

**UNIVERSITETI I PRISHTINËS “HASAN PRISHTINA”**  
**FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE**  
**DEPARTAMENTI I TERMOENERGJETIKËS DHE TERMOTEKNIKËS**



**PUNIM DIPLOME - MASTER**

**“ANALIZA ENERJGJETIKE, EKSERGJETIKE DHE  
EKSERGJETIKO - EKONOMIKE E CIKLIT TË PUNËS SË  
TERMOCENTRALIT KOSOVA A3”**

**Mentori:**

**Akademik Prof. Dr. Dr. h. c. Fejzullah Krasniqi**

**Kandidati:**

**BSc. Qëndresa Bresa**

**Prishtinë, 2017**

**UNIVERSITY OF PRISHTINA “HASAN PRISHTINA”**  
**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**DEPARTMENT OF THERMOTECHNICS AND THERMOENERGETICS**



**MASTER'S THESIS**

**“ENERGETIC, EXERGETIC AND EXERGOCOECONOMIC  
ANALYSIS OF WORKING CYCLE OF KOSOVA A3 POWER  
PLANT”**

**Mentor:**

**Academic Prof. Dr. Dr. h. c. Fejzullah Krasniqi**

**Candidate:**

**BSc. Qëndresa Bresa**

**Prishtina, 2017**

## ***FALËNDERIM***

Fillimisht falënderoj Krijuesin që më dha vullnet dhe durim që të mund t'i përfundoj studimet Master në kohë, duke mos munguar as suksesi, për të cilin u jam shumë mirënjohëse të gjithë atyre që më inspiruan të mos dorëzohem deri në arritjen e këtij niveli.

Falënderoj prindërit dhe vëllezërit e mi, si dhe familjarët të cilët më dhanë përkrahje të pakufizuar morale, shpirtërore dhe financiare, pa të cilët ky rrugëtim do të ishte i mangët dhe i pakuptimtë.

Falënderim i veçantë i takon profesorit, njëkohësisht mentorit Akademik Prof. Dr. Dr. h. c. Fejzullah Krasniqi, i cili nuk kurseu për asnjë çast të na shpalosë njohuritë e tij të gjera në lidhje me problemet inxhinierike të profileve të ndryshme, si dhe ndihmën dhe udhëzimet e tij që ishin shtyse drejt ngritjes së nivelit njerëzor, profesional dhe akademik.

Gjithashtu falënderoj të gjithë stafin e profesorëve të fakultetit për njohuritë, përkrahjen dhe trajtimin korrekt që na ofruan gjatë studimeve.

Duke mos harruar të falënderoj edhe kolegët/et dhe shoqërinë, të cilët kanë ndarë me mua këto vite të studimeve dhe nuk kanë kursyer në shkëmbimin e përvojave dhe njohurive, të cilat medoemos do të më nevojiten për rrugëtimin e tutjeshëm.

Faleminderit të gjithë atyre që drejtpërdrejtë apo tërthorazi, ndikuan që ky punim diplome të përfundoj me sukses, dhe që shpresojë të jetë i dobishëm për gjeneratat e ardhshme.

## Përmbajtja

➤ <b>HYRJE</b> .....	6
<b>1. KUPTIME THEMELORE</b> .....	7
1.1. Energjia.....	7
1.1.1. Aplikimi i energjisë në termocentralin me turbinë me avull .....	7
1.2. Eksnergjia .....	8
1.3. Analiza energjetike dhe eksnergjetike .....	12
1.4. Analiza eksnergjetiko - ekonomike .....	12
<b>2. ANALIZA E RENDIMENTIT TERMIK TË CIKLIT TË PUNËS ME AVULL UJI</b> .....	13
2.1. Cikli Carnot .....	13
2.2. Cikli Rankin .....	16
2.3. Rendimenti termik i ciklit të punës me avull uji me marrje të avullit nga turbina për ngrohje rigjenerative të ujit ushqyes .....	18
<b>3. ANALIZA E TERMOCENTRALIT KOSOVA A3</b> .....	20
3.1. Karakteristikat kryesore të termocentralit Kosova A3.....	20
3.2. Përgatitja e ujit për njësinë prodhuese A3, të termocentralit Kosova A.....	28
3.3. Parametrat termikë të avullit si dhe skema termike e termocentralit Kosova A3.....	31
3.4. Analiza energjetike e ciklit të punës së termoelektrocentralit Kosova A3 .....	33
3.4.1. Bilancet termike të ngrohësve rigjenerativ të ujit ushqyes .....	33
3.4.2. Rënia termike të avullit si dhe puna reale në turbinë.....	43
3.4.2.1. Rënia termike dhe puna e avullit në turbinën e presionit të lartë .....	44
3.4.2.2. Rënia termike dhe puna e avullit në turbinën e presionit të mesëm.....	45
3.4.2.3. Rënia termike dhe puna e avullit në turbinën e presionit të ultë .....	47
3.4.2.4. Puna e turbinës si dhe puna e tërësishme reale kur merret parasysh sasia e tërësishme e fluidit punues.....	48
3.4.3. Konsumi specifik i lëndë djegëse, konsumi specifik i nxehtësisë dhe konsumi specifik i avullit.....	49
3.4.3.1. Konsumi specifik i lëndës djegëse të bllokut Kosova A3.....	51
3.4.3.2. Konsumi specifik i nxehtësisë .....	51
3.4.3.3. Konsumi specifik i avullit të ujit.....	51
3.4.4. Rendimenti termik i ciklit të punës së TC Kosova A3 .....	51

3.4.5. Rendimenti termik i ciklit të punës nëse merret parasysh sasia e fluidit punues..	52
3.4.6. Paraqitja grafike e rendimentit termik në varësi nga temperatura e rrethinës .....	52
3.4.7. Diagrami Sankey për bilancin energjetik të termocentralit Kosova A3 .....	54
<b>4. ANALIZA E RENDIMENTIT EKSERGJETIK TË CIKLIT TË PUNËS ME</b>	
<b>AVULL UJI</b> .....	59
4.1. Rendimenti eksergjetik i ciklit Carnot .....	60
4.2. Rendimenti eksergjetik i ciklit Rankin .....	61
<b>5. ANALIZA EKSERGJETIKE E CIKLIT TË PUNËS SË TERMOCENTRALIT</b>	
<b>KOSOVA A3</b> .....	62
5.1. Rendimenti eksergjetik i ciklit të punës .....	62
5.2. Rendimenti eksergjetik i ciklit të punës, nëse merret parasysh fluidi punues në tërësi .....	64
5.3. Varësia e rendimentit eksergjetik nga ndryshimi i temperaturës së rrethinës .....	66
5.4. Diagrami Grassmann për bilancin e eksergjisë së termocentralit Kosova A3..... .....	69
<b>6. ANALIZA KRAHASUESE ENERGJIKE DHE EKSERGJETIKE E</b>	
<b>TERMOCENTRALIT KOSOVA A3</b> .....	73
<b>7. ANALIZA EKSERGJETIKO-EKONOMIKE E SISTEMEVE PËR PRODHIMIN</b>	
<b>E ENERGJISË ELEKTRIKE</b> .....	75
7.1. Çmimet e energjisë dhe eksergjisë.....	76
7.2. Përcaktimi i termave kyç .....	76
7.3. Analiza eksergjetiko - ekonomike e termocentralit Kosova A3 .....	78
7.3.1. Humbjet energjetike të bllokut, si dhe raporti i humbjeve ndaj kostos së kapitalit .....	80
7.3.2. Humbjet eksergjetike të bllokut, si dhe raporti i humbjeve ndaj kostos së kapitalit .....	81
<b>8. PËRFUNDIMI</b> .....	83
<b>9. CONCLUSION</b> .....	86
<b>LITERATURA</b> .....	89

## HYRJE

*Termocentralet me turbina me avull përdoren gjerësisht në gjithë botën për prodhimin e energjisë elektrike dhe si lëndë djegëse shpesh përdoret thëngjilli. Edhe pse rezervat ekzistuese të qymyrit në botë janë të mjaftueshme për rreth dy shekuj, teknologjia e përdorur sot për të prodhuar energji elektrike nga qymyri shkakton ndikime negative në mjedis. Për të shfrytëzuar thëngjillin në proceset e prodhimit të energjisë në mënyrë më efikase dhe të pastër, përpjekjet bëhen shpesh për të përmirësuar efikasitetin dhe punën e impianteve ekzistuese përmes modifikimeve dhe ridizajimeve, si dhe zhvillimin e teknologjive të përparuara duke përdorur thëngjillin si lëndë djegëse.*

*Në përgjithësi, teknologjitë e energjisë konsiderohen se funksionojnë duke bërë analizë të energjisë. Një kuptim më i mirë arrihet kur merret një pasqyrë e plotë termodinamike, e cila përdor ligjin e dytë të termodinamikës në analizën e energjisë, me metodat eksergjetike. Konsumi i energjisë është një nga treguesit më të rëndësishëm që tregon fazat e zhvillimit të vendeve dhe komuniteteve, standardet e jetesës, rritjen e popullsisë, urbanizmin, zhvillimin teknologjik dhe industrial, tipare këto të cilat shfaqin rritjen direkte të konsumit të energjisë. Për të arritur shfrytëzimin maksimal të burimeve të energjisë dhe sigurinë e centraleve të prodhimit të energjisë, studiuesit janë të interesuar në analizën energjetike dhe eksergjetike të tyre. Në përgjithësi, me kriteret e performancës së termocentraleve në bazë të fuqisë së parashikuar nga ligji i parë i termodinamikës, përfshihet energjia elektrike dhe efikasiteti termik.*

*Në dekadat e fundit, performanca eksergjetike sipas ligjit të dytë të termodinamikës është treguar e dobishme në metodat e dizajnit, vlerësimit, optimizimit dhe përmirësimit të termocentraleve. Disa procese anormale termodinamike të nxehtësisë, që nuk mbulohen nga energjia (ose ligji i parë i termodinamikës) dhe eksergjia (ose analiza e ligjit të dytë të termodinamikës), llogariten si procese ireversibile, si: transferimi i nxehtësisë përmes disa reaksioneve kimike, ndryshimet e temperaturës, shfaqja e forcave të fërkimit, si dhe zgjerim i pakufizuar i avullit.*

*Analiza eksergjetike është aq e rëndësishme sa analiza energjetike për projektimin, operimin dhe mirëmbajtjen e pajisjeve dhe sistemeve në një termocentral. Analiza eksergjetike mund të identifikojë vendndodhjen e degradimeve të energjisë dhe renditjen në aspektin e rëndësisë së tyre. Ajo zakonisht parashikon punën termodinamike të energjisë së sistemit dhe efikasitetit të komponentëve të sistemit me përcaktimin sasior të saktë, të gjenerimit të entropisë së komponentëve.*

*Për më tepër, analiza eksergjetiko - ekonomike (eksergoekonomike) vlerëson koston për njësi të produkteve të tilla si energjia elektrike dhe avulli dhe vlerëson humbje monetare për shkak të pakthyeshmërisë. Gjithashtu, kjo analizë ofron një mjet për dizajnimin optimal dhe funksionimin e sistemeve komplekse. Një analizë e plotë eksergoekonomike përbëhet nga (a) analiza energjetike dhe eksergjetike, (b) analiza ekonomike, (c) analiza e kushtimit, dhe (d) një vlerësim eksergoekonomik për secilën komponentë të termocentralit.*

## 1. KUPTIME THEMELORE

### 1.1. Energjia

Energjia përkufizohet si aftësi e trupit për të kryer punë dhe paraqitet në shumë forma. Ajo shfaqet si: energji mekanike, energji kimike, energji termike, etj. Për këtë arsye termodinamika luan një rol kyç në analizën e proceseve, sistemeve dhe pajisjeve në të cilat ndodhin transformimet e energjisë. Shumica e aktiviteteve tona të përditshme përfshijnë transferimin dhe ndryshimin e energjisë.

Koncepti i energjisë fillimisht është paraqitur në mekanikë nga Njutoni kur ai dha hipotezën për energji kinetike dhe potenciale. Shembuj të përdorimit të energjisë në përvojat e jetës janë të pafundme. Energjia është një madhësi skalare që nuk mund të shihet direkt, por mund të regjistrohet dhe të vlerësohet nga matjet indirekte. Vlera absolute e energjisë së një sistemi është e vështirë për tu matur, ndërsa ndryshimi i energjisë është relativisht i lehtë për tu vlerësuar.

Dielli është burimi kryesor i energjisë në tokës. Ai lëshon një spektër të energjisë që udhëton nëpër hapësirë si rrezatim elektromagnetik. Energjia është e lidhur edhe me strukturën e materies dhe mund të lirohet nga reaksionet kimike dhe atomike.

Gjatë gjithë historisë, shfaqja e qytetërimeve është karakterizuar me zbulimin dhe zbatimin efektiv të energjisë për të ndihmuar në përmbushjen e nevojave të shoqërisë.

Shprehja analitike për ligjin e parë të termodinamikës në formën e dytë mund të shprehet:

$$q_{1,2} = i_{1,2} + l_{1,2} \quad (1.1)$$

ku janë:

$i_{1,2}$  - ndryshimi i entalpiave në dy gjendje të gazit;

$l_{1,2}$  - puna teknike që fitohet në proces.

#### 1.1.1. Aplikimi i energjisë në termocentralin me turbinë me avull

Aplikimet inxhinierike të proceseve të energjisë janë të spektrit të gjerë, ku përfshihen termocentralet për të gjeneruar energji elektrike, motorët për të drejtuar automobila dhe avionë, sistemet e ftohjes dhe ajrit të kondicionuar, etj.

Në një termocentral me turbinë me avull, energjia kimike e lëndës djegëse apo ajo bërthamore konvertohet në energji termike në gjenerator të avullit apo në reaktor. Kjo energji transmetohet në ujë, i cili avullohet. Energjinë të cilën e ka përfituar avulli përdoret për të lëvizur lopatat e turbinës me avull, dhe energjia mekanike që rezulton, përdoret për të lëvizur rotorin e gjeneratorit për të prodhuar energji elektrike. Avulli duke e lënë turbinën drejtohet për në kondensator ku kondensohet, pastaj kondensati kthehet përsëri në gjeneratorin e avullit për të përfunduar ciklin.

## 1.2. Eksnergjia

Duke u bazuar në ligjin të dytë të termodinamikës, energjia paraqitet si shumë e eksnergjisë dhe anergjisë:

$$\text{Energjia} = \text{Eksnergjia} + \text{Anergjia} \quad \text{ose} \quad E = Ex + An$$

Shprehja analitike e ligjit të dytë të termodinamikës është:

$$ds \geq \frac{dq}{T} \quad (1.2)$$

Ekuacionet (1.1) dhe (1.2) duke e plotësuar njëri tjetrin mundësojnë përcaktimin e saktë të punës maksimale të mundshme e cila mund të fitohet në një sistem termodinamik, si dhe kushtet për realizimin e tij.

Shprehjet e shënuara më lartë mund të jepen në formën diferenciale për çfarëdo procesi reversibil, nga gjendja 1 deri në gjendjen 2i të ndryshimit të gjendjes:

$$\int_1^{2i} dq_1 = i_{2i} - i_1 + l_{t,irrev} \quad (1.3)$$

$$\int \frac{dq_1}{T_1} + \Delta s_{sistemit} = s_{2i} - s_1 \quad (1.4)$$

Duke shumëzuar ekuacionin (1.4) me  $-T_2$ , kemi:

$$-\int_1^{2i} T_2 \frac{dq_1}{T_1} - T_2 \Delta s_{sistemit} = -T_2 (s_{2i} - s_1) \quad (1.5)$$

ku:

$T_1, T_2$  - paraqesin temperaturat e burimit dhe greminës termike, si dhe

$dq_1$  - paraqet sasinë e nxehtësisë që merret nga burimit termik.

Me analizën e këtij ekuacioni tregohet se për kryerjen e një procesi të supozuar të ndryshimit të gjendjes së gazit, kanë ndikim edhe kushtet e realizimit të tij.

Në kushtet kur procesi i ndryshimit të gjendjes është reversibil, pra kur  $\Delta s_{sistemit} = 0$ , ai merr formën:

$$\int_1^{2i} \frac{T_1 - T_2}{T_1} dq_1 = (i_{2i} - i_1) - T_2 (s_{2i} - s_1) + l_{t,irrev} \quad (1.6)$$



ose

$$\int_1^2 \frac{T_1 - T_2}{T_1} dq_1 + (i_1 - i_{2i}) - T_2 (s_1 - s_{2i}) = l_{t,irev} \quad (1.7)$$

Nga barazimi i fundit tregohet se sistemi termodinamik ka aftësi për të kryer punë mekanike vetëm atëherë kur ai nuk ndodhet në ekuilibër në mes gjendjeve 1 dhe 2.

Për zmadhimin e punës së prodhuar apo punës teknike, duhet rritur diferencën në mes të gjendjeve 1 dhe 2. Rruga më e mirë është përdorimi i mjedisit të jashtëm në rolin e greminës termike, për shkak të madhësisë së saj sado që të veprohet mbi të në mënyrë termike apo mekanike, parametrat e mjedisit të jashtëm  $(p_0, v_0, T_0, i_0, s_0)$ , nuk ndryshojnë dhe njëkohësisht paraqesin parametrat minimal të mundshëm natyror për prodhimin e punës. Mundësia e vetme për të zmadhuar punën teknike mbetet burimi termik.

Burimi termik te motorët termik është djegia e lëndës djegëse dhe gazet që lirohen që kanë diferencë të madhe temperaturike me temperaturën e ambientit të jashtëm.

Gjatë procesit të ndryshimit, gjendja fillestare e lëndës punuese ndryshon nga gjendja kur bëhet ekuilibrimi me ambientin e jashtëm, prandaj barazimet e fituara mund të shkruhen në formën:

$$\int_1^0 \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq_1 = (i_0 - i_1) + l_{t,irev} - T_0 (s_0 - s_1) + T_0 \Delta s_{sistemit} \quad (1.8)$$

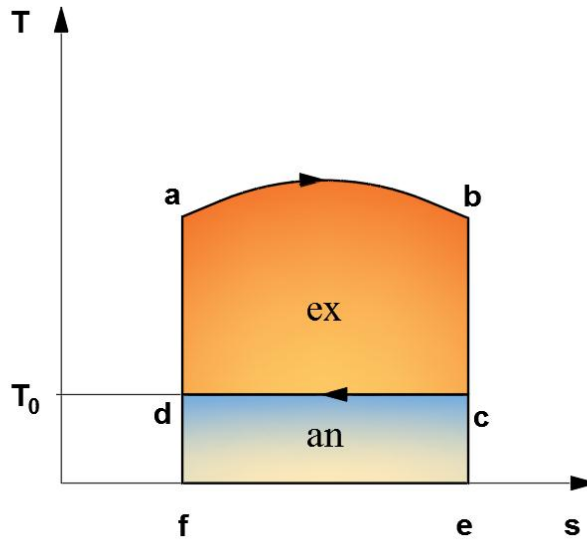
dhe

$$\int_1^0 \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq_1 + (i_1 - i_0) - T_0 (s_1 - s_0) = l_{t,max} \quad (1.9)$$

Nga këto barazime vërtetohet se eksnergjia fitohet kur proceset nga gjendja fillestare e lëndës punuese deri në ekuilibër me ambientin rrethues janë reversibile. Në gjendjen përfundimtare kur kushtet janë të ekuilibrit, eksnergjia është e barabartë me zero.

Nëse merret një cikël rrethor a-b-c-d-a, i cili përmban burimin termik a-b me temperaturë të ndryshueshme  $T$ , ku futet nxehtësia  $q$  dhe greminën termike c-d me temperaturë  $T_0$ , në të cilin largohet nxehtësia  $q_0$ , përcaktohet eksnergjia e nxehtësisë që paraqet punën teknike maksimale:

$$ex_q = \oint \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq_1 = l_{t,max} \quad (1.10)$$



Për këtë cikël rrethor kemi  $i_1 - i_0 = 0$  dhe  $s_1 - s_0 = 0$ , prandaj përdoret integrali rrethor meqë është  $s_b - s_a = s_e - s_d$ , eksnergjia e nxehtësisë është:

$$ex_q = T_1 \cdot \int_a^b \frac{dq_1}{T_1} - T_0 - T_0 \cdot \int_a^b \frac{dq_1}{T_1} = q_1 - T_0(s_b - s_a) = q_1 - T_0 \cdot \Delta s_{b,ax} \quad (1.11)$$

Kjo shprehje vlen edhe për rastin kur temperatura e burimit termik është e pandryshueshme, pra kur kemi të bëjmë me ciklin Carnot, pra:

$$ex_{qK} = q_1 - T_0 \frac{q_1}{T_1} = q_1 \left( 1 - \frac{T_0}{T_1} \right) = q_1 \cdot \frac{T_1 - T_0}{T_1} = q_1 \cdot \eta_K = l_{t,K} \quad (1.12)$$

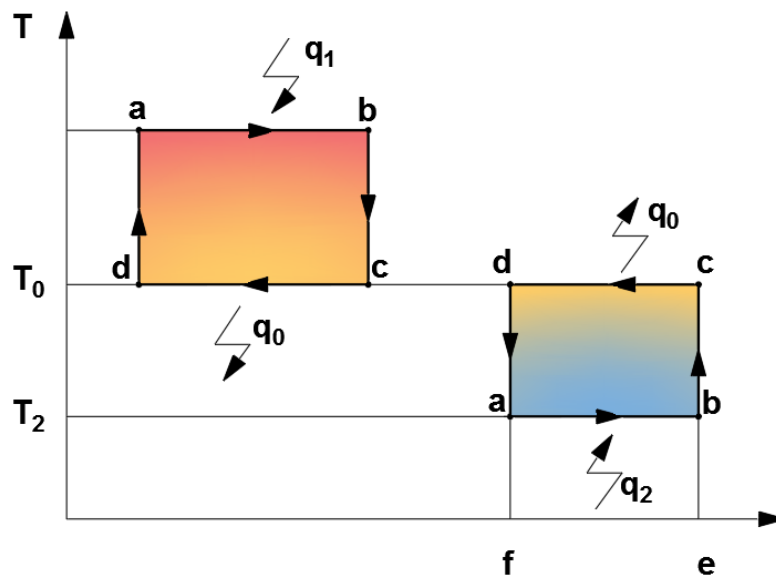
Barazimet tregojnë se nxehtësia  $q_1$  e cila futet në cikël ndahet në pjesën e saj që mund të shfrytëzohet si punë e dobishme dhe kjo quhet eksnergji dhe paraqet sipërfaqen (a-b-c-d-a) dhe në pjesën tjetër e cila nuk mund të shfrytëzohet dhe paraqet anergjinë, e cila është e barabartë me sipërfaqen (f-d-c-e-f).

Eksnergjia e nxehtësisë që i jepet lëndës punuese me temperaturë T, gjatë procesit të çfarëdoshëm reversibil 1-2 është e barabartë me:

$$ex_q = \int_1^2 \frac{T - T_0}{T} dq = q - T_0 \int_1^2 \frac{dq}{T} \quad (1.13)$$

Për realizimin e një cikli të kundërt Carnot, temperatura e mjedisit të jashtëm  $T_0$  e paraqet temperaturën maksimale të mundshme natyrore. Për realizimin e këtij cikli zgjidhet burimi i punës me temperaturë  $T_2 < T_0$ , e cila përfaqëson mjedisin që do të ftohet. Për këtë nevojitet eksnergjia e barabartë me:

$$ex_{qK} = \frac{q_1}{\frac{T_0 - T_2}{T_2}} \quad (1.14)$$



Eknergjia është pjesa e energjisë e cila mund të shndërrohet në forma të tjera të energjisë, ndërsa anergjia paraqet pjesën e energjisë e cila nuk mund të transformohet në eknergji për shkak të proceseve ireversibile.

Puna teknike e cila fitohet në rastet kur gjendja e fundit e gazit që përdoret si fluid punues arrin presionin e rrethinës  $p_0$  dhe temperaturën e rrethinës  $T_0$ , paraqet punën teknike maksimale ose eknergjinë.

Disa karakteristika të rëndësishme të eknergjisë janë përshkruar si vijon:

- Një sistem në ekuilibër të plotë me mjedisin e tij, nuk ka eknergji. Nuk shfaqet ndonjë ndryshim në temperaturë, presion, dhe kështu me radhë, kështu që nuk ka forcë lëvizëse për ndonjë proces.
- Eknergjia e një sistemi rritet sa më shumë që ajo devijon nga rrethina. Për shembull, një sasi specifike e ujit të nxehtë ka përmbajtje më të lartë të eknergjisë gjatë dimrit, se sa në një ditë të nxehtë të verës.
- Kur energjia e humb cilësinë e saj, eknergjia është shkatërruar. Eknergjia është pjesa e dobishme e energjisë, për këtë arsye, ajo ka vlerë ekonomike dhe ia vlen të menaxhohet me kujdes.

- Eksnergjia si përkufizim nuk varet vetëm nga gjendja e një sistemi apo rrjedhje, por edhe nga gjendja e rrethinës, etj.

### **1.3. Analiza energjetike dhe eksnergjetike**

Analiza energjetike dhe eksnergjetike e termocentraleve lidhet me implementimin e ligjit të parë dhe të dytë të termodinamikës.

Analiza energjetike e një sistemi të konvertimit të energjisë është në thelb një llogaritje e energjive që hyjnë dhe dalin nga sistemi.

Rendimentet shpesh vlerësohen si raporte të sasive të energjisë, dhe përdoren për të vlerësuar dhe krahasuar sisteme të ndryshme. Megjithatë, rendimentet energjetike janë shpeshherë jo të sakta për arsye se nuk japin gjithmonë një masë, se sa i afrohet përsosmërisë performanca e një sistemi. Për më tepër, humbjet termodinamike që ndodhin brenda sistemit shpesh nuk vlerësohen me analizën energjetike. Për këtë arsye, përpos analizës energjetike, përdoret analiza eksnergjetike, e cila mundëson tejkalimin e shumë mangësive.

Analiza eksnergjetike është e dobishme në identifikimin e shkaqeve, vendit si dhe madhësinë e jo eficiencës së procesit. Me anë të analizës eksnergjetike pohohet se energjia nuk mund të krijohet apo shkatërrohet, ajo vetëm mund të degradohet në cilësi duke arritur një gjendje në të cilën ajo është në ekuilibër të plotë me rrethinën dhe të mos jetë më e dobishme për të kryer detyrën e saj.

### **1.4. Analiza eksnergjetiko - ekonomike**

Kursimi i energjisë ose eksnergjisë është objektivi kryesor i procesit të optimizimit konvencional termodinamik. Ky lloj i optimizimit ka përfitime si në rritje të efikasitetit energjetik dhe eksnergjetik ose zvogëlimin e pakthyeshmërisë së sistemit, por kjo rritje në efikasitet arrihet në kurriz të rritjes së investimeve kapitale. Kështu, është e vështirë për të arritur ekuilibrin mes termodinamikës dhe ekonomisë.

Është i njohur fakti se pajisje të ndryshme termike në mund të kenë të njëjtën sasi të energjisë, mirëpo sasi mjaft të ndryshme të eksnergjisë dhe në këtë mënyrë edhe vlera të ndryshme ekonomike. Pra, optimizimi konvencional termodinamik nuk është në gjendje të dallojë marrëdhëniet komplekse ndërmjet energjisë, eksnergjisë dhe koston. Në mënyrë që të tejkalohej ky problem, është bërë kombinimi i optimizimit ekonomik dhe termodinamik, që quhet eksergoekonomi.

Procesi i sistemit të ndërlikuar të prodhimit të energjisë mund të vlerësohet mbi bazën e përfitimit të saj ekonomik dhe efikasitetit në lidhje me konsumin e burimeve. Pra, analiza ekonomike mund të llogaritë koston e karburantit, operimin dhe mirëmbajtjen termocentralit në tërësi ose komponentët individuale të tij, por nuk siguron asnjë matje se si caktohet kosto mes tyre dhe produktit të tij. Nga ana tjetër, analiza termodinamike siguron efikasitetin individual të komponentit ose tërë termocentralit dhe vlerëson ireversibilitetin, por nuk mund të vlerësojë rëndësinë e tyre për sa i përket procesit të përgjithshëm të prodhimit. Pra, të metat e termodinamikës dhe analizave ekonomike janë mbuluar nga analiza eksergoekonomike.

## 2. ANALIZA E RENDIMENTIT TERMIK TË CIKLIT TË PUNËS ME AVULL UJI

### 2.1. Cikli Carnot

Cikli Carnot është një cikël teorik termodinamik i propozuar nga inxhinieri francez Nicolas Léonard Sadi Carnot (lindur me 1 qershor 1796 – vdiq me 24 gusht 1832) në vitin 1824 dhe u zgjerua nga të tjerët në vitet 1830 dhe 1840.

Carnot ishte një inxhinier dhe fizikan ushtarak francez, shpesh i përshkruar si "baba i termodinamikës". Në botimin e tij të vetëm, monografi (1824), "Reflektime mbi fuqinë e shkaktuar nga zjarri", Carnot dha teorinë e parë të suksesshme të efikasitetit maksimal të motorëve të nxehtësisë. Puna e Carnot-it tërhoqi pak vëmendje gjatë jetës së tij, por më vonë u përdor nga Rudolf Clausius dhe Lord Kelvin për të formalizuar ligjin e dytë të termodinamikës dhe për të përcaktuar konceptin e entropisë.



Nicolas Léonard Sadi Carnot  
(1796 -1832)

Carnot dëshironte t'i përgjigjej dy pyetjeve në lidhje me funksionimin e motorëve të nxehtësisë: "A është puna në dispozicion nga burimi i nxehtësisë, potencialisht e pakufizuar?" Dhe "A mund të përmirësohen motorët e nxehtësisë në parim duke zëvendësuar avullin me ndonjë lëng tjetër të punës ose me gaz?" Ai u përpoq t'i përgjigjej këtyre pyetjeve në biografinë, të botuar si një vepër popullore në vitin 1824 kur ai ishte vetëm 28 vjeç. Ajo u titullua *Réflexions sur la Puissance Motrice du Feu* (nga gjuha frënge, që në shqip do të thotë "Reflektime mbi energjinë e zjarrit"). Libri kishte për qëllim të mbulonte një gamë mjaft të gjerë temash rreth motorëve të nxehtësisë në një mënyrë mjaft popullore. Ai diskutoi meritat

relative të ajrit dhe avullit si fluide punuese, meritat e aspekteve të ndryshme të dizanjimit, dhe madje përfshiu disa ide në lidhje me përmirësimet e mundshme të natyrës praktike. Pjesa më e rëndësishme e librit i ishte kushtuar një prezantimi abstrakt të një motori idealizues që mund të përdoret për të kuptuar dhe sqaruar parimet themelore që zbatohen në përgjithësi për të gjithë motorët e nxehtësisë, pavarësisht nga dizajni i tyre.

Ndoshta kontributi më i rëndësishëm që Carnot i bëri termodinamikës ishte tërheqja e tij e tipareve thelbësore të motorit me avull, siç njiheshin në ditët e tij, në një motor të nxehtësisë më të përgjithshëm dhe më të idealizuar. Kjo rezultoi në një sistem termodinamik model mbi të cilin mund të bëheshin llogaritjet e sakta dhe të shmangeshin ndërlikimet e futura nga shumë karakteristika të papërpunuara të motorit bashkëkohor të avullit. Duke idealizuar motorin, ai mund të arrinte përgjigje të qarta dhe të padiskutueshme për dy pyetjet e tij origjinale. Ai tregoi se efikasiteti i këtij motori të idealizuar është një funksion i vetëm i dy temperaturave të burimeve midis të cilave vepron. Megjithatë, ai nuk dha formën e saktë

të funksionit, i cili më vonë u tregua  $(T_1 - T_2) / T_1$ , ku  $T_1$  është temperatura absolute e burimit të nxehtë. Asnjë motor termik që operon në ndonjë cikël tjetër nuk mund të jetë më efikas, duke marrë parasysh të njëjtat temperatura operative.

Cikli Carnot është motori më efikas i mundshëm, jo vetëm për shkak të mungesës (së parëndësishme) të fërkimit dhe proceseve të tjera të dëmshme. Arsyeja kryesore është se nuk ka përcjellje të nxehtësisë ndërmjet pjesëve të motorit në temperatura të ndryshme. Carnot e dinte se përcjellja e nxehtësisë midis trupave në temperatura të ndryshme është një proces i kot dhe i pakthyeshem, i cili mund të eliminohet nëse motori i nxehtësisë e arrin efikasitetin maksimal.

Carnot publikoi librin e tij në lidhje me zhvillimin e motorëve me avull. Teoria e tij shpjegoi se pse motorët e avullit që përdorin avujt e tejnxehur ishin më të mirë për shkak të temperaturës më të lartë të burimit të nxehtë pasues. Teoritë dhe përpjekjet e Carnot-it nuk ndihmuan menjëherë në përmirësimin e efikasitetit të motorëve me avull. Teoritë e tij ndihmuan vetëm për të shpjeguar pse një praktikë ekzistuese ishte superiore ndaj të tjerave. Ishte vetëm në fund të shekullit të nëntëmbëdhjetë që idetë e Carnot-it u vënë në praktikë, domethënë se një motor nxehtësie mund të bëhej më efikas nëse temperatura e burimit të tij të nxehtë do të rritej.

Në fig. 2.1. është paraqitur cikli Carnot i avullit të ujit në zonën e avullit të ngopur.

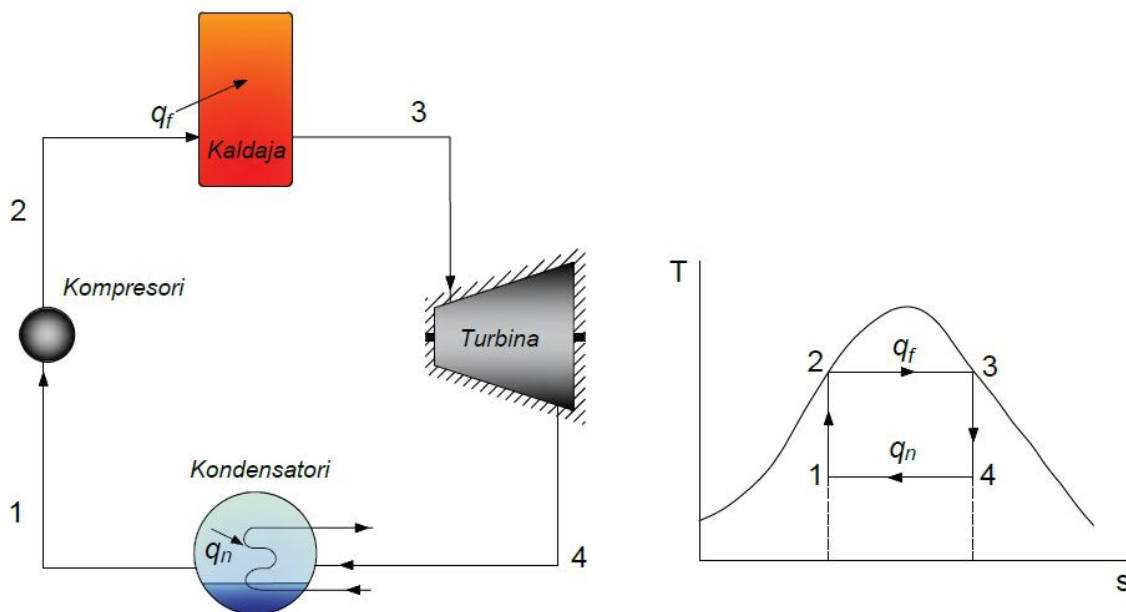


Fig. 2. 1. Cikli Carnot i avullit të ujit në zonën e avullit të ngopur

Ky cikël siguron një kufi të sipërm mbi efikasitetin që çdo motor klasik termodinamik mund të arrijë gjatë konvertimit të nxehtësisë në punë, ose anasjelltas, efikasitetin e një sistemi ftohjeje në krijimin e një ndryshimi të temperaturës (p.sh. ngrirje) nga aplikimi i punës në sistem. Përdoret si performancë standarde e të gjithë motorëve të nxehtësisë, të cilët operojnë në mes të temperaturave të larta dhe të ulëta.

Rendimenti termik i një cikli shprehet me raportin ndërmjet nxehtësisë e cila shfrytëzohet për realizimin e ciklit (nxehtësia e dobishme)  $Q_d$  dhe nxehtësisë e cila futet në cikël  $Q_f$ . Nga fig. 2.1. kemi:

$$\eta_t = \frac{Q_d}{Q_f} \quad (2.1)$$

Nxehtësia e dobishme  $Q_d$ , shprehet me ndryshimin ndërmjet nxehtësisë e cila futet në cikël  $Q_f$  dhe të nxehtësisë e cila nxirret nga cikli  $Q_n$ . Kështu kemi:

$$Q_d = Q_f - Q_n \quad (2.2)$$

Në përshtatje me ligjin e parë të termodinamikës, i cili shprehet: “Nxehtësia e komunikuar pjesërisht shpenzohet për ndryshimin e energjisë së brendshme të lëndës punuese dhe pjesërisht shpenzohet për kryerjen e punës mekanike”, kemi:

$$Q_d = L_d + \Delta U \quad (2.3)$$

Ku janë:

$L_d$  - puna e dobishme e ciklit;

$\Delta U$  - ndryshimi i energjisë së brendshme të lëndës punuese, i cili për shkak se është cikël rrethor, gjendja e fillimit dhe e mbarimit të ciklit është e njëjtë. Për këtë arsye  $\Delta U = 0$ .

Pasi që për cikël rrethor, vlen barazimi  $Q_d = L_d$ , atëherë shprehja për rendimentin termik është:

$$\eta_t = \frac{Q_d}{Q_f} = \frac{L_d}{Q_f} \quad (2.4)$$

## 2.2. Cikli Rankin

Cikli Rankin është një model që përdoret për të parashikuar performancën e sistemit të turbinave me avull, edhe pse parimi teorik vlen edhe për motorët reciprokë, siç janë lokomotivat me avull. Cikli Rankin është një cikël ideal termodinamik i një motori të nxehtësisë që konverton nxehtësinë në punë mekanike. Për tu bartur nxehtësia zakonisht përdoret fluidi punues. Ky cikël është emëruar në bazë të profesorit të Universitetit të Glasgow-it, William John Macquorn Rankine (lindur me 5 korrik 1820, në Edinburg, Skoci - vdiq me 24 dhjetor 1872, në Glasgow), inxhinier dhe fizikan skocez dhe një nga themeluesit e shkencës së termodinamikës, veçanërisht në lidhje me teorinë e motorëve me avull.

Një nga veprat e para shkencore të Rankinit, është mbi lodhjen e metaleve të boshteve hekurudhore (1843), e cila çoi në metoda të reja të ndërtimit të saj.



William John Macquorn Rankine  
(1820 -1872)

Doracaku i tij i mekanikës së aplikuar (1858) ishte një ndihmë e konsiderueshme për inxhinierët dhe arkitektët.

Ndërsa doracaku i tij klasik i motorit të avullit dhe i motorëve të tjerë (1859) ishte përpjekja e parë e një trajtimi sistematik të teorisë së avullit.

Deri në vitin 1849, ai kishte arritur të gjejë marrëdhënien midis presionit të ngopur të avullit dhe temperaturës. Vitin në vijim, ai përdori teorinë e tij për të vendosur marrëdhënie midis temperaturës, presionit dhe dendësisë së gazeve dhe shprehjeve për nxehtësinë latente të avullimit të një lëngu.

Rankini përpunoi një cikël termodinamik, (cikli i ashtuquajtur "Rankin") i përdorur si standard për performancën e instalimeve të

avullit në të cilin një avull i kondensuar paraqet fluidin punues.

Në ciklin Rankin, fluidi punues i nënshtrohet katër proceseve të njëpasnjëshme: ngrohja në presion konstant - konvertimi i lëngut në avull (avullimi); zgjerimi reversibil adiabatik - kryerja e punës (në turbinë); ftohja në presion konstant - kthimi i avullit në lëng (kondensimi), dhe shtypja reversibile adiabatike në pompë duke e kthyer lëngun prapë në gjenerator të avullit.

Cikli Rankin përshkruan afërsisht procesin me të cilin punojnë motorët e ngrohjes me avull të cilët gjenden në termocentralet e gjenerimit të energjisë termike.

Burimet e nxehtësisë të përdorura në këto termocentralet zakonisht janë lëndët djegëse fosile si qymyri, gazi natyror, vaji ose fisioni bërthamor. Efikasiteti i ciklit Rankin është i kufizuar nga nxehtësia e lartë e avullimit të fluidit punues. Në figurën e mëposhtme është treguar diagrami i ciklit Rankin me tejnxehe të avullit të ujit në  $T$ -s.





### 2.3. Rendimenti termik i ciklit të punës me avull uji me marrje të avullit nga turbina për ngrohje rigjenerative të ujit ushqyes

Ngrohja rigjenerative e ujit ushqyes bëhet me avullin  $\alpha_1$ , i cili merret nga turbina, ndërmjet shkallëve të saj. Ndërsa sasia e avullit e mbetur në turbinë zgjerohet deri në presionin e kondensatorit  $1 - \alpha_1$ .

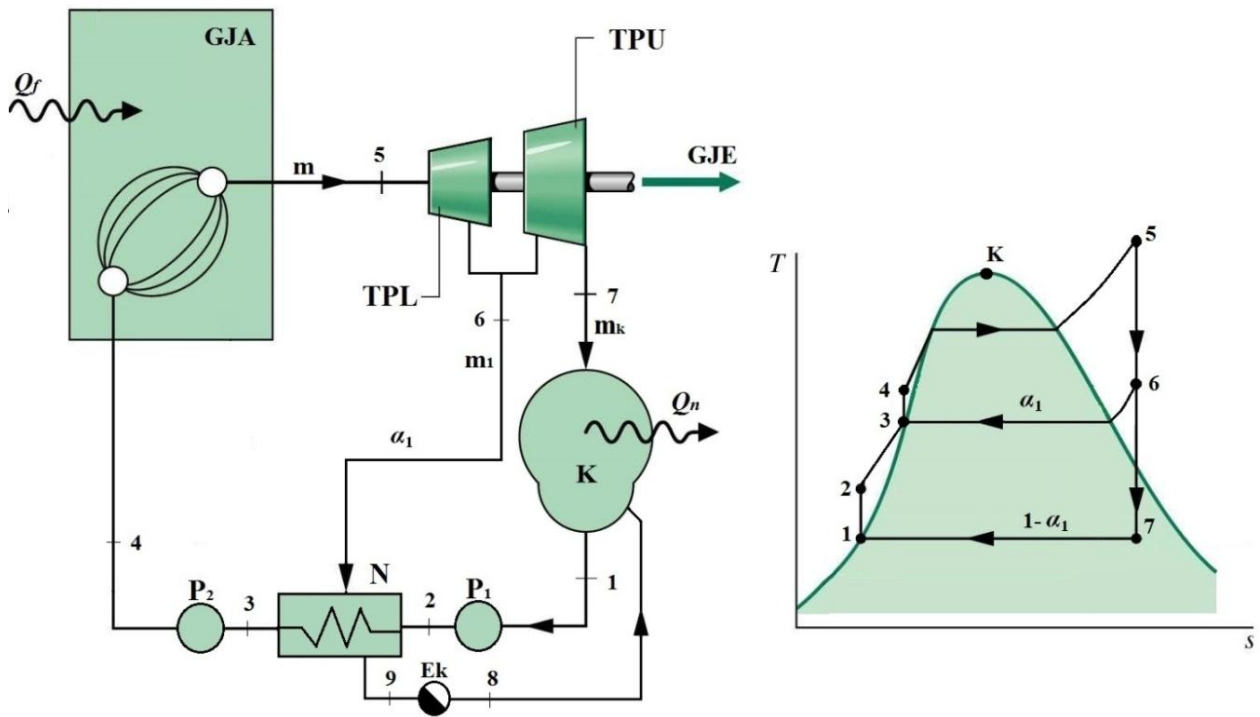


Fig. 2. 3. Skema e ngrohjes rigjenerative të ujit ushqyes me këmbyes sipërfaqësor të nxehtësisë: GJA – gjeneratori i avullit; TPL – turbina e presionit të lartë; TPU – turbina e presionit të ultë;  $P_1, P_2$  – pompat; K – kondensatori; N – ngrohësi rigjenerativ; Ek – ena kondensuese; GJE – gjeneratori elektrik

Me anë të bilancit material, tregohet që sasia e fluidit punues e cila hyn në sistem është e barabartë me sasinë e fluidit punues që del nga sistemi:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{hyn} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{del}$$

Ndërsa me bilancin energjetik, tregohet që energjia e cila hyn në sistem është e barabartë me energjinë e cila del nga sistemi:

$$\sum_{i=1}^n (\dot{m} \cdot i)_{hyn} = \sum_{i=1}^n (\dot{m} \cdot i)_{del}$$

Bilanci material dhe energjetik i ngrohësit rigjenerativ N për 1kg fluid, nga fig. 2.4. është:

$$\alpha_1(i_6 - i_9) = i_3 - i_2 \quad (2.6)$$

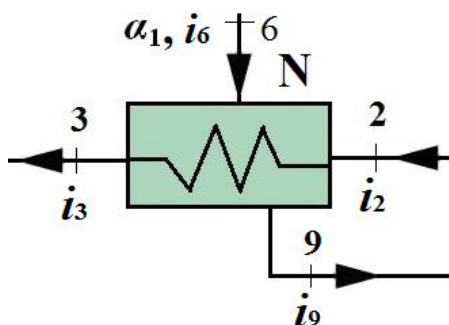


Fig. 2. 4. Ngrohësi rigjenerativ i ujit ushqyes

Përkatesisht:

$$\alpha_1 = \frac{i_3 - i_2}{i_6 - i_9} \quad (2.7)$$

Nxehtësia e futur në cikël, është:

$$Q_f = m \cdot q_f = m \cdot (i_5 - i_4) \quad (2.8)$$

Nxehtësia e cila nxirret nga cikli, është:

$$Q_n = m \cdot q_n = m \cdot [(1 - \alpha_1)(i_7 - i_1) + \alpha_1(i_8 - i_1)] \quad (2.9)$$

Nxehtësia e dobishme është e barabartë me ndryshimin ndërmjet nxehtësisë e cila futet dhe nxehtësisë e cila nxirret nga cikli:

$$Q_d = Q_f - Q_n = m[(i_5 - i_4) - (1 - \alpha_1)(i_7 - i_1) + \alpha_1(i_8 - i_1)] \quad (2.10)$$

Rendimenti termik i ciklit me ngrohje rigjenerative që është më i madh se rendimenti termik pa ngrohje rigjenerative, shprehet:

$$\eta_t^{nr} = \frac{Q_f - |Q_n|}{Q_f} = \frac{Q_d}{Q_f} = \frac{L_d}{Q_f} > \eta_t \quad (2.11)$$

### **3. ANALIZA E TERMOCENTRALIT KOSOVA A3**

Sektori i energjisë elektrike në Kosovë mbështetet nga termocentralet me qymyr (rreth 97%) dhe është konsideruar si një nga sektorët me potencialin më të madh të zhvillimit ekonomik. Njësia e parë prodhuese e termocentralit Kosova A, ka filluar punën në vitin 1962 me fuqi të prodhimit 65 MW. Njësia e fundit A5 është ndërtuar në vitin 1975.

Njësitë A1 dhe A2 janë jashtë funksionit, ndërsa njësitë A3, A4 dhe A5 janë ende në funksion.



*Fig. 3.1. Pamje nga Termocentrali Kosova A, në Kastriot*

Njësia prodhuese A3 është pjesë përbërëse mjaft e rëndësishme e termocentralit Kosova A, e cila ka fuqi instaluese 200 MW. Kjo njësi është lëshuar në punë me 16.04.1970.

#### **3.1. Karakteristikat kryesore të termocentralit Kosova A3**

Disa nga karakteristikat kryesore të njësisë Kosova A3 janë:

- *Gjeneratori i avullit të bllokut A3 është me dy tambura, me qarkullim natyral të ujit dhe me një ritejnxehës të avullit të ujit pas zgjerimit të tij në turbinën e presionit të lartë. Është prodhuar nga kompania Rafako – Poloni me kapacitet prej 650 t/h avull uji.*

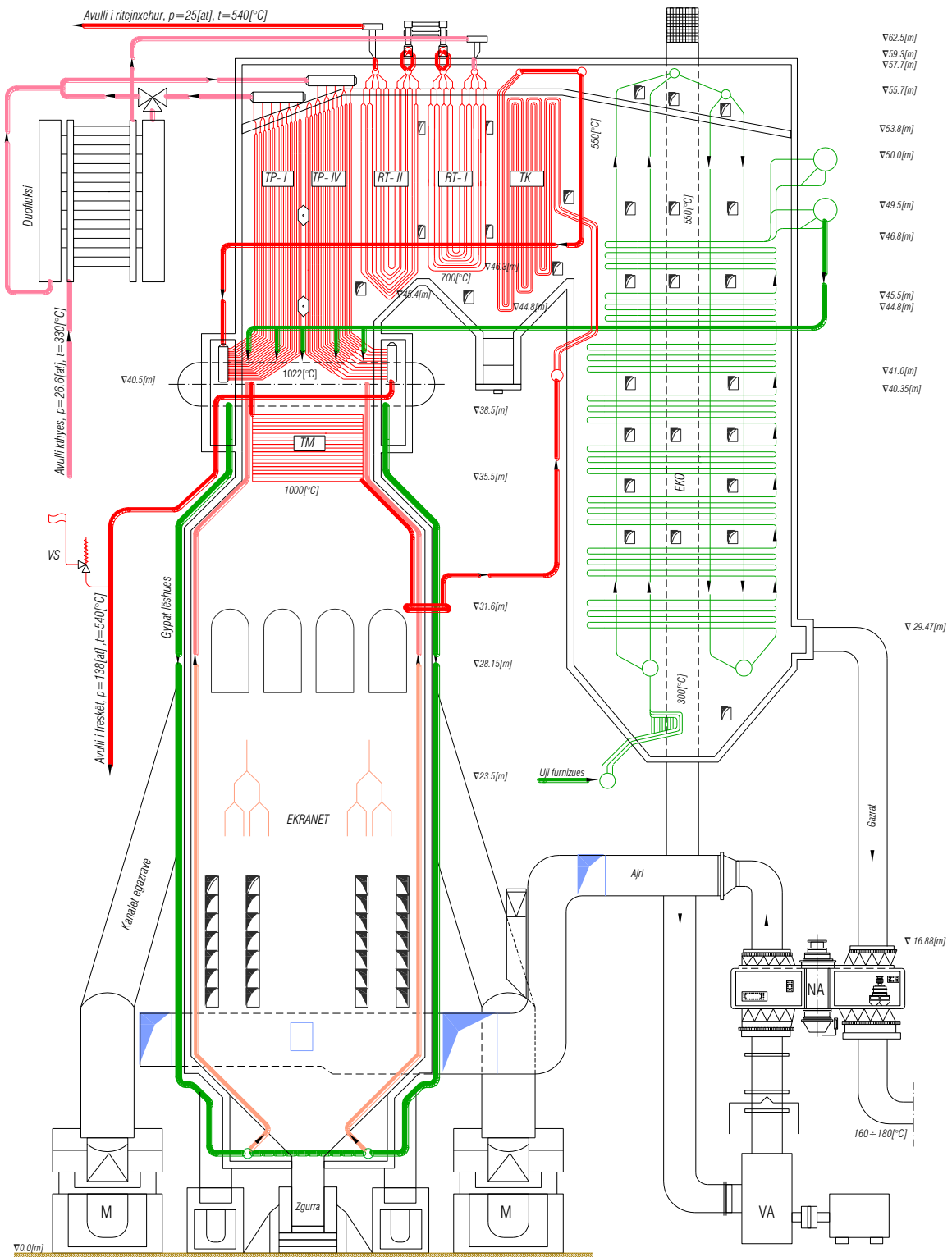


Fig. 3.2. Skema e prerjes vertikale të gjeneratorit të avullit të tipit OP-650-b, të TC-Kosova  
A3

Sipërfaqet ngrohëse të gjeneratorit të avullit janë:

- Vatra me sipërfaqe rreth 1385 m<sup>2</sup>;
- Tejnxehtësi muror me sipërfaqe 556 m<sup>2</sup>;
- Tejnxehtësi konvektiv me sipërfaqe 4615 m<sup>2</sup>;
- Tejnxehtësi paretor (me rrezatim) me sipërfaqe 2623 m<sup>2</sup>;
- Ritejnxehtësi me sipërfaqe 2800 m<sup>2</sup>;
- Ekonomajzeri (ngrohësi i ujit) me sipërfaqe 17350 m<sup>2</sup>.

Si dhe sipërfaqet tjera të paraqitura në skemën e prerjes vertikale të gjeneratorit të avullit në fig. 3.2., si: kolektori i avullit të freskët, valvuola siguroese, mulliri ventilatorik, flakëhedhësit e qymyrit, kanali i gazrave riqarkulluese, elektromotori, ventilatori i ajrit të freskët, kanali i ajrit të nxehtë, muri i vatrës, ngrohësi i ajrit, kanali për largimin e gazrave.

- Gjeneratorin e avullit e furnizojnë me lëndë djegëse 8 *mullinj* të tipit ventilatorik, secili me kapacitet prej 45 deri 65 t/h.

- Prodhues i mullinjve është kompania KSC Gjermani. Numri i rrotullimeve të motorit është rreth  $n = 500$  rrot/min, me fuqi 660 kW.

- Blloku ka tre *ngrohës rigjenerativ* të ajrit të tipit Ljungström sipas principit rrotullues. Numri i rrotullimeve është  $n = 1.76$  rrot/min. Fuqia e motorit është rreth 10kW.

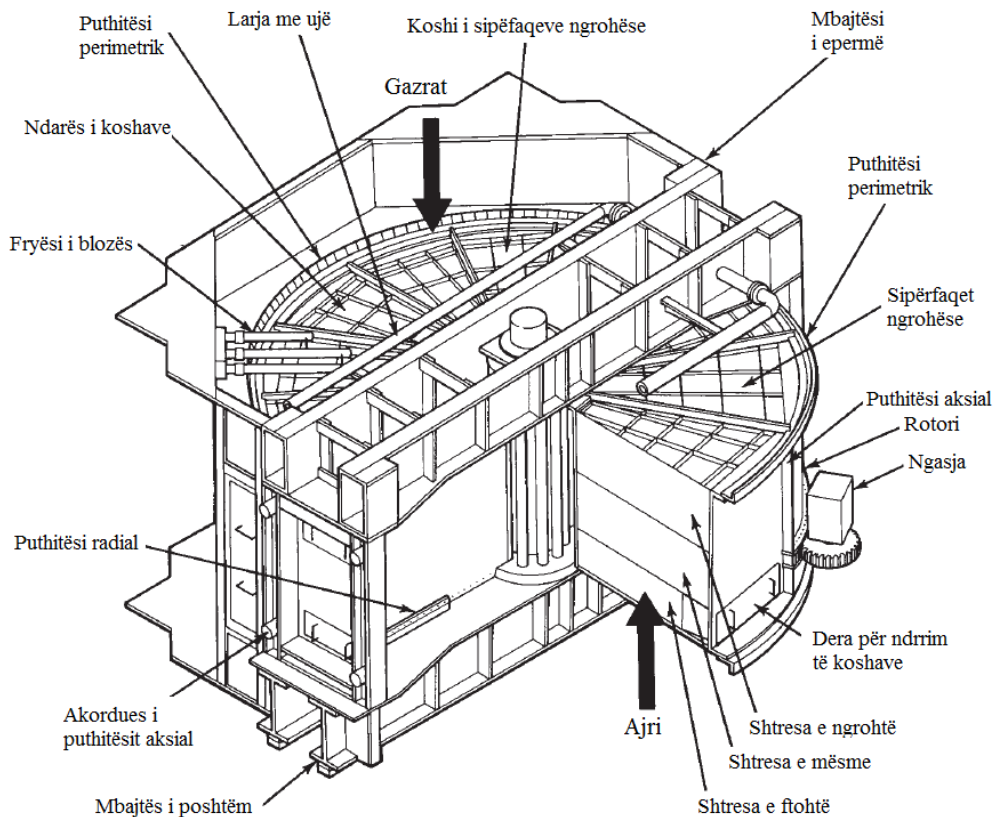


Fig. 3. 3. Ngrhësi i ajrit i tipit Ljungström

- *Turbina* e TC Kosova A3 është e prodhuar nga LMZ – BRSS dhe është e tipit LMZ K200 – 130 – 1 me fuqi nominale 200 MW. Është turbinë e tipit aktive me kondensim dhe përbëhet prej tri pjesëve: turbinës së presionit të lartë TPL, turbinës së presionit të mesëm TPM dhe turbinës së presionit të ulët TPU. Kjo turbinë është me rrymim aksial. Tek turbina e presionit të ulët avulli futet nga sipër në mes dhe zgjerohet në të dy anët e turbinës. Turbina e presionit të lartë është e përbërë prej 12 shkallëve ku shkalla e parë është shkallë rregulluese. Turbina e presionit të mesëm ka 11 shkallë dhe ajo e presionit të ulët ka 8 shkallë simetrike, ku nga të dy anët dy shkallët e parafundit janë shkallë të Baumanit.



*Fig. 3.4. Pamje nga turbina e bllokut A3 të termocentralit Kosova A*

- *Shkalla e Baumanit* e turbinës së presionit të ulët është e nivelit të dyfishtë, si një nga masat për rritjen e sipërfaqes së rrjedhës së avullit në kondensatorin e turbinës, fig. 3.5. Me ndërtime të tilla, shkalla e parafundit ka pothuajse të njëjtën madhësi si e fundit, ose kryhet si një grup i dyfishtë. Një pjesë e avullit kalon përmes rripit të poshtëm (në rrënjë të lopatës) dhe hyn në fazën e fundit, Gz. Pjesa e dytë e avullit (rreth 1/3) kalon përmes një rripi periferik (të sipërm) dhe drejtohet për në kondensator Gg.p. Në shkallën e Baumanit në turbinë (Fig. 3.5.), seksioni i kryqëzuar i sipërfaqes prodhuese në kondensator është i përbërë nga sipërfaqja e fazës së fundit dhe pjesa periferike e fazës së parafundit. Pasi që në fazën e fundit nuk rrjedhë i tërë avulli Gk, por vetëm sasia Gz, është e mundur të reduktohet lartësia e lopatave të fundit dhe shpejtësia e jashtme periferike. Shkalla Bauman në turbinën me kondensim lejon të rriten forcat kufitare me rreth 1.5 herë.

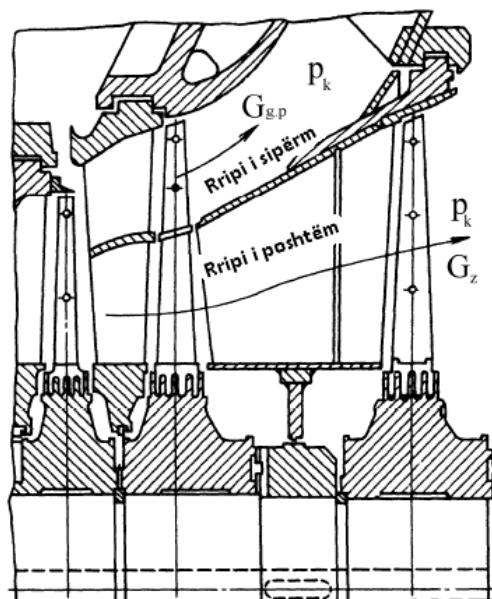


Fig. 3.5. Një pjesë e rrjedhjes në shkallën e parafundit në turbinën e presionit të ulët (TPU) - Shkalla e Bauman-it

- Fuqia e turbinës varet në rend të parë nga prurja e avullit në turbinë, ndërsa fuqia kufitare e turbinës varet edhe nga prurja maksimale e mundshme e avullit nëpër shkallën e fundit deri në kondensator. Kjo prurje maksimale për një numër të rrotullimeve të turbinës  $n$ , rr/min varet edhe nga sipërfaqja e seksionit rrjedhës të avullit në shkallën e fundit të turbinës. Rritja e kësaj sipërfaqeje bëhet me përdorimin e shkallës Bauman.
- Turbina në tërësi ka 7 marrje të avullit ku 2 marrje të avullit janë bërë në TPL, 4 marrje të avullit në TPM dhe 1 marrje në TPU por në 2 shkallë të ndryshme.

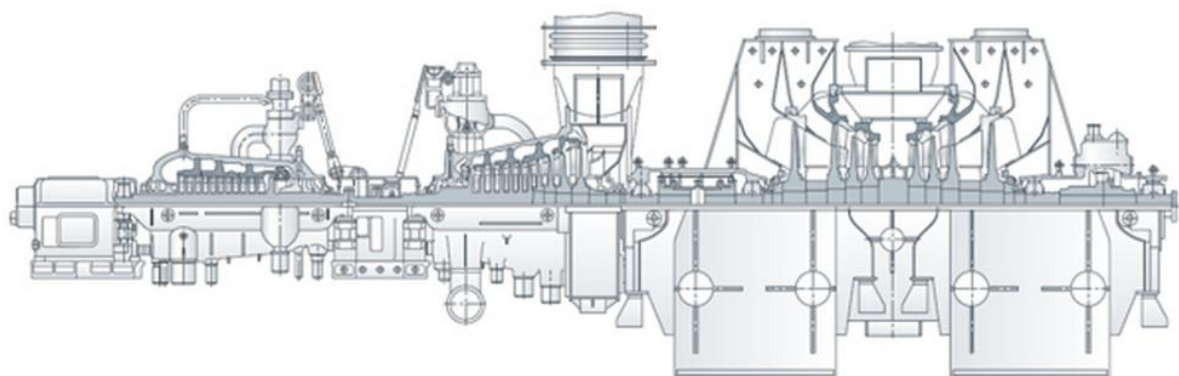
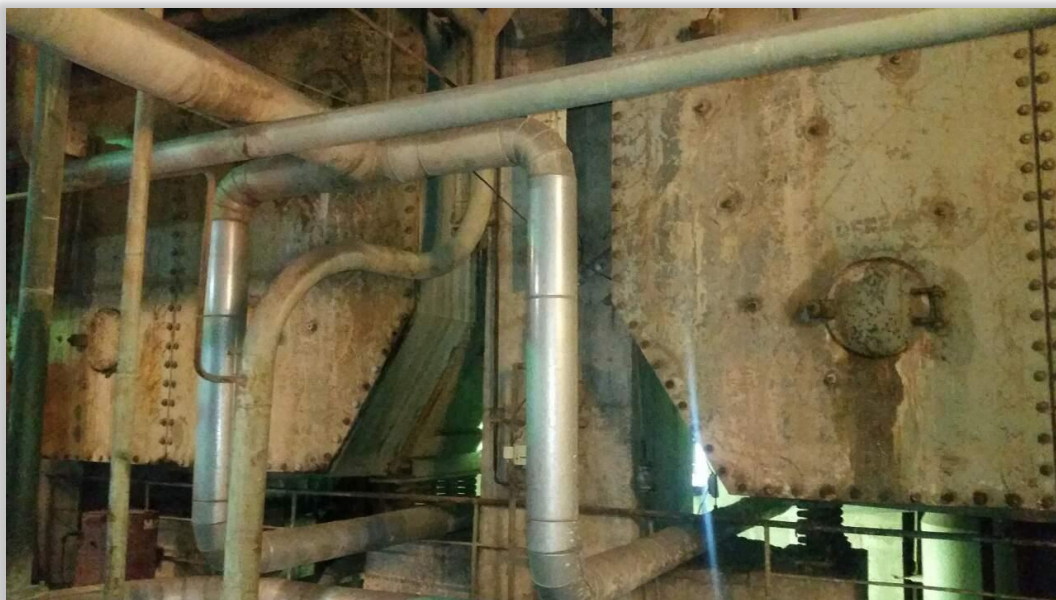


Fig. 3.6. Skema e turbinës së TC Kosova A3

- Kondensatori paraqet pajisje e cila mundëson shndërrimin e avullit të ngopur të ujit që del nga turbina e presionit të ulët, në ujë apo kondensat. Presioni në kondensator është më i vogël se sa presioni atmosferik. Principi i punës së kondensatorit fillon me avullin i cili nga turbina në të cilën ka kryer punë duke rrotulluar lopatat e rotorit, vazhdon rrugën për në



gypat e kondensatorit në të cilat rrymon ujë ftohës i cili sillet nga *kulla ftohëse*, ku ky avull kondensohet duke i këmbyer nxehtësinë ujit në gypa, dhe vazhdon rrugën e tij në cikël, duke shkuar në drejtim të kaldajës. Blloku A3 përbëhet nga 2 kondensatorë të tipit 200-KGS-3. Sipërfaqja e kondensatorit është  $13180 \text{ m}^2$ , gjithësej 16760 gypa me diametër 26/26 dhe gjatësia e këmbyesit është 9000 mm. Kapaciteti i kondensatorit është 300 t/h.



*Fig. 3.7. Kondensatorët e bllokut A3, të TC-Kosova A*

Uji ftohës me anë të pompës tani kthehet në kullën ftohëse (fig.3.8) për të liruar nxehtësinë e këmbyer nga kondensati në kondensator.



*Fig. 3.8. Kulla ftohëse e TC-Kosova A, për ftohje të kondensatit me ajër atmosferik me rrymim të detyruar (ventilator)*

- Lëvizja e fluidit punues nga kondensatori për në gjeneratorin e tipit me përzierje (deaerator), bëhet me anë të *pompës së kondensatit* e cila zakonisht është centrifugale. Pompat kondensuese janë gjithsej 3, të tipit 12 KSV- 9 x 4, nga prodhuesi SSSR. Kapaciteti i tyre është 300 t/h, me shtypje  $16 + (4.8 \div 8)$  bar. Numri i rrotullimeve të motorit është 1480 rrot/min, ndërsa fuqia 250 kW.



*Fig. 3.8. Pamje e pompave kondensuese të TC Kosova A3*

- *Pompat qarkulluese* janë 2, të tipit 360Ax1145. Kapaciteti i tyre është  $12500 \text{ m}^3/\text{h}$ , me shtypje deri në 2bar. Numri i rrotullimeve të motorit është 494 rrot/min, ndërsa fuqia 1150 kW.



*Fig. 3. 9. Pompat qarkulluese të TC-Kosova A3*

- *Pompat ushqyese* mundësojnë bartjen e fluidit punues nga deaeratori për në gjeneratorin e avullit. Punojnë me fluid (ujë) me temperaturë të lartë. Zakonisht janë të tipit centrifugale.



*Fig. 3. 10. Pamje e një pompe ushqyese e TC- Kosova A*

- *Ezhektorët* paraqesin pompa të ajrit të cilat mundësojnë thithjen e ajrit nga kondensatori dhe kryesisht punojnë me avull uji me presion më të lartë se 12 deri 16 bar. Turbina është e pajisur me dy lloje të ezhektorëve: ezhektorët startues dhe ezhektorët punues.



*Fig. 3. 11. Pamje e ezhektorëve të bllokut A3 të TC-Kosova A*

### 3.2. Përgatitja e ujit për njësinë prodhuese A3, të termocentralit Kosova A

Kaldaja furnizohet me ujë të demineralizuar i cili përfitohet nga përpunimi kimik dhe mekanik i ujit. Për arsye se uji i thjeshtë përmban minerale të ndryshme si karbonate, sulfate, kloride, grimca, pluhur, yndyrë dhe gazra si hidrogjen, dioksid karboni, azot etj., të cilat ndikojnë në formimin e gurëve (shtresimin), si dhe korodimin e sistemit të gypave, atëherë bëhet demineralizimi i tij, për të furnizuar pastaj termocentralin.

Përbërja kimike e ujit furnizues është:

- përçueshmëria elektrike e lejuar e ujit deri  $0.2 \text{ } [\mu\text{S}/\text{cm}]$
- sasia e lejuar e dioksidit të silicit deri  $20 \text{ } [\mu\text{g} / \text{l}]$
- vlera e lejuar e  $\text{pH} = 9.1 \div 9.3$
- sasia e lejuar e hidrogjenit deri  $20 \text{ } [\mu\text{g} / \text{l}]$
- sasia e lejuar e hekurit  $20 \text{ } [\mu\text{g} / \text{l}]$
- sasia e lejuar e bakrit  $3 \text{ } [\mu\text{g} / \text{l}]$

fortësia e ujit të jetë jashtëzakonisht e vogël.

Cilësia e ujit ndikon në sigurinë e punës, në qëndrueshmërinë dhe shkallën e shfrytëzimit të gjeneratorit të avullit.

Principi i përgatitjes së ujit për bllokun A3 fillon nga rezervuari i ujit paraprakisht të kthjellur (ujit të flokuluar dhe të koaguluar), si në fig. 3.14., rezervuari i ujit  $R_1$ , uji merret me anën e 4 pompave, ku pastaj dërgohet në tre reaktor të ujit secili me kapacitet prej  $400 \text{ m}^3/\text{h}$ , fig. 3.12. Në këta reaktor shtohet qumështi gëlqeror  $\text{Ca}(\text{OH})_2$ , ku përzihet me ujin.

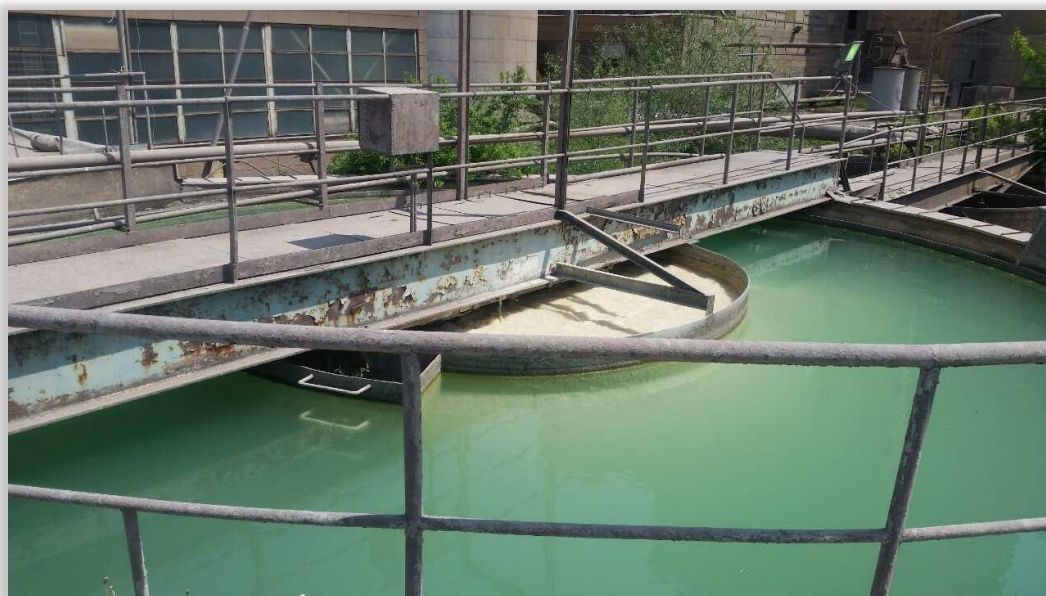


Fig. 3. 12. Reaktorët e ujit në të cilët bëhet përzjerja me qumësht gëlqeror  $\text{Ca}(\text{OH})_2$

Për t'i drejtuar materiet e fundërruara ne drejtim të gypit dalës për largimin e tyre përdoret gërryesja me pjesën fundore në formë konike sikur që është edhe forma fundore e reaktorit. Nga reaktori, uji vazhdon rrugën për në filtrim. Prej secilit reaktor, uji shkon në dy filtra me rërë me gravitacion ku kalon nëpër shtresa me rërë me granulacion të ndryshëm, fig. 3.13. Uji filtrohet duke kaluar nëpër 6 filtra gravitacional me rërë me kapacitet  $6 \times 200 \text{ m}^3/\text{h}$ .



Fig. 3. 13. Filtri gravitacional me shtresa me rërë

Nën shtresën me rërë ndodhen dizat të cilat e lëshojnë ujin tani të përgatitur si ujë i dekarbonizuar për të kaluar në rezervuarët e ujit të dekarbonizuar  $R_2$  me vëllim prej  $815 \text{ m}^3$  dhe pjesërisht uji kalon edhe në rezervuarin e ujit të dekarbonizuar  $R_3$  me vëllim prej  $500 \text{ m}^3$ . Ky ujë i dekarbonizuar tani shfrytëzohet për ta plotësuar sasinë e ujit të shpenzuar në shpenzuesit e ujit si: uji në kullën ftohëse i cili përdoret për ftohjen e kondensatorit, uji për ftohjen e vajit të pompave furnizuese, uji për ftohjen e vajit të kushinetave të mullinjve dhe uji për ftohjen e vajit të kushinetave të turbinës.

Në rezervuarin  $R_3$  sipas nevojës me pompë dërgohet një sasi e këtij uji, për ta vazhduar procesin e përpunimit shtesë të ujit përkatësisht për përfitimin e ujit të demineralizuar.

Filtrat duhet të pastrohen pas punës rreth 8 orë. Pastrimi i tyre kryhet duke e lëshuar ujin që të rrymon nëpër diza por në drejtim të kundërt të rrymimit të ujit gjatë procesit të filtrimit të tij. Ky ujë, me mbeturinat që i merr nga filtri me rërë, shkon në hedhurinë. Nga rezervuari  $R_3$  uji shkon edhe nëpër një linjë të përpunimit shtesë duke kaluar nëpër këmbyesit kationik dhe nëpër këmbyesit anionik. Në rend janë të lidhur gjashtë çifte të këmbyesve kationik dhe anionik. Numri i çifteve të filtrave që përdoren për zbutjen e ujit varet nga kapaciteti i ujit që përpunohet. Ky ujë tani i përgatitur në këtë mënyrë dërgohet në rezervuarin e vogël  $R_v$  me kapacitet prej rreth  $500 \text{ m}^3$ . Nga rezervuari  $R_3$ , uji dërgohet edhe në një linjë tjetër të përpunimit shtesë duke kaluar kështu paralelisht nëpër dy radhë këmbyesish. Secila nga këto radhë e filtrave është e përbërë nga një këmbyes kationik dhe nga dy këmbyes anionik nga të cilët njëri është këmbyes anionik i butë dhe tjetri është këmbyes anionik i fortë. Edhe nga kjo linjë e përpunimit uji kalon në rezervuarin e vogël  $R_v$ .

Nga rezervuari  $R_v$ , merret uji dhe vazhdon përpunimin e tij duke kaluar paralelisht edhe nëpër këmbyesin e përzier kationik - anionik dhe pastaj ai dërgohet në rezervuarin e madh të ujit të demineralizuar  $R_m$  me vëllim rreth  $2000 \text{ m}^3$ .

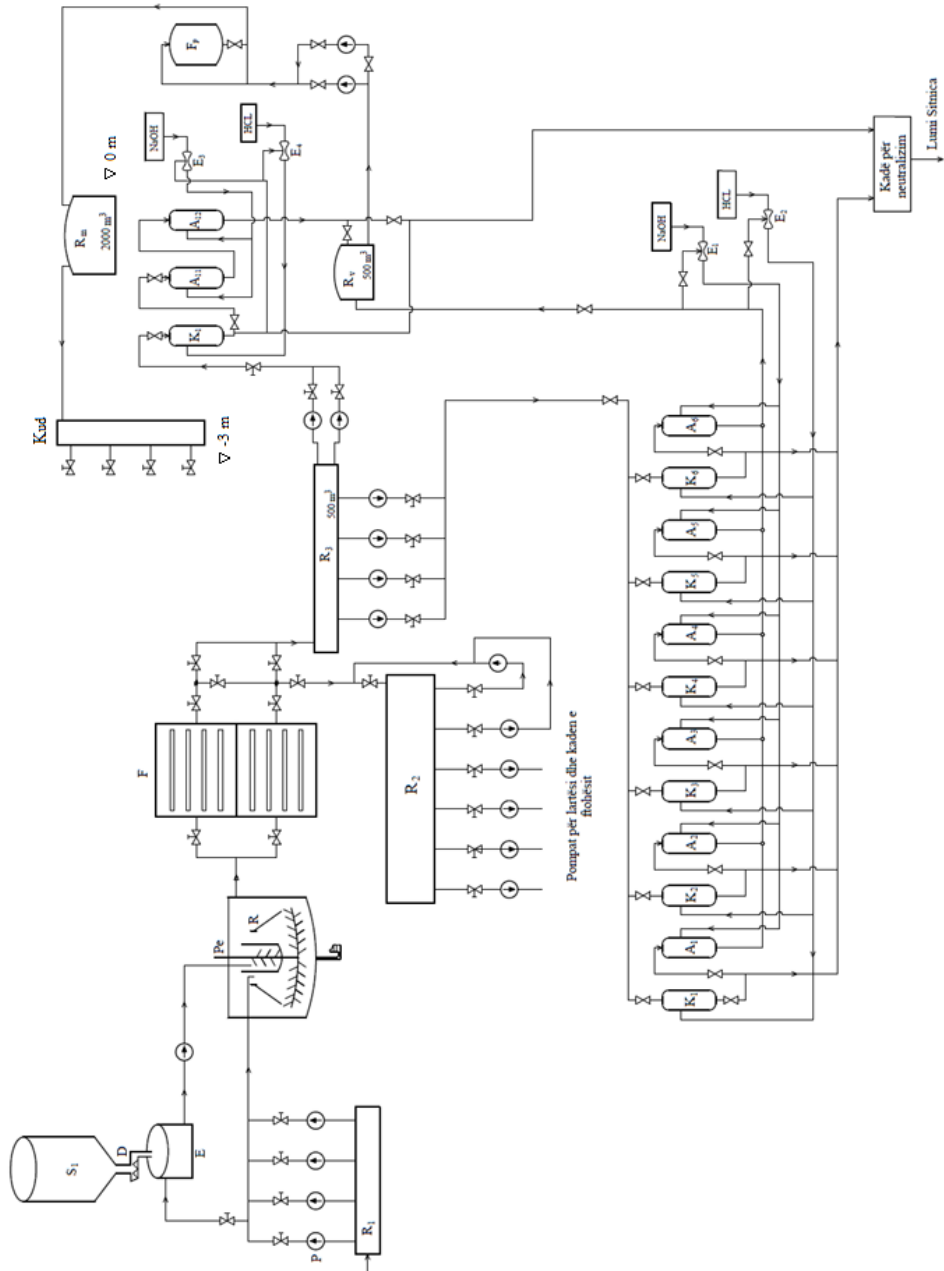


Fig. 3.14. Skema e sistemit të përgatitjes së ujit për bllokun A3 të TC-Kosova A:  $S_1$  - silosi i gëlqeres (dy silosa për një bllok);  $D$  - dozatori i gëlqeres;  $E$  - ena e qumështit gëlqeror (dy enë për një bllok);  $P$  - pompa;  $Pe$  - përzierësja;  $R$  - reaktori i ujit;  $F$  - filtrat e hapur me rërë (6 filtra për një bllok);  $R_1$  - rezervuari i ujit të thjeshtë nga diga në Prugovc;  $R_2$  - rezervuari i madh i ujit të dekarbonizuar dhe pompat për dërgim të ujit deri të shpenzuesit e ujit të dekarbonizuar (një rezervuar për një bllok);  $R_3$  - rezervuari i vogël i ujit të dekarbonizuar (një rezervuar për një bllok);  $R_v$  - rezervuari i vogël i ujit të demineralizuar (një rezervuar për blloqet e termocentraleve  $A_1$ ,  $A_2$  dhe  $A_3$ );  $R_m$  - rezervuari i madh i ujit të demineralizuar (një rezervuar për blloqet  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_4$  dhe  $A_5$ );  $Kud$  - kolektori i përbashkët i ujit të demineralizuar;  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$  dhe  $E_4$  - ezhektorët për sjelljen e acidit klorhidrik dhe hidroksidit të natriumit për rigjenerim;  $K$  - filtrat kationik;  $A$  - filtrat anionik;  $F_p$  - filtër i përzier anionik dhe kationik.

Nga rezervuari i madh me vëllim prej 2000 m<sup>3</sup> i ujit të demineralizuar me gravitacion kalon në kolektorin e pompave të cilat ndodhen në kuotën -3m dhe nga këtu furnizohen me ujë të demineralizuar të gjitha blloqet e termoelektrocentralit Kosova A.

Procesi i rigjenerimit të filtrave kationik të ujit kryhet me acid klorhidrik HCl ndërsa rigjenerimi i filtrave anionik kryhet me hidroksid të natriumit NaOH.

Përgatitja e ujit të dekarbonizuar për bllokun e termoelektrocentralit A2 është i ngjashëm me përgatitjen e ujit për blloqet e termoelektrocentralet A3 dhe A4. Procesi i demineralizimit përbëhet nga 4 qifte të filtrave kationik - anionik.

### 3.3. Parametrat termikë të avullit si dhe skema termike e termocentralit Kosova A3

Tab. 3. 1. Parametrat termikë të avullit të ujit të turbinës së TC Kosova A3

<i>TPL</i>	<i>Në hyrje</i>	<i>Në dalje</i>
Presioni, <i>p</i>	$p_1 = 130 \text{ bar}$	$p_2 = 25 \text{ bar}$
Temperatura, <i>t</i>	$t_1 = 535 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_2 = 330 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpia, <i>i</i>	$i_1 = 3431.8 \text{ kJ/kg}$	$i_2 = 3080.8 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit, <i>m</i>	$m_1 = 620 \text{ t/h}$	$m_2 = 542 \text{ t/h}$
<b><i>TPM</i></b>	<b><i>Në hyrje</i></b>	<b><i>Në dalje</i></b>
Presioni, <i>p</i>	$p_3 = 24 \text{ bar}$	$p_4 = 1.2 \text{ bar}$
Temperatura, <i>t</i>	$t_3 = 535 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_4 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpia, <i>i</i>	$i_3 = 3541.65 \text{ kJ/kg}$	$i_4 = 2914.2 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit, <i>m</i>	$m_3 = 542 \text{ t/h}$	$m_4 = 447.64 \text{ t/h}$
<b><i>TPU</i></b>	<b><i>Në hyrje</i></b>	<b><i>Në dalje</i></b>
Presioni, <i>p</i>	$p_4 = 1.2 \text{ bar}$	$p_5 = 0.0826 \text{ bar}$
Temperatura, <i>t</i>	$t_4 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_5 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpia, <i>i</i>	$i_4 = 2914 \text{ kJ/kg}$	$i_5 = 2457.13 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit, <i>m</i>	$m_4 = 447.64 \text{ t/h}$	$m_5 = 434 \text{ t/h}$

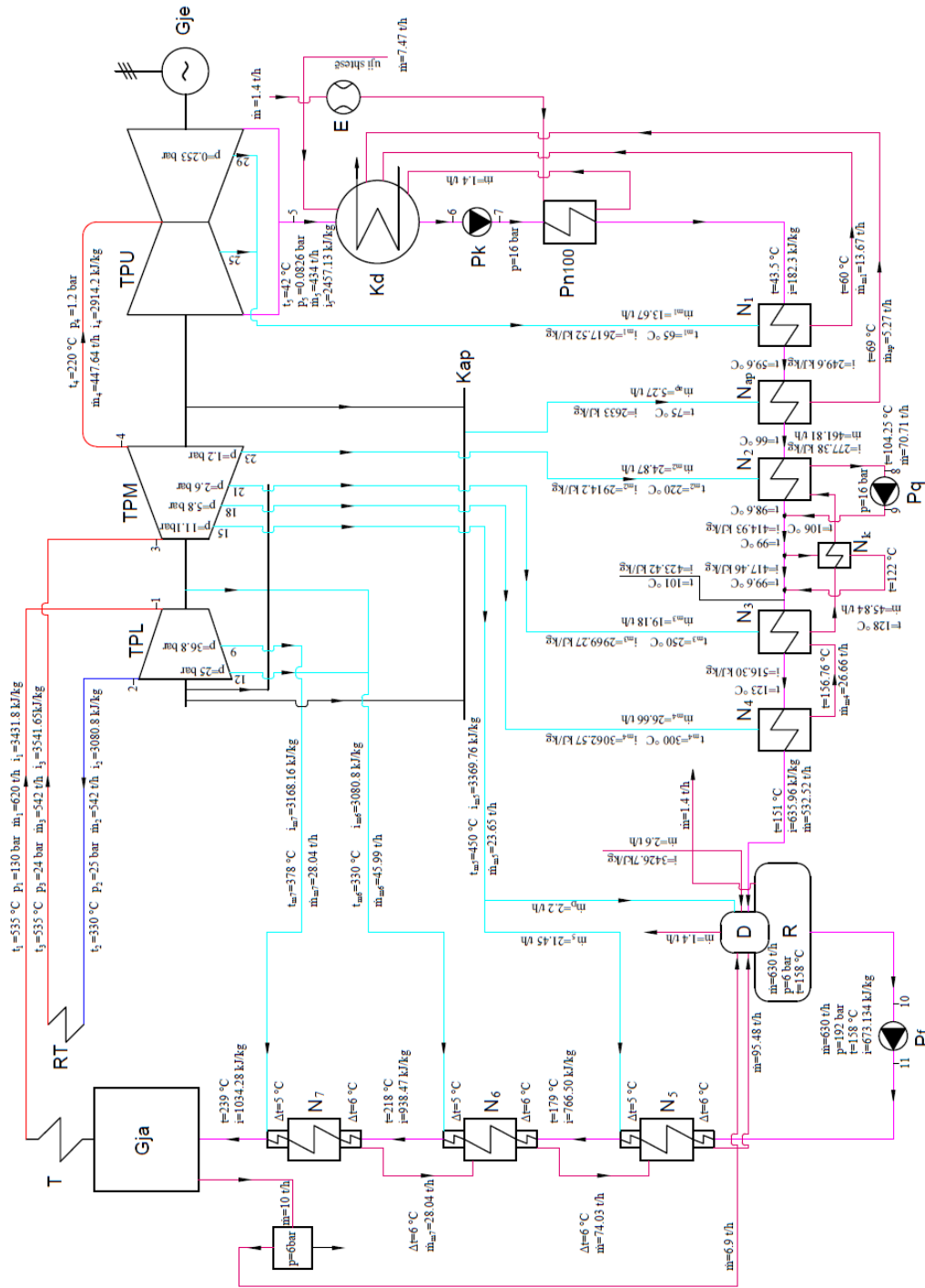


Fig. 3.3. Skema termike e bllokut të termoelektrocentralit Kosova A3 me fuqi 200 MW: Gja - gjeneratori i avullit; T - tejnxehtësi; TPL - turbina e presionit të lartë; RT - ritejnxehtësi; TPM - turbina e presionit të mesëm; TPU - turbina e presionit të ulët; Gje - gjeneratori elektrik; Kd - kondensatori; Pk - pompa e kondensatit; Pn - parangrohësi; E - ezhektori; N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub>, N<sub>4</sub> - ngrohësat rigjenerativ të presionit të ulët; Kap - kolektori i avullit për puthitje; Nap - nxehtësi i kondensatit nga avulli puthitës; Nk - nxehtësi i kondensatit; Pq - pompa qarkulluese e kondensatit; D - degazuesi; R - rezervuari i ujit furnizues; Pf - pompa furnizuese dhe N<sub>5</sub>, N<sub>6</sub>, N<sub>7</sub> - ngrohësat rigjenerativ të presionit të lartë.



Tab. 3. 2. Parametrat e avullit të ujit në marrjet rigjenerative të avullit në turbinën e TC Kosova A3

Nr. I marrjeve	Pas shkallës	Presioni i marrjes së avullit të ujit	Temperatura e avullit	Entalpia e avullit në pikat e marrjes	Prurja e avullit nga marrjet
7	9	$p_{m7} = 36.8 \text{ bar}$	$t_{m7} = 378 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$i_{m7} = 3168.16 \text{ kJ/kg}$	$m_{m7} = 28.04 \text{ t/h}$
6	12	$p_{m6} = 25 \text{ bar}$	$t_{m6} = 330 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$i_{m6} = 3080.8 \text{ kJ/kg}$	$m_{m6} = 45.99 \text{ t/h}$
5	15	$p_{m5} = 11.1 \text{ bar}$	$t_{m5} = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$i_{m5} = 3369.76 \text{ kJ/kg}$	$m_{m5} = 23.65 \text{ t/h}$
4	18	$p_{m4} = 5.8 \text{ bar}$	$t_{m4} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$i_{m4} = 3062.57 \text{ kJ/kg}$	$m_{m4} = 26.66 \text{ t/h}$
3	21	$p_{m3} = 2.6 \text{ bar}$	$t_{m3} = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$i_{m3} = 2969.27 \text{ kJ/kg}$	$m_{m3} = 19.18 \text{ t/h}$
2	23	$p_{m2} = 1.2 \text{ bar}$	$t_{m2} = 220 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$i_{m2} = 2914.22 \text{ kJ/kg}$	$m_{m2} = 24.87 \text{ t/h}$
1	25 dhe 29	$p_{m1} = 0.25 \text{ bar}$	$t_{m1} = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$i_{m1} = 2617.52 \text{ kJ/kg}$	$m_{m1} = 13.67 \text{ t/h}$

### 3.4. Analiza energjetike e ciklit të punës së termoelektrocentralit Kosova A3

#### 3.4.1. Bilancet termike të ngrohësve rigjenerativ të ujit ushqyes

Në mënyrë që të rritet rendimenti termik (energjetik) i ciklit, uji ushqyes fillimisht dërgohet për ngrohje rigjenerative të tij, e pastaj vazhdon për në gjenerator të avullit. Ky ujë ngrohet duke e shfrytëzuar avullin nga marrjet e turbinës dhe jo nga një burim i jashtëm termik. Marrja e avullit nga turbina mund të bëhet në dy mënyra: me përzierje të kondensatit që vjen nga kondensatori me avullin i cili merret nga turbina, si dhe me këmbyes sipërfaqësor të nxehtësisë, në të cilët avulli i cili merret nga turbina e ngroh ujin ushqyes me anë të këmbimit sipërfaqësor të nxehtësisë.

Në njësinë prodhuese A3 të termocentralit Kosova A, gjithsej janë shtatë marrje të avullit nga turbina, për ngrohje rigjenerative të ujit ushqyes në ngrohës rigjenerativ të tipit sipërfaqësor. Dy marrje të avullit janë nga turbina e presionit të lartë, për ngrohjen e ujit ushqyes në ngrohësit N6 dhe N7. Katër marrje të avullit janë nga turbina e presionit të mesëm, për ngrohjen e ujit ushqyes në ngrohësit N2, N3, N4 dhe N5, ku te marrja e fundit ndahet edhe për në degazues D. Dhe një marrje është nga turbina e presionit të ultë, për ngrohjen rigjenerative të ujit ushqyes në ngrohësin N1.

- Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ N7

<i>Parametrat termikë</i>	Temperatura e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:	Entalpitë e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:
	$t_7^d = 293^\circ C$	$i_7^d = 1034.28 \text{ kJ/kg}$
	$t_7^h = 218^\circ C$	$i_7^h = 938.47 \text{ kJ/kg}$
	Presioni i avullit nga marrja e TPL:	$p = 36.8 \text{ bar}$
	Temperatura e avullit nga marrja e TPL:	$t_{m7} = 378^\circ C$
	Entalpia e avullit nga marrja e TPL:	$i_{m7} = 3168.16 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit nga marrja e TPL:	$\dot{m}_{m7} = 28.04 \text{ t/h}$	
Entalpia e kondensatit për $p = 36.8 \text{ bar}$ dhe $x = 0$ , është:	$i_7' = 1063.7 \text{ kJ/kg}$	

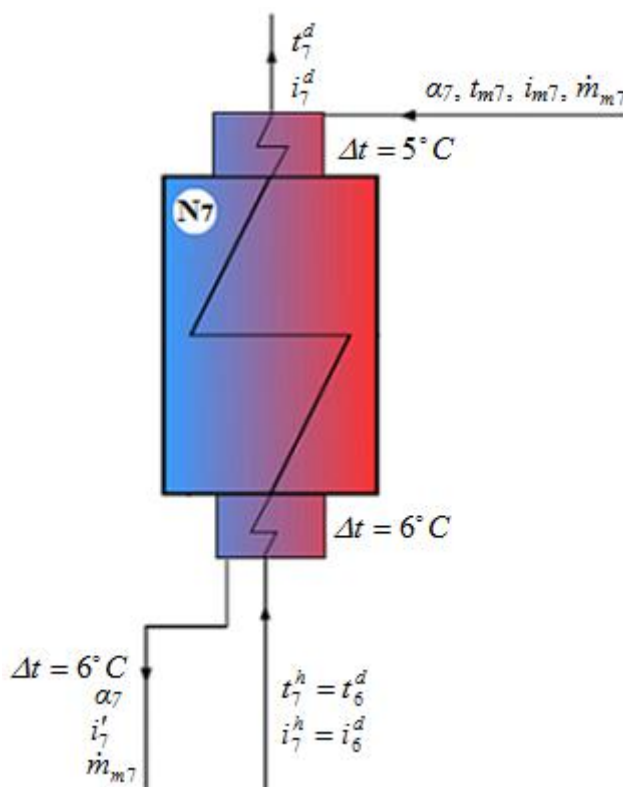


Fig. 3.4. Skema e ngrohësit rigjenerativ N7

Nga fig. 3.4., kemi bilancin termik:

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

$$\alpha_7 = \frac{1034.28 - 938.47}{3168.16 - 1063.7} = \frac{95.81}{2104.46} = 0.045527 \text{ kg/kg}$$

- Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të lartë **N6**

<b>Parametrat termikë</b>	Temperatura e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:	Entalpitë e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:
	$t_6^d = 218^\circ C$	$i_6^d = 938.47 \text{ kJ/kg}$
	$t_6^h = 179^\circ C$	$i_6^h = 766.50 \text{ kJ/kg}$
	Presioni i avullit nga marrja e TPL:	$p = 25 \text{ bar}$
	Temperatura e avullit nga marrja e TPL:	$t_{m6} = 330^\circ C$
	Entalpia e avullit nga marrja e TPL:	$i_{m6} = 3080.8 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit nga marrja e TPL:	$\dot{m}_{m6} = 45.99 \text{ t/h}$	
Entalpia e kondensatit për $p = \sqrt{25 \cdot 36.8} = 30.33$ dhe $x = 0$ , është:	$i'_6 = 1011.2 \text{ kJ/kg}$	

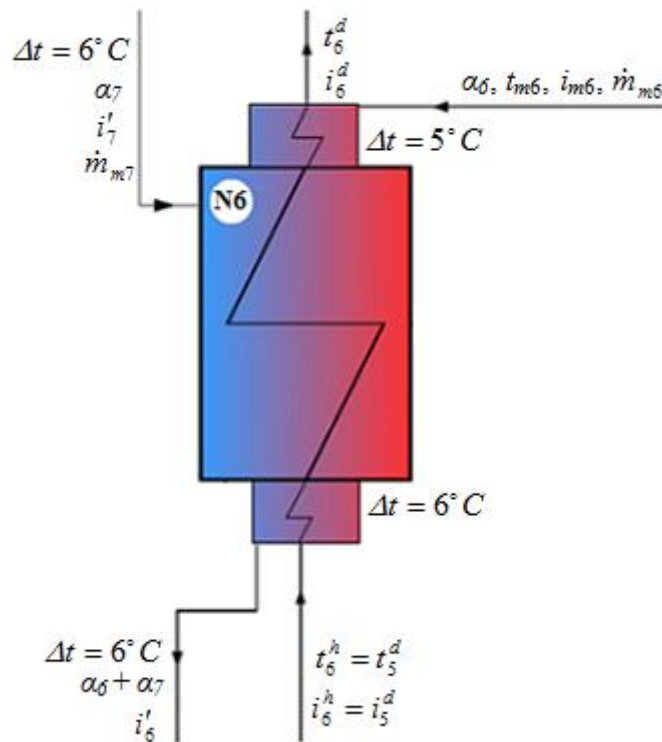


Fig. 3.5. Skema e ngrohësit rigjenerativ N6

Nga fig. 3.5., kemi bilancin termik:

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

$$\alpha_6 = \frac{938.47 - 766.50 - 0.045527 \cdot (1063.7 - 1011.2)}{3080.8 - 1011.2} = \frac{147.07}{2069.6} = 0.071062 \text{ kg/kg}$$

- Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të mesëm **N5**

<i>Parametrat termikë</i>	Temperatura e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ: $t_5^d = 179^\circ C$ $t_5^h = 158^\circ C$	Entalpitë e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ: $i_5^d = 766.50 \text{ kJ/kg}$ $i_5^h = 673.134 \text{ kJ/kg}$
	Presioni i avullit nga marrja e TPM:	$p = 11.1 \text{ bar}$
	Temperatura e avullit nga marrja e TPM:	$t_{m5} = 450^\circ C$
	Entalpia e avullit nga marrja e TPM:	$i_{m5} = 3369.76 \text{ kJ/kg}$
	Prurja e avullit nga marrja e TPM:	$\dot{m}_5 = 21.45 \text{ t/h}$
	Entalpia e kondensatit për $p = \sqrt{30.33 \cdot 11.1} = 18.35$ dhe $x = 0$ , është:	$i'_5 = 888.95 \text{ kJ/kg}$

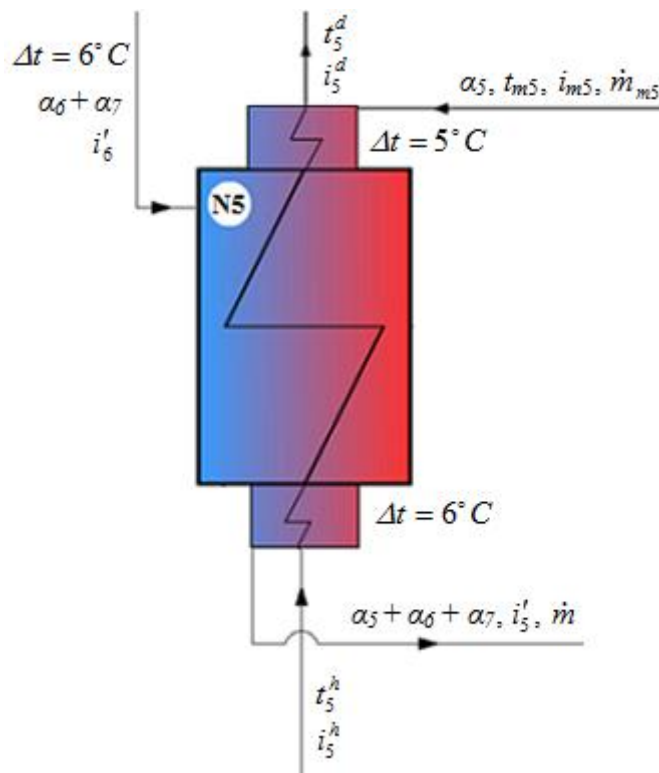


Fig. 3.6. Skema e ngrohësit rigjenerativ N5

Nga fig. 3.6., kemi bilancin termik:

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

$$\Rightarrow \alpha_5 = \frac{i_5^d - i_5^h - (\alpha_6 + \alpha_7) \cdot i_6' + (\alpha_6 + \alpha_7) \cdot i_5'}{i_{m5} - i_5'}$$

$$\alpha_5 = \frac{766.50 - 673.134 - (0.071062 + 0.045527) \cdot 1011.2 + (0.071062 + 0.045527) \cdot 888.95}{3369.76 - 888.95} =$$

$$= \frac{79.08}{2480.81} = 0.031878 \text{ kg/kg}$$

- Bilanci termik i **degazuesit** (deaeratorit)

<i>Parametrat termikë</i>	Presioni i avullit nga marrja e TPM:	$p = 11.1 \text{ bar}$
	Temperatura e avullit nga marrja e TPM:	$t_{m5} = 450^\circ\text{C}$
	Entalpia e avullit nga marrja e TPM:	$i_{m5} = 3369.76 \text{ kJ/kg}$
	Prurja e avullit nga marrja e TPM:	$\dot{m}_D = 2.2 \text{ t/h}$
	Entalpia e kondensatit është:	$i = 685 \text{ kJ/kg}$

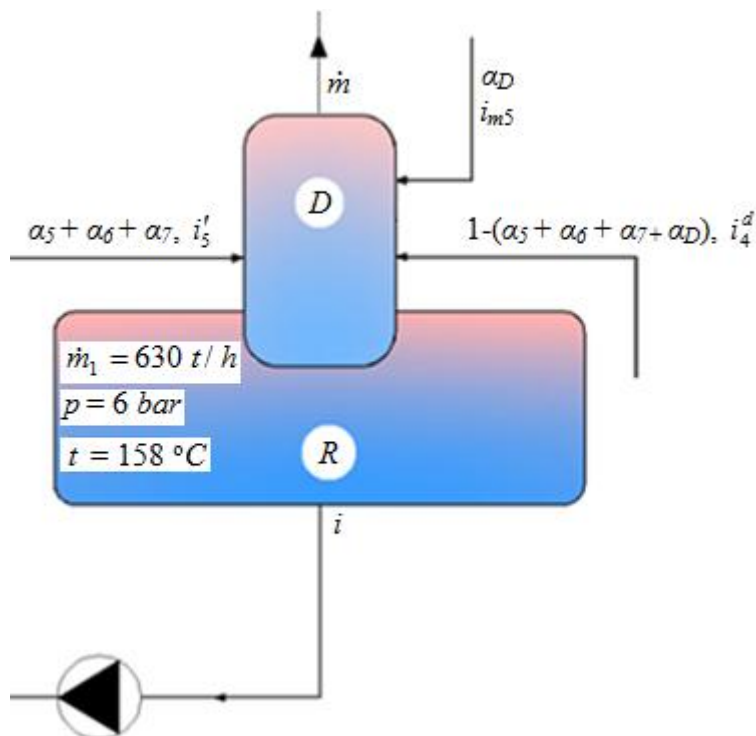


Fig. 3.7. Skema e degazuesit (deaeratorit) dhe rezervuarit të ujit furnizues

Nga fig. 3.7., kemi bilancin termik:

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

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

$$\alpha_D = \frac{685 - (0.031878 + 0.071062 + 0.045527) \cdot 888.95 - [1 - (0.031878 + 0.071062 + 0.045527)] \cdot 635.96}{3369.76 - 635.96}$$

$$= \frac{11.49}{2733.8} = 0.004202 \text{ kg/kg}$$

- Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të mesëm **N4**

<i>Parametrat termikë</i>	Temperatura e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:	Entalpitë e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:
	$t_4^d = 151^\circ \text{C}$	$i_4^d = 635.96 \text{ kJ/kg}$
	$t_4^h = 123^\circ \text{C}$	$i_4^h = 516.30 \text{ kJ/kg}$
	Presioni i avullit nga marrja e TPM:	$p = 5.8 \text{ bar}$
	Temperatura e avullit nga marrja e TPM:	$t_{m4} = 300^\circ \text{C}$
	Entalpia e avullit nga marrja e TPM:	$i_{m4} = 3062.57 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit nga marrja e TPM:	$\dot{m}_{m4} = 26.66 \text{ t/h}$	
Entalpia e kondensatit për $p = 5.8$ dhe $x = 0$ , është:	$i_4' = 664.77 \text{ kJ/kg}$	

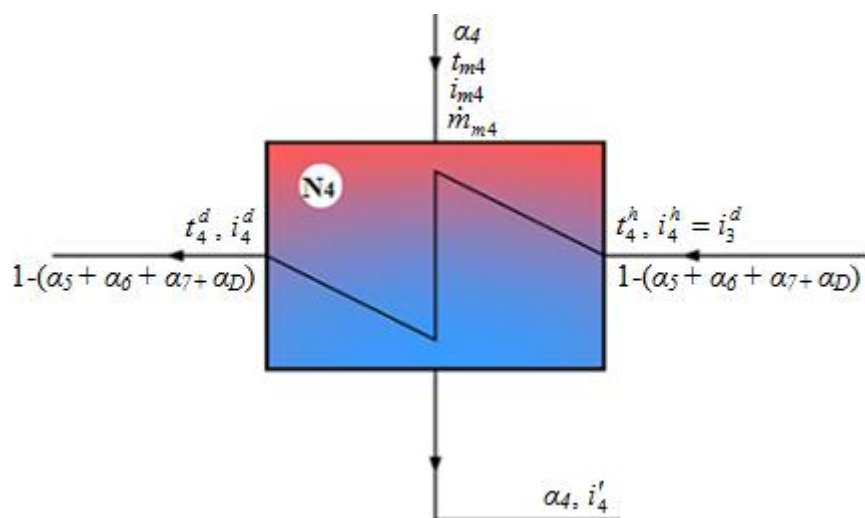


Fig. 3.8. Skema e ngrohësit rigjenerativ N4

Nga fig. 3.8., kemi bilancin termik:

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

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

$$\alpha_4 = \frac{[1 - (0.031878 + 0.071062 + 0.045527 + 0.004202)] \cdot (635.96 - 516.30)}{3062.57 - 664.77} =$$

$$= \frac{101.39}{2397.8} = 0.042284 \text{ kg/kg}$$

- Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të mesëm **N3**

<i>Parametrat termikë</i>	Temperatura e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:	Entalpitë e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:
	$t_3^d = 123^\circ \text{C}$	$i_3^d = 516.30 \text{ kJ/kg}$
	$t_3^h = 101^\circ \text{C}$	$i_3^h = 423.42 \text{ kJ/kg}$
	Presioni i avullit nga marrja e TPM:	$p = 2.6 \text{ bar}$
	Temperatura e avullit nga marrja e TPM:	$t_{m3} = 250^\circ \text{C}$
	Entalpia e avullit nga marrja e TPM:	$i_{m3} = 2969.27 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit nga marrja e TPM:	$\dot{m}_{m3} = 19.18 \text{ t/h}$	
Entalpia e kondensatit për $p = 2.6$ dhe $x = 0$ , është:	$i'_3 = 540.88 \text{ kJ/kg}$	

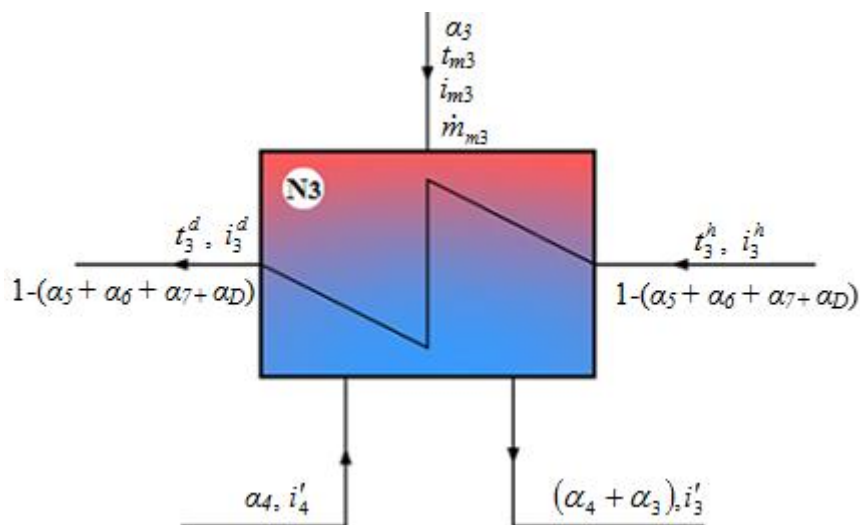


Fig. 3.9. Skema e ngrohësit rigjenerativ N3

Nga fig. 3.9., kemi bilancin termik:

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

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

$$\alpha_3 = \frac{[1 - (0.031878 + 0.071062 + 0.045527 + 0.004202)] \cdot (516.30 - 423.42) -$$

$$- 0.042284 \cdot (664.77 - 540.88)}{2969.27 - 540.88} = \frac{73.46}{2428.39} = 0.030250 \text{ kg/kg}$$

- Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të mesëm **N2**

<i>Parametrat termikë</i>	Temperatura e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:	Entalpitë e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:
	$t_2^d = 98.6^\circ C$	$i_2^d = 413.19 \text{ kJ/kg}$
	$t_2^h = 66^\circ C$	$i_2^h = 277.38 \text{ kJ/kg}$
	Presioni i avullit nga marrja e TPM:	$p = 1.2 \text{ bar}$
	Temperatura e avullit nga marrja e TPM:	$t_{m2} = 220^\circ C$
	Entalpia e avullit nga marrja e TPM:	$i_{m2} = 2914.2 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit nga marrja e TPM:	$\dot{m}_{m2} = 24.87 \text{ t/h}$	
Entalpia e kondensatit për $p = 1.2$ dhe $x = 0$ , është:	$i'_2 = 439.3 \text{ kJ/kg}$	

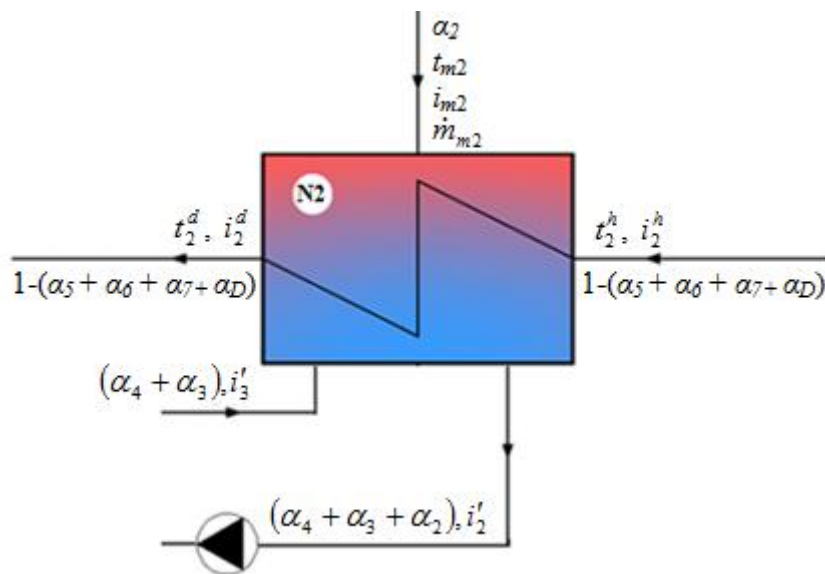


Fig. 3.10. Skema e ngrohësit rigjenerativ N2



Nga fig. 3.10., kemi bilancin termik:

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

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

$$\alpha_2 = \frac{[1 - (0.031878 + 0.071062 + 0.045527 + 0.004202)] \cdot (413.9 - 277.38) -$$

$$2854.15 - 439.3$$

$$- (0.042284 + 0.030250) \cdot 540.88 + (0.042284 + 0.030250) \cdot 439.3 = \frac{131.18}{2414.85} = 0.054322 \text{ kg/kg}$$

- Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të ultë N1

<i>Parametrat termikë</i>	Temperatura e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:	Entalpitë e ujit ushqyes në hyrje dhe dalje nga ngrohësi rigjenerativ:
	$t_1^d = 59.6^\circ \text{C}$	$i_1^d = 249.6 \text{ kJ/kg}$
	$t_1^h = 43.5^\circ \text{C}$	$i_1^h = 182.3 \text{ kJ/kg}$
	Presioni i avullit nga marrja e TPU:	$p = 0.253 \text{ bar}$
	Temperatura e avullit nga marrja e TPU:	$t_{m1} = 65^\circ \text{C}$
	Entalpia e avullit nga marrja e TPU:	$i_{m1} = 2617.52 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit nga marrja e TPU:	$\dot{m}_{m1} = 13.67 \text{ t/h}$	
Entalpia e kondensatit për $p = 0.253$ dhe $x = 0$ , është:	$i'_1 = 273.04 \text{ kJ/kg}$	

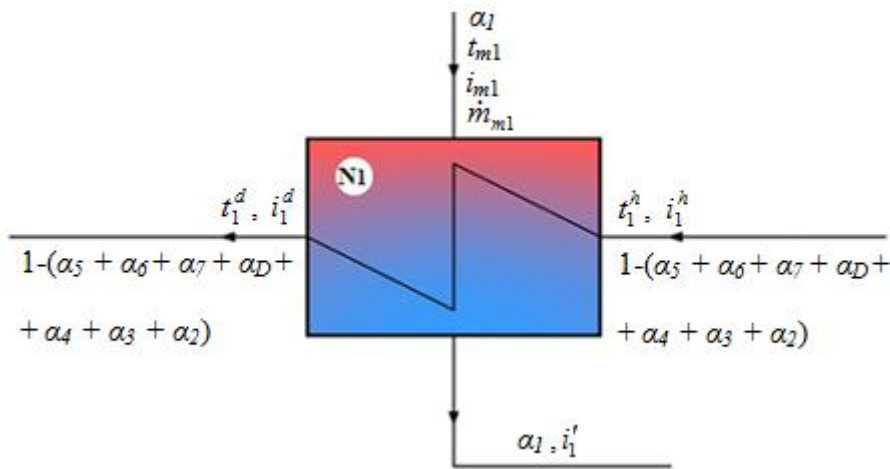


Fig. 3.11. Skema e ngrohësit rigjenerativ N1

Nga fig. 3.11., kemi bilancin termik:

$$\alpha_1(i_{m1} - i'_1) = [1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot (i_1^d - i_1^h)$$

$$\Rightarrow \alpha_1 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_D + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot (i_1^d - i_1^h)}{i_{m1} - i'_1}$$

$$\alpha_1 = \frac{[1 - (0.031878 + 0.071062 + 0.045527 + 0.004202 + 0.042284 + 0.030250 +$$

$$+ 0.054322)] \cdot (249.6 - 182.3)}{2345.96} = \frac{48.49}{2345.96} = 0.020669 \text{ kg/kg}$$

Meqenëse sasia e mbetur e avullit e cila shkon në kondensator pas marrjeve për ngrohës rigjenerativ, paraqet raportin në mes të sasisë së fluidit të mbetur  $\dot{m}_5$ , si dhe sasisë që hyn në turbinën e presionit të lartë  $\dot{m}_1$ , ku kemi:

$$\alpha_k = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} = \frac{434}{620} = 0.7 \text{ kg/kg}$$

atëherë mund të vërtetohet se përqindja e shumës së marrjeve nga bilancet termike të ngrohësve rigjenerativ, deaeratorit dhe sasisë që shkon në kondensator është 100 %, d.m.th e barabartë me sasinë elementare të fluidit prej 1 kg që hyn në turbinë:

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_D + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_k = 0.020877 + 0.054322 + 0.030250 +$$

$$+ 0.042284 + 0.0042029 + 0.031878 + 0.071062 + 0.045527 + 0.7 = 1 \text{ kg/kg}$$

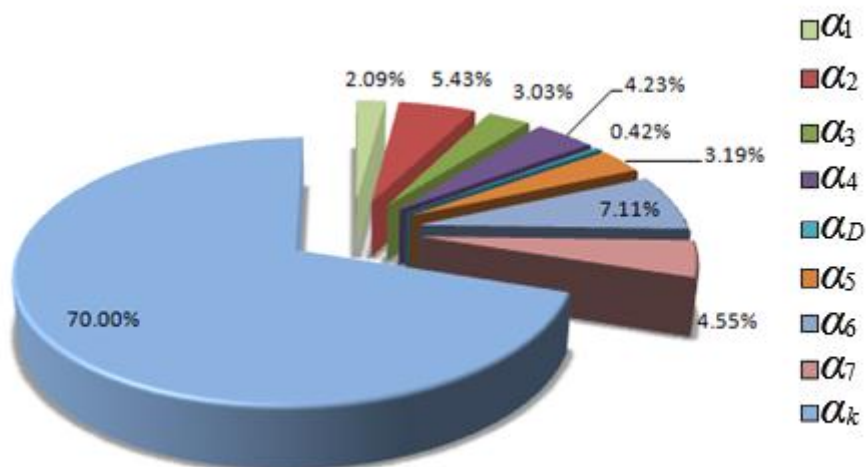


Fig. 3. 12. Shuma e raporteve të shpenzimit të avullit në ngrohësit rigjenerativ, deaerator, si dhe kondensator

### 3.4.2. Rëniet termike të avullit si dhe puna reale në turbinë

Cikli i punës së termocentralit Kosova A3, përbëhet nga këto procese:

- Avulli i fluidit punues (ujit) në gjeneratorin e avullit;
- Tejnxejja e avullit të ujit në tejnxehës;
- Zgjerimi i avullit të tejnxehur në turbinën e presionit të lartë;
- Ritejnxejja e avullit të ujit në ritejnxehës;
- Zgjerimi i avullit të ujit në turbinën e presionit të mesëm;
- Zgjerimi i avullit të ujit në turbinën e presionit të ultë;
- Kondensimi i avullit të ujit në kondensator;
- Pompimi i kondensatit deri në presionin e punës së gjeneratorit të avullit.

Në fig. 3.13. është paraqitur cikli i punës së bllokut. Nga turbina e presionit të lartë janë dy marrje të avullit për ngrohjen e ujit ushqyes në ngrohësit rigjenerativ N7 dhe N6, nga turbina e presionit të mesëm janë katër marrje të avullit për ngrohjen e ujit ushqyes në ngrohësit rigjenerativ N5, N4, N3, N2 dhe për deaerator (degazues) e cila ndahet nga marrja për këmbyesin N5, si dhe nga turbina e presionit të ultë është një marrje e avullit për ngrohjen e ujit ushqyes në ngrohësin rigjenerativ N1.

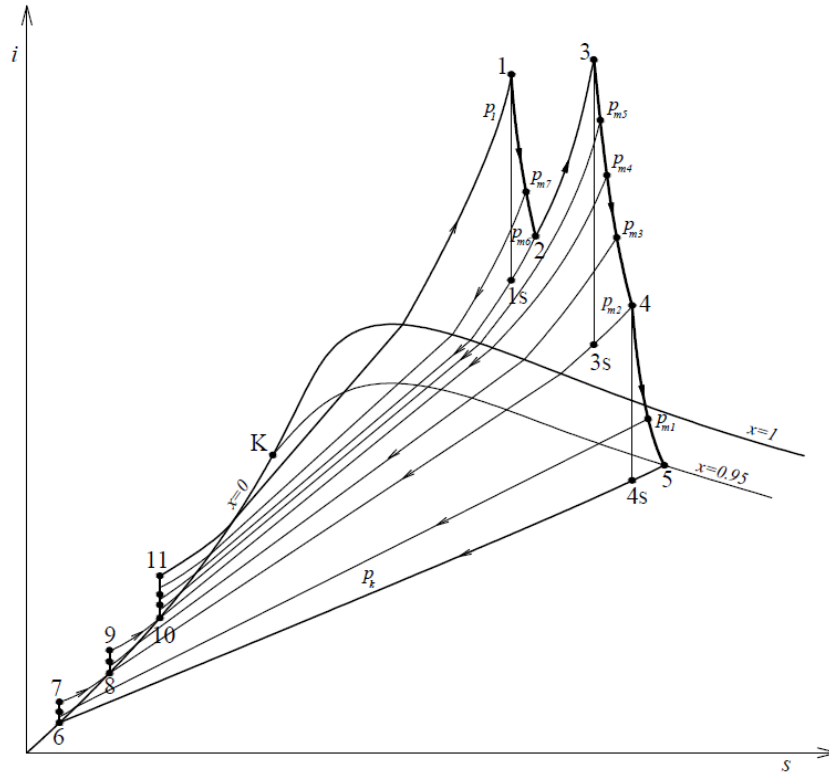


Fig. 3.13. Diagrami  $i-s$  i skemës termike të bllokut të TC- it Kosova A3

### 3.4.2.1. Rënia termike dhe puna e avullit në turbinën e presionit të lartë

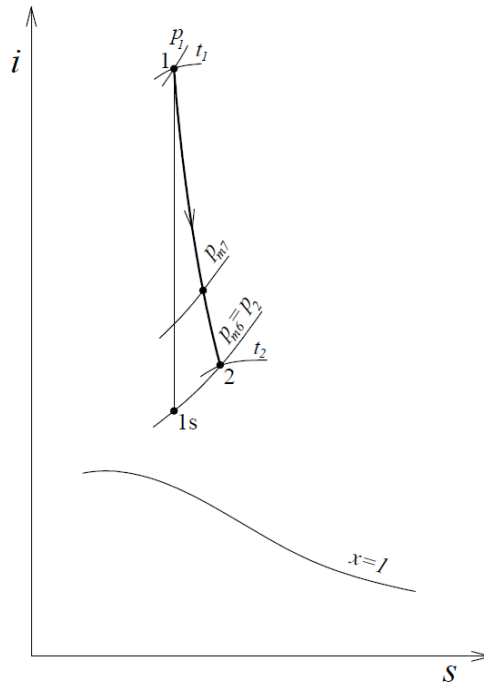


Fig. 3.14. Rënia termike në turbinën e presionit të lartë të bllokut të TC Kosova A3:  
 1 – 1s - rënia termike teorike (izoentropike); 1 – 2 - rënia termike reale

Duke u nisur nga fig. 3.14. si dhe nga të dhënat për parametrat termikë në tab. 3.1. dhe tab. 3.2, kemi:

- Rënia termike e avullit nga hyrja e avullit në turbinën e presionit të lartë deri tek marrja  $\dot{m}_{m7}$  për ngrohje rigjenerative të ujit ushqyes:

$$h_{i1} = i_1 - i_{m7} = 3431.8 - 3168.16 = 263.64 \text{ kJ/kg}$$

- Rënia termike e avullit, nga marrja  $\dot{m}_{m7}$ , deri në marrjen  $\dot{m}_{m6}$ , është:

$$h_{i2} = i_{m7} - i_2 = i_{m7} - i_{m6} = 3168.16 - 3080.8 = 87.36 \text{ kJ/kg}$$

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

$$\begin{aligned} L_{TPL} &= \dot{m}_1 \cdot h_{i1} + (\dot{m}_1 - \dot{m}_{m7}) h_{i2} = 620 \cdot 263.64 + (620 - 28.04) \cdot 87.36 = \\ &= 59769.56 \text{ kW} = 59.77 \text{ MW} \end{aligned}$$

### 3.4.2.2. Rënia termike dhe puna e avullit në turbinën e presionit të mesëm

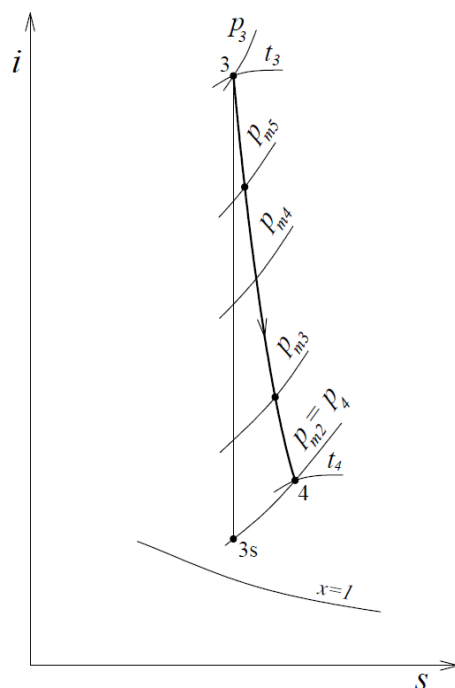


Fig. 3. 15. Rënia termike në turbinën e presionit të mesëm të TC Kosova A3:  
3 – 3s - rënia termike teorike (izoentropike); 3 – 4 - rënia termike reale

Duke u nisur nga fig. 3.15. si dhe nga të dhënat për parametrat termikë në tab. 3.1. dhe tab. 3.2., kemi:

- Rënia termike e avullit në turbinën e presionit të mesëm, nga hyrja e avullit deri tek marrja  $\dot{m}_{m5}$ , është:

$$h_{i3} = i_3 - i_{m5} = 3541.65 - 3369.76 = 171.89 \text{ kJ/kg}$$

- Rënia termike e avullit nga marrja  $\dot{m}_{m5}$ , deri tek marrja  $\dot{m}_{m4}$ , është:

$$h_{i4} = i_{m5} - i_{m4} = 3369.76 - 3062.57 = 307.49 \text{ kJ/kg}$$

- Rënia termike e avullit nga marrja  $\dot{m}_{m4}$ , deri tek marrja  $\dot{m}_{m3}$ :

$$h_{i5} = i_{m4} - i_{m3} = 3062.57 - 2969.27 = 93.30 \text{ kJ/kg}$$

- Rënia termike e avullit nga marrja  $\dot{m}_{m3}$ , deri tek marrja  $\dot{m}_{m2}$ :

$$h_{i6} = i_{m3} - i_{m2} = i_{m3} - i_4 = 2969.27 - 2914.22 = 55.05 \text{ kJ/kg}$$

- Puna të cilën e kryen avulli në turbinën e presionit të mesëm është:

$$\begin{aligned} L_{TPM} &= (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6}) \cdot h_{i3} + (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5}) h_{i4} + \\ &+ (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4}) \cdot h_{i5} + \\ &+ (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4} - \dot{m}_{m3}) \cdot h_{i6} = \\ &+ (620 - 28.04 - 45.99) \cdot 171.89 + (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65) \cdot 307.49 + \\ &+ (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65 - 26.66) \cdot 93.30 + \\ &+ (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65 - 26.66 - 19.18) \cdot 55.05 = 90.8 \text{ MW} \end{aligned}$$

3.4.2.3. Rënia termike dhe puna e avullit në turbinën e presionit të ultë

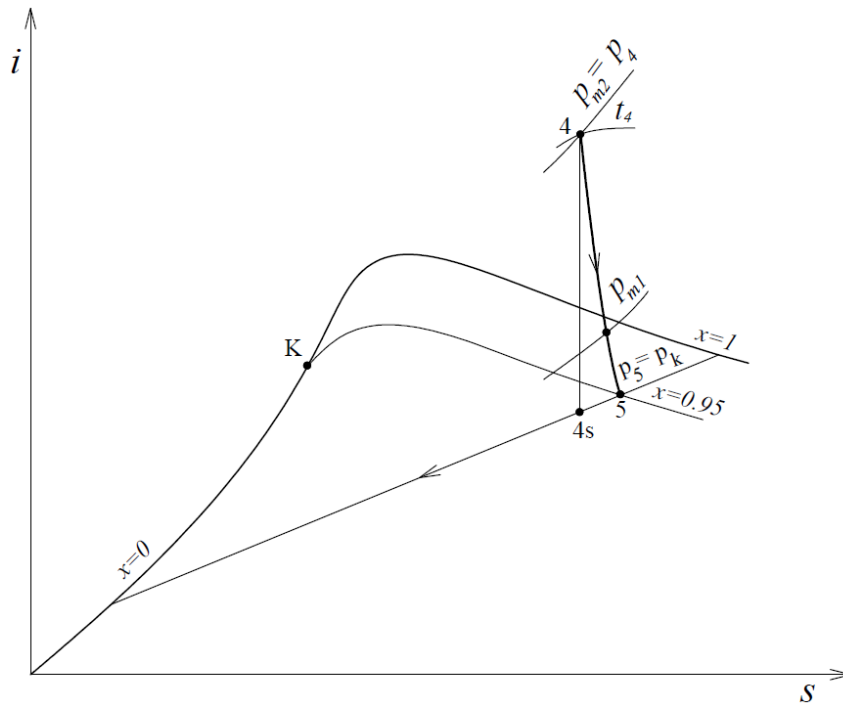


Fig. 3.16. Rënia termike e avullit në turbinën e presionit të ulët të TC Kosova A3:  
 4 – 4s - rënia termike teorike (izoentropike); 4 – 5 - rënia termike reale

Duke u nisur nga fig. 3.16, si dhe nga të dhënat për parametrat termikë në tab. 3.1. dhe tab. 3.2., kemi:

- Rënia termike e avullit në turbinën e presionit të vogël nga marrja  $\dot{m}_{m2}$ , deri tek marrja  $\dot{m}_{m1}$ :

$$h_{i7} = i_4 - i_{m1} = i_{m2} - i_{m1} = 2914.22 - 2617.52 = 296.70 \text{ kJ/kg}$$

- Rënia termike e avullit nga marrja  $\dot{m}_{m1}$ , deri tek sasia e cila shkon në kondensator  $\dot{m}_k$ :

$$h_{i8} = i_{m1} - i_5 = i_{m1} - i_{mk} = 2617.52 - 2457.13 = 160.39 \text{ kJ/kg}$$

- Puna të cilën e kryen avulli në turbinën e presionit të ultë është:

$$L_{TPU} = (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4} - \dot{m}_{m3} - \dot{m}_{m2}) \cdot h_{i7} + (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4} - \dot{m}_{m3} - \dot{m}_{m2} - \dot{m}_{m1}) \cdot h_{i8} = (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65 - 26.66 - 19.18 - 24.87) \cdot 296.70 + (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65 - 26.66 - 19.18 - 24.87 - 13.67) \cdot 160.39 = 56.73 MW$$

#### 3.4.2.4. Puna e turbinës si dhe puna e tërësishme reale kur merret parasysh sasia e tërësishme e fluidit punues

Pasi që janë përcaktuar sasi të e avullit të cilat merren nga turbina për ngrohjen rigjenerative të ujit ushqyes:

$\alpha, kg / kg$	Sasia e avullit nga marrja:
$\alpha_1$	0.020877
$\alpha_2$	0.054322
$\alpha_3$	0.030250
$\alpha_4$	0.042284
$\alpha_D$	0.004202
$\alpha_5$	0.031878
$\alpha_6$	0.071062
$\alpha_7$	0.045527

Atëherë puna e dobishme e ciklit, shprehet:

$$l_c = l_d = h_{i1} + (1 - \alpha_7) \cdot h_{i2} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6)] \cdot h_{i3} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_D)] \cdot h_{i4} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_D + \alpha_4)] \cdot h_{i5} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_D + \alpha_4 + \alpha_3)] \cdot h_{i6} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_D + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot h_{i7} + [1 - (\alpha_7 + \alpha_6 + \alpha_5 + \alpha_D + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_1)] \cdot h_{i8}$$



Duke i marrë parasysh të dhënat nga llogaritjet e rënieve termike në turbinë, kemi:

$$\begin{aligned}
 l_c = l_d = & 263.64 + (1 - 0.045527) \cdot 87.36 + [1 - (0.045527 + 0.071062)] \cdot 171.89 + \\
 & + [1 - (0.045527 + 0.071062 + 0.031878 + 0.004202)] \cdot 307.49 + \\
 & + [1 - (0.045527 + 0.071062 + 0.031878 + 0.004202 + 0.042284)] \cdot 93.30 + \\
 & + [1 - (0.045527 + 0.071062 + 0.031878 + 0.004202 + 0.042284 + 0.030250)] \cdot 55.05 + \\
 & + [1 - (0.045527 + 0.071062 + 0.031878 + 0.004202 + 0.042284 + 0.030250 + 0.054322)] \cdot \\
 & \cdot 296.70 + [1 - (0.045527 + 0.071062 + 0.031878 + 0.004202 + 0.042284 + 0.030250 + \\
 & + 0.054322 + 0.020877)] \cdot 160.39 = 1203.14 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Puna e tërësishme e turbinës duke e marrë parasysh sasinë e tërësishme të fluidit punues:

$$L_T = L_{TPL} + L_{TPM} + L_{TPU} = 59.77 + 90.8 + 56.73 = 207.3 \text{ MW}$$

Pasi që rendimenti mekanik është  $\eta_m = 0.97 - 0.99$ , dhe rendimenti i gjeneratorit elektrik është  $\eta_{gj} = 0.98 - 0.99$ , atëherë puna e tërësishme është:

$$L = L_T \cdot \eta_m \cdot \eta_{gj} = 207.3 \cdot 0.98 \cdot 0.985 = 200.11 \text{ MW}$$

### 3.4.3. Konsumi specifik i lëndë djegëse, konsumi specifik i nxehtësisë dhe konsumi specifik i avullit

Konsumi specifik i lëndës djegëse përfitohet nga raporti në mes të konsumit të lëndës djegëse B, si dhe fuqisë së realizuar të bllokut  $N_{TEC}^k$ :

$$b = \frac{B}{N_{TEC}^k}, \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

Konsumi i lëndës djegëse  $B$ , shprehet si raport në mes fuqisë së realizuar të bllokut  $N_{TEC}^k$  dhe produktit në mes rendimentit të përgjithshëm të termocentralit  $\eta_{TEC}^k$  dhe nxehtësisë së ultë të djegies  $Hu$ :

$$B = \frac{N_{TEC}^k}{\eta_{TEC}^k \cdot Hu}$$

Rendimenti i përgjithshëm i një termocentrali paraqitet si:

$$\eta_{TEC}^k = \eta_t \eta_g \eta_{ri} \eta_m \eta_{el}$$

Ku:

$\eta_t = 0.375$  - rendimenti termik i ciklit të llojit kondenzues;

$\eta_g = 0.85$  - rendimenti i gjeneratorit te 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 kemi:

$$\eta_{TEC}^k = \eta_t \eta_g \eta_{ri} \eta_m \eta_{el} = 0.375 \cdot 0.85 \cdot 0.825 \cdot 0.97 \cdot 0.985 = 0.2512$$

Konsumi specifik i nxehtësisë paraqet raportin ndërmjet sasisë së nxehtësisë e cila futet në cikël  $Q_{GJA}$  dhe fuqisë së realizuar të bllokut  $N_{TEC}^k$ , përkatësisht:

$$q_N = \frac{Q_{GJA}}{N_{TEC}^k}, kJ / kWh$$

Konsumi 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 termoelektrocenralit, që shprehet me barazimin:

$$d = \frac{m_1}{N_{TEC}^k}, kg / kWh$$

### 3.4.3.1. Konsumi specifik i lëndës djegëse të blokut Kosova A3

Konsumi specifik i lëndës djegëse përfitohet nga shprehja:

$$B = \frac{N_{TEC}^k}{\eta_{TEC}^k \cdot Hu} = \frac{207.3 \cdot 10^3}{0.2512 \cdot 7000} = 117.89 \frac{kg}{s} = 424404 \frac{kg}{h} = 424.404 \frac{t}{h} = 10185.70 \frac{t}{ditë}$$

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

$$b = \frac{B}{N_{TEC}^k} = \frac{424404 \cdot 6000}{207.3 \cdot 10^3} = 2.047 \frac{kg}{kWh}$$

### 3.4.3.2. Konsumi specifik i nxehtësisë

Konsumi specifik i nxehtësisë përfitohet nga shprehja:

$$q_N = \frac{Q_{GJA}}{N_{TEC}^k} = \frac{482.280 \cdot 10^3 \cdot 3600}{207.3 \cdot 10^3} = 8375.34 \text{ kJ} / kWh$$

### 3.4.3.3. Konsumi specifik i avullit të ujit

Konsumi specifik i avullit të ujit përfitohet nga shprehja:

$$d = \frac{m_1}{N_{TEC}^k} = \frac{620 \cdot 10^3}{207.3 \cdot 10^3} = 2.991 \text{ kg} / kWh$$

### 3.4.4. Rendimenti termik i ciklit të punës së TC Kosova A3

Rendimenti termik i ciklit të punës përcaktohet me anë të shprehjes:

$$\eta_t = \frac{q_d}{q_f} = \frac{l_d}{q_f} = \frac{l_d}{(i_1 - i_{11}) + (i_3 - i_2)} = \frac{1203.14}{(3431.8 - 673.134) + (3541.65 - 3080.8)} = 0.375$$

$$\eta_t = 37.50\%$$

### 3.4.5. Rendimenti termik i ciklit të punës nëse merret parasysh tërë sasia e fluidit punues

Ky rendiment shprehet:

$$\eta_t = \frac{Q_d}{Q_f} = \frac{L_d}{Q_f} = \frac{\dot{m}_1 \cdot l_d}{\dot{m}_1 \cdot (i_1 - i_{11}) + \dot{m}_2 \cdot (i_3 - i_2)} =$$

$$= \frac{620 \cdot 1203.14}{620 \cdot (3431.8 - 673.134) + 542 \cdot (3541.65 - 3080.8)} = 0.375$$

$$\eta_t = 37.50 \%$$

### 3.4.6. Paraqitja grafike e rendimentit termik në varësi nga temperatura e rrethinës

Për të përcaktuar shprehjen e rendimentit termik në varësi nga temperatura e rrethinës, fillimisht duhet të përcaktohet temperatura e barasvlershme (ekuivalente) e ciklit nga barazimi:

$$T_{1,m} \cdot (s_3 - s_{11}) = i_1 - i_{11} + i_3 - i_2 \Rightarrow$$

$$T_{1,m} = \frac{i_1 - i_{11} + i_3 - i_2}{s_3 - s_{11}} = \frac{3431.8 - 673.134 + 3541.65 - 3080.8}{7.4437 - 1.9016} = 580.9 \text{ K}$$

Nga kjo, rendimenti termik shprehet:

$$\eta_t = \frac{T_{1,m} - T_0}{T_{1,m}} = 1 - \frac{T_0}{T_{1,m}}$$

P.sh. për temperaturën 20 °C ose 293K, rendimenti termik është:

$$\eta_t = \frac{T_{1,m} - T_0}{T_{1,m}} = 1 - \frac{T_0}{T_{1,m}} = 1 - \frac{293}{580.9} = 0.49$$

Nga llogaritjet për rendimentin termik në rastet e ndryshme të temperaturës së rrethinës, vërtetohet se me rritjen e temperaturës së rrethinës, zvogëlohet rendimenti termik i bllokut.

Kjo mund të vërehet edhe nga grafiku në fig. 3.17.

Tab. 3.3. Ndryshimi i rendimentit termik në varësi nga ndryshimi i temperaturës së rrethinës

$t$ °C	$T_0$ , K	$\eta_t$
0	273	0.530040
5	278	0.521432
10	283	0.512825
15	288	0.504218
20	293	0.495610
25	298	0.487003
30	303	0.478396

Në tab. 3.3. janë paraqitur llogaritjet e rendimentit termik për rastet kur paraqiten temperatura të ndryshme të rrethinës. Këto të dhëna janë paraqitur grafikisht me anë të programit Microsoft Excel, në figurën e mëposhtme.

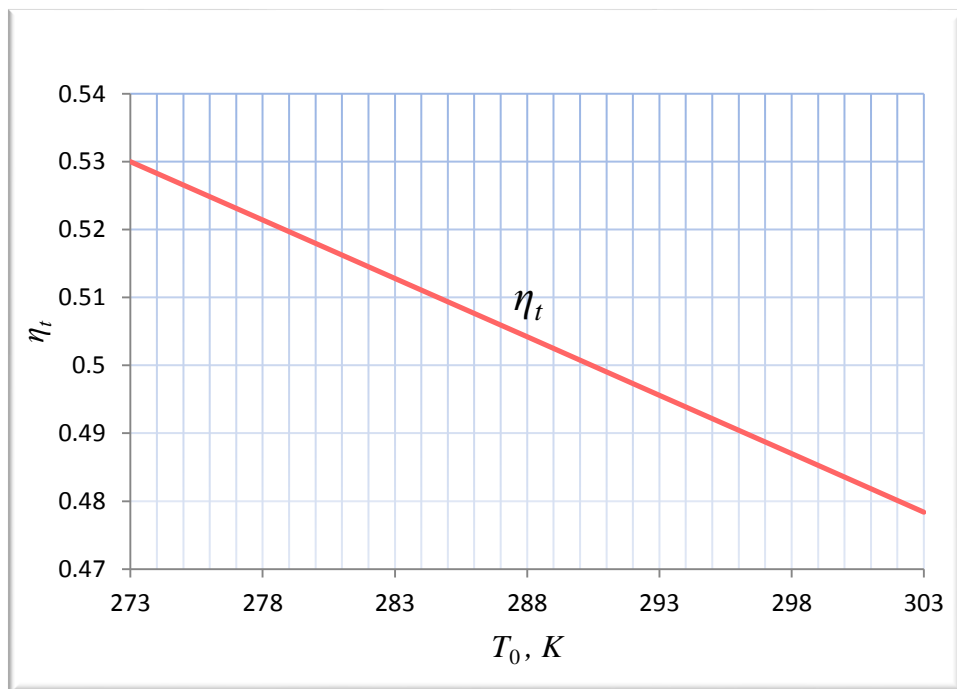


Fig. 3.17. Varësia e rendimentit termik  $\eta_t$  nga temperatura e rrethinës  $T_0$

### 3.4.7. Diagrami Sankey për bilancin energjetik të termocentralit Kosova A3

Diagramet Sankey janë emëruar sipas kapitenit irlandez Matthew Henry Phineas Riall Sankey, i cili përdori këtë lloj diagrami në vitin 1898 në një figurë klasike duke treguar efikasitetin energjetik të një motori me avull.

Me anë të diagramit Sankey mund të shprehet grafikisht energjia totale që futet në cikël 482.28 MW, e cila për shkak të humbjeve në kondensator, përkatësisht në kullën ftohëse me rreth 282.17 MW, nuk mund të shfrytëzohet maksimalisht. Energjia termike e avullit e cila godet lopatat e turbinës, duke u kthyer në energji mekanike e pastaj në atë elektrike në gjenerator elektrik është 200.11 MW, cila paraqet punën e dobishme të ciklit.

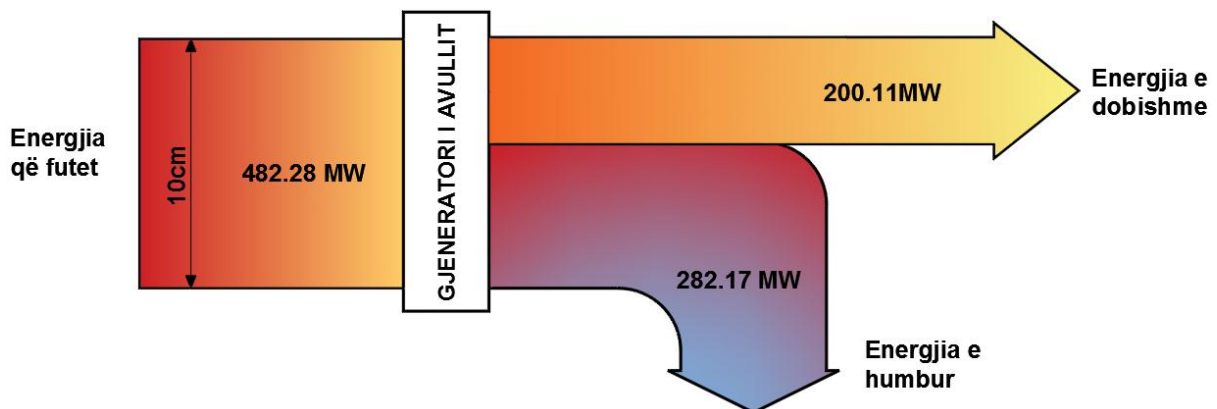


Fig. 3.18. Paraqitja e bilancit energjetik të termocentralit Kosova A3 në Diagramin Sankey

Në diagram, vlera e energjisë që futet 482.28 MW, është paraqitur me gjatësinë 10cm në përpjesë, d.m.th  $1\text{cm} = 482.28/10 = 48.228\text{ MW}$ . Gjerësia e vlerës 200.11 MW të energjisë së dobishme, është  $200.11/48.228 = 4.15\text{cm}$ , ndërsa gjerësia e vlerës 282.17 MW të energjisë së humbur, është  $282.17/48.228 = 5.85\text{cm}$ . Vizatimi në përpjesë është bërë me programin AutoCad.

Nëse merren parasysh edhe humbjet tjera gjatë punës së ciklit:

- Konsumi relativ i nxehtësisë në gjeneratorin e avullit:

$$q_{GJA} = \frac{Q_{GJA}}{\dot{m}_1} = \frac{482280 \cdot 3600}{620 \cdot 10^3} = 2800.34 \text{ kJ/kg}$$

- Humbjet e nxehtësisë në gjenerator të avullit janë:

$$\Delta q_{GJA} = (1 - \eta_g) q_{GJA} = (1 - 0.85) \cdot 2800.34 = 420.05 \text{ kJ/kg}$$

$\eta_g$  - rendimenti i gjeneratorit të avullit

- Humbjet relative në gjenerator të avullit shprehen:

$$\frac{\Delta q_{GJA}}{q_{GJA}} = \frac{420.05}{2800.34} = 0.149$$

D.m.th. humbjet në gjeneratorin e avullit janë afërsisht 15%.

- Humbjet në rrjetin transportues të avullit, janë:

$$\Delta q_{tr} = (1 - \eta_{tr}) \eta_g q_{GJA} = (1 - 0.99) \cdot 0.85 \cdot 2800.34 = 23.80 \text{ kJ/kg}$$

$\eta_{tr}$  - rendimenti i rrjetës transportuese të avullit të ujit

- Humbjet relative në rrjetën transportuese të avullit:

$$\frac{\Delta q_{tr}}{q_{GJA}} = \frac{23.80}{2800.34} = 0.00849 \%$$

D.m.th. humbjet relative në rrjetën transportuese të avullit janë 0.85%

- Humbjet e nxehtësisë në kondensator:

$$\Delta q_K = (1 - \eta_t) \eta_{tr} \eta_g q_{GJA} = (1 - 0.375) \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 2800.34 = 1472.8 \text{ kJ/kg}$$

- Humbjet relative të nxehtësisë në kondensator:

$$\frac{\Delta q_K}{q_{GJA}} = \frac{1472.8}{2800.34} = 0.526$$

D.m.th humbjet në kondensator janë 52.60%.

- Humbjet mekanike në turbinë janë:

$$\Delta q_m = (1 - \eta_m) \eta_t \eta_{tr} \eta_g q_{GJA} = (1 - 0.99) \cdot 0.375 \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 2800.34 = 8.84 \text{ kJ/kg}$$

- Humbjet relative në turbinë:

$$\frac{\Delta q_m}{q_{GJA}} = \frac{8.84}{2800.34} = 0.0032 \%$$

D.m.th. humbjet në turbinë janë 0.32%

- Humbjet e nxehtësisë në gjeneratorin elektrik:

$$\Delta q_{el} = (1 - \eta_{el}) \eta_m \eta_t \eta_{tr} \eta_g q_{GJA} = (1 - 0.985) \cdot 0.99 \cdot 0.375 \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 2800.34 = 13.12 \text{ kJ/kg}$$

$\eta_{el}$  - rendimenti i gjeneratorit elektrik

- Humbjet relative të nxehtësisë në gjeneratorit elektrik janë:

$$\frac{\Delta q_{el}}{q_{GJA}} = \frac{13.12}{2800.34} = 0.00469$$

D.m.th. humbjet e nxehtësisë në gjeneratorin elektrik janë 0.47%

- Rendimenti absolut i brendshëm:

$$\eta_i = \eta_{0i} \eta_t = 0.858 \cdot 0.375 = 0.322$$

$\eta_{0i}$  - rendimenti relativ i brendshëm i turbinës

- Rendimenti absolut efektiv i shfrytëzimit është:

$$\eta_{ef} = \eta_m \eta_i = 0.99 \cdot 0.322 = 0.319$$

- Rendimenti absolut elektrik i shfrytëzimit:

$$\eta_E = \eta_{el} \eta_{ef} = 0.985 \cdot 0.319 = 0.314$$

- Rendimenti i përgjithshëm i termocentralit është:

$$\eta_P = \eta_E \eta_g \eta_{tr} = 0.314 \cdot 0.85 \cdot 0.99 = 0.264$$

- Nxehtësia e shfrytëzuar është:

$$\Delta q_{sh} = q_{GJA} \eta_P = 2800.34 \cdot 0.264 = 739.29 \text{ kJ/kg}$$



- Nxehtësia relative e shfrytëzuar është:

$$\frac{\Delta q_{sh}}{q_{GJA}} = \frac{739.29}{2800.34} = 0.264$$

D.m.th. nxehtësia relative e shfrytëzuar është 26.40%

- Kontrolli i bilancit relativ të energjisë (nxehtësisë) është:

$$BR = \frac{\Delta q_{GJA}}{q_{GJA}} + \frac{\Delta q_{tr}}{q_{GJA}} + \frac{\Delta q_K}{q_{GJA}} + \frac{\Delta q_m}{q_{GJA}} + \frac{\Delta q_{el}}{q_{GJA}} + \frac{\Delta q_{sh}}{q_{GJA}}$$

$$BR = 15 + 0.85 + 52.60 + 0.32 + 0.47 + 26.40 \cong 100\%$$

Nga diagrami në fig. 3.19. mund të vërehet se humbjet më të mëdha energjetike ndodhin në kondensator për shkak se avulli në dalje nga turbina e presionit të ulët vazhdon për në kondensator, në këtë rast në kullën ftohëse, ku për tu kondensuar i jep nxehtësi ambientit, nxehtësi kjo e cila tani më konsiderohet si energji e humbur. Hulumtimet shkencore fokusohen që inovacionet në prodhimin e energjisë në termocentrale të jenë kryesisht në mundësinë e shfrytëzimit të kësaj nxehtësie për qëllime tjera, siç është termofikimi apo të përdoret si avull teknologjik, në mënyrë që të rritet rendimenti termik i ciklit.

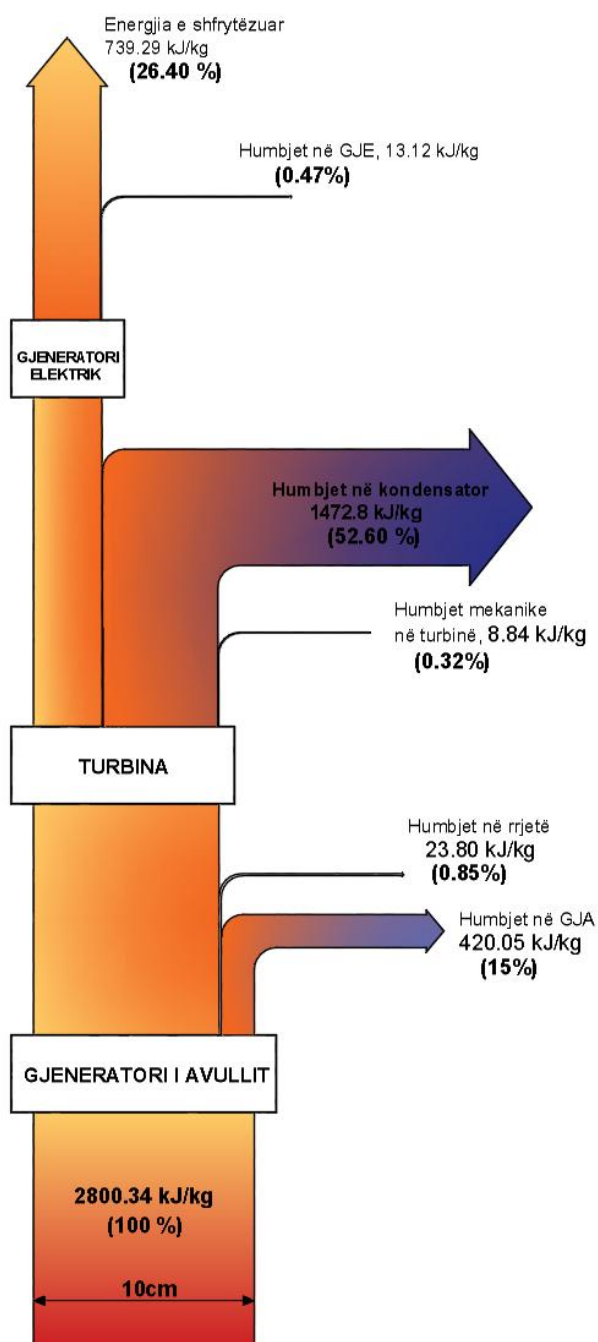


Fig. 3.19. Diagrami Sankey i Bilancit Energjetik të TC Kosova A3, duke marrë parasysh humbjet e energjisë në gjenerator të avullit, në rrjetën transportuese të avullit, humbjet mekanike në turbinë, humbjet në kondensator, si dhe humbjet e energjisë në gjeneratorin elektrik.

#### 4. ANALIZA E RENDIMENTIT EKSERGJETIK TË CIKLIT TË PUNËS ME AVULL UJI

Për një sistem termodinamik në të cilin zhvillohet ndonjë proces, në të hyn dhe del materia, nxehtësia dhe lënda punuese. Nëse nuk merret parasysh ndryshimi i energjisë potenciale dhe kinetike në hyrje dhe dalje, atëherë eksnergjia në hyrje të sistemit është:

$$\dot{E}x_h = \dot{E}x_{1m} + \dot{E}x_{Q1} + \dot{E}x_{L1} \quad (4.1)$$

Eksnergjia në dalje të sistemit është:

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{2m} + \dot{E}x_{Q2} + \dot{E}x_{L2} \quad (4.2)$$

Ku janë:

$\dot{E}x_{1m}, \dot{E}x_{2m}$  - eksnergjia e masës  $m$ , hyrëse dhe dalje;

$\dot{E}x_{Q1}, \dot{E}x_{Q2}$  - eksnergjia e nxehtësisë  $Q$ , në hyrje dhe dalje;

$\dot{E}x_{L1}, \dot{E}x_{L2}$  - eksnergjia e punës  $L$ , në hyrje dhe dalje.

Bilanci eksnergjetik paraqet eksnergjinë e cila hyn në sistem, që është e barabartë me eksnergjinë që del nga sistemi:

$$\dot{E}x_h = \dot{E}x_d \quad (4.3)$$

Për shkak të ireversibilitetit, eksnergjia në dalje është më e vogël se sa eksnergjia në hyrje, pra:

$$\dot{E}x_h - \dot{E}x_d > 0 \quad (4.4)$$

Në kushtet reversibile, eksnergjia në dalje është e barabartë me eksnergjinë në hyrje:

$$\dot{E}x_h = \dot{E}x_d \quad (4.5)$$

#### 4.1. Rendimenti eksergjetik i ciklit Carnot

Te cikli Carnot, rendimenti eksergjetik përcaktohet nga raporti i punës së fituar nga cikli dhe të eksurgjisë së sjellur në cikël, dhe shprehet:

$$\eta_{ex} = \frac{ex_d + l_d}{ex_h} \quad (4.1)$$

Ku janë:

$ex_d, kJ/kg$  - eksurgjia në dalje të ciklit;

$l_d, kJ/kg$  - puna e dobishme e ciklit;

$ex_h, kJ/kg$  - eksurgjia në hyrje të ciklit.

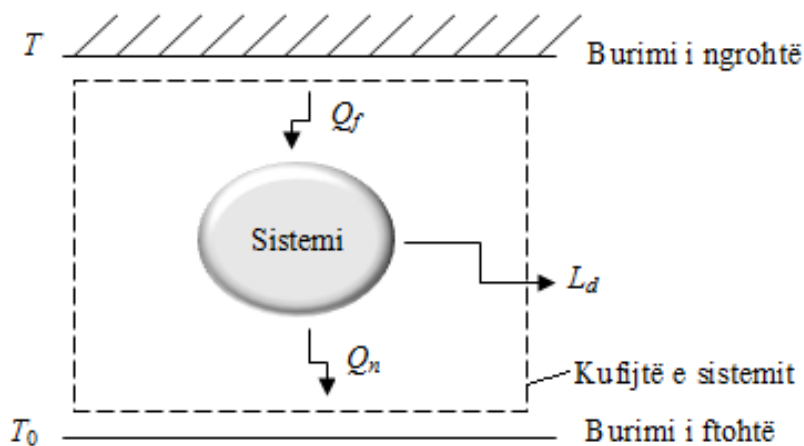


Fig. 4.1. Cikli reversibil Carnot

Nëse cikli është reversibil, fig. 4.1., ndërsa temperatura  $T_0$  është temperatura e rrethinës, atëherë:

$$ex_d = 0$$

Shprehja për eksurgjinë në hyrje del nga rendimenti termik i ciklit Carnot:

$$\eta_t = \frac{T - T_0}{T} = \frac{L_d}{Q_f} \quad (4.2)$$

$$L_d = Q_f \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) = ex_h \quad (4.3)$$

Puna teknike (puna maksimale), e cila mund të fitohet nga nxehtësia e sjellur në cikël është:

$$l_t = Q_f \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (4.4)$$

Ku:  $\eta_{ex} = 1$  - pavarësisht nga intervali i temperaturave në të cilin zhvillohet cikli.

#### 4.2. Rendimenti eksergjetik i ciklit Rankin

Nga bilanci eksergjetik për eksergjinë e cila sillet në cikël:

$$Ex_{Qf} = L_{c,i} + Ex_{Qn} + Ex_{Qj} + \sum Ex_i \quad (4.5)$$

Puna e ciklit shprehet:

$$L_{c,i} = Ex_{Qf} - Ex_{Qn} - Ex_{Qj} - \sum Ex_i \quad (4.6)$$

Rendimenti eksergjetik është:

$$\eta_{ex,c} = \frac{L_{c,i}}{Ex_{Qf}} = \frac{Ex_{Qf} - Ex_{Qn} - Ex_{Qj} - \sum Ex_i}{Ex_{Qf}} = 1 - \frac{Ex_{Qn} + Ex_{Qj} + \sum Ex_i}{Ex_{Qf}} \quad (4.7)$$

Ku janë:

$L_{c,i}$  - puna mekanike;

$Ex_{Qn}$  - kalimi në greminën termike;

$Ex_{Qj}$  - kalimi në rrethinën e sistemit;

$\sum Ex_i$  - humbjet për shkak të ireversibilitetit.

## 5. ANALIZA EKSERGJETIKE E CIKLIT TË PUNËS SË TERMOCENTRALIT KOSOVA A3

### 5.1. Rendimenti eksergjetik i ciklit të punës

Rendimenti eksergjetik i ciklit të punës së termocentralit Kosova A3 shprehet si ndryshim i punës së turbinës dhe punës së pompave, duke e shtuar eksergjinë e ujit në hyrje të gjeneratorit të avullit, në raport me shumën e eksergjive në hyrje të turbinës së presionit të lartë, të mesëm dhe të ultë:

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_p + ex_7^d}{ex_1 + ex_3 + ex_4}$$

Ku janë:

$l_T$  - puna e turbinës, në kJ/kg;

$l_p$  - puna e pompës, në kJ/kg;

$ex_7^d$  - eksergjia e ujit në hyrje të gjeneratorit të avullit (eksergjia në dalje të ngrohësit rigjenerativ N7), në kJ/kg;

$ex_1$  - eksergjia e avullit në hyrje në turbinën e presionit të lartë, në kJ/kg;

$ex_3$  - eksergjia e avullit në hyrje në turbinën e presionit të mesëm, në kJ/kg;

$ex_4$  - eksergjia e avullit në hyrje në turbinën e presionit të ultë, në kJ/kg.

- Puna e turbinës, është:

$$l_T = l_d = 1203.14 \text{ kJ/kg}$$

- Puna e pompave në sistem:

$$l_p = (i_{11} - i_{10}) + (i_9 - i_8) + (i_7 - i_6) = (673.134 - 667) + (445.528 - 437.044) + (183.3 - 175.9) = 22.02 \text{ kJ/kg}$$

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

- entropia është:  $s_0 = 0.296 \text{ kJ/kgK}$ ,

- ndërsa entalpia është:  $i_0 = 84.2 \text{ kJ/kg}$

Pasi që:  $-i_0 + T_0 \cdot s_0 = -84.2 + 293 \cdot 0.296 = 2.5 \text{ kJ/kg}$ , si dhe të dhënat në tabelën e mëposhtme:

Për $x = 0$ dhe $t = 239 \text{ °C} \Rightarrow$	$i_7^d = 1034.28 \text{ kJ/kg}$ $s_7^d = 2.6928 \text{ kJ/kgK}$
Për $p_1 = 130\text{bar}$ dhe $t_1 = 535 \text{ °C} \Rightarrow$	$i_1 = 3431.8 \text{ kJ/kg}$ $s_1 = 6.5602$

- Eksnergjia e ujit në hyrje të gjeneratorit të avullit:

$$ex_7^d = i_7^d - i_0 - T_0(s_7^d - s_0) = 1034.28 - 293 \cdot 2.6928 + 2.5 = 247.79 \text{ kJ/kg}$$

- Eksnergjia e avullit në hyrje të turbinës së presionit të lartë:

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

- Eksnergjia e avullit në hyrje të turbinës së presionit të mesëm:

$$ex_3 = i_3 - i_0 - T_0(s_3 - s_0) = 3541.65 - 293 \cdot 7.4437 + 2.5 = 1363.15 \text{ kJ/kg}$$

- Eksnergjia e avullit në hyrje të turbinës së presionit të ultë:

$$ex_4 = i_4 - i_0 - T_0(s_4 - s_0) = 2914.2 - 293 \cdot 7.8321 + 2.5 = 621.89 \text{ kJ/kg}$$

Nga llogaritjet e mësipërme, rendimenti eksnergjetik i TC-it Kosova A3 për kushtet normale të rrethinës, del:

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_P + ex_7^d}{ex_1 + ex_3 + ex_4} = \frac{1203.14 - 22.02 + 247.79}{1512.16 + 1363.15 + 621.89} = 0.41$$

$$\eta_{ex} = 41.00 \%$$

## 5.2. Rendimenti eksnergjetik i ciklit të punës për tërë fluidin punues

Ky rendiment shprehet me:

$$\eta_{ex} = \frac{L_T - L_P + Ex_7^d}{Ex_1 + Ex_3 + Ex_4}$$

Ku janë:

$L_T$  - puna e turbinës, në kW;

$L_P$  - puna e pompës, në kW;

$Ex_7^d$  - eksnergjia e ujit në hyrje të gjeneratorit të avullit, në kW;

$Ex_1$  - eksnergjia e avullit në hyrje në turbinën e presionit të lartë, në kW;

$Ex_3$  - eksnergjia e avullit në hyrje në turbinën e presionit të mesëm, në kW;

$Ex_4$  - eksnergjia e avullit në hyrje në turbinën e presionit të ultë, në kW.

- Puna e turbinës duke marrë parasysh sasinë e fluidit punues në tërësi:

$$\begin{aligned} L_T = L_{TPL} + L_{TPM} + L_{TPU} = & \dot{m}_1 \cdot h_{i1} + (m_1 - \dot{m}_{m7})h_{i2} + (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6}) \cdot h_{i3} + \\ & + (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5})h_{i4} + (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4}) \cdot h_{i5} + \\ & + (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4} - \dot{m}_{m3}) \cdot h_{i6} + \\ & + (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4} - \dot{m}_{m3} - \dot{m}_{m2}) \cdot h_{i7} + \\ & + (m_1 - \dot{m}_{m7} - \dot{m}_{m6} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4} - \dot{m}_{m3} - \dot{m}_{m2} - \dot{m}_{m1}) \cdot h_{i8} \end{aligned}$$



Nga tab. 3.1., rëniet termike në turbinë, si dhe nga marrjet e avullit të llogaritura më sipër, puna e turbinës është:

$$\begin{aligned}
 L_T = L_{TPL} + L_{TPM} + L_{TPU} = & 620 \cdot 263.64 + (620 - 28.04) \cdot 87.36 + (620 - 28.04 - 45.99) \cdot 171.89 + \\
 & + (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65) \cdot 307.49 + (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65 - 26.66) \cdot 93.30 + \\
 & + (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65 - 26.66 - 19.18) \cdot 55.05 + (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65 - \\
 & - 26.66 - 19.18 - 24.87) \cdot 296.70 + (620 - 28.04 - 45.99 - 23.65 - 26.66 - 19.18 - 24.87 - 13.67) \cdot \\
 & \cdot 160.39 = 207.3 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

- Puna e pompave në sistem:

$$\begin{aligned}
 L_p = \dot{m}_1 \cdot (i_{11} - i_{10}) + \dot{m} \cdot (i_9 - i_8) + \dot{m} \cdot (i_7 - i_6) = & 620 \cdot (673.134 - 667) + 70.71 \cdot (445.528 - 437.044) + \\
 & + 434 \cdot (183.3 - 175.9) = 2.11 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

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

- entropia është:  $s_0 = 0.296 \text{ kJ/kgK}$

- ndërsa entalpia është:  $i_0 = 84.2 \text{ kJ/kg}$

- Eksnergjia e ujit në hyrje të gjeneratorit të avullit:

$$Ex_7^d = \dot{m}_1 \cdot ex_7^d = \dot{m}_1 \cdot [i_7^d - i_0 - T_0 (s_7^d - s_0)] = 620 \cdot 247.79 = 42.67 \text{ MW}$$

- Eksnergjia e avullit në hyrje të turbinës së presionit të lartë:

$$Ex_1 = \dot{m}_1 \cdot ex_1 = \dot{m}_1 \cdot [i_1 - i_0 - T_0 (s_1 - s_0)] = 620 \cdot 1512.16 = 260.43 \text{ MW}$$

- Eksnergjia e avullit në hyrje të turbinës së presionit të mesëm:

$$Ex_3 = \dot{m}_3 \cdot ex_3 = \dot{m}_3 \cdot [i_3 - i_0 - T_0(s_3 - s_0)] = 542 \cdot 1363.15 = 205.23 \text{ MW}$$

- Eksnergjia e avullit në hyrje të turbinës së presionit të ultë:

$$Ex_4 = \dot{m}_4 \cdot ex_4 = \dot{m}_4 \cdot [i_4 - i_0 - T_0(s_4 - s_0)] = 447.64 \cdot 621.89 = 77.33 \text{ MW}$$

Nga llogaritjet e mësipërme, rendimenti eksnergjetik i TC-it Kosova A3 duke marrë parasysh sasinë e fluidit punues, del:

$$\eta_{ex} = \frac{L_T - L_P + Ex_7^d}{Ex_1 + Ex_3 + Ex_4} = \frac{207.3 - 2.11 + 42.67}{260.43 + 205.23 + 77.33} = 0.41$$

$$\eta_{ex} = 41.00 \%$$

### 5.3. Varësia e rendimentit eksnergjetik nga ndryshimi i temperaturës së rrethinës

a. Rendimenti eksnergjetik për kushtet e rrethinës:

$$t_0 = 15^\circ \text{C} \Rightarrow T_0 = 288 \text{ K dhe } p_0 = 1 \text{ bar}$$

- entropia është:  $s_0 = 0.222 \text{ kJ/kgK}$

- ndërsa entalpia është:  $i_0 = 62.449 \text{ kJ/kg}$

$$\text{Pasi që: } -i_0 + T_0 \cdot s_0 = -62.449 + 288 \cdot 0.222 = 1.487 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_7^d = i_7^d - i_0 - T_0(s_7^d - s_0) = 1034.28 - 288 \cdot 2.6928 + 1.487 = 260.24 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0) = 3431.8 - 288 \cdot 6.5602 + 1.487 = 1543.94 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_3 = i_3 - i_0 - T_0(s_3 - s_0) = 3541.65 - 288 \cdot 7.4437 + 1.487 = 1399.44 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_4 = i_4 - i_0 - T_0(s_4 - s_0) = 2914.2 - 288 \cdot 7.8321 + 2.5 = 661.06 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_P + ex_7^d}{ex_1 + ex_3 + ex_4} = \frac{1203.14 - 22.02 + 260.24}{1543.94 + 1399.44 + 661.06} = 0.40$$

$$\eta_{ex} = 40.00 \%$$

b. Rendimenti eksergjetik për kushtet e rrethinës:

$$t_0 = 25^\circ \text{C} \Rightarrow T_0 = 298 \text{ K dhe } p_0 = 1 \text{ bar}$$

- entropia është:  $s_0 = 0.367 \text{ kJ/kgK}$

- ndërsa entalpia është:  $i_0 = 104.93 \text{ kJ/kg}$

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

$$ex_7^d = i_7^d - i_0 - T_0(s_7^d - s_0) = 1034.28 - 298 \cdot 2.6928 + 4.44 = 236.23 \text{ kJ/kg}$$

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

$$ex_3 = i_3 - i_0 - T_0(s_3 - s_0) = 3541.65 - 298 \cdot 7.4437 + 4.44 = 1327.87 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_4 = i_4 - i_0 - T_0(s_4 - s_0) = 2914.2 - 298 \cdot 7.8321 + 2.5 = 582.73 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_P + ex_7^d}{ex_1 + ex_3} = \frac{1203.14 - 22.02 + 236.23}{1481.30 + 1327.87 + 582.73} = 0.42$$

$$\eta_{ex} = 42.00 \%$$

Nga llogaritjet për rendimentin eksergjetik në rastet e ndryshme të temperaturës së rrethinës, vërtetohet se me rritjen e temperaturës së rrethinës, rritet rendimenti eksergjetik i bllokut. Kjo mund të vërehet edhe nga grafiku në fig. 5.1.

Tab. 5. 1. Vlerat e eksergjisë për pikat karakteristike të bllokut, si dhe ndryshimi i rendimentit eksergjetik në varësi nga ndryshimi i temperaturës së rrethinës

$t$ °C	$T_0$ , K	$ex_7^d$ , kJ/kg	$ex_1$ , kJ/kg	$ex_3$ , kJ/kg	$ex_4$ , kJ/kg	$\eta_{ex}$
0	273	299.0859	1640.806	1509.46	778.537	0.37676
5	278	285.7666	1608.149	1472.386	739.376	0.38401
10	283	272.8966	1575.942	1435.762	700.216	0.39172
15	288	260.2406	1543.949	1399.351	661.055	0.39989
20	293	247.8176	1512.189	1363.174	621.895	0.40859
25	298	236.2956	1481.33	1327.897	582.734	0.41787
30	303	224.9566	1450.654	1292.804	543.574	0.42776

Në tab. 5.1. janë paraqitur llogaritjet e eksergjisë së ujit në hyrje të gjeneratorit të avullit, eksergjisë së avullit në hyrje të turbinës së presionit të lartë, si dhe rendimenti eksergjetik për disa vlera të temperaturës së rrethinës. Këto të dhëna janë paraqitur grafikisht me anë të programit Microsoft Excel, në figurën e mëposhtme.

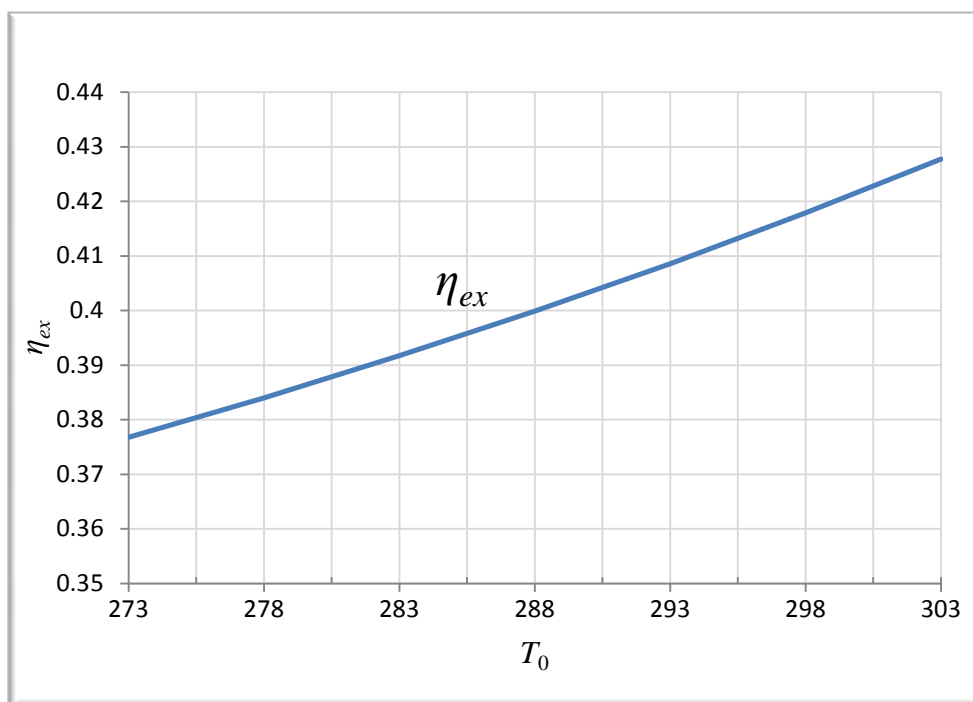


Fig. 5.1. Varësia e rendimentit eksergjetik nga temperatura e rrethinës  $T_0$

#### 5.4. Diagrami Grassmann për bilancin e eksërgjisë së termocentralit Kosova A3

Për paraqitjen sa më të kuptueshme të bilancit eksërgjetik në mënyrë grafike, ndërtohet diagrami Grassmann. Fillimisht përcaktohen vlerat e eksërgjisë në pikat karakteristike të bllokut të termocentralit, pastaj humbjet eksërgjetike.

- Eksërgjia e avullit në gjendje 1, në dalje të gjeneratorit të avullit (hyrje të TPL), është:

$$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0)$$

Për kushtet e rrethinës:  $t_0 = 20^\circ C$  ose  $T_0 = 293 K$  dhe  $p_0 = 1 bar$

- entropia është:  $s_0 = 0.296 kJ/kgK$
- ndërsa entalpia është:  $i_0 = 84.2 kJ/kg$

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

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

- Eksërgjia e fluidit punues në hyrje në gjeneratorin e avullit:

$$ex_7^d = i_7^d - 293 \cdot s_7^d + 2.5 = 1034.28 - 293 \cdot 2.6928 + 2.5 = 247.79 kJ/kg$$

- Eksërgjia e nxehtësisë e cila futet në proces është:

$$\Delta ex_q = ex_1 - ex_7^d = 1512.16 - 247.79 = 1264.37 kJ/kg$$

- Humbjet relative të eksërgjisë në hyrje në gjeneratorin e avullit janë:

$$\frac{\Delta ex_q}{ex_1} = \frac{1264.37}{1512.16} = 0.836$$

D.m.th. humbjet relative të eksërgjisë në GJA, janë 83.60 %

- Humbjet eksergjetike në turbinë:

$$\Delta ex_T = \Delta ex_q - l_d = 1264.37 - 1203.14 = 61.23 \text{ kJ/kg}$$

- Humbjet relative të eksergjisë në turbinë:

$$\frac{\Delta ex_T}{ex_1} = \frac{61.23}{1512.16} = 0.040$$

D.m.th. humbjet relative të eksergjisë në turbinë janë 4%.

- Eksergjia e fluidit punues në pikën 5, në hyrje të kondensatorit:

$$ex_5 = i_5 - 293 \cdot s_5 + 2.5 = 2457.13 - 293 \cdot 7.8349 + 2.5 = 164 \text{ kJ/kg}$$

- Eksergjia e fluidit punues në pikën 6, në dalje të kondensatorit:

$$ex_6 = i_6 - 293 \cdot s_6 + 2.5 = 176.39 - 293 \cdot 0.601 + 2.5 = 2.797 \text{ kJ/kg}$$

- Humbjet eksergjetike në kondensator:

$$\Delta ex_K = ex_5 - ex_6 = 164 - 2.797 = 161.2 \text{ kJ/kg}$$

- Humbjet relative të eksergjisë në kondensator:

$$\frac{\Delta ex_K}{ex_1} = \frac{161.2}{1512.16} = 0.1066$$

D.m.th. humbjet relative të eksergjisë në kondensator janë 10.65%.

- Humbjet eksergjetike në pompa:

$$\Delta ex_p = l_p - ex_6 = 22.02 - 2.797 = 19.22 \text{ kJ/kg}$$

- Humbjet relative të eksergjisë në pompa:

$$\frac{\Delta ex_p}{ex_1} = \frac{19.22}{1512.16} = 0.0127$$

D.m.th. humbjet relative të eksergjisë në pompa janë 1.27%.

- Kontrolli i bilancit relativ të eksergjisë është:

$$BR = \frac{\Delta ex_q}{ex_1} + \frac{\Delta ex_T}{ex_1} + \frac{\Delta ex_K}{ex_1} + \frac{\Delta ex_p}{ex_1} = 83.60 + 4 + 10.65 + 1.27 \cong 100\%$$

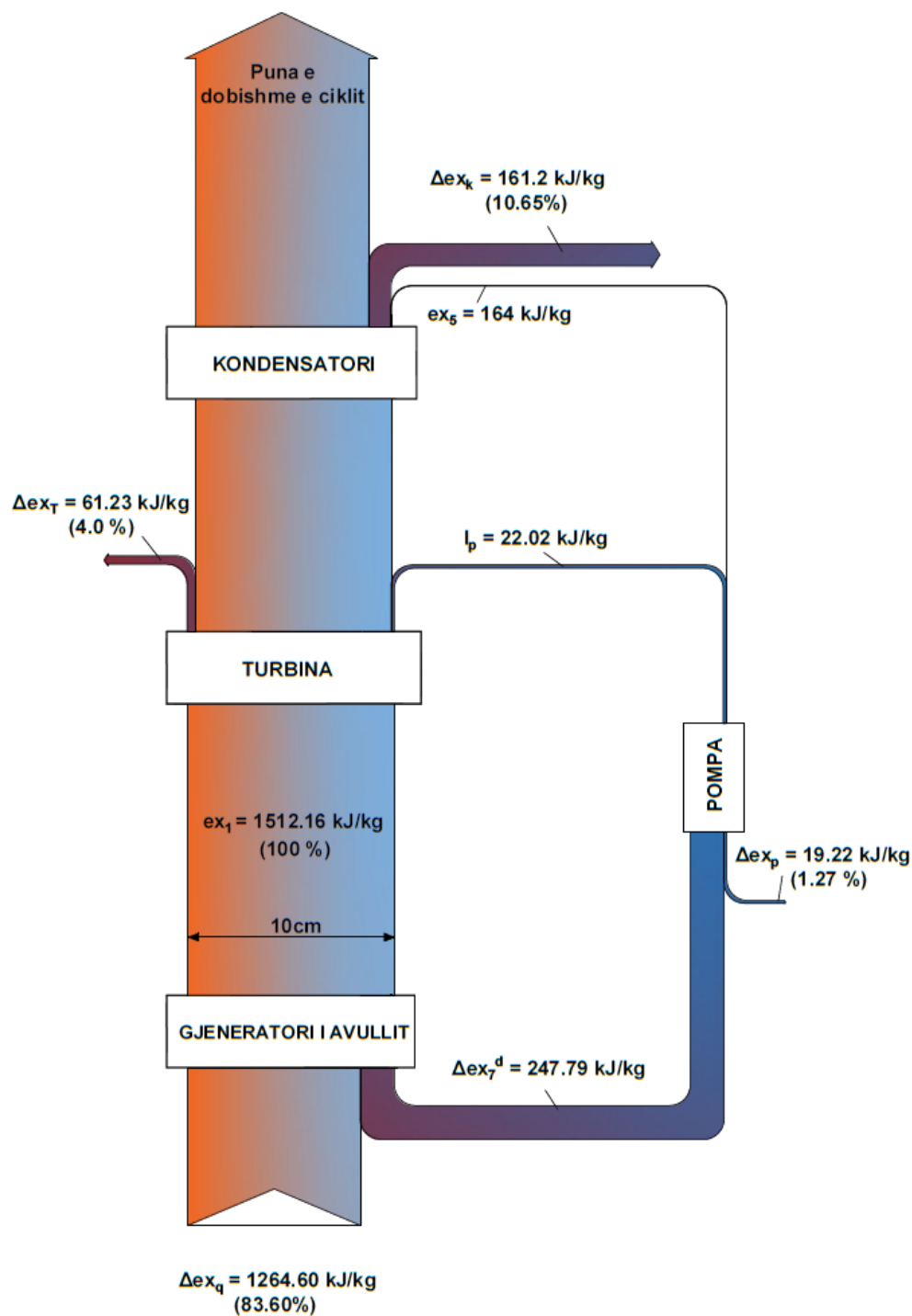


Fig. 5.2. Diagrami Grassmann për bilancin eksergjetik të termocentralit Kosova A3

Në fig. 5.2. mund të vërehet se nga bilanci eksergjetik, pas llogaritjeve të humbjeve eksergjetike, del që këto humbje më së shumti shfaqen tek gjeneratori i avullit, për shkak të diferencës së madhe temperaturike në mes fluidit punës dhe vatrës së gjeneratorit të avullit.



## 6. ANALIZA KRAHASUESE ENERGJIKE DHE EKSERGJETIKE E TERMOCENTRALIT KOSOVA A3

Analiza energjetike është metodë tradicionale e cila tregon mënyrën e përdorimit të energjisë duke përfshirë procesin fizik ose kimik të materialeve, si dhe shndërrimet e energjisë. Me anë të balanceve energjetike të cilat bazohen në ligjin e parë të termodinamikës dhe në llogaritjen e rendimentit energjetik, ato nuk arrijnë në rezultate të degradimit të energjisë ose resurseve gjatë procesit.

Analiza me metodën eksergjetike i mbulon limitet e ligjit të parë, e cila bazohet edhe në ligjin e dytë të termodinamikës. Analiza eksergjetike lokalizon vendin e degradimit të energjisë në proces dhe me këtë mundëson të arrihen zhvillime teknologjike. Përpos cilësive të përbashkëta, energjia dhe eksergjia kanë edhe dallimet e tyre. Këto tipare krahasuese janë paraqitur në tab. 6.1.

Tab. 6.1. Tiparet krahasuese në mes të energjisë dhe eksergjisë

<i>Energjia</i>	<i>Eksergjia</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Varet vetëm nga parametrat e materies ose nga rrjedhja e energjisë dhe parametrat e pavarur të rrethinës</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Varet nga parametrat e materies ose energjisë, dhe rrethinës</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Merr vlera të ndryshme nga zero kur është në ekuilibër me rrethinën</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Është e barabartë me zero në gjendje të qetësisë (vdekur) që të arrihet ekuilibri me rrethinën</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ruhet në të gjitha proceset, duke u bazuar në ligjin e parë të termodinamikës</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ruhet në proceset reversibile dhe nuk ruhet për procese reale, ku është pjesërisht ose në tërësi e shkatërruar nga ireversibiliteti, duke u bazuar në ligjin e dytë të termodinamikës</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nuk mund të shkatërrohet e as të prodhohet</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nuk mund të shkatërrohet ose të prodhohet në procese reversibile, por shkatërrohet (konsumohet) gjithnjë në procese ireversibile</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Shfaqet në shumë forma, si: energji kinetike, energji potenciale, punë dhe nxehtësi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Shfaqet në shumë forma, si energji kinetike, energji potenciale, punë dhe eksergji termike, dhe matet në bazë të punës ose aftësisë për të prodhuar punë</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Matet vetëm në mënyrë sasiore</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Matet në mënyrë sasiore dhe cilësore</li> </ul>

Analiza krahasuese në mes të rendimentit energjetik (termik) dhe rendimentit eksergjetik mund të arrihet duke ndryshuar ndonjërin nga parametrat e caktuar, si p.sh. duke ndryshuar sasinë e avullit në marrjet për ngrohësit rigjenerativ të ujit ushqyes, ose në ndryshimin e temperaturës së rrethinës. Në fig. 6.1., është paraqitur në mënyrë grafike rendimenti energjetik (termik), si dhe rendimenti eksergjetik, në funksion të ndryshimit të temperaturës së rrethinës nga 273 K deri në 303 K.

Rënia e rendimentit termik shkaktohet për arsye se me rritjen e temperaturës së rrethinës, raporti në mes temperaturës së rrethinës dhe temperaturës ekuivalente të ciklit rritet, kështu duke u zbritur nga vlera 1, rendimenti gjithnjë shkon duke u zvogëluar. Ndërsa rendimenti eksergjetik shkon duke u rritur me rritjen e temperaturës së rrethinës, për arsye sepse me rritjen e temperaturës së rrethinës, zvogëlohet eksergjia si shkak i zvogëlimit të diferencës temperaturike në mes fluidit punues dhe rrethinës, dhe kjo ndikon në rritjen e rendimentit eksergjetik.

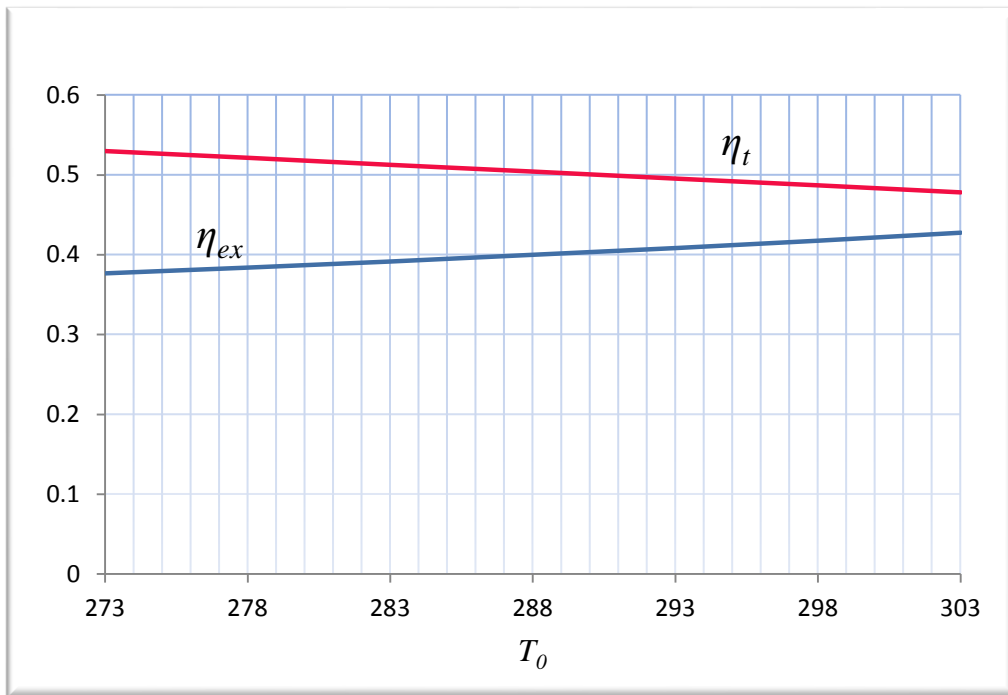


Fig. 6.1. Paraqitja grafike krahasuese në mes rendimentit energjetik dhe eksergjetik të TC Kosova A3, për temperatura të ndryshme të rrethinës  $T_0$

## **7. ANALIZA EKSERGJETIKO - EKONOMIKE E SISTEMEVE PËR PRODHIMIN E ENERGJISË ELEKTRIKE**

Në analizën dhe dizajnimin e sistemeve energjetike përdoren shpesh teknika të cilat kombinojnë disiplina shkencore (kryesisht termodinamikën) me disiplina ekonomike (kontabilitetin e kostos) për të arritur dizajne optimale. Për konvertimin e energjisë në pajisje, kontabiliteti i kostos konvencionalisht merr parasysh kostot njësi të bazuara në energji. Rezultatet e shpenzimeve janë më të sakta nëse kontabiliteti i kostos bazohet në eksergjinë termodinamike.

Një tjetër metodë për të diskutuar meritat e termoeconomisë identifikon si të rëndësishëm raportin e shkallës së humbjeve termodinamike ndaj kostos së kapitalit. Qasja përfshin ekzaminimin e të dhënave për pajisjet në sistem, dhe duke treguar se ekzistojnë korrelacione midis kostos kapitale dhe humbjeve termodinamike specifike të bazuara në ligjin e dytë (d.m.th. humbjet totale dhe të brendshme eksergjetike).

Tsatsaronis (1987) identifikon katër lloje kryesore të metodologjive të analizës, në varësi nga:

1. Kontabiliteti i kostos eksergjetiko-ekonomike.
2. Analiza kalkuluase eksergjetiko-ekonomike.
3. Numri i ngjashmërisë eksergjetiko-ekonomike.
4. Diagrami i efikasitetit të produktit / kostos.

Para trajtimit eksergoekonomik, kryhen analizat e ligjit të parë dhe të dytë të termodinamikes. Në analizën e ligjit të parë, përcaktohen vlerat e energjisë dhe të efikasitetit. Në analizën e ligjit të dytë, llogaritet ireversibiliteti i gjenerimit në çdo vëllim të kontrollit. Kështu, është e mundur të vlerësojmë, si në mënyrë cilësore ashtu edhe sasiore, eksergjinë në çdo pikë të bllokut. Kostoja eksergoekonomike lidhet direkt me energjinë në çdo rrjedhje. Në llogaritjen e kostos monetare hyjnë: shpenzimet e karburanteve, uji, investimet, mirëmbajtja dhe operimi i impiantit. Kështu, mund të merren informacionet në lidhje me performancën e tërësisë së termocentralit. Sipas Tsatsaronis, analiza eksergoekonomike ka objektivat e mëposhtme:

- a) të identifikojë vendndodhjen, madhësinë dhe burimet e vërteta të humbjeve termodinamike (humbjet e ekzistuar dhe humbjet eksergjetike);
- b) për të llogaritur koston lidhur me humbjet eksergjetike dhe eksergjinë e humbur në çdo komponentë të bllokut, dhe
- c) për të analizuar formimin e kostos të secilit produkt veç e veç, në ato sisteme termike të cilat prodhojnë më shumë se një produkt.

Një numër hulumtuesish kanë zhvilluar metoda të kryerjes së analizave ekonomike të bazuara në eksergji, siç janë: Bejan, Szargut, Kotas, Rosen, Dincer, etj.

### 7.1. Çmimet e energjisë dhe eksergjisë

Përzgjedhja e burimeve të energjisë për përdorime industriale dhe të tjera kryesisht udhëhiqet nga çmimet. Sistemet e transformimit të energjisë kështu vendosin kërkesa për sistemin e furnizimit me energji. Ndonjëherë, sistemet e konvertimit të energjisë tregohen joekonomike, p.sh., çmimet janë të pasakta ose të pamjaftueshme si bazë për planifikim. Një shembull i kësaj situate është kur çmimet vendosen në bazë të vlerësimeve politike të shkurtra ose në njohuritë e pamjaftueshme të resursit në fjalë dhe pasojat e përdorimit të tij. Prandaj është e rëndësishme të gjenden më shumë metoda të shëndosha për caktimin e çmimeve. Çmimet e bazuara në vlerat eksergjetike mund të dizajnohen në mënyrë që të nxisin kursimin e burimeve dhe teknologjinë efikase. Çmimet e burimeve fizike duhet të vendosen më shumë në lidhje me vlerën e tyre fizike, domethënë, eksergjinë.

Dallimet në mes të vlerave të energjisë dhe eksergjisë për disa lëndë djegëse të zakonshme, të cilat mund të ndikojnë në caktimin e çmimeve, janë përmbledhur shkurtimisht më poshtë, bazuar në një studim në Göteborg, Suedi (Wall, 1997):

- *Energjia elektrike*: Energjia elektrike është teorikisht, plotësisht e konvertueshme në punë. Çmimi i energjisë është pra edhe çmimi i eksergjisë. Çmimi i energjisë elektrike ndryshon në mënyrë të konsiderueshme nga disa faktorë, duke përfshirë kapacitetin (ose fuqinë maksimale), konsumin e karburantit dhe kostot fikse dhe të ndryshueshme për sistemin.

- *Benzina*: Benzina përbëhet kryesisht nga oktani ( $C_8H_{18}$ ) për të cilën përmbajtja e eksergjisë është rreth 94% e vlerës së energjisë.

- *Nafta*: Përmbajtja e eksergjisë në naftë është rreth 97% e përmbajtjes së saj të energjisë (bazuar në nxehtësinë e ultë të djegies).

- *Qymyri*: Përmbajtja e eksergjisë dhe çmimi i qymyrit ndryshojnë për çdo lloj qymyri.

- *Produktet e drurit*: Vlera e produkteve të drurit ndryshon në mënyrë të konsiderueshme në varësi të përmbajtjes së ujit. Në rastin e drurit me përmbajtje 50% ujë, vlerat e energjisë dhe eksergjisë janë 12.4 MJ / kg dhe respektivisht 12.1 MJ / kg.

### 7.2. Përcaktimi i termave kyç

Ekulibri i përgjithshëm për sasinë në një sistem mund të shkruhet si:

$$Sasia\ që\ hyn + Gjenerimi - Sasia\ që\ del - Konsumi = Akumulimi \quad (7.1)$$

- Bilancet termodinamike

Energjia nuk mund të gjenerohet e as të konsumohet, përderisa eksergjia konsumohet gjatë proceseve ireversibile. Lidhur me këtë ekuacioni (7.1) mund të shkruhet si:

$$Energjia\ në\ hyrje - Energjia\ në\ dalje = Energjia\ e\ akumuluar \quad (7.2)$$

dhe

$$\text{Eksergjia në hyrje} - \text{Eksergjia në dalje} - \text{Eksergjia e konsumuar} = \text{Eksergjia e akumuluar} \quad (7.3)$$

- Bilancet ekonomike

Kostoja (çmimi) është një sasi e pankonservuar, në rritje. Ekuacioni i përgjithshëm nga (7.1) për koston, mund të shkruhet:

$$\text{Kosto në hyrje} + \text{Gjenerimi i koston} - \text{Kosto në dalje} = \text{Kosto e akumuluar} \quad (7.4)$$

- Humbjet energjetike

Humbjet energjetike mund të identifikohen nga bilanci energjetik (7.2). Shkalla e humbjeve energjetike paraqitet me anë të shprehjes  $\dot{L}_{en}$ . Kështu që:

$$\dot{L}_{en} = \text{Shkalla e humbjeve energjetike}$$

- Humbjet eksergjjetike

Humbjet eksergjjetike mund të identifikohen nga bilanci eksergjjetik (7.3). Njihen dy lloje të humbjeve eksergjjetike: a) Humbjet eksergjjetike në dalje, të cilat paraqesin humbjet e lidhura me eksergjinë e cila emitohet nga sistemi, si dhe b) Konsumi i eksergjisë, i cili paraqet humbjet e brendshme eksergjjetike si pasojë e ireversibilitetit. Këto dy lloje të eksergjisë paraqesin humbjet totale eksergjjetike. Prandaj, shkalla e humbjes e bazuar nga eksergjia,  $\dot{L}_{ex}$ , shprehet si:

$$\dot{L}_{ex} = \text{Shkalla e konsumit të eksergjisë} + \text{Shkalla e humbjes së eksergjisë në dalje} \quad (7.5)$$

- Shkalla e humbjeve energjetike në përgjithësi:

$$\dot{L}_{en} = \sum_{\text{Hyrje}} \text{Shkalla e rrjedhjes së energjisë} - \sum_{\text{Dalje}} \text{Shkalla e rrjedhjes së energjisë} \quad (7.6)$$

Shkalla e humbjeve eksergjjetike në përgjithësi, mund të shprehet:

$$\dot{L}_{ex} = \sum_{\text{Hyrje}} \text{Shkalla e rrjedhjes së eksergjisë} - \sum_{\text{Dalje}} \text{Shkalla e rrjedhjes së eksergjisë} \quad (7.7)$$

- Kostoja e kapitalit

Shprehet duke përdorur bilancet e mësipërme, dhe shënohet me  $K$ , ku:

$$K = \text{Kostoja kapitale} \quad (7.7)$$

- Raporti i humbjeve termodinamike - energjetike ndaj koston së kapitalit:

$$R = \frac{\dot{L}_{en}}{K}$$

- Raporti i humbjeve termodinamike - eksenergjetike ndaj koston të kapitalit:

$$R = \frac{\dot{L}_{ex}}{K} \quad (7.8)$$

### 7.3. Analiza eksenergjetiko - ekonomike e termocentralit Kosova A3

Kostoja e ndërtimit të termocentraleve karakterizohet me investimin specifik për njësi të fuqisë instaluese. Kjo kosto ndahet në dy grupe: kostoja proporcionale e kapacitetit të instalimit (fikse) dhe kostoja e energjisë së prodhuar (kosto e punës).

Të dhënat termodinamike për përcaktimin e koston specifike në varësi nga kapaciteti instalues, humbjet energjetike, si dhe humbjet eksenergjetike të bllokut, janë shfrytëzuar nga Termocentrali Kosova A, përkatësisht njësia prodhuese A3. Parametrat kryesor janë marrë nga skema termike në fig. 3.3., nga tab. 3.1., si dhe nga tab. 3.2.

Nga llogaritjet në kapitujt paraprak, kemi ardhur deri në rezultatet si vijojnë:

- Rendimenti energjetik (termik) i njësisë prodhuese A3, është 37.50 %;
- Rendimenti eksenergjetik është 41.00 %.

Përpos rendimentit energjetik dhe eksenergjetik, janë llogaritur edhe humbjet energjetike dhe eksenergjetike në pajisjet kryesore të bllokut.

Për paraqitjen grafike të koston specifike të ndërtimit në varësi të kapacitetit instalues të bllokut, shfrytëzohet shprehja nga të dhënat ndërkombëtare:

$$K_s = 0.00031P^2 - 0.223P + 123.9$$

Ku:

$K_s$  (%) - paraqet koston specifike të ndërtimit të termocentralit, përkatësisht bllokut;  
 $P$ , MW- kapacitetin instalues të termocentralit, përkatësisht bllokut.

Në varësi nga kapaciteti instalues i bllokut, kostoja specifike e ndërtimit është dhënë në tab. 7.1., si dhe diagrami i kësaj varësie është paraqitur në fig. 7.2.

Tab. 7.1. Vlera e koston specifike të ndërtimit të bllokut në varësi të kapacitetit instalues

$P, MW$	50	100	150	200	250	300	350	400
$K_s, \%$	126	109	105	100	97	94	92	89

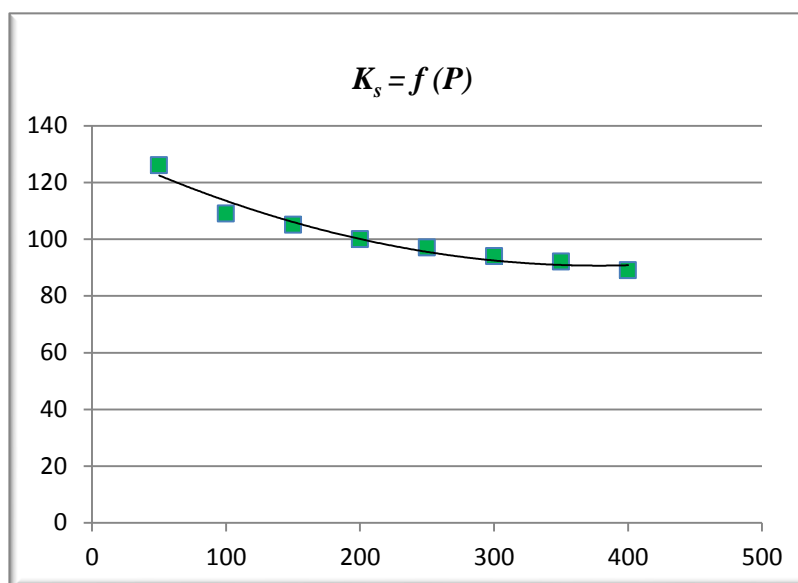


Fig. 7.2. Grafiku i varësisë së koston së ndërtimit, në funksion të kapacitetit instalues të termocentralit

Me anë të diagramit mund të vërtetojmë se për ndërtimin e bllokut me kapacitet 200 MW, siç është termocentrali Kosova A3, kostoja specifike e tij ka vlerën në përqindje rreth:

$$K_s = 0.00031 \cdot 200^2 - 0.223 \cdot 200 + 123.9 = 91.7\%$$

Nga diagrami mund të vërtetohet se me rritjen e kapacitetit instalues të termocentralit, zvogëlohet përqindja e ndërtimit të tij.

### 7.3.1. Humbjet energjetike të bllokut, si dhe raporti i humbjeve ndaj kosos së kapitalit

Në nënkapitullin 3.3.6. gjatë përcaktimit të bilancit energjetik të disa pjesëve kryesore të bllokut Kosova A3, janë llogaritur humbjet energjetike të cilat ndodhin në ciklin e punës së fluidit punues. Nga shuma e humbjeve energjetike në pajisjet e bllokut vijmë në përfundim se totali i humbjeve energjetike është 1938.61 kJ/kg. Humbjet energjetike në përqindje janë: 15% - humbjet energjetike në gjeneratorin e avullit, 0.0085% - humbjet energjetike në rrjetën transportuese, 52.6% - humbjet energjetike në kondensator, 0.32% - humbjet energjetike në turbinë, si dhe 0.47% - humbjet energjetike në gjeneratorin elektrik.

<i>Humbjet energjetike të fluidit punues në:</i>	<i>në, kJ/kg</i>
Gjenerator të avullit	420.05
Rrjetë transportuese	23.8
Kondensator	1472.8
Turbinë	8.84
Gjenerator elektrik	13.12
<b>Totali i humbjeve:</b>	<b>1938.61</b>

Humbjet më të mëdha energjetike ndodhin në kondensator me rreth 1472.8 kJ/kg. Kjo mund të vërehet edhe në grafik, në fig. 7.1.

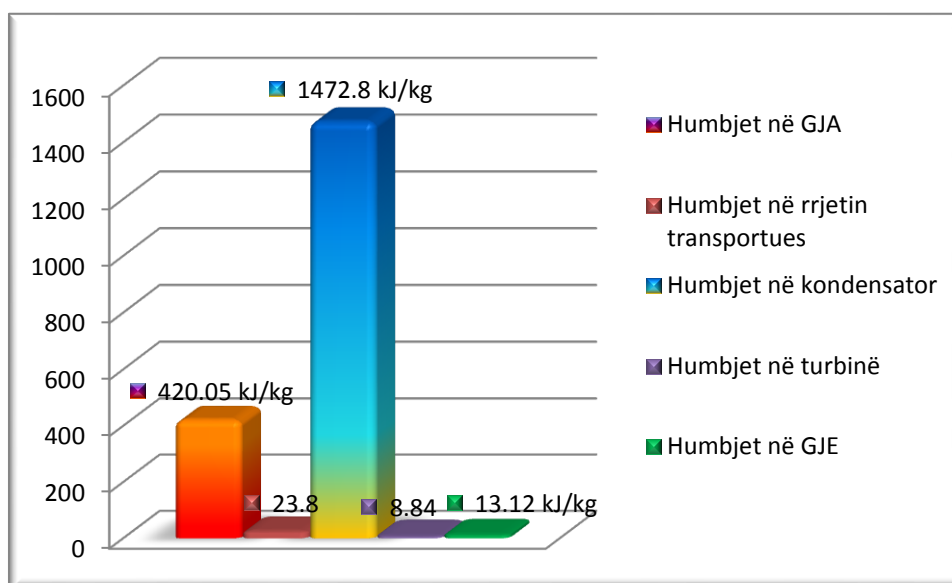


Fig. 7.1. Grafiku i humbjeve energjetike në bllokun A3, të TC - Kosova A



Tani duke i ditur humbjet energjetike në pjesët kryesore të bllokut, si dhe vlerën e kostos specifike kapitale, raporti i humbjeve energjetike ndaj kostos specifike të ndërtimit, është:

$$R = \frac{\dot{L}_{en}}{K} = \frac{1938.61}{91.7} = 21.14 \frac{\text{kJ/kg, humbje energjetike}}{\% \text{ të kostos}}$$

### 7.3.2. Humbjet eksergjetike të bllokut, si dhe raporti i humbjeve ndaj kostos së kapitalit

Në nënkapitullin 5.4. gjatë përcaktimit të bilancit eksergjetik të disa pjesëve kryesore të bllokut Kosova A3, janë llogaritur humbjet eksergjetike të cilat ndodhin në ciklin e punës së fluidit punues. Nga shuma e humbjeve eksergjetike në pajisjet e bllokut vijmë në përfundim se totali i humbjeve energjetike është 1506.02 kJ/kg. Humbjet eksergjetike në përqindje janë: 83.6% - humbjet eksergjetike në gjeneratorin e avullit, 10.65% - humbjet energjetike në kondensator, 4% - humbjet eksergjetike në turbinë, si dhe 1.27% - humbjet eksergjetike në pompë.

<i>Humbjet eksergjetike të fluidit punues në:</i>	<i>në, kJ/kg</i>
Gjenerator të avullit	1264.37
Kondensator	161.2
Turbinë	61.23
Pompë	19.22
<b>Totali i humbjeve:</b>	<b>1506.02</b>

Humbjet më të mëdha eksergjetike ndodhin në gjenerator të avullit me rreth 1264.37 kJ/kg. Kjo mund të vërehet edhe në grafik, në fig. 7.2.

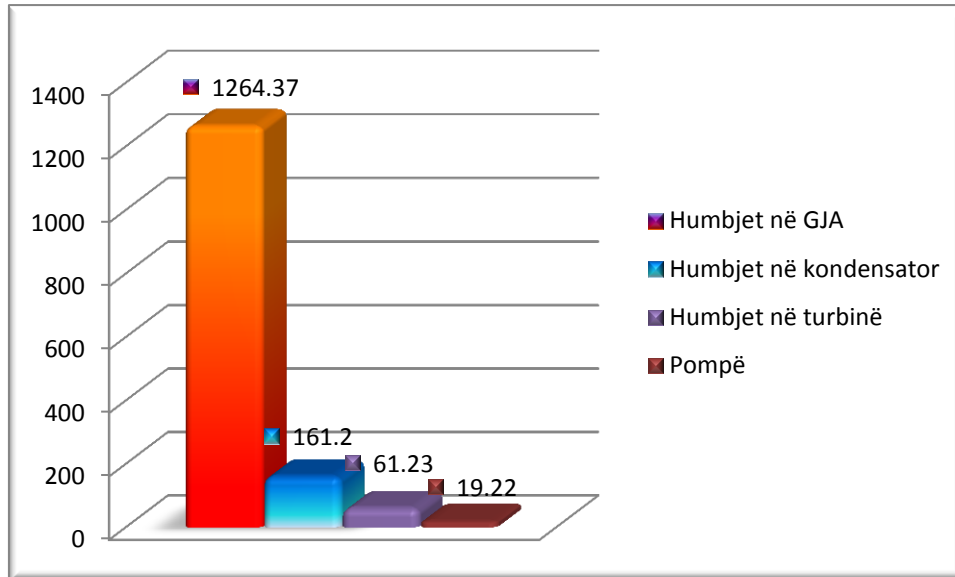


Fig. 7.2. Grafiku i humbjeve eksergjetike në bllokun A3, të TC - Kosova A

Duke i ditur humbjet eksergjetike në pjesët kryesore të bllokut, si dhe vlerën e kostos specifike kapitale, raporti i humbjeve eksergjetike ndaj kostos specifike të ndërtimit, është:

$$R = \frac{\dot{L}_{ex}}{K} = \frac{1506.02}{91.7} = 16.42 \frac{kJ/kg, \text{humbje energjetike}}{\% \text{ të kostos}}$$

## **8. PËRFUNDIMI**

Me anë të këtij punimi është arritur një analizë më e thellë në lidhje me karakteristikat dhe cilësitë energjetike të një termocentrali, në aspektin termodinamik. Si shembull konkret për shqyrtim është marrë njësia prodhuese A3, e Termoelektrocentralit Kosova A. Kjo njësi ka kapacitet prodhues prej 200 MW, dhe së bashku me blloqet tjera përbënë tërësinë e termocentralit. Për të vazhduar drejt thelbit të temës fillimisht janë përshkruar disa prej parimeve kryesore termodinamike, siç janë sqarimet në lidhje me termin energji dhe eksergji, pastaj përcaktimi i rendimentit energjetik (termik) dhe eksergjetik të ciklit Carnot dhe Rankin, duke përfunduar pastaj me analizën e termocentralit, analizën energjetike, eksergjetike dhe eksergjetiko-ekonomike të ciklit të punës së termocentralit. Secila analizë është filluar me kuptimet themelore teorike, duke vazhduar pastaj me llogaritjet përkatëse për njësinë në fjalë.

Në analizën e termocentralit Kosova A3 janë përshkruar karakteristikat kryesore të tij, duke përfshirë këtu pjesët kryesore përbërëse të bllokut me funksionin dhe tiparet që e karakterizojnë secilin veç e veç, siç janë: gjeneratori i avullit, turbina e presionit të lartë, turbina e presionit të mesëm, turbina e presionit të ultë, kondensatori, kulla ftohëse, pompa ushqyese, pompa qarkulluese, pompa kondensuese, si dhe ezhektori. Për ilustrim janë paraqitur foto të termocentralit për secilën pajisje, duke përfshirë edhe përgatitjen e ujit.

Për të arritur te përcaktimi i rendimentit energjetik (termik), është bërë llogaritja e bilanceve energjetike për secilin ngrohës rigjenerativ, në mënyrë që të përcaktohen marrjet e avullit nga turbina për ngrohjen e ujit ushqyes në ngrohës rigjenerativ të tipit sipërfaqësor. Pas përcaktimit të marrjeve në kg/kg, është bërë llogaritja e rënieve termike në turbinë (TPL, TPM dhe TPU), pastaj është përcaktuar puna e dobishme e ciklit me rreth  $200.11 \text{ MW} \approx 200 \text{ MW}$ . Rendimenti termik rezulton të jetë 37.5%. Në varësi nga ndryshimi i temperaturës së rrethinës, rendimenti energjetik (termik) shkon duke u zvogëluar për arsye se me rritjen e temperaturës së rrethinës, raporti në mes temperaturës së rrethinës dhe temperaturës ekuivalente të ciklit rritet, kështu duke u zbritur nga vlera 1, rendimenti gjithnjë shkon duke u zvogëluar.

Pas përcaktimit të rendimentit termik, është konstruktuar diagrami Sankey për bilancin energjetik të bllokut. Te ky diagram janë përcaktuar humbjet energjetike dhe humbjet relative energjetike në gjenerator të avullit, në turbinë, në rrjetin transportues, në kondensator dhe në

gjenerator elektrik. Në fund të analizës energjetike është vërtetuar se humbjet më të mëdha energjetike ndodhin në kondensator, për shkak se 52.6 % e energjisë hedhet në atmosferë me anë të kullës ftohëse. Metodrat më të njohura për evitimin e humbjeve të mëdha energjetike në atmosferë, si dhe rritjen e rendimentit termik duke e shfrytëzuar sa më shumë avullin nga turbina me kondensim, janë: termofikimi, i cili paraqet marrjen e një sasive të avullit nga turbina e presionit të ulët për konsumatorët termik, ose me anë të marrjeve të avullit për ngrohje rigjenerative të ujit ushqyes, etj.

Analiza eksergjetike është filluar më përcaktimin e rendimentit eksergjetik, ku janë përcaktuar eksergjitë e fluidit punues në pikat kryesore, siç janë eksergjitë e avullit në hyrje të TPL, TPM dhe TPU, si dhe eksergjia e ujit ushqyes në hyrje të gjeneratorit të avullit. Si rezultat rendimenti eksergjetik i ciklit punues është 41%. Ky rendiment në varësi të temperaturës së rrethinës ka rezultuar të rritet, për arsye sepse me rritjen e temperaturës së rrethinës, zvogëlohet eksergjia si shkak i zvogëlimit të diferencës temperaturike në mes fluidit punues dhe rrethinës, dhe kjo ndikon në rritjen e rendimentit eksergjetik.

Analiza ka vazhduar duke konstruktuar diagramin Grassmann, në mënyrë që të paraqitet në formë grafike bilanci eksergjetik i bllokut. Gjatë llogaritjes së bilancit eksergjetik për secilën pajisje kryesore është evidentuar se humbjet më të mëdha eksergjetike ndodhin në gjeneratorin e avullit, rreth 83.6 % për shkak të diferencës temperaturike në mes të flakës dhe fluidit që qarkullon në ekranet e gjeneratorit të avullit, dhe propozohet që t'i kushtohet vëmendje më e madhe në termet e dizajnit dhe konstruktimit të tij.

Meqenëse analiza me metodën eksergjetike i mbulon limitet e ligjit të parë, e cila bazohet edhe në ligjin e dytë të termodinamikës, analiza eksergjetike lokalizon vendin e degradimit të energjisë në proces dhe me këtë mundëson të arrihen zhvillime teknologjike. Për këtë arsye është bërë krahasimi në mes të rendimentit energjetik dhe atij eksergjetik në varësi të ndryshimit të temperaturës së rrethinës dhe është paraqitur grafikisht.

Dhe si përfundim është bërë analiza eksergoekonomike, duke bërë kombinimin në mes të termodinamikës dhe ekonomisë me një term të përbashkët, ku kjo analizë vlerëson koston për njësi të produkteve të tilla si energjia elektrike dhe avulli dhe vlerëson humbje monetare për shkak të pakthyeshmërisë. Gjithashtu, kjo analizë ofron një mjet për dizajnimin optimal dhe funksionimin e sistemeve komplekse. Pasi që janë përcaktuar humbjet energjetike dhe eksergjetike në kapitujt paraprak, atëherë shuma e humbjeve energjetike në sistem gjithsej është 1938.61 kJ/kg, ndërsa shuma e humbjeve eksergjetike është 1506.02 kJ/kg. Me anë të termeve dhe teorive të përcaktuara nga hulumtues të njohur të lëmisë së termikës, janë dhënë

shprehje për përcaktimin e varësisë së kostos specifike të ndërtimit të termocentralit, ndaj kapacitetit instalues të tij. Për rastin tonë, kapaciteti instalues është 200 MW dhe me anë të llogaritjeve është vërtetuar se kostoja specifike e ndërtimit të bllokut A3 të termocentralit Kosova A në përqindje është 91.7%. Gjithashtu janë shqyrtuar edhe rastet tjera me kapacitet tjetër instalues, ku ka rezultuar si përfundim se me rritjen e kapacitetit instalues, zvogëlohet kostoja specifike e ndërtimit të termocentralit. Gjithashtu, është përcaktuar raporti i humbjeve energjetike dhe eksnergjetike, ndaj kostos së kapitalit. Nga e tërë kjo analizë, rezulton që në mënyrë të rritjes së efikasitetit të njësisë prodhuese A3, të termocentralit Kosova A, investimet më të mëdha duhet të fokusohen në dizajnimin dhe konstruktimin e pajisjeve më efikase, kryesisht të atyre në të cilat janë evidentuar humbjet e mëdha energjetike dhe eksnergjetike.

## **9. CONCLUSION**

In this paper, is made a deeper analysis of the thermal characteristics and qualities of a thermal power plant in the thermodynamic aspect. As a concrete example for consideration, is taken the production unit A3, of Thermoelectric Power Plant Kosova A. This unit has a production capacity of 200 MW, and together with the other units constitute the whole of power plant. To go to the essence of the subject, some of the main principles of thermodynamics have been described, such as explanations regarding the terms energy and exergy, then the determination of the energy (thermal) and exergy efficiency of the Carnot and Rankin cycles, ending with the analysis of power plant, energetic analysis, exergetic and exergoeconomic analysis of the power plant cycle. Each analysis is started with theoretical meanings, then proceeding with the respective calculations for the unit in question.

In the analysis of Kosovo A3 power plant are described its main characteristics, including the main components of the block with the function and the characteristics that are separated, such as: steam generator, high pressure turbine, medium pressure turbine, low pressure turbine, condenser, cooling tower, feeding pump, circulating pump, condensing pump, and ejector. For illustration, is shown a picture of the power plant for each device, including water preparation.

To achieve the determination of energy (thermal) efficiency has been calculated energy balance for each regenerative water heater in order to determine the intake steam from the turbine to heat the water of the surface regenerative heat exchanger. After determining the intake of steam in kg / kg, is made the calculation of the thermal decreases in the turbine (HPT, MPT and LPT), then is determined the useful work of the cycle with 200.11 MW  $\approx$  200MW. The thermal efficiency results to be 37.5%. Depending on the temperature changes of the cycle, the energy (thermal) efficiency decreases, because with the increase of the surrounding temperature, the ratio between the surrounding temperature and the equivalent temperature of the cycle increases, so subtraction by the 1 value, the efficiency always decreases.

After the determination of the thermal efficiency, is constructed the Sankey diagram for the energy balance of the unit. This diagram defines the energy losses and relative energy losses in the steam generator, in the turbine, in the transport network, the condenser and the electric generator.

At the end of the energy analysis it is proved that the biggest losses of energy occur in the condenser, because 52.6% of the energy is discharged into the atmosphere at the cooling tower.

The most popular methods for avoiding large energy losses in the atmosphere as well as increasing thermal efficiency by utilizing as much steam from condensation turbines are: cogeneration, which means receiving a quantity of steam from the Low-Pressure Turbine for thermal consumers, or by intakes of steam for regenerative water heaters, etc.

Exergy analysis is initiated with the determination of exergy efficiency, where is determined the exergy of the working fluids at the main points, such as the steam exergy at the inlet of HPT, MPT and LPT, as well as the exergy of the water at the inlet of the steam generator. As a result, the exergy efficiency of the working cycle is 41%. This efficiency depending on the temperature of the surroundings has resulted to increase, because with the increase of the surrounding temperature, the exergy is reduced as a result of the reduction of the differential temperature between the working fluid and the surrounding, and this affects the increase of the exergy efficiency.

The analysis continued by constructing the Grassmann diagram in order to present graphically the exergy balance of the unit. During the calculation of the exergy balance for each main device it is evidenced that the greatest exergetic losses occurs in the steam generator, about 83.6% due to the temperature difference between the flame and the fluid circulating on the steam generator screens, and it is proposed to pay attention to the design terms and its construction.

Since exergy analysis covers the limits of the first law, which is also based on the second law of thermodynamics, exergetic analysis localizes the place of energy degradation in the process and thus enables technological developments. For this reason, is made the comparison between energy and exergy efficiency, depending on the temperature changes of the environment and is presented graphically.

And ultimately, is made the exergoeconomic analysis, combining thermodynamics and economics with a common term, whereby this analysis assesses the unit cost of products such as electricity and steam and assesses monetary losses due to irreversibility. Also, this analysis provides a tool for optimum design and operation of complex systems. Since energy and exergy losses are determined in the previous chapters, the total energy losses in the total system are 1938.61 kJ / kg, while the amount of exergy losses are 1506.02 kJ / kg.

By terms and theories determined by well-known thermal field researchers, are given expressions to determine the specific cost of the power plant construction to its installed capacity. For our case, the installation capacity is 200 MW and by calculations it is proved that the specific cost of production unit A3 of Kosovo A power plant in percentage is 91.7%.

Other cases with other installation capacity have also been considered, which resulted that with the increase of the installation capacity, the specific cost of construction of the power plant is reduced. Also, is been determined the ratio of energy and exergy losses to the cost of capital.

From this analysis, it results that, in order to increase the efficiency of the A3 production unit of Kosovo A power plant, the largest investments should focus on the design and construction of the most efficient equipment, mainly those in which are identified the large energetic and exergetic losses.



## **LITERATURA**

1. Bresa, Q. Filkoski, R. Krasniqi, M. Krasniqi. D. - "Comparative Energy and Exergy Analysis of Generation Units A2 and A5 of Thermal Power Plant Kosova A" International Journal of Modern Engineering Research (2016), vëll.6, Nr. 9, ff. 63-68. [http://www.ijmer.com/papers/Vol6\\_Issue9/Version-2/I92263670](http://www.ijmer.com/papers/Vol6_Issue9/Version-2/I92263670).
2. Dang, R. Mangal, S.K. Gaurav. – "Exergoeconomic Analysis of 600MW Thermal Power Plant", SSRG International Journal of Thermal Engineering, (SSRG-IJTE) (2016), vëll.2.
3. Dincer, I. Midilli, A. Kucuk, H.- "Progress in Exergy, Energy, and the Environment", 2014
4. Dincer, I. Rosen, M. A. - "Exergy, Energy, Environment And Sustainable Development", 2007
5. Eboh, F. Ahlstrom, P.-"Exergy Analysis of Solid Fuel-Fired Heat and Power Plants: A Review", ResearchGate, 2017
6. Krasniqi, F.- "Termocentralet e Kosovës", ASHAK, Prishtinë, 2010.
7. Krasniqi, F.- "Termofikimi dhe Rrjetet Termike", ASHAK, 2010.
8. Kumar, R. Kumar, Dr. A. Kaushik, Dr. SC. - "Exergy Methods: Application to Thermal Power Plants", National Conference on Trends And Advances in Mechanical Engineering, YMCA Institute of Engineering, Fariadabad, Haryana, 9-10 Dhjetor, 2006.
9. M. Krasniqi, Filkoski, R. Krasniqi, D. Bresa, Q. - "Comparison of Value Thermal and Exergy Efficiency Power Plants Kosova A5" International Journal of Modern Engineering Research (2016), vëll.6, Nr. 9, ff. 24-28. [http://www.ijmer.com/papers/Vol6\\_Issue9/Version-1/D69012428.pdf](http://www.ijmer.com/papers/Vol6_Issue9/Version-1/D69012428.pdf)
10. Milanovic, Z. - "Poglavlje 4 Visestepene Parne Turbine", ResearchGate, 2015
11. Msc. Marigona Krasniqi: Tema e Diplomës Master, UP, FIM, 2016
12. Rashidi. M. M. Ali, M. E. – "Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters", ResearchGate, 2014
13. T. Ganapathy, N. Alagumurthi, R.P. Gakkhar, K. Murugesan. – "Exergy Analysis of Operating Lignite Fired Thermal Power Plant", Journal of Engineering Science and Technology Review (2009), ff. 123-130.
14. Materiale të siguruara nga inxhinierët në Termocentralin Kosova A

15. Literaturë nga interneti:

[https://en.wikipedia.org/wiki/Nicolas\\_L%C3%A9onard\\_Sadi\\_Carnot](https://en.wikipedia.org/wiki/Nicolas_L%C3%A9onard_Sadi_Carnot)

[https://en.wikipedia.org/wiki/Sankey\\_diagram](https://en.wikipedia.org/wiki/Sankey_diagram)

[https://en.wikipedia.org/wiki/William\\_John\\_Macquorn\\_Rankine](https://en.wikipedia.org/wiki/William_John_Macquorn_Rankine)

<https://www.britannica.com/science/Rankine-cycle>