

UNIVERSITETI I PRISHTINËS "HASAN PRISHTINA"

FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

Drejtimi: Termoenergjetikë dhe Termoteknikë



**Punim Diplome
(MASTER)**

Mentori: Prof. Dr. Ali MURIQI

Kandidati: Beqelor Marigona KRASNIQI

UNIVERSITETI I PRISHTINËS "HASAN PRISHTINA"

FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE

Drejtimi: Termoenergjetikë dhe Termoteknikë



PUNIM DIPLOME

TEMA:

**"ANALIZA ENERGJETIKE DHE EKSERGJETIKE E CIKLIT TË PUNËS SË
TERMOCENTRALIT KOSOVA A5"**

Mentori: Prof. Dr. Ali MURIQI

Kandidati: Beqelor Marigona KRASNIQI

Falenderim

Me rastin e diplomimit në studimet postdiplomike në Fakultetin e Inxhinierisë Mekanike, falenderoj familjen për përkrahjen e vazhdueshme gjatë studimeve dhe të gjithë ata që kontribuan në arritjen e sukseseve të mia.

Në veçanti falenderoj mentorin Prof. dr. Ali Muriqin për sygjerimet e dhëna gjatë përgatitjes së punimit. Poashtu, për ndihmesë të konsiderueshme gjatë punës në këtë diplomë e falenderoj gjithashtu kryetarin e komisionit Prof. dr. Januz Bunjakun si dhe anëtarin e komisionit Prof. asc. Rexhep Selimajn.

Marigona KRASNIQI

PËRMBAJTJA THEMELORE

1. Hyrje	6
1.1. Bilanci energjetik	8
1.2. Bilanci eksergjetik	8
2. Analiza e termoelektrocentralit "Kosova A5"	10
2.1. Turbina e termoelektrocentralit Kosova A5	10
2.2. Gjeneratori i avullit	12
2.3. Kondensatori i avullit.....	14
2.4. Pompa e ajrit (ezhektori).....	17
2.5. Sistemi i regjenerimit të nxehtësisë	18
2.6. Pompa e kondensatit	18
2.7. Pompa ushqyese.....	19
2.8. Degazuesi (deajruesi).....	19
3. Analiza e sistemeve ndihmëse të termoelektrocentralit	22
3.1. Sistemi i përgatitjes së ujit për bllokun e Termocentralit Kosova A5	22
3.2. Furnizimi i termoelektrocentralit me lëndë djegëse.....	24
3.2.1 Furnizimi me qymyr	24
3.2.2 Furnizimi me naftë	25
4. Analiza energjetike e ciklit të punës së termoelektrocentralit	26
4.1. Kuptimet themelore për rendimentet e ciklit të punës	26
4.2. Bilancet termike të nxehtësave regjenerativ të ujit ushqyes	34
4.2.1. Bilanci termik i ngrohësit regjenerativ të presionit të lartë N7.....	34
4.2.2. Bilanci termik i ngrohësit regjenerativ të presionit të lartë N6.....	35
4.2.3. Bilanci termik i ngrohësit regjenerativ të presionit të mesëm N5	36
4.2.4. Bilanci termik i degazuesit.....	38
4.2.5. Bilanci termik i ngrohësit regjenerativ të presionit të mesëm N4	39
4.2.6. Bilanci termik i ngrohësit regjenerativ të presionit të mesëm N3	40
4.2.7. Bilanci termik i ngrohësit regjenerativ të presionit të mesëm N2	42
4.2.8. Bilanci termik i ngrohësit regjenerativ të presionit të ulët N1	42
4.3. Rëniet termike të avullit në turbinë	43

4.3.1.	Rëniet termike në turbinë deri te marrjet e avullit për ngrohjen regjenerative të ujit ushqyes	43
4.3.2.	Puna reale në turbinë.....	44
4.3.3.	Puna e turbinës së presionit të lartë nëse merret parasysh sasia e fluidit punues.....	45
4.3.4.	Puna e turbinës së presionit të mesëm nëse merret parasysh sasia e fluidit punues.....	47
4.3.5.	Puna e turbinës së presionit të ulët nëse merret parasysh sasia e fluidit punues.....	49
4.3.6.	Rendimenti termik i ciklit	51
4.3.7.	Rendimenti termik nëse merret parasysh sasia e fluidit punues.....	52
5.	Analiza eksergjetike e ciklit të punës të termoelektrocentralit	60
5.1.	Varësia e rendimentit eksergjetik me ndryshimin e temperaturës së rrethinës	61
5.2.	Diagrami i Grasmanit për bilancin e eksergjisë	64
6.	Konsumi specifik i lëndës djegëse (kg/kWh), konsumi specifik i nxehtësisë (kJ/kWh) dhe konsumi specifik i avullit të ujit (kg/kWh)	71
6.1.	Konsumi specifik i nxehtësisë.....	71
6.2.	Konsumi specifik i lëndës djegëse (kg/kWh).....	72
6.3.	Konsumi specifik i avullit të ujit	72
7.	Përfundimi	73
	Literatura.....	76

1. HYRJE

Energjia e një sistemi përkufizohet si aftësi e tij për të prodhuar punë dhe nga aspekti sasior ajo është e barabartë me punën që mund të prodhojë ai. Energjia shfaqet në forma të ndryshme dhe atë si: energji mekanike, energji kimike, energji termike, etj.

Energjia mekanike është energji e cila lidhet me lëvizjen dhe pozitën e trupave në natyrë.

Energjia kimike është energjia e cila lirohet gjatë reaksioneve kimike. Gjatë reaksioneve kimike këto lidhje shkëputen ashtuqë energjia kimike e lidhur në trup shndërrohet në forma të tjera të energjisë.

Energjia termike është energjia të cilën e bartin atomet, jonet ose molekulat e trupave për shkak të lëvizjes dhe bashkëveprimit të tyre. Pra, ajo paraqet energjinë kinetike të molekulave të trupit. Kështu, kur rritet shpejtësia e molekulave të trupit, rritet edhe energjia termike të cilën e zotëron ai trup.

Nga aspekti i përdorimit të energjisë nga njeriu, burimet e energjisë mund të jenë: burime jo të ripërtritëshme dhe burime të ripërtritëshme (që rigjenerohen).

Burimet jo të ripërtritëshme të energjisë janë ato burime të energjisë të cilat pas përdorimit praktikisht nuk mund të zëvendësohen. Në këtë grup bëjnë pjesë: qymyri, nafta, gazi natyror, drurët e zjarrit, energjia e cila merret nga mbetjet urbane, etj. Këto lloje të burimeve energjetike janë krijuar me anë të proceseve natyrore të veçanta të cilat kanë zgjatur me miliona vite, ndërsa rikrijimi i tyre për arsye të kohës është i pamundur. Sot mbi 90% e energjisë që përdor njerëzimi e ka prejardhjen nga këto burime.

Burimet e ripërtritëshme të energjisë janë ato burime që zotërojnë sasi shumë të madhe të energjisë dhe praktikisht ato janë të pashterrshme. Në këtë grup bëjnë pjesë: hidroenergjia, energjia diellore, energjia e erës, energjia e biomasës, energjia e valëve të detit, energjia gjeotermale dhe energjia nga reaksionet e fusionit termobërthamor.

Energjetika merret me metodat e shndërrimit të energjive potenciale që ndodhen të koncentruara në burimet energjetike natyrore në lloje të energjive më të përshtatshme për përdorim në ekonomi si dhe rrugët më efektive të shndërrimit dhe shfrytëzimit të energjisë.

Shndërrimi i energjisë nga burimet natyrore energjetike (nafta, gazi, qymyri, hidroenergja, energjia atomike, energjia diellore, etj) në lloje të përdorshme të energjisë (energji mekanike, energji elektrike, avull teknologjik, etj) ndodh me përdorimin e disa proceseve në pajisjet përkatëse energjetike.

Konvertimi ose transformimi i energjisë nënkupton një bashkësi operacionesh mbi bazën e të cilave nga një sasi e caktuar e energjisë të një lloji të caktuar prodhohet një sasi tjetër e një lloji tjetër e energjisë. Kuptohet që tani prodhohet një sasi më e vogël e energjisë së dëshiruar meqë gjatë procesit të transformimit ndodhin humbje, përkatësisht ndodh degradimi i energjisë në njësi termike. Në përgjithësi energjia kimike e lidhur në lëndën djegëse në kaldaja (gjeneratorët e avullit) shndërrohet në nxehtësi nga e cila krijohet avulli i ujit i cili përdoret për ta lëvizur turbinën dhe në boshtin e saj merret energjia mekanike. Pra ka ndodhur konvertimi:

Energjia kimike e lidhur në lëndën djegëse (shëndrrohet në) → nxehtësi e cila (shëndrrohet në) → punë mekanike

Në mënyrë të ngjashme energjia elektrike mund të konvertohet në nxehtësi dhe në dritë. Kështu ndodh konvertimi:

Energjia elektrike → nxehtësi → dritë.

Në vazhdim energjia mekanike mund të konvertohet në nxehtësi.

Edhe energjia nukleare mund të shëndrrohet në nxehtësi nga e cila mund të del puna mekanike dhe energjia elektrike. Pra vlen konvertimi.

Energjia nukleare → nxehtësi → punë mekanike → energji elektrike.

Nga këto shqyrtime del që ekziston një ekuivalencë themelore midis:

Punës mekanike → nxehtësisë → energjisë elektrike.

Konvertimi i energjisë termike i lidhur me lëndën djegëse në energji mekanike përkatësisht në energji elektrike bëhet me një koeficient konvencional konvertimi që është i barabartë me $0,33 \approx 1/3$ aq sa është rendimenti i një termoelektrocentrali me kondensim.

Sa i përket përcaktimit të efikasitetit të funksionimit të pajisjeve termoenergjetike me avull uji si trup pune, është treguar me interes që ai të përcaktohet me rendimentin termik dhe rendimentin eksergjetik. Analiza eksergjetike është me rëndësi të posaçme sepse në këtë mënyrë mund të identifikohen humbjet eksergjetike në të gjitha pajisjet përbërëse të një sistemi (termocentrali). Duke i identifikuar këto humbje, inxhinierët të cilët merren me

konstruktimin dhe zhvillimin e pajisjeve termoenergjetike mund të ofrojnë zgjidhje më të favorshme konstruktive për pajisjen e identifikuar me humbje më të mëdha eksergjetike.

1.1. Bilanci energjetik

Me analizën (bilancin energjetik) të bllokut evidentohen (përcaktohen) humbjet termike brenda sistemit termodinamik (ireversibiliteti i brendshëm) dhe nuk evidentohen humbjet në kufijtë e sistemit (ireversibiliteti i jashtëm). Kjo është edhe arsyeja kryesore që bilanci termik i një blloku të TEC (Termoelektrocentralit) është i nevojshëm por nuk është i plotë. Ai bilanc nuk jep përgjigje të plotë se çfarë ndodh në sistemin termodinamik.

Bilanci energjetik shprehet nëpërmjet rendimentit termik η_t i cili përkufizohet nga raportin e punës së dobishme që merret nga cikli dhe nxehtësisë së futur në proces për të realizuar ciklin e punës.

Puna e dobishme e cila fitohet (merret nga cikli i punës) me nxehtësinë e futur në cikël Q_f në pajisjet termoenergjetike varet nga shkalla e shfrytëzimit të kësaj nxehtësie. Në anën tjetër, shkalla e shfrytëzimit të nxehtësisë varet nga niveli temperaturik i burimit termik dhe greminës termike. Nga kjo del se nga e njejta nxehtësi e futur në cikël Q_f mund të merret më shumë apo më pak punë mekanike. Për pasojë, nxehtësia e njejtë e sjellur në proces mund të jetë më shumë apo më pak kualitative. Kualiteti i energjisë termike rritet me rritjen e temperaturës së burimit termik apo me zvogëlimin e temperaturës së greminës termike. Kështu :

- Rendimenti termik i ciklit Karno rritet me rritjen e temperaturës së burimit termik të ciklit si dhe me zvogëlimin e temperaturës së greminës termike të ciklit.
- Rritja më e madhe e rendimentit termik të ciklit përkatësisht e punës mekanike merret me zvogëlimin për vlerë të njejtë të temperaturës së greminës termike.

1.2. Bilanci eksergjetik

Eksergjia paraqet punën teknike maksimale e cila mund të merret nga një sasi e caktuar e lëndës punuese e cila nuk është në baraspeshë me ambientin rrethues. Eksergjia varet nga gjendja fillestare e lëndës punuese dhe nga gjendja e rrethinës. Për ta marrë punën teknike maksimale (eksergjinë) është e nevojshme që lëndën punuese nga gjendja e tij fillestare deri

në gjendjen përfundimtare (që paraqet gjendjen e lëndës punuese në baraspeshë me ambientin rrethues) ta ndryshojmë vetëm me përdorimin e proceseve reversibile. Në gjendjen e rrethës eksërgjia e lëndës punuese është zero.

Në përgjithësi, eksërgjia mund të fitohet nga prurja e masës së lëndës punuese, nga nxehtësia e sjellur në proces e cila quhet eksërgjia e nxehtësisë, nga puna mekanike, nga energjia kinetike, nga energjia potenciale, etj.

Për t'i evidentuar edhe humbjet në kufijtë e sistemit termodinamik aplikohet analiza eksërgjetike e ciklit i cili realizohet në një termoelektrocentral (TEC). Me metodën eksërgjetike analizohen të gjitha shkaqet e mospërdorimit të energjisë. Kjo është arsyeja që analiza eksërgjetike konsiderohet më e plotë meqë ajo nisët nga një bazë më e gjerë duke i vënë në përdorim dy ligjet e termodinamikës (Ligjin e parë dhe Ligjin e dytë të Termodinamikës).

Analiza e tillë mundëson që të gjenden edhe vatrat më të mëdha të humbjeve të nxehtësisë gjatë realizimit të ciklit dhe kështu identifkohen edhe pajisjet të cilat i krijojnë këto humbje. Pas kryerjes së kësaj analize, ne mund t'i shqyrtojmë mundësitë që t'i zvoglojmë këto humbje dhe me këtë mund ta rrisim efikasitetin e pajisjes përkatëse dhe të tërë ciklit përkatësisht të termoelektrocentralit TEC. Lidhur me këtë është e nevojshme edhe analiza eksërgjetike e ciklit real të Rankinit sipas të cilit punojnë termoelektrocentralet. Në këtë kuadër përcaktohen eksërgjia e gazrave në furrën e gjeneratorit të avullit përkatësisht eksërgjia e gazrave të tymit, eksërgjia e avullit të ujit të prodhuar në gjeneratorin e avullit, ndryshimi i eksërgjisë në organet rregulluese, në turbinën e avullit, në kondensator, etj.

Rendimenti eksërgjetik i ciklit shprehet nga raporti i eksërgjisë në dalje të pajisjes dhe eksërgjisë në hyrje të saj.

Për termoelektrocentrale, eksërgjia në hyrje përfaqëson eksërgjinë e rrymës së avullit të ujit në hyrje të turbinës me avull ndërsa eksërgjia në dalje për termoelektrocentralet me kondensim është e barabartë me eksërgjinë mekanike (punën mekanike) përkatësisht me energjinë elektrike që prodhon termoelektrocentrali duke i shtuar edhe eksërgjinë e ujit furnizues (eksërgjia e kondensatit) në hyrje të gjeneratorit të avullit. Në këtë punim mendoj të bëj një analizë të plotë energjetike dhe eksërgjetike të ciklit të punës të TEC me kondensim siç është rasti i TEC Kosova A5 e cila punon me lëndën djegëse linjit me nxehtësi të djegies rreth 7500 kJ/kg.

2. ANALIZA E TERMOELEKTROCENTRALIT "KOSOVA A5"

Termoelektrocentrali Kosova A përbëhet nga 5 blloqe pune: Termoelektrocentrali Kosova A1, A2, A3, A4 dhe A5 të cilët janë lëshuar në punë në periudha të ndryshme kohore. Të gjitha këto termoelektrocentrale prodhojnë energji elektrike rreth 1500 GWh. Blloku Kosova A5 është lëshuar në punë në korrik të vitit 1975 dhe turbina e tij është e tipit K-200-130-5 LMZ me fuqi 210 MW.

Avulli që prodhohet në gjeneratorin e avullit fillimisht pasi zgjerohet në turbinën e presionit të lartë dërgohet në gjeneratorin e avullit për ritejnxehje dhe pastaj vazhdon zgjerimi i tij në turbinën e presionit të mesëm dhe në vazhdim avulli futet në mesin e turbinës së presionit të ulët ku ndodh zgjerimi i tij në dy drejtime deri në presionin e kondensatorit.

Pas zgjerimit të avullit në turbinën e presionit të ulët, avulli kalon në kondensator për tu kondensuar. Kondensati i formësuar, tani me pompë të kondensatit qarkullon nëpër nxehësat regjenerativ të presionit të ulët dhe kalon në degazator ku degazohet (nga kondensati largohen gazrat e dëmshme).

Nga degazatori, kondensati me pompën furnizuese vazhdon qarkullimin e tij nëpër nxehësat e presionit të lartë dhe futet në ekonomazerin e gjeneratorit të avullit. Nga ekonomazeri kondensati kalon në tambura dhe vazhdon avullimi i tij në gypat ekranorë duke marrë nxehtësi në vatrën e gjeneratorit të avullit. Ky tip i gjeneratorit të avullit përmban dy tambura (tamburi i majtë dhe tamburi i djathtë). Nga tamburat ndahet avulli i thatë i cili vazhdon rrugën për në tejnxehtësa, dhe atë: tejnxehtësin muror, tejnxehtësin konvektiv dhe përfundimisht në tejnxehtësin paretor.

Nga këtu avulli futet në turbinën e presionit të lartë. Pas zgjerimit të avullit në turbinën e presionit të lartë, avulli kthehet prap në furrën e gjeneratorit të avullit për ritejnxehje.

Ritejnxehësat e avullit të ujit ndodhen ndërmjet tejnxehtësave konvektiv dhe tejnxehtësave paretorë.

2.1. Turbina e termoelektrocentralit "Kosova A5"

Turbina me avull është një makinë rotative në të cilën energjia potenciale e avullit shndërrohet më parë në energji kinetike e pastaj në energji mekanike. Kjo turbinë përbëhet

nga tre cilindra turbinorë përkatësisht turbina dhe atë nga turbina e presionit të lartë, turbina e presionit të mesëm dhe turbina e presionit të ulët. Turbina e presionit të lartë përbëhet nga 12 shkallë turbinore.

Shkalla e parë e kësaj turbine është i ashtuquajturi disku Kertis. Kjo shkallë e turbinës është e përbërë prej dy radhëve të lopatave të rotorit që janë të lidhura për këtë disk ndërmjet të cilave qëndrojnë lopatat e statorit të cilat janë të lidhura për korpusin e turbinës. Kështu, avulli i ujit i cili fillimisht është zgjeruar në diza e godet radhën e parë të diskut Kertis dhe në vazhdim kalon nëpër lopatat drejtuese dhe e godet në vazhdim edhe radhën e dytë të lopatave të diskut Kertis. Në vazhdim, zgjerimi i avullit vazhdon edhe nëpër shkallët e tjera të turbinës.

Turbina e presionit të mesëm përbëhet nga 11 shkallë si dhe turbina e presionit të ulët nga 8 shkallë në atë mënyrë që në të dy rrjedhjet nga ana e majtë dhe ana e djathtë e kësaj turbine janë nga 4 shkallë. Një shkallë turbinore konsiderohet një radhë e lopatave statorike dhe një rend i lopatave të rotorit.

Turbina i ka 7 marrje të avullit për ngrohjen regjenerative të ujit ushqyes- kondensatit i cili del nga kondensatori. Të gjithë nxehtësit e kondensatit janë të tipit sipërfaqësorë të nxehtësisë. Ngrohja e kondensatit fillon nga nxehtësit e presionit të ulët që konsiderohen 4 nxehtësa deri te degazatori dhe 3 nxehtësit e presionit të lartë që ndodhen pas degazuesit. Në turbinën e presionit të lartë janë dy marrje të avullit për ngrohjen rigjenerative të ujit ushqyes, në turbinën e presionit të mesëm janë katër marrje dhe në turbinën e presionit të ulët është vetëm një marrje e avullit. Turbina i posedon edhe dy nxehtësa sipërfaqësorë shtesë të kondensatit Nap dhe PN100 të cilët e shfrytëzojnë nxehtësinë e avullit nga puthitjet labirinte.

Rotorët e turbinës së presionit të lartë dhe turbinës së presionit të mesëm janë të lidhur me xhuntë të ngurtë dhe e kanë kushinetën e përbashkët radioaksiale. Boshti i rotorit të turbinës së presionit të mesëm dhe i turbinës së presionit të ulët si dhe boshti i turbinës së presionit të ulët dhe boshti i gjeneratorit elektrik janë të lidhur me xhunta gjysmëelastike. Numri i rrotullimeve të rotorit është 3000 rr/min.

Boshti i turbinës lidhet direkt apo me anën e reduktorit me boshtin e gjeneratorit të energjisë elektrike apo me boshtin e ndonjë makine tjetër punuese.

Fuqia nominale e turbinës është: 210 MW

Konsumi i avullit është: 640 t/h

Presioni në hyrje të turbinës së presionit të lartë: 130 bar

Temperatura e avullit në hyrje të turbinës: 535 °C

Presioni në dalje nga turbina e presionit të lartë: 27.4 bar

Në tab.2.1 janë dhënë disa shënime themelore lidhur me pajisjet e bllokut të termoelektrocentralit Kosova A5.

Tab.2.1 . Të dhënat themelore të termocentralit "Kosova A5"

<i>Bloku i TEC Kosova</i>	<i>Fuqia instaluese e bllokut</i>	<i>Data e lëshimit në punë</i>	<i>Prodhuesi i pajisjeve</i>			<i>Prodhuesi i pajisjeve matëse rregulluese</i>
			<i>Kaldaja e avullit</i>	<i>Turbina e avullit</i>	<i>Gjeneratori i avullit</i>	
<i>A5</i>	<i>210 MW</i>	<i>08.07.1975</i>	<i>Rafaco Poloni</i>	<i>LMZ BRSS</i>	<i>Elektrotjaz-mazh, BRSS</i>	<i>Simens, Gjermani</i>

2.2. Gjeneratori i avullit

Gjeneratori i avullit është pajisje për gjenerim të nxehtësisë ashtuqë trupi i punës (uji) e merr sasinë e nevojshme të nxehtësisë për tu shndërruar në avull uji të tejnxehur. Nxehtësia e liruar në gjeneratorin e avullit përfaqëson burimin e sipërm termik (burimi termik për realizimin e ciklit të Rankinit).

Karakteristikat themelore të gjeneratorit të avullit të bllokut të termoelektrocentralit "Kosova A5" janë:

- Prodhimtaria e avullit të ujit të tejnxehur: 640 t/h

- Presioni projektues: 152 bar (presioni i hyrjes së avullit në turbinë 130 bar)
- Temperatura e avullit: 540 °C (temperatura e avullit në hyrje të turbinës është 535°C)
- Koeficienti i shfrytëzimit të kaldajës: 86.5%.
- Gjeneratori i avullit përbëhet nga këto pajisje kryesore:
 - **Mullinjë e gjeneratorit të avullit.** Gjeneratori i avullit i posedon 8 mullinjë të tipit ventilatorik me kapacitet të bluarjes, secili nga 46 t/h qymyr.
 - **Vatra e gjeneratorit të avullit.** Vatra e gjeneratorit të avullit është në formë të tetëkëndshit ndërsa në pjesën e sipërme vatra kalon në formën katërkëndëshe. Muret e vatrës së gjeneratorit të avullit janë të ekranizuara, ndërsa nëpërmes murit kalojnë gypat lëshues. Këta gypa njëherit paraqesin konstruksionin bartës të pjesës së murit. Ekranet dhe gypat lëshues komunikojnë nëpërmjet kolektorëve nën vatrën e gjeneratorit të avullit.
 - **Tamburat.** Gjeneratori i avullit është i pajisur me dy tambura. Tamburat janë të pajisur me ndarësit e avullit nga kondensati.
 - **Tejnxehësat e avullit.** Në gjeneratorin e avullit janë të montuar tejnxehësi muror, tejnxehësi konvektiv dhe tejnxehësi paretor.

Tejnxehësi muror është i renditur në murin anësor. Ai është i renditur në mënyrë simetrike në krahasim me anët e gjeneratorit të avullit dhe të dy tamburëve që iu përgjigjen këtyre anëve.

Tejnxehësi konvektiv përbëhet prej dy shkallëve të cilat punojnë me rrymim të kundërt të gazrave të tymit dhe avullit i cili rrymon nëpër gypat e këtij tejnxehësi.

Tejnxehësi paretor është i montuar në pjesën e sipërme të vatrës duke e zënë përafërsisht hapësirën nga niveli i tamburave deri te plafoni i gjeneratorit të avullit.
 - **Ritejnxehësi i avullit.** Detyra e ritejnxehësit të avullit është që ta ritejnxehë avullin e ujit i cili ka dalur nga turbina e presionit të lartë. Me ritejnxehjen e avullit të ujit arrihet rritja e rendimentit termik të bllokut. Pas ritejnxehjes në ritejnehës, avulli shkon në turbinën e presionit të mesëm.
 - **Nxehësi i ujit** (ekonomaizeri). Është këmbyes sipërfaqësor i nxehësisë me rrymim të kundërt ndërmjet të gazrave dalëse dhe ujit i cili rrymon nëpër gypat e këtij këmbyesi.

- **Nxehësi i ajrit.** Gjeneratori i avullit është i pajisur me tre nxehësa rrotullues të ajrit të tipit Lungstrom A25/1300. Nxehësi i ajrit rrotullohet me numër të rrotullimeve rreth 1.76 rr/min.

2.3. Kondensatori i avullit

Kondensatori i avullit përfaqëson një pajisje e cila avullin e ujit të ngopur që del nga turbina e shndërron në lëng (kondensat). Në përgjithësi, presioni në kondensator është më i vogël se sa presioni atmosferik që është karakteristikë e turbinave me kondensim. E tërë sasia e avullit e cila futet në turbinë shkon në kondensator për kondensim. Presioni në hyrje të kondensatorit është pothuajse i barabartë me presionin në dalje të turbinës me avull.

Principi i punës së kondensatorit: Avulli i ujit i cili veç e ka kryer punën në turbinë shkon në kondensator ku duke kaluar përreth tufës së gypave të kondensatorit, ku kondensohet dhe del si kondensat. Kondensati i krijuar tani vazhdon rrugën për në gjeneratorin e avullit. Në anën tjetër nëpër gypat e kondensatorit rrymon uji ftohës i cili sillet nga kulla ftohëse. Uji ftohës pasi e merr një sasi të nxehtësisë në kondensator, nëpërmjet pompës prap kthehet në kullën ftohëse për tu ftohur. Kështu, ai në vazhdimësi bën një rrugë qarkore. Në kullën ftohëse ndodh ftohja e kondensatit me ajrin atmosferik me rrymim të detyruar (ventilator).

Në përgjithësi për ta rritur punën mekanike në turbinë, në hapësirën e kondensatorit ku ndodh kondensimi i avullit duhet të mbretërojë presioni më i vogël se presioni atmosferik. Nënpresioni (vakumi) në kondensator arrihet nëpërmjet ezhektorëve të cilët e largojnë ajrin dhe gazrat tjera nga kondensatori. Sipas mënyrës së ftohjes kondensatorët mund të jenë :

- a. Me sipërfaqe (kondensatorë sipërfaqësorë) , në të cilët uji ftohës rrjedh brenda disa tubave të vendosur në një karkasë cilindrike , ndërsa në hapësirën e krijuar ndërmjet karkasës dhe pjesës së jashtme të tubave rrymon avulli. Me këtë lloj të kondensatorëve mund të realizohen presione deri në 0.03-0.05 bar.
- b. Me përzierje, në të cilët kondensimi i avullit realizohet nga përzierja e ei avullit të ujit, me ujin ftohës të spërkatur.

Skema principiele e një kondensatori sipërfaqësor me legjendë është paraqitur në fig.2.1.

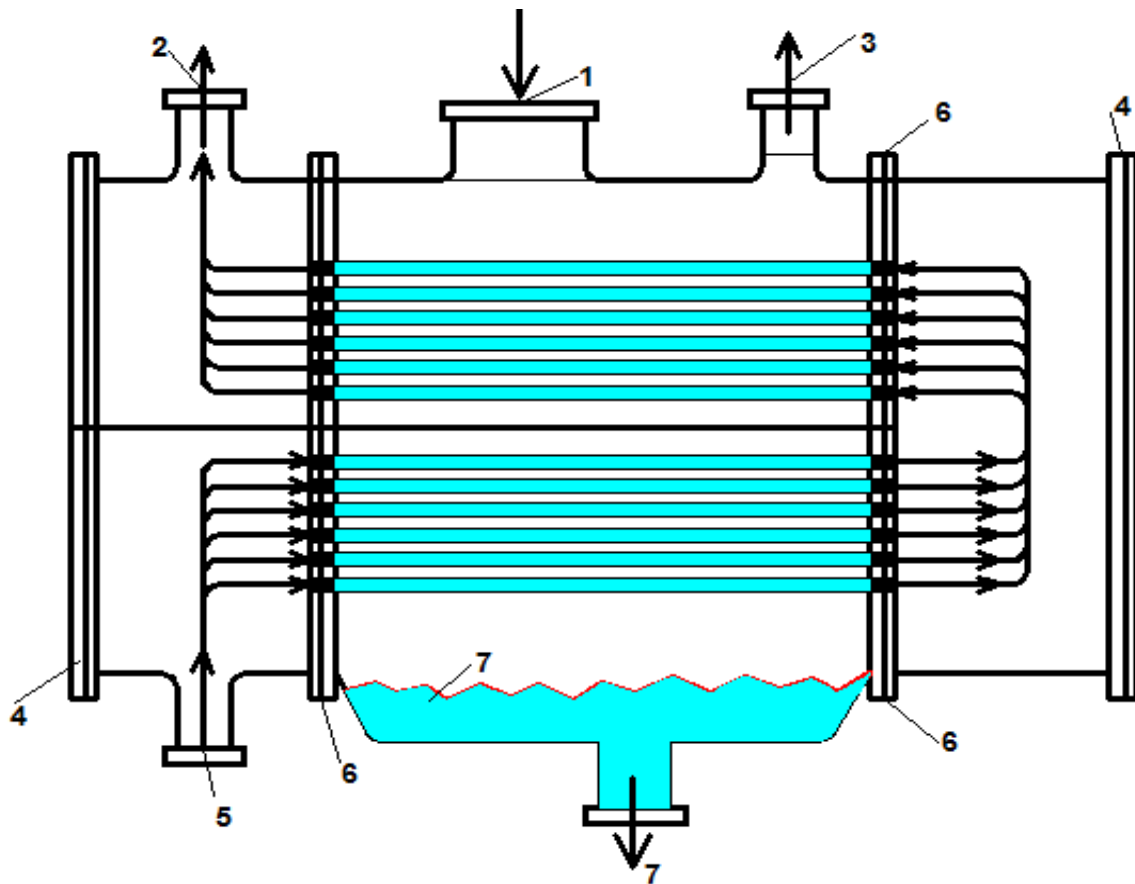


Fig. 2.1 . Skema principiale e kondensatorit të tipit sipërfaqësorë: 1 - Gryka për hyrjen e avullit që del nga turbina me avull, 2- Uji ftohës në dalje të kondensatorit, 3 - Gryka për lidhjen e sistemit për krijimin e vakumit (ezhektorit), 4- Fllanzhat fundore, 5- Uji ftohës që vie nga kulla ftohëse për ftohjen e kondensatorit, 6 - Kolektori, 7 - Gryka për daljen e kondensatit nga kondensatori.

Karakteristikat themelore të kondensatorit të termoelektrocentralit të bllokut „Kosova A5“ janë:

-Sipërfaqja ftohëse e kondensatorit është 13180 m^2 ;

-Numri i gypave të kondensatorit është 16760 gypa me përmasa $\phi 28/26 \text{ mm}$ me gjatësi 9000 mm.

Ftohja e kondensatorit bëhet nëpërmjet ujit qarkullues i cili në kondensator ia merr nxehtësinë avullit që del nga turbina dhe me ndihmën e pompës, shkon për tu ftohur në kullën ftohëse, fig.2.2. Uji i ngrohtë me temperaturë (28 deri 32°C) i cili pasi që del nga

kondensatori, rrjedh nëpër kullën ftohëse nga lartë - poshtë. Nga ana tjetër nga poshtë - lartë rrymon ajri atmosferik me rrymim të detyruar (me ndihmën e ventilatorit) që ndodhet në pjesën e sipërme të kullës ftohëse. Në këtë rast ndodh këmbimi i nxehtësisë sensible dhe i nxehtësisë latente me kontakt ndërmjet dy fluideve (ujit dhe ajrit) që ka për pasojë ftohjen e ujit i cili në vazhdimësi e merr një sasi të nxehtësisë nga kondensatori.

Sa për ilustrim, një termoelektrocentral me fuqi 210 MW, kur ftohja e kondensatorit është me riqarkullim të ujit ftohës (ftohje e cila aplikohet në termoelektrocentralet e Kosovës) shpenzon rreth 1000 m³/h përkatësisht 0.3 m³/s ujë ftohës. Këtë sasi të ujit e merr me vete (e avullon) ajri atmosferik i cili e ftoh ujin në kullën ftohëse. Në një termoelektrocentral ekzistojnë katër lloje të shpenzimit të ujit dhe atë:

1. Uji i repartit përdoret për plotësimin e nevojave të ujit ushqyes për kaldajën, për ftohjen e kushinetave të pompave, kushinetave të ventilatorëve dhe nevoja të tjera të repartit.
2. Uji i pijes, sasi të e të cilit janë relativisht të vogla zakonisht merret nga ujësjellësi i qytetit ose nga puset duke u pastruar nga aspekti higjenik.
3. Uji për largimin e zgjyrës dhe hirit në mënyrë hidraulike. Sasia e ujit për largimin e zgurës dhe hirit vetëm për bllokun A5 të TEC Kosova është rreth 60 m³/h ujë dhe
4. Ujërat për kanalizim.

Në fig.2.2 është paraqitur një foto e kullës ftohëse të TEC Kosova A5.



Fig.2.2. Kulla ftohëse e termoelektrocentralit të bllokut A5

2.4. Pompa e ajrit (ezhektorët)

Pompat e ajrit (ezhektorët) shërbejnë për thithjen e ajrit nga kondensatori dhe kryesisht punojnë me avull uji me presion më të lartë se (12 deri 16 bar) i cili merret nga turbina. Për turbinat me fuqi nën 50 MW ezhektorët janë dyshkallësh ndërsa për turbinat me fuqi më të madhe se 50MW, ezhektorët janë treshkallësh.

Principi i punës së ezhektorëve: Avulli i cili shkon në kondensator, gjatë punës normale të tij, përmban sasira të vogla të ajrit (1/20000 deri në 1/10000 të peshës së avullit). Nga kondensatori i avullit, fig.2.1, përzierja (ajër dhe avull uji) shkon në ezhektor nëpërmjet grykës 3. Gryka 3 është e vendosur përmbi nivelin e kondensatit në kondensator në mënyrë që të mundësohet tërheqja e përzierjes (ajër dhe avull uji). Tërheqja e përzierjes bëhet nëpërmjet vakumit që e krijon diza 1 e ezhektorit në të cilën futet një sasi e avullit që merret nga turbina. Duke u krijuar ky vakum, krijohen mundësitë për tërheqjen e përzierjes (ajër dhe avull uji) nga kondensatori. Përzierja e re e krijuar (ajër-avull uji dhe avull i freskët që merret nga turbina), kalon nëpër difuzor dhe në vazhdim ajo kalon nëpër sipërfaqen ftohëse me këmbim sipërfaqësor të nxehtësisë e ndërtuar nga tuba në formë U. Brenda këtyre tubave kalon kondensati i cili del nga kondensatori. Pasi i kalon të tri shkallët e këmbyesit, kondensati largohet nëpërmjet tubit përkatës dhe shkon në sistemin e bllokut si fluid punues . Turbina është e pajisur me dy lloje të ezhektorëve dhe atë:

- Ezhektor startues dhe
- Ezhektor punues.

Ezhektori startues përdoret për tërheqjen e shpejtë të ajrit nga kondensatori. Ky ezhektor përdoret vetëm për startimin e turbinës përkatësisht për arritjen sa më të shpejtë të vakumit në kondensator deri në vlerën 0.65 deri në 0.71 bar. Për punën e tij parametrat e avullit duhet të jenë (presioni i avullit që merret nga turbina rreth (4.5 deri 6 bar) dhe temperaturë 150⁰C .

Ezhektori punues parashihet të punojë gjatë tërë kohës kur punon turbina. Në kushtet kur puthitja e kondensatorit është e mirë, mjafton që të punojë vetëm një ezhektor ndërsa ezhektori tjetër të jetë rezervë.

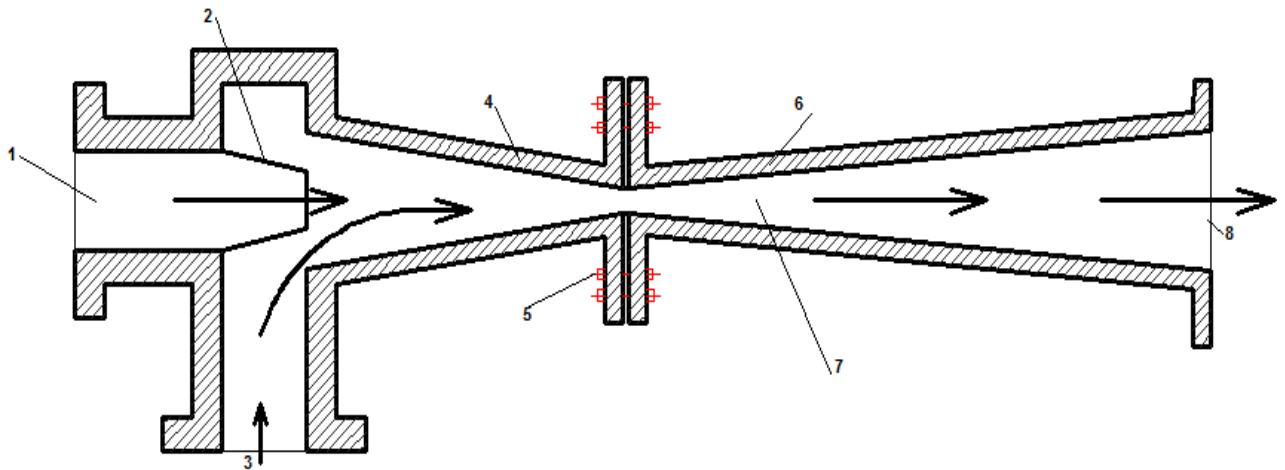


Fig.2.3. Pajisja ezhektorike për largimin e ajrit dhe gazrave nga kondensatori (krijimi i vakumit në kondensator): 1- Mediumi punues në gypin e dërgimit, 2- Diza, 3- Hyrja e mediumit të çfardoshëm punues nga gypi i kthimit (Gaz, fluid etj.), 4- Pjesa konvergjente , 5- Lidhja me bulona, 6- pjesa konvergjente e ezhektorit, 7- rrjedhja e fluidit në pjesën konvergjente, 8-gryka dalëse e ezhektorit

2.5. Sistemi i regjenerimit të nxehtësisë

Regjenerimi i nxehtësisë përfaqëson një sistem këmbyesish nxehtësie të tipit sipërfaqësorë ose të tipit me përzierje në të cilët kondensati i cili vjen nga kondensatori i turbinave me kondensim ngrohet me avull të marrë nga marrjet e turbinës. Për turbinat me kundërpresion, me avullin i cili merret nga marrjet e turbinës, ngrohet kondensati i cili vjen nga konsumatori termik. Konsumatori termik mund të jetë psh. ngrohja e një lagjëje, një rajoni, një konsumatori industrial, etj. Marrjet regjenerative përdoren për ngrohjen e kondensatit në sistemin e brendshëm të turbinës dhe dallojnë nga marrjet e rregullueshme të avullit për konsumator të jashtëm të turbinës.

2.6. Pompa e kondensatit

Lëvizja e trupit të punës (kondensatit) nga kondensatori në regjeneratorin e tipit me përzierje bëhet me anën e pompës së kondensatit e cila zakonisht është e tipit centrifugal. Karakteristikë e kësaj pompe është puna e saj në vakum. Pra, ajo punon në kushte të rënda të punës meqë ato e thithin kondensatin me temperaturë (30 deri 35⁰C) duke e përballuar

vakumin e kondensatit. Këto pompa duhet të jenë shumë hermetike sepse në të kundërtën në to hyn ajri dhe kështu bie prodhimtaria e tyre.

2.7. Pompa ushqyese

Lëvizja e trupit të punës nga degazatori deri në kaldajën e avullit bëhet me anën e pompës ushqyese. Karakteristikë e këtyre pompave është se ajo punon me fluid (ujë) me temperaturë të lartë. Temperatura e ujit ushqyes e cila e përfaqëson fluidin punues të këtyre pompave është më e lartë se sa 100°C . Zakonisht këto pompa janë të tipit centrifugal me shumë shkallë.

2.8. Degazuesi (deajruesi)

Në të gjitha skemat termike të termocentralit vendoset një parangohës me përzierje, që quhet degazues ose deajrues i cili shërben për nxjerrjen e gazeve të tretura në ujin ushqyes, kryesisht ajrin dhe oksigjenin, që shkaktojnë korozionin e sipërfaqeve ngrohëse të kaldajës së avullit. Në të gjitha termoelektrocentralet duhet të bëhet deajrimi i ujit ushqyes meqë prania e ajrit, gazit karbonik dhe të gazrave tjera në kushtet e temperaturave të larta e shkakton korozionin e sipërfaqeve ngrohëse të kaldajave të avullit.

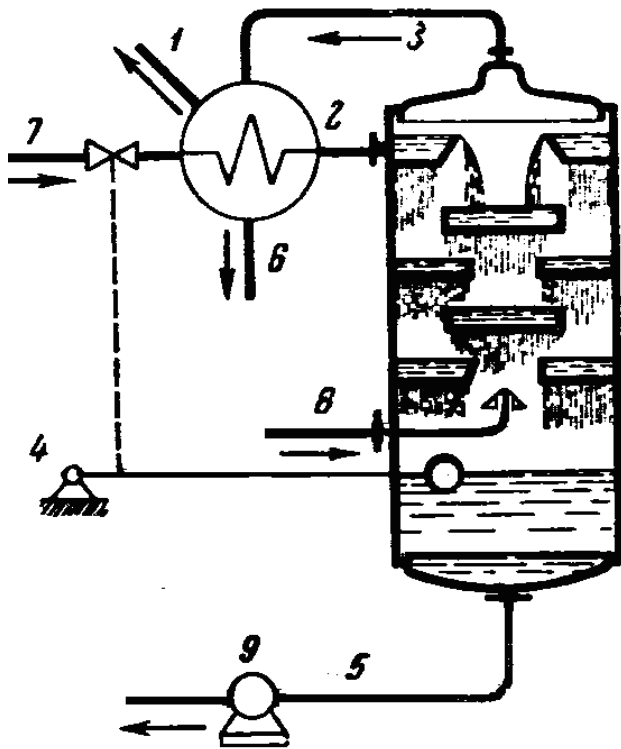


Fig.2.4. Skema principiele e degazuesit: 1- gypi për largimin e gazrave në atmosferë, 2- këmbyesi i nxehtësisë, 3- gypi për daljen e gazrave, 4- çernjera, 5- gypi për largimin e kondensatit, 6- gypi për kthimin e kondensatit në sistem, 7- gypi për sjelljen e kondensatit në degazues, 8- gypi për sjelljen e avullit të ujit nga marrja në turbinën me avull, 9- pompa e kondensatit.[lit.13]

Degazuesi vendoset ndërmjet nxehtësive regjenerativ të presionit të ulët dhe nxehtësive regjenerativ të presionit të lartë. Arsyeja e vendosjes në këtë pozitë qëndron në faktin se kondensati fillimisht duhet të ngrohet në nxehtësat me avullin e marrë nga turbina e presionit të ulët dhe në nxehtësat në vazhdim me avullin e marrë nga turbina në presionin më të lartë. Në këtë mënyrë mundësohet ngritja e temperaturës së kondensatit mbi vlerën prej 100°C aq sa është e nevojshme që të lirohen gazrat e cekura nga kondensati. Në temperaturë prej 50°C gjatë presionit atmosferik, oksigjeni i cili ndodhet në ajrin e tretur në ujë arrin deri në vlerën prej 6 mg/kg. Konstruktivisht, ky para-ngrohës vendoset vertikalisht dhe është në formë cilindrike, fig.2.4.

Principi i funksionimit të degazuesit: Largimi intensiv i gazrave nga uji arrihet duke e shpërndarë ujin në kolonën vertikale të degazuesit. Uji për degazim futet në degazator nëpër gypin 7 ndërsa avulli i ujit që merret nga turbina futet në degazator nëpër tubin 8 dhe ai në kontakt me ujin bën që të lirohen gazrat të cilat kalojnë nëpër këmbyesin e nxehtësisë 2. Në

këtë këmbyes paksa ngrohet uji ashtu që gazrat dalin në atmosferë nëpër tubin 1, ndërsa kondensati i krijuar nga një sasi eventuale e avullit të ujit, kthehet nëpër tubin 6 prap në sistem.

Pozita e degazuesit në një skemë të termoelektrocentralit është treguar në fig. 2.5.

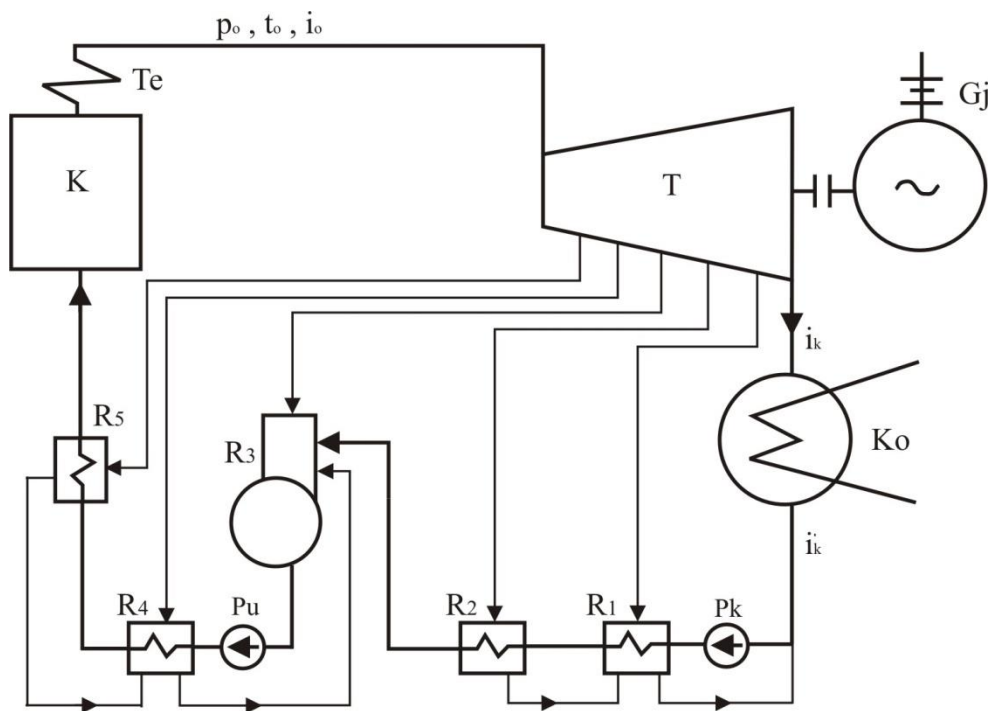


Fig.2.5. Pozita e degazatorit në skemën e një blloku të termoelektrocentralit:

K- gjeneratori i avullit (kaldaja e avullit); Te- tejnxehtësi i avullit; T- turbina e avullit; Ko- kondensatori i avullit; Gj – elektrogjeneratori; P_k- pompa e kondensatit ; R₁ dhe R₂ janë nxehtësit regjenerativ të shtypjes së ulët; R₃- degazatori (deajruesi); R₄ dhe R₅ – nxehtësi regjenerativ i shtypjes së lartë, Pu- pompa ushqyese e kaldajës.

3. ANALIZA E SISTEMEVE NDIHMËSE TË TERMOELEKTROCENTRALIT

3.1. Sistemi i përgatitjes së ujit për bllokun e Termocentralit „Kosova A5”

Për përgatitjen e ujit për bllokun e termoelektrocentralit „Kosova A5” përfshihet procesi i dekarbonizimit dhe gjithashtu edhe ai i demineralizimit të tij.

Uji i cili është pastruar nga disa materie në pastrues kalon në rezervar me një vëllim të caktuar diku rreth 750 m^3 dhe pastaj përmes 4 pompave dërgohet në reaktorë. Dekarbonizimi realizohet me hidroksidin e kalciumit që ndryshe quhet gëlqere e shuar. Uji pastaj kalon në një reaktor ndërmjetësues dhe dërgohet tutje në filtra ranorë. Ky bllok i termoelektrocentralit vshtë i pajisur me 5 filtra secili me kapacitet $280 \text{ m}^3/\text{h}$. Filtri i mbyllur ka diametër rreth 3 metra dhe lartësi 5 metra ashtuqë deri në lartësinë 3 metra ai është i mbushur me tri shtresa rërë me granulacion të ndryshëm. Prosesi vazhdon me futjen e ujit në filtër në gypin poshtë filtrit dhe pastaj derdhet mbi nivelin e rërës dhe kështu uji kalon prej së larti poshtë nëpër shtresat e rërës duke u filtruar. Në vazhdim, kur uji kalon në diza të cilat janë të vendosura afër fundit të filtrit, përmes një gypi ai shkon në rezervar të ujit të dekarbonizuar. Nga ky rezervuar i ujit të dekarbonizuar, uji dërgohet deri te shpenzuesit e ujit të dekarbonizuar siç janë kullat ftohëse kurse përmes një gypi tjetër, një sasi e këtij uji dërgohet edhe në përpunim shtesë.

Përpunimi shtesë për TEC Kosova A5 përbëhet prej dy linjave me kapacitet $2 \times 50 \text{ m}^3/\text{h}$ ujë. Përpunimi përfshin kalimin e kësaj sasive të ujit nëpër jonokëmbyes siq janë: këmbyesit acidik të fortë, jono- këmbyesit bazik të butë dhe jono - këmbyesit bazik të fortë. Pas këtij përpunimi shtesë, uji dërgohet në një rezervar me vëllim prej 500 m^3 nga i cili në vazhdim, uji kalon në jono- këmbyesin e kombinuar katijonik-anionik për tu dërguar pastaj në rezervarin e madh i cili është në kuotën 0 dhe me anë të forcës gravitacionale për të kaluar në pompat e ujit të demineralizuar në kuotën prej 3m dhe pastaj prej këtu furnizohen blloqet e termoelektrocentralit Kosova A. Skema principiele e përgatitjes së ujit është treguar në fig.3.1.

Pas punës rreth 8 orëshe të filtrit bëhet pastrimi i filtrit me ujin i cili merret nga rezervuari i ndërmjetëm. Gjatë pastrimit fillimisht mbyllet valvola e gypit për sjelljen e ujit që filtrohet në filtër nga rezervuari i ndërmjetëm dhe poashtu valvola në gypin për dërgimin e ujit të dekarbonizuar në rezervarin e ujit të dekarbonizuar (fig. 3.2). Në këtë rast mbyllet valvola për sjelljen e ujit nga rezervuari i ndërmjetëm. Ky ujë kalon nëpër dizat D, i përshkon të gjitha

shtresat e rënës në filtrin ranor dhe kur del mbi nivelin e rërës, bashkë me mbeturinat që janë ndalur gjatë filtrimit të ujit, kalon në gypin e shpërlarjes dhe shkon në kanalizim.

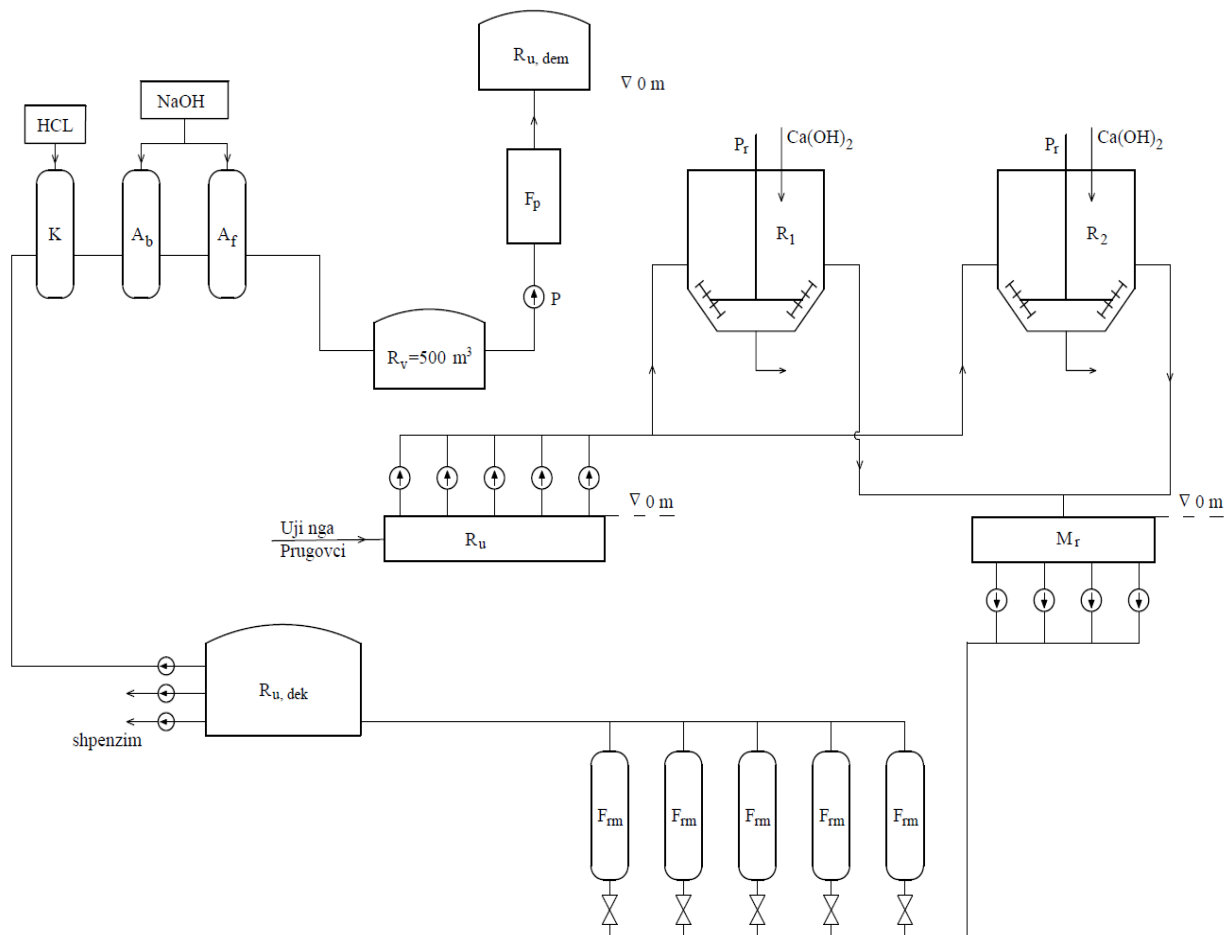


Fig. 3.1. Skema e përgatitjes së ujit për TEC-in Kosova A5: R_u – rezervuari i ujit; R_1 dhe R_2 – reaktorët e ujit; P_r - përzierësi; M_r – mes -rezervuari; F_{m} – filtri ranor i tipit të mbyllur; $R_{u,dek}$ – rezervuari i ujit të dekarbonizuar; K - këmbyesi kationik; A_b - këmbyesi anionik i butë; A_f - këmbyesi anionik i fortë; R_v - rezervuari i vogël i ujit; F - filtër i përzier kationik-anionik; $R_{u,dem}$ - rezervuari i ujit të demineralizuar [lit.13]

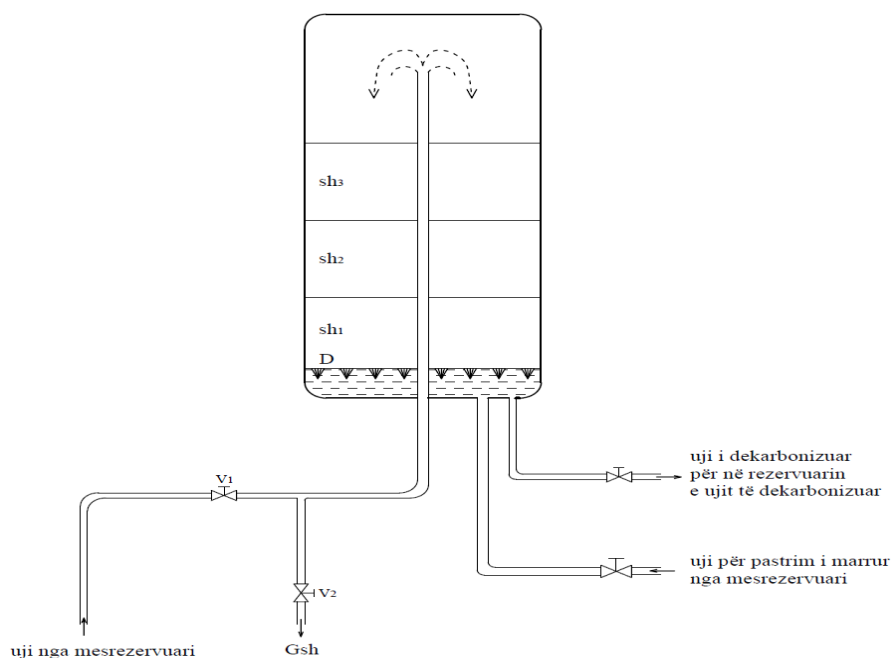


Fig. 3.2. Skema principiele e filtrit ranor të tipit të mbyllur: Sh_1 , Sh_2 , Sh_3 - shtresat e filtrit ranor me granulacion të ndryshëm; Gsh - gypi për shpërlarje (largimin e papastërtive të mbetura gjatë filtrimit) [lit.13]

3.2.Furnizimi i termoelektrocentralit me lëndë djegëse

3.2.1. Furnizimi i termoelektrocentralit me qymyr

Furnizimi me lëndë djegëse përfshihet procesin e furnizimit të termoelektrocentralit me qymyr dhe me naftë. Fiilimisht lënda e caktuar djegëse deponohet në deponi. Furnizimi me lëndë djegëse për termocentralet tona në Kosovë bëhet nga xehtorja e Mirashit ku mirret qymyri i thërrmuar me granulacion prej 0 deri në 30 mm, pastaj ai shkarkohet përmes shiritit transportues në një qendër shkarkuese të pajisja ngasëse motor - reduktor. Prej qendrës shkarkuese qymyri pastaj transportohet me anë të shiritave në shiritat transportues dhe dërgohet në shiritat reversibil sipër bunkerëve të qymyrit. Prej bunkerëve lënda djegëse (qymyri) dërgohet në mullinjë për procesin e bluarjes dhe teret njëkohësisht përmes

gazrave të tymit të cilat merren nga furra e gjeneratorit të avullit. Blloku A5 është i pajisur me 8 bunkerë me nga 8 mullinjë.

3.2.2. Furnizimi i termoelektrocentralit "Kosova A5" me naftë

Rëndësia fillestare e naftës si lëndë djegëse konsiston në atë që me anë të saj bëhet ndezja fillestare në TEC. Nxehësia e djegies së kësaj substance është 42537 kJ/kg.

Parimi i punës realizohet ashtuqë sjellet nafta me cisterna deri te pompat dhe përmes gypit zbrazet nafta dhe përmes pompës sillet në rezervarët e naftës të cilët janë 3 dhe janë të izoluar termikisht. Nga rezervarët, nafta me pompa dërgohet deri te flakëhedhësat dhe pastaj luan rol edhe rregullatori i presionit të naftës dhe rregulloatori i presionit të ajrit të cilët rregullojnë presionet. Blloku A5 i ka 8 flakëhedhësa në dy nivele.

Sasia e tepërt e naftës kthehet me gyp të veçantë prap në rezervar të naftës.

4. ANALIZA ENERGETIKE E CIKLIT TË PUNËS TË TERMOELEKTROCENTRALIT "KOSOVA A5"

4.1. Kuptimet themelore për rendimentet e ciklit të punës

Rendimenti termik i ciklit të punës definohet me raportin e nxehtësisë së dobishme ($q_f - q_n$) dhe nxehtësisë e cila futet q_f për realizimin e ciklit të punës. Për një cikël të çfardoshëm, vlen raporti:

$$\eta_t = \frac{q_f - q_n}{q_f} = \frac{(i_1 - i_4) - (i_{2t} - i_3)}{i_1 - i_4} = \frac{i_1 - i_{2t} - (i_4 - i_3)}{i_1 - i_4} = \frac{H_0 - H_p}{q_k} \quad (4.1)$$

Ku janë:

$q_f = q_k$ - nxehtësia e cila futet në cikël;

q_n - nxehtësia e cila nxirret nga cikli me procesin e kondensimit të avullit në kondensator;

H_0 — rënia termike adiabatike e avullit të ujit që futet në turbinë;

H_i - rënia termike e avullit që futet në turbinë kur merren në konsideratë edhe humbjet përkatëse në turbinë;

H_p - energjia të cilën e shpenzon pompa.

Me i - janë shënuar entalpitë e avullit të ujit në pikat karakteristike të ciklit të punës.

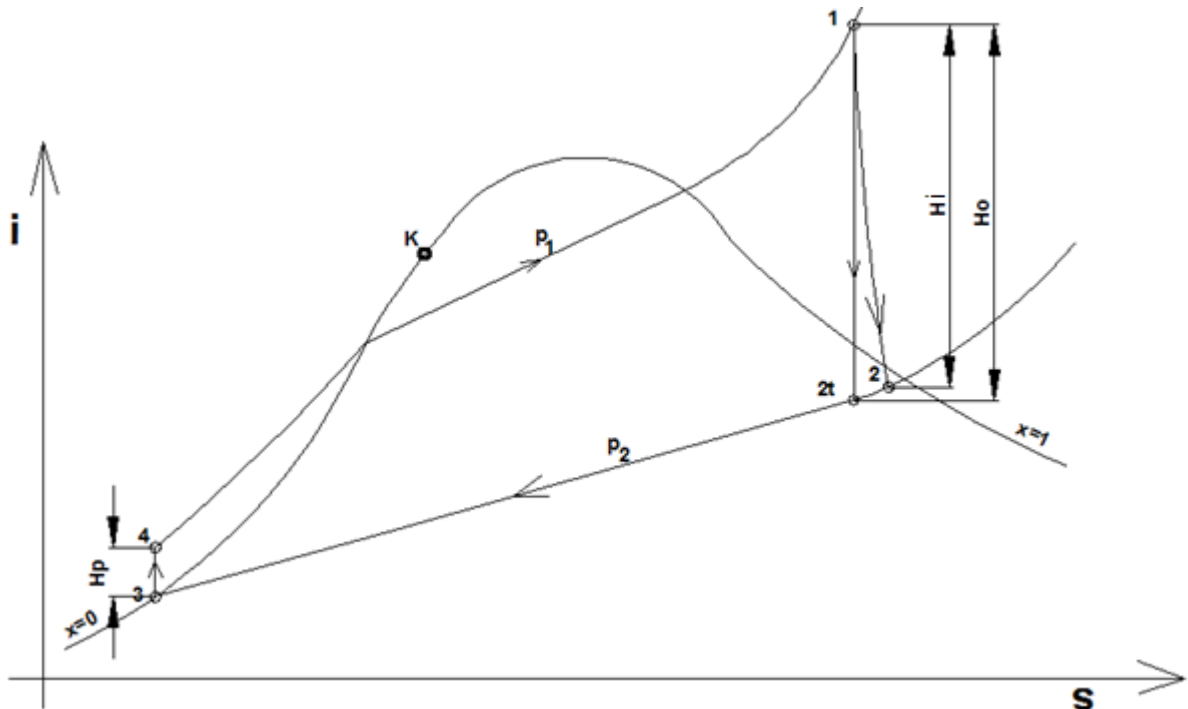


Fig. 4.1. Cikli i punës të një blloku të termoelektrocentralit në diagramën i - s

Nëse presioni i avullit që prodhon kaldata është i vogël, puna e pompës furnizuese është e vogël dhe si e tillë edhe nuk konsiderohet, $H_p=0$.

Në këto kushte, në vijim kemi:

$$\eta_t = \frac{H_0}{q_k} \quad (4.2)$$

Raporti ndërmjet rënies termike reale dhe rënies termike teorike paraqet shkallën e shfytëzimit të brendshëm të turbinës e cila shprehet:

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_0} = \frac{H_i}{H_0} \quad (4.3)$$

Shkalla e shfytëzimit absolut të brendshëm të turbinës është:

$$\eta_{oi}^T = \eta_t \cdot \eta_i = \frac{H_0}{q_k} \cdot \frac{H_i}{H_0} = \frac{H_i}{q_k} \quad (4.4)$$

Shkalla e shfytëzimit mekanik paraqet raportin ndërmjet fuqisë efektive në xhuntën e turbinës dhe fuqisë së brendshme të turbinës dhe shprehet me barazimin:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \approx (0.97 - 0.99) \quad (4.5)$$

Raporti ndërmjet fuqisë efektive të turbinës dhe fuqisë teorike të turbinës paraqet shkallën e shfrytëzimit efektiv të turbinës dhe shprehet:

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_i \cdot \eta_m}{N_0} = \frac{\eta_i \cdot N_0 \cdot \eta_m}{N_0} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (4.6)$$

Rendimenti absolut efektiv i shfrytëzimit të ciklit teorik (kur neglizhohet energjia e shpenzuar për punën e pompës dhe punën e pajisjeve tjera ndihmëse) është:

$$\eta_{ef} = \frac{N_e}{q_k} \cdot \eta_{ef} = \eta_i \cdot \eta_i \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_{ef} \quad (4.7)$$

Shkalla e shfrytëzimit të gjeneratorit elektrik shprehet me raportin ndërmjet fuqisë së gjeneratorit elektrik dhe fuqisë efektive të turbinës, pra:

$$\eta_{ge} = \frac{N_g}{N_e} \quad (4.8)$$

Raporti ndërmjet fuqisë së gjeneratorit dhe fuqisë teorike paraqet shkallën e shfrytëzimit elektrik dhe shprehet:

$$\eta_{el} = \frac{N_g}{N_0} = \frac{N_e \cdot \eta_i \cdot \eta_m}{N_0} \cdot \eta_{ge} = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{ge} \quad (4.9)$$

Shkalla absolute e shfrytëzimit të ciklit të punës është:

$$\eta_{0el} = \frac{N_g}{q_k} = \frac{N_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{ge}}{q_k} = \eta_i \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{ge} = \eta_i \cdot \eta_{el} \quad (4.10)$$

Humbjet e energjisë në tubacionet me avull (rrjetën transportuese të avullit) janë pasojë e rënies së shtypjes për shkak të fërkimit të fluidit punues në sipërfaqet e brendshme të gypave dhe të ndryshimit të madh temperaturik ndërmjet avullit i cili rrymon në këto tubacione dhe ajrit rrethues. Për këtë arsye, gjendja e avullit në hyrje të turbinës ndryshon nga gjendja e avullit në dalje të gjeneratorit të avullit. Siç shihet nga figura, zgjerimi ideal i avullit , segmenti 1k-2k për shkak të këtyre humbjeve zvogëlohet deri në vlerën 1t-2t.

Këto humbje mund të përcaktohen me shprehjen:

$$\eta_{ub} = \frac{H_{01}}{H_{02}} = \frac{i_{1t} - i_{2t}}{i_{1k} - i_{2k}} \quad (4.11)$$

Vlera e këtyre humbjeve në kushtet normale sillet rreth 0.99 për bllloqet e mëdha dhe në diapazonin 0.97-0.99 për njësi të vogla.

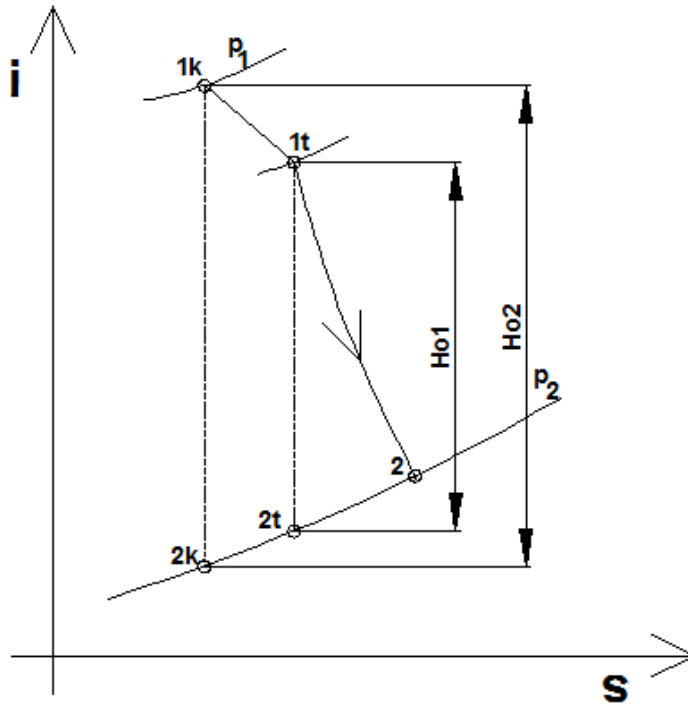


Fig.4.2. Humbjet e energjisë në tubacionet me avull (rrjetën transportuese të avullit)

Skema termike e blllokut të termoelektrocentralit A5 me fuqi 210 MW është treguar në fig.4.3 ndërsa cikli i punës së blllokut është treguar në fig.4.4. Parametrat e avullit në pikat karakteristike të ciklit të punës janë treguar në tabelën 4.1.

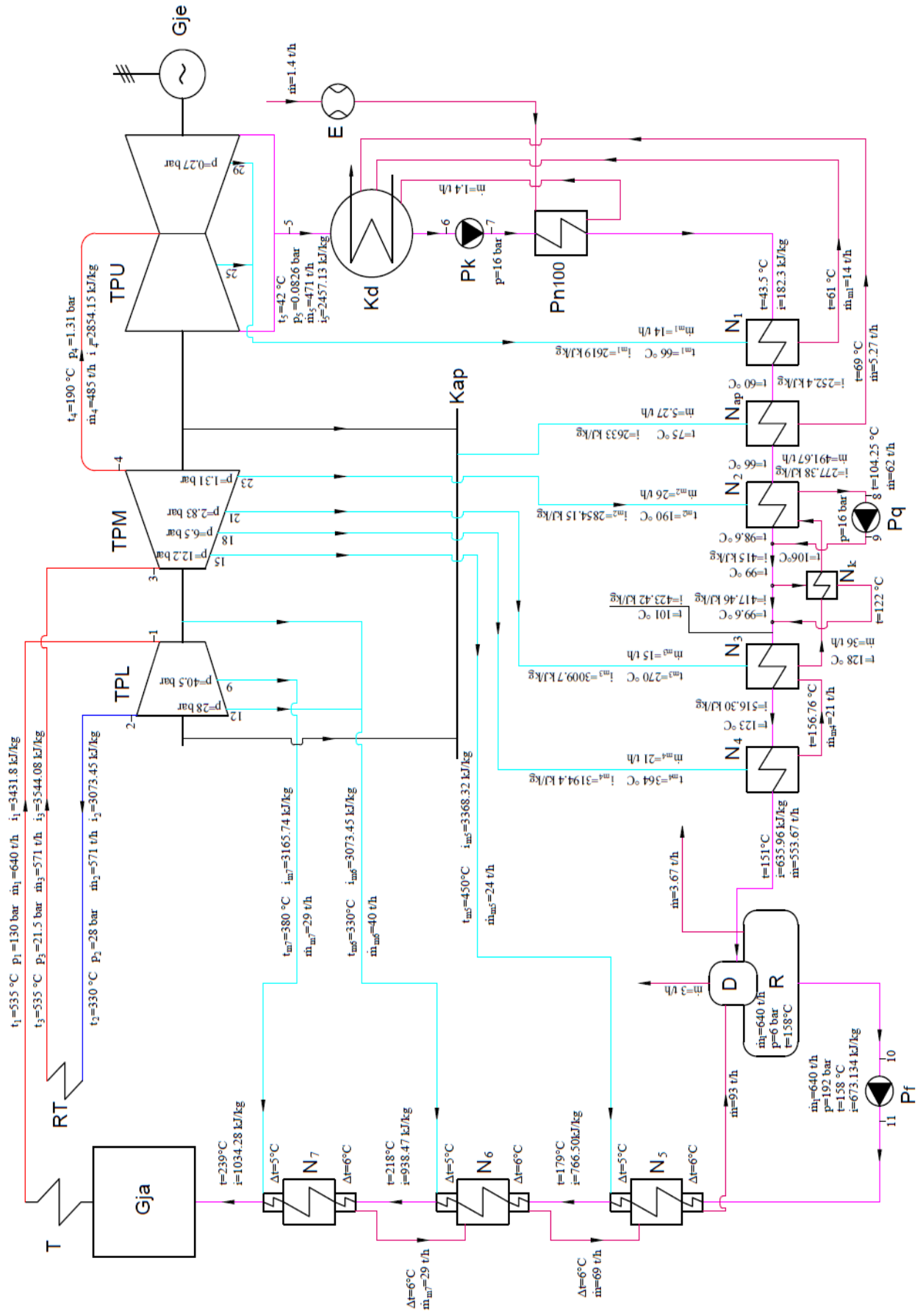


Fig. 4.3. Skema termike e bllokut të termoelektrocentralit "Kosova A5" : Gja - gjeneratori i avullit; T- tejnxehtësi i avullit; TPL – turbina me avull e presionit të lartë; RT – ritejnxehtësi i avullit; TPM – turbina me avull e presionit të mesëm; TPU – turbina me avull e presionit të ulët; Gje – gjeneratori elektrik; Kd – kondensatori i avullit; Pd – pompa e kondensatit; Pn – parangrohësi i kondensatit; E – ezhektori; N_1, N_2, N_3, N_4 – nxehtësat rigjenerativë të kondensatit me avull të presionit të ulët; Kap – kolektori i avullit puthitës; Nap - nxehtësi i kondensatit nga avulli puthitës; Nk – nxehtësi i kondensatit; Pq – pompa qarkulluese e kondensatit; D – degazuesi; R – rezervari i ujit furnizues; P_f – pompa furnizuese dhe N_5, N_6, N_7 – nxehtësat regjenerativë të kondensatit me avull të presionit të lartë [lit.13]

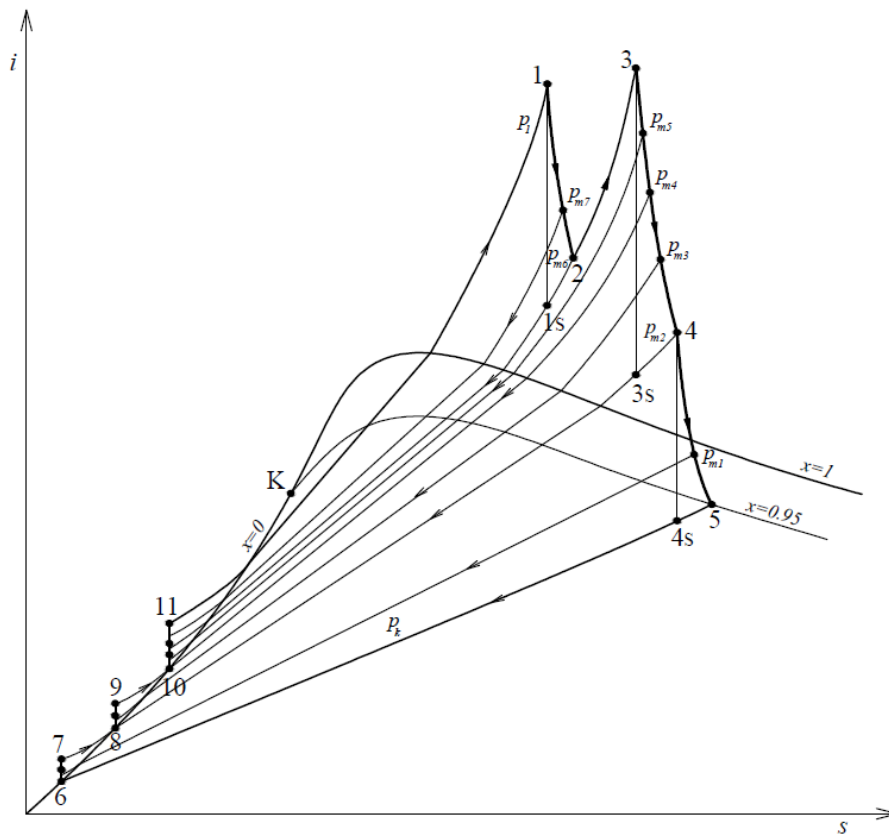


Fig.4.4 . Skema e ciklit të punës së bllokut të termoelektrocentralit në diagramen T-s: 1-2- zgjerimi i avullit në turbinën e presionit të lartë; 2-3-procesi i ritejnxehtës së avullit, 3-4- zgjerimi i avullit në turbinën e presionit të mesëm; 4-5- zgjerimi i avullit në turbinën e presionit të ulët; 5-6- procesi i kondensimit të avullit të ujit; 5-7,8-9 dhe 10-11-proceset e pompimit të kondensatit deri në presionin e gjeneratorit të avullit; 11-1- ngrohja, avullimi dhe tejnxehtësia e avullit në gjeneratorin e avullit.

Tabela 4.1. Parametrat termik të avullit të ujit në turbinën e TEC-it Kosova A5

Turbina e presionit të lartë, TPL	<i>në hyrje</i>	<i>në dalje</i>
<i>Presioni, p</i>	$p_1 = 130 \text{ bar}$	$p_2 = 28 \text{ bar}$
<i>Temperatura, t</i>	$t_1 = 535^{\circ}\text{C}$	$t_2 = 330^{\circ}\text{C}$
<i>Entalpia, i</i>	$i_1 = 3431.8 \text{ kJ/kg}$	$i_2 = 3073.45 \text{ kJ/kg}$
<i>Prurja e avullit, m</i>	$m_1 = 640 \text{ t/h}$	$m_2 = 571 \text{ t/h}$
Turbina e presionit të mesëm, tpm	<i>në hyrje</i>	<i>në dalje</i>
<i>Presioni, p</i>	$p_3 = 21.5 \text{ bar}$	$p_4 = 1.31 \text{ bar}$
<i>Temperatura, t</i>	$t_3 = 535^{\circ}\text{C}$	$t_4 = 190^{\circ}\text{C}$
<i>Entalpia, i</i>	$i_3 = 3544.08 \text{ kJ/kg}$	$i_4 = 2854.15 \text{ kJ/kg}$
<i>Prurja e avullit, m</i>	$m_3 = 571 \text{ t/h}$	$m_4 = 485 \text{ t/h}$
Turbina e presionit të ulët TPU	<i>në hyrje</i>	<i>në dalje</i>
<i>Presioni, p</i>	$p_4 = 1.31 \text{ bar}$	$p_5 = 0.0826 \text{ bar}$
<i>Temperatura, t</i>	$t_4 = 190^{\circ}\text{C}$	$t_5 = 42^{\circ}\text{C}$
<i>Entalpia, i</i>	$i_4 = 2854.15 \text{ kJ/kg}$	$i_5 = 2457.13 \text{ kJ/kg}$
<i>Prurja e avullit, m</i>	$m_4 = 485 \text{ t/h}$	$m_5 = 471 \text{ t/h}$

Parametrat e avullit të ujit në pikat e marrjeve nga turbina për ngrohjen regjenerative të kondensatit të TEC-it "Kosova A5" janë treguar në tabelën 4.2.

Tabela 4.2. Parametrat e avullit të ujit në pikat e marrjeve regjenerative të avullit të ujit të TEC-it Kosova A5.

Marrja e avullit nga turbina	Pas shkallës	Presioni i marrjes	Temperatura e marrjes	Entalpia	Prurja e avullit nga marrjet
7	9	$p_{m7}=40.5 \text{ bar}$	$t_{m7}=380^{\circ}\text{C}$	$i_{m7}=3165.74 \text{ kJ/kg}$	$m_{m7}=29 \text{ t/h}$
6	12	$p_{m6}=28 \text{ bar}$	$t_{m6}=330^{\circ}\text{C}$	$i_{m6}=3073.45 \text{ kJ/kg}$	$m_{m6}=40 \text{ t/h}$
5	15	$p_{m5}=12.2 \text{ bar}$	$t_{m5}=450^{\circ}\text{C}$	$i_{m5}=3368.32 \text{ kJ/kg}$	$m_{m5}=24 \text{ t/h}$
4	18	$p_{m4}=6.5 \text{ bar}$	$t_{m4}=364^{\circ}\text{C}$	$i_{m4}=3194.4 \text{ kJ/kg}$	$m_{m4}=21 \text{ t/h}$
3	21	$p_{m3}=2.83 \text{ bar}$	$t_{m3}=270^{\circ}\text{C}$	$i_{m3}=3009.7 \text{ kJ/kg}$	$m_{m3}=15 \text{ t/h}$
2	23	$p_{m2}=1.31 \text{ bar}$	$t_{m2}=190^{\circ}\text{C}$	$i_{m2}=2854.15 \text{ kJ/kg}$	$m_{m2}=246 \text{ t/h}$
1	25 dhe 29	$p_{m1}=0.27 \text{ bar}$	$t_{m1}=66^{\circ}\text{C}$	$i_{m1}=2619 \text{ kJ/kg}$	$m_{m1}=14 \text{ t/h}$

4.2. Bilancet termike të nxehtësave regjenerativë të ujit ushqyes

Llogaritja e nxehtësave regjenerativ zakonisht fillon nga nxehtësi i presionit të lartë nga i cili kondensati futet në ekonomaizerin e gjeneratorit të avullit. Llogaritja nënkupton parashtrimin e bilancit material dhe energjetik të secilit këmbyses të nxehtësisë dhe përcaktimi i sasisë së avullit të ujit që merret nga turbina për t'i arritur parametrat e projektuar të kondensatit i cili futet në ekonomaizerin e gjeneratorit të avullit.

4.2.1. Bilanci termik i ngrohësit regjenerativ të presionit të lartë N7

Parametrat termikë: $i_7^h = 938.47 \text{ kJ/kg}$; $i_7^d = 1034.28 \text{ kJ/kg}$; $t_7^h = 218^\circ\text{C}$
 $t_7^d = 293^\circ\text{C}$;

$$p = 40.5 \text{ bar} ; t_{m7} = 380^\circ\text{C} ; i_{m7} = 3165.74 \text{ kJ/kg} ; m_{m7} = 29 \text{ t/h}$$

Për $p = 40.5 \text{ bar}$ dhe $x = 0$ nga tabela për ujë në gjendje vlimi,

$$i_7' = 1091.0 \text{ kJ/kg}$$

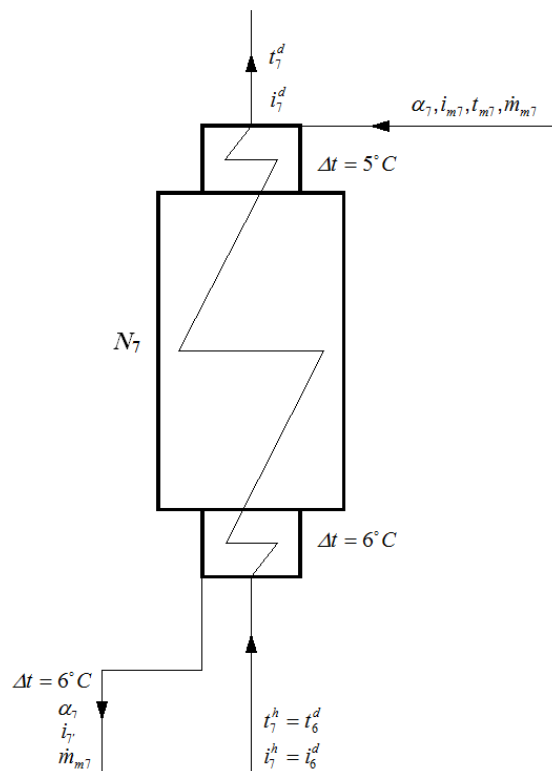


Fig.4.5. Nxehtësi rigjenerativ i presionit të lartë nr. 7

Nga bilanci energjetik i nxehtësit rigjenerativ nr.7 kemi:

$$\alpha_7(i_{m7} - i_7') = i_7^d - i_7^h$$

Nga këtu del se:

$$\alpha_7 = \frac{i_7^d - i_7^h}{i_{m7} - i_7'} \quad (4.12)$$

Pas zëvendësimit të vlerave numerike del koeficienti i marrjes së avullit nga turbina për ngrohjen e kondensatit në nxehtësin rigjenerativ të presionit të ulët nr.7.

$$\alpha_7 = \frac{1034.28 - 938.47}{3165.74 - 1091.0} = \frac{95.81}{2074.74} = 0.046179 \text{ kg/kg}$$

4.2.2. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të lartë N6

Parametrat termik: $t_6^d = 218^\circ\text{C}$; $i_6^d = 938.47 \text{ kJ/kg}$; $t_6^h = 179^\circ\text{C}$; $i_6^h = 766.50 \text{ kJ/kg}$

$$p = 28 \text{ bar}; t_{m6} = 330^\circ\text{C}; i_{m6} = 3073.45 \text{ kJ/kg}; m_{m6} = 40 \text{ t/h}$$

Pasi që brenda ngrohësit rigjenerativ bëhet përzierja e avujve me presion të ndryshëm, presioni i përzierjes përcaktohet si mesatarja gjeometrike e presioneve përkatëse. Kështu merret mesatarja gjeometrike dhe arrihen vlerat optimale të ngrohjeve rigjenerative.

$$\text{Për } p = \sqrt{40,5 \cdot 28} = 33,7 \text{ bar dhe } x = 0 \text{ rrjedh } i_6' = 1039 \text{ (kJ/kg)}.$$

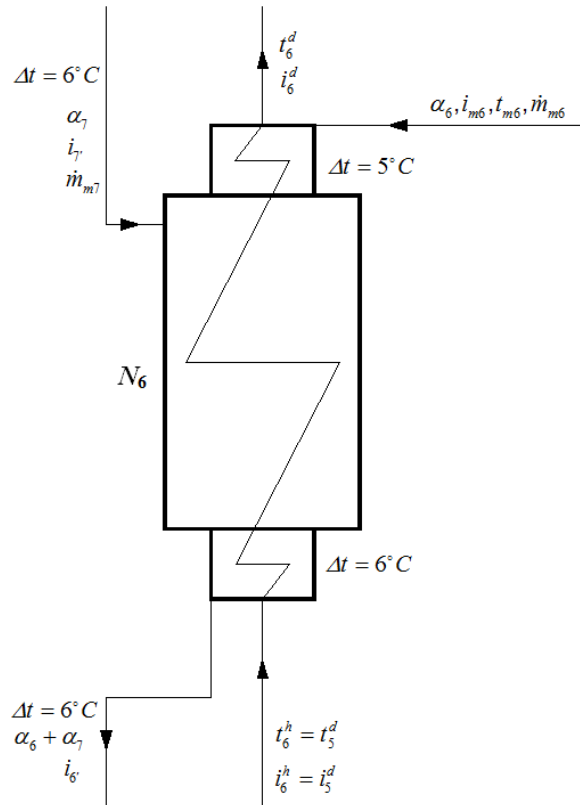


Fig.4.6. Nxehtësi regjenerativ i presionit të lartë nr. 6

Sipas skemës së termoelektrocentralit, bëjmë bilancin energjetik të ngrohësit rigjenerativ nr.6 dhe del se:

$$\alpha_7 \cdot i_7' + \alpha_6 \cdot i_{m6} - (\alpha_6 + \alpha_7) \cdot i_6' = i_6^d - i_6^h$$

$$\Rightarrow \alpha_6 = \frac{i_6^d - i_6^h - \alpha_7 \cdot (i_7' - i_6')}{i_{m6} - i_6'} \quad (4.13)$$

$$\alpha_6 = \frac{938.47 - 766.50 - 0.046179(1091.0 - 1039)}{3073.45 - 1039} = 0.0833 \text{ kg / kg.}$$

4.2.3. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të mesëm N5

Parametrat termikë: $t_5^d = 179^\circ\text{C}$; $i_5^d = 766.50 \text{ kJ / kg}$; $t_5^h = 158^\circ\text{C}$; $i_5^h = 673.134 \text{ kJ / kg}$

$$p = 12.2 \text{ bar} ; t_{m5} = 450^\circ\text{C} ; i_{m5} = 3368.32 \text{ kJ/kg} ; m_{m5} = 24 \text{ t/h}$$

$$\text{Për } p = \sqrt{28 \cdot 12.2} = 18.5 \text{ bar dhe } x = 0 \text{ rrjedh } i'_5 = 890,6 \text{ kJ/kg.}$$

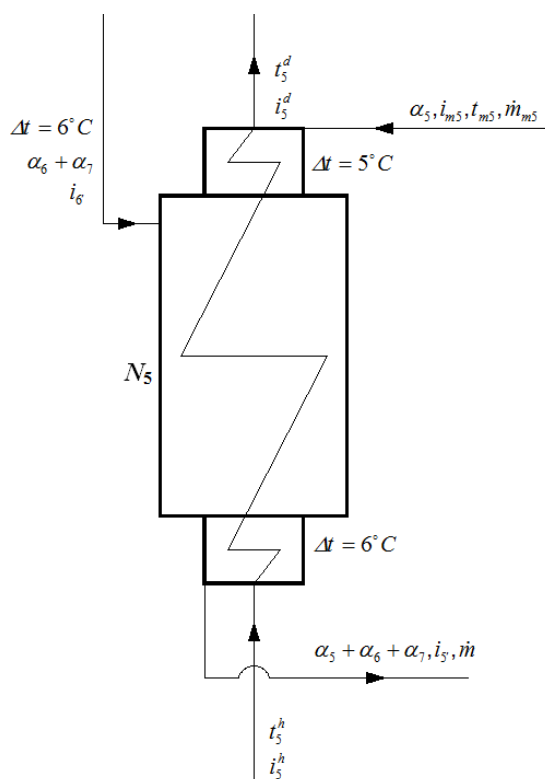


Fig.4.7. Nxehësi rigjenerativ i presionit të lartë nr. 5

$$(\alpha_6 + \alpha_7) \cdot i'_6 + \alpha_5 \cdot i_{m5} - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7) \cdot i'_5 = i_5^d - i_5^h$$

$$\Rightarrow \alpha_5 = \frac{i_5^d - i_5^h - (\alpha_6 + \alpha_7) \cdot i'_6 + (\alpha_6 + \alpha_7) \cdot i'_5}{i_{m5} - i'_5} \quad (4.14)$$

$$\alpha_5 = \frac{766.5 - 673.134 - (0.0833 + 0.046179)(1039 - 890.6)}{3368.32 - 890.6} = 0.0299.$$

4.2.4. Bilanci termik i degazuesit

Parametrat termik: $p = 6 \text{ bar}$; $t = 158^\circ\text{C}$; $i = 685 \text{ kJ/kg}$; $m_t = 640 \text{ t/h}$

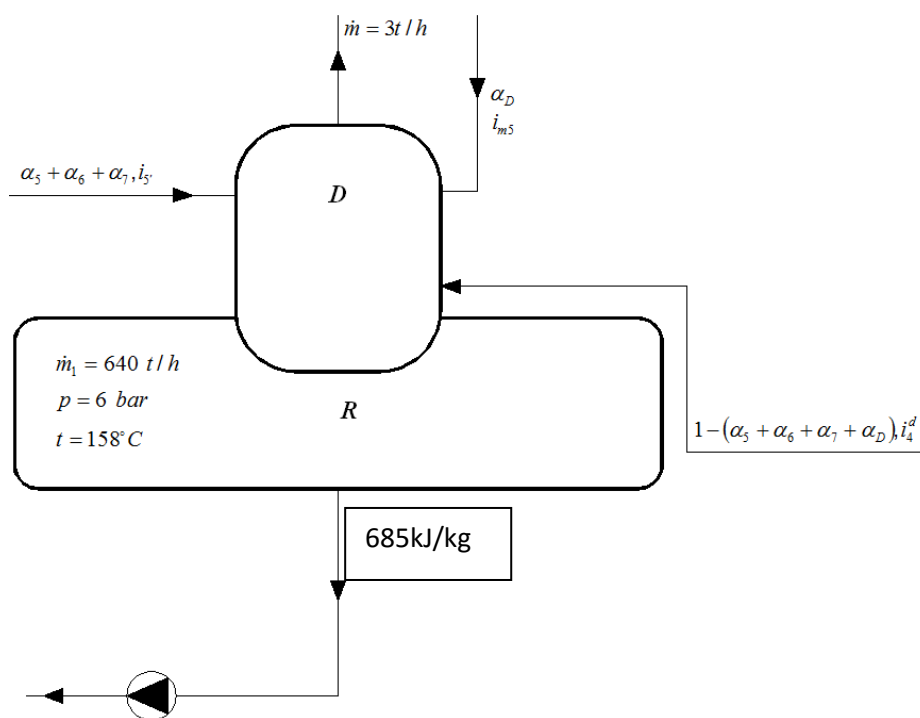


Fig.4.8. Rezervari i ujit furnizues dhe degazuesi

Nga bilanci energjetik i degazuesit, del:

$$[1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D)] \cdot i_4^d + \alpha_D \cdot i_{m5} + (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7) \cdot i_5' = i$$

$$\Rightarrow \alpha_D = \frac{i - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7) \cdot i_5' - [1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7)] \cdot i_4^d}{i_{m5} - i_4^d} \quad (4.15)$$

$$\alpha_D = \frac{(i - i_4^d) - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7)(i_5' - i_4^d)}{i_{m5} - i_4^d} =$$

$$= \frac{(685 - 635.96) - (0.0299 + 0.0833 + 0.046179)(890.6 - 635.96)}{3368.32 - 635.96} = 0.0031.$$

$$\alpha_{D5} = \alpha_D + \alpha_5 = 0.0031 + 0.0299 = 0.0330.$$

4.2.5. Bilanci termik i nxehtësit regjenerativ të presionit të mesëm N4

Parametrat termik: $t_4^d = 151^\circ\text{C}$; $i_4^d = 635.96 \text{ kJ/kg}$; $t_4^h = 123^\circ\text{C}$; $i_4^h = 516.30 \text{ kJ/kg}$

$$p = 6.5 \text{ bar}; t_{m4} = 364^\circ\text{C}; i_{m4} = 3194.4 \text{ kJ/kg}; m_{m4} = 21 \text{ t/h}$$

Për $p = \sqrt{12.2 \cdot 6.5} = 8.91 \text{ bar}$ dhe $x = 0$ rrjedh $i_4' = 741 \text{ kJ/kg}$.

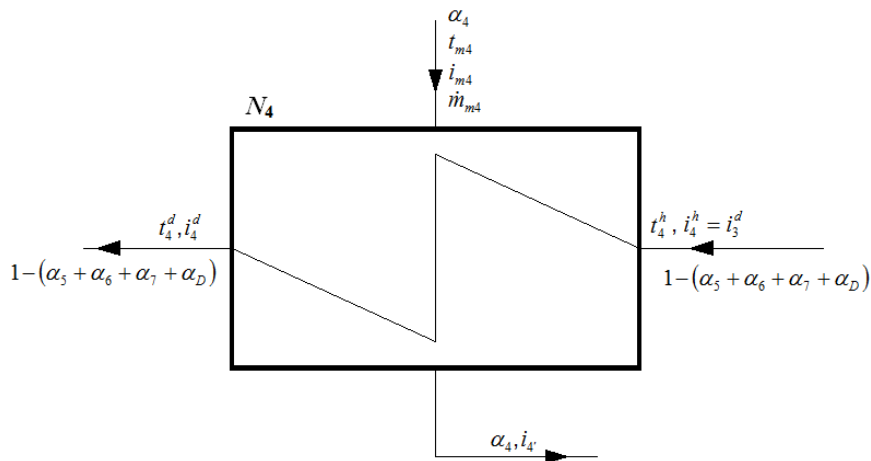


Fig.4.9. Nxehtësi regjenerativ i presionit të ulët nr. 4

Nga bilanci termik i nxehtësit del:

$$\alpha_4 \cdot (i_{m4} - i'_4) = [1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D)] \cdot (i_4^d - i_4^h)$$

$$\Rightarrow \alpha_4 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D)] \cdot (i_4^d - i_4^h)}{i_{m4} - i'_4} \quad (4.16)$$

$$\Rightarrow \alpha_4 = \frac{[1 - (0.0299 + 0.0833 + 0.046179 + 0.0330)](635.96 - 516.30)}{3194.4 - 741} = 0.0394.$$

4.2.6. Bilanci termik i ngrohësit regenerativ të presionit të mesëm N3

Parametrat termik: ; $i_3^d = 516.30 \text{ kJ/kg}$; $t_3^h = 101^\circ\text{C}$; $i_3^h = 423.42 \text{ kJ/kg}$

$p = 2.83 \text{ bar}$; $t_{m3} = 270^\circ\text{C}$; $i_{m3} = 3009.7 \text{ kJ/kg}$; $m_{m3} = 15 \text{ t/h}$

Për $p = \sqrt{6.5 \cdot 2.83} = 4.3 \text{ bar}$ dhe $x = 0$ rrjedh $i'_3 = 616.1 \text{ kJ/kg}$.

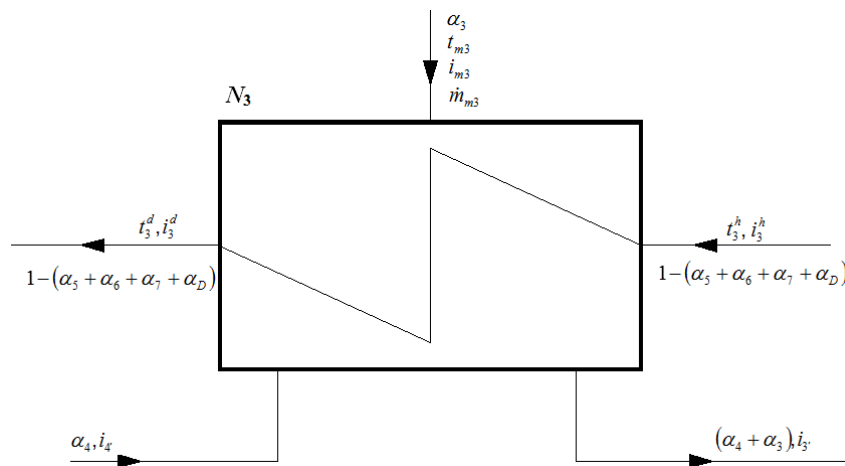


Fig. 4.10. Nxehtësi rigjenerativ i presionit të lartë nr. 3

$$\alpha_3 \cdot i_{m3} + \alpha_4 \cdot i'_4 - (\alpha_4 + \alpha_3) \cdot i'_3 = [1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D)] \cdot (i_3^d - i_3^h)$$

$$\Rightarrow \alpha_3 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D)] \cdot (i_3^d - i_3^h) - \alpha_4 (i'_4 - i'_3)}{i_{m3} - i'_3} \quad (4.17)$$

$$\alpha_3 = \frac{[1 - (0.0299 + 0.0833 + 0.046179 + 0.0330)](516.30 - 423.42) - 0.0394(741 - 616.1)}{3009.7 - 616.1} = 0.0293.$$

4.2.7. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të mesëm N2

Parametrat termik: $t_2^d = 98.6^\circ C$; $i_2^d = 413.19 \text{ kJ/kg}$; $t_2^h = 66^\circ C$; $i_2^h = 277.38 \text{ kJ/kg}$

$$p = 1.31 \text{ bar}; t_{m2} = 190^\circ C; i_{m2} = 2854.15 \text{ kJ/kg}; m_{m2} = 26 \text{ t/h}$$

$$\text{Për } p = \sqrt{1.31 \cdot 2.83} = 1.93 \text{ bar dhe } x = 0 \text{ rrjedh } i'_2 = 502 \text{ kJ/kg.}$$

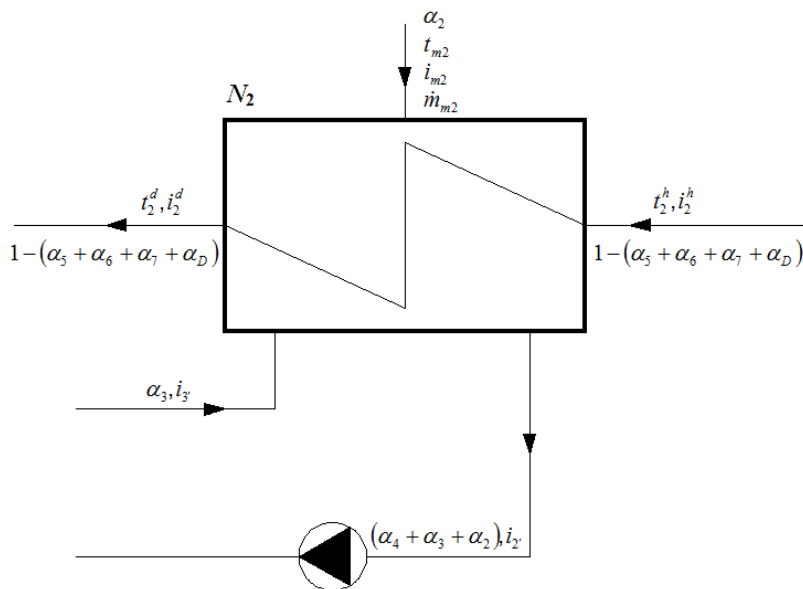


Fig.4.11. Nxehësi regjenerativ i presionit të ulët nr. 2

$$\alpha_2 \cdot i_{m2} + \alpha_3 \cdot i'_3 - (\alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2) \cdot i'_2 = [1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D)] \cdot (i_2^d - i_2^h)$$

$$\Rightarrow \alpha_2 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D)] \cdot (i_2^d - i_2^h) - \alpha_3 \cdot i_3' + (\alpha_4 + \alpha_3) \cdot i_2'}{i_{m2} - i_2'} \quad (4.18)$$

$$\Rightarrow \alpha_2 = \frac{[1 - (0.0299 + 0.0833 + 0.046179 + 0.0330)](413.9 - 277.37)}{2854.15 - 502} + \frac{-0.0293 \cdot 616.1 + (0.0394 + 0.0293) \cdot 502}{2854.15 - 502} = 0.0539 \text{ kg / kg.}$$

4.2.8. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të ulët N1

Parametrat termik: $t_1^d = 60^\circ \text{C}$; $i_1^d = 252.4 \text{ kJ/kg}$; $t_1^h = 43.5^\circ \text{C}$; $i_1^h = 182.3 \text{ kJ/kg}$

$$p = 0.27 \text{ bar}; t_{m1} = 66^\circ \text{C}; i_{m1} = 2619 \text{ kJ/kg}; m_{m1} = 14 \text{ t/h}$$

Për $p = \sqrt{0.27 \cdot 1.31} = 0.59 \text{ bar}$ dhe $x = 0$ rrjedh $i_1' = 360 \text{ kJ/kg}$.

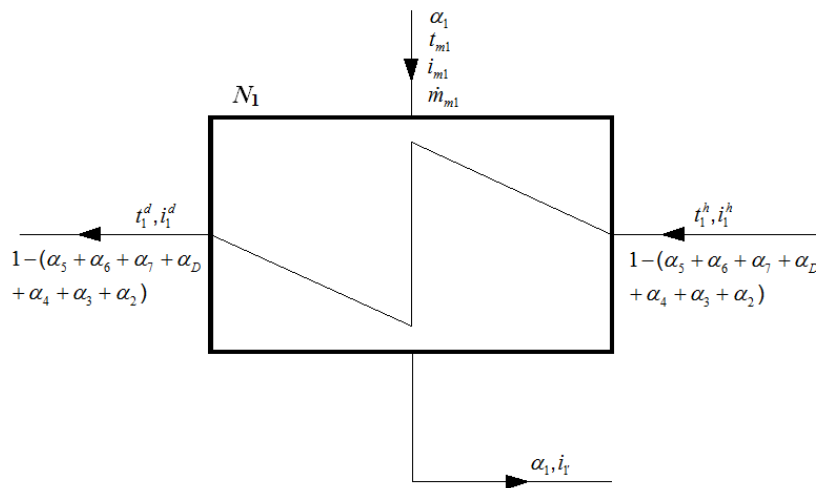


Fig.4.12. Nxehësi regjenerativ i presionit të ulët nr. 1

Nga bilanci termik i nxehësit, del:

$$\alpha_1(i_{m1} - i_1') = [1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot (i_1^d - i_1^h)$$

$$\Rightarrow \alpha_1 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot (i_1^d - i_1^h)}{i_{m1} - i_1'} \quad (4.19)$$

$$\Rightarrow \alpha_1 = \frac{[1 - (0.0299 + 0.0833 + 0.046179 + 0.0330 + 0.0394 + 0.0293 + 0.0539)](252.4 - 182.3)}{2619 - 360} =$$

$$= 0.0213 \text{ kg} / \text{kg}.$$

4.3. Rëniet termike të avullit në turbinë

4.3.1. Rëniet termike në turbinë deri te marrjet e avullit për ngrohjen rigjenerative të ujit ushqyes

Rënia termike nga hyrja e avullit në turbinë deri te marrja e parë e presionit të lartë është:

$$h_{i1} = i_1 - i_{m7} = 3431.8 - 3165.74 = 266.06 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja m_7 deri në marrjen e avullit m_6 është:

$$h_{i2} = i_{m7} - i_2 = i_{m7} - i_{m6} = 3165.74 - 3073.45 = 92.29 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Rënia termike e avullit nga hyrja e avullit në turbinën e presionit të mesëm deri marrja m_5 është:

$$h_{i3} = i_3 - i_{m5} = 3544.08 - 3368.32 = 175.76 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja e avullit m_5 deri te marrja e avullit m_4 është:

$$h_{i4} = i_{m5} - i_{m4} = 3368.32 - 3194.4 = 173.92 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja e avullit m_4 deri te marrja e avullit m_3 është:

$$h_{i5} = i_{m4} - i_{m3} = 3194.4 - 3009.7 = 184.70 \text{ kJ/kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja e avullit m_3 deri te marrja e avullit m_2 është:

$$h_{i6} = i_{m3} - i_{m2} = i_{m3} - i_4 = 3009.7 - 2854.15 = 155.55 \text{ kJ/kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja e avullit m_2 deri te marrja e avullit m_1 është:

$$h_{i7} = i_4 - i_{m1} = i_{m2} - i_{m1} = 2854.15 - 2619 = 235.15 \text{ kJ/kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja e avullit m_1 deri te marrja e avullit m_k është:

$$h_{i8} = i_{m1} - i_5 = i_{m1} - i_{mk} = 2619 - 2457.13 = 161.87 \text{ kJ/kg}$$

4.3.2. Puna reale në turbinë

Puna reale e turbinës shprehet me barazimin:

$$\begin{aligned} l_d = & h_{i1} + (1 - \alpha_7) \cdot h_{i2} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6)] \cdot h_{i3} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_{D5})] \cdot h_{i4} + \\ & + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_{D5} + \alpha_4)] \cdot h_{i5} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_{D5} + \alpha_4 + \alpha_3)] \cdot h_{i6} + \\ & + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_{D5} + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot h_{i7} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_{D5} + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_1)] \cdot h_{i8} . \end{aligned}$$

(4.20)

Ku janë:

$$\alpha_1 = 0.0213(\text{kg/kg}); \quad \alpha_2 = 0.0539(\text{kg/kg}); \quad \alpha_3 = 0.0293(\text{kg/kg});$$

$$\alpha_4 = 0.0394(\text{kg/kg}); \quad \alpha_{D5} = 0.0330(\text{kg/kg}); \quad \alpha_5 = 0.0299(\text{kg/kg});$$

$$\alpha_6 = 0.0833(\text{kg/kg}); \quad \alpha_7 = 0.046179(\text{kg/kg}).$$

$$\begin{aligned}
l_d &= 266.06 + (1 - 0.046179) \cdot 92.29 + [1 - (0.046179 + 0.0833)] \cdot 175.76 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330)] \cdot 173.92 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330 + 0.0394)] \cdot 184.70 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330 + 0.0394 + 0.0293)] \cdot 155.55 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330 + 0.0394 + 0.0293 + 0.0539)] \cdot 235.15 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330 + 0.0394 + 0.0293 + 0.0539 + 0.0213)] \cdot 161.87 = \\
&= 1172.901 \text{ (kJ/kg)}.
\end{aligned}$$

4.3.3. Puna e turbinës së presionit të lartë nëse merret parasysh sasia e fluidit punues

Turbina e presionit të lartë ka 2 marrje të avullit të cilat përdoren për ngrohjen rigjenerative të ujit ushqyes në nxehtësit e presionit të lartë, fig.4.13.

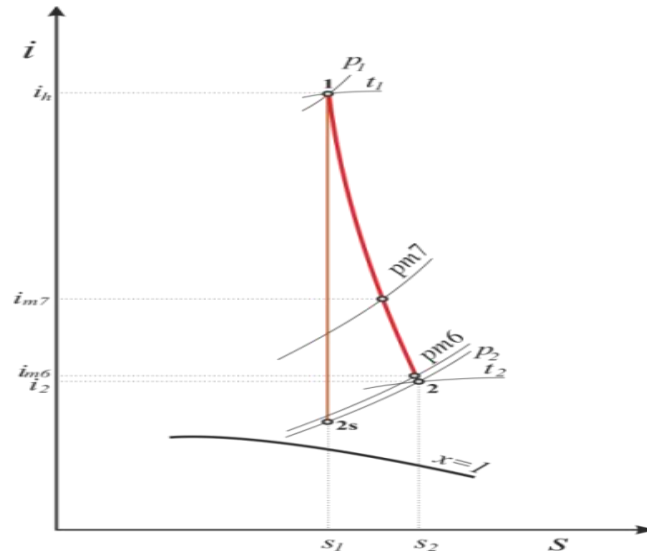


Fig.4.13. Zgjerimi i avullit të ujit në turbinën e presionit të lartë

Parametrat e marrjeve të avullit janë:

Parametrat e avullit në marrjen e avullit të ujit nr. 7

Presioni $p_{m7} = 40.5 \text{ bar}$

Temperatura $t_{m7} = 380 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpia $i_{m7} = 3165.74 \text{ kJ / kg}$

Parametrat e avullit të ujit në marrjen e avullit nr.6

Presioni $p_{m6} = 28 \text{ bar}$

Temperatura $t_{m6} = 330 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpia $i_{m6} = 3073.45 \text{ kJ / kg}$

Prurja masore e avullit në turbinën e presionit të lartë është:

$$\dot{m} = 640 \frac{t}{h} = 177.77 \frac{kg}{s}$$

Puna të cilën e kryen avulli në turbinën e presionit të lartë është:

$$\begin{aligned} L_{TPL} &= \dot{m}(i_1 - i_{m7}) + (\dot{m} - \dot{m}_{m7})(i_{m7} - i_{m6}) = \\ &= 177.77(3431.8 - 3165.74) + (177.77 - 8.05)(3165.74 - 3073.45) = 56576.066 \text{ kW} \\ L_{TPL} &= 56.6 \text{ MW} \end{aligned}$$

Meqë marrja e dytë është në dalje të turbinës pra në shkallën e 12 avulli më nuk ka shkallë që të zgjerohet dhe nuk kryen punë, por shkon në ritejnxehës për t'i rritur parametrat termik respektivisht temperaturën deri në 535 °C.

4.3.4. Puna e turbinës së presionit të mesëm nëse merret parasys sasia e fluidit punues

Avulli pasi është ritejnxehur në ritejnxehës, tani me temperaturë 535°C, futet në turbinën e presionit të mesëm. Procesi i ndryshimit të gjendjes së avullit në këtë turbinë është treguar në fig.4.14.

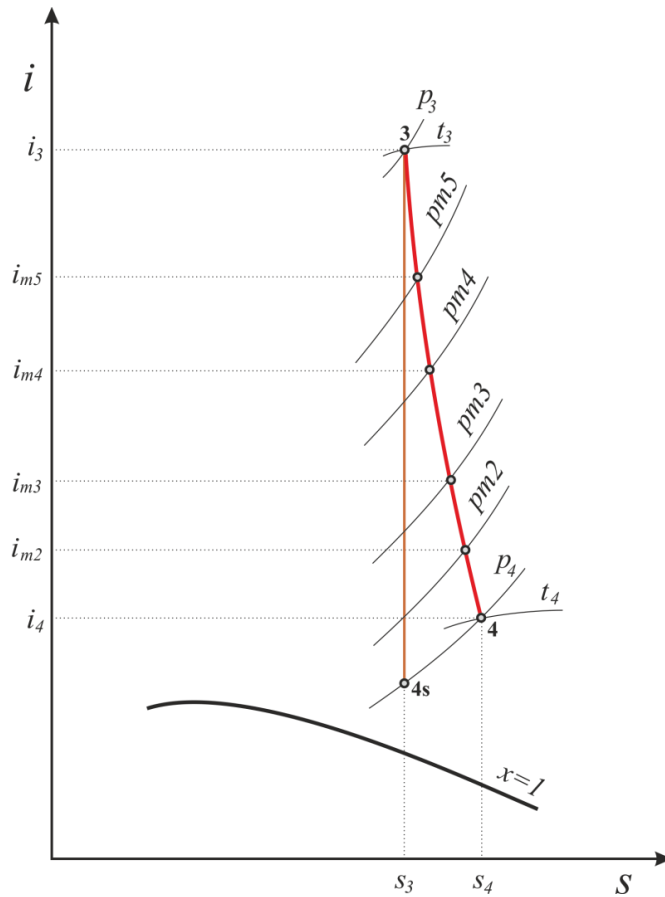


Fig.4.14. Rënia termike e avullit në turbinën e presionit të mesëm

Parametrat termik të avullit në marrjet përkatëse janë:

- Marrja 5	- Marrja 3
Presioni $p_{m5} = 12.26 \text{ bar}$	Presioni $p_{m3} = 2.83 \text{ bar}$
Temperatura $t_{m5} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura $t_{m3} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpia $i_{m5} = 3368.24 \text{ kJ / kg}$	Entalpia $i_{m3} = 2009.7 \text{ kJ / kg}$
- Marrja 4	- Marrja 2
Presioni $p_{m4} = 6.5 \text{ bar}$	Presioni $p_{m2} = 1.31 \text{ bar}$
Temperatura $t_{m4} = 364 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura $t_{m2} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$
	$\eta_m = 98.5 \%$
Entalpia $i_{m4} = 3194.4 \text{ kJ / kg}$	Entalpia $i_{m2} = 2854.16 \text{ kJ / kg}$

Prurja në turbinë e presionit të mesëm është më e vogël për arsye të marrjeve, prurja e avullit në dalje nga ritejnxehësi e cila hyn në turbinën e presionit të mesëm është:

$$\dot{m} = 570 \text{ t/h} = 158.33 \text{ kg/s}$$

Puna e turbinës së presionit të mesëm L_{TPM}

$$\begin{aligned} L_{TPM} &= \dot{m}(i_3 - i_{m5}) + (\dot{m} - \dot{m}_{m5})(i_{m5} - i_{m4}) + (\dot{m} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_4)(i_{m4} - i_{m3}) + \\ &+ (\dot{m} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4} - \dot{m}_{m3})(i_{m3} - i_{m2}) = 158.33(3544.08 - 3368.24) + \\ &+ (158.33 - 6.66)(3368.24 - 3194.4) + (158.33 - 6.66 - 5.833)(3194.4 - 3009.7) + \\ &+ (158.33 - 6.66 - 5.833 - 4.166)(3009.7 - 2854.16) = 103.12 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$L_{TPM} = 103.2 \text{ MW}$$

Meqë marrja është bërë në shkallën e fundit të PTPM, shkalla 12 avulli më nuk zgjerohet në këtë pjesë dhe për këtë arsye nuk kryen punë, entalpia e marrjes 2 është përafërsisht e njëjtë me entalpinë në dalje të PTPM-s.

Avulli pasi del nga pjesa e turbinës së presionit të mesëm shkon direkt në pjesën e turbinës së presionit të ulët.

4.3.5. Puna e turbinës së presionit të ulët nëse merret parasysht sasia e fluidit punues

Procesi i zgjerimit të avullit në turbinën e presionit të ulët është treguar në diagramën $i-s$ në fig.4.15. Në këtë turbinë është vetëm një marrje e avullit për nxehjen regjenerative të ujit ushqyes.

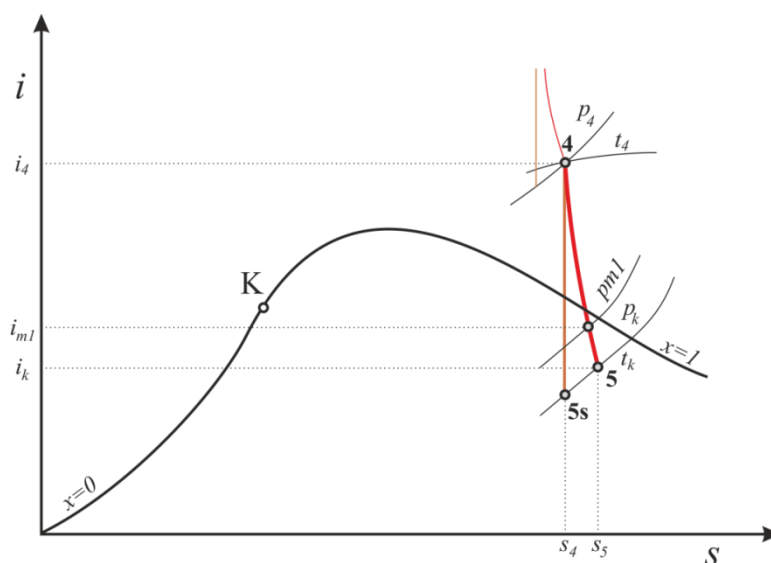


Fig.4.15. Rënia termike e avullit në turbinën e presionit të ulët

Parametrat e avullit në marrjen 1 nga turbina.

$$\text{Presioni } p_{m1} = 0.27 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura } t_{m1} = 66^\circ\text{C}$$

$$\text{Entalpia } i_{m1} = 2545.87 \text{ kJ / kg}$$

Prurja masore e avullit në turbinën e presionit të ulët është:

$$\dot{m} = 485 \text{ t / h} = 134.72 \text{ kg / s}$$

Pjesa e turbinës së presionit të ulët punon me gjendje dyfazore pra me avull të ngopur prandaj nga diagrami i Molierit (i-s) caktojmë entalpinë në kondensator për shkallë të thatësisë $x=0.95$

$$i_k = i' + x(i'' - i') = 175.86 + 0.95(2577.2 - 175.86) = 2457.133 \text{ kJ / kg}$$

$$\begin{aligned} L_{TPU} &= \dot{m}(i_4 - i_{m1}) + (\dot{m} - \dot{m}_{m1})(i_{m1} - i_k) = \\ &= 134.72(2850.18 - 2545.87) + (134.72 - 3.88)(2545.87 - 2457.133) = 52607 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$L_{TPU} = 52.6 \text{ MW}$$

Puna e tërësishme e turbinës do të jetë;

$$L_T = L_{TPL} + L_{TPM} + L_{TPU} = 56.6 + 103.2 + 52.6 = 212.4 \text{ MW}$$

Pas humbjeve në gjenerator në dalje do të fitohen 210 MW energji elektrike

$$L_{GJ} = L_T \cdot \eta_{gj} = 212.4 \cdot 0.99 = 210.27 \text{ MW}$$

4.3.6. Rendimenti termik i ciklit

Rendimenti termik i ciklit përcaktohet nga barazimi:

$$\eta_t = \frac{l_d}{q_f} = \frac{l_d}{(i_1 - i_{11}) + (i_3 - i_2)} = \frac{1172.901}{(3431.8 - 673.134) + (3544.08 - 3073.45)} = 0,363.$$

$$\eta_t = 36,3 \%$$

Nëse në varësinë për rendimentin termik $\eta_t = l_d/q_f$ zëvendësohen të gjitha vlerat e entalpive specifike si edhe vlerat e koeficientave të marrjeve të rregulluara α_i , përveç vleres α_1 , nga bilancet e dhëna për nxehtësat regjenerativ të ujit ushqyes mund të fitohet shprehja e varësisë funksionale e rendimentit termik të ciklit të punës (4.21) nga koeficienti i marrjes së avullit nga turbina α_1 . Është e qartë se koeficienti i marrjes së avullit nga turbina α_1 është i lidhur funksionalisht me koeficientët tjerë të marrjeve të rregulluara të avullit nga turbina. Nga kjo mund të kupohet, varësia (4.21) dhe mund të paraqitet edhe në funksion të ndonjë koeficienti tjetër α_i ($i=1..7$).

$$\eta_t = 0,363 - 0,050 \cdot \alpha_1 \tag{4.21}$$

Ky barazim është paraqitur grafikisht në diagram, fig.4.16.

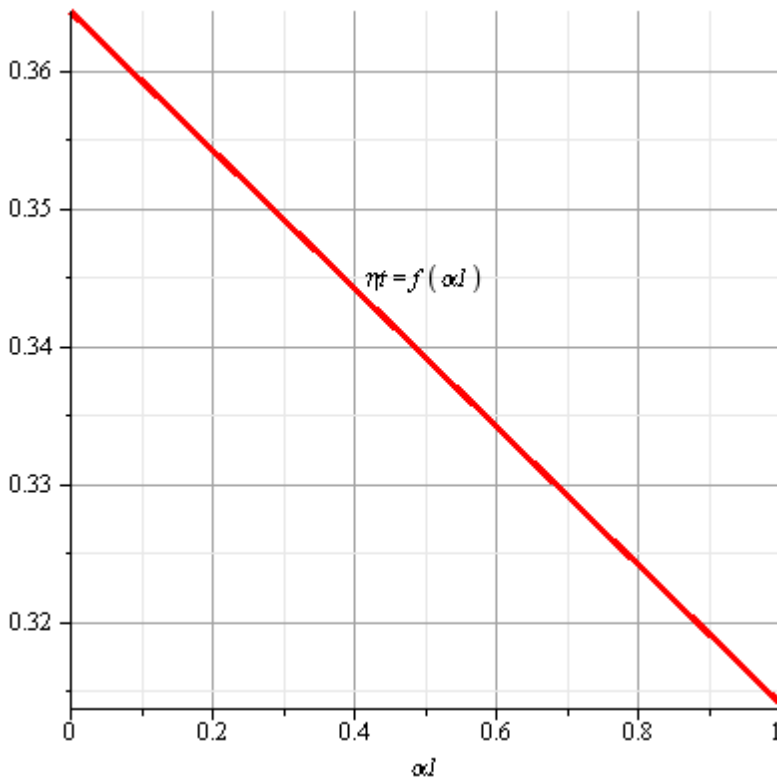


Figura 4.16. Rendimenti termik në funksion të marrjes së rregulluar α_1 .

Ky diagram na mundëson, ndërmjet tjerave, optimalizimin e problematikës në fjalë. Përndryshe, rendimenti termik i TEC Kosova A5 mund të paraqitet edhe në funksion të koeficientave tjerë të marrjeve të rregulluara të avullit, sepse koeficientët e cekur janë të lidhur ndërmjet vete në mënyrë funksionale. Një gjë e tillë është e qartë edhe nga njehsimet e dhënura më parë në lidhje me njehsimin e bilanceve termike të nxehësave regjenerativ të ujit ushqyes. Diagrami tregon që me rritjen e koeficientit të marrjes së avullit nga turbina α_{h1} , rendimenti termik η_t zvogëlohet për nga vlera sipas trendit linear, shprehja (4.21).

4.3.7. Rendimenti termik nëse merret parasysh sasia e fluidit punues

Rendimenti termik i ciklit në kushtet kur merret në konsideratë edhe sasia e fluidit punues, është:

$$\eta_t = \frac{Q_d}{Q_f} = \frac{m_1 \cdot l_d}{m_1 \cdot (i_1 - i_{11}) + m_2 \cdot (i_3 - i_2)} = \frac{640 \cdot 10^3 \cdot 3600^{-1} \cdot 1172.901}{640 \cdot 10^3 \cdot 3600^{-1} \cdot (3431.8 - 673.134) + 571 \cdot 10^3 \cdot 3600^{-1} \cdot (3544.08 - 3073.45)} = 0.363$$

$$\eta_t = 36.3\% \quad (4.22)$$

Nxehtësia e cila futet në cikël është:

$$\begin{aligned} Q_K &= m_1(i_1 - i_{11}) + m_2(i_3 - i_2) = 640 \frac{10^3}{3600} (3431.8 - 673.134) + \\ &+ 571 \frac{10^3}{3600} (3544.08 - 3073.45) = 565077(kW) = 565.077(MW) \end{aligned} \quad (4.23)$$

Konsumi relativ i nxehtësisë në kaldajën e avullit për 1 kg të lëndës djegëse:

$$q_K = \frac{Q_K}{m_1} = \frac{565077 \cdot 3600}{640 \cdot 10^3} = 3178.558 (kJ / kg) \quad (4.24)$$

Humbjet e nxehtësisë në kaldajë janë:

$$\Delta q_K = (1 - \eta_g) q_K = (1 - 0.85) \cdot 3178.558 = 476.784 (kJ / kg) \quad (4.25)$$

Me $\eta_g = 0.85$ - është shënuar rendimenti i kaldajës (gjeneratorit të avullit).

Kështu, për humbjet relative në kaldajë përfitohet:

$$\frac{\Delta q_K}{q_K} = \frac{476.784}{3178.558} = 0.15 \quad (4.26)$$

përkatësisht 15% janë humbjet relative në kaldajë.

Humbjet në tubacionet me avull (rrjetën transportuese të avullit) janë:

$$\Delta q_{tr} = (1 - \eta_{tr}) \eta_g q_K = (1 - 0.99) \cdot 0.85 \cdot 3178.558 = 27.018 (kJ / kg) \quad (4.27)$$

Me $\eta_{tr} = 0.99$ është shënuar rendimenti i rrjetës transportuese të avullit të ujit, si fluid punues.

Humbjet relative në rrjetën transportuese të avullit janë:

$$\frac{\Delta q_{tr}}{q_K} = \frac{27.018}{3178.558} = 0.0085 = 0.85(\%) \quad (4.28)$$

Humbjet e nxehtësisë në kondensator janë:

$$\Delta q_C = (1 - \eta_t) \eta_{tr} \eta_g q_K = (1 - 0.363) \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 3178.558 = 1703.820 (kJ / kg) \quad (4.29)$$

Me $\eta_t = 0.363$ - është dhënë rendimenti termik i ciklit, i cili është njehsuar më parë.

Humbjet relative të nxehtësisë në kondensator janë:

$$\frac{\Delta q_C}{q_K} = \frac{1703.820}{3178.558} = 0.5360 = 53.60\% \quad (4.30)$$

Humbjet mekanike në turbinë janë:

$$\Delta q_m = (1 - \eta_m) \eta_t \eta_{tr} \eta_g q_K \quad , \quad (4.31)$$

ku η_{tr} - është rendimenti mekanik i turbinës.

Kështu, përfitohet:

$$\Delta q_m = (1 - .99) \cdot 0.363 \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 3178.558 = 9.709 (kJ / kg) \quad (4.32)$$

Për humbjet relative në turbinë përfitohet:

$$\frac{\Delta q_m}{q_K} = \frac{9.709}{3178.558} = 0.0031 = 0.31\% \quad (4.33)$$

Humbjet e nxehtësisë në gjeneratorin elektrik janë:

$$\begin{aligned} \Delta q_{el} &= (1 - \eta_{el}) \eta_m \eta_t \eta_{tr} \eta_g q_K = \\ &= (1 - 0.985) \cdot 0.99 \cdot 0.363 \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 3178.558 = 14.418 (kJ / kg) \end{aligned} \quad (4.34)$$

Me $\eta_{el} = 0.985$ - është shënuar rendimenti i gjeneratorit elektrik.

Humbjet relative të nxehtësisë në gjeneratorin elektrik janë:

$$\frac{\Delta q_{el}}{q_K} = \frac{14.418}{3178.558} = 0.0045 = 0.45\% \quad (4.35)$$

Më parë është përcaktuar rendimenti termik i ciklit, $\eta_t = 0.363$.

Me η_{0i} – definohet rendimenti relativ i brendshëm i turbinës ($\eta_{0i} = 0.858$).

Kështu, mund të definohet rendimenti absolut i brendshëm:

$$\eta_i = \eta_{0i} \eta_t = 0.858 \cdot 0.363 = 0.312 \quad (4.36)$$

Rendimenti absolut efektiv i shfrytëzimit është:

$$\eta_{ef} = \eta_m \eta_i = 0.99 \cdot 0.312 = 0.309 \quad (4.37)$$

Rendimenti elektrik absolut i shfrytëzimit është:

$$\eta_E = \eta_{el} \eta_{ef} = 0.985 \cdot 0.309 = 0.304 \quad (4.38)$$

Rendimenti i përgjithshëm i TEC-it është:

$$\eta_p = \eta_E \eta_g \eta_{tr} = 0.304 \cdot 0.85 \cdot 0.99 = 0.256 \quad (4.39)$$

Nxehtësia e shfrytëzuar është:

$$\Delta q_{sh} = q_K \eta_p = 3178.558 \cdot 0.256 = 813.711 (kJ / kg) \quad (4.40)$$

Nxehtësia relative e shfrytëzuar është:

$$\frac{\Delta q_{sh}}{q_K} = \frac{813.711}{3178.558} = 0.2560 = 25.60\% \quad (4.41)$$

Kontrolli i bilancit relativ (BR) të nxehtësisë është:

$$BR = \frac{\Delta q_K}{q_K} + \frac{\Delta q_{tr}}{q_K} + \frac{\Delta q_C}{q_K} + \frac{\Delta q_m}{q_K} + \frac{\Delta q_{el}}{q_K} + \frac{\Delta q_{sh}}{q_K} \quad (4.42)$$

përkatesisht:

$$BR = 15\% + 0.85\% + 53.60\% + 0.31\% + 0.45\% + 25.60\% \cong 100\%$$

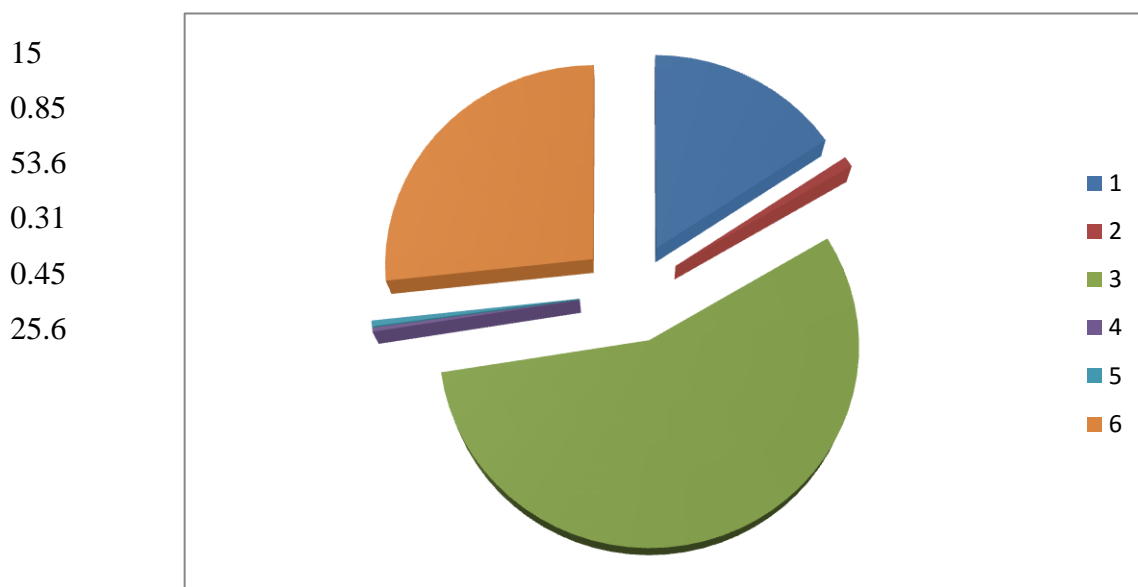


Figura 4.17. Prezentimi grafik i fluksit të nxehtësisë, humbjeve mekanike dhe nxehtësisë së shfrytëzuar; Sektorët e dhënë sipas figurës 4.17 dhe 4.18 janë: 1- humbjet e nxehtësisë në kaldajë; 2- humbjet e nxehtësisë në rrjetin e shpërndarjes së avullit; 3- humbjet e nxehtësisë në kondensator; 4- humbjet mekanike në turbinë; 5- humbjet e nxehtësisë në gjeneratorin elektrik; 6- nxehtësia e shfrytëzuar.

Duke i marrë parasysh relacionet e dhëna më parë për humbjet relative të BR, si dhe relacionin e dhënë më parë (4.21), vijmë deri tek varësia:

$$BR = 1 - 0.1165 \cdot \eta, \tag{4.43}$$

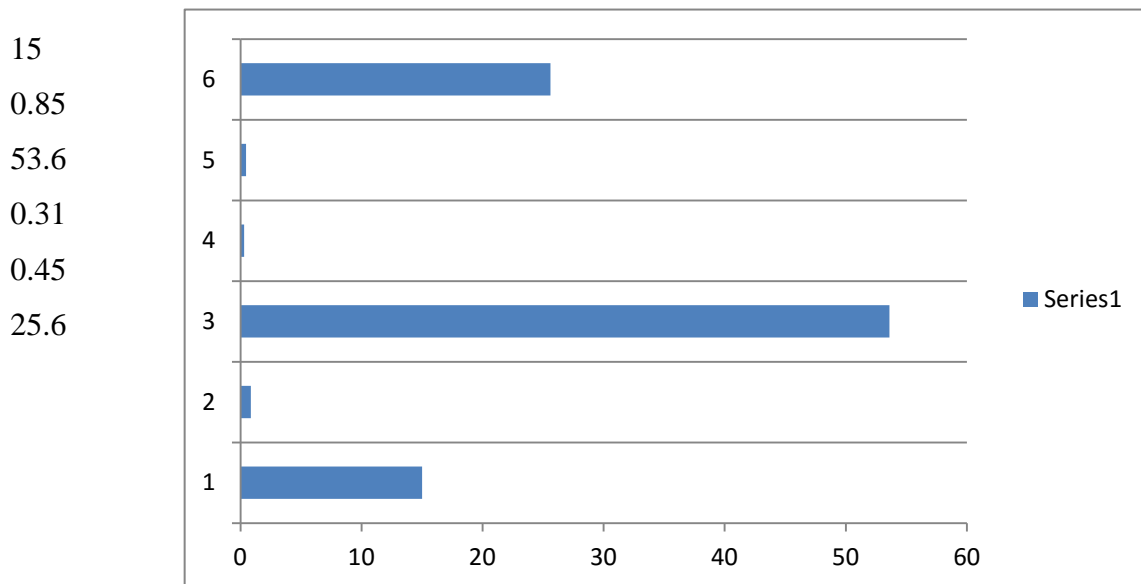


Figura 4.18. Prezentimi grafik i fluksit të nxehtësisë, humbjeve mekanike dhe nxehtësisë së shfrytëzuar (përmes histogrameve).

Sipas figurës (4.19) vërehet që parimisht bilanci relativ i kontrollit varet nga rendimenti termik i ciklit punues (η_t) sipas trendit linear në zvogëlim. Kjo do të thotë që me rritjen e rendimentit termik bilanci relativ i kontrollit zvogëlohet për nga vlera ndaj vlerës së pritur 100(%).

Sipas figurës 4.20 grafikisht është prezantuar bilanci relativ i kontrollit në funksion të koeficientit të marrjes së rregulluar α_1 , ashtuqë tani është e vlefshme:

$$BR = 0.958 + 0.00583 \cdot \alpha_1 \quad (4.44)$$

Kjo varësi përfitohet duke e marrë parasysh shprehjen e mëparshme, $BR = f(\eta_t)$. Sipas diagramit ne figurën 4.19 vërehet që këtu kemi të bëjmë me një varësi funksionale gjithashtu

lineare, por me një trend në rritje. Kjo do të thotë që për vlerën më të madhe të koeficientit α_1 bilanci relativ i kontrollit i ofrohet më shumë vlerës se pritur 100%.

Dihet që rendimenti termik dhe ai eksergjetik i ciklit punues janë funksionalisht të lidhur sipas varësisë parimore:

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_t}{1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}} = \frac{0.364 - 0.050 \cdot \alpha_1}{1 - \frac{273 + 42}{273 + 535}} = 0.597 - 0.0819 \cdot \alpha_1 \quad (4.45)$$

Kështu, për bilancin e kontrollit përfitohet edhe kjo varësi funksionale ndaj rendimentit eksergjetik:

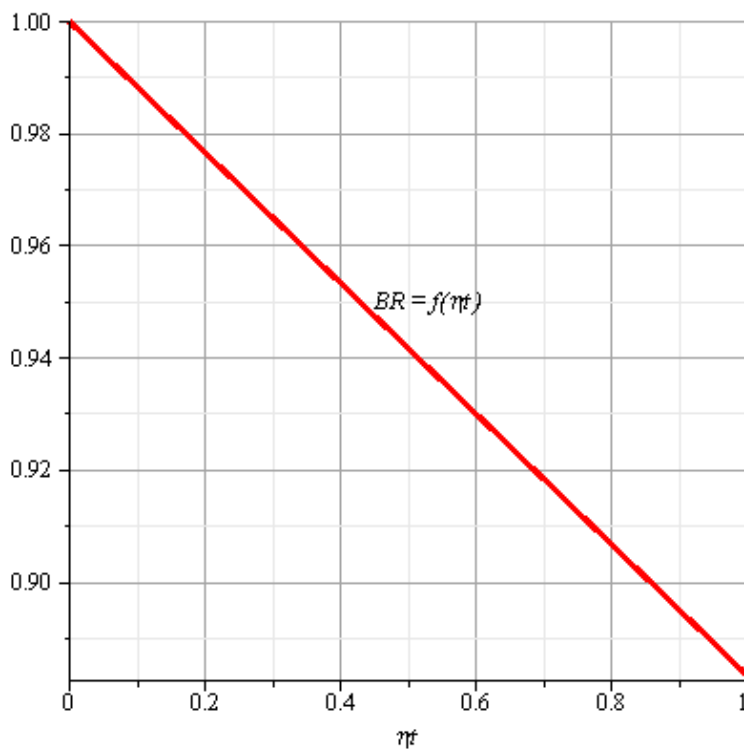


Figura 4.19. Bilanci relativ i kontrollit në funksion të rendimentit termik η_t .

$$BR = 1 - 0.0711 \cdot \eta_{ex} \quad (4.46)$$

Në figurën 5 grafikisht është prezentuar bilanci relativ i kontrollit si funksion i rendimentit termik (η_t) dhe rendimentit eksbergjetik (η_{ex}).

Sipas diagramit në fjalë parimisht është e vlefshme:

- të dy varësitë funksionale prezentohen si drejtime parametrike me trendin linear në zvogëlim, që do të thotë që për vlerën më të madhe të rendimentit, bilanci relativ i kontrollit largohet nga vlera e pritur 100%;
- trendi i drejtimit parametrik ndaj rendimentit termik është më i shprehur se sa ai ndaj rendimentit eksbergjetik, e kjo tregon që analiza eksbergjetike është me rëndësi të posaçme ndaj përcaktimit të vatrave të humbjeve termike të blloku i TEC-it;
- diferenca e trendeve lineare në zvogëlim, ndaj drejtimeve parametrike përkatëse, është më e shprehur për vlerën e rendimentit $\eta = 100\%$.

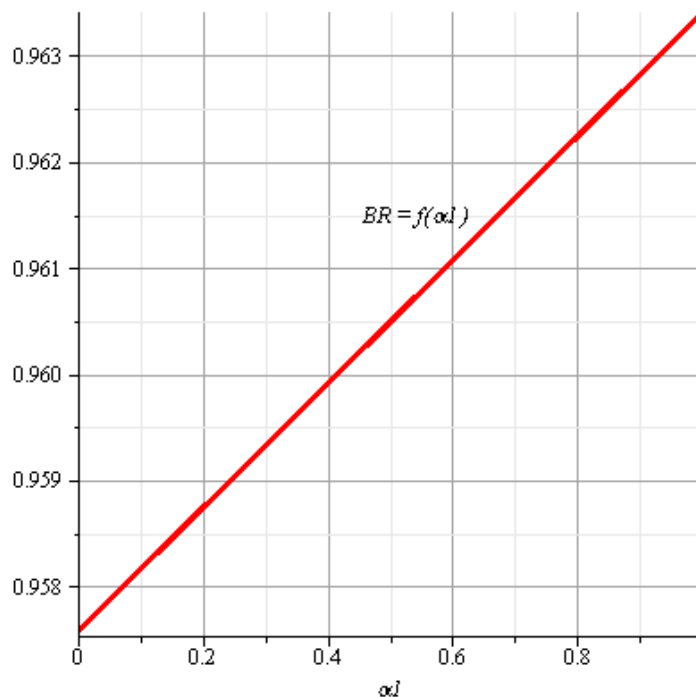


Figura 4.20. Bilanci relativ i kontrollit në funksion të koeficientit të marrjes α_1 .

5. ANALIZA EKSERGJETIKE E CIKLIT TË PUNËS

Rendimenti eksergjetik i ciklit përcaktohet nga raporti i shumës së punës së dobishme ($l_T - l_P$) dhe eksergjisë së kondensatit në hyrje të gjeneratorit të avullit ex_7^d me eksergjinë e avullit në hyrje të turbinës. Kështu, kemi:

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_P + ex_7^d}{ex_1} \quad (5.1)$$

$$l_T = 1172.901 \text{ (kJ/kg)}$$

$$l_P = (i_{11} - i_{10}) + (i_9 - i_8) + (i_7 - i_6) = (673.134 - 666.894) + (445.528 - 437.044) + (178.12 - 176.39) = 6.24 + 8.48 + 1.73 = 16.45 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Për kushtet e rrethinës: } t_0 = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_0 = 293\text{K} \quad p_0 = 1 \text{ bar}$$

$$\Rightarrow s_0 = 0.296 \text{ kJ/kgK}$$

$$i_0 = 84.2 \text{ kJ/kg}$$

Pasi kemi:

$$-i_0 + T_0 \cdot s_0 = -84.2 + 293 \cdot 0.296 = 2.5 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_7^d = i_7^d - i_0 - T_0(s_7^d - s_0) = 1034.28 - 293 \cdot 2.692 + 2.5 = 248.024 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0) = 3431.8 - 293 \cdot 6.5602 + 2.5 = 1512.16 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_P + ex_7^d}{ex_1} = \frac{1172.901 - 16.45 + 248.024}{1512.16} = 0.9288.$$

$$\eta_{ex} = 92.88 \%$$

5.1.Varësia e rendimentit eksergjetik me ndryshimin e temperaturës së rrethinës

Përderisa eksergjia është në varësi të ambientit rrethues, e cila paraqet pjesën jokonvertibile të energjisë (anergjia), del se edhe rendimenti eksergjetik, poashtu është në varësi të parametrave të ambientit rrethues. Përderisa presioni i ambientit rrethues është madhësi e pandryshuar (presioni atmosferik 1 bar), madhësi e ndryshueshme paraqitet temperatura e ambientit rrethues $t_0(T_0)$. Tani po e analizojmë rendimentin eksergjetik në varësi të temperaturës së ambientit rrethues për presionin e pandryshuar të ambientit rrethues $p_0=1$ bar.

1.Rendimenti eksergjetik për kushtet e rrethinës:

$$\begin{aligned}t_0 = 15^\circ C &\Rightarrow T_0 = 288K & p_0 = 1 \text{ bar} \\ &\Rightarrow s_0 = 0.2245 \text{ kJ / kgK} \\ &i_0 = 63.0778 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

$$\text{Pasi } -i_0 + T_0 \cdot s_0 = -63.0778 + 288 \cdot 0.2245 = 1.58 \text{ kJ / kg}$$

$$ex_7^d = i_7^d - i_0 - T_0(s_7^d - s_0) = 1034.28 - 288 \cdot 2.692 + 1.58 = 260.56 \text{ kJ / kg}$$

$$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0) = 3431.8 - 288 \cdot 6.5602 + 1.58 = 1544.04 \text{ kJ / kg}$$

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_P + ex_7^d}{ex_1} = \frac{1172.901 - 16.45 + 260.56}{1544.04} = 0.9177.$$

$$\eta_{ex} = 91.77 \%$$

2. Rendimenti eksergjetik për kushtet e rrethinës:

$$\begin{aligned}t_0 = 25^\circ C &\Rightarrow T_0 = 298K & p_0 = 1 \text{ bar} \\ &\Rightarrow s_0 = 0.367 \text{ kJ / kgK} \\ &i_0 = 104.93 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

$$\text{Pasi} \quad -i_0 + T_0 \cdot s_0 = -104.93 + 298 \cdot 0.367 = 4.44 \text{ kJ / kg}$$

$$ex_7^d = i_7^d - i_0 - T_0(s_7^d - s_0) = 1034.28 - 298 \cdot 2.692 + 4.44 = 236.50 \text{ kJ / kg}$$

$$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0) = 3431.8 - 298 \cdot 6.5602 + 4.44 = 1481.30 \text{ kJ / kg}$$

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_P + ex_7^d}{ex_1} = \frac{1172.901 - 16.45 + 236.50}{1481.30} = 0.9404.$$

$$\eta_{ex} = 94.04 \%$$

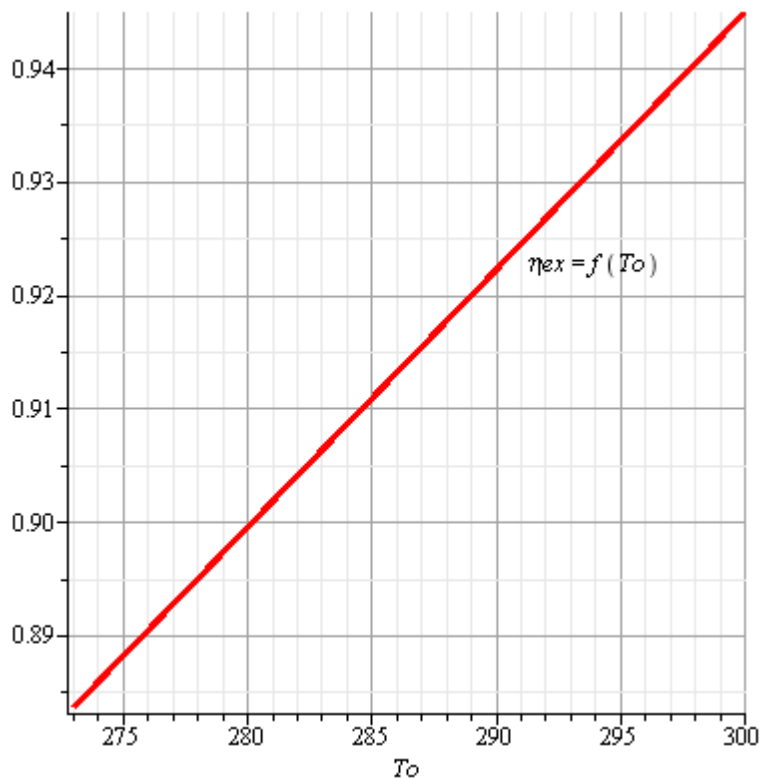


Figura 5.1. Rendimenti eksergjetik si funksion i temperaturës së rrethinës

Në kushtet kur punën reale në turbinë, punën e pompës, eksergjinë e ujit furnizues (kondensatit) dhe ekserjinë e avullit në hyrje të turbinës e shprehim në varësi të koeficientit

të marrjes së avullit nga turbina α_1 , shprehja e varësisë së rendimentit eksnergjetik në varësi të koeficientit dhe α_1 dhe të temperaturës së ambientit rrethues T_0 përcaktohet me shprehjen:

$$\eta_{ex} = \frac{2109.975 - 161.87\alpha_1 - 2.396T_0}{3347.6 - 6.2642T_0} \quad (5.2)$$

Sipas varësisë (5.2) është prezentuar diagrami në figurën 6.2. Nga ky diagram mund të vërehet se për vlerat më të mëdha të koeficientit të marrjes së rregulluar të avullit α_1 dhe për vlerat më të mëdha të temperaturës absolute të rrethinës T_0 arrihen vlera më të mëdha të rendimentit eksnergjetik η_{ex} . Gjithashtu vërehet që varësia (5.2) përfaqësohet me lakoret parametrike me trend të drejtë, gjë që e lehtëson mundësinë e optimalizimit të problematikës dhe sidomos ndaj fushës operationale konvekse përkatëse.

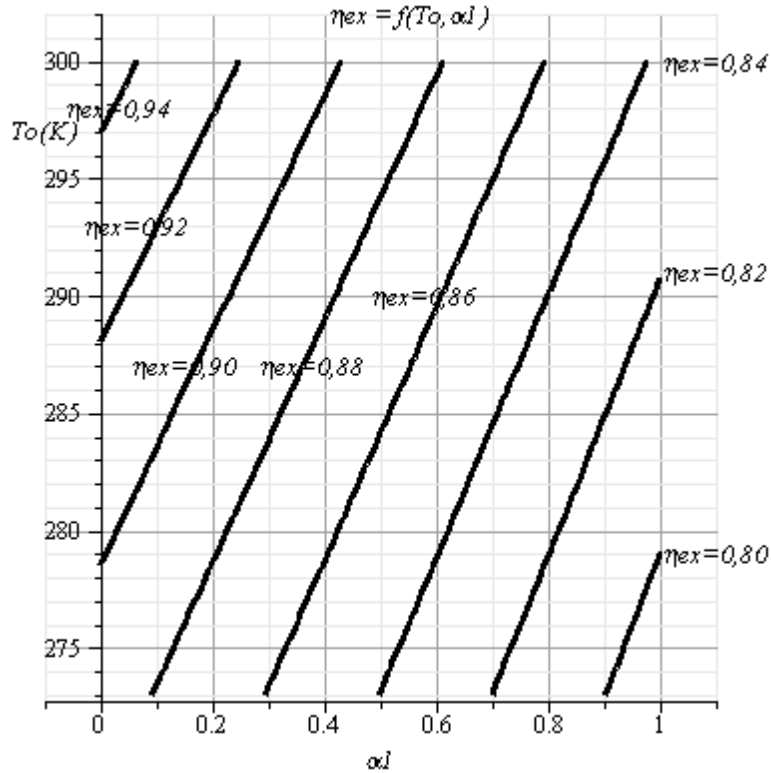


Figura 5.2. Diagrami i varësisë funksionale të rendimentit eksergjetik nga koeficienti i marrjes së avullit nga turbina α_1 dhe temperatura e ambientit rrethues T_0 , $\eta_{ex} = f(T_0, \alpha_1)$.

Nga ky diagram mund të shihet se rendimenti eksergjetik më i lartë del për koeficient të vogël të marrjes së avullit nga turbina dhe e kundërta.

5.2. Diagrami i Grasmanit për bilancin e eksërgjisë

Në lidhje me përcaktimin e bilancit eksërgjetik të bllokut TEC „Kosova A5”, nevojitet të konstruktohet diagrami i prurjes së eksërgjisë, përkatësisht diagrami i Grasmann-it.

Eksërgjia e fluidit gjatë rrjedhjes nëpër hapësirat fluidizuese caktohet sipas:

$$ex = i - i_0 - T_0 \cdot (s - s_0) = i - T_0 s - i_0 + T_0 s_0 \quad (5.3)$$

Për gjendjen e rrethinës $p_0 = 1(\text{bar})$ dhe $t_0 = 20(^{\circ}\text{C})$ është e vlefshme:

$$i_0 = 84.2(\text{kJ} / \text{kg}) ; s_0 = 0.296(\text{kJ} / \text{kg}) \quad (5.4)$$

Kështu, përfitohet:

$$-i_0 + T_0 s_0 = -84.2 + 293 \cdot 0.296 = 2.5 \text{ (kJ / kg)} \quad (5.5)$$

Eksergjia e avullit me gjendje 1, në hyrje të TPL është:

$$ex_1 = i_1 - 293 \cdot s_1 + 2.5 = 3431.8 - 293 \cdot 6.5602 + 2.5 = 1512.161 \text{ (kJ / kg)} \quad (5.6)$$

Eksergjia e lëndës punuese në hyrje në kaldajë është:

$$\begin{aligned} ex_7^d &= i_7^d - i_0 - T_0 (s_7^d - s_0) = \\ &= 1034.28 - 84.2 - 293(2.692 - 0.296) = 248.052 \text{ (kJ / kg)} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Eksergjia e nxehtësisë e cila futet në proces është:

$$\Delta ex_q = ex_1 - ex_7^d = 1512.161 - 248.052 = 1264.137 \text{ (kJ / kg)} \quad (5.8)$$

Bilanci relativ i kontrollit eksergjetik për këtë rast është:

$$BRE_1 = \frac{\Delta ex_q}{ex_1} = \frac{1264.137}{1512.161} = 0.8360 = 83.60\% \quad (5.9)$$

Humbjet e eksergjisë në turbinë:

$$\Delta ex_{hT} = \Delta ex_q - l_d \quad (5.10)$$

Më parë janë njehsuar koeficientat e marrjeve të rregulluara:

$$\alpha_1 = 0.0213 \text{ (kg / kg)}; \quad \alpha_2 = 0.0539 \text{ (kg / kg)}; \quad \alpha_3 = 0.0293 \text{ (kg / kg)};$$

$$\alpha_4 = 0.0394 \text{ (kg / kg)}; \quad \alpha_{D5} = 0.0330 \text{ (kg / kg)}; \quad \alpha_5 = 0.0299 \text{ (kg / kg)};$$

$$\alpha_6 = 0.0833 \text{ (kg / kg)}; \quad \alpha_7 = 0.046179 \text{ (kg / kg)}.$$

Puna e dobishme e cila realizohet në bllokun e TEC-it Kosova A5 është:

$$\begin{aligned}
l_d &= 266.06 + (1 - 0.046179) \cdot 92.29 + [1 - (0.046179 + 0.0833)] \cdot 175.76 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330)] \cdot 173.92 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330 + 0.0394)] \cdot 184.70 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330 + 0.0394 + 0.0293)] \cdot 155.55 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330 + 0.0394 + 0.0293 + 0.0539)] \cdot 235.15 + \\
&+ [1 - (0.046179 + 0.0833 + 0.0299 + 0.0330 + 0.0394 + 0.0293 + 0.0539 + 0.0213)] \cdot 161.87 = \\
&= 1172.901 \text{ (kJ / kg)}.
\end{aligned}$$

Kështu, përfitohet:

$$\Delta ex_{hT} = \Delta ex_q - l_d = 1264.137 - 1172.901 = 91.236 \text{ (kJ / kg)} \quad (5.11)$$

Bilanci relativ i kontrollit për këtë rast është:

$$BRE_2 = \frac{\Delta ex_{hT}}{ex_1} = \frac{91.236}{1512.189} = 0.0603 = 6.03\% \quad (5.12)$$

Humbjet e eksergjisë në kondensator:

$$\Delta ex_c = ex_5 - ex_6 \quad (5.13)$$

Në tabelën e mëparshme janë dhënë parametrat për gjendjen 5:

$$p_5 = 0.0826 \text{ (bar)} ; t_5 = 42 \text{ (}^\circ\text{C)} ; i_5 = 2457.13 \text{ (kJ / kg)} \quad (5.14)$$

Më tutje vlen:

$$\begin{aligned}
x_5 &= \frac{2457.13 - 176}{2577 - 176} = 0.950 \\
s_5 &= 0.5948 + 0.950(8.219 - 0.5948) = 7.838 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) \\
ex_5 &= i_5 - i_0 - T_0(s_5 - s_0) = \\
&= 2457.13 - 84.2 - 293(7.838 - 0.216) = 163.124 \text{ (kJ / kg)} \quad (5.15)
\end{aligned}$$

Kështu, përfitohet:

$$\Delta ex_c = ex_5 - ex_6 = 163.124 - 4.252 = 158.872 \text{ (kJ / kg)}$$

ku është marrë:

$$\begin{aligned}
 ex_6 &= i_6 - i_0 - T_0(s_6 - s_0) = \\
 &= 176 - 84.2 - 293(0.5948 - 0.296) = 4.252(kJ / kg)
 \end{aligned}
 \tag{5.16}$$

Bilanci relativ i kontrollit për këtë rast është:

$$BRE_3 = \frac{\Delta ex_c}{ex_1} = \frac{158.872}{1512.189} = 0.1051 = 10.51\%
 \tag{5.17}$$

Humbjet e eksërgjisë ndaj pompimit janë:

$$\begin{aligned}
 \Delta ex_{hp} &= l_p = (i_{11} - i_{10}) + (i_9 - i_8) + (i_7 - i_6) = \\
 &= (673.134 - 666.894) + (445.528 - 437.044) + (178.12 - 176.39) = 16.45(kJ / kg)
 \end{aligned}
 \tag{5.18}$$

Bilanci relativ i kontrollit për këtë rast është:

$$BRE_4 = \frac{\Delta ex_{hp}}{ex_1} = \frac{16.45}{1512.189} = 0.0109 = 1.09\%
 \tag{5.19}$$

Është e qartë që eksërgjia e nxehtësisë është energji e përfituar e dobishme, sepse këtu përfshihet edhe puna e dobishme e cila përfitohet me zgjerimin e avullit në turbinë. Vërehet që bilanci relativ i eksërgjisë së dobishme është i përfshirë me 83% ndaj tërë bilancit relativ eksërgjetik.

Në figurën 5.2 është paraqitur bilanci relativ i eksërgjisë ku paraqitja grafike është dhënë sipas histogrameve përkatëse.

BILANCI RELATIV I EKSERGJISE BRE

83.6
6.03
10.51
1.09

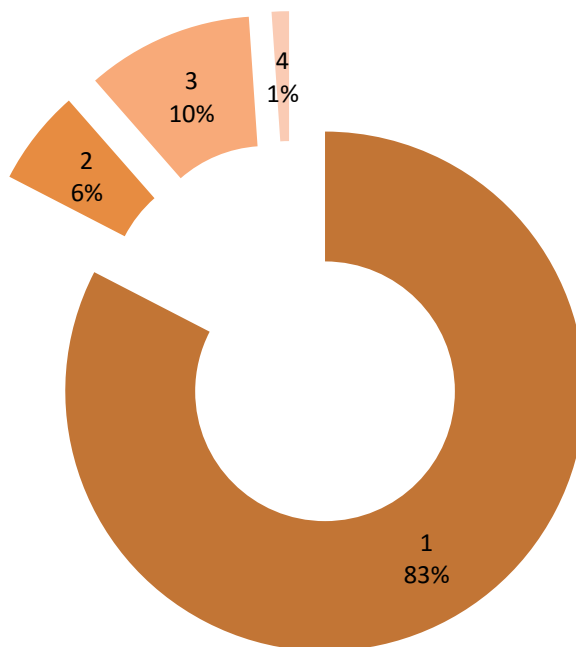


Figura 5.2. Bilanci relativ i kontrollit ndaj analizës eksergjetike: : 1- bilanci relativ ndaj eksergjisë së nxehtësisë e cila futet në proces, 2- bilanci relativ i eksergjisë ndaj humbjeve në turbinë, 3- bilanci relativ i eksergjisë ndaj humbjeve eksergjetike në kondensator, 4- humbjet relative të eksergjisë gjatë pompimit të lëndës punuese (kondensatit).

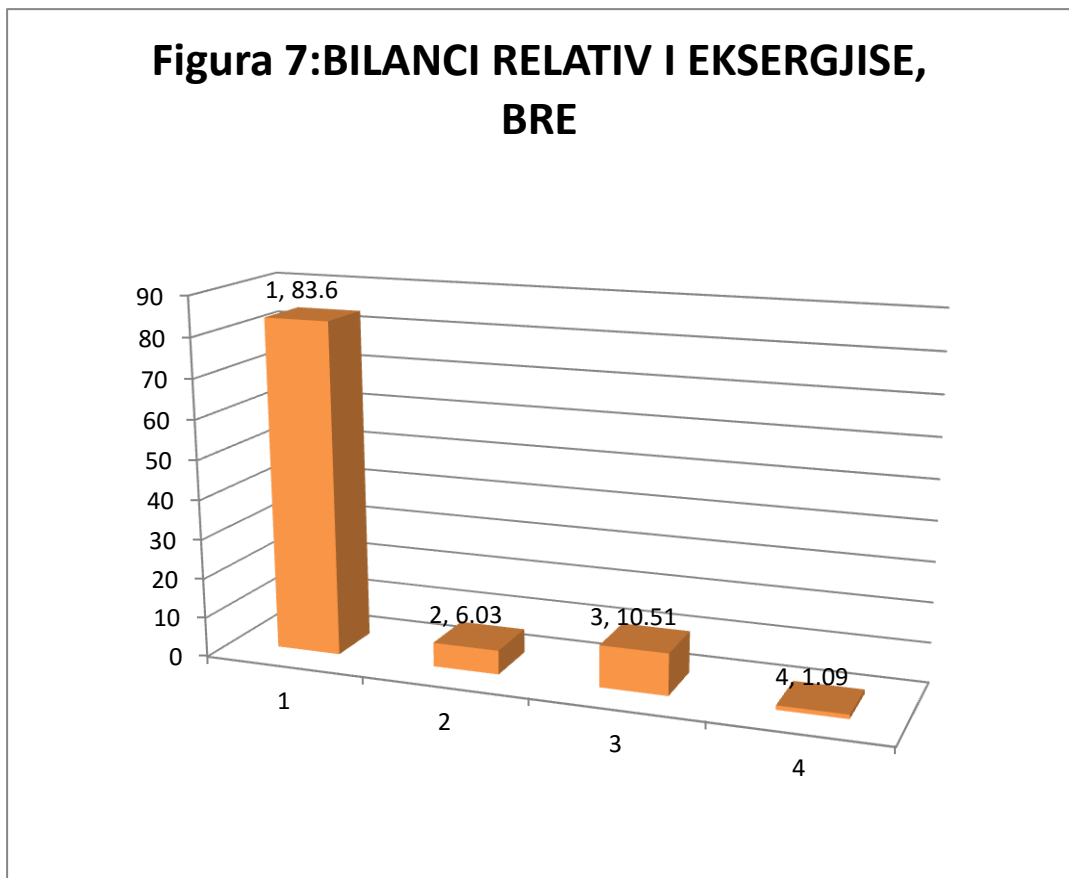


Figura 6.2. Bilanci relativ eksergjetik i kontrollit

Është me rëndësi të jipet analiza reciproke paraprake ndaj bilancit relativ energjetik dhe atij eksergjetik. Kur flitet për bilancin relativ energjetik të kondensatorit, atëherë vërehet që humbjet relative të energjisë në kondensator janë 53.6%, ndërsa humbjet relative të eksergjisë në të njejtin element të bllokut janë 10.51%. Kjo do të thotë që humbjet relative të energjisë janë pesë herë më të mëdha se humbjet paraprake relative të eksergjisë. Nga ana tjetër, humbjet relative të eksergjisë në kondensator ndaj eksergjisë së nxehtësisë së dobishme jipen si raporti, $10.51/83.6 = 0.1257 = 12.57\%$, ndërsa humbjet relative të energjisë në kondensator ndaj nxehtësisë së shfrytëzuar jipen sipas raportit $53.6/25.6\% = 2.094 = 209.4\%$. Duke e marrë parasysh që eksergjia është pjesa konvertibile e energjisë, rezulton që analiza energjetike dhe ajo eksergjetike e plotësojnë njëra tjetrën, por që humbjet eksergjetike janë më meritorë në lidhje me përcaktimin e vatrave të humbjeve të energjisë, ku specialistët

kompetent duhet të intervenojnë ashtu që humbjet në fjalë të zvogëlohen sa më shumë (optimalizimi i problematikës në fjalë). Gjithashtu vërehet që humbjet relative energjetike në turbinë janë 0.31%, ndërsa humbjet paraprake relative eksenergjetike janë 6.03%, që do të thotë që analiza eksenergjetike edhe këtu është më meritorë. Nxehtësia relative e shfrytëzuar sipas analizës energjetike është 25.6%, ndërsa eksnergjia e nxehtësisë së futur në proces, si madhësi relative, është 83.6%, e kjo gjithashtu tregon që analiza eksenergjetike jo vetëm që e plotëson analizën energjetike, por është më meritorë ndaj optimalizimit të problematikës në fjalë në aspektin e intervenimit ndaj zvogëlimit të humbjeve në bllokun përkatës të TEC-it Kosova A5.

6. KONSUMI SPECIFIK I LËNDËS DJEGËSE (kg/kWh), KONSUMI SPECIFIK I NXEHTËSISË (kJ/kWh) DHE KONSUMI SPECIFIK I AVULLIT (kg/kWh)

Konsumi specifik i nxehtësisë jipet në (kJ/kWh), konsumi specifik i avullit të ujit jipet në (kg/kWh), ndërsa konsumi specifik i lëndës djegëse jipet në kg/kWh.

Rendimenti i përgjithshëm i një termoelektrocentrali caktohet sipas varësisë:

$$\eta_{TEC}^k = \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_{ri} \cdot \eta_m \cdot \eta_{el} \quad (6.1)$$

ku është: η_t - rendimenti termik i ciklit të llojit kondenzues ($\eta_t = 0.363$); $\eta_g = 0.85$ - rendimenti i gjeneratorit të avullit; $\eta_{ri} = (0.80-0.85)$ - rendimenti i brendshëm i turbinës; $\eta_m = (0.95-0.99)$ - rendimenti mekanik i turbinës; $\eta_{el} = 0.985$ - rendimenti i gjeneratorit elektrik.

Kështu, përfitohet:

$$\eta_{TEC}^k = \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_{ri} \cdot \eta_m \cdot \eta_{el} = 0.363 \cdot 0.85 \cdot 0.83 \cdot 0.99 \cdot 0.985 = 0.2497$$

Nga ana tjetër, për rendimentin e një termoelektrocentrali është i vlefshëm relacioni:

$$\eta_{TEC}^k = \frac{N_{TEC}^k}{B \cdot Hu} \quad (6.2)$$

ku N_{TEC}^k -është fuqia punuese e termoelektrocentralit; B (kg/s)- është shpenzimi i lëndës djegëse, Hu (kJ/kg)- nxehtësia e ulët e djegies së lëndës djegëse.

6.1. Konsumi specifik i nxehtësisë

Konsumi specifik i nxehtësisë jipet si raporti ndërmjet sasisë së nxehtësisë e cila futet në cikël (Q_K) dhe fuqisë së realizuar të bllokut të TEC-it Kosova A5, përkatësisht:

$$q_N = \frac{Q_K}{N_{TEC}^k} = \frac{565.077 \cdot 1000 \cdot 3600}{212400} = 9577.58 \text{ (kJ / kWh)} \quad (6.3)$$

Kjo do të thotë që konsumi specifik i nxehtësisë është i barabartë me 9577.58 kJ nxehtësi të realizuar ndaj çdo kWh të prodhuar të energjisë elektrike.

6.2. Konsumi specifik i lëndës djegëse (kg/kWh)

Konsumi specifik i lëndës djegëse përfitohet nga shprehja:

$$\begin{aligned} B &= \frac{N_{TEC}^k}{\eta_{TEC}^k \cdot Hu} = \frac{212400}{0.2497 \cdot 7200} = 118.14(kg / s) = \\ &= 425310.31(kg / h) = 425.310(t / h) = 10.207.44(t / ditë) \end{aligned} \quad (6.4)$$

Nëse merret parasysh që blloku punon mesatarisht 6000 (h/vit), atëherë vlen:

$$B = 425310.31 \cdot 6000 = 2.551.861.860(t / vit)$$

Konsumi specifik i lëndës djegëse, përcaktohet nga shprehja:

$$b = \frac{B}{N_{TEC}^k} = \frac{425310.31}{212400} = 2.002(kg / kWh) \quad (6.5)$$

6.3. Konsumi specifik i avullit të ujit

Kkonsumi specifik i avullit përcaktohet si raport ndërmjet prurjes së avullit në hyrje të turbinës së presionit të lartë dhe të fuqisë të cilën e realizon blloku punues i termoelektrocentralit, që shprehet me barazimin:

$$d = \frac{m_1}{N_{TEC}^k} = \frac{640t / h \cdot 1000}{219000kW} = 2.922(kg / kWh) \quad (6.6)$$

Rezultati i përfituar tregon që konsumi specifik i avullit është 2.922 kg avull për çdo kWh të energjisë elektrike të prodhuar nga blloku i TEC-it „Kosova A5”.

7. PËRFUNDIM

Në këtë punim janë analizuar në mënyrë të detajuar puna, proceset dhe pajisjet përbërëse të bllokut të termoelektrocentralit "Kosova A5" dhe në këtë aspekt janë analizuar edhe sistemet ndihmëse të termoelektrocentralit, siç janë sistemi i furnizimit me ujë, sistemi i furnizimit me lëndë djegëse, etj. Poashtu është bërë analiza energjetike që ka të bëjë me rendimentin termik dhe analiza eksergjetike e cila ka të bëjë me rendimentin eksergjetik të ciklit të punës së këtij blloku.

Janë treguar në mënyrë të detajuar humbjet energjetike dhe eksergjetike që ndodhin gjatë punës në këtë tremocentral .

Me analizën e bilancit energjetik të ciklit të punës evidentohen humbjet termike brenda sistemit termodinamik dhe nuk evidentohen humbjet në kufijtë e sistemit tonë termodinamik. Kështu bilanci energjetik del i nevojshëm meqë ai e evidenton ireversibilitetin e brendshëm gjatë punës së sistemit por si i tillë ky bilanc nuk ka kuptimin e vet të plotë. Dihet se nga e njejta nxehtësi e futur në një cikël rrethor mund të merret më shumë apo më pak punë mekanike. Për pasojë, nxehtësia e njejtë e sjellur në proces mund të jetë më shumë apo më pak kualitative. Kualiteti i energjisë termike rritet me rritjen e temperaturës së burimit termik apo me zvogëlimin e temperaturës së greminës termike. Nga shqyrtimet e rendimentit termik të ciklit të punës del se rendimenti rritet më shumë nëse zvogëlohet temperatura e greminës termike se sa me rritjen e burimit termik për ndryshim të njejtë temperaturik.

Për t'i evidentuar edhe humbjet në kufijtë e sistemit termodinamik aplikohet analiza eksergjetike me të cilën analizohen të gjitha shkaqet e mospërdorimit efikas të energjisë. Kjo analizë na del më e plotë meqë në parim ajo i vë në përdorim dy ligjet themelore të termodinamikës.

Analiza e tillë mundëson që të gjenden edhe vatrat e ireversibilitetit të jashtëm më të mëdha të humbjeve të nxehtësisë gjatë realizimit të ciklit dhe kështu identifikohen edhe pajisjet të cilat i krijojnë këto humbje.

Të dy këto analiza mjaft shpesh komplimentojnë njëra tjetrën. Në disa raste analizat na japin hapësirë për diskutime shtesë.

Rendimenti eksergjetik paraqet raportin ndërmjet shumës së punës të dobishme dhe eksergjisë së ujit furnizues me eksergjinë e fluidit punues (avullit të ujit) në hyrje të turbinës. Për termoelektrocentralet, eksergjia në hyrje paraqet punën e dobishme e cila merret nga cikli i punës. Puna e dobishme e ciklit konsiderohet ndryshimi ndërmjet punës që e prodhon turbina dhe punës të cilën e shpenzon pompa furnizuese e cila duhet ta sjellë kondensatin deri në gjeneratorin e avullit. Eksergjia në hyrje të turbinës përfaqëson eksergjinë e rrymës së avullit të ujit në hyrje të turbinës.

Në punim poashtu janë analizuar edhe pajisjet kryesore të termoelektrocentralit Kosova A5 siç janë: turbina, gjeneratori i avullit, kondensatori, sistemi i rigjenerimit të nxehtësisë (këmbyesit sipërfaqësorë të këmbimit të nxehtësisë) që përdoren për nxehjen regjenerative të kondensatit, pompat ushqyese të gjeneratorit të avullit, etj.

Në punim në mënyrë të detajuar janë analizuar edhe sistemet ndihmëse të këtij termoelektrocentrali siç është sistemi i furnizimit me ujë, sistemi i furnizimit me naftë dhe poashtu edhe sistemi i furnizimit me qymyr.

Në vazhdim janë llogaritur sasi të nevojshme të avullit që duhet marrë nga turbina në pikat përkatëse të turbinës dhe është përcaktuar edhe fuqia e turbinës së presionit të lartë, të mesëm dhe të ulët. Analiza vazhdon me përcaktimin e rendimentit termik dhe eksergjetik të bllokut. Bilancet energjetike dhe eksergjetike janë paraqitur edhe me grafiket përkatëse nga ku shihen qartë humbjet përkatëse në pajisjet e bllokut të termoelektrocentralit. Këto në të vërtetë janë një formë e diagramit të Sankayt për energjinë dhe diagrama e Grssman-it për eksergjinë.

Kur flitet për bilancin relativ energjetik të kondensatori, atëherë vërehet që humbjet relative të energjisë në kondensator janë 53.6%, ndërsa humbjet relative të eksergjisë në të njëjtin element të bllokut janë 10.51%. Kjo do të thotë që humbjet relative të energjisë janë rreth pesë herë më të mëdha se humbjet paraprake relative të eksergjisë. Nga ana tjetër, humbjet relative të eksergjisë në kondensator ndaj eksergjisë së nxehtësisë së dobishme jipen si raporti, $10.51/83.6 = 0.1257 = 12.57\%$, ndërsa humbjet relative të energjisë në kondensator ndaj nxehtësisë së shfrytëzuar jipen sipas raportit $53.6/25.6\% = 2.094 = 209.4\%$. Duke marrë parasysh që eksergjia është pjesa konvertibile e energjisë, rezulton që analiza energjetike dhe ajo eksergjetike e plotësojnë njëra tjetrën, por që humbjet eksergjetike janë më meritore në lidhje me përcaktimin e vatrave të humbjeve të energjisë, ku specialistet kompetent duhet të intervenojnë ashtu që humbjet në fjalë të zvogëlohen sa më shumë (optimalizimi i problematikës në fjalë). Gjithashtu vërehet që humbjet relative energjetike në turbinë janë

0.31%, ndërsa humbjet paraprake relative eksnergjetike janë 6.03%, ku do të thotë që analiza eksnergjetike edhe këtu është më meritorë. Nxehtësia relative e shfrytëzuar sipas analizës energjetike është 25.6%, ndërsa eksnergjia e nxehtësisë së futur në proces, si madhësi relative, është 83.6%, e kjo gjithashtu tregon që analiza eksnergjetike jo vetëm që e plotëson analizën energjetike, por është më meritorë ndaj optimalizimit të problematikës në fjalë në aspektin e intervenimit ndaj zvogëlimit të humbjeve në bllokun përkatës të TEC-it Kosova A5.

Në kapitullin e fundit janë analizuar harxhimi specifik i nxehtësisë, harxhimi specifik i lëndës djegëse dhe harxhimi specifik i avullit të ujit.

LITERATURA

1. Çengel, Y. Boles, M. Thermodynamics. McGraw-Hill, 2002.
2. Daci, N. Kimia e mjedisit, ndotja industriale- parandalimi. ASHAK, Prishtinë, 1998.
3. Demneri, I. Termoenergjetika, Impiantet termoenergjetike. Tiranë, 1982.
4. Demneri, I. Shtjefni, A. Karrapici, R. Termoteknika. Tiranë, 2007.
5. Demneri, I. Shtjefni, A. Karrapici, R. Termoteknika. Ribotim, Tiranë, 2013.
6. Demneri, I. Shtjefni, A. Karrapici, R. Termoteknika në shembuj. Tiranë, 2008.
7. Filkoski, R. Stefanova, A. Petrovski, I. Nošpal, A. Istraživanje termičkih karakteristika ložišta sa cirkulacionim fluidizovanim slojem. Procesna tehnika, br.1, 2002, pp.83-86.
8. Ibrahim, I. Stabilimentet termoenergjetike. Fakulteti i Makinerisë. Prishtinë, 1975.
9. Jukniu, B. Termoenergjetika, Termoelektrocentralet. Tiranë, 1984.
10. Jukniu, B. Xexo, Gj. Energjetika. Universiteti i Tiranës. Tiranë, 1988.
11. Jukniu, B. Agolli, H. Demneri, I. Pema, A. Termodinamika. Tiranë, 1990.
12. Krasniqi, F. Muriqi, A. Termodinamika, përmbledhje detyrash. UP, Prishtinë, 1995.
13. Krasniqi, F. Termocentralet e Kosovës, ASHAK, Prishtinë, 2010.
14. Sahiti, N. Kaldajat e avullit I. Prishtinë 2009.
15. Selimaj, R. Makinat termike, Prishtinë, 2010.
16. Simnica, I. Udhëzues- Kaldaja e avullit OP-650b, kastriot, 2014.
17. Simnica, I. Udhëzime për shfrytëzimin e pajisjeve të turbinës K-200-13—1, LMZ, Prishtinë, 2006.
18. Literaturë nga interneti:
<http://www..encotech.com>.
<http://www..boocs.org>