

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



PUNIMI DIPLOME-MASTER

**“ANALIZA E KËMBYESIT TË NXEHTËSISË ME
KOGJENERIM NË TERMOCENTRALIN KOSOVA B”**

Mentor :
Prof.Dr.Ali Muriqi

Studenti-ja:
Dorela Beqiraj

Prishtinë, 2017

***UNIVERSITY OF PRISHTINA “HASAN PRISHTINA”
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF THERMAL ENERGETICS AND THERMAL
ENGINEERING***



MASTER'S THESIS DIPLOMA

***“ANALYSIS OF HEAT EXCHANGER WITH CO-GENERATION
IN POWER PLANT KOSOVA B ”***

Mentor :
Prof.Dr.Ali Muriqi

Studenti-ja:
Dorela Beqiraj

Prishtinë, 2017

Përmbajtja

Hyrje	5
KAPITULLI I PARË	6
1. Baza e këmbjesve të nxehtësisë me tuba ndarës	6
1.1 Klasifikimi i dizajneve të këmbjesve të nxehtësisë	10
1.2 Rregullimi i proceseve të këmbjesve të nxehtësisë me tuba ndarës	13
1.3.Këmbjesit e nxehtësisë me tuba ndarës të formës U	13
1.4 Këmbjesit e përgjithshëm të dhënë nga asociacioni TEMA	15
KAPITULLI I DYTË	16
2. Komponentët bazë të këmbjesve të nxehtësisë me tuba dhe karkasë	16
2.1 Tubat	16
2.2 Pengesat-pendat	17
2.3 Shufrat lidhëse	21
2.4 Pllaka me vrima (Tubesheet)	21
2.5 Formulimet Kryesore nga asociacioni TEMA	23
2.6 Frekuencat natyrore të U-tubave	25
KAPITULLI I TRETË	26
3.0 Analiza e karakteristikave të këmbjesve të nxehtësisë	26
3.1 Diferenca mesatare e temperaturave	26
3.2 Temperatura e mureve të tubave dhe temperature kalorike	35
3.3 Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë	37
3.4 Ndotja në brendi dhe jashtë tubit	39
3.5 Koeficienti i tubave të brendshëm	41
3.5.1 Rënia e presionit nga ana e brendshme e tubave	42
3.6 Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e jashtme e tubave	42
3.6.1 Rënia e presionit nga ana e jashtme e tubave	45
3.7 Rendimenti i këmbjesit të nxehtësisë	45
KAPITULLI I KATËRT	47
4.0 Analiza e koeficientit të efikasiteti të këmbjesve të nxehtësisë dhe numri i njërive të transmetimit NTU	47
KAPITULLI I PESTË	53
5.0 Analiza e këmbjesit të nxehtësisë me kogjernerim në TEC-Kosova B	53
5.1 Zbatimi i kapakëve të kontrollit në tubacionet mbikaluese IP-LP	59

5.2 Gjenerimi i ngrohjes në stacionin e vendndodhjes së këmbysesve të nxehtësisë	59
5.3 Sigurimi i këmbysesit të nxehtësisë dhe Ndryshimet në kontrollin ekzistuese të Turbinës dhe Sistemit të Mbrojtjes / DCS	61
5.4 Çarku i ngrohjes së ujit- HES-KEK.....	61
5.4.1 Kontrollimi i marrjes së avullit në turbine.....	62
5.4.2 Kontrollimi i presionit të këmbysesit e nxehtësisë 1 dhe 2, 01RG20 P001C.....	63
5.4.3 Kontrollimi i temperaturës së ujit të ngrohët furnizues për këmbyesin e nxehtësisë 1 dhe 2 – 01/02 RG20 T002C.....	64
5.5 Kontrollimi i raportit në mes të kapacitetit të ngrohjes së ofruar nga këmbyesi i nxehtësisë 00RJ10 F001C	66
5.6 Llogaritja e këmbysesit të nxehtësisë.....	68
6.0 Përfundimi.....	80
7. Nomenklatura:	82
LITERATURA E SHQYRTUAR.....	86

Hyrje

Në këtë punim diplome do të analizohen këmbyesit e nxehtësisë me tuba ndarës, duke filluar nga klasifikimi i dizajneve ose konstruksioneve më të thjeshta të tyre deri tek ato më të ndërlikuara. Funkcionimi i tyre dhe analizimi i elementeve përbërëse të këtyre këmbyesve dhe roli i tyre në transmetimin e nxehtësisë. Duke u bazuar në ligjet e termodinamikës ku për tu bërë transmetimi i nxehtësisë ndërmjet dy fluideve duhet të ketë një diferencë të temperaturave ku do të analizojmë diferencën mesatare të temperaturave si dhe mundësit e rritjes së sipërfaqeve shtesë në këta këmbyes kur kemi diferencë të njëjtë të temperaturave si dhe koeficientin e transmetimit të nxehtësisë nga ana e brendshme dhe e jashtme e tubave. Gjatë projektit të këtyre këmbyesve duhet të merret parasysh edhe rendimenti e këtyre këmbyesve si dhe mundësit e mëtutjeshme të rritjes së rendimentit.

Këmbyesit e nxehtësisë janë aparate të cilat shërbejnë për transmetimin e nxehtësisë ndërmjet dy ose më shumë fluideve. Këmbyesit e nxehtësisë kanë gjetur përdorim të gjerë në industri. Për këto lloj të pajisjeve shfrytëzohen terme të ndryshme. Në stabilimentet termoenergjetike, këmbyesit e nxehtësisë emërohen me emrin gjeneratorë të avullit, kulla ftohëse, panele diellore. Në industri, në shumicën e këmbyesve të nxehtësisë ndodhë transmetimi i nxehtësisë ndërmjet dy rrymave të fluideve. Rrymat e fluideve mund të jenë të pastërta ose përzierje të fluideve të ndryshme. Fluidi i ngrohët quhet nxehtësi-dhënës ndërsa fluidi i ftohtë nxehtësi-marrësi. Këmbyesit e nxehtësisë në përgjithësi mund të jenë pa akumulim të nxehtësisë dhe me akumulim të nxehtësisë. Këmbyesit pa akumulim të nxehtësisë e transmetojnë nxehtësinë drejtpërdrejt nëpërmjet një muri ndarës nga dy anët e të cilit rrjedhin vazhdimisht mbartësit e nxehtësisë dhe këta këmbyes si të tillë quhen edhe rekuperatorë. Këmbyesit e nxehtësisë me akumulim të nxehtësisë përshkohen në mënyrë periodike nga lëngjet të cilat këmbëjnë nxehtësi. Këta këmbyes quhen regjenerator.

Këmbyesi i nxehtësisë i përdorur në kogjernerim ka një përdorim të gjerë për shkak të aftësisë për të trajtuar shumëllojshmëri të madhe të lëngjeve si dhe një efikasitet të madh të transmetimit të nxehtësisë. Ky këmbyes është i njohur si Shell-Tube (Këmbyes me karkasë dhe tuba), ka formë cilindrike në brendi të së cilës janë tubat dhe transmetimi i nxehtësisë ndodhë në mes fluidit që rrjedhë mbi tuba dhe fluidit që rrjedhë brenda tubave. Ky këmbyes ka një përdorim të gjerë për shkak të nevojave të mëdha për energji.

Pra duke pasur parasysh nevojën e madhe për të gjitha llojet e energjive e sidomos atë termike e cila shfrytëzohet në të gjitha industrinë atëherë dhe nevoja për konstruksione të reja me efikasitet të lartë gjene vend për hulumtime dhe studime të mëtutjeshme.

1. Baza e këmbyesve të nxehtësisë me tuba ndarës.

Këmbyesi i nxehtësisë me karkas dhe tuba apo të njohur si (shell dhe tube) është një enë cilindrike ku në brendësi të së cilës janë të vendosur tubat. Në brendi të tubave rrymon fluidi i cili ka një temperaturë të caktuar si dhe këta tuba janë të zhytur në një fluid tjetër me temperaturë të ndryshme nga temperatura e fluidit që rrymon në brendi të tyre.

Transmetimi i nxehtësisë ndodhë ndërmjet fluidit që rrjedh mbi tuba dhe fluidit që rrjedh brenda tubave. Rrjedhja e fluidit brenda tubave është quajtur rrjedhja nga “ana e tubave” dhe rrjedhja e fluidit jashtë tubave ose mbi tuba është quajtur rrjedhja nga “ana e karkasës”. Lloji më i thjeshtë i këmbyesve të nxehtësisë me tuba dhe karkasë është treguar në figurën 1.1, ku si fluid i cili rrymon në anën e karkasës është marr vajguri, pra nga ana e sipërme e djathtë futet vajguri i ngrohët ku drejtimi ose rruga e rrymimit të vajgurit është udhëzuar përmes pllakave të vendosura në mes të tubave dhe dalja e vajgurit në pjesën e poshtme të këmbyesit me temperaturë të zvogëluar në nivelin e dëshiruar. Tubat në brendi të këmbyesit mbështeten ndërmjet pllakave të cilat kanë hapësirë për futjen e tubave dhe të cilat shtrëngojnë tubat. Në anën e poshtme të majtë hyn uji i ftohtë i cili rrymon në brendi të tubave duke këmbyer kështu nxehtësinë të cilën e liron vajguri, njëkohësisht rritet temperatura e ujit dhe bie temperatura e vajgurit, si dhe dalja e ujit të ngrohët nga këmbyesi bëhet në anën e sipërme të majtë.

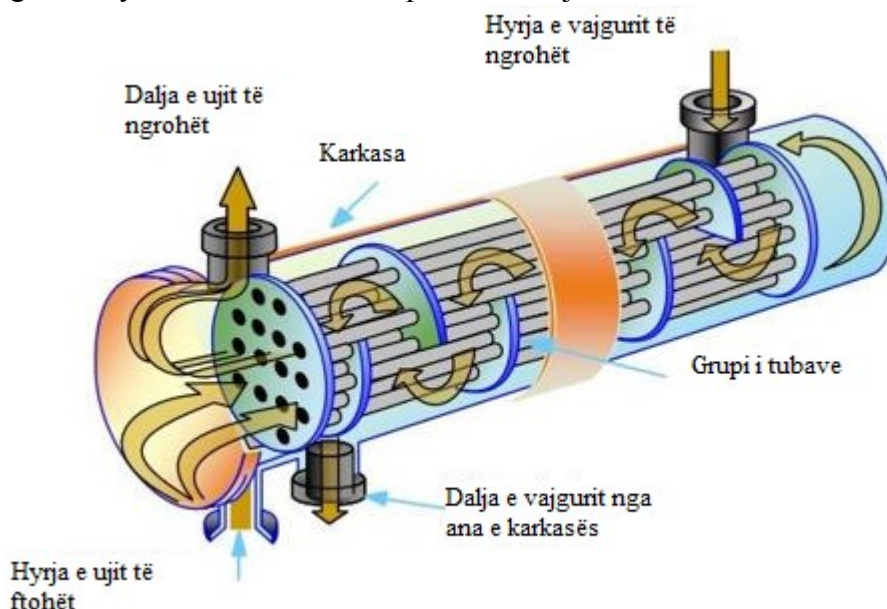


Fig.1.1. Këmbyesi i nxehtësisë me tuba dhe karkas, duke përdor si fluide vajgurin dhe ujin [16]

Gjithashtu në figurën 1.2 është treguar një bojler ose këmbyes nxehtësie në të cilin janë formuar avujt e gazit-butani nga ngrohja e isobutanit të lëngshëm. Ky lloj i bojlerit ose këmbyesi është quajtur “kazan” sepse në pjesën e sipërme të tubave është një zone ose hapësirë që është konstruktuar për ndarjen e avullit.

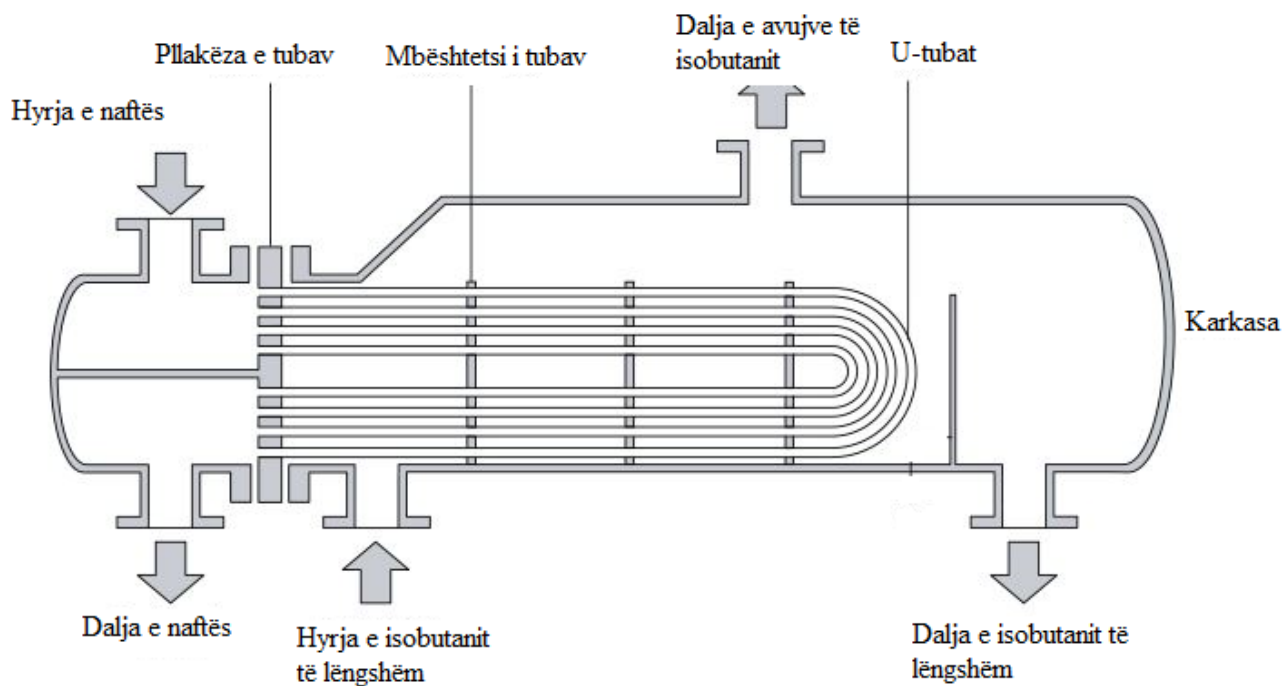


Fig.1.2. Këmbyesi me tuba - bojler të llojit kazanë [17]

Në figurën 1.3 kemi një tjetër lloj i bojlerit ku karkasat dhe tubat ose këmbyesi është montuar vertikalisht pran një shtylle. Këtu nxehtësia e avullit është përdorur për të kthyer propanin dhe propilenin e lëngshëm në 50% lëng dhe 50% avull. Ky lloj këmbyesi është përdorur në industrinë e përpunimit të gazit, si dhe duhet të këtë shumë kujdes në projektimin e mbështetësve për këmbyes të tillë për shkak të zgjerimit termik të tubave.

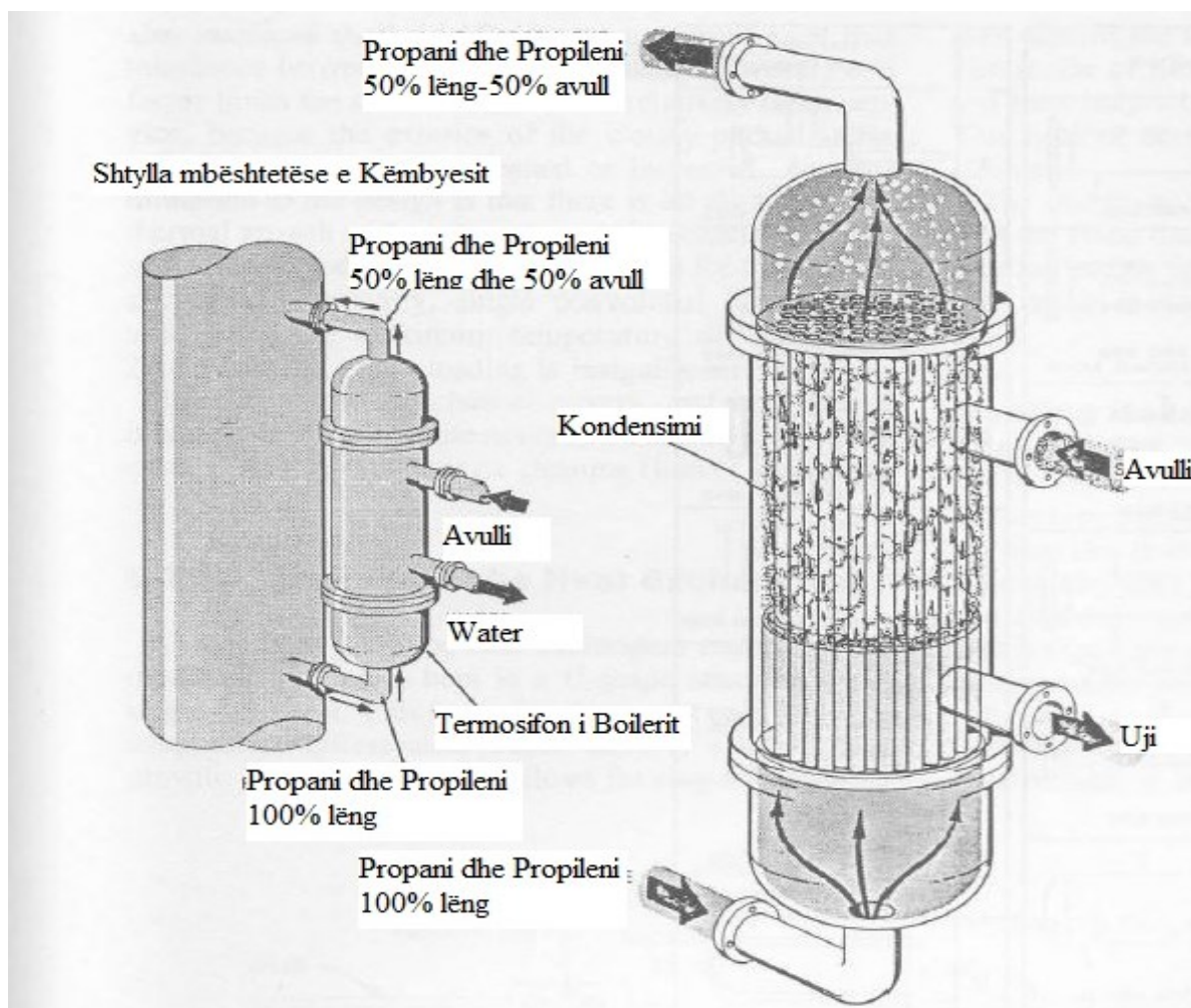


Fig.1.3 Paraqitja e një Boileri Termosifon [6]

I gjithë këmbyesi i nxehtësisë me karkas dhe tuba i është ekspozuar presioneve të brendshme si nga ana e tubave ashtu dhe nga ana e karkasës. Dizajnet ose konstruktionet të këtyre këmbyesve jepen nga asociacioni TEMA (Tubular Exchanger Manufacturing Asociation), të cilët publikuan standarde të klasifikimit të këmbyesve nga kërkesat për ashpërsi.

Gjithashtu në industri të ndryshme si medium punues nëpër këmbyes merret edhe avulli i ujit i cili jep nxehtësi një medium tjetër ku në shumicën e rasteve është ujë. Pra, avulli është një nga mediumet më të zakonshëm dhe më efektive për transmetimin e nxehtësisë që përdoret në industri. Avulli kalon në këmbyes në gjendje të gaztë. Nëse si medium punues përdoret avulli i ngopur atëherë ai liron nxehtësinë latente ose të fshehur, lëshimi i një sasive të nxehtësisë ose energjisë rezulton me kondensimin e avullit, pra ndryshimi i gjendjes së avullit në gjendje të lëngët me parametra të zvogëluar. Këmbesit të cilët përdoren më së shumti janë me karkas dhe tuba, ku në brendi të tubave rrymon medium i ftohët ndërsa jashtë tubave medium nxehtësidhënës (avulli). Prodhuesit shpesh japin një vlerësim termik në kW për këmbesit e nxehtësisë dhe nga kjo mund të përcaktohet dhe sasia e avullit.

Këta këmbyes janë me madhësi dhe ngarkesë të plotë në punë, me shtimin e mundshëm të faktorëve të sigurisë. Këmbesit me karkas dhe tuba janë të projektuar që në mënyrë të konsiderueshme të parandaloj humbjet e nxehtësisë dhe për të parandaluar dëmtimin e mundshëm

të personelit. Kemi raste kur avulli rrymon nëpër tuba dhe ka dy kalime sepse hyrja e avullit dhe dalja e kondensatit është në të njëjtën anë, ndërsa fluid i ftohët ka vetëm një kalim nëpër karkasë për shkak se hyrja dhe dalja e fluidit bëhet në anë të ndryshme të këmbyesit, pra duke e përshkuar komplet gjatësinë e karkasës. Kjo është tregua dhe në figurën 1.4 a.

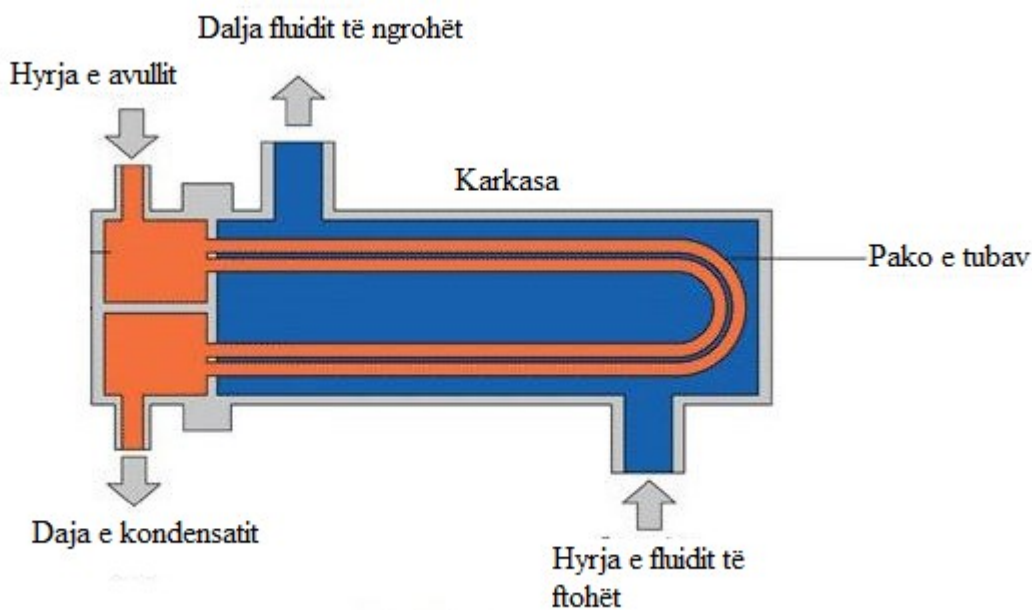


Fig.1.4.a. Këmbyesit me karkasë dhe tuba, duke përdorur avullin si fluid nxehtësidhënës [17]

Gjithashtu kemi raste kur kërkohet që avulli të rrymon nëpër karkasë dhe uji ose ndonjë fluid tjetër të rrymon nëpër tuba, me qëllim të këmbimit më të madh të nxehtësisë. Siç tregohet dhe në figure e mëposhtme 1.4 b, avulli hynë në skajin e djathtë të sipërm të këmbyesit i cili përshkon të gjithë karkasën dhe në skajin e majtë del avulli së bashku me kondensatin pasi të ketë liruuar sasinë e nxehtësisë, ndërsa uji hynë në anën e majtë të këmbyesit duke rrymuar nëpër tuba dhe duke pranuar nxehtësinë nga avulli, dhe pasi të ketë arritur temperaturën e duhur del nga këmbyesi.

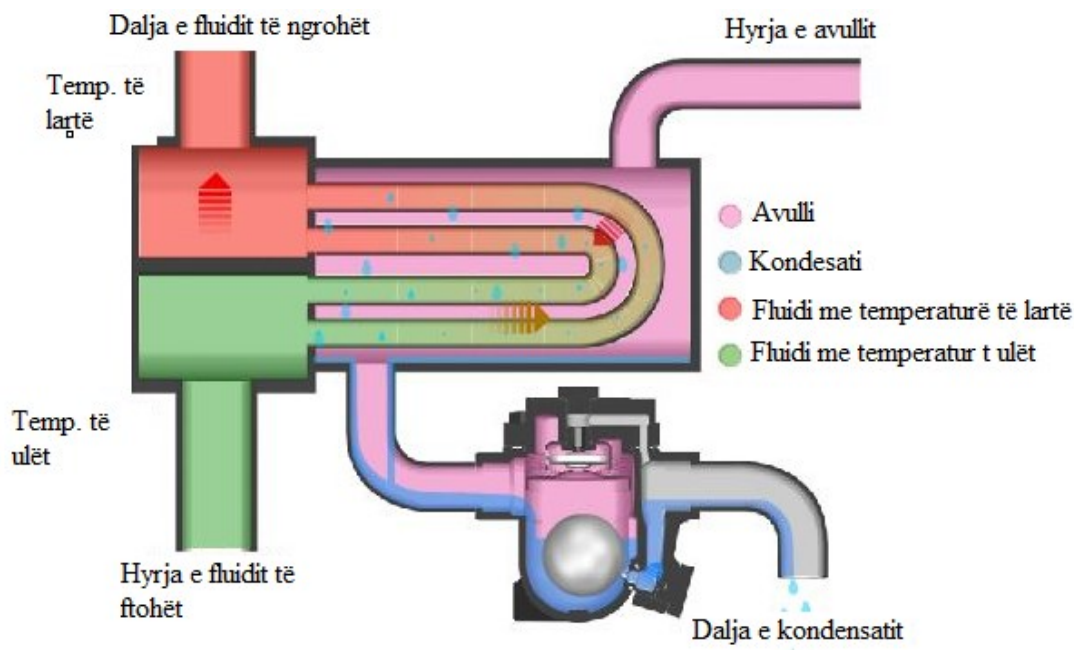


Fig.1.4.b. Këmbjesit me karakas dhe tuba, duke përdorur avullin si fluid nxehtësidhënës [17]

Këta këmbjes gjejnë përdorim të gjer në sistemet termofikuese, ku një sasi e avullit e marrë nga turbina me parametra të caktuar dhe sasi të kërkuar varësisht nga këmbjes dhe kërkesat e projektimit i japin nxehtësi ujit i cili pastaj këtë nxehtësi e liron te konsumatorët e ndryshëm termik. Për këta lloj këmbjes do të flitet në kapitujt në vazhdim si dhe llogaritja e tyre.

1.1 Klasifikimi i dizajneve të këmbjesve të nxehtësisë

Llojet e këmbjesve të nxehtësisë me tuba dhe karkas dhe funksionimi i tyre janë si më poshtë:

- Reboiler- Transmetimi i nxehtësisë së një lëngu për të prodhuar dy faza, përzierja gaz-lëng përdoret në një kolon të distilimi.
- Termosifon Reboiler- Siguron qarkullim natyror të fluidit të ngrohët nga një udhëheqje statike e lëngshme e treguar si në figurën 1.3.
- Qarkullimi i detyruar i Reboilerit- Reboileri i cili përdor një pompë për të mundësuar qarkullimin e lëngut nëpërmjet këmbjesit të nxehtësisë në kolonën e distilimit.
- Kondensatori- Këmbyesi i nxehtësisë duke i kondensua avujt si dhe duke e larguar nxehtësinë nga fluidi në gjendje të gaztë.
- Kondensimi i pjesshëm- Kondensimi i pjesshëm i gazit për të siguruar ngrohjen e një mediumi tjetër. Një dizajn mekanik është tregu edhe në figurën 1.3. Gazi i mbetur riqarkullon përmes një ngrohësi dhe riciklohet. Një këmbjes i tillë është duke u përdorur

për të ngrohur një fluid tjetër nga nxehtësia e avullit. Një aplikim tipik i kondensatorit të pjesshëm në një kolon distilimi është vetëm të kondensoj lëng të mjaftueshëm kur produkti i sipërm është avull.

- Kondensimi i plot- Kondensimi i plot është ku i gjithë gazi është kondensuar dhe e gjithë nxehtësia është transferuar në mediumin tjetër.
- Gjeneratori i avullit- Është pajisje që gjeneron avullin, i tillë si një bojler ose kaldajë, përdorët për të siguruar energji për kërkesat e procesit. Shembulli më klasik është lokomotiva me avull, i cili është me karkas dhe tuba me avull i “montuar mbi rrota”, përdorët për të bartur lokomotivën.
- Avulluesi- Është një këmbyses që plotësisht ose pjesërisht avullon një lëng.
- Cileri- Një këmbyses në të cilin një medium është ftohur nga ftohja e avullit ose me ftohje dhe ngrohje me pak ose aspak ndryshim fazor.

Këto klasifikime janë llojet kryesore të këmbysesve të nxehtësisë me karkas dhe tuba, të cilët shërbejnë në proceset industriale.

Në figurën 1.5 janë treguar disa lloje kryesore të konstruksioneve të këmbysesve.

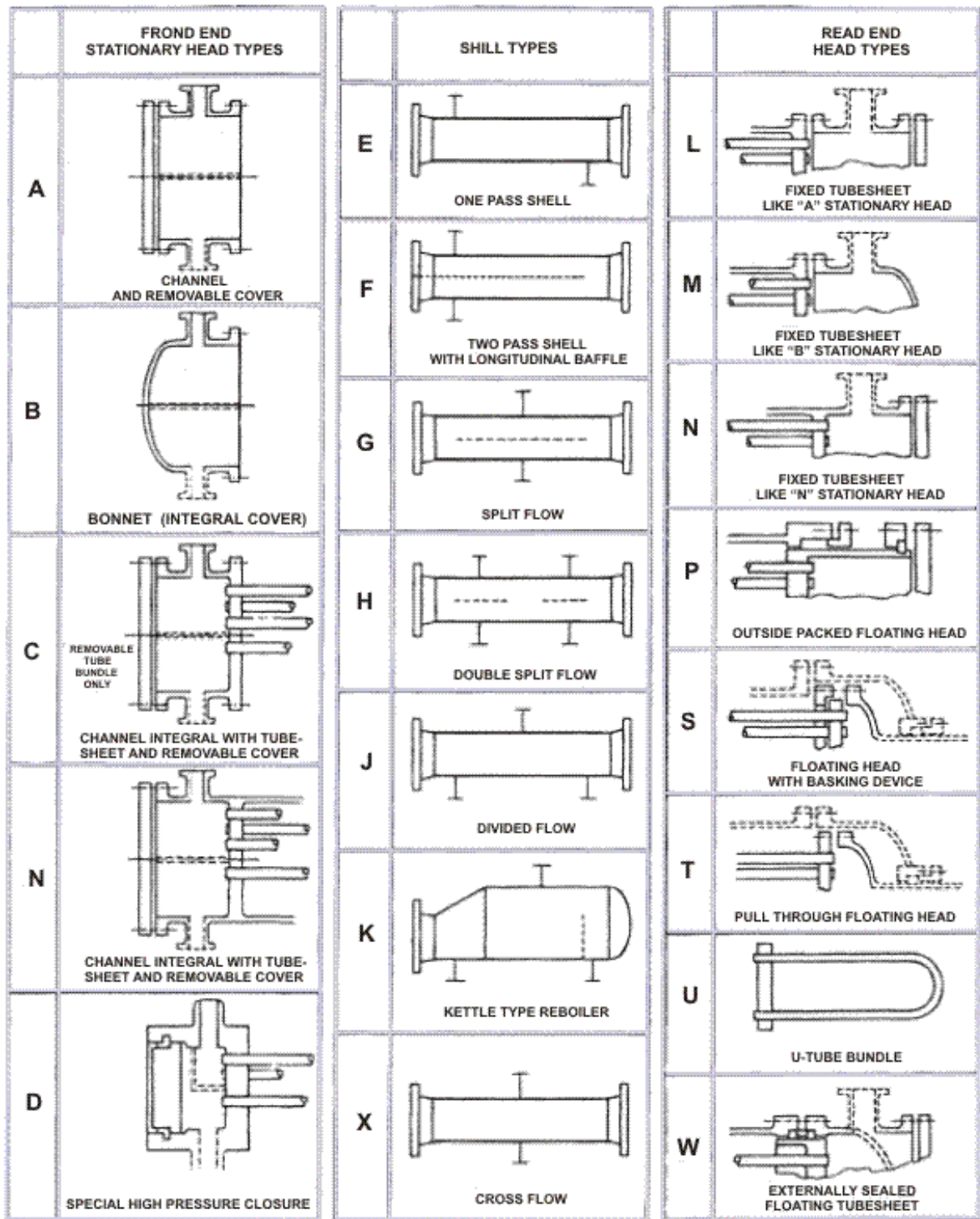


Fig.1.5 Nomenklatura e këmbesve të nxehtësisë me karkas dhe tuba [6]

1.2 Rregullimi i proceseve të këmbjesve të nxehtësisë me tuba ndarës

Rregullimi i proceseve të këmbjesve me tuba dhe karkas është i thjeshtë si dhe projektimi i tyre. Këta këmbjes përbëhen nga pllakat anësore të cilat kanë vrima me diametër të caktuar për futjen e tubave, pra këto pllaka janë të vendosura në të dyja anët e këmbjesit. Shpesh këto pllaka kanë diametër më të madh se karkasa dhe kanë flaxha që lejojnë grupin e tubave të mbyllet brenda karkasës ku këto pllaka janë të njohura si tube-sheets.

Pllakat në këmbjes janë të projektuara në atë mënyrë që të mbushën me tuba me qëllim për të arritur këmbimin maksimal të nxehtësisë, (natyrisht, kjo rritë gjithashtu rënien e presionit të fluidit nga ana e karkasës) e tillë që tolerance ndërmjet tubave të jetë minimale. Megjithatë, ky faktor ndikon që fluidi në anën e karkasës të mos jetë relativisht i pastër, sepse tubat kanë hapësirë të ngushtë në mes vete, dhe nuk mund të pastrohen mekanikisht.

Një kufizim tjetër për hartimin ose konstruktimin është se nuk ka kompensator për rritjen termike të tubave, përveç nëse përdoret një zgjerim nga ana e jashtme, e cila është edhe mjaft e zakonshme për këta lloj këmbjes.

Mirëpo një nga format për pastrimin e karkasës dhe brendësin e tubave është vetëm nëse qarkullon në brendësi të tyre ndonjë lëng i posaçëm për pastrim, dhe e cila formë edhe zbatohet.

1.3. Këmbjesit e nxehtësisë me tuba ndarës të formës U

Këmbyesi i nxehtësisë i formës U është një lloj i këmbjesit me karkasë dhe tuba që i përket industrisë së naftës dhe industrisë së pajisjeve kimike. Ky lloj këmbyesi është emëruar si këmbjes i formës U.

Këmbyesi i formës U përbëhet nga disa komponentë kryesore si kutia e tubave, karkasa, grupi i tubave.

Në figurën 1.6 janë paraqitë komponentët kryesore të këtyre këmbjesve, si dhe në figurën 1.7 është paraqitur qarkullimi i fluideve në këtë këmbjes.

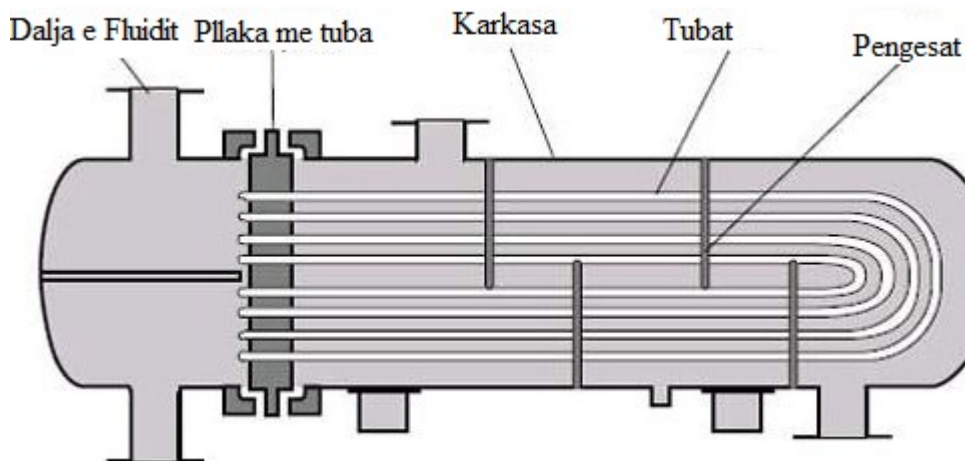


Fig.1.6 Komponentët kryesore të këmbjesve, [http://www.ansonindustry.com/]

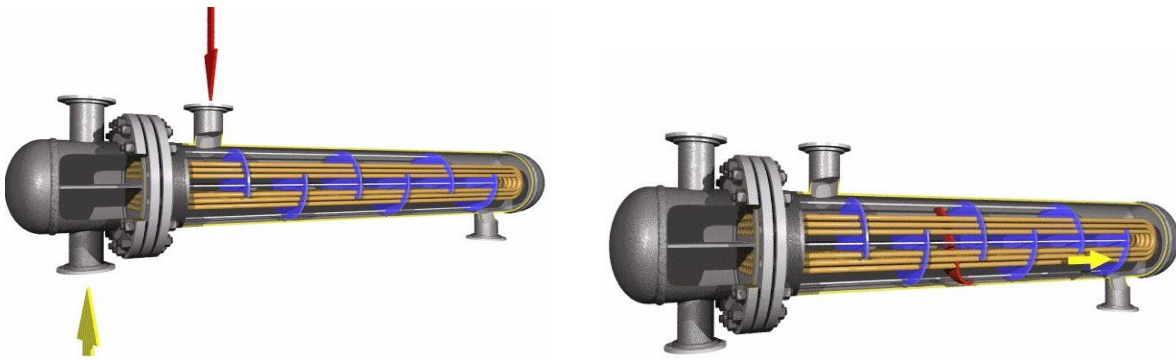


Fig. 1.7. Këmbyesi i nxehtësisë i formës U dhe qarkullimi i fluideve. [<http://www.souheat.com/>]

Përparësitë e këtyre këmbyesve:

- Grupi i tubave mund të zgjerohet ose të kontraktojnë lirshëm dhe nuk do të prodhojë tensione ose zgjerime termike për shkak të ndryshimit të temperaturës mes tubave dhe karkasës, e cila e dërgon në një performancë të mirë të kompensimit termik.
- Struktura është e thjeshtë vetëm me një pllakë me tuba dhe pak sipërfaqe mbyllëse, si dhe çmimi është ulët.
- Është lehtë për të bërë pastrimin dhe mirëmbajtjen e këtyre këmbyesve, sepse grupi i tubave mund të nxirret nga trupi i karkasës.
- Ky lloj këmbyesi është i përshtatshëm për situata ose raste me temperatura të larta dhe presione të larta.
- Këmbyesit e nxehtësisë me U-tuba projektohen me dy dhe katër kalime, sepse fluidi mund të hyjë dhe të dalë në të njëjtën anë.
- Këta këmbyes kanë pengesa të shpeshta për të drejtuar rrjedhjen në anën e karkasës në mënyrë që fluidi të mos ketë kalim të shkurtë nëpër karkasë dhe të ketë rrjedhje të paefektshme që nënkupton mos transmetim të mjaftueshëm të nxehtësisë.

Diferenca më e madhe e këmbyesve të nxehtësisë së formës U dhe llojeve të tjera të këmbyesve është struktura e grupit të tubave, diametri është më i madh dhe rrezja e lavesës është minimale. Rrezja e lavesës së pakos së tubave duhet të jetë më pak se dy here diametri i jashtëm i këmbyesit të nxehtësisë.

Numri maksimal i tubave për një pllakë të tubave apo të njohur si tubesheet është më pakë se projektimi i pllakave fikse për shkak të rrezeve minimale të nevojshme për të formuar formën U. Edhe pastrimi i tubave bëhet me mjete të posaçme.

1.4 Këmbyesit e përgjithshëm të dhënë nga asociacioni TEMA

Kemi tri kategori bazike të këmbyesve të nxehtësisë me tuba dhe karkasë të dhënë nga TEMA, klasa R, klasa C dhe klasa B.

Dallimi në klasë është shkalla e ashpërsisë së këmbyesve të cilët janë në shërbimin tone.

1. Klasa R- Përfshinë këmbyesin e caktuar të nxehtësisë për shërbime më të rënda si në industrinë e përpunimit të naftës dhe në industrinë kimike. Siguria dhe qëndrueshmëria janë të nevojshme për projektimin e këmbyesve për industri të tilla.
2. Klasa C- Përfshinë kërkesat dhe dizajnët në përgjithësi të moderuara. Aspekti ekonomik dhe kompaktësia e përgjithshme janë dy tipare themelore të kësaj klase.
3. Klasa B- Janë këmbyes të specifikuar për procese të përgjithshme. Aspekti ekonomik dhe kompaktësia optimale janë kriteret kryesore të konstruksionit të këtyre këmbyesve.

2. Komponentët bazë të këmbyesve të nxehtësisë me tuba dhe karkasë

Në këta këmbyes ka komponentë të ndryshme, por ato më thelbësore janë si në vijim:

1. Tubat
2. Pengesat
3. Shufrat lidhëse
4. Pllakat me vrima, apo tubesheet

2.1 Tubat

Kemi dy lloje të tubave, tuba me fletëza dhe tuba pa fletëza. Tubat me fletëza janë të emëruar për arsyes se në pjesën e jashtme të tubave janë të montuara fletëzat me mjete të ndryshme mekanike. Arsyeja e vendosjes së fletëza të jashtme në tuba është për të siguruar më shumë sipërfaqe për transmetimin e nxehtësisë dhe në këtë mënyrë fluidi në tuba pranon më shumë nxehtësi. Tubat me fletëza janë më të zakonshëm kur ka qarkullim të fluideve gaz-lëngë ose gaz-gaz ku gjithmonë gazi duhet të qarkulloj jashtë tubave.

Aplikimet tipike të tubave me fletëza janë te humbjet në këmbyesin me rigjenerim, humbjet në kaldajë, rigjenerimi i turbinave me gaz si dhe këmbyesit me ajër të ftohur.

Ku në figurën 2.1 janë treguar disa modele të tubave me fletëza.



Fig.2.1 Tubat me fletëza-brinje [11]

Tubat pa fletëza janë më të zakonshëm në këmbyesit me tuba dhe karkasë. Këta tuba kanë dy lloje themelore: tubat me ndërtim të forte të mureve dhe tuba të dyfishtë.

Dizajni i dyfishtë përbëhet nga një tub brenda një tubi tjetër, ku tub i jashtëm është tërhequr mekanikisht mbi tubin i brendshëm. Tubi me mure të forta ka një konstrukcion të thjeshtë dhe mure të forta.

Këta tuba janë treguar në figurën 2.2.a dhe 2.2.b



Fig.2.2.a Tubat me mure të forta [18].



Fig.2.2.b Tubat e dyfishtë [19].

Tubat e tillë janë të konstruktuar në pothuajse në të gjitha materialet e mprehta, dhe është në dispozicion në madhësi standarde me diametra dhe seksionet e duhura. Aplikimi gjatë projektimit të formës U, tubat duhen të lakohen në 180° .

2.2 Pengesat-pendat

Pengesa hynë në komponentët themelore të këmbyesve e cilat shërben për disa funksione dhe si pasojë e kësaj projektimi i secilës varet nga qëllimi i saj.

Pengesat mund të veprojnë si:

- a) *Strukture mbështetëse për tuba*
- b) *Amortizues i dridhjeve*
- c) *Pajisje për të kontrolluar rrjedhjen e drejtpërdrejt të fluidit nga ana e karkasës.*

a) *Strukture mbështetëse për tuba*

Kështu vrima në pengesë, duke qenë me diametër më të madh se diametri i jashtë i tubit, vepron si një ndalesë kufi për tub. Në mekanik të tubacioneve një stacion kufiri nënkupton një përmbajtje që kufizon sasinë e tubave, lëvizjen në distance mes diametrit të vrimës së pengesës dhe diametrit të jashtëm të tubit.

Me fjalë të tjera, tubi mund të transferohet në drejtimin anësor pingul me aksin e tubit vetëm për pastrim ndërmjet tubit dhe diametrit të vrimës.

Kështu që vrima në pengesa vepron si një ndalesë kufitare dhe parandalon shtrëngimin anësor të tubave, kur ata janë të detyruar të zgjerohen termikisht nga diferenca e temperaturës. Në këtë kuptim tubat janë shumë më të ashpër dhe më të forte sikurse ata po të ishin pa pengesa mbështetëse.

Në këtë rast tubat e forcuar ndikojnë në integritetin e lidhjes së përbashkët ndërmjet tubit dhe pllakës me vrima e cila do të diskutohet më vonë.

Ku nga ky diskutim ne shohim se pllaka pengesë vepron si mbështetës strukturore dhe si lidhëse stabilizuese.

Në figurën 2.3 është tregu funksioni i pengesës si mbështetës strukturor.



Fig.2.3. Pengesa si mbështetës strukturor [17].

b) *Amortizuesi i dridhjeve*

Në figurën 2.4 është treguar pengesa në unaza rrethore me shufra që vepron vertikalisht në dy unazat e para dhe horizontalisht në dy unazat e dyta, një të njëjtën mënyrë duke fikur shumë dridhje të grumbullit të shtjellave spirale.

Shufrat gjithashtu reduktojnë turbulencë nën nivelin tingëllues të frekuencës natyrore të tubave dhe për të reduktuar dridhjet elastike të fluidit.

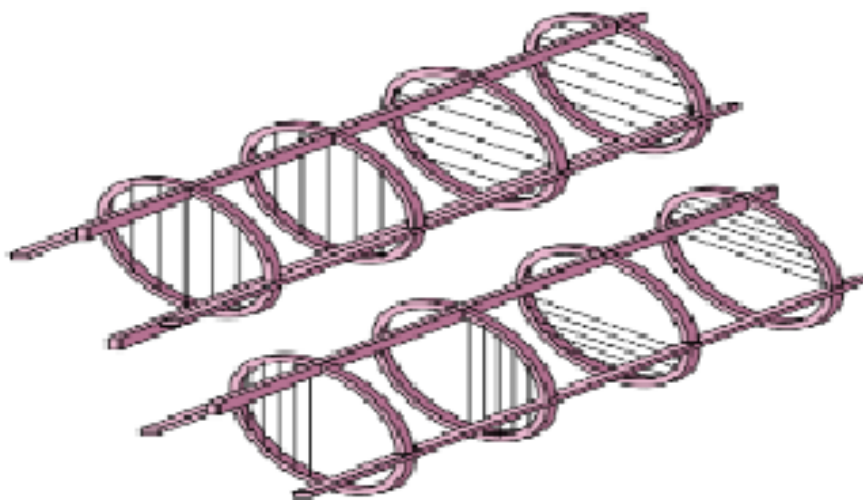


Fig.2.4. Ky dizajn eliminon dridhjet e tubave. Amortizuesi i dridhjeve [17].

c) Pajisje për të kontrolluar rrjedhjen e drejtpërdrejt të fluidit nga ana e karkasës.

Ka lloje të ndryshme të pengesave që drejtojnë ose kontrollojnë rrjedhjen e lëngut nga ana e karkasës. Në figurën 1.1 dhe 1.2 janë shembuj të pengesës që udhëzojnë rrjedhjen në drejtim vertikal. Në figurën 2.5 janë treguar pengesat për të drejtuar ose kontrolluar rrjedhjen në drejtim horizontal.

Drejtimi i rrjedhjes është një funksion i orientuar nga pengesat dhe format gjeometrike e tyre si dhe nga kërkesat e procesit.

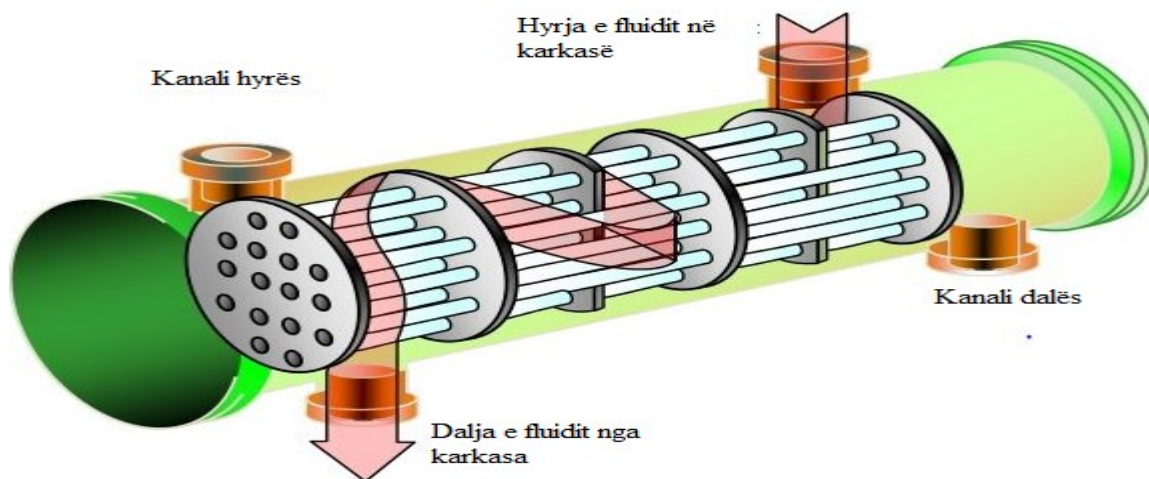


Fig.2.5. Pengesat që udhëzojnë rrjedhjen horizontale të fluidit [16].

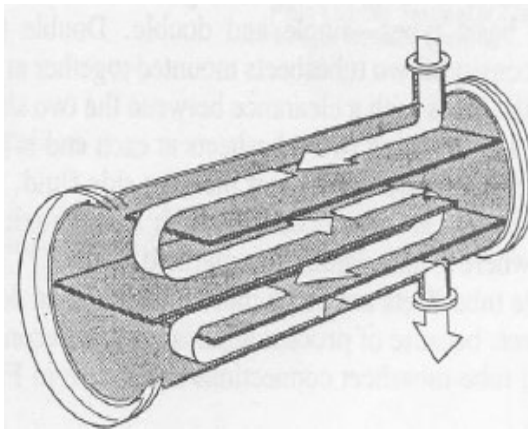
Shpesh, kushtet e procesit kërkojnë që fluidi të lëviz horizontalisht nga ana e karkasës, paralel me aksin gjatësor të këmbesit.

Pengesat mund të jenë gjatësore të cilat mund të jen me dy kalime të fluidit dhe katër kalime. Kalime nënkuptojnë rrugën të cilën e përshkon fluidi nëpër karkasë të cilat janë treguar në figurën 2.6.a dhe 2.6.b.

Në figurën 2.6.a Tregon dy kalime të fluidit në pengesë në anën e karkas dhe figura 2.6.b tregon katër kalime të fluidit në anën e karkasës.

Pengesat kontrollojnë rrjedhjen si dhe drejtimi dhe rrjedhja janë të varura nga orientimi dhe numri i pasimeve.

a)



b)

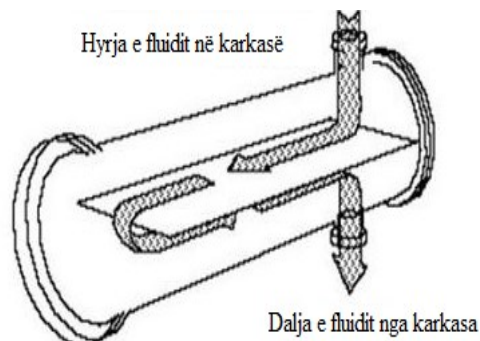


Fig.2.6 a dhe b .Pengesat gjatësore me katër dhe dy kalime të fluidit [6].

Me të njëjtën ritëm të hyrjes së rrjedhjes, rritet shpejtësia e fluidit në zonat e ulëta të rrjedhjes, kështu që shpejtësia rritet me rritjen e numrit të kalimeve.

Kontrolli i rrjedhjes në këmbjes realizohet edhe me mire me pengesa në formë unazore. Për ti shfrytëzuar këto lloj dizajne është e nevojshme që fluidi të jetë shumë i pastër në anën e karkasës, pasi që fluidi duhet të rrjedhë në hapësirën unazore midis diametrit të jashtë të tubit dhe vrimave në pengesën në formë unazore. Rrjedhja në pengesat unazore është shumë turbulente dhe rënia e presionit përmes lidhjeve unazore është shumë e lartë. Rrjedhimisht këto pengesa nuk kanë gjetë përdorim të gjer në industri.

Kemi dhe forma tjera të pengesa ku në figurën 2.7 është tregu pengesa në formë të diskut që shpërndan rrjedhjen në formë radiale.

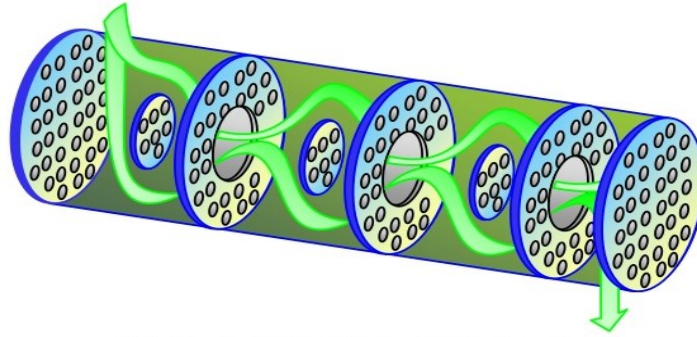


Fig.2.7 Pengesa në formë të diskut [17].

Pengesat mund të jenë të konstruara në atë formë për të lejuar rrjedhje horizontale dhe vertikale me sasi të ndryshme.

Arsyeja themelore pse këmbesit e nxehtësisë me karkas dhe tuba janë me dominant është për shkak të shumëllojshmërisë të gjer të fluideve që mund të trajtojnë kundrejt ndonjë dizajni tjetër.

2.3 Shufrat lidhëse

Këto janë shufra strukturore që janë të lidhura paralelisht në këmbesit me tuba nëpër perimetrin e jashtëm të pengesave, lidhur me pllaka të tilla që kanë hapësirë dhe mbështetin pengesat.

Shufrat lidhëse duke u bashkangjitur në pllaka gjithashtu parandalojnë pllakat nga vibracionet apo dridhjet si dhe dëmtimin e tubave.

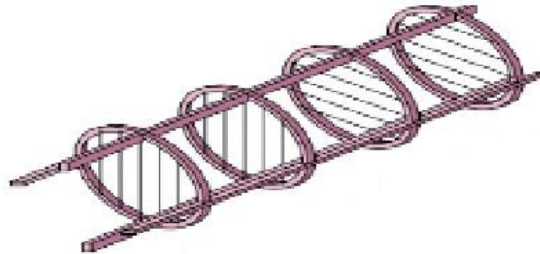


Fig.2.8 Shufrat lidhëse [16]

2.4 Pllaka me vrima (Tubesheet)

Edhe këto pllaka bëjnë pjesë në komponentët themelore në këmbesit e nxehtësisë. Këto janë pllaka strukturore ku tubat janë të lidhur në fund të çdo këmbyesi.

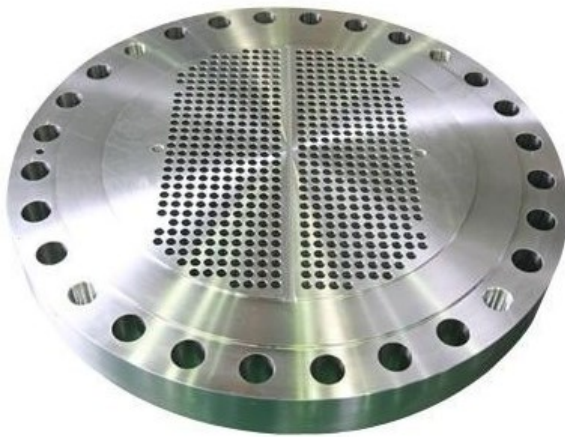
Pllakat me vrima vijnë në dy forma themelore si pllaka të njëfishta dhe pllaka të dyfishta. Pllakat e dyfishta përbëhen nga dy pllaka të montuara së bashku në fund të tubave me një pastrim

ne mes të dy pllakave. Arsyeja e përdorimit të dy pllakave në çdo fund të tubave është për të zvogëluar mundësin e ndonjë rrjedhje të fluidit nga ana e karkasës. Pllakat e dyfishta janë shumë më të zakonshme kur kemi shërbime toksike ku nuk mund të tolerohet asnjë rrjedhje.

Pllakat e njëfishta janë shumë më të zakonshme se pllakat e dyfishta për shkak të kërkesave të zhvillimit të procesit si dhe nga aspekti ekonomik. Lidhja tipike tub-pllakë është treguar në figurën 2.9 a. dhe 2.9.b.

Në figurën 2.9.a është treguar tubesheet apo pllaka me vrima dhe në fig.2.9.b vendosja e pllakës në fund të tubave.

a)



b)

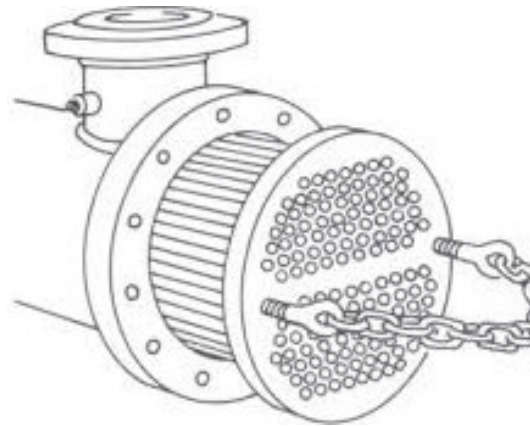


Fig.2.9. a dhe b. Pllakat me vrima dhe lidhja me tuba [<http://www.heavysteelforging.com/>].

Shqetësimi i menjëhershëm gjatë projektimit të pllakave është ngarkimi i detyruar i tyre nga lëvizja termike e tubave, i cili është një problem në këmbesit me pllaka të caktuara fikse.

Asociacioni TEMA jep dy ekuacione për përcaktimin e ngjeshjeve të detyruara të pllakave për tri llojet e këmbesve – Klasë R, C dhe B [6].

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 E_t}{2 \left(\frac{kl}{r} \right)^2}, \text{ kur } C_c \leq \frac{kl}{r} \quad (2.1), [6]$$

$$\sigma_c = \frac{\sigma_y}{2} \left[1 - \frac{kl/r}{2C_c} \right], \text{ kur } C_c \geq \frac{kl}{r} \quad (2.2)$$

Ku kemi:

σ_y - Minumimi i ngarkesës që japin materialet e tubit nga temperature projektuese

$r = 0.25[d_0^2 + (d_0 - 2\delta_t)^2]^{0.5}$ - Rrezja e rrotullimit të tubit

δ_t - Trashësia e murit të tubit

kl - Gjatësia efektive ekuivalente pa mbështetje të tubit

$k = 0.6$ – Për gjatësi të tubit pa mbështetje në mes të dy pllakave

$k = 0.8$ – Për gjatësi të tubit pa mbështetje në mes të një pllake dhe një pengese

$k = 1.0$ – Për gjatësi të tubit pa mbështetje në mes të dy pengesave

E_t - Moduli i elasticitetit të materialit të tubit

d_0 - Diametri i jashtëm i tubit

σ_c - Ngarkesa e lejueshme e shtypjes ose ngjeshjes së tubit, për tubat në pjesën e jashtme të pllakës.

2.5 Formulimet Kryesore nga asociacioni TEMA

a) Pengesat dhe pllakat mbështetëse

Frekuenat natyrore të tubave të drejtë të përfshirë në barazime të shumëfishta [6].

$$f_n = \frac{3.36 \times C}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{W}} \quad (2.3), [6]$$

Tab. 2.1. Vlerat konstante të C

No. of Spans	Extreme Ends Supported		Extreme Ends Clamped		Extreme Ends Clamped-Supported	
	1st Mode	2nd Mode	1st Mode	2nd Mode	1st Mode	2nd Mode
1	31.73	126.94	72.36	198.34	49.59	160.66
2	31.73	49.59	49.59	72.36	37.02	63.99
3	31.73	40.52	40.52	59.56	34.32	49.59
4	31.73	37.02	37.02	49.59	33.02	42.70
5	31.73	34.99	34.99	44.19	33.02	39.10
6	31.73	34.32	34.32	40.52	32.37	37.02
7	31.73	33.67	33.67	38.40	32.37	35.66
8	31.73	33.02	33.02	37.02	32.37	34.99
9	31.73	33.02	33.02	35.66	31.73	34.32
10	31.73	33.02	33.02	34.99	31.73	33.67

Ku kemi:

f_n - Frekuenca natyrore e tubit Hz

C - Forma konstante e dhëne ne tabelën 2.1

l - Gjatësia e hapësirës

E – Moduli elasticitetit

I – Momenti i inercisë

$W = W_t + W_{fb} + M \times W_{ff}$, kg/m – Pesha e tubit

W_t - Pesha e tubit të zbrazët

W_{fb} -Pesha e fluidit brenda tubit, $0.00545 \rho_b \times d_b^2$

W_{ff} - Pesha e fluidit jashtë tubit, $0.00545 \rho_j \times d_j^2$

M - Shtimi i koeficientit të masës

ρ - Densiteti i fluidit, kg/m^3

d - Diametri i tubit

b - brendshëm dhe j - jashtëm

b) Efekti i ngarkesë së gjatësisë së tubit

$$f_{np} = f_n \times \sqrt{1 + \frac{Pl^2}{EI\pi^2}} \quad (2.4)$$

f_{np} - Frekuenca natyrore e tubit në kushtet e ngarkesës

P - Forca aksiale

c) Frekuenca natyrore e tubave të drejtë të përfshirë në mosbarazim të shumëfishtë

$$f_n = 10.83k^2 \sqrt{\frac{EI}{W}} \quad (2.5)$$

2.6 Frekuencat natyrore të U-tubave

Duhet pranuar se secili tub ka një rreze të vazhdueshme që ka një frekuencë të vetme themelore. Kjo frekuencë mund të udhëhiqet kryesisht nga frekuenca të ulëta "që qëndrojnë vetëm" në hapësirë të gjatë të drejtë ose U-kthese.

Është sugjeruar që të dyja të llogariten dhe se vlera më e ulët do të përdoret, duke mbajtur parasysh natyrën e përafërt të rezultatit.

Frekuenca e hapësirës së drejtë mund të përcaktohet nga tabela 2.1 duke përdorur mënyrën e duhur konstante. Frekuenca për U-tubat mund të llogaritet me shprehjen e mëposhtme:

$$f_{nu} = \frac{2.74 \times C_u}{R^2} \sqrt{\frac{EI}{W}} \quad (2.6), [6, 11]$$

Ku kemi:

f_{nu} - Frekuenca natyrore e U-tubave.

C_u - Mënyra konstante e U-tubave

R - Rrezja e kthesës ose lakesës së tubave

KAPITULLI I TRETË**3.0 Analiza e karakteristikave të këmbjesve te nxehtësisë**

Siç është tregu edhe në kapitujt e mësipërm këmbjesit e nxehtësisë transmetojnë nxehtësinë nga një fluid në tjetrin si pasojë e diferencës temperaturike. Në industrinë e shumta diku rreth 65% e këmbjesve janë me karkasë dhe tuba. Arsyeja e përdorimit të tyre është: Shkathtësia e një përdorimi të gjerë të kushteve operative, mënyra e lehtë e pastrimit, përvoja e gjatë e projektimit, praktika e projektimit me kode dhe standard. Numri i tubave për një këmbjes të tillë varet nga prurja e fluidit dhe rënia e presionit nëpër ta. Vendosija e tyre mund të jetë trekëndore, kaltërore, paralele, serike dhe forma të tjera të kombinuara.

Sa i përket shpejtësisë së rrymimit të ujit si dhe fluideve të ngjashme me të në tubat e këtyre këmbjesve është 0.9 deri në 2.4 m/s, kurse shpejtësia nga ana e jashtme është 0.6 deri 1.5 m/s. Shpejtësia më e vogël e lejuar korrespondon me efektin e ndotjes, kurse ajo më e madhe e lejuar me efektin e erozionit. Shpejtësia shumë e madhe në tuba rritë efektin e transmetimit të nxehtësisë dhe rritë rënien e presionit. Temperatura diku merret 1100°C dhe presion 100MPa.

Sipas kahut të rrymimit këmbjesit ndahen në:

1. Këmbyesi me rryma njëkahore, në të cilin fluidet rrymojnë në kahun e njëjtë.
2. Këmbyesi me rrymimin e kundërt , ku fluidet rrymojnë në kahun e kundërt.
3. Këmbyesi me rrymim tërthor, në të cilët rrymat e fluidit kryqëzohen në mes veti.

3.1 Diferenca mesatare e temperaturave

Siç u cekë edhe në hyrje të kapitullit, fluidet kanë rrymim të kundërt dhe paralel. Ku për të analizuar diferencën mesatare të temperaturës marrim dy kanale me rrjedhje të kundërt përgjatë këmbjesit. Ku me n dhe f është përshkrua fluid i ftohët dhe i ngrohët si dhe indeksuar b -brenda dhe j -jashtë, ndërsa masa e fluidit m . Shpërndarja e temperaturës për fluidin e nxehtë dhe të ftohët është paraqitur në figurën 3.1a. Ndërsa në figurën 3.1.b është tregu rrymimi paralel përgjatë një këmbyesi si dhe është tregu shpërndarja e temperaturës.

Nga ekuacionet themelore termodinamike mbi sasinë e nxehtësisë do të gjejmë dhe diferencën mesatare të temperaturës për rrymime paralele dhe rrymime të kundërt të fluidit.

Për rrymime paralele nxehtësia e cila këmbehet ndërmjet dy fluideve mund të shprehet me barazimin:

$$q = k \times \Delta t_m \quad 3.1$$

q - Nxehtësia e cila këmbehet, kJ/s

k - koeficienti i transmetimit të nxehtësisë ndërmjet dy fluideve të cilat këmbejnë nxehtësi, $W / m^2 K$

Δt_m - ndryshimi mesatar i temperaturës ndërmjet dy fluideve të cilat këmbejnë nxehtësi në.

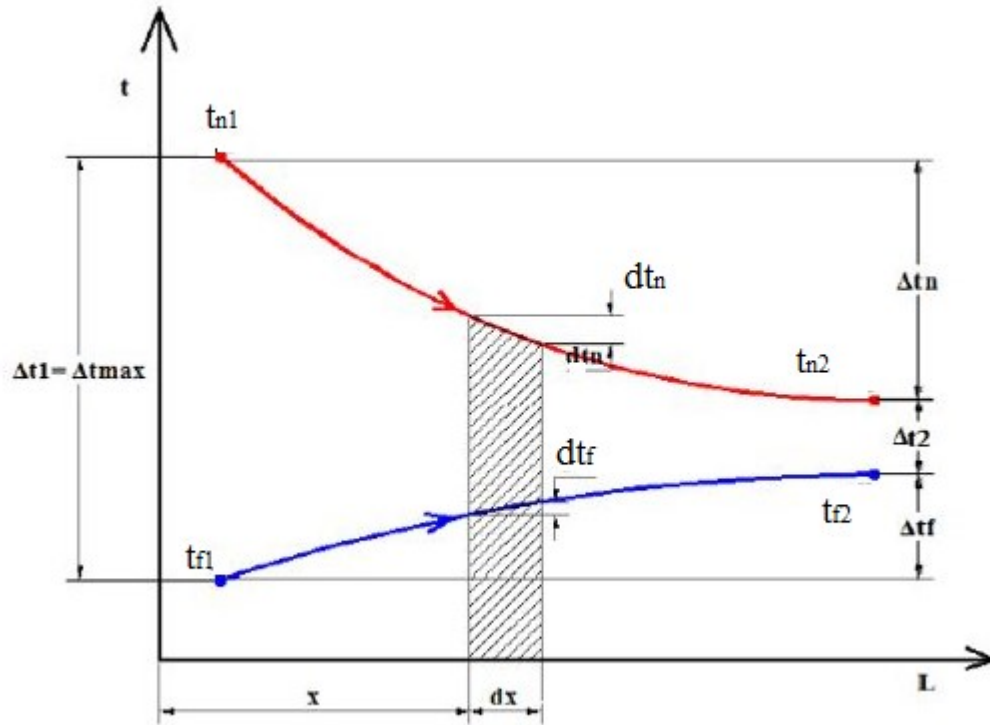


Fig.3.1a Ndryshimi i temperaturës së nxehtësi-dhënësit dhe nxehtësi-marrësit të këmbjesit të nxehtësisë me rrymim paralel.[14]

Për rrymime paralele nëpër një sipërfaqe elementare të këmbjesit dF , këmbehet sasi e nxehtësisë:

$$dq = -m_n \times c_n \times dt_n = m_f \times c_f \times dt_f \quad 3.2$$

Ku indeksin n siç është cekur dhe më herët është shënuar fluid i ngrohët, i cili për arsye se jep nxehtësi, është dhënë me parashenjën (-) minus. Me indeksin (f) është shënuar fluidi që merr nxehtësi, dhe për këtë ka shenjën (+) plus.

Nga barazimi 3.2 gjejmë temperaturën për dy fluidet:

$$dq = -m_n \times c_n \times dt_n /: (-m_n \times c_n)$$

$$dt_n = -\frac{dq}{m_n \times c_n} \quad 3.3$$

$$dq = m_f \times c_f \times dt_f /: (m_f \times c_f)$$

$$dt_f = \frac{dq}{m_f \times c_f} \quad 3.4$$

Ku kemi:

m_n, m_f - Prurjet e fluidit të ngrohët dhe fluidit të ftohët në kg/s

Duke u nisur nga ekuacioni themelore për këmbimin e nxehtësisë nëpër një sipërfaqe elementare dF të këmbjesit kemi:

$$dq = k \times dF \times (t_n - t_f) \quad 3.5$$

Me zbritjen e ekuacionit 3.3 dhe 3.4 kemi:

$$dt_n - dt_f = -dq \times \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right) \quad 3.6$$

Ku ekuacionin 3.5 zëvendësojmë në ekuacionin 3.6:

$$dt_n - dt_f = -k \times dF \times (t_n - t_f) \times \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right) \quad 3.7$$

Ku janë:

c_n, c_f - Nxehtësia specifike e prurjeve të fluidit të ngrohët dhe të ftohët në kJ/kgK

t_n, t_f - Temperatura e fluidit të ngrohët dhe fluidit të ftohët në $^{\circ}C$

Kështu nga ekuacioni 3.7 nxjerrim barazimin:

$$\frac{dt_n - dt_f}{t_n - t_f} = -k \times dF \times \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right) / \int$$

$$\int_1^2 \frac{dt_n - dt_f}{t_n - t_f} = -k \times \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right) \int_0^F dF$$

Pas integritimit kemi:

$$\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = -k \times F \times \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right) \quad 3.8$$

Nga barazimi 3.3 dhe 3.4 kemi:

$$dt_n = -\frac{dq}{m_n \times c_n} / \int$$

$$m_n \times c_n = \frac{-q}{t_{n2} - t_{f1}} = \frac{q}{t_{n1} - t_{n2}} \quad 3.9$$

Në të njëjtën formë nxjerrim dhe barazimin tjetër:

$$m_f \times c_f = \frac{q}{t_{f2} - t_{f1}} \quad 3.10$$

Me zëvendësimin e ekuacioneve 3.9 dhe 3.10 i vendosim në ekuacionin 3.8.

$$\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = -k \times F \times \left(\frac{1}{\frac{q}{t_{n1} - t_{n2}}} + \frac{1}{\frac{q}{t_{f2} - t_{f1}}} \right)$$

$$\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = -k \times F \times \left(\frac{t_{n1} - t_{n2}}{q} + \frac{t_{f2} - t_{f1}}{q} \right)$$

Dhe del barazimi i sasisë së nxehtësisë që këmbëhet në mes dy fluideve:

$$q = \frac{k \times F [(t_{n2} - t_{f2}) - (t_{n1} - t_{f1})]}{\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}}} \quad 3.11$$

Nga barazimi 3.11 del ndryshimi mesatar i temperaturës ndërmjet dy fluideve:

$$\Delta t_m = \frac{[(t_{n2} - t_{f2}) - (t_{n1} - t_{f1})]}{\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}}} = \frac{[(t_{n1} - t_{f1}) - (t_{n2} - t_{f2})]}{\ln \frac{t_{n1} - t_{f1}}{t_{n2} - t_{f2}}} \quad 3.12$$

Dhe nga ky ekuacion shihet se ndryshimi mesatar i temperaturës ndërmjet dy fluideve është në formë logaritmike.

Në këtë formë gjejmë edhe ndryshimin mesatar të temperaturës edhe për fluidet me rrymim të kundërt.

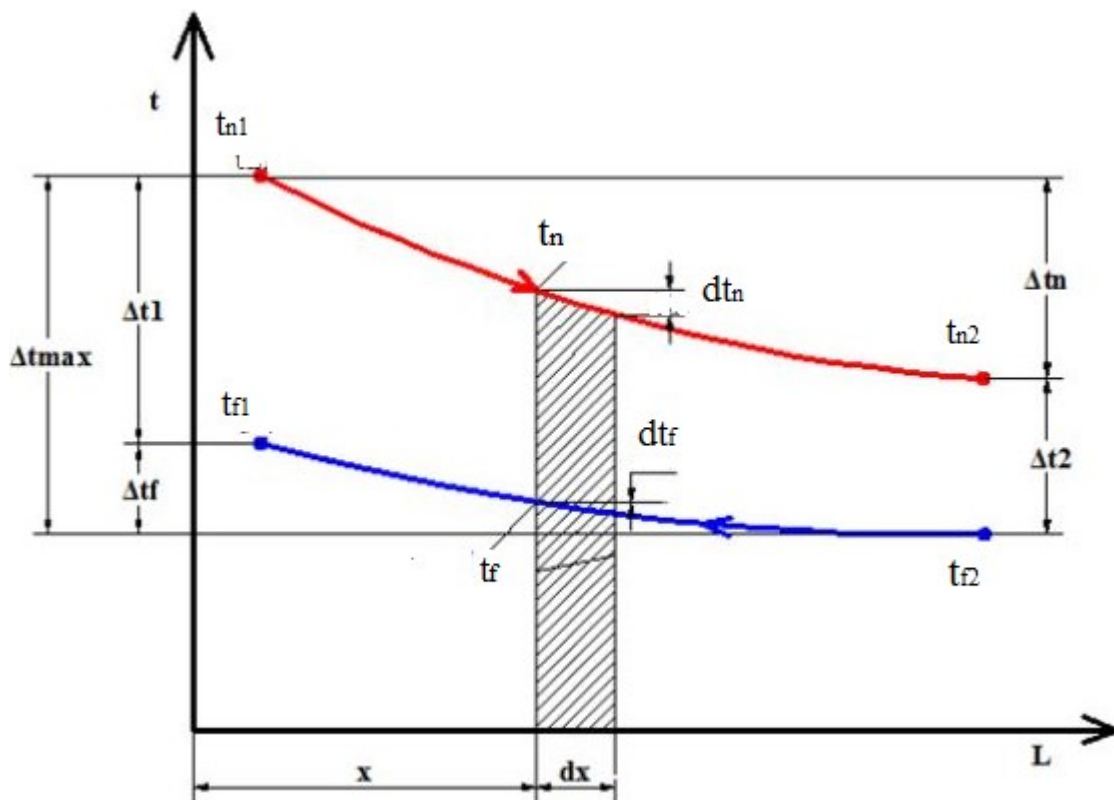


Fig.3.1b. Ndryshimi i temperaturës së nxehtësi-dhënësit dhe nxehtësi-marrësit të këmbesit të nxehtësisë me rrymim të kundërt të medimeve punuese.[14]

Duke u nisur nga ekuacioni:

$$dq = -m_n \times c_n \times dt_n = -m_f \times c_f \times dt_f \quad 3.12$$

$$dq = -m_n * c_n * dt_n /: (-m_n * c_n)$$

$$dt_n = -\frac{dq}{m_n \times c_n} \quad 3.13$$

$$dq = m_f \times c_f \times dt_f /: (-m_f \times c_f)$$

$$dt_f = -\frac{dq}{m_f \times c_f} \quad 3.14$$

Duke përdorur përsëri ekuacionin 3.5 dhe duke zbritur ekuacionet 3.13 dhe 3.14 fitojmë shprehjen ose barazimin:

$$\frac{dt_n - dt_f}{t_n - t_f} = k \times dF \times \left(\frac{1}{m_f c_f} - \frac{1}{m_n c_n} \right) \quad 3.15$$

Pas integritimit të ekuacionit 3.15 fitojmë shprehjen:

$$\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = k \times F \times \left(\frac{1}{m_f c_f} - \frac{1}{m_n c_n} \right) \quad 3.16$$

Nga ekuacioni 3.13 dhe 3.14 gjejmë vlerat dhe zv. në ekuacionin 3.16

$$m_n \times c_n = \frac{-q}{t_{n2} - t_{f1}} = \frac{q}{t_{n1} - t_{n2}}$$

$$m_f \times c_f = -\frac{q}{t_{f2} - t_{f1}}$$

Pas zëvendësimit të ekuacioneve paraprake dhe veprimeve matematikore arrimë deri tek barazimi sasinë e nxehtësisë që këmbëhet në mes dy fluideve me rrymime të kundërta:

$$q = \frac{k \times F [(t_{n2} - t_{f2}) - (t_{n1} - t_{f1})]}{\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}}} \quad 3.17$$

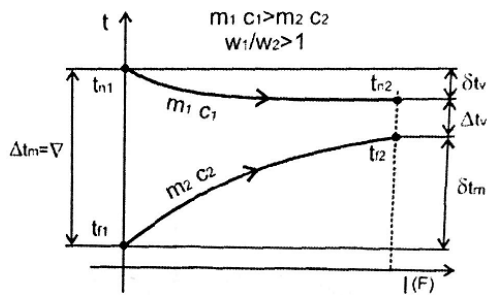
Ku diferenca temperaturike është e barabartë me shprehjen:

$$\Delta t_m = \frac{[(t_{n2} - t_{f2}) - (t_{n1} - t_{f1})]}{\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}}} = \frac{[(t_{n1} - t_{f1}) - (t_{n2} - t_{f2})]}{\ln \frac{t_{n1} - t_{f1}}{t_{n2} - t_{f2}}} \quad 3.18$$

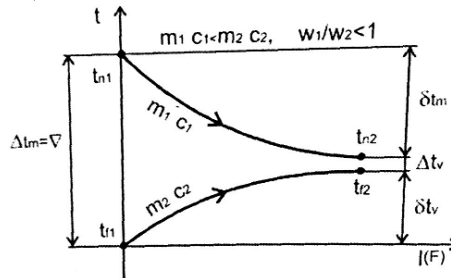
Nga analizat e mësipërme vërehet se ndryshimi mesatar logaritmik ndërmjet fluidit të ngrohët dhe atij të ftohët varet nga mënyra e rrymimit, nga prurja e tyre, nga vetit fizike të mbartësve të nxehtësisë si dhe nga koeficienti i transmetimit të nxehtësisë i cili do të analizohet në vazhdim.

Nga bilanci termik i këmbesit të nxehtësisë del se fluid i cili në këmbes pëson ndryshim më të madh të temperaturës, ka kapacitet më të vogël termik. Ky konstatim është treguar e figurës 3.2 a, b, c dhe d.

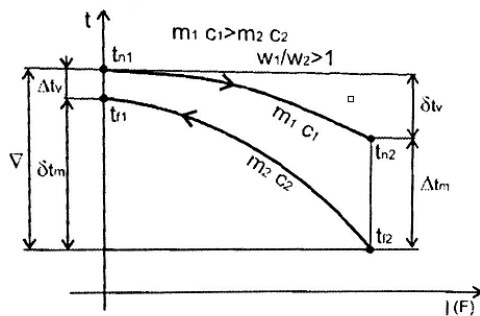
a.



b.



c.



d.

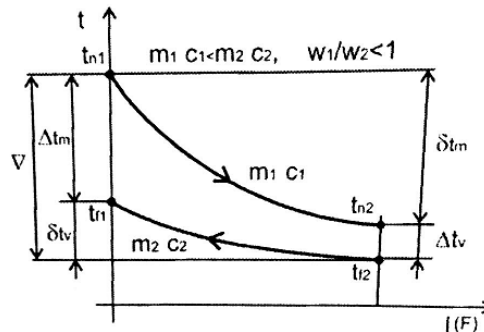


Fig.3.2. Ndryshimi i temperaturës të nxehtësi-dhënësit dhe nxehtësi-marrësit përgjatë këmbyesit të nxehtësisë: a, b – me rryma të njëjta, dhe c,d te këmbyesit me rryma të kundërta. [1]

Nëse ndryshimi ndërmjet të temperaturës në hyrje dhe në dalje të këmbyesit Δt_1 dhe Δt_2 sipas figurës 3.1a dhe 3.1b nuk është më e madhe se 1.5, në vend të ndryshimit logaritmik të temperaturës mund të shfrytëzohet ndryshimi mesatar aritmetik i temperaturës:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} \quad 3.19$$

Gjatë analizimit të këtyre formulave vihet re se temperaturat e murit në rrymimin paralel janë gati konstante në krahasim me ato të rrymimit të kundërt. Më vonë do të diskutohet edhe efikasiteti i këmbyesit, por efikasiteti i këmbyesit me rrymim të kundërt është më i lartë se ai me rrymim paralel të fluidit. Sipas kësaj këmbyesit me rrymim të kundërt zakonisht janë më të preferuar. Megjithatë rrjedhja-paralele ë ndonjëherë e nevojshme kur kemi këmbyes të nxehtësisë me gaze, ku zakonisht kërkojnë një temperature konstante të murit për të shmangur korrozionin.

Dhe në vazhdim do të shpjegohen disa shembuj praktik të dallimit ndërmjet këtyre rrymimeve në këmbyesin e nxehtësisë si dhe duke përdor fluide të ndryshme.

Shembulli 1.

Një këmbyes i nxehtësisë e ftohë ajrin nga temperatura 200°C në 80°C me ujë që ngrohet nga temperaturës 10°C në 40°C . Të bëhet krahasimi i dy llojeve të këmbjesve në rrymim paralel dhe me rrymim të kundërt- sipas temperaturave mesatare.

Zgjidhje:

Sipas metodës së saktë ndryshimi mesatar i temperaturës për rrymime paralele është: Duke u bazuar në figurën 3.1a për rrymim paralel me kapje të njëjtë gjejmë ndryshimin mesatar të temperaturës.

$$\Delta t_m = \frac{[(t_{n1} - t_{f1}) - (t_{n2} - t_{f2})]}{\ln \frac{t_{n1} - t_{f1}}{t_{n2} - t_{f2}}} = \frac{(200 - 10) - (80 - 40)}{\ln \frac{200 - 10}{80 - 40}} = \frac{190 - 40}{\ln \frac{190}{40}} = 96.263^{\circ}\text{C}$$

Për rrymim të kundërt ndryshimi mesatar i temperaturës është:

$$\Delta t_m = \frac{[(t_{n1} - t_{f1}) - (t_{n2} - t_{f2})]}{\ln \frac{t_{n1} - t_{f1}}{t_{n2} - t_{f2}}} = \frac{(200 - 40) - (80 - 10)}{\ln \frac{200 - 40}{80 - 10}} = \frac{160 - 70}{\ln \frac{160}{70}} = 108.869^{\circ}\text{C}$$

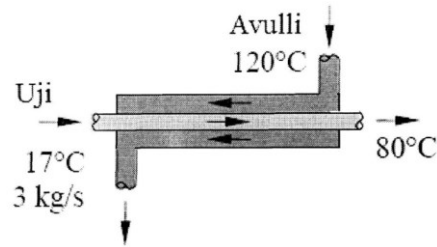
Nga kjo llogaritje ose krahasim i rrymimeve shihet se ndryshimi mesatar i temperaturës nuk është njësoj për rrymime të ndryshme dhe ndryshimi më i madh është për rrymim të kundërt që do të thotë ka më shumë mundësi të këmbimit të nxehtësisë.

Shembulli 2.

Uji është ngrohur nga avulli në këmbjesin e nxehtësisë me rrymim të kundërt. Duhet të përcaktohet gjatësia e nevojshme e tubave.

Të dhënat:

Nxehtësia specifike e ujit është dhënë të jetë $4.18 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$. Nxehtësia e kondensimit të avullit në $120^{\circ}C$ është dhënë të jetë 2.203 kJ/kg . Koeficienti i transmetimit është $k=1.5$, $\frac{kW}{m^2^{\circ}C}$, dhe diametri i tubit është $d=25mm=0.025m$



Zgjidhje

Shkalla e nxehtësisë së transmetuar është:

$$Q = m \times c_p (t_{dalje} - t_{hyrje})_{uji} = 3 \times 4.18 \times (80 - 17)^{\circ}C = 790.02, kW$$

Ndryshimi mesatar logaritmik i temperaturës është:

$$\Delta t_m = \frac{[(t_{n1} - t_{f1}) - (t_{n2} - t_{f2})]}{\ln \frac{t_{n1} - t_{f1}}{t_{n2} - t_{f2}}} = \frac{(120 - 80) - (120 - 17)}{\ln \frac{120 - 80}{120 - 17}} = \frac{40 - 103}{\ln \frac{40}{103}} = \frac{-63}{-0.945} = 66.6^{\circ}C$$

Sipërfaqja e transmetimi të nxehtësisë është:

$$Q = k \times A \times \Delta t_m \Rightarrow A = \frac{Q}{k \Delta t_m} = \frac{790.02, kW}{(1.5 \times 66.6)} = 7.9, m^2$$

Gjatësia e tubit llogaritet në këtë formë:

$$A_{kn} = \pi \times d \times L \Rightarrow L = \frac{A}{\pi \times d} = \frac{7.9}{3.14 \times (0.025, m)}$$

$$L = 100.63, m$$

3.2 Temperatura e mureve të tubave dhe temperature kalorike

Për të përcaktuar temperaturën kalorike, së pari shumëzojmë diferencën e temperaturave të fluideve rrjedhëse me faktorin korrigjues kalorike F_c . Rrjedhja e fluidit, në anën e karkasës ose tubave, që ka vlerë më të madhe të koeficientit të transmetimit të nxehtësisë, korrespondon me kontrollimin e koeficientit të transmetimit të nxehtësisë, h_b dhe h_j . Në thelb kjo nënkupton se ne duhet të gjejmë vlerat e k_x , për dy rrjedhje të veçanta, dhe rrjedhja që ka vlerë më të madhe të temperaturës mesatare. Në figurën 3.3 është një diagram që është përdorur për përcaktimin e vlerës h_b dhe h_j , ku k_n është koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë të rrjedhjes së fluidit të ngrohët ndërsa k_f është koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të rrjedhjes së fluidit të ftohët.

Temperatura kalorike e fluidit të ngrohët është:

$$t_{kn} = t_{nj} + F_c \times (t_{nh} - t_{nd}) \quad 3.20$$

Temperatura kalorike e fluidit të ftohët:

$$t_{kf} = t_{jf} + F_c \times (t_{fd} - t_{fn}) \quad 3.21$$

Ku kemi:

t_{kn} - Temperatura kalorike e fluidit të ngrohët °C

t_{nd} - Temperatura e fluidit në dalje °C

t_{nh} - Temperatura e fluidit në hyrje °C

t_{kf} - Temperatura kalorike e fluidit të ftohët °C

t_{fn} - Temperatura e fluidit të ftohët në hyrje °C

t_{fd} - Temperatura e fluidit të ftohët në dalje °C

F_c - Faktori kalorik korrigjues.

Pasi që temperatura kalorike e fluidit të ngrohët dhe të ftohët është përcaktuar, tani mund të llogaritet edhe temperatura e murit të tubit, sepse temperatura kalorike përfaqësojnë vlerat e vërteta mesatare për vlera të ndryshme të k_x dhe h_j, h_b .

Temperatura e murit të jashtëm të tubit me fluid të ngrohët jashtë tubit.

$$t_m = t_{kn} - \frac{h_{hj}}{h_{hj} + h_j} \times (t_{kn} - t_{kf}) \quad 3.22$$

ose

$$t_m = t_{kn} - \frac{h_j}{h_{hj} + h_j} \times (t_{kn} - t_{kf}) \quad 3.23$$

Temperatura e murit të jashtëm për fluid të ngrohët me rrymim brenda tubit është:

$$t_m = t_{kf} + \frac{h_{hj}}{h_{hj} + h_j} \times (t_{kn} - t_{kf}) \quad 3.24$$

ose

$$t_m = t_{kn} - \frac{h_j}{h_{hj} + h_j} \times (t_{kn} - t_{kf}) \quad 3.25$$

Pra temperature e murit të tubit mundë të llogaritet kur vlera e temperaturës kalorike janë përcaktuar. Ndryshimi i temperaturës nëpër mur tubit zakonisht është e papërfillshme sepse i gjithë tubi është në funksion të temperaturës së jashtme të sipërfaqes.

t_m - Temperatura e murit

h_{nh} - Koeficienti i brendshëm i tubit duke përdorur temperaturën e jashtme të sipërfaqes.

h_j - Koeficienti i jashtëm i tubit duke përdor temperaturën e jashtme të sipërfaqes.

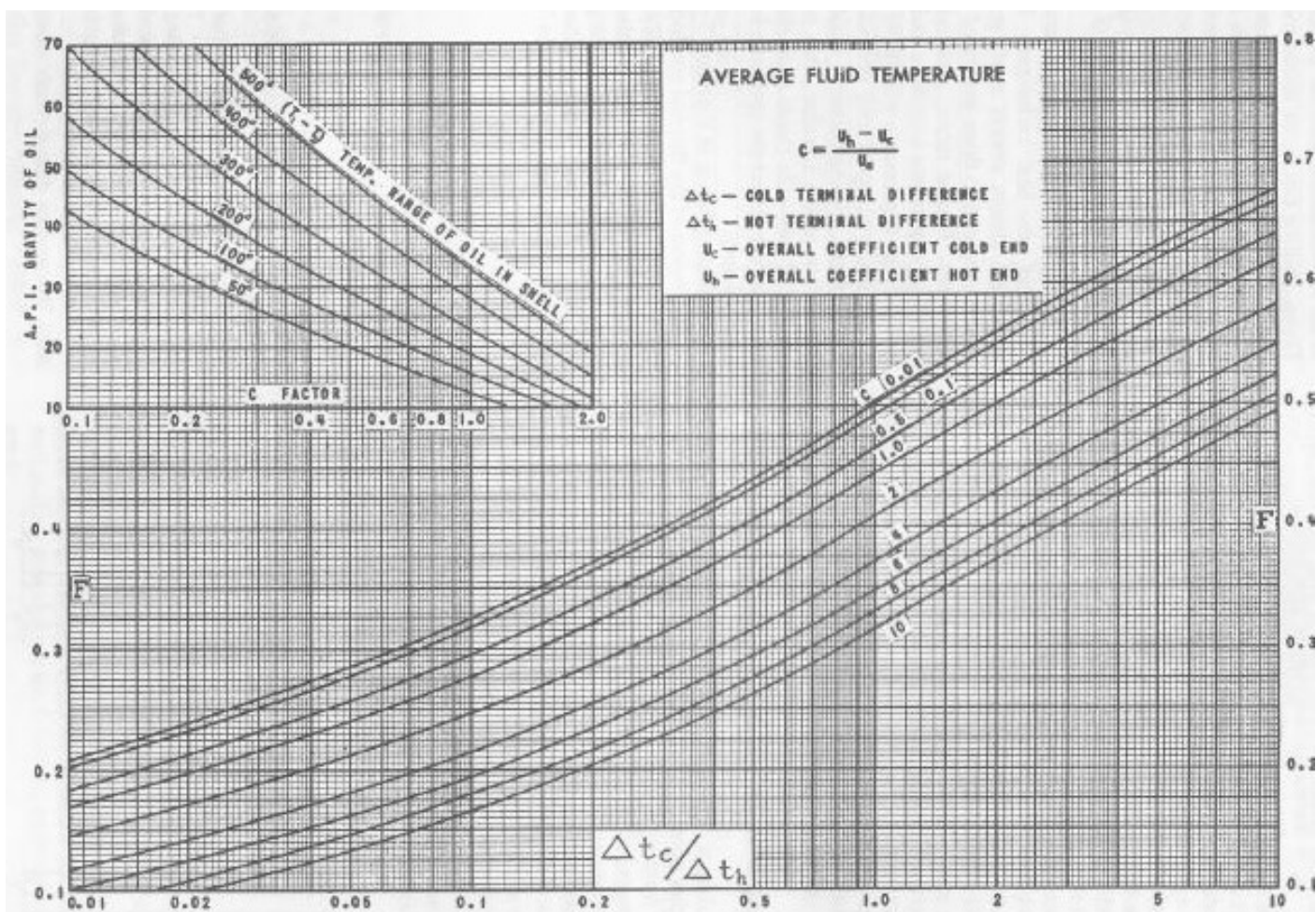


Fig.3.3 Temperatura mesatare kalorike, [6]

Temperatura e murit të tubit përcaktohet për tu përdorur në llogaritjen e lëvizjes termike të tubave dhe të gjitha llogaritjet e tjera mekanike. Këto temperature janë të bazuara në vlerat e temperaturës kalorike që më të vërtet pasqyrojnë vlerën e vlerave të ndryshme të h_j , h_b , dhe kx .

3.3 Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë

Detyra termike e një këmbyesi nuk mund të diskutohet pa u përcaktuar koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë, ose “vlera-k”. Ky parametër është përmendur edhe në diskutimet e mëhershme të treguar më sipër. Gjatë llogaritjeve vihet re se kjo vlerë mund të ndryshoj.

Duke përdorur temperaturën kalorike, mund të trajtojmë ose shpjegojmë koeficientin e përgjithshëm të transmetimit të nxehtësisë. Ky koeficient k - përcaktohet si më poshtë:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta_{shb}}{\lambda_{shb}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_{shj}}{\lambda_{shj}} + \frac{1}{\alpha_j}} \quad 3.26$$

Ku kemi:

α_b - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e brendshme e tubit.

δ_{shb} - Trashësia e depozitave ose shtresa brenda tubit.

λ_{shb} - Koeficienti i përcjellshmërisë termike të shtresës në brendi të tubit, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

δ_m - Trashësia e murit.

λ_m - Koeficienti i përcjellshmërisë termike të murit.

α_j - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e jashtme e tubit.

δ_{shj} - Trashësia e depozitave ose shtresa jashtë tubit.

λ_{shj} - Koeficienti i përcjellshmërisë termike të shtresës jashtë tubit, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

Në ekuacioni 3.26 shprehja $\frac{1}{\alpha}, \frac{\delta_{sh}}{\lambda_{sh}}, \frac{\delta_m}{\lambda_m}$, janë të njohura si rezistenca të shtresës, rezistenca ndotëse dhe rezistenca e murit që shkaktohen ndaj fluidit.

Ne ju kemi referuar këtyre shtresave për shkak se përfaqësojnë rezistencat të cilat i bëhen fluidit gjatë transmetimit të nxehtësisë. Si dhe në figurën 3.4 është tregu temperature e ndryshme nëpër zonat e ndryshme të rezistencës së murit dhe shtresës.

Në këtë figurën është një konceptualizim i profilit të temperaturës, si shkallë e ndryshimit të gradientit të temperaturës në funksion të rrjedhjes laminare dhe turbulente, si dhe nga lloji dhe sasia e depozitave të mbeturinave të cilat pengojnë dhe transmetimin e nxehtësisë në mënyrë efektive.

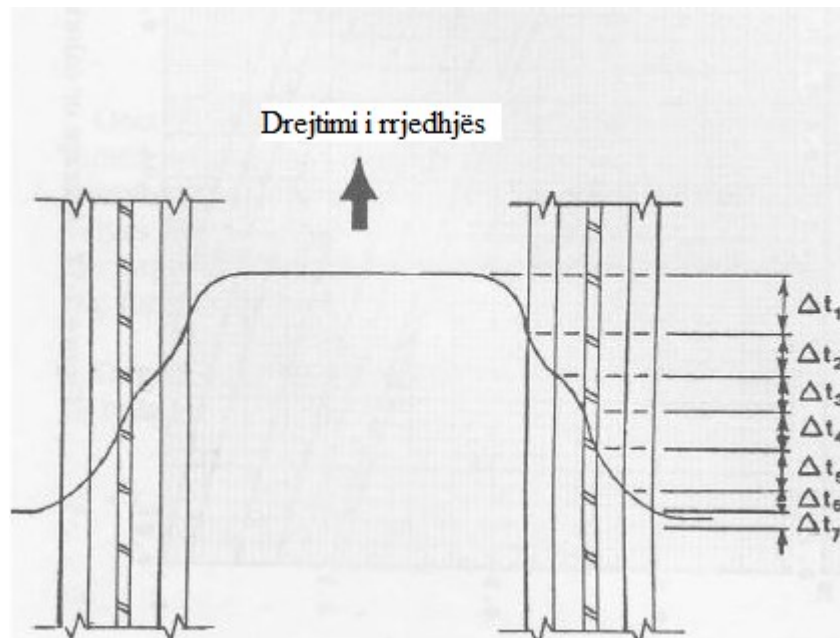


Fig. 3.4 Shpërndarja e temperaturës përmes murit të tubit.[6]

Δt_1 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së brendshme kufitare turbulente (rrjedhje turbulente)

Δt_2 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së brendshme kufitare laminare (rrjedhje laminare)

Δt_3 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës ndotëse në brendi të tubit

Δt_4 - Rënia e temperaturës nëpërmjet murit të tubit

Δt_5 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së jashtme ndotëse

Δt_6 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së jashtme kufitare laminare (rrjedhje laminare)

Δt_7 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së brendshme kufitare turbulente (rrjedhje turbulente)

3.4 Ndotja në brendi dhe jashtë tubit

Ndotja ndodhë kur depozitat janë bërë në muret prej grimcave të përfshira në mjedisin e fluidit ose vetë lëngu duke formuar shtresa në muret e tubit. Kështu depozitimi i materialeve të

ashtuquajtur të huaja, shtonë rezistencën e rrjedhjes së nxehtës. Ndotja mund të ndodhë brenda dhe jashtë sipërfaqeve të tubit. Komplexiteti i ndotjes dhe se si ajo ndodhë, ky fenomen nuk lejon një trajtim të lehtë analitik. Ka shumë e shumë ndryshore të përfshira në vlerën e faktorit të ndotjes.

Faktori i ndotjes është shumë i rëndësishëm në projektimin e këmbjesit me karkas dhe tuba, e sidomos kur tubat janë të thjeshtë të cilët pothuajse kanë përdorim gjithmonë. Vlerat e këtij faktori janë paraqitur në fig.3.4. Pra për këtë arsye duhet të bëhet pastrimi i tubave si nga ana e jashtme ashtu dhe e brendshme.

Tab.3.4 Rezistencat minimale të ndotjes,[6]

Gazi dhe avujt	Faktori i ndotjes
Dalja e gazeve nga kompresori centrifugal	0.001
Dalja reciproke e gazeve nga kompresori	0.01
Vaji i pastër me cilësi të lartë	0.0003
Vaji i pastër me cilësi të ulët	0.0005
Bartësi i avujve të naftës	0.001
Ajri i ngjeshur	0.002
Gazet acidet	0.001
Avujt	0.001
Gazi natyrorë	0.01
Lëngjet	
Uji i distiluar	0.0005
Uji i fortë	0.0033
Trajtimi i ujit në kullën ftohëse	0.0033
Motorët e ujit	0.012
Trajtimi i ujit në kaldajë	0.0015
Lëndë djegëse të lëngëta	0.006

3.5 Koeficienti i tubave të brendshëm

Në rrjedhjen laminare ka ngecje të fluidit rreth tubave sepse në shtresën kufitare vetë rrjedhja është laminare, ndërsa në një shtresë turbulente kufitare sublaminare shtresa kufitare është vetëm një përqindje e vogël e shtresës së përgjithshme. Kështu duhet të vlerësohet vetit e fluidit në rrjedhjen laminare ku në masë të madhe varet nga viskoziteti.

Shprehja më e përdorur për rrjedhje laminare brenda tubave është:

$$Nu_u = 1.86 \times Re^{1/3} \times Pr^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_m} \right)^{0.14} \quad 3.27$$

$$Nu - \text{Numri i Nuseltit}, Nu = \frac{h \times D}{k}$$

h - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë

k - Përçueshmëria termike e fluidit

Re - Numri i Reynolds

Pr - Numri i Prandlit

L - Gjatësia totale e tubit

D - Diametri i brendshëm i tubit

μ - Viskoziteti i fluidit në temperature të lartë

μ_m - Viskoziteti i fluidit në mure

Për të përcaktuar viskozitetin dinamik të fluidit duhet të përdorët temperature e murit e cila jepet me shprehjet e trajtuara më lartë.

Për rrjedhje turbulente përdorët shprehja:

$$Nu = 0.027 \times (Re)^{0.8} \times (Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_m} \right)^{0.16} \quad 3.28$$

Për tuba të lëmuar nuk merret koeficienti i viskozitetit dhe kemi shprehjen:

$$Nu = 0.023 \times (Re)^{0.8} (Pr)^n \quad 3.29$$

$n = 0.4$ – Për ngrohje, dhe $n = 0.3$ – Për ftohje.

3.5.1 Rënia e presionit nga ana e brendshme e tubave

Rënia e presionit nga ana e jashtme e tubave mund të kalkulohet duke e ditur numrin e kalimeve përgjatë këmbjesit, numrin e tubave Nt dhe gjatësinë e tyre l .

Rënia e presionit të fluidit rrymues nga ana e brendshme e tubave kalkulohet me shprehjen:

$$\Delta p_t = 4Nt \times f \times \frac{l}{d} \times \rho \times \frac{w^2}{2g} \quad 3.29$$

Rënia e presionit për shkak të rezistencave lokale llogaritet me shprehjen:

$$\Delta p_t = 4Nt \times k \times l \times \rho \frac{w^2}{2g} \quad 3.30$$

Rënia totale e presionit të fluidit punues i cili rrymon nëpër tuba është:

$$\Delta p_t = 4Nt \times f \times \frac{l}{d} \times \rho \times \frac{w^2}{2g} + 4Nt \times k \times l \times \rho \frac{w^2}{2g} = \left(4Nt \times f \times \frac{l}{d} + 4Nt \times k \times l \right) \rho \frac{w^2}{2g}$$

3.31

$$f = \frac{16}{\text{Re}} - \text{Për rrjedhje laminare}$$

$$f = (1.58 \times \ln(\text{Re}) - 3.28)^{-2} - \text{Rrjedhje turbulente}$$

3.6 Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e jashtme e tubave

Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e jashtme e tubave është quajtur koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e karkases. Kur nga ana e jashtme e tubave vendosen pllaka drejtuese koeficienti i transmetimit të nxehtësisë përgjatë tubave është më i madh se ai pa pllaka drejtuese. Nëse nuk ka pllaka drejtuese prurja e fluidit do të kalojë brenda karkases dhe do ta lëshojë atë për një kohë shumë të shkurtër. Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë kalkulohet duke u bazuar në diametrin ekuivalent (hidraulik).

$$\frac{\alpha_{jt} \times d_e}{\lambda} = 0.36 \left(\frac{d_b \times \dot{m}_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c_p \times \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_m} \right)^{0.14} \quad 3.32$$

$$\text{Për numrin e Reynoldsit } 2 \times 10^3 < \text{Re} = \frac{\dot{m}_s}{\mu} < 1 \times 10^6$$

ku: α_{jt} - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e jashtme e tubit.

$$d_e = \frac{4 \times \text{sipërfaqja e prurjes së lirë}}{\text{Perimetri i lagur}} = \frac{4 \times A}{P} \quad 3.33$$

Diametri ekuivalent është në proporcion të drejtë me katërfishin e sipërfaqes së prurjes së lirë, kurse në proporcion të zhdrejtë me perimetrin e lagur. Për format e vendosjes së tubave siç shihet në figurë, diametri ekuivalent kalkullohet me anë të shprehjeve:

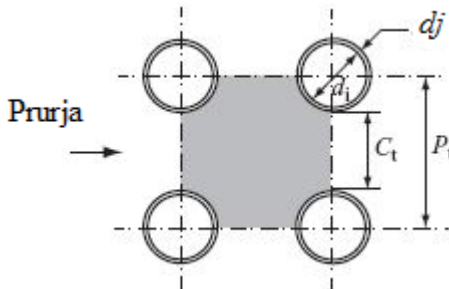


Fig.3.5 a. Radhitja e tubave në formë katrore.[14]

Për figurën 3.5 a diametri ekuivalent llogaritet me shprehjen:

$$d_e = \frac{4 \times (S_t^2 - \pi \times d_j^2 / 4)}{\pi \times d_j} \quad 3.34$$

S_t - Distanca ndërmjet qendrës së tubave

d_j - Diametri i jashtë i tubave

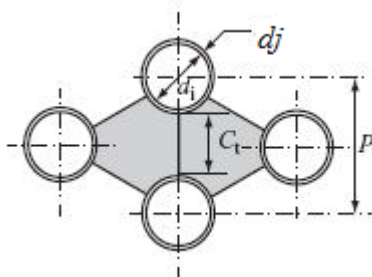


Fig.3.5 b. Radhitja e tubave në formë trekëndëshi.[14]

Diametri ekuivalent llogaritet me shprehjen:

$$d_e = \frac{4 \times \left(\frac{S_t^2 \sqrt{3}}{4} - \pi \times d_j^2 / 8 \right)}{\pi \times d_j / 2} \quad 3.35$$

Sipërfaqja e brendshme e karkasës është:

$$A_s = \frac{D_b \times C \times B}{S_t} \quad 3.36$$

Ku janë:

C - Distanca më e vogël ndërmjet tubave.

B - Distanca e kalimit

D_b - Diametri i brendshëm i karkasës

Prurja në masë e cila rrymon ndërmjet tubave dhe karkasës:

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{V}}{A_s} \quad 3.37$$

Numri i tubave *N_t* mund të llogaritet me shprehjen duke u bazuar në diametrin e brendshëm të karkasës:

$$N_t = (CTP) \frac{\pi \times \frac{D_s^2}{4}}{\text{sipërfaqë e hijëzuar}} \quad 3.38$$

CTP merr vlerën varësisht sa kalime ka fluidi nëpër karkasë.

CTP = 0.93 – Për një kalim të fluidit nëpër këmbyes

CTP = 0.90 – Për dy kalime të fluidit nëpër këmbyes

CTP = 0.85 – Për tri kalime të fluidit nëpër këmbyes.

Ku *CTP* – Numri konstant i tubave.

$$\text{Sipërfaqja e hijëzuar} = C \times L \times S_t^2 \quad 3.39$$

3.6.1 Rënia e presionit nga ana e jashtme e tubave

Rënia e presionit nga ana e jashtme e tubave varet nga numri i tubave, sasia e fluidit që kalon mbi tuba ndërmjet dy lamelave drejtuese dhe nga gjatësia e secilit kalim. Në qoftë se gjatësia është ndarë në katër kalime, atëherë thuhet se fluidi rrymon përgjatë kalimeve për katër herë.

Diametri ekuivalent i llogaritur për rënien e presionit është i njëjtë me atë të transmetimit të nxehtësisë. Rënia e presionit në anën e jashtme të tubave është kalkuluar me anë të shprehjes:

$$\Delta p_s = \frac{f \times m_s (N_b + 1) \times D_b}{2 \times \rho \times d_e \times \Phi_s} \quad 3.40$$

$$\text{Ku: } \Phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_m} \right)^{0.19}$$

$$N_b = \left(\frac{L}{B} \right) - 1 \quad - \text{ Numri i kalimeve}$$

$(N_b + 1)$ - Numri i kohës së kalimit të fluidit nëpër karkasë

Koeficienti i fërkimit f për këta lloj këmbjesish është kalkuluar me shprehjen empirike:

$$f = e^{(0.576 - 0.19 \ln Re)} \quad 3.41$$

3.7 Rendimenti i këmbjesit të nxehtësisë

Rendimenti i këmbjesit të nxehtësisë paraqet raportin ndërmjet fluksit të këmbyer të nxehtësisë ndërmjet fluidit të ngrohët dhe atij të ftohët ndaj fluksit termi në disponim të fluidit të nxehtë.

Fluksi termik i këmbyer ngrit entalpin e fluidit që nxehtë:

$$\dot{Q}_{\text{këmbyer}} = \dot{m}_2 (i_2'' - i_1'') \quad 3.42$$

Fluksi termik në disponim i fluidit të nxehtë paraqet sasinë e nxehtësisë që ai mund ta jep në njësi të kohës, me kusht që të ftohet deri në temperature të rrethinës:

$$\dot{Q}_{\text{disponim}} = \dot{m}_1 (i_1' - i_0') \quad 3.43$$

Ku kemi:

$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \text{ kg/h}$ – Janë prurja në masë e fluidit të nxehtë dhe atij të ftohët të cilët rrymojnë në këmbjesin e nxehtësisë.

i_1' , kJ/kg – Entalpia e fluidit në hyrje në këmbyesin e nxehtësisë

i_0' , kJ/kg – Entalpia e fluidit të nxehtë në temperaturën e rrethinës

i_1'' , kJ/kg – Entalpia e fluidit që nxehtë në hyrje në këmbyesin e nxehtësisë

i_2'' , kJ/kg – Entalpia e fluidit që nxehtë në dalje nga këmbyesi i nxehtësisë

Rendimenti i këmbyesit të nxehtësisë do të jetë:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{këmbyer}}{\dot{Q}_{disponim}} = \frac{\dot{m}_2(i_2'' - i_1'')}{\dot{m}_1(i_1' - i_0')} \quad 3.44$$

KAPITULLI I KATËRT

4.0 Analiza e koeficientit të efikasitetit të këmbjesve të nxehtësisë dhe numri i njësive të transmetimit NTU

Kur norma e transmetimit të nxehtësisë nuk është e njohur apo temperatura në dalje nuk dihet ku përsëritjet e shumta me metodën LMTD janë të nevojshme. Në përpjekje për të eliminuar përsëritjet, Kays dhe Londer në vitin 1955 ka zhvilluar një metodë të re, të quajtur metoda $\varepsilon - NTU$. Praktika aktuale tenton të favorizojë qasjen e efektivitetit ose analizës së koeficientit të efikasitetit sepse edhe efektiviteti ε , dhe numri i njësive të transferimit NTU , kanë një rëndësi të veçantë fizike për një këmbjes të caktuar dhe duke pas parasysh rrjedhjen e kapaciteteve termike.

Shkalla e kapacitetit të ngrohjes është përcaktuar si produkt i rrjedhjes në masë dhe të nxehtësisë specifike.

Koeficienti i efikasitetit të këmbjesit të nxehtësisë i cili në të vërtet paraqet ngarkesën termike specifike jodimensionale të këmbjesit, definohet me ekuacionin :

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad 4.1$$

Ku janë:

q - Nxehtësia e vërtetë e cila këmbëhet ndërmjet dy fluideve në këmbjesin e nxehtësisë.

q_{\max} - Nxehtësia maksimale e cila teoretikisht mund të këmbëhet ndërmjet dy fluideve në këmbjesin e nxehtësisë.

$$q_{\max} = (m \times c)_{\min} \times (t_{n1} - t_{f1}) \quad 4.2$$

Kjo sasi e nxehtësisë q_{\max} e kushtëzon edhe ndryshimin e temperaturës së rrymës së fluidit me kapacitet termik më të madh $(m \times c)_{\max}$ e cila, sipas bilancit termik, del se është më e vogël sesa ndryshimi i temperaturës së fluidit me kapacitet termik më të vogël $(m \times c)_{\min}$.

Koeficienti i efikasitetit merr formën:

$$\varepsilon = \frac{(m_f c_f)(t_{f2} - t_{f1})}{(mc)_{\max}(t_{n1} - t_{f1})} = \frac{t_{f2} - t_{f1}}{t_{n1} - t_{f1}} \quad 4.3$$

Duke u nisë nga ekuacioni:

$$dq = -m_n c_n dt_n / \int$$

$$q = -m_n c_n (t_{n2} - t_{n1}) \quad 4.4$$

$$t_{n2} - t_{n1} = -\frac{q}{m_n c_n} \quad 4.5$$

$$t_{f2} - t_{f1} = \frac{q}{m_f c_f} \quad 4.6$$

Zbresim ekuacionin 4.5 dhe ekuacionin 4.6

$$t_{n2} - t_{n1} - (t_{f2} - t_{f1}) = -\frac{q}{m_n c_n} - \frac{q}{m_f c_f}$$

$$t_{n2} - t_{f2} = t_{n1} - t_{f1} - q \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right) \quad 4.7$$

$$q = k \times F \times (t_{n1} - t_{f1}) \quad 4.8$$

Me disa veprime matematikore rregullojmë ekuacionin 4.6 dhe e zv. në ekuacionin 4.7.

$$t_{n2} - t_{f2} = t_{n1} - t_{f1} - m_f c_f (t_{f2} - t_{f1}) \times \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right)$$

$$t_{n2} - t_{f2} = t_{n1} - t_{f1} - \left(1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n} \right) \times (t_{f2} - t_{f1}) / : (t_{n1} - t_{f1})$$

$$\frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = 1 - \left(1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n} \right) \times \frac{t_{f2} - t_{f1}}{t_{n1} - t_{f1}} \quad 4.9$$

Ku ekuacionin 4.3 e zëvendësojmë në ekuacionin 4.9 dhe fitohet shprehja:

$$\frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = 1 - \left(1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n} \right) \times \varepsilon \quad 4.10$$

Ku:

$$\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = -kF \left(\frac{1}{m_n c_n} + \frac{1}{m_f c_f} \right)$$

$$\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = -\frac{kF}{m_f c_f} \left(1 + \frac{m_n c_n}{m_f c_f} \right)$$

$$\frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = e^{\frac{-kF}{m_f c_f} \times \left(1 + \frac{m_n c_n}{m_f c_f}\right)} \quad 4.11$$

Barazojmë ekuacionin 4.10 dhe 4.11

$$1 - \left(1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right) \times \varepsilon = e^{\frac{-kF}{m_f c_f} \times \left(1 + \frac{m_n c_n}{m_f c_f}\right)} \quad 4.12$$

Nga ekuacioni 4.12 gjejmë koeficientin e efikasitetit për këmbesin e nxehtësisë me rryma njëjta të fluidit:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\frac{-kF}{m_f c_f} \times \left(1 + \frac{m_n c_n}{m_f c_f}\right)}}{1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n}} \quad 4.13$$

Ndërsa numri i njëjësive të transferimit për rrymim të njëjtë është:

$$NTU = -\frac{1}{1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n}} \times \ln \left[1 - \varepsilon \left(1 + \frac{m_f c_f}{m_n c_n} \right) \right] \quad 4.14$$

Ku

$$NTU = \frac{kF}{m_f c_f}$$

Për të përcaktuar vlerën $\frac{c_f}{c_n}$ ose $\frac{c_{\min}}{c_{\max}}$ bazohemi në diagramin e mëposhtëm, në funksion të ε dhe NTU .

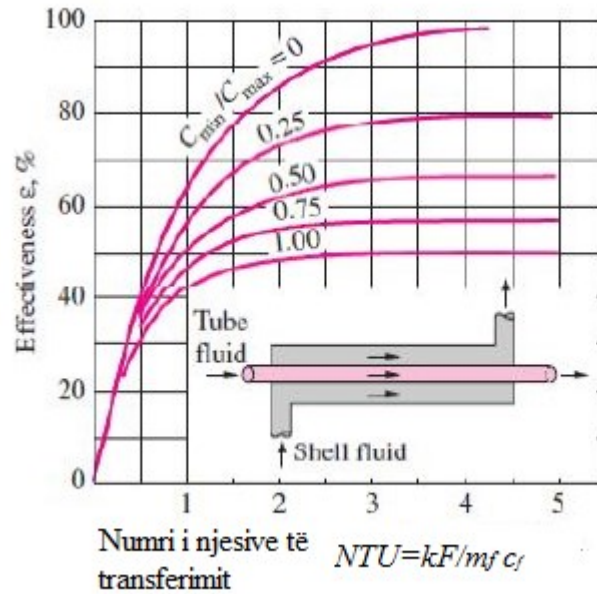


Fig.4.1 Vlera e $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ për rrjedhje paralele me kahje të njëjtë [15].

Ndërsa koeficienti i efikasitetit për këmbyesin e nxehtësisë me rryma të kundërta si dhe numri i njësive të transferimit ose transmetimit NTU është:

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-\frac{-kF}{m_f c_f} \left(1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right)}}{1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n} \times e^{-\frac{-kF}{m_f c_f} \left(1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right)}} \quad 4.15$$

$$NTU = \frac{1}{1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n}} \times \ln \left(\frac{1 - \epsilon \frac{m_f c_f}{m_n c_n}}{1 - \epsilon} \right) \quad 4.16$$

Në figurën 4.2 është treguar diagrami për përcaktimin e vlerës së raportit $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ në funksion të ϵ dhe NTU për rrymim të kundërt të fluidit.

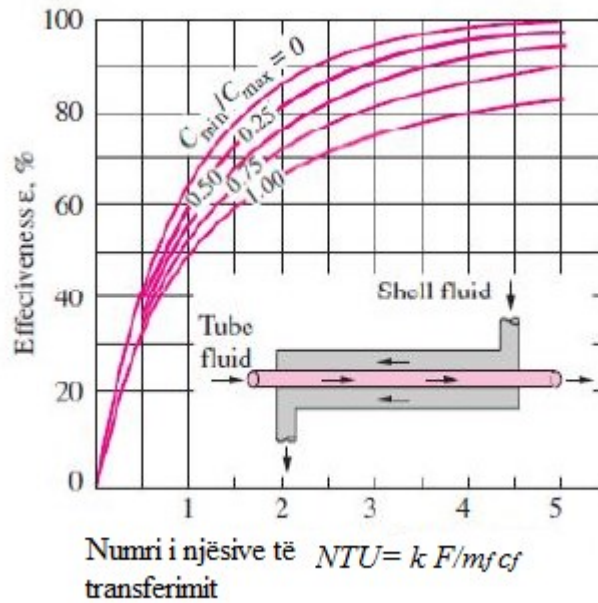


Fig.4.2 Vlera e $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ për rrjedhje të kundërt të fluidit [15]

Nëse fluid i ftohët ka vlerë më të vogël të kapacitetit termik, ai shënohet:

$$W_v = m_f c_f, \quad 4.17$$

Ndërsa vlera më e madhe e kapacitetit termik me:

$$W_m = m_n c_n \quad 4.18$$

Pasi që është përcaktuar koeficienti i efikasitetit të këmbjesit të nxehtësisë ϵ , për të gjithë tipat e këmbjesve të nxehtësisë mund të përcaktohet ngarkesa termike e këmbjesit sipas barazimit

$$Q = \epsilon \times W_v \times \nabla \quad 4.19$$

Ku:

$\nabla = t_{n1} - t_{f1}$ - Diferenca maksimale e temperaturës ndërmjet nxehtësi-dhënsit dhe nxehtësi-marrësit në këmbyesin e nxehtësisë në këmbyesin e nxehtësisë.

Ekuacioni për përcaktimin e ϵ mund të thjeshtësohet mjaft në qoftë se në vend të ndryshimit mesatar logaritmik ndërmjet fluideve të cilat këmbejnë nxehtësi, parashihet ndryshimi linear i propozuar nga prof. J.J.Sokollova, madje

$$\Delta t = \nabla - a \cdot \delta t_v - b \cdot \delta t_m \quad 4.20$$

Δt - Ndryshimi mesatarë i temperaturës ndërmjet nxehtësi-dhënësit dhe nxehtësi-marrësit, °C

δt - Rënia ose rritja e temperaturës në këmbjes të nxehtësisë °C,

Indeksi (v) i përgjigjet rënies më të vogël të temperaturës, ndërsa indeksi (m) i përgjigjet rënies më të madhe të temperaturës,

a,b – Konstanta të cilat varen nga skema e lëvizjes të mbartësit të nxehtësisë në këmbjesin e nxehtësisë.

Konstanta a dhe b merren sipas Tab.4.1

Tab.4.1 Konstanta *a* dhe *b*. [1]

Lloji i rrymimit	a	b
Rrymimi me kahë të njëjtë	0.65	0.65
Rrymimi me kahë të kundërt	0.35	0.65
Rryma të kryqëzuara	0.425	0.65

KAPITULLI I PESTË**5.0 Analiza e këmbesit të nxehtësisë me kogjenerim në TEC-Kosova B**

Prodhimi i përbashkët i energjisë elektrike dhe i energjisë termike në termocentrale bëhet duke shfrytëzuar për këtë qëllim energjinë termike, e cila çlirohet nga djegia e lëndëve djegëse fosile dhe energjisë termike bërthamore në centralet atomike.

Termocentralet janë të ndara varësisht nga lloji i makinës punuese. Prandaj termocentralet ose TEC- të cilat prodhojnë përveç energjisë elektrike, edhe energji termike (avull teknologjik ose ujë të ngrohët), prandaj quhet TEC termofikuese. Në këto termoelektrocentrale vendosen turbine termofikuese (me kundërpresion ose turbine me kondensim dhe me marrje të rregullueshme të avullit për nevoja termofikuese). Në këto termoelektrocentrale avulli i ujit, pasi që shfrytëzohet pjesërisht në turbine për prodhimin e energjisë mekanike, e cila në elektrogjenerator shëndrrohet në energji elektrike, i dërgohet konsumatorit termik.

TEC me turbinë me marrje të rregullueshme të avullit janë një zgjidhje e ndërmjetme për t'i plotësuar nevojat me energji elektrike dhe nevojat e konsumatorit termik. Te këto turbine, një sasi e avullit të ujit e cila fillimisht është shfrytëzuar për të prodhuar punë mekanike, nga hapësira e caktuar ndërmjet të dy shkallëve të turbinës, merret për shfrytëzim nga konsumatori termik.

Duke e pasur në konsideratë nevojat e përhershme të një konsumatori termik ($p_t = const$) del nevoja e rregullimit të këtij presioni për regjim të ndryshëm të punës së termoelektrocentralit, e cila varet nga ngarkesa elektrike. Në këto kushte ndodh një droselim i ndryshueshëm i avullit i varur nga regjimi i punës dhe me këtë një zvogëlim i ndryshueshëm i prodhimit të energjisë elektrike.

Konsumi specifik i avullit të ujit në turbinën me prodhim të kombinuar të energjisë në kg/kWh është më i madh sesa konsumi specifik i avullit në turbinën me kondensim të plotë. Efektiviteti i turbinave me marrje të rregullueshme të avullit përcaktohet nga konsumi specifik i nxehtësisë. Konsumi i nxehtësisë në kJ për ta prodhuar $1 kWh$ të energjisë elektrike në turbinat me marrje të rregullueshme të avullit, pra konsumi specifik i nxehtësisë kJ/kWh në turbinat me marrje të rregullueshme të avullit, është më i vogël se konsumi specifik i nxehtësisë në turbinat me kondensim të plotë.

Nëse i krahasojmë rendimentet elektrike të termoelektrocentralit me kondensim dhe termoelektrocentralit me marrje të rregullueshme të avullit, mund të konkludohet se rendimenti i përgjithshëm i termoelektrocentralit me prodhim të kombinuar të energjisë elektrike dhe termike, është më i lartë sesa rendimenti elektrik i termoelektrocentraleve me kondensim, i cili sillet në kufijtë (0.35-0.45).

Kështu, mund të nxirret si përfundim se prodhimi i kombinuar i energjisë elektrike dhe termike, që realizohet në termoelektrocentrale termofikuese, siguron tregues më të lartë energjetikë dhe përbën një rrugë të shfrytëzimit më racional dhe më të plot të burimeve energjetike natyrore.

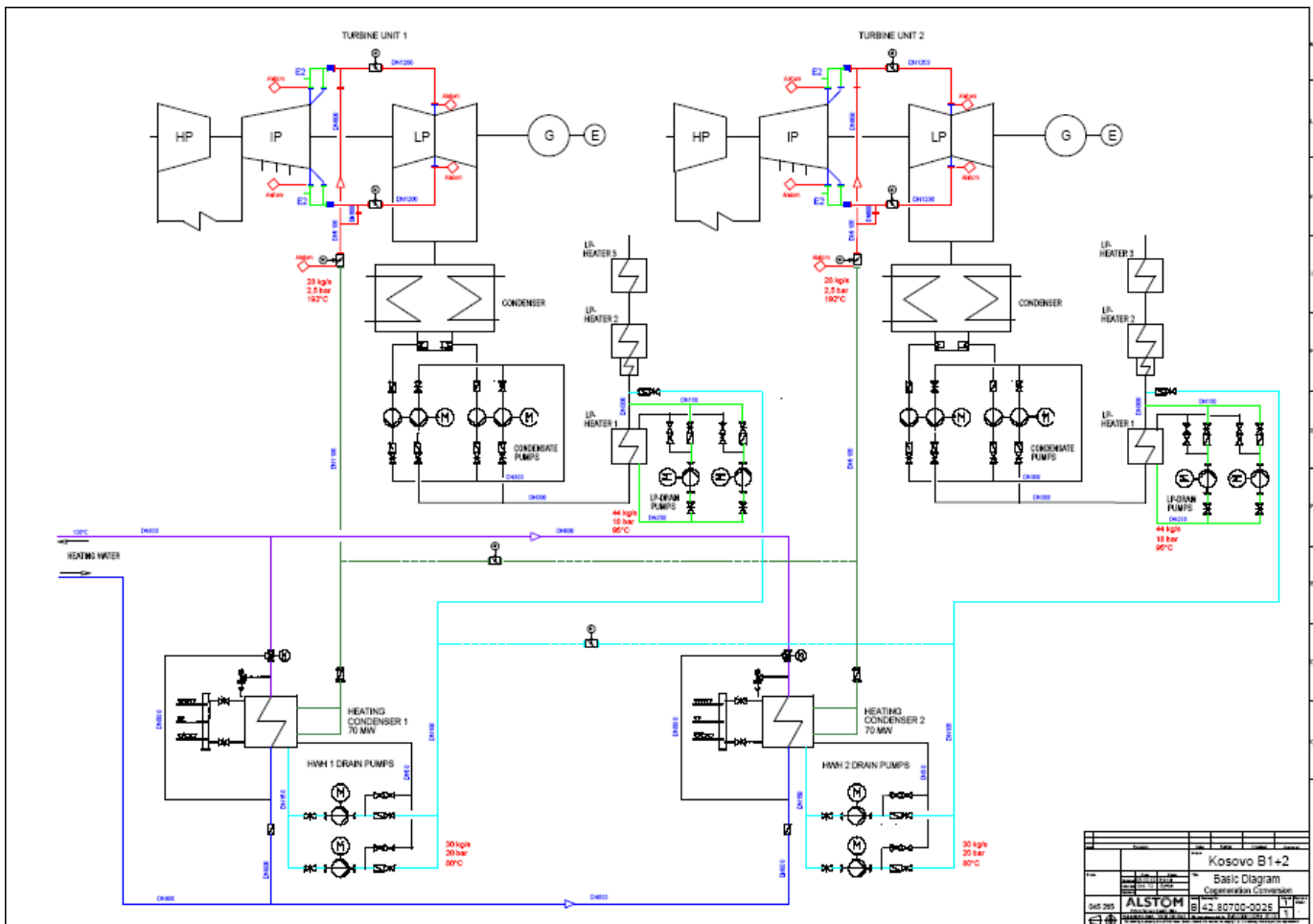
Këto termocentrale termofikuese kanë gjetur zbatim të madh shumë vite më parë. Ku termoelektrocentrali i parë termofikues është ndërtuar në SHBA në vitin 1889 ndërsa në vitin 1950 ka filluar prodhimi i përbashkët i energjisë elektrike dhe termike në Poloni, ky trend i ndërtimit të këtyre termocentraleve termofikuese ka vazhduar edhe nëpër vende të ndryshme në Evropë dhe botë. Duke e parë rëndësinë e termoelektrocentraleve termofikuese dhe shfrytëzimin

më racional të energjisë termike pse jo edhe asaj elektrike në vitin 2014 Kosova futë në funksion sistemin e parrë termofikues duke marrë një sasi të avullit nga Termoelektrocentrali Kosova B përkatësisht nga blloku B1 dhe B2, ku ky sistem ka filluar zgjerimin e rrjetit termike në qytetin e Prishtinës me një kapacitet projektues 140 MW.

Termoelektrocentrali Kosova B ka dy blloqe, bllokun B1 dhe B2 të cilët kanë turbinat e presionit të lartë të mesëm dhe presionit të ulët. Marrja e avullit për kogjernerim apo për sistemin termofikues bëhet në dalje të turbinës së presionit të mesëm dhe kjo marrje bëhet nga të dyja blloqet me temperature projektues $192\text{ }^{\circ}\text{C}$ dhe presion projektues 2.5 bar, ndërsa prurja e avullit është 28 kg/s .

Paraqitja skematike e marrjes së avullit është tregu në figure 5.1.

a)



b)

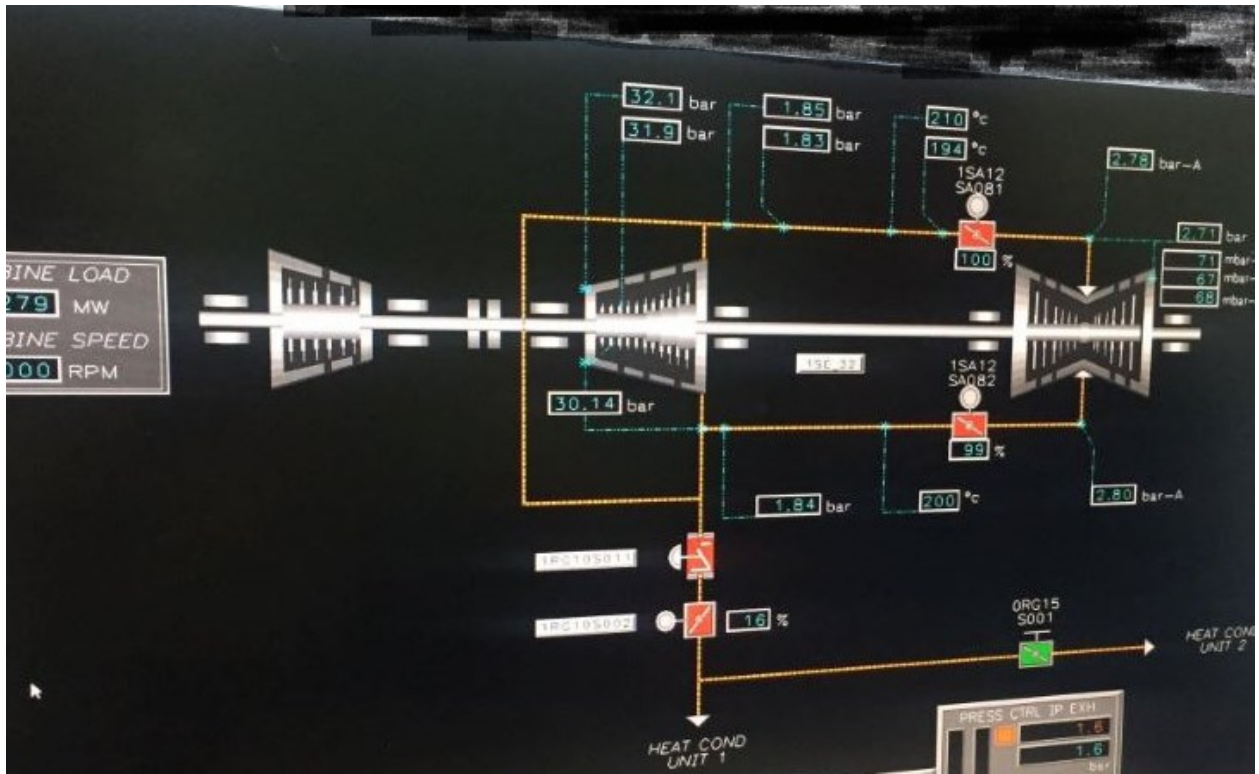


Fig.5.1.a dhe b Paraqitja skematike e marrjes së avullit nga Turbina.[13]

Ky avull uji për të transmetuar nxehtësi duhet të kalojë nëpër një këmbes nxehtësie ku nuk ka përzierje të fluideve rrymuese. Prandaj në termoelektrocentrale ku funksionon

kogjenerimi janë të vendosur dy këmbyes të nxehtësisë të tipit me karkas dhe tuba me kapacitet nga 70 MW për secilin këmbyes të cilët janë prodhuar nga ALSTOM në Austri. Ky lloj këmbyesi nga aspekti konstruktiv është i përbërë nga 11 pengesa të cilat drejtojnë rrjedhjen e avullit të ujit nëpër këmbyes ose nëpër karkasë dhe kanë distance në mesë vete rreth 640 mm që zënë një gjatësi rreth 7040 mm. Në brendi të karkasës janë vendosur rreth 1300 dhe trashësi $\delta = 1.5 \text{ mm}$ dhe kanë formën U ku në brendi të tubave rrymon uji i cili ka një temperature 70 - 80 °C e cila varet edhe nga kërkesat e konsumatorit termik, ndërsa në anën e karkasës rrymon avulli me temperature 192 °C dhe presion 2.5 bar, ku avulli pasi të ketë kaluar tërë sipërfaqen e karkasës del nga këmbyesi me një temperature të zvogëluar 80 °C, presion 20 bar dhe prurje 30 kg/s, ky kondensat kthehet përsëri në cikël. Uji i cili merr nxehtësinë e avullit del nga këmbyesi me temperature 120 °C dhe shkon tek konsumatori termik në këtë rast është TERMOKOSI i cili e shpërndan këtë nxehtësi tek konsumator individual. Diametri i tërësishëm i këmbjesit është $\phi 2100 \text{ mm}$ dhe trashësi $\delta = 16 \text{ mm}$ dhe gjatësi 10747 mm.

Në figurën 5.2 është treguar këmbyesi i nxehtësisë i cili gjendet ne termocentral.

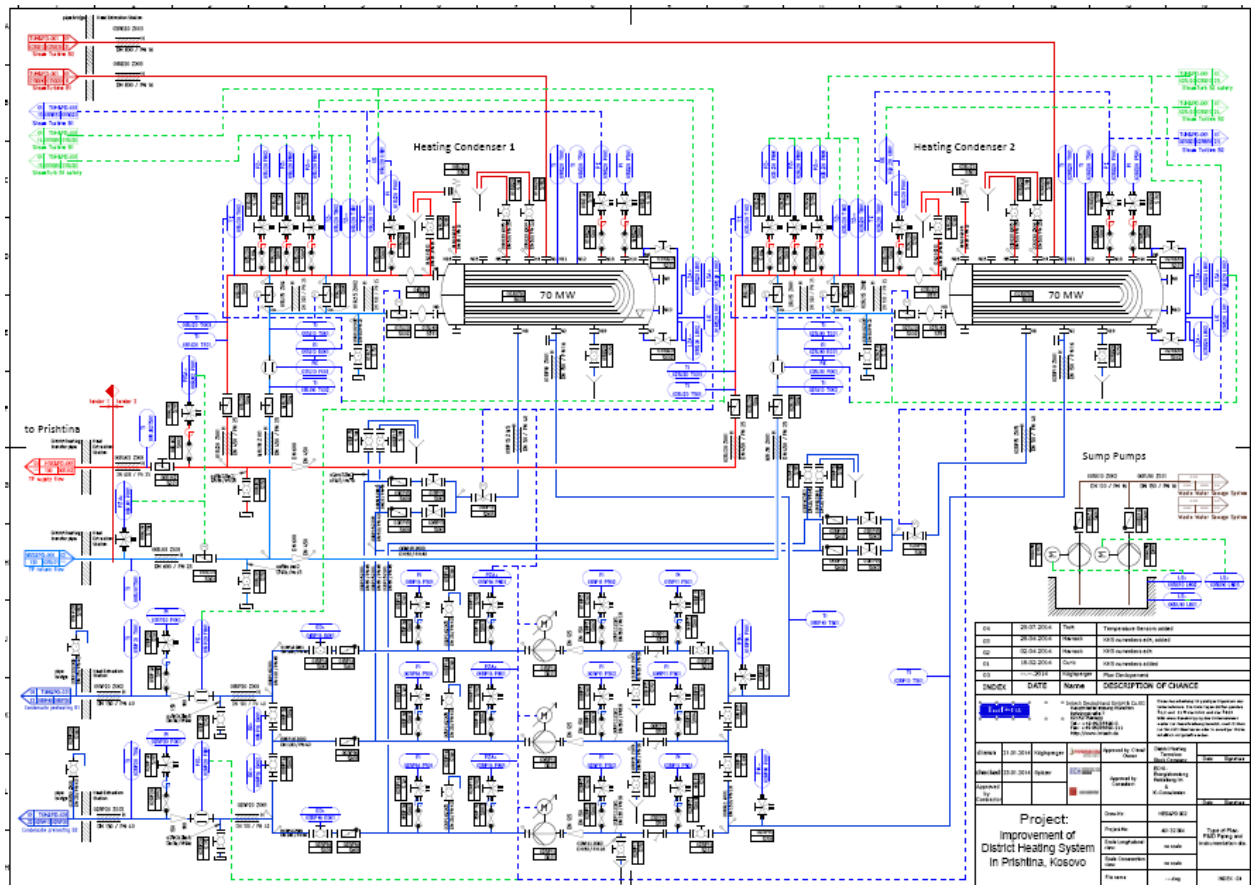


Fig.5.2 Skema funksionale e këmbjesve të nxehtësisë me kapacitet 70 MW.[13]

Në figurën 5.3 është treguar këmbyesi i nxehtësisë i cili është i vendosur në termocentral.



Fig.5.3 Vendosija e këmbjesve ne termocentral.[13]

Tubat të cilët bartin avullin deri tek këmbyesi kanë një diametër nominal DN1100 dhe janë të izoluar sepse një pjesë e tyre janë në kontakt me ambientin e jashtë, kondensati i cili krijohet shkon në termocentral me anë të tubacioneve me diametër nominal DN150 e cili bartet me anë të pompave, uji nga Termokosi rrymon në tubacionet me diametër nominal DN600 ndërsa dalja e ujit të ngrohet nga këmbyesi drejt konsumatorit termik ka tubacion me diametër nominal DN800.

Ajo që vlen të cekët është se ndërmjet dy këmbjesve gjendet një baipas i cili shërben për të rregulluar prurjen e avullit varësisht nga kërkesat e konsumatorit termik.

Në skemën e mëposhtme tregohet qarkullimi i fluideve nëpër këmbyes, në tubacionet me ngjyrë të verdhë rrymon avulli i cili futet në anën e sipërme të këmbjesit, në tubacionet me

ngjyrë të kuqe rrymon uji i ngrohet pasi të ketë marrë nxehtësinë nga avulli dhe tubacionet me ngjyrë të kaltër paraqet qarkullimin e kondensatit që krijohet nga avulli dhe shkon në Termocentral si dhe sjellja e ujit nga Termokosi.

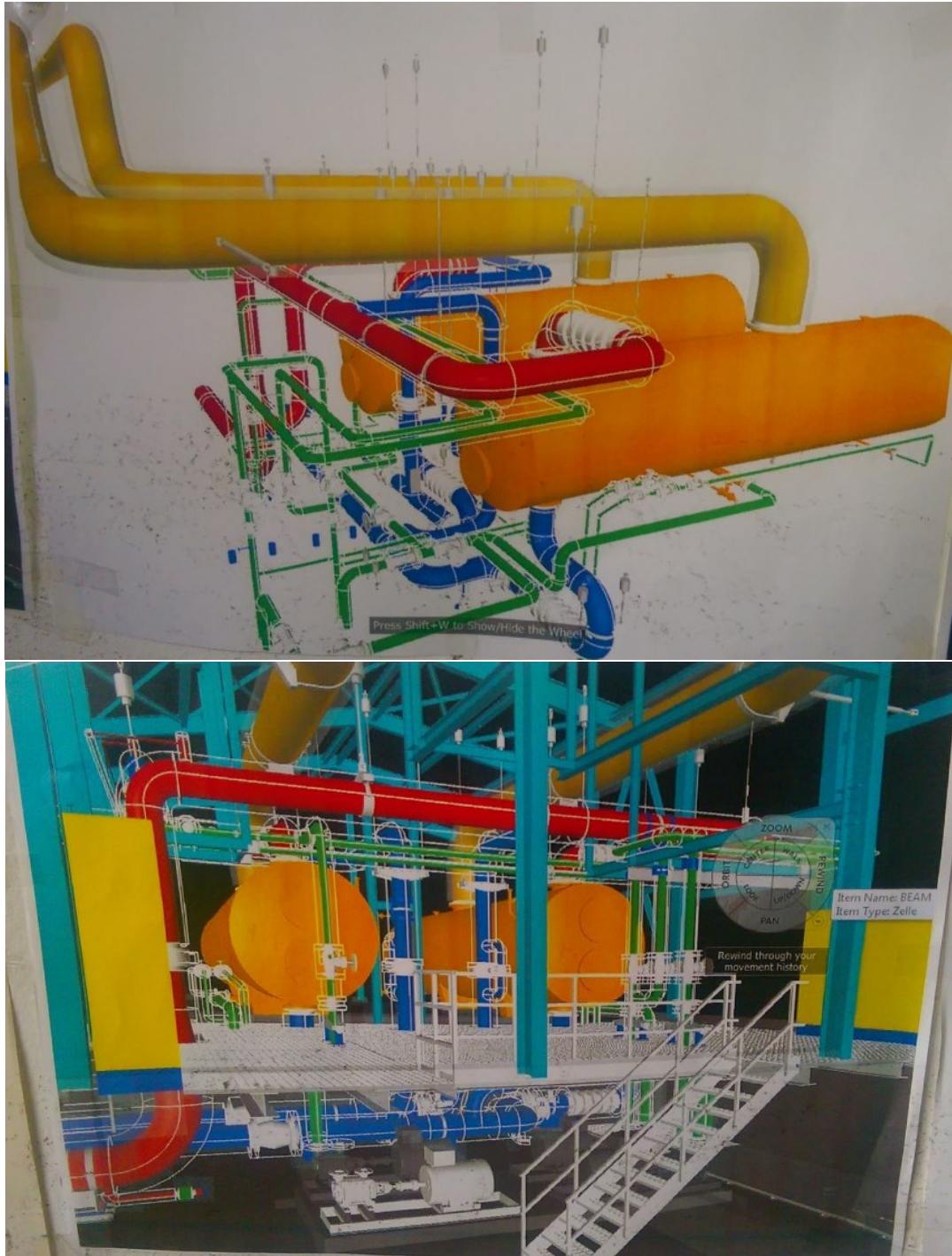


Fig.5.4 Paraqitja 3Dimensionale e skemës funksionale të këmbysesve.[13]

Këta këmbjes janë të projektuar të atillë që temperature nga ana e karkasës të jetë jo më shumë se $+300\text{ }^{\circ}\text{C}$ dhe presioni i lejuar është në anën e karkasës është 6.4 bar, ndërsa presioni i lejuar në anën e tubave është 20.8 bar dhe temperature e lejuar në tuba është $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

5.1 Zbatimi i kapakëve të kontrollit në tubacionet mbikaluese IP-LP.

Në mënyrë që të jetë në gjendje për të kontrolluar rrjedhën avull të marrë për çarkun e këmbjesit të nxehtësisë, tubi e IP-LP-mbikalues duhet të jetë i pajisur me një kapak të kontrollit DN 1200 në secilin tub. Për më tepër tubat mbikalues IP-LP duhet të jenë të pajisura secila me një lidhje të tubacioneve DN 800 për kyçje në sistemin e ngrohjes qendrore. Tubat e marrjes (DN 800) do të jetë i lidhur në majë të bërrylit të tubave mbikalues të rregulluar horizontalisht. Gypi i cila është i vendosur në anën dhomës së kontrollit do të dërgohen nëpër turbinë drejt anës së dritares të sallës së turbinës në lartësi prej rreth 3 deri në 5 m mbi nivelin e dyshemesë dhe lidhur me tubin e dytë të nxjerrjes nëpërmjet një pjesë të shkurtër, duke përfunduar me një tub me DN 1100 për proces të mëtejshëm jashtë sallës së turbinave. Kjo marrëveshje është zgjedhur në mënyrë që të mos bllokojë vendkalimin në katin turbinës. Më tej shmang konfliktin me pajisjet ekzistuese dhe tabelat themelore të turbinës, e cila do të kishte qenë rasti nëse tubi i nxjerrjes së avullit do të dërgoheshin nën dyshemenë e turbinës. Në fund të pjesë së tranzicionit nga 2 x DN 800 deri 1 x DN 1100 do të vendoset një valvul sigurimi, duke formuar pika terminale të fushës së Alstom të furnizimit dhe hetimeve Alstom-së për planifikimin e mëtejshëm të tubacioneve nxjerrjes në sistemin e ngrohjes qendrore.

Zgjidhja e përshkruar më sipër ka avantazhin, se të gjitha lidhjet e tjera nxjerrjes së avullit për ngrohjen e ujit ushqyes, si dhe lidhjet ekzistuese turbine-tub, duke përfshirë pozicionin e gypave të mbikalues IP-LP mbeten të pandryshuara. Ai më tej përdor pikat ekzistuese mbështetëse për tubacionet mbikalues IP-LP të cilat duhet të përforcohet për të kryer ngarkesa të reja.

5.2 Gjenerimi i ngrohjes në stacionin e vendndodhjes së këmbjesve të nxehtësisë

Së pari një këmbjes i nxehtësisë do të filloj punën në mënyrë manual për ngrohje. Në pozicion themelor, këmbyesi i nxehtësisë është jashtë funksionit. Sistemi i marrjes së avullit nga turbine dhe këmbyesi i nxehtësisë janë të gatshëm për të funksionuar ose filluar punën. Këmbyesi i nxehtësisë futet në funksion në mënyrë manual për të lejuar futjen e ngadalshme të avullit dhe për të arritur temperaturën dhe presionin e duhur, ku në sistemin vizualizues tregohen parametrat operativ, pra temperature dhe presioni i kërkuar janë arritur, temperature projektuese $192\text{ }^{\circ}\text{C}$ dhe presion projektues $p = 2.5\text{ bar}$. Dhe pas kësaj, pra pas arritjes së parametrave, atëherë mund ta lëshojmë operacionin ose funksionimin e këmbjesve dhe marrjes së avullit plotësisht në mënyrë automatik, vetëm duke e shtypur butonin “Ngrohje Auto e Këmbjesit”. Kur kërkesa për ngrohje bie nën një vlerë të caktuar ($01RJ10\ R001 + 02RJ10\ R001 < 10\text{ MW} + \text{koha e vonesës}$) një nga dy këmbjesit do të mbyllet me anë të një kapaku 01/02 RJ10 S002, ku këto simbole janë treguar në skemën e mëposhtme. Në këtë rast kërkesat e konsumatorit termik për ngrohje janë plotësuar tërësisht, pavarësisht nëse punon një këmbjes i nxehtësisë. Gjithmonë këmbyesi i cili ka kapacitet më të vogël termik do të mbyllet, por në rastin këmbjesit kanë kapacitet të njëjtë,

prandaj duhet aksionet të jenë të barabarta, këmbyesi i nxehtësisë me numër më të madh të orëve do të mbyllet.

Nëse temperature në këmbyesin e nxehtësisë 01/02 RG20 T001 ose presioni në këmbyes 01/02 RG20 P001 bie nën nivelin e caktuar, gatishmëria e këmbyesit për të operuar do të rivendoset (01/02 RG20 B001 X1=0). Këmbyesi i nxehtësisë atëherë nuk është duke funksionuar në mënyrë automatike 01/02 RG20 B001 X2=0) dhe duhet të vihet në veprim me dorë nga ana e operatorit, nëse është nevoja.

Nëse turbine nuk është në gjendje për të siguruar avull të mjaftueshëm për këmbyesin e nxehtësisë, kontrolli i turbinës transmeton një sinjal në formë të kërkesës për të mbyllur kapakun e këmbyesit të nxehtësisë (sinjali "Ngarkesa e këmbyesit të nxehtësisë të ndalet"), dhe kështu këmbyesi i nxehtësisë do të mbyllet në mënyrë të kontrolluar, nga mbyllja e ngadalshme e kapakut 01/02 RJ10 S002. Pika vedosëse ose referuese për temperaturën e furnizimit të ngrohjes varet nga temperature furnizuese në rrjetin e ngrohjes (210 T001 SP) i cili është i bazuar në temperaturën e jashtme si dhe nga kompensatori i cili mund të vendoset nga operimi i impiantit. Kjo do të siguroj që humbjet e nxehtësisë që dalin nga tubacionet e transmetimit në mes HES-Termoelektrocentralit Kosova B dhe HER-Termokos mund të rregullohen.

Pika vendosëse ose referuese (00RJ20 T001SP) llogaritet në rangun 90...125°C, kur të arrihen kë vlera atëherë do të veproj në kontrollin e temperaturës së këmbyesit të nxehtësisë 1 dhe 2.

Në figurën 5.5 është treguar përmbledhja mbi strukturën e kontrollit.

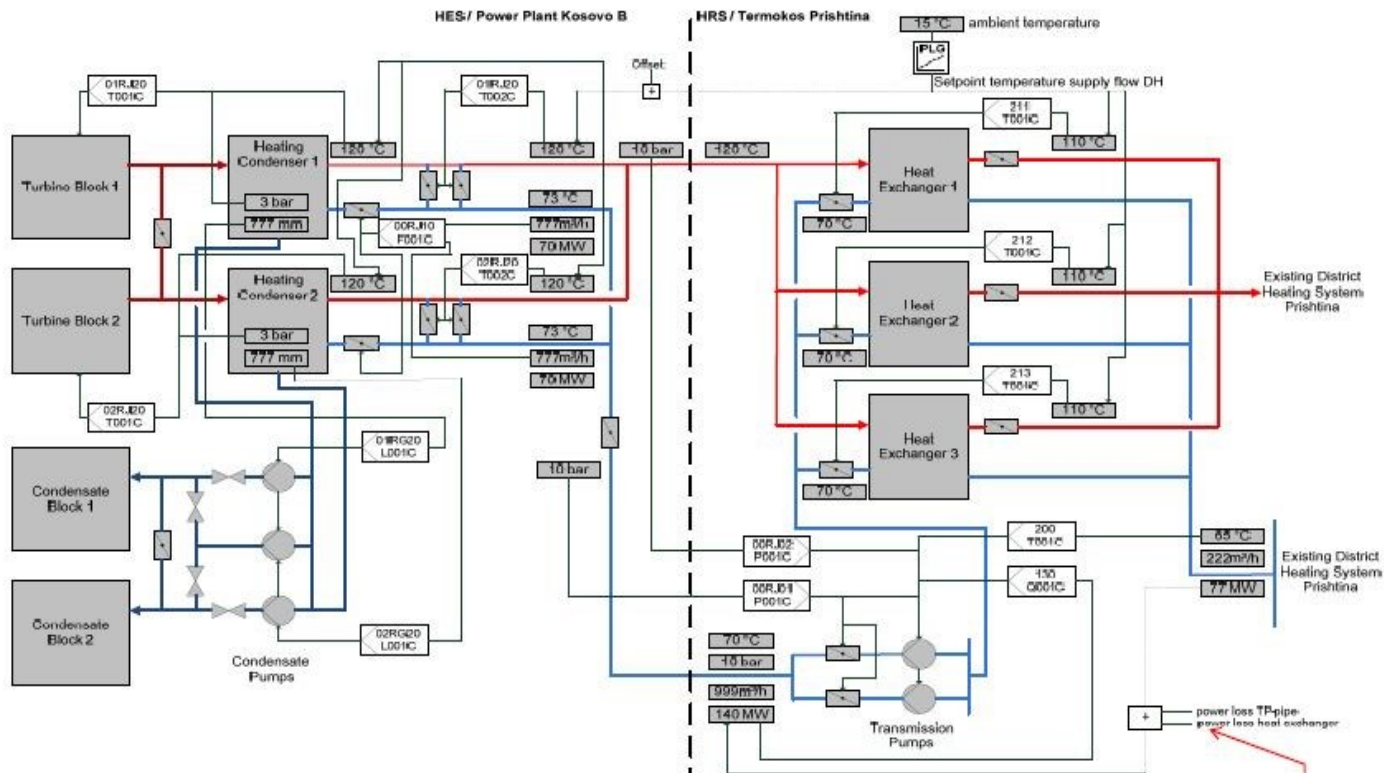


Fig.5.5 Përmbledhja mbi strukturën e kontrollit.[13]

5.3 Sigurimi i këmbyesit të nxehtësisë dhe Ndryshimet në kontrollin ekzistuese të Turbinës dhe Sistemit të Mbrojtjes / DCS

Kur mbyllja ndodhë në seksionin HES- Termocentral, kontrolli i turbinës do të ndërpresë transmetimin e avullit në këmbyesin e nxehtësisë. Në mënyrë që kjo të bëhet, programi për sigurimin e kontrollit HES transmeton një sinjale në kontrollin e turbinës (DCS) që të ndaloj çdo këmbyes të nxehtësisë. Kontrolli i turbinës do të ndërpresë transmetimin e avullit në këmbyesin e nxehtësisë duke e mbyllur kapakun 01/02RG10 S002. Nëse impianti funksionon në mënyrë të operimit 6 dhe 7 (furnizimi me një turbinë dy këmbyesit e nxehtësisë), kontrolli i turbinës duhet të sigurojë që në rast të një gabimi të këmbyesit të nxehtësisë i cili furnizohet përmes një tubacioni lidhës ku transmetimi i avullit nga turbine vazhdon ta furnizoj këmbyesin, atëherë në këtë rast kapaku ose valvula 00RG15 S002 duhet të mbyllet së pari. Kjo do të mbajë të furnizuar direkt këmbyesin e nxehtësisë. Kapaku ose valvula 00RG15 S002 duhet të mbyllet Brenda një kohe të caktuar dhe kontrolli i turbinës duhet të ndërpresë transmetimin e avullit. Ne kemi katër forma të funksionimit aktiv të turbinës dhe këmbyesit:

1. Turbina 1 dhe këmbyesi i nxehtësisë 2
2. Turbina 2 dhe këmbyesi i nxehtësisë 1
3. Turbina 1 këmbyesi i nxehtësisë 1 dhe 2
4. Turbina 2 këmbyesi i nxehtësisë 1 dhe 2

Funksionimi i kapakut 1 dhe 2 gjatë gabimeve në këmbyes, atëherë kontrolli i turbinës vendosë se për cilin këmbyes kapaku 01/02RG10 S002 duhet të mbyllet.

Kushtet e mbylljes të dalluara mes kriterëve me funksion limitar dhe funksion munitar. Funksioni limitar do të thotë se gabimi ka ardhur si pasoj e ndonjë bllokimi pra ka efekt bllokimi. Gabimi mund të ketë ndodhë para se impianti mund të rifilloj. Funksioni munitar thotë se gabimi nuk ka efekt bllokimi. Impianti mund të rifilloj operacionin automatik menjëherë pasi gabimi është rregulluar, me kusht parametrat operativ për temperature dhe presion janë ende të kënaqshëm.

5.4 Çarku i ngrohjes së ujit- HES-KEK

I tërë kapaciteti i ngrohjes i nevojshëm për të dy këmbyesit e nxehtësisë varet nga kërkesa e ngrohjes në sistemin e ngrohjes qendrore- Termokos. Parametrat e avullit, temperature, presioni dhe prurja e avullit do të duhet të jenë mjaftë të larta në mënyrë që këmbyesi të jetë në gjendje për të plotësuar nga rrjeti i ngrohjes qendrore të Prishtinës.

Kapaciteti i ngrohjes dhe temperature e ujit furnizues të ngrohjes për konsumatorët termik do të kontrollohet me anë të aparateve matëse në linjën e kthimit të ujit ngrohës (01/02RJ10 S002) dhe përmes aparateve matëse në tubacionin bajpas me furnizim me ujë të ngrohët dhe kthimin e tij (01/02RJ15 S001/S002). Në figurën 5.6 është tregu skema funksional e çarkut të ngrohjes së ujit.

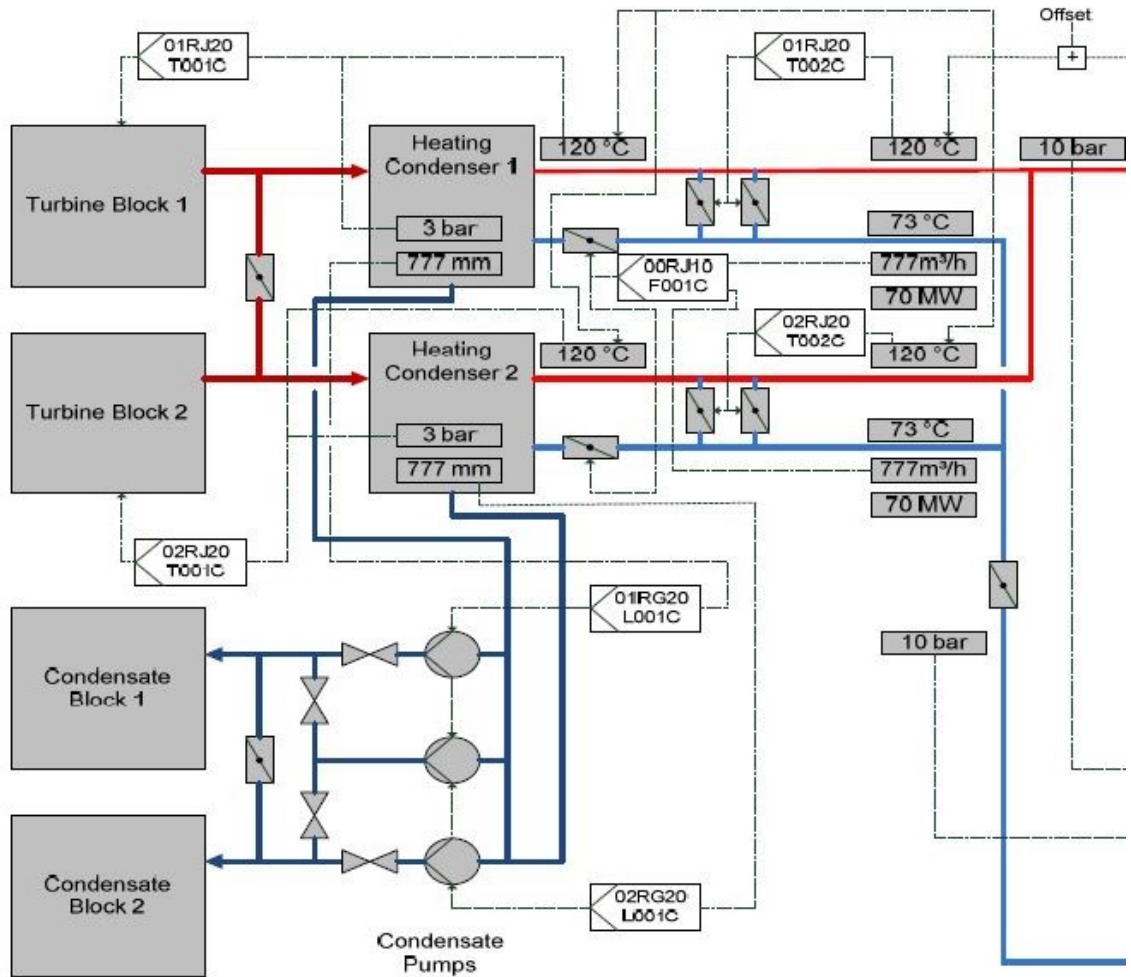


Fig.5.6 Çarku i ngrohjes së ujit- HES-KEK,[13]

5.4.1 Kontrollimi i marrjes së avullit në turbine

Pasi që avulli merret nga turbine dhe furnizon këmbesit me sasinë e kërkuar, përmes valvulave në formë flutur me qëllim për të ruajtur temperaturën dhe furnizimin e ujit të ngrohët 01/02 RJ20 T001. Kur presioni i avullit në këmbes është më i ulët se presioni i avullit të ngopur e cila është e nevojshme për të arritur temperaturën e nevojshme për ngrohjen e ujit, atëherë valvula flutur 01/02 SA12 S081/082 për presion të ulët me avull do të jenë të mbyllura me tej. Presioni i avullit do të kontrollohet nëpërmjet një pajisje të veçantë. Këtu një përgjigjeje karakteristike është e nevojshme, pasi që çdo ndryshim në presionin e marrjes do të veprojë në temperaturën e furnizimit të ujit të ngrohjes.

Kjo pajisje do të marrë presionin e avullit të ngopur si pike vendosëse ose referuese e cila llogaritet si më poshtë:

$$p_{sp} = p(T) + \Delta T \times \frac{m_1}{m_2} \times 0.8 \quad 5.0$$

$\Delta T = 5$ K (Diferenca temperaturike)

m_1 = rrjedhja aktuale e fluidit 01/02RJ10 F001

m_2 = Rrjedhja e projektuar, 28 kg/s ose 1270 t/h

p_{sp} - Presioni referues i avullit të ngopur

$p(T)$ - Presioni i avullit të ngopur

$$p(T) = 1.677 \cdot 10^{-3} \cdot T^4 - 3.131 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 0.000463 \cdot T^2 - 0.0255 \cdot T + 0.3908 \quad 5.1$$

T - Temperatura referuese e rrjedhjes së ujit të ngrohët furnizuese 00RJ20 T001SP.

Variabëli që vë në veprim valvulën ose një lloj siguresë duhet të jetë në kufijtë +/-20%. valvula flutur në tubacionin e marrjes janë përfshirë në fushën e ofrimit të Alstom dhe do të kontrollohet direkt nga kontrolli i turbinës si dhe presioni referues -1.0...+ 6.0 bar. Funkcionet mbrojtëse ose funksionet e veçanta në kuadër të turbinave që janë të nevojshme në funksion të proceseve të vazhdueshme do të aktivizohet direkt nga kontrolli i turbinës dhe vjen nën përgjegjësin e Alstom-it.

5.4.2 Kontrollimi i presionit të këmbjesit e nxehtësisë 1 dhe 2, 01RG20 P001C

- Llogaritja e presionit të ngopjes, korrigohet me variabilin shtytës 01RJ20 T001C.
- Vlera aktuale e presionit të këmbjesit të nxehtësisë merret nga 01/02 RG20 P001
- Drejtimi efektiv: indirekt, ku valvola do të hapet me rritjen e presionit
- Komanda e kontrollimit të shkarkimit: operimi i këmbjesit 1 dhe 2, 01/02 RG20 B001 X2.

Ku ne skemat e mëposhtme është tregu funksionimi i kontrollit të presionit.

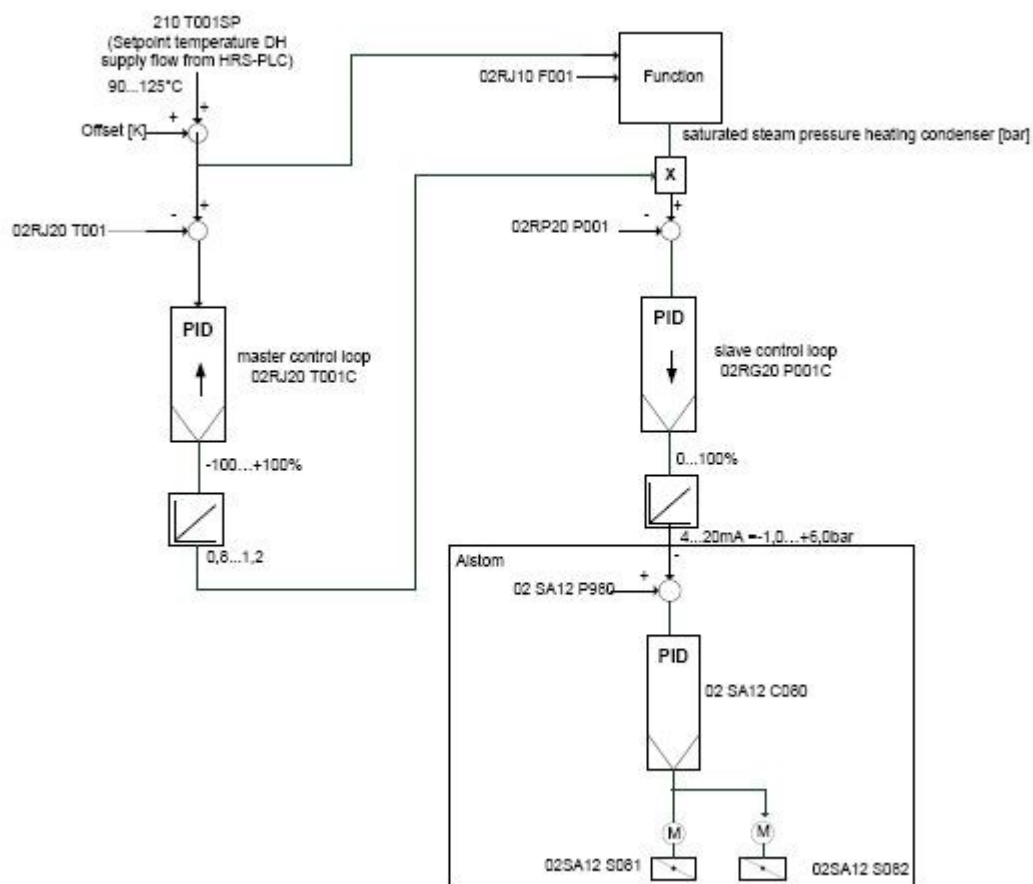


Fig.5.7 Skema e kontrollimit të presionit të këmbesit të nxehtësisë 1 dhe 2. [13]

5.4.3 Kontrollimi i temperaturës së ujit të ngrohët furnizues për këmbesin e nxehtësisë 1 dhe 2 – 01/02 RG20 T002C

- Pika referuese për temperaturën e ujit të ngrohët furnizuese për 00RJ20 T001SP
- Rangu i vendosjes së pikës referuese të temperaturës që është 90.....125°C
- Vlera aktuale- Temperatura e ujit të ngrohët për këmbesin e nxehtësisë 1 dhe 2 01/02 RJ20 T002 pas përzierjes së ujit.
- Drejtimi efektiv indirekt : kapaku do të hapet me rritjen e temperaturës.

Skema funksionale e kontrollimit të temperaturës për këmbesin 1 dhe 2 e treguar në figurën 5.8

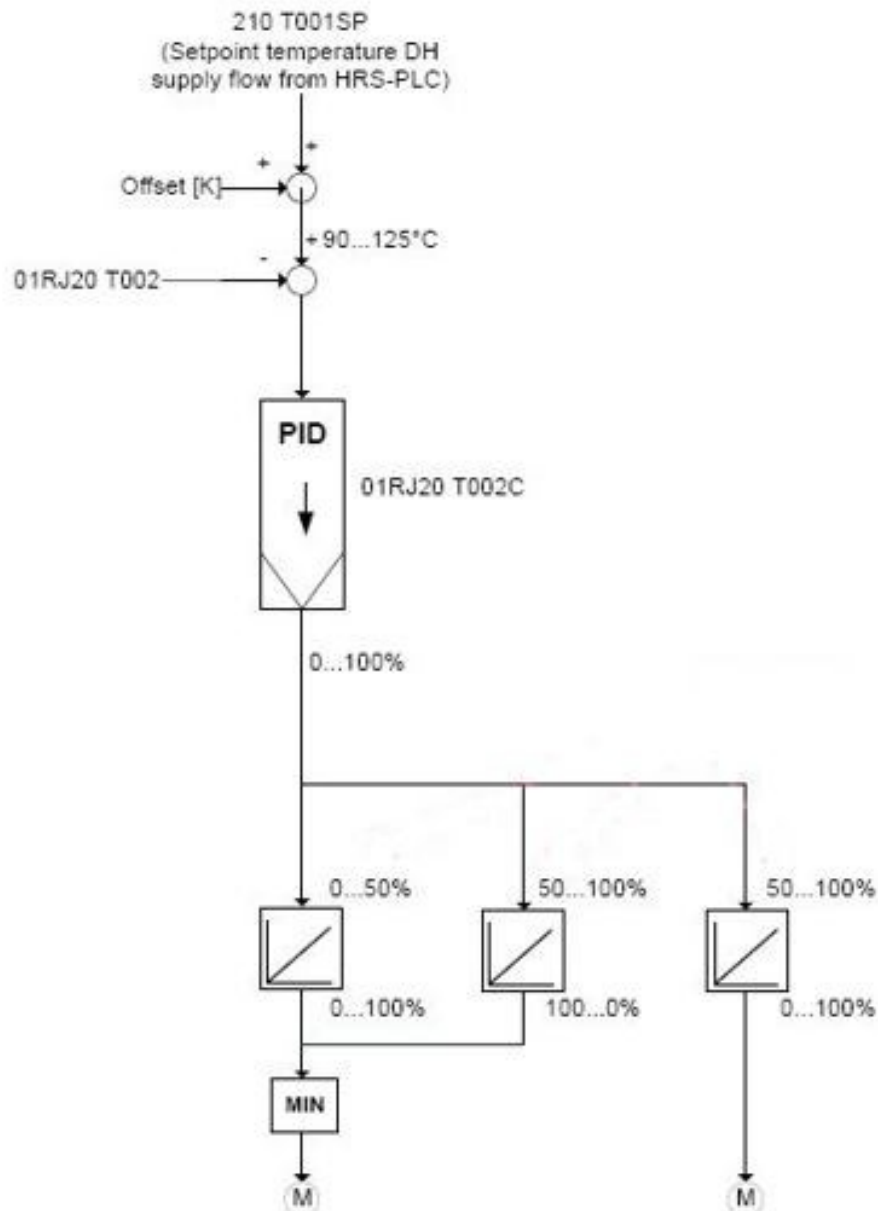


Fig.5.7 Skema funksionale e kontrollimit të temperaturës së ujit të ngrohët furnizues për këmbyesin 1 dhe 2. [13]

5.5 Kontrollimi i raportit në mes të kapacitetit të ngrohjes së ofruar nga këmbyesi i nxehtësisë 00RJ10 F001C

Raporti në mes të kapacitetit të ngrohjes e dhënë nga dy këmbyesit e nxehtësisë mund të rregullohet përmes dy kapakëve 01/02 RJ10002 në gypin e kthimit të ujit të ngrohët. Humbjet e presionit në këmbyes (të cilat ndryshojnë me kalimin e kohës) do të rregullohet nga një rrjedhës bazuar në kontrollimin e raportit që në të vërtetë është i bazuar në matjet e rrjedhjes 01/010 F001SP).

Një kontrollues i ndarjes së raportit do të përcaktoj raportin e rrjedhjes mes dy këmbyesve. Nëse një kapak është plotësisht i hapur dhe nuk arrijnë të vendosin normat e rrjedhjes, pra të kontrolloj rrjedhjen, kontrolluesi automatikisht do të mbyll kapakun e këmbyesit. Kontrolluesi do të sinjalizoj vet, pasi kapaciteti minimal i ngrohjes është arritur. Nëse kapaciteti i ngrohjes së dy këmbyesve të nxehtësisë bie nën një vlerë të caktuar një nga dy këmbyesit e nxehtësisë do të mbyllet me mbylljen e kapakut 01/02 RJ10 S002. Në këtë rast e gjithë kërkesa për ngrohje mbulohet vetëm nga njëri këmbyes i nxehtësisë. Kapaku në këmbyesin aktiv, do të hapet plotësisht. Pra siç është cekur edhe më herët gjithmonë mbyllet këmbyesi i nxehtësisë i cili ka kapacitet më të ulët termik, ose kur të dy këmbyesit kanë kapacitet termik të njëjtë mbyllet këmbyesi i cili ka numër më të madh të operimit.

Nëse kapaciteti i ngrohjes tejkalon përsëri një vlerë të caktuar (01RJ10 R001+02RJ10 R001 > 65 MW + vonesa në kohë) kapaku mbyllës poshtë këmbyesit mund të rifilloj dhe të vihet në veprim përsëri. Kjo automatikisht do të filloj me hapjen e valvulës së kthimit, me kusht që parametrat e kërkuar operativ, temperature dhe presioni në këmbyesin e nxehtësisë ende janë të kënaqshëm. Përndryshe rifillimi do të duhet të fillohet me dorë, pra në mënyrë manual.

- Pika vendosëse ose referuese: Shpërndarja e kapacitetit të ngrohjes nga këmbyesi i nxehtësisë 1 në %.
- Vendosja e rangut të pikës vendosëse: 30...100%
- Vlera aktuale : Pjesa aktuale e rrjedhjes prej këmbyesit 1 nga rrjedhja e përgjithshme e dy këmbyesve të nxehtësisë në %
- Drejtimi efektiv: Direkt, me rritjen e rrjedhjes në këmbyesin e nxehtësisë 1 rrjedhja nëpër këmbyesin 2 do të rritet.

Në figurën 5.8 është tregu kontrollimi i raportit në mes kapacitetit të ngrohjes së ofruar nga dy këmbyesit e nxehtësisë 00RJ10 F001C.

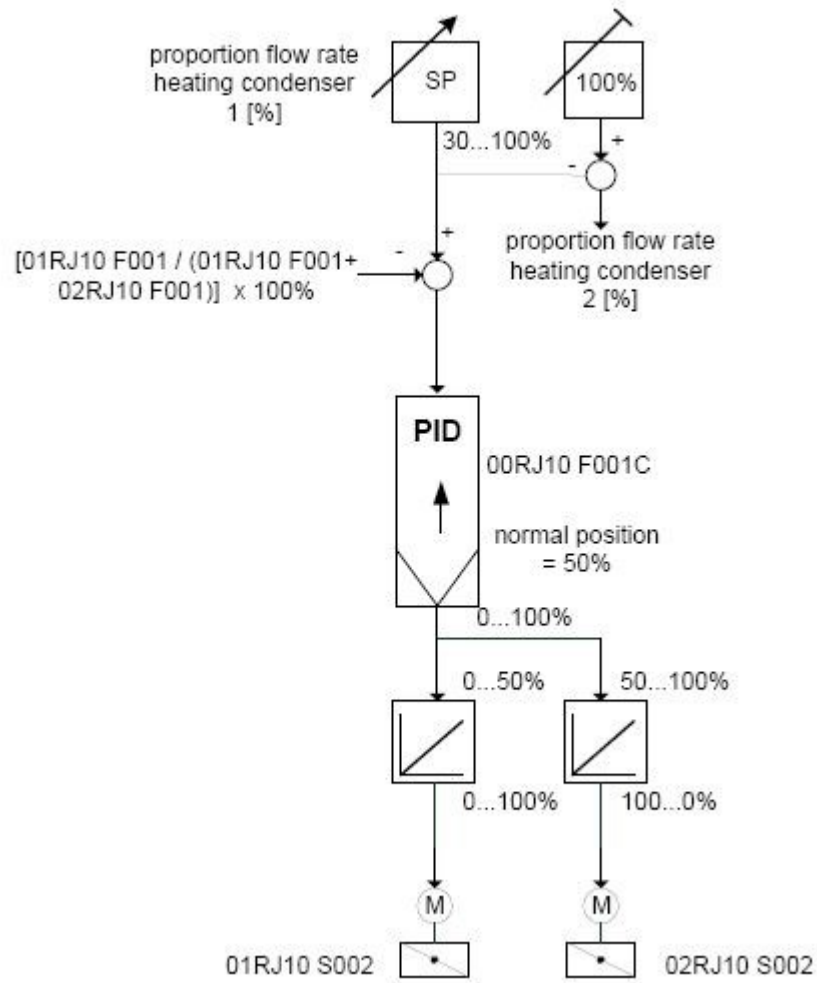


Fig.5.8 Kontrollimi i raportit në mes kapacitetit të ngrohjes së ofruar nga dy këmbjesit e nxehtësisë 00RJ10 F001C. [13]

5.6 Llogaritja e këmbyesit të nxehtësisë

Avulli rrymon nëpër karkasë ndërsa uji rrymon në brendi të tubave duke drejtuar rrymimin e kundër të rrjedhjes, tubat janë të vendosur në formë trekëndëshi me qëllim të transmetimit sa më të mirë të nxehtësisë.

Avulli hynë në karkasë me këto parametra projektues.

$$t_{n1} = 192^{\circ} C, p_{av} = 2.5 \text{ bar}, m = 28 \text{ kg/s}$$

Dhe parametrat në dalje të avullit nga këmbyesi janë:

$$t_{n2} = 80^{\circ} C, p_{av} = 30 \text{ bar}, m = 30 \text{ kg/s}$$

Ndërsa uji hynë me këto parametra në tuba:

$$t_{f1} = 70^{\circ} C, p_{av} = 10 \text{ bar}, m = 215.73 \text{ kg/s}$$

Dhe parametrat në dalje janë:

$$t_{f2} = 120^{\circ} C,$$

Sasinë e nxehtësisë të cilën e bartë avulli është llogaritur me anë të këtij ekuacioni:

$$Q = \dot{m}_{av} \cdot c_{p_{av}} (t_{n1} - t_{n2}) = 28 \cdot 2.040 \cdot (192 - 80) = 6.39, \text{ MW}$$

$c_{p_{av}}$ - Caktohet nga tabelat termodinamike në varësisë nga temperature e avullit dhe presioni i avullit. Në rastin tone kemi temperature $192^{\circ} C$ dhe presion 2.5 bar, atëherë nxehtësia specifike ka vlerën:

$$c_{p_{av}} = 2.0402, \text{ kJ/kgK}$$

Sipërfaqja e tërësishme e këmbyesit llogaritet me shprehjen:

$$A = \pi \cdot D \cdot L = 3.14 \cdot 2.1 \cdot 10.7 = 70.55, \text{ m}^2$$

$D=2.1 \text{ m}$ - Diametri i këmbyesit

$L=10.7$ - Gjatësia e këmbyesit

Sasinë e nxehtësisë të cilën e merr uji nga avulli për parametrat projektues është:

$$Q = \dot{m}_{ujit} \cdot c_{p_{ujit}} (t_{f2} - t_{f1}) = 215.83 \cdot 4.187 \cdot (120 - 70) = 45.17, \text{ MW}$$

Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë llogaritet me shprehjen:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_{sht}}{\lambda_{sht}} + \frac{1}{\alpha_j}} = \frac{1}{\frac{1}{0.69} + \frac{0.0015}{20} + 0.0025} = \frac{1}{1.4425} = 0.6932, \quad \frac{W}{m^2 K}$$

Për çelik marrim $\lambda = 16 - 24 \text{ W/mK} = 20 \text{ W/mK}$

$$\frac{\delta_{sht}}{\lambda_{sht}} = 0.0025 - \text{Koeficienti i ndotjes}$$

Pasi që këmbyesi i nxehtësisë është me rryma të kundërta ndryshimi mesatar i temperaturës është:

$$\Delta t_m = \frac{[(t_{n2} - t_{f2}) - (t_{n1} - t_{f1})]}{\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}}} = \frac{[(t_{n1} - t_{f1}) - (t_{n2} - t_{f2})]}{\ln \frac{t_{n1} - t_{f1}}{t_{n2} - t_{f2}}} = \frac{(192 - 120) - (80 - 70)}{\ln \frac{(192 - 120)}{80 - 70}} = 31.40, \quad ^\circ C$$

Sasia e nxehtësisë e cila këmbëhet në mes dy fluideve mund të llogaritet me shprehjen:

$$Q_{këmbyer} = k \cdot A \cdot \Delta t_m = 0.69 \cdot 70.5 \cdot 31.40 = 1.527, \text{ MW}$$

Koeficienti i efikasitetit të këmbesit të nxehtësisë:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{kF}{m_f c_f} \left(1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right)}}{1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n} \times e^{-\frac{kF}{m_f c_f} \left(1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right)}} = \frac{1 - e^{-\frac{0.69 \cdot 70.55}{215.83 \cdot 4.187} \cdot \left(1 - \frac{215.83 \cdot 4.187}{28 \cdot 2.040}\right)}}{1 - \frac{215.73 \cdot 4.187}{28 \cdot 2.040} \cdot e^{-\frac{0.69 \cdot 70.55}{215.83 \cdot 4.187} \cdot \left(1 - \frac{215.83 \cdot 4.187}{28 \cdot 2.040}\right)}} = 0.0377$$

Ndërsa numri i njëjësive të transferimit për rrymime të kundërta:

$$NTU = \frac{1}{1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n}} \times \ln \left(\frac{1 - \varepsilon \frac{m_f c_f}{m_n c_n}}{1 - \varepsilon} \right) = \frac{1}{1 - \frac{215.73 \cdot 4.187}{28 \cdot 2.040}} \cdot \ln \left(\frac{1 - 0.0377 \cdot \frac{215.83 \cdot 4.187}{28 \cdot 2.040}}{1 - 0.0377} \right) = 0.0586$$

Ose:

$$NTU = \frac{k \cdot A}{m_f \cdot c_{pf}} = \frac{0.69 \cdot 70.55}{215.73 \cdot 4.187} = 0.0538$$

Pasi që është përcaktua koeficienti i efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë mund të përcaktohet ngarkesa termike e këmbyesit sipas barazimit:

$$Q = \varepsilon \cdot W_v \cdot \nabla = 0.0377 \cdot 215.73 \cdot 4.187 \cdot (192 - 70) = 4.156, MW$$

Rendimenti i këmbyesit të nxehtësisë është:

$$\eta = \frac{Q_{këmbyer}}{Q_{diponim}} = \frac{1.527}{4.155} = 0.367 = 36.7 \%$$

Këto janë vlerat e fituar me llogaritje duke u bazuar në parametrat e projektuar të fluideve. Në vazhdim do të analizohen rastet kur kemi ndryshime të këtyre parametrave.

- a) Analizimi i sasisë së nxehtësisë të cilën e bartë avulli me rritjen e prurjes nëpër këmbyes:

Marrim vlerat e avullit:

$$\dot{m}_{av} = 30 = 32 = 34 = 36 = 38, \text{ kg/s}$$

Për sasinë e avullit $\dot{m}_{av} = 30, \text{ kg/s}, t_{n1} = 192^\circ C, t_{n2} = 80^\circ C$

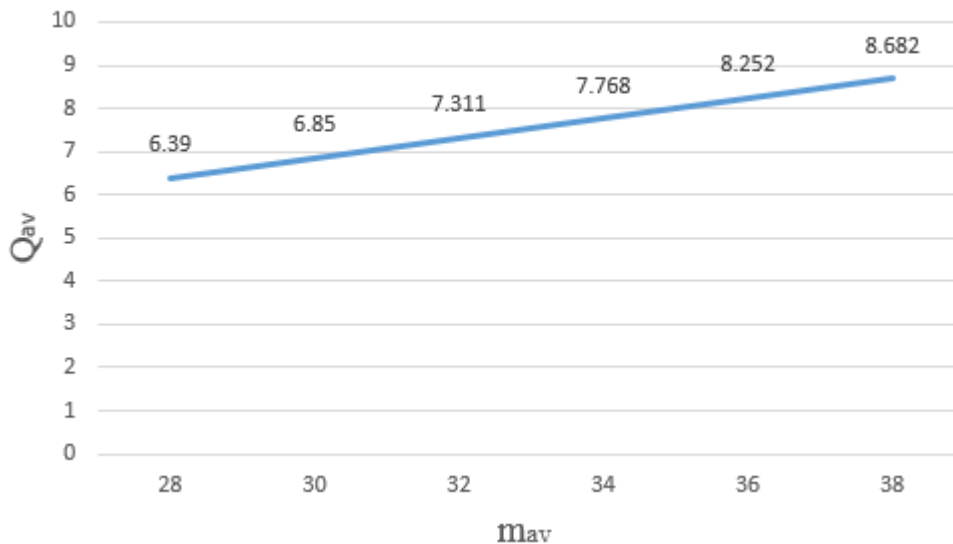
Sasinë e nxehtësisë të cilën e bartë avulli është:

$$Q_{av} = \dot{m}_{av} \cdot c_{p_{av}} (t_{n1} - t_{n2}) = 30 \cdot 2.040 \cdot (192 - 80) = 6.85, MW$$

Në të njëjtën formë llogaritet sasia e avullit edhe për prurje tjera, vlerat e të cilave paraqiten në mënyrë tabelare dhe grafike.

Tab.1

$\dot{m}_{av}, \text{ kg/s}$	28	30	32	34	36	38
$Q_{av}, \text{ MW}$	6.391	6.852	7.311	7.768	8.252	8.682



Diagrami i I

Nga ky diagram shihet se me rritjen e prurjes rritet edhe sasia e nxehtësisë të cilën e bartë avulli. Dhe nga kjo mund të themi se sa më shumë avull që kemi aq më shumë kemi mundësi të marrim energji termike, por kjo ka anët negative sepse zvogëlohet energjia mekanike e cila fitohet në turbinë.

- b) Do të shohim ndryshimin e sasisë së nxehtësisë në varësi të ndryshimit të prurjes së ujit deri kur të arrihet kapaciteti termik 70 MW për parametra projektues $t_{f2} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ dhe dalje $t_{f1} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$

Marrim vlerat e ujit:

$$m_{ujit} = 215.73 = 265.73 = 315.73 = 335.73 = 365.73 = 415.73, \text{ kg/s}$$

Për: $m_{ujit} = 265.73, \text{ kg/s}$

Sasia e nxehtësisë të cilën e këmben uji është:

$$Q = m_{ujit} \cdot c_{p_{ujit}} (t_{f2} - t_{f1}) = 265.73 \cdot 4.187 \cdot (120 - 70) = 55.63, \text{ MW}$$

Edhe vlerat tjera të nxehtësisë llogariten me të njëjtin ekuacion, të cilat janë paraqitur në mënyrë tabelare dhe grafike.

Tab.2

$m_{ujit}, kg/s$	215.73	265.73	315.73	335.73	365.73	415.73
Q_{ujit}, MW	45.173	55.63	66.09	70.28	76.56	87.033

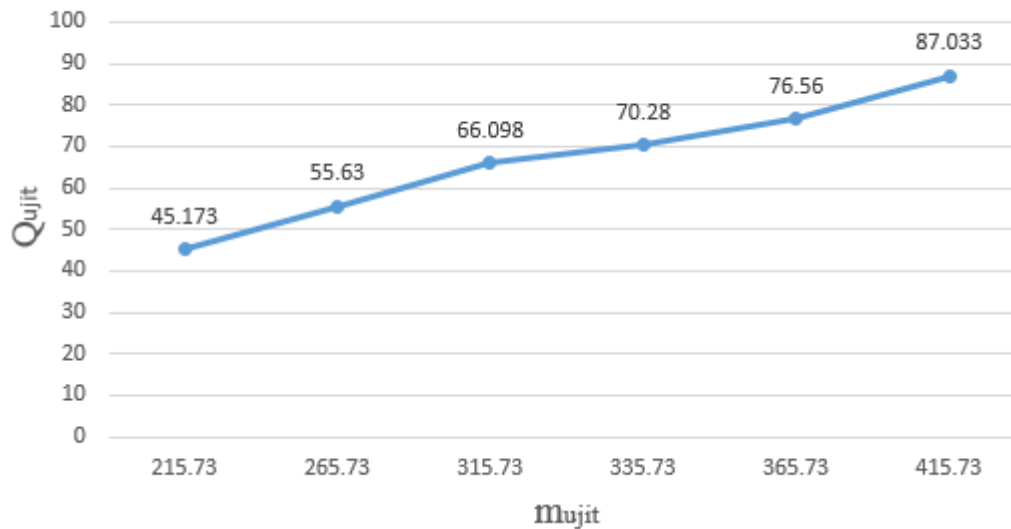


Diagram i II

Nga diagram i II-të shihet se me rritjen e prurjes së ujit nëpër tuba rritët edhe kërkesa më e madhe për sasi të nxehtësisë, në varësi nga vlerat e projektuara të prurjes ne mund të tejkaloj këto vlera deri në prurjen 315.73 kg/s për të fituar kapacitet termi 70 MW.

- c) Analizimi i ndryshimit të vlerës së koeficientit të efikasitetit në varësi nga ndryshimi i raportit të prurjes $\frac{m_f}{m_n}$

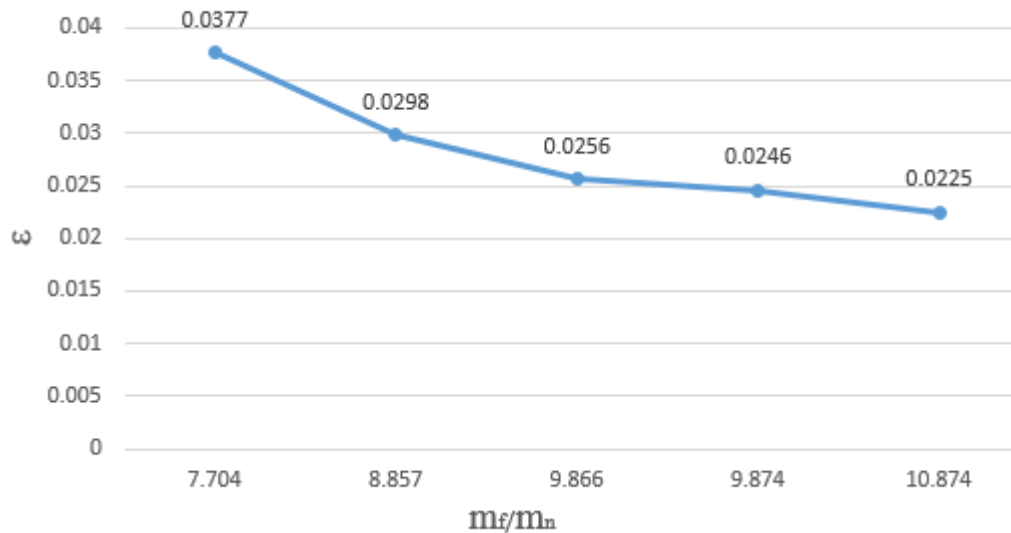
Për vlera projektuese: $m_f = 215.73, kg/s$ dhe $m_n = 28.0, kg/s$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{-kF}{m_f c_f} \left(1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right)}}{1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n} \times e^{-\frac{-kF}{m_f c_f} \left(1 - \frac{m_f c_f}{m_n c_n}\right)}} = \frac{1 - e^{-\frac{-0.69 \cdot 70.55}{215.83 \cdot 4.187} \cdot \left(1 - \frac{215.83 \cdot 4.187}{28 \cdot 2.040}\right)}}{1 - \frac{215.73 \cdot 4.187}{28 \cdot 2.040} \cdot e^{-\frac{-0.69 \cdot 70.55}{215.83 \cdot 4.187} \cdot \left(1 - \frac{215.83 \cdot 4.187}{28 \cdot 2.040}\right)}} = 0.0377$$

Në të njëjtë formë llogaritet edhe për vlera të tjera të prurjes së fluideve, të cilat janë treguar në tabelën e mëposhtme.

Tab.3

$\frac{m_f}{m_n}, kg/s$	$\frac{215.73}{28}$	$\frac{265.73}{30}$	$\frac{315.73}{32}$	$\frac{335.73}{34}$	$\frac{655.73}{34}$
	7.704	8.857	9.866	9.874	10.874
ε	0.0377	0.0298	0.0256	0.0246	0.0225



Diagrami i III

Nga diagram i III-të shihet se me rritjen e prurjeve të fluidit rritet raporti i prurjeve por zvogëlohet koeficienti i efikasitetit të këmbesit.

- d) Analiza e ndryshimit të numrit të njësisve të transformimit në varësi nga ndryshimi i prurjes së ujit

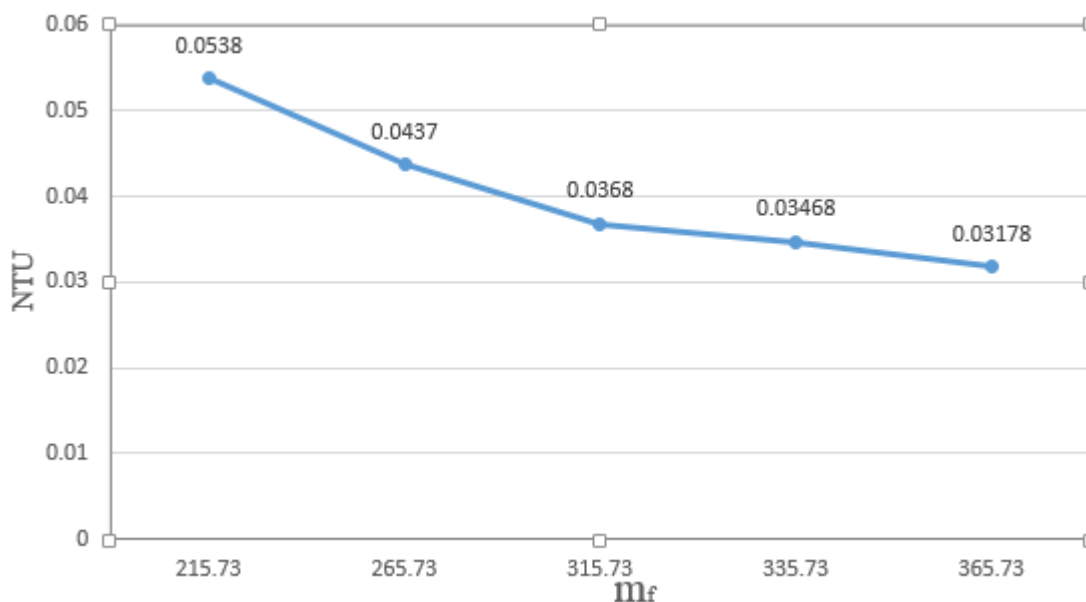
m_f .

Për $m_f = 215.73, kg/s$

$$NTU = \frac{k \cdot F}{m_f \cdot c_f} = \frac{0.69 \cdot 70.55}{215.73 \cdot 4.187} = 0.0538$$

Tab.4

m_f	215.73	265.73	315.73	335.73	365.73
NTU	0.0538	0.0437	0.0368	0.03468	0.03178



Diagrami i IV

Gjithashtu nga diagrami vërehet se nëse rrisim sasinë e ujit i cili rrymon në tubat e këmbjesit atëherë vlera e NTU vazhdon të zvogëlohet, prurja e ujit është marr deri në 365.73 kg/s e cila kalon sasinë e nxehtësisë të 70.0 MW. Dhe më këtë nënkuptojmë që uji për të marrë nxehtësi nga avulli është më e vështirë për shkak të sasisë së madhe të ujit dhe për këtë vlera NTU vazhdon të zvogëlohet.

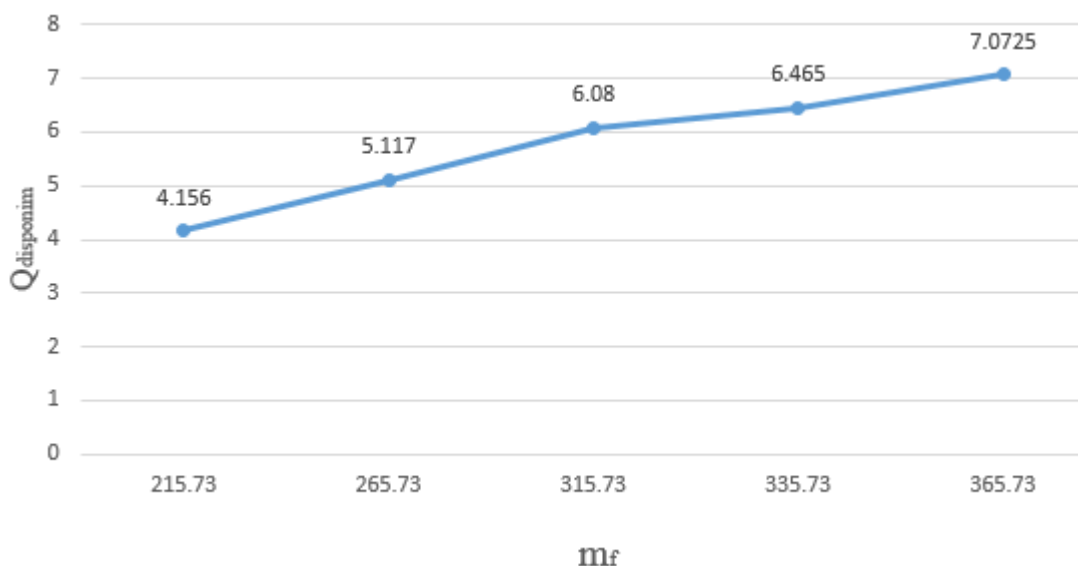
- e) Analiza e ngarkesës termike të këmbjesit të nxehtësisë në funksion të prurjes së ujit.

$$\dot{m}_f = 215.63, \text{kg/s}$$

$$Q_{\text{disponim}} = \varepsilon \cdot W_v \cdot \nabla = 0.0377 \cdot 215.73 \cdot 4.187 \cdot (192 - 70) = 4.156, \text{MW}$$

Tab.5

$\dot{m}_f, \text{kg/s}$	215.73	265.73	315.73	335.73	365.73
$Q_{\text{disponim}}, \text{MW}$	4.156	5.117	6.080	6.465	7.0725



Diagrami i V

Nga diagrami shihet se me rritjen e sasisë së ujit në këmbyes rritet edhe sasia e nxehtësisë e cila është në dispozicion.

- f) Ndryshimi i temperaturës mesatare në funksion të ndryshimit të temperaturës së avullit në hyrje dhe zvogëlimit të temperaturës së ujit në hyrje të këmbyesit.

Për vlerat projektues të temperaturës, ndryshimi mesatar i temperaturës është:

$$\Delta t_m = \frac{[(t_{n2} - t_{f2}) - (t_{n1} - t_{f1})]}{\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}}} = \frac{[(t_{n1} - t_{f1}) - (t_{n2} - t_{f2})]}{\ln \frac{t_{n1} - t_{f1}}{t_{n2} - t_{f2}}} = \frac{(192 - 120) - (80 - 70)}{\ln \frac{(192 - 120)}{80 - 70}} = 31.40, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vlerat e tjera të temperaturës së avullit dhe temperaturës mesatare janë treguar në tabelën 6.

Tab.6

$t_{n1}, ^\circ\text{C}$	192	200	220	240	280	300
Δt_m	31.4	33.66	39.130	44.35	54.10	58.81

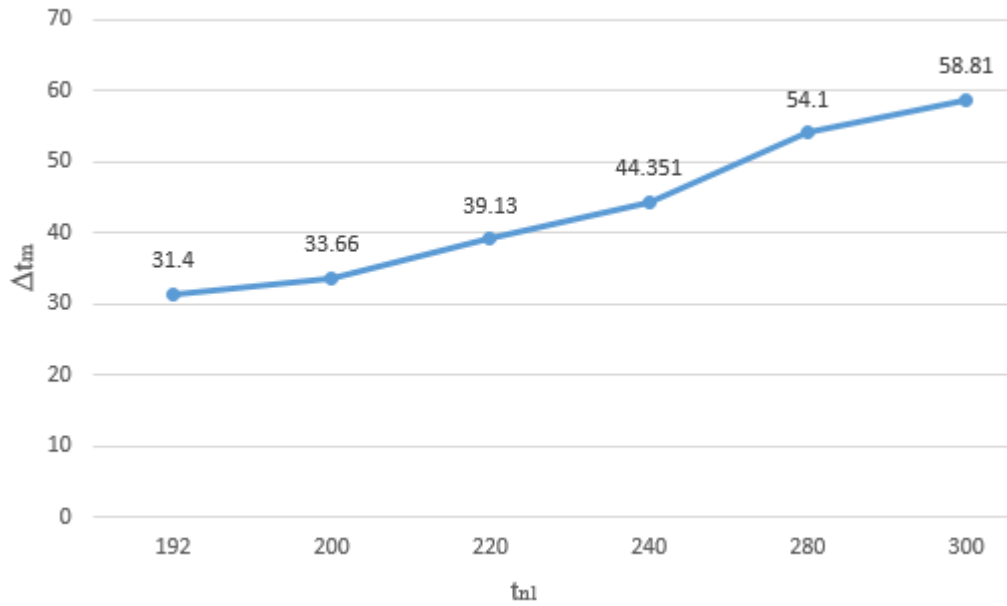
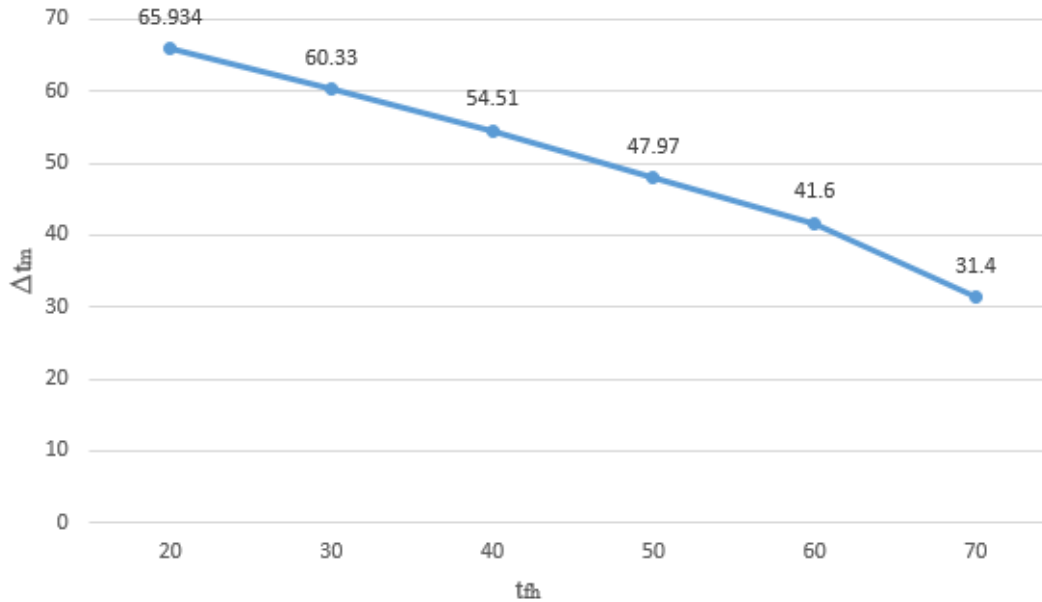


Diagram i VI

Me zvogëlimin e temperaturës së ujit në hyrje të këmbjesit të nxehtësisë si ndryshon temperature mesatare.

Tab.7

$t_{f2}, ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	70
Δt_m	65.934	60.33	54.51	47.97	41.6	31.4



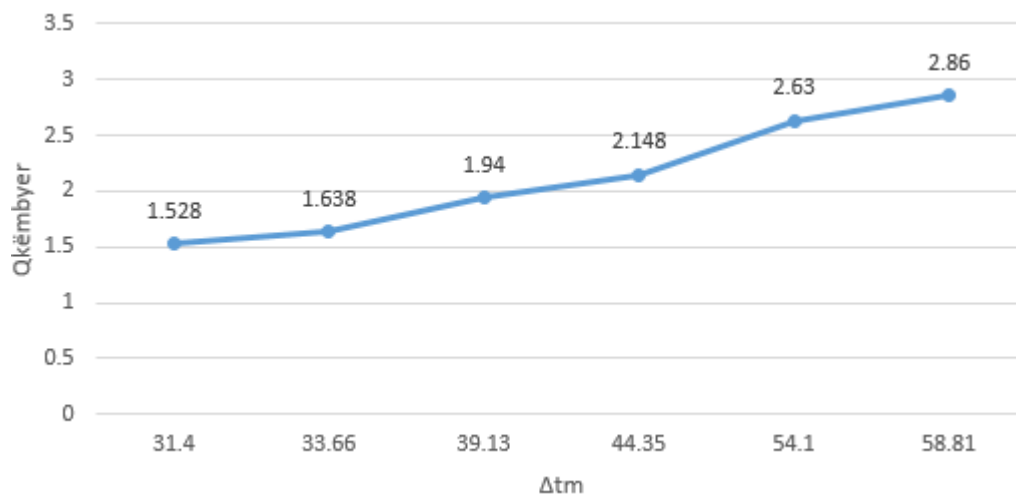
Nga dy diagramet e treguara shihet se me zvogëlimin e temperaturës së fluidit ose ujit deri në temperaturën e ambientit, ndryshimi i temperaturës mesatare është më i lartë, se sa me rritjen e temperaturës së avullit. Dhe duke u bazuar edhe në studimet e mëhershme mbi mundësin e rritjes së rendimentit, gjithmonë është konkluduar së me zvogëlimin e temperaturës në dalje kemi më pak humbe termike dhe shfrytëzim shumë të mirë të energjisë termike, se sa kur rrisim temperaturën në hyrje të ndonjë këmbyesi.

Ndërsa sasia e nxehtësisë e cila këmbehet me dy fluideve kur rrisim temperaturën e avullit dhe kur zvogëlojmë temperaturën e ujit në hyrje.

Për rritjen e temperaturës së avullit deri në vlerën projektuese të cilën e lejon këmbyesi që është 300°C.

Tab.8

$\Delta t_m, ^\circ\text{C}$	31.40	33.66	39.13	44.35	54.10	58.81
$Q_{\text{këmbyer}} \text{ MW}$	1.528	1.638	1.94	2.148	2.63	2.86

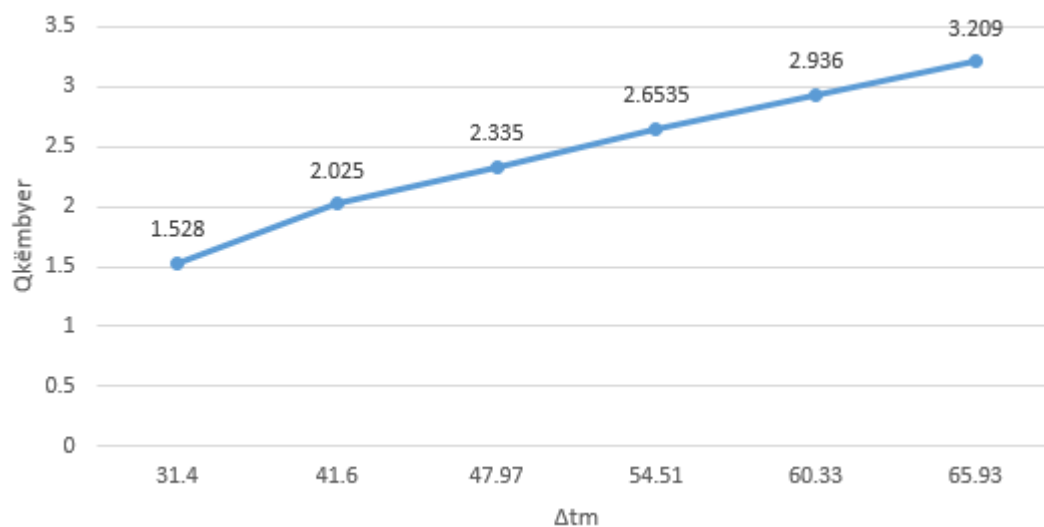


Diagrami i VIII

Dhe për zvogëlim të temperaturës së ujit në hyrje të këmbjesit, analizohet nxehtësia e këmbyer në funksion të temperaturës mesatare.

Tab.9

Δt_m , °C	31.4	41.6	47.97	54.51	60.33	65.934
$Q_{këmbyer}$ MW	1.528	2.055	2.335	2.6535	2.936	3.209



Diagrami i IX

Nga diagramet dhe llogaritjet shihet se me uljen e vetëm 10°C të temperaturës së ujit këmbëjmë më shumë nxehtësi se sa nëse rrisim për 20°C temperaturën e avullit, si dhe në këtë

rast do të kemi më pak humbje termike dhe shfrytëzimi me të mire të nxehtësisë të cilën na jep avulli.

Analizojmë rastin kur kemi temperature maximale të ujit në dalje nga këmbyes dhe temperature minimale të ujit në hyrje të këmbjesit.

$$t_{f2} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ dhe } t_{f1} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Sasia maksimale e nxehtësisë të cilën duhet të merr uji nga avulli është:

$$Q_{ujit} = \dot{m}_{ujit} \cdot cp_{ujit} (t_{f2} - t_{f1}) = 215.73 \cdot 4.187 \cdot (150 - 20) = 117.026, \text{ MW}$$

Nxehtësia maksimale e avullit është:

$$Q_{av} = \dot{m}_{av} \cdot cp_{av} (t_{f2} - t_{f1}) = 28 \cdot 2.040 \cdot (300 - 80) = 12.56 \text{ MW}$$

Ndryshimi maksimal i temperaturës është:

$$\Delta t_m = \frac{[(t_{n2} - t_{f2}) - (t_{n1} - t_{f1})]}{\ln \frac{t_{n2} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}}} = \frac{[(t_{n1} - t_{f1}) - (t_{n2} - t_{f2})]}{\ln \frac{t_{n1} - t_{f1}}{t_{n2} - t_{f2}}} = \frac{(300 - 150) - (80 - 20)}{\ln \frac{(300 - 150)}{80 - 20}} = 98.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Nxehtësia maksimale e këmbyer është:

$$Q_{këmbyer} = k \cdot A \cdot \Delta t_m = 0.69 \cdot 70.55 \cdot 98.22 = 4.7813, \text{ MW}$$

Nxehtësia maksimale e cila është në disponim:

$$Q = \varepsilon \cdot W_v \cdot \nabla = 0.0377 \cdot 215.73 \cdot 4.187 \cdot (300 - 20) = 9.534, \text{ MW}$$

Rendimenti maksimal i këmbjesit:

$$\eta_{maksimale} = \frac{Q_{këmbyer}}{Q_{disponim}} = \frac{4.7513}{9.534} = 0.501 = 50.1\%$$

6.0 Përfundimi

Duke e ditur se zhvillimi i termocentraleve të cilat prodhojnë pos energjisë mekanike edhe energji termik ka bërë që njerëzit të përfitojnë shumë nga ky zhvillim e me këtë edhe ambienti.

Kosova njihet si njëri prej vendeve më të ndotura në rajon, e kjo ndotje vjenë prej shumë faktorëve, por njëri nga faktorët kryesor është Termocentrali pastaj në këtë grup vendosim edhe Termokosin i cili për të prodhuar energji termike ka shfrytëzuar lëndë djegëse të cilësisë jo të lartë. Prandaj duke i pas parasysh nevojat e mëdha për ngrohje dhe këto nevoja Termokosi nuk mund të plotëson vetëm duke përdorur kaldajat të cilat ishin të instaluara, sepse kishte një numër të madh të konsumatorëve termik, të cilët pos që shfrytëzonin ngrohjen e qytetit dhe shpesh here kjo ngrohje e cila ju është ofruar ishte e pamjaftueshme atëherë është bërë edhe shfrytëzimi i ngrohjes individuale duke përdorur pajisje të ngrohjes të cilat shfrytëzonin energjinë elektrike, dhe nga kjo ne humbim një pjesë të madhe të energjisë elektrike. Dhe duke u bazua në këto vështirësi të ngrohjes Termokosi në bashkëpunim me Termocentralin Kosova B ka arritur të fusë në funksionalizim kogjernerimin. Duke përdorur kështu Këmbjesit e nxehtësisë me karkasë dhe tuba të cilët japin nxehtësi 70MW për parametra të projektuar. Por me kogjernerim është shtuar në masë të madhe edhe kërkesat për ngrohje prej konsumatorëve termik, dhe detyrë e këmbjesit të nxehtësisë është të ofroj energji termike sa më të lartë për mbulimin e këtyre kërkesave.

Gjatë hulumtimit dhe analizimit të këmbjesit të nxehtësisë duke mos i ndryshuar parametrat projektues të hyrje së avullit në këmbjes, nxehtësia të cilën e merr uji është 45.17 MW nga njëri këmbjes, por duke u bazuar në kërkesat e larta për kycjen e konsumatorëve të rinj ne rrjetin termik të Termokosit atëherë dhe kërkesat për energji termike të cilat kërkohen që të merren nga KEK-u janë më të larta. Një analizë teorike e cila është bërë në këtë punim, sjell në përfundim se nëse për temperature të njëjtë avullit por me ndryshim të prurjes se avulli i cili rrymon nëpër këmbjes rritet edhe sasia e nxehtësisë të cilën e bartë avulli dhe kjo shihet nga diagrami i I-rë, dhe kemi mundësi të marrjes më të madhe të energjisë termike, por kjo sasi e avullit mund të merret nga turbine deri sa nuk e rrezikon prodhimin e energjisë mekanike në turbine.

Një tjetër mundësi e rritjes së sasisë së energjisë termike është edhe rritja e sasisë së ujit i cili rrymon nëpër tubat e këmbjesit, ku gjatë analizimit dhe llogaritjeve teorike në këtë punim shihet edhe nga diagrami i II-të se sa më shumë sasi të ujit te kemi rriten edhe kërkesat për energji termike, ku për të na dhënë këmbyesi 70 MW energji termike duhet të ketë prurje 335.73 kg/s, për prurje me të mëdha kërkohen rikostrukturimi i tubave të cilët bartin ujin deri tek këmbjes si dhe duhet te kemi parasysh edhe kufirin e lejueshmërisë së sasisë së ujit i cili rrjedhë ne tubat e këmbjesit, por kjo mënyrë e rritjes së sasisë së ujit ka më shumë përfitime se sa rritja e prurjes së avullit.

Me ndryshimin e prurjeve të avullit dhe ujit, pos që kemi anët pozitive në përfitimin energjisë termike, kemi dhe anët negative sepse këto rezultojnë në zvogëlimin e

koeficientit të efikasitetit të këmbjesit dhe numrin e njërive të transformimit, që nënkupton që koha e shfrytëzimit të këtyre këmbjesve do të zvogëlohet.

Një tjetër mundësi e shfrytëzimit sa më të mire të këtyre këmbjesve është edhe mundësia e ndryshimit të temperaturës së avullit dhe ujit. Ku nga kalkulimet e bëra për rritjen e temperaturës së avullit në hyrje të këmbjesit deri në 300 °C ndryshimi i temperaturës mesatare do të rritet deri në 58.81 °C po ashtu me rritjen e temperaturës mesatare gjithashtu është rritur edhe sasia e nxehtësisë e cila është këmbyer nga 1 kg i avullit e cila ka vlerën 2.86 MW, kjo rritje e temperaturës së avullit rezulton edhe me ndryshimin e vendit të marrjes së avullit në turbinë si dhe zvogëlimin e rënies së rendimentit të bllokut, por humbim më pak energji termike në kondensator.

Por me zvogëlimin e temperaturës së ujit në hyrje të këmbjesit të nxehtësisë rritet më shumë ndryshimi mesatar i temperaturës e me këtë rritet edhe sasia e nxehtësisë së këmbyer në mes dy fluideve. Dhe si përfundim nga diagramet shihet se me uljen e vetëm 10 °C të temperaturës së ujit këmbejmë më shumë nxehtësi se sa nëse rrisim temperaturën e avullit për 20 °C, dhe kjo rezulton në zvogëlimin e humbjeve termike dhe shfrytëzimin më të mire të nxehtësisë të cilën na jep avulli. Me rritjen e temperaturës së avullit deri në 300°C dhe zvogëlimin e temperaturës së ujit deri në temperaturën e ambientin 20°C nxehtësinë maksimale të cilën e merr uji është 117.026 MW dhe temperatura e ujit në dalje do të jetë 150°C si dhe nxehtësia e këmbyer në funksion të ndryshimit mesatar të temperaturës që është 98.22°C do të jetë 4.7813 MW.

Si përfundim kjo marrje kaq e lartë e energjisë termike nga njëri bllok i TEC-Kosova B shkakton në masë të madhe zvogëlimin energjisë mekanike që prodhohet sot, që sillet rreth 300MW, dhe kjo hipotezë mund vetëm të testohet dhe mund përfaqësisht të vërtetohet si e saktë, mirëpo mundësit e shfrytëzimit për periudha të gjata nuk janë të mundshme për shkak të nevojave të mëdha për energji elektrike. Kosova mund të i përfitoj 117.026 MW energji termike vetëm atëherë kur nuk rrezikojmë kërkesat për energji elektrike, e kjo mund të arrihet vetëm me ndërtimin e Termocentrali të ri.

7. Nomenklatura:

σ_c – Ngarkesa e lejueshme e shtypjes ose ngjeshjes së tubit, për tubat në pjesën e jashtme të pllakës.
σ_y – Minimumi i ngarkesës që japin materialet e tubit nga temperature projektuese.
r – Rrezja e rrotullimit të tubit.
kl – Gjatësia efektive ekuivalente pa mbështetje të tubit
δt – Trashësia e murit të tubit
E_t – Moduli i elasticitetit të materialit të tubit
d_0 - Diametri i jashtëm i tubit
f_n - Frekuenca natyrore e tubit Hz
C - Forma konstante e dhënë ne tabelën 2.1
l - Gjatësia e hapësirës
E – Moduli elasticitetit
I – Momenti i inercisë
$W = W_t + W_{fb} + M * W_{ff}$, kg/m – Pesha e tubit
W_t - Pesha e tubit të zbrazët
W_{fb} -Pesha e fluidit brenda tubit, $0.00545 \rho_b * d_b^2$
W_{ff} - Pesha e fluidit jashtë tubit, $0.00545 \rho_j * d_j^2$
M - Shtimi i koeficientit të masës
ρ - Densiteti i fluidit, kg/m^3
d - Diametri i tubit
b - Brendshëm dhe j - jashtëm
f_{np} - Frekuenca natyrore e tubit në kushtet e ngarkesës
P - Forca aksiale, N
$f_{nu} - f_{nu}$ - Frekuenca natyrore e U-tubave.
C_u - Mënyra konstante e U-tubave.
R - Rrezja e kthesës ose lakesës së tubave.
$g, m/s^2$ – Nxitimi gravitacional.
q - Nxehtësia e cila këmbehet, kJ/s
k - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë ndërmjet dy fluideve të cilat këmbejnë nxehtësi, W/m^2K .
$\Delta t_m, ^\circ C$ - Ndryshimi mesatar i temperaturës ndërmjet dy fluideve të cilat këmbejnë nxehtësi në.
m_n, m_f – Prurjet e fluidit të ngrohët dhe fluidit të ftohët në kg/s .

c_n, c_f - Nxehtësia specifike e prurjeve të fluidit të ngrohët dhe të ftohët në kJ/kgK .
t_n, t_f - Temperatura e fluidit të ngrohët dhe fluidit të ftohët në $^{\circ}C$.
F, A, m^2 -Sipërfaqja e këmbyesit.
t_{n1}, t_{n2} -Temperatura e fluidit të ngrohët në hyrje dhe në dalje nga këmbyesi.
t_{f1}, t_{f2} -Temperatura e fluidit të ftohët në hyrje dhe në dalje nga këmbyesi.
L, m -Gjatësia e tubit.
t_{kn} - Temperatura kalorike e fluidit të ngrohët $^{\circ}C$.
t_{nd} - Temperatura e fluidit në dalje $^{\circ}C$.
t_{nh} - Temperatura e fluidit në hyrje $^{\circ}C$.
t_{kf} - Temperatura kalorike e fluidit të ftohët $^{\circ}C$.
t_{fh} - Temperatura e fluidit të ftohët në hyrje $^{\circ}C$.
t_{fd} - Temperatura e fluidit të ftohët në dalje $^{\circ}C$.
F_c - Faktori kalorik korrigjues.
t_m - Temperatura e murit.
h_{nh} - Koeficienti i brendshëm i tubit duke përdorur temperaturën e jashtme të sipërfaqes.
h_j - Koeficienti i jashtëm i tubit duke përdor temperaturën e jashtme e sipërfaqes.
α_b - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e brendshme e tubit.
δ_{shb} - Trashësia e depozitave ose shtresa brenda tubit.
λ_{shb} - Koeficienti i përçjellshmërisë termike të shtresës në brendi të tubit, $\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$.
δ_m - Trashësia e murit.
λ_m - Koeficienti i përçjellshmërisë termike të murit.
α_j - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e jashtme e tubit.
δ_{shj} - Trashësia e depozitave ose shtresa jashtë tubit.
λ_{shj} - Koeficienti i përçjellshmërisë termike të shtresës jashtë tubit, $\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$.
Δt_1 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së brendshme kufitare turbulente (rrjedhje turbulente)
Δt_2 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së brendshme kufitare laminare (rrjedhje laminare)
Δt_3 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës ndotëse në brendi të tubit
Δt_4 - Rënia e temperaturës nëpërmjet murit të tubit
Δt_5 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së jashtme ndotëse

Δt_6 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së jashtme kufitare laminare (rrjedhje laminare)
Δt_7 - Rënia e temperaturës nëpërmjet shtresës së brendshme kufitare turbulente (rrjedhje turbulente)
Nu - Numri i Nuseltit, $Nu = \frac{h \times D}{k}$
h - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë.
k - Përçueshmëria termike e fluidit.
Re - Numri i Reynoldsit.
Pr - Numri i Prandlit.
L - Gjatësia totale e tubit.
D - Diametri i brendshëm i tubit.
μ - Viskoziteti i fluidit në temperature të lartë.
μ_m - Viskoziteti i fluidit në mure.
Δp_f -Rënia e presionit të fluidit rrymues nga ana e brendshme e tubave.
N_f -Numri i tubave.
$w, m/s$ -Shpejtësia e rrymimit të fluidit.
f -Koeficienti i fërkimit.
d_e -Diametri ekuivalent.
A_s -Sipërfaqja e Karkasës.
C - Distanca më e vogël ndërmjet tubave.
B - Distanca e kalimit.
Db - Diametri i brendshëm i karkasës.
CTP - Merr vlerën varësisht sa kalime ka fluidi nëpër karkasë.
Δp_s – Rënia e presionit nga ana e jashtme e tubave
N_b -Numri i kalimeve
$Q_{këmbyer}, W$ - Nxehtësia e këmbyer në mes dy fluideve.
$Q_{disponim}$ - Nxehtësia e cila është në dispozicion.
η – Rendimenti i këmbjesit të nxehtësisë.
ε – Koeficienti i efikasitetit.
NTU -Numri i njëjësive të transformimit.
Wv - Kapaciteti termik i fluidit të ftohët.
$\nabla = t_{n1} - t_{f1}$ - Diferenca maksimale e temperaturës ndërmjet nxehtësi-dhënësit dhe nxehtësi-marrësit në këmbyesin e nxehtësisë në këmbyesin e nxehtësisë.
Δt - Ndryshimi mesatarë i temperaturës ndërmjet nxehtësi-dhënësit dhe nxehtësi-marrësit, °C

δt - Rënia ose rritja e temperaturës në këmbes të nxehtësisë °C,

LITERATURA E SHQYRTUAR

- [1] **Fejzullah Krasniqi:** *Termofikimi dhe Rrjetat Termike, ASHAK , Prishtinë 2010*
- [2] **I.Demneri, A.Shtjefni, R.Karapici:***Termoteknika , UPT,Tiranë 2007*
- [3] **F.Krasniqi, A.Muriqi:** *Përmbledhje detyrash nga termodinamika, UP,FIM,,Prishtinë 1995*
- [4] **R.Selimaj:***Makina Termike, Publikuar nga WUS-Austria dhe Rektorati i UP-së,Prishtinë, 2010*
- [5] **Shell-and-Tube Heat Exchangers for General,** *American Petroleum Institute Fifth Edition, Washington D.C, 1993*
- [6] **A.Keith Escoe:** *Shell-and-Tube Heat Exchangers Rotating Equipment, Bins, Silos, Stacks, Gulf Publishing Company, Houston, London, Paris, Tokyo, 1986*
- [7] **HoSung Lee :** *Thermal Design Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells, JOHN WILEY & SONS, INC, Published simultaneously in Canada New Jersey 2010*
- [8] **J.P.Gupta:** *Working with heat exchanger: Question and answer, Hemisphere Publishing Corporation, A member of the Taylor and Francis Group, Library of Congress Cataloging in Publication Data, 1986*
- [9] **James H. Milton, CEng, FIMarE, MNECIES:** *Marine Steam Boilers***James H. Milton, CEng, FIMarE, MNECIES** *Formerly Senior Principal Surveyor, Lloyd's Register of Shipping and* **Roy M. Leach, CEng, MIMechE, FIMarE** *nSenior Principal Surveyor, Lloyd's Register of Shipping. United Kingdom, Butterworth & Co (Publishers) Ltd London, 88 Kingsway, WC2B 6AB, 1980*
- [10] **R. K. Shah* and D. R Sekulib:** *HEAT EXCHANGERS, University of Kentucky, 2003*
- [11] **TEMA Type Heat Exchangers:** *Industrial Heat Exchangers, www.deltathx.com*
- [12] **Nxemja e qytetit - KEK-Termokos,** *për Këmbyesin e Nxehtësisë, Prishtinë, 2014*
- [13] **Msc. Drilon Meha :** *Tema e Diplomes Mastër,UP,FIM,2016*
- [14] **TFD- HEI 13-SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER .Shellandtube.pdf**
- [15] **HEAT EXCHANGERS-1.***Prabal Talukdar Associate Professor Department of Mechanical Engineering IIT Delhi*
- [16] **Interdiction to heat exchanger, Transport phenomenon,** 15.09.2015,
<http://www.slideshare.net/>
- [17] **The Steam and Condensate Loop Book,** *UK 2011*

- [18] **Heating liquids with steam “U” tube, Canada 1995**
- [19] **THERMAL EQUIPMENTS, Manufacturer Of Heat Exchanger and Blower, Odhav,2003**
- [20] [http://www.slideshare.net/savasadiya55/heat-exchangers-52902228,](http://www.slideshare.net/savasadiya55/heat-exchangers-52902228)
- [21] <http://pointing.spiraxsarco.com>
- [22] <http://www.ansonindustry.com/pressure-vessel/u-tube-heat-exchanger.html>
- [23] [http://apkthermal.com/standard-xchange/standard-shell-and-tube/,](http://apkthermal.com/standard-xchange/standard-shell-and-tube/)
- [24] <http://www.slideshare.net/savasadiya55/heat-exchangers-52902228>
- [25] <http://www.heavysteelforging.com/supplier-88489-heat-exchanger-tube-sheet>