

Proračun propelera za pogon malog pomoćnog čamca

Kraljić, Nikola

Undergraduate thesis / Završni rad

2015

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:599282>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-14**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Nikola Kraljić

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Proračun propelera za pogon malog pomoćnog
čamca

Mentor:

Dr. sc. Mario Šavar

Nikola Kraljić

Zagreb, 2015

Izjavljujem pod punom materijalnom i moralnom odgovornošću da sam ovaj završni rad radio samostalno, služeći se znanjem stečenim na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, Sveučilišta u Zagrebu te navedenom literaturom. Posebno bih se zahvalio mentoru prof dr.sc Mariu Šavaru na strpljenju, savjetima i pomoći tijekom izrade ovog rada. Također se zahvaljujem roditeljima koji su mi omogućili školovanje i bili mi velika podrška.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarški i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Nikola Kraljić**

Mat. br.: 0035187039

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Proračun propelera za pogon malog pomoćnog čamca**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design of impeller for dingy thrust**

Opis zadatka:

Jednostavan i jeftin pogon malog pomoćnog broda je vrlo složen problem. U zadnje vrijeme se pogon rješava „throttle” motorom (vanbrodski motor s električnom pogonom). U sklopu ovog rada razviti će se propeler dovoljan za pogon malog pomoćnog čamca koristeći snagu ručne akumulatorske bušilice. Teorijom primitivnog propelera potrebno je odrediti osnovne dimenzije propelera. Pogonski uvjeti su diktirani snagom el. bušilice i brzinom čamca. Treba pretpostaviti brzinu čamca između dva do tri čvora, snagu propelera oko 500 W te 400 okretaja u minuti radne osovine. Za izračunatu geometriju odabrati aero profile te podijeliti propeler na parcijalne strojeve te pokušati procijeniti potisnu silu.

U okviru ovog zadatka potrebno je:

1. Odrediti promjer propelera
2. Podijeliti propeler na parcijalne strojeve i odrediti geometriju aero – profila kao i kut uspona
3. Odrediti ukupnu potisnu silu
4. Nacrtao propeler u nekom od CAD alata (npr. SolidWorks).

Rezultate proračuna prikazati odgovarajućim tablicama, dijagramima i slikama.

U radu treba navesti literaturu i eventualno dobivenu pomoć tijekom izrade.

Zadatak zadan:

25. studenog 2014.

Zadatak zadao:


Prof. dr. sci. Mario Šavar

Rok predaje rada:

1. rok: 26. veljače 2015.

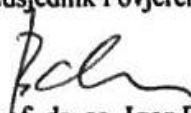
2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 2., 3., i 4. ožujka 2015.

2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	2
POPIS SLIKA	3
POPIS OZNAKA	5
SAŽETAK.....	7
1. Uvod.....	8
2.1. Općenito o metodi	9
2.2. Izvod osnovnih relacija.....	9
2.3. Određivanje promjera propelera i potisne sile prema primitivnoj teoriji propelera.....	12
3. Određivanje geometrije propelera podjelom na parcijalne strojeve	14
3.1. Općenito o turbostrojevima	14
3.2. Metoda parcijalnih strojeva	15
3.3. Definiranje presjeka za podjelu na parcijalne strojeve	17
3.4. Određivanje ulaznih i izlaznih trokuta brzina.....	19
3.5. Odabir aeroprofila.....	22
3.6. Računanje ukupne potisne sile	24
4. Zaključak.....	30
Literatura	31

POPIS SLIKA

Slika 1. Pomoćni čamac na napuhavanje s benzinskim motorom (lijevo), čamac od stakloplastike s ručnim pogonom i vanbrodskim električnim motorom (desno) [1]	8
Slika 2. Vandbrodski električni motor pogon (lijevo) i propeler za pogon čamca (desno) [1].	8
Slika 3. Propeler s pripadajućim kontrolnim volumenom [1]	9
Slika 4. Prikaz propelera i presjeka na različitim radijusima [5]	15
Slika 5. Ulazni trokut brzina	15
Slika 6. Izlazni trokut brzina	16
Slika 7. Aeroprofil.....	22
Slika 8. Definicija NACA aeroprofila.....	22
Slika 9. Odabrani aeroprofil [4]	23
Slika 10. Dijagram koeficijenata uzgona i otpora profil u [4]	24
Slika 11. Dijagram koeficijenata uzgona i otpora za profil A [4]	24
Slika 12. Dijagram koeficijenata uzgona i otpora za profil B [4]	25
Slika 13. Dijagram koeficijenata uzgona i otpora za profil C [4]	25
Slika 14. Dijagram koeficijenta uzgona za profil v [4]	26
Slika 15. Prikaz komponenti brzina i sila na presjeku profila.....	27
Slika 16. Udaljenosti pojedinih profila od središta propelera	28
Slika 17. CAD model propelera	29

POPIS TABLICA

Tablica 1. Kutevi i brzine strujanja fluida na lopatici	20
Tablica 2. Duljine tetiva profila za različite faktore preklapanja	21
Tablica 3. Vrijednosti koje opisuju odabrane aeroprofile	23
Tablica 4. Kut uspona.....	26

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_1	m^2	površina presjeka dovoljno daleko ispred propelera
A_2	m^2	površina presjeka neposredno ispred propelera
A_3	m^2	površina presjeka neposredno iza propelera
A_4	m^2	površina presjeka dovoljno daleko iza propelera
A_p	m^2	površina presjeka dovoljno u ravnini propelera
$c_i^{0,8}, c_i^{0,2}$	mm	duljina tetive aeroprofila s faktorom preklapanja 0,8, odnosno 0,2
C_L	-	koeficijent uzgona
D_1	mm	promjer na kojem se nalazi presjek 1
D_2	mm	promjer na kojem se nalazi presjek 2
D_A	mm	promjer na kojem se nalazi presjek A
D_B	mm	promjer na kojem se nalazi presjek B
D_C	mm	promjer na kojem se nalazi presjek C
D_u	mm	unutarnji promjer propelera
D_v	mm	vanjski promjer propelera
F	N	potisna sila određene primitivnom teorijom propelera
F_p	N	ukupna potisna sila određena metodom parcijalnih strojeva
F_u	N	sila uzgona
g	m/s^2	ubrzanje Zemljine sile teže
h	m	visina dobave turbostroja
I_1	N	impulsna funkcija ispred čamca
I_2	N	impulsna funkcija iza čamca
n	min^{-1}	brzina vrtnje bušilice
P_k	W	korisna snaga, snaga koja se troši na pogon čamca
p_∞	Pa	tlak neporemećene struje fluida
p_2	Pa	tlak ispred propelera
p_3	Pa	tlak iza propelera
P	W	snaga akumulatorske bušilice, snaga predana fluidu od propelera
r_1	mm	radijus na kojem se nalazi presjek 1
r_2	mm	radijus na kojem se nalazi presjek 2
r_A	mm	radijus na kojem se nalazi presjek A
r_B	mm	radijus na kojem se nalazi presjek B
r_C	mm	radijus na kojem se nalazi presjek C
r_u	mm	radijus na kojem se nalazi presjek u
r_v	mm	radijus na kojem se nalazi presjek v
Q'	m^3/s	protok vode dobiven primitivnom teorijom propelera
Q	m^3/s	volumenski protok fluida
u	m/s	obodna brzina lopatice
v	m/s	brzina čamca

v_∞	m/s	brzina neporemećene struje fluida
v_3	m/s	brzina neposredno iza propelera
v_4	m/s	brzina neposredno dovoljno daleko iza propelera
v_p	m/s	brzina kroz presjek propelera
v_1	m/s	apsolutna brzina na ulazu u profil
v_2	m/s	brzina neposredno ispred propelera, apsolutna brzina toka fluida na izlazu iz profila, apsolutna brzina vode na izlazu iz lopatice
w_1	m/s	relativna brzina vode na ulazu u lopaticu
w_2	m/s	relativna brzina vode na izlazu iz lopatice
α_1	[°]	napadni kut
β_1	[°]	relativni kut na ulazu profila
β_2	[°]	relativni kut na izlazu iz profila
ΔQ	m ³ / s	protok fluida kroz jedan parcijalni stroj
Δv	m/s	razlika brzina v_4 i v_p
η_k	-	faktor korisnosti propelera
ρ	kg/m ³	gustoća vode

SAŽETAK

Problem zadatka je napraviti proračun propelera za pogon malog pomoćnog čamca. Propeler će se instalirati na ručnu akumulatorsku bušilicu. Ovakvo konstruiran propeler trebao bi biti efikasno i ekonomično rješenje za pogon čamca ovakve vrste. Prema preporuci u zadatku, proračun je proveden za brzinu čamca od 3 čvora, te snagu bušilice 500 W i brzine vrtnje 400 okretaja u minuti. Promjer propelera će se odrediti primitivnom teorijom propelera, a ostale dimenzije metodom parcijalnih strojeva.

U uvodnom dijelu sam čitatelju ukratko opisao svrhu, izgled te dostupni pogon malog pomoćnog broda, kako bi tekst bio lakši i zanimljiviji za čitanje i razmatranje. Proračun sam opisao u nastavku rada. Najprije sam ukratko opisao primitivnu teoriju propelera i dao izvod te osnovne relacije za proračun, prema [2]. Nakon toga, čitatelja upoznajem s turbostrojevima općenito, te upotrebi metode parcijalnih strojeva. Također dajem i potrebne jednadžbe, te skice koje su korištene tijekom proračuna. Uz navedeno, ukratko sam opisao i NACA aeroprofile, te postupak odabira profila za konkretni slučaj.

Na kraju rada iznio sam kratki osvrt o samom radu i postupku rada te sam priložio sliku traženog CAD modela.

Ključne riječi: mehanika fluida, propeler, trokuti brzina, aeroprofil, parcijalni strojevi

1. Uvod

Pomoćni čamac (eng. *dinghy* ili *dingey*) je tip manjeg čamca, obično duljine 2 do 6 metra, koji se može koristiti u razne svrhe. Često se nosi na većem brodu i koristi se u svrhu spašavanja. Također se može koristiti u svrhu prijevoza manje količine tereta, te za prilaz većem plovilu koje je usidreno nedaleko od obale. Pomoćni čamac može biti pokretan ručno, veslima, ili vanbrodskim motorom na električni pogon, ili na pogon motorom s unutarnjim izgaranjem. Postoje razne izvedbe pomoćnog čamca, te se koriste razni materijali kod gradnje istih. Najčešći materijali u izgradnji takve vrste plovila su razne vrste drveta, šperploča, razni nehrđajući metali, stakloplastika, a izuzetno su popularni čamci na napuhavanje od polimernih materijala [1]. Na slijedećim slikama su dani primjeri nekoliko vrsta pomoćnih čamaca te pogona koji se koriste.



Slika 1. Pomoćni čamac na napuhavanje s benzinskim motorom (lijevo), čamac od stakloplastike s ručnim pogonom i vanbrodskim električnim motorom (desno) [1]



Slika 2. Vandbrodski električni motor pogon (lijevo) i propeler za pogon čamca (desno) [1]

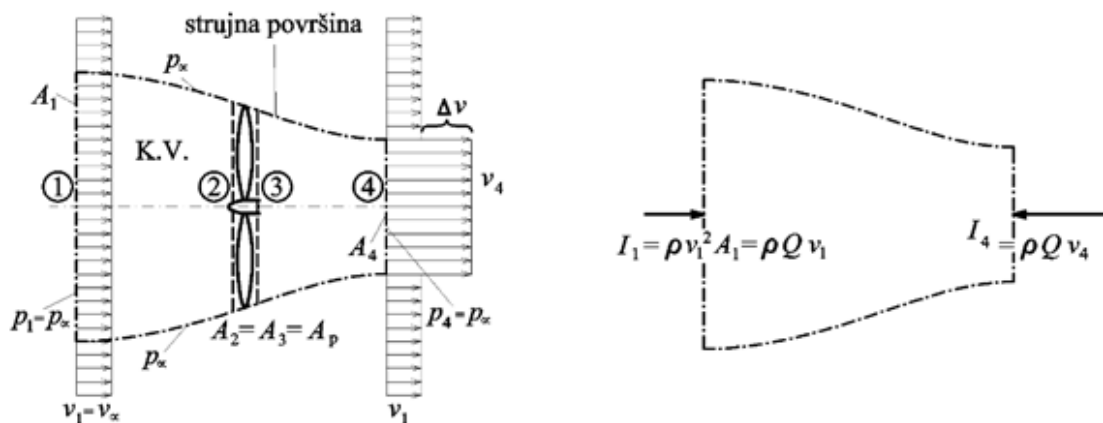
2. Primitivna teorija propelera

2.1. Općenito o metodi

Primitivna teorija propelera temelji se na idealiziranoj slici strujanja fluida uz zanemarivanje viskoznosti. Ovim postupkom definiraju se samo okvirni odnosi među integralnim veličinama koje su specifične za propeler te se stoga ovim postupkom ne može projektirati propeler. U okviru ovog rada, primitivna teorija će se koristiti za okvirno određivanje promjera propelera za pogon čamca te za procjenu potisne sile, koja će se kasnije provjeriti metodom parcijalnih strojeva. Propeler se promatra iz koordinatnog sustava koji je vezan za njega te se čini da on miruje, a fluid nastrojava na njega brzinom v_∞ . Brzina neporemećene struje fluida v_∞ je, dakle, jednaka brzini čamca v . [2]

2.2. Izvod osnovnih relacija

Na slici 1. shematski je prikazan propeler s pripadajućim kontrolnim volumenom i oznakama koje će se koristiti u daljnjem proračunu.



Slika 3. Propeler s pripadajućim kontrolnim volumenom [1]

Fluid ulazi u kontrolni volumen kroz presjek 1, koji je dovoljno daleko ispred propelera, a čija je površina A_1 . Površina neposredno ispred propelera je A_2 , a neposredno iza A_3 dok je površina u samom presjeku propelera jednaka A_p . Vrijedi relacija $A_2 = A_3 = A_p$, a iz jednadžbe kontinuiteta slijedi i jednakost brzina $v_2 = v_3 = v_p$. Dovoljno daleko iza propelera je presjek 4 preko kojeg fluid izlazi iz kontrolnog volumena, a površina je označena s A_4 . U presjeku 1 pretpostavlja se jednolika brzina v_∞ , te neporemećeni tlak p_∞ . Zbog snage koju propeler predaje fluidu, tlak p_3 koji vlada iza propelera, u presjeku 3, je veći od tlaka p_2 ispred propelera. U izlaznom presjeku tlak se smanjuje na tlak neporemećenog strujanja p_∞ ,

a brzina raste na vrijednost $v_4 = v_\infty + \Delta v$. Na strujnoj površini također pretpostavlja neporemećeni tlak p_∞ . Bernoullijeve jednadžbe između presjeka 1 i 2 te presjeka 3 i 4 glase

$$\begin{aligned} p_\infty + \frac{\rho v_\infty^2}{2} &= p_2 + \frac{\rho v_p^2}{2}, \\ p_3 + \frac{\rho v_p^2}{2} &= p_\infty + \frac{\rho v_4^2}{2}. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Kombinacijom tih jednadžbi dobije se

$$p_3 - p_2 = \frac{\rho}{2}(v_4^2 - v_\infty^2). \quad (2.2)$$

Jednadžba kontinuiteta glasi

$$Q = v_\infty A_1 = v_p A_p = v_4 A_4 = (v_\infty + \Delta v) A_4. \quad (2.3)$$

Komponenta sile fluida na propeler u pravcu gibanja propelera, a u pravcu suprotnom od strujanja fluida je

$$F = (p_3 - p_2) A_p. \quad (2.4)$$

Prema jednadžbi količine gibanja, sila je također jednaka zbroju impulsnih funkcija na ulaznom i izlaznom presjeku koje se računaju prema izrazu

$$\begin{aligned} I_1 &= -\rho v_\infty^2 A_1 = -\rho v_\infty Q, \\ I_4 &= \rho v_4^2 A_4 = \rho v_4 Q. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Jednadžbe iz (2.5) vrijede s pretlakom u odnosu na tlak p_∞ , a impulsna funkcija po plaštu kontrolnog volumena jednaka je nuli. Izraz za silu F sada glasi

$$F = (p_3 - p_2) A_p = \rho Q (v_4 - v_\infty). \quad (2.6)$$

Uvrštavanjem (2.2) u (2.6) dobije se odnos između brzina

$$v_p = \frac{v_\infty + v_4}{2} = v_\infty + \frac{\Delta v}{2}. \quad (2.7)$$

Bernoullijeva jednadžba između presjeka 1 i 4 glasi

$$\frac{v_\infty^2}{2g} + \frac{P}{\rho g Q} = \frac{v_4^2}{2g}, \quad (2.8)$$

odakle je

$$P = \frac{1}{2} \rho Q (v_4^2 - v_\infty^2) = \rho Q v_p \Delta v. \quad (2.9)$$

Korisna snaga je ona snaga koja se koristi na pogon čamca, a računa se prema izrazu

$$P_k = F v_\infty, \quad (2.10)$$

a konačni izraz dobije se uvrštavanjem (2.6) u (2.10), te naknadnim sređivanjem

$$P_k = \rho Q (v_4 - v_\infty) v_\infty = \rho Q v_\infty \Delta v. \quad (2.11)$$

Faktor korisnosti omjer je korisne snage i propelera

$$\eta_k = \frac{P_k}{P}, \quad (2.12)$$

a uvrštavanjem (2.9) i (2.11) u (2.12) te sređivanjem dobiju se konačne relacije

$$\eta_k = \frac{v_\infty}{v_p} = \frac{2v_\infty}{2v_\infty + \Delta v} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta v}{2v_\infty}}. \quad (2.13)$$

Izvod gornjih relacija preuzet je iz literature [2].

2.3. Određivanje promjera propelera i potisne sile prema primitivnoj teoriji propelera

Za proračun će se koristiti slijedeći ulazni podaci:

- snaga bušilice – $P = 500 \text{ W}$
- brzina čamca – $v = 3 \text{ čvora}$
- gustoća vode – $\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- faktor korisnosti propelera – $\eta_k = 0,70$

Brzinu je potrebno pretvoriti u SI jedinicu, a kako jedan čvor iznosi 1 nautičku milju na sat, tj. $1,852 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, brzina od 3 čvora izražena u metrima po sekundi iznosi

$$v_\infty = 3 \cdot 1,852 \cdot \frac{1000}{3600} = 1,543 \frac{\text{m}}{\text{s}}. \quad (2.14)$$

Razlika brzina v_4 i v_p izražena preko faktora korisnosti η_k iz (2.13) glasi

$$\Delta v = \frac{1 - \eta_k}{\eta_k} \cdot 2v_\infty. \quad (2.15)$$

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti, za iznos razlike brzina dobije se

$$\Delta v = 1,322 \frac{\text{m}}{\text{s}}. \quad (2.16)$$

Nadalje, uvrštavanjem poznatih vrijednosti u izraz (2.7) dobije se vrijednost brzine kroz ravninu propelera

$$v_p = v_\infty + \frac{\Delta v}{2} = 2,205 \frac{\text{m}}{\text{s}}. \quad (2.17)$$

Protok fluida je prema (2.9) jednak

$$Q' = \frac{P}{\rho v_p \Delta v} \Rightarrow Q' = 0,171 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}. \quad (2.18)$$

Za protok fluida vrijedi i

$$Q' = v_p A_p = v_p \frac{D_v^2 \pi}{4}, \quad (2.19)$$

iz čega se dobije traženi vanjski promjer propelera

$$D_v = 0,315 \text{ m} = 315 \text{ mm}. \quad (2.20)$$

Potisna sila dobije se iz (2.6), nakon uvrštavanja svih poznatih veličina, a iznosi

$$F = 227 \text{ N.} \quad (2.21)$$

3. Određivanje geometrije propelera podjelom na parcijalne strojeve

3.1. Općenito o turbostrojevima

Turbostroj je uređaj u kojem se odvija energetska pretvorba mehaničke energije u energiju radnog fluida i obrnuto. Pretvorba se provodi kroz dinamičko međudjelovanje između radnog fluida, koji kontinuirano protječe kroz stroj i rotirajućih elemenata stroja, odakle i ime za turbostrojeve (lat. *turbo* ili *turbinis* – nešto što se okreće). Turbostrojevi se dijele na temelju više kriterija, a neki od njih su:

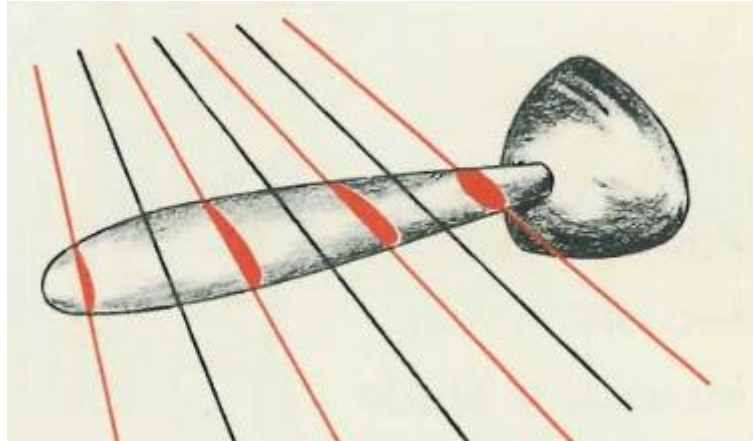
- smjer energetske pretvorbe
- vrsta radnog fluida
- smjer strujanja radnog fluida kroz rotor
- mehanička izvedba turbostroja

Prema kriteriju smjera energetske pretvorbe, razlikujemo radne i pogonske turbostrojeve. U radnim turbostrojevima dobiva se snaga na vratilu na račun pada energije fluida, dok pogonski turbostrojevi predaju energiju fluidu. Prema vrsti radnog fluida razlikuju se hidraulički turbostrojevi, koji rade s nestlačivim fluidom, i toplinski turbostrojevi, koji rade sa stlačivim fluidom. Turbostrojevi se prema dominantnom smjeru strujanja kroz kanale rotora dijele na aksijalne, dijagonalne i radijalne turbostrojeve.

Jasno je dakle, da se proučavanje turbostrojeva temelji na zakonima mehanike fluida. Kako je predmet ovog rada samo primjena osnovnih zakona dinamike fluida na propeler, koji je aksijalni hidraulički pogonski turbostroj, ovdje se ne ulazi u detaljniji opis turbostrojeva i izvođenje jednadžbi. Detaljniji opis turbostrojeva, principa rada te izvodi jednadžbi mogu se naći u literaturi [3]. Potrebno je još jednom naglasiti da je propeler, koji se razmatra u ovom zadatku, aksijalni hidraulički turbostroj.

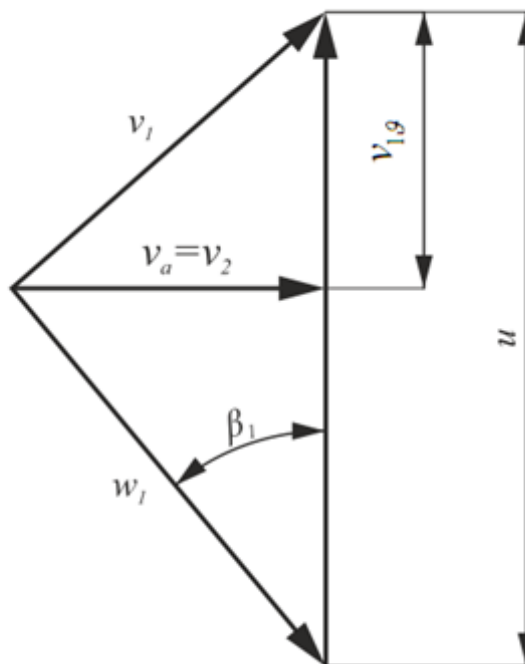
3.2. Metoda parcijalnih strojeva

Problem zadanog propelera rješava se u koordinatnom sustavu koji je pomičan i vezan za propeler. Kao što je rečeno u prethodnom odjeljku, u ovom radu se neće raditi detaljni izvodi mehanike fluida. Za razumijevanje metode parcijalnih strojeva, potrebno je vizualizirati propeler te njegov presjek, što je prikazano na slici 4.

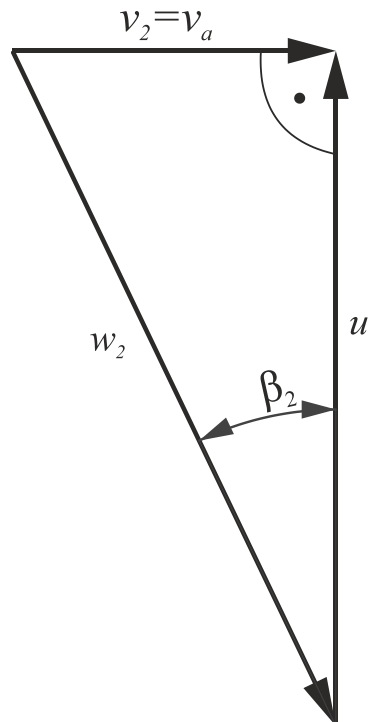


Slika 4. Prikaz propelera i presjeka na različitim radijusima [5]

Za ulaz i izlaz svakog profila potrebno je nacrtati trokute brzina te odrediti njegove komponente i kuteve među njima. Trokuti brzina prikazani su na sljedećim slikama, a komponente svakog od njih odrediti će se u nastavku.



Slika 5. Ulazni trokut brzina

**Slika 6. Izlazni trokut brzina**

Na slikama 5. i 6., u je obodna brzina propelera na zadanom presjeku. Iz mehanike je poznato da obodna brzina ovisi o udaljenosti od osi rotacije. Prema tome, jasno je da će trokut brzina za svaki presjek izgledati drugačije. Upravo iz tog razloga se radi podjela na parcijalne strojeve. Podjela će se izvršiti na 3 parcijalna stroja, a trokuti brzina će se odrađivati na sredini svakog od njih te u korijenu i samom vrhu lopatice. Položaji tih presjeka bit će određeni u nastavku.

3.3 Definiranje presjeka za podjelu na parcijalne strojeve

Vrijednost vanjskog promjera propelera određena je u prethodnoj cjelini, (2.20). Za unutarnji promjer propelera se uzima iskustvena vrijednost

$$D_u = (0,3 - 0,5) \cdot D_v. \quad (3.1)$$

Za potrebe daljnjeg proračuna, unutarnji promjer propelera izračunati će se kako slijedi:

$$D_u = 0,5 \cdot D_v = 0,157 \text{ m} = 157 \text{ mm}. \quad (3.2)$$

Protok vode kroz ravninu propelera sada iznosi

$$Q = \frac{(D_v^2 - D_u^2) \pi}{4} v_a = 0,129 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}. \quad (3.3)$$

Za aksijalnu brzinu, koja je također potrebna za daljni proračun, uzet će se brzina kroz ravninu propelera, iz izraza (2.17). Radi preglednosti, sve do sada određene veličine, potrebne za nastavak proračuna, navedene su u nastavku:

- aksijalna brzina – $v_a = v_p = 2,205 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- vanjski promjer propelera – $D_v = 0,315 \text{ m} = 315 \text{ mm}$
- unutarnji promjer propelera – $D_u = 0,157 \text{ m} = 157 \text{ mm}$
- protok vode kroz propeler – $Q = 0,129 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- brzina vrtnje bušilice – $n = 400 \text{ min}^{-1}$

Lopatica propelera podijeliti će se na tri parcijalna stroja, a trokuti brzina će se određivati na sredini svakog parcijalnog stroja. Parcijalni strojevi će se odrediti tako da kroz svaki protječe ista količina vode. Budući da imamo tri parcijalna stroja vrijedi

$$\Delta Q = \frac{Q}{3} = 0,048 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}. \quad (3.4)$$

Da bi se lopatica podijelila na tri parcijalna stroja, potrebno ju je presjeći sa 4 koncentrična plašta cilindra. Dva takva plašta već imamo definirana sa promjerima D_u i D_v . Ostala dva promjera će se odrediti iz jednadžbe kontinuiteta. Postavljene jednadžbe kontinuiteta glase

$$\begin{aligned} \Delta Q &= v_a \cdot \frac{\pi(D_1 - D_u)}{4}, \\ \Delta Q &= v_a \cdot \frac{\pi(D_2 - D_1)}{4}. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Uvrštavanjem prethodno dobivenih vrijednosti u (3.5) te rješavanjem sustava, dobiju se slijedeće vrijednosti promjera

$$\begin{aligned}D_1 &= 0,209 \text{ m} = 209 \text{ mm}, \\D_2 &= 0,267 \text{ m} = 267 \text{ mm}.\end{aligned}\tag{3.6}$$

Budući da će se trokuti brzina određivati na polovici svakog parcijalnog stroja, potrebno je odrediti tražene promjere. Oni će se odrediti aritmetičkom sredinom, kako slijedi

$$\begin{aligned}D_A &= \frac{1}{2}(D_u + D_1) = 190 \text{ mm}, \\D_B &= \frac{1}{2}(D_1 + D_2) = 248 \text{ mm}, \\D_C &= \frac{1}{2}(D_v + D_2) = 294 \text{ mm}.\end{aligned}\tag{3.7}$$

3.4 Određivanje ulaznih i izlaznih trokuta brzina

Da bi se potpuno odredili trokuti brzina, potrebno je najprije odrediti iznos obodne brzine na sredini svakog parcijalnog stroja. Izraz za izračunavanje obodne brzine glasi

$$u_i = \omega \cdot \frac{D_i}{2} = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{D_i}{2},$$

$$\Rightarrow u_i = \frac{D_i n \pi}{60} \left[\frac{m}{s} \right], \quad i = u, A, B, C, v. \quad (3.8)$$

Indeks i u jednadžbi (3.8) označava presjek za koji se određuje trokut brzina, a n je brzina vrtnje bušilice. Eulerova jednadžba za turbostrojeve, prema [2], glasi

$$h = \frac{P}{\rho g Q} = \frac{1}{g} (u_1 v_{1g} - u_2 v_{2g}), \quad (3.9)$$

gdje indeks 1 označava stanje na ulazu, a indeks 2 stanje na izlazu profila. Za slučaj ovog zadatka vrijedi

$$u_1 = u_2 = u, \quad (3.10)$$

$$v_{2g} = 0. \quad (3.11)$$

Jednakost (3.10) vrijedi zato što se obodna brzina na ulazu i izlazu određuju na istom promjeru, a jednakost (3.11) se vidi sa slike, Slika 6., na kojoj je prikazan trokut brzina na izlazu iz profila. Na toj slici jasno je vidljivo da je projekcija apsolutne brzine na smjer vektora obodne brzine jednaka nuli. Uz tu pretpostavku, iz Eulerove jednadžbe turbostroja slijedi najveće iskorištenje raspoložive snage. U slučaju podjele na parcijalne strojeve, kao u ovom zadatku, za protok Q u jednadžbu (3.9) se uvrštava vrijednost ΔQ koja je jednaka za svaki parcijalni stroj te izračunata iz (3.5) iznosi

$$\Delta Q = 0,0429 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}. \quad (3.12)$$

Predznaci u jednadžbi (3.9) nisu u skladu s literaturom [2], jer se snaga P troši, a ne dobije na račun pada kinetičke energije vode. To u ovom slučaju ne utječe na rezultat, pošto se iz tog izraza određuje samo iznos projekcije apsolutne brzine vode na smjer obodne brzine lopatice. Koristeći jednakosti (3.10) do (3.12), izraz (3.9) se transformira u

$$v_{1g,i} = \frac{P}{\rho Q u_i}, \quad i = u, A, B, C, v, \quad (3.13)$$

gdje indeks i opet označava presjek na sredini kojeg se računa brzina v_g . Vrijednosti ostalih brzina se sada izračunavaju iz trokuta brzina sa slike 5, koristeći osnovne i geometrijske trigonometrijske relacije.

Izrazi za određivanje ostalih komponenti su

$$\begin{aligned}v_1 &= \sqrt{v_{1g}^2 + v_a^2}, \\w_1 &= \sqrt{(u - v_{1g})^2 + v_a^2}, \\w_2 &= \sqrt{u^2 + v_a^2}.\end{aligned}\quad (3.14)$$

Kutevi između relativne brzine strujanja vode i obodne brzine lopatice, također se dobiju koristeći trigonometrijske izraze, a koristeći oznake prema slikama ulaznog i izlaznog trokuta brzina, dobiju se izrazi za kuteve koji glase

$$\begin{aligned}\beta_{1,i} &= \arctg\left(\frac{v_a}{u_i - v_{1g,i}}\right), \quad i = u, A, B, C, v \\ \beta_{2,i} &= \arctg\left(\frac{v_a}{u_i}\right), \quad i = u, A, B, C, v.\end{aligned}\quad (3.15)$$

Ovime su definirani izrazi za izračunavanje svih potrebnih brzina i kuteva. Radi preglednosti, brzine i kutevi prikazani su u tablici 1.

Tablica 1. Kutevi i brzine strujanja fluida na lopatici

Profil	u [m/s]	v_{1g} [m/s]	v_1 [m/s]	w_1 [m/s]	w_2 [m/s]	β_1 [°]	β_2 [°]	$\beta_1 - \beta_2$ [°]
u	3,295	2,479	3,318	2,351	3,965	69,691	33,790	35,901
A	3,977	2,054	3,013	2,926	4,548	48,897	29,003	19,893
B	5,183	1,576	2,710	4,228	5,633	31,433	23,045	8,389
C	6,148	1,328	2,574	5,300	6,532	24,582	19,729	4,853
v	6,590	1,239	2,529	5,787	6,949	22,397	18,500	3,897

Da bi profil bio u potpunosti određen, potrebno je odrediti i duljinu tetive profila. Duljina profila računa se prema formuli

$$c_i^{0,8} = \frac{D_i \pi}{z} \cdot 0,8, \quad i = u, A, B, C, v, \quad (3.16)$$

$$c_i^{0,2} = \frac{D_i \pi}{z} \cdot 0,2, \quad i = u, A, B, C, v.$$

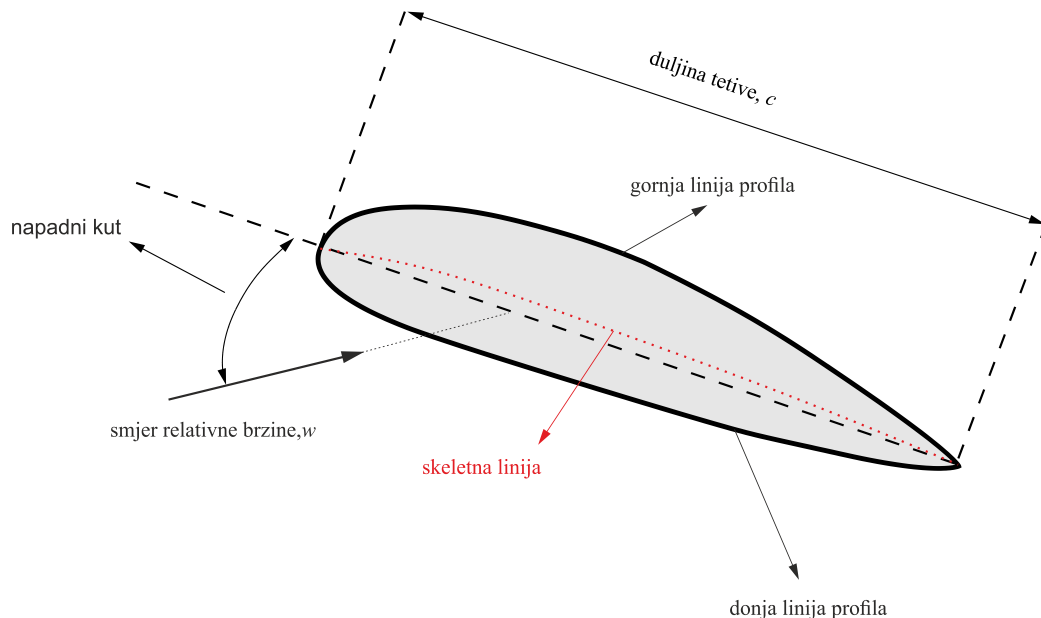
U formulama (3.16) z je broj lopatica, a u zadatku je za tu vrijednost uzeto 3. Indeksi 0,2 i 0,8 označavaju faktor preklopa. Za faktor preklopa veći od 1, lopatice su postavljene tako da prekrivaju jedna drugu, dok za faktor manji od 1 postoje šupljine između njih. Koristeći izraze iz (3.16), dobiju se slijedeće vrijednosti duljina tetiva :

Tablica 2. Duljine tetiva profila za različite faktore preklapanja

Profil	$c_i^{0,8}$ [mm]	$c_i^{0,2}$ [mm]
u	132	33
A	159	40
B	207	52
C	246	61,5
v	264	66

3.5 Odabir aeroprofila

Aeroprofil je poprečni presjek lopatice propelera. Svrha aeroprofila je maksimalno iskorištenje energije toka fluida uz minimalne gubitke. Na slici 7., prikazan je tipičan primjer aeroprofila s označenim karakterističnim dimenzijama.

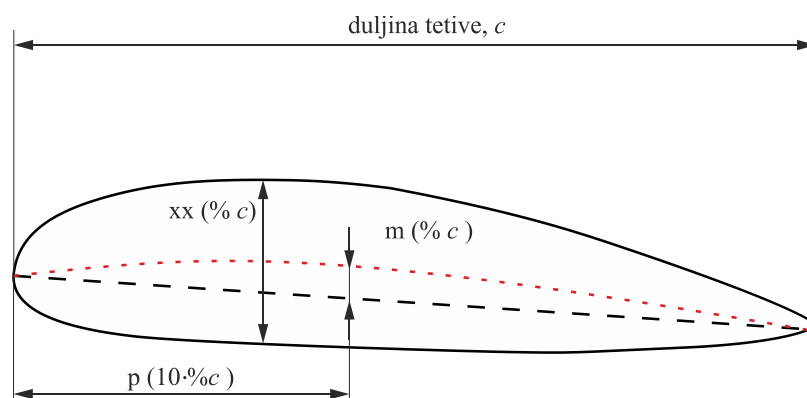


Slika 7. Aeroprofil

Skeletna linija je skup svih točaka s jednakom udaljenošću od gornje i donje linije profila, a tetiva je linija koja spaja vrh aeroprofila s izlaznim bridom. Kut između tetive i smjera relativne brzine fluida napadni je kut. Za proračun propelera u ovom radu, korišteni su NACA četveroznakastki aeroprofil, koji su definirani izrazom NACA $mpxx$, gdje je:

- m – maksimalna visina skeletne linije izražena u postocima duljine aeroprofila
- p – udaljenost točke maksimalne visine skeletne linije od vrha aeroprofila u desetocima postotaka
- xx – maksimalna veličina zadebljanja u postocima duljine aeroprofila

Slika 8. prikazuje NACA aeroprofil, sa kotiranim karakterističnim dimenzijama.



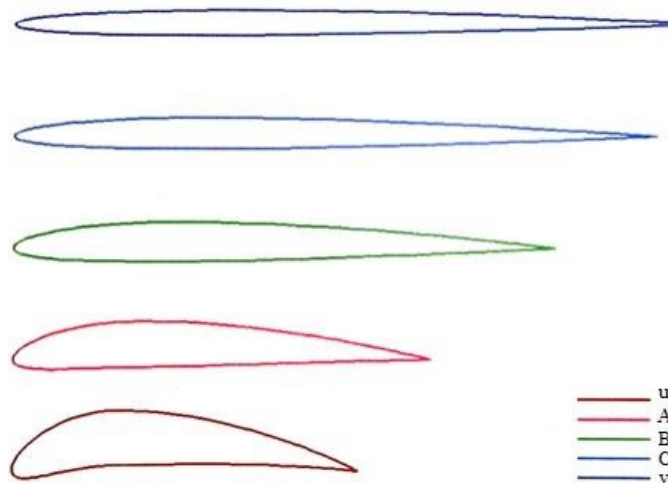
Slika 8. Definicija NACA aeroprofila

Za odabir odgovarajućeg aeroprofila bitna je razlika kuteva ulazne i izlazne ralativne brzine, a koja je dana u tablici 1., za svaki profil. Nadalje, potrebno je voditi računa da je veće opterećenje, a time i veće naprezanje, pri korijenu lopatice te je prema tome potrebno odabrati aeroprofile odgovarajuće debljine. U ovom zadatku se ne ulazi u proračun čvrstoće, pa su debljine aeroporfila odabrane okvirno. Profili su odabrani koristeći [4], a dimenzije su prikazane u slijedećoj tablici:

Tablica 3. Vrijednosti koje opisuju odabrane aeroprofile

Profil	m	p	xx	α [°]
u	8	3	13	40
A	3	3	9	16,2
B	1	3	6	5,45
C	0,55	3	4	3
v	0,50	4	3	2,38

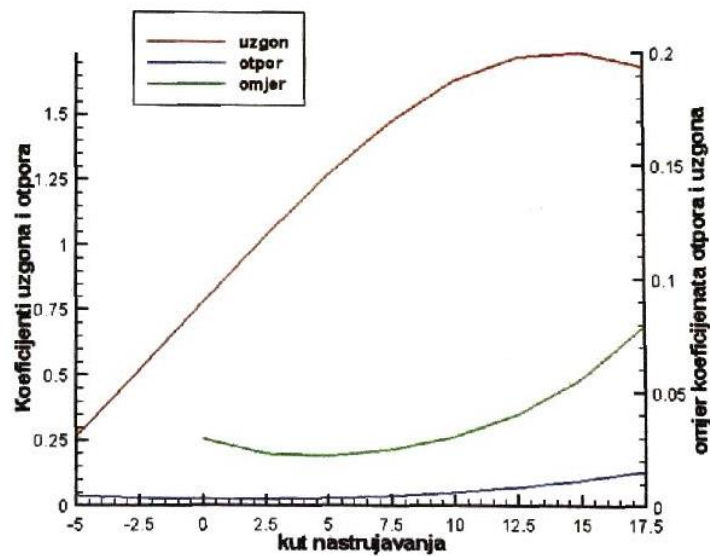
Razlika kuteva u tablici 3. Označena je s α . Vidi se odstupanje od razlike kuteva $\beta_1 - \beta_2$ u tablici 1., ali će se proračun ipak provesti koristeći te profile, što ne bi smjelo u velikoj mjeri utjecati na konačni rezultat. Profili C i v nisu standardni NACA profili, ali su njihove dimenzije izračunate po istim formulama. Odabrani profili prikazani su na slici 9.



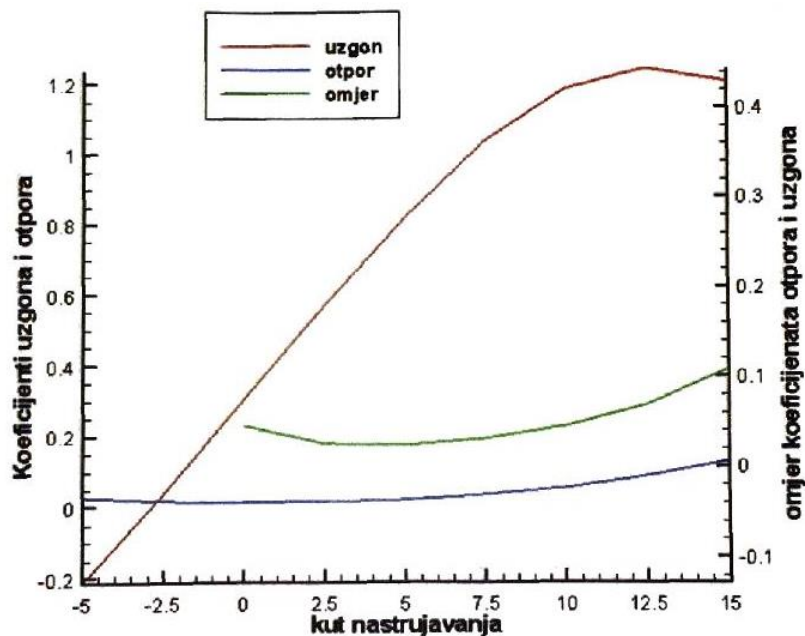
Slika 9. Odabrani aeroprofile [4]

3.6 Računanje ukupne potisne sile

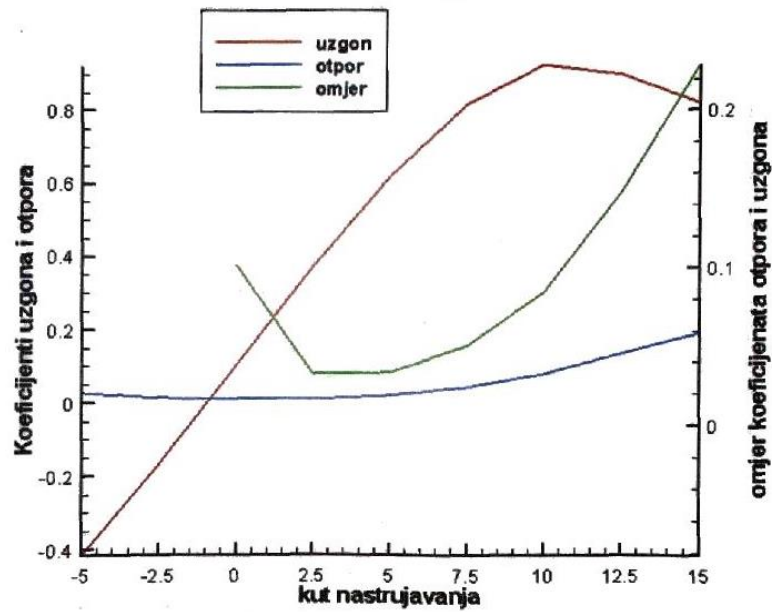
Za potrebu računanja ukupne potisne sile, korišteni su dijagrami ovisnosti koeficijenta uzgona o napadnom kutu iz literature [4]. Vrijednosti ovisnosti koeficijenta uzgona i otpora dobiveni su računalnom simulacijom strujanja u programskom paketu *Fluent*, a mreža proračunskog modela kao i rubni uvjeti su zadani u programu *Gambit*. Na slijedećim slikama dani su grafovi ovisnosti koeficijenta uzgona o napadnom kutu, za svaki profil.



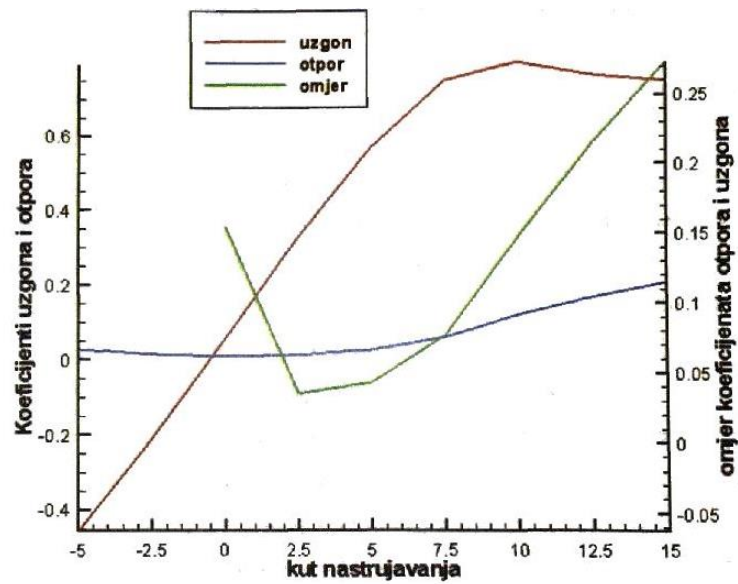
Slika 10. Dijagram koeficijenata uzgona i otpora profil u [4]



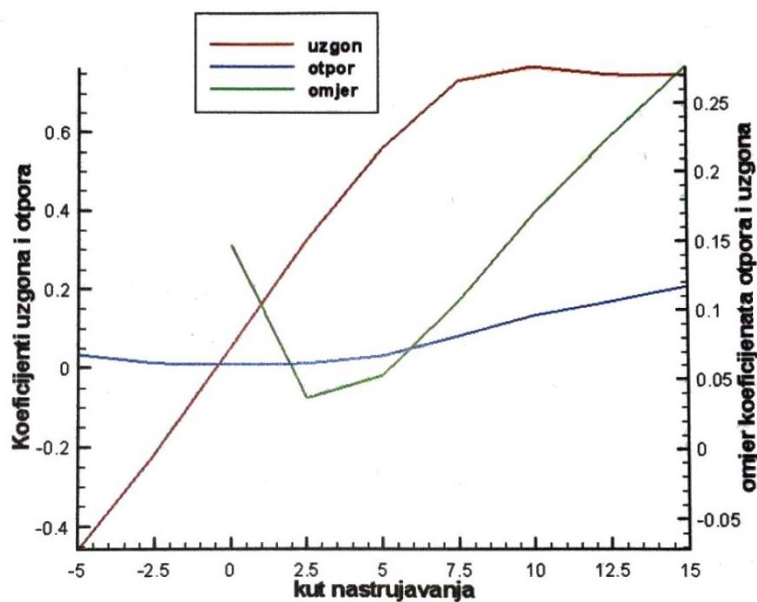
Slika 11. Dijagram koeficijenata uzgona i otpora za profil A [4]



Slika 12. Dijagram koeficijenata uzgona i otpora za profil B [4]



Slika 13. Dijagram koeficijenata uzgona i otpora za profil C [4]



Slika 14. Dijagram koeficijenta uzgona za profil v [4]

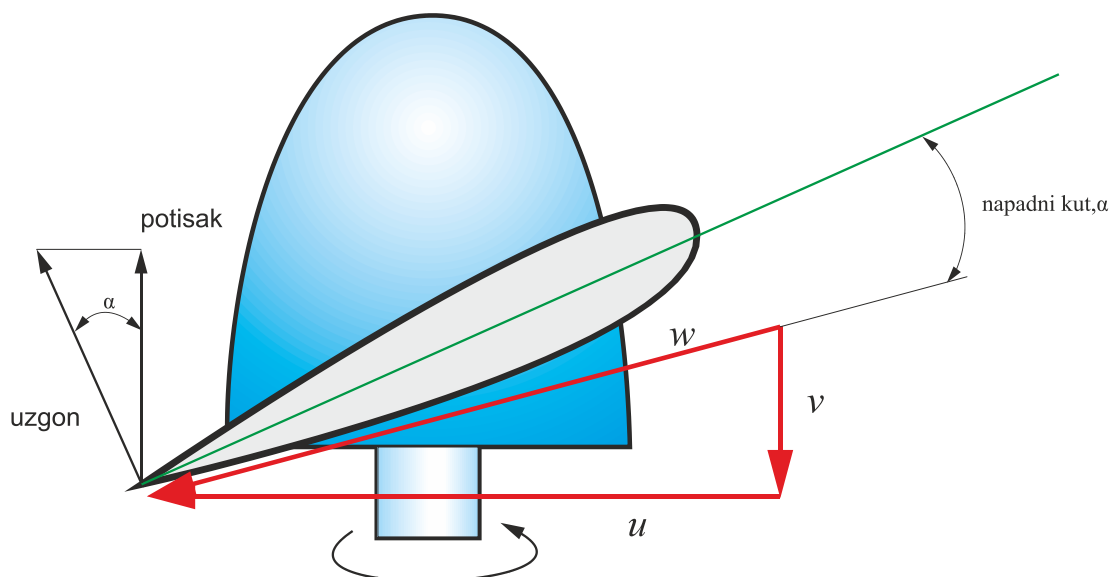
Na dijagramima koeficijenta uzgona i otpora vidljivo je da za maksimalnu vrijednost koeficijenta uzgona koeficijent otpora ima puno manju vrijednost. Stoga se u okviru ovog zadatka otpor neće uzimati u obzir. Nadalje, za napadne kuteve, pod kojima će se postaviti lopatice, nisu odabrani oni kutevi kod kojih bi koeficijent uzgona bio maksimalan. Naime, ako bi kojim slučajem došlo do pada obodne brzine propelera, dolazi i do povećanja napadnog kuta. Kako je vidljivo iz priloženih dijagrama, ako bi propeler radio u režimu najvećeg koeficijenta uzgona, povećanjem napadnog kuta dolazi do pada koeficijenta uzgona. Upravo iz tog razloga, odabrani su takvi napadni kutevi, da, ukoliko dođe do povećanja napadnog kuta, koeficijent uzgona poraste. Odabrani koeficijenti uzgona, te pripadni napadni kutevi su

$$\begin{aligned}
 C_L^u &= 1,6, & \alpha &= 10^\circ, \\
 C_L^A &= 1, & \alpha &= 9^\circ, \\
 C_L^B &= 0,8, & \alpha &= 8^\circ, \\
 C_L^C &= 0,6, & \alpha &= 7^\circ, \\
 C_L^v &= 0,6, & \alpha &= 6,5^\circ.
 \end{aligned}
 \tag{3.17}$$

Traženi kut uspona jednak je zbroju napadnog kuta i kuta relativne brzine na ulazu, a za svaki profil je upisan u tablicu:

Tablica 4. Kut uspona

Profil	kut uspona, <i>pitch</i> [°]
u	80
A	58
B	39
C	32
v	29



Slika 15. Prikaz komponenti brzina i sila na presjeku profila

Sa slike su vidljivi trokuti brzina jednog presjeka profila propelera te je prikazan smjer potisne sile. Vidljivo je da treba, ukoliko se želi dobiti komponenta sile u smjeru gibanja čamca, tj. u smjeru brzine v , silu uzgona za svaki profil treba pomnožiti s kosinusom napadnog kuta pod kojim je taj profil postavljen. Sila uzgona računa se prema izrazu

$$F_u = z \cdot \sum_i \frac{1}{2} \rho \cdot v_{\infty,i}^2 \cdot A_{L,i} \cdot C_L^i, \quad i = u, A, B, C, v, \quad (3.18)$$

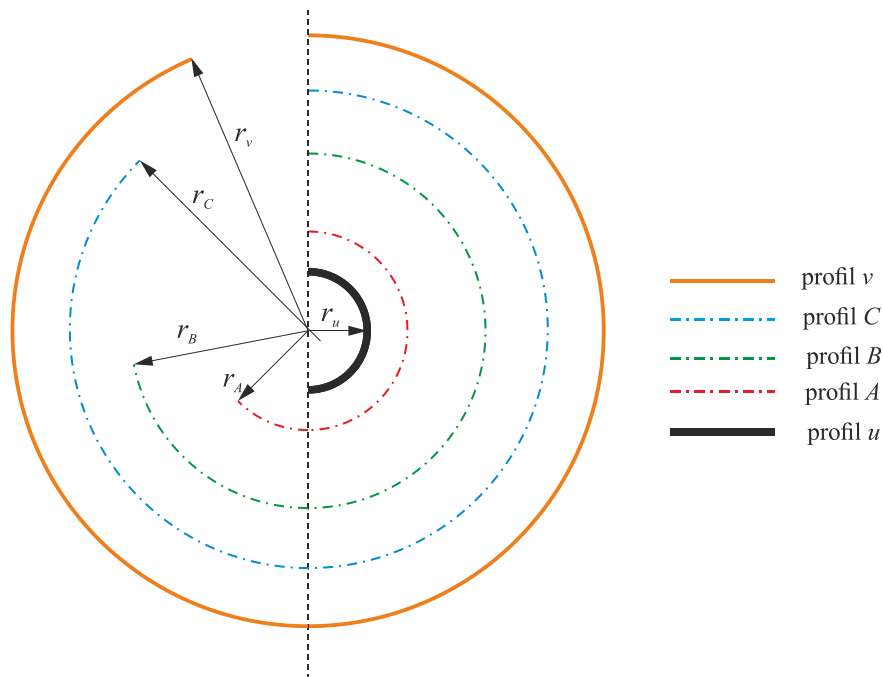
a sila potiska prema izrazu

$$F_p = z \cdot \sum_i \frac{1}{2} \rho \cdot v_{\infty,i}^2 \cdot A_{L,i} \cdot C_L^i \cdot \cos \alpha_i, \quad i = u, A, B, C, v, \quad (3.19)$$

gdje je α_i napadni kut i -tog profila, a z opet broj lopatica propelera, dakle 3. Izraz (3.18) vrijedi za svaki profil posebno, a brzina $v_{\infty,i}^2$ se, prema [4], računa kao

$$v_{\infty,i}^2 = v_a^2 + \left(u_i - \frac{v_{1,i}}{2} \right)^2, \quad i = u, A, B, C, v, \quad (3.20)$$

dok se površina A_L profila dobije množenjem duljine tetive aeroprofila, c , s pripadajućom razlikom radijusa koji su prethodno izračunati. Radi preglednosti, položaji tih radijusa dani su na slijedećoj slici, kotirani na koncentričnim polukružnicama.



Slika 16. Udaljenosti pojedinih profila od središta propelera

Očito je da se vrijednosti radijusa računaju prema izrazima

$$\begin{aligned} r_u &= \frac{D_u}{2}, r_v = \frac{D_v}{2}, \\ r_A &= \frac{D_A}{2}, r_B = \frac{D_B}{2}, r_C = \frac{D_C}{2}, \end{aligned} \quad (3.21)$$

a tražene površine za izračunavanje sile uzgona su

$$\begin{aligned} A_{L,u} &= c_u \cdot \left(\frac{r_A - r_u}{2} \right), \\ A_{L,A} &= c_A \cdot \left(\frac{r_B + r_A}{2} - \frac{r_A + r_u}{2} \right) = c_A \cdot \left(\frac{r_B - r_u}{2} \right), \\ A_{L,B} &= c_B \cdot \left(\frac{r_C + r_B}{2} - \frac{r_B + r_A}{2} \right) = c_B \cdot \left(\frac{r_C - r_A}{2} \right), \\ A_{L,C} &= c_C \cdot \left(\frac{r_v - r_B}{2} \right), A_{L,v} = c_v \cdot \left(\frac{r_v - r_C}{2} \right). \end{aligned} \quad (3.22)$$

Postupkom računanja površina iznesenim u (3.22) određeno je područje djelovanja pojedinog profila, koje je polovina udaljenosti između 2 susjedna profila.

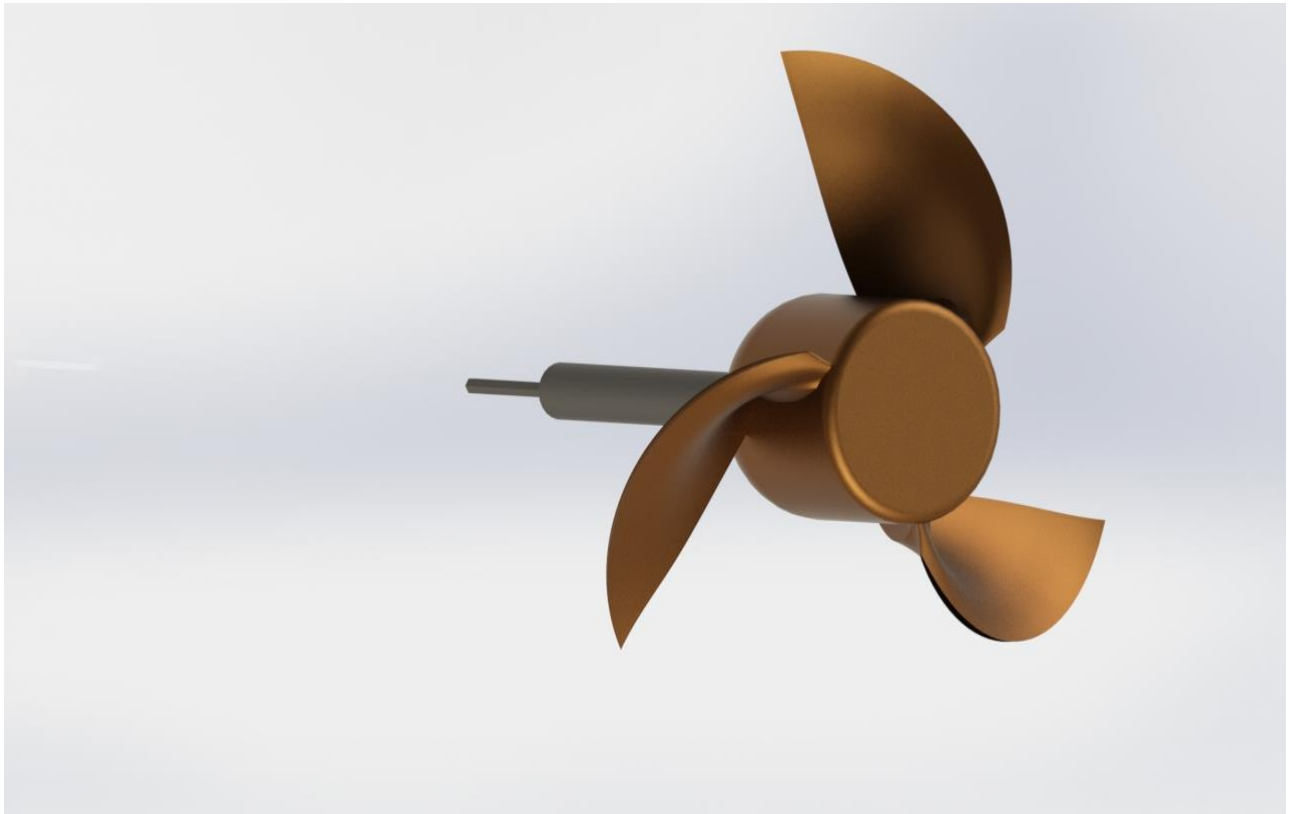
Sada su definirane sve potrebne jednačbe za izračunavanje. Korištenjem zadanih jednačbi i prethodno izračunatih veličina, ukupna sila potiska je

$$L_p^{0,8} = 165 \text{ N}, \quad (3.23)$$

a za propeler s faktorom preklopa 0,2

$$L_p^{0,2} = 43 \text{ N}. \quad (3.24)$$

Na slici 17 prikazan je CAD model propelera s faktorom preklopa lopatica 0,8.



Slika 17. CAD model propelera

4. Zaključak

Potisna sila propelera dobivena metodom parcijalnih strojeva očekivano je manja od potisne sile dobivene primitivnom teorijom propelera. Kao što je već naglašeno u drugom poglavlju ovog zadatka, propeler se ne može konstruirati samo primitivnom teorijom propelera. Ona daje odnose između integralnih veličina strujanja fluida, a slika strujanja je potpuno idealizirana. Primitivna teorija propelera ne uzima u obzir interakciju radnog fluida i lopaticu propelera, te se zbog toga pomoću nje ne može odrediti geometrija lopatice.

Također je vidljivo i da je potisna sila s manjim faktorom preklopa manja i to zbog toga što se iskorištava manji dio energije fluida. Veći iznos potisne sile propelera mogao se dobiti povećanjem promjera propelera, drugačijim izborom aeroprofila, kao i drugačijim odabirom broja lopatica te faktora preklopa. Bilo je moguće odabrati profile s većim koeficijentom uzgona, ali je zbog nedostatka vremena, proračun izvršen sa aeroprofilima za koje postoje već određeni koeficijenti uzgona, a prikladni su za zadani propeler. Rezultate proračuna bilo bi dobro provjeriti nekim od programa za računalnu mehaniku fluida te eksperimentom.

Metodu parcijalnih strojeva smatram izuzetno zanimljivom za rješavanje problema propelera. Izuzetno mi je zanimljiva poveznica sa metodom konačnih elemenata koja se koristi u analizi naprezanja konstrukcija. Smatram da bi se pomoću dostupnih alata za računalnu matematiku, poput *Matlaba* i *Wolfram mathematica-e* mogao napraviti vrlo efikasan program za računanje geometrije propelera. Želja mi tu ideju u skoroj budućnosti provesti u djelo.

Literatura

- [1] *en.wikipedia.org/*
- [2] Šavar, M., Džijan I., Virag Z.: *Mehanika fluida I. Skripta – predavanja*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb
- [3] *Osnove turbostrojeva. Skripta s predavanja*, Fakultet strojarstva i brodogradnje
- [4] Guć, L.: *Raspored tlaka na lopatice aksijalne turbine (Kaplan) – Završni rad*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 2013.
- [5] Curtiss-Wright Corporation: *Propeller Division*, Caldwell, N.J., USA