

SADRŽAJ:

SADRŽAJ:.....	4
1. UVOD.....	6
1.1. DINAMIČKE CRPKE	7
1.1.1. KONSTRUKCIJSKI DIJELOVI TURBOCRPKI.....	8
1.1.1.1. KUĆIŠTE.....	8
1.1.1.2. RADNO KOLO	9
1.1.2. PODJELA TURBOCRPKI.....	12
1.1.3. UPORABA I PERFORMANSE TURBOCRPKI.....	15
1.1.4. POGON TURBOCRPKI	16
1.2. OSNOVNI POJMOVI I DEFINICIJE.....	17
1.2.1. RADNA KARAKTERISTIKA SUSTAVA	17
1.2.1.1. ZAKON OČUVANJA ENERGIJE	17
1.2.1.2. SPECIFIČNA ENERGIJA DOBAVE CRPKE	18
1.2.2. NETO-POZITIVNA SPECIFIČNA USISNA ENERGIJA.....	22
2. DIMENZIJSKA ANALIZA RADA TURBOCRPKI.....	26
3. TEORIJSKE OSNOVE RADA TURBOCRPKI.....	32
3.1. OSNOVNA JEDNADŽBA TURBOSTROJEVA	32
3.2. EULEROVA JEDNADŽBA TURBOSTROJEVA	35
3.3. TEORIJSKE KARAKTERISTIKE TURBOCRPKI	38
4. OSNOVE PROJEKTIRANJA TURBOCRPKI.....	41
4.1. TIPSKI BROJ CRPKE	42
4.2. UTJECAJ DEBLJINE I KONAČNOG BROJA LOPATICA	45
4.3. BROJ LOPATICA RADNOG KOLA.....	53
4.4. ISKORISTIVOST CRPKE I POJEDINAČNI GUBICI.....	54
5. KAVITACIJA U TURBOCRPKAMA.....	57
5.1. DOPUSTIVA DUBINA USISAVANJA I POTREBNA VISINA DOTJECANJA.....	59
5.2. KAVITACIJSKA KARAKTERISTIKA CRPKE	62
5.3. KRITERIJI ZA RAD CRPKE BEZ KAVITACIJE.....	63
6. ZAJEDNIČKI RAD VIŠE TURBOSTROJEVA	67
6.1. SERIJSKI SPOJ DVA TURBOSTROJA.....	67
6.2. PARALELNI SPOJ DVA ISTA TURBOSTROJA.....	67
6.3. SERIJSKI SPOJ DVA RAZLIČITA TURBOSTROJA	68
6.4. PARALELNI SPOJ DVA NEJEDNAKA TURBOSTROJA.....	68
6.5. MJEŠOVITI SPOJ	69
7. PROJEKT CENTRIFUGALNE CRPKE	70
7.1. ULAZNI PODACI	70
7.2. PRORAČUN CENTRIFUGALNE CRPKE	70

7.2.1. PRORAČUN RADNOG KOLA	70
7.2.2. PRORAČUN KOLEKTORA	77
7.2.3. ODABIR POGONSKOG STROJA	79
8. ZAKLJUČAK	80
9. POPIS SLIKA	82
10. LITRATURA	85
11. NACRTNA DOKUMENTACIJA	86

1. UVOD

Strojevi pomoću kojih fluid odnosno kapljevina transportiramo ili dobavljamo na višu razinu ili u područje višeg tlaka nazivamo crpke (pumpe). Šire gledano možemo obuhvatiti i strojeve koje ne zadovoljavaju ovu definiciju, jer ne rade s kapljevinama i poznatiji su pod drugim imenima kao injektori (mlazne crpke), ejektori, udarna crpka (hidraulički ovan).

Podjelu crpki možemo napraviti prema više različitih kriterija. Najčešća je podjela prema principu na kojem se rad crpke pretvara u energiju kapljevine. Takvom podjelom crpke razvrstavamo u dvije velike grupe i to:

volumske crpke

dinamičke crpke

Kod volumskih crpki kapljevina se prenosi pomoću periodičkih promjena volumena prostora što ga zauzima kapljevina. Taj prostor se povremeno i naizmjenično povezuje s usisnim i tlačnim cjevovodima crpke.

Dinamičke crpke rad obavljaju djelovanjem sila na kapljevina u prostoru koji je konstantno povezan s usisnim i tlačnim cjevovodom crpke.

Ove dvije grupe crpki dalje možemo dijeliti prema mehaničkom ustrojstvu, tj. specifičnom principu rada.

1.1. DINAMIČKE CRPKE

Prilikom rada radna komora dinamičkih crpki stalno je ispunjena kapljevnom. Kapljevina neprekidno ulazi u radnu komoru iz usisnog voda i preuzimajući energiju od radnog dijela crpke neprekidno napušta komoru kroz tlačni vod.

Prema načinu djelovanja dinamičke se crpke mogu razvrstati u dvije grupe:

1. turbocrpke
2. crpke na principu posebnog hidrodinamičkog učinka

Turbocrpke povećavaju tlak i brzinu, odnosno samo tlak ili samo brzinu kapljevine time što pretvaraju mehanički rad rotirajućeg radnog kola ili rotora u energiju tlaka i kinetičku energiju kapljevine, iskorištavajući procese strujanja kapljevine u lopaticama radnog kola i u kanalima kućišta odnosno statora crpke.

Crpke na principu posebnih hidrodinamičkih učinaka namijenjene su za uvjete rada u kojima bi ostale vrste crpki bile manje djelotvorne, ili bile skuplje, ili ne bi mogle raditi. Možemo ih podijeliti na osnovi posebnih hidrodinamičkih učinaka na:

- ♦ mlazne,
- ♦ uzgonske,
- ♦ udarne,
- ♦ pitotove,
- ♦ obodne i
- ♦ magnetohidrodinamičke.

U daljnjem tekstu razradit će se samo turbocrpke kao zadatak ovog rada.

1.1.1. KONSTRUKCIJSKI DIJELOVI TURBOCRPKI

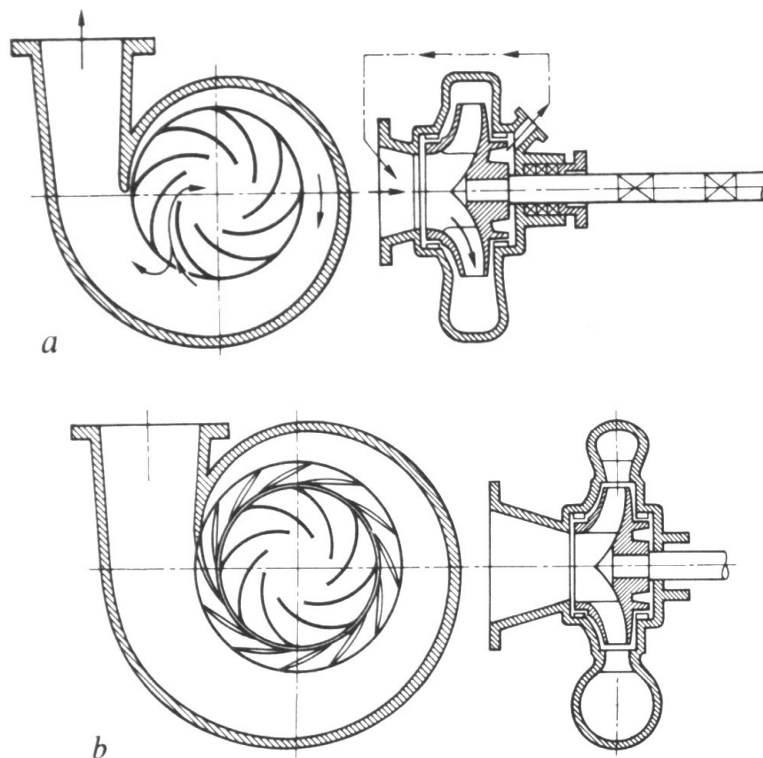
1.1.1.1. KUĆIŠTE

Kućište crpke (stator) vezano je na ulazni i izlazni cjevovod crpke. U njemu je smješteno radno kolo sa lopaticama (rotor), vratilo radnog kola spojeno s pogonskim motorom, ležaj vratila s tlačnom brtvenicom koja sprječava da kapljevina izlazi iz kućišta crpke, te brtveće prstene ili brtveće površine između radnog kola i kućišta koje sprječavaju da kapljevina prestrujava s visokotlačne na niskotlačnu stranu radnog kola.

Konfiguracija kanala unutar kućišta može biti takva da doprinosi promjeni tlaka i brzine strujanja kapljevine kroz crpku.

Postoje dvije osnovne izvedbe kućišta:

- a) spiralno kućište (slika 1.a) i
- b) difuzorsko kućište s ugrađenim statorskim lopaticama (slika 1.b).

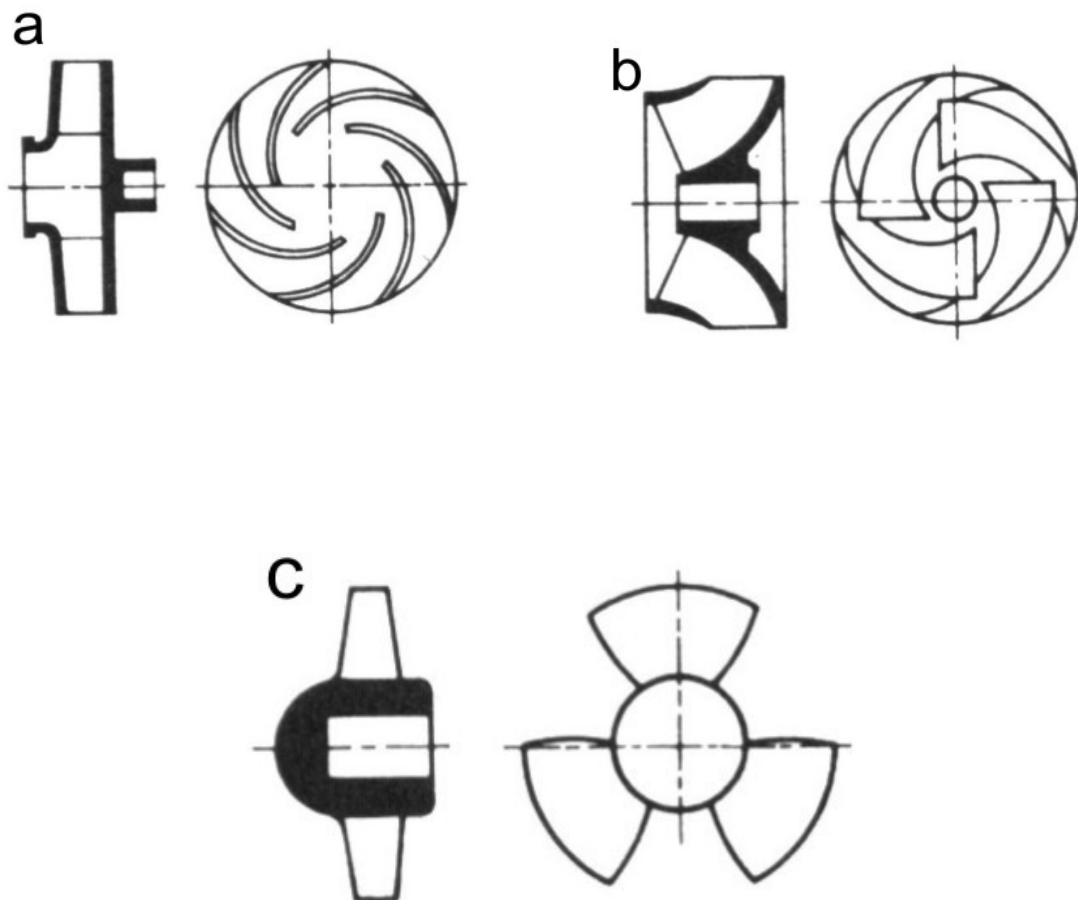


Slika 1. Jednostepena dijagonalna crpka: (a) sa spiralnim kućištem, (b) sa difuzorskim kućištem

1.1.1.2. RADNO KOLO

Radno kolo s lopaticama ili rotor, radni je dio turbocrpke koji svojom rotacijom povećava tlak i kinetičku energiju kapljevine.

S obzirom na strujanje u radnom kolu, turbocrpke mogu biti radijalne (centrifugalne) (slika 2.a), dijagonalne (slika 2.b) i aksijalne (slika 2.c).



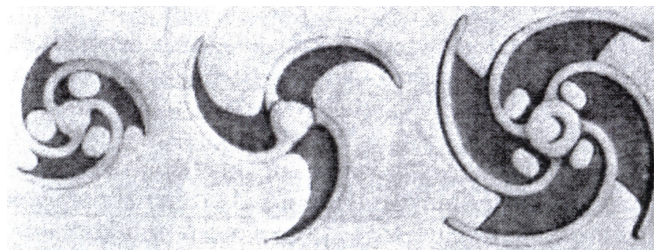
Slika 2. Oblici radnog kola: (a) radijalno radno kolo, (b) dijagonalno radno kolo, (c) aksijalno radno kolo

Radna kola možemo podijeliti i na otvorena, poluotvorena i zatvorena.

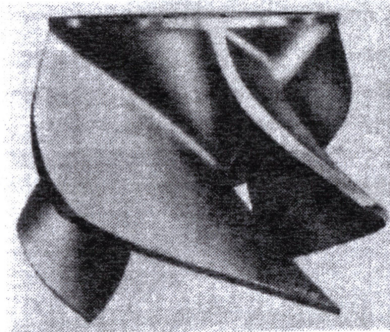
Otvoreno radno kolo sastoji se samo od lopatica spojenih na centralnu glavčinu. Lopatice se okreću i obavljaju rad u prostoru kućišta (bez vijenca ili glavčine). Nedostatak otvorenih radnih kola je čvrstoća, tako da se prvenstveno koriste kod malenih crpki. Kod dugih lopatica se dodaje ojačanje u obliku djelomične glavčine ili rebara. Otvoreni tip radnog kola je posebno pogodan za rad s tekućinama koje sadrže nečistoće. U prostoru između lopatica i kućišta dolazi do volumnih gubitaka koji se povećavaju s trošenjem. Da bi se ponovno postigla početna iskoristivost potrebno je zamijeniti radno kolo i okružujuće kućište.

Poluotvoreno radno kolo sadrži, uz lopatice, najčešće samo glavčinu, te također može biti ojačano.

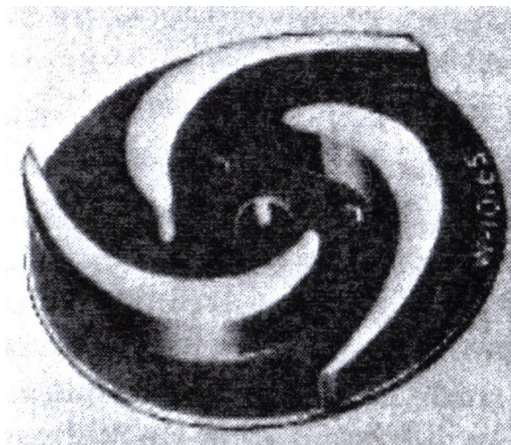
Zatvoreno radno kolo je najčešći tip i koristi se gotovo u svim radijalnim crpkama za rad s bistrim tekućinama. Glavčina i vijenac potpuno pokrivaju međulopatični prostor od ulaza do izlaza, te time sprječavaju veće volomne gubitke koji se javljaju kod otvorenih i poluotvorenih tipova radnih kola.



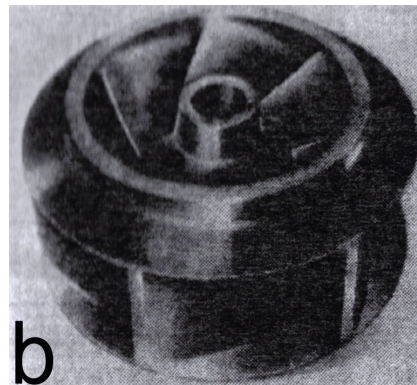
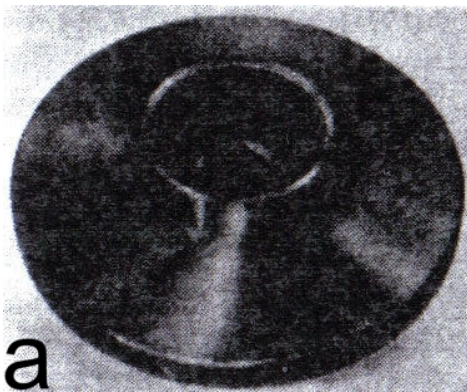
Slika 3. Otvorena radijalna radna kola (lijevo i desno radno kolo ojačano je djelomičnom glavčinom)



Slika 4. Otvoreno dijagonalno radno kolo



Slika 5. Poluotvoreno radijalno radno kolo



Slika 6. Zatvorena radijalna radna kola: (a) jednoulazno, (b) dvoulazno

Radno kolo također može biti jednoulazno ili dvoulazno. Dvoulazno radno kolo je u principu dva spojena jednoulazna radna kola kod kojih izlaz kapljevine vodi u zajednički prostor u kućištu. Prednost dvoulaznih radnih kola je aksijalno uravnoteženje sila. Jednoulazna radna kola se prvenstveno koriste zbog jednostavnosti izvedbe i održavanja, te kod višestepenih crpki zbog jednostavnije izvedbe kanala između stupnjeva.



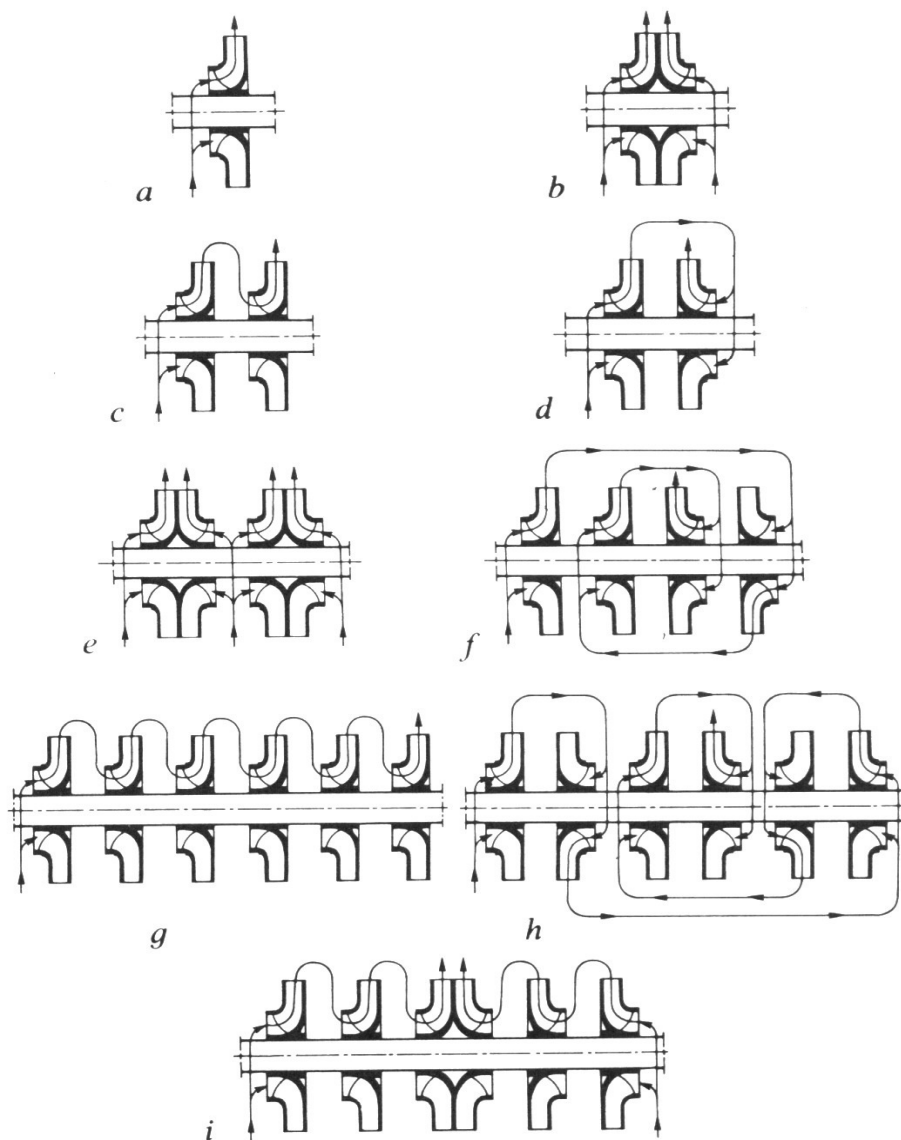
Slika 7. Oblici radijalnog radnog kola: (a) jednoulazno radijalno radno kolo, (b) dvoulazno radijalno radno kolo

1.1.2. PODJELA TURBOCRPKI

Dobavna visina H radnog kola je ograničena. Ukoliko postoji potreba za većom dobavnom visinom rotore spajamo u seriju, tako da kapljevina prolazi redom iz jednog rotora u drugi, pa se ukupni porast tlaka kapljevine ostvaruje u nekoliko stupnjeva.

Prema broju stupnjeva crpke možemo podijeliti na jednostepene ili višestepene. Također kapljevina može u radni dio crpke ulaziti na jedan ili više ulaza (najviše četiri ulaza). Prema smjeru u kojem kapljevina prostrujava kroz stupnjeve višestepene crpke razlikuju se jednosmjerne, protusmjerne i poprečne turbocrpke.

Podjela turbocrpki prema broju stupnjeva, broju ulaza i načinu strujanja kapljevine kroz crpku ilustrirana je na slici 8. za centrifugalne crpke, tj. crpke radijalnog tipa.



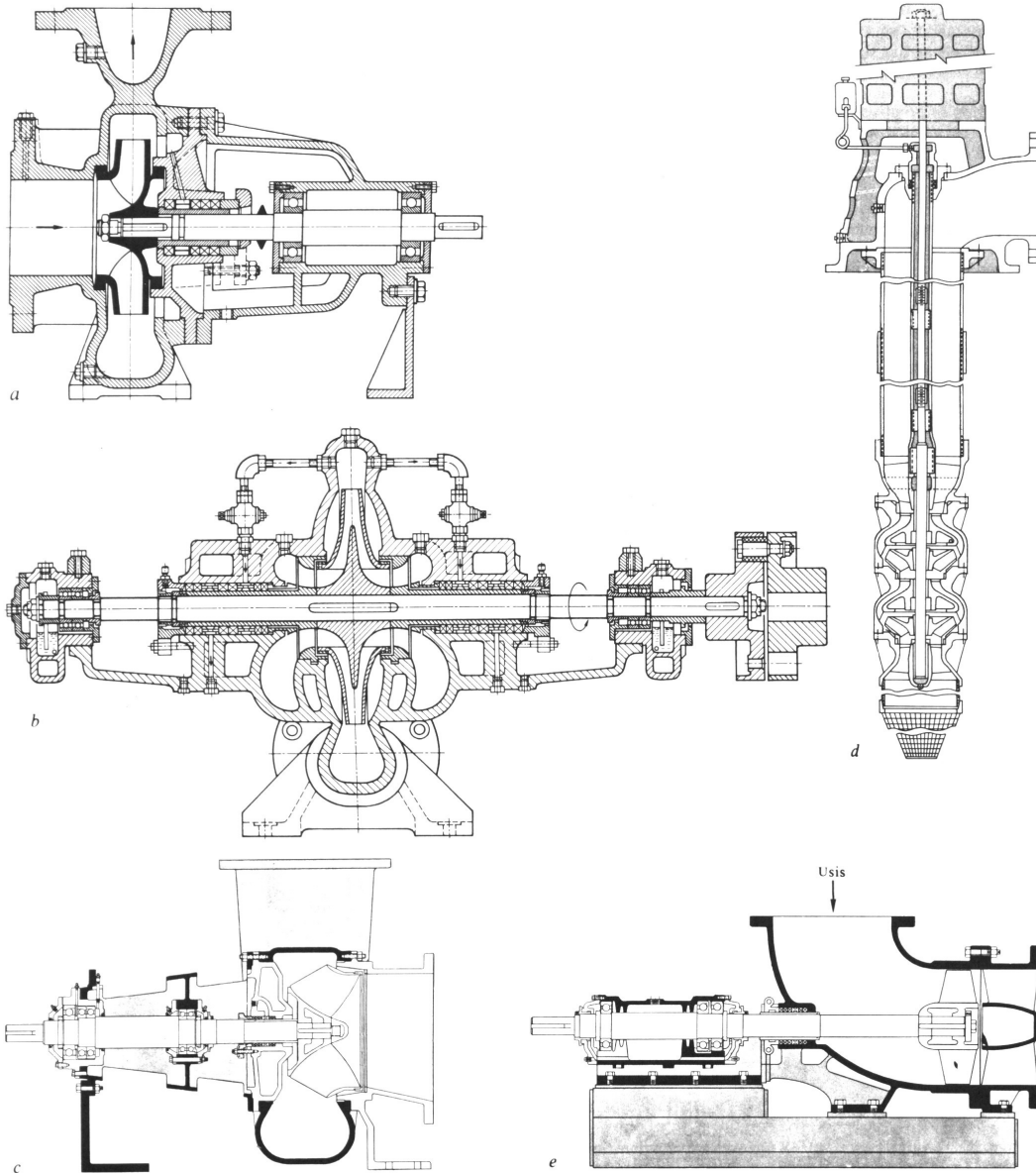
Slika 8. Vrste radijalnih crpki prema broju stupnjeva, broju ulaza kapljevine u crpku i smjeru strujanja kroz crpku: (a) jednostepena, jednoulazna, jednosmjerna, (b) jednostepena, dvoulazna, protusmjerna, (c) dvostepena, jednoulazna, jednosmjerna, (d) dvostepena, jednoulazna, protusmjerna, (e) dvostepena, četveroulazna, protusmjerna, (f) četverostepena, jednoulazna, poprečna, (g) šestestepena, jednoulazna, jednosmjerna, (h) šestestepena, jednoulazna, protusmjerna, (i) trostepena, dvoulazna, protusmjerna

Prema smještaju radnih kola i njihovih ležaja crpke možemo podijeliti na:

- crpke s konzolnim ovješanjem radnog kola,
- crpke sa radnim kolom između ležaja i
- crpke s ležajem između radnih kola.

S obzirom na položaj vratila turbocrpke mogu biti:

- horizontalne ili
- vertikalne.



Slika 9. Konstrukcijske izvedbe centrifugalnih crpki: (a) jednostepena jednoulazna horizontalna radijalna crpka s konzolno ovješnim radnim kolom, (b) jednostepena dvoulazna horizontalna radijalna crpka sa radnim kolom između ležaja, (c) jednostepena jednoulazna horizontalna dijagonalna crpka s konzolno ovješnim radnim kolom, (d) dvostepena jednoulazna vertikalna dijagonalna crpka s ležajima između radnih kola, (e) jednostepena jednoulazna horizontalna aksijalna crpka s konzolno ovješnim radnim kolom

1.1.3. UPORABA I PERFORMANSE TURBOCRPKI

Danas se crpke koriste za različite namjene, pa su od svih strojeva po brojnosti na drugom mjestu, odmah iza elektromotora. Turbocrpke se ugrađuju u crpna postrojenja i uređaje različitih namjena, jer mogu transportirati kapljevine bez obzira na njihovu čistoću, agresivnost, temperaturu i viskoznost. I iz razloga jer se mogu konstruirati za vrlo velike količine i visine dobave.

Radijalne crpke – imaju najšire područje primjene od tri glavna tipa turbocrpki. Upotrebljavaju se u vodoprivrednim, vodoopskrbnim i energetskim postrojenjima, u rudarstvu, građevinarstvu, kemijskoj i procesnoj industriji, služe kao brodske crpke za različite namjene, cirkulacijske crpke u rashladnim uređajima i uređajima centralnog grijanja, itd.

Prikladne su za dobavu svih vrsta kapljevine. Imaju kapacitet dobave od 6 do 40 000 m³/h, visinu dobave 1 do 2 000 metara i brzinu vrtnje radnog kola od 960 do 3 000 min⁻¹, iznimno i do 30 000 min⁻¹. Obično imaju 1 do 12 stupnjeva, a mogu imati i do 25 stupnjeva.

Dijagonalne crpke – služe kao rashladne crpke u termoelektranama, cirkulacijske crpke u uređajima centralnog grijanja, ugrađuju se u postrojenja za pročišćavanje vode, itd. Imaju kapacitet dobave od 25 do 40 000 m³/h, visinu dobave od 5 do 40 metara i brzinu vrtnje radnog kola od 300 do 3 000 min⁻¹.

Aksijalne crpke – uglavnom služe za ostvarivanje velikih protoka, uz malu dobavnu visinu. Koriste se u vodoprivrednim postrojenjima za odvodnjavanje i navodnjavanje, u vodoopskrbnim postrojenjima za dobavu pitke vode, za odvodnjavanje rudnika, kao rashladne pumpe u energetskim postrojenjima... Imaju kapacitet dobave do 40 000 m³/h, uz visinu dobave od 1,5 do 10 metara i brzinu vrtnje radnog kola od 160 do 3 000 min⁻¹.

1.1.4. POGON TURBOCRPKI

Najčešći izvor pogona za crpku je elektromotor. Pogonski motor crpke priključen je neposredno spojkom ili posredno preko reduktora na vratilo radnog kola crpke. Snaga pogonskog motora iznosi od nekoliko desetaka kilovata za male pa do 75 MW za najveće crpke.

Za pogon turbocrpki najviše se upotrebljavaju izmjenični elektromotori, i to jednofazni asinkroni, u slučaju kad je za pogon potrebna snaga do 1kW, a trofazni asinkroni motori za veće snage. U posljednje se vrijeme sve više primjenjuju i istosmjerni elektromotori s tiristorskom regulacijom, jer u crpnom pogonu s regulacijom brzine vrtnje takvi elektromotori imaju manje gubitke nego izmjenični elektromotori. Turbocrpke koje su stalno potopljene u kapljevini (obično vodu) imaju pogon jedino elektromotorima zatvorene izvedbe koja onemogućuje prodor kapljevine u motor.

Motori sa unutarnjim izgaranjem primjenjuju se samo za pogon manjih prenosnih crpki i srednje velikih stacionarnih crpki na mjestima gdje ne postoji mogućnost priključka na električnu mrežu, odnosno rezervnih crpki koje moraju biti neovisne o električnoj mreži.

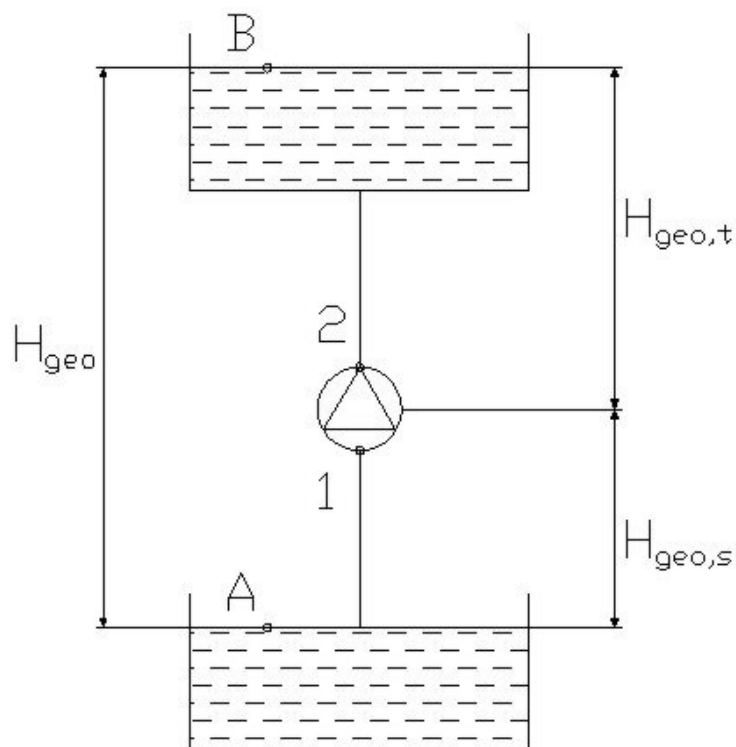
Parne turbine ponekad se upotrebljavaju za pogon crpki u energetske postrojenjima (npr. crpke za napajanje parnih kotlova), a rijetko i za crpke gradskih vodovodnih uređaja.

1.2. OSNOVNI POJMOVI I DEFINICIJE

1.2.1. RADNA KARAKTERISTIKA SUSTAVA

1.2.1.1. ZAKON OČUVANJA ENERGIJE

Crpku možemo promatrati u sklopu nekog crpnog postrojenja; kapljevina se usisava iz ulaznog spremnika, prolazi kroz usisni cjevovod i ulazi u crpku. Crpka povećava ukupnu mehaničku energiju kapljevine koja odlazi iz crpke u tlačni cjevovod i prolazeći kroz izlazni spremnik napušta crpno postrojenje.



Slika 10. Primjer crpnog postrojenja (spremnik-crpka-spremnik)

Promjenu specifične energije kapljevine možemo opisati Bernoullijevom jednadžbom. Jednadžbu možemo postaviti za primjer crpnog postrojenja čija je zadaća dopremiti kapljevinu iz jednog spremnika (na nižoj razini), u drugi (na višoj razini). Točke promatranja A i B postavljamo na slobodnu vodenu površinu oba spremnika (točku A na ulazni spremnik, a točku B na izlazni spremnik). A točke promatranja 1 i 2 postavljamo pred ulaz u crpku (točka 1) i neposredno nakon izlaza iz crpke (točka 2),

(slika 10.). Za spremnike pretpostavljamo da su dovoljno veliki da pražnjenje, odnosno punjenje protokom koji ostvaruje crpka, tako da nema značajnog utjecaja na razinu u njima i da se može zanemariti.

Prema zakonu očuvanja energije postavljamo Bernoullijevu jednadžbu od točke A do točke 1 i od točke 2 do točke B:

A - 1

$$\frac{v_A^2}{2} + \frac{p_A}{\rho} + g \cdot z_A = \frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1 + g \cdot h_{gubA-1} \quad (1)$$

2 - B

$$\frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2 = \frac{v_B^2}{2} + \frac{p_B}{\rho} + g \cdot z_B + g \cdot h_{gub2-B} \quad (2)$$

Kako se radi o dovoljno velikim i otvorenim spremnicima, tlak u točkama A i B je atmosferski ($p_A = p_B = p_a$) i brzine u tim točkama su jednake nuli ($v_A = v_B = 0$).

Oduzimanjem jednadžbe (1) od (2) dobijamo:

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + g \cdot (z_1 - z_2) = g \cdot (z_B - z_A) + g \cdot h_{gubA-B} \quad (3)$$

1.2.1.2. SPECIFIČNA ENERGIJA DOBAVE CRPKE

Specifična energija dobave crpke Y_C jest povećanje specifične energije kapljevine pri prolazu kroz crpku, koja je jednaka razlici specifične ukupne mehaničke energije na izlazu iz crpke Y_2 i na ulazu Y_1 u nju:

$$Y_C = Y_2 - Y_1 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} + g \cdot (z_2 - z_1) \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \quad (4)$$

Budući da se kapljevina smatra nestlačivom, vrijedi da je $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ i jednažbu možemo pisati:

$$Y_C = Y_2 - Y_1 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + g \cdot (z_2 - z_1) \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \quad (5)$$

Svaki član u izrazu (3) predstavlja specifičnu energiju Y , tj. energiju po jedinici masenog protoka.

Kombiniranjem (3) i (5) dobijamo:

$$Y_C = g \cdot (z_B - z_A) + g \cdot h_{gubA-B} \quad (6)$$

Dijeljenjem jednažbe (6) sa g dobijamo :

$$H_C = H_{geo} + h_{gubA-B} \quad (7)$$

gdje su:

H_C - visina dobave crpke,

H_{geo} - visina koju pumpa mora savladati

h_{gub} – gubici protjecanja od točke A do točke B izražene kroz visinu

$$H_C = \frac{Y_C}{g} \text{ [m]}, \quad H_{geo} = z_B - z_A \text{ [m]}, \quad h_{gubA-B} = k \cdot \dot{V} \text{ [m]} \quad (8)$$

U slučaju da spremnici nisu atmosferski nego tlačni jednažba (7) prelazi u oblik:

$$H_C = H_{geo} + h_{gubA-B} + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad (9)$$

gdje $\Delta p = p_B - p_A$.

Svaki član u jednažbi (3) predstavlja visinu energije H , tj. energiju po jedinici težine kapljevine ili snagu po jedinici težinskog protoka.

Osim simbola Y za specifičnu energiju i H za visinu energije, kako to preporučuju ISO, BS i DIN standardi, primjenjuju se i simboli e i h prema preporuci standarda IEC.

Svaka crpka u principu ima neku svoju karakteristiku, tj. specifičnu energiju Y_C kao funkciju protoka Q :

$$Y_C = Y_C(Q) \quad (10)$$

Svako crpno postrojenje ima takvu svoju karakteristiku zahtijevane specifične energije Y_{CP} kao funkciju istog protoka Q kojim kapljevina protječe kroz crpno postrojenje:

$$Y_{CP} = Y_{CP}(Q) = Y_{stat} + Y_{kin}(Q) + Y_F(Q) \quad (11)$$

Ovdje su članovi desne strane (slika 10.):

$$Y_{stat} = Y_{geo} + \frac{P_2 - P_1}{\rho} = g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} \left[\frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{kg}} \right] \quad (12)$$

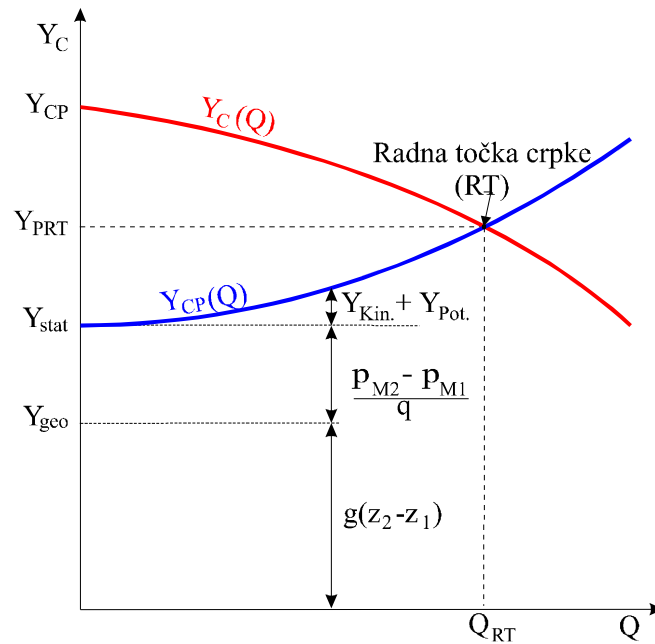
$$Y_{kin}(Q) = \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} = \frac{Q^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right) \quad (13)$$

gdje su:

A - površine poprečnog presjeka cjevovoda,

$Y_F(Q)$ - gubici strujanja koji se sastoje od trenja i lokalnih gubitaka.

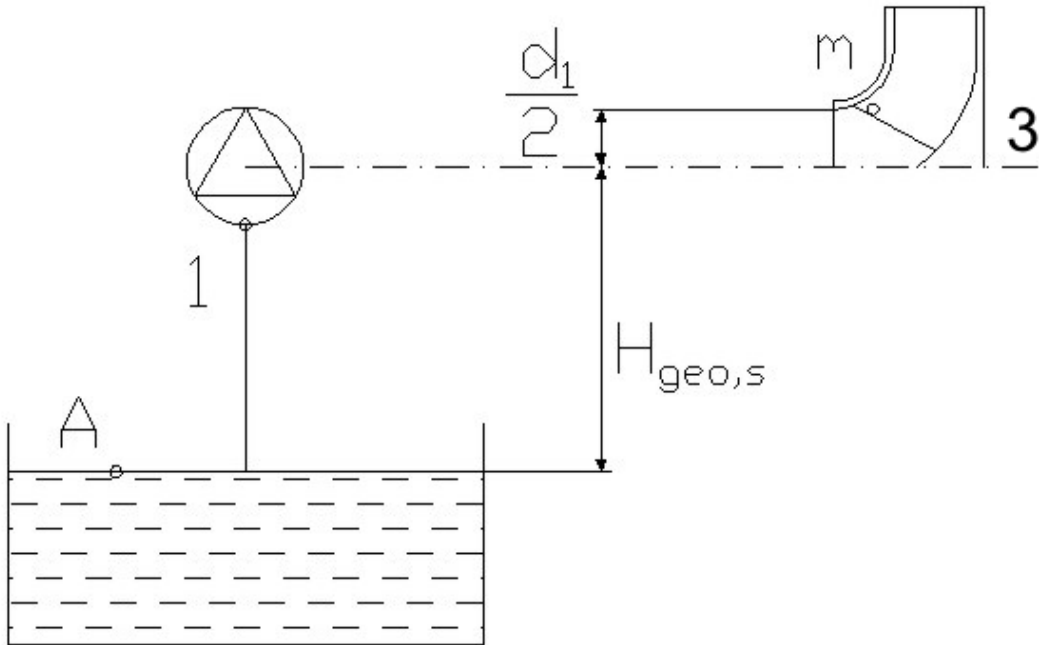
Točka sjecišta funkcija $Y_C(Q)$ i $Y_{CP}(Q)$ predstavljaju radnu točku crpke u crpnom postrojenju u koje je ona ugrađena (slika 11.)



Slika 11. Radna točka crpke

Za trajni rad crpke potrebno je na usisnoj strani osigurati određenu specifičnu energiju koja će održavati radni fluid u kapljevitoj fazi i spriječiti štetni utjecaj kavitacije na radnu karakteristiku crpke i na njene mehaničke dijelove. U tu je svrhu definirana neto-pozitivna specifična usisna energija Y_s , i to za crpno postrojenje Y_{sCP} i za crpku Y_{sC} .

1.2.2. NETO-POZITIVNA SPECIFIČNA USISNA ENERGIJA



Slika 12. Radna točka crpke

Ako postavimo jednadžbu očuvanja energije od točke A do ravnine 3, koju smo postavili u središte radnog kola crpke dobijemo:

$$\frac{v_A^2}{2} + \frac{p_A}{\rho} + g \cdot z_A = \frac{v_3^2}{2} + \frac{p_3}{\rho} + g \cdot z_3 + e_{gubA-3} \quad (14)$$

i jednadžbu očuvanja energije od ravnine 3 do točke m, koju smo postavili na najvišem mjestu poprečnog presjeka na ulazu u crpku, i to u rotacijskom koordinatnom sustavu:

$$\frac{w_3^2}{2} + \frac{p_3}{\rho} + g \cdot H_{geo,s} - \frac{u_3^2}{2} = \frac{w_m^2}{2} + \frac{p_m}{\rho} + g \cdot z_m - \frac{u_m^2}{2} + e_{gub3-m} \quad (15)$$

Zbrajanjem ovih jednadžbi (14) i (15), dijeljenjem s g i supstitucijom $p_A = p_a$ dobijemo:

$$\frac{p_m}{\rho \cdot g} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} - H_{geo,s} - \frac{d_1}{2} - H \cdot \left(\frac{v_3^2 - w_m^2 - w_3^2 + u_3^2 + u_m^2}{2 \cdot g \cdot H} \right) + h_{gub,s} \quad (16)$$

Još možemo uvesti kavitacijski broj σ koji je jednak za sve mehanički slične crpke:

$$\sigma = 1,22 \cdot 10^{-3} n_q^{\frac{4}{3}} = \frac{v_3^2 - w_m^2 - w_3^2 + u_3^2 + u_m^2}{2 \cdot g \cdot H} \quad (17)$$

i jednadžba (16) prelazi u oblik:

$$\frac{P_m}{\rho \cdot g} = \frac{P_a}{\rho \cdot g} - H_{geo,s} - \frac{d_1}{2} - \sigma \cdot H + h_{gub,s} \quad (18)$$

Uvjet za izbjegavanje kavitacije je da $p_m > p_{isp} \cong 2000 \text{ Pa}$, pri temperaturi od 20°C .

Najveća dozvoljena visina na koju se može vršiti usis a da pri tome ne dođe do kavitacije iznosi:

$$NPSH = \frac{P_m - P_{isp}}{\rho \cdot g} = \frac{P_a - P_{isp}}{\rho \cdot g} - H_{geo,s} - \frac{d_1}{2} - \sigma \cdot H + h_{gub,s} \quad (19)$$

Neto-pozitivna specifična usisna energija crpnog postrojenja Y_{sCP} , zbroj je specifične energije apsolutnog tlaka ($\frac{P_m}{\rho}$) i specifične kinetičke energije ($\frac{v_m^2}{2}$) na najvišem mjestu (ili u sredini) poprečnog presjeka na ulazu u crpku, umanjen za specifičnu energiju (apsolutnog) tlaka isparavanja kapljevine ($\frac{P_{isp}}{\rho}$), pa je:

$$Y_{sCP} = g \cdot (NPSH)_{CP} \quad (20)$$

$$NPSH_{CP} = \frac{P_m - P_{isp}}{\rho \cdot g} + \frac{v_m^2}{2 \cdot g} = \frac{P_m - P_{isp}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - (z_m - z_1) - H_{Fs} \quad (21)$$

gdje je:

$NPSH$ - (Net Positive Suction Head) neto pozitivna usisna visina,

H_{Fs} - gubici strujanja u usisnom vodu

U daljnjem tekstu umjesto $NPSH_{CP}$ upotrebljavat će se simbol H_s .

Neto-pozitivna specifična usisna energija crpke najmanja je vrijednost zbroja specifične energije apsolutnog tlaka ($\frac{P_{ms}}{\rho}$) i specifične kinetičke energije ($\frac{v_m^2}{2}$) na najvišem mjestu (ili u sredini) poprečnog presjeka na ulazu u crpku, umanjenog za specifičnu energiju (apsolutnog) tlaka isparavanja kapljevine ($\frac{P_{isp}}{\rho}$), pri kojoj crpka može trajno raditi s nominalnom brzinom vrtnje u minuti n_N uz nominalnu dobavu Q_N (ili nominalnu specifičnu energiju dobave Y_{CN}), pa je:

$$Y_{sC} = g \cdot H_{sC} = \left(\frac{P_m - P_{isp}}{\rho} + \frac{v_m^2}{2} \right)_{\min} \quad (22)$$

Da bi radni dijelovi crpke (lopaticice turbocrpke, stapovi volumenskih crpki) povećavali energiju kapljevine koja kroz njih protječe, mora se na vratilo crpke neprekidno dovoditi energija pogonskog stroja. Korisna hidraulička snaga P_Q koju crpka prenosi kapljevini pri protoku Q i specifičnoj energiji dobave ($Y_C = g \cdot H_C$) iznosi:

$$P_Q = \dot{m} \cdot Y_C = G \cdot H_C \quad (23)$$

gdje je:

$\dot{m} = \rho \cdot Q$ - maseni protok,

$G = \rho \cdot g \cdot Q$ - težinski protok,

$Q = v \cdot A_T$ - volumenski protok,

A_T - površina poprečnog presjeka normalnog na prosječnu brzinu strujanja v .

Snaga crpke P_S mehanička je snaga na vratilu ili spojci crpke, koja je zbog gubitaka u radnom procesu crpke veća od korisne snage P_Q . Djelotvornost kojom crpka iskorišćuje primjenu energije određuje se iskoristivošću (stupnjem djelovanja) crpke η_C prema izrazu:

$$\eta_C = \frac{P_Q}{P_S} \quad (24)$$

Energetsku djelotvornost crpnog agregata sastavljenog od crpke i pogonskog stroja (elektromotora) pokazuje iskoristivost agregata η_{Ag} prema izrazu:

$$\eta_{Ag} = \frac{P_Q}{P_{Ag}} \quad (25)$$

gdje je P_{Ag} (električna) snaga dovedena pogonskom stroju.

2. DIMENZIJSKA ANALIZA RADA TURBOCRPKI

U obitelji geometrijski sličnih crpki promjer D_2 radnog kola ovisi o protoku Q , specifičnoj energiji dobave $Y_p = g \cdot H_p$ i kutnoj brzini ω , pa je:

$$D_2 = F_1(Q, Y_p, \omega) \quad (26)$$

Primjenom π -teorema (Buckinghamova teorema) odnos između dimenzijskih veličina prelazi u odnos između bezdimenzijskih parametara;

$$D_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\omega}{Q}} = f_1\left(\omega \cdot \frac{\sqrt{Q}}{Y_p^{\frac{3}{4}}}\right) \quad (27)$$

pa se zavisnost (26) može izraziti općim oblikom:

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}} \cdot f_1\left(\omega \cdot \frac{\sqrt{Q}}{Y_p^{\frac{3}{4}}}\right) \quad (28)$$

Bezdimenzijski parametar je tipski broj crpke i on iznosi:

$$K = \omega \cdot \frac{\sqrt{Q}}{Y_p^{\frac{3}{4}}} \quad (29)$$

Izražen brzinom vrtnje u minuti n ($30\omega/\pi$), protokom Q (m^3/h) i visinom dobave

$H_p = \frac{Y_p}{g}$ (m), uz standardno $g = 9.80665$ (m/s^2), tipski broj glasi:

$$K = 3.1495 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_p^{\frac{3}{4}}} \cdot 10^{-4} \quad (30)$$

Kutna brzina ω pogonskog stroja obično je unaprijed zadana, a poznata je i tražena specifična energija dobave Y_p za zadani protok Q , pa je tim podacima definiran tipski broj crpke K .

Promjer D_2 radnog kola, koji karakterizira veličinu crpke, dobiva se iz izraza (28) u kojemu se funkcija f_l odredi hidrodinamičkim ispitivanjem u laboratoriju proizvođača crpke. Proizvođač obično izrađuje nekoliko obitelji turbocrpki definiranih tipskim brojem, tako da su crpke u istoj obitelji približno geometrijski slične, pa su profili i tipovi radnih kola određeni tipskim brojem.

Uz tipski broj K , važna je i dimenzijska značajka, tzv. specifična brzina ili brzohodnost. U Europi se za specifičnu brzinu upotrebljava oznaka n_q koja je definirana izrazom:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_P^{\frac{3}{4}}} \quad (31)$$

Prema fizikalnom značenju n_q je brzina vrtnje geometrijski sličnog stroja koji pri dobavi od $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ dobavlja fluid na visinu od $H=1\text{m}$.

U Sad-u se upotrebljava oznaka N_s definirana izrazom:

$$N_s = n \cdot \frac{\sqrt{Q_A}}{H_{PA}^{\frac{3}{4}}} \quad (32)$$

gdje je:

Q_A – volumni protok izražen u američkim galonima u minuti,

H_{PA} – visina dobave u stopama (ft)

U Europi je dugo bila, a u bivšim državama SSSR-a je i danas u upotrebi oznaka n_s definirana sa:

$$n_s = 3.65 \cdot n_q \quad (33)$$

Između tih definicija specifične brzine vrtnje i tipskog broja K vrijede međusobni odnosi:

$$N_s = 2733.016 \cdot K; \quad n_q = 52.919 \cdot K; \quad n_s = 193.155 \cdot K \quad (34)$$

Iskoristivost crpke η_p također je funkcija tipskog broja;

$$\eta_p = f_2\left(\omega \cdot \frac{\sqrt{Q}}{Y_p^{\frac{3}{4}}}\right) \quad (35)$$

U obitelji crpki, svaka bi crpka trebala raditi u blizini tipskog broja za maksimalnu iskoristivost, tj. treba biti:

$$K = \omega \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{Y_{Popt}^{\frac{3}{4}}} \quad (36)$$

gdje protok Q_{opt} i specifična energija dobave Y_{Popt} definiraju točku na karakteristici $Y_p(Q)$ crpke koja odgovara maksimalnoj iskoristivosti.

Prema tome može se reći da je:

$$\eta_p(K) \approx \eta_{p,max} \quad (37)$$

Za crpke sa više stupnjeva u definiciju tipskog broja ulazi specifična energija dobave jednog stupnja, a za dvoulazne crpke ulazi protok na jedan ulaz.

Proizvođač crpki izrađuje serije turbocrpki koje pokrivaju određeno područje tipskog broja K . Crpka se može vrtjeti sa različitim kutnim brzinama, ali pri tome zadržava isti promjer radnog kola D_2 i svoj tip. Zato i tipski broj, definiran nominalnom (optimalnom) radnom točkom, zadržava konstantnu vrijednost. Za istu vrijednost argumenta K funkcija f_1 u izrazu (27) ima istu vrijednost, pa se za dvije kutne brzine ω_1 i ω_2 ili brzine vrtnje n_1 i n_2 iz jednakosti lijevih strana izraza (27) dobiva odnos protoka Q_1 i Q_2 :

$$Q_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot Q_1 = \frac{n_2}{n_1} \cdot Q_1 \quad (38)$$

a iz jednakosti tipskih brojeva i primjenom izraza (38) odnos specifičnih energija dobave (39), ili odnos visina dobave (40).

$$Y_{P2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \cdot Y_{P1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot Y_{P1} \quad (39)$$

$$H_{P2} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot H_{P1} \quad (40)$$

Ako se zanemari utjecaj viskoznosti kapljevine, za bezdimenzijski prikaz radnih karakteristika turbocrpki polazi se od funkcija $Y_P = F_3(\omega, D_2, Q)$ i $P_D = F_4(\rho, \omega, D_2, Q)$, gdje je P_D snaga predana radnom kolu, tj. snaga na osovini crpke P_S umanjena za mehaničke gubitke u crpki. Primjenom π -teorema (Buckinghamova teorema) te se dimenzijske funkcionalne zavisnosti pretvaraju u funkcionalne odnose između bezdimenzijskih parametara: koeficijenta protoka C_Q , koeficijenta specifične energije dobave C_Y i koeficijenta snage predane radnom kolu C_P koji su definirani izrazima:

$$C_Q = \frac{Q}{\omega \cdot D_2^3} \quad (41)$$

$$C_{YP} = \frac{Y_P^2}{\omega^2 \cdot D_2^2} = f_3(C_Q) \quad (42)$$

$$C_{PD} = \frac{P_D^2}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D_2^5} = f_4(C_Q) \quad (43)$$

Iskoristivost crpke dobiva se iz izraza:

$$\eta_{PD} = \frac{P_P}{P_D} = \frac{C_Q \cdot C_{YP}}{C_{PD}} = \frac{C_Q \cdot f_3(C_Q)}{f_4(C_Q)} = f_5(C_Q) \quad (44)$$

gdje je:

P_P – snaga predana kapljevine ($P_P = \rho \cdot Q \cdot Y_P = \dot{m} \cdot Y_P$)

\dot{m} - maseni protok

Funkcije $f_3(C_Q)$ i $f_4(C_Q)$ određuju se hidrodinamičkim ispitivanjem crpke u laboratoriju, a pomoću tih funkcija određuje se funkcija $f_5(C_Q)$.

Funkcije f_3 , f_4 , i f_5 funkcije su iste nezavisne varijable izraza (41) i one su u bezdimenzijskom obliku, zanemarujući utjecaj viskoznosti, identičnog oblika za obitelj geometrijski sličnih crpki. Za konstantnu vrijednost C_Q , funkcije f_3 , f_4 , i f_5 imaju svaka svoju određenu vrijednost, pa se primjenom izraza (42), (43) i (44) dobivaju Y_P , P_D i η_{PD} za svaku pojedinu crpku iz obitelji geometrijskih sličnih crpki.

Viskoznošću crpljene kapljevine, predstavljenom kinematskim koeficijentom viskoznosti ν , i visinom hrapavosti k stjenki međulopatičnih kanala uvode se dva dodatna uvjeta hidrodinamičke sličnosti, a to su: Reynoldsov broj i relativna hrapavost.

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot D_2^2}{\nu} \quad (45)$$

$$k_0 = \frac{k}{D_2} \quad (46)$$

Uz te dodatne uvjete funkcije f_3 , f_4 , i f_5 u izrazima (42), (43) i (44) prelaze u oblik:

$$\begin{aligned} C_{YP} &= f_6\left(C_Q, \text{Re}, \frac{k}{D_2}\right) \\ C_{PD} &= f_7\left(C_Q, \text{Re}, \frac{k}{D_2}\right) \\ \eta_{PD} &= f_8\left(C_Q, \text{Re}, \frac{k}{D_2}\right) \end{aligned} \quad (47)$$

Utjecaj Reynoldsova broja na radne karakteristike crpke pojavljuje se pri crpljenju vrlo viskoznih kapljevine, npr. gustih naftnih derivata. U principu hidraulički gubici u međulopatičnim kanalima ponašaju se kao gubici otpora strujanja u cijevima, tako da za određenu relativnu hrapavost (k/D_2) postoji granična vrijednost Reynoldsova broja Re_{gr} , iznad koje prestaje utjecaj te značajke, a ostaje samo utjecaj relativne hrapavosti. Ako se zanemari utjecaj relativne hrapavosti na graničnu vrijednost Reynoldsova broja, može se uzeti da je približno:

$$\text{Re}_{\text{gr}} = \left(\frac{D_2^2}{\nu} \right)_{\text{gr}} \approx 4.0 \cdot 10^5 \quad (48)$$

Pri manjim vrijednostima Reynoldsova broja sve se radne karakteristike crpke mijenjaju, što se očituje u smanjenju specifične energije dobave, povećanju snage i padu iskoristivosti zbog utjecaja povećane viskoznosti.

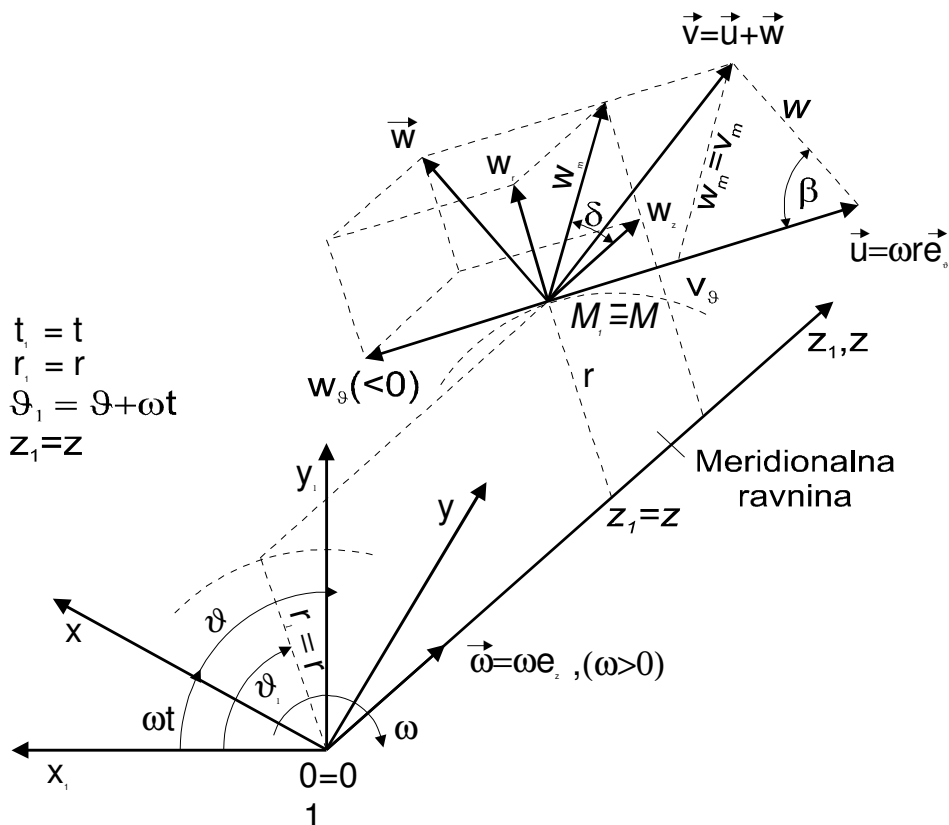
3. TEORIJSKE OSNOVE RADA TURBOCRPKI

3.1. OSNOVNA JEDNADŽBA TURBOSTROJEVA

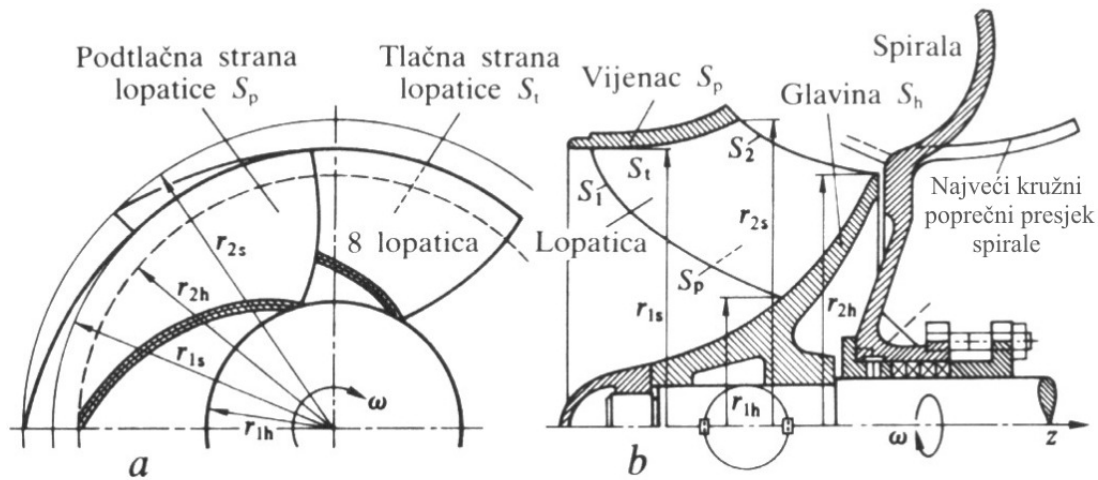
S gledišta hidrodinamičke teorije strujanja fluida kroz protočne dijelove turbostrojeva vrlo je složen problem trodimenzijskog, nestacionarnog, viskoznog (gotovo redovito turbulentnog) strujanja kroz konačan broj međulopatičnih rotorskih i statorskih kanala složenog geometrijskog oblika.

Zbog osne simetrije rotacijskih ploha u unutrašnjosti turbocrpki i rotacije radnog kola oko te osi simetrije kutnom brzinom ω , prikladno je da se složeno strujanje unutar crpke istražuje pomoću dva cilindarska koordinatna sustava: inercijskog (ili apsolutnog), s koordinatama r_I, ϑ_I, z_I , i pomičnog, sa koordinatama r, ϑ, z , koji rotira konstantnom kutnom brzinom ω oko osi z_I . Tok je vremena u oba koordinatna sustava jednak, tj. $t_I = t$.

Pojedinosti tih sustava vide se na slici 13, a na slici 14 prikazano je radno kolo poluaksijalne turbocrpke smješteno u te koordinatne sustave.



Slika 13. Inercijski i pomični cilindrični koordinatni sustavi vezani za uzdužnu os simetrije z turbocrpke



Slika 14. Dijagonalno radno kolo poluaksijalne crpke: (a) pogled u smjeru uzdužne osi z , (b) uzdužni presjek crpke s kružnom projekcijom lopatica u meridionalnoj ravnini r i z ; S_1 rotacijska površina na ulazu u radno kolo, S_2 rotacijska površina na izlazu iz radnog kola, S_h rotacijska površina glavine

U inercijskom je sustavu apsolutna brzina strujanja fluida označena sa \vec{v} , a u pomičnom koordinatnom sustavu relativna brzina strujanja sa (\vec{w}) . Te su dvije brzine međusobno povezane kinematskim odnosom koji glasi:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (49)$$

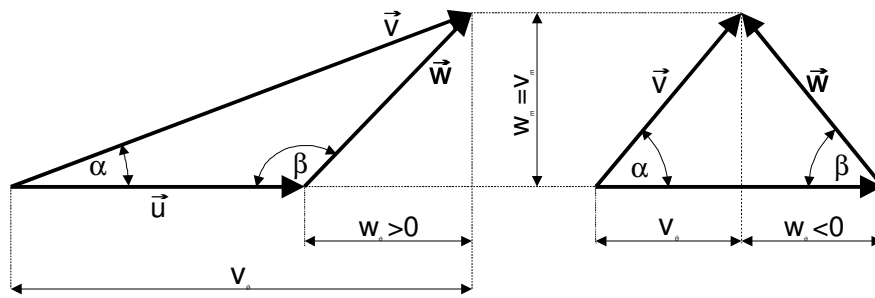
$$\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r} = \omega \cdot r \cdot \vec{e}_\vartheta \quad (50)$$

gdje je:

\vec{u} - prijenosna (obodna) brzina pomičnog sustava,

\vec{e}_ϑ - jedinični vektor tangencijalan na koordinatnu liniju ϑ .

Trokut brzina koji grafički prikazuje vektorski zbroj prema izrazu (49) vidi se na slici 15., gdje indeks ϑ označuje komponentu brzine na koordinati ϑ , a indeks m komponentu brzine u meridionalnoj ravnini.

Slika 15. Trokuti brzina vektorskog zbroja $\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$

Specifični rad ili specifična snaga radnog kola određena je izrazom:

$$Y_{RK} = \frac{P_{RK}}{\dot{m}} \quad (51)$$

$$Y_{RK} = \frac{M_{RK} \cdot \omega}{\dot{m}} = \left(\overline{u \cdot v_{\vartheta}} \right)_{S_2} - \left(\overline{u \cdot v_{\vartheta}} \right)_{S_1} \quad (52)$$

gdje su:

$\left(\overline{u \cdot v_{\vartheta}} \right)_S$ - prosječne vrijednosti po rotacijskim površinama

Ovaj izraz poznat je kao osnovna jednačba turbostrojeva, valjana za viskozni (realni) stlačivi i nestlačivi fluid u stacionarnom relativnom strujanju u unutrašnjosti radnog kola turbostrojeva, kako onih što predaju snagu fluidu (crpke i kompresori), tako i onih koji oduzimaju snagu od fluida (vodene, parne i plinske turbine).

Izraz (52) predstavlja specifični rad kojim radno kolo turbocrpke tjera fluid kroz međulopatične kanale. Kad je fluid viskoznan, dio (obično veći) tog rada pretvara se u povećanje specifične energije fluida od ulaza u radno kolo do izlaza iz njega, a ostatak se potroši na pokrivanje gubitaka koji prate strujanje fluida. Kad je fluid idealan i kad struji bez gubitaka, čitav se specifični rad radnog kola, prema izrazu (52), pretvara u povećanje ukupne specifične energije fluida pri prolazu kroz radno kolo crpke, pa tada taj izraz predstavlja teoretsku specifičnu energiju dobave crpke.

$$Y_{PT} = g \cdot H_{PT} = \left(\overline{u \cdot v_{\vartheta}} \right)_{S_2} - \left(\overline{u \cdot v_{\vartheta}} \right)_{S_1} \quad (53)$$

gdje je:

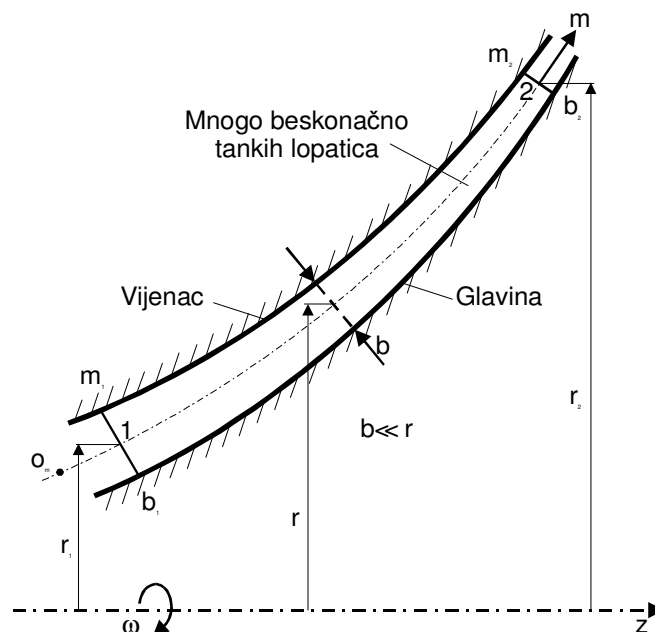
H_{PT} – teoretska visina dobave crpke

$\left(\overline{r \cdot v_{\vartheta}}\right)_S$ - prosječne vrijednosti po rotacijskim površinama

3.2. EULEROVA JEDNADŽBA TURBOSTROJEVA

Za proračun prosječnih vrijednosti $\left(\overline{r \cdot v_{\vartheta}}\right)_S$ koje ulaze u izraz za moment radnog kola, odnosno prosječnih vrijednosti $\left(\overline{u \cdot v_{\vartheta}}\right)_S$ koje ulaze u izraze za snagu radnog kola P_{RK} , za specifični rad Y_{RK} i za specifičnu energiju dobave crpke Y_{PT} treba poznavati razdiobu gustoće fluida ρ , komponente brzine v_{ϑ} i normalne komponente brzine v_n .

Zadatak se veoma pojednostavljuje, ali i udaljuje od realnosti, ako se pretpostavi jednodimenzijnsko strujanje idealnog fluida u elementarnoj strujnoj cijevi koja rotira. U takvom se strujanju zanemaruju male promjene komponenta v_{ϑ} i v_n apsolutne brzine i gustoće ρ u malom normalnom presjeku elementarne strujne cijevi (slika 16.), pa ostaje promjena samo tokom jedne uzdužne koordinate kroz lopatične kanale.



Slika 16. Rotirajuća elementarna strujna cijev u međulopatičnom kanalu crpke

U meridionalnoj ravnini ta je koordinata na slici 16. označena sa m i mjeri se od ishodišta O_m . Normalna komponenta brzine v_n kroz rotacijske ulazne i izlazne površine jednaka je meridionalnoj komponenti v_m . Budući da se zanemaruje promjena komponenta v_ϑ i v_m po normalnom presjeku strujne cijevi, tj. po maloj širini lopatice b , i po obodu uzduž male udaljenosti od lopatice do lopatice, to znači da se pretpostavlja beskonačno mnogo, beskonačno tankih lopatica male širine b u odnosu na polumjer r , pa izraz za moment radnog kola poprima oblik:

$$M_{PE} = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot v_{2\vartheta} - r_1 \cdot v_{1\vartheta}) \quad (54)$$

Za turbocrpku je ($r_2 \cdot v_{2\vartheta} > r_1 \cdot v_{1\vartheta}$) pa je moment M_{PE} pozitivan i istog smjera kao i kutna brzina ω .

Snaga potrebna za okretanje radnog kola konstantnom kutnom brzinom ω iznosi:

$$P_{PE} = M_{PE} \cdot \omega = \dot{m} \cdot (u_2 \cdot v_{2\vartheta} - u_1 \cdot v_{1\vartheta}) \quad (55)$$

To je ujedno snaga koju radno kolo predaje idealnom fluidu pri prolazu kroz lopatične kanale od ulaza 1 do izlaza 2 (slika 16.).

Iz izraza (55) dobiva se specifična energija dobave crpke Y_{PE} , tj. snaga predana fluidu po jedinici masenog protoka fluida ili energija po jedinici mase fluida, pa je;

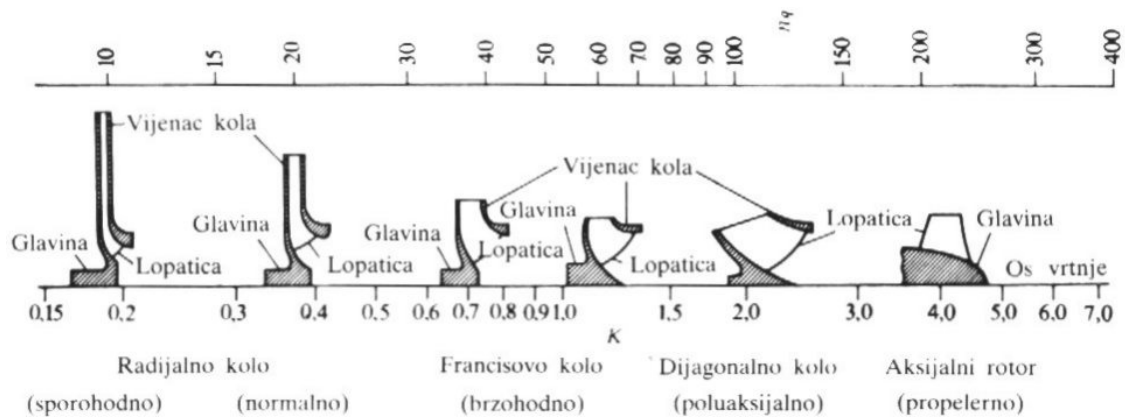
$$Y_{PE} = \frac{P_{PE}}{\dot{m}} = u_2 \cdot v_{2\vartheta} - u_1 \cdot v_{1\vartheta} \quad (56)$$

Iz ove formule (izraz 56) dobiva se visina dobave crpke H_{PE} , tj. snaga predana fluidu po jedinici težinskog protoka fluida ili energija po jedinici težine fluida, koja iznosi:

$$H_{PE} = \frac{Y_{PE}}{g} = \frac{u_2 \cdot v_{2\vartheta} - u_1 \cdot v_{1\vartheta}}{g} \quad (57)$$

Izrazi (56) i (57) predstavljaju Eulerovu jednadžbu za turbostrojeve valjanu za idealni nestlačiv fluid i jednodimenzijско strujanje kroz lopatične kanale. Pretpostavka o mnogo beskonačno tankih lopatica, čime se ostvaruje jednodimenzijско strujanje, znači da lopatice savršeno vode fluid, tako da je kut β relativne brzine ω (slika 15.) na ulazu i izlazu jednak kutovima lopatica na tim mjestima.

Izrazi (54) i (57) valjani su za radijalni, dijagonalni i aksijalni profil radnog kola, dakle za sve turbocrpke (slika 17.). Takvi oblici lopatica pokrivaju čitavo područje primjene turbocrpki određeno širokim rasponom odnosa protoka, specifične energije dobave i brzine vrtnje pri optimalnoj iskoristivosti. Taj je odnos definiran tipskim brojem K ili specifičnom brzinom vrtnje n_q , i on klasificira radna kola s obzirom na njihovu geometrijsku sličnost. U zavisnosti od tipskog broja ili specifične brzine vrtnje postoji kontinuirana primjena oblika radnog kola od radijalnog, koje specifičnu energiju dobave razvija uglavnom djelovanjem centrifugalne sile, do aksijalnog, koje specifičnu energiju dobave razvija djelovanjem hidrodinamičkog uzgona lopatica na fluid.

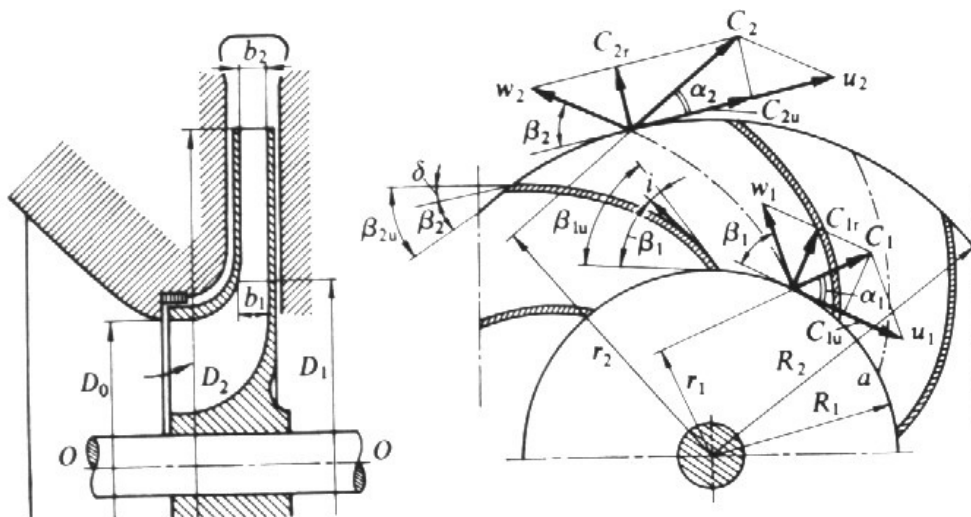


Slika 17. Profili radnih kola turbocrpki

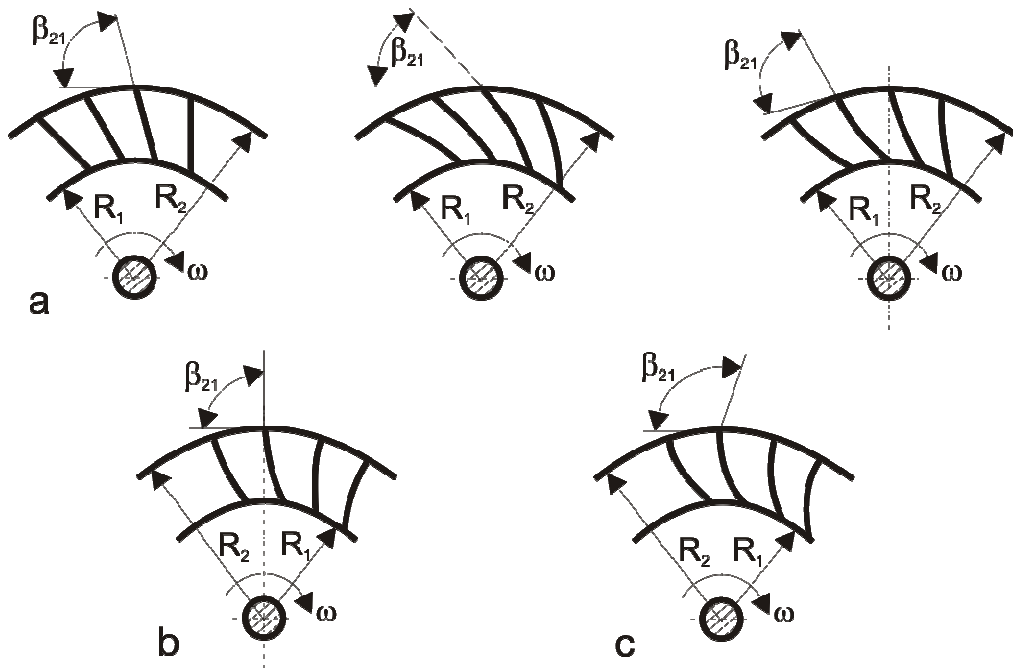
3.3. TEORIJSKE KARAKTERISTIKE TURBOCRPKI

Primjenom Eulerove jednadžbe za turbostrojeve (56) mogu se proračunati teorijske karakteristike turbocrpki $Y_{PE}(Q)$ i $P_{PE}(Q)$ za različite geometrijske parametre radnog kola i lopatica.

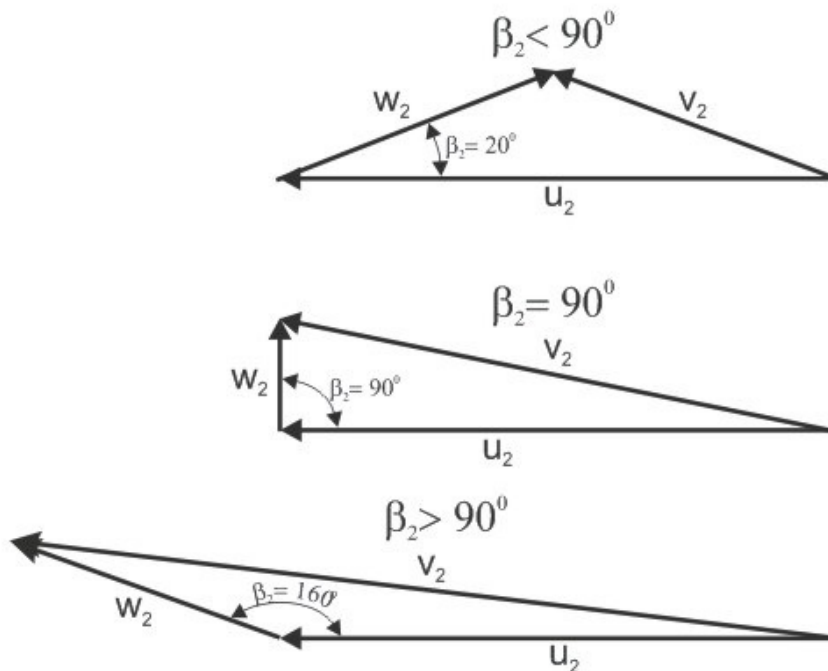
Shema radijalnog radnog kola dana je na slici 18., tipovi radnih kola s obzirom na položaj lopatica i njihov izlazni kut β_2 prikazani su na slici 19., a izlazni trokuti brzina za tri različite vrijednosti izlaznog kuta β_2 prikazani su na slici 20.



Slika 18. Presjek radijalnog radnog kola i paralelogrami brzina na ulazu u kolo i izlazu iz kola



Slika 19. Tipovi radialnih radnih kola: (a) lopatice zakrenute unatrag $\beta_{21} < 90^\circ$, (b) izlazni kut lopatica $\beta_{21} = 90^\circ$, (c) lopatice zakrenute naprijed sa $\beta_{21} > 90^\circ$



Slika 20. Izlazni trokuti brzina za $\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$, $\beta_2 > 90^\circ$

Ako je apsolutna brzina na ulazu u kolo radijalna, tj. $\alpha_l=90^\circ$ (slika 15) tada je $v_{l\vartheta}=0$, pa Eulerova jednadžba (56) prelazi u oblik

$$Y_{PE} = u_2 \cdot v_{2\vartheta} \quad (58)$$

gdje je:

$$u_2 = \omega \cdot r_2 = \frac{\omega \cdot D^2}{2} \quad (59)$$

Za radijalno je kolo $v_{2m}=v_{2r}$, pa se iz trokuta brzina (slika 20.) dobiva:

$$v_{2\vartheta} = u_2 - \frac{v_{2m}}{\tan \beta_2} = \omega \cdot r_2 - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2} \quad (60)$$

što uvršteno u izraz (58) daje specifičnu energiju dobave koja glasi:

$$Y_{PE} = u_2^2 - \frac{u_2 \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2} = \frac{\omega^2 \cdot D_2^2}{4} - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2} \quad (61)$$

odakle slijedi da je snaga predana fluidu ili snaga potrebna za okretanje radnog kola:

$$P_{PE} = \rho \cdot \left(\frac{\omega^2 \cdot D_2^2 \cdot Q}{4} - \frac{\omega \cdot Q^2}{2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2} \right) \quad (62)$$

Izrazi (61) i (62) prikazani su za analizu utjecaja pojedinih geometrijskih značajki radnog kola na teoretsku specifičnu energiju Y_{PE} i snagu P_{PE} potrebnu za okretanje radnog kola, koja je za idealni fluid i za mnogo beskonačno tankih lopatica jednaka snazi predanoj fluidu.

4. OSNOVE PROJEKTIRANJA TURBOCRPKI

Dva su osnovna pristupa proračunu i projektiranju turbocrpki:

- empirijski i
- teorijski.

Empirijski pristup - obuhvaća postupke zasnovane na iskustvenim i eksperimentalnim podacima.

Teorijski pristup - zasniva se na primjeni hidrodinamičke teorije strujanja kapljevine kroz crpku.

Strujanje kapljevine kroz turbocrpku veoma je složena fizikalna pojava, pa je i matematički opis te pojave vrlo složen. Zato se danas još uvijek turbocrpke najčešće projektiraju empiričkim postupcima zasnovanim na iskustvu projektanata i na bogatom fondu rezultata hidrodinamičkih ispitivanja modelnih i prototipnih crpki, te na jednostavnim teorijskim osnovama.

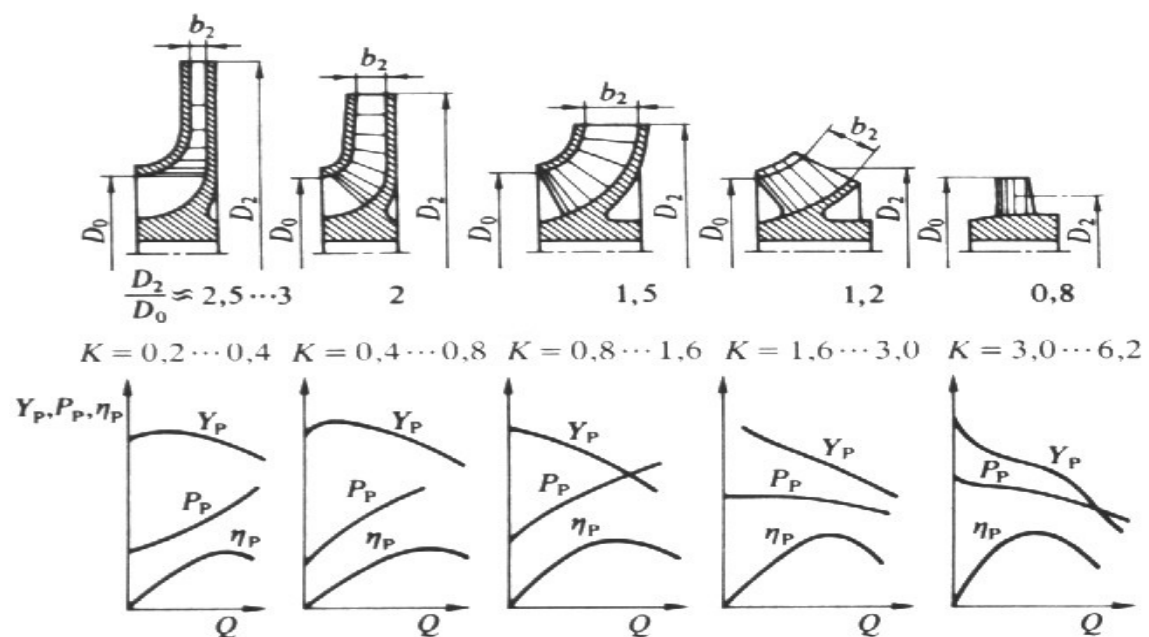
Postoje različiti empirijski postupci projektiranja, koji daju projekte turbocrpki dobrih hidrodinamičkih karakteristika. Međutim, i najbolja empirijska ostvarenja nisu objektivni i apsolutni hidrodinamički optimum.

Razvoj hidrodinamičke teorije strujanja kroz protočne dijelove turbocrpke i razvoj kompjutorskih sustava velikih kapaciteta omogućuju hidrodinamičku optimizaciju projekata crpke. Takav teorijski postupak, podržan elektroničkim računalom, sastoji se u postavljanju objektivnog kriterija hidrodinamičke dobrote projekta, npr. minimuma gubitaka uz ograničenja povezana s pojavom kavitacije i ekonomičnošću projekta, i u ostvarenju tog kriterija hidrodinamičkom analizom i oblikovanjem strujnih kanala radnog kola i statorskih dijelova. Taj se cilj najčešće ostvaruje metodom uzastopnih približenja, započinjući s jednostavnim oblikom funkcionalnih dijelova, s međusobnim usklađivanjem tih dijelova i njihovom korekcijom u svakom koraku približenja.

4.1. TIPSKI BROJ CRPKE

Tipski broj K (specifična brzina vrtnje ili brzohodnost n_q), definiran izrazom (29), bezdimenzijska je kombinacija osnovnih radnih značajki turbocrpke u točki najveće iskoristivosti η_{Pmax} . U tipski broj ulazi nominalna kutna brzina vrtnje ω , specifična energija dobave Y_P po stupnju i protok Q po ulazu. Zbog toga tipski broj K ima univerzalnu primjenu u projektiranju turbocrpke kao osnovni parametar radnog kola.

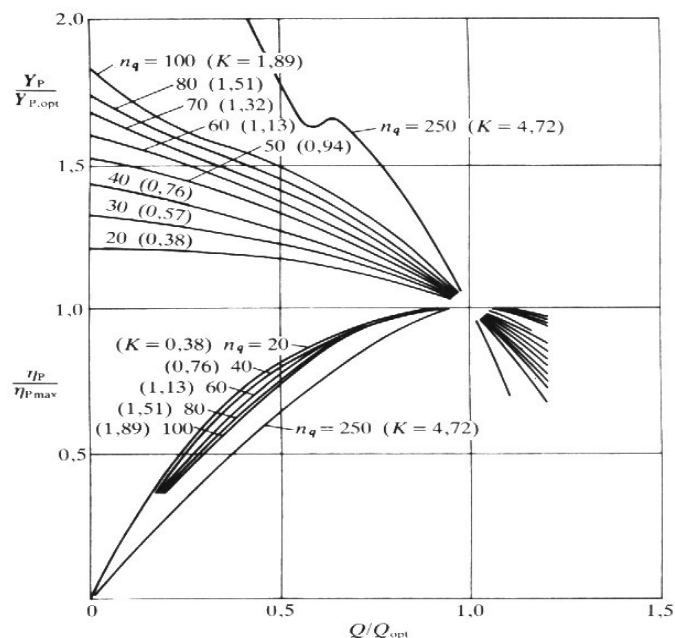
Izrazi (27) i (28) pokazuju da promjer D_2 radnog kola zavisi od tipskog broja, a ta zavisnost utječe i na tip radnog kola (slika 15.). Kao približenje, npr. na temelju izraza (61), može se smatrati da specifična energija dobave Y_P raste s kvadratom izlazne obodne brzine $u_2^2 = \frac{\omega^2 \cdot D_2^2}{4}$, pa se za zadani Y_P s povećanjem kutne brzine ω (tj. s povećanjem brzine vrtnje N) smanjuje D_2 . Prema tome, povećanje brzine vrtnje redovno vodi do smanjenja dimenzija i mase crpke i pogonskog stroja, što je ekonomski poželjno.



Slika 21. Tipovi radnih kola turbocrpke prema tipskom broju K ili specifičnoj brzini n_q i pripadne krivulje njihovih hidrodinamičkih radnih karakteristika

S povećanjem tipskog broja K smanjuje se omjer D_2/D_0 (slika 21.) pa bi za omjere $D_2/D_0 < 1.6$ radijalno radno kolo imalo premalene površine lopatica s velikim specifičnim hidrodinamičkim opterećenjem, što je nepovoljno za strujanje i kavitacijska svojstva crpke. Da se lopatice takvih kola rasterete, mora se povećati njihova površina, a za to je potrebno premjestiti ulaz u radno kolo u aksijalnom smjeru. Tako se kontinuirano razvija tip radnog kola povećanjem tipskog broja od čisto radijalnog kola, preko Francisova i dijagonalnog, do čisto aksijalnog kola (slika 17.). Radna kola niskog tipskog broja ili male brzohodnosti namijenjena su za visoke specifične energije dobave ili veće brzohodnosti namijenjena su za velike protoke i niske specifične energije dobave.

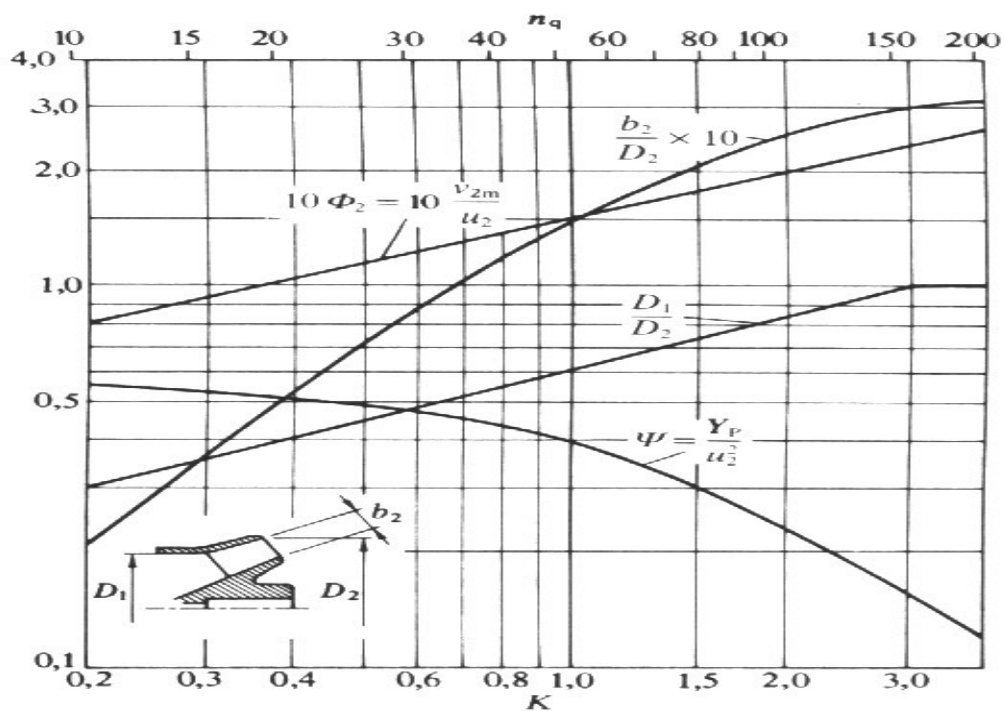
Promjenom tipa radnog kola mijenja se i fizikalni mehanizam proizvodnje specifične energije dobave, od djelovanja samo centrifugalne sile u sporohodnim radijalnim kolima do djelovanja samo hidrodinamičkog uzgona na lopatice aksijalnog kola, pa se mijenjaju i tokovi krivulja hidrodinamičkih karakteristika crpki $Y_P(Q)$, $P_P(Q)$, i $\eta_P(Q)$, što je prikazano na slici 21. i 22. Na slici 21. vidi se potpuna promjena karakteristika snage $P_P(Q)$. Dok je za sporohodno radijalno kolo snaga P_P minimalna pri nultom protoku $Q=0$, za aksijalno je radno kolo pri tom protoku snaga maksimalna.



Slika 22. Ovisnost specifične energije dobave $Y_P(Q)$, snage $P_P(Q)$ i iskoristivosti $\eta_P(Q)$ o tipskom broju K , odnosno o specifičnoj brzini vrtnje n_q

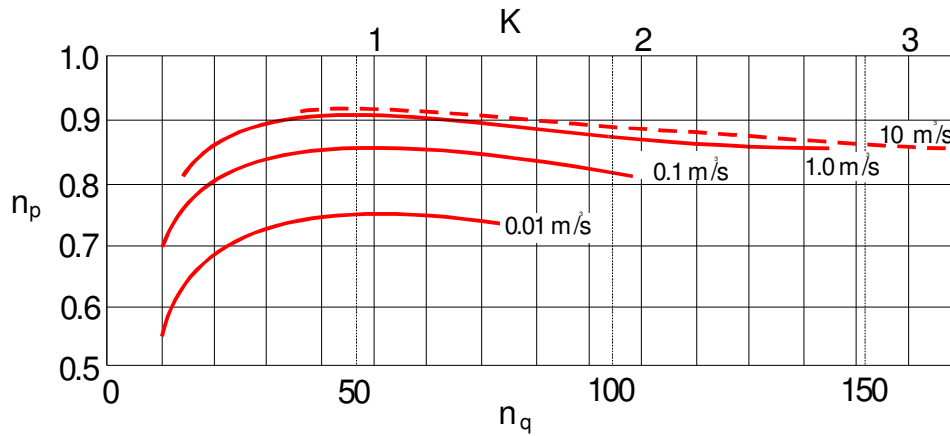
Da se pogonski stroj zaštititi od preopterećenja, turbocrpka se pušta u pogon sa zatvorenim tlačnim ventilom, tj. pri $Q=0$ (ili pri propisanom Q_{min}), a aksijalna se crpka pušta u pogon s potpuno otvorenim tlačnim ventilom, što omogućuje postepeno razvijanje maksimalnog protoka i snage.

Budući da je vrijednost tipskog broja K mjerodavna za oblik radnog kola i njegovih hidrodinamičkih karakteristika, to je na slici 23. prikazan univerzalni dijagram za osnivanje turbocrpka utemeljen na tipskom broju K , a sastavljen na osnovi analize mnoštva iskustvenih podataka.



Slika 23. Univerzalni dijagram za osnivanje turbocrpka

Na slici 24. vidi se dijagram ostvarive iskoristivosti η_p turbocrpki kao funkcije tipskog broja K i protoka.



Slika 24. Ostvariva iskoristivost crpke η_p kao funkcija tipskog broja K i protoka Q

4.2. UTJECAJ DEBLJINE I KONAČNOG BROJA LOPATICA

Lopaticice radnog kola zbog svoje debljine smanjuju presjek kroz koji struji kapljevinu. Taj se utjecaj izražava koeficijentom začepljenja presjeka, koji je za presjek u unutrašnjosti radnog kola na polumjeru r (slika 25.) definiran izrazom:

$$k = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \beta_1}} \quad (63)$$

gdje je:

Z – broj lopatica

s – debljina lopatice

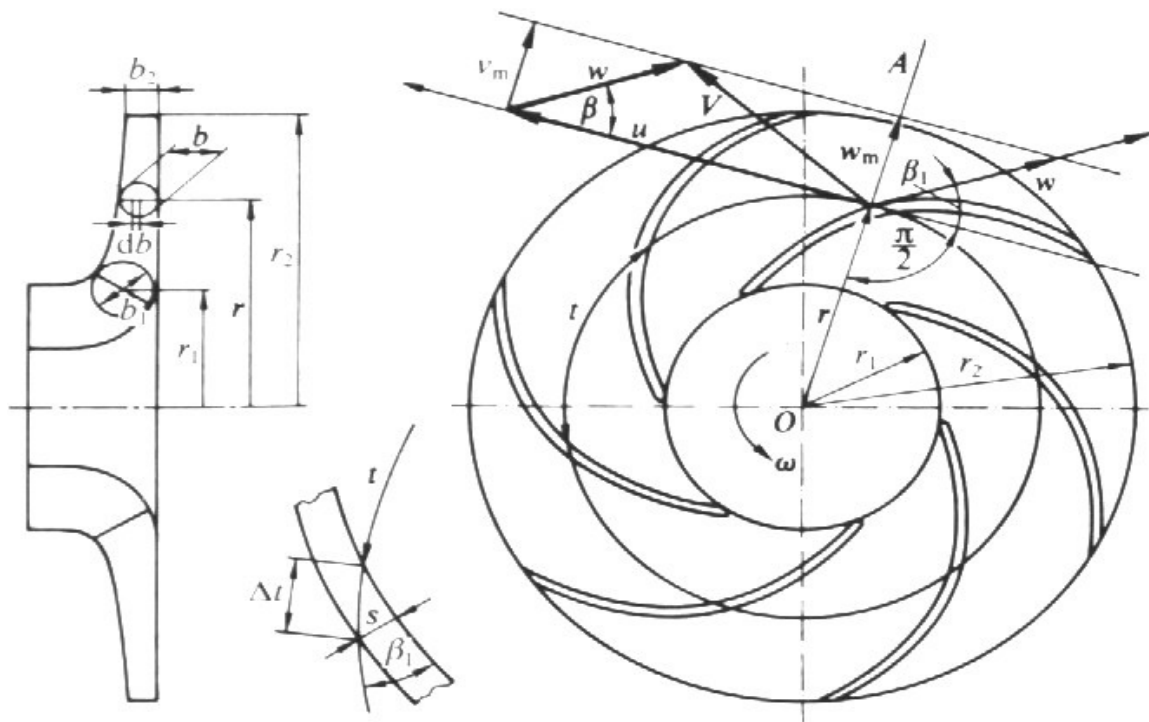
r – polumjer

β_1 – kut lopatica

Koeficijent začepljenja k dolazi u izrazu za srednju meridionalnu komponentu brzine i to:

$$v_{msr} = k \cdot v_{msr\infty} \quad (64)$$

gdje je $v_{msr\infty} = Q/(2 \cdot \pi \cdot r \cdot b)$ meridionalna komponenta brzine na presjeku r pri beskonačno mnogo tankih lopatica.



Slika 25. Utjecaj debljine lopatica radnog kola na smanjenje presjeka kroz koji struji fluid

Posebno je važan oblik ulaznog brida lopatica radnog kola, jer je taj brid izvor gubitaka zbog sudara, pa utječe na iskoristivost i na kavitacijska svojstva crpke. Do ulaza u radno kolo strujanje je uvjetovano oblikom privodnog kanala i eventualnih posebnih uređaja u tom kanalu. U međulopatični kanal kapljevinu ulazi postepeno preko određenog konačnog prostora, ali se u pojednostavljenoj shemi pretpostavlja da se taj proces zbiva trenutno na rotacijskoj površini S_l koju, kao dio površine stošca, generira izvodnica širine

b_1 s polumjerom r_1 (slika 25.). Vanjska strana površine S_1 pripada još ulaznom strujanju u privodnom kanalu, i za malu širinu b_1 meridionalna komponenta apsolutne brzine, koja na toj strani površine nije pod utjecajem debljine lopatice, iznosi:

$$v_{1m\infty} = \frac{Q}{S_1} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} \quad (65)$$

Ako u privodnom kanalu nema posebnog uređaja koji inducira obodnu komponentu apsolutne brzine $v_{1\vartheta\infty}$, tada je apsolutna brzina na vanjskoj strani površine S_1 (slika 26.a)

$$V_{1\infty} = v_{1m\infty} \quad (66)$$

a relativna brzina

$$w_{1\infty} = v_{1\infty} - u_1 \quad (67)$$

s kutom

$$\beta_{1\infty} = \arctan \frac{v_{1\infty}}{u_1} \quad (68)$$

gdje je u_1 obodna brzina na polumjeru r_1 .

Na unutrašnjoj strani površine S_1 strujanje prelazi u međulopatični kanal i s utjecajem debljine lopatica vrijedi da je:

$$v_{1ml} = v_{1m} = k_1 \cdot v_{1m\infty} \quad (69)$$

gdje je koeficijent začepjenja

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot s_1}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \sin \beta_{1l}}} \quad (70)$$

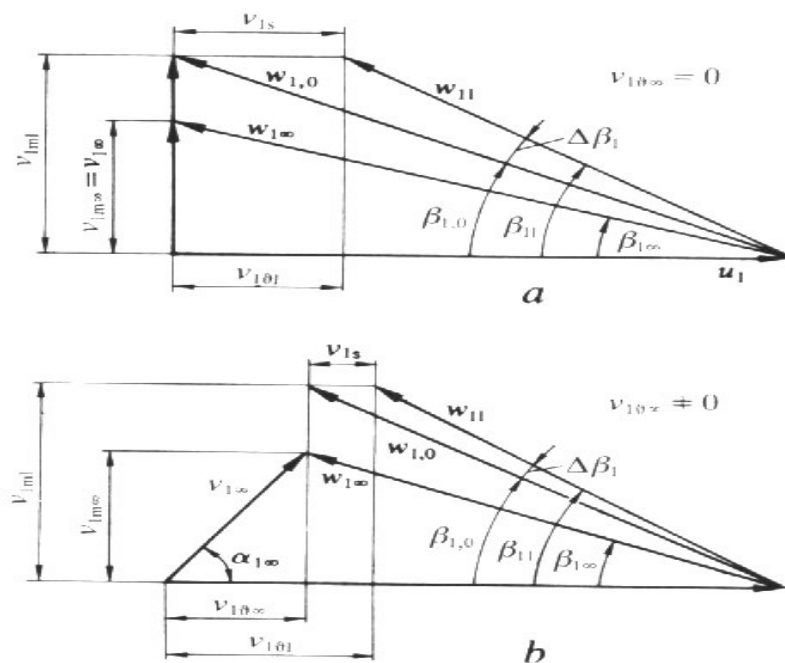
Da bi ulaz toka strujanja u međulopatični kanal bio bez sudara, ulazni kut lopatica trebao bi iznositi (slika 26.a)

$$\beta_{1,0} = \arctan \frac{v_{1m}}{u_1} \quad (71)$$

Radi smanjenja hidrauličkih gubitaka i poboljšanja kavitacijskih svojstava crpke, pri osnivanju se za proračunski (optimalni) režim ostavlja napadni kut $\Delta\beta_I$ definiran razlikom

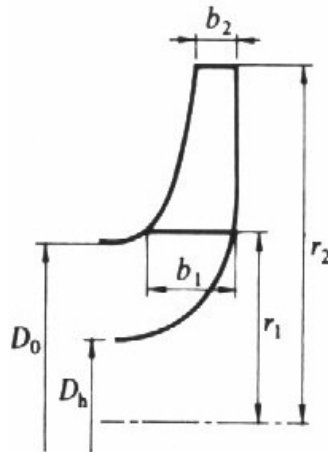
$$\Delta\beta_I = \beta_{II} - \beta_{I,0} \quad (72)$$

a kut $\Delta\beta_I$ iznosi od 3° do 8° .



Slika 26. Trokuti brzina na prijelazu u međulopatični kanal: a) obodna komponenta apsolutne brzine $v_{1\theta\infty}=0$, b) obodna komponenta apsolutne brzine $v_{1\theta\infty}\neq 0$

Svi dosad navedeni izrazi za ulazni brid lopatica valjani su za malu širinu b_I i za cilindrične lopatice (slika 27.), jer se tada može pretpostaviti konstantnost obodne brzine u_I i meridionalne komponente apsolutne brzine $v_{1m\infty}$. Tipični kut relativnog strujanja $\beta_{I\infty}$ iznosi 17° na r_I za cilindrične lopatice.

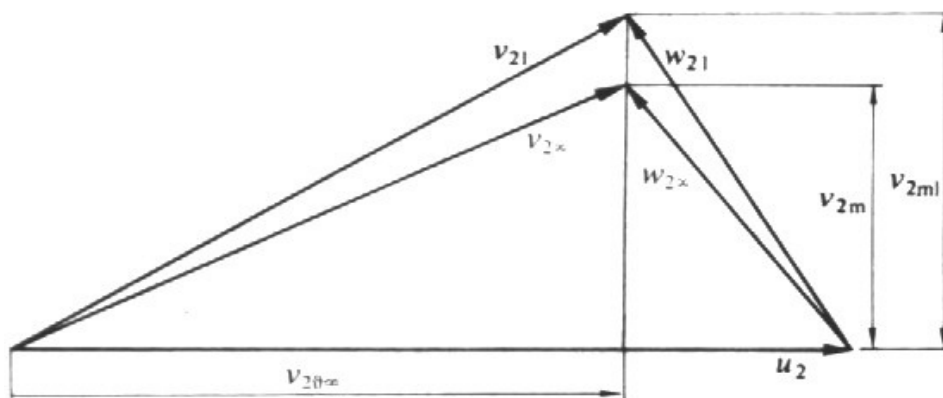


Slika 27. Linearne geometrijske izmjere uske cilindrične lopatice radnog kola

Utjecaj debljine lopatica na brzinu strujanja kapljevine na izlazu iz radnog kola razmatra se pomoću dva trokuta brzina:

- za strujanje u međulopatičnom prostoru do izlaza iz radnog kola dok postoji utjecaj začepljenja,
- za strujanje nakon izlaza iz radnog kola kad prestaje začepljenje.

Uz pretpostavku da ima mnogo lopatica konačne debljine, trokuti su brzina prikazani na slici 28; gdje su indeksom 1 označene veličine koje se odnose na strujanje u međulopatičnim kanalima neposredno prije izlaza iz radnog kola.



Slika 28. Trokuti brzina neposredno ispred ulaza i na ulazu radnog kola

Obodna komponenta apsolutne brzine $v_{2\vartheta\infty}$ ne može pri prijelazu iz međulopatičnog kanala radnog kola u prostor izvan njega skokovito promijeniti vrijednost, jer na tom dijelu strujanja na kapljevinu ne djeluju nikakve vanjske sile, već se kapljevina giba slobodno po inerciji, pa je $v_{2\vartheta\infty} = v_{2\vartheta\infty I}$. Meridionalna komponenta apsolutne brzine v_{2m} na izlazu iz radnog kola mijenja se skokovito jer nestaje začepljenje presjeka zbog debljine lopatica, pa je:

$$v_{2mI} = k_2 \cdot v_{2m} = k_2 \cdot \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot b^2} \quad (73)$$

gdje je k_2 koeficijent začepjenja izlaznog presjeka, a on iznosi:

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot s_2}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \sin \beta_{2I}}} \quad (74)$$

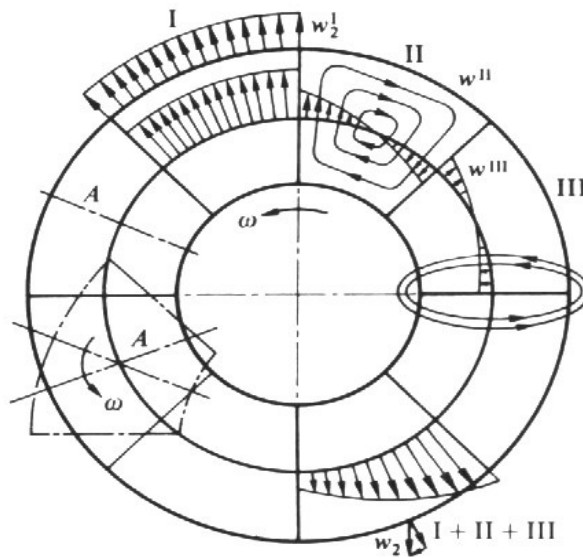
Model s mnogo lopatica konačne debljine dozvoljava pretpostavku da je komponenta $v_{2\vartheta\infty}$ približno konstantna po obodu radnog kola, i da je konstantan kut β_{2I} relativne brzine $w_{2\infty I}$. Pri konačnom broju lopatica, u međulopatičnom je prostoru strujanje prostorno s prostorno promjenjivim poljem brzine. Osim na samim lopaticama, gdje je relativno strujanje tangencijalno na lopatice, tako da je $\beta = \beta_I$, u prostoru je između lopatica $\beta < \beta_I$, pa nastaje kut zaustavljanja $\Delta\beta$ koji iznosi:

$$\Delta\beta = \beta_I - \beta \quad (75)$$

i koji uvijek ima pozitivnu vrijednost.

Složeno relativno strujanje u međulopatičnim kanalima radnog kola može se rastaviti na jednostavnije komponente strujanja (slika 29.) i to:

- čisto radijalno strujanje u nepomičnom kanalu (I),
- cirkulacijsko strujanje zbog rotacije kanala (II) i
- cirkulacijsko strujanje zbog razlike tlakova (brzina) na tlačnoj i podtlačnoj strani lopatice (III).

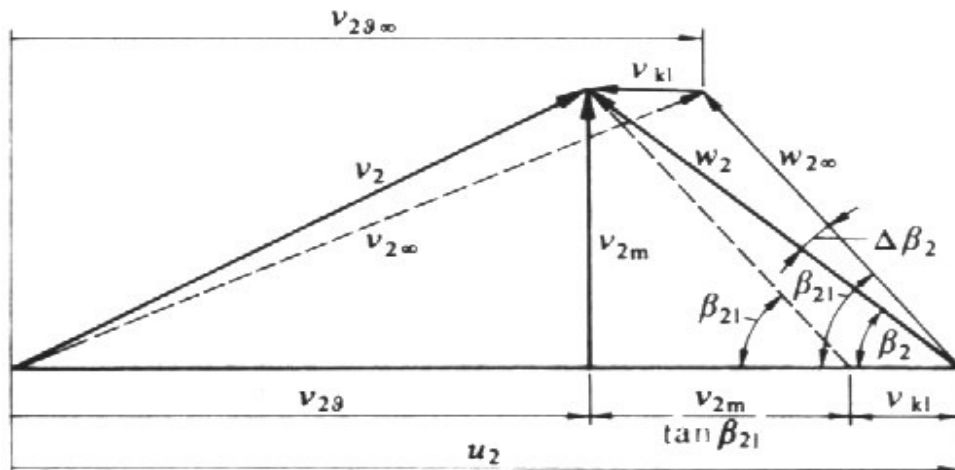


Slika 29. Složeno relativno strujanje u međulopatičnim kanalima radnog kola

Za radijalne lopatice konstantne širine strujanja (I) usmjereno je od središta prema obodu, a jednačba kontinuiteta pokazuje da se brzina smanjuje s udaljavanjem od ulaza. Cirkulacijsko strujanje (II) nastaje zbog inercije fluida koji u međulopatičnom kanalu teži održati svoj položaj u prostoru (detalj A na slici 29.), pa se fluid relativno prema kanalu okreće kutnom brzinom, ali u suprotnom smjeru od kutne brzine vrtnje radnog kola. Brzine su tog strujanja proporcionalne udaljenosti od središta vrtnje u kanalu, na ulazu u radno kolo smjer se strujanja poklapa sa smjerom obodne brzine, a na izlazu iz kola smjerovi su suprotni. Cirkulacijsko strujanje (III) prateća je pojava u mehanizmu stvaranja hidrodinamičkog uzgona profila (lopatice) rešetke. Strujanje (III) donekle smanjuje učinak strujanja (II) na polje brzine. Rezultantno polje relativne brzine u međulopatičnim kanalima dobiva se vektorskim zbrajanjem brzina komponentnih strujanja (I), (II), i (III), što je prikazano u donjem kanalu na slici 29. Profili brzina na slici 29. vrijede za idealan fluid i za strujanje bez odvajanja. Daljoj prostornoj promjenljivosti polja brzine pridonosi pojava graničnog sloja pri strujanju realnih (viskoznih) fluida, i česta pojava da se u području jakih nepovoljnih gradijenta tlaka strujanje odvajaju.

Opisani model relativnog strujanja u međulopatičnim kanalima objašnjava i pojavu kuta zaostajanja (izraz 75). Na izlazu iz radnog kola taj kut iznosi (slika 30.):

$$\Delta\beta_2 = \beta_{21} - \beta_2 \quad (76)$$



Slika 30. Trokut brzina na izlazu radnog kola

Zbog postojanja tog kuta obodna se komponenta apsolutne brzine na izlazu smanjuje za brzinu klizanja v_{kl} , koja iznosi:

$$v_{kl} = v_{2\theta\infty} - v_{2\theta} \quad (77)$$

gdje se $v_{2\theta\infty}$ odnosi na beskonačno mnogo lopatica. Faktor klizanja τ definiran je sa:

$$\tau = \frac{u_2 - v_{kl}}{u_2} = \frac{v_{2\theta} + \frac{v_{2m}}{\tan\beta_{21}}}{u_2} \quad (78)$$

Prosječna vrijednost brzine klizanja po izlaznom presjeku dobiva se rješenjem polja brzine strujanja u međulopatičnim kanalima. To je vrlo složen matematički zadatak, pa se u inženjerskoj praksi za proračun brzine klizanja primjenjuju približne semiempirijske formule faktora klizanja, npr. Stodole ili Wiesnera.

4.3. BROJ LOPATICA RADNOG KOLA

Broj lopatica radnog kola višeznačno utječe na rad turbocrpke. Brzina klizanja opada s povećanjem broja lopatica, a omjer Y_{PT}/Y_{PE} raste, gdje je Y_{PE} maksimalna specifična energija dobave koju bi radno kolo moglo postići u idealnim uvjetima beskonačnog broja beskonačno tankih lopatica, a Y_{PT} teoretska specifična energija dobave radnog kola s konačnim brojem lopatica. Što je više lopatica to više rastu gubici trenja zbog više međulopatičnih kanala, a to pogoršava iskoristivost i smanjuje prividni dobitak zbog povećanja omjera Y_{PT}/Y_{PE} . Što je manje lopatica, raste hidrodinamičko opterećenje na lopaticama i povećava se razlika u brzinama na podtlačnoj i tlačnoj strani lopatica, a to uzrokuje odvajanje strujanja i gubitke zbog tog odvajanja. Pri većem broju lopatica može se preveliko začepljenje ulaznog presjeka vrlo nepovoljno odraziti na kavitacijska svojstva crpke. Kao približno pravilo za izbor broja lopatica je kompromis između opisanih utjecaja i on iznosi:

$$Z = k_Z \cdot \frac{1 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \cdot \sin \frac{\beta_{11} + \beta_{21}}{2} \quad (79)$$

gdje iskustveni koeficijent k_Z ima vrijednost od 5.0 do 6.5.

Manje vrijednosti koeficijenta k_Z odgovaraju većem omjeru debljine lopatice i promjera na ulazu s_l/D_1 , jer se sa smanjenjem broja lopatica sprječava prejak začepljenje ulaza u lopatične kanale. Debljina lopatica na ulazu iznosi $s_l = 3...10 \text{ mm}$. Ispravnim izborom broja lopatica Z i debljine lopatice s_l treba vrijednost koeficijenta začepjenja k_l (izraz 70) ograničiti da bude u rasponu ($1.10 \leq k_l \leq 1.25$).

Radno kolo ima normalno broj lopatica $Z=4$ do 8. Radna kola sa samo jednom, dvije ili tri lopatice primjenjuju se u crpkama namijenjenim za rad s kontaminiranim kapljevinama (kaljužne crpke, crpke u proizvodnji papira i celuloze, i sl.).

4.4. ISKORISTIVOST CRPKE I POJEDINAČNI GUBICI

U slučaju idealne kapljevine i strujanja bez gubitaka, čitav specifični rad Y_{RK} bio bi pretvoren u teoretsku specifičnu energiju fluida Y_{PT} ($Y_{PT} = Y_{RK}$). Kod realne kapljevine, povećanje njezine specifične energije izražavamo preko specifične energije dobave crpke Y_P , koja je manja od specifičnog rada. Te gubitke izražavamo hidrauličkom iskoristivošću η_H radnog kola.

Hidraulična iskoristivost izražena preko specifičnih energija:

$$\eta_H = \frac{Y_P}{Y_{RK}} = \frac{Y_P}{Y_{PT}} \quad (80)$$

Ulazna snaga pumpe ili snaga na osovini P_P , je snaga koju pumpi predaje pogonski stroj. Ta se snaga troši na stvaranje korisne snage crpke P_Q i na svladavanje unutrašnjih hidrauličkih gubitaka u crpki P_{ig} i mehaničkih gubitaka P_m .

Korisna snaga crpke P_Q je snaga prirasta ukupne mehaničke energije kapljevine od ulaza u crpku (točka 1 na slici 10.), do izlaza iz crpke (točka 2 na slici 10.). Određujemo je izrazom:

$$P_Q = \rho \cdot Q \cdot Y_P = \rho \cdot Q \cdot \left[\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) \right] \quad (81)$$

u slučaju kada ne možemo zanemariti stlačivanje kapljevine uzimamo njenu srednju gustoću:

$$\rho = \frac{1}{2} \cdot (\rho_1 + \rho_2) \quad (82)$$

Ranije opisani potrošak ulazne snage crpke iznosi:

$$P_P = P_Q + P_{ig} + P_m \quad (83)$$

Protok crpke Q je onaj koji izlazi kroz tlačni otvor (izlaz). Protok kroz radno kolo Q_{RK} je veći od Q za iznos Q_L koji uključuje propuštanja kroz brtvene prstene i prednje raspore lopatica i, ukoliko postoji, za iznos Q_B koji je upotrebljen u uređaju za uravnoteženje uzdužne sile na radno kolo. Protok kroz radno kolo opisujemo izrazom:

$$Q_{RK} = Q + Q_L + Q_B \quad (84)$$

Volumensku iskoristivost definiramo izrazom:

$$\eta_V = \frac{Q}{Q_{RK}} = \frac{Q}{Q + Q_L + Q_B} \quad (85)$$

Višak protoka kroz radno kolo ($Q_{LB} = Q_L + Q_B$) ostaje u kružnom toku unutar crpke i ne izlazi iz nje. Taj protok je štetan jer sudjeluje u stvaranju specifične energije dobave Y_P , i time troši energiju. Snaga P_{LB} potrošena na propuštanje brtvenih prstena i na uravnoteženje uzdužnih sila iznosi:

$$P_{LB} = \frac{\rho \cdot (Q_L + Q_B) \cdot Y_P}{\eta_H} = P_Q \cdot \frac{\frac{1}{\eta_V} - 1}{\eta_H} \quad (86)$$

Snaga za pokrivanje hidrauličkih gubitaka P_{hg} u usisnom kanalu, radnom kolu i odvodnom kanalu crpke iznosi:

$$P_{hg} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y_P}{\eta_H} - \rho \cdot Q \cdot Y_P = P_Q \cdot \left(\frac{1}{\eta_H} - 1 \right) \quad (87)$$

pa se za hidrauličku iskoristivost η_H dobiva definicijski izraz:

$$\eta_H = \frac{P_Q}{P_Q + P_{hg}} \quad (88)$$

Vanjske strane prednjeg diska (vijenca) i stražnjeg diska (glavine) radnog kola se okreću u kapljevini. Na trenje između kapljevine i diskova se troši snaga P_{DF} . U te gubitke su uključeni i gubici za okretanje diskova ili stapova u uređaju za uravnoteženje uzdužne sile (ukoliko takav uređaj postoji).

Snaga svih unutrašnjih hidrauličkih gubitaka u crpki P_{ig} je zbroj pojedinačnih gubitaka:

$$P_{ig} = P_{hg} + P_{LB} + P_{DF} \quad (89)$$

i ta snaga pretvara se u toplinu koja zagrijava kapljevину.

Mehanička korisnost η_m definirana je snagom mehaničkih gubitaka P_m :

$$\eta_m = \frac{P_p - P_m}{P_p} = 1 - \frac{P_m}{P_p} \quad (90)$$

Kombinacijom izraza (83) i (89) dobivamo izraz za korisnu snagu:

$$P_Q = P_p - P_{hg} - P_{LB} - P_{DF} - P_m \quad (91)$$

Podijelivši ovaj izraz (91) sa P_p i primjenom izraza (86), (87) i (90), dobivamo izraz za ukupnu iskoristivost pumpe:

$$\eta_p = \frac{P_Q}{P_p} = \eta_v \cdot \eta_H \cdot \left(\eta_m - \frac{P_{DF}}{P_p} \right) \quad (92)$$

Ako snagu hidrauličkih gubitaka P_{hg} i snagu trenja diskova P_{DF} razmatramo zajedno, tada izraz (92) prelazi u oblik:

$$\eta_p = \eta_v \cdot \eta_{HP} \cdot \eta_m \quad (93)$$

gdje je hidraulička iskoristivost crpke:

$$\eta_{HP} = \eta_H \cdot \left(1 - \frac{P_{DF}}{\eta_m \cdot P_p} \right) \quad (94)$$

5. KAVITACIJA U TURBOCRPKAMA

U zatvorenoj struji kapljevine statički tlak opada s povećanjem apsolutne brzine strujanja. Kad u nekoj točki sustava kroz koji ili oko kojeg struji kapljevine minimalni apsolutni tlak p_{min} padne na vrijednost tlaka isparivanja kapljevine p_{va} , u toj točki počinje isparivanje i stvaraju se mjehurići pare. To je početak pojave kavitacije. Ako se apsolutni tlak i dalje smanjuje proširuje se područje gdje je $p_{min} = p_{va}$, pa se u tom području formiraju oblaci mjehurića tvoreći šupljinu (kavernu) ispunjenu parom. U uvjetima tako razvijene kavitacije narušena je homogenost toka, strujanje postaje dvofazno i mijenjaju se hidrodinamičke performanse sustava. Zadnji je stadij potpuno razvijena kavitacija ili superkavitacija, kad je čitav sustav okružen parom i radne se performanse sustava bitno mijenjaju.

Tlak isparivanja p_{va} ovisi o vrsti kapljevine i temperaturi. Tako voda temperature 100°C isparuje pri tlaku od $p_{va} = 101.325$ kPa, a pri sobnoj temperaturi od 20°C isparuje pri tlaku od $p_{va} = 2.337$ kPa.

Za vodu se tlak zasićenja vodenih para p_{va} u temperaturnom području od 0°C do 35°C može aproksimirati izrazom:

$$p_{va} = \exp\left(\frac{-2.258 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 23.864 \cdot t + 1539.496}{t + 240}\right) \quad (95)$$

gdje je:

t - temperatura u Celzijevim stupnjevima

p_{va} - tlak zasićenja u paskalima

Kavitacija u turbocrpkama obuhvaća kompleks termodinamičkih, hidrodinamičkih, dvofaznih mehaničkih pojava. Smanjenje tlaka do kritičnog iznosa, koje se može pojaviti lokalno ili zahvatiti čitava područja, uzrokovano je režimom rada crpke ili njenim konstruktivnim svojstvima. Uzroci su lokalnog pada tlaka: velika brzina kapljevine na ulazu u radno kolo zbog začepljenja ulaznog presjeka debljinom lopatica, povećanje brzine strujanja pri optjecanju izdanaka, povećanje otpora zbog hrapavosti površina, pojava sekundarnog strujanja u rasporima crpke, te nestacionaran rad crpke kad se pušta

u pogon i zaustavlja. Općenito smanjenje tlaka u sustavu može biti posljedica različitih okolnosti: nizak atmosferski tlak kad je crpka postavljena visoko iznad razine mora, začepjeno usisno filtarsko sito, pad tlaka u kondenzatoru parnoturbinskih postrojenja, povećanje dubine usisavanja (visine podizanja), povišena temperatura crpljene kapljevine (porast p_{va}), itd.

Kad kavitacijski mjehur ili šupljina ispunjena parnom fazom dospije u područje statičkih tlakova većih od tlaka isparivanja p_{va} , tj. kad tlak u kapljevini poraste, mjehur pare trenutno kondenzira u obliku implozije (negativne eksplozije). Implozije kavitacijskih mjehura u neposrednoj blizini stjenke crpke djeluju kao lokalni hidraulički udari koji uzrokuju na vrlo maloj površini vrlo velika lokalna opterećenja (reda veličine nekoliko tisuća bara). Posljedica je implozija, razaranje materijala stjenke crpke, tzv. kavitacijska erozija. Na površini stjenke nastaju sitne pore, pukotine i rupice koje se s vremenom povećavaju, ne samo zbog daljeg mehaničkog razaranja materijala implozijama kavitacijskih mjehura nego i kemijskim procesima koji na oštećenim mjestima uzrokuju ubrzanu koroziju.

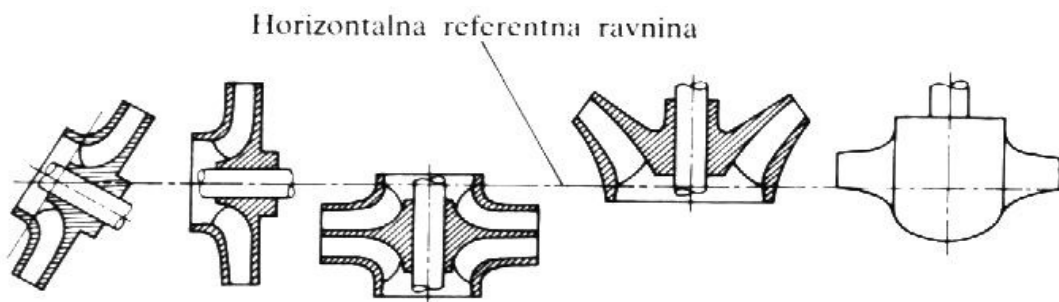
Pojava kavitacije praćena je karakterističnim šumom (prskanjem sličnom šumu drobljenja kamena) i vibracijama, a rad crpke postaje nejednolik i nemiran, smanjuju se visina dobave, protok i iskoristivost, što sve zajedno s kavitacijskom erozijom djeluje vrlo nepovoljno na ekonomičnost, sigurnost i trajnost crpke.

Kavitacija može nastati i stvaranjem mjehura koji nisu ispunjeni parom kapljevine, nego plinovima otopljenim u kapljevini. Naime, ako je tlak u kapljevini viši od tlaka isparivanja, p_{va} , ali niži od tlaka zasićenja plinovima, iz kapljevine se izlučuju plinovi stvarajući mjehure. Kad tlak ponovo poraste, mjehuri nestaju bez erozijskog djelovanja, jer stlačivost plinova prigušuje imploziju i hidraulički udar. Zato takva kavitacija ne razara materijal crpke, ali ima sve ostale posljedice za rad crpke.

5.1. DOPUSTIVA DUBINA USISAVANJA I POTREBNA VISINA DOTJECANJA

U području kanala radnog kola turbocrpke kavitacija nastaje na mjestu gdje vlada najniži apsolutni tlak. To je najčešće na usisnoj strani, tj. na ulazu u radno kolo. Na tom mjestu, do tad neometano strujanje nailazi na lopaticu koja djelomično začepljuje kanal radnog kola, pa se zbog smanjenog presjeka strujanja ubrzava uz smanjenje tlaka. Zbog toga može nastati kavitacija na podtlačnoj strani lopatične plohe uz vijenac u blizini napadnog brida lopatice. Zato se u konstrukcijskim i eksploatacijskim uvjetima na usisnoj strani crpke mora posvetiti posebna pažnja.

Postoje različite izvedbe turbocrpki, a i crpke su različito smještene u crpnom postrojenju. Zato je standardom određena geodetska visina z_s horizontalne referentne ravnine HRR crpke (slika 31.), za koju je izrazom (21) definirana neto-pozitivna specifična usisna energija crpnog postrojenja $Y_{sPP} = g \cdot H_{sPP}$.



Slika 31. Definicija horizontalne referentne ravnine H_{RR} za različite izvedbe crpki

Visina kavitacijskog potencijala kapljevine u usisnom spremniku $H_{va,1}$ definirana je izrazom:

$$H_{va,1} = \frac{p_1 - p_{va}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{M1} + p_b - p_{va}}{\rho \cdot g} \quad (96)$$

gdje je

p_1 - apsolutni tlak na površini kapljevine u usisnom spremniku,

p_{va} - tlak isparivanja kapljevine,

p_{M1} - manometarski tlak na površini kapljevine u usisnom spremniku i

p_b – barometarski tlak.

Ako se izraz (81) uvrsti u izraz (21), nakon preuređenja dobiva se:

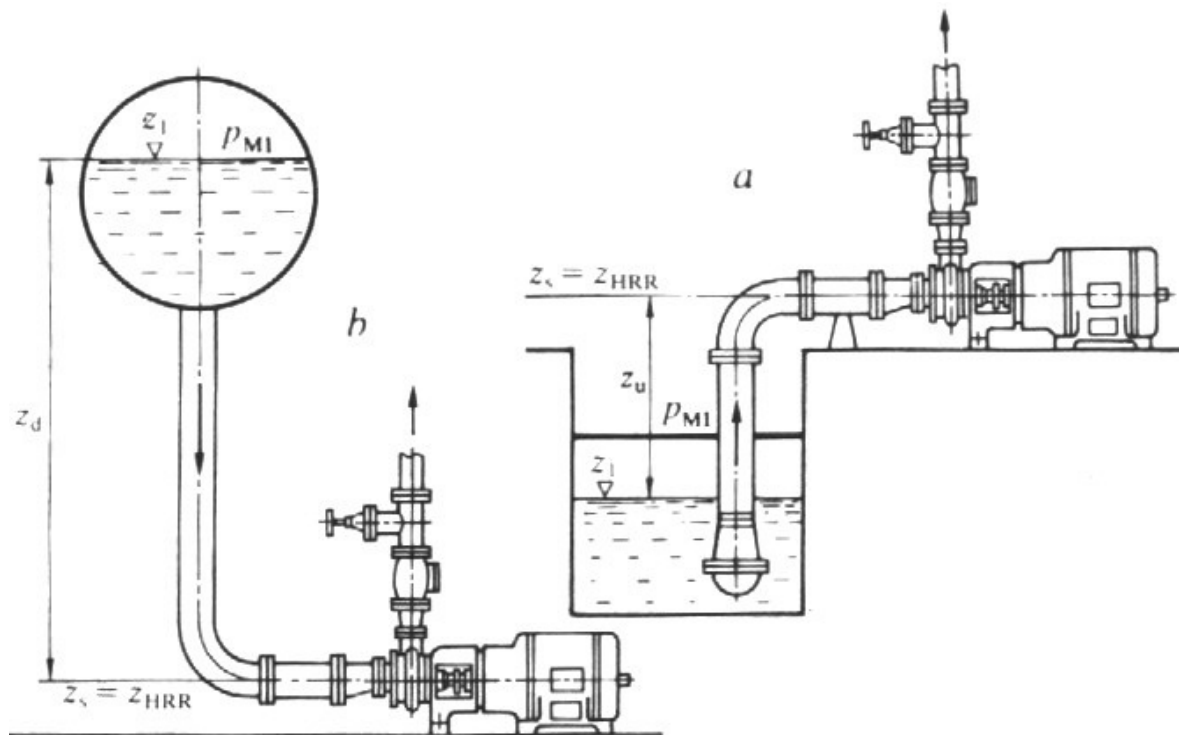
$$\Delta z = z_s - z_1 = H_{va,1} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - H_{sPP} - H_{Fl,s} \quad (97)$$

gdje je Δz geodetska visinska razlika između referentne točke na usisnoj strani crpke, tj. na horizontalnoj referentnoj ravnini HRR, i referentne točke 1 na slobodnoj površini kapljevine u usisnom spremniku, za koju se pretpostavlja da je $v_1=0$, dok je $H_{Fl,s}$ visina gubitaka strujanja u usisnom dijelu crpnog postrojenja. Ovisno o vrijednosti članova u izrazu (82), geodetska visinska razlika Δz može imati pozitivan ili negativan predznak.

Veliki kavitacijski potencijal kapljevine u usisnom spremniku $H_{va,1}$, mali gubici strujanja $H_{Fl,s}$ u usisnom dijelu crpnog postrojenja (mali lokalni otpori strujanja kroz usisnu košaru, mali broj koljena, kratki horizontalni cjevovod i glatke cijevi većeg promjera) i kavitacijsko djelotvornije crpke s nižim vrijednostima H_{sP} (crpke velikih ulaznih nastrojnih presjeka i s malo tankih lopatica ili crpke posebnih konstrukcija) omogućuju da se crpka smjesti iznad razine usisnog spremnika (slika 32.a), jer je:

$$\Delta z = z_u = z_s - z_1 > 0 \quad (98)$$

Pozitivna vrijednost Δz označuje se sa z_u i naziva visinom podizanja ili dubinom usisavanja.



Slika 32. Smještaj crpke u crpnom postrojenju:

- a) iznad usisnog spremnika kapljevine, b) ispod usisnog spremnika kapljevine

Nepovoljni kavitacijski uvjeti na usisnoj strani crpke nastaju pri malim vrijednostima $H_{va,l}$, a pri velikim vrijednostima $H_{FL,s}$ i H_{SP} jer je tada, prema izrazu (82), geodetska visinska razlika $\Delta z < 0$, pa da bi crpka mogla raditi, mora se spustiti ispod razine geodetske visine z_l za geodetsku visinu:

$$z_d = z_l - z_s > 0 \quad (99)$$

Geodetska visina z_d naziva se visinom (dubinom) dotjecanja, jer kapljevina gravitacijom dotječe u crpku (slika 37.b). Smještaj crpke ispod razine z_l znači da crpku treba ukopati ispod usisnog spremnika kapljevine, što povećava građevne troškove crpnog postrojenja, ili crpku treba uroniti u kapljevinu zajedno s pogonskim elektromotorom, što povećava troškove izvedbe i održavanja crpke, ili smjestiti usisni spremnik na posebnu konstrukciju iznad crpke. Zato se takav smještaj crpke nastoji izbjeći upotrebom kavitacijski djelotvornijih crpki s nižim vrijednostima H_{SP} . Međutim, ako crpka služi za transport vrele kapljevine, tada je $H_{va,l} = 0$, te, uz $v_l = 0$, prema izrazu

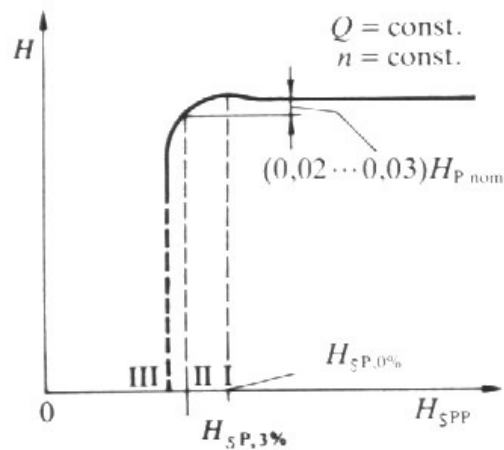
(82) slijedi negativna vrijednost geodetske visinske razlike Δz , pa se pojava kavitacije u crpki može izbjeći samo dotokom kapljevine u crpku, tj. horizontalna referentna ravnina H_{RR} crpke mora biti ispod razine z_I kapljevine u usisnom spremniku.

5.2. KAVITACIJSKA KARAKTERISTIKA CRPKE

Pojava kavitacije u crpki smanjuje visinu dobave H_P , odnosno neto-pozitivnu usisnu visinu crpnog postrojenja H_{SP} . U radu turbocrpke razlikuju se tri kavitacijska kritična režima, što se određuje ispitivanjem crpke u ispitnom crpnom postrojenju proizvođača ili u hidrauličkom laboratoriju posebno opremljenom za tu namjenu.

- I. Prvi kritični režim odnosi se na pojavu prvih znakova utjecaja kavitacije na radnu karakteristiku crpke, ali je ispitivanjem teško točno odrediti kad se pojavljuje takav režim. Praktički, kavitacija počinje nešto prije, ali je lokalna i ne utječe na radnu karakteristiku crpke.
- II. Drugi kritični režim, koji je standardom određen, nastupa kad se zbog kavitacije nominalna visina dobave H_{Pnom} smanji za 3%.
- III. Treći kritični režim potpuno je razvijena kavitacija (superkavitacija) koja će za kratko vrijeme razoriti crpku.

Crpka se ispituje tako da se pri konstantnom nominalnom protoku Q_{nom} i pri konstantnoj nominalnoj brzini vrtnje postepeno zatvara usisni ventil. Tako se povećava visina otpora $H_{FL,s}$, što smanjuje visinu dobave H_P , odnosno neto-pozitivnu usisnu visinu crpke H_{SP} . Kad se nominalna visina dobave smanji za 3%, tj. kad je $H_P=0.97H_{Pnom}$, nastupio je drugi kavitacijski kritični režim. Neto-pozitivna usisna visina crpke u tom režimu označuje se sa $H_{SP,3\%}$. Rezultati ispitivanja crpke grafički se prikazuju dijagramom kavitacijske karakteristike crpke (slika 33.).



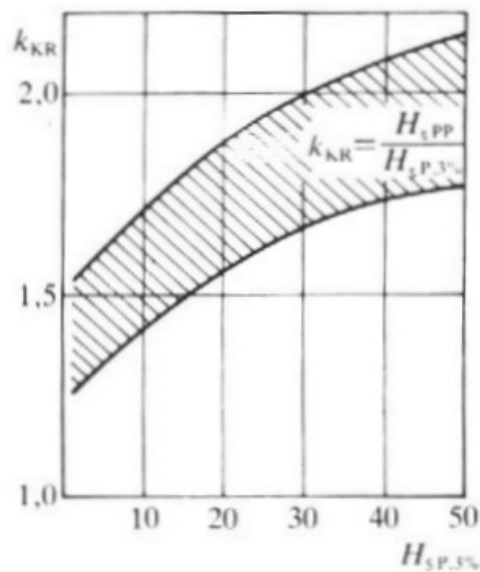
Slika 33. Dijagram kavitacijske karakteristike crpke

5.3. KRITERIJI ZA RAD CRPKE BEZ KAVITACIJE

Neto-pozitivna usisna visina crpnog postrojenja H_{sPP} ne smije biti niža od dopustive najmanje vrijednosti H_{sPPmin} , za koju se uzima da je:

$$H_{sPPmin} = k_{KR} \cdot H_{sP,3\%} \quad (100)$$

gdje je k_{KR} koeficijent kavitacijske rezerve, koji iznosi od 1.25 do 2.15, a može se odabrati prema dijagramu na slici 34.

Slika 34. Dijagram za izbor koeficijenta kavitacijske rezerve k_{KR}

Takva kavitacijska rezerva garantira nekavitacijske uvjete rada crpke, jer je:

$$H_{sPP\min} - H_{sP.3\%} = (k_{KR} - 1) \cdot H_{sP.3\%} > 0 \quad (101)$$

Prema izrazima (99), (100) i (101) i s vrijednošću $H_{sP.3\%}$ određenom ispitivanjem crpke, za crpku se deklarira najveća dopustiva usisna visina usisavanja (podizanja) koja iznosi:

$$z_{u\max} = H_{va,1} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - k_{KR} \cdot H_{sP.3\%} - H_{Fl,s} > 0 \quad (102)$$

ili najmanja potrebna visina dotjecanja, kao osnovni parametar na temelju kojeg se crpka ugrađuje u crpno postrojenje, poprima izraz:

$$z_{d\min} = k_{KR} \cdot H_{sP.3\%} + H_{Fl,s} - H_{va,1} - \frac{v_1^2}{2 \cdot g} > 0 \quad (103)$$

Vrijednost $H_{sP.3\%}$ ovisi jedino o konstrukciji usisne strane crpke. Da bi se mogle međusobno uspoređivati crpke različitih kavitacijskih usisnih sposobnosti, definiran je bezdimenzijski parametar: usisni (kavitacijski) tipski broj crpke

$$K_{SP} = \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{(g \cdot H_{sP})^{0.75}} \quad (104)$$

Analogno izrazu (31) za specifičnu brzinu vrtnje ili brzohodnost n_q crpke, u Europi se upotrebljava dimenzijska značajka usisne brzohodnosti

$$n_{qs} = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_{sP}^{0.75}} \quad (105)$$

a u Sad-u

$$S = \frac{n \cdot \sqrt{Q_A}}{H_{sPA}^{0.75}} \quad (106)$$

gdje su indeksi A uporabljeni u značenju kao u izrazu (32), dok je u bivšim državama SSSR-a uobičajena Rudnjevljeva značajka (S. S. Rudnjev) koja glasi:

$$C = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{(0.1 \cdot H_{sp})^{0.75}} \quad (107)$$

D. Thoma je definirao bezdimenzijsku kavitacijsku značajku izrazom:

$$\sigma = \frac{H_{sp}}{H_p} \quad (108)$$

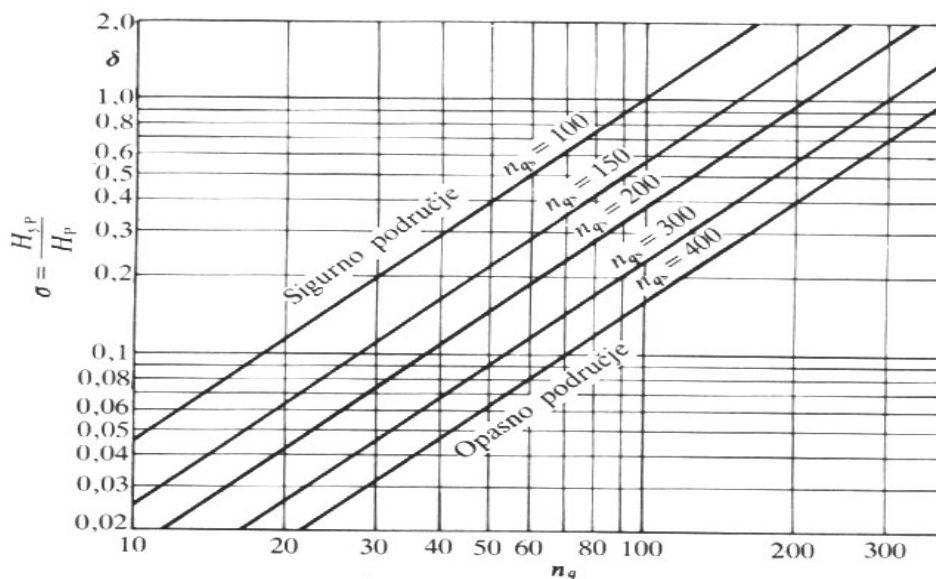
pa se između brzohodnosti crpke n_q (31) i usisne brzohodnosti n_{qs} (105) može postaviti odnos:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_p^{0.75}} = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_{sp}^{0.75}} \cdot \left[\frac{H_{sp}}{H_p} \right]^{0.75} = n_{qs} \cdot \sigma^{0.75} \quad (109)$$

pa je

$$\sigma = \left(\frac{n_q}{n_{qs}} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (110)$$

Na osnovi izraza (110) napravljen je dijagram granica kavitacije (slika 35.), koji služi za približnu procjenu kavitacijskih svojstava turbocrpke.

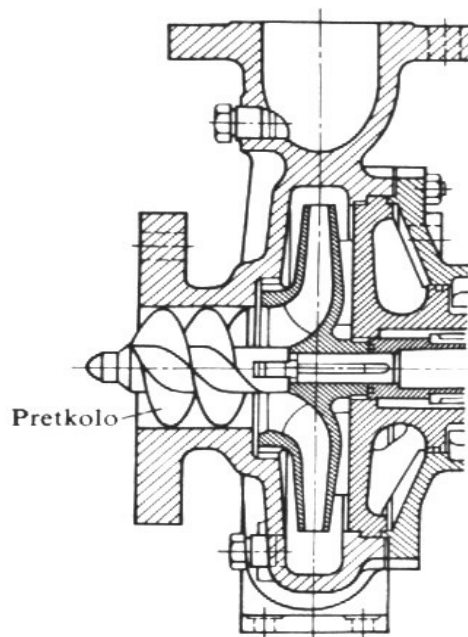


Slika 35. Dijagram granica kavitacije

S radnim kolom dobre izvedbe, kutom ulaznog strujanja $\beta_{l,0}=17^\circ$, s pet do sedam lopatica, obično se postiže usisni tipski broj $K_{SP}=3.1$. Mnoge komercijalne crpke imaju niži usisni tipski broj ($K_{SP}=1.8$ do 2.6), dok napojne i kondenzatne crpke, zbog nižih dopustivih vrijednosti H_{sPP} , često zahtijevaju vrlo visoko usisni tipski broj, u području $K_{SP}=4.4$ do 6.6 .

Da bi se postigle te vrijednosti, kut $\beta_{l,0}$ smanjuje se na 10° , a broj lopatica na četiri, pa se tako smanjuje povećanje brzine i blokada presjeka iza ulaza kapljevine u međulopatični kanal.

Ako je raspoloživa vrijednost H_{sPP} tako niska da se zahtijeva $K_{SP} > 6.6$, tada se ispred radnog kola ugrađuje odvojeno radno pretkolo posebne izvedbe (inducer), koje na ulazu radnog kola povećava K_{SP} , što uz povećani tlak sprječava kavitaciju (slika 36.).



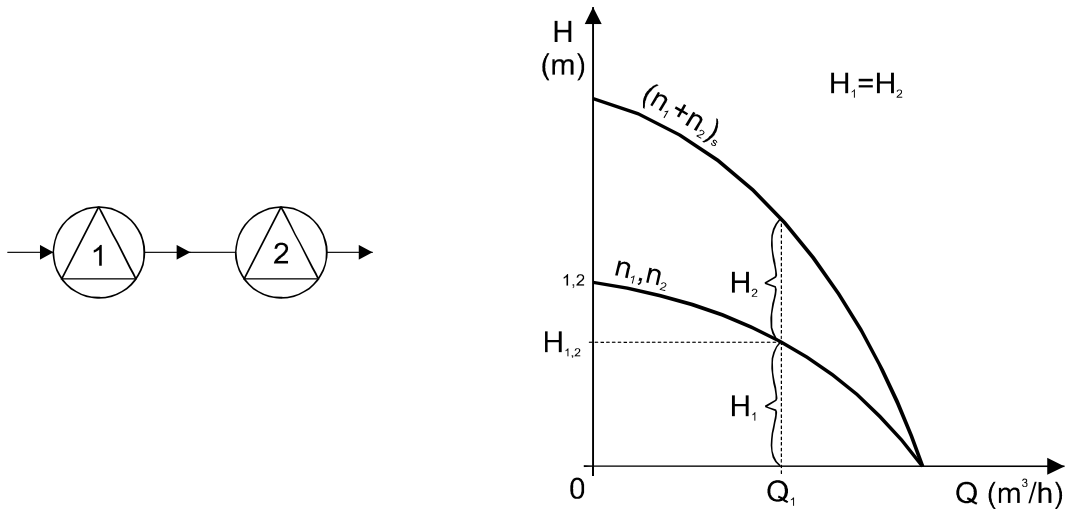
Slika 36. Radijalna jednostepena crpka s pretkolom (inducerom) ispred ulaza u radno kolo

6. ZAJEDNIČKI RAD VIŠE TURBOSTROJEVA

6.1. SERIJSKI SPOJ DVA TURBOSTROJA

Kod serijskog spoja dva ista turbostroja volumni protok ostaje isti ($Q_1=Q_2$), a snaga se povećava po jedinici protoka.

$$H=H_1+H_2 \quad (111)$$

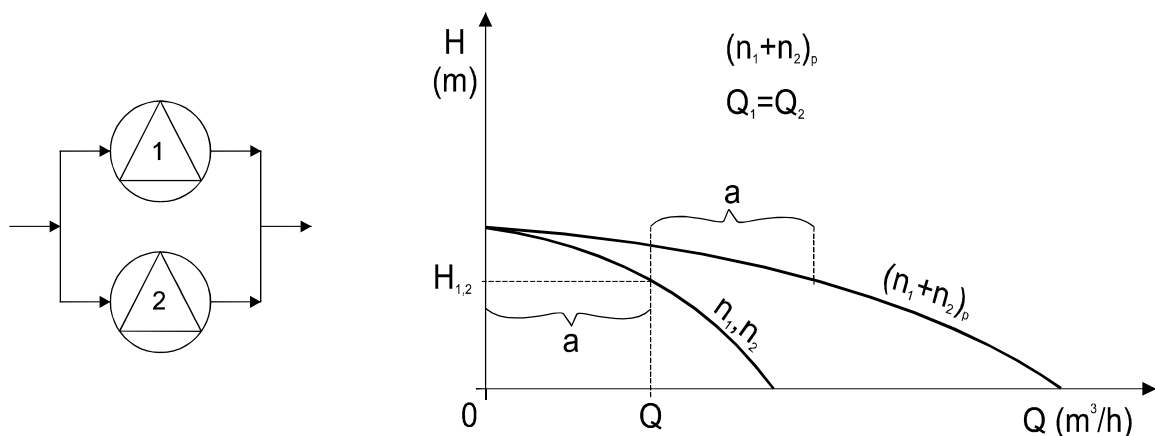


Slika 37. Serijski spoj dva ista turbostroja

6.2. PARALELNI SPOJ DVA ISTA TURBOSTROJA

Kod paralelnog spoja dva turbostroja povećava se volumni protok dok snaga po jedinici protoka ostaje ista.

$$V=V_1+V_2 \quad (112)$$

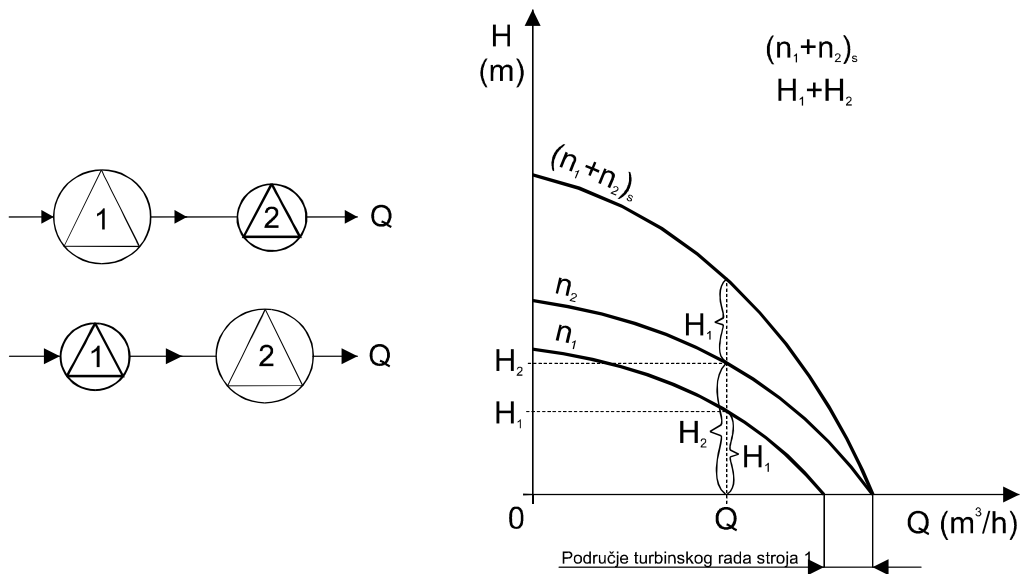


Slika 38. Paralelni spoj dva ista turbostroja

6.3. SERIJSKI SPOJ DVA RAZLIČITA TURBOSTROJA

Kod ovakvog spoja povećava se specifična snaga. Nema razlike u izlaznoj krivulji prilikom spoja veće ili manje crpke na ulaznu granu cjevovoda. Razlika volumnog protoka jedne i druge crpke predstavlja područje turbinskog rada turbostroja.

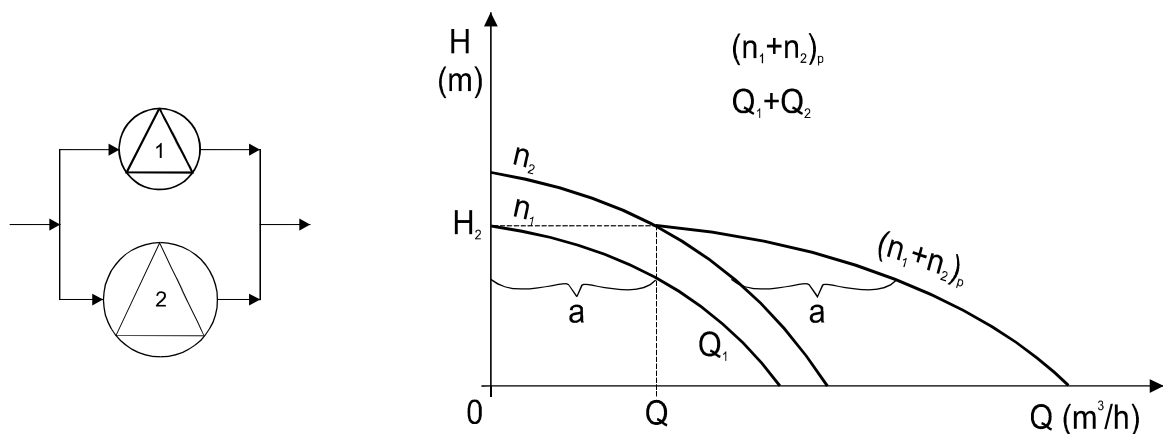
$$H=H_1+H_2 \quad (113)$$



Slika 39. Serijski spoj dva različita turbostroja

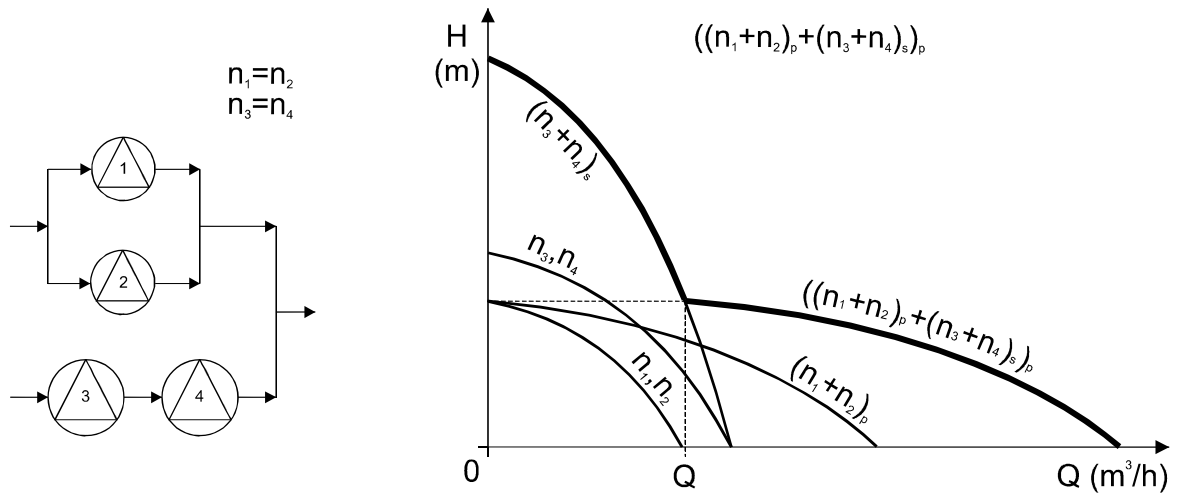
6.4. PARALELNI SPOJ DVA NEJEDNAKA TURBOSTROJA

$$V=V_1+V_2 \quad (114)$$



Slika 40. Paralelni spoj dva različita turbostroja

6.5. MJEŠOVITI SPOJ



Slika 41. Mješoviti spoj turbostrojeva

7. PROJEKT CENTRIFUGALNE CRPKE

7.1. ULAZNI PODACI

- Visina podizanja vode $H_p = 80$ m
- Volumni protok $Q = 0.1$ m³/s
- Specifična gustoća vode $\rho = 1000$ kg/m³
- Gravitacijsko ubrzanje $g = 9.81$ m/s²

7.2. PRORAČUN CENTRIFUGALNE CRPKE

7.2.1. PRORAČUN RADNOG KOLA

Odabrani broj stupnjeva crpke: $m = 4$

Dobavna visina po stupnju crpke:

$$H_1 = \frac{H_p}{m} = \frac{80}{4} = 20 \text{ [m]}$$

Slijedeći korak je odabir broja okretaja crpke. Odabir najvećeg mogućeg broja okretaja može biti poželjan jer dobivamo crpku malih dimenzija, te najčešće i najjeftiniju. Maksimalni broj okretaja je onaj koji daje usisnu brzinu koju prvi stupanj crpke može podnijeti.

Odabrani broj okretaja: $n = 1780$ min⁻¹

Kutnu brzinu računamo po jednadžbi:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1780}{60} = 186,401 \text{ s}^{-1}$$

Iz tih podataka možemo izračunati specifičnu brzinu ili brzohodnost prema jednadžbi (32):

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_1^{\frac{3}{4}}} = 1780 \cdot \frac{\sqrt{0.1}}{20} = 59,518$$

Tipski broj crpke računamo prema izrazu (35):

$$K = \frac{n_q}{52,919} = \frac{59,518}{52,919} = 1,125$$

Dalje izabiremo univerzalnu specifičnu brzinu usisa. Tipične vrijednosti su od 3 do 4,5. Veće vrijednosti se koriste kod pumpi s manjom dobavnom visinom. Veće brzine mogu se koristiti kod izvedbe dvoulaznih rotora. Tada pola protoka ulazi na svaki ulaz. Dvoulazni rotori su česti kod velikih jednostupanjjskih crpki zbog odličnog aksijalnog uravnoteženja. Kod višestupanjjskih crpki se može koristiti kao prvi stupanj, a ostali su posloženi tako da polovica gleda na jednu, a polovica na drugu. Kod takve izvedbe kanali između stupnjeva su kompliciraniji nego kod izvedbe gdje svi rotori gledaju na istu stranu.

Odabrana univerzalna specifična brzina usisa $n_{qs} = 3$

Neto pozitivna usisna visina (NPSH) računamo po jednadžbi:

$$NPSH = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{\omega}{n_{qs}} \right)^{\frac{4}{3}} \cdot Q^{\frac{2}{3}} = \frac{1}{9,81} \cdot \left(\frac{186,401}{3} \right)^{\frac{4}{3}} 0,1^{\frac{2}{3}} = 5,405 \text{ [m]}$$

Odabiremo koeficijent protoka na ulazu Φ_e . Tipična vrijednost koeficijenta protoka na ulazu kreće se od 0,2 do 0,3. Veće vrijednosti se odnose na radna kola bez osovine na ulazu (konzolno oviješana radna kola). Vrijednosti od 0,1 ili manje uzimaju se za pretkola (inducere).

Odabrana vrijednost koeficijent protoka na ulazu $\Phi_e = 0.25$

Polumjer ulaza r_e računamo po jednadžbi:

$$r_e = \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega \cdot \pi \cdot \Phi_e \left(1 - \frac{r_s^2}{r_e^2} \right)}} \text{ [m]}$$

Omjer ulaznog polumjera i polumjera $\left(\frac{r_s}{r_e}\right)$ glavčine možemo pretpostaviti. Pretpostavka se temeljila na rotoru sličnog protoka i dobavne visine i iznosi:

$$\frac{r_s^2}{r_e^2} = 0,2$$

Tada za polumjer ulaza dobivamo:

$$r_e = \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega \cdot \pi \cdot \Phi_e \left(1 - \frac{r_s^2}{r_e^2}\right)}} = \sqrt[3]{\frac{0,1}{186,401 \cdot \pi \cdot 0,25(1 - 0,2)}} = 0,095 \text{ [m]}$$

Preko ranije pretpostavke dobijamo polumjer glavčine r_s :

$$r_s = \sqrt{0,2 \cdot r_e^2} = 0,042 \text{ [m]}$$

Površina ulaznog presjeka A_e iznosi:

$$A_e = \pi \cdot (r_e^2 - r_s^2) = 0,023 \text{ [m}^2\text{]}$$

Polumjer lokalnog zaobljenja vijenca R_{sh} na početku lopatica iznosi:

$$R_{sh} = \frac{r_e - r_s}{2} = 0,026 \text{ [m]}$$

Sada možemo odrediti brzine na ulazu:

$$u_e = \omega \cdot r_e = 186,401 \cdot 0,095 = 17,684 \text{ [m/s]}$$

$$v_e = \Phi_e \cdot u_e = 0,25 \cdot 17,684 = 4,421 \text{ [m/s]}$$

$$w = \sqrt{u_e^2 + v_e^2} = \sqrt{17,684^2 + 4,421^2} = 18,228 \text{ [m/s]}$$

Ulazni kut lopatica β_1 :

$$\beta_1 = \frac{180}{\pi} \arctan\left(\frac{v_e}{u_e}\right) = \frac{180}{\pi} \arctan\left(\frac{4,421}{17,684}\right) = 14,036^\circ$$

Ulazni kut lopatica uzimamo malo veći zbog utjecaja debljine lopatica, $\beta_1 = 15^\circ$

Proračun izlaza is radnog kola počinjemo odabirom tipičnog izlaznog kuta lopatica, $\beta_2 = 22,5^\circ$

Koeficijent dobavne visine odabiremo prema grafu 12 iz [3]. Krivulja grafa je aproksimirana jednadžbom pomoću koje dobijamo koeficijent dobavne visine:

$$\psi = \frac{0,383}{K^{\frac{1}{3}}} = \frac{0,383}{1,125^{\frac{1}{3}}} = 0,368$$

Iz istog grafa i aproksimacijom s jednadžbom dobivamo i koeficijent izlaznog protoka:

$$\Phi_i = 0,1715 \cdot \sqrt{K} = 0,1715 \cdot \sqrt{1,125} = 0,182$$

koeficijent izlaznog protoka predstavlja odnos izlaznih brzina (meridionalne brzine, $v_{m,2}$; i tangencijalne brzine, u_2).

Izlazni polumjer računamo prema jednadžbi:

$$r_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_1}{\omega^2 \cdot \psi}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 20}{186,401 \cdot 0,368}} = 0,124 \text{ [m]}$$

Sada možemo izračunati brzine na izlazu:

$$u_2 = \omega \cdot r_2 = 186,401 \cdot 0,124 = 23,081 \text{ [m/s]}$$

$$v_{m,2} = \Phi_i \cdot u_2 = 0,182 \cdot 23,081 = 4,198 \text{ [m/s]}$$

Slijedeće računamo korisnosti. Prvo računamo volumensku korisnost prema jednadžbi:

$$\eta_V = \frac{1}{1 + 5 \cdot \left[\frac{\frac{\delta}{r_R} \cdot \left(\frac{r_e}{r_2}\right)^2}{K^2 \cdot \psi} \right]}$$

gdje odnos zračnosti i polumjera na prstenu radnog kola $\left(\frac{\delta}{r_R}\right)$ tipično iznosi od 0,001 do 0,002. Odabrana vrijednost odnosa $\frac{\delta}{r_R} = 0,0015$. Tada za volumensku korisnost dobijemo:

$$\eta_V = \frac{1}{1 + 5 \cdot \left[\frac{\frac{\delta}{r_R} \cdot \left(\frac{r_e}{r_2}\right)^2}{K^2 \cdot \psi} \right]} = \frac{1}{1 + 5 \cdot \left[\frac{0,0015 \cdot \left(\frac{0,095}{0,124}\right)^2}{1,125^2 \cdot 0,368} \right]} = 0,991$$

Slijedeću računamo hidrauličku korisnost prema jednadžbi:

$$\eta_{HY} = 1 - \frac{0,071}{Q^{-0,25}} = 1 - \frac{0,071}{0,1^{-0,25}} = 0,96$$

Tada možemo izračunati korisnost crpke η_P . Korisnost dobivamo rješavanjem jednadžbe:

$$\frac{\eta_P}{\eta_V \cdot \eta_{HY} \cdot \left(1 - \frac{\frac{C_m \cdot \eta_P}{2}}{K^2 \cdot \psi^2}\right)} = 1$$

gdje C_m je koeficijent trenja diskova i tipična vrijednost je 0,004.

Riješavanjem gore navedene jednadžbe dobijamo korisnost crpke:

$$\eta_P = 0,934$$

Mehaničku korisnost računamo kroz odnos s ostalim, prije izračunatim korisnostima i iznosi:

$$\eta_m = \frac{\eta_P}{\eta_V \cdot \eta_{HY}} = \frac{0,934}{0,991 \cdot 0,96} = 0,982$$

Tada tangencijalna komponenta brzine na izlazu je određena jednadžbom i iznosi:

$$v_{\phi 2} = \frac{g \cdot H_1}{u_2 \cdot \eta_{HY}} = \frac{9,81 \cdot 20}{23,081 \cdot 0,96} = 8,854 \text{ [m/s]}$$

Koeficijent idealne dobavne visine određen jednadžbom i iznosi:

$$\psi_i = \frac{v_{\phi 2}}{u_2} = \frac{8,854}{23,081} = 0,384$$

Odabiremo broj lopatica Z . Radno kolo ima normalno broj lopatica $Z=4$ do 8 . Radna kola sa samo jednom, dvije ili tri lopatice primjenjuju se u crpkama namijenjenim za rad s kontaminiranim kapljevinama (kaljužne crpke, crpke u proizvodnji papira i celuloze, i sl.).

Odabrani broj lopatica $Z = 6$

Debljinu lopatica s uzimamo u odnosu na izlazni polumjer i iznosi:

$$s = 0,04 \cdot r_2 = 4,953 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} \text{ ili } 4,953 \text{ [mm]}$$

Duljinu lopatice računamo:

$$l = \frac{\Delta m}{|\sin \beta_2|}$$

gdje Δm je duljina lopatice u meridijalnoj ravnini i iznosi 65 mm. Duljina lopatica iznosi:

$$l = \frac{\Delta m}{|\sin \beta_2|} = \frac{35}{|\sin 22,5^\circ|} = 133,422 \text{ [mm]}$$

Solidnost konstrukcije provjeravamo kroz jednadžbu:

$$\sigma = \frac{Z \cdot l}{2 \cdot \pi \cdot 10^3 \cdot r_2} = \frac{6 \cdot 133,422}{2 \cdot \pi \cdot 10^3 \cdot 0,124} = 1,029$$

što zadovoljava za univerzalnu specifičnu brzinu usisa od 3.

Koeficijent blokiranosti profila k izračunavamo preko koeficijenta otvorenosti profila $\varepsilon_{2,b}$ i jednadžbe:

$$\varepsilon_{2,b} = 1 - \frac{Z \cdot (2\delta + s \cdot 10^3)}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot 10^3 \cdot |\sin \beta_2|}$$

gdje je 2δ debljina graničnog sloja na lopaticama i iznosi:

$$2\delta \approx 4 \cdot 0,002 \cdot l = 2 \cdot 0,002 \cdot 133,422 = 1,067 \text{ [mm]}$$

tada koeficijent otvorenosti profila dobijemo:

$$\varepsilon_{2,b} = 1 - \frac{Z \cdot (2\delta + s \cdot 10^3)}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot 10^3 \cdot |\sin \beta_2|} = 1 - \frac{6 \cdot (1,067 + 4,953 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3)}{2 \cdot \pi \cdot 0,12410^3 \cdot |\sin 22,5^\circ|} = 0,905$$

tada k iznosi:

$$k = 1 - \varepsilon_{2,b} = 1 - 0,905 = 0,095$$

Širinu izlaza b_2 dobijamo pomoću jednadžbe:

$$b_2 = 2\delta_0 + \frac{Q \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot 10^3 \cdot v_{m,2} \cdot \varepsilon_{2,b}}$$

gdje je $2\delta_0$ debljina graničnog sloja na vijencu i glavčini i iznosi:

$$2\delta_0 \approx 2 \cdot 0,002 \cdot l = 2 \cdot 0,002 \cdot 133,422 = 0,534 \text{ [mm]}$$

tada širinu izlaza b_2 iznosi:

$$\begin{aligned} b_2 &= 2\delta_0 + \frac{Q \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot 10^3 \cdot v_{m,2} \cdot \varepsilon_{2,b}} = 0,534 + \frac{0,1 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 0,124 \cdot 10^3 \cdot 4,198 \cdot 0,905} = \\ &= 34,697 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

Daljnja konstrukcija lopatica vršena je po principu protočne površine koja je lagano povećavana od ulaza prema izlazu.

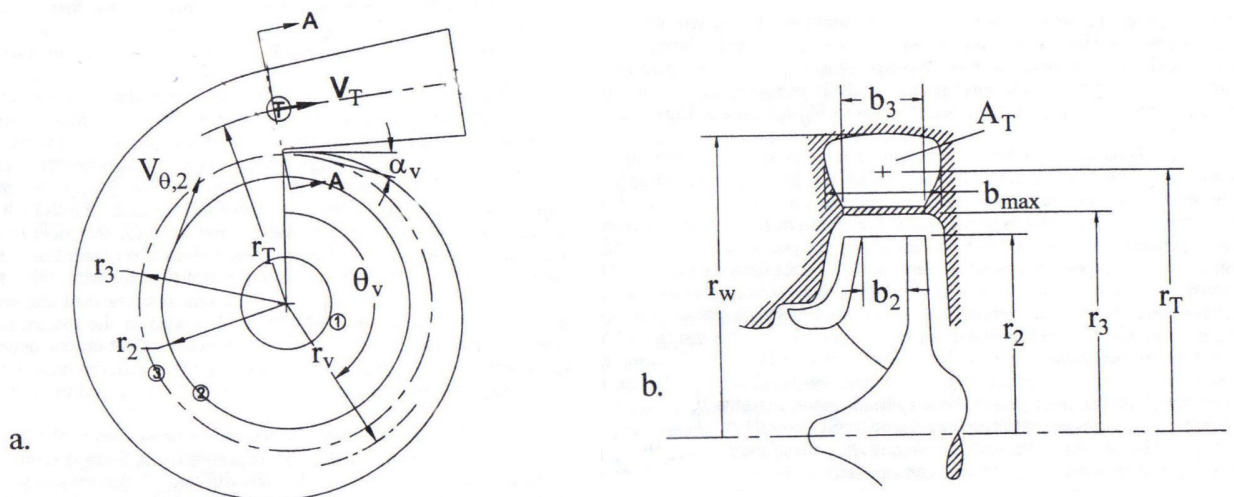
Ulazna površina:

$$A_U = 10^3 \cdot \pi \cdot (r_e^2 - r_s^2) = 10^3 \cdot \pi \cdot (0,095^2 - 0,042^2) = 22,62 \cdot 10^3 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Izlazna površina:

$$A_I = 2 \cdot \pi \cdot r_2^2 \cdot 10^3 \cdot b_2 = 2 \cdot \pi \cdot 0,124 \cdot 10^3 = 26,994 \cdot 10^3 \text{ [mm}^2\text{]}$$

7.2.2. PRORAČUN KOLEKTORA



Slika 36. Kolektor

Proračun kolektora započinjemo određivanjem najmanjeg polumjera kolektora r_3 :

$$r_3 = 1,06 \cdot r_2 = 1,06 \cdot 0,124 = 0,131 \text{ [mm]}$$

Slijedeće određujemo debljinu stijenke kolektora s_k :

$$s_k = 0,7 \cdot s = 0,7 \cdot 4,953 \cdot 10^{-3} = 3,467 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$$

Izlaznu površinu iz kolektora A_T dobijemo rješavanjem jednadžbe:

$$A_T \cdot \left(\frac{0,95 \cdot r_2 \cdot v_{\Phi 2}}{Q} \right) - 0,5 \cdot \sqrt{A_T} - (r_3 + s_k) = 0$$

Rješavanjem jednadžbe dobijamo $A_T = 0,01967 \text{ [m}^2\text{]}$ ili $A_T = 1,967 \cdot 10^6 \text{ [mm}^2\text{]}$.

Izlazni polumjer iz kolektora dobijemo, uz pretpostavku kvadratnog presjeka, iz izraza:

$$r_T = r_3 + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{A_T} + s_k = 0,131 + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{0,01967} + 3,467 \cdot 10^{-3} = 0,205 \text{ [m]}$$

Tada izlazna brzina iz kolektora v_T iznosi:

$$v_T = \frac{Q}{A_T} = \frac{0,1}{0,0196} = 5,085 \text{ [m/s]}$$

Tijelo kolektora možemo definirati na dva načina:

a) linearan odnos kuta Θ_V u odnosu na površinu A_V :

$$A_V = A_T \cdot \frac{\Theta_V}{360} \text{ [m}^2\text{]}$$

b) održavajući konstantan kutni moment $r_V \cdot v_V = 0,95 \cdot r_2 \cdot v_{\Phi 2}$

$$A_V = \frac{Q}{v_V} \cdot \frac{\Theta_V}{360} \text{ [m}^2\text{]}$$

Radijus kolektora r_V ovisan o kutu Θ_V računamo istom jednadžbom za oba slučaja:

$$r_V = r_3 + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{A_V} \text{ [m]}$$

Tijelo kolektora smo proračunali na oba načina i za 9 različitih kuteva. Rezultati su dani u slijedećoj tablici (radi lakše usporedbe rezultati su dani u mm^2 (A_V) i mm (r_V)):

Kut Θ_V [°]	Linearno Θ_V naprema A_V		Konstantno $r_V \cdot v_V = 0,95 \cdot r_2 \cdot v_{\Phi 2}$	
	A_V [mm^2]	r_V [mm]	A_V [mm^2]	r_V [mm]
0	0	131,25*	0	131,25*
45	2458	156,04	2650	156,99
90	4917	166,31	5299	167,65
135	7375	174,19	7949	175,833
180	9834	180,83	10600	182,729
225	12290	186,68	13250	188,8
270	14750	191,98	15900	194,29
315	17210	186,84	18550	199,349
360	19670**	201,37**	21200**	204,051**

* - vrijednosti r_V prelaze u r_3 ($r_V = r_3 = 131 \text{ mm}$)

** - vrijednosti r_V prelaze u r_T ($r_V = r_T = 205 \text{ mm}$) i A_V prelaze u A_T ($A_V = A_T = 19670 \text{ mm}^2$)

7.2.3. ODABIR POGONSKOG STROJA

Kao najčešća opcija za pogon crpki koriste se elektromotori. Snaga koju crpka koristi pri zadanom protoku i dobavnoj visini je:

$$P_Q = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_p}{\eta_p} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,1 \cdot 80}{0,934} = 83990 \text{ [W]}$$

Izabrani elektromotor je Končarov električni trofazni motor s 4-polnim statorom frekvencije 50 Hz. Broj okretaja zadovoljava proračun ($n = 1780 \text{ min}^{-1}$). Motor je snage 103 kW i iskoristivošću 94,5%.

8. ZAKLJUČAK

Crpke su danas jedni od najraširenijih strojeva. Po brojnosti nalaze se odmah iza elektromotora.

Najjednostavniji opis crpke bi bio: stroj pomoću kojeg se kapljevina dobavlja na višu razinu ili područje višeg tlaka. Iz tog opisa možemo vidjeti mogućnost korištenja crpki za različite namjene.

Jedna od osnovnih podjela crpi je na volumenske i dinamičke. Dinamičke crpke možemo po principu djelovanja podijeliti na crpke na principu posebnog hidrodinamičkog učinka i turbocrpke koje su i predmet ovoga rada. Detaljnije su opisana dva glavna dijela turbocrpki, kućište i radno kolo, te podjele s obzirom na razne izvedbe njih.

Kao pogon crpke najčešće se koriste elektromotori, i to izmjenični. Dolaskom novih tehnologija sve se više primjenjuju istosmjerni motori s tiristorskom regulacijom. Posebno se ističu u sustavima s potrebom za regulacijom brzine vrtnje, jer tada imaju manje gubitke nego izmjenični motori.

Pristup projektiranju turbocrpki može biti empirijski (obuhvaća iskustvene i eksperimentalne podatke), te teoretski pristup (zasniva se na primjeni hidrodinamičke teorije strujanja kapljevine kroz crpku).

U zadnjih par desetljeća se crpke projektiraju za što više snage u istom volumenu. To je prvenstveno potaknuto potrebom za smanjenjem troškova izrade. Da bi se povećala snaga povećavao se broj okretaja crpke i broj stupnjeva u višestepenim crpkama se počeo smanjivati. Povećanjem energije crpke povećavaju se i problemi kao vibracije, nestabilnost radnog kola, kućišta itd. Povećanjem snage crpki povećala se i potreba za kombinacijom iskustvenih i eksperimentalnih podataka s teorijskim pristupom i numeričkim modeliranjem pri projektiranju.

Jedan od glavnih problema kod rada crpke je stvaranje mjehurića vodene pare u struji kapljevine na mjestima gdje tlak padne ispod tlaka zasićenja kod okolne temperature. Takvu pojavu nazivamo kavitacija. Pojavom kavitacije dolazi do erozije, šumova, bljeskova, vibracija i pada snage. Zato se za svaku crpku definira najveća dopustiva visina usisavanja ili potrebna visina dotjecanja.

Za zadane ulazne podatke proračunata je četverostepena jednoulazna crpka. Ulaz u crpku je aksijalan, a izlaz radijalan. Kućište je radijalno podijeljeno, prstenastog tipa. Crpka je jednostavnog i ekonomičnog dizajna. Aksijalna sila se balansira poslije svakog stupnja.

9. POPIS SLIKA

Slika 1. Jednostepena dijagonalna crpka: (a) sa spiralnim kućištem, (b) sa difuzorskim kućištem	8
Slika 2. Oblici radnog kola: (a) radijalno radno kolo, (b) dijagonalno radno kolo, (c) aksijalno radno kolo	9
Slika 3. Otvorena radijalna radna kola (lijevo i desno radno kolo ojačano je djelomičnom glavčinom)	10
Slika 4. Otvoreno dijagonalno radno kolo	11
Slika 5. Poluotvoreno radijalno radno kolo	11
Slika 6. Zatvorena radijalna radna kola: (a) jednoulazno, (b) dvoulazno	11
Slika 7. Oblici radijalnog radnog kola: (a) jednoulazno radijalno radno kolo, (b) dvoulazno radijalno radno kolo	12
Slika 8. Vrste radijalnih crpki prema broju stupnjeva, broju ulaza kapljevine u crpku i smjeru strujanja kroz crpku: (a) jednostepena, jednoulazna, jednosmjerna, (b) jednostepena, dvoulazna, protusmjerna, (c) dvostepena, jednoulazna, jednosmjerna, (d) dvostepena, jednoulazna, protusmjerna, (e) dvostepena, četveroulazna, protusmjerna, (f) četverostepena, jednoulazna, poprečna, (g) šestostepena, jednoulazna, jednosmjerna, (h) šestostepena, jednoulazna, protusmjerna, (i) trostepena, dvoulazna, protusmjerna.	13
Slika 9. Konstrukcijske izvedbe centrifugalnih crpki: (a) jednostepena jednoulazna horizontalna radijalna crpka s konzolno ovješnim radnim kolom, (b) jednostepena dvoulazna horizontalna radijalna crpka sa radnim kolom između ležaja, (c) jednostepena jednoulazna horizontalna dijagonalna crpka s konzolno ovješnim radnim kolom, (d) dvostepena jednoulazna vertikalna dijagonalna crpka s ležajima između radnih kola, (e) jednostepena jednoulazna horizontalna aksijalna crpka s konzolno ovješnim radnim kolom	14
Slika 10. Primjer crpnog postrojenja (spremnik-crpka-spremnik)	17
Slika 11. Radna točka crpke.....	21
Slika 12. Radna točka crpke.....	22
Slika 13. Inercijski i pomični cilindrični koordinatni sustavi	32
Slika 14. Dijagonalno radno kolo poluaksijalne crpke: (a) pogled u smjeru uzdužne osi z , (b) uzdužni presjek crpke s kružnom projekcijom lopatica u meridionalnoj ravnini r i z ; S_1 rotacijska površina na ulazu u radno kolo, S_2 rotacijska površina na izlazu iz radnog kola, S_h rotacijska površina glavine	33

Slika 15. Trokuti brzina vektorskog zbroja $\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$	34
Slika 16. Rotirajuća elementarna strujna cijev u međulopatičnom kanalu crpke	35
Slika 17. Profili radnih kola turbocrpki	37
Slika 18. Presjek radijalnog radnog kola i paralelogrami brzina na ulazu u kolo i izlazu iz kola.....	38
Slika 19. Tipovi radijalnih radnih kola: (a) lopatice zakrenute unatrag $\beta_{21} < 90^\circ$, (b) izlazni kut lopatica $\beta_{21} = 90^\circ$, (c) lopatice zakrenute naprijed sa $\beta_{21} > 90^\circ$	39
Slika 20. Izlazni trokuti brzina za $\beta_{21} < 90^\circ$, $\beta_{21} = 90^\circ$, $\beta_{21} > 90^\circ$	39
Slika 21. Tipovi radnih kola turbocrpki prema tipskom broju K ili specifičnoj brzini n_q i pripadne krivulje njihovih hidrodinamičkih radnih karakteristika	42
Slika 22. Ovisnost specifične energije dobave $Y_P(Q)$, snage $P_P(Q)$ i iskoristivosti $\eta_P(Q)$ o tipskom broju K , odnosno o specifičnoj brzini vrtnje n_q	43
Slika 23. Univerzalni dijagram za osnivanje turbocrpka	44
Slika 24. Ostvariva iskoristivost crpke η_P kao funkcija tipskog broja K i protoka Q	45
Slika 25. Utjecaj debljine lopatica radnog kola na smanjenje presjeka kroz koji struji fluid.....	46
Slika 26. Trokuti brzina na prijelazu u međulopatični kanal: a) obodna komponenta apsolutne brzine $v_{I\varnothing\infty} = 0$, b) obodna komponenta apsolutne brzine $v_{I\varnothing\infty} \neq 0$	48
Slika 27. Linearne geometrijske izmjere uske cilindrične lopatice radnog kola	49
Slika 28. Trokuti brzina neposredno ispred ulaza i na ulazu radnog kola	49
Slika 29. Složeno relativno strujanje u međulopatičnim kanalima radnog kola.....	51
Slika 30. Trokut brzina na izlazu radnog kola	52
Slika 31. Definicija horizontalne referentne ravnine H_{RR} za različite izvedbe crpki.....	59
Slika 32. Smještaj crpke u crpnom postrojenju:	61
a) iznad usisnog spremnika kapljevine, b) ispod usisnog spremnika kapljevine.....	61
Slika 33. Dijagram kavitacijske karakteristike crpke	63
Slika 34. Dijagram za izbor koeficijentata kavitacijske rezerve kKR	63
Slika 35. Dijagram granica kavitacije.....	65

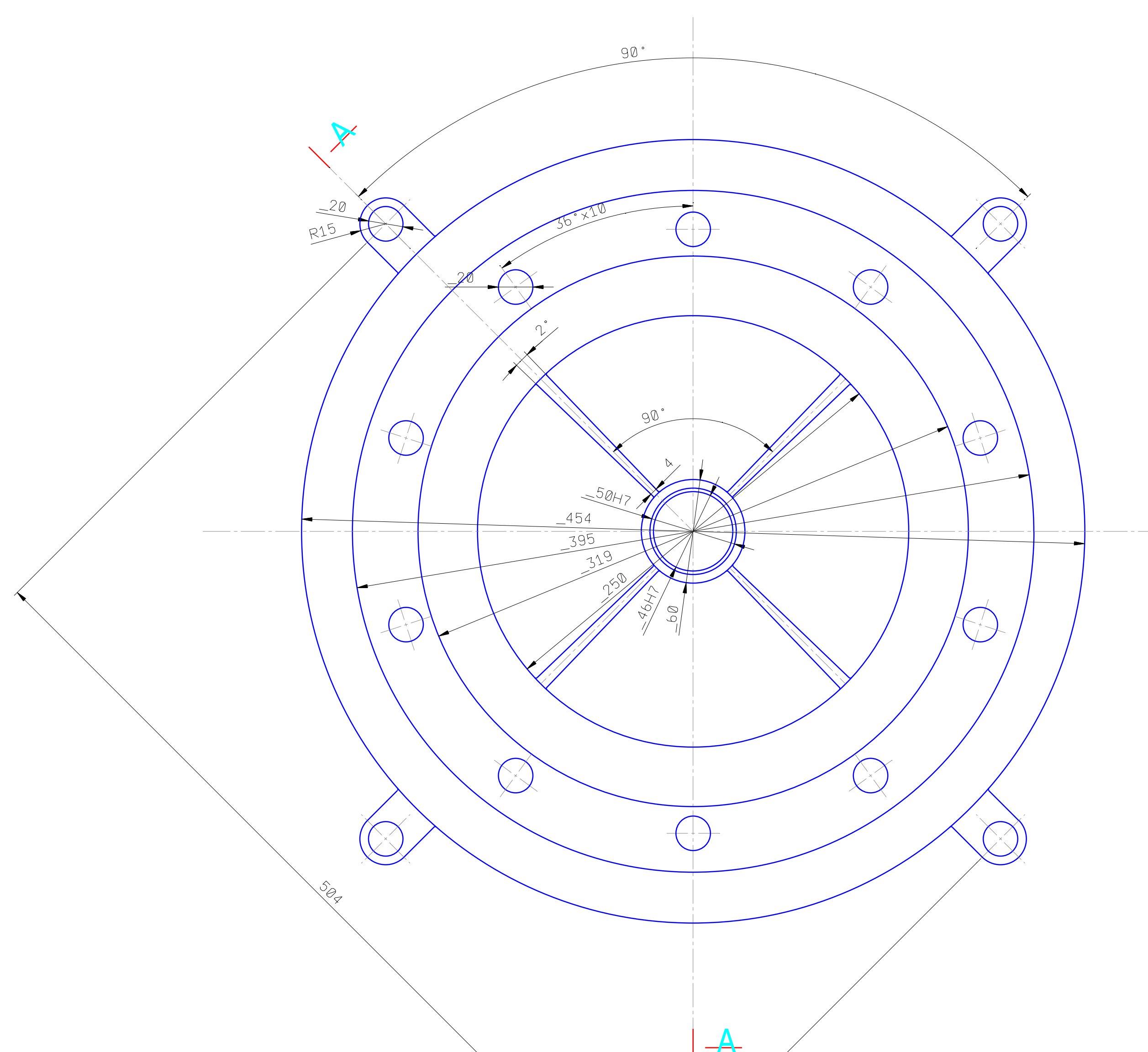
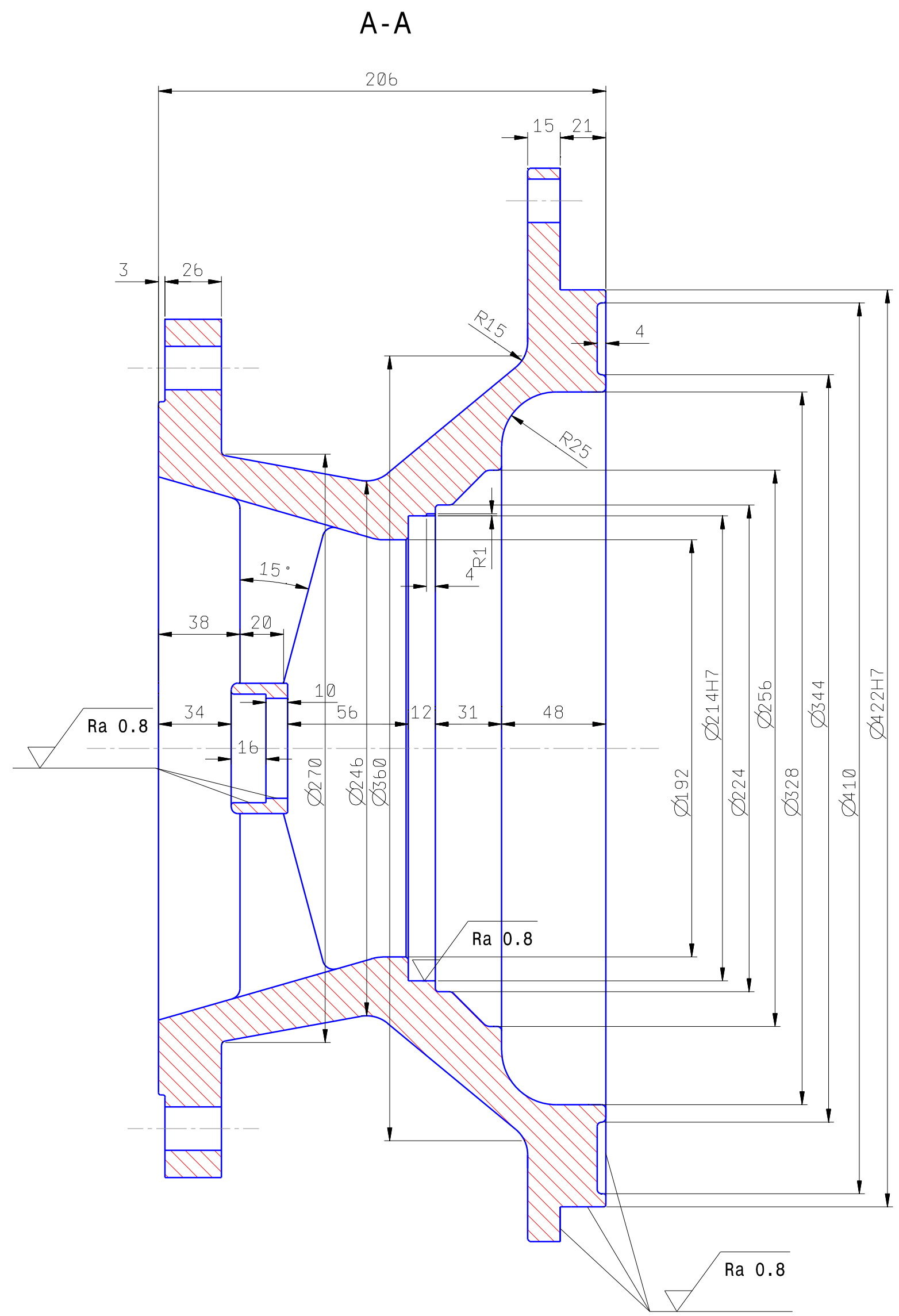
Slika 36. Radijalna jednostepena crpka s pretkolom (inducerom) ispred ulaza u radno kolo	66
Slika 37. Serijski spoj dva ista turbostroja.....	67
Slika 38. Paralelni spoj dva ista turbostroja.....	67
Slika 39. Serijski spoj dva različita turbostroja	68
Slika 40. Paralelni spoj dva različita turbostroja	68
Slika 41. Mješoviti spoj turbostrojeva	69

10. LITRATURA

- [1] Mrša, Z.: Hidraulički strojevi, predavanja školska godina 2003/04, Tehnički fakultet u Rijeci.
- [2] "Tehnička enciklopedija" broj 3 i broj 11, Hrvatski leksikografski zavod "Miroslav Krleža", Zagreb, 1988. g.
- [3] Karassik I., Messina J., Cooper P., Heald C.: "Pump Handbook", treće izdanje, McGraw-Hill Professional, 2000. g.
- [4] Ljiljana Pilić-Rabadan: "Vodne turbine i pumpe, vjetroturbine", Split, 2000. g., Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Splitu.
- [5] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga, Zagreb, 1982. g.
- [6] Internet: www.ksb.com
- [7] Internet: www.itt.com
- [7] Internet: www.koncar.hr

11. NACRTNA DOKUMENTACIJA

NACRT BROJ	NAZIV NACRTA
0.	SKLOPNI
1.	KUĆIŠTE 1
2.	RADNO KOLO
3.	KUĆIŠTE 2
4.	RAZDVOJNA PLOČA
5.	KUĆIŠTE 3
6.	OSOVINA

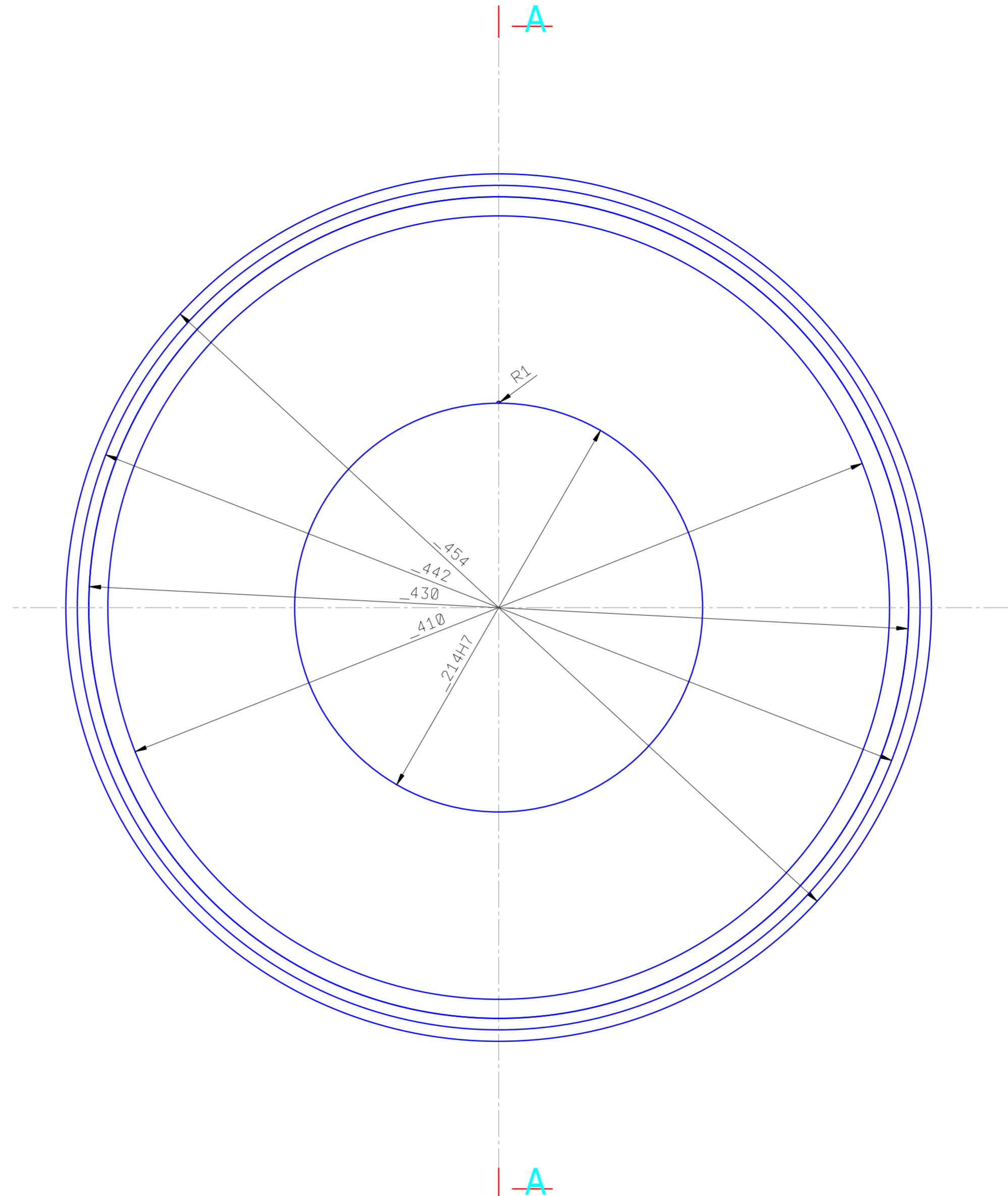
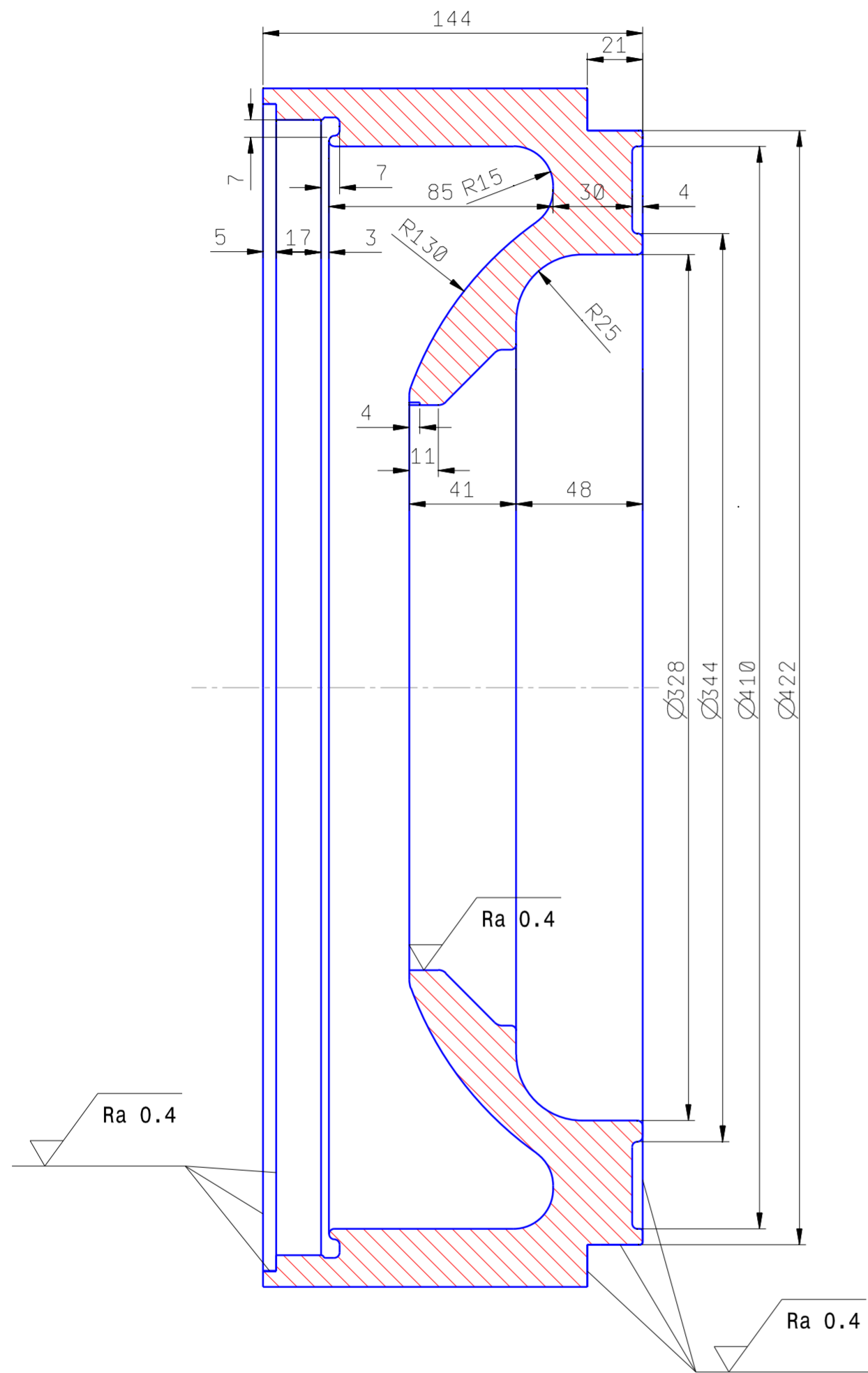


Napomena:
Sva nekotirana skošenja izvedena su sa 1x45°
Sva nekotirana zaobljenja izvedena su sa R2

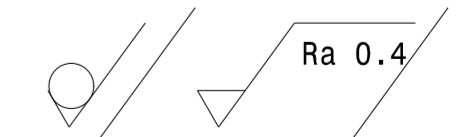
ISO Tol.		✓	✓ Ra 0.4	✓ Ra 0.8
Ø422H7	+0.063 0			
Ø214H7	+0.046 0			
Ø50H7	+0.025 0			
Ø46H7	+0.025 0			

Crtao :	Mat.broj :	Program br. :
Darko Vukoni	99100034	1
Materijal :	Nacrt broj :	
GG 20	1	
Mjerilo :	Naziv dijela :	
1:2	KU_IŠTE 1	

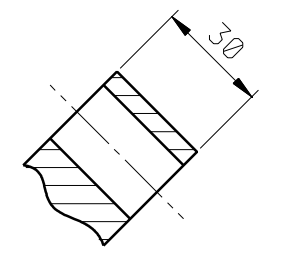
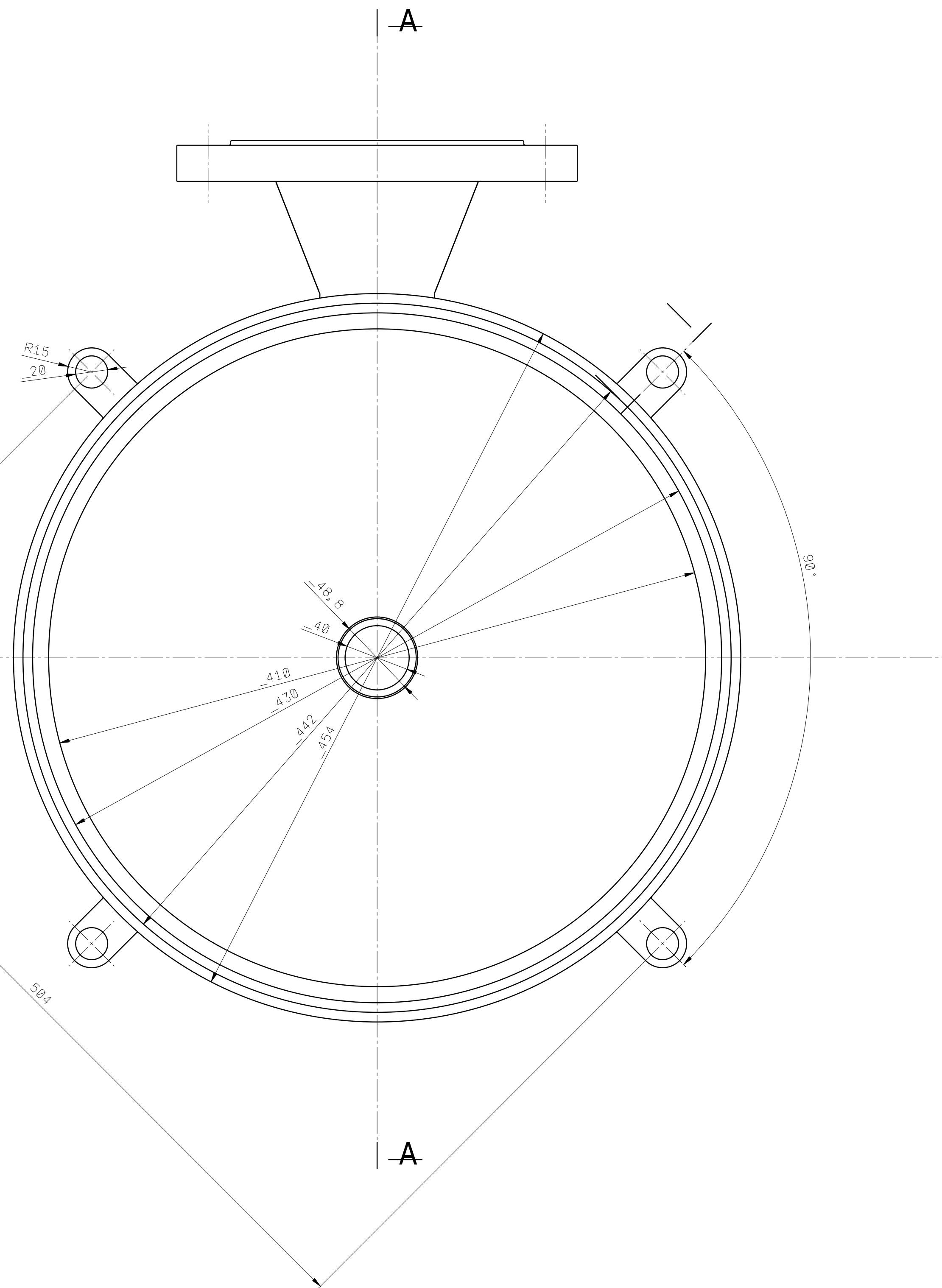
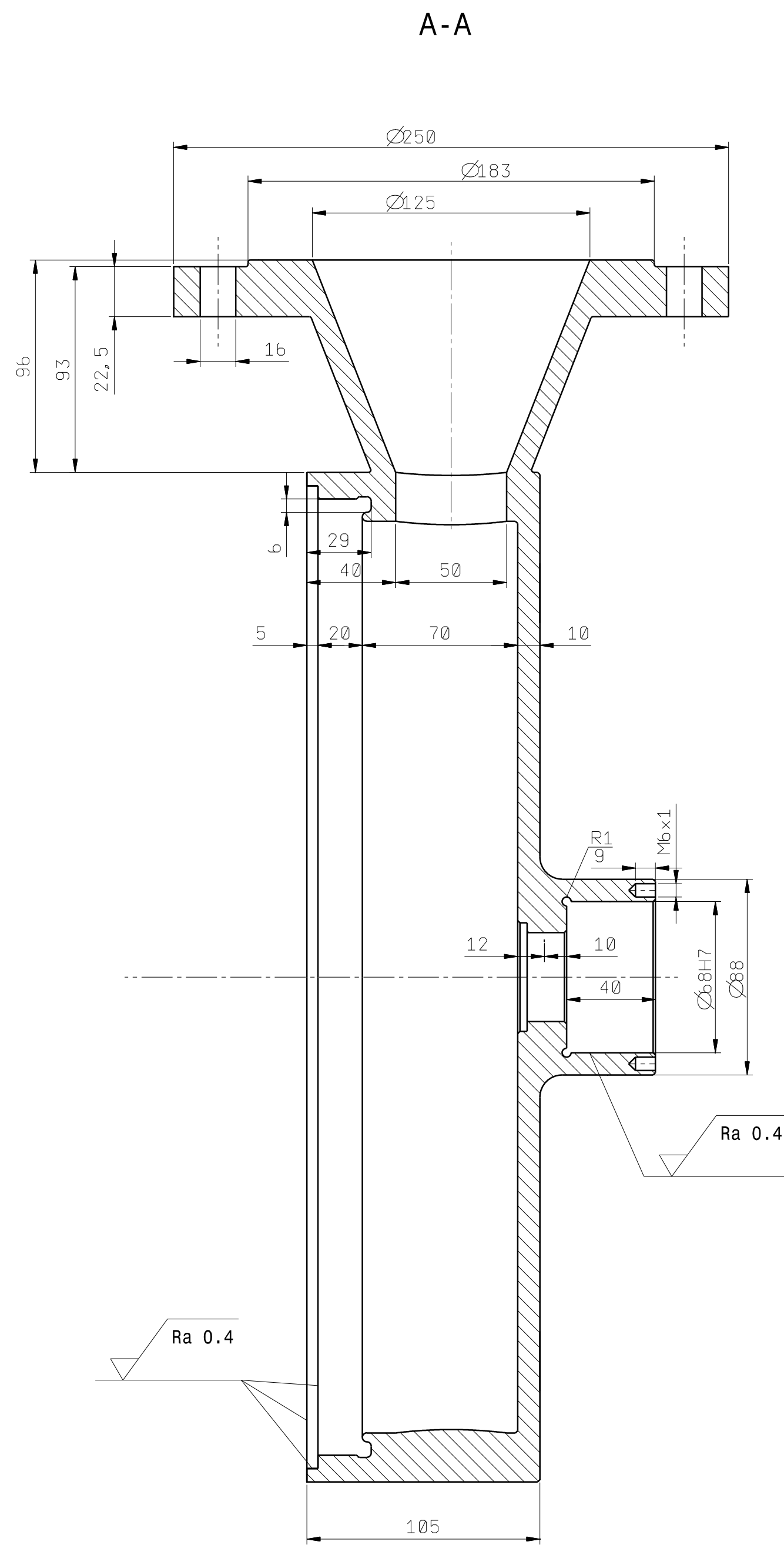
A-A



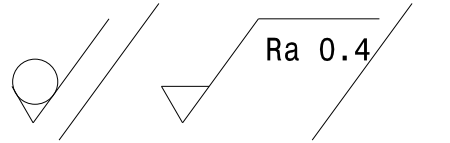
Napomena:
Sva nekotirana zaobljenja izvedena su sa R2



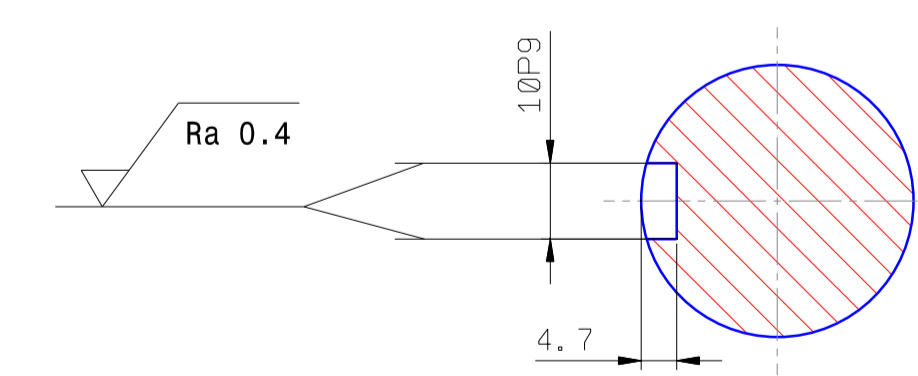
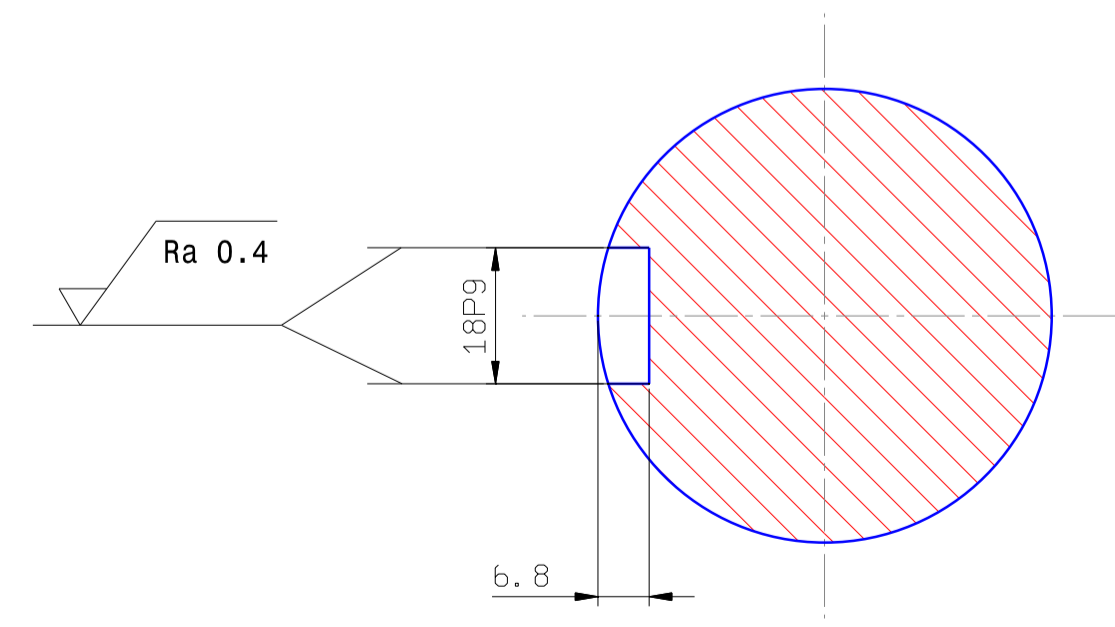
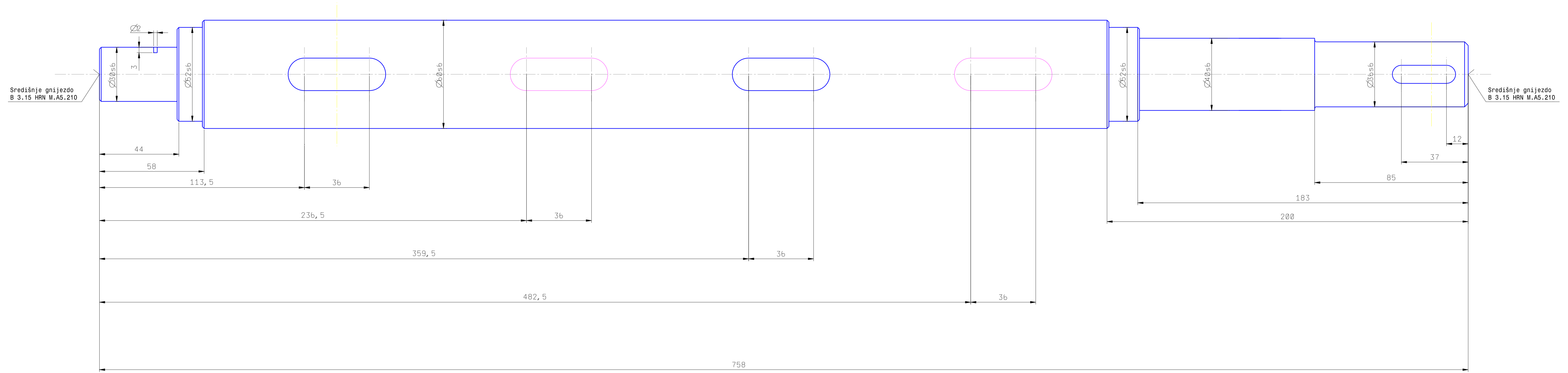
ISO Tol.		Crtao : Darko Vukoni_	Mat.broj : 99100034	Program br. : 1
Materijal : GG 20		Nacrt broj : 3		
Ø214H7	+0.046 0	Mjerilo : 1:2	Naziv dijela : KU_IŠTE 2	



Napomena:
 Sva nekotirana skošenja izvedena su sa 1x45°
 Sva nekotirana zaobljenja izdedena su sa R2



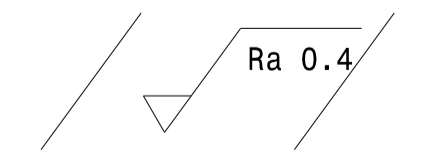
ISO Tol.		Mjerilo :		Naziv dijela :	
$\varnothing 68H7$	$\begin{matrix} +0.030 \\ 0 \end{matrix}$	1:2		KU_IŠTE 3	
Crtao : Darko Vukoni_		Mat.broj : 99100034		Program br. : 1	
Materijal : GG 20		Nacrt broj : 5			



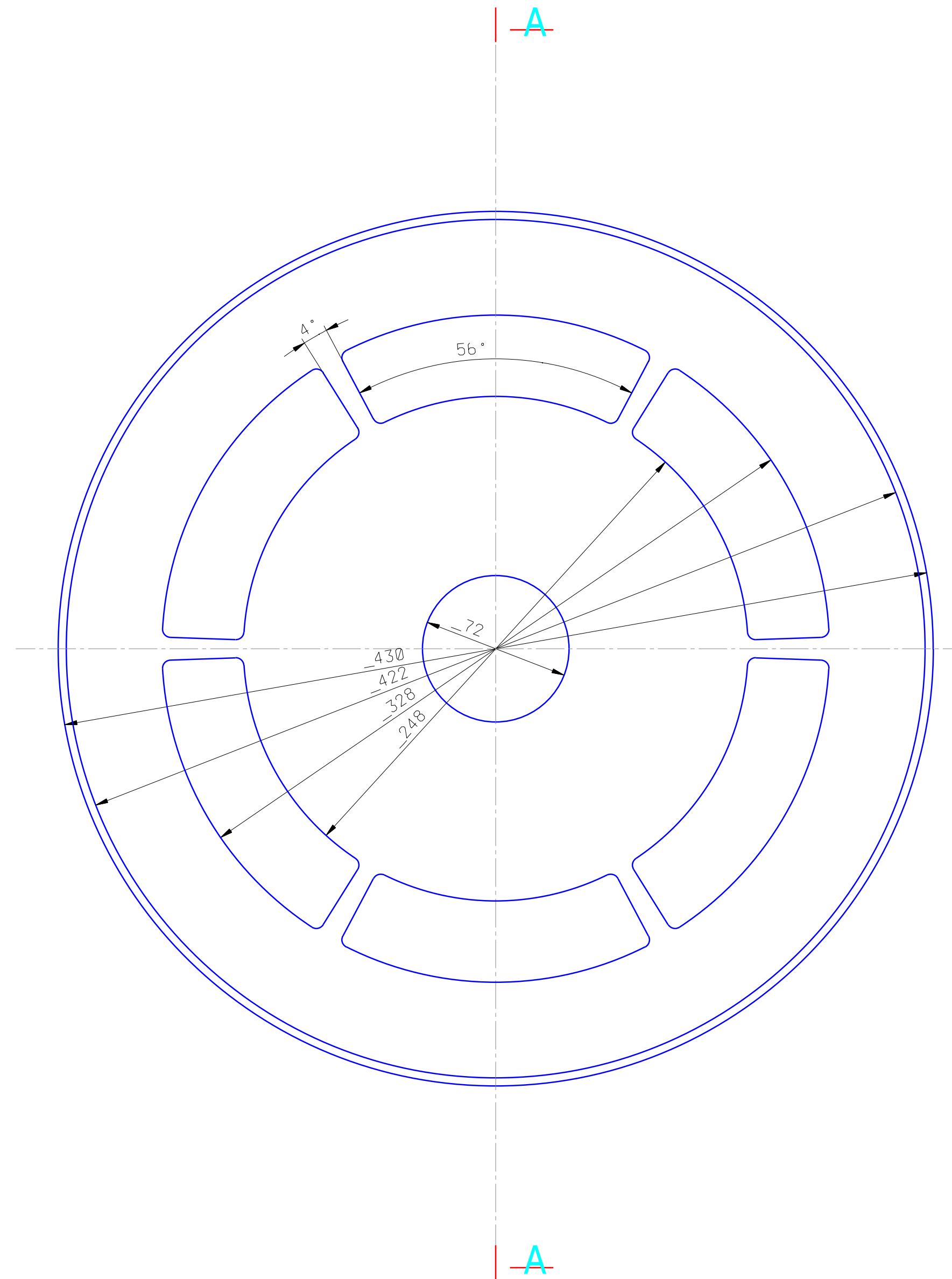
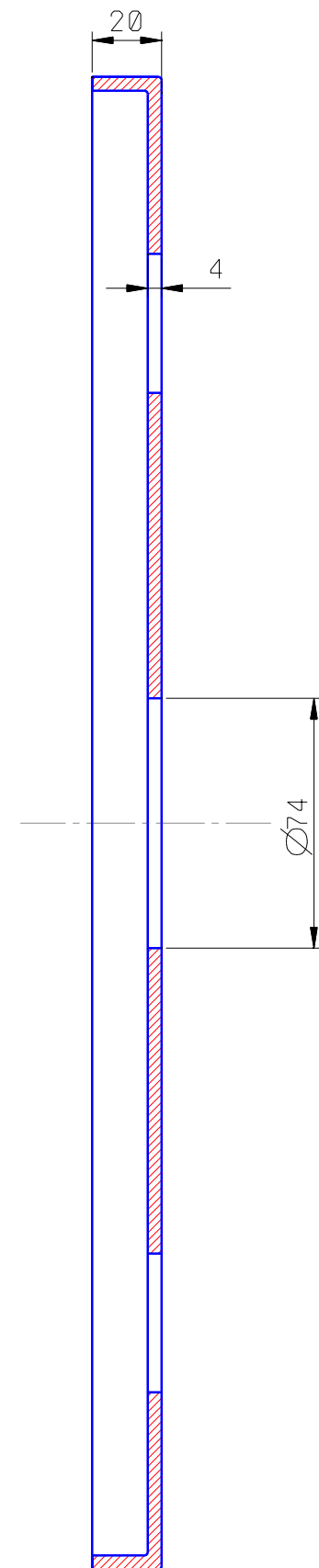
Napomena:
Sva nekotirana skošenja izvedena su sa 1x45°

ISO Tol.	
$\varnothing 80_{sb}$	+0.072
$\varnothing 52_{sb}$	+0.053
$\varnothing 60_{sb}$	+0.072
$\varnothing 40_{sb}$	+0.053
$\varnothing 60_{sb}$	+0.059
$\varnothing 40_{sb}$	+0.043
$\varnothing 60_{sb}$	+0.059
$\varnothing 40_{sb}$	+0.043
$\varnothing 80_{sb}$	+0.048
$\varnothing 60_{sb}$	+0.035
18P9	-0.014
$\varnothing 60_{sb}$	-0.035
10P9	-0.010
$\varnothing 60_{sb}$	-0.029

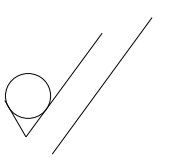
Crtao :	Mat.broj :	Program br. :
Darke Vukoni	99100034	1
Materijal :	Nacrt broj :	
CK 45	6	
Mjerilo :	Naziv dijela :	
1:1	OSOVINA	



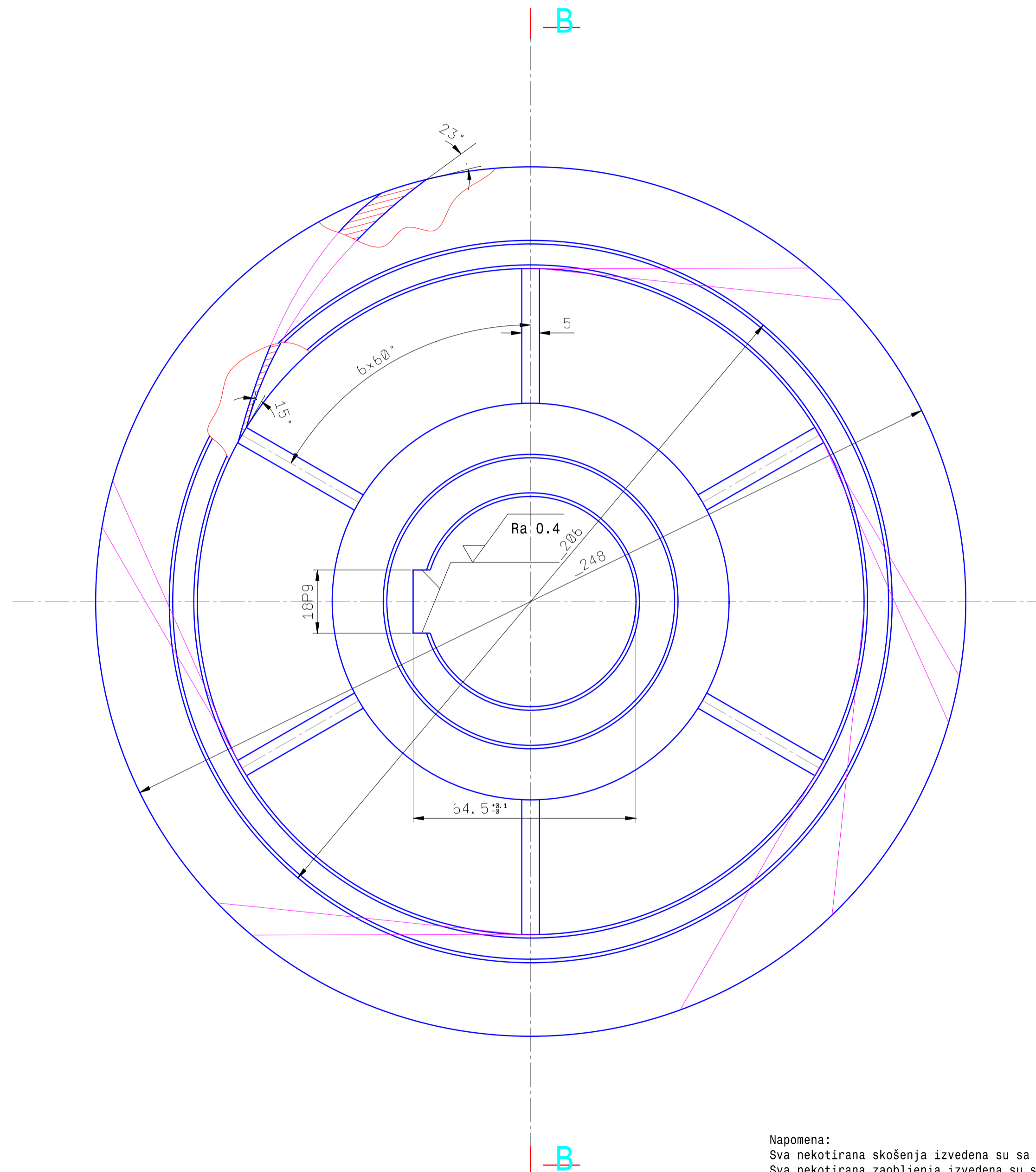
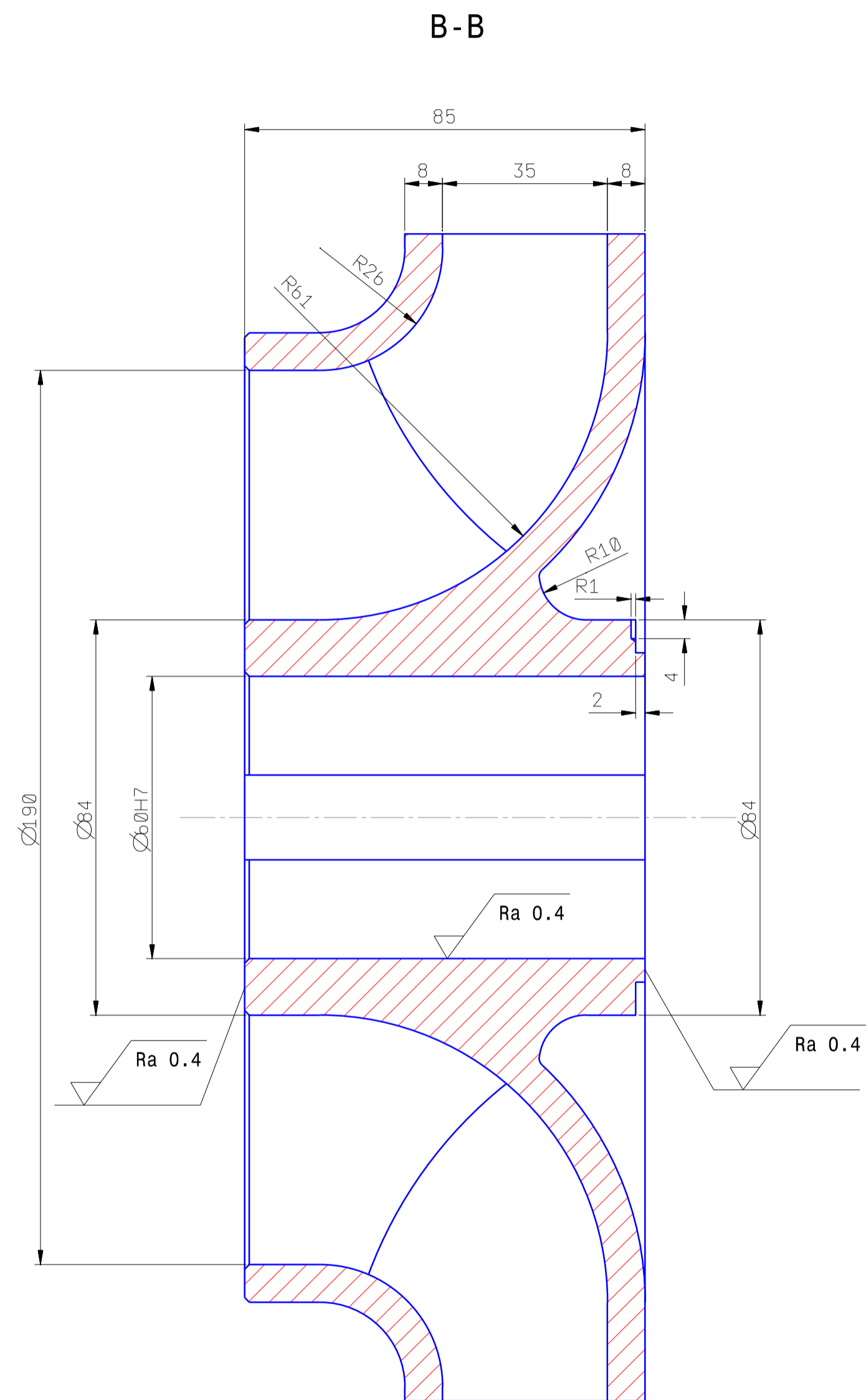
A-A



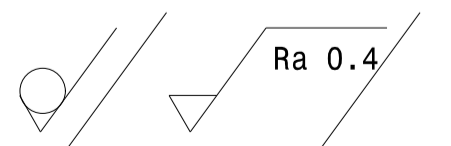
Napomena:
Sva nekotirana zaobljenja izvedena su sa R2



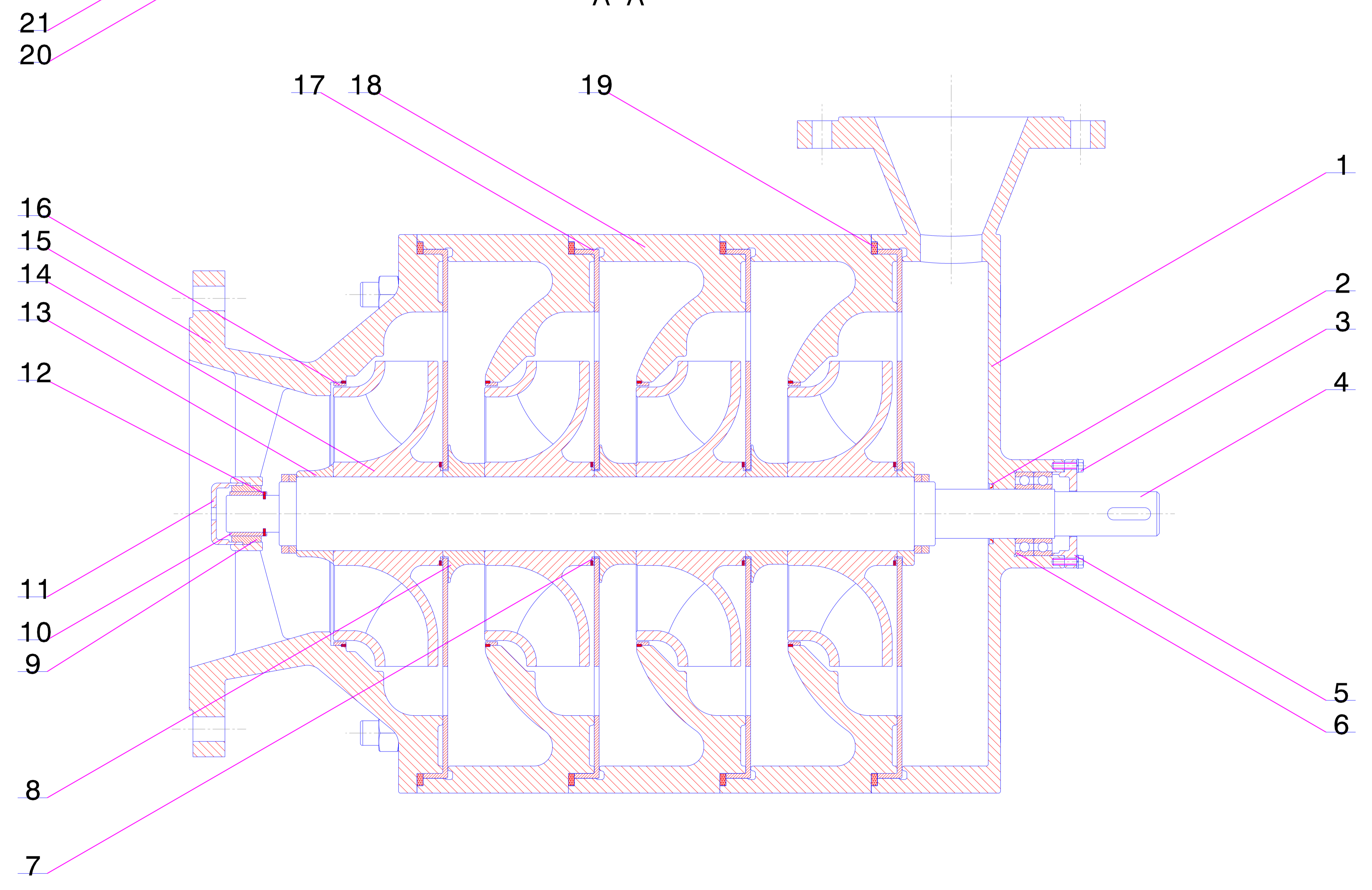
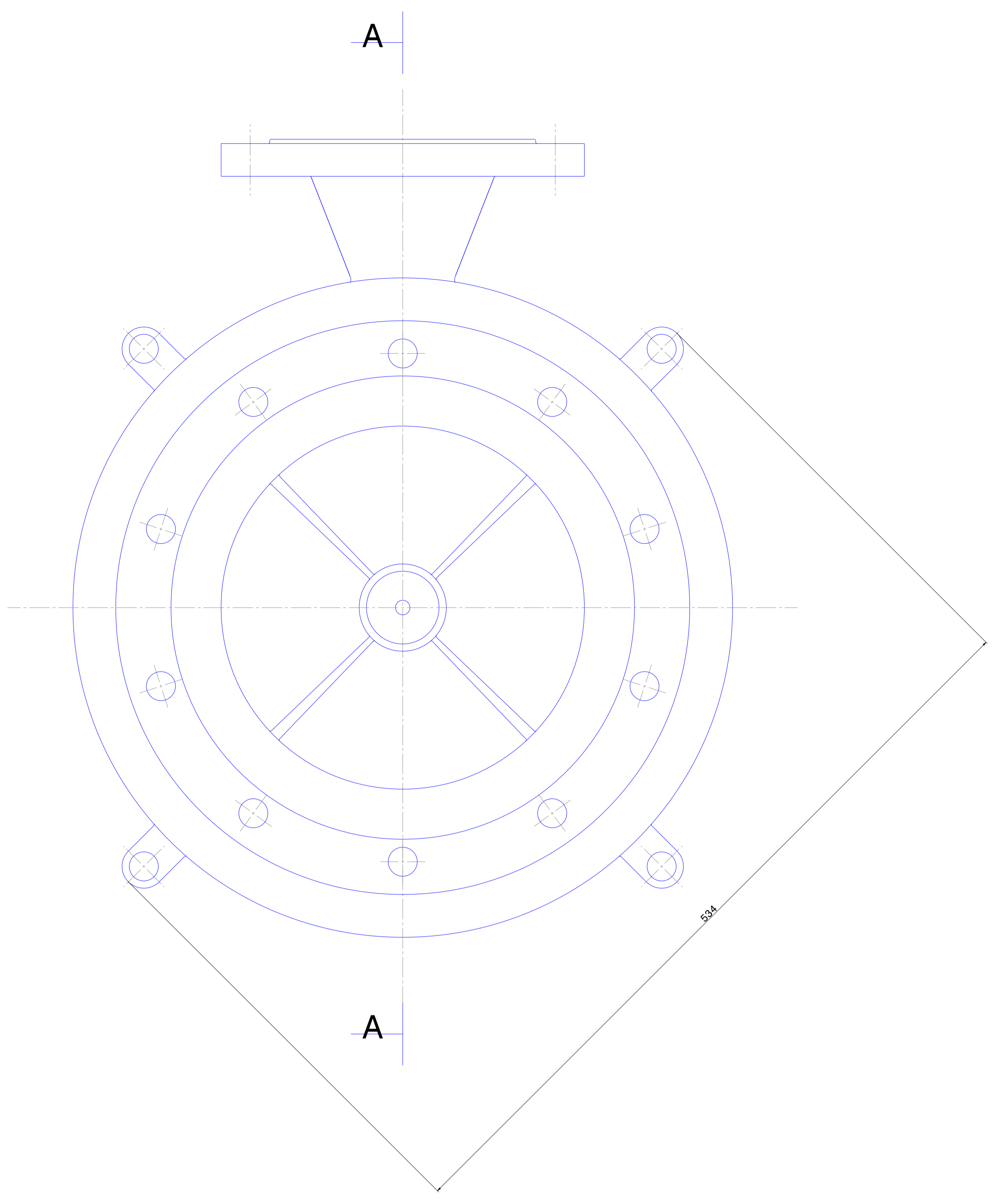
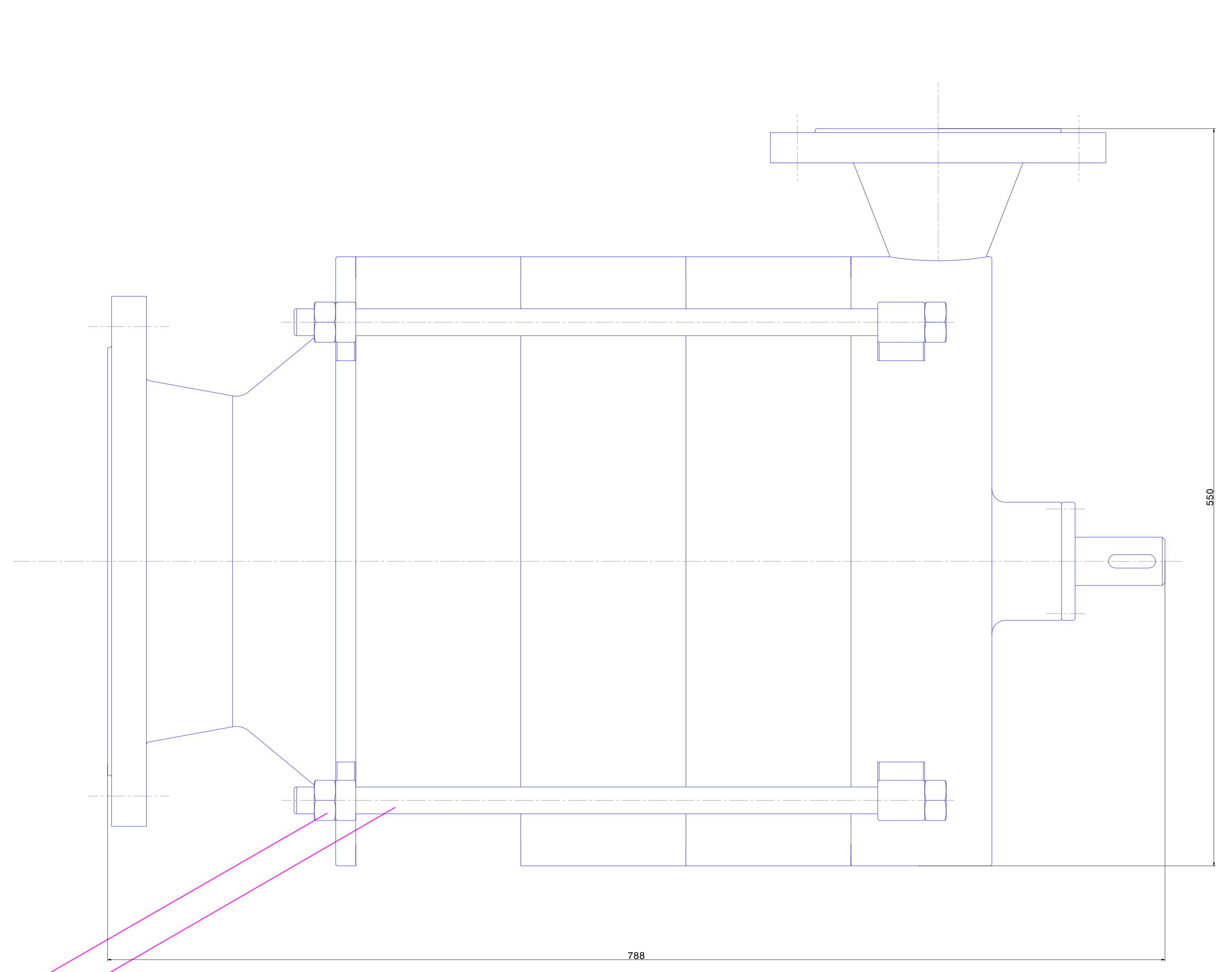
Crtao : Darko Vukoni	Mat.broj : 99100034	Program br. : 1
Materijal : ST 42-3	Nacrt broj : 4	
Mjerilo : 1:2	Naziv dijela : RAZDOVJNA PLO_A	



Napomena:
Sva nekotirana skošenja izvedena su sa 1x45°
Sva nekotirana zaobljenja izvedena su sa R2



ISO Tol.		Crtao : Darko Vukoni	Mat.broj : 99100034	Program br. : 1
Ø60H7	+0.030 0	Materijal : Monel (G-Ni Cu 29 Mn 3)	Nacrt broj : 2	
18P9	-0.014 -0.035	Mjerilo : 1:1	Naziv dijela : RADNO KOLO	



4	Matica M20	21		8	DIN 934	
4	Vijak M20x240	20		8.8	DIN 933	
4	Brtni prsten	19		FKM		
3	Ku_ište 2	18		GG 20		
1	Razdvojna plo_a	17		ST 42-3		
4	Blaznica 2	16		CuSn4Pb4Zn4		
1	Ku_ište 1	15	1	GG 20		
1	Radno kolo	14	6	MoIen		
1	Usmjeriva_1	13		GG 20		
9	Zatik	12				
1	Poklopac ležaja 1	11		GG 20		
1	_ahura 2	10		CuSn4Pb4Zn4		
1	_ahura 1	9		CuSn4Pb4Zn4		
3	Usmjeriva_2	8		GG 20		
4	Blaznica 1	7		CuSn4Pb4Zn4		
1	Ležaj BC 10	6			HRN M.C3.601	
1	Poklopac ležaja 2	5		GG 20		
1	Osovina	4	6	CK 45		
4	Vijak M6	3		8.8	DIN 933	
1	Radijalna brtva	2		FKM	DIN 3760	
1	Ku_ište 3	1	5	GG 20		
Kom.	Naziv dijela	Poz.	Nacrt br.	Materijal	Norma	m/kom.
Crtao	Datum	Ime i mat.br	Potpis	TEHNI_KI FAKULTET U RIJECI		
Pregled.		Darko Vukoni_				
Vidio		99100034				
Mjerilo:	Program bri:			List:	Listova:	
1:2	CENTRIFUGALNA CRPKA S _ETIRI STUPNJA PRIJENOSA VODE			Šk.god.:	2007/2008	
				Semestar:	IX	