакету MathCAD, да би на крају рада био приказан визуелно, уз помоћ програмског пакета CATIA R5V20. Уз помоћ наведених програма, смањено је време које је некад било потребно за профилисање лопатица код хидродинамичких преносника. Развојем виртуелног модела склопа тежи се, да се на минималну меру сведе број физичких модела, чиме се у знатној мери смањују трошкови и време трајања циклуса развоја новог производа. Наравно, развој виртуелног модела изискује и временске и материјалне ресурсе, али се једном развијен модел може користити за развој више серија нових производа, чиме се доприноси повећању употребног квалитета производа.

6. Литература

- [1] Крсмановић Љ., Гајић А., Турбомашине – хидродинамички преносници снаге, Београд, 2006,
- [2] Shoab Ahmed Talukder, B. Phuoc Huynh, Effects of numbers of stator blades on the performance of a torque converter, Denver, USA 2011
- [3] Sehyun Shin, In-Choel Bae, In-Sik Joo, Hong-Hae Hong, Tae-kyung Lee, The effect of Blade Geometry on the Performance of an Automotive Torque Converter, Seoul, Korea 2000
- [4] Lin Y.J., Collelo M., Exploring the transitional impacts of a 2D to 3D design environment for the development of torque converters, Int J Adv Manuf technol 23: 389-398, 2004
- [5] Шуштершич В., Турбомењач – скрипта са предавања, Машински факултет Крагујевац, 2007, moodle.fink.rs (приступљено 10.06.2014.)
- [6] Shinya Kano, Yuji Terasaka, Kouzou Yano., Prediction of Torque Converter Characteristics by Fluid Flow Simulation, Japan 2004
- [7] Бабић М., Стојковић С.: „Турбомашине“, теорија и математичко моделирање, Београд – Крагујевац, 1997.
- [8] Богдановић Б., Никодијевић Д., Вулић А. – Хидраулички и хидромеханички преносници снаге – Машински факултет, Ниш 1999.
- [9] www.zf.de (приступио 28.09.2014)
- [10] www.voith.de (приступио 28.09.2014)