

UDK 621.224.7

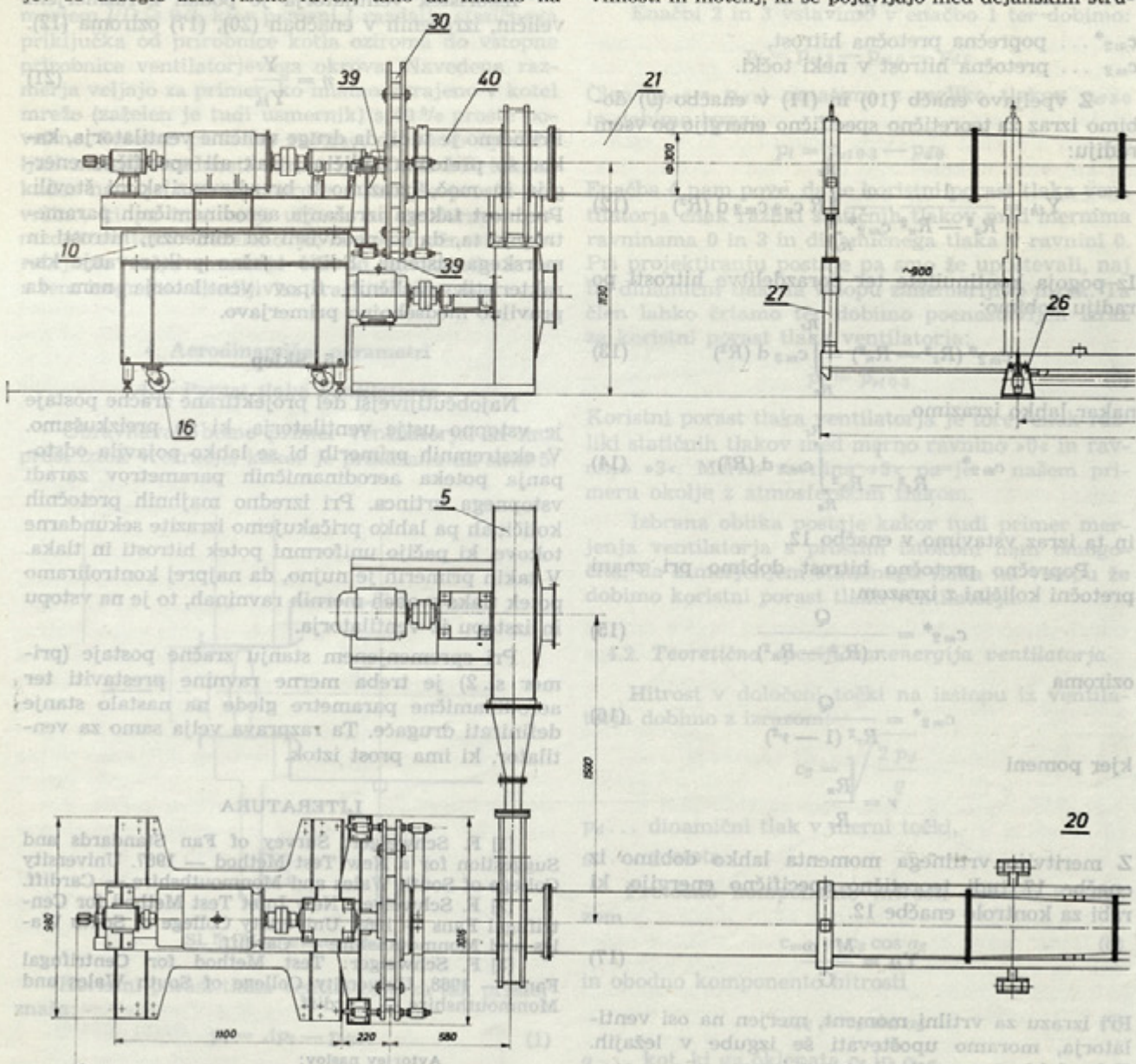
Ekperimentalno raziskovanje strujanja v modelu reverzibilne črpalne turbine

MILOVAN POPOVIČ

1. UVOD

Vodni turbinski stroji dosegajo dandanes zelo dobre izkoristke. Tako obratujejo sodobne vodne turbine z optimalnimi izkoristki med 0,9 in 0,94. Pri vodnih črpalkah so te vrednosti nekoliko nižje, kar je posledica pojemajočega strujanja v teh strojih. Tako dobri izkoristki so vsekakor trden dokaz za veliko tehniško izpopolnjenost teh strojev, še boljnjih izkoristkov pa skoraj ne moremo pričakovati. Teoretične raziskave dvodimenzionalnega in trodimenzionalnega strujanja skozi elemente radialnih in aksialnih vodnih turbinskih strojev so dosegle zelo visoko raven, tako da imamo na

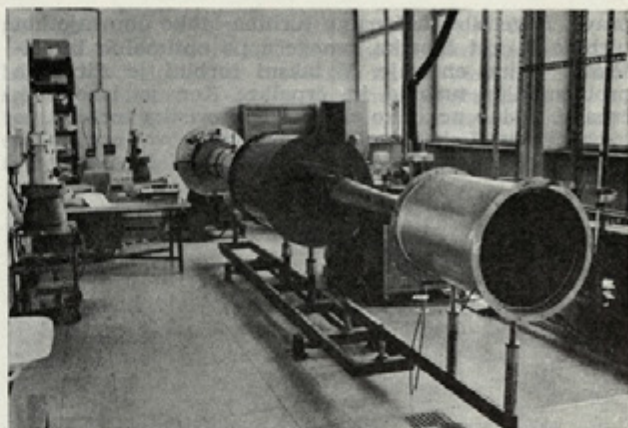
tem področju na voljo zelo domiselne računske metode. Ekperimentalne raziskave in ugotovitve, ki so dejansko omogočile vzpon in razvoj na tem področju, dajejo ravno tako odlične rezultate. Žal ugotavljamo med vrhunskimi teoretičnimi in ekperimentalnimi dosežki kar globok prepad. Med obema ni trdne povezave, ker teoretični izsledki v celoti niso ekperimentalno potrjeni v takšni meri, da bi bili brez pordržkov uporabni pri preračunavanju turbinskih vodnih strojev. Skladnost med rezultati obeh ni dosežena, ker teorija ne upošteva vrste sekundarnih pojavov, nepravilnosti in motenj, ki se pojavljajo med dejanskim stru-



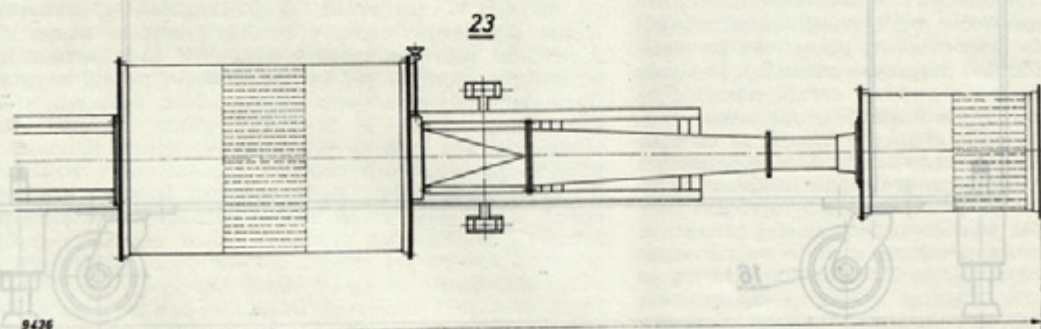
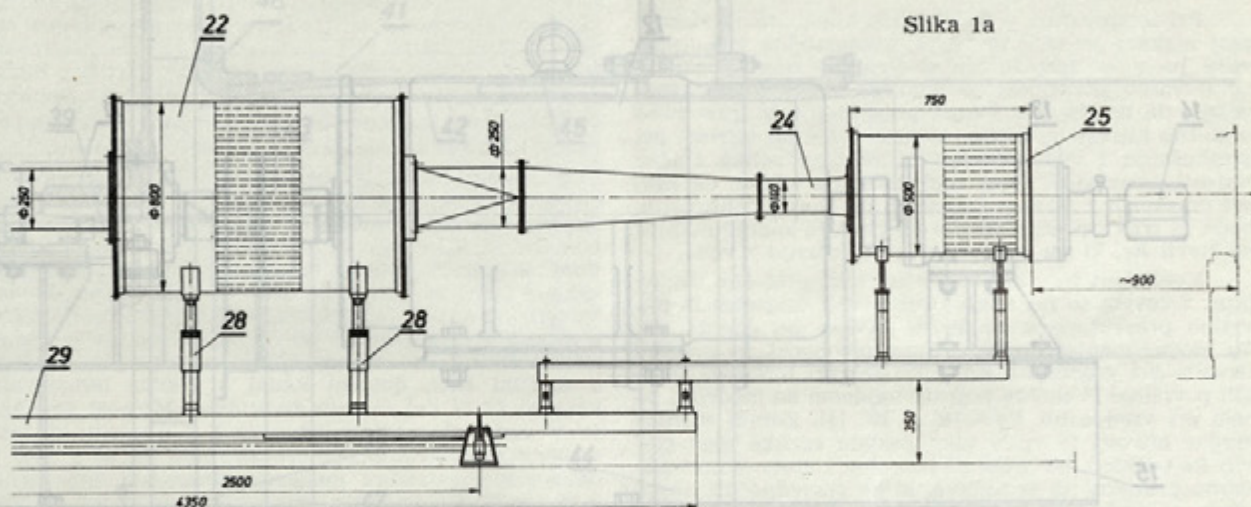
janjem skozi turbino kakor tudi skozi črpalko. Vse to tako spremeni jasno teoretično sliko, da smo še naprej navezani na uporabo predvsem eksperimentalnih metod in njihovih ugotovitev. Veliki dosežki v zadnjem času, ki se nanašajo na izkoristke predvsem vodnih turbo črpalk in turbokompresorjev, so prišli po eksperimentalni poti brez posebne pomoči sicer visoko razvite teorije.

Zato je zelo zanimivo in pomembno raziskovalno področje, ki zajema eksperimentalno analizo dejanskega dogajanja med strujanjem skozi turbino ali črpalko, povezano s poskusom vsklajevanja teoretičnih in eksperimentalnih ugotovitev, da bi dosežki teoretičnih preračunskih metod prišli čim bolj do izraza v praktičnih izvedbah turbinskih strojev.

Posebna veja vodnih strojev so reverzibilne črpalne turbine. Z njimi so opremljene in bodo tudi še v prihodnje opremljene mnoge sodobne hidroenergetske na-



Slika 1a

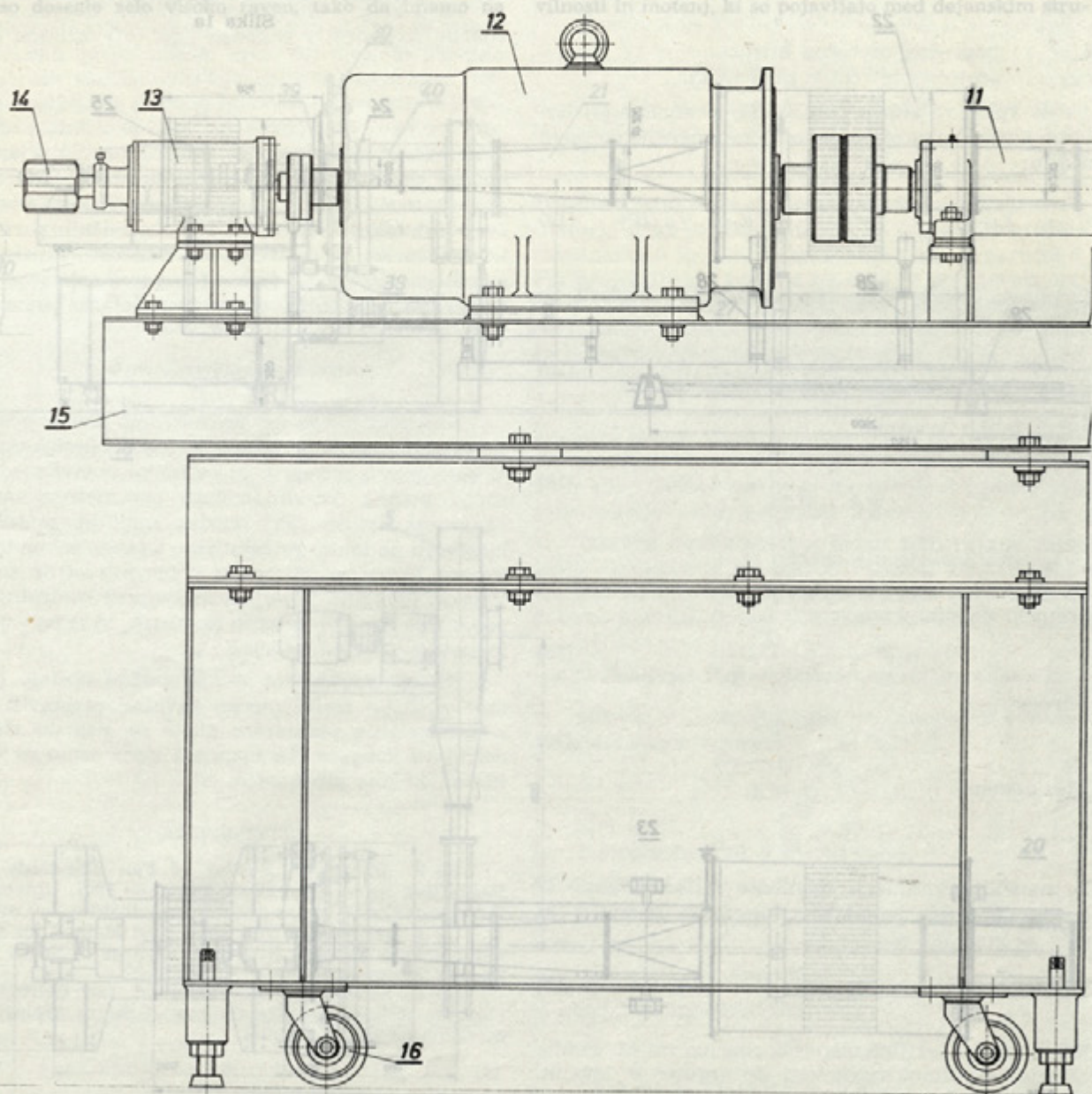


Slika 1

prave. Reverzibilna črpalna turbina lahko obratuje kot turbina in kot črpalka, omogoča pa optimalno izkoriščanje vodne energije. V takšni turbini je združena problematika turbine in črpalke. Ker je izkoristek črpalke vedno nekoliko slabši od izkoristka turbine, so tovrstni stroji konstruirani predvsem za optimalno obratovanje v črpalnem režimu, torej kot črpalka.



Znano je, da so premične vodilne lopatice najbolj občutljivejši del reverzibilne črpalne turbine, in da močno vplivajo na njene hidravlične lastnosti. Med obratovanjem v črpalnem režimu prihaja do neprijetnih vibracij vodilnih lopatic, ki ogrožajo obratovalno varnost turbine. Zaradi trdnosti glede na te vibracije so lopatice razmeroma debele, kar pa po hidravlični

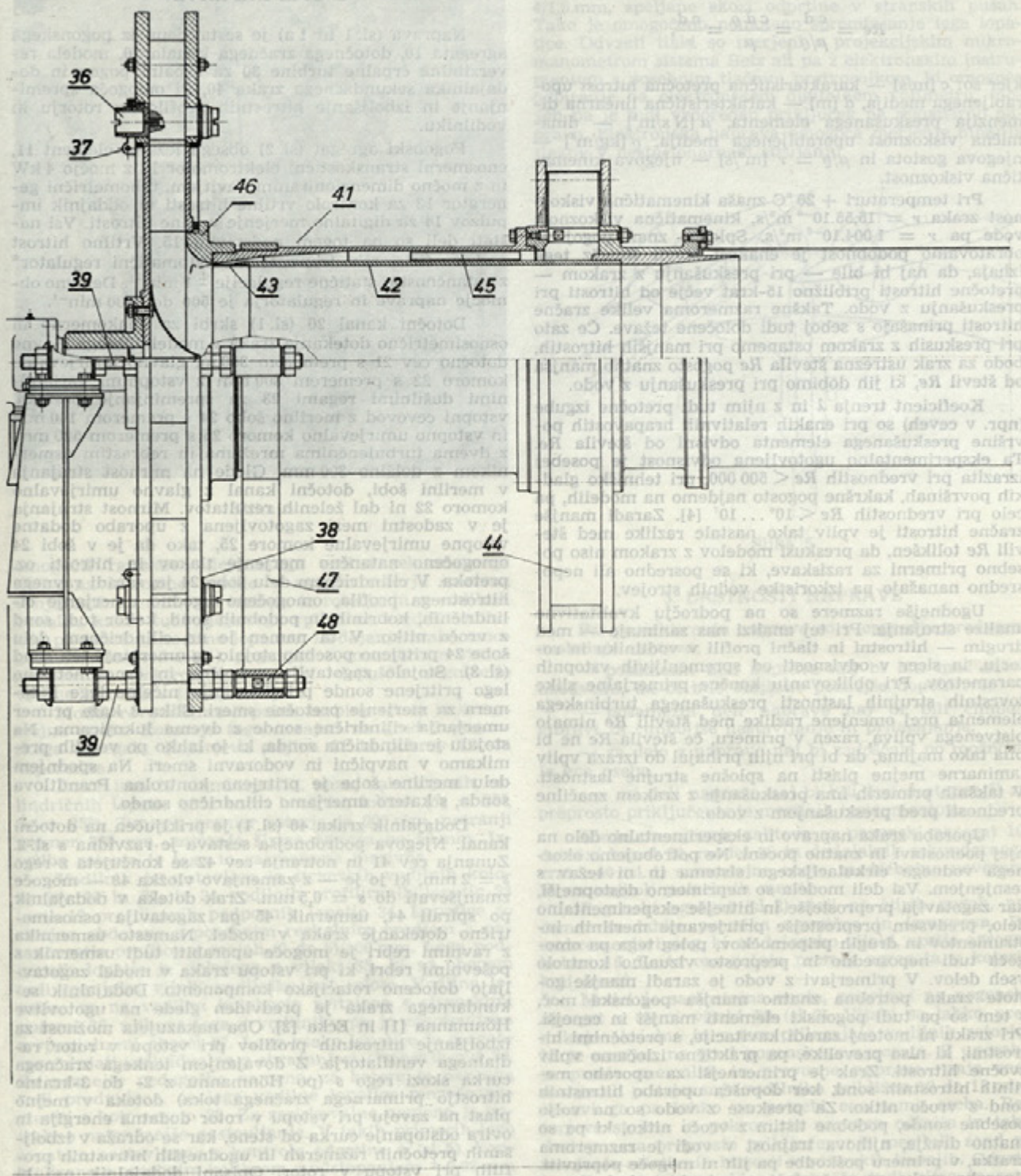


Slika 2

plati negativno vpliva na izkoristek takšnega stroja v celoti. Eksperimentalno iskanje najprimernejšega profila vodilne lopatice, ki bi ustrezal turbinskemu in črpalnemu obratovalnemu režimu, je sicer lahko uspešno, vendar drago in razmeroma dolgotrajno. S tega vidika bi pomenila eksperimentalno preverjena teoretična računsko metoda veliko pridobitev in bi nedvom-

no zagotovila velik prihranek časa in denarja.

Da bi omogočili raziskovanje na tem področju, je bila v laboratoriju za turbinske stroje Visoke tehniške šole v Mariboru, v okviru predmeta Hidravlični stroji, kompletirana prva faza naprave za eksperimentalno raziskovanje strujanja v modelu reverzibilne črpalne turbine. Kompletirana faza omogoča obratovanje mo-



Slika 2

dela v črpalnem režimu, pri tem pa ima tako kompletni-rani model — z izjemo spiralnega vodilnika — vodilnik z vsemi elementi vodne turbine.

Model bo preskušan z zrakom. Preskuse modelov lahko enako uspešno opravljamo z vodo ali z zrakom, če pri teh preskusih upoštevamo Reynoldsovo število Re , izraženo z znano enačbo

$$Re = \frac{c d}{\mu/\rho} = \frac{c d \rho}{\mu} = \frac{c d}{\nu},$$

kjer so: c [m/s] — karakteristična pretočna hitrost uporabljenega medija, d [m] — karakteristična linearna dimenzija preskušanelega elementa, μ [Ns/m²] — dinamična viskoznost uporabljenega medija, ρ [kg/m³] — njegova gostota in $\mu/\rho = \nu$ [m²/s] — njegova kinematična viskoznost.

Pri temperaturi + 20 °C znaša kinematična viskoznost zraka $\nu = 15,55 \cdot 10^{-6}$ m²/s, kinematična viskoznost vode pa $\nu = 1,004 \cdot 10^{-6}$ m²/s. Splošno znan pogoj za obratovalno podobnost je enakost števil Re . Iz tega izhaja, da naj bi bile — pri preskušanju z zrakom — pretočne hitrosti približno 15-krat večje od hitrosti pri preskušanju z vodo. Takšne razmeroma velike zračne hitrosti prinašajo s seboj tudi določene težave. Če zato pri preskusih z zrakom ostanemo pri manjših hitrostih, bodo za zrak ustrezna števila Re pogosto znatno manjša od števil Re , ki jih dobimo pri preskušanju z vodo.

Koeficient trenja λ in z njim tudi pretočne izgube (npr. v ceveh) so pri enakih relativnih hrapavostih površine preskušanelega elementa odvisni od števila Re . Ta eksperimentalno ugotovljena odvisnost je posebej izrazita pri vrednostih $Re < 500\,000$, pri tehniško gladkih površinah, kakršne pogosto najdemo na modelih, pa celo pri vrednostih $Re < 10^6 \dots 10^7$ [4]. Zaradi manjše zračne hitrosti je vpliv tako nastale razlike med števili Re tolikšen, da preskusi modelov z zrakom niso posebej primerni za raziskave, ki se posredno ali neposredno nanašajo na izkoristke vodnih strojev.

Ugodnejše razmere so na področju kvalitativne analize strujanja. Pri tej analizi nas zanimajo — med drugim — hitrostni in tlačni profili v vodilniku in rotorju, in sicer v odvisnosti od spremenljivih vstopnih parametrov. Pri oblikovanju končne primerjalne slike tovrstnih strujnih lastnosti preskušanelega turbinskega elementa prej omenjene razlike med števili Re nimajo bistvenega vpliva, razen v primeru, če števila Re ne bi bila tako majhna, da bi pri njih prihajal do izraza vpliv laminarne mejne plasti na splošne strujne lastnosti. V takšnih primerih ima preskušanje z zrakom značilne prednosti pred preskušanjem z vodo.

Uporaba zraka napravo in eksperimentalno delo na njej poenostavi in znatno poceni. Ne potrebujemo okornega vodnega cirkulacijskega sistema in ni težav s tesnjenjem. Vsi deli modela so neprimerno dostopnejši, kar zagotavlja preprostejše in hitreje eksperimentalno delo, predvsem preprostejše pritrjevanje merilnih instrumentov in drugih pripomočkov, poleg tega pa omogoča tudi neposredno in preprosto vizualno kontrolo vseh delov. V primerjavi z vodo je zaradi manjše gostote zraka potrebna znatno manjša pogonska moč, s tem so pa tudi pogonski elementi manjši in cenejši. Pri zraku ni motenj zaradi kavitacije, s pretočnimi hitrostmi, ki niso prevelike, pa praktično izločamo vpliv zvočne hitrosti. Zrak je primernejši za uporabo merilnih hitrostnih sond, ker dopušča uporabo hitrostnih sond z vročo nitko. Za preskuse z vodo so na voljo posebne sonde, podobne tistim z vročo nitko, ki pa so znatno dražje, njihova trajnost v vodi je razmeroma kratka, v primeru poškodbe pa jih ni mogoče popraviti. Uporaba zraka omogoča lažje merjenje turbulentnega strujanja, kar pri vodi povzroča precejšnje težave. Enako velja tudi za merjenje nestacionarnega strujanja, na

katero je v zadnjem času usmerjena raziskovalna dejavnost velikega števila raziskovalcev, pri čemer so v rabi izpopolnjeni in občutljivi elektronski merilni sistemi, ki omogočajo merjenje statičnih in dinamičnih vrednosti hitrosti in tlakov.

2. OPIS NAPRAVE

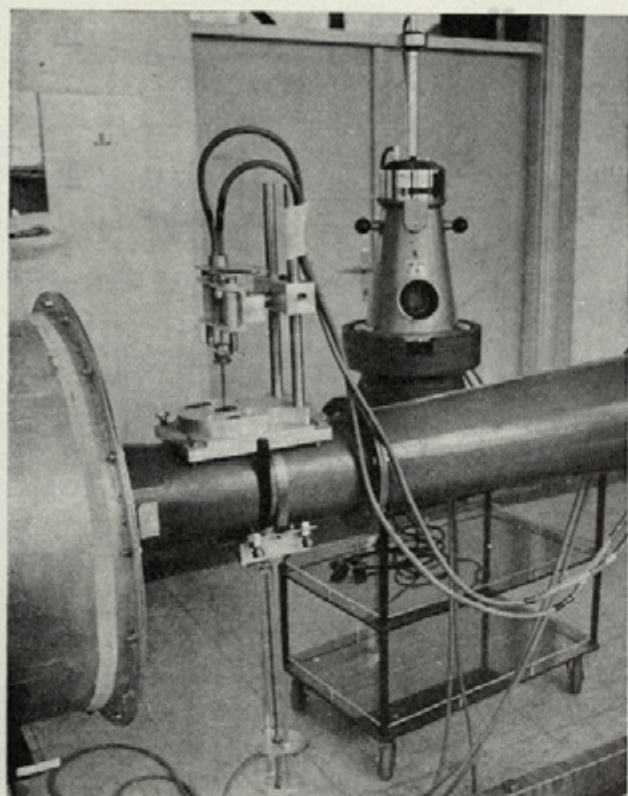
Naprava (sl. 1 in 1 a) je sestavljena iz pogonskega agregata 10, dotočnega zračnega kanala 20, modela reverzibilne črpalne turbine 30 za črpalni pogon in dodajalnika sekundarnega zraka 40, ki omogoča spreminjanje in izboljšanje hitrostnih profilov v rotorju in vodilniku.

Pogonski agregat (sl. 2) obsega ležajni element 11, enosmerni stranskostični elektromotor 12 z močjo 4 kW in z močno dimenzioniranim navitjem, tahometrični generator 13 za kontrolo vrtilne hitrosti in oddajnik impulzov 14 za digitalno merjenje vrtilne hitrosti. Vsi navedeni deli so na tem podstavku 15. Vrtilno hitrost nadzira tiristorski tranzistorski avtomatični regulator* z natančnostjo statične regulacije $\pm 1 \text{ min}^{-1}$. Delovno območje naprave in regulatorja je 500 do 3500 min^{-1} .

Dotočni kanal 20 (sl. 1) skrbi za enakomerno in osnosimetrično dotekanje zraka v model. Obsega glavno dotočno cev 21 s premerom 300 mm, glavno umirjevalno komoro 22 s premerom 800 mm z vstopnimi variabilnimi dušilnimi regami 23 za spreminjanje pretoka, vstopni cevovod z merilno šobo 24 s premerom 140 mm in vstopno umirjevalno komoro 25 s premerom 500 mm, z dvema turbulenčnima mrežama in rebriastim usmernikom z dolžino 300 mm. Glede na mirnost strujanja v merilni šobi, dotočni kanal z glavno umirjevalno komoro 22 ni dal zelenih rezultatov. Mirnost strujanja je v zadostni meri zagotovljena z uporabo dodatne vstopne umirjevalne komore 25, tako da je v šobi 24 omogočeno natančno merjenje tlakov in hitrosti oz. pretoka. V cilindričnem delu šobe 24 je, zaradi ravnega hitrostnega profila, omogočeno ugodno umerjanje cilindričnih, kobrinih in podobnih sond, kakor tudi sond z vročo nitko. V ta namen je na cilindričnem delu šobe 24 pritrjeno posebno stojalo za umerjanje teh sond (sl. 3). Stojalo zagotavlja navpično in osnosimetrično lego pritrjene sonde pri določanju ničelne lege kotomera za merjenje pretočne smeri. Slika 3 kaže primer umerjanja cilindrične sonde z dvema luknjicama. Na stojalu je cilindrična sonda, ki jo lahko po vodilih premikamo v navpični in vodoravni smeri. Na spodnjem delu merilne šobe je pritrjena kontrolna Prandtlova sonda, s katero umerjamo cilindrično sondo.

Dodajalnik zraka 40 (sl. 1) je priključen na dotočni kanal. Njegova podrobnejša sestava je razvidna s sl. 2. Zunanja cev 41 in notranja cev 42 se končujeta z rego $s = 2 \text{ mm}$, ki jo je — z zamenjavo vložka 43 — mogoče zmanjševati do $s = 0,5 \text{ mm}$. Zrak doteka v dodajalnik po spirali 44, usmernik 45 pa zagotavlja osnosimetrično dotekanje zraka v model. Namesto usmernika z ravnimi rebri je mogoče uporabiti tudi usmernik s poševnimi rebri, ki pri vstopu zraka v model zagotavljajo določeno rotacijsko komponento. Dodajalnik sekundarnega zraka je predviden glede na ugotovitve Hönmanna [1] in Ecka [2]. Oba nakazujeta možnost za izboljšanje hitrostnih profilov pri vstopu v rotor radialnega ventilatorja. Z dovajanjem tenkega zračnega curka skozi rego s (po Hönmannu z 2- do 3-kratno hitrostjo primarnega zračnega toka) doteka v mejno plast na zavojni pri vstopu v rotor dodatna energija in ovira odstopanje curka od stene, kar se odraža v izboljšanih pretočnih razmerah in ugodnejših hitrostnih profilih pri vstopu v rotor. Opisani dodajalnik naj bi

* Projekt in izvedba: Laboratorij za regulacijsko tehniko Fakultete za elektrotehniko v Ljubljani.



Slika 3

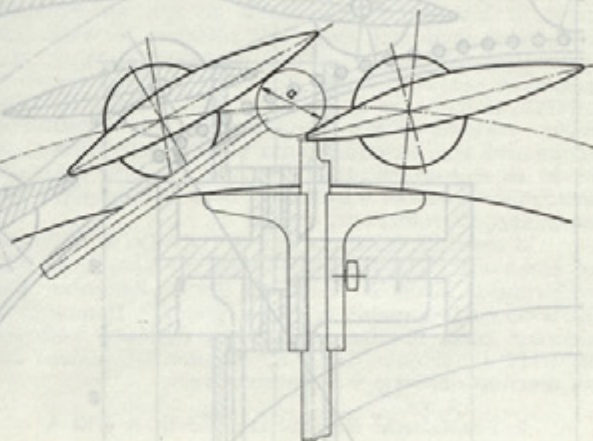
omogočil raziskavo dejanskega vpliva sekundarnega zraka na hitrostne profile v samem rotorju oziroma v njegovih kanalih, na izstopu iz rotorja in v vodilnih kanalih, kakor tudi njegovega vpliva na razdelitev tlakov po površini vodilne lopatice. Dodajanje zraka omogoča ventilator 5 (sl. 1), poganjan z enosmernim stranskostranski elektromotorjem, ki dopušča regulacijo vrtilne hitrosti v širokih mejah.

Model reverzibilne črpalne turbine (sl. 4) je samostojna enota. Rotor je togo nasajen na gred 2 pogonskega agregata. Rotorjeva stojina 11 in pokrov 12 sta vzporedna.

Rotor ima 11 aluminijastih, nazaj zakrivljenih, cilindričnih lopatic 13 z enim krožnim lokom ($\beta_1 = 23^\circ$, $\beta_2 = 25^\circ$). Zunanji premer rotorja je 600 mm, notranji premer 360 mm, notranja širina rotorja pa 50 mm. Izvedba rotorja je toga in razmeroma masivna.

Vodilnik je sestavljen iz stranskih vodilnih kolobarjev 31 in 32, iz 24 vodilnih profiliranih lopatic 33 in iz 12 profiliranih podpornih lopatic 34. Lopatice so strojno obdelane s posebnim rezkalnim orodjem z natančnostjo profilov v mejah (3 do 5)/100 mm. Lega podpornih lopatic je določena z vijaki 35, ki so obenem tudi spenjalni vijaki vodilnika kot celote. Vodilne lopatice so na vodilna kolobarja pritrjene s stranskimi pušami 36, njihova lega v vodilniku pa je zagotovljena z vpenjalnimi obroči 37. Lego vsake lopatice je mogoče spreminjati individualno z obračanjem stranskih puš 36. Za poznejše pedagoške namene, za katere je naprava tudi predvidena, je lego vodilne lopatice mogoče nastaviti s kotomerom 38. Za raziskovalne namene je potrebno natančnejše nastavljanje. V takih primerih lego lopatice nastavljam s kontrolo odprtine a (sl. 5), kontrolirano s posebnim kalibrom z odstopanjem $\pm 0,02$ mm in s kontrolo samega nagiba z globinskim merilom od notranjega premera vodilnika (606 mm) navzgor do sprednjega roba lopatice z odstopanjem $\pm 0,02$ mm. V ta

namen je treba rotor sneti s pesta 14 (sl. 4). Takšno nastavljanje lopatice je razmeroma dolgotrajno, vendar zelo natančno. Sklop vodilne lopatice in stranskih puš (sl. 6) omogoča merjenje npr. razdelitve tlakov po srednji strunici lopatice. Odvzem tlakov s površine lopatice omogočajo cevke s premerom 2/0,5 mm, priključene v izvrtine v izdobljenem delu lopatice, na koncih teh cevk pa so priključene gumijaste cevke s premerom 4/1,5 mm, speljane skozi odprtine v stranskih pušah. Tako je omogočeno nemoteno spreminjanje lege lopatice. Odvzeti tlaki so merjeni s projekcijskim mikromanometrom sistema Betz ali pa z elektronskim instrumentom s posebnim tlačnim pretvornikom, ki omogoča odbiranje na elektronskem digitalnem voltmetru, možen pa je tudi vzporeden priključek na registrirno napravo. Elektronska naprava omogoča merjenje nihanja tlakov v nestacionarnem strujanju.



Slika 5

3. LASTNOSTI NAPRAVE

Pri projektiranju naprave so v ospredju predvsem naslednje zahteve:

- posamezni deli naprave naj bi bili med seboj neodvisni, da bi bile olajšane poznejše dopolnitve,

- posamezni deli naprave naj bi bili čimbolj gibljivi za čimboljše nastavljanje in prilagajanje.

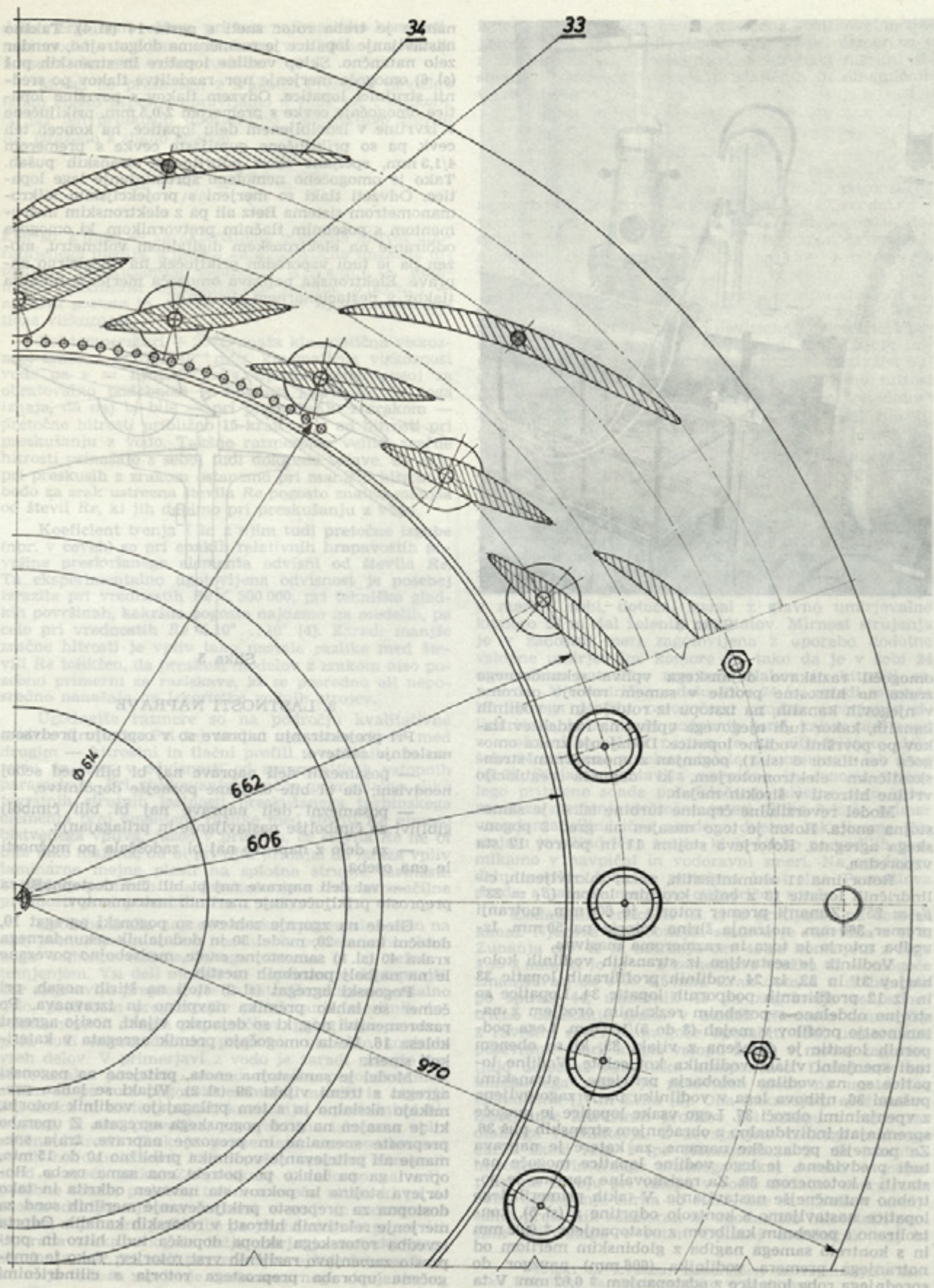
- za delo z napravo naj bi zadoščala po možnosti le ena oseba,

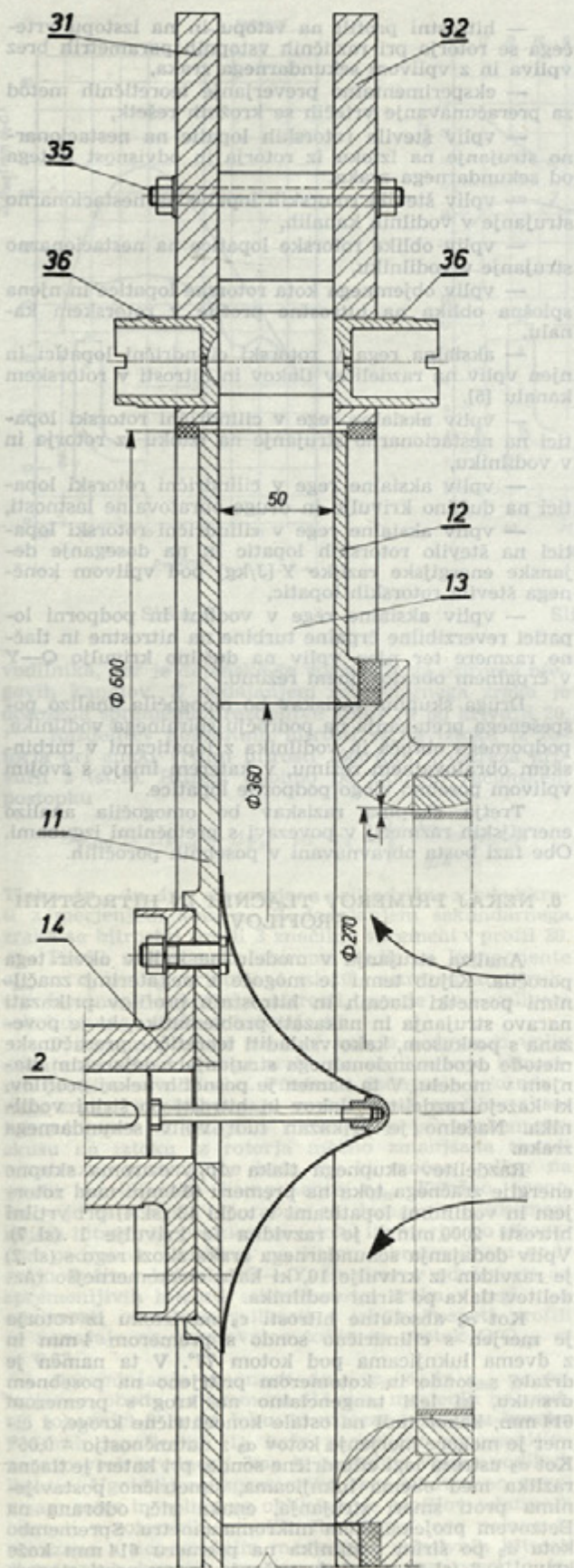
- vsi deli naprave naj bi bili čim dostopnejši za preprosto priključevanje merilnih instrumentov.

Glede na zgornje zahteve so pogonski agregat 10, dotočni kanal 20, model 30 in dodajalnik sekundarnega zraka 40 (sl. 1) samostojne enote, medsebojno povezane le na najbolj potrebnih mestih.

Pogonski agregat (sl. 2) stoji na štirih nogah, pri čemer se lahko premika navpično in izravnava. Po razbremenitvi nog, ki so dejansko vijaki, nosijo agregat kolesa 16. Le-ta omogočajo premik agregata v katerikoli smeri.

Model je samostojna enota, pritrjena na pogonski agregat s tremi vijaki 39 (sl. 2). Vijaki se lahko premikajo aksialno in s tem prilagajajo vodilnik rotorju, ki je nasajen na gred pogonskega agregata. Z uporabo preproste snemalne in prevozne naprave, traja snemanje ali pritrjevanje vodilnika približno 10 do 15 min, opravi ga pa lahko po potrebi ena sama oseba. Rotorjeva stojina in pokrov sta navzven odkrita in tako dostopna za preprosto priključevanje merilnih sond za merjenje relativnih hitrosti v rotorskih kanalih. Odprta izvedba rotorskega sklopa dopušča tudi hitro in preprosto zamenjavo različnih vrst rotorjev. Tako je omogočena uporaba preprostega rotorja s cilindričnimi

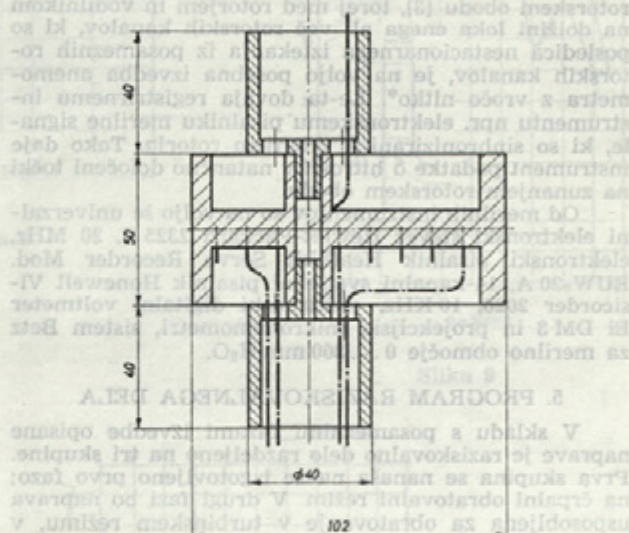




Slika 4

lopaticami kakor tudi Francisovega rotorja s prostorsko dvakrat zakrivljenimi lopaticami, ker ima v takih primerih naprava na voljo aksialno prostorsko rezervo. Stranske puše 36 (sl. 2 in 4) s premerom 40 mm omogočajo — poleg prevajanja cevk za odvzemanje tlakov na lopatici — tudi preprosto, zanesljivo in natančno pritrjevanje hitrostnih sond, predvsem pri merjenju smeri strujanja v prostoru med rotorjem in vodilnimi lopaticami kakor tudi pri merjenju v vseh ostalih točkah v vodilniku.

Dotočni kanal je tudi samostojna enota. Leži na podnožju 26 (sl. 1), lahko se regulira po višini za približno 60 mm in približno enako tudi za premik v stran. Glavna višinska regulacija, približno za 200 mm, je zagotovljena z vijaki v nosilnih stebrih 27 in 28. Tako je za osnosimetrično dotekanje v rotor mogoče kanal natančno prilagoditi vstopnemu rotorskemu prerezu.



Slika 6

Dodajalnik za sekundarni zrak 40 (sl. 1) je pritrjen na dotočno cev 21 in se končuje z ustnikom 46 (sl. 2), ki sega v rotorjev vstopni prerez. Ustnik je vrtljivo nasajen na cev 41 in ga je mogoče krožno prestavljati. S tem je omogočen pristop merilne sonde skozi ustno odprtino na ustniku v rotorjev prerez na velikem delu vstopnega kroga. Natančna lega ustnika in celotne dotočne enote glede na rotor je zagotovljena z obrobec 47 s tremi ročicami, ki so z vijaki 48 pritrjene na vodilni kolobar.

Dotočni kanal z okvirom 29 leži na podnožju 26 na štirih krogičnih ležajih, ki so vodeni v natančnih vodikovih letvah, in se lahko premika vodoravno aksialno za približno 900 mm. V primeru kakršnegakoli posega v sam model, lahko dotočni kanal z dodajalnikom sekundarnega zraka vred odmaknemo od modela in tako pridobimo potreben delovni prostor. Nastavljanje lege ustnika 46 opravimo 2 do 3 mm pred rotorjem, nakar potisnemo enoto še za preostalih 12 do 13 mm v rotorsko ustje, lego dokončno prekontroliramo z ustreznimi merilnimi kalibri in vse utrdimo z vijaki 48. Vse to lahko opravi ena sama oseba, po potrebi tudi sam raziskovalec.

4. MERILNE METODE IN INSTRUMENTI

Mimo klasičnih merilnih metod za merjenje tlakov in hitrosti s Pitotovimi, Prandtlovimi, kobrjnimi, cilindričnimi in polcilindričnimi sondami, je na voljo še posebna izvedba anemometra z vročo nitko, ki obratuje po

načelu konstantne temperature nitke*. Ima tri neodvisne merilne kanale, dva za merjenje hitrosti in tretjega za merjenje temperature s termistorsko sondo. Anemometer je izdelan po posebnem naročilu tako, da je vhodni del anemometra ločen od ostalega dela. Ločeni, vhodni del je mogoče pritrčiti na vrteči se rotor, s čimer je omogočeno zanesljivo merjenje relativnih hitrosti v rotorskih kanalih. Vhodni del anemometra oddaja signal, ojačen nad šumnostno gladino, mirujočemu delu anemometra po drsnih obročih, ki so nasajeni na rotorsko pesto. Izmerjene vrednosti odбирamo na analognem ali digitalnem voltmetru, osciloskopu ali pa na elektronskem pisalniku. Z opisanim anemometrom je mogoče meriti statične in dinamične vrednosti absolutnih hitrosti v vodilniku in relativne hitrosti v rotorju.

Za merjenje trenutnih dejanskih, npr. iztočnih absolutnih hitrosti v posameznih točkah na zunanem rotorskem obodu [3], torej med rotorjem in vodilnikom na dolžini loka enega ali več rotorskih kanalov, ki so posledica nestacionarnega iztekanja iz posameznih rotorskih kanalov, je na voljo posebna izvedba anemometra z vročo nitko*. Le-ta dovaja registrirnemu instrumentu npr. elektronskemu pisalniku merilne signale, ki so sinhronizirani z vrtenjem rotorja. Tako daje instrument podatke o hitrosti v natančno določeni točki na zunanem rotorskem obodu.

Od merilnih instrumentov so na voljo še univerzalni elektronski števec Hewlet-Packard 2325 B, 20 MHz, elektronski pisalnik Heathkit Servo Recorder Mod. EUW-20 A, 14-kanalni svetlobni pisalnik Honeywell Visicorder 2026, 10 KHz, elektronski digitalni voltmeter El DM 3 in projekcijski mikromanometri, sistem Betz za merilno območje 0...300 mm H₂O.

5. PROGRAM RAZISKOVALNEGA DELA

V skladu s posameznimi fazami izvedbe opisane naprave je raziskovalno delo razdeljeno na tri skupine. Prva skupina se nanaša na že izgotovljeno prvo fazo; na črpalni obratovalni režim. V drugi fazi bo naprava usposobljena za obratovanje v turbinskem režimu, v tretji fazi pa bo naprava opremljena s hidrostatično vleženim nihalnim motor-generatorjem. Postopna izvedba po fazah ima to prednost, da so mogoče določene spremembe in izboljšave, ki so pri takem delu neizbežne. Prva faza omogoča okvirno področje raziskovanja, ki ga sestavljajo:

- razdelitev hitrosti in tlakov po obodu in širini vodilnika z lopaticami, brez vpliva in z vplivom sekundarnega zraka,
- razdelitev tlakov na vodilnih lopaticah pod vplivom različnih vstopnih parametrov,
- določanje vrtilnega momenta na vodilni lopatici na temelju dejanske razdelitve tlakov [6],
- nestacionarno strujanje med rotorjem in vodilnikom z lopaticami in brez lopatic — v odvisnosti od osnovnih obratovalnih parametrov,
- vpliv nestacionarnega strujanja na spremembo in nihanje tlakov na vodilni in podporni lopatici ter njihov vpliv na oblikovanje hitrostnih profilov v vodilniku,
- mejna plast na vodilni in podporni lopatici krožne mirujoče rešetke in določanje točke odstopanja curka od lopatice,
- raziskava izgub v vodilnih kanalih,
- eksperimentalno preverjanje teoretičnih metod za preračunavanje mirujočih enojnih in dvojnih krožnih rešetk [7],
- metode merjenja relativnih hitrosti z anemometrom z vročo nitko v kanalih vrtečega se rotorja in vrednotenje teh metod,

* Projekt in izvedba: Borislav Vušković, dipl. ing. in sodelavec, Beograd.

— hitrostni profili na vstopu in na izstopu vrtečega se rotorja pri različnih vstopnih parametrih brez vpliva in z vplivom sekundarnega zraka,

— eksperimentalno preverjanje teoretičnih metod za preračunavanje vrtečih se krožnih rešetk,

— vpliv števila rotorskih lopatic na nestacionarno strujanje na iztoku iz rotorja in odvisnost le-tega od sekundarnega zraka,

— vpliv števila rotorskih lopatic na nestacionarno strujanje v vodilnih kanalih,

— vpliv oblike rotorske lopatice na nestacionarno strujanje v vodilniku,

— vpliv objemnega kota rotorske lopatice in njena splošna oblika na hitrostne profile v rotorskem kanalu,

— aksialna rege v rotorski cilindrični lopatici in njen vpliv na razdelitev tlakov in hitrosti v rotorskem kanalu [5],

— vpliv aksialne rege v cilindrični rotorski lopatici na nestacionarno strujanje na iztoku iz rotorja in v vodilniku,

— vpliv aksialne rege v cilindrični rotorski lopatici na dušilno krivuljo in druge obratovalne lastnosti,

— vpliv aksialne rege v cilindrični rotorski lopatici na število rotorskih lopatic in na doseganje dejanske energijske razlike Y [J/kg] pod vplivom končnega števila rotorskih lopatic,

— vpliv aksialne rege v vodilni in podporni lopatici reverzibilne črpalne turbine na hitrostne in tlačne razmere ter njen vpliv na dušilno krivuljo $Q-Y$ v črpalnem obratovalnem režimu.

Druga skupina raziskav bo omogočila analizo pospešenega pretakanja na področju spiralnega vodilnika, podpornega obroča in vodilnika z lopaticami v turbinskem obratovalnem režimu, v katerem imajo s svojim vplivom posebno vlogo podporne lopatice.

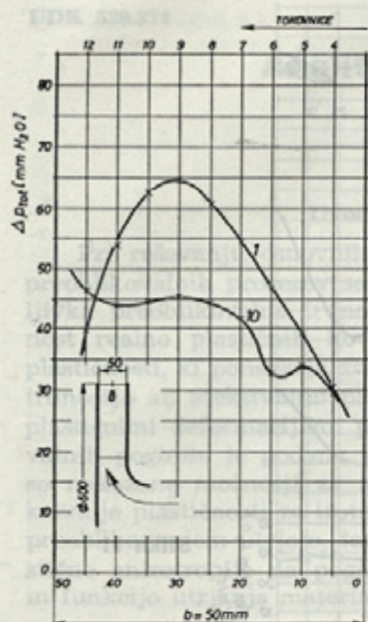
Tretja skupina raziskav bo omogočila analizo energijskih razmerij v povezavi s pretočnimi izgubami. Obe fazi bosta obravnavani v posebnih poročilih.

6. NEKAJ PRIMEROV TLAČNIH IN HITROSTNIH PROFILOV

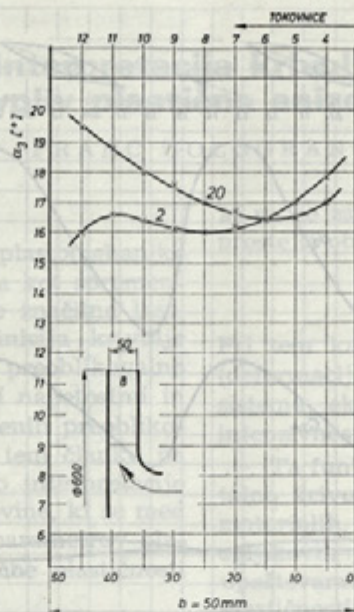
Analiza strujanja v modelu ne sodi v okvir tega poročila. Kljub temu je mogoče z nekaterimi značilnimi posnetki tlačnih in hitrostnih profilov prikazati naravo strujanja in nakazati problematiko, ki je povezana s poskusom, kako vskladiti teoretične preračunske metode dvodimenzionalnega strujanja z dejanskim stanjem v modelu. V ta namen je posnetih nekaj profilov, ki kažejo razdelitev tlakov in hitrosti po širini vodilnika. Načelno je prikazan tudi vpliv sekundarnega zraka.

Razdelitev skupnega tlaka Δp_{tot} oziroma skupne energije značnega toka na premeru 614 mm med rotorjem in vodilnimi lopaticami v točki 13 (sl. 4) pri vrtilni hitrosti 2000 min⁻¹ je razvidna iz krivulje 1 (sl. 7). Vpliv dodajanja sekundarnega zraka skozi rego s (sl. 2) je razviden iz krivulje 10, ki kaže enakomernjšo razdelitev tlaka po širini vodilnika.

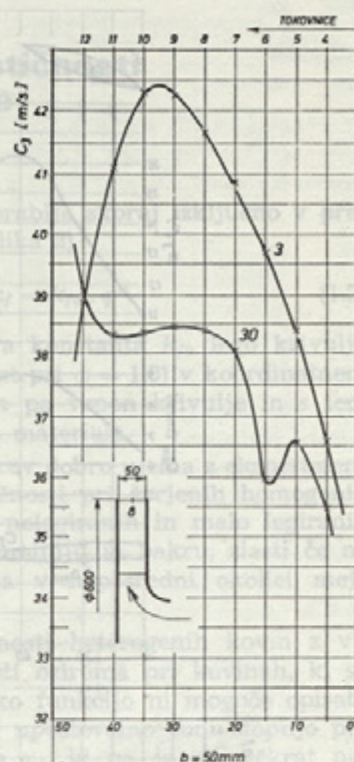
Kot a_3 absolutne hitrosti c_3 na iztoku iz rotorja je merjen s cilindrično sondo s premerom 4 mm in z dvema luknjicama pod kotom 77°. V ta namen je držalo s sondo in kotomerom pritrjeno na posebnem drsniku, ki leži tangencialno na krog s premerom 614 mm, kakor tudi na ostale koncentrične kroge, s čimer je mogoče merjenje kotov a_3 z natančnostjo $\pm 0,05^\circ$. Kot a_3 ustreza legi cilindrične sonde, pri kateri je tlačna razlika med obema luknjicama, simetrično postavljena proti smeri strujanja, enaka nič, odbrana na Betzovem projekcijskem mikromanometru. Spremembo kota a_3 po širini vodilnika na premeru 614 mm kaže krivulja 2 (sl. 8), s težnjo večanja kotov proti stenam



Slika 7



Slika 8



Slika 9

vodilnika, kar je dejansko še vpliv rotorja oziroma njegovih kanalov. Z dodajanjem sekundarnega zraka je dosežena sprememba razdelitve kotov α_3 po krivulji 20.

Razdelitev absolutnih hitrosti c_3 na iztoku iz rotorja pri enaki vrtilni hitrosti 2000 min^{-1} , ustreza krivulji 3 (sl. 9). Hitrost dobimo po znanem računskem postopku

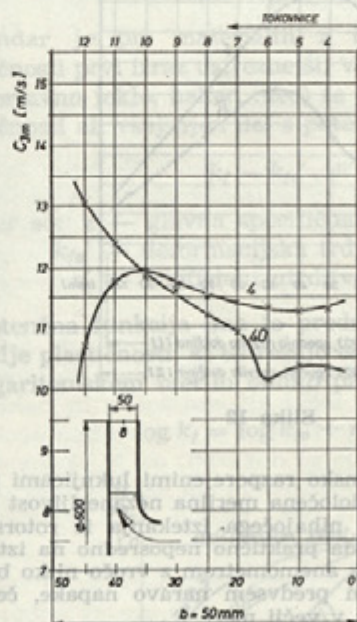
$$\Delta p_{din} = \Delta p_{tot} - \Delta p_{st} \quad \text{in} \quad c_3 = \sqrt{\frac{\Delta p_{din}}{\rho/2}} \quad [\text{m/s}]$$

Tlaka Δp_{tot} in Δp_{st} sta merjena s cilindrično sondo hkrati z merjenjem kota α_3 . Z dodajanjem sekundarnega zraka se hitrostni profil 3 značilno spremeni in profil 30.

Profil meridianske oziroma radialne komponente $c_{3m} = c_3 \cdot \sin \alpha_3$, krivulja 4 (sl. 10), ustreza konstrukciji iztočnega trikotnika hitrosti, preide pod vplivom sekundarnega zraka v krivuljo 40.

Prikazani primeri meritev kažejo nedvomen vpliv dodajanja sekundarnega zraka na oblikovanje hitrostnih profilov v vodilniku. Prednost dodajanja sekundarnega zraka pri oblikovanju enakomernih profilov absolutne hitrosti na vstopu v rotor [1], je pri enakem poskusu na iztoku iz rotorja močno zmanjšana zaradi neustrezne spremembe kota α_3 , ki močno vpliva na profil meridianske komponente c_{3m} . Končno oceno, kako je ta metoda uporabna za doseganje enakomernih hitrostnih profilov na iztoku iz rotorja, bo omogočila podrobna raziskava na širšem obratovalnem področju dušilne krivulje $Q-Y$, in sicer v odvisnosti od spremenljivih hitrosti sekundarnega zraka v regi in v odvisnosti od njene velikosti s (sl. 2). Posneti profili se nanašajo na obratovalno točko za pretok $Q/Q_{opt} = 0,63$.

Spreminjanje vrednosti Δp_{tot} , c_3 , α_3 in c_{3m} po rotorjevem obodu na premeru 614 mm, merjenih na srednji tokovnici 8 in na loku, ki ustreza trojnemu koraku vodilnih lopatic (sl. 11), kaže periodično spremenljivo naravo vseh vrednosti, kar je posledica vpliva vodilnih lopatic. Ugotovljena sprememba sega nedvomno nazaj v sam rotor in vpliva na oblikovanje profilov relativnih hitrosti v rotorskih kanalih. Raziskava tega pojava je povezana z neposrednim merjenjem relativnih hitrosti v rotorskih kanalih, za kar je primerna posebna iz-

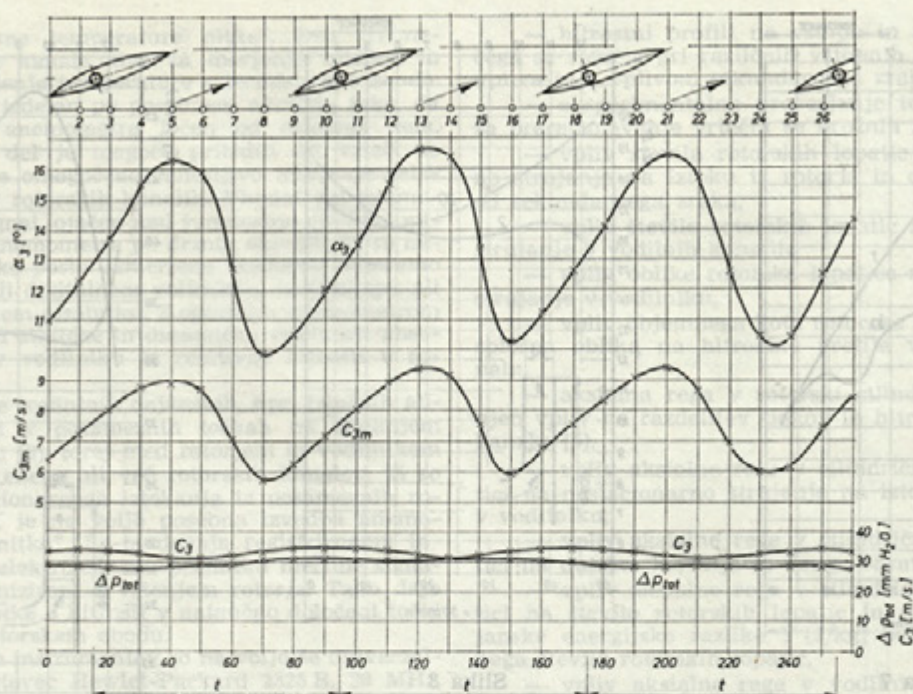


Slika 10

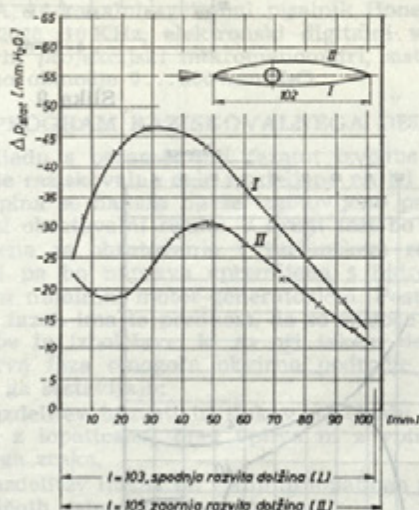
vedba anemometra z vročo nitko, omenjena v 4. odseku tega poročila.

Razdelitev tlakov po zgornji in spodnji strani profilirane vodilne lopatic na srednji tokovnici 8 je razvidna s slike 12. Odvezni tlaki (odsek 2, sl. 6) so merjeni z Betzovim projekcijskim mikromanometrom merilnega območja 0 do 300 mm HgO.

Glede vrednotenja merilnih rezultatov je treba pripomniti, da je pri merjenju statičnih tlakov s cilin-



Slika 11



Slika 12

drično sondo s stransko razporejenimi luknjicami pod kotom 77° mogoča določena merilna nezanesljivost pod vplivom periodično nihajočega iztekanja iz rotorskih kanalov, ker je sonda praktično neposredno na iztoku iz rotorja. Meritve z anemometrom z vročo nitko bodo pokazale velikost in predvsem naravo napake, če se le-ta sploh pojavlja v večji meri.

7. SKLEP

Eksperimentalno raziskovanje strujanja v opisanem modelu reverzibilne črpalne turbine omogoča kvalitativno in v veliki meri tudi kvantitativno analizo dejanskega strujanja predvsem v vodilniku takšne turbine v črpalnem obratovalnem režimu. Omogoči naj tudi poskus preverjanja uporabnosti teoretičnih preračunskih metod, ki se nanašajo na strujanje v mirujočih in vrtečih se krožnih rešetkah. Sem sodi predvsem singu-

laritetna metoda, ki je zaradi velike matematične zahtevnosti in obsežnosti postala zanimiva in dostopna s širšo uporabo elektronskih računalnikov. Prikazani posnetki nekaterih hitrostnih profilov v vodilniku opisanega modela kažejo, da bi bilo zmotno pričakovati v njem čisto dvodimenzijsko strujanje. S preskusi in dopolnili za približanje dvodimenzijskemu strujanju v modelu in ob upoštevanju sekundarnih vplivov in pojavov pri dejanskem strujanju je kljub temu dana realna možnost za postopno, čeprav zaenkrat samo delno vsklajevanje ugotovitev teoretičnih metod z dejanskim stanjem v tovrstnih strojih.

LITERATURA

- [1] W. Hönnmann: Untersuchung der Grenzschichtablösung im Saugraum eines Radialventilators. Heiz-Luft-Haustechnik 13 (1962), Nr. 4, 20. Apr.
- [2] B. Eck: Ventilatoren, 5. Aufl. VIII, 42. S. 120.
- [3] B. Rebernik: Strömungsuntersuchungen in schaufellosem Ringdifusor einer Radialpumpe. Technische Dissertation TH Graz, 1972.
- [4] H. Richter: Rohrhydraulik. Springer-Verlag, 1962.
- [5] H. Sheets: The Slotted-Blade Axial-Flow Blower, Transaction of the ASME, nov. 1956. P. 1683.
- [6] I. Vušković, D. Obradović: Optimum Design of Stay and Guide Vanes for Reversible Pump-Turbines. IAHR 6th Symposium, Rom 1972.
- [7] I. Vušković, D. Obradović, M. Popović: Verwendung der theoretischen Berechnung der Strömung durch das Doppelkreisgitter bei der Gestaltung von Leit- und Stützschaufeln umkehrbarer Pumpenturbinen, Tagung »Strömungstechnische Probleme bei der Entwicklung von Strömungsmaschinen«, Braunschweig, März 1973. VDI-Berichte Nr. 193, 1973.
- [8] J. L. Povh: Aerodinamičeskii eksperiment v mašinstroenii, Vtoroe dopolnennoe i ispravlennoe izdanie, Izdatelstvo »Mašinstroenie«, Moskva 1965, Leningrad.

Avtorjev naslov:

dipl. ing. Mitovan Popović,
Visoka tehniška šola
v Mariboru