

**UNIVERSITETI I PRISHTINËS “HASAN PRISHTINA”
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE
DEPARTAMENTI I TERMOENERGJETIKES**



**ANALIZA E PROCESVEVE TË KULLËS FTOHËSE NË
TERMOCENTRALIN KOSOVA B**

(PUNIM DIPLOME – MASTER)

Mentori:
Prof. Dr. Ali Muriqi

Kandidati:
Bsc. Fjolla Mehmeti

Prishtinë, 2018

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



**MASTER’S THESIS
“ANALYSIS OF THE COOLING TOWER PROCESSES IN
KOSOVO B POWER PLANT”**

Mentor:

Prof. Dr. Ali Muriqi

Candidate:

BSc. Fjolla Mehmeti

Prishtina, 2018

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| NOMENKLATURA..... | 6 |
| Hyrje..... | 8 |
| 1. BAZAT E KULLËS FTOHËSE..... | 9 |
| 1.1. Pajisjet kryesore të Termocentralit “Kosova B” | 9 |
| 1.1.1. Gjeneratori i avullit (Kaldaja)..... | 9 |
| 1.1.2. Turbina dhe Gjeneratori..... | 11 |
| 1.1.3. Kulla ftohëse | 12 |
| 1.2. Llojet e kullave ftohëse | 13 |
| 1.3. Karakteristikat kryesore të kullave ftohëse natyrore dhe mekanike | 16 |
| 1.4 Ajri i lagësht..... | 17 |
| 1.4.1. Madhësitë themelore të ajrit të lagësht..... | 17 |
| 1.5. Hargjimet e ujit për bllok (B1 ose B2)..... | 22 |
| 1.6. Pompat e ujit të ftohjes në Termocentralin “Kosova B” | 25 |
| 2. KOMPONENTËT STRUKTURALE DHE MEKANIKE | 27 |
| 2.1 Komponentët strukturale | 27 |
| 2.2 Komponentët mekanike | 28 |
| 2.3 Komponentët elektrike | 29 |
| 2.4 Materialet e kullave..... | 29 |
| 3. ANALIZA E FTOHJES SE KONDENZATIT | 32 |
| 3.1 Uji ftohës në kondensator në Termocentralin “Kosova B” | 32 |
| 3.2 Përgatitja kimike e kondensatit në Termocentralin “Kosova B” | 33 |
| 3.3 Sistemi i ujit furnizues nga kondensatori..... | 34 |
| 3.4 Pajisjet e kondensimit | 35 |
| 3.4.1 Zbritja e temperaturës së kondensatit..... | 36 |
| 3.4.2 Humbjet e efikasitetit të turboagregatit | 36 |
| 3.4.3 Humbjet për shkak të temperaturës së lartë të ujit ftohës | 36 |
| 3.4.4 Humbjet e shkaktuara nga depërtimi i ajrit në kondensator..... | 37 |
| 3.4.5 Transmetimi i nxehtësisë në kondensator | 37 |
| 3.4.6 Diferenca mesatare logaritmike e temperaturës (DMLT)në mes të fluideve..... | 37 |
| 3.4.7 Mesatarja ari metrike e temperaturave | 38 |
| 4. ANALIZA TERMODINAMIKE E TRANSMETIMIT TË NXEHTËSISË NË KULLËN FTOHËSE..... | 39 |
| 4.1. Metoda e funksionimit | 39 |
| 4.1.1. Kushtet e projektimit | 40 |

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.1.2. Teoria e Baker-it dhe Shryock-ut (1961) për kullën ftohëse | 42 |
| 4.2. Llogaritja analitike e performancës së kullës ftohëse | 44 |
| 4.2.1. Përshkrimi i entalpisë në varësi të temperaturës | 47 |
| 4.3. Vlerësimi i performancës së projektimit të kullës natyrore sipas analizës së Merkelit dhe NTU-së..... | 49 |
| 4.4. Ekuacionet për transferimin e nxehtësisë dhe masës në mbushje për ajër të pangopur | 50 |
| 4.4.1 Teoria e Merkel-it..... | 50 |
| 4.4.2. Metoda e NTU-së | 55 |
| 4.4.3. Nxehtësia që refuzohet | 57 |
| 4.4.4. Temperatura e ujit në dalje | 59 |
| 4.4.5. Temperatura e ajrit në dalje..... | 61 |
| 4.4.6. Mesatarja e ajrit - Shkalla e rrjedhës së avullit të ujit (Projektimi i kullave)..... | 63 |
| 4.4.7. Shkalla e avullimit të ujit | 65 |
| 4.5. Analiza termodinamike e efikasitet të kullës ftohëse në TC “Kosova B” | 67 |
| 4.5.1. Efektiviteti i kullës ftohëse në stinën e verës | 68 |
| 4.5.2. Efikasiteti i kullës në stinën e dimrit..... | 70 |
| 4.5.3. Sasia e nxehtësisë që duhet largohet nga uji..... | 73 |
| PËRFUNDIMI | 74 |
| CONCLUSION | 75 |
| LITERATURA | 76 |

Falënderim

Me rastin e diplomimit në studimet postdiplomike në Fakultetin e Inxhinierisë Mekanike, falënderoj familjen për përkrahjen e vazhdueshme gjatë studimeve dhe të gjithë ata që kontribuan në arritjen e sukseseve të mia. Në veçanti falënderoj mentorin Prof. Dr. Ali Muriqin për sugjerimet e dhëna gjatë përgatitjes së punimit. Po ashtu, për ndihmesë të konsiderueshme gjatë punës në këtë diplomë e falënderoj gjithashtu kryetarin e komisionit Akad. Prof. Dr. Fejzullah Krasniqin si dhe anëtarin e komisionit Prof. Asc. Rexhep Selimaj.

Fjolla Mehmeti

NOMENKLATURA

| Shënimi/Njësia | Përshkrimi |
|---------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| p, Pa | Presioni absolut i ajrit të lagësht |
| V_{aj}, m^3 | Vëllimi i ajrit të lagësht |
| m_L, kg | Masa e ajrit të thatë në ajrin e lagësht |
| m_w, kg | Masa e lagështisë në ajrin e lagësht |
| $R_w = 461,51 J/(kg K)$ | Konstantja individuale e gazit për avullin e ujit në ajrin e lagësht |
| $R_L = 287 J/(kg K)$ | Konstantja individuale e gazit për ajrin e thatë në ajrin lagësht |
| $m_w, kgW;$ | Sasia e lagështisë në ajër |
| m_L, kgL | Sasia e ajrit të thatë |
| $x, kgW/(kgL)$ | Përmbajtja e lagështisë që jepet si parametër i gjendjes |
| $W, kg/orë$ | Konsumi i ujit ftohës |
| $C, kJ/kg \cdot K$ | Nxehtësia e ujit ftohës |
| t_u^d, K | Temperatura e ujit ftohës në dalje të kondensatorit |
| t_u^h, K | Temperatura e ujit ftohës në hyrje të kondensatorit |
| t_1, K | Temperatura e ujit të ftohtë në hyrje |
| t_2, K | Temperatura e ujit ftohës në dalje |
| t_3, K | Temperatura e ngopjes së avullit në kondensator |
| Dt_1, Dt_2, K | Ndryshimet e temperaturave |
| q_s, kW | Shkalla e transmetimit të përgjithshëm të nxehtësisë |
| $KL, W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$ | Elementet e përçueshmërisë, transmetimi i nxehtësisë, sasia e ujit në shtresën e ndërmjetme, |
| $L, ton/h$ | Shkalla e rrjedhjes së ujit në hyrje |
| V_{ft}, m^3 | Vëllimi ftohës |
| $m, (kg/h)$ | Shkalla e transmetimit të masës në shtresa e ndërmjetme të ajrit |
| $K', kg/h m^2 (kg/kg)$ | Elementi i përçueshmërisë të transmetimit të masës në shtresën e ndërmjetme ndaj ajrit |
| $W'', kg/kg$ | Raporti i lagështisë së shtresës të ndërmjetme |
| $W_a, kg/kg$ | Raporti i lagështisë së ajrit |
| q_L, kW | Shkalla e transmetimit të nxehtësisë latente në shtresën e ndërmjetme ndaj ajrit. |
| θ | Temperatura e dimensionuar |
| Q_{max} | Rrjedha maksimale e mundshme e nxehtësisë |
| $r, kJ/kg$ | Nxehtësia latente e avullimit (konstante), |

| | |
|---------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\dot{M}_w, \text{kg/s}$ | Prurja masive e ujit |
| $\dot{M}_a, [\text{kg/s}]$ | Prurja masive e ajrit |
| $h_{ma}, \text{J/K ajër avull}$ | Entalpia e përzierjes së avujve të ajrit |
| $i_{fgwo}, \text{J/K}$ | Nxehtësia latente |
| Lef | Tregues i përqindjeve relative të nxehtësisë dhe transmetimit të masës në një proces avullimi |
| $c_{pma}, \text{J/kgK}$ | Nxehtësia specifike e përzierjes së ajrit dhe avullit të ujit me ajrin e pangopur |
| a_{ft}, m^{-1} | Densiteti i zonës së mbushjes |
| A_{ft}, m^2 | Zona përkatëse ballore apo zona e sipërfaqes |
| Me_M | Numri Merkelit |
| A | Faktor i korrigjimit, sipas Bermanit |
| $h_{maswm}, \text{J/kg}$ | Entalpinë e ajrit të ngopur në temperaturën mesatare të ujit |
| NTU | Numri i njësisive transmetuese |
| Q, W | Nxehtësia e refuzuar |
| T_{wo}, K | Temperatura e ujit në dalje |
| T_{ao}, K | Temperatura e ajrit në dalje |
| $m_{av}, \text{kg/s}$ | Ajri mesatare, shkalla mesatare e rrjedhjes së avujve të ujit |
| $m_{w(evap)}, \text{kg/s}$ | Shkalla e rrjedhjes së ujit të avulluar nga rryma e ujit |
| $t_{uh}, ^\circ\text{C}$ | Temperatura e ujit në hyrje të kullës ftohëse |
| $t_{ud}, ^\circ\text{C}$ | Temperatura e ujit në dalje të kullës ftohëse |
| $t_{amv}, ^\circ\text{C}$ | Temperatura e ambientit të jashtëm në stinën e verës |
| <i>Shtrirja</i> | Ndryshimi i temperaturave në mes të ujit në hyrje dhe të atij në dalje të kullës ftohëse |
| <i>Qasja</i> | Ndryshimin në mes temperaturës së ujit të ftohtë të kullës ftohëse dhe temperaturës së termometrit të lagësht të ambientit |
| $\varepsilon, \%$ | Efikasiteti i kullës ftohëse |

Hyrje

Në kuadër të korporatës energjetike të Kosovës është Termocentrali “Kosova B” i cili termocentral është i ndarë në dy blloqe, në bllokun B1 dhe bllokun B2 dhe shërbejnë për prodhimin e energjisë elektrike, si mediume punues bazë e kullës ftohëse është uji dhe ajri. Termocentralet janë të dizajnuara në bazë të kushteve të kërkuara (si një cilësi e mirë e avullit, presionit dhe temperaturës së avullit etj.), por kushtet aktuale të hyrjes nuk janë sipas kushteve të projektuara. Në situata praktike, kur instalimet e energjisë elektrike janë të instaluar ka shumë kufizime. Kjo tenton të reduktojë ose të rrisë fuqinë e prodhimit dhe shkallën e nxehtësisë së termocentraleve. Për shkak të këtyre kushteve, fuqia e projektuar dhe shkalla e nxehtësisë nuk arrihen kurrë. Variacionet në prodhimin e energjisë nga fabrika janë gjithnjë çështje kontestimi. Pra, parametrat për fuqinë dhe shkallën e nxehtësisë gjenerohen për kushte të ndryshme të presionit të kondensatorit, shkalla e rrjedhjes së ujit përmes kondensatorit, ndryshimi i temperaturës. Në bazë të matjes së vendit dhe performancës së grumbullimit të dhënave për projektimin e njësisë të kondensatorit mund të vlerësohen. Këto vlerësime tregojnë se nëse kushtet e punës ndryshojnë, atëherë prodhimi i energjisë dhe shkalla e nxehtësisë ndryshojnë gjithashtu. Ky material trajton faktorët ose parametrat që reduktojnë efikasitetin e kondensatorit dhe kullës ftohëse. Kullat e ftohjes përdoren gjerësisht për aplikime të shumta, rezidenciale, komerciale dhe industriale. Ngrohja e refuzuar dhe uji i avulluar në kullat e ftohjes natyrore kanë vlerësuar në mënyrë kritike duke përdorur metodat e analizës së Merkel dhe numri i njësisë transmetuese (NTU-së), përkatësisht në kushte të ndryshme operative dhe mjedisore. Rëndësia e përdorimit të një metode të veçantë të analizës gjatë vlerësimit të karakteristikave të performancës së një materiali të caktuar të mbushjes dhe më pas duke përdorur të njëjtën qasje analitike për të parashikuar performancën e kullës së ftohjes është theksuar. Vlerësohen efektet e ambientit të lagësht dhe temperaturës në performancën e kullave ftohëse që përdorën metodat e analizës Merkelit dhe të NTU-së. Në këtë punë, ekuacioni i Merkelit për kullën ftohëse me lagështi të kundërt është zgjidhur analitikisht. Mospërputhja e entalpiave ajrit të ngopur në temperaturën merret me rëndësi. Ekuacionet e nxjerra analitike lejojnë përshkrimin e kullave ftohëse me shtrirje të mëdha të ftohjes.

Me metodën e paraqitur, temperatura e ujit dhe entalpia e ajrit përgjatë projektimit të kullave ftohëse gjithashtu mund të llogariten në mënyrë analitike. Rezultatet e marra analitikisht dhe numerikisht krahasohen me njëri-tjetrin.

Objektivi i punës së këtij punimi është të përcaktojë llogaritjen e efikasitetit të kullës ftohëse në Termocentralin “Kosova B” në stinën e verës dhe në stinën e dimrit, formimin e një modeli matematikor të efikasitetit dhe krahasimi i vlerave në këto dy stinë.

1. BAZAT E KULLËS FTOHËSE

1.1. Pajisjet kryesore të Termocentralit “Kosova B”

Divizioni i Termocentralit "Kosova B" përbëhet nga dy njësi gjeneruese të njohura si njësia B1 dhe B2. Projekti dhe dizajni i këtij termocentrali është bërë nga një kompani Europiane “STEIN INDUSTRIE”. Pajisjet kryesore të këtij termocentrali janë të prodhuara po ashtu nga kompani të njohura evropiane.



Fig. 1.1. Pamja e Termocentralit “Kosova B”

1.1.1. Gjeneratori i avullit (Kaldaja)

Kaldaja është prodhuar nga kompania “STEIN INDUSTRIE” me karakteristikat e mëposhtme:

- Prodhim të avullit 1000 t/h me presion prej 12.824 bar,
- Presioni i dizajnuar 15.582 bar,
- Temperatura e avullit të tejnxehtë 542°C,
- Temperatura e avullit të ri-tejnxehtë 542°C.

Kaldaja është e tipit pyrgor me qarkullim të dhunshëm me kapacitet 1000 t/h, me ri tejnxehtë, me ndezje direkte tangjenciale dhe largim të zgurës në gjendje të ngurtë. Karakteristikë themelore e kaldajës është vatra e madhe me kënde të drejta, me prerje tërthore (15.75 x 15.38) [m], zona e tërhequr e ndezësve të thëngjillit, vlera të ulëta të ngarkesave termike specifike (përshtatja e karakteristika të thëngjillit të Kosovës), zbatimi i ri qarkullimit të gazrave të ftohta të tymit dhe numri i madh i fryrësve të blozës me avull 102 të montuar për mirëmbajtjen e pastërtisë së mureve të vatrës dhe sipërfaqeve nxehtë plotësuese.

Në avulluesin e kaldajës realizohet qarkullimi i dhunshëm, në të gjitha regjimet me ndihmën e pompave qarkulluese me nivelin përkatës në separatorin vertikal të avullit. Sipërfaqja avulluese e realizuar prej tubave mebranikë me gypa vertikal, të cilat shtrihen prej kolektorëve të hinkës së vatrës, përmes zonës së sipërfaqeve nxehtë plotësuese, e deri tek kolektorët e epërm grumbullues, mbi të cilët është vendosur vetëm ekonomajzeri në kesonin e jo ekranizuar.

Kaldaja punon me trysni rrëshqitëse në mes (73.5 dhe 182.4) [bar], deri të rrjedhja 909 t/h dhe mbi këtë regjim ajo punon me trysni konstante. Pjesa e kaldajës është projektuar për punë me thëngjill, vlera e ulët energjetikë e të cilit gjendet në kufijtë prej 5220 deri 9200 [kJ/kg]. Zbatimi dhe fryrja (futja) e pluhurit të thëngjillit në vatër kryhet me ndihmën e mullinjve ventilatorik (7+1) të tipit N 270.45. Ri djegia e thëngjillit bëhet në dy grila të lëvizshme, ku prej tyre zgura bie në larguesin e lagur të zgurës i vendosur tërthorazi. Me nivelin e vazhdueshëm të ujit në larguesin e zgurës, bëhet puthitja e fundit të vatrës. Ndezësit e thëngjillit dhe mazutit janë të vendosur nga dy në secilin mur të vatrës në dy nivele [TC “Kosova B”].

Rrjedhja ajër – gaz është e ndarë në dy vija paralele me ndarjen apo degëzimin para nxehtësve rotativ të ajrit, ku nxehtëja e ajrit kryhet në dy nxehtës rotativ, me paranxehje të mëparshme në nxehtës të avullit, ndërsa pastrimi i gazrave të tymit nga hiri fluturues bëhet në elektrofiltra.

Në vijim do të jepet pamja e skemës së thjeshtuar të kaldajës:

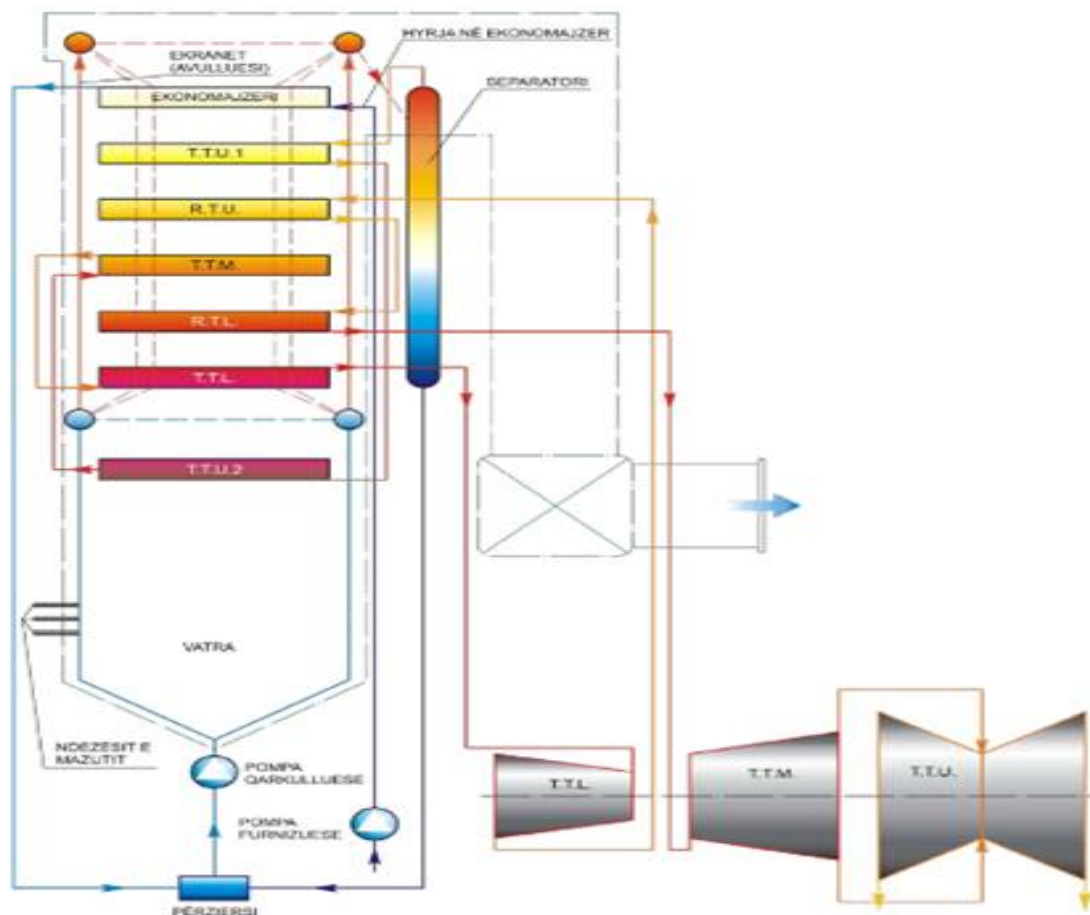


Fig.1.2. Skema e kaldajës në Termocentralin “Kosova B”

1.1.2. Turbina dhe Gjeneratori elektrik

Janë dy pajisje vitale në hallkën zingjirore të procesit teknologjik në termocentral. Gjeneratorët e TC “ Kosova B “ janë gjenerator të cilët kanë një palë pole dhe sinkronizimi i tyre bëhet në 3000 [rrot/min]. Në daljen e zbarrave prodhohen 24 [kV], dhe prej aty hynë në transformatorin energjetik dalja e të cilit është 400 [kV].Ftohja e mbështjellave të dy gjeneratoreve bëhet me ujë dhe hidrogjen nëpër kanalet speciale dhe kështu mbron mbështjellat e tij nga temperaturat të cilat mund t'i dëmtojë ato nëse tejkalohe, apo ta qojë në çkyqje gjeneratorin nga procesi i prodhimit.

Katër kushtet apo konditat të cilat duhet ti plotësoj gjeneratori elektrik që të arrijë sinkronizimin janë:

- Tensioni i njëjtë;
- Frekuenca e njëjtë, $f=50$ [Hz] ;
- Zhvendosja e njëjtë fazore për këndin $\varphi=120^\circ$;
- Pozita e njëjtë fazore.

Nëse këto kushte të cekura nuk plotësohen komplet, atëherë do të rrjedhë rrymë shumë e madhe kompenzuese, që mund ta shkatërroj gjeneratorin. Për të kontrolluar këto kushte përdoren metoda të ndryshme, ku metoda më e thjeshtë është sinkronizimi me metodën e ndezjes së llambave. Sinkronizimi i gjeneratorëve në “Kosovën B” bëhet me anë të sinkronoskopit që është metodë pak më e komplikuar.

Sa i për këtë turbinës ajo është pajisje mekanike e cila është e lidhur mekanikisht në boshtin e gjeneratorit përmes gjuntës lidhëse e cila i ka tri shkallë të trysnisë:

- të ulët,
- të mesëm,
- të lartë.

Shtypja e lartë dhe temperatura e avullit prej 542 [°C] e cila vë në lëvizje rotorin e turbinës. Energjia e nxehtësisë së avullit shndërrohet në energjinë mekanike.

Gjatësia e fletëve të turbinës rritet duke u nisur nga hyrja në dalje të avullit. Turbina ka pjesën e palëvizshme dhe boshtin rrotullues. Gjeneratori dhe turbina janë të montuara në një bazament dhe janë të lidhura mekanikisht në një boshtë. Statori i gjeneratorit e ka bërthamën nga fletat e çelikut me lugje ku edhe janë të vendosura mbështjellat. Tek gjeneratorët e mëdhenj, mbështjellat janë të lidhura në yll (Y), dhe janë nga shufrat e bakrit të izoluara mirë. Zakonisht, në termocentrale përdoren gjeneratorët me rotor cilindrik, me shpejtësi të madhe të cilët quhen turbogjenerator. Ky rotor i ka polet me pështjellët e rrymës së vazhduar.

Principi i punës së gjeneratorit qëndron pra në rrymën e vazhduar, në rotor e cila e gjeneron fushën magnetike, pastaj rotorin e turbinës e rrotullon rotorin e gjeneratorit dhe krijon fushën magnetike. Fusha rrotulluese indukton tension e pështjellët trefazore të statorit.

Gjeneratorët e vegjël ftohen me ajër, i cili qarkullon me ventilator të vendosur në rotor, ndërsa gjeneratorët e mëdhenj ftohen me hidrogjen (H) i cili qarkullon nëpër unazë të mbyllur. Uji ftohës qarkullon nëpër zgavrat speciale në përcjellësit e mbështjellave.

Pra, gjeneratori është një pajisje elektrike e cila bënë shndërrimin e energjisë mekanike të turbinës në atë elektrike .Energjia e prodhuar në termocentrale i furnizon ngarkesat, nëpërmjet linjave transmetuese.

Sa i përket motorëve, mullinjve dhe pompave në termocentrale për punën e tyre shpenzojnë afër 10-15 % të energjisë elektrike të prodhuar e cila quhet shpenzimi shërbyes (vetanak).



Fig.1.3. Pamja e gjeneratorit dhe turbinës të bllokut B1

1.1.3. Kulla ftohëse

Teknika ftohëse e një TEC mund të jetë me anë të lumit, liqenit apo oqeanit .Ftohja e avullit-kondensimi bëhet në kondensator pastaj uji ftohës qarkullon për ftohje në kullën ftohëse. Kullat ftohëse mund të jenë me variante të ndryshme, duke përdorur metodën ujë-ajër dhe bëjnë ftohje me efekt të lartë por me humbje të ujit. Kullat mund të jenë me rrymin të ajrit dhe mekanik. Kullat me rrymin natyror të ajrit janë më të larta. Brenda kullës ftohëse pengesat e vendosura aty rrisin hapësirën e qarkullimit të ujit për ftohje me efikase. Uji i nxehtë me spërkatje, hidhet deri në grille në majte të kullës. Uji ngadalë rrjedh nga pjesa e lartë e kullës për në pjesën e poshtme nëpërmjet pengesave. Njëherësh, ventilatorët apo rrymimi natyror i ajrit qarkullon nga pjesa e poshtme e kullës në pjesën e lartë. Kjo gjë

dërgon deri në lirim të avullit gjatë ftohjes, humbë një sasi të ujit afër 300-400 [m³] [TC “Kosova B”].



Fig. 1.4..Pamja e kullës ftohëse në TC “Kosova B”.

Kullat ftohëse janë pajisje për heqjen e nxehtësisë, të cilat mund të përdorin avullimin e ujit për të lëvizur procesin e nxehtësisë dhe të ftohjes së fluidit punues në afërsi të temperaturës së termometrit të lagësht të ajrit ose, në rastin e qarkut të mbyllur të kullave me ftohje të thatë, mbështetet vetëm në ajër për të ftohur fluidin punues në afërsi të temperaturës së termometrit të thatë të ajrit. Kërkesat e përbashkëta përfshijnë ftohjen e ujit qarkullues të përdorur në rafineritë e naftës, impiantet kimike, stacionet e energjisë termike dhe sistemet HVAC përdoren për ftohjen e ndërtesave.

1.2. Llojet e kullave ftohëse

Kullat e ftohjes janë projektuar dhe prodhuar në disa lloje me madhësi të ndryshme, jo të gjitha llojet janë të përshtatshme për t'u zbatuar në çdo konfigurim të ngarkesës së nxehtësisë. Kuptimi i llojeve të ndryshme së bashku me përparësitë dhe kufizimet e tyre mund të jetë me rëndësi jetike për përdoruesit e ardhshëm dhe është thelbësor për kuptimin e plotë të këtij teksti. Në bazenin e Obiliqit kemi dy termocentrale me lloje të ndryshme të kullave ftohëse në TC-in “Kosova A” kemi kullën ftohëse me qarkullim të detyruar ndërsa në TC-in “Kosova B” kemi kullën ftohëse me qarkullim natyror.

Kullat me sistem natyrorë ose me ftohje hiperbolike bënë përdorimin e ndryshimit në temperaturën në mes të ajrit të ambientit dhe ajrit të nxehtë brenda kullës. Pasi ajri i nxehtë lëvizë përjetë nëpër kullë (sepse rritet nxehtësia e ajrit), ajri i freskët (i papërdorur) i ftohtë thithet në kullë përmes hyrjes së tij që gjendet në fund.

Ekzistojnë shumë lloje të kullave të përdorura për ftohjen e kondezatit, në përgjithësi ato priren të ndahen në dy grupe, varësisht nga metoda e përdorur për lëvizjen e ajrit nëpër kullë. Lloji i kullave ftohëse në TC "Kosova B" është një kullë e ftohjes natyrore. Kulla e ftohjes natyrore ka një skelet të madh prej betoni dhe ka një formë hiperbolike për përshpejtimin e rrjedhës së ajrit konvektiv dhe përmirëson efikasitetin e ftohjes. Kjo lloj kulle është vetëm ekonomike në përmasa më të mëdha, gjë që justifikon koston e guaskës së madhe të betonit. Ndërsa ajri i nxehtë lëviz lart nëpër kullë, ajri i freskët tërhiqet në kullë hyn në pjesën e poshtme (shih fig. 1.5). Këto kulla nuk kërkon ventilatorë dhe kështu ka shpenzime të ulëta operative.

Përparësi është se nuk ka mirëmbajtje mekanike apo elektrike. Drejtimi i rrjedhjes së ajrit në lidhje me ujin në rënie nëpërmjet kullës është me rrjedhje të kundërt. Pellgu i kullës së ftohjes ndodhet në pjesën e poshtme të kullës dhe merr ujin e ftohur që rrjedh nëpër kullë. Pellgu ka një gropë për lidhjen e shkarkimit të ujit të ftohtë. Lartësia e kullës së ftohjes në TC "Kosova B" është 132 [m], ndërsa diametri i basenit të kullave të ftohjes është 104 [m] dhe thellësia totale e basenit të kullave të ftohjes është 1.8 [m], ku 1.6 [m] të basenit është ujë i mbushur. Figura (1.6.) tregon një pamje të kullës së ftohjes natyrore me rrjedhje të kundërt me pjesët e saj, në të cilën lëvizja e fluidit nuk është i gjeneruar nga ndonjë burim i jashtëm (si një pompë, ventilator, pajisje thithëse, etj) por vetëm nga densiteti i diferencave në lëng që ndodhet për shkak të gradientit të temperaturës

Ka dy lloje kryesore të kullave natyrore:

- Kulla me rrymim të tërthorë (figura 1.5), ajri tërhiqet përmes të rënies së ujit dhe mbushja ndodhet jashtë kullës.
- Kulla me rrymim të kundërt (figura 1.6): ajri tërhiqet lartë nëpër rënien e ujit dhe mbushja për këtë arsye ndodhet brenda kullës, edhe pse projekti varet nga kushtet e veçanta të lokacionit.

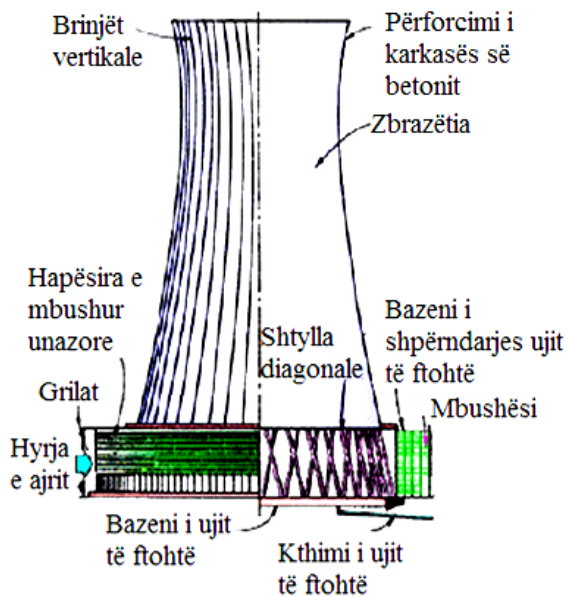


Fig.1.5. Sistemi me rrymim të tërthortë- kryqëzor i kullës ftohëse

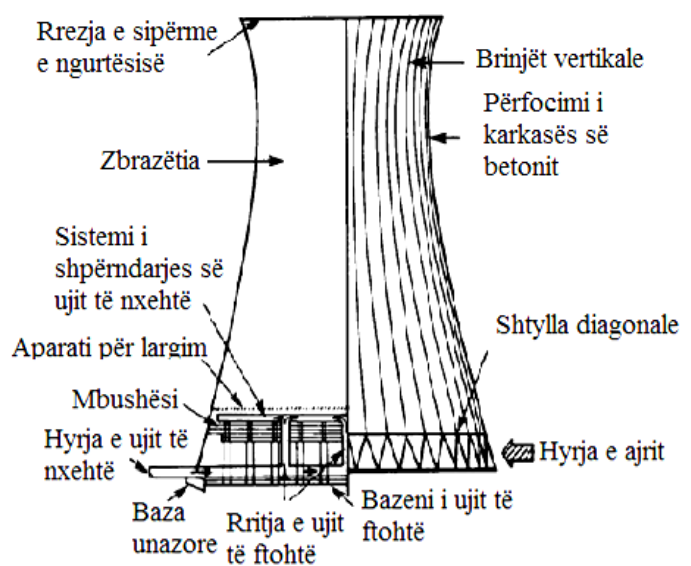


Fig. 1.6. Sistemi me rrymim të kundërt i kullës ftohëse

Struktura mekanike është një mekanizëm, apo lloj i transportit në të cilën lëvizja e lëngut është prodhuar nga një burim i jashtëm (si një pompë, ventilator, pajisje thithëse, etj.) e cila shihet në (fig. 5). Kjo duhet të konsiderohet si një nga metodat kryesore të transferimit të nxehtësisë së dobishme me sasi të konsiderueshme të energjisë.

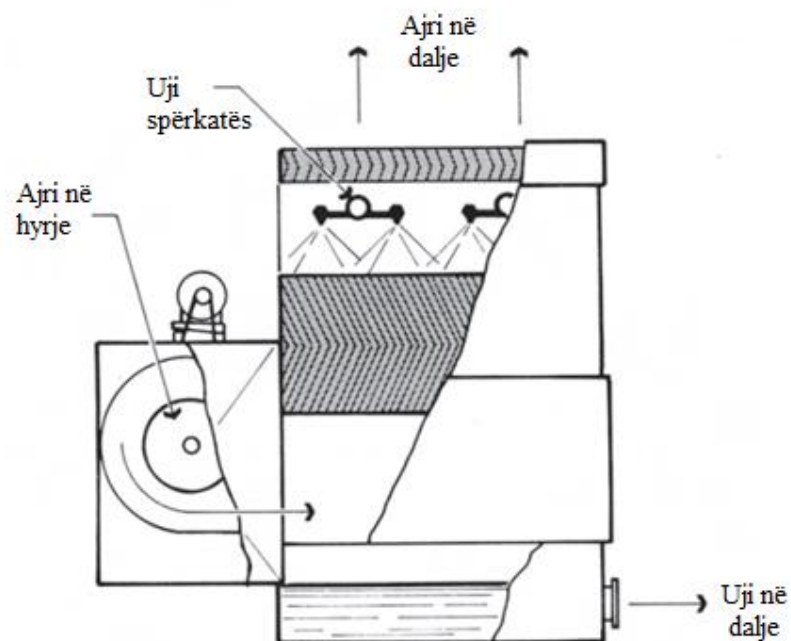


Fig.1.7. Kulla ftohëse me qarkullim të detyruar ne TC "Kosova A"

1.3. Karakteristikat kryesore të kullave ftohëse natyrore dhe mekanike

Kullat e ftohjes natyrore [10] veprojnë në efektin e përgjeve që shkakton ngritjen e ajrit të nxehtë në kullë (skicë natyrale). Kullat ftohëse natyrore përdoren kryesisht për industrinë e energjisë elektrike, por mund të përdoren për objekte të tjera industriale. Kullat e tilla lejojnë ftohjen e volumeve të larta të ujit dhe janë të dizajnuara si nga strukturat e betonit ashtu edhe të metalit.

Përparësitë:

- Nuk ka konsum të energjisë për ventilatorët
- Nuk ka ri qarkullim,
- Ska hargjim të energjisë elektrike,
- Kosto të ulëta të mirëmbajtjes dhe pjesëve rezervë.

Mangësitë:

- Shpenzime më të larta investimi,
- Humbje të ulëta të energjisë termike,
- Dimensione të mëdha të përgjithshme që mund të shkaktojnë vështirësi me estetikë të zonës dhe
- kërkesa për hapësira të mëdha për instalimin e kullave.

Kullat ftohëse mekanike [10] janë pajisura me ventilatorë. Ventilatorët janë të instaluar në hyrjen e ajrit për lëvizjen e ajrit të detyruar ose në një kuvertë mbi mbushjet për të nxitur rrjedhjen e ajrit. Rritja e shpejtësisë së ajrit, e shkaktuar nga instalimi i ventilatorëve, lejon një dizajn kompakt. Kullat rrethore të ftohjes mekanike përdoren si për stacionin elektrik ashtu edhe për aplikimet për ftohje të procesit.

Përparësitë:

- Shpenzimet e investimeve janë më të ulëta në krahasim me kullat e ftohjes natyrore,
- Nuk ka ri qarkullim,
- Konsumi i ulët i energjisë për funksionimin e ventilatorëve për shkak të efektit të përgjeve.

Mangësitë:

- Konsumi i energjisë për funksionimin e ventilatorëve,
- Ende kosto të larta të investimeve,
- Shpenzimet e mirëmbajtjes teknike dhe pjesëve rezervë.

1.4 Ajri i lagësht

Ajri i lagësht na jepet si njëra ndër përzierjet më të rëndësishme të gazrave. Njohja e vetive të ajrit të lagësht është e nevojshme sidomos për instalimet e kondicionimit të ajrit, në meteorologji dhe në tekniken e ftohjes. Merret se ajri i lagësht është përzierja mekanike binare e ajrit të thatë dhe e lagështirës. Lagështia në ajrin e lagësht mund të paraqitet në tri gjendje agregate.

Në anën tjetër, ajri i thatë përzierja është përzierja mekanike e disa komponentëve, si oksigjeni (me përbërje në masë $g_{O_2}=0,2301$ dhe me përbërje vëllimore $r_{O_2}=0,2093$), azoti ($g_{N_2}=0,7551$ ose $r_{N_2}=0,7810$), argoni ($g_{Ar}=0,0126$ ose $r_{Ar}=0,0093$), dyoksidi i karbonit ($g_{CO_2}=0,0004$ dhe $r_{CO_2}=0,0003$) dhe sasi shumë të vogla neonit, heliumit, kriptonit, ksenonit dhe të ozonit [2]. Me gjithë këtë ajri i thatë mund të konsiderohet si një komponent i ajrit të lagësht, meqë gjatë proceseve me gazin e lagësht, përbërja e tij nuk ndryshon. Në teknik kemi të bëjmë jo vetëm me përzierjen e ajrit të thatë me avull uji, por edhe me përzierje të gazeve të çfarëdoshme me avull uji, p.sh. gazet e tymit në furrat e kazanëve me avull përbëhen nga gazra të tymit të thatë (CO_2 , SO_2 , CO , N_2 , O_2) dhe nga avujt e ujit.

Për praktikë rëndësi të posaçme kanë proceset e ajrit të lagësht ndaj presionit barometrik dhe për temperaturat mbi -50 [°C]. Për këto kushte ajri i thatë mund të konsiderohet gaz ideal. Nga ana tjetër edhe presioni i pjesshëm i avullit zë ujit në ajrin e lagësht është më i vogël sesa $0,1$ [MPa], ashtu që edhe ky komponent mund të trajtohet si gazi ideal.

1.4.1. Madhësitë themelore të ajrit të lagësht

Në përgjithësi përzierja e gazrave dhe e avujve merret si përzierje e përberë nga dy komponentë: gazrat e thata (ne këtë rast ajri i thatë) dhe avujt e ujit.

a) PRESIONI I AJRIT TË LAGËSHT

Presioni i përgjithshëm i përzierjes p , sipas Daltonit, është i barabartë më shumën e presioneve të pjesshme të gazrave të thata (ajrit të thatë) p_L dhe të avujve të ujit p_W , pra:

$$P = p_L + p_W \quad (1.1)$$

Barazimet e gjendjes për komponentët e përzierjes (ajrin e thatë dhe avullimin e ujit), janë

$$p_L \cdot V = R_L \cdot T \quad (1.2)$$

$$p_w \cdot V = n_w \cdot R_w \cdot T \quad (1.3)$$

Sipas barazimit (1.1), (1.2) dhe (1.3) del:

$$P \cdot V = (mL \cdot R_L + mW \cdot R_w)T \quad (1.4)$$

ku:

p- presioni absolut i ajrit të lagësht në Pa;

V- vëllimi i ajrit të lagësht që shqyrtohet në m³;

m_L - masa e ajrit të thatë në ajrin e lagësht në kg;

m_w - masa e lagështisë në ajrin e lagësht në kg;

T - temperatura e ajrit të lagësht në K;

R_w = 461,51 J/(kg K) konstantja individuale e gazit për avullin e ujit në ajrin e lagësht;

R_L = 287 J/(kg K) konstantja individuale e gazit për ajrin e thatë në ajrin lagësht.

Barazimi (1.4) paraqet një barazim termik të gjendjes për ajrin e lagësht. Presioni i pjesshëm i avullit të ujit nuk mund të mbizotërojë presionin e ngopjes për temperaturën përkatëse, do të thotë $p_w < p_{ws}$.

Ajri i lagësht, për të cilin presioni i pjesshëm i avullit të ujit është më i vogël sesa presioni i ngopjes, emërohet si ajër i lagësht jo i ngopur. Avulli i ujit që përmbahet në të jepet si avull uji i tejnxehur (gjendja 1 në fig.1.8).

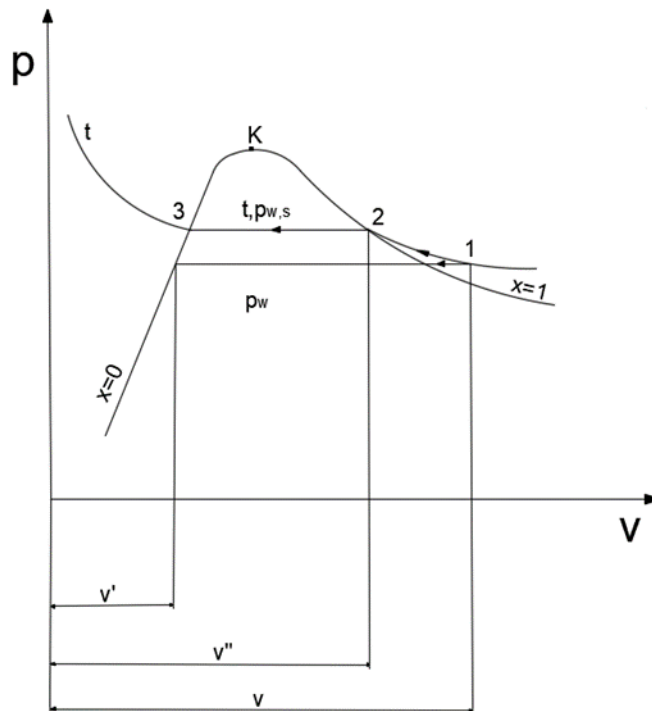


fig.1.8. - Rritja izotermike e shtypjes së pjesshme dhe e përmbajtës së avullit të ujit në ajrin e lagësht

Ajri i lagësht, për të cilin presioni i pjesshëm i avullit të ujit është i barabartë me atë të ngopjes, jepet si ajër i lagësht i ngopur. Avulli i ujit që përmbahet në të jepet si avull i thatë (gjendja 2 në fig.1.8).

Me kusht që ajri i lagësht jo i ngopur të ftohet në kushte të shtypjes së pandryshuar, bëhet i ngopur (gjendja 4). Me ftohje të mëtutjeshme avulli i ujit kondensohet dhe si i tillë mund të veçohet si kondensat i ujit. Temperatura e ngopjes për presion të pjesshëm përkatës të avullit të ujit jepet si temperaturë e vesës, $t_v=f(p_w)$.

Në këto kushte paraqitet lagështia në muret e ndërtesave, lagështia në sipërfaqet nëpër të cilat qarkullon ajri dhe mund të paraqitet edhe akulli.

b. PËRMBAJTJA E LAGËSHTISË

Sasia e lagështisë në ajër në formë të avullit të ujit, në formë të lëngut ose të akullit, emërohet si lagështi e ajrit. Te proceset me ajër të lagësht, sasia e ajrit të thatë mbetet e pa ndryshueshme ndërsa sasia e lagështisë mund të ndryshohet. Në këtë mënyrë, përmban ajër të lagësht mund të shprehet me shprehjen:

$$x = \frac{m_w}{m_L} \quad (1.5)$$

Ku:

m_w - sasia e lagështisë në ajër në [kgW];

m_L - sasia e ajrit të thatë në [kgL];

x - përmbajtja e lagështisë që jepet si parametër i gjendjes në [kgW/(kgL)]

Nga barazimet (1.2) dhe (1.3) del:

$$m_w = \frac{p_w}{p_w} \cdot \frac{V}{T} \quad (1.6)$$

$$m_L = \frac{p_L}{p_L} \cdot \frac{V}{T} \quad (1.7)$$

Sipas barazimeve (1.5), (1.6) dhe (1.7) del:

$$x = \frac{R_L}{R_w} \frac{p_w}{p_L} = 0.622 \frac{p_w}{p - p_w} \quad (1.8)$$

Sipas barazimit (1.8) mund të përcaktohet kufijtë e përmbajtjes së lagështisë X . Për $p_w=0$ (fjala për ajrin e thatë) është $x = 0$, ndërsa për $p=p_w$ (lagështia pa ajër të thatë), $x = \infty$. Për problemet praktike zakonisht është $x < 0.2$.

Përmbajtja maksimale e lagështisë në ajër në gjendje të gaztë përcaktohet sipas barazimit:

$$x_s = 0.622 \frac{p_{w,s}}{p - p_{w,s}} \quad (1.9)$$

Që varet nga shtypja e përzierjes dhe nga temperatura e ngopjes.

c. LAGËSHTIA ABSOLUTE

Sasia e avullit të ujit në ajrin e lagësht mund të karakterizohet edhe me anë të lagështisë absolute. Ajo e tregon sasinë e avullit të ujit që përmbahet në njësinë vëllimore të ajrit të lagësht. Lagështia absolute shënohet më dhe përcaktohet sipas barazimit të gjendjes për lagështinë (gaz ideal) në formën:

$$p_w \cdot 10^5 \cdot V = m_w \cdot R_w \cdot T \quad (1.10)$$

Për $V = 1m^3$, del:

$$m_w = \psi = \frac{p_w \cdot 10^5}{R_w \cdot T} = \frac{p_w \cdot 10^5}{461,5 \cdot T} = 217 \frac{p_w}{T}, kgW / m^3 \quad (1.11)$$

ku:

p_w - shtypja e lagështisë në ajrin e lagësht në barë.

Nga barazimi (1.11) del se me rritjen e shtypjes së pjesshme të avullit të ujit për temperaturën e dhënë, rritet lagështia absolute, ashtu që për $p_w = p_{ws}$, lagështia absolute arrin vlerë maksimale.

$$\psi_{\max} = 217 \frac{p_{w,s}}{T}, kgW / m^3 \quad (1.12)$$

ku:

$p_{w,s}$ është në barë.

Ç. Lagështia relative

Nga barazimi (1.11) dhe (1.12) del:

$$\phi = \frac{\psi_w}{\psi_{\max}} = \frac{p_w}{p_{w,s}} = \frac{\rho_w}{\rho_{\max}} = \frac{\rho_w}{\rho_{at}} \quad (1.13)$$

Që quhet lagështi relative. Lagështia relative φ për ajrin e lagësht jot ë ngopur është $\varphi < 1$, për ajrin e ngopur $\varphi = 1$, ndërsa për ajrin e thatë $\varphi = 0$.

Sipas barazimit (1.8) dhe (1.13) del:

$$x = 0,662 \frac{\varphi \cdot p_{w,s}}{p - \varphi \cdot p_{w,s}} \quad (1.14)$$

Ose:

$$\varphi = \frac{x}{0,622 + x} \cdot \frac{p}{p_{w,s}} \quad (1.15)$$

d. KONSTANTJA E GAZIT PËR AJRIN E LAGËSHT

Konstantja e gazit për ajrin e lagësht të pangopur mund të caktohet si përzierje e gazeve ideale, në formën:

$$R = \sum_i g_i \cdot R_i = g_L \cdot R_L + g_w \cdot R_w \quad (1.16)$$

Ku:

$$g_L = \frac{m_L}{m_L + m_w} = \frac{1}{1 + x} \quad (1.17)$$

$$g_w = \frac{m_{Lw}}{m_L + m_w} = \frac{x}{1 + x} \quad (1.18)$$

Prej nga del se konstantja e gazit për 1 kg të ajrit të lagësht është:

$$R = \frac{R_L + x \cdot R_w}{1 + x}, \frac{kJ}{kgK} \quad (1.19)$$

e. VËLLIMI SPECIFIC DHE DENDËSIA E AJRIT TË LAGËSHT

Në kushtet kur ajrin e lagësht të pangopur me lagështi e konsiderojmë si gaz ideal, barazimi i gjendjes për 1kg ajër të lagësht është:

$$p \cdot v = R \cdot T = \frac{R_L + x \cdot R_w}{1 + x} \cdot T \quad (1.20)$$

ose

$$v = \frac{R_L + x \cdot R_w}{1 + x} \cdot \frac{T}{p}, \frac{m^3}{kgL_w} \quad (1.21)$$

Ku me L_w është shënuar ajri i lagësht.

Dendësia e ajrit të lagësht është:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1 + x}{R_L + x \cdot R_w} \cdot \frac{p}{T}, \frac{kg}{m^3L_w} \quad (1.22)$$

Nëse në kushte të njëjta p,T krahasohet $1m^3$ e ajrit të thatë dhe $1m^3$ e ajrit të lagësht, kemi:

$$\frac{\rho_L}{\rho_{LW}} = \frac{\frac{p}{R_L \cdot T}}{\frac{1 + x}{R_L + x \cdot R_w} \cdot \frac{p}{T}} = \frac{1 + x \cdot \frac{R_w}{R_L}}{1 + x} = \frac{1 + 1,61 \cdot x}{1 + x} \quad (1.23)$$

Nga barazimi I fundit del se për $x > 0$ dendësia e ajrit të thatë është më e madhe sesa dendësia e ajrit të lagësht $\rho_L > \rho_{LW}$, ose $1m^3$ e ajrit të thatë është më e rëndë se $1m^3$ ajër i lagësht.

1.5. Hargjimet e ujit për bllok (B1 ose B2)

Kriteri i hargjimit të ujit të demineralizuar (uji furnizues) për MW në orë është si në tabelën a), [TC “Kosova B”].

Tabela a)

| | | |
|---------------------------------|---------------------|-------------------------|
| UJI I DEMINERALIZUAR | | |
| | Kriteri TC B | m³/MW |
| | | 0.06 - 0.12 |

Humbjet e ujit të demineralizuar (uji furnizues) për një bllok janë: nga $5,5 m^3/h$ deri në $16,5 m^3/h$ janë humbje normale, nga $22 m^3/h$ deri $33 m^3/h$ janë humbje të cilat duhet të kontrollohen, kurse nëse humbjet e ujit janë nga $38,5 m^3/h$ e më të mëdha duhet të merren masa për ndaljen e bllokut [11]. Kriteri i hargjimit të ujit të dekarbonizuar (uji ftohës) për MW në orë është si në tabelën b)

Tabela b)

| | | | |
|--------------------------------|--------------------|-------------------------|------------------|
| UJI I DEKARBONIZUAR | Kriteri TCB | m³/MW | 2.1 - 2.6 |
| | | | |

Uji i përdorur për sistemin e ftohjes merret nga impianti i ujit të para-trajtimimit ose nga impiantet e ujit të dekarbonizuar. Emri i ujit që trajtohet në këtë fabrikë është deka uji. Deka uji është uji i fituar duke hequr vetëm fortësinë e karbonateve nga uji i papërpunuar përmes procesit të zbutjes. Zbutje mund të arrihet duke shtuar gëlqere në të papërpunuara uji në formën e Ca(OH)₂.

Uji deka nuk përdoret direkt për procesin e ftohjes, por trajtohet me një dozë frenues në pellgun e kullave ftohës.

Këta frenues janë si më poshtë:

- Frenuesit kundër formimit të depozitave,
- Frenuesit kundër korrozionit dhe
- Frenues biologjik

Frenuesi 3DT 149, sipas prodhuesit kimik të Nalco është një komponent aktiv kundër formimit të depozitave, këto depozita përmbajnë madhësi e cila përkufizohet si depozitim të një minerali të tillë si karbonat i kalciumit (CaCO₃).

Frenuesi N-73190 sipas prodhuesit kimik Nalco është një komponent aktiv kundër krijimit të korrozionit në sipërfaqet metalike të tubave, kondensatorëve, pompave dhe këmbyesve të nxehtësisë.

Frenues biologjik është një komponent aktiv kundër formimit të algave dhe përfshin një përzierje të biocid / algaecide (N-3434) dhe hipoklorit të natriumit (NaOCl).

Në TC "Kosova B" përdoret një sasi e madhe e ujit ftohës për ftohje të kondensatorëve, ndërsa një sasi më e vogël përdoret për ftohjen e këmbyesve të ngrohjes. Sistemi i ftohjes është projektuar për të mbrojtur kondensatorët nga çdo dëmtim dhe për të mbajtur temperaturën e vajit në pajisje të ndryshme në funksionimin normal.

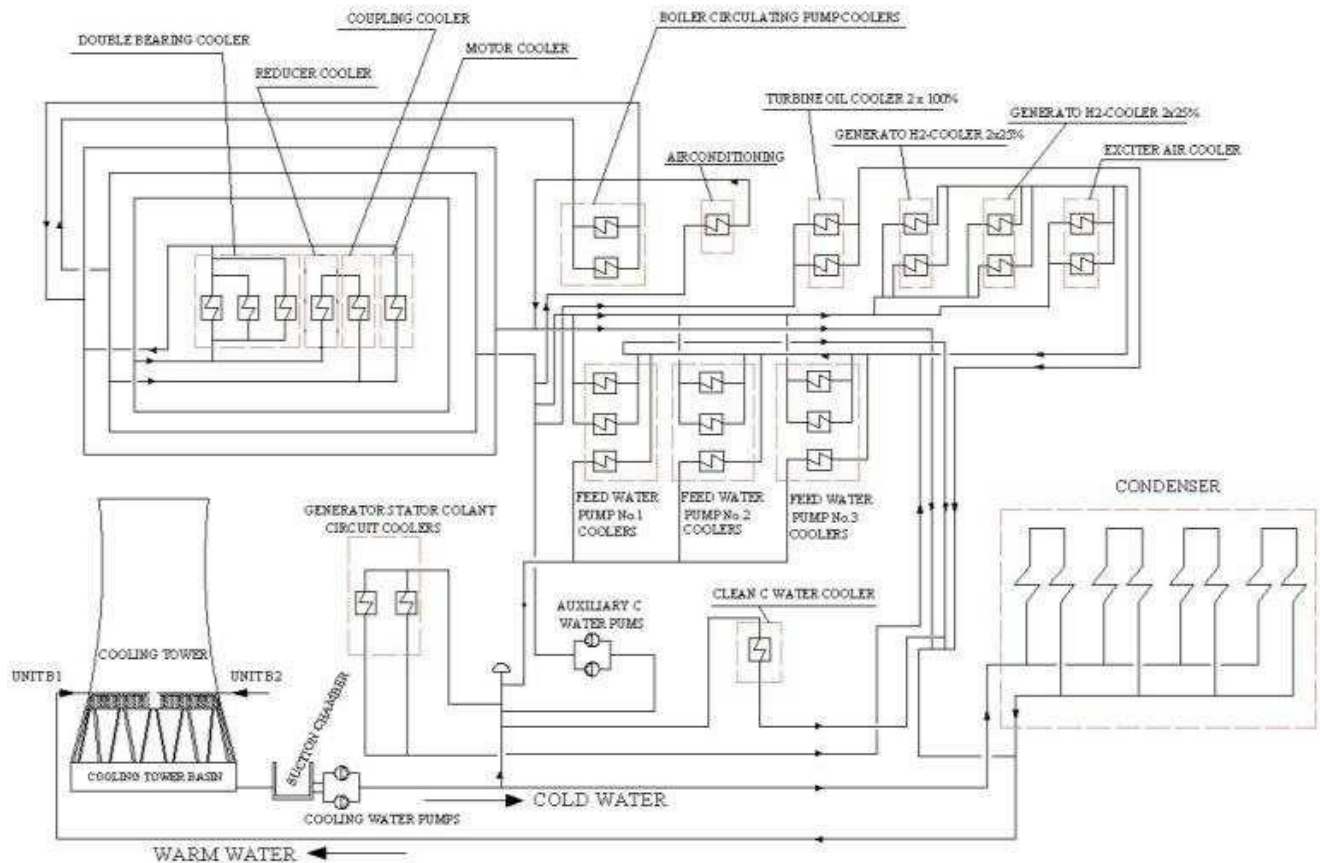


Fig.1.9. Pamja skematike e sistemit të ujit ftohës në TC "Kosova B"

Uji i kondensimit në këtë situatë gjendet brenda një qarku të mbyllur të lakuar domethënë uji që qarkullon ndërmjet kullës ftohëse, kondensatorit dhe tubit kurrë nuk vjen në kontakt me atmosferën e jashtme. Uji është derdhur përmes një pajisje si një kondensator edhe pse uji në tuba vetëm heq dorë nga nxehtësia e ndjeshme nga uji qarkullues. Uji i qarkullimit të ftohtë pastaj ushqehet me kondensatorët e ftohur me ujë të largët (zakonisht lloji i karkases dhe gypit). Qarqet e mbyllura të ujit veprojnë me një T_d të lartë sepse energjia e nxehtësisë kalon nga ftohësi në ujin e qarkut të mbyllur dhe pastaj nga uji i qarkut të mbyllur deri te uji në kullën ftohëse pastaj në ajër.

Uji për ftohjen e njërit kondensator të bllokut B1 apo B2 është prurja rreth 30000 m³/h. Furnizimi me ujë për ftohjen e kondensatorit bëhet me pompa qarkulluese (dy pompa janë të dedikuara për një bllok të termocentralit). Prurja e ujit ftohës me një pompë qarkulluese (VC – Pompa) është 16070 m³/h. Diametri i gypave furnizues nga vaska e kullës ftohëse deri te kolektori i pompave qarkulluese është 2200 [mm]. Shpejtësia e ujit ftohës është 2 m/s ndërsa sipërfaqja ftohëse e kondensatorit është 15700 m². Temperatura e ujit ftohës pas ftohjes në kullën ftohëse është rreth 23⁰ C[11].

Sasia e ujit që duhet shtohet në sistem është e barabartë me sasinë e ujit e cila avullohet në kullën e ftohjes dhe të humbjeve eventuale të ujit në sistemet e ftohjes të vajit për ftohjen e kushinetave. Uji i dekarbonizuar shtohet duke u futur në gypin e dërgimit, i cili e dërgon ujin në kullën ftohëse. I njëjti sistem i ftohjes (një kullë për ftohje) përdoret për ftohjen e ujit i cili e bën ftohjen e

kondensatorëve për të dy blloqet e TEC-it Kosova B. Në kullën ftohëse ndodhë rrymimi i ujit nga lartë poshtë, ndërsa ajri rrymon me qarkullim të lirë nga poshtë lartë. Nga ky kontakt ndodh këmbimi i nxehtësisë sensible ndërmjet ujit dhe ajrit që varet nga diferenca temperaturike ndërmjet këtyre dy fluideve si dhe ndodh këmbimi i nxehtësisë latente. Nxehtësia latente ndërmjet ujit dhe ajrit këmbëhet në kushtet kur ajri është i pangopur me lagështi. Në këtë rast ajri me kontakt me ujin merr nga uji një sasi të lagështirës të cilën e avullon dhe bashkë dalin në atmosferë. Në dalje ajri është i ngopur me lagështi. Nxehtësia për avullimin e asaj sasi të ujit merret pjesërisht nga uji dhe pjesërisht nga ajri. Sasia e nxehtësisë e cila merret nga uji ose nga ajri varet nga temperatura e tyre. Në kushtet kur temperatura e ujit dhe të ajrit janë të barabarta, ndërmjet ujit dhe ajrit këmbëhet vetëm nxehtësia latente, kështu që edhe në këto kushte ndodh ftohja e ujit.

Uji i cili duhet të plotësohet për shkak të avullimit të tij në atmosferë dhe shpenzimet të tjera në sistem, kur niveli i ujit është më i vogël se 1280 [mm] hapet valvula kryesore rregulluese për ta mundësuar furnizimin me ujë dhe për ta siguruar nivelin e ujit në vaskë. Uji i ftohur në kullën ftohëse merret nga vaska e cila ndodhet nën kullën ftohëse dhe me pompa qarkulluese dërgohet në kondensator për ftohjen e tij [1].

1.6. Pompat e ujit të ftohjes në Termocentralin “Kosova B”

Lloji i pompave të ujit ftohës ose pompave kryesore qarkulluese në TC "Kosova B" janë pompat vertikale me rrjedhje të përziera. Një pompë me rrjedhje të përzier kombinon karakteristikat e pompave centrifugale dhe aksiale. Derisa lëngu derdhet nëpër shtytësin e një pompë me rrjedhje të përzier, kthetrat e shtytësit shtyjnë lëngun nga boshti i pompës dhe në thithjen e pompës në një kënd më të madh se 90^0 . Figura 1.6 tregon shtytësin e pompës së përzier të rrjedhës, ndërsa fig.1.7. tregon pjesën e pompave të ujit ftohës të përzier me pjesët e tij. Në fakt ky është pjesa e pompës së ujit ftohës që është instaluar në TC "Kosova B" [3].



Fig. 1.10. Shtytës i pompave të ujit të ftohjes në TC "Kosova B"

Këto pompa kërkohen të funksionojnë ekonomikisht dhe në mënyrë të besueshme gjatë punës në termocentrale. Sistemi i ftohjes në fabrikën tonë përfshin katër pompat e ujit ftohës në operacion paralel, ose dy për njësi, që kanë qenë në veprim që nga viti 1984. Këto pompa përdoren kryesisht për vëllime të mëdha dhe për drejtime shtytëse. Të dhënat teknike dhe tiparet e pompave kryesore të ujit ftohës në TC "Kosova B" janë si më poshtë [3]:

- Kapaciteti i pompës së ujit është $17424 \text{ [m}^3 / \text{h]}$ ose $4.84 \text{ [m}^3 / \text{s]}$;
- Fuqia e motorit drejtues është 1.3 [MW] ose 1300 [KW] ;

- Tensioni i furnizimit të motorit drejtues është 6.3 [KV];
- Faza e tanishme nëpërmes është 148 [A]
- Numri i rotacioneve është 495 [rpm];
- Pompa të përziera me një fazë të vetme:
 - Shtytës gjysmë i hapur.
 - Kushineta bronzi të ndërmjetme me gome brenda.
 - Shtytës i bronzit.
 - Boshti me material elektroizolues me paketim të butë
 - Aplikimet e ujit ftohës.
 - Aplikimet e ujit të shiut.

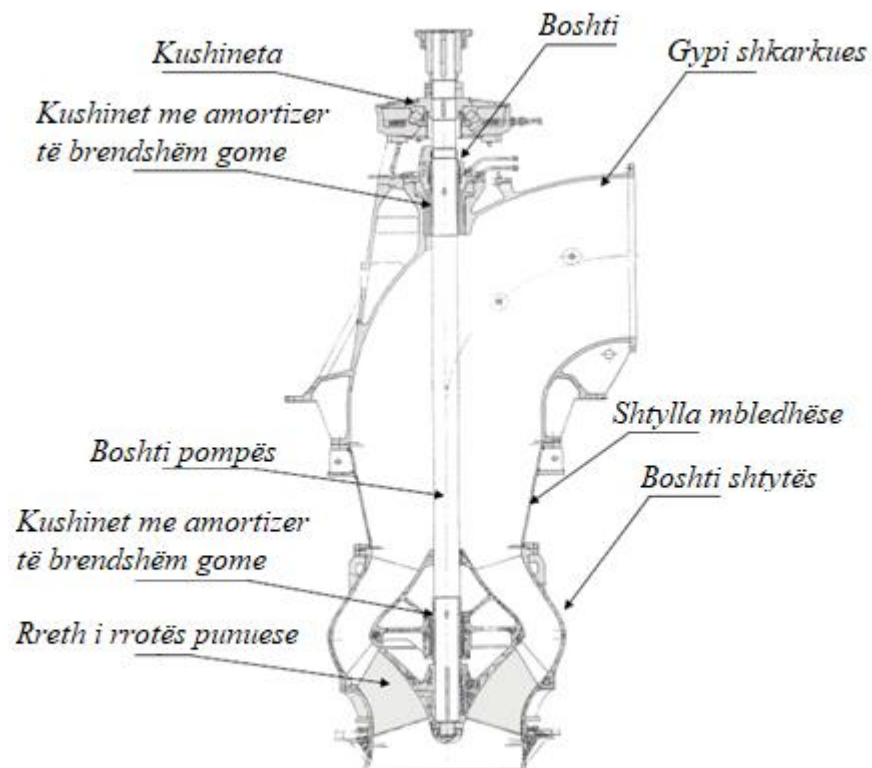


Fig.1.11. Seksioni i pompave kryesore të ujit të ftohës që janë instaluar në TC "Kosova B".

2. KOMPONENTËT STRUKTURALE DHE MEKANIKE

2.1 Komponentët strukturale

Shumica e sistemeve ftohëse janë shumë të ndjeshme ndaj korrozionit. Ato përmbajnë një shumëllojshmëri të gjerë të metaleve dhe qarkullojnë ujin e ngrohtë me shpejtësi relativisht të larta lineare. Të dy këta faktorë përshpejtojnë procesin e korrozionit. Depozitat në sistem të shkaktuara nga baltë, papastërtitë, mbetjet dhe bakteret së bashku me gazrat të ndryshëm, lëndë të ngurta dhe lëndë të tjera të tretura në ujë, shërbejnë për të zgjidhur problemin. Edhe një ndryshim i lehtë në nivelin e pH të ujit ftohës mund të shkaktojë një rritje të shpejtë të korrozionit. Sistemet e hapura të ri qarkullimit janë veçanërisht gërryes për shkak të mjedisit të zgjeruar me oksigjen [5].

Komponentët strukturorë të kullës ftohëse janë: baseni i ujit të ftohtë, korniza, sistemi i shpërndarjes së ujit, kuvertën e ventilatorëve, cilindrat e ventilatorëve, mbështetja e pajisjeve mekanike, mbushja, eliminatorët e pirtgut, shtresat e jashtme dhe grilat.

Pellgu i ujit të ftohtë. Pellgu i ujit të ftohtë ka dy funksione themelore të rëndësishme: mbledhjen e ujit të ftohtë pas transportimit të kullës, dhe duke vepruar si baza primare në kullë.

Korniza e kullës. Materialet më të zakonshme të përdorura për kornizën e kullave të ngritura në terren janë tekstil me fije qelqi, dru dhe beton, me çelik që përdoret rrallë në përputhje me rregullat lokale të ndërtesës ose për të kënaqur një preferencë specifike.

Sistemi i shpërndarjes së ujit. Rrjetat mund të vendosen në tokë për të minimizuar problemin e ngarkesës së shtytjes, zgjerimit termik dhe ngrirjes ose të ngritura për të minimizuar koston e instalimit dhe riparimit. Në secilin rast, ngritësit në hyrjen e kullës duhet të mbështeten nga jashtë, pavarësisht nga struktura e kullave dhe tubacioneve.

Kuverta e ventilatorëve. Kuvertë e ventilatorëve konsiderohet si një pjesë e strukturës së kullës, duke vepruar si një diafragmë për transmetimin e ngarkesës në funksion dhe jo në funksion në kornizën e kullës. Ai gjithashtu ofron një platformë për mbështetjen e cilindrave të ventilatorëve, si dhe një hyrje për pajisjet mekanike dhe sistemin e shpërndarjes së ujit. Materialet e kuvertës së ventilatorëve zakonisht përputhen me kornizën e kullës.

Pajisjet mekanike ndihmëse. Materiali i zakonshëm ndihmës është çeliku i karbonit, nxehtësi-lëng elektrizohet pas fabrikimit, me ndërtime çeliku inox me kosto shtesë të konsiderueshme.

Mbushja (sipërfaqja e transmetimit të nxehtësisë). Mbushja është në gjendje të promovojë sipërfaqen maksimale të kontaktit dhe kohën maksimale të kontaktit ndërmjet ajrit dhe ujit e cila përcakton efikasitetin e kullës. Dy klasifikimet bazë të mbushjes janë lloji i spërkatjes dhe lloji i filmit (shtresës së hollë). Lloji i ndotjes të mbushja ndizet ujin dhe e ndërpret përparimin e saj vertikal, duke shkaktuar që të kaskadohen përmes niveleve të njëpasnjëshme kompozuese të shufrave paralele të spërkatjes. Ajo karakterizohet nga humbjet e reduktuara të presionit të ajrit dhe nuk është i favorshëm për prerjet. Megjithatë, është shumë e ndjeshme ndaj mbështetjes joadekuate.

Lloji i mbushjes së filmit shkakton që uji të përhapet në një shtresë të hollë që rrjedh mbi zona të mëdha vertikale për të nxitur ekspozimin maksimal ndaj rrjedhës së ajrit. Ai ka aftësi për të siguruar

kapacitet ftohës më të efektshëm brenda të njëjtës hapësirë, por është jashtëzakonisht i ndjeshëm ndaj shpërndarjes së dobët të ujit.

Eliminuesi i rrjedhjes. Eliminatorët e rrjedhjes heqin ujin e mbingarkuar nga ajri i shkarkimit duke shkaktuar që ajo të bëjë ndryshime të papritura në drejtim. Forca centrifugale që rezulton ndan pikat e ujit nga ajri, duke i depozituar ato në sipërfaqen e eliminatorit, nga i cili rrjedhin përsëri në kullë. Eliminatori normalisht klasifikohet nga numri i ndryshimeve drejtuese ose kalon me një rritje në numrin e kalimeve zakonisht të shoqëruara nga një rritje në rënie të presionit.

Tubat. Tubat e kullës ftohëse veprojnë për të përmbajtur ujë brenda kullës, të sigurojë një hapësirë të mbushur me ajër për ventilatorët, dhe për të transmetuar ngarkesat e erës në kornizën e kullës.

Ajo duhet të ketë forcë diafragmë, të jetë e papërshkueshme nga uji dhe korrozioni, të ketë cilësi zjarr mbrojtëse dhe gjithashtu t'i rezistojë motit.

Dritaret me grila. Çdo kullë e projektuar mirë është e pajisur me dritare me grila të hyrjes. Qëllimi i tyre është të mbajnë ujë qarkullues brenda kufijve të kullës si dhe të barazojnë rrjedhën e ajrit në mbushje.

2.2 Komponentët mekanike

Ventilatorët. Ventilatorët e kullave ftohëse duhet të lëvizin në mënyrë efikase, vëllime të mëdha të ajrit dhe me dridhje minimale. Materialet e prodhimit jo vetëm që duhet të jenë në përputhje me dizajnin e tyre, por duhet të jenë gjithashtu në gjendje të përballojnë efektet gërryese të mjedisit në të cilin ventilatorët janë të detyruar të veprojnë.

a. Ventilatorët helikë: Ata kanë aftësi për të lëvizur sasi të mëdha të ajrit në presionin relativisht të ulët statik. Ato janë relativisht të lira mund të përdoren në çdo kullë me madhësi të ndryshëm dhe mund të zhvillojnë efikasitete të larta të përgjithshme por zbatimi i tyre në mënyrë të natyrshme tenton të kufizohet nga numri i projekteve me përmasa të mjaftueshme për të justifikuar shqyrtimin e tyre.

b. Ventilatorët automatikë me hapësirë të ndryshueshme: Ata janë në gjendje të ndryshojnë rrjedhën e ajrit përmes kullës në reagim të një ndryshimi të ngarkesës ose gjendjes së ambientit.

c. Ventilatorët centrifugale: Ato zakonisht përdoren në kullat e ftohjes të projektuara për instalime të brendshme aftësia e tyre për të vepruar ndaj presioneve relativisht të larta statike i bën ato veçanërisht të përshtatshme për atë lloj aplikimi. Megjithatë pamundësia e tyre për të trajtuar vëllime të mëdha të ajrit dhe kërkesa e tyre e fuqisë kaluese të karakterit të lartë kufizon përdorimin e tyre në aplikime relativisht të vogla.

Reduktuesi i shpejtësisë. Shpejtësia optimale e një ventilatori të kullave ftohëse rrallë përputhet me shpejtësinë të motorit më efikase kështu që nevojitet një reduktim i shpejtësisë ose një njësi e transmetimi të fuqisë ndërmjet motorit dhe ventilatorit.

Boshtet e motorit. Disqet e shpërndarjes transmetojnë energji nga boshti i daljes së motorit në boshtin e hyrjes të njësisë të reduktimit të shpejtësisë.

Valvulet. Valvulet përdoren për të kontrolluar dhe rregulluar rrjedhën përmes linjave të ujit që shërbejnë në kullë. Ventilet e përdorur për aplikimin e kullave të ftohjes përfshijnë:

- a. Ndalimi i valvuleve: Përdoren në të dy kullat e kundërta dhe të kryqëzuara për të rregulluar rrjedhën në kullat e shumëfishta dhe për të ndaluar rrjedhën në një ngritës të veçantë për mirëmbajtjen e korrozionit.
- b. Valvulet e kontrollit të rrjedhjes: Ato konsiderohen të dalin në atmosferë dhe në përgjithësi si valvulet përfundimtare.
- c. Valvulet për mbushje: Këto janë valova të përdorura për të rimbushur automatikisht humbjet normale të ujit nga sistemi.

2.3 Komponentët elektrike

Motorët. Motorët elektrikë përdoren pothuajse ekskluzivisht për ventilatorët në kullat ftohëse mekanike dhe ato duhet të jenë në gjendje të operojnë në kushte jashtëzakonisht të pafavorshme.

Kontrolluesit e motorit. Kontrollat motorike shërbejnë për të filluar dhe ndaluar motorin e tifozeve dhe për ta mbrojtur atë nga mbingarkesa ose dështimi i furnizimit me energji elektrike, duke ndihmuar kështu në sigurimin e operimit të vazhdueshëm të kullës së ftohjes. Ato nuk furnizohen në mënyrë të rëndësishme si pjesë e marrëveshjes së kullave të ftohjes por për shkak të rëndësisë së tyre ndaj sistemit nevoja për konsideratë adekuate në përzgjedhjen dhe instalimin e këtyre komponentëve nuk mund të mbivlerësohet.

Sistemi i instalimeve elektrike. Projekti i sistemit të instalimeve elektrike duhet të marrë parasysh të dhënat përkatëse mbi tensionin e mundshëm (vlera e tij aktuale, si dhe stabiliteti i saj), gjatësia e linjave nga furnizimi me energji elektrike tek motori dhe kërkesat e fuqive të motorit.

2.4 Materialet e kullave

Fillimisht, kullat ftohëse janë ndërtuar kryesisht me dru, duke përfshirë edhe skeletin, mbulesën, grilat, mbushjen dhe basenin e ujit të ftohtë. Ndonjëherë baseni i ujit të ftohtë është ndërtuar nga betoni. Sot, prodhuesit përdorin një shumëllojshmëri të materialeve për të ndërtuar kullat e ftohjes. Materialet janë të përzgjedhura për të rritur rezistencën ndaj korrozionit, për të reduktuar mirëmbajtjen, dhe për të promovuar besueshmërinë dhe jetëgjatësinë e shërbimit. Çeliku i galvanizuar, klasë të ndryshme të çelikut inox (të pandryshkur), fibra qelqi, dhe betone janë përdorur gjegjësisht në ndërtimin e kullës, si dhe alumini dhe plastika për disa komponentë.

Skeleti dhe mbulesa. Kullat prej druri janë ende në dispozicion, por shumë komponentë janë bërë nga materiale të ndryshme, të tilla si mbulesa rreth trupit-skeletit drunor me fibra qelqi, grilat për hyrje ajri me fibra qelqi, mbushja nga plastika dhe baseni i ujit të ftohtë nga çeliku.

Shumë kulla (mbulesa dhe basene) janë të ndërtuara nga çeliku i galvanizuar ose, kur atmosfera korrozive është problem, kulla ose bazat janë bërë prej çelikut inox. Kullat më të mëdha nganjëherë janë bërë prej betoni. Fija prej qelqi është përdorur gjerësisht edhe për mbulesa dhe basene të kullës ftohëse, sepse ato zgjasin jetën e kullës ftohëse dhe sigurojnë mbrojtjen kundër kimikaleve të dëmshme.

Betoni është përdorur për skelet të kullës me një lartësi deri në 200 m. Këto kulla ftohëse janë kryesisht vetëm për punë të mëdha të nxehtësisë sepse strukturat e mëdha betonarme janë të shtrenjta.

Mbushja. Kur kushtet e ujit kërkojnë përdorimin e mbushjes me spërkatje, trajtimi i mbushjes spërkatëse prej druri përdoret ende në kullat prej druri, por mbushjet plastike spërkatëse gjithashtu përdoren gjerësisht. Për shkak të efikasitetit të lartë të transferimit të nxehtësisë, mbushja filmore është zgjedhur për aplikimet ku uji qarkullohet është përgjithësisht i lirë nga mbeturinat që mund të bllokojnë korridoret e mbushjes.

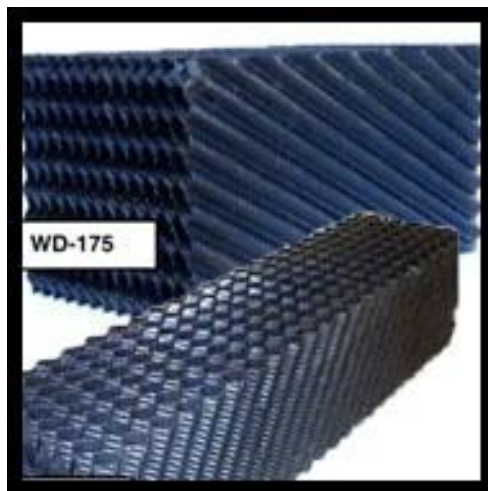


Fig. 2.1. Mbushja filmore

Dizat. Plastikët gjithashtu përdoren gjerësisht për diza. Shumë diza janë të prodhuara nga PVC, ABS, polypropyleni, dhe najloni me mbushje qelqi.



Fig. 2.2. Dizat për spërkatje

Freskuesit. Alumini, fibrat e qelqit dhe çeliku i galvanizuar i zhytur me nxehtësi përdoren zakonisht në materialet e freskuesve. Freskuesit centrifugal shpesh janë të fabrikuar nga çeliku i galvanizuar.

Freskuesit helikë prodhohen nga çeliku i galvanizuar, alumini, ose të formuara nga fibrat prej qelqi të përforcuara me plastikë.

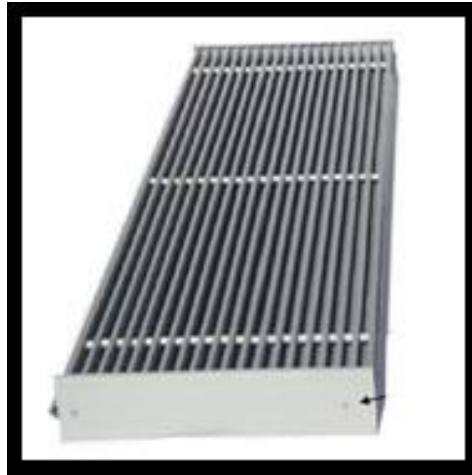


Fig. 2.3. Freskuesit e kullës ftohëse

3. ANALIZA E FTOHJES SË KONDENZATIT

Në thelb, një kondensator është një pajisje ku avulli kondensohet dhe nxehtësia latente e avullimit e lëshuar nga avulli absorbohet nga uji ftohës. Së pari, ajo mban një presion shumë të ulët mbrapa në anën e nxjerrjes së turbinës. Si rezultat, avulli zgjerohet në një masë më të madhe dhe rrjedhimisht rezulton në një rritje të energjisë së disponueshme të ngrohjes.

3.1. Uji ftohës në kondensator në Termocentralin “Kosova B”

Uji ftohës nga ana e ujit të dekarbonizuar fig. 3.1.

- Rrjedhja e ujit ftohës (uji i dekarbonizuar) për kondensator është 30000 [m³/h]
- Sasia e ujit ftohës me një pompë qarkulluese (VC – Pompa) është 16070 [m³/h]
- Diametri i gypave furnizues është 2200 [mm]
- Shpejtësia e ujit ftohës është 2 [m/s]
- Sipërfaqja ftohëse e kondensatorit është 15700 [m²]
- Temperatura e ujit ftohës 23 [°C].

Një pjesë e ujit ftohës përdoret edhe për ftohjen e pjesëve ndihmëse të mullinjtitë, pompat furnizuese, ftohësit e gjeneratorit elektrik ku në përgjithësi kalon rreth 1410 [t/h], po ashtu një pjesë e këtij uji rreth 140 t/h kalon edhe në kracer, pastaj në ftohësin e ujit të demineralizuar rreth 210 t/h etj [11].

Kondensimi i avullit në kondensator:

- Uji i përgatitur kimikisht i demineralizuar
- Sasia e avullit që kondensohet nga kondensatori 635 t/h (max 650 t/h), kur nxehtësit e shtypjes se lartë NTL5/6 janë në punë d.m.th marrjet 5 dhe 6 janë të hapura.
- Presioni punues në kondensator 0,06 bar.
- Temperatura e ujit në kondensator 36,4 °C.

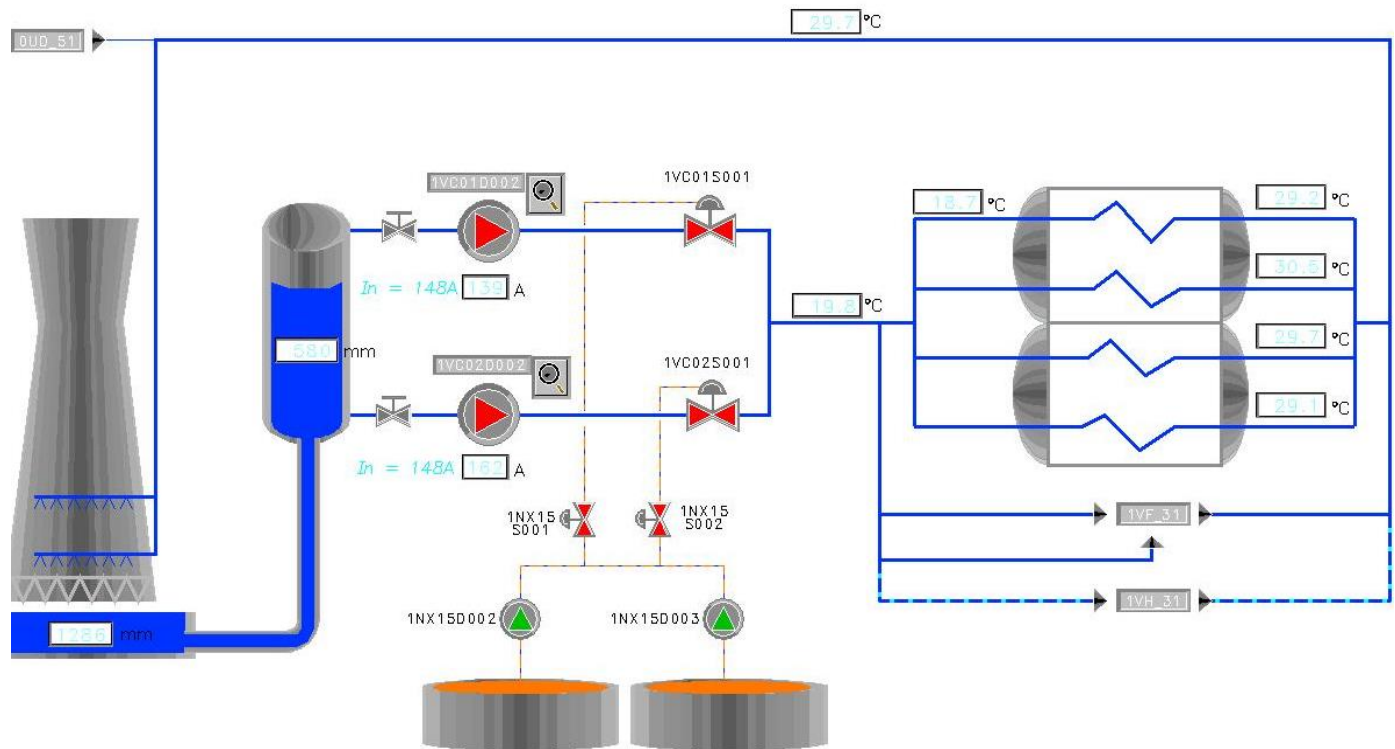


Fig. 3.1. Sistemi i ujit ftohës në kondensator [11].

3.2. Përgatitja kimike e kondensatit në Termocentralin “Kosova B”

Uji furnizues i kaldajës duhet të ketë kualitet të lartë, nuk duhet të përmbajë materie notuese si okside të metaleve, kripëra të tretura O_2 , CO_2 dhe acid silicik të cilat mund të depozitohen në kaldajë dhe në turbinë që mund të shkaktohet edhe korrozion. Për ndalimin e këtyre papastërtive si dhe parandalimin e krijimit të shtresave të depozitave në muret e brendshëm të gypave të kaldajës si dhe depozitimim e kryprave në lopatat e turbinës është instalua POLISHINGU që përbëhet nga filtri me masë kationike acidike të fortë dhe filtri me masë të përzier raporti: dy sasi masë anionike dhe një sasi masë kationike. Pastrimi i kondensatit përfshin për çdo bllok nga një vij filtruese që pastron 100% të sasisë së kondensatit. Pajisja për regjenerim është e përbashkët për dy blloqet. Regjenerimi i rrëshirave është ekstern. Pajisja bënë filtrimin mekanik dhe largon me këmbim jonik kryprat e tretura.

Pajisja kryen edhe këto veti:

Gjatë prodhimit normal bënë përgatitjen e ujit furnizues për kaldajën duke largu papastërtitë e krijuara nga sistemi. Gjatë startimit të bllokut punon kryesisht si filtër dhe largon nga qarkullimi avull-uji papastërtitë e krijuara para se gjithash oksidet e hekurit, me rastin e rrjedhjes së kondensatorit, kondensatori ndotet nga uji i sistemit për ftohje, pajisja ndal kripërat dhe punon vetëm si këmbyses. Përgatitja e kondensatit ka dy faza: uji kalon pa ndërpre nëpër filter kationik dhe filtër të përzier. Filtri kationik pjesërisht punon si filtër mekanik lidh amoniakun, filtri i përzier siguron pastrimin final.

3.3. Sistemi i ujit furnizues nga kondensatori

Pas kondensimit të avullit në kondensator fig. 3.2 uji (kondensati) përmes pompave të kondensatit bartet në rezervuarin furnizues paraprakisht kalon nëpër pastrimi të ujit në këmbyesit kationik dhe i përzieri (shkripëzimin e ujit) sasia e ujit prej 626 t/h kalon nëpër nxehësit të shtypjes së ulët NTU1,2,3 (nuk përziehet uji vetëm këmbëhet nxehtësia), dhe pas kalimit të NTU 1, 2, 3 rritet sasia e ujit (kondensatit) në 760 t/h, kjo rritje e ujit vije pas kondensimit të avullit nga marrjet 1, 2, 3 në NTU 1, 2, 3 dhe përmes pompave futet në sistemin e ujit furnizues (në kondensat) dhe vazhdon në rezervuarin furnizues me një sasi siç e kemi cekur më lartë rreth 760 t/h dhe në rezervuarin furnizues rritet sasia e ujit furnizues rreth 800 t/h pas kondensimit të avullit të marrjes 4 në rezervuarin furnizues.

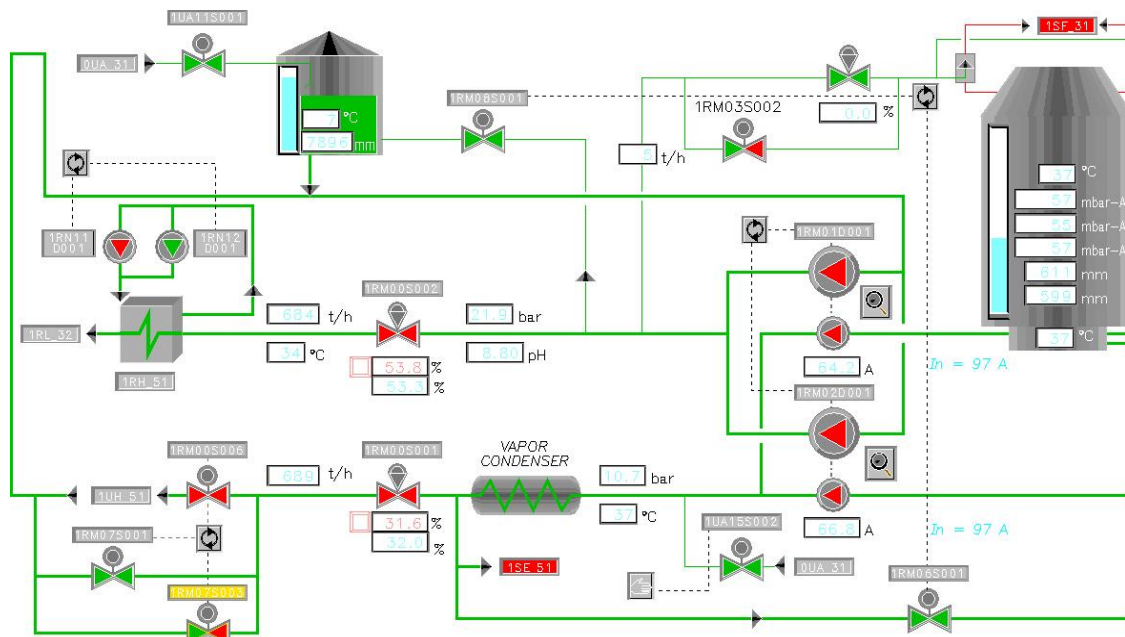


Fig.3.2. Sistemi i kondensatit (uji furnizues nga kondensatori)

3.4. Pajisjet e kondensimit

Rendimenti termik i turbinës rritet me zvogëlimin e temperaturës së avullit në mbarim të zgjerimit. Por, duke pasur parasysh vetitë e avullimit, temperatura të tilla arrihen në praninë e presioneve të ulëta; prandaj, paraprakisht në tubin e shkarkimit të avullit nga turbina duhet të krijohet një presion më i vogël se ai atmosferik, d.m.th. duhet të krijohet vakum, gjë që arrihet me anën e kondensatorit. Gjatë kondensimit, nxehtësia latente e avullit i jepet ujit ftohës, kështu këtij të fundit do ti rritet temperatura. Sipas mënyrës së ftohjes, kondensatorët mund të jenë:

- a. **Me sipërfaqe**, në të cilët uji i ftohët rrjedh brenda disa tubave të vendosur në një karkasë cilindrike, ndërsa në hapësirën e krijuar ndërmjet karkasës dhe një pjesë së jashtme të tubave kalon avulli. Me këta kondensator mund të realizohen presione deri në 0.05-0.03 bar. Këta kondensatorë kanë përdorim të gjerë në turbinat me fuqi të mëdha.
- b. **Me përzierje**, në të cilët kondensimi avullit realizohet nga takimi i drejtpërdrejt i tij me ujin e ftohës të injektuar.

Këta kondensator përdoren në raste kur nuk kërkohen vakume të thella (në makinat me avull). Presioni më i ultë që mund të krijohet në kondensator varet nga temperatura e ujit ftohës, meqë gjithmonë temperatura e kondensimit, që i përket presionit në kondensator, duhet të jetë më e madh se temperatura e ujit (t_u) në dalje të kondensatorit.

Sasia e nxehtësisë që e lëshon avulli në kondensator është sa produkti i sasisë së nxehtësisë së avullit D_k (kg / orë) me diferencën e entalpiave të avullit në hyrje dhe dalje të kondensatorit Δh (kJ / kg) ;

Pra :

$$Q = D_k \cdot \Delta h \quad (3.1)$$

Kjo nxehtësi largohet me anë të ujit ftohës, prandaj bilanci termik i kondensatorit mund të shkruhet :

$$Q = Wc(t_u'' - t_u') = D_k \cdot \Delta h [\text{kJ} / \text{orë}] \quad (3.2)$$

Ku:

W [kg/ orë] – konsumi i ujit ftohës

c – nxehtësia e ujit ftohës, e cila afërsisht merret e barabartë me 4.1868 [kJ/kg · K]

t_u'' - temperatura e ujit ftohës në dalje të kondensatorit

t_u' - temperatura e ujit ftohës në hyrje të kondensatorit

Madhësia:

$$m = \frac{W}{D_k} = \frac{\Delta h}{c(t_u'' - t_u')} \quad (3.3)$$

quhet shumëfishi i ftohjes dhe përcakton sasinë e ujit (në kg) që nevojitet për kondensimin e 1 kg avulli.

3.4.1. Zbritja e temperaturës së kondensatit

Nëse kondensimi në kondensator që zhvillohet pranë vakumit prej 0.06 bar (të cilit i përgjigjet temperatura kondensuese prej 36 °C) reduktohet për shembull 0.03 bar (të cilës i përgjigjet temperatura kondensuese prej 24 °C), atëherë duke kaluar nëpër nxehtës të trysnisë së ulët, kondensati do të tërheqë më shumë avull nga marrja, dhe kështu do ta deprimojë turbinën e trysnisë së ultë nga një sasi e avullit që përndryshe do të shfrytëzohej në të. Ky rast nuk është aktualisht karakteristik për TC “Kosova B” as në kushtet e dimrit. Mirëpo, ai do të ishte prezent në TC “Kosova B” në kushtet e dimrit po të kishin qenë gypat e kondensatorit ideal të pastër, ndërsa puthitshmëria e kondensatorit dhe rrjedhja e ujit ftohës solid [4].

3.4.2. Humbjet e efikasitetit të turboagregatit

Në termocentralet kondensacionale, siç është edhe TC “Kosova B”, ekzistojnë katër lloje tipike të humbjeve termike të turboagregatit të shkaktuar në kondensatorë:

- Humbjet për shkak të temperaturës së lartë të ujit ftohës
- Humbjet për shkak të rrjedhjes jo korrekte (të zvogëluar) të ujit ftohës
- Humbjet e shkaktuar nga depërtimi i ajrit në kondensator dhe
- Humbjet e shkaktuar nga përlyerja e gypave.

3.4.3. Humbjet për shkak të temperaturës së lartë të ujit ftohës

Humbjet për shkak të temperaturës së lartë të ujit ftohës varen nga temperatura e ajrit dhe gjendja e pargut ftohës. Dëmtimi i elementeve këmbyses (veçanërisht nga acari i madh), e zvogëlon efikasitetin e pargut dhe me të edhe atë të kondensatorit. Prandaj, gjatë dimrit duhet marrë masa adekuate për mbrojtjen e pargut nga ky lloj i dëmtimeve, duke iu shmangur temperaturave të ujit ftohës që i përshtaten formimit të stalaktiteve të akullit.

3.4.4. Humbjet e shkaktuara nga depërtimi i ajrit në kondensator

Për dallim nga dy rastet paraprake, humbjet e shkaktuara nga depërtimi i ajrit në kondensator mund të eliminohen plotësisht. Diferenca terminale e temperaturës dhe temperatura e depresionit të ajrit shërbejnë si indikatorë të depërtimit të ajrit.

Nëse temperatura e depresionit të ajrit (diferenca e temperaturës të ngopjes së kondensimit dhe e temperaturës së ajrit që kalon nëpër ejetor) është e dizajnuar për shembull, 3⁰C, atëherë rritja e saj direkt indikon/sugjeron depërtimin e ajrit në kondensator.

Matja e temperaturës së ajrit të thithur bëhet në më shumë pika, por zakonisht mbi gypin dalës të ejetorit. Ajo është më e ultë se temperatura e kondensimit.

3.4.5. Transmetimi i nxehtësisë në kondensator

Sasia e transferuar e nxehtësisë në kondensator Q (kJ/h) është :

$$Q = K \cdot F \cdot (DMLT) \quad (3.4)$$

Ku:

K - koeficienti i transferimit të nxehtësisë (kJ/m²°C),

(Sa më i madh të jetë ky koeficient, aq më i pastër është kondensatori),

F - sipërfaqja e këmbyesve te kondensatorit (m²),

$DMLT$ - diferenca mesatare logaritmike e temperaturës.

3.4.6. Diferenca mesatare logaritmike e temperaturës (DMLT) në mes të fluideve

Diferenca mesatare logaritmike e temperaturës në mes të fluideve definohet sipas shprehjes matematikore:

$$DMLT = \frac{(Dt_1 - Dt_2)}{2.3 \log_{10} \left(\frac{Dt_1}{Dt_2} \right)}; \quad (3.5)$$

$$Dt_1 = t_3 - t_1; \quad Dt_2 = t_3 - t_2 \quad (3.6)$$

Ku :

t_1 - temperatura e ujit të ftohtë në hyrje,

t_2 - temperatura e ujit ftohës në dalje ,

t_3 - temperatura e ngopjes së avullit në kondensator,

Dt_1, Dt_2 – ndryshimet e temperaturave.

3.4.7. Mesatarja aritmetrike e temperaturave

Për kondensatorin tonë, i cili është një shkëmbyes i “kryqëzuar” i nxehtësisë, mund ta marrim parasysh edhe të ashtu quajturën mesatare aritmetrike të temperaturave, që definohet sipas shprehjes matematikore:

$$MAT = \frac{(Dt_1 - Dt_2)}{2}; \quad (3.7)$$

ku përsëri:

$$Dt_1 = t_3 - t_1; \quad Dt_2 = t_3 - t_2; \quad (3.8)$$

ku janë:

t_1 - temperatura e ujit të ftohtë në hyrje,

t_2 - temperatura e ujit ftohës në dalje ,

t_3 - temperatura e ngopjes së avullit në kondensator

4. ANALIZA TERMODINAMIKE E TRANSMETIMIT TË NXEHTËSISË NË KULLËN FTOHËSE

4.1. Metoda e funksionimit

Një kullë ftohëse freskon ujin nga kombinimi i nxehtësisë dhe transmetimi i masës. Uji që ftohët shpërndahet në kullë me anë të dizave spërkatëse dhe mbushjes së filmit që ekspozon një sipërfaqe shumë të madhe ujore në ajrin atmosferik.

Ajri atmosferik qarkullon nga [12]:

- ventilatorët,
- rryma konvektive,
- rryma natyrale e erës ose
- hyrja që bëhet nga spërkatja.

Në TC ‘‘Kosova B’’ ajri qarkullon me rrymim natyral të erës një pjesë e ujit thith ngrohjen për të ndryshuar lëngun në avull me presion konstant. Kjo nxehtësi e avullimit në presionin atmosferik transmetohet nga uji i mbetur në gjendjen e lëngshme me rrymimin e ajrit në të dy anët e kullës ftohëse.

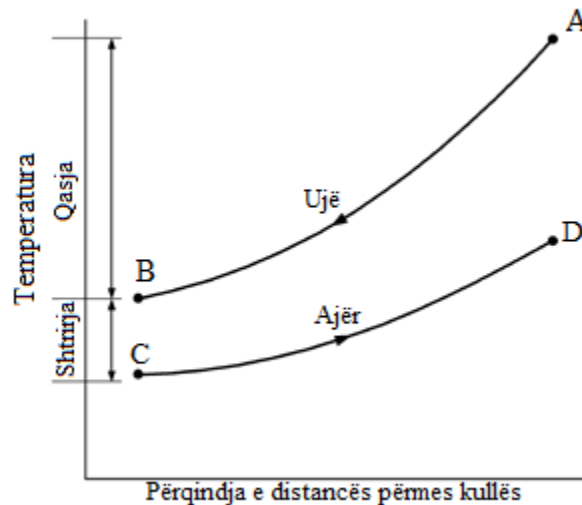


Fig. 4.1. Lidhja ndërmjet temperaturës së ujit dhe ajrit në kullën ftohëse me qarkullim të kundërt

Në figurën (4.1) tregon lidhjen ndërmjet temperaturës së ujit dhe ajrit derisa ato kalojnë nëpër një kullë ftohëse me qarkullimi të kundërt. Kurbat tregojnë rënien e temperaturës së ujit (A në B) dhe ngritjen e temperaturës së ajrit të lagësht (C në D) në kalimin e tyre përkatëse nëpër kullë. Dallimi i

temperaturës midis ujit që hyn dhe del nga kulla e ftohjes është diapazoni (A minus B). Për një sistem të qëndrueshëm të gjendjes, diapazoni është i njëjtë me rritjen e temperaturës së ujit përmes këmbyesit të nxehtësisë së ngarkesës, me kusht që shkalla e rrjedhjes përmes kullës ftohëse dhe këmbyesit të nxehtësisë të jetë e njëjtë. Prandaj diapazoni përcaktohet nga ngarkesa e nxehtësisë dhe rrjedha e ujit, jo nga madhësia apo aftësia termike e kullës ftohëse. Dallimi midis temperaturës së ujit në dalje dhe temperaturës së ajrit në hyrje (B minus C) në figurën 12 është qasja ndaj termometrit të lagësht ose thjesht qasja e kullës së ftohjes. Qasja është një funksion i aftësisë së kullave ftohëse. Një kullë ftohëse e madhe prodhon një qasje më të afërt (ujë të ftohtë për dalje) për caktimin e ngarkesë së nxehtësisë, shkallën e rrjedhjes dhe gjendjen e ajrit në hyrje. Prandaj sasia e nxehtësisë së transmetuar në atmosferë nga kulla ftohëse është gjithmonë e barabartë me ngarkesën e nxehtësisë të imponuar në kullë, ndërsa niveli i temperaturës me të cilën transmetohet nxehtësia përcaktohet nga aftësia termike e kullës ftohëse dhe temperatura e ajrit të lagësht në hyrje. Performanca termike e një kulle ftohëse varet kryesisht nga temperatura e ajrit të lagësht në hyrje. Temperatura e ajrit dhe lagështia relative e ajrit hyrës të marra në mënyrë të pavarur, kanë një efekt të parëndësishëm në performancën termike të kullave ftohëse mekanike, por ndikojnë në shkallën e avullimit të ujit në kullën ftohëse.

4.1.1. Kushtet e projektimit

Performanca termike e një kullë ftohëse varet kryesisht nga temperatura e ajrit të lagësht në hyrje, temperatura e ajrit të thatë në hyrje dhe lagështisë relative të marruar në mënyrë të pavarur kanë një efekt të parëndësishëm në performancën termike të kullave ftohëse mekanike por ndikojnë në shkallën e avullimit të ujit në kullën ftohëse. Një analizë psikometrike e ajrit që kalon nëpër një kullë ftohëse ilustron në (Figura 4.2). Ajri futet në ambient në gjendjen A, thith nxehtësinë dhe lagështinë nga uji dhe del në pikën B në një gjendje të ngopur (ajri i shkarkimit mund të mos jetë plotësisht i ngopur). Sasia transmetuar e nxehtësisë nga uji në ajër është proporcionale me ndryshimin e entalpiave të ajrit ndërmjet kushteve të hyrjes dhe daljes ($h_B - h_A$). Për shkak se linjat e entalpiave konstante korrespondojnë pothuajse në mënyrë të saktë me linjat e temperaturës me lagështi konstante, ndryshimi i entalpiave të ajrit mund të përcaktohet nga ndryshimi i temperaturës së ajrit të lagësht. Nxehtësia e ajrit (vektori AB në Figurën 4.2) mund të ndahet në komponentin AC, e cila paraqet nxehtësisë sensible të absorbuar nga ajri kur ftohet ujë dhe komponenti CB i cili paraqet nxehtësinë latente. Nëse hyrja e ajrit ndryshohet në pikën D në të njëjtën temperaturë me lagështinë, por në një temperaturë më të lartë të tharjes, transmetimi i përgjithshëm i nxehtësisë (vektori DB) mbetet i njëjtë, por nxehtësia sensible dhe latent ndryshojnë në mënyrë dramatike. DE paraqet ftohjen sensible të ajrit, ndërsa EB paraqet nxehtësinë latente pasi që uji heq dorë nga nxehtësia dhe avullimi në ajër. Kështu që për të njëjtën ngarkesë të ujit ftohtë raporti i transmetimit të nxehtësisë latente ndaj nxehtësisë sensible mund të ndryshojë në mënyrë të konsiderueshme.

Raporti i nxehtësisë latente ndaj nxehtësisë sensible është i rëndësishëm në analizimin e përdorimit të ujit në një kullë ftohëse. Transmetimi i masës (avullimi) ndodh vetëm në pjesën e transmetimit të nxehtësisë latente dhe është proporcional me ndryshimin e lagështisë specifike. Për shkak se temperatura e ajrit në hyrje ose lagështia relative ndikojnë në raportin e nxehtësisë latente, nxehtësisë sensible gjithashtu ndikon edhe në shkallën e avullimit. Në figurën (4.2), shkalla e avullimit në rastin

AB ($W_B - W_A$) është më e vogël se në rastet DB ($W_B - W_D$) sepse transmetimi i nxehtësisë latente paraqet një pjesë më të vogël të transmetimit të përgjithshëm të nxehtësisë.

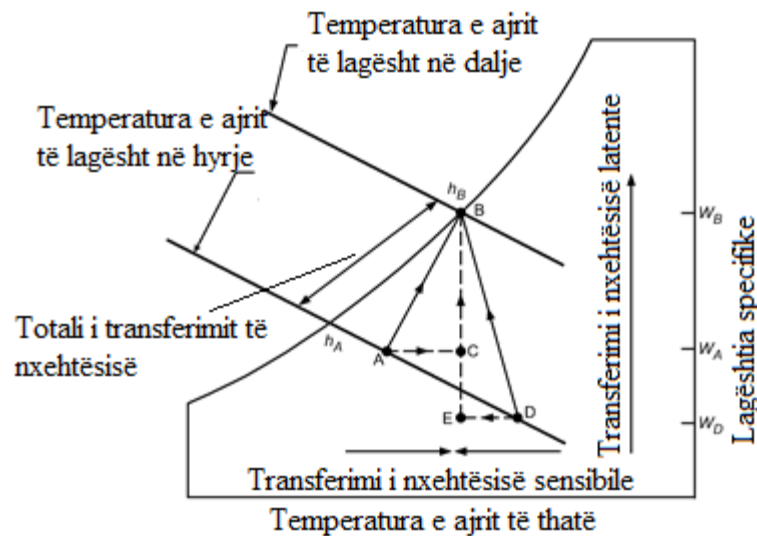


Fig. 4.2 Analiza psikometrike e hyrjes së ajrit në kullën ftohëse

Shkalla e avullimit në kushtet projektuese është përafërsisht 1% me normën e rrjedhjes së ujit për çdo -10.8225 [°C] të temperaturës së ujit. Megjithatë, shkalla mesatare e avullimit gjatë sezonit në punë është më e vogël se norma e projektimit sepse komponenti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë sensible rritet kur në hyrje temperatura e ajrit zvogëlohet.

Shkalla e avullimit është gjithashtu proporcionale me mbushjen e ujit; kjo duhet të merret parasysh kur vlerësohet përdorimi vjetor i ujit.

Kapaciteti termike i çdo kulle ftohëse mund të përcaktohet nga parametrat e mëposhtëm:

- Hyrja dhe dalja e temperaturave të ujit;
- Hyrja e temperaturës së ajrit të lagësht (dhe nganjëherë të thatë) dhe
- Shkalla e rrjedhjes së ujit

Temperatura e ajrit të thatë në hyrje ndikon në sasinë e ujit të avulluar nga çdo kullë ftohëse. Ajo gjithashtu ndikon në qarkullimin e ajrit nëpër kullat hiperbolike dhe vendos direkt kapacitetin termike në çdo komponent të kullës ftohëse të kontaktit indirekt që vepron në një ambient të thatë. Kapaciteti termik i kullës ftohëse të përdorur për kondicionimin e ajrit shprehet shpesh në masën nominale të kullës së ftohjes. Një ton nominal në kullë ftohëse është përcaktuar si ftohje 0.00018927 [m³/s] ujë nga 35 [°C] deri 29.44 [°C] me temperaturën e ajrit të lagësht në hyrje 25.53 [°C]. Në këto kushte, kulla ftohëse hedh poshtë 4.396 [kW] ton për kullën ftohëse nominale. Dallimi historik i 4.396 [kW] të kullës ftohëse në krahasim me tonën e avullimit prej 3.516 [kW], bazohet në supozimin se në kushte e punës të ajrit të kondicionuar për çdo 3.516 [kW] të nxehtësisë të marrë në aparat avullues,

kulla ftohëse duhet të shkarkoj një shtesë 0.087 [kW] të nxehtësisë së kompresorit [12].

Sistemet më të reja të kompresorëve me efikasitet të lartë kanë zvogëluar dukshëm sasinë e nxehtësisë së kompresorit të gjeneruar. Për aplikime të veçanta nuk përdoren vlerësimet e kapacitetit nominal dhe performancën e kapaciteti termike të kullës ftohëse zakonisht shprehet si një normë e rrjedhjes së ujit në kushte specifike të temperaturës së punës (temperatura e ujit në hyrje, temperatura e ujit në dalje dhe temperatura e ajrit të lagësht).

4.1.2. Teoria e Baker-it dhe Shryock-it për transmetimin e nxehtësisë në kullën ftohëse

Konsiderojmë një kullë ftohëse që ka një sipërfaqe me plan katrore; vëllimin ftohës V që përmban sipërfaqe të zgjatur të ujit për njësinë e vëllimit a , niveli i rrjedhës së masës së ujit L dhe norma e rrjedhjes të masës së ajrit G . Figura 4.3 tregon skemën e procesit të masës dhe transmetimin e energjisë. Pjesa më e madhe e temperaturës së ujit t është i rrethuar nga temperatura e ajrit të thatë t_a , entalpisë h_a dhe lagështisë W_a . Shtresa e ndërmjetme supozohet të jetë një shtresë e hollë ndërmjet temperaturës së ajrit të ngopur t'' , entalpisë h'' dhe raportin e lagështisë W'' . Duke supozuar një vlerë konstante për nxehtësinë specifike të ujit $c_{pu} = 4.1868$ kJ/kgK) për transmetimin e përgjithshëm të energjisë nga uji në shtresën e ndërmjetme është [12]:

$$dq_w = Lc_p dt = K_L a(t - t'')dV \quad (4.1)$$

ku

q_w - shkalla e transmetimit të përgjithshëm të nxehtësisë, [kW]

K_L – elementet e përçueshmërisë, transmetimi i nxehtësisë, sasia e ujit në shtresën e ndërmjetme, [W/(m² °C)]

L - Shkalla e rrjedhjes së ujit në hyrje, [ton/h]

V - vëllimi ftohës, [m³]

Transmetimi i nxehtësisë nga shtresa e ndërmjetme tek ajri është:

$$dq_s = K_G a(t'' - t_a)dV \quad (4.2)$$

Ku

q_s - shkalla e transmetimit nxehtësisë sensibile në shtresën e ndërmjetme ndaj ajrit, [kW]

K_G – elementet e përgjithshme të përçueshmërisë në transferim e nxehtësisë sensibile të shtresës së ndërmjetme të ajrit, [W/m² K]

Shpërndarja e avujve të ujit nga shtresa e hollë në ajër është

$$dm = K' a(W'' - W_a)dV \quad (4.3)$$

ku:

m - shkalla e transmetimit të masës në shtresa e ndërmjetme të ajrit, (kg/h)

K' - elementi i përçueshmërisë të transmetimit të masës në shtresën e ndërmjetme ndaj ajrit, kg/h m² (kg/kg)

W'' - raporti i lagështisë së shtresës të ndërmjetme, (kg/kg)

W_a - raporti i lagështisë së ajrit, (kg/kg)

Transmetimi i nxehtësisë në shtresën e ndërmjetme i shkaktuar nga avullimi në ajër është:

$$dq_L = rdm = rK'a(W'' - W_a)dV \quad (4.4)$$

q_L - shkalla e transmetimit të nxehtësisë latente në shtresën e ndërmjetme ndaj ajrit, [kW]

r - nxehtësia latente e avullimit (konstante), [kJ/kg]

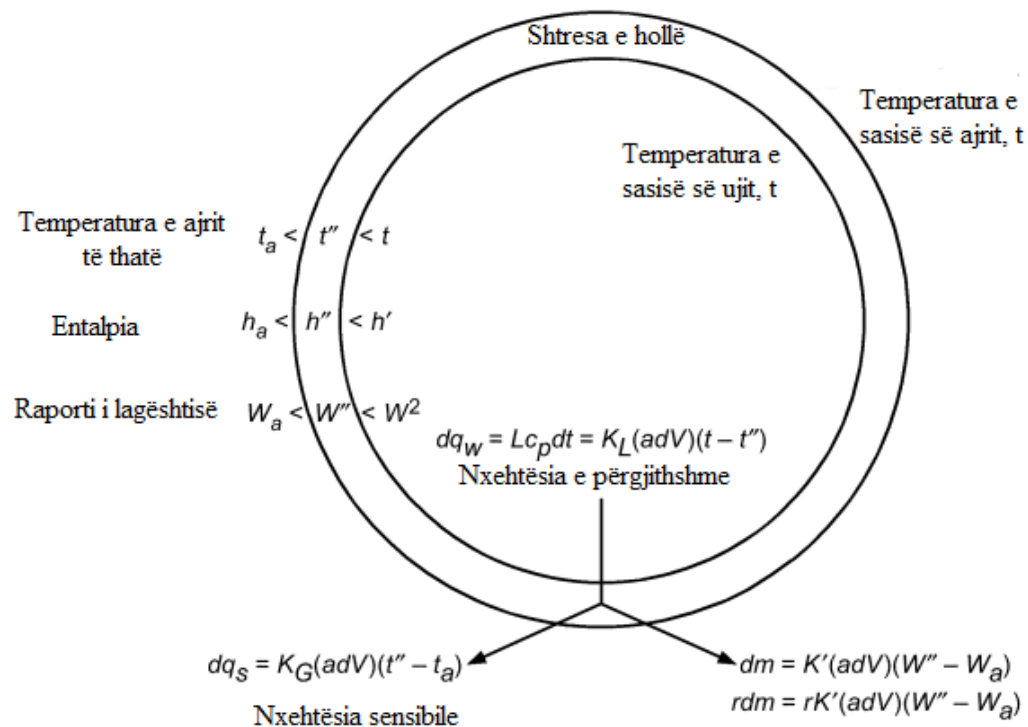


Fig. 4.3. Lidhja e nxehtësisë dhe transmetimit të masës ndërmjet ujit, shtresës së ndërmjetme dhe ajrit (Baker dhe Shryock 1961) [12].

Procesi arrin ekuilibrin kur $t_a = t$, dhe ajri bëhet i ngopur me lagështi në atë temperaturë. Nën kushtet adiabatike, ekuilibri është arritur në temperaturën adiabatike të ngopjes ose në temperaturën termodinamike të ajrit lagësht. Kjo është temperatura më e ulët e arritshme në një kullë ftohëse. Qarkullimi i ujit shpejt arrin këtë temperaturë kur një kullë funksionon pa ngarkesë të nxehtësisë.

Procesi është i njëjtë kur aplikohet një ngarkesë e nxehtësisë, por entalpia e ajrit rritet derisa kalon nëpër kullë, kështu që temperatura e ekuilibrit rritet gjithnjë e më shumë. Qasja e ujit ftohës në hyrje me temperaturën e lagësht është në funksion të kapacitetit të kullës.

Merkeli (1925) supozoi që lidhja e Lewis të ishte e barabartë me kombinimin e transmetimit të masës dhe nxehtësisë sensible në një koeficient të përgjithshëm të bazuar në ndryshimin e entalpisë si forcë shtytëse:

$$K_G / (K' c_{pm}) = 1 \quad (4.5)$$

Ekuacioni (4.4) gjithashtu shpjegon pse termometri i ajrit të lagësht përafron afërsisht temperaturën e ngopjes adiabatike me përzierjen e ajrit dhe avullit të ujit. Në ambient nëse humbjet e nxehtësisë së ujit janë të barabartë me nxehtësinë e ajrit jep fitime.

$$Lc_p dt = Gdh = K'a(h'' - h_a)dV \quad (4.6)$$

ku:

G - norma e rrjedhës së ajrit, [kg/h]

Ekuacioni paraqet transmetimin nga sipërfaqja e shtresës së ndërmjetme në ajrin që rrymon me kushte të papërcaktuara. Nëse qëndrueshmëria e shtresës së hollë është neglizhuar dhe koeficient i përgjithshëm K është postuluar që është bazuar në forcën lëvizëse të entalpisë h dhe në temperaturën e ujit të pandryshuar t, rrjedhë ekuacioni:

$$Lc_p dt = Gdh = K'a(h' - h_a)dV \quad (4.7)$$

$$K'aV/L = \int_{t_1}^{t_2} \frac{c_p}{h' - h_a} dt \quad (4.8)$$

$$K'aV/L = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{h' - h_a} \quad (4.9)$$

Në praktikën e kullave ftohëse, vlera e integruar të ekuacionit (4.7) zakonisht quhet numri i njërive të transferimit (NTU). Kjo vlerë jep numrin e kohës kur mesatarisht entalpia potenciale (h' - h_a) shkon në ndryshimin e temperaturës së ujit (t) dhe është e vështirë matja e të dhënave. Kështu, një njësi transmetimit ka përkufizimin e $c_p / t / (h - h_a)_{avg} = 1$. Ekuacionet nuk janë të pavarura dhe nuk janë subjekt i drejtpërdrejtë i zgjidhjeve matematikore.

4.2. Llogaritja analitike e performancës së kullës ftohëse

Në këtë analizë konsiderohet rrjedha e ajrit dhe ujit me rrjedhje të kundërt për t'u ftohur në drejtim vertikal një kullë ftohëse. Sipërfaqja e paketimit të lagësht është F dhe sipërfaqja e lagështisë në lartësinë dz është dF, sasia e përgjithshme e transmetimit të nxehtësisë në lartësinë dz është $d\dot{Q}$.

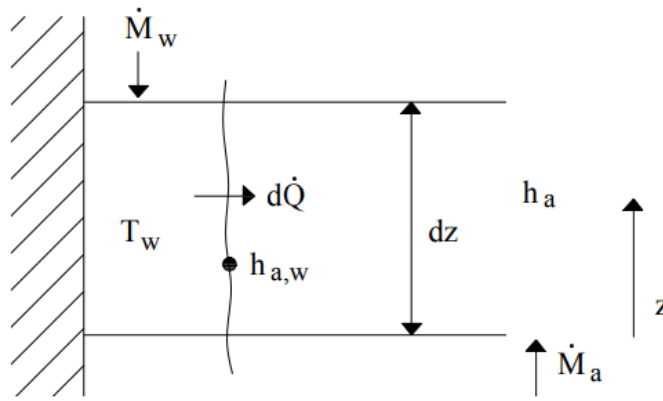


Figura 4.4 Rrjedhja e kundërt ujë-ajër në kullën ftohëse.

Sasia e transmetimit të nxehtësisë në lartësinë dz (figura 4.4) për ujë dhe ajër mund të shkruhet si:

$$d\dot{Q} = d\dot{Q}_s + d\dot{Q}_l \quad (4.10)$$

$$d\dot{Q} = \dot{M}_a dh_a \quad (4.11)$$

M_w dhe M_a – rrjedhjet masive të ujit dhe ajrit të thatë, kg/s.

Shkalla e rrjedhjes së masës së ujit (M_w) supozohet të jetë konstante, që do të thotë se norma e rrjedhjes së ujit të avulluar është shumë e ulët në krahasim me normën e rrjedhës së ujit. T_w është temperatura e ujit dhe h_a është entalpia e ajrit. \dot{Q} përbëhet nga dy pjesë nga nxehtësia sensible $d\dot{Q}_s$

dhe nxehtësia latente $d\dot{Q}_l$. Për gjatësinë dz , mund të shkruajmë:

$$d\dot{Q} = d\dot{Q}_s + d\dot{Q}_l \quad (4.12)$$

ku: $d\dot{Q}_s$ dhe $d\dot{Q}_l$ mund të llogariten duke marrë parasysh nxehtësinë dhe transmetimin e masës midis ujit dhe ajrit:

$$d\dot{Q}_s = \alpha_a (T_w - T_a) dF \quad (4.13)$$

$$d\dot{Q}_l = \beta_a (\rho_{w,w} - \rho_{w,a}) h_{gl} dF \quad (4.14)$$

$\rho_{w,a}$ dhe $\rho_{w,w}$ - densiteti i pjesshëm i avullit të ujit në ajër dhe në shtresën e ndërmjetme ajër-ujë;

h_{gl} - nxehtësia latente e avullimit;

α_a dhe β_a - janë koeficientet e nxehtësisë konvektive dhe të transmetimit masiv ndërmjet shtresës së ndërmjetme ajër-ujë dhe ajrit (ajrin anësor).

Nëse supozojm se numrin Lewis është njësi, në vazhdim marrim ekuacionin e njohur të Merkelit (Berliner 1975 dhe Kröger 2004) [12].

$$\frac{\alpha_a}{c_{pa}} \frac{F}{M_w c_{pw}} = \int_{T_{wo}}^{T_w} \frac{dT_w}{h_{a,w} - h_a} \quad (4.15)$$

Sasia e nxehtësisë së transmetuar nga uji jepet si;

$$\dot{Q} = M_w c_{pw} (\dot{T}_{wi} - T_{wo}) \quad (4.16)$$

Temperatura e dimensionuar θ , numri i njëjësive të transmetuese N dhe ndryshimi ekuivalent i temperaturës $\Delta T_{aw,e}$, përcaktohen si më poshtë:

$$\theta = \frac{T_w - T_{wo}}{T_{wi} - T_{wo}} \quad (4.17)$$

$$N = \frac{\alpha_a F_T \Delta T_{aw,e}}{\dot{Q}} \quad (4.18)$$

$$\Delta T_{aw,e} = \frac{h_{a,wi} - h_{a,wo}}{c_{p,a}} \quad (4.19)$$

Ekuacioni i mëposhtëm mund të merret nga ekuacioni (4.15) duke përdorur sasi të e pa dimensionuar:

$$N = \frac{F}{F_T} = \int_0^\theta \frac{(h_{a,wi} - h_{a,wo}) d\theta}{h_{a,w} - h_a} \quad (4.20)$$

ku:

F_T dhe F - janë sipërfaqja e përgjithshme e lagësht dhe sipërfaqja e lagësht ndërmjet 0 dhe z në kullën e ftohëse, me përkufizimet:

$$h_{a,w}^* = \frac{h_{a,w} - h_{a,wo}}{h_{a,wi} - h_{a,wo}} \quad (4.21)$$

$$h_a^* = \frac{h_a - h_{a,i}}{h_{a,wi} - h_{a,i}} \quad (4.22)$$

$$h_{a,wo}^* = \frac{h_{a,wo} - h_{a,i}}{h_{a,wi} - h_{a,wo}} \quad (4.23)$$

$$z^* = \frac{F}{F_T} \quad (4.24)$$

Ekuacioni i më poshtëm është marrë nga ek. (4.20)

$$Nz^* = \int_0^\theta \frac{d\theta}{h_{a,w}^* - (1 + h_{a,wo}^*)h_a^* + h_{a,wo}^*} \quad (4.25)$$

Përcaktohet si:

$$I_\theta = \int_0^\theta \frac{d\theta}{h_{a,w}^* - (1 + h_{a,wo}^*)h_a^* + h_{a,wo}^*} \quad (4.26)$$

që vijon nga ek. (4.25)

$$I_\theta = Nz^* \quad (4.27)$$

Për shumën e përgjithshme të kullave ftohëse merret nga ek. (4.26) dhe (4.27)

$$I = \int_0^1 \frac{d\theta}{h_{a,w}^* - (1 + h_{a,wo}^*)h_a^* + h_{a,wo}^*} \quad (4.28)$$

$$I = N \quad (4.29)$$

N - numri i njësive transmetuese

I - Integrali

Në ekuacionet e mësipërme hyrja dhe dalja e ujit janë shënuar me indekse w_i dhe w_o , ndërsa $h_{a,i}$ është entalpia e ajrit që hyn në kullën ftohëse.

4.2.1. Përshkrimi i entalpisë në varësi të temperaturës

$h_{a,w}^*$ dhe h_a^* duhet të përcaktohet në funksion θ për përcaktimin e vlerave I_θ nga ek. (4.27).

Nga ekuacioni (4.10) dhe (4.11) gjejmë:

$$\frac{dh_a}{dT_w} = \frac{M_w c_{pw}}{M_a} \quad (4.30)$$

M_w - prurja masive e ujit, [kg /s]

M_a - prurja masive e ajrit [kg /s]

$$h_a = h_{a,i} + \frac{M_w c_{pw}}{M_a} (T_w - T_{w,o}) \quad (4.31)$$

T_w - temperatura e ujit [K]

Ky ekuacion mund të shkruhet si:

$$h_a^* = \varepsilon \theta \quad (4.32)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{\max} = M_a (h_{a,wi} - h_{a,i}) \quad (4.34)$$

ku:

ε - efikasiteti i kullës ftohëse;

θ - temperatura e dimensionuar;

\dot{Q}_{\max} - rrjedha maksimale e mundshme e nxehtësisë.

Për temperatura të ndryshme në hyrje dhe në dalje, $h_{a,w}^*$ mund të përcaktohet nga funksioni θ :

$$h_{a,w}^* = (1-a)\theta^2 + a\theta \quad (4.35)$$

Ky funksion kryhet me kushtet kufitare $h_{a,w}^* = 0$ me $\theta = 0$ dhe $h_{a,w}^* = 1$ me $\theta = 1$.

Ekuacioni (4.35) është paraqitur në figurën 2. Për $a = 1$, lidhja është lineare. Për $a = 0$, merret një lidhje parabolike (kuadratike). Normalisht, do të ketë vlersime mes këtyre vlerave kufizuese.

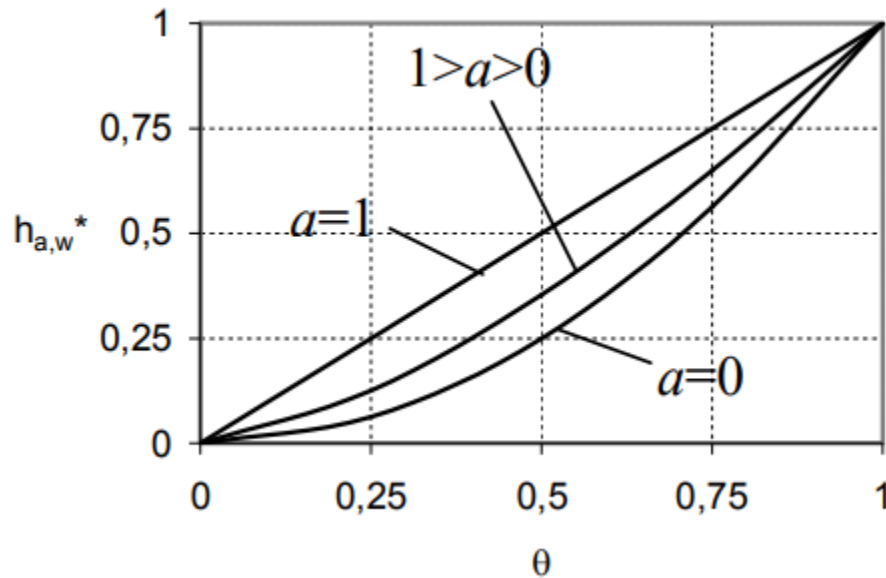


Figura 4.5. Paraqitja entalpisë $h_{a,w}^*$ në funksion të temperaturës së dimensionuar θ .

4.3. Vlerësimi i performancës së projektimit të kullës natyrore sipas analizës së Merkelit dhe NTU-së

Kullat ftohëse përdoren gjerësisht për aplikime të shumta, rezidenciale, komerciale dhe industriale. Hedhjen e nxehtësisë dhe ujin e avulluar në kullat ftohëse natyrore i kanë vlerësuar në mënyrë kritike duke përdorur metodat e analizës së Merkelit dhe numrit të njësisive transmetues (NTU-së), përkatësisht në kushte të ndryshme operative dhe mjedisore.

Kanë theksuar rëndësinë e përdorimit të një metode të veçantë gjatë analizës së vlerësimit të karakteristikave të performancës së një materiali të caktuar mbushjeje dhe më pas duke përdorur të njëjtën qasje analitike për të parashikuar performancën e kullës ftohëse. Për efektin e ambientit të lagësht dhe të temperaturës në performancën e kullave ftohëse janë vlerësuar që të përdoret metoda e analizës Merkel-it dhe NTU-së.

Kulla ftohëse është një pajisje që ri qarkullon ujin ftohës nga këmbyesit e nxehtësisë e cila bënë ftohjen nga kontakti me ajrin atmosferik. Ajri që vjen nga hyrja e ajrit do të ndërveprojë me pikat më të vogla të ujit të ngrohtëtë që rrjedhin nga shtresat poroze ku do të ndodhë transmetimi i nxehtësisë. Pikat e ujit ftohës do të rrjedhin poshtë për t'u mbledhur në fund të kullës ftohëse për t'u rikrijuar përsëri në sistem dhe pastaj vazhdon ciklin.

Walker për herë të parë kishte sugjeruar teorinë e operimit të kullës ftohëse. Teoria e kullave ftohëse është studiuar në një farë thellësie që nga vepra e parë e Merkel-it në vitin 1925. Ky është një përshkrim matematik i arsyeshëm dhe relativisht i thjeshtë i fenomeneve të nxehtësisë dhe transmetimit të masës

në një kullë ftohëse me rrymim të kundërt. Ishte e para që paraqiste përdorimin praktik të ekuacioneve diferenciale, bazë në të cilën ai kombinonte ekuacionet për transmetimin e nxehtësisë dhe avujt e ujit.

Supozimet themelore që janë në teorinë e Merkelit:

- Rezistenca për transmetimin e nxehtësisë në shtresën e hollë të lëngët është e papërfillshme;
- Shkalla e rrjedhës së masës së ujit në zonën kryqore të kullës është konstante, pra nuk ka humbje të ujit për shkak të avullimit;
- Nxehtësia specifike e përzierjes së ajrit dhe avullit në presion të vazhdueshëm është e njëjtë me atë të ajrit të thatë;
- Numri Lewis për ajrin e lagësht.

Duhet të theksohet se formulimi dhe zbatimi i teorisë së Merkel-it në projektimin e kullës së ftohjes dhe vlerësimin e performancës paraqitet dhe diskutohet në shumicën e operacioneve të bllokut (repartit) dhe tekste të procesit të transmetimit të nxehtësisë. Ky supozim është pranuar përgjithësisht në analizat teorike dhe në projektimin e kullave të ftohjes.

4.4. Ekuacionet për transmetimin e nxehtësisë dhe masës në mbushje për ajër të pangopur

4.4.1 Teoria e Merkelit për transmetimin e nxehtësisë

Figura 4.6 tregon një rregullator të vëllimit me mbushjen e një kullë ftohëse me lagështi të kundërt dhe figura 4.7 tregon një rregullator të vëllimit me mbushjen me ajër.

Një bilancë masivë për vëllimin kontrollues në Fig. (4.6) jep,

$$dm_w = m_a dw \quad (4.31)$$

Bilanci i energjisë për vëllimin kontrollues në Fig. (4.7) është si vijon:

$$m_a dh_{ma} = m_a dh_w + h_w dm_w \quad (4.32)$$

Ku:

h_{ma} - është entalpia e përzierjes së avujve të ajrit e cila shprehet nga ekuacioni i mëposhtëm:

$$h_{ma} = c_{pa}(T - 273.15) + w[i_{fgwo} + c_{pv}(T - 273.15)] \quad J / kg \text{ ajër avull} \quad (4.33)$$

Ku nxehtësia latente (i_{fgwo}) llogaritet nga ekuacioni i mëposhtëm:

$$i_{fgwo} = 3.4831814 \times 10^6 - 5.8627703 \times 10^3 T + 12.139568 T^2 - 1.40290431 \times 10^{-2} T^3 \text{ J/K} \quad (4.34)$$

Ekuacioni (4.31) zëvendësohet në ekuacionin (4.32) pas rregullimit kemi:

$$dT_w = \frac{m_a}{m_w} \left(\frac{1}{c_{pw}} dh_{ma} - T_w dw \right) \quad (4.35)$$

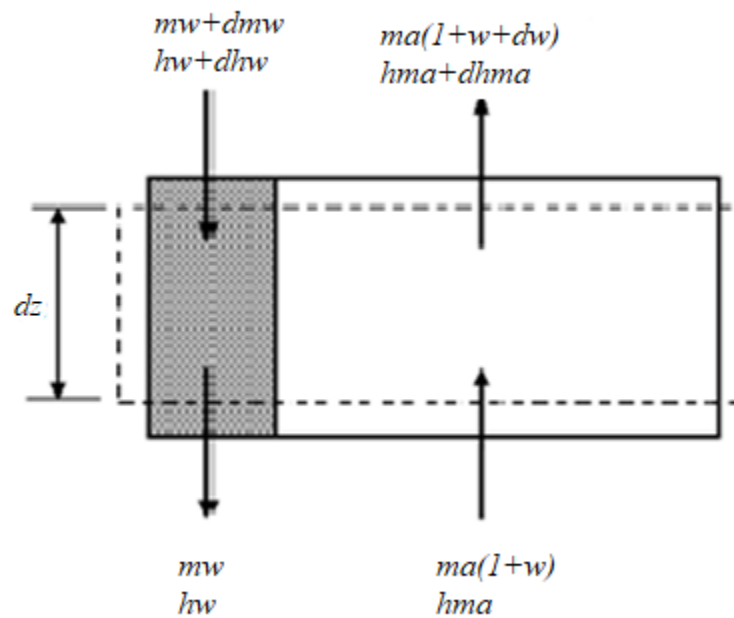


Fig. 4.6. Rregullatori i vëllimit me mbushjen e një kullë ftohëse me lagështi të kundërt

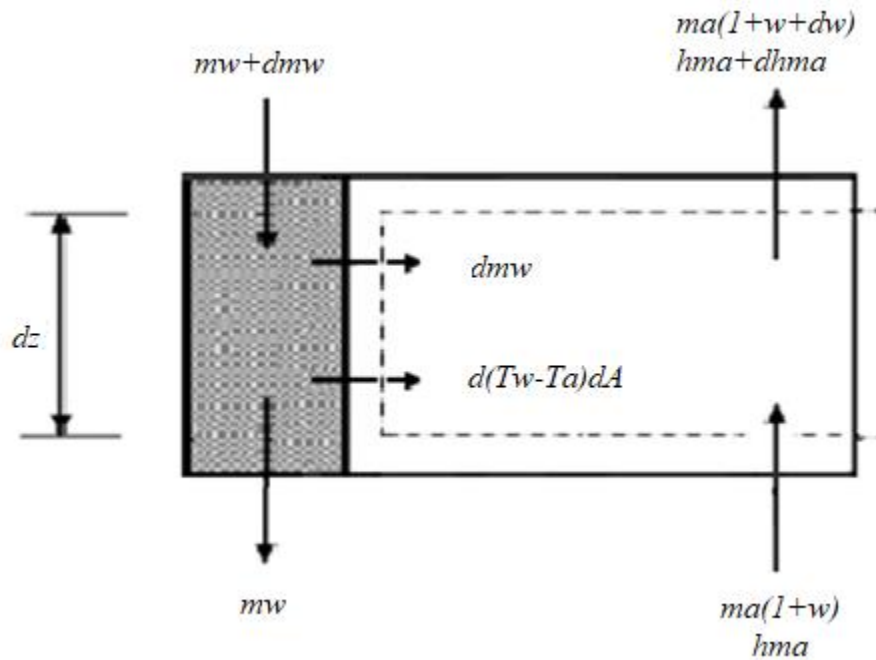


Fig.4.7. Rregullatori i vëllimit me mbushjen me ajër

Nëse e konsiderojmë se midis ajrit dhe ujit kemi sipërfaqen ndarëse në Fig. (4.6). Bilanci i energjisë për vëllimin kontrollues është:

$$dQ = dQ_m + dQ_c \quad (4.36)$$

Ku:

dQ_m - Është transmetimi i entalpisë për shkak të ndryshimit në përqendrimin e avullit në mes të ajrit të ngopur dhe ajrit mesatar të rrymës në sipërfaqen e ndarjes.

dQ_c - Është transmetimi i ndjeshëm i ngrohjes për shkak të ndryshimit të temperaturës.

Transmetimi masiv në sipërfaqen e ndarjes është shprehur nga,

$$dm_w = h_d (w_{sw} - w) dA \quad (4.37)$$

Transmetimi përkatës i entalpisë për transmetimin e masës në ekuacionin (4.37) është

$$dQ_m = h_v dm_w = h_v h_d (w_{sw} - w) dA \quad (4.38)$$

Entalpia e avullit të ujit, h_v në temperaturën e ujit të pandryshuar T_w , jepet nga:

$$h_v = i_{fgwo} + c_{pv} \cdot T_w \quad (4.39)$$

Transmetimi i nxehtësisë konvektiv nga Fig. (4.7) jepet nga:

$$dQ_c = h(T_w - T_a)dA \quad (4.40)$$

Ndryshimi i temperaturës në ekuacionin (4.40) mund të zëvendësohet nga një diferencë e entalpisë. Entalpia e ajrit të ngopur që vlerësohet në temperaturën lokale të ujit të pijshëm jepet nga:

$$h_{masw} = c_{pa}T_w + w_{sw}(i_{fgwo} + c_{pv}T) \quad (4.41)$$

Ekuacionin (4.39) zëvendësojmë në ekuacionin (4.41) dhe kemi:

$$h_{masw} = c_{pa}T_w + w_{iv}(w_{sw} - w)i_v \quad (4.42)$$

Entalpia e përzierjes së ajrit dhe avullit të ujit për një masë njësie të ajrit të thatë, e cila sipas ekuacionit (4.33), ku nxehtësia specifike përcaktohet me $(T + 273.15) / 2$ dhe nxehtësia latente ifgwo përcaktohet me 273.15 K, sipas ekuacionin (4.34) shprehet:

$$h_{ma} = c_{pa}T_a + w(i_{fgwo} + c_{pa}T_a) \quad (4.43)$$

Nxehtësia specifike e përzierjes së ajrit dhe avullit të ujit me ajrin e pangopur është dhënë nga

$$c_{pma} = c_{pa} + Wc_{pv} \quad (4.44)$$

Zbresin ekuacionin (4.43) nga (4.42). Ekuacioni përfundimtar mund të thjeshtohet nëse ndryshimet e vogla në nxehtësi specifike të cilat vlerësohen në temperatura të ndryshme nuk merren parasysh.

$$T_w - T_a = \frac{(h_{masw} - h_{ma}) - (w_{sw} - w)h_v}{c_{pma}} \quad (4.45)$$

Ekuacioni (4.45) zëvendësohet në ekuacionin (4.40), pastaj rezultatin e ekuacionit dhe ekuacionin (4.38) zëvendësojmë në ekuacionin (4.36),

$$dQ = h_d \left(\frac{h}{c_{pma}h_d} (h_{masw} - h_{ma}) + \left[1 - \frac{h}{c_{pma}h_d} \right] h_v (w_{sw} - w) \right) dA \quad (4.46)$$

$\frac{h}{c_{pma}h_d}$ - është i njohur si faktori Lewis,

Lef - është një tregues i përqindjeve relative të nxehtësisë dhe transmetimit të masës në një proces avullimi.

Bosnjaković zhvilloi një lidhje empirike për faktorin Lewis (Lef) për sistemet e ajrit dhe avullit të ujit. Faktori Lewis për ajër të pangopur, sipas Bosnjaković është dhënë nga [6]:

$$Le_f = 0.865^{0.667} \frac{\left(\frac{w_{sw} + 0.622}{w + 0.622} - 1 \right)}{\ln \left(\frac{w_{sw} + 0.622}{w + 0.622} \right)} \quad (4.47)$$

Entalpia e transmetimit në ajrin rrjedhëse nga ekuacioni (16) është:

$$dh_{ma} = \frac{dQ}{m_a} = \frac{h_d dA}{m_a} \left[Le_f (h_{masw} - h_{ma}) + (1 - Le_f) h_v (w_{sw} - w) \right] \quad (4.48)$$

Për një model njëfazor të mbushjes së kullës së ftohjes, ku zona e disponueshme për kalimin e nxehtësisë dhe masës është e njëjtë në çdo seksion horizontal përmes mbushjes, zona e transmetimit për një seksion dz shprehet zakonisht si:

$$dA = a_{ft} A_{ft} dz \quad (4.49)$$

Ku:

a_{ft} - është densiteti i zonës së mbushjes, d.m.th. zona e lagur e ndarë me vëllimin korrespondues të mbushjes dhe

A_{ft} - është zona përkatëse ballore apo zona e sipërfaqes.

Ekuacionin (4.49) zëvendësojmë në ekuacionin (4.48).

$$\frac{dh_{ma}}{dz} = \frac{h_d a_{ft} A_{ft}}{m_a} \left[Le_f (h_{masw} - h_{ma}) + (1 - Le_f) h_v (w_{sw} - w) \right] \quad (4.50)$$

Për të thjeshtësuar analizën e një procesi avullues Merkelit supozonte se humbja avulluese është e papërfillshme, $dw = 0$ nga ekuacioni (4.35), dhe faktori Lewis është i barabartë me unitetin. Ekuacionet kryesore (4.50) dhe (4.35) të procesit me rrjedhje të avullimit të kundërt thjeshtojnë respektivisht:

$$\frac{dh_{ma}}{dz} = \frac{h_d a_{ft} A_{ft}}{m_a} (h_{masw} - h_{ma}) \quad (4.51)$$

Dhe duke pjesëtuar ekuacionin (4.35) me dz në të dy anët e ekuacionit:

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{m_a dh_{ma}}{m_w c_{pw} dz} \quad (4.52)$$

Ekuacionet (4.51) dhe (4.52) përshkruajnë përkatësisht ndryshimin në entalpinë e përzierjes së ajrit dhe avujve të ujit dhe ndryshimin në temperaturën e ujit kur ndryshon distanca kalimit të ajrit. Ekuacionet (4.51) dhe (4.52) mund të kombinohen për të dhënë pas integritimit ekuacionin Merkelit,

$$Me_M = \frac{h_d A}{m_w} = \frac{h_d a_{ft} A_{ft} L_{ft}}{m_w} = \frac{h_d a_{ft} L_{ft}}{G_w} = \int_{t_{wo}}^{t_{wi}} \frac{c_{pw} dT_w}{(h_{masw} - h_{ma})} \quad (4.53)$$

ku:

Mem - është numri Merkelit.

Sipas qasjes Merkelit nuk është e mundur të llogaritet gjendja e ajrit duke lënë mbushjen sipas ekuacionit (4.53). Merkeli supozoi se ajri që e lëshon mbushjen është i ngopur me avull uji. Ky supozim mundëson që të llogaritet temperatura e ajrit që largohet nga mbushja.

4.4.2. Metoda e NTU-së

Jaber dhe Webb zhvilluan ekuacionet e nevojshme për të aplikuar metodën NTU-së drejtpërsëdrejti për rrjedhje të kundërt ose të rrjedhjes së kryqëzuar në kullën ftohëse, mund të tregohet sipas Jaber dhe Webb:

$$\frac{d(h_{masw} - h_{ma})}{(h_{masw} - h_{ma})} = h_d \left(\frac{dh_{masw} / dT_w}{m_w c_{pw}} - \frac{1}{m_a} \right) dA \quad (4.54)$$

Ekuacioni (4.24) i përgjigjet metodës NTU-së me këmbim të nxehtësisë:

$$\frac{d(T_h - T_h)}{(T_h - T_h)} = -U \left(\frac{1}{m_h c_{ph}} + \frac{1}{m_c c_{pc}} \right) dA \quad (4.55)$$

Dy raste të mundshme të ekuacionit (4.54) mund të konsiderohen ku m_a është më e madhe ose më e vogël se $m_w c_{pw} / (dh_{masw} / dT_w)$.

Maksimumi i m_a dhe $m_w c_{pw} / (dh_{masw} / dT_w)$ është shënuar nga C_{max} dhe minimumi nga C_{min} . Gradienti i entalpisë së ajrit të ngopur-diagrami i temperaturës është

$$\frac{dh_{masw}}{dT_w} = \frac{h_{maswi} - h_{maswo}}{T_{wi} - T_{wo}} \quad (4.56)$$

Raporti i kapacitetit të fluidit përcaktohet si:

$$C = C_{min} / C_{max} \quad (4.57)$$

Efektiviteti është dhënë nga:

$$e = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{m_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wo})}{C_{\min} (i_{maswi} - \lambda - h_{mai})} \quad (4.58)$$

Ku:

λ – është një faktor i korigjimit, sipas Bermanit për të përmirësuar përafrimin e h_{masw} kundrejt kurbës T_w si një vijë e drejtë.

Faktori i korigjimit, λ është dhënë nga:

$$\lambda = (h_{maswo} + h_{maswi} - 2h_{maswm}) / 4 \quad (4.59)$$

ku:

h_{maswm} - jep entalpinë e ajrit të ngopur në temperaturën mesatare të ujit.

Numri i njëjësive transmetuese për kullat e ftohjes me qarkullim te kundërt është dhënë:

$$NTU = \frac{\ln \frac{1 - eC}{1 - e}}{1 - C} \quad (4.60)$$

Nëse m_a është më e madhe se $m_w c_{pw} / (dh_{masw} / dT_w)$ numrit i Merkel-it sipas qasjes së NTU-së është dhënë nga:

$$Me_e = \frac{c_{pw}}{dh_{masw} / dT_w} NTU \quad (4.61)$$

Nëse m_a është më e vogël se $m_w c_{pw} / (dh_{masw} / dT_w)$ numri Merkel-it sipas qasjes NTU-së është dhënë nga:

$$Me_e = \frac{m_a}{m_v} NTU \quad (4.62)$$

Performanca e kullave ftohëse të rrjedhës së ujit natyral vlerësohet duke përdorur metodat e analizës Merkel-it dhe NTU-së në kushte të ndryshme operative dhe mjedisore. Rëndësia e përdorimit të një metode të veçantë të analizës gjatë vlerësimit të karakteristikave të performancës së një materiali të caktuar të mbushjes dhe më pas duke përdorur të njëjtën qasje analitike për të parashikuar performancën e kullës ftohëse kanë analizuar:

- Nxehtësinë e refuzuar Q ,
- Temperatura e ujit në dalje T_{wo} ,

- Temperatura e ajrit në dalje T_{ao} ,
- Ajri mesatare, shkalla mesatare e rrjedhjes së avujve të ujit m_{av} ,
- dhe shkalla e rrjedhjes së ujit të avulluar nga rryma e ujit $m_{w(evap)}$,

Ajri në hyrje ndryshon nga kushtet e thata në ato të ngopura ku temperaturat e ambientit janë të barabarta me 280, 290 dhe 300 K. Vijat e plota në secilën figurë përcaktojnë rezultatet sipas qasjes së NTU-së ndërsa vijat e ndërprera përcaktojnë rezultatet sipas qasjes me të ashpër të Merkel-it.

4.4.3. Nxehtësia që refuzohet (largohet nga kulla ftohëse)

Nxehtësia e refuzuar nga kulla ftohëse në temperaturat e ambientit prej 280, 290 dhe 300 K në kushte të thata deri të ngopura, siç tregohet në fig. (4.8, 4.9, 4.10). Mund të vërehet se refuzimi i nxehtësisë i parashikuar nga qasja e NTU-së është më e lartë se ajo e parashikuar nga qasja Merkelit në të gjitha kushtet e ambientit të shqyrtuara në këtë analizë. Qasja e NTU-së parashikon norma më të larta të refuzimit të nxehtësisë Q sesa qasja Merkelit siç tregohet në fig. (4.8, 4.9, 4.10). Kjo është për shkak se qasja Merkelit eliminon humbjen në normën e rrjedhës së ujit në ekuacionin e energjisë.

Është e qartë se ndryshimi në normat e refuzimit të nxehtësisë midis qasjeve të Merkelit dhe të NTU-së rritet pasi ajri në hyrje bëhet më i thatë dhe më i nxehtë.

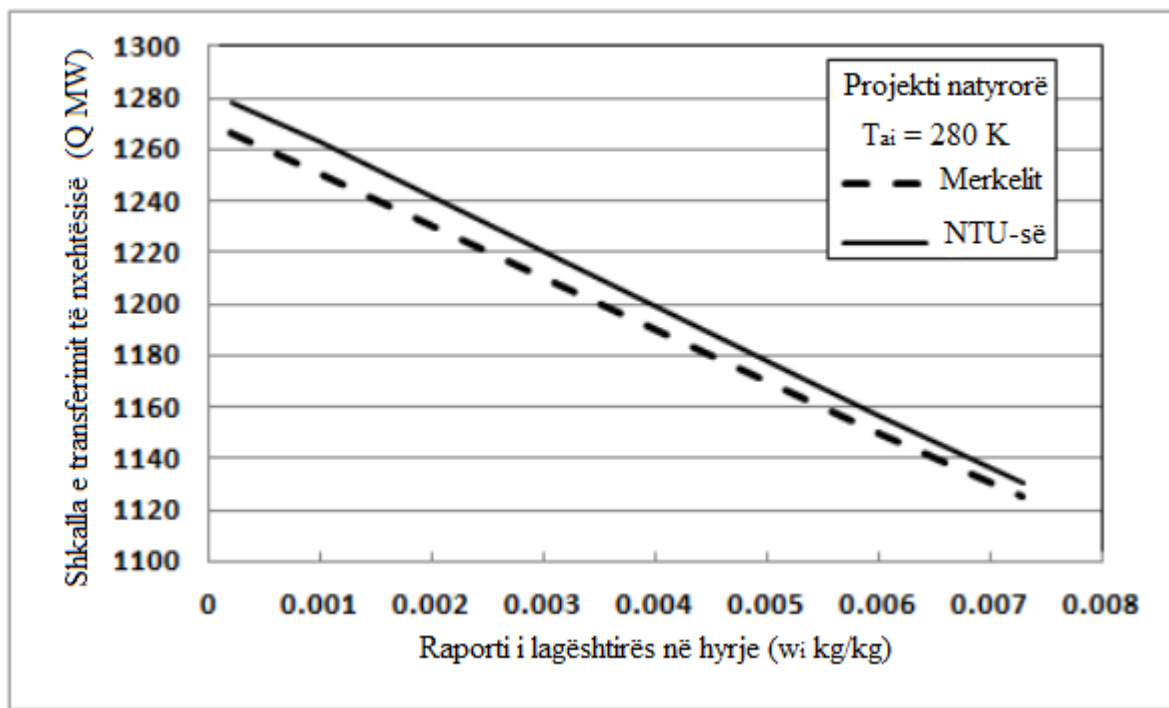


Fig. 4.8. Nxehtësia e refuzuar nga kulla ftohëse në temperaturën e ambientit në 280K.

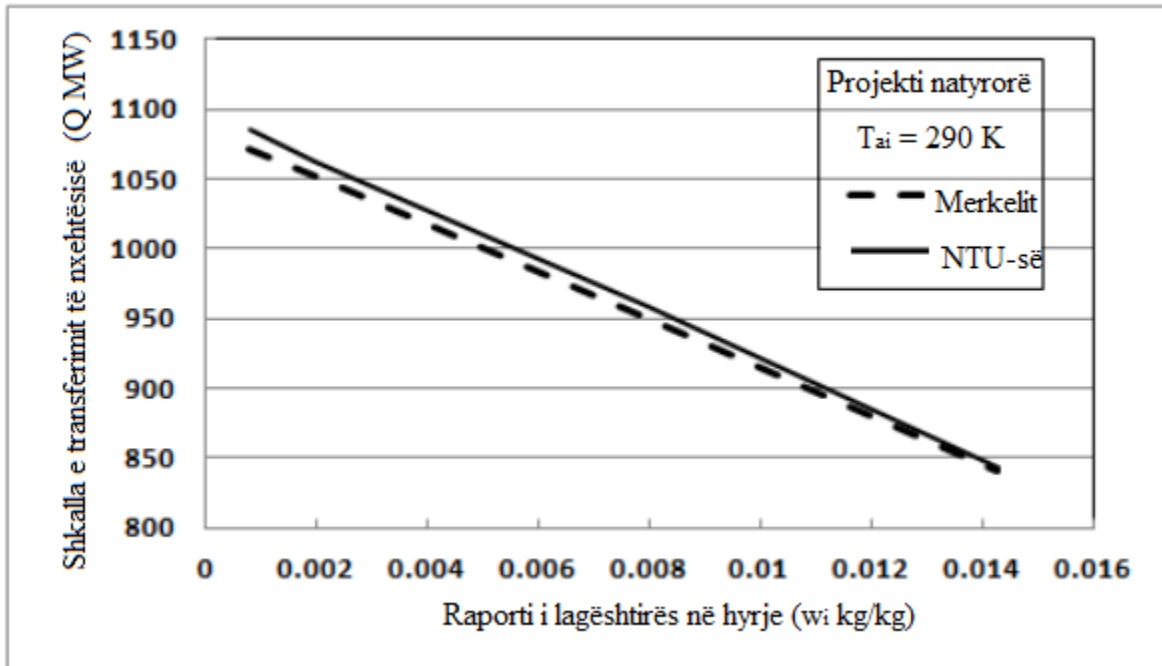


Fig.4.9. Nxehtësia e refuzuar nga kulla ftohëse në temperaturën e ambientit në 290K.

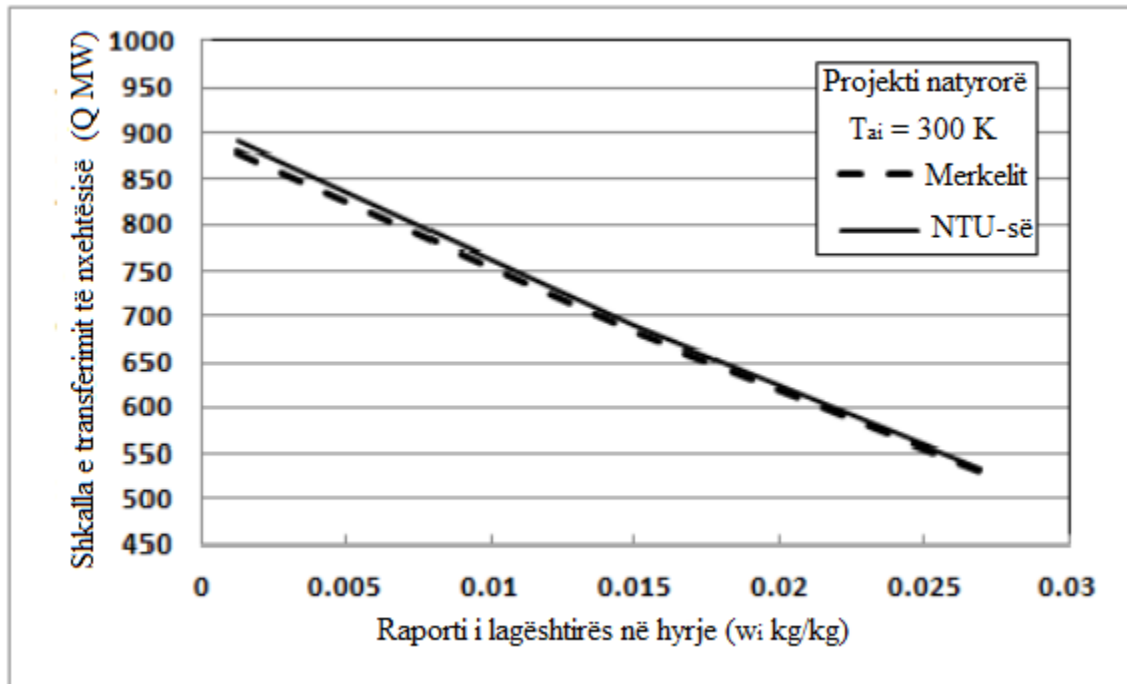


Fig.4.10. Nxehtësia e refuzuar nga kulla ftohëse në temperaturën e ambientit në 300K.

4.4.4. Temperatura e ujit në dalje

Temperatura e ujit në dalje me temperaturat e ambientit prej 280, 290 dhe 300 K në kushte të thata ndaj ngopjes është paraqitur në fig. (4.11, 4.12, 4.13). Temperaturat e ujit në dalje të parashikuara nga qasjet Merkel-it dhe e NTU-së janë praktikisht identike ku projekti i kullës është për afërsisht i njëjtë sikurse tregohet në fig. (18, 19, 20). Numrat e Merkel-it të përcaktuara nga qasja e NTU-së për mbushjen e metalit të zgjeruar të përdorur në këtë analizë të kullës ftohëse natyrore është afërsisht 1% më e ulët se numri i Merkel-it përcaktuar nga qasja Merkel-it.

Pritet që rezultatet e qasjeve Merkel-it dhe të NTU-së të jenë identike meqë të njëjtat supozime thjeshtuese përdoren në këto metoda. Megjithatë fig. (4.11, 4.12, 4.13) tregon dallimet në ecurinë e parashikuar nga qasjet Merkel-it dhe të NTU-së. Arsyeja pse performanca e parashikuar nuk është e njëjtë për të dy qasjet është për shkak se mbushja e kullës së ftohjes ishte provuar fillimisht në kushte të ndryshme mjedisore.

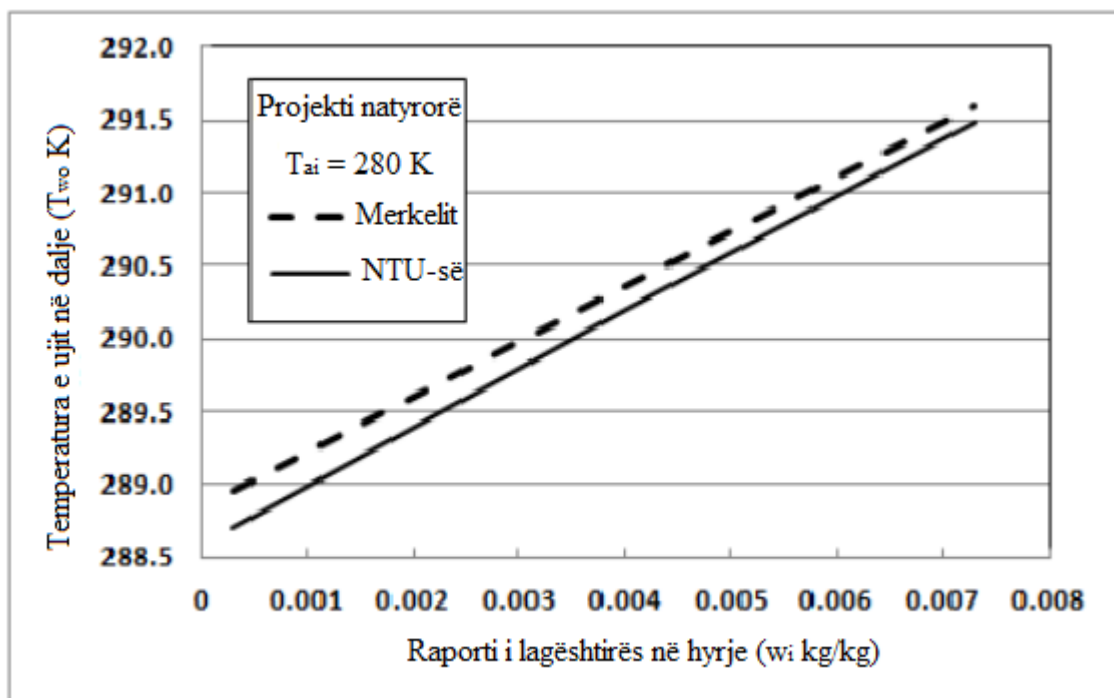


Fig. 4.11. Temperatura e ujit në dalje me temperaturën e ambientit në 280K.

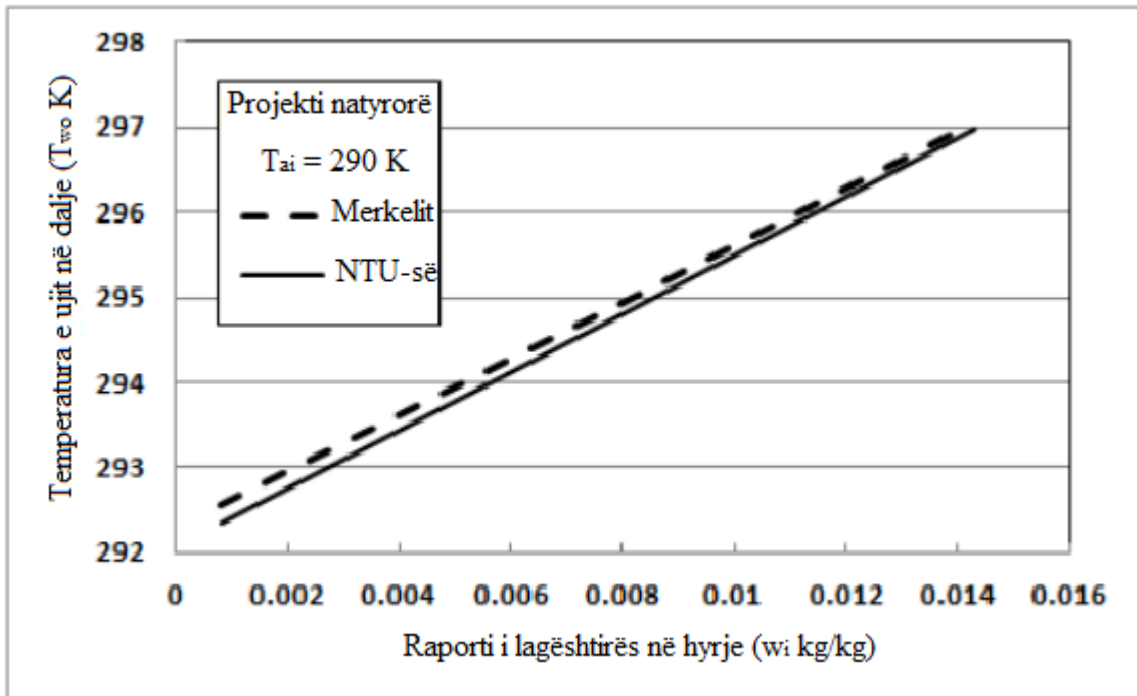


Fig. 4.12. Temperatura e ujit në dalje me temperaturën e ambientit në 290K.

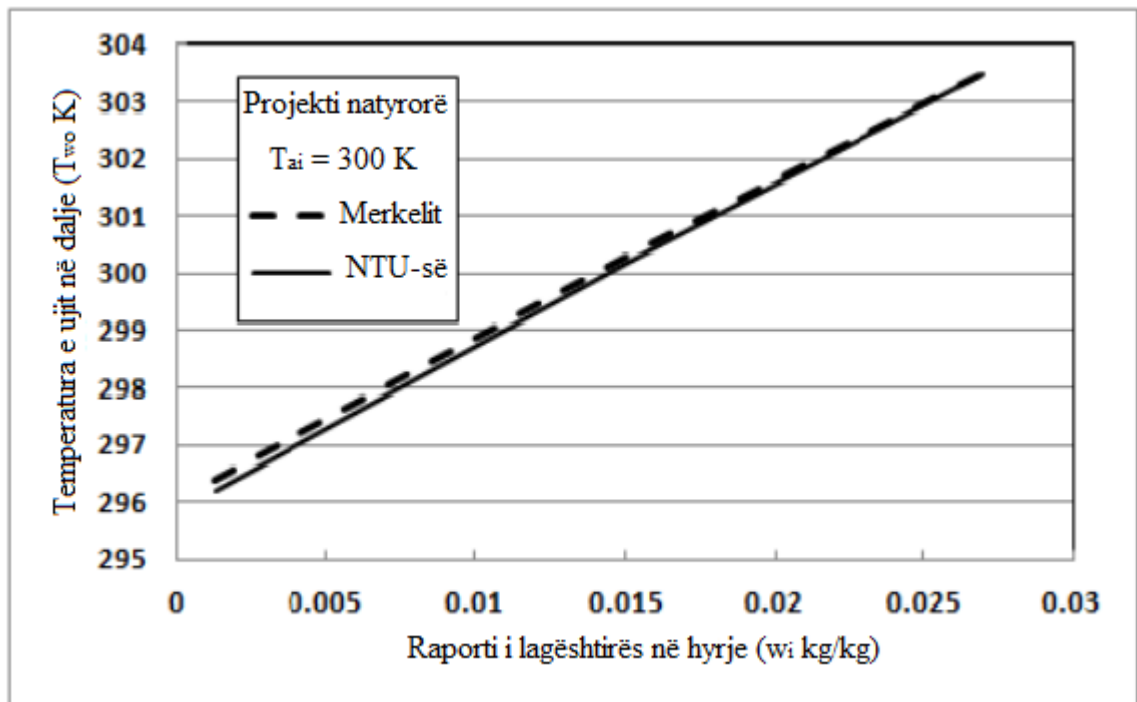


Fig.4.13. Temperatura e ujit në dalje me temperaturën e ambientit në 300K.

4.4.5. Temperatura e ajrit në dalje

Temperaturat e ajrit në dalje të parashikuara nga qasja NTU-së janë më të larta se ato të parashikuara nga qasja Merkel-it në të gjitha kushtet e ambientit të konsideruara ilustron në fig. (4.14, 4.15, 4.16). Kur temperatura e ambientit është e ulët mospërputhja mes temperaturave të parashikuara të daljes së ajrit është më e vogël. Kur rritet temperatura e ajrit të ambientit, mospërputhja mes temperaturave të pritjes së ajrit rritet në kushte shumë të thata. Kur lagështia rritet në një temperaturë të caktuar, mospërputhja (mungese lidhjeje) zvogëlohet. Projekti nëpër kullat e ftohjes natyrore është në funksion të dendësisë së ajrit mbi mbushjen. Prandaj është shumë e rëndësishme të parashikohet temperatura e ajrit mbi mbushjen me saktësi. Metodat Merkel-it dhe NTU-së nuk janë në gjendje të parashikojnë temperaturën e ajrit të daljes pa supozimin se ajri i daljes është i ngopur me avull uji. Temperaturat e daljes së ajrit të kullës ftohëse në përgjithësi rriten kur temperaturat e ajrit në hyrje dhe lagështia rriten, siç mund të shihet në fig. (4.14, 4.15, 4.16). Në kushte kur është nxehtë dhe shumë thatë, temperatura e daljes së ajrit mund të jetë më e ulët se temperatura e hyrjes së ajrit.

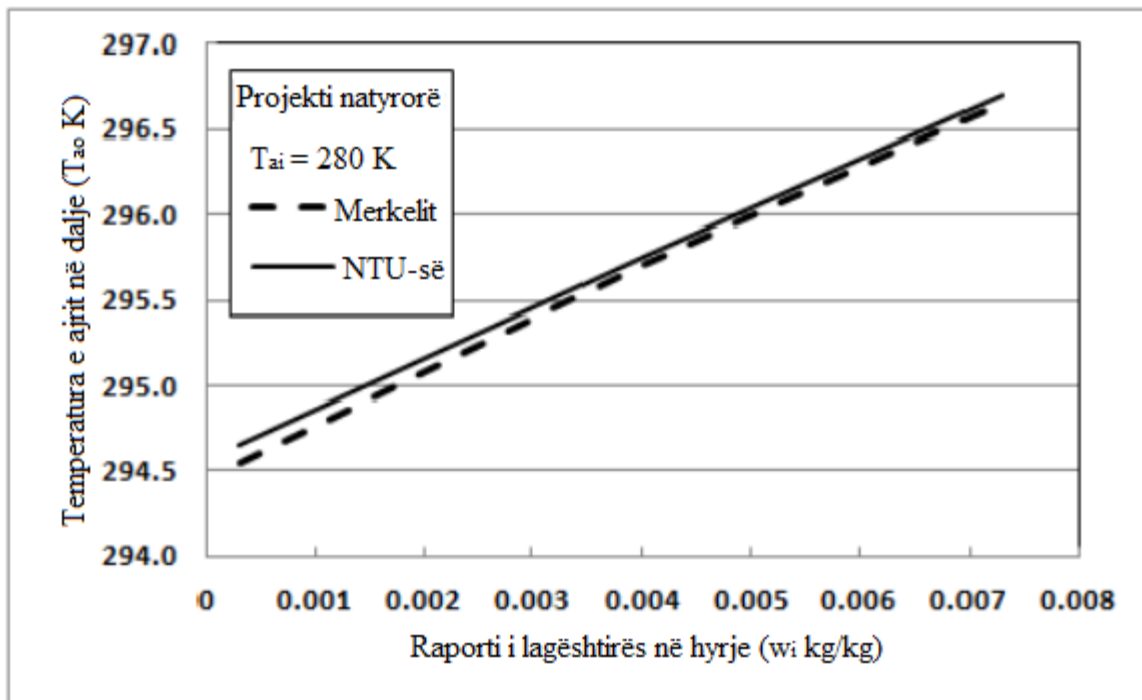


Fig. 4.14. Temperatura e ajrit në dalje me temperaturën e ambientit prej 280K.

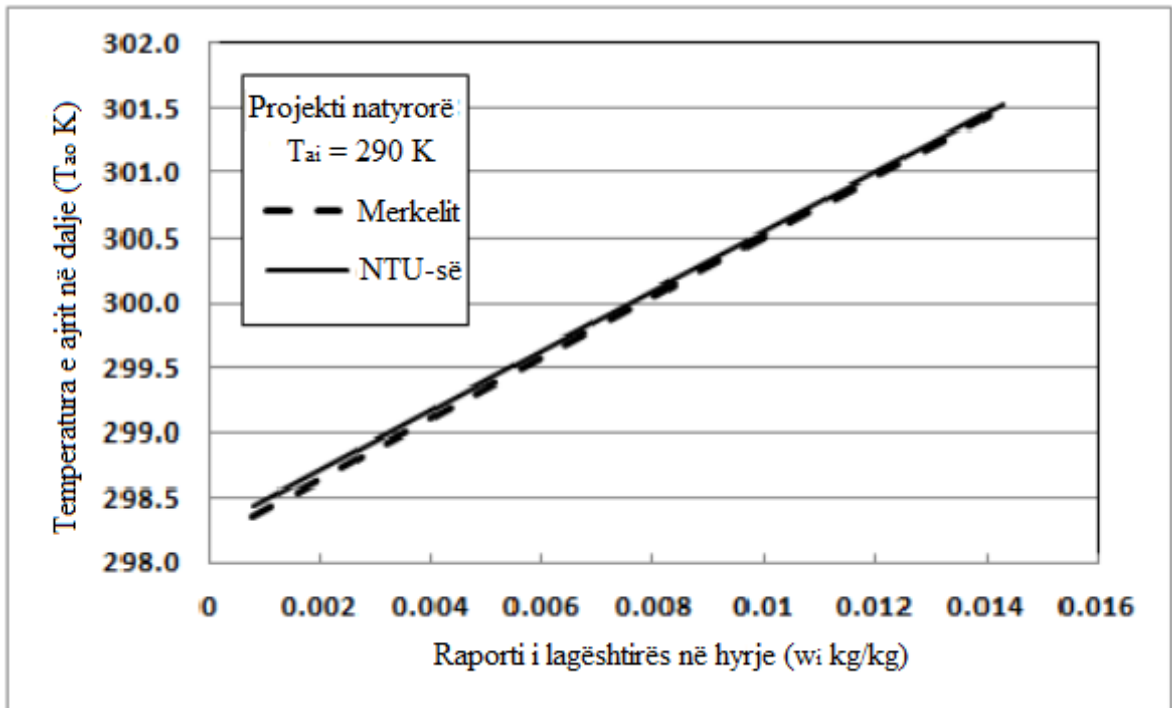


Fig. 4.15. Temperatura e ajrit në dalje me temperaturën e ambientit prej 290K.

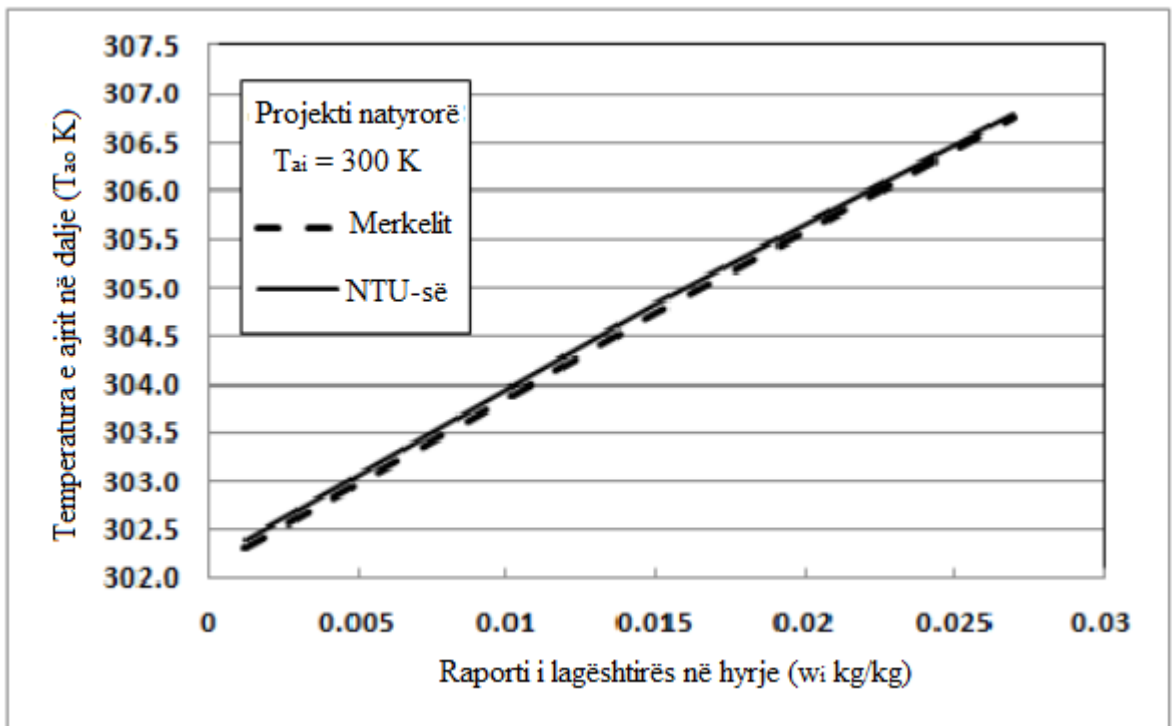


Fig. 4.16. Temperatura e ajrit në dalje me temperaturën e ambientit prej 300K.

4.4.6. Mesatarja e ajrit - Shkalla e rrjedhës së avullit të ujit (Projektimi i kullave)

Norma mesatare e ajrit dhe rrjedhjes së avujve të ujit, e përcaktuar nga qasja e NTU-së, janë më të larta se ato të parashikuara nga qasja Merkel-it në të gjitha kushtet e ambientit të konsideruara janë paraqitur në fig. (4.17, 4.18, 4.19). Shkalla mesatare ajrit dhe avujve të ujit janë të lidhura fort me temperaturën e daljes së ajrit. Kjo është për shkak se dendësia e ajrit brenda kullës së ftohjes është në funksion të temperaturës së ajrit. Shkalla e rrjedhjes së ajrit në kullës është nga ana tjetër në funksion të diferencës së dendësisë së ajrit të brendshëm dhe të jashtëm të kullës ftohëse. Kështu, projektimi i kullës ftohëse natyrore varet nga temperatura e daljes së ajrit. Projektimi nga ana tjetër, do të ndikojë në normën e refuzimit të nxehtësisë në kullën ftohëse. Në temperaturat 280, 290 dhe 300 K, normat e ajrit dhe e rrjedhjes së avullit të ujit rriten me rritjen e raportit të lagështisë së ambientit në hyrje.

Për projektet e kullave natyrore, megjithatë mospërputhja midis qasjeve Merkel-it dhe të NTU-së rritet ndërsa ajri bëhet më i ngrohtë dhe më i thatë. Kjo është për shkak se temperatura e ajrit në dalje (T_{a0}) dhe projekti i kullës ose ajri dhe shkalla e rrjedhjes avull uji (m_{av}) varen njëra me tjetrën për projektet e kullave natyrore. Kur krahasohet me rastin kur temperatura e ambientit është 300 K, mund të shihet se mospërputhja është e madhe midis qasjeve Merkel-it dhe NTU-së për projektim dhe temperaturat e ajrit në dalje sepse projekti i lartë i kullës në metodën NTU-së është më e lartë temperatura e ajrit me lagështirë më të ulët, po ndodh më shumë ftohje.

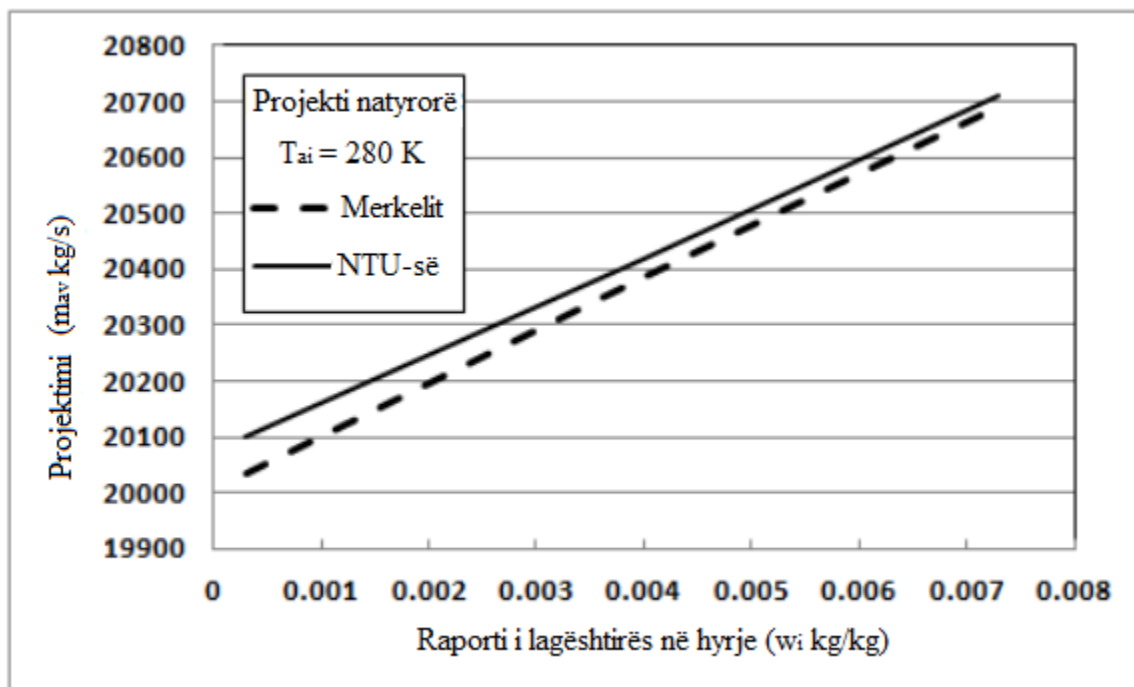


Fig. 4.17. Norma mesatare e ajrit dhe rrjedhjes së avujve të ujit me temperaturën e ambientit prej 280K.

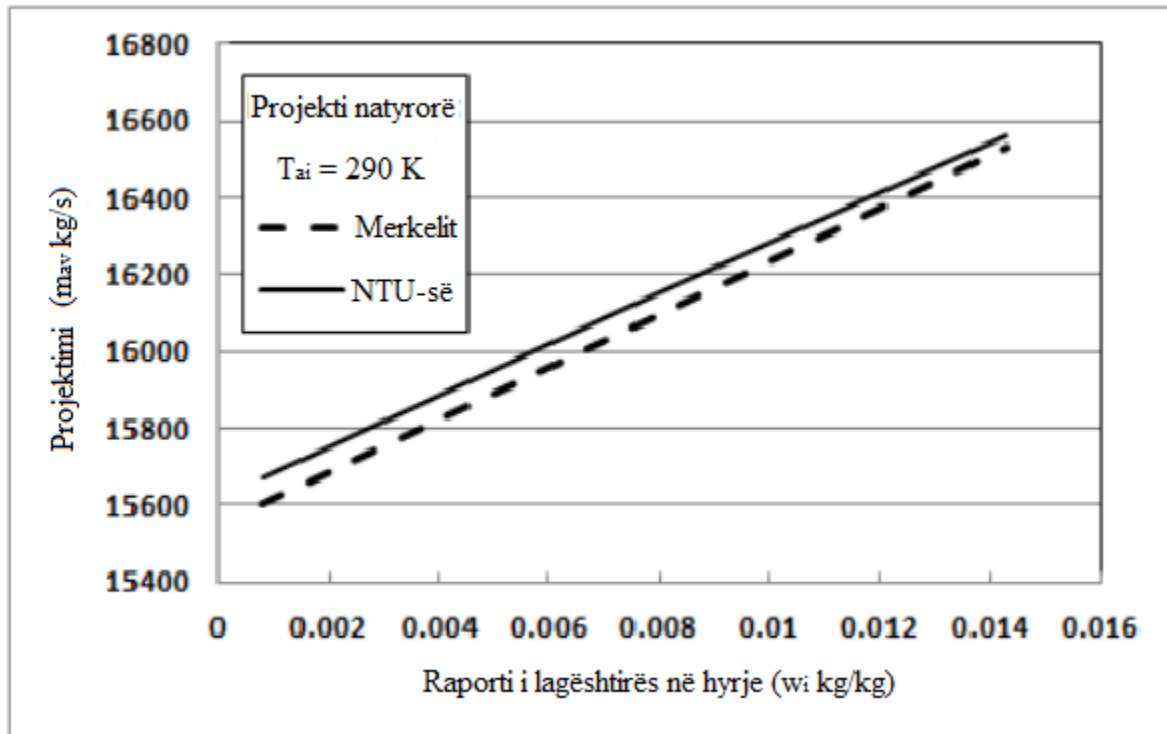


Fig. 4.18. Norma mesatare e ajrit dhe rrjedhjes së avujve të ujit me temperaturën e ambientit prej 290K.

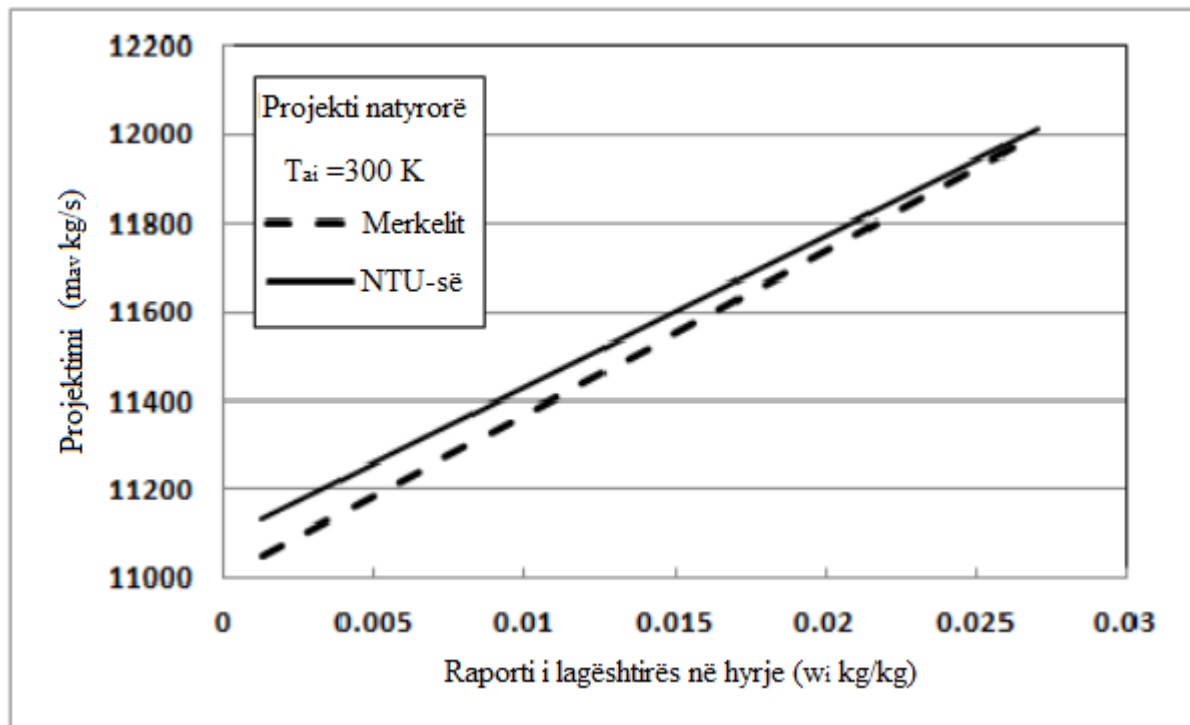


Fig. 4.19. Norma mesatare e ajrit dhe rrjedhjes së avujve të ujit me temperaturën e ambientit prej 300K.

4.4.7. Shkalla e avullimit të ujit

Normat e parashikuara të avullimit të ujit në kullat ftohëse natyrore janë gjithmonë më të larta sipas qasjes NTU-së sesa sipas qasjes Merkel-it siç tregohet në fig. (4.20, 4.21, 4.22). Ky është rasti edhe nëse ajri i daljes është i pangopur, sipas qasjes NTU-së. Ajri mund të jetë i pangopur, sipas metodës NTU-së, por norma e avullimit e parashikuar është ende më e lartë se ajo e parashikuar nga qasja Merkel-it ku ajri i daljes është i ngopur, për shkak të projektimit të bashkuar fortë dhe ekuacioneve të energjisë. Sa më i nxehtë ajri, aq më i lartë është projektimi i kullës. Që d.m.th. sa më i lartë të jetë projektimi i kullës ftohëse, aq më shumë nxehtësi dhe transferim masivë dhe kështu shkallë më të larta të avullimit.

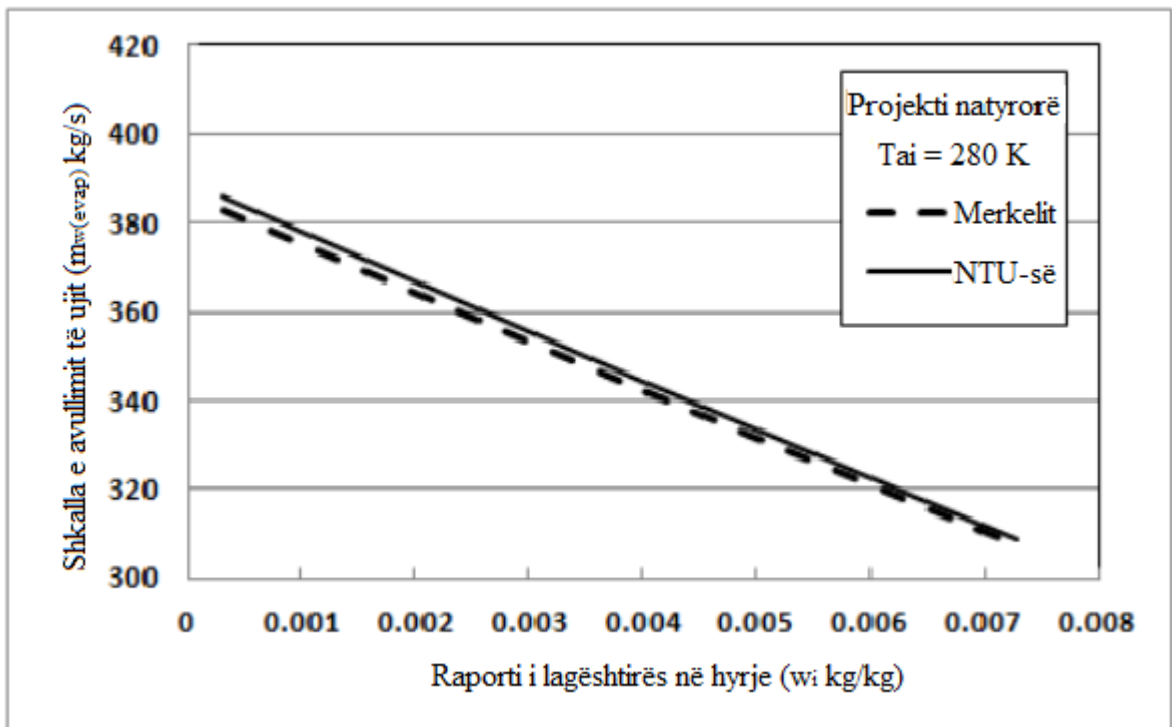


Fig. 4.20. Shkalla e avullimit të ujit me temperaturën e ambientit prej 280K.

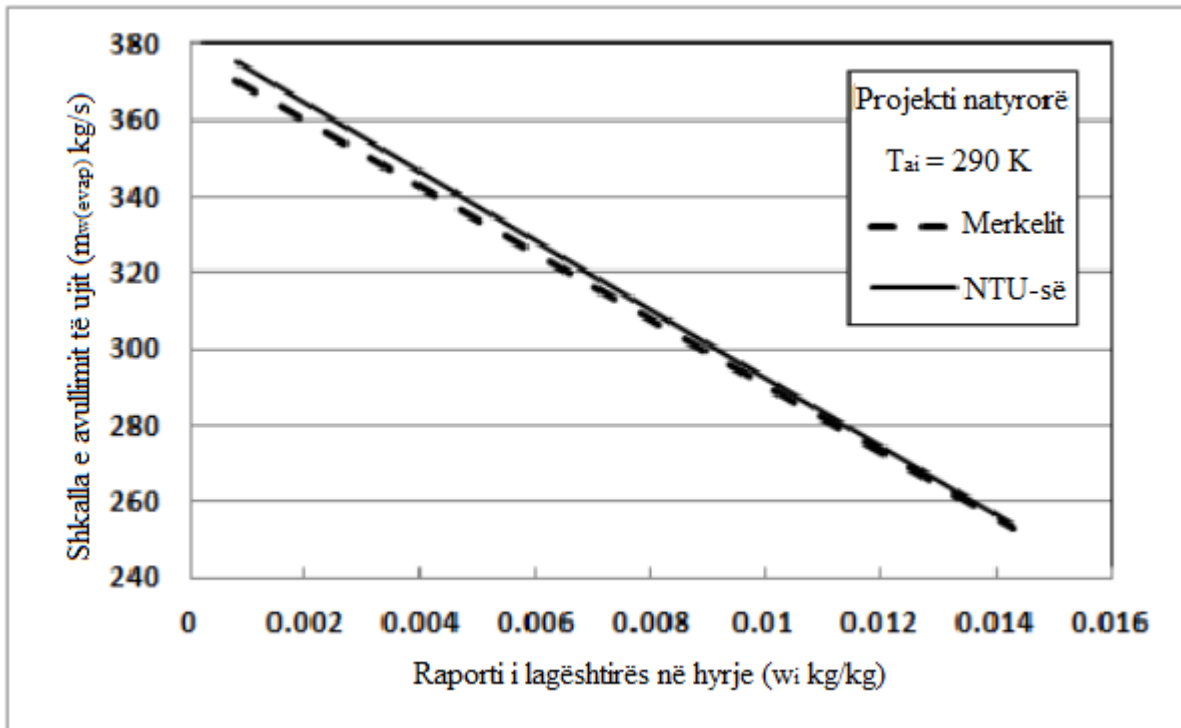


Fig.

4.21. Shkalla e avullimit të ujit me temperaturën e ambientit prej 290K.

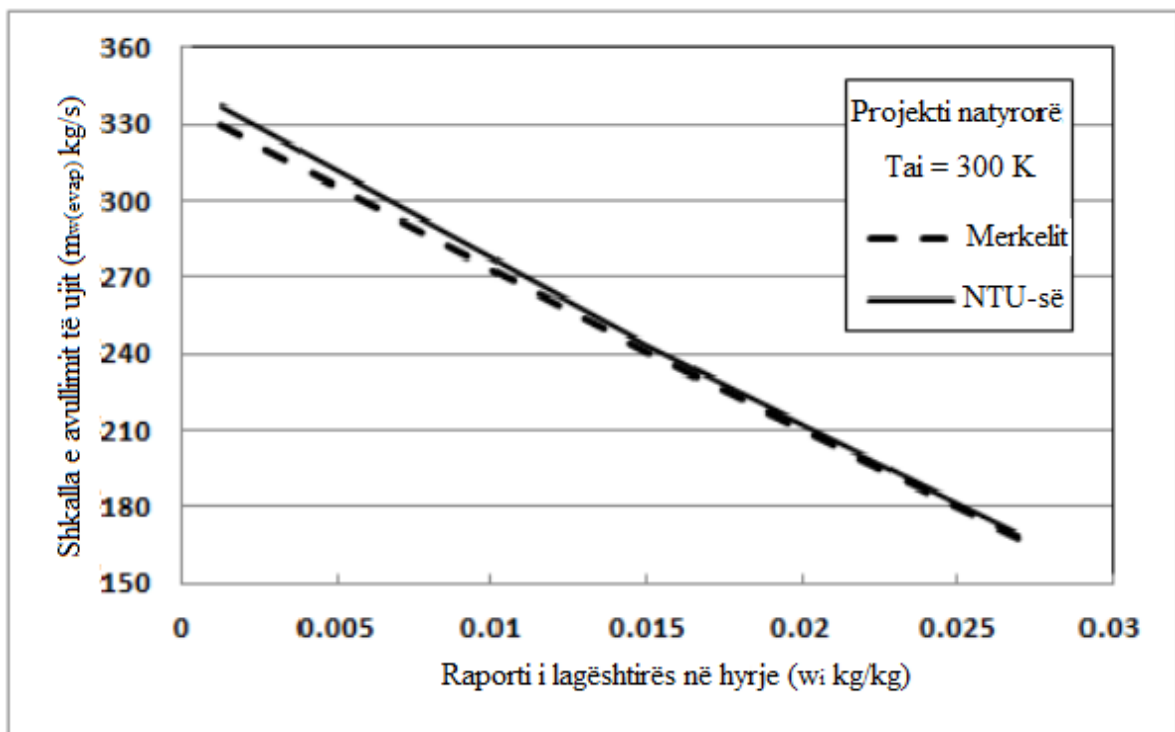


Fig. 4.22. Shkalla e avullimit të ujit me temperaturën e ambientit prej 300K.

4.5. Analiza termodinamike e efikasitet të kullës ftohëse në TC “Kosova B”

Parametrat janë të matur në TC “Kosova B” dhe pastaj përdoren për të përcaktuar efikasitetin e kullës ftohëse në stinën e verës dhe në dimër:

Temperatura në hyrje të kullës ftohëse
 Temperatura në dalje nga kulla ftohëse
 Temperatura e termometrit ose temperatura e ambientit

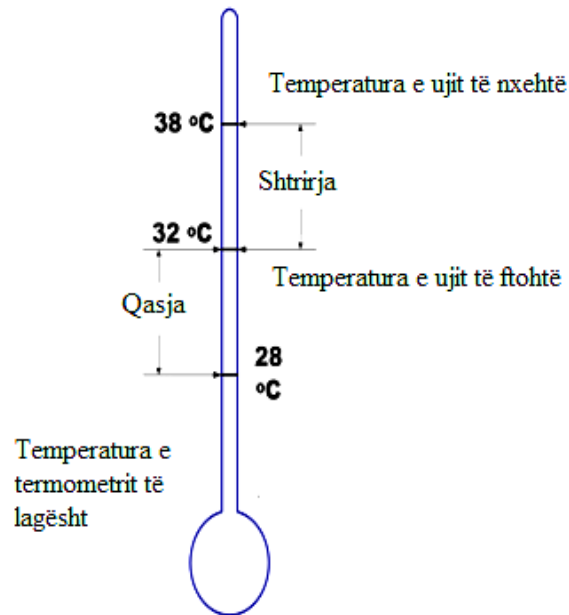


Fig. 4.23. Termometri për matjen e temperaturave[4]

Këto janë:

- a) **Shtrirja** – zona (shiko fig. 4.23). Kjo paraqet ndryshimin e temperaturës në mes të ujit në hyrje dhe të atij në dalje të kullës ftohëse. Një zonë e lartë e kullës ftohëse do të thotë se është në gjendje të reduktojë temperaturën e ujit në mënyrë efektive, dhe se kjo ecuri është e mirë.

Formula është:

$$\text{Zona kullës ftohëse } (^{\circ}\text{C}) = [\text{temperaturën e ujit ftohtë në hyrje } (^{\circ}\text{C}) - \text{temperaturën e ujit ftohtë në dalje } (^{\circ}\text{C})]$$

- b) **Qasja** – trajtimi (shiko fig.23). Kjo paraqet ndryshimin në mes temperaturës së ujit të ftohtë të kullës ftohëse dhe temperaturës së termometrit të lagësht të ambientit. Qasja më e ultë nënkupton performancën më të mirë të kullës ftohëse. Megjithatë, që të dyja, shtrirja dhe qasja duhet të monitorohen. Qasja është një tregues më i mirë i performancës së kullës së ftohëse.

Temperatura e lagësht është temperatura më e ulët që mund të arrihet në kushtet e tanishme të ambientit nga avullimi i ujit.

Formula është:

Qasja kullës ftohëse ($^{\circ}C$) = [temperatura në dalje ujit ftohës ($^{\circ}C$) – temperatura e termometrit të lagësht ($^{\circ}C$)]

- c) **Efektiviteti.** Ky është raporti midis shtrirjes dhe shtrirjes ideale (në përqindje), d.m.th ndryshimi në mes të temperaturës në hyrje ujit ftohës dhe temperaturës së termometrit të lagësht të ambientit, ose me fjalë të tjera ajo është = shtrirja / (shtrirja + qasja). Sa më i lartë që është ky raport, më i lartë do të jetë edhe efektiviteti i kullës ftohëse:

Formula është:

Efektiviteti kullës ftohëse (%) = $100 \times \text{shtrirja} / \text{shtrirja} + \text{qasja}$

- d) **Kapaciteti i ftohjes.** Kjo është nxehtësia e nxjerrë në kcal/orë, e dhënë si produkt i sasisë së prurjes masore të ujit, nxehtësisë specifike dhe ndryshimit të temperaturës.
- e) **Humbjet me avullim.** Kjo është sasia e ujit të avulluar për detyrë e saj të ftohjes. Teorikisht sasia e avullimit punon jashtë për 1.8 m^3 për çdo $1,000.000 \times 4.186 \text{ kJ}$ të nxehtësisë së dhënë.

Humbjet me avullim (m^3/hr) = $0,00085 \times 1.8 \times \text{sasia e qarkullimit} (\text{m}^3/\text{h}) \times (t_1 - t_2)$

Ku :

$t_1 - t_2$ = ndryshimi i temperaturës në mes të ujit hyrje dhe në dalje

- f) **Ciklet e përqendrimit (C.O.C-Cycles of concentration).** Ky është raporti i ngurtësive të terur në qarkullimin e ujit dhe ngurtësive të terura në përgatitjen e ujit.

4.5.1. Efektiviteti i kullës ftohëse në stinën e verës

Temperatura e ujit në hyrje të kullës ftohëse që del nga kondensatori, $t_{uh} = 42.5^{\circ}C$

Temperatura e ujit në dalje të kullës ftohëse që hynë në kondensator, $t_{ud} = 33^{\circ}C$

Temperatura e ambientit të jashtëm në stinën e verës, $t_{amv} = 13...23^{\circ}C$

Shtrirja është e barabartë me ndryshimin të temperaturës në hyrje të kullës ftohëse 42.4°C dhe me temperaturën në dalje nga kulla ftohëse 33°C në stinën e verës shtrirja na del me rezultat 9.5°C .

$$\text{Shtrirja} = t_{uh} - t_{ud} = 42.5^{\circ}\text{C} - 33^{\circ}\text{C} = 9.5^{\circ}\text{C}$$

Pastaj llogarisim qasjen:

$$Q_{asja} = t_{uh} - t_{am} = 42.5^{\circ}\text{C} - 13^{\circ}\text{C} = 29.5^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{asja}_{26} = 42.5^{\circ}\text{C} - 15^{\circ}\text{C} = 27.5^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{asja}_{28} = 42.5^{\circ}\text{C} - 17^{\circ}\text{C} = 25.5^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{asja}_{30} = 42.5^{\circ}\text{C} - 19^{\circ}\text{C} = 23.5^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{asja}_{32} = 42.5^{\circ}\text{C} - 23^{\circ}\text{C} = 19.5^{\circ}\text{C}$$

Qasja është e barabartë (fig. 4.23) me ndryshimin e temperaturës së ujit në hyrje 42.4°C dhe të temperaturës së ambientit prej $13 \dots 23^{\circ}\text{C}$, rezultatet e qasjeve zvogëlohen me rritjen e temperaturës së ambientit në stinën e verës, e cila tregohet në diagramin 1.

Efikasiteti i kullës ftohëse në stinën e verës:

$$\varepsilon = \frac{\text{shtrirja}}{\text{shtrirja} + \text{qasja}} \times 100$$

$$\varepsilon = \frac{9.5}{9.5 + 29.5} \times 100\% = 24.35\%$$

$$\varepsilon = \frac{9.5}{9.5 + 27.5} \times 100\% = 25.67\%$$

$$\varepsilon = \frac{9.5}{9.5 + 25.5} \times 100\% = 27.14\%$$

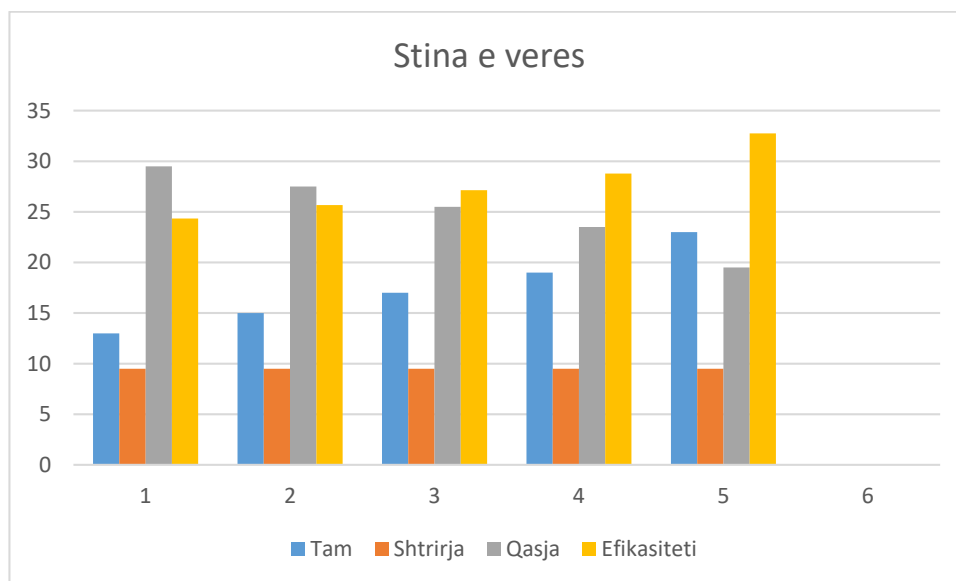
$$\varepsilon = \frac{9.5}{9.5 + 23.5} \times 100\% = 28.78\%$$

$$\varepsilon = \frac{9.5}{9.5 + 19.5} \times 100\% = 32.75\%$$

Rezultatet e efikasitetit (tabela 1) në stinën e verës rriten me rritjen e temperaturës së ambientit ose me zvogëlimin e qasjes. Në varësi të temperaturës së ambientit është dhënë efikasiteti i kullës ftohëse në Termocentralin “Kosova B” në tabelën 1 si dhe diagrami i kësaj varësie është paraqitur në grafikën 1.

| Temperatura Ambientit | Shtrirja | Qasja | Efikasiteti |
|-----------------------|----------|---------|-------------|
| 13 °C | 9.5 °C | 29.5 °C | 24.35% |
| 15 °C | 9.5 °C | 27.5 °C | 25.67% |
| 17 °C | 9.5 °C | 25.5 °C | 27.14% |
| 19 °C | 9.5 °C | 23.5 °C | 28.78% |
| 23 °C | 9.5 °C | 19.5 °C | 32.75% |

Tabela 1. Vlerat e efikasitetit të kullës ftohëse në varësi të temperaturës së ambientit.



Diagrami 1. Grafika e kullës ftohëse në stinën e verës në Termocentralin “Kosova B”.

4.5.2 Efikasiteti i kullës në stinën e dimrit

Temperatura e ujit në hyrje të kullës ftohëse, $t_{uh} = 22^{\circ}C$

Temperatura e ujit në dalje të kullës ftohëse, $t_{ud} = 12^{\circ}C$

Temperatura e ambientit jashtëm në stinën e dimrit, $t_{am} = -3...10^{\circ}C$

Shtrirja është e barabartë me ndryshimin e temperaturës në hyrje të kullës ftohëse 22°C dhe me temperaturën në dalje nga kulla ftohëse 12°C në stinën e verës shtrirja na del me rezultat 10°C .

$$\text{Shtrirja} = t_{uh} - t_{ud} = 22^{\circ}\text{C} - 12^{\circ}\text{C} = 10^{\circ}\text{C}$$

Qasja është e barabartë me ndryshimin të temperaturës së ujit në hyrje 22°C dhe me temperaturat e ambientit prej $-3 \dots 10^{\circ}\text{C}$, rezultatet e qasjeve zvogëlohen me rritjen e temperaturës së ambientit në stinën e dimrit, e cila tregohet në diagramin 2.

$$t_{am} = -3 \dots 10$$

$$Qasja = t_{uh} - t_{am} = 22^{\circ}\text{C} - (-3)^{\circ}\text{C} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$Qasja_{15} = 22^{\circ}\text{C} - (-1)^{\circ}\text{C} = 23^{\circ}\text{C}$$

$$Qasja_{17} = 22^{\circ}\text{C} - 1^{\circ}\text{C} = 21^{\circ}\text{C}$$

$$Qasja_{19} = 22^{\circ}\text{C} - 3^{\circ}\text{C} = 19^{\circ}\text{C}$$

$$Qasja_{21} = 22^{\circ}\text{C} - 6^{\circ}\text{C} = 16^{\circ}\text{C}$$

$$Qasja_{23} = 22^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C} = 12^{\circ}\text{C}$$

Efikasiteti i kullës ftohëse në stinën e dimrit:

$$\varepsilon = \frac{\text{shtrirja}}{\text{shtrirja} + \text{qasja}} \times 100$$

$$\varepsilon = \frac{10}{10 + 25} \times 100\% = 28.57\%$$

$$\varepsilon = \frac{10}{10 + 23} \times 100\% = 30.30\%$$

$$\varepsilon = \frac{10}{10 + 21} \times 100\% = 32.25\%$$

$$\varepsilon = \frac{10}{10 + 19} \times 100\% = 34.48\%$$

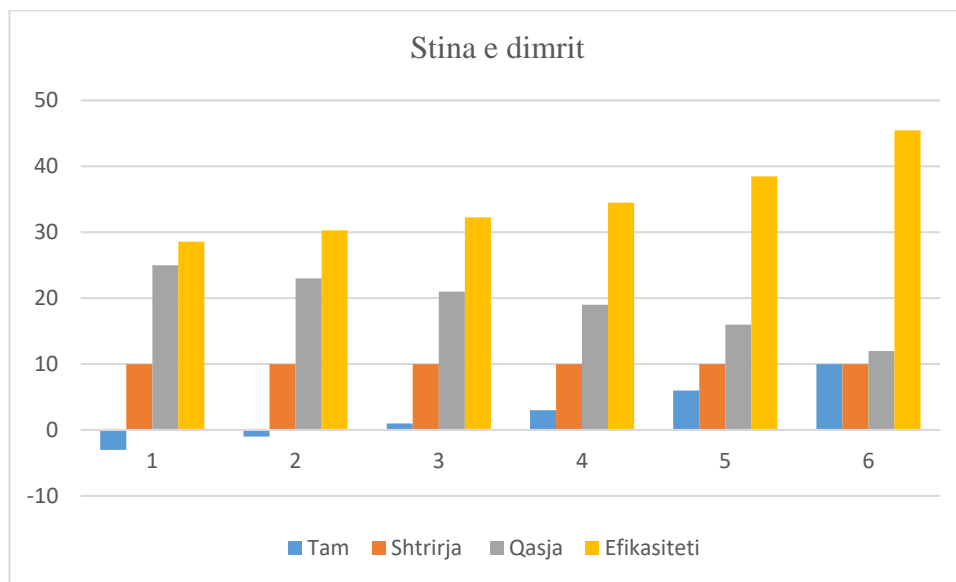
$$\varepsilon = \frac{10}{10+16} \times 100\% = 38.46\%$$

$$\varepsilon = \frac{10}{10+12} \times 100\% = 45.45\%$$

Rezultatet e efikasitetit (tabela 2) në stinën e dimrit rriten me rritjen e temperaturës së ambientit ose me zvogëlimin e qasjes. Në varësi të temperaturës së ambientit është dhënë efikasiteti i kullës ftohëse në Termocentralin “Kosova B“ në tabelën 2 si dhe diagramin e kësaj varësie është paraqitur në grafikën 2.

| Temperatura ambientit | Shtrirja | Qasja | Efikasiteti |
|-----------------------|----------|-------|-------------|
| -3 °C | 10 °C | 25 °C | 28.57% |
| -1 °C | 10 °C | 23 °C | 30.30% |
| 1 °C | 10 °C | 21 °C | 32.25% |
| 3 °C | 10 °C | 19 °C | 34.48% |
| 6 °C | 10 °C | 16 °C | 38.46% |
| 10 °C | 10 °C | 12 °C | 45.45% |

Tabela 2. Vlerat e efikasitetit të kullës ftohëse në varësi të temperaturës së ambientit.



Diagrami 2. Grafika e kullës ftohëse në stinën e dimrit në Termocentralin “Kosova B“

Krahasimi i rezultateve të efikasitetit në stinën e dimrit dhe verës në analizën e bërë për kullën ftohëse del se në stinën e dimrit kemi ftohje më të mirë me efikasitet deri në 45.45% ndërsa në stinën e verës me efikasitet më të ultë deri në 32.75 %.

4.5.3. Sasia e nxehtësisë që duhet largohet nga uji

Uji ftohet në kullën ftohëse nga temperatura e tij në hyrje $t_{uh} \approx 32^{\circ}C$ gjerë në temperaturën në dalje nga kulla ftohëse $t_{ud} \approx 27^{\circ}C$. Në kontaktin e ajrit të jashtëm me entalpi h_1 , ajri ia merr nxehtësinë ujit dhe ai del me entalpi h_2 . Për kullën ftohëse vlen barazimi:

$$\dot{m}_u \cdot c_u (t_{uh} - t_{ud}) = L(h_2 - h_1)$$

Ku :

\dot{m}_u - sasia e ujit në m^3/h ;

c_u - nxehtësia specifike e ujit në $kJ/(kgK)$;

t_{uh}, t_{ud} - temperatura e ujit në të hyrë dhe në të dalë nga kulla ftohëse në $^{\circ}C$;

L - sasia e ajrit në kg/s ;

h_2, h_1 - entalpia e ajrit në të dalë dhe në të hyrë në kullën ftohëse në kJ/kg ;

Sasia e ujit, që duhet të ftohet në freskore, përcaktohet sipas barazimit:

$$m_u = \frac{Q}{c_u (t_{uh} - t_{ud})}, m^3 / h$$

Sasia e nxehtësisë që duhet të largohet nga uji në kW:

$$Q = m_u \cdot c_u \cdot (t_{uh} - t_{ud}) = 30000 \cdot 4.186 \cdot 5 = 627,900 kW$$

Humbjet me avullim (m^3/hr) = 0,00085 x 1.8 x sasia e qarkullimit (m^3/h) x (t_1-t_2)

$$= 0,00085 \times 30000 (m^3/h) \times (32-27) = 127,5 (m^3/h)$$

PËRFUNDIMI

Kulla ftohëse është një pajisje që ri qarkullon ujit ftohës nga këmbyesit nxehtësisë që ftohet nga kontakti me ajrin atmosferik. Ajri që vjen nga hyrja e ajrit do të ndërveprojë me pikat më të vogla të ujit të ngrohtë që rrjedhin nga dizat spërkatëse ku do të ndodhë transmetimi i nxehtësisë. Pikat e ftohura të ujit pastaj do të rrjedhin poshtë për t'u mbledhur në fund të kullës ftohëse për t'u rikrijuar përsëri në sistem dhe pastaj vazhdon cikli. Raporti i nxehtësisë latente ndaj nxehtësisë sensible është i rëndësishëm në analizimin e përdorimit të ujit në një kullë ftohëse. Transmetimi i masës (avullimi) ndodh vetëm në pjesën transmetimit të nxehtësisë latente dhe është proporcional me ndryshimin e lagështisë specifike. Për shkak se temperatura e ajrit në hyrje ose lagështia relative ndikojnë në raportin e nxehtësisë latente, transmetimin e nxehtësisë sensible gjithashtu ndikon edhe në shkallën e avullimit.

Hedhja e nxehtësisë dhe ujit të avulluar në kullat e ftohjes natyrore janë vlerësuar në mënyrë kritike duke përdorur metodat e analizës së Merkel-it dhe numrin e njësive transmetuese (NTU-së), respektivisht, në kushte të ndryshme operative dhe mjedisore.

Normat e parashikuara të avullimit të ujit në kullat e ftohjes natyrore janë gjithmonë më të larta sipas qasjes së NTU-se sesa sipas qasjes së Merkel-it. Qasjet NTU-së dhe Merkel-it parashikojnë pothuajse të njëjtat shfaqje të kullës kur modelet aplikohen vazhdimisht ose në mënyrë jo konsistente.

Shkalla e transmetimit të nxehtësisë, temperatura e daljes së ujit, skica, temperatura e daljes së ajrit dhe shkalla e avullimit të qasjes së Merkel-it mund të sjellë brenda tolerancave më të afërta të qasjes më të rreptë të NTU-së, kur reduktimi i normës së rrjedhës së ujit për shkak të avullimit është përfshirë në bilancin e energjisë. Supozimi i Merkel-it se ajri i daljes është i ngopur me avujt e ujit, çon në performancën e kullave që janë brenda tolerancës së ngushtë të performancës së kullës të parashikuar nga qasja e NTU-se, për kushtet e ambientit të ftohtë ose të lagësht. Efikasiteti i kullës së ftohjes është i lartë në sezonin e dimrit, krahasuar me sezonin e verës. Efikasiteti i kullës së ftohjes në sezonin e dimrit deri në 45.45%. Efikasiteti i kullës së ftohjes në sezonin e verës është deri në 32.75% ndryshimi i efikasitetit të kullës së ftohjes ndërmjet sezonit të verës dhe sezonit të dimrit është = 12.7%. Kulla e ftohjes është e lidhur ngushtë me llojet e ndryshme të humbjeve të krijuara në kullën ftohëse. Humbjet e kullës ftohëse janë të larta në sezonin e dimrit, krahasuar me sezonin e verës. Mund të konkludojmë se duke rritur efikasitetin e kullës së ftohjes është ndërtuar në zonat jo bregdetare (lagështia është e ulët) në mund të rrisim efikasitetin e kullës ftohëse.

CONCLUSION

The cooling tower is a device which reticulating cooling water from heat exchangers is cooled by contact with atmospheric air. The air coming from the air inlet will interact with the smaller droplets of warm water which flow down the porous media where heat transfer will occur. The cooled down water droplets will then flow down to be collected at the bottom of the cooling tower to be recirculated back into the system and then the cycle continues. The ratio of latent to sensible heat is important in analyzing water usage of a cooling tower. Mass transfer (evaporation) occurs only in the latent portion of heat transfer and is proportional to the change in specific humidity. Because the entering air dry-bulb temperature or relative humidity affects the latent to sensible heat transfer ratio, it also affects the rate of evaporation.

The heat rejected and water evaporated in natural draft cooling towers are critically evaluated by employing the Merkel and e-number-of-transfer-units (e-NTU) methods of analysis, respectively, at different operating and ambient conditions. The predicted water evaporation rates in natural draft cooling towers are always higher according to the e-NTU approach than according to the Merkel approach. The e-NTU and Merkel approaches predict virtually the same tower performances when the models are applied consistently or inconsistently.

The heat transfer rate, water outlet temperature, draft, air outlet temperature and evaporation rate of the Merkel approach can be brought within closer tolerances of the more rigorous e-NTU approach, when the reduction of the water mass flow rate, due to evaporation, is included in the energy balance.

The assumption of Merkel that the outlet air is saturated with water vapor, leads to performance that are within close tolerance of the tower performance predicted by the e-NTU approach, for cold or humid ambient conditions.

The efficiency of the cooling tower is high in the winter season, compared with the summer season. The efficiency of the cooling tower in the winter season up to 45.45%. Cooling tower efficiency in summer season is up to 32.75% Cooling tower efficiency difference between summer season and winter season is = 12.7% Cooling tower is closely related to the different types of losses generated in the cooling tower . Cooling tower losses are high in the winter season, compared to the summer season. We can conclude that increasing the efficiency of the cooling tower is built in non-coastal areas (humidity is low) we can increase the efficiency of the cooling tower.

LITERATURA

- [1] Krasniqi, F.-“ Termocentralet e Kosovës”, ASHAK, Prishtinë, 2010.
- [2] Krasniqi, F.-“ Ngrohja dhe klimatizimi - II”, ASHAK, Prishtinë, 2010.
- [3] Kabashi, A, "The Elimination of erosion phenomena in the main cooling water pumps in thermo power plant (TPP) “Kosova B” : [presentation given October 7, 2009]" (2009). Thesis. Rochester Institute of Technology.
- [4] Bsc. Fjolla Mehmeti: *Analiza e proceseve në kullat ftohëse, Tema e Diplomës Bachelor, UP, FIM, 2015.*
- [5] John C. Hensley, *Published by SPX Cooling Technologies, Inc. Overland Park, Kansas USA, 2009.*
- [6] Bosnjacovic, F., *Technische Thennodinmik, Theodor Steinkopl; Dresden, 1965.*
- [7] Jaber, H. and Webb, R.L., *Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method, Journal of Heat Transfer, Vol. III, pp. 837-843, November 1989.*
- [8] Berman, L.D., *Evaporative Cooling of Circulating Water, 2P ndP Edition, Chapter 2, pp. 94-99,ed. Sawistowski, H., Translated from Russian by R. Hardbottle, Pergamon Press, New York, 1961.*
- [9] <https://www.slideshare.net/maulik610/pump-and-cooling-tower-energy-performance>.
- [10] <http://eps-e.ru/img/GEA-eng.pdf>.
- [11] *Materiale të siguruar nga inxhinierët në Termocentralin “Kosova B”, projekte zbatuese dhe praktikë feriale.*
- [12] *ASHRAE- Systems and Equipment Cooling Towers - Chapter 40, 2016.*