

# PUNIM DIPLOME

*“Analiza hidrodinamike dhe termike e rrjetit termik të qytetit të Prishtinës dhe mënyrat e kyçjes së konsumatorëve termik në këtë rrjet”*

**MASTER I SHKENCËS NË DEPARTAMENTIN E TERMOTEKNIKËS DHE  
TERMOENERGJETIKËS**

nga

**DRILON MEHA**



**UNIVERSITETI I PRISHTINËS “HASAN PRISHTINA”**

**FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE**

**DEPARTAMENTI I TERMOTEKNIKËS DHE TERMOENERGJETIKËS**

**Prishtinë, 2016**

**“ANALIZA HIDRODINAMIKE DHE TERMIKE E RRJETIT TERMIK TË QYTETIT  
TË PRISHTINËS DHE MËNYRAT E KYÇJES SË KONSUMATORËVE TERMIK NË  
KËTË RRJET”**

**Tema e prezantuar**

nga

**DRILON MEHA**

pranë

Departamentit të Termoteknikës dhe Termoenergjetikës

në plotësimin e pjeshëm të obligimeve për të fituar titullin:

Master i Shkencës në Departamentin e Termoteknikës dhe Termoenergjetikës



**UNIVERSITETI I PRISHTINËS “HASAN PRISHTINA”**

**FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE**

**Prishtinë**

**Mentori:**

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

**Kandidati:**

**Drilon Meha**

**“HYDRODYNAMIC ANALYSIS AND THERMAL HEATING NETWORK FOR CITY  
OF PRISHTINA AND METHODS OF CONSUMER LOCK HEATING IN THIS  
NETWORK”**

Themes presented

from

**DRILON MEHA**

near

Department of Thermotechnics and Thermoenergetics

in partial fulfillment of the obligation to win the title:

Master of Science in the Department of Thermotechnics and Thermoenergetics



**UNIVERSITY OF PRISHTINA "HASAN PRISHTINA"**  
**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**Prishtina**

**Mentor:**

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

**Student:**

**Drilon Meha**

*FALENDERIMI*

*Së pari, falenderoj Zotin që më mundësoj t'i përfundoj me sukses studimet e mia pasuniversitare, pastaj Mentorin tim Akademik Prof. Dr. Dr. h.c. Fejzullah Krasniqi, i cili ishte i gatshëm të më ndihmoj në çdo rast dhe në çdo kohë dhe, të cilin i jam shumë mirënjohës që me vërejtjet dhe sygjerimet e tij, ka ndikuar në cilësinë e këtij punimi. Poashtu, falenderoj Anëtarët e Komisionit: Prof. Asoc. Dr. Xhevat Berisha dhe Prof. Asoc. Dr. Naser Sahiti, të cilët me përkrahjen dhe sygjerimet e tyre ndikuan që punimi i Magjistraturës të jetë i tillë.*

*Falenderoj prindërit e mi për përkrahjen morale dhe financiare gjatë studimeve, gjithashtu falenderoj familjen time, shokët, shoqet, kolegët dhe të gjitha ata, të cilët në mënyrë direkte dhe indirekte kanë ndikuar në hartimin e këtij punimi.*

*Drilon N. Meha*

**PËRMBAJTJA:**.....(5)

➤ **NOMENKLATURA;**.....(8)

➤ **HYRJE;**.....(14)

**1.0. EKUACIONET THEMELORE TË DINAMIKËS SË FLUIDEVE;**

1.1. Ekuacioni i ruajtjes së masës, kontinuitetit,.....(16)

1.2. Ekuacioni i Bernulit për fluidet e pashtypshme,.....(18)

1.3. Ekuacioni i Bernulit për fluidet e shtypshme,.....(18)

1.4. Ligji i dytë i Njutonit,.....(19)

1.5. Ekuacioni diferencial i momentit linear të lëvizjes (sasisë së lëvizjes),.....(20)

1.6. Ligji i ruajtjes së energjisë,.....(20)

1.7. Ekuacioni termodinamik i gjendjes – Klajperonit,.....(21)

1.8. Ekuacionet diferenciale të lëvizjes së Eulerit,.....(21)

1.9. Ekuacionet diferenciale të Navier Stoksit,.....(23)

1.10. Ligji i Njutonit për viskozitetin,.....(24)

1.11. Ligjet themelore të hidrodinamikës,.....(24)

1.11.1. Ligji i parë i hidrodinamikës,.....(24)

1.11.2. Ligji i dytë i hidrodinamikës.....(24)

1.12. Ligji i Furies për konduksionin,.....(25)

1.13. Vëllimi kufitar,.....(26)

**2.0. ANALIZA E HUMBJEVE TË ENERGJISË GJATË RRYMIMIT TË FLUIDIT**

2.1. Përcaktimi i regjimit gjatë rrymimit të fluidit nëpër gypa,.....(27)

2.2. Përcaktimi i humbjeve gjatësore të presionit nëpër gypa,.....(28)

2.3. Shprehjet për përcaktimin e koeficientit të fërkimit  $f$ ,.....(29)

2.4. Përcaktimi i humbjeve lokale të presionit,.....(30)

2.5. Shpejtësia e përhapjes së ç'rregullimeve të presionit në rrjet,.....(31)

2.6. Humbjet e energjisë termike gjatë rrymimit të fluidit nëpër gypa,.....(34)

2.7. Numrat jodimensional,.....(37)

### **3.0. NËNSTACIONET TERMIKE**

- 3.1. Roli dhe rëndësia e nënstacionit termik,.....(38)
- 3.2. Nënstacionet termike me këmbyes të nxehtësisë,.....(41)
  - 3.2.1. Analiza e koeficientit të këmbyesit të nxehtësisë për rrymim paralel.....(42)
  - 3.2.2. Analiza e koeficientit të këmbyesit të nxehtësisë (rekuperatorit) për rrymim të kundërt,.....(45)
- 3.3. Këmbyesit e nxehtësisë (shell and tube),.....(49)
- 3.4. Mënyra e kalkulimit të këmbyesit të nxehtësisë (shell and tube),.....(51)
  - 3.4.1. Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e jashtme e tubave,.....(51)
  - 3.4.2. Rënia e presionit nga ana e jashtme e tubave,.....(52)
  - 3.4.3. Rënia e presionit nga ana e brendshme e tubave,.....(53)
- 3.5. Nënstacionet termike ezhektorike,.....(54)
  - 3.5.1. Analiza hidrodinamike e ezhektorit,.....(56)
- 3.6. Pompat dhe lidhja e tyre në rrjetin termik,.....(60)
  - 3.6.1. Lidhja paralele e pompave në rrjetin termik,.....(60)
  - 3.6.2. Lidhja serike e pompave në rrjetin termik,.....(60)

### **4.0. KYÇJA E KONSUMATORËVE NË RRJETIN TERMIK**

- 4.1. Roli dhe rëndësia e kyçjes së konsumatorëve në rrjetin e ngrohjes,.....(32)
  - 4.1.1. Kyçja e konsumatorëve termik në rrjetin termik me ezhektor.....(66)
  - 4.1.2. Matja e sasisë së nxehtësisë,.....(67)
  - 4.1.3. Leximi Automatik i matjes,.....(68)

### **5.0. MODELIMI I EZHEKTORIT DHE KALKULIMI I KËMBYESIT TË NXEHTËSISË ME RRYMIM TË KUNDËRT**

- 5.1. Modelimi hidraulik dhe termik i ezhektorit,.....(69)
  - 5.1.1. Dimensionet e ezhektorit.....(69)
  - 5.1.2. Modelimi i vendosjes së tubave në këmbyesit e nxehtësisë (Karkasa dhe Tubat):.....(77)
- 5.2. Analiza e efikasitetit dhe e nxehtësisë së transmetuar në këmbyesit e nxehtësisë për kushte projektuese dhe variabile të punës në ndërmarrjen “TERMOKOS”.(84)

**6.0. DIAGRAMI PJEZOMETRIK DHE KYÇJA E KONSUMATORËVE NË RRJETIN TERMIK - PRISHTINË**

6.1. Diagrami pjezometrik,.....	(95)
6.2. Ngrohitorja e qytetit “Termokos”,.....	(96)
6.3. Rrjeti i shpërndarjes së energjisë termike në Prishtinë,.....	(99)
6.4. Harta e shpërndarjes së rrjetës termike në qendrën - Bregu i Diellit.....	(116)
6.5. Këmbyesit e nxehtësisë, të cilët janë të instaluar në qytetin e Prishtinës,.....	(117)
6.5.1. Këmbyesit e nxehtësisë të përbërë nga Karkasa dhe tubat.....	(118)

**7.0. PËRFUNDIMI DHE REKOMANDIMET.....(119)**

**8.0. LITERATURA.....(122)**

## I. NOMENKLATURA

$(w_x, w_y, w_z), m/s$  - Komponentët e shpejtësive në drejtim të boshteve koordinative (x,y,z),

$p, \frac{N}{m^2}$  - Presioni i fluidit;

$\rho, kg/m^3$  - Densiteti i fluidit;

$\tau, s$  - Koha;

$\mu, kg/m \cdot s$  - Viskoziteti dinamik i fluidit;

$\lambda, \frac{W}{m K}$  - Koeficienti i përçjellshmërisë termike nëpër gyp;

$c_p, kJ/kg \cdot K$  - Nxehtësia specifike e fluidit;

$dM, kg$  - Diferenciali i masës;

$d\tau, s$  - Diferenciali i kohës;

VK - Vëllimi kufitar;

SK - Sipërfaqja kufitare;

V,  $m^3$  - Vëllimi i fluidit;

$\hat{n}, \frac{1}{m^2 \cdot s}$  - Operatori, i cili tregon se për një sasi të caktuar të fluidit, e cila kalon në një sipërfaqe kufitare në  $m^2$  brenda njësisë kohore 1s ;

A,  $m^2$  - Sipërfaqja;

$\delta x, \delta y, \delta z, m$  - Shtesat e komponentëve të distancave të fluidit;

$\dot{m}_n, kg/s$  - Prurja masore e fluidit në hyrje;

$\dot{m}_d, kg/s$  - Prurja masore e fluidit në dalje;



$\theta$  - Këndi ndërmjet operatorit  $\hat{n}$  dhe shpejtësisë  $w$ ;

$\dot{V}$ ,  $m^3 / s$  - Prurja vëllimore;

$w$ ,  $m / s$  - Shpejtësia e lëvizjes së fluidit;

$\gamma$ ,  $N / m^3$  - Pesha specifike e fluidit;

$z$ ,  $m$  - Lartësia nga niveli i referimit;

$R$ ,  $J / m K$  - Konstanta individuale e fluidit;

$t$ ,  $^{\circ}C$  - Temperatura e fluidit;

$T$ ,  $K$  - Temperatura e fluidit;

$\kappa$  - Raporti i nxehtësive specifike;

$\vec{F}$ ,  $N$  - Forca determinuese e lëvizjes;

$\vec{a}$ ,  $m / s^2$  - Nxitmi i fluidit;

$m$ ,  $kg$  - Masa e fluidit;

$e$ ,  $J / kg$  - Energjia totale në njësi të masës;

$u$ ,  $J / kg$  - Energjia e brendshme;

$\dot{Q}_h$ ,  $W$  - Fuqia e nxehtësisë në hyrje;

$\dot{Q}_d$ ,  $W$  - Fuqia e nxehtësisë në dalje;

$P_h$ ,  $W$  - Fuqia mekanike në dalje;

$P_d$ ,  $W$  - Fuqia mekanike në dalje;

$v$ ,  $m^3 / kg$  - Vëllimi specifik i fluidit;

$\vec{R}_f, N$  - Rezultanta e forcave determinuese të lëvizjes;

$F_m, N/kg$  - Forca vëllimore në njësi të masës;

$\Delta$  - Operatori i Laplastit;

$\tau, 1/s$  - Koeficienti i viskozitetit dinamik;

$w, m/s$  - Shpejtësia e lëvizjes së fluidit;

$R_e$  - Numri i Reynoldsit;

$\Delta p_f, N/m^2$  - Rënia e presionit për shkak të rezistencave të fërkimit;

$\varepsilon_i, m$  - Ashpërsia e mureve të gypit;

$l, m$  - Gjatësia e gypit;

$d, m$  - Diametri i gypit;

$w_0, m/s$  - Shpejtësia e mbartësit të nxehtësisë në kushte fizike normale;

$\rho_0, kg/m_n^3$  - Densiteti i mbartësit të nxehtësisë në kushte fizike të normuara;

$f$  - Koeficienti i fërkimit ndërmjet mureve të tubit dhe fluidit rrymues;

$\Delta p_l, N/m^2$  - Rënia e presionit për shkak të rezistencave lokale;

$k_l$  - Koeficienti i humbjeve lokale;

$w_g, m/s$  - Shpejtësia e përhapjes së goditjes hidraulike;

$c_z = \sqrt{\frac{E_l}{\rho}}, m/s$  - Shpejtësia e përhapjes së zërit në mjedis të lëngët;

$\tau_g, s$  - Koha e përhapjes së ç'rregullimeve të presionit;

$w_B, m/s$  - Shpejtësia e manovrimit (mbylljes së valvolës);

$E_l, N/m^2$  - Moduli i elasticitetit të lëngut;

$E_m, N/m^2$  - Moduli i elasticitetit të materialit;

$\delta, m$  - Trashësia e gypit;

$t_{m1}, ^\circ C$  - Temperatura në sipërfaqen e brendshme të gypit;

$t_{m2}, ^\circ C$  - Temperatura në sipërfaqen e jashtme të gypit;

$t_f, ^\circ C$  - Temperatura e fluidit që rrymon nëpër gyp;

$d_b, m$  - Diametri i brendshëm i gypit.

$\alpha_b, \frac{W}{m^2 K}$  - Koeficienti i konveksionit nga ana e brendshme e gypit;

$\alpha_j, \frac{W}{m^2 K}$  - Koeficienti i konveksionit nga ana e jashtme e gypit;

$\mu_m, kg/m \cdot s$  - Viskoziteti i fluidit në muret e gypit;

$\Delta t_m, ^\circ C$  - Diferenca mesatare temperaturike;

$\beta, 1/K$  - Koeficienti i zgjerimit të fluidit për shkak të ndryshimit të temperaturës;

$C, kJ/kg \cdot K$  - Nxehtësia specifike e fluidit;

$Nu$  - Numri i Nuseltit;

$\dot{Q}_{konv}, W$  - Fuqia e nxehtësisë së transmetuar me konveksion;

$\dot{Q}_{kond}, W$  - Fuqia e nxehtësisë së transmetuar me konduksion;

$d_h, m$  - Diametri hidraulik;

$k, \frac{W}{m^2 K}$  - Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë;

$\varepsilon_f$  - Efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë nga ana e fluidit të ftohtë;

$\Delta t_f, K$  - Ndryshimi i temperaturës nga ana e fluidit të ftohtë;

$\Delta t_{\max}, K$  - Ndryshimi maksimal i temperaturës në këmbyes;

$\eta_o$  - Shkalla e efikasitetit të mureve të gypit;

$t_n, t_f, ^\circ C$  - Temperatura e fluidit të ngrohtë dhe të ftohtë;

$\varepsilon_n$ , Efikasiteti i këmbyesit të nxehtësisë nga ana e fluidit të ngrohtë;

$\dot{m}_n, kg/s$  - Prurja masore e fluidit të ngrohtë;

$\dot{m}_f, kg/s$  - Prurja masore e fluidit të ftohtë;

$c_n, kJ/kg \cdot K$  - Nxehtësia specifike e fluidit të ngrohtë;

$c_f, kJ/kg \cdot K$  - Nxehtësia specifike e fluidit të ftohtë;

$d_e, m$  - Diametri hidraulik - ekuivalent;

$C, m$  - Distanca më e vogël ndërmjet tubave;

$B, m$  - Distanca e kalimit;

$D_b, m$  - Diametri i brendshëm i karkasës;

$N_b = (L/B) - 1$  - Numri i kalimeve;

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

$N_t$  - Numri i përgjithshëm i gypave;

$\dot{m}_r, \dot{m}_n, \frac{kg}{s}$  - Prurja e ujit në rrjetin e dërgimit dhe të kthimit;

$w_{r1}, w_{n2}, w_3, \frac{m}{s}$  - Shpejtësia e ujit në dalje të dizës, shpejtësia e ujit nëpër gypin e injektuar gp dhe shpejtësia e ujit të përzier nëpër dhomën e përzierjes;

$f_r, f_3, m^2$  - Sipërfaqja e seksionit tërthor të prurjes së ujit të injektuar në dhomën e përzierjes.

$p_{r1}, p_{n2}, p_3$  - Presioni i ujit pas dizës, presioni i ujit, i cili injektohet i matur në seksionin (2-2) dhe presioni i ujit të përzier në seksionin (3-3).

$v_r, v_n, v_s, \frac{m^3}{kg}$  - Vëllimi specifik i ujit furnizues në dizë, vëllimi specifik i ujit që injektohet dhe vëllimi specifik i ujit në dalje nga difuzori.

$\varphi_1$  - Koeficienti i shpejtësisë në dizën e ezhektorit;

$\varphi_2$  - Koeficienti i shpejtësisë në dhomën e përzierjes;

$\varphi_3$  - Koeficienti i shpejtësisë në difuzor;

$\varphi_4$  - Koeficienti i shpejtësisë në gypin e injektimit;

$(p_s - p_n) = \Delta p_s$  - Ndryshimi i presionit, të cilin e krijon ezhektori;

$(p_r - p_n) = \Delta p_r$  - Ndryshimi i presionit ndërmjet presionit në dizë dhe në gypin për injektimin e ujit.

## II. HYRJE

*Ky punim, vjen si rezultat i mosshpërndarjes së mirë të energjisë termike në qytetin e Prishtinës, për arsye të tejdimensionimeve të këmbyesve të nxehtësisë të vendosur në nënstacione termike si dhe mundësinë e identifikimit të shfytëzimit sa më eficient të energjisë termike. Me anë të këtij punimi janë identifikuar mundësitë e ndryshimit të dimensioneve të gypave, për arsye se gypat ekzistues kanë diametër të vogël dhe nëpër ta rrymon sasi shumë e madhe e ujit, prandaj duhet ridimensionuar pjesërisht rrjetin. Kjo, ka ndodhur si rezultat i kyçjeve të reja në rrjetën aktuale të shpërndarjes së energjisë termike, të cilat kanë shkaktuar tejkalim të shpejtësisë mbi normat e lejuara. Gjithashtu, në vijim janë prezantuar kalkulimet e këmbyesve të nxehtësisë, si dhe modelimet e mënyrave të vendosjes së gypave në këmbyes, modeli i ezhektorit etj.*

*Ky punim është i ndarë në gjashtë Kapituj:*

*Në Kapitullin e parë, janë dhënë shprehjet themelore analitike të dinamikës së fluideve, si: ligji i ruajtjes së masës (kontinuitetit), ekuacioni i Bernulit për fluidet e shtypshme dhe të pashtypshme, ekuacioni diferencial i sasisë së lëvizjes, ligji i dytë i Njutonit, ekuacionet e Eulerit për lëvizjen e fluidit, ekuacionet e Navier Stokes-it, ligji i Furierit për konduksionin, ligjet themelore të hidrodinamikës, ligji i ruajtjes së energjisë, ekuacioni termodinamik i gjendjes, mbi bazën e të cilave ekuacione është hartuar ky punim.*

*Në Kapitullin e dytë, janë dhënë shprehjet analitike për kalkulimin e humbjeve të energjisë hidraulike dhe termike. Janë dhënë ekuacionet për kalkulimin e humbjeve gjatësore dhe lokale të presionit, shprehjet analitike për transmetimin e nxehtësisë, si dhe shprehjet empirike të dhëna nga autorë të ndryshëm për përcaktimin e koeficientit të fërkimit ndërmjet gypit dhe fluidit rrymues. Kurse, në fund të këtij Kapitulli janë dhënë disa shprehje analitike për përcaktimin e koeficientit të konveksionit nga ana e brendshme dhe ana e jashtme e gypit.*

*Në Kapitullin e tretë, janë dhënë shprehjet analitike për kalkulimin e efikasitetit të këmbyesve të nxehtësisë me rrymim paralel dhe të kundërt, si dhe shprehjet analitike për përcaktimin e karakteristikës hidraulike të ezhektorit. Për këmbyesit e nxehtësisë (karkasa dhe tubat) janë dhënë shprehjet analitike për përcaktimin e humbjeve të energjisë së presionit nga ana e brendshme dhe nga ana e jashtme e gypit për forma të vendosjes paralele dhe diagonale të gypave në këmbyes.*

*Në Kapitullin e katërt, janë treguar mënyrat më të shpeshta të kyçjes së konsumatorëve në rrjetin termik në nënstacione termike: këmbyes të nxehtësisë dhe ezhektor.*

*Në kapitullin e pestë, janë prezantuar: modelimi i ezhektorit, modelimi i mënyrave të vendosjes së gypave në këmbyes të nxehtësisë sipas renditjes paralele dhe asaj diagonale (këtë modelime janë bërë me anë të programeve Gambit dhe Fluent) dhe në fund janë dhënë edhe tabelat e kalkulimeve të këmbyesëve të nxehtësisë pllakorë me medime punuese ujë-ujë, për rrymim të kundërt i analizuar në ndërmarrjen “Termokos” në qytetin e Prishtinës, të cilat janë përpunuar me anë të programeve Microsoft Excel dhe Mathcad.*

*Në Kapitullin e gjashtë, është prezantuar ndërtimi i diagramit pjezometrik, janë prezantuar kalkulimet hidraulike të rrjetit të qytetit të Prishtinës në lagjen Bregu i Diellit dhe lagjen e Spitaleve me anë të programit Microsoft Excel, mundi disponues për secilin konsumatorë të kyçur në këtë rrjet, të dhënat për nënstacionet termike, fuqinë disponuese, kalkulimet e humbjeve gjatësore, lokale, kalkulimet e shpejtësisë së rrymimit të ujit nëpër sektorë, të cilat janë prezantuar në tabelë dhe diagram për lagjen e Bregut të Diellit dhe lagjen e Spitaleve dhe gjithashtu është ndërtuar diagrami pjezometrik për gypin magjstral, i cili furnizon me energji termike lagjen e Spitaleve dhe lagjen e Bregut të Diellit etj.*

# Kapitulli I

## 1. EKUACIONET THEMELORE TË DINAMIKËS SË FLUIDEVE

Për përshkrimin e rrjedhjes së fluidit duhet njohur: vektorët e shpejtësisë dhe vetitë termodinamike, si: presionin, densitetin dhe temperaturën në secilin vend në fushën e rrymimit. Këta gjashtë parametra ( $w_x, w_y, w_z, p, \rho, \tau$ ), tre komponentet e shpejtësisë në drejtim të akseve koordinative  $x, y, z$  dhe tre parametrat termodinamik duhet të bëhen të njohur për përshkrimin e rrjedhjes. Kjo, mund të bëhet e mundur duke aplikuar ekuacionet e konservimit të: masës, momentit, energjisë, si dhe ekuacionin e gjendjes (Klajperonit), i cili lidhë ndryshoret termodinamike ndërmjet vete. Me ndryshimin e parametrave të pavarur, si temperatura dhe presioni ndryshojnë variablat e varura si: viskoziteti dinamik  $\mu$ , përçueshmëria termike  $\lambda$  si dhe nxehtësia specifike  $c_p$ . Lëngjet, mund të konsiderohen si të pashtypshme nëse densiteti i tyre qëndron konstant. Ky supozim vlenë gjithashtu edhe për gazrat, nëse shpejtësia e rrymimit të tyre është e ulët. Ligjet e ruajtjes janë paraqitur në formë të ekuacioneve diferenciale parciale, zgjidhja e të cilave kërkon njohjen e kushteve kufitare dhe fillestare. Ekuacionet e mëposhtme janë të inkorporuara në çdo program kompjutetik me anë të të cilit përshkruhet lëvizja e fluidit, gjegjësisht në programin **Fluent** të shfrytëzuar për nevojat e punimit aktual.

### 1.1. EKUACIONI I RUAJTJES SË MASËS, KONTINUITETIT

Ekuacioni i ruajtjes së masës vlenë, atëherë kur masa e një fluidi qëndron konstante gjatë rrymimit të saj nëpër vëllimin kufitar, gjegjësisht në fushën e rrymimit. Ky ekuacion shprehet me anë të barazimit:

$$\frac{dM}{d\tau} = 0 \quad 1.1$$

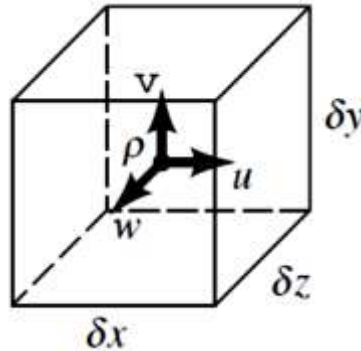
Ligji mbi ruajtjen e masës në vëllimin kufitar mund të shkruhet si:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_{VK} \rho \cdot dV + \int_{SK} \rho \cdot V \cdot \hat{n} \cdot dA = 0 \quad 1.2$$

ekuacioni (1.1) njihet si **ekuacioni i kontinuitetit**, i cili aplikohet në vëllimin kufitar, duke u përkufizuar nga sipërfaqja kufitare SK. Integrali i parë në barazimin (1.2) në anën e majtë të



ekuacionit tregon shkallën e ndryshimit të masës në njësi të kohës në vëllimin kufitar dhe integrali në anën e djathtë tregon shkallën neto të masës, e cila ka kaluar nëpër sipërfaqen kufitare në njësi të kohës.



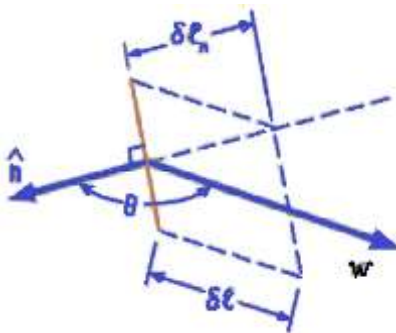
**Figura 1.1.** Pika materiale e fluidit, e cila qëndron në një njësiri kubike në hapësirë.

Forma diferenciale e ekuacionit të ruajtjes së masës për këtë rast merr formën:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_{VK} \rho \cdot dV \approx \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \delta x \cdot \delta y \cdot \delta z \quad 1.3$$

Kurse, sasia e fluidit, e cila ka kaluar nëpër sipërfaqen kufitare kalkulohet si ndryshim i sasisë në dalje kundrejt asaj në hyrje:

$$\int_{SK} \rho V \cdot \hat{n} \cdot dA = \sum \dot{m}_d - \sum \dot{m}_h \quad 1.4$$



**Figura 1.2.** Operatori  $\hat{n}$  në  $\frac{1}{m^2} \cdot s$  i cili tregon se për një sasi të caktuar të fluidit, e cila kalon në një sipërfaqe kufitare në  $m^2$  brenda njësisë kohore  $1s$ . Ky operator me shpejtësinë e formon këndin  $\theta$ .

Lidhja ndërmjet prurjes në masë dhe prurjes vëllimore jepet si produkt i densitetit, sipërfaqes së seksionit tërthor dhe shpejtësisë së lëvizjes me anë të shprehjes:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot w \cdot A \quad 1.5$$

## 1.2. EKUACIONI I BERNULIT PËR FLUIDET E PASHTYPSHME

Ky ekuacion është zbuluar nga **Daniel Bernoulli** (1700–1782), forma e përgjithshme e të cilit është:

$$dp + \frac{1}{2} \rho \cdot d(w^2) + \gamma \cdot dz = 0 \quad 1.6$$

Duke bërë integrimin e ekuacionit të mësipërm dhe duke konsideruar parametrat konstant, ekuacioni (1.6) pas integrit merr formën:

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2} w^2 + g \cdot z = C \quad 1.7$$

Ku C, është konstantja e integrit, e cila përcaktohet duke zëvendësuar kushtet kufitare të integrit përgjatë vijës rrymore.

Në përgjithësi nuk është e mundur të bëhet integrimi i termit të presionit, sepse densiteti nuk qëndron konstant. Për të bërë të mundur integrimin e ekuacionit (1.7), duhet të njohim si ndryshon densiteti duke e ndryshuar presionin. Për gazrat ideale nga ekuacioni i gjendjes (ekuacioni i Klajperonit)  $p = \rho \cdot R \cdot T$ , dhe duke e njohur ndryshimin e temperaturës së mediumit punues është e mundur të përcaktohet ndryshimi i presionit në varësi të ndryshimit të densitetit. Në ekuacionin e Klajperonit R, paraqet konstanten karakteristike të gazit.

Por, nëse densiteti qëndron konstant, atëherë ekuacioni i Bernulit, i cili vlenë vetëm për fluidet e pashtypshme (lëngjet) merr formën:

$$p + \frac{1}{2} \rho \cdot w^2 + \rho \cdot g \cdot z = konst \quad 1.8$$

## 1.3. EKUACIONI I BERNULIT PËR FLUIDET E SHTYPSHME

Nëse e konsiderojmë rrjedhjen izotermike  $T = konst$  dhe  $p = \rho \cdot R \cdot T \rightarrow \rho = p / R \cdot T$  pas zëvendësimit të këtyre dy ekuacioneve në ekuacionin (1.7) do të fitojmë:

$$R \cdot T \int \frac{dp}{p} + \frac{1}{2} w^2 + g \cdot z = konst \quad 1.9$$

nëse ekuacioni (1.9) shtrohet për dy pika të rrymores së njëjtë, pas intergrimit ai merr formën:

$$\frac{R \cdot T}{g} \ln \frac{p_1}{p_2} + \frac{1}{2g} w_1^2 + z_1 = \frac{1}{2g} w_2^2 + z_2 \quad 1.10$$

Përdorim më të gjerë të rrjedhjes kompresibile kemi te pajisjet, të cilat realizojnë procese reversibile izoentropike të gazit ideal për të cilët vlenë ekuacioni i përshkrimit të procesit adiabatik  $p \cdot v^\kappa = C$ , ku  $\kappa$  - raporti i nxehtësive specifike dhe C- konstante. Për përshkrimin e ekuacionit, i cili e përshkruan rrjedhjen kompresibile ndërmjet dy pikave të së njëjtës rrymore duhet aplikuar edhe ekuacionin  $p = \rho \cdot R \cdot T$ , prandaj nga këto dy ekuacione e nxjerrim shprehjen për densitetin  $\rho = p^{1/\kappa} \cdot C^{-1/\kappa}$ , të cilën e zëvendësojmë në ekuacionin e përgjithshëm të Bernulit dhe fitojmë:

$$C^{1/\kappa} \cdot \int p^{-1/\kappa} \cdot dp + \frac{1}{2} w^2 + g \cdot z = konst \quad 1.11$$

Integrimi i shprehjes së presionit ndërmjet dy pikave të rrymores, duke i konsideruar kushtet

kufitare  $C^{1/\kappa} = \frac{p_1^{1/\kappa}}{\rho_1}$ ,  $C^{1/\kappa} = \frac{p_2^{1/\kappa}}{\rho_2}$  merr formën:

$$C^{1/\kappa} \cdot \int_{p_1}^{p_2} p^{-1/\kappa} dp = C^{1/\kappa} \cdot \left( \frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \cdot \left[ p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = \left( \frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \cdot \left[ \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right] \quad 1.12$$

prandaj ekuacioni final për rrjedhjen kompresibile, izoentropike gjatë rrymimit të gazit ideal është:

$$\left( \frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \cdot \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{1}{2g} w_1^2 + z_1 = \left( \frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \cdot \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{1}{2g} w_2^2 + z_2 \quad 1.13$$

#### 1.4. LIGJI I DYTË I NJUTONIT

Principi i lëvizjes së fluidit prej një vendi në vendin tjetër, është pasojë e nxitimit apo e ngadalsimit. Duke u mbështetur në ligjin e dytë të Njutonit për lëvizjen, forca aktive, e cila

vepron në fluid është produkt i masës dhe nxitimit:  $\vec{F} = m \cdot \vec{a}$ , komponentët e nxitimit janë në drejtim të lëvizjes së fluidit, nxitimi tangjencial  $\vec{a}_t = \frac{d\vec{w}}{d\tau}$ , dhe normal në rrezen e lëvizjes së

fluidit, nxitimi normal:  $\vec{a}_n = \frac{\vec{w}^2}{l}$ .

### 1.5. EKUACIONI DIFERENCIAL I MOMENTIT LINEAR TË LËVIZJES (SASISË SË LËVIZJES)

Ligji i dytë i Njutonit për lëvizjen e një fluidi në sistem është i barabartë me:

Raportin e ndryshimit të sasisë së lëvizjes në sistem në njësi të kohës = shumën e forcave të jashtme aktive, të cilat veprojnë në atë sistem, prandaj:

Shpejtësia e lëvizjes së masës quhet impuls ose sasi e lëvizjes. Momenti i një mase të vogël mund të shprehet edhe si  $\rho \cdot dV = \rho \cdot w \cdot dV$ . Prandaj, për sasinë e lëvizjes së një sistemi

$\int_{sistem} \rho \cdot w \cdot dV$  dhe ligjin e dytë të Njutonit mund të shkruajmë:

$$\frac{d}{d\tau} \int_{sistem} w \cdot \rho \cdot dV = \sum F_{sistem} \quad 1.14$$

$$\frac{d}{d\tau} \int_{sistem} w \cdot \rho \cdot dV = \sum F_{sistem} = \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{VK} w \cdot \rho \cdot dV + \int_{SK} w \cdot \rho \cdot V \cdot \hat{n} \cdot dA \quad 1.15$$

Ekuacioni (1.15) njihet si ekuacioni i momentit linear të lëvizjes (sasisë së lëvizjes) dhe tregon: Ndryshimet e momentit linear (sasisë së lëvizjes) të sistemit në raport me kohën janë shprehur si: raport kohor i ndryshimit të sasisë së lëvizjes në vëllimin kufitar dhe raport kohor i ndryshimit të sasisë së lëvizjes gjatë kalimit të prurjes nëpër sipërfaqen kufitare.

### 1.6. LIGJI I RUAJTJES SË ENERGJISË

Ligji i parë i Termodinamikës për një sistem, thotë:

Shuma e energjisë së akumuluar në një sistem në njësi të kohës është e barabartë me shumën neto të energjisë së nxehtësisë së transmetuar në njësi të kohës në sistem dhe shumën neto të punës së transmetuar brenda sistemit, pra:

$$\frac{d}{d\tau} \int_{sistem} e \cdot \rho \cdot dV = (\sum \dot{Q}_h - \sum \dot{Q}_d)_{sistem} + (\sum \dot{P}_h - \sum \dot{P}_d)_{sistem} \quad ose \quad 1.16$$

$$\frac{d}{d\tau} \int_{sistem} e \cdot \rho \cdot dV = (\sum \dot{Q}_{net} - \dot{P}_{net})_{sistem} \quad 1.17$$

Energjia totale në njësi të masës në sistem  $e$  është e barabartë me energjinë e brendshme  $u$  në njësi të masës, energjinë kinetike  $w^2/2$  për njësi të masës dhe energjinë potenciale  $g \cdot z$  në njësi të masës dhe përshkruhet me anë të ekuacionit:

$$e = u + \frac{w^2}{2} + g \cdot z \quad J / kg \quad 1.18$$

Përfundimisht, mund të shkruajmë ekuacionin e ruajtjes së energjisë në sistem me shprehjen:

$$\frac{d}{d\tau} \int_{sistem} e \cdot \rho \cdot dV = \frac{\partial}{\partial \tau} \int_{VK} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{SK} e \cdot \rho \cdot V \cdot \hat{n} \cdot dA \quad 1.19$$

### 1.7. EKUACIONI TERMODINAMIK I GJENDJES – (EKUACIONI I KLAJPERONIT)

Ekuacioni termodinamik i gjendjes tregon varësinë ndërmjet parametrave të gjendjes me anë të ekuacionit:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \rightarrow f(v, R, T, p) \quad 1.20$$

### 1.8. EKUACIONET DIFERENCIALE TË LËVIZJES SË EULERIT

Fluidi me dendësi konstante të cili vepron forca e presionit si e vetmja forcë sipërfaqësore përkufizohet si fluid ideal.

$$\sum \vec{F}_i = \vec{R}_f \quad 1.21$$

Për të ardhur gjerë të barazimet që përshkruajnë lëvizjen e fluidit ideal le të analizohet lëvizja e fluidit me dendësi  $\rho$ , të përmbajtur në vëllimin  $V$  dhe të kufizuar me sipërfaqen  $A$ . Lëvizja e fluidit të shqyrtuar është nën veprimin e forcës vëllimore dhe forcës së presionit. Analiza e hollësishme e forcave që veprojnë në pjesezën arbitrare të vëllimit të veçuar si dhe në tërë

vëllimin e fluidit në fjalë do të analizohet në vijim. Forcat, të cilat veprojnë në pjesezën arbitrare të fluidit janë:

$$\text{Forca vëllimore} = F_m \rho dV \quad 1.22$$

$$\text{Forca e presionit} = -pdA \quad 1.23$$

Kurse, për tërë vëllimin e fluidit të vështruar:

$$\text{Forca vëllimore} = \int F_m \rho dV \quad 1.24$$

$$\text{Forca e presionit} = - \int pdA \quad 1.25$$

Forca e inercisë së pjesëzës së fluidit me vëllim  $dV$  është:

$$\text{Forca e inercisë} \rho dV \frac{dw}{d\tau} \quad 1.26$$

Kurse, për tërë vëllimin në fjalë:

$$\text{Forca e inercisë} = \int_V \rho dV \frac{dw}{d\tau} \quad 1.27$$

Pas zëvendësimit të barazimeve paraprahe të forcave që e determinojnë lëvizjen e fluidit ideal në barazimin (1.21) përfitohet barazimi vijues:

$$\int_V F_m \rho dV - \int_A pdA = \int_V \rho dV \frac{dw}{d\tau} \quad 1.28$$

Integrali sipërfaqësor i forcës së presionit mund të shndërrohet, përmes teoremës së Gauss-it, në integralin vëllimor:

$$\int_A pdA = \int_V gradp dV \quad 1.29$$

Në këtë mënyrë, pas zëvendësimit të barazimit dhe zbatimit të rregullës mbi shumën e integraleve, barazimi (1.28) merr formën:

$$\int_V (F_m \rho - \text{grad} p - \rho \frac{dw}{d\tau}) dV = 0 \quad 1.30$$

Meqë, integrali mund të jetë baraz me zero vetëm kur argumenti i tij është baras me zero, nga barazimi paraprak rezulton barazimi vijues:

$$\frac{dw}{d\tau} = F_m - \frac{1}{\rho} \text{grad} p \quad 1.31$$

Barazimi (1.31) paraqet barazimin vektorial të dinamikës së fluidit ideal që është i njohur si **barazimi vektorial i Euler-it** mbi dinamikën e fluidit ideal.

### 1.9. EKUACIONET DIFERENCIALE TË NAVIER STOKSIT

Forma përfundimtare e barazimeve të Navier-Stokes-it për dinamikën e fluidit të pashtypshëm përshkruhet me anë të ekuacionit diferencial, i cili shprehet me formulën:

$$\frac{d\vec{w}}{d\tau} = \vec{F}_{vm} - \frac{1}{\rho} \text{grad } \vec{p} + w\Delta^2 \vec{w} + \frac{1}{3} w \text{ grad div } \vec{w} \quad 1.32$$

Pjesa e majtë e barazimit të mësipërm tregon shprehjen e nxitimit, kurse pjesa e djathtë e barazimit tregon forcat, të cilat veprojnë në fluid dhe të cilat e shkaktojnë lëvizjen e fluidit. Shprehja e parë në anën e djathtë të barazimit (1.32) paraqet veprimin e forcës vëllimore në fluid në njësi të masës, shprehja e dytë merr parasysh efektin e forcave të presionit, shprehja e tretë merr parasysh efektin e forcave të inercisë dhe shprehja e fundit merr parasysh shtypshmërinë e fluidit. Ekuacioni (1.32) është quajtur ekuacioni i **Navier-Stokes-it** i emëruar për nder të autorëve: Matematikanit francez **L.M.H Navier** (1758-1856), dhe Inxhinierit anglez **Sir. G. G. Stokes** (1819-1903).

Në rast se fluidi është i pashtypshëm, divergjenca e vektorit të shpejtësisë do të jetë barazi me zero, kështu që barazimi vektorial i **Navier-Stokes-it** do ta marrë formën:

$$\frac{d\vec{w}}{d\tau} = \vec{F}_{vm} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + w\Delta^2 \vec{w} \quad 1.33$$

### 1.10. LIGJI I NJUTONIT PËR VIZKOZITETIN

Fluidet Njutoniane janë fluide, të cilat cilat varen nga temperatura dhe viskoziteti i tyre ndryshon në mënyrë lineare me gradientin e shpejtësisë në drejtim të lëvizjes së fluidit. Kurse, fluidet te të cilat me ndryshimin e gradientit të shpejtësisë, viskozitetit i tyre ndryshon në mënyrë jolineare quhen fluide jonjutoniane dhe nuk do të trajtohen në kuadër të këtij punimi. Në kuadër të tyre bëjnë pjesë: fluidet pseudoplastike, fluidet diletante etj. Nga ajo që u tha më lart rezulton që për fluidet Njutoniane, viskoziteti dinamik mund të shkruhet në formen;

$$\tau = -\frac{dw}{dy} \quad 1.34$$

$\tau$ ,  $1/s$  - koeficienti i viskozitetit dinamik,

$w$ ,  $m/s$  - shpejtësia e lëvizjes së fluidit,

$y$ ,  $m$  - komponenta e rrugës së lëvizjes së fluidit.

### 1.11. LIGJET THEMELORE TË HIDRODINAMIKËS

#### 1.11.1. Ligji i parë i Hidrodinamikës

Ligji i parë i Hidrodinamikës, thotë: Shuma e prurjeve, të cilat futen në një nyje duhet të jetë e barabartë me zero. Prurjet, të cilat futen në nyje konsiderohen që janë pozitive, kurse ato që dalin nga nyja konsiderohen që janë negative:

$$\int_{SK} \rho V \cdot \hat{n} \cdot dA = \sum_1^n \dot{m} = 0 \quad 1.35$$

#### 1.11.2. Ligji i dytë i Hidrodinamikës

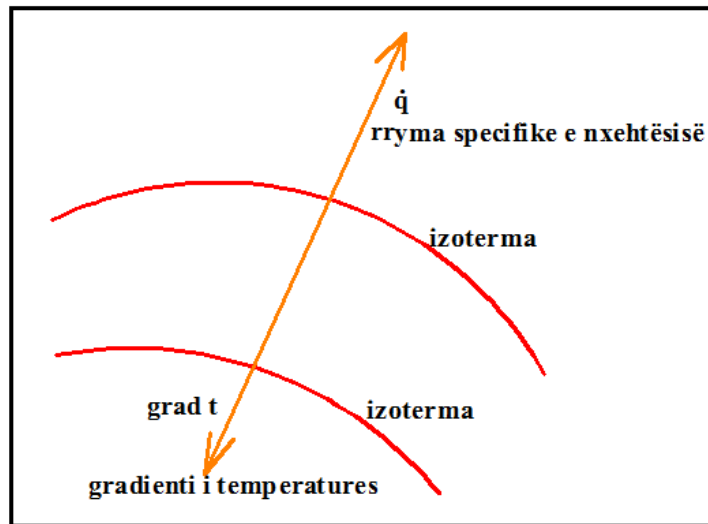
Shuma e humbjeve të energjisë së presionit në secilin qark rrymor të shpërndarjes së prurjes duhet me qenë e njëjtë, përkatësisht:

$$\sum_1^n \delta p = konst \quad 1.36$$



### 1.12. LIGJI I FURIES PËR KONDUKSIONIN

Ligji i konduksionit i njohur si ligji i Furierit, thotë se nxehtësia e transmetuar në material (trup) në njësi të kohës është proporcionale me gradientin e temperaturës negative dhe në kënd normal në zonën në të cilën rrjedhë nxehtësia. Temperatura e trupit ndryshon nga një sipërfaqe izotermike në një tjetër. Ky ndryshim në raport me largësinë mes sipërfaqeve izotermike ka vlerën maksimale në drejtim normal. Limiti i këtij ndryshimi quhet gradienti i temperaturës:



*Figura 1.3. Drejtimi i fluksit të nxehtësisë dhe i gradientit të temperaturës*

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} = \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n} = \text{grad } t \text{ } ^\circ\text{C/m} \quad 1.37$$

Projeksionet e gradientit temperaturik në boshtet koordinative (x,y,z ), janë:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} = \left( \frac{\Delta t}{\Delta n} \right) \cos(n, x) = \frac{\partial t}{\partial x} = \text{grad}_x t \quad 1.38$$

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} = \left( \frac{\Delta t}{\Delta n} \right) \cos(n, y) = \frac{\partial t}{\partial y} = \text{grad}_y t \quad 1.39$$

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} = \left( \frac{\Delta t}{\Delta n} \right) \cos(n, z) = \frac{\partial t}{\partial z} = \text{grad}_z t \quad 1.40$$

Gradienti i temperaturës është vektor me drejtim normal me sipërfaqen izotermike dhe është pozitiv në drejtim të rritjes së temperaturës.

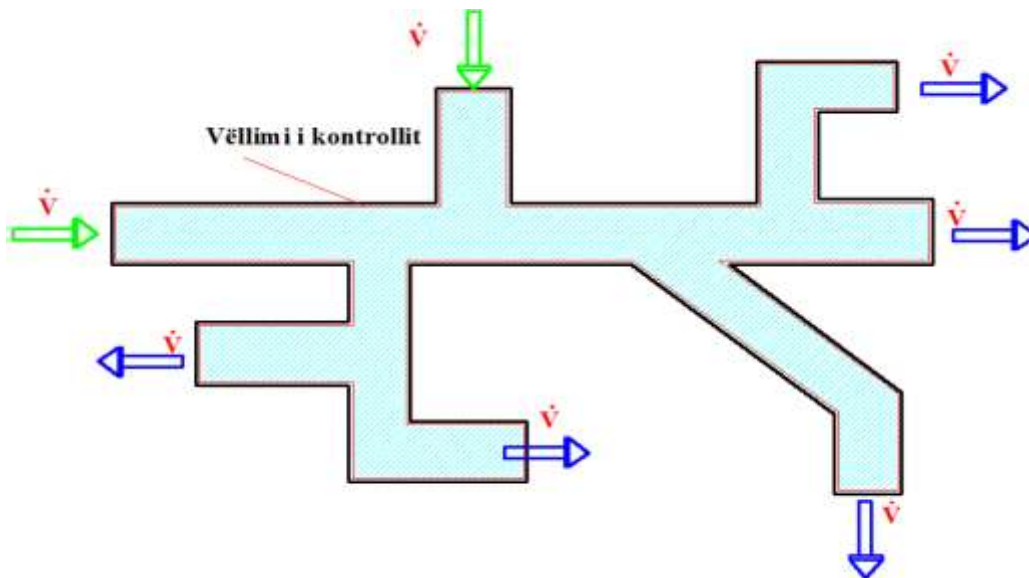
Në vitin 1822, **Furieri**, përcaktoi eksperimentalisht përpjesëtueshmërinë lineare ndërmjet rrymës së transmetuar me konduksion, rënies së temperaturës, syprinës së sipërfaqes dhe kohën e realizimit të procesit. Mbi këto argumente, rryma specifike e nxehtësisë jepet nga shprehja e thjeshtë skalare:

$$q = -\lambda \text{ grad } t \quad 1.41$$

Ekuacioni (1.41) përfaqëson ligjin e Furierit ose shprehjen e konduksionit dhe përbën bazën e të gjitha llogaritjeve dhe eksperimenteve në këtë fushë.

### 1.13. VËLLIMI KUFITAR

Çdo vëllim në hapësirë, mund të konsiderohet si një vëllim kufitar. Vëllimi kufitar mund të jetë me madhësi të kufizuar ose mund të jetë pambarimisht i madh në madhësi, në varësi të llojit të analizave që do të kryhen. Vëllimi kufitar bëhet për arsye ta analizave hidrodinamike dhe termike dhe në VK aplikohen ekuacionet drejtuese të parapara në varësi nga dukuria që e studiojmë. Në figurën në vijim është paraqitur vëllimi kufitar për shpërndarjen e prurjes të konsumatorët hidraulik për një rrjet radial me furnizim nga dy burime.



**Figura 1.4.** Shpërndarja gypore në rrjetin e shpërndarjes radiale dhe përkufizimi i vëllimit kufitar.

# Kapitulli II

## 2. ANALIZA E HUMBJEVE TË ENERGJISË GJATË RRYMIMIT TË FLUIDIT

*Problemet e mekanikës së fluideve janë të koncentruara në rrymimin e fluidit, të cilat mund të klasifikohen si problemet e prurjes së brendshme dhe të jashtme. Prurja e fluidit që rrymon në një sistem të mbyllur të kufizuar nga jashtë quhet prurje e brendshme. Shembuj të prurjes së brendshme janë: rrymimi i fluidit brenda tubave të formave të ndryshme, valvolave, këmbysesve. Prurja e fluidit përreth trupave e kufizuar me hapësirën është quajtur prurje e jashtme. Shembuj të prurjes së jashtme përfshijnë: rrymimin e ajrit përreth aeroplanëve, automobilave, ndërtesave dhe rrymimin e ujit përreth nëndetëseve. Fokusimi në këtë Kapitull do të jetë në prurjen e brendshme për përcaktimin e humbjeve gjatësore dhe lokale të presionit. Gjithashtu, do të prezantohen edhe humbjet e energjisë termike gjatë rrymimit nëpër tuba të shoqëruara me bartjen e nxehtësisë me konduksion dhe konveksion. Dhe në pjesën e fundit të këtij kapitulli do të analizohet shpërndarja e ç'rregullimeve të presionit nëpër tuba "Goditja Hidraulike". **Energjia nuk humbet, por ajo shndërrohet nga një formë e energjisë në formën tjetër.***

### 2.1. PËRCAKTIMI I REGJIMIT GJATË RRYMIMIT TË FLUIDIT NËPËR GYPA

Prurja e fluidit, e cila rrymon nëpër tuba mund të klasifikohet në dy grupe, prurja laminare apo turbulente (me një diferencë të vogël të regjimit tranzicional ndërmjet tyre). **Osborne Reynolds**, një shkencëtar britanez dhe matematikant, i cili e bëri klasifikimin e rrymimit të fluidit, ka thënë: Nuk është vetëm shpejtësia e rrymimit të fluidit ajo, e cila përcakton regjimin e rrymimit, por ajo varet edhe nga: densiteti, viskoziteti dhe madhësia e tubit. Numri i Reynoldsit është efekti i prurjes së forcave të inercisë dhe viskozitetit. Numri jodimensional i Reynoldsit përdoret për përcaktimin e regjimit të fluidit gjatë rrymimit nëpër tuba, prandaj:

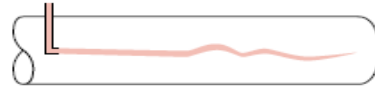
$$R_e = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu} \quad 2.1$$

Për ujin, i cili rrymon nëpër tuba të lëmuar kemi:

Rrymimi laminar  $R_e < 2000$



Rrymimi tranzicional  $2000 < R_e < 4000$



Rrymimi turbulent  $R_e > 4000$



## 2.2. PËRCAKTIMI I HUMBJEVE GJATËSORE TË PRESIONIT NËPËR GYPA

Humbjet e presionit të shoqëruara nga efekt i fërkimit (viskoziteti) të fluidit gjatë kalimit nëpër tubat e drejtë mund të shprehen si funksion:

$$\Delta p_f = f(w, d, l, \varepsilon, \mu, \rho) \quad 2.2$$

ku  $w$  - është mesatarja e shpejtësisë së rrymimit të fluidit,  $l$  - gjatësia e tubit,  $d$  - diametri i tubit dhe  $\varepsilon$  - është karakteristika e vrazhdësisë së thepinjave të brendshme të murit të tubit. Humbjet gjatësore janë shprehur përmes ekuacionit të dhënë nga **Darcy-Weisbach** me shprehjen:

$$\Delta p_f = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad 2.3$$

ku  $f$  - koeficienti i fërkimit ndërmjet mureve të tubit dhe fluidit rrymues.

Gjatë transportimit të mediumit punues (gaz) me temperatura shumë të larta, përcaktimi i humbjeve gjatësore bëhet me anë të shprehjes:

$$\Delta p_f = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{t}{273.15}\right) \quad 2.4$$

$w_0$ ,  $m/s$  - shpejtësia e mbartësit të nxehtësisë në kushte fizike normale,

$\rho_0$ ,  $kg/m^3$  - densiteti i mbartësit të nxehtësisë në kushte fizike të normuara.

### 2.3. SHPREHJET PËR PËRCAKTIMIN E KOEFICIENTIT TË FËRKIMIT $f$

Për numrat e  $Re < 2000$ , rrymimi laminar koeficienti i fërkimit nuk është i varur nga vrazhdësia e tubit por vetëm nga numri i Reynoldsit dhe përcaktohet me anë të barazimit:

$$f = \frac{64}{Re} \quad 2.5$$

Për rrymimin turbulent koeficienti i fërkimit përcaktohet me anë të barazimit empirik të **Colebrook** me shprehjen:

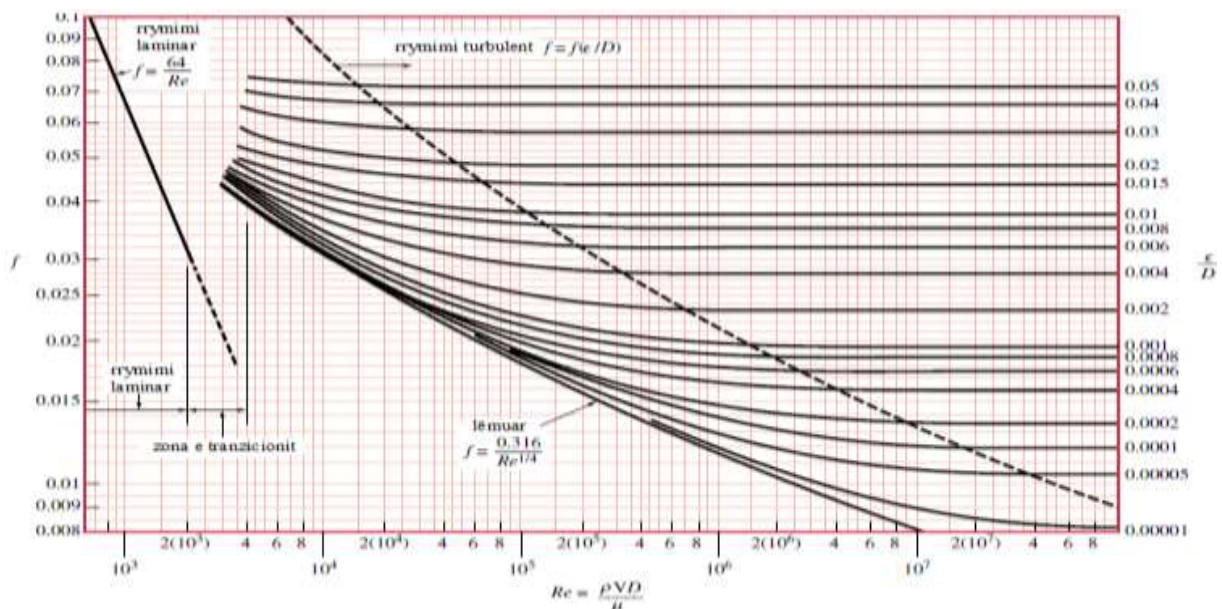
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad 2.6$$

Për tuba të lëmuar koeficienti i fërkimit përcaktohet sipas **Blasius** me shprehjen:

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (\text{turbulent}, \varepsilon = 0) \quad 2.7$$

Ekzistojnë edhe shumë autorë tjerë, të cilët kanë dhënë shprehjet e tyre për përcaktimin e koeficientit të fërkimit por këtu do t'i paraqesim vetëm me anë të diagramit.

**Diagrami 1.** Përcaktimi i koeficientit të fërkimit  $f$  në varësi nga numri i  $Re$ .

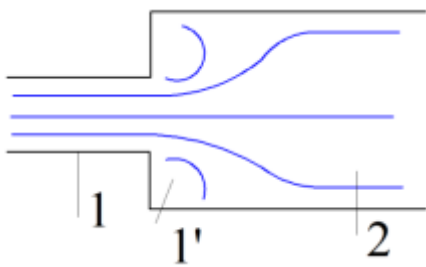


## 2.4. PËRCAKTIMI I HUMBJEVE LOKALE TË PRESIONIT

Humbjet e presionit për shkak ndryshimit të shpejtësisë, drejtimit, sasisë së fluidit, përbërësve të tubave të sistemit (përveç tubave të drejtë) janë quajtur humbje lokale të presionit dhe janë të përfshira në ekuacion me anë të koeficientit  $k_l$  me shprehjen:

$$\Delta p_l = k_l \cdot \frac{w^2}{2g} \quad 2.8$$

Vlerat numerike e koeficientit të humbjeve  $k_l$  për komponentët e ndryshme (bërryla, valvola, hyrje, dalje) janë të përcaktuara eksperimentalisht.



Konsideroni sjelljen e fluidit në rezervuar, siç shihet në **Figuren 2.1**. Fluidi kalon nga seksioni 1 në seksionin 2. Shpejtësia në rezervuar reduktohet në llogari të rritjes së presionit dhe humbjeve, të cilat krijohen për shkak të turbulencave. Duke aplikuar ekuacionin e momentit ndërmjet seksioneve 1 dhe 2 kemi:

$$\begin{aligned} p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 &= \rho \cdot \dot{V} \cdot (w_2 - w_1) \\ \dot{V} &= A \cdot w = A_1 \cdot w_1 = A_2 \cdot w_2 \\ p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 &= A_2 \cdot w_2 \cdot \rho \cdot (w_2 - w_1) \\ A_2 &= A_1 \cdot \frac{w_1}{w_2} \end{aligned} \quad 2.9$$

$$\begin{aligned} p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_1 \cdot \frac{w_1}{w_2} &= A_1 \cdot \frac{w_1}{w_2} \cdot w_2 \cdot \rho \cdot (w_2 - w_1) / A_1 \cdot \frac{w_2}{w_1} \\ p_1 \cdot \frac{w_2}{w_1} - p_2 &= w_2 \cdot \rho \cdot (w_2 - w_1) \end{aligned}$$

$\frac{w_2}{w_1} = 1$  për arsye se shpejtësia në seksionin 1 është përafërsisht sa ajo në seksionin 2, atëherë:

$$p_2 - p_1 = w_2 \cdot \rho \cdot (w_1 - w_2) / \rho \cdot g \quad 2.10$$

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{w_2}{g} \cdot (w_1 - w_2) \quad 2.11$$

Shtrojmë ekuacionin e Bernulit për seksionin 1 dhe 2 në rezervuarin e mësipërm dhe kemi:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{w_2^2}{g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta p_l \quad 2.12$$

$$\Delta p_l = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \quad 2.13$$

Nëse ekuacionin (2.11) e zëvendësojmë në ekuacionin (2.13) do të fitojmë shprehjen:

$$\Delta p_l = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - \frac{w_2}{g} \cdot (w_1 - w_2) = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} \quad 2.14$$

$$w_2 = A_1 \cdot \frac{w_1}{A_2} \quad 2.15$$

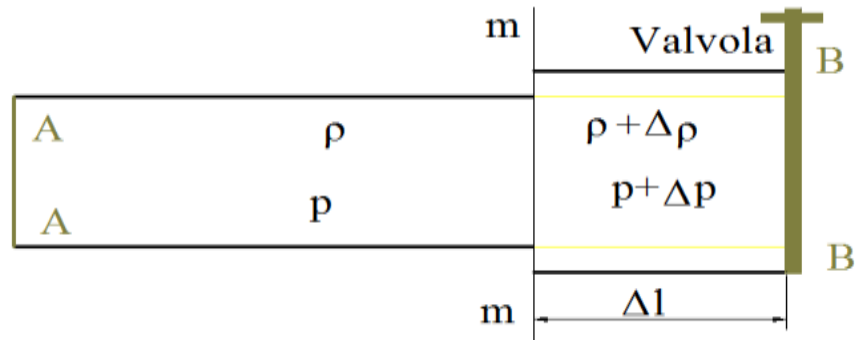
$$\Delta p_l = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left( w_1 - w_1 \frac{A_1}{A_2} \right)^2 = \left( 1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \cdot \frac{w_1^2}{2g} = k_l \cdot \frac{w_1^2}{2g} \quad 2.16$$

Shprehja e fundit  $\Delta p_l$ , tregon humbjet e presionit për shkak të rezistencave lokale ku  $k_l$  është koeficienti i rezistencës dhe ka vlera të ndryshme në varësi nga sipërfaqja ku bëhet ndryshimi i shpejtësisë, drejtimit apo sasisë së rrjedhjes.

## 2.5. SHPEJTËSIA E PËRHAPJES SË Ç'RREGULLIMEVE TË PRESIONIT NË RRJET

Secili ndryshim i shpejtuar i rrjedhjes së fluidit nëpër gypërcjellës shkakton përforcim dhe dobësim të presionit, gjë që tregohet me goditje mbi muret e gypit. Këto goditje mund të vërehen ose menjëherë përmes zërit ose sipas dridhjes së gypit. Goditja më e fortë hidraulike vërehet gjatë mbylljes së përshpejtuar (mentale) të gypërcjellësit. Në momentin e goditjes hidraulike ndalet lëvizja e shtresës së fluidit që është në kontakt të drejtpërdrejtë me pengesën,

përderisa energjia kinetike e tij shndërrohet në energji presioni, gjë që shkakton zmadhim momental të presionit. Zmadhimi i presionit të shkaktuar për arsye të ngadalësimit të përsheptuar të lëvizjes së fluidit bartet te shtresa fqinje e fluidit. Zmadhimi i presionit bartet në tërë gypërcjellësin me shpejtësi të zërit nëpër mjedis të lëngshëm. Gjatë ndalimit momental të lëvizjes së masave më të mëdha të fluidit punues, të cilat lëvizin me shpejtësi më të madhe, rritja e presionit mund të arrijë vlerë që është shkatërruese për gypërcjellësin, për elementet ndërlidhëse si dhe për komponentët e sistemit hidraulik. *Goditje hidraulike, në rastin e përgjithshëm quhen të gjitha rritjet e ashpra të presionit, të cilat i përcjellin ndryshimet tepër të shpejta të regjimit të rëndomtë të rrymimit të fluidit punues.*



*Figura 2.2. Ndryshimet e presionit në faqet e mbyllësit, i cili ndodhet në fund të tubit në pikën B.*

Nga figura e mësipërme shihet se për intervalin e kohës për shkak të ndaljes së plotë së rrymimit të fluidit me anë të valvoles, lëngu ngjeshet, rritet densiteti, presioni, seksioni i tubit dhe zgjatja e tubit.

Nga ligji i ndryshimit të sasisë së lëvizjes (Impulsit të forcës), mund të shkruajmë:

$$\rho \cdot S \cdot \Delta l \cdot \Delta w = S \cdot \Delta p_g \cdot \Delta t \quad 2.17$$

$$\rho \cdot \Delta l \cdot \Delta w = \Delta p_g \cdot \Delta t \quad 2.18$$

$$\Delta w = w_A - w_B \quad 2.19$$



$$\Delta p_g = \rho \cdot \frac{\Delta l}{\Delta t} \cdot \Delta w = \rho \cdot w_g \cdot \Delta w \quad 2.20$$

Shprehja (2.20) është formula themelore e goditjes hidraulike e dhënë nga **N. E. Zhukovski** në vitin 1899.

$w_B$ ,  $m/s$  - Shpejtësia e manovrimit (mbylljes së valvolës),

Ku  $w_g$ ,  $m/s$  - është shpejtësia e përhapjes së goditjes hidraulike dhe llogaritet me anë të shprehjes:

$$w_g = \frac{\sqrt{\frac{E_l}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_l}{E_m} \cdot \frac{d}{\delta}}} \quad 2.21$$

Shprehja  $c_z = \sqrt{\frac{E_l}{\rho}}$  sipas Njutonit është shpejtësia e përhapjes së zërit në mjedis të lëngët,

vlerat e së cilës mund të jenë nga (1000- 1300)  $\frac{m}{s}$ .

Vala e goditjes hidraulike nga mbyllja e shpejtë e valvolës arrinë nga seksioni A në seksionin B për intervalin e kohës:

$$\tau = \frac{l_{A-B}}{w_g} \quad 2.22$$

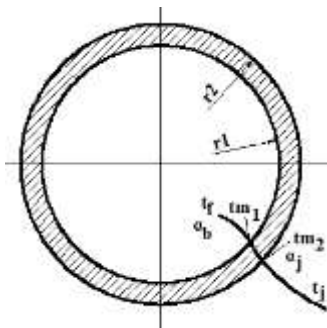
kurse kur vala goditëse e kalon rrugën  $l_{A-B} + l_{B-A} = 2l_{A-B}$  për intervalin kohor:

$$\tau_g = \frac{2l_{A-B}}{w_g} \quad 2.23$$

$\tau_g$  - quhet faza (perioda) e goditjes hidraulike.

## 2.6. HUMBJET E ENERGJISË TERMIKE GJATË RRYMIMIT TË FLUIDIT NËPËR GYPA

Në përgjithësi, mbartësi i nxehtësisë, uji i valë apo avulli i ujit transportohet nga burimi termik gjer të konsumatori termik me anën e rrjetit gypor. Gjatë rrymimit të tij nëpër rrjetin gypor, përveç humbjeve të presionit, fluidi pëson edhe humbje termike, të cilat duhet t'i përcaktojmë, në mënyrë që ta dimë temperaturën e bartësit të nxehtësisë nga burimi termik gjerë te konsumatori termik. Pas kësaj llogaritje, tani për t'i zvogluar këto humbje, mund t'i ndërmarrim masat përkatëse. Rrjetet termike mund të jenë ajrore, të vendosura në tokë dhe në kanale.



**Figura 2.3.** Gypi cilindrik: transportimi i mbartësit të nxehtësisë.

Sipas ligjit të Furierit, humbjet e nxehtësisë me konduksion nëpër murin cilindrik kalkuloohen me anë të shprehjes:

$$\dot{Q} = \frac{(t_{m1} - t_{m2})}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad 2.24$$

ose sasia e nxehtësisë specifike në njësi të gjatësisë:

$$\dot{q} = \frac{(t_{m1} - t_{m2})}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{(t_{m1} - t_{m2})}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad 2.25$$

$\lambda$ ,  $\frac{W}{m \cdot K}$  - koeficienti i përcjellshmërisë termike nëpër gyp;

$\delta$ ,  $m$  - trashësia e gypit;

$t_{m1}$ ,  $^{\circ}C$  - temperatura në sipërfaqen e brendshme të gypit;

$t_{m2}$ ,  $^{\circ}C$  - temperatura në sipërfaqen e jashtme të gypit;

$d_1$  dhe  $d_2$ ,  $m$  - diametri i brendshëm dhe i jashtëm i gypit.

Në anën e brendshme të gypit, nxehtësia transportohet me konduksion dhe me konveksion të detyruar. Fluidi gjatë rrymimit nëpër gyp i jep sipërfaqes së gypit nxehtësi me konveksion, me koeficient të konveksionit  $\alpha_b$  në  $\frac{W}{m^2 K}$ . Kjo nxehtësi për një metër gjatësie të gypit përcaktohet sipas barazimit të Njutonit me shprehjen:

$$\dot{q} = \alpha_b \cdot \pi \cdot d_b (t_f - t_{m1}) \quad 2.26$$

$t_f, ^\circ C$  - temperatura e fluidit që rrymon nëpër gyp,

$d_b, m$  - diametri i brendshëm i gypit.

Kjo nxehtësi përcillet me konduksion nëpër gypin cilindrik gjerë në sipërfaqen e jashtme të gypit. Nga sipërfaqja e jashtme e gypit nxehtësia me konveksion i jepet ajrit të jashtëm me koeficient të konveksionit  $\alpha_j$  në  $\frac{W}{m^2 K}$ , e cila përcaktohet me shprehjen:

$$\dot{q} = \alpha_j \cdot \pi \cdot d_j (t_{m2} - t_j) \quad 2.27$$

$t_j, ^\circ C$  - temperatura e ajrit të jashtëm,

Me barazimin e ekuacioneve (2.25), (2.26), (2.27), fitohet shprehja për kalkulimin e humbjeve termike të energjisë gjatë rrymimit të fluidit nëpër gypa, me shprehjen:

$$\dot{q} = \frac{(t_f - t_j)}{\frac{1}{\alpha_b \cdot \pi \cdot d_b} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_j \cdot \pi \cdot d_j}} \quad 2.28$$

Për përcaktimin e koeficientit të konveksionit ekzistojnë shumë barazime dhe ato vijnë në shprehje në varësi nga dedikimi.

Për regjimin turbulent në gypa, përcaktimi i koeficientit të konveksionit të detyruar bëhet me anë të shprehjes:

$$\alpha_b = \left[ 0.022 \left( \frac{d_b \cdot \dot{m}}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{C_p}{\lambda} \right)^{0.4} \left( \frac{\mu}{\mu_m} \right)^{0.16} \right] \cdot \frac{\lambda}{p} \quad 2.29$$

$\mu$ ,  $kg/m \cdot s$  - viskoziteti i fluidit;

$\lambda$ ,  $\frac{W}{m \cdot K}$  - koeficienti i përcjellshmërisë termike të fluidit;

$C_p$ ,  $kJ/kg \cdot K$  - nxehtësia specifike e fluidit;

$\dot{m}$ ,  $kg/s$  - prurja masore e fluidit;

$p$ ,  $N/m^2$  - presioni i fluidit rrymues;

$\mu_m$ ,  $kg/m \cdot s$  - viskoziteti i fluidit në muret e gypit.

Për përcaktimin e koeficientit të jashtëm të konveksionit në tubat e bartësit të nxehtësisë, të cilët e bëjnë shpërndarjen e nxehtësisë në distancë dhe të cilët nga ana e jashtme janë të kufizuar me ajrin, transmetimi i nxehtësisë në këtë rast bëhet me konveksion dhe me rrezatim, prandaj vjen në shprehje ekuacioni empirik i **Jakemit** dhe **Griffithust**:

$$\alpha_j = 11.6 + 7 \cdot \sqrt{w} \quad 2.30$$

$w$ ,  $m/s$  - shpejtësia e rrymimit të ajrit të jashtëm,

$$\alpha_j = 9.5 + 0.00085 \cdot t^{4/3} \quad 2.31$$

$t$ ,  $^{\circ}C$  - temperatura e sipërfaqes së jashtme të izolimit termik të gypit.

Kurse, për këmbyesit e nxehtësisë (Rekuperatorët), koeficienti i jashtëm i konveksionit bëhet me anë të shprehjes empirike:

$$\alpha_j = 116 \cdot \left[ \frac{\lambda^3 \cdot C^2 \cdot \rho \cdot \beta \cdot \Delta t_m}{\mu \cdot d_j} \right]^{0.25} \quad 2.32$$

$\mu$ ,  $kg/m \cdot s$  - viskozitetit i fluidit, i cili rrymon përreth gypave,

$\Delta t_m$ ,  $^{\circ}C$  - diferenca mesatare temperaturike;

$C$ ,  $kJ/kg \cdot K$  - nxehtësia specifike e fluidit të jashtëm;

$\beta$ ,  $1/K$  - koeficienti i zgjerimit të fluidit për shkak të ndryshimit të temperaturës;

$d_j$ ,  $m$  - diametri i jashtëm i gypit;

$\lambda$ ,  $\frac{W}{m \cdot K}$  - koeficienti i përçjellshmërisë termike të fluidit.

## 2.7. NUMRAT JODIMENSIONAL:

Numri i Nuseltit, paraqet raportin e nxehtësisë së bartur me konveksion kundrejt asaj me konduksion me shprehjen:

$$Nu = \frac{\dot{Q}_{konv}}{\dot{Q}_{kond}} = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad 2.33$$

Numri i Prandlit:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad 2.34$$

$d_h = 4A/P$ ,  $m$  - diametri hidraulik,  $\lambda$ ,  $\frac{W}{m \cdot K}$  - koeficienti i përçjellshmërisë termike për fluidin.

# Kapitulli III

## 3. NËNSTACIONET TERMIKE DHE KALKULIMET E TYRE

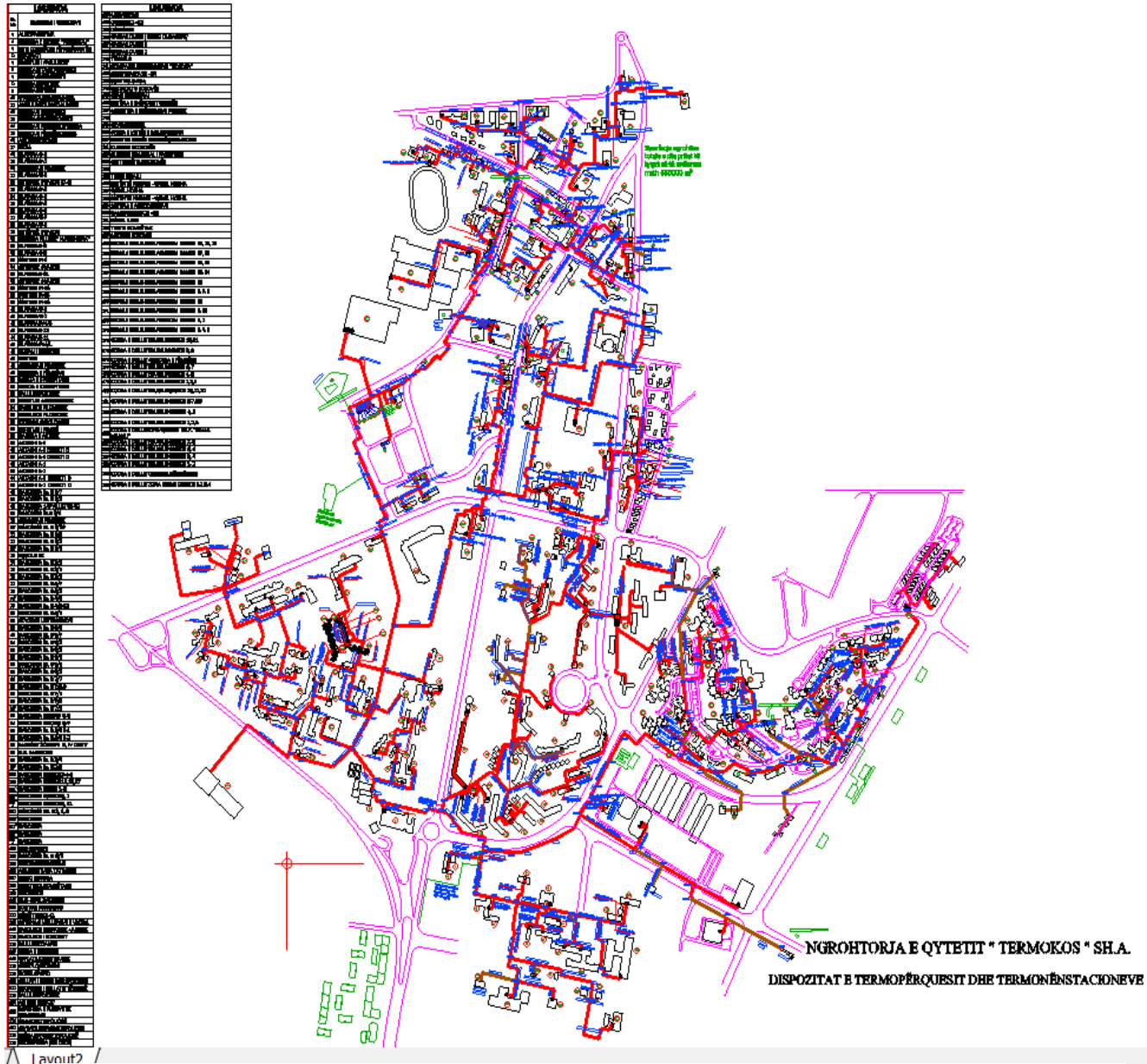
Nënstacionet termike kanë për detyrë që konsumatorëve termik t'i dorëzojnë sasinë e nevojshme të nxehtësisë me cilësi të kërkuar. Pajisjet, të cilat e karakterizojnë një nënstacion termik janë: pompa, këmbyesi i nxehtësisë, ezhektori, valvolat për rregullimin e sasisë së fluideve rrjedhëse, pajisjet për matjen e presionit, temperaturës, sasisë së fluidit rrjedhës, pajisjet për mbrojtje nga korozioni etj. Nënstacionet termike ezhektorike përdoren të kycja direkte e konsumatorëve termik me rrejtin e qytetit. Quket kycje direkte, për arsye se uji i rrjetit të qarkut primar (qytetit) shkon drejtpërdrejt në qarkun sekondar (aparartet ngrohëse të konsumatorit termik), duke e dhënë nxehtësinë drejtpërdrejt në ambient. Quket mënyrë indirekte e kycjes, e cila realizohet me anë të këmbyesit të nxehtësisë me anë të së cilës uji i rrjetit të qarkut primar nuk përzihet me ujin e qarkut sekondar (konsumatorëve termik). Kur temperaturat dhe presionet e sistemeve të ngrohjes së konsumatorëve ndryshojnë nga ato të rrjetit të ngrohjes qendrore, zakonisht është e nevojshme të shfrytëzohet një këmbyes i nxehtësisë, i cili punon me presione të ndryshme në mes medimeve punuese të rrjetit të qarkut primar dhe sekondar.

### 3.1. ROLI DHE RËNDËSIA E NËNSTACIONIT TERMIK

Vendi në të cilin kycet konsumatori termik në rrjetin primar (rrjetin magjstral) për t'u furnizuar me energji termike, të cilën ai i konsumon për nevoja të veta quhet nënstacion termik. Nënstacionet termike, kanë për detyrë që konsumatorëve termik t'i dorëzojnë sasinë e nevojshme të nxehtësisë me cilësi të kërkuar. Madhësia e një nënstacioni termik ndryshon në varësi të madhësisë së ngarkesave të energjisë termike që është projektuar për të përbushur. Një lidhje e konsumatorit me ngrohjen qendrore të qytetit do të ofroj një kursim të konsiderueshëm të hapësirës në krahasim me hapësirën që do të kërkohej për një kaldajë konvencionale për të përbushur kërkesat për energji termike. Gjithashtu, nënstacionet termike mund të ndërtohen për një bllok ndërtesash me anë të së cilës arrihet: reduktimi i zhurmës së nënstacionit, zvoglimet e ndotjes së mjedisit, mirëmbajtja etj. Veçanërisht, duhet arritur një nivel më i lartë i ndërgjegjësimit të konsumatorëve termik në aspektin e mbrojtjes së mjedisit, ngrohjes globale me anë të kycjes së tyre në rrjetin termik të qytetit, duke i dhënë kahje kësaj çështjeje drejt kursimit të energjisë dhe përdorimit më eficient të energjisë.

Nënstationet termike, ndahen në dy grupe kryesore:

1. Nënstacioni termik ezhektorik;
2. Nënstacioni termik me këmbyses të nxehtësisë.



*Figura 3.0. Rrjeti termik i shpërndarjes së ngrohjes qendrore dhe kyçja e konsumatorëve termik në qytetin e Prishtinës.*

Në përgjithësi, gjatë zgjidhjes së mënyrës së kyçjes së konsumatorëve në rrjetin termik duhet të plotësohen këto kushte:

- 1. Mundi pjezometrik i ujit në rrjetin e dërgimit si në regjimin dinamik  $H_d$ , ashtu edhe në atë statik në të gjitha pikat e sistemit në të cilat konsiderohet se mund të paraqitet vlimi i ujit, duhet të jetë më i lartë sesa presioni i vlimit  $H_v$  të tij d.m.th.  
 $H_d = H_v + 0.5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ .*
- 2. Linja e mundit pjezometrik në rrjetit të dërgimit duhet të jetë më e lartë sesa lartësia e objektit  $H_{ob}$  për të paktën  $0.5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ , pra  $H_d = H_{ob} + 0.5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ . Në rast se nuk plotësohet ky kusht, sistemi i ngrohjes qendrore i kyçur në këtë pikë të rrjetit do të ngelë i pambushur me ujë.*
- 3. Mundi pjezometrik në rrjetin e dërgimit duhet të jetë më i vogël, sesa presioni i lejuar për gypa dhe armaturë nga të cilët është ndërtuar rrjeti termik për të paktën  $0.5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ , pra  $H_d \leq H_{d\max} - 0.5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ .*
- 4. Mundi pjezometrik në rrjetin e kthimit  $H_k$  të rrjetit termik në regjimin dinamik dhe në atë statik, duhet të jetë më i vogël sesa mundi, i cili lejohet për sistemin e ngrohjes qendrore për të paktën  $55 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ . Kjo, nënkupton se mundi pjezometrik në rrjetin e kthimit dhe mundi statik nuk lejohet të jenë mbi nivelin e terrenit ku ndodhet objekti, i cili furnizohet me nxehtësi më tepër se  $55 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ .*
- 5. Mundi disponues  $H_d$  në rrjetin termik në vendin e kyçjes së konsumatori termik duhet të jetë të paktën  $2 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ , më i madh sesa rënia e presionit në sistemin e ngrohjes qendrore  $\Delta H_{snq}$  pra  $H_d = \Delta H_{snq} + 2 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ .*
- 6. Presioni statik i objektit, i cili kyçet në rrjetin termik, nuk bën të krijojë presion më të lartë në objektet e tjera mbi vlerën e lejuar për to.*

Këto kushte të lartcekura duhet të plotësohen për të gjitha kushtet e punës së sistemit.



### 3.2. NËNSTACIONET TERMIKE ME KËMBYTES TË NXEHTËSISË

Këmbyesit e nxehtësisë, janë pajisje në të cilat nxehtësia transmetohet nga një fluid në një fluid tjetër si pasojë e diferencës temperaturike. Këmbyesit e nxehtësisë janë të klasifikuar në bazë të: procesit të transferimit me kontakt direkt dhe indirekt, gjeometrisë së konstrukcionit të tubave, sipërfaqes së jashtme, mekanizmave të transmetimit të nxehtësisë njëfazorë dhe dyfazorë, rrymimit të fluideve punuese: paralel, kundërt dhe të kryqëzuar, numrit të fluideve, kompaktësisë së sipërfaqes, karakteristikës së ndërtimit etj. Këmbyesit e nxehtësisë, të cilët përdoren në nënstacionet termike janë të përbërë nga (karkasa dhe tubat) karkasa në të cilën janë të vendosur tubat e këmbyesit, këmbyesit pllakor të nxehtësisë. Këta këmbyes, mund të jenë me rrymim: paralel, kundërt dhe me rrymim të kryqëzuar. Këta këmbyes të nxehtësisë ndryshe quhen Rekuperator. Ekzistojnë shumë ndarje të këmbyesve të nxehtësisë, por në këtë punim do të analizohen këmbyesit (karkasa dhe tubat) me tuba në formë të rrumbullakët dhe këmbyesit pllakor të nxehtësisë për rrymime të ndryshme të medimeve punuese përgjatë këmbyesit. Këta këmbyes janë më të zakonshmit dhe kanë aplikim shumë të gjerë në industri.

Nënstacionet termike me këmbyes të nxehtësisë, aplikohen në këto raste:

1. Nëse mundi disponues në vendin e kyçjes së konsumatorit termik është i pamjaftueshëm për t'i mundur rëniet e shtypjes në unazën e vet qarkulluese;
2. Në kushtet kur në rrjetin termik duhet të kyçen ndërtesa të larta për ta mbrojtur rrjetin termik nga presioni i lartë statik;
3. Nëse presioni pjezometrik në rrjetin e kthimit të sistemit në kushtet e regjimit dinamik dhe statik është më i madh, sesa mundi maksimal i lejuar për kyçjen e konsumatorëve sipas mënyrës direkte.

3.2.1. Analiza e koeficientit të këmbyesit të nxehtësisë për rrymim paralel

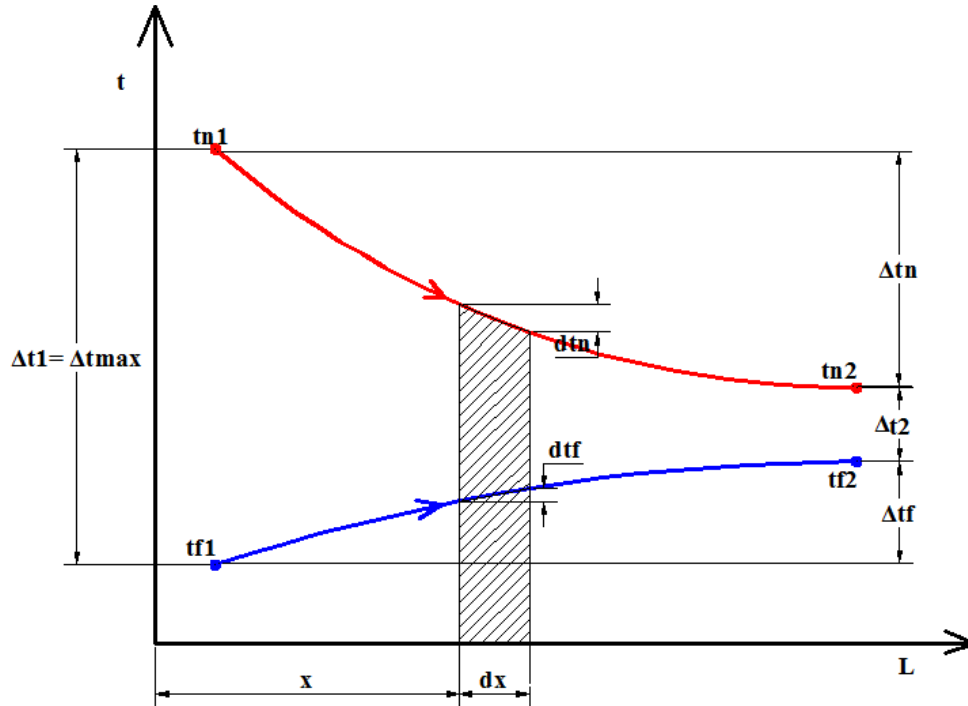


Figura 3.1. Ndryshimi i temperaturës së nxehtësidhënësit dhe nxehtësimarrësit të këmbyesit e nxehtësisë me rrymim paralel.

Bazuar në bilancin energjetik, për një element diferencial  $dx$ , mund të shkruajmë:

$$dq = -c_n \cdot \dot{m}_n \cdot dt_n = c_f \cdot \dot{m}_f \cdot dt_f \quad 3.1$$

$t_n, t_f$ , °C - temperatura e fluidit të ngrohtë dhe të ftohtë,

$$\int_1^2 dt_n = t_{n1} - t_{n2} = - \int_1^2 \frac{dq}{c_n \cdot \dot{m}_n} = - \frac{q}{c_n \cdot \dot{m}_n} \quad 3.2$$

$$\int_1^2 dt_f = t_{f2} - t_{f1} = \int_1^2 \frac{dq}{c_f \cdot \dot{m}_f} = \frac{q}{c_f \cdot \dot{m}_f} \quad 3.3$$

Nxehtësia totale, e cila bartet ndërmjet dy fluideve punuese shprehet me formulën:

$$d_q = k \cdot A(t_n - t_f) \frac{d_x}{L} \quad 3.4$$

me integrimin e ekuacionit (3.4) nga kufijtë 1-2 dhe me zëvendësimin e ekuacionit të integruar në ekuacionin (3.1) do të fitojmë shprehjen për nxehtësinë totale, e cila transmetohet ndërmjet dy fluideve punuese, me shprehjen:

$$q = k \cdot A \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad 3.5$$

Tani nga ekuacioni (3.1), e përcaktojmë diferencën temperaturike ndërmjet fluideve punuese:

$$d(t_n - t_f) = - \left( \frac{1}{c_n \cdot \dot{m}_n} + \frac{1}{c_f \cdot \dot{m}_f} \right) \cdot dq \quad 3.6$$

$$d(t_n - t_f) = - \left( \frac{1}{c_n \cdot \dot{m}_n} + \frac{1}{c_f \cdot \dot{m}_f} \right) \cdot k \cdot A(t_n - t_f) \frac{d_x}{L} \quad 3.7$$

$$\frac{d(t_n - t_f)}{(t_n - t_f)} = - \left( \frac{1}{c_n \cdot \dot{m}_n} + \frac{1}{c_f \cdot \dot{m}_f} \right) \cdot k \cdot A \frac{d_x}{L} = - \left( 1 + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \cdot \frac{k \cdot A}{c_f} \frac{d_x}{L} \quad 3.8$$

Integrojmë barazimin (3.8) nga seksioni 1 në hyrje në seksionin 2 në dalje dhe fitojmë:

$$\int_1^2 \frac{d(t_n - t_f)}{(t_n - t_f)} = - \left( 1 + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \cdot \frac{k \cdot A}{c_f} \int_1^2 \frac{d_x}{L} \quad 3.9$$

$$\ln \frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} = - \left( 1 + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \cdot \frac{k \cdot A}{c_f} \quad 3.10$$

$$\frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} = e^{- \left( 1 + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \frac{k \cdot A}{c_f}} \quad 3.11$$

$$\begin{aligned} \frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} &= \frac{t_{n1} + \frac{q}{c_n \cdot \dot{m}_n} - t_{f2}}{t_{n1} - t_{f1}} = \frac{t_{n1} - t_{f1} + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} (t_{f2} - t_{f1}) - t_{f2} + t_{f1}}{t_{n1} - t_{f1}} \\ &= 1 - \frac{t_{f2} - t_{f1}}{t_{n1} - t_{f1}} \left( 1 + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \end{aligned} \quad 3.12$$

Shprehja e efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë nga ana e fluidit të ftohtë është:

$$\varepsilon_f = \frac{\Delta t_f}{\Delta t_{\max}} = \frac{(t_{f2} - t_{f1})}{(t_{n1} - t_{f2})} \quad 3.13$$

zëvendësojmë barazimin (3.13) në barazimin (3.12) dhe pastaj barazojmë me ekuacionin (3.11) në mënyrë që të fitojmë shprehjen për efikasitetin e këmbyesit të nxehtësisë me rrymim paralel për fluidin e ftohtë:

$$\frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} = 1 - \varepsilon_f \left( 1 + \frac{c_f}{c_n} \right) = e^{-\left( 1 + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \frac{k \cdot A}{c_f}} \quad 3.14$$

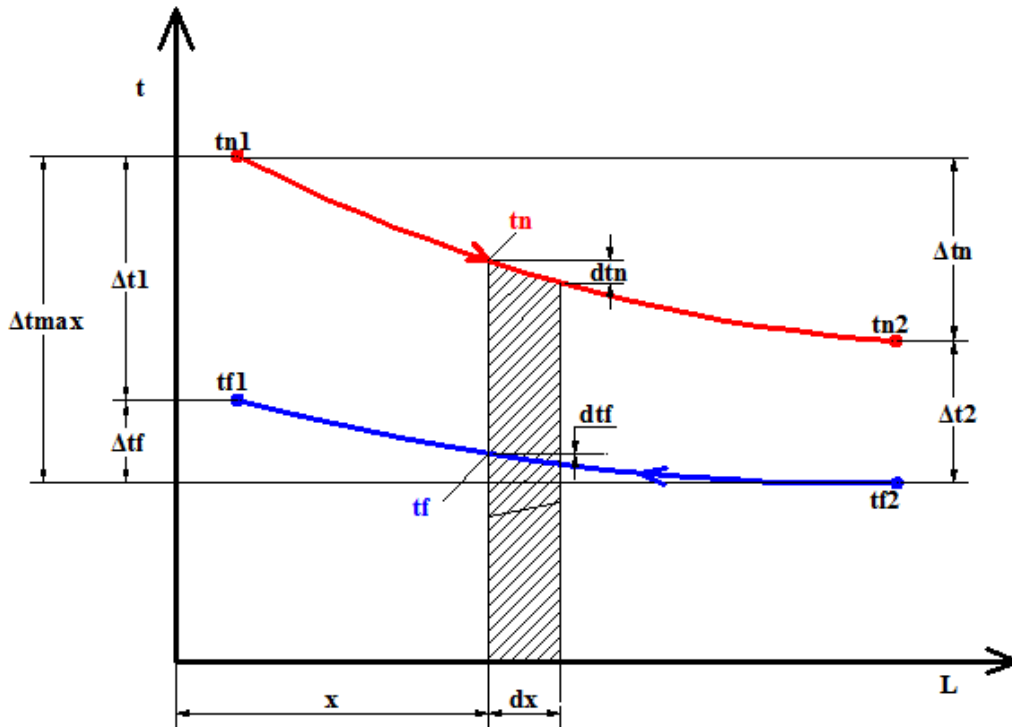
$$\varepsilon_f = \frac{1 - e^{-\left( 1 + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \frac{k \cdot A}{c_f}}}{\left( 1 + \frac{c_f \cdot \dot{m}_f}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right)} \quad 3.15$$

Pasi është përcaktuar koeficienti i efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë, për të gjithë tipat e këmbyesve të nxehtësisë, mund të përcaktohet ngarkesa termike e këmbyesit sipas barazimit:

$$\dot{Q} = \varepsilon_f \cdot \dot{m}_f \cdot c_f \cdot \Delta t_{\max} \quad 3.16$$

$\Delta t_{\max} = t_{n1} - t_{f1}$  - për rrymim paralel,  $\Delta t_{\max} = t_{n1} - t_{f2}$  - për rrymim të kundërt.

3.2.2. Analiza e koeficientit të këmbyesit të nxehtësisë (Rekuperatorit) për rrymim të kundërt



*Figura 3.2. Ndryshimi i temperaturës së nxehtësidhënësit dhe nxehtësimarrësit të këmbyesit e nxehtësisë me rrymim të kundërt të medimeve punuese.*

Bazuar në bilancin energjetik, për një element diferencial  $d_x$ , mund të shkruajmë:

$$d_q = -c_n \cdot \dot{m}_n \cdot dt_n = -c_f \cdot \dot{m}_f \cdot dt_f \quad 3.17$$

$t_n, t_f$ , °C - temperatura e fluidit të ngrohtë dhe të ftohtë,

Ekuacionet diferenciale të transmetimit të nxehtësisë të aplikuara në madhësi diferenciale  $d_x$  për fluidin e ngrohtë, murin dhe fluidin e ftohtë janë:

$$d_q = (\eta_o \cdot \alpha \cdot A)_n (t_n - t_{m,n}) \frac{d_x}{L} \quad 3.18$$

$$d_q = \frac{\lambda_m}{\delta_m} \cdot A_m \cdot (t_{m,n} - t_{m,f}) \frac{d_x}{L} \quad 3.19$$

$$d_q = (\eta_o \cdot \alpha \cdot A)_f (t_{m,f} - t_f) \frac{d_x}{L} \quad 3.20$$

Në ekuacionet e mësipërme është konsideruar rasti gjeneral, ku me  $\eta_o$  është përfshirë efikasiteti i sipërfaqes së jashtme të gypit.

Nxehtësia totale, e cila bartet ndërmjet dy fluideve punuese shprehet me formulën:

$$d_q = k \cdot A (t_n - t_f) \frac{d_x}{L} \quad 3.21$$

Duke eliminuar  $d_x$  nga ekuacionet (3.17) dhe (3.21) dhe duke përdorur kushtet kufitare, të cilat kërkohen për zgjidhjen e këtyre dy ekuacioneve, në mënyrë që ta përcaktojmë diferencën temperaturike ndërmjet fluideve punuese:

$$t_n (x=0) = t_{n1} \quad t_f (x=0) = t_{f2} \quad 3.22$$

$$d(t_n - t_f) = \left( \frac{1}{c_f \cdot \dot{m}_f} - \frac{1}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \cdot dq \quad 3.23$$

$$d(t_n - t_f) = \left( \frac{1}{c_f \cdot \dot{m}_f} - \frac{1}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \cdot k \cdot A (t_n - t_f) \frac{d_x}{L} \quad 3.24$$

$$\frac{d(t_n - t_f)}{(t_n - t_f)} = \left( \frac{1}{c_f \cdot \dot{m}_f} - \frac{1}{c_n \cdot \dot{m}_n} \right) \cdot k \cdot A \frac{d_x}{L} = - \left( 1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \right) \cdot \frac{k \cdot A}{c_n} \frac{d_x}{L} \quad 3.25$$

Integrojmë barazimin (3.25) nga seksioni 1 në hyrje në seksionin 2 në dalje:

$$\int_1^2 \frac{d(t_n - t_f)}{(t_n - t_f)} = - \left( 1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \right) \cdot \frac{k \cdot A}{c_n} \int_1^2 \frac{d_x}{L} \quad 3.26$$

$$\ln \frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} = - \left( 1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \right) \cdot \frac{k \cdot A}{c_n} \quad 3.27$$

$$\frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} = e^{-\left(\frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f}\right) \frac{k \cdot A}{c_n}} \quad 3.28$$

Ana e majtë e barazimit të mësipërm (3.28), mund të shkruhet edhe në formën:

$$\frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} = \frac{1 - \frac{(t_{n1} - t_{n2})}{(t_{n1} - t_{f2})}}{1 - \frac{(t_{f1} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f2})}} \quad 3.29$$

Shprehja e efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë nga ana e fluidit të ngrohtë:

$$\varepsilon_n = \frac{\Delta t_n}{\Delta t_{\max}} = \frac{(t_{n1} - t_{n2})}{(t_{n1} - t_{f2})} \quad 3.30$$

Shprehja e efikasitetit të këmbyesit të nxehtësisë nga ana e fluidit të ftohtë:

$$\varepsilon_f = \frac{\Delta t_f}{\Delta t_{\max}} = \frac{(t_{f1} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f2})} \quad 3.31$$

Prandaj, me zëvendësimin e ekuacionit (3.30) dhe (3.31) në ekuacionin (3.29), fitojmë:

$$\frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} = \frac{1 - \varepsilon_n}{1 - \varepsilon_f} \quad 3.32$$

Nxehtësia e bartur gjatë rrymimit të fluidit nga seksioni (1 në atë 2), është:

$$d_q = \int_1^2 c \cdot \dot{m} \cdot dt = c_n \cdot \dot{m}_n \cdot (t_{n2} - t_{n1}) = -c_f \cdot \dot{m}_f \cdot (t_{f2} - t_{f1}) \quad 3.33$$

me zëvendësimin e ekuacioneve (3.30) dhe (3.31) në pjesën e djathtë të ekuacionit (3.33), do të fitojmë:

$$c_n \cdot \dot{m}_n \cdot \varepsilon_n \cdot \Delta t_{\max} = c_f \cdot \dot{m}_f \cdot \varepsilon_f \cdot \Delta t_{\max} \quad 3.34$$

$$\varepsilon_f = \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \cdot \varepsilon_n \quad 3.35$$

me zëvendësimin e shprehjes (3.35) në shprehjen (3.32), do të fitojmë:

$$\frac{(t_{n2} - t_{f2})}{(t_{n1} - t_{f1})} = \frac{1 - \varepsilon_n}{1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \cdot \varepsilon_n} \quad 3.36$$

ekuacionin (3.28) e barazojmë me ekuacionin (3.36) dhe fitojmë:

$$\frac{1 - \varepsilon_n}{1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \cdot \varepsilon_n} = e^{-\left(1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f}\right) \frac{k \cdot A}{c_n}} \quad 3.37$$

prej nga nxjerrim shprehjen përfundimtare për efikasitetin e këmbyesit të nxehtësisë nga ana e fluidit të ngrohtë:

$$\varepsilon_n = \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f}\right) \frac{k \cdot A}{c_n}}}{1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \cdot e^{-\left(1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f}\right) \frac{k \cdot A}{c_n}}} \quad 3.38$$

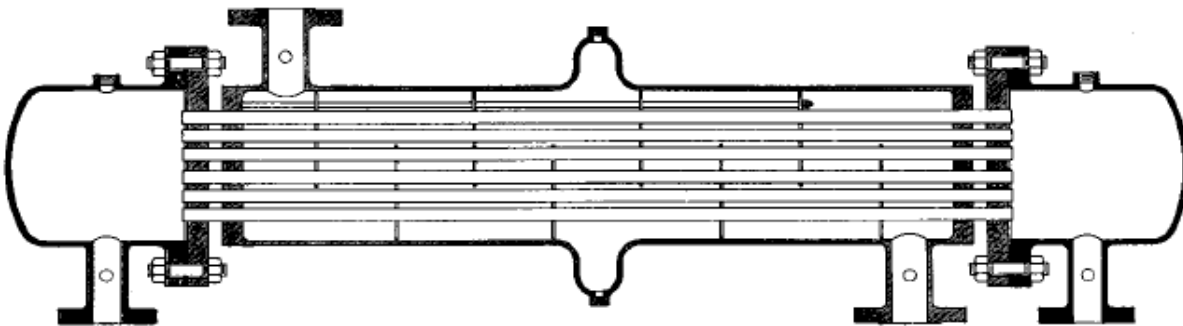
kurse efikasiteti i këmbyesit të nxehtësisë nga ana e fluidit të ftohtë:

$$\varepsilon_f = \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \cdot \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f}\right) \frac{k \cdot A}{c_n}}}{1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f} \cdot e^{-\left(1 - \frac{c_n \cdot \dot{m}_n}{c_f \cdot \dot{m}_f}\right) \frac{k \cdot A}{c_n}}} \quad 3.39$$



### 3.3. KËMBYESIT E NXEHTËSISË (KARKASA DHE TUBAT)

Këmbyesit e nxehtësisë (karkasa dhe tubat) janë të ndërtuar nga radhët e tubave, të cilët janë të montuar në një karkasë cilindrike me tuba paralel me karkasën. Më shumë se 65% e pjesës së tregut në industrinë e proceseve të ngrohjes janë të përbërë nga këmbyesit e nxehtësisë (karkasa dhe tubat). Shtëpiza e mbushur me tuba. Arsyet e një përdorimi kaq të gjerë të këtyre këmbyesve janë: Shkathësia e një përdorimi të gjerë të kushteve operative, mënyra e lehtë e pastrimit, përvoja e gjatë e projektimit, praktika e projektimit me kode dhe standarde. Zgjidhja e shtëpizës dhe tubave të duhur është arritur me një konfiguracion të duhur të këmbyesit. Komponentët kryesor të një këmbyesi janë: tubat, lamelat, të cilat e drejtojnë lëvizjen e fluidit, karkasa, kreu i kokës në fillim-fund të këmbyesit dhe fllangjat lidhëse ndërmjet karkasës dhe kreut të kokës. Numri i tubave në një këmbyesi të nxehtësisë varet nga prurja e fluidit dhe rënia e presionit nëpër të. Vendosja e tyre, mund të jetë: trekëndore, katrore, paralele, serike dhe forma tjera të kombinuara. Shpejtësia e rrymimit të ujit ose të ndonjë fluidi të ngjashëm në tubat e këtij këmbyesi është 0.9 deri 2.4 m/s, kurse shpejtësia e rrymimit nga ana e jashtme e tyre është 0.6 deri në 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.



*Figura 3.3. Këmbyesit e nxehtësisë me pjesët anësore në formë të kokës, kurse drejtimi i rrymimit të mediumit, i cili rrymon tërthorazi përgjat tubave drejtohet nga lamelat. Fluidi i ftohtë rrymon nëpër tuba, kurse ai i ngrohtë përgjat tyre. Rrymimi të ky lloj këmbyesi mundet me qenë: paralel dhe i kundërt. (Division of HARSCO Corporation, East Stroudsburg, Pennsylvania).*

TEMA E		
TEMA F		
TEMA G		
TEMA H		
TEMA J		
TEMA J		
L		
TEMA X		

*Figura 3.4. Format e karkasave për variante të ndryshme të prurjes nëpër karkasë. (Courtesy of Heat Transfer Research, Inc, College Station, Texas).*

### 3.4. MËNYRA E KALKULIMIT TË KËMBYESIT TË NXEHTËSISË (KARKASA DHE TUBAT)

#### 3.4.1 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 karkasës. Kur nga ana e jashtme e tubave vendosen flatrat drejtuese, koeficienti i transmetimit të nxehtësisë përgjat tubave është më i madh se ai pa flatra drejtuese. Nëse nuk ka flatra drejtuese prurja e fluidit do të kalojë brenda karkasës dhe do ta lëshoj atë për një kohë shumë të shkurtër. Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë kalkulohet duke u bazuar në diametrin ekuivalent (hidraulik).

**Mc Adams**, ka sygjerruar ekuacionin për përcaktimin e  $\alpha_{jt}$  me shprehjen:

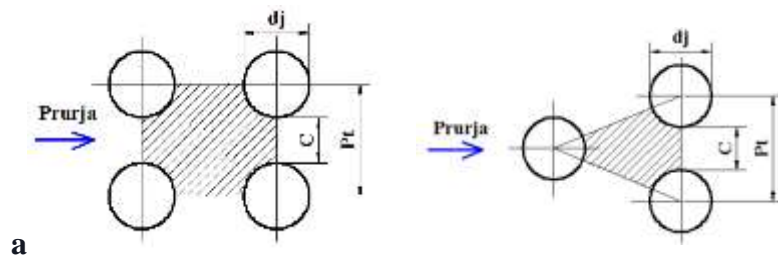
$$\frac{\alpha_{jt} \cdot d_e}{\lambda} = 0.36 \left( \frac{d_b \cdot \dot{m}_s}{\mu} \right)^{0.55} \left( \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_m} \right)^{0.14} \quad 3.40$$

dhe vlenë për numrin e Reynolsit:  $2 \times 10^3 < Re_s = \frac{\dot{m}_s \cdot d_e}{\mu} < 1 \times 10^6$

ku  $\alpha_{jt}$ , koeficienti i transmetimit të nxehtësisë nga ana e jashtme e tubave,

$$d_e = \frac{4 \times \text{siperfaqja e prurjes së lirë}}{\text{Perimetri i lagur}} = \frac{4 \times A}{P} \quad 3.41$$

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 figurën (3.5), diametri ekuivalent kalkulohet me anë të shprehjeve:



**b** Figura 3.5 Radhitja e gypave.

Për figurën (3.5) nën a). diametri ekuivalent llogaritet me shprehjen:

$$d_e = \frac{4 \times \left( S_t^2 - \pi \cdot d_j^2 / 4 \right)}{\pi \cdot d_j} \quad 3.42$$

$S_t$ ,  $m$  - distanca ndërmjet qendrës së tubave,  $d_j$ ,  $m$  - diametri i jashtëm i tubave.

Për figurën (3.5) nën b). diametri ekuivalent llogaritet me shprehjen:

$$d_e = \frac{4 \times \left( \frac{S_t^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \pi \cdot d_j^2 / 8 \right)}{\pi \cdot d_j / 2} \quad 3.43$$

Sipërfaqja e brendshme e karkasës është:

$$A_s = \frac{D_b \cdot C \cdot B}{S_t} \quad 3.44$$

ku janë:  $C$ ,  $m$  - distanca më e vogël ndërmjet tubave:  $B$ ,  $m$  - distanca e kalimit:  $D_b$ ,  $m$  - diametri i brendshëm i karkasës.

Prurja masore, e cila rrymon ndërmjet tubave dhe karkasës paraqet raportin ndërmjet prurjes vëllimore të përgjithshme kundrejt sipërfaqes së brendshme të karkasës:

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{V}}{A_s} \quad 3.45$$

### 3.4.2. 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 përgjat 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:

$$\Delta p_s = \frac{f \cdot \dot{m}_s \cdot (N_b + 1) \cdot D_b}{2 \cdot \rho \cdot d_e \cdot \phi_s} \quad 3.46$$

Ku  $\phi_s = \left( \frac{\mu}{\mu_m} \right)^{0.14}$ ,  $N_b = (L/B) - 1$  - është numri i kalimeve dhe  $(N_b + 1)$ - është numri i kohës së kalimit të fluidit nëpër kalim.

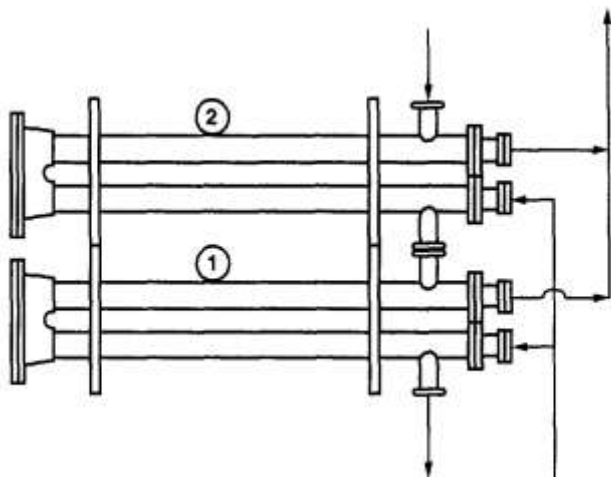
Koeficienti i fërkimit  $f$  për këta lloj këmbyesish është kalkuluar me shprehjen empirike:

$$f = e^{(0.576 - 0.19 \ln Re_s)} \quad 3.47$$

Koeficienti i fërkimit  $f$  gjithashtu në vete përmban edhe shumën e fërkimeve në hyrje dhe dalje nga këmbyesi.

ku, vlera e numrit të Reynolsit vlenë:  $400 < Re_s = \frac{\dot{m}_s \cdot d_e}{\mu} < 1 \times 10^6$

### 3.4.3. 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 këmbyesit (në këtë rast 4 kalime për një tub), numrin e tubave  $N_t$  dhe gjatësinë e tyre  $l$ . Rënia e presionit të fluidit rrymues nga ana e brendshme e tubave kalkulohet me shprehjen:

Figura 3.6. Këmbyesi i nxehtësisë me katër kalime.

$$\Delta p_f = 4N_t \cdot f \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2g} \quad 3.48$$

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

$$\Delta p_l = 4N_t \cdot k_l \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2g} \quad 3.49$$

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

$$\Delta p_t = 4N_t \cdot f \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2g} + 4N_t \cdot k_l \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2g} = \left( 4N_t \cdot f \cdot \frac{l}{d} + 4N_t \cdot k_l \right) \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2g} \quad 3.50$$

### 3.5. NËNSTACIONET TERMIKE EZHEKTORIKE

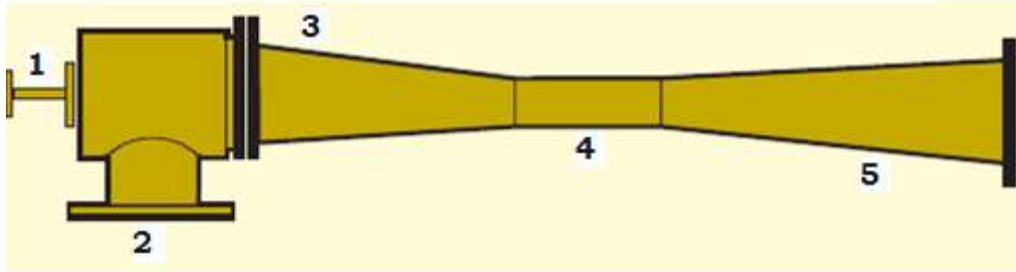
Nënstacionet termike ezhektorike përdoren të kyçja direkte e konsumatorëve termik me rrjetin e qytetit. Quket kyçje direkte për arsye se uji i rrjetit të qarkut primar (qytetit) shkon drejtpërdrejt në aparatet ngrohëse të konsumatorit termik, duke e dhënë nxehtësinë drejtpërdrejt në ambient. Këto sisteme janë më të mira për arsye se e gjithë nxehtësia nuk këmbëhet në një këmbyes nxehtësie, i cili e ka rendimentin më të vogël se një, por shkon drejtpërdrejt në aparate ngrohëse. Janë pajisje të thjeshta të përbëra nga: diza, difuzori, dhoma e përzierjes, gjilpëra për rregullimin e sasisë së ujit nga rrjeti primar (qytetit), gypi i dërgimit dhe gypi i kthimit. Për shkak të jocomplekstietit dhe pjesëve jolëvizëse të këtyre pajisjeve ato ofrojnë punë të sigurt dhe jetëgjatësi të lartë.

Për të mundësuar kyçjen e konsumatorëve termik sipas ezhektorëve duhet plotësuar këto kushte:

1. Mundi disponues në vendin e kyçjes së konsumatorit termik duhet të jetë më i madh se 1.5 bar për të mundësuar punën normale të ezhektorit;
2. Mundi pjezometrik statik në vendin e kyçjes së konsumatorit termik duhet të jetë më i vogël se 60 m, (për arsye të qëndrueshmërisë së radiatorëve të çelikut të derdhur 6 bar).

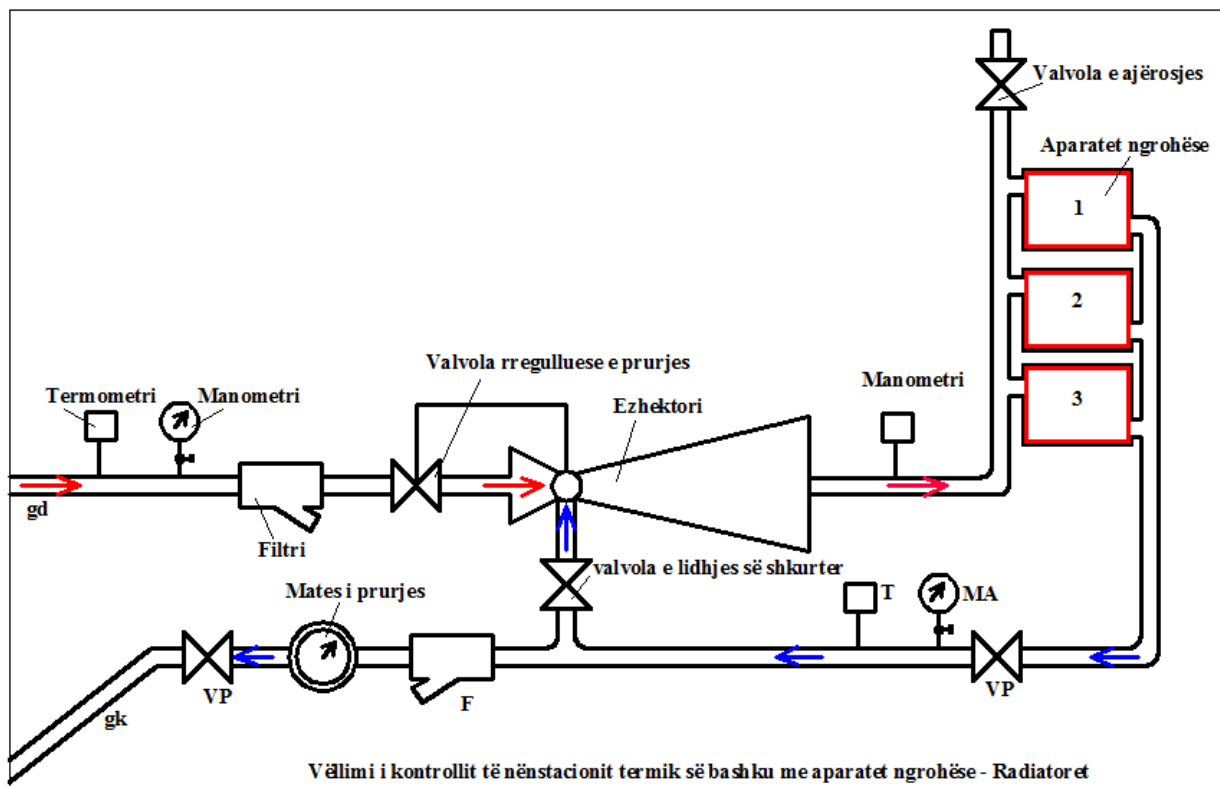
Madhësia e një nënstacioni termik ndryshon në varësi të madhësisë së ngarkesave të energjisë termike që është projektuar për të përmbushur. Një lidhje e konsumatorit me ngrohjen qendrore

të qytetit do të ofroj një kursim të konsiderueshëm të hapësirës në krahasim me hapësirën që do të kërkohej për një kaldajë konvencionale për të përmbushur kërkesat për energji termike.



*Figura 3.7. Ezhektori: 1. gypi i dërgimit, 2. gypi i kthimit, 3. diza, 4. dhoma e përzierjes, 5. difuzori.*

Skema e një nënstacioni termik ezhektorik është treguar në figurën 3.8. Ezhektorët përdoren për përzierjen e një sasive të ujit nga rrjeti i kthimit me ujin e rrjetit të dërgimit, me qëllim të rregullimit të temperaturës së ujit në rrjetin e dërgimit sipas nevojave të konsumatorit termik të ngrohjes.



*Figura 3.8. Skema e nënstacionit termik ezhektorik: gk- gypi i kthimit, gd- gypi i dërgimit.*

### 3.5.1. Analiza hidrodinamike e ezhektorit

Për punën e ezhektorit, në vendin e kyçjes të nënstacionit termik ezhektorik duhet të ekzistoj një ndryshim i caktuar i presionit ndërmjet rrjetit të dërgimit dhe rrjetit të kthimit të paktën 15 kPa (15 mH<sub>2</sub>O), në mënyrë që në dizën e ezhektorit të arrihet një shpejtësi më e madhe e ujit, që ka për pasojë krijimin e një vakumi të caktuar në gypin e thithjes dhe me këtë edhe përzierjen e një sasia të rrjetit të dërgimit me ujin e rrjetit të kthimit. Sasia e ujit të përzier i dërgohet konsumatorit termik të ngrohjes.

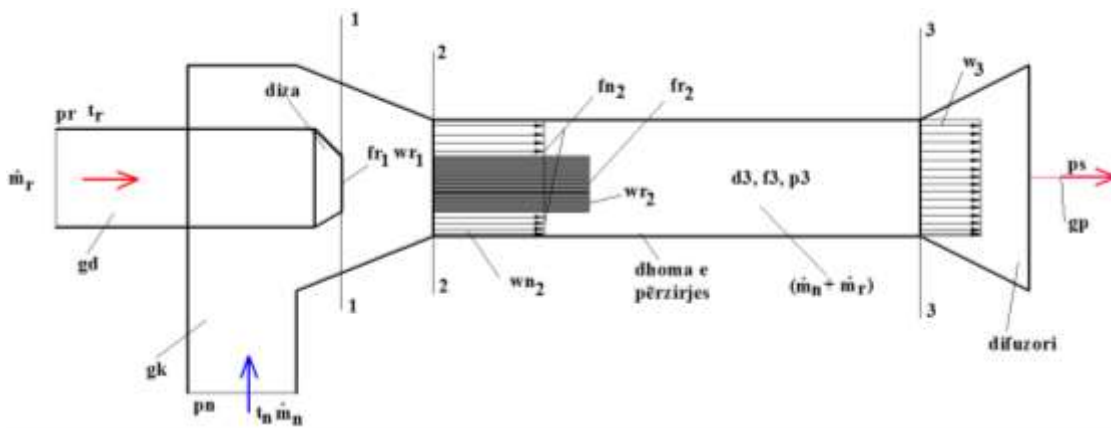
Sasia e tërësishme e ujit në sistemin e ngrohjes është:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_r + \dot{m}_n \quad 3.51$$

Raporti i sasisë së ujit, i cili injektohet nga rrjeti i kthimit  $\dot{m}_n$  dhe ujit të rrjetit të dërgimit  $\dot{m}_r$ , quhet koeficienti i përzierjes dhe ai zakonisht shënohet me  $u$ , pra:

$$u = \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_r} \quad 3.52$$

Koeficienti i injektimit, zakonisht mbahet i pandryshuar, pra me  $u = konst.$  Në këto kushte rezulton që sasia e ujit, e cila i shkon konsumatorit termik të ngrohjes është në varësi të drejtpërdrejt të prurjes së ujit nëpër dizën e ezhektorit.



**Figura 3.9.** Skema e ezhektorit: Di- diza, Dh- dhoma e përzierjes, Dif- difuzori, gd- gypi i dërgimit, gk- gypi i kthimit, gp- gypi për ujin e injektuar.



Barazimi themelor për llogaritjen e ezhektorit është ekuacioni për ndryshimin e impulsit të prurjeve të ujit në dhomën e përzierjes (Dhp), e cila e ka formën:

$$\varphi_2 \cdot (\dot{m}_r \cdot w_{r1} + \dot{m}_n \cdot w_{n2}) - (\dot{m}_r + \dot{m}_n) \cdot w_3 = p_3 \cdot f_3 - p_{n2} \cdot f_{n2} - p_{r1} \cdot f_{r1} \quad 3.53$$

ku janë:  $p_{r1}$ ,  $p_{n2}$ ,  $p_3$  - presioni i ujit pas dizës, presioni i ujit, i cili injektohet i matur në seksionin (2-2) dhe presioni i ujit të përzier në seksionin (3-3), figura 3.9.

$\dot{m}_r$ ,  $\dot{m}_n$ ,  $\frac{kg}{s}$  - prurja e ujit në rrjetin e dërgimit dhe të kthimit,

$w_{r1}$ ,  $w_{n2}$ ,  $w_3$ ,  $\frac{m}{s}$  - Shpejtësia e ujit në dalje të dizës, shpejtësia e ujit nëpër gypin e injektuar gp dhe shpejtësia e ujit të përzier nëpër dhomën e përzierjes,

$f_{r1}$ ,  $f_3$ ,  $m^2$  - sipërfaqja e seksionit tërthor të prurjes së ujit të injektuar në dhomën e përzierjes.

Nga barazimi i ekuacionit të kontinuitetit dalin shpejtësitë në seksionet tërthore të caktuara të ezhektorit.

$$w_{r1} = \frac{\dot{m}_r \cdot v_r}{f_{r1}}, w_{n2} = \frac{\dot{m}_n \cdot v_n}{f_{n2}}, w_3 = \frac{\dot{m}_r + \dot{m}_n}{f_3} \cdot v_s \quad 3.54$$

$v_r$ ,  $v_n$ ,  $v_s$ ,  $\frac{m^3}{kg}$  - vëllimi specifik i ujit furnizues në dizë, vëllimi specifik i ujit që injektohet dhe vëllimi specifik i ujit në dalje nga difuzori.

Meqë shpejtësia e ujit në dalje të dizës është:

$$w_{r1} = \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_1} = \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{\Delta pr}{\rho \cdot g}} = \varphi_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta pr \cdot v_r} \quad 3.55$$

ku janë:  $\varphi_1$  - koeficienti i shpejtësisë në dizën e ezhektorit;

$h_1$ ,  $m H_2O$  - rënia e presionit në dizën e ezhektorit.

$$\Delta p_r = p_r - p_{r1} \quad 3.56$$

nga barazimet (3.54) dhe (3.55) del:

$$p_{r1} = p_r - \frac{w_{r1}^2}{2 \cdot \varphi_1^2 \cdot v_r} \quad 3.57$$

ngjashëm dalin edhe ekuacionet:

$$p_{n2} = p_n - \frac{w_{n2}^2}{2 \cdot \varphi_4^2 \cdot v_n} \quad 3.58$$

$$p_3 = p_s - \frac{w_3^2 \cdot \varphi_3^2}{2 \cdot v_s} \quad 3.59$$

ku janë:  $\varphi_2$  - koeficienti i shpejtësisë në dhomën e përzierjes;

$\varphi_3$  - koeficienti i shpejtësisë në difuzor;

$\varphi_4$  - koeficienti i shpejtësisë në gypin e injektimit.

Nëse shprehjet e fundit i zëvendësojmë në barazimin (3.53), del:

$$\begin{aligned} & \varphi_2 \cdot \left( \frac{\dot{m}_r^2 \cdot v_r}{f_{r1}} + \frac{\dot{m}_n^2 \cdot v_n}{f_{n2}} \right) - \frac{(\dot{m}_r + \dot{m}_n)^2}{f_3} \cdot v_s = \\ & = \left( p_s - \frac{w_3^2 \cdot \varphi_3^2}{2 \cdot v_s} \right) \cdot f_3 - \left( p_n - \frac{w_{n2}^2}{2 \cdot v_n \cdot \varphi_4^2} \right) \cdot f_{n2} - \left( p_r - \frac{w_{r1}^2}{2 \cdot v_r \cdot \varphi_1^2} \right) \cdot f_{r1} = \\ & = \left( p_s - \frac{(\dot{m}_r + \dot{m}_n)^2}{f_3^2} \frac{v_s^2 \cdot \varphi_3^2}{2 \cdot v_s} \right) \cdot f_3 - \left( p_n - \frac{\dot{m}_n^2}{f_{n2}^2} \frac{v_n^2}{2 \cdot v_s \cdot \varphi_4^2} \right) \cdot f_{n2} - \left( p_r - \frac{\dot{m}_r^2}{f_{r1}^2} \frac{v_r^2}{2 \cdot v_r \cdot \varphi_1^2} \right) \cdot f_{r1} \quad 3.60 \end{aligned}$$

Nga ky barazim, del:

$$(p_s - p_n) \cdot f_{n2} + (p_s - p_r) \cdot f_{r1} =$$

$$\varphi_2 \cdot \frac{\dot{m}_r^2 \cdot v_r}{f_{r1}} + \varphi_2 \cdot \frac{\dot{m}_n^2 \cdot v_n}{f_{n2}} - \frac{(\dot{m}_r + \dot{m}_n)^2}{f_3} \cdot v_s + \frac{(\dot{m}_r + \dot{m}_n)^2}{2f_3} \cdot \varphi_3^2 \cdot v_s - \frac{\dot{m}_n^2 \cdot v_n}{2f_{n2} \cdot \varphi_4^2} - \frac{\dot{m}_r^2 \cdot v_r}{2f_{r1} \cdot \varphi_1^2} \quad 3.61$$

Shprehja e parë e barazimit (3.61) mund të shkruhet në formën:

$$\begin{aligned} (p_s - p_n) \cdot f_{n2} + (p_s - p_r) \cdot f_{r1} &= (p_s - p_n) \cdot f_{n2} + (p_s - p_n + p_n - p_r) \cdot f_{r1} = \\ &= (p_s - p_n) \cdot (f_{n2} + f_{r1}) - (p_r - p_n) \cdot f_{r1} = \Delta p_s \cdot f_3 - \Delta p_r \cdot f_{r1} \end{aligned} \quad 3.62$$

ku  $(p_s - p_n) = \Delta p_s$  - ndryshimi i presionit, të cilin e krijon ezhektori,

$(p_r - p_n) = \Delta p_r$  - ndryshimi i presionit ndërmjet presionit në dizë dhe në gypin për injektimin e ujit.

Nga barazimet (3.61) dhe (3.62) del shprehja:

$$\Delta p_s \cdot f_3 - \Delta p_r \cdot f_{r1} = \frac{\dot{m}_r^2 \cdot v_r}{f_{r1}} \cdot \left( \varphi_2 - \frac{1}{2 \cdot \varphi_1^2} \right) + \frac{\dot{m}_n^2 \cdot v_n}{f_{n2}} \cdot \left( \varphi_2 - \frac{1}{2 \cdot \varphi_4^2} \right) - \frac{(\dot{m}_r + \dot{m}_n)^2}{f_3} \cdot v_s \cdot \left( 1 - \frac{\varphi_3^2}{2} \right) \quad 3.63$$

Nëse barazimin (3.63) e pjesëtojmë me  $\dot{m}_r^2 = \varphi_1^2 \cdot \frac{2\Delta p_r}{v_r} \cdot f_{r1}$  do të fitojmë:

$$\frac{\Delta p_s}{\Delta p_r} = \varphi_1^2 \cdot \frac{f_{r1}}{f_3} \cdot \left[ 2 \cdot \varphi_2 + \left( 2 \cdot \varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \cdot \frac{v_n}{v_r} \cdot \frac{f_{r1}}{f_{n2}} \cdot u^2 - (2 - \varphi_3^2) \cdot \frac{f_{r1}}{f_3} \cdot (1 + u)^2 \right] \quad 3.64$$

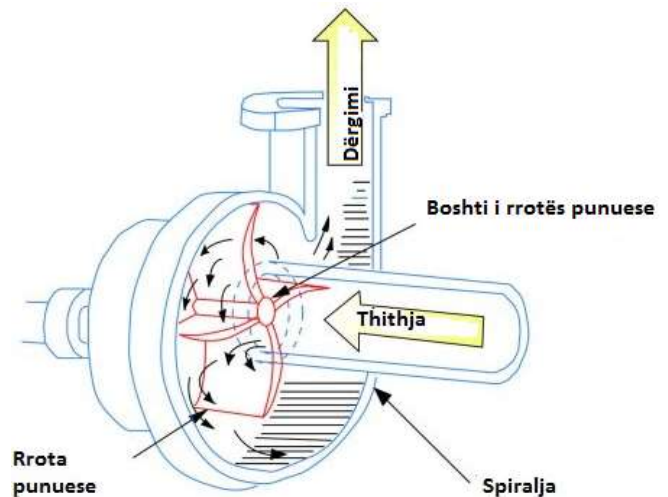
Barazimi i fundit paraqet **karakteristikën e ezhektorit**, e cila varet nga shumë faktorë, por rëndësi më të madhe në karakteristikën e tij ka koeficienti i injektimit  $u$ .

### 3.6. POMPAT DHE LIDHJA E TYRE NË RRJETIN TERMIK

Për t'u zhvilluar procesi i dhënë është e domosdoshme që fluidi, përmes gypave dhe pajisjeve të tjera të bartet fizikisht prej një njësie në njësinë tjetër të tërësisë së dhënë. Operacioni i tillë i bartjes fizike të fluidit, në thelbin e të cilit është dukuria e bartjes së sasisë së lëvizjes, paraqet operacionin të njësisshëm dhe është i njohur me emrin **transporti i fluideve**.

Meqë energjia fillestare e fluidit zakonisht nuk është e mjaftueshme për të realizuar sasinë e kërkuar të fluidit, shtrihet nevoja që në lokacionin përkatës të linjës transportuese të fluidit të shtohet sasia përkatëse e energjisë në formën e energjisë së presionit të fluidit. Shtimi i energjisë bëhet përmes pajisjeve përkatëse: pompave.

Pompa centrifugale krijon rritje të presionit duke transferuar energjinë mekanike nga motori në fluid nëpërmjet lopatave rrotulluese. Fluidi rrymon nga hyrja në qendër të helikës në dalje përgjatë teheve të saj. Forca centrifugale rritë shpejtësinë e fluidit dhe si pasojë edhe energjia kinetike shndërrohet në energji të presionit.



*Figura. 3.10. Pompa centrifugale.*

Pompat centrifugale kanë gjetur përdorim të gjerë për shkak të thjeshtësisë konstruktive, rendimentit të lartë, diapazonit të gjerë të kapaciteteve, lartësisë së dërgimit, rrymimit të qetë dhe lehtësisë së operimit dhe mirëmbajtjes. Pompa centrifugale përbëhet nga rotor (në formë të rrotës punuese) dhe stator (shtëpiza e pompës). Parimi i punës së pompës centrifugale konsiston në shndërrimin e energjisë kinetike të lëngut në rotor, në energji të presionit. Rritja e presionit të lëngut në dalje të pompës mbërrihet me anë të konstruksionit përkatës të shtëpizës së pompës (figura 3.10), kurse energjia kinetike e lëngut rritet me veprimin e forcës centrifugale, e cila mbizotëron në hapësirën e rrotullimit të rrotës punuese.

### 3.6.1. Lidhja paralele e pompave në rrjetin termik

Lidhja paralele e pompave bëhet për të mundësuar rritjen e prurjes së fluidit, atëherë kur një pompë e vetme nuk mund të siguroj prurjen e kërkuar. Për shkak të mirëmbajtjes më të lehtë dhe të funksionimit më të thjeshtë në lidhje paralele, lidhen pompat e tipit të njëjtë.

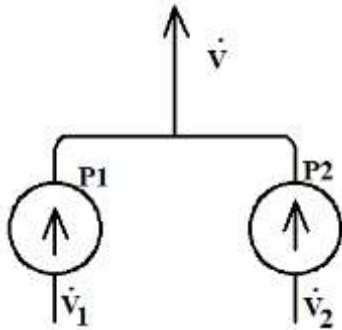


Figura 3.11. Kycja e dy pompave të njëjta në lidhjen paralele.

### 3.6.2. Lidhja serike e pompave në rrjetin termik

Lidhja e pompave në seri përdoret kur një pompë e vetme nuk mund të garantoj mundin e kërkuar. Pompat vendosen në seri njëra pas tjetrës, duke e dhënë secila një mund të caktuar, ndërsa të dyja pompat bashkë, e japin mundin e përgjithshëm të barabartë me shumën e mundeve të pompave. Lidhja e pompave në seri, bëhet në kushtet kur kërkohen presione më të larta në rrjetin ku ato janë të lidhur dhe kur kërkohet që të bartet mediumi punues në distanca të mëdha për t'i mposhtur të gjitha humbjet gjatë rrymimit.

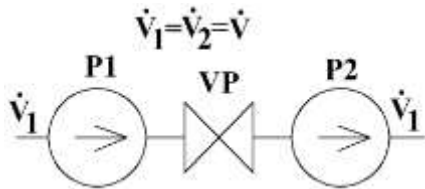


Figura 3.12. Kycja e dy pompave të njëjta në lidhjen serike.

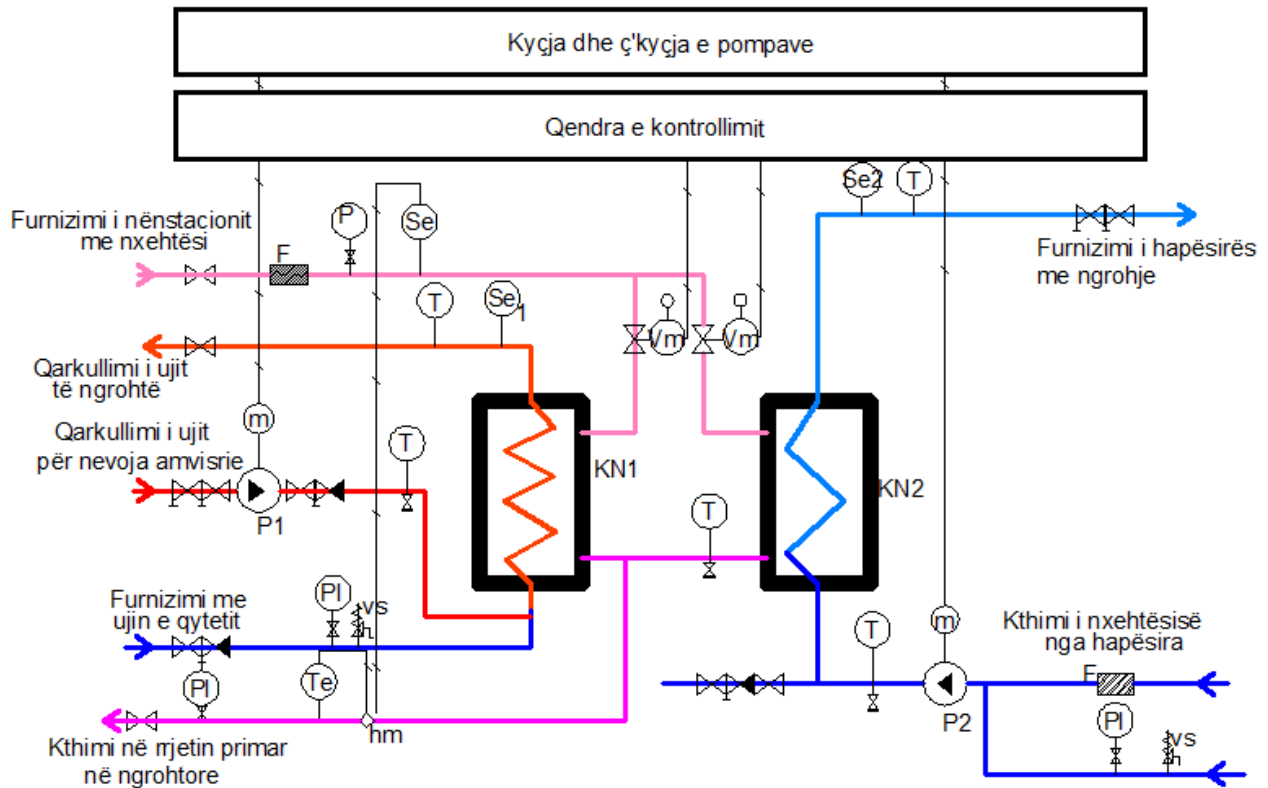
# Kapitulli IV

## 4. MËNYRAT E KYÇJES SË KONSUMATORËVE NË RRJETIN TERMİK

Rol të rëndësishëm në shfrytëzimin sa më eficient të energjisë ka kyçja e konsumatorëve në rrjetin termik. Gjithashtu edhe digjitalizimi i nënstacionit termik mundëson që konsumatorëve termik t'iu dërgohet vetëm ajo energji për të cilën ata kanë nevojë, prandaj në vazhdim do të prezantojmë disa mënyra të kyçjeve më të shpeshta të konsumatorëve në rrjetin termik.

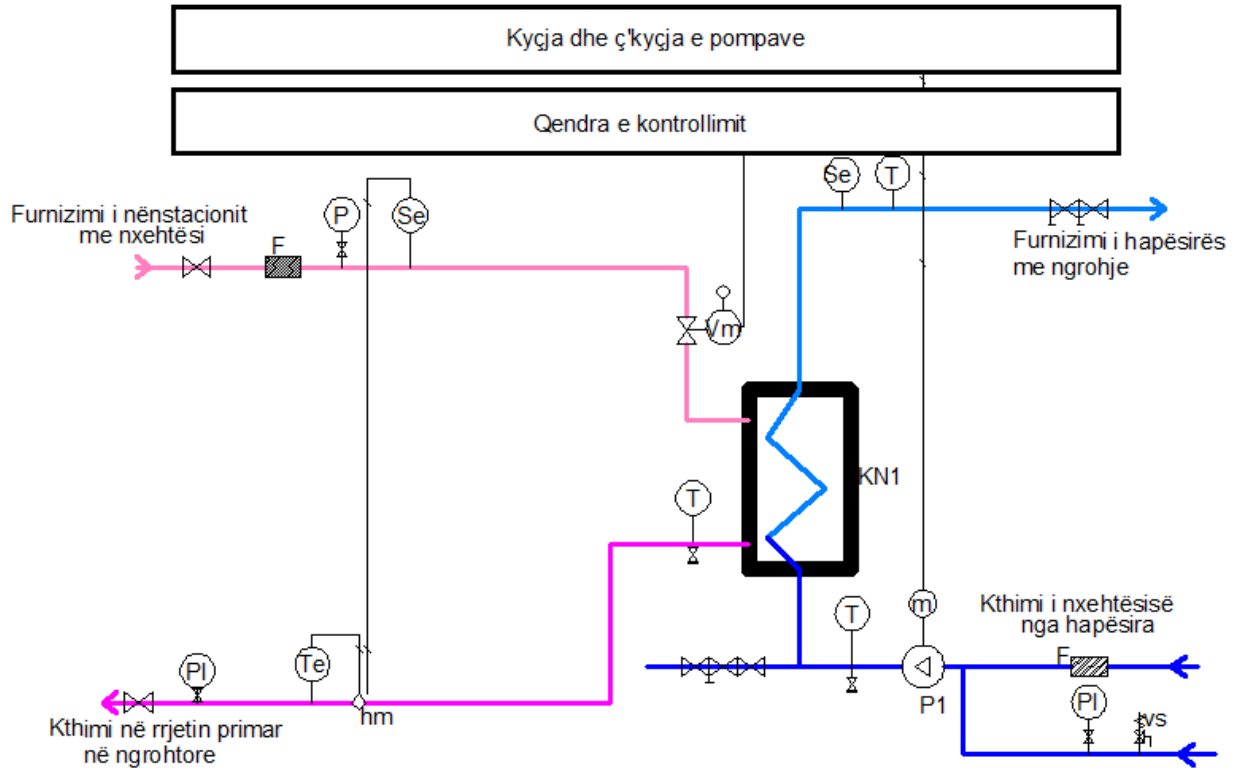
### 4.1. ROLI DHE RËNDËSIA E KYÇJES SË KONSUMATORËVE NË RRJETIN E NGROHJES

Duke pasur parasysh zhvillimin e hovshëm të jetës dhe rimëkëmbjen e industrisë së Kosovës është bërë e mundur që përmes marrjes së avullit nga TEC Kosova B (Kogjenerimit) të bëhet ngrohja qendrore e qytetit të Prishtinës. Kjo, ka mundësuar që të zvoglohet emitimi i gazrave në atmosferë si pasojë e mosndezjes së kaldajave për çdo ndërtesë. Shpërndarja, lidhja dhe konsumi në rrjetin e shpërndarjes së ngrohjes varen nga: dimensionimi, kontrollimi, ndërtimi dhe mirëmbajtja e sistemit. Për industrinë: ushqimore, industriale, mekanike kërkohet furnizim i pandërprerë me energji termike dhe me kosto sa më të ulët. Rrjetet termike përbëhen nga: gypat magjstral, pompat për transportimin e fluidit të lidhura në seri në rrjetin magjstral, nënstacionet termike, manometrat, termometrat, këmbyesit e nxehtësisë, valvolat e rregullimit të prurjes, valvolat balancuese dhe valvolat për matjen e sasisë së fluidit etj. Për kyçjen direkte të konsumatorëve termik përdoren valvolat trikahore ose ezhektorët, të cilët e bëjnë përzierjen e ujit të rrjetit të qytetit me ujin e sistemit sekondar (konsumatorit termik) për rregullimin e temperaturës së ujit në hyrje të aparatit ngrohës. Kyçja indirekte bëhet me anë të këmbyesit të nxehtësisë me anë të së cilës uji i rrjetit të qarkur primar nuk përziehet me ujin e qarkut të konsumatorëve termik.



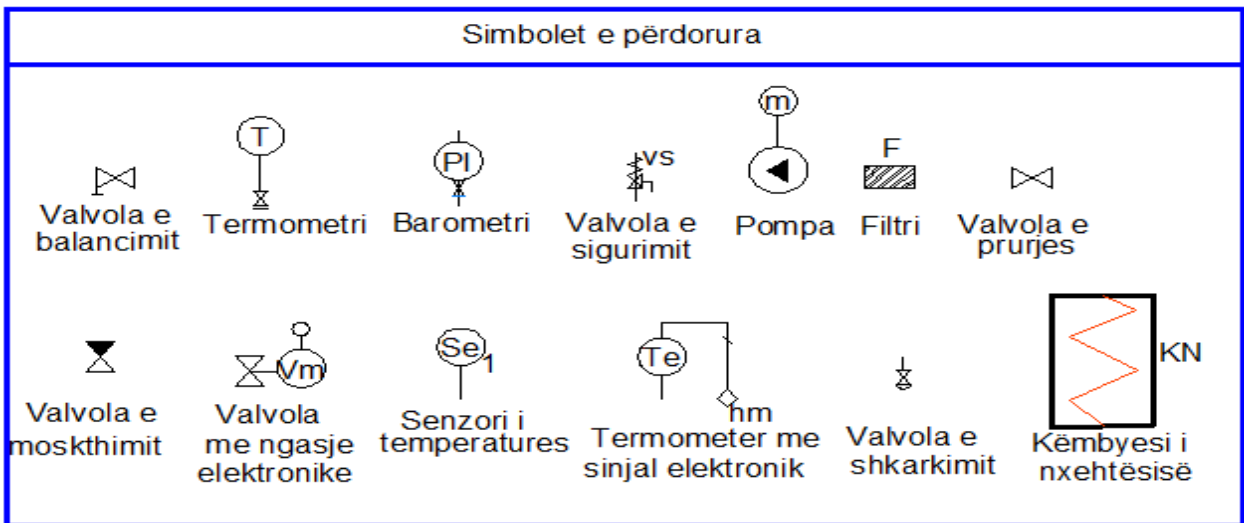
**Figura 4.0.** Kycja e konsumatorit termik në mënyrë indirekte për përgatitjen e ujit për nevoja sanitare dhe në mënyrë indirekte për ngrohjen e hapësirave.

Sistemi i konsumit të ujit të ngrohtë për nevoja sanitare është i ndarë nga rrjeti primar i qytetit me anë të këmbyesit të nxehtësisë dhe sistemi i ngrohjes gjithashtu është i kyçur në mënyrë indirekte në rrjetin primar (rrjetin e qytetit). Kjo, është lidhja më e zakonshme e përdorur për ngrohjen moderne dhe ka një kosto të ulët të kapitalit dhe mirëmbajtjes. Ofrojnë ngrohje të sigurt, janë kompakt dhe kanë humbje të vogla të nxehtësisë. Pajisjet e nënstacionit janë të automatizuara dhe mund të lexohen matjet nga largësia.

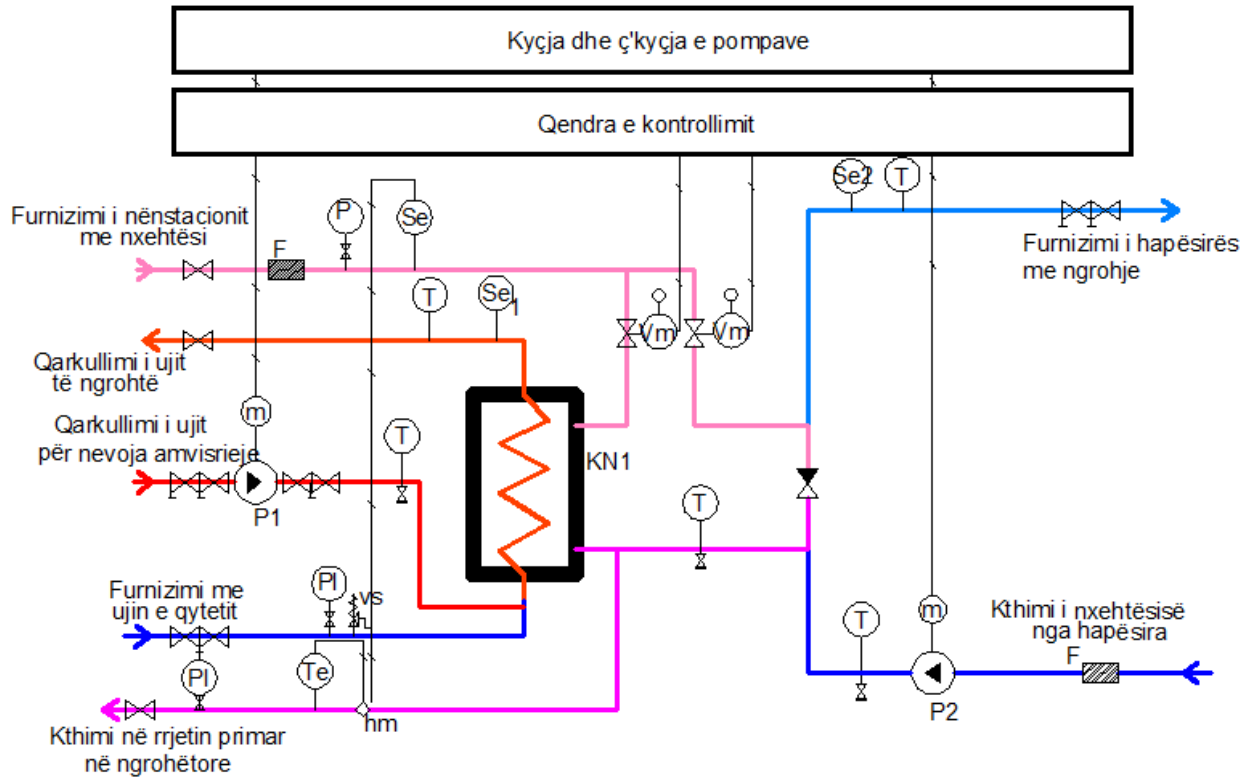


**Figura 4.1.** Kycja e konsumatorit termik në mënyrë indirekte për ngrohjen e hapësirave

Nënstacioni termik i paraqitur në figurën e mësipërme shërben për vetëm për nevojat e ngrohjes së hapësirave të objektit. Nënstacionet e tilla kanë një përdorim shumë të gjerë në vendin tonë. Këmbyesit e nxehtësisë janë pajisje të cilat tubat janë në formë të pllakave ose të gypave. Nënstacioni termik i tillë në vetvete përmban: pompën, valvolat, njësitë komanduese, sistemet e kontrollit dhe sistemet e alarmit.

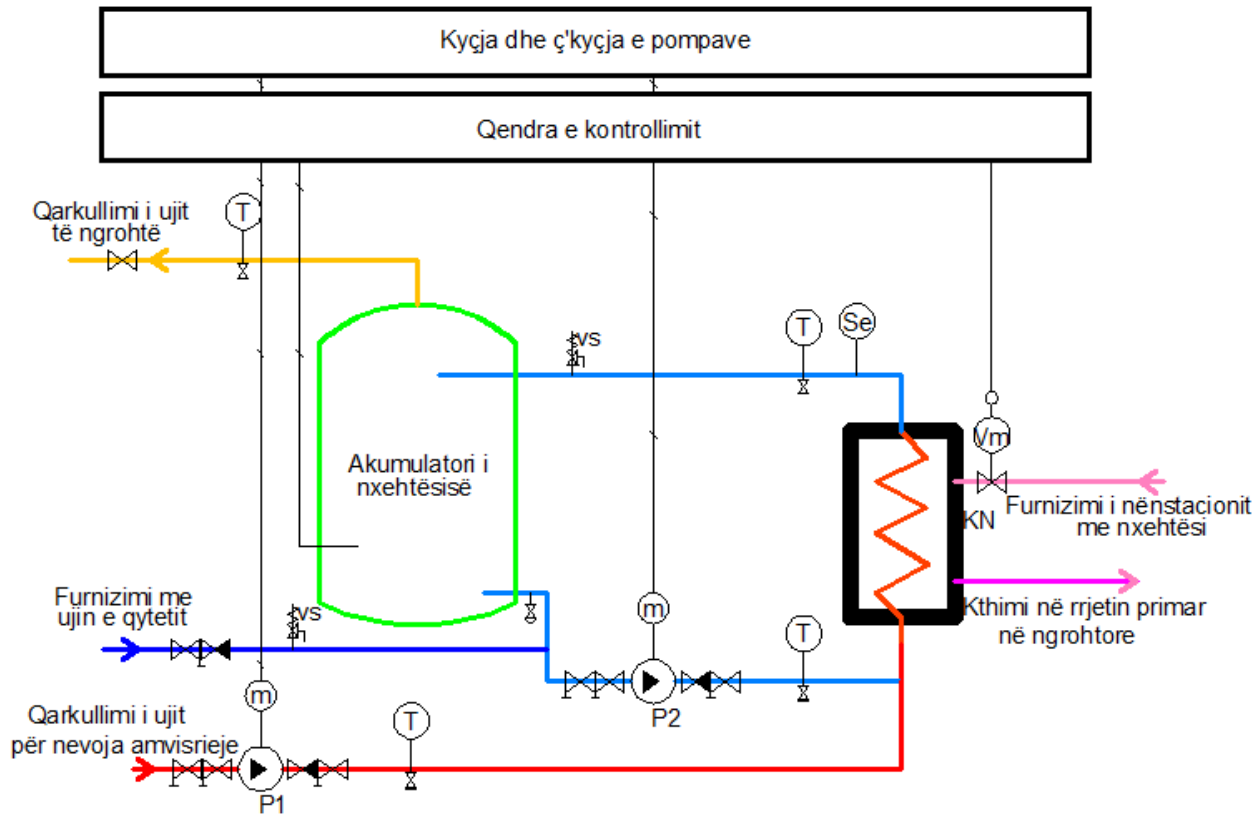






**Figura 4.2.** Kycja e konsumatorit termik në mënyrë indirekte për përgatitjen e ujit për nevoja sanitare dhe në mënyrë direkte për ngrohjen e hapësirave.

Rrjetet e tilla veprojnë me presione dhe temperatura të ulëta të cilat janë të përshtatshme për ngrohjen e hapësirave të brendshme duke përdorur lidhje të drejtpërdrejtë me ujin e rrjetit primar me qëllim të përgatitjes së ujit për nevojat e ngrohjes së konsumatorit. Figura e mësipërme tregon një sistem të përgatitjes së ujit për nevoja sanitare në mënyrë indirekte dhe përzierjen direkte të ujit me qëllim të ngrohjes së hapësirave të objektit. Kjo mënyrë e kycjes nuk është e zakonshme në sistemet moderne dhe duhet të përdoret vetëm në rrjetet e vogla për arsye se rrjeti primar i ngrohjes është me presion 16 bar dhe temperaturën 110°C dhe nuk konsiderohet i sigurt t'i dërgohet konsumatorit.



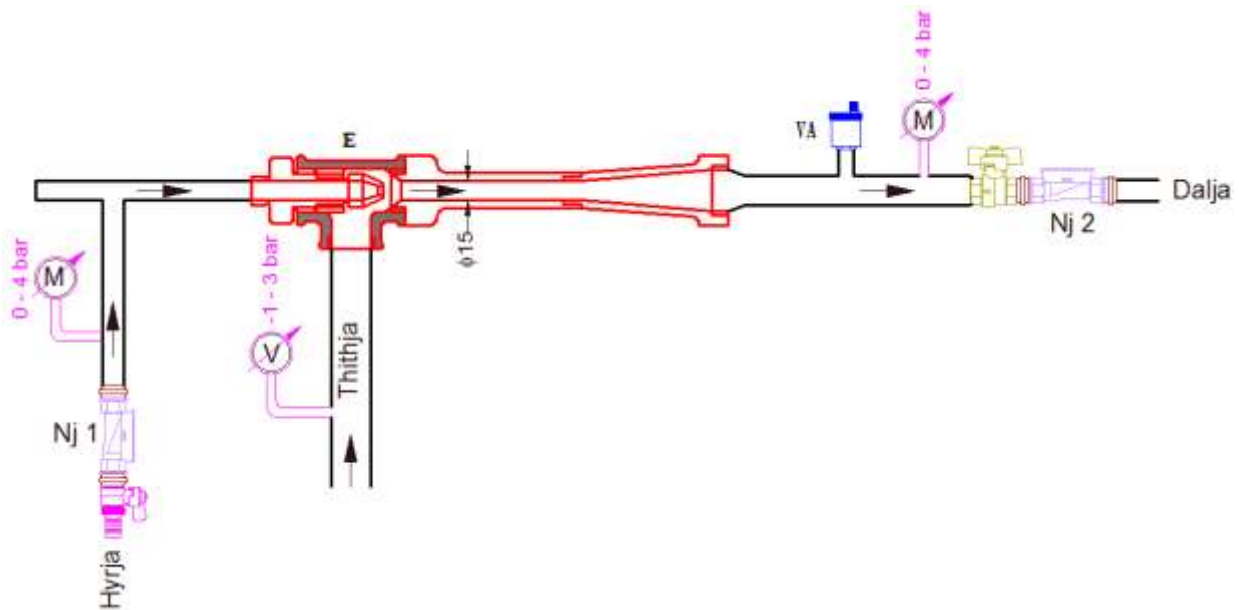
**Figura 4.3.** Kycja indirekte e përgatitjes së ujit dhe aplikimi i akumulatorit të nxehtësisë

Disa instalime bëjnë përdorimin e akumulatorit të nxehtësisë për ruajtjen e ujit të nxehtë. Kjo mënyrë e kycjes mundëson përmirësimin e energjisë së konsumuar në rastet e ngarkesave të pikut pra në raste kur duhet të siguroi menjëherë energji. Uji, i cili qarkullon është i zbutur me qëllim të ruajtjes së pajisjeve nga korrozioni. Akumulatorët e tillë janë të izoluar dhe kanë humbje shumë të vogla të nxehtësisë.

#### 4.1.1. Kycja e konsumatorëve termik në rrjetin termik me ezhektor

Në rastet kur na lejonë kushtet, përdoret kycja direkte e konsumatorëve termik e realizuar me anë të ezhektorëve. Për të lehtësuar lidhjen në rrjetet termike të vogla ekzistuese në rrethana të caktuar mund të përdoren tubat e plastikës për arsye të reduktimit të kostos së instalimit. Tubat e plastikës janë të përbërë nga materialet plastike, të cilat janë të lehta dhe të lira në krahasim me tubat e çelikut. Megjithatë, përdorimi i tyre në transportimin e nxehtësisë është i kufizuar nga presioni dhe temperatura e mediumit punues.

Tubat e plastikës, mund të përdoren në rrjete të vogla të shpërndarjes, veçanërisht te kyçja direkte (e drejtpërdrejt) e konsumatorëve në rrjetin termik. Presioni në gypin e dërgimit të këto sisteme është 0-4 bar i matur nga manometri, kurse presioni në rrjetin e kthimit është matur me anë të vakumetrit. Për të realizuar punën normale të këtij sistemi duhet të ekzistoj një ndryshim i presionit ndërmjet gypit të dërgimit dhe kthimit prej 1.5 bar. Njehsori në dalje e rregullon sasinë e ujit të nxehtë, e cila i dërgohet konsumatorit termik në varësi nga kërkesa e tij për nxehtësi.



**Figura 4.4.** Kyçja me anë të ezhektorit: Nj 1- Njehsori matës në hyrje, M- manometri. V- vakumetri, VA- valvola e ajrosjes, Nj 2- Njehsori matës në dalje, E- ezhektori.

#### 4.1.2. Matja e sasisë së nxehtësisë

Nxehtësia, duhet të matet në çdo pikë ku ajo është blerë ose shitur. Vendi i vendosjes së matësit të ngrohjes duhet të zgjedhet për të marrë parasysh humbjet e nxehtësisë dhe të identifikoj se kush është financiarisht përgjegjës për shpenzimin e nxehtësisë në atë pjesë të rrjetit. Matësit e nxehtësisë janë të vendosur zakonisht në kyçjen e konsumatorit. Furnizimi me ngrohje për një konsumator mund të faturohet në mënyrë individuale për çdo banesë në varësi nga madhësia e saj. Komponentët e njehsorit të ngrohjes janë: prurja, sensorët e temperaturës dhe llogaritësi i nxehtësisë. Matësi i prurjes e matë vëllimin e qarkullimit të ujit në qarkun primar për ngrohjen e ujit të qarkut sekondar. Sensorët e temperaturës masin temperaturat e ujit në dërgim dhe në

kthim nga hapësira e shqyrtuar. Bazuar në leximet e prurjes së matur dhe temperaturës mund të llogaritet energjia termike e përdorur nga ndërtesa. Leximet, mund të regjistrohen nga blerësi i ngrohjes dhe të dhënat përkatëse të mbledhura me dorë, duhet të dërgohen furnizuesit, në mënyrë elektronike, në mënyrë që furnizuesi të bëjë faturimin në varësi të shpenzimeve të energjisë termike (ngrohjes).

#### **4.1.3. Leximi Automatik i matjes**

Gjenerata e re e matjes përfshinë sistemet e leximit automatik të matjes (Automatic meter reading AMR). AMR mbledhë të dhënat nga pajisjet matëse në largësi dhe i transmeton ato në një bazë qendrore të të dhënash për arsye të analizave dhe faturimit. Matjet, mund të transmetohen me: valë, nëpërmjet rrjeteve-celularëve apo me anë të fijeve optike. Kjo redukton kostot operationale nga leximet manuale dhe siguron informacione të hollësishme për konsum.

# Kapitulli V

## 5. MODELIMI I EZHEKTORIT, VENDOSJES SË GYPAVE DHE KALKULIMI I KËMBYESIT TË NXEHTËSISË ME RRYMIM TË KUNDËRT

Modelimit i ezhektorit bëhet për arsye të shfrytëzimit të përparësive termike, hidraulike, të cilat ai i ka kundrejt këmbyesve të nxehtësisë. Ezhektorët gjejnë zbatim në nënstacionet termike me atë të cilëve bëhet kyçja e varur e konsumatorëve termik në rrjetin termik. Ezhektorët, janë pajisje të palëvizshme, prandaj edhe kanë jetëgjatësi më të madhe sesa këmbyesit e nxehtësisë. Madhësia e ezhektorit varet nga sasia e nxehtësisë, të cilën e kërkon konsumatori termik. Ezhektorët, përdoren në ato raste kur plotësohen kushtet për kyçjen direkte të konsumatorëve termik në rrjetin termik. Me anë të modelimit të vendosjeve paralele dhe diagonale të gypave tentohet të tregohen përparësitë dhe të metat e njëjës dhe tjetrës metodë. Ku  $e$  e paraqitur në figurat e mëposhtme është e barabartë me  $e=10^{\wedge}$ . Kalkulimi i këmbyesit të nxehtësisë pllakor i vendosur në nënstacionin e “Termokosit”, me rrymim të kundërt me anë të programit Microsoft Excel është prezantuar në vijim për medime punuese ujë-ujë.

### 5.1. MODELIMI HIDRAULIK DHE TERMIK I EZHEKTORIT

#### 5.1.1. Dimensionet e ezhektorit

Ezhektori i prezantuar në vijim është marrë nga ligjërata e autorizuar e Profesorit, Januz Bunjaku “*Analiza hidraulike e rrjeteve termike*”, për të cilën e kemi bërë modelimin e tij, duke u mbështetur në këto dimensionet:

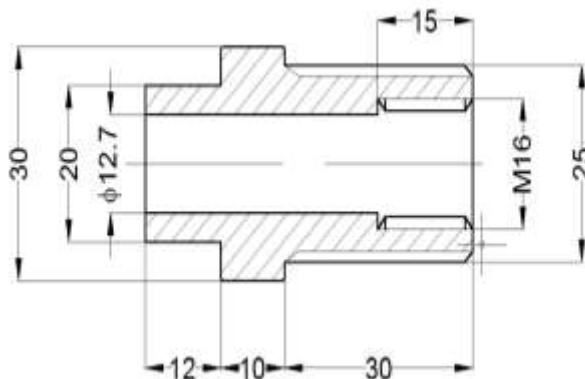
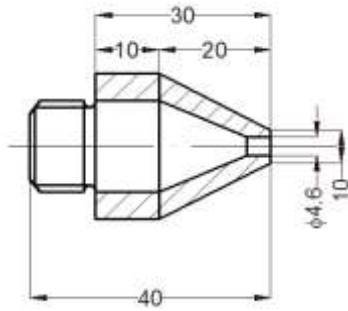
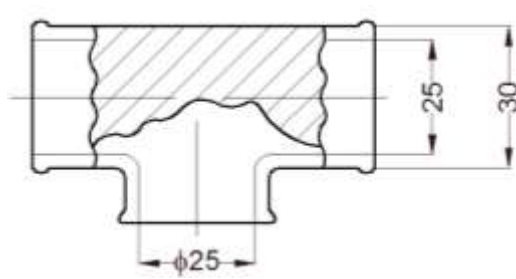


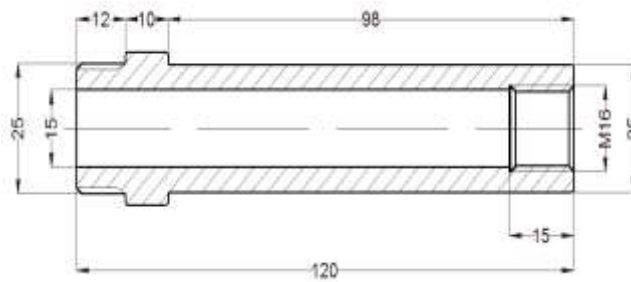
Figura 5.1. Mbajtësi i hundëzës



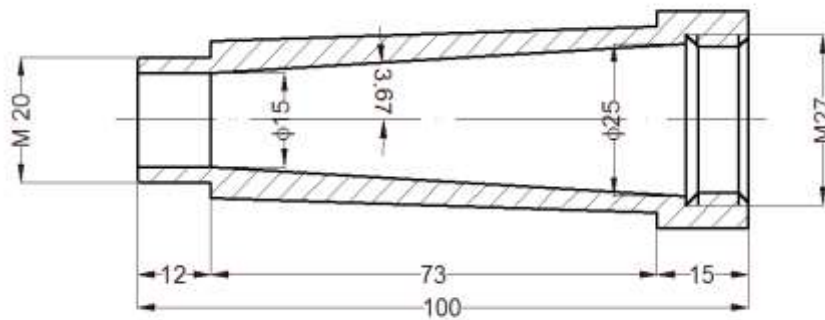
*Figura 5.2. Hundëza*



*Figura 5.3. "T – Lidhësja standarde 1"*



*Figura 5.4. Dhoma e kompletuar*



*Figura 5.5. Difuzori*

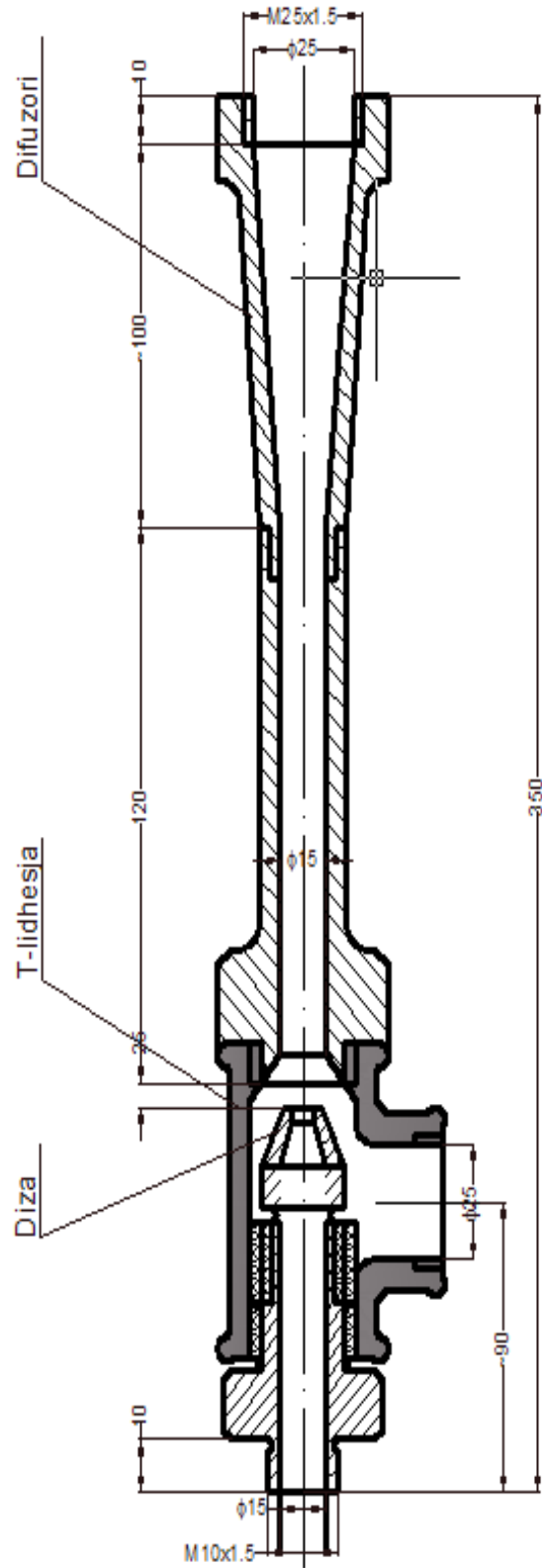
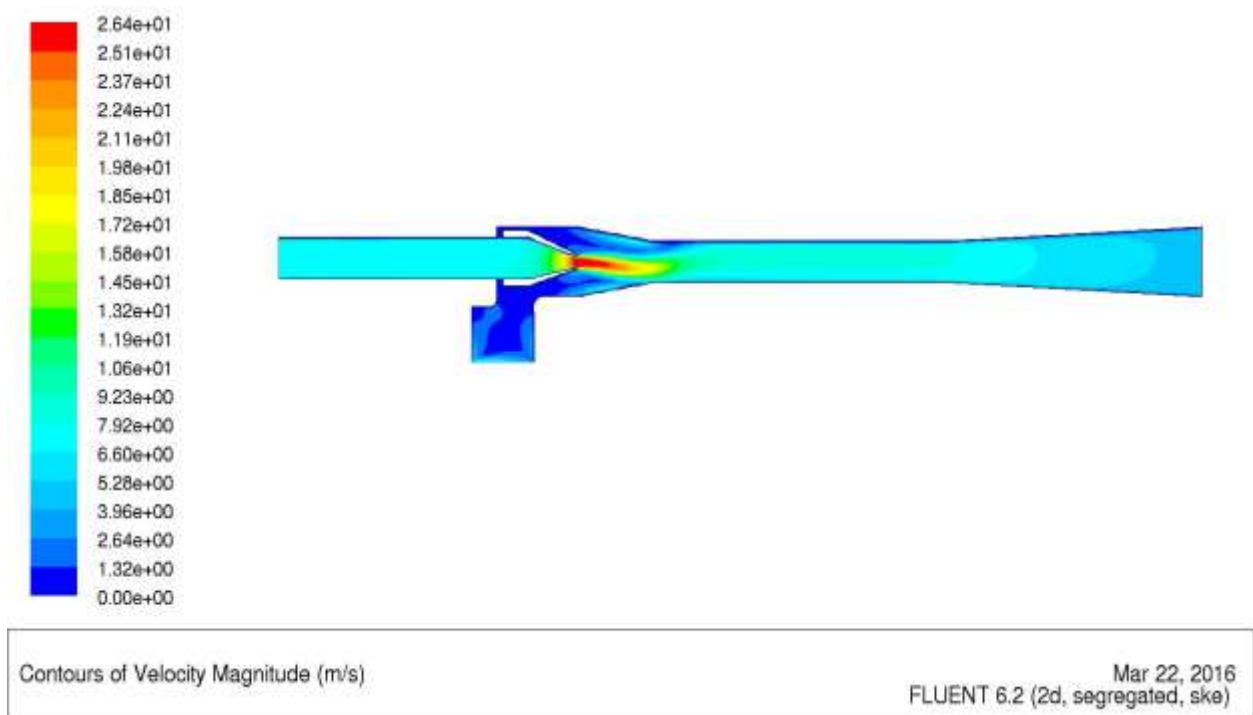
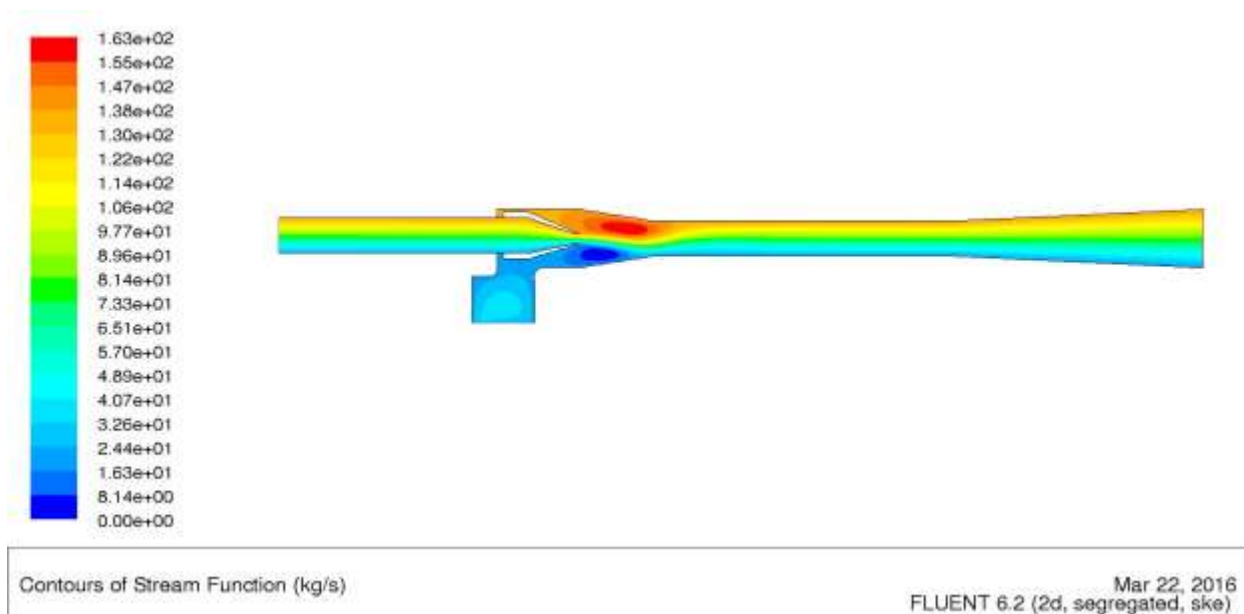


Figura 5.6. Ezhektori i kompletuar

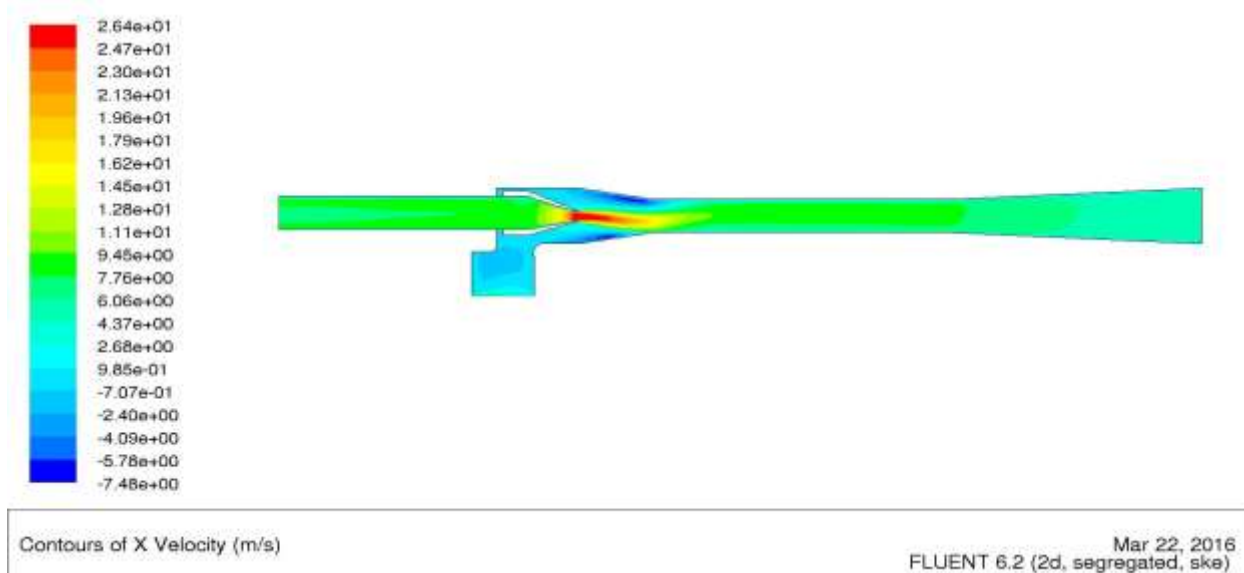


**Figura 5.7.** Konturat e shpejtësisë së ujit të dërgimit, me temperaturë 120°C dhe presion 2.45 bar, i cili përzihet me ujin e rrjetit të kthimit me temperaturë 70°C dhe presion 0.87 bar, për arsye të rregullimit të temperaturës së ujit të përzier në 90°C dhe presion 1.01325 bar, i cili i dërgohet konsumatorit termik. Nga figura e mësipërme, mund të konkludojmë se ngjyra e kuqe në dalje nga diza e ezhektorit, uji ka shpejtësinë maksimale rreth 26.4 m/s. Në dhomën e përzierjes mbretëron ngjyra e kaltër e hapur me shpejtësi të lëvizjes 7.92 m/s në mesin e dhomës së përzierjes dhe 3 m/s në skajet e dhomës së përzierjes, kurse në dalje nga difuzori mbretëron shpejtësia 2.85 m/s. Ngjyra e kaltër e mbyllur ka shpejtësi zero të lëvizjes dhe është e lokalizuar në pjesën e hyrjes së dhomës së përzierjes dhe në pjesën ku janë të krijuara vorbullat. Nga kjo, mund të përfundojmë se largësia e vendosjes së dizës në ezhektor ka një ndikim në konsiderueshëm në anën hidraulike dhe termike të ezhektorit. Poashtu, shpejtësia shumë e madhe e ujit në ezhektor krijon zhurma të padëshiruara, shkakton erozionin e mureve të brendshme të ezhektorit.

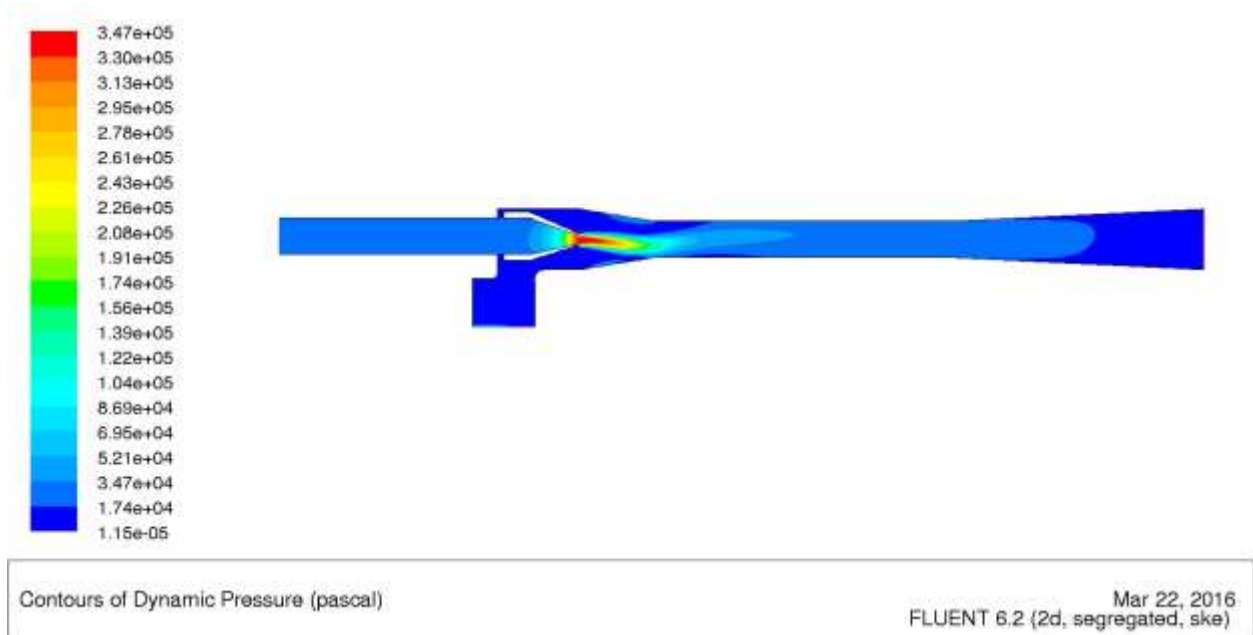




**Figura 5.8.** *Konturat e funksionit të prurjes masore* - Siç shihet nga figura, mund të përfundojmë se vendosja e dizës në ezhektor ka një rëndësi të jashtëzakonshme në rezultatet hidrodinamike dhe termike. Uji pas lëshimit të dizës krijon vorbulla, të cilat ndikojnë negativisht në përzierjen e fluidit dhe në rritjen e humbjeve lokale të presionit.



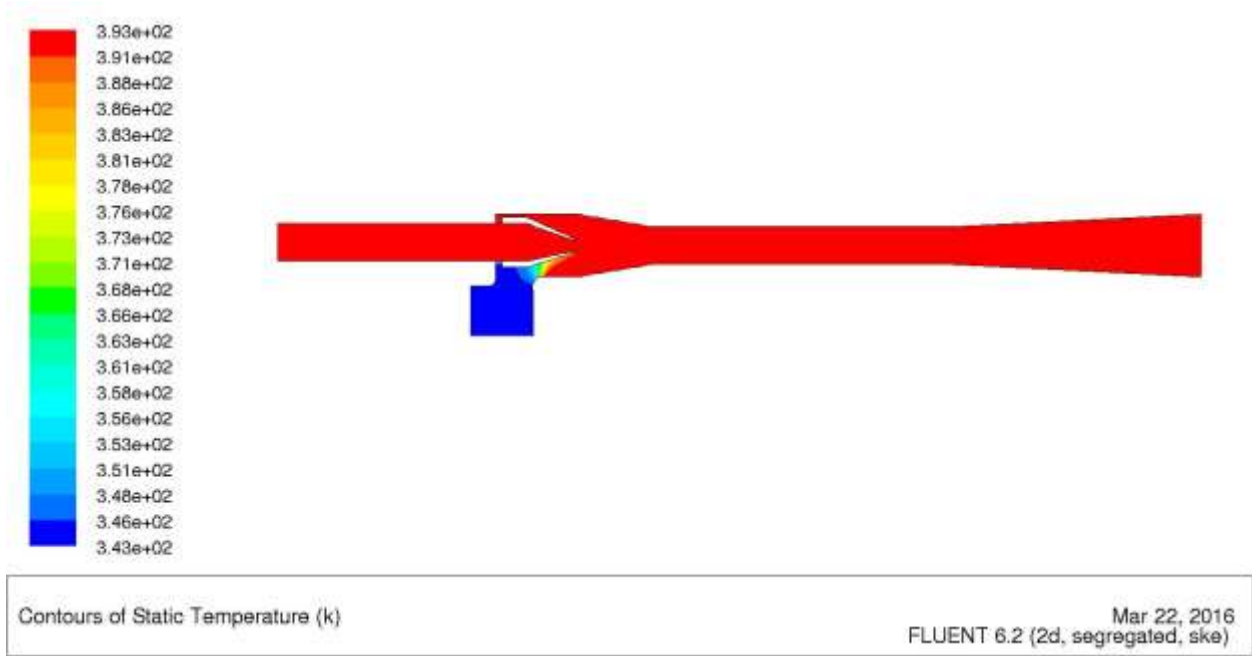
**Figura 5.9.** *Konturat e shpejtësisë së ujit në drejtim të aksit x –së.*



*Figura 5.10. Konturat e presionit dinamik të ujit përgjat ezhektorit.*

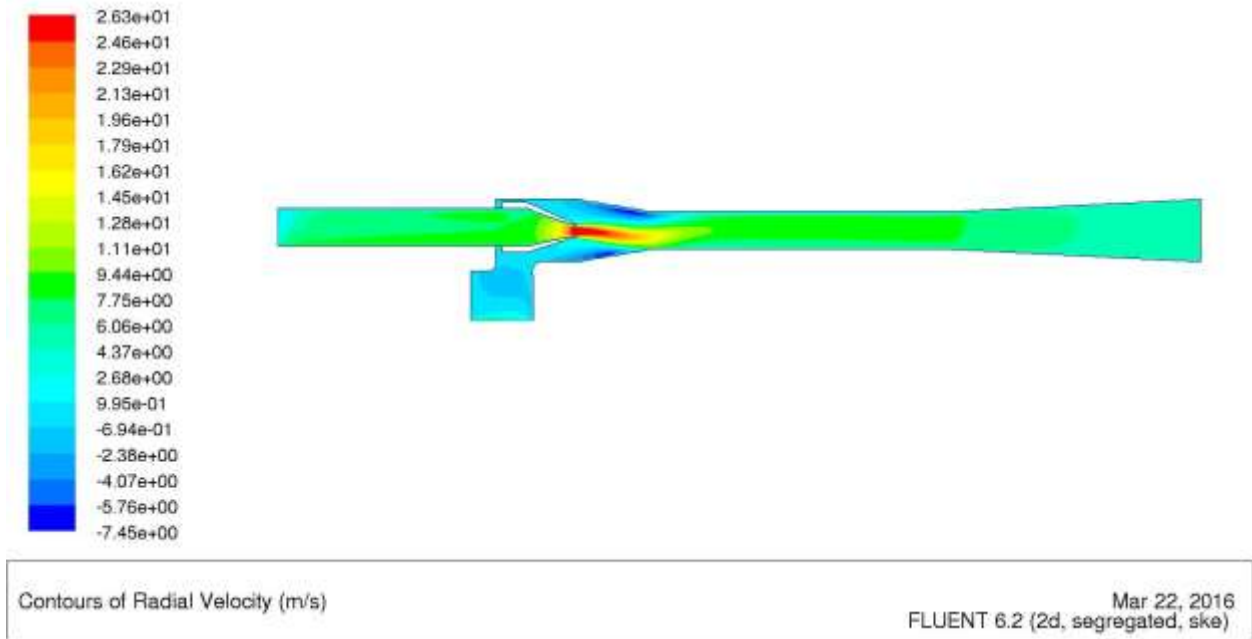


*Figura 5.11. Konturat e presionit të plotë të ujit përgjat ezhektorit.*

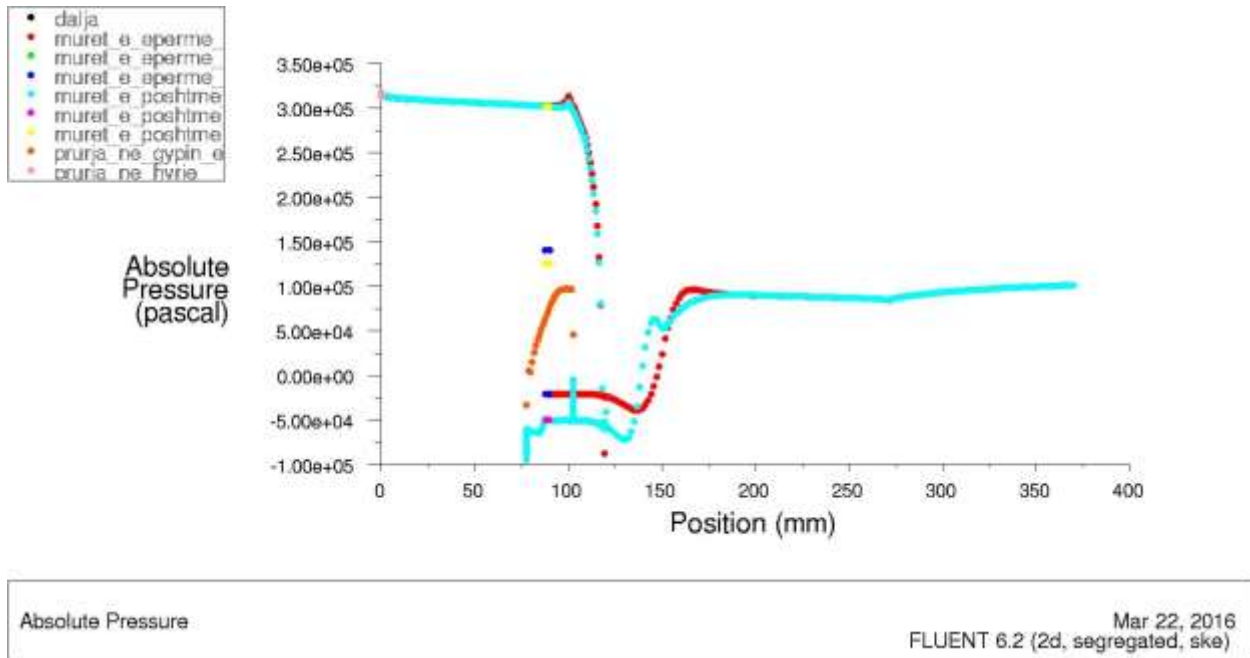


*Figura 5.12. Konturat e temperaturës statike të ujit përgjat ezhektorit.*

Nga figura 5.12. shihet se pjesa e epërme e ezhektorit ka temperaturë më të lartë çka krijon humbje të konsiderueshme të energjisë, kjo mund të eliminohet me konstruktim të kujdesshëm të ezhektorit me vendosjen e dizës në dhomën e përzierjes dhe me përdorimin e materialeve, të cilat e kanë koeficientin e përcjellshmërisë termike të vogël.



*Figura 5.13. Konturat e shpejtësisë radiale të ujit në m/s.*



*Figura 5.14. Ndryshimi i presionit absolut të ujit përgjat ezhektorit.*

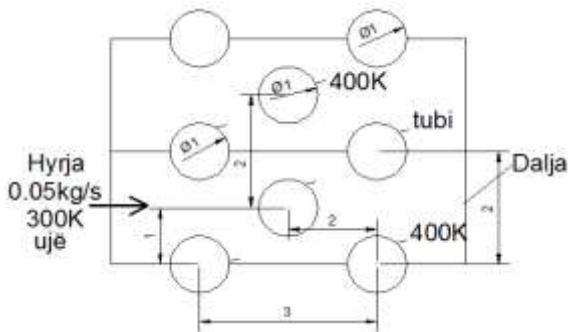
Me ngjyrë të kuqe është paraqitur presioni absolut në gypin e kthimit. Në pozicionin e ezhektorit prej 100- 175 mm vërehet një rritje drastike e presionit si pasojë e zgjerimit të seksionit tërthor-daljes nga diza dhe shndërrimit të energjisë së shpejtësisë në energji të presionit. Në dhomën e përzierjes kemi humbje të presionit për shkak të fërkimit të fluidit me muret e gypit, kurse në dalje të ezhektorit është i vendosur difuzori, i cili e bën rritjen e presionit në llogari të zvoglimit të shpejtësisë dhe pastaj i dërgohet konsumatorit termik. Duke u bazuar nga **figura 5.11**. nga e cila shihet se presioni më i madh 2.45 bar qëndron në gypin e dërgimit me ngjyrë të kuqe. Në dalje nga diza mbretëron presioni 2.02 bar, i cili ka arritur këtë vlerë për arsye të shndërrimit të energjisë së presionit në energji të shpejtësisë, e cila shpejtësi, krijon vakum dhe mundëson që të bëhet tërheqja e ujit nga gypin e kthimit në mënyrë që të përgatitet uji me parametra të kërkuar nga konsumatori termik.

### 5.1.2. Modelimi i vendosjes së tubave në këmbysit e nxehtësisë

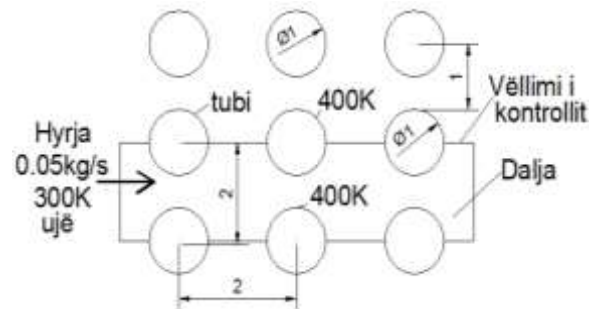
Në shembullin e modelimit të renditjes së tubave janë marrë këto të dhëna:

- Temperatura e mureve të tubave është marrë 400 K, si te renditja diagonale, ashtu edhe te renditja paralele;
- Mediumi punues, i cili rrymon përrreth tubave është marrë uji nga databaza e **Fluentit**;
- Prurja masore e ujit në këto rrjeta të prezantuara është marrë 0.05 kg/s;
- Rrymimi laminar i ujit përgjatë tubave;
- Rastet e prezantuara mund të jenë për çfarëdo këmbyesi të nxehtësisë, i cili i ka të instaluar këto mënyra të renditjes;
- Temperatura e ujit, i cili rrymon përrreth tubave është marrë 300 K, në të dy rastet;
- Distanca më e vogël ndërmjet tubave të renditja paralele është marrë 1 cm, kurse të renditja diagonale në drejtim të aksit x distanca më e vogël ndërmjet tubave është marrë 2 cm, kurse në drejtim të aksit y është marrë 1 cm.

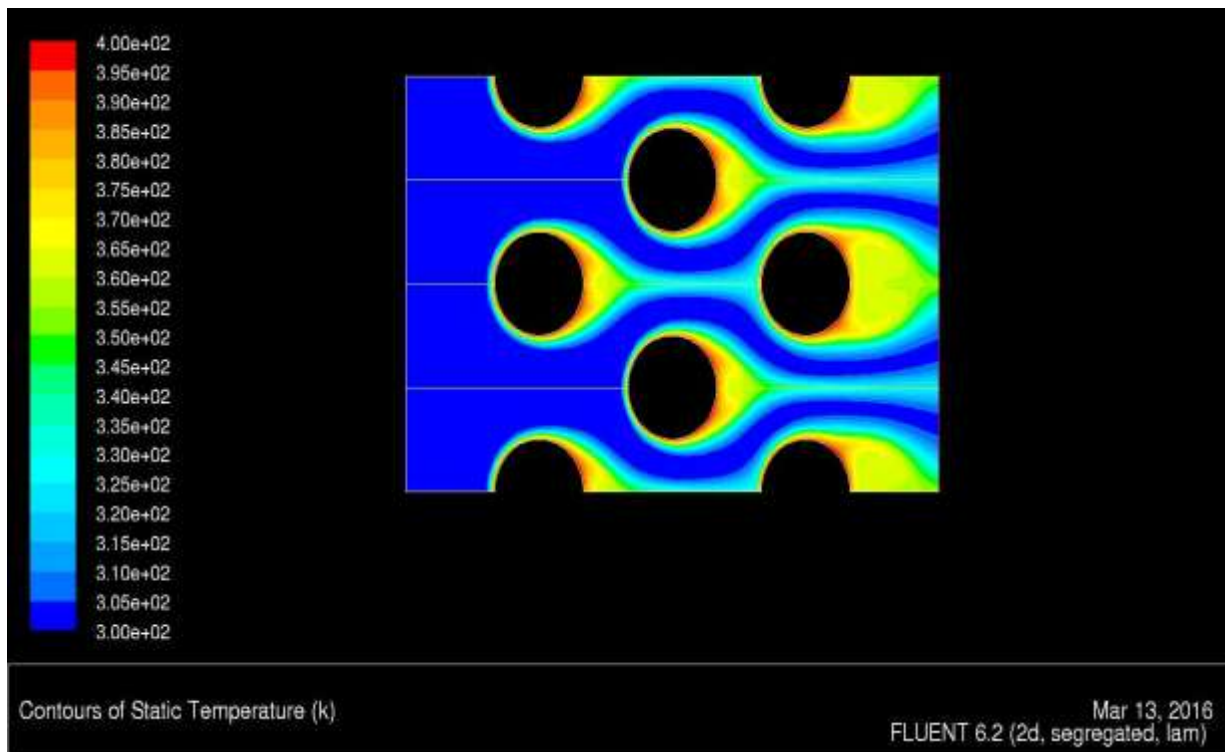
a)



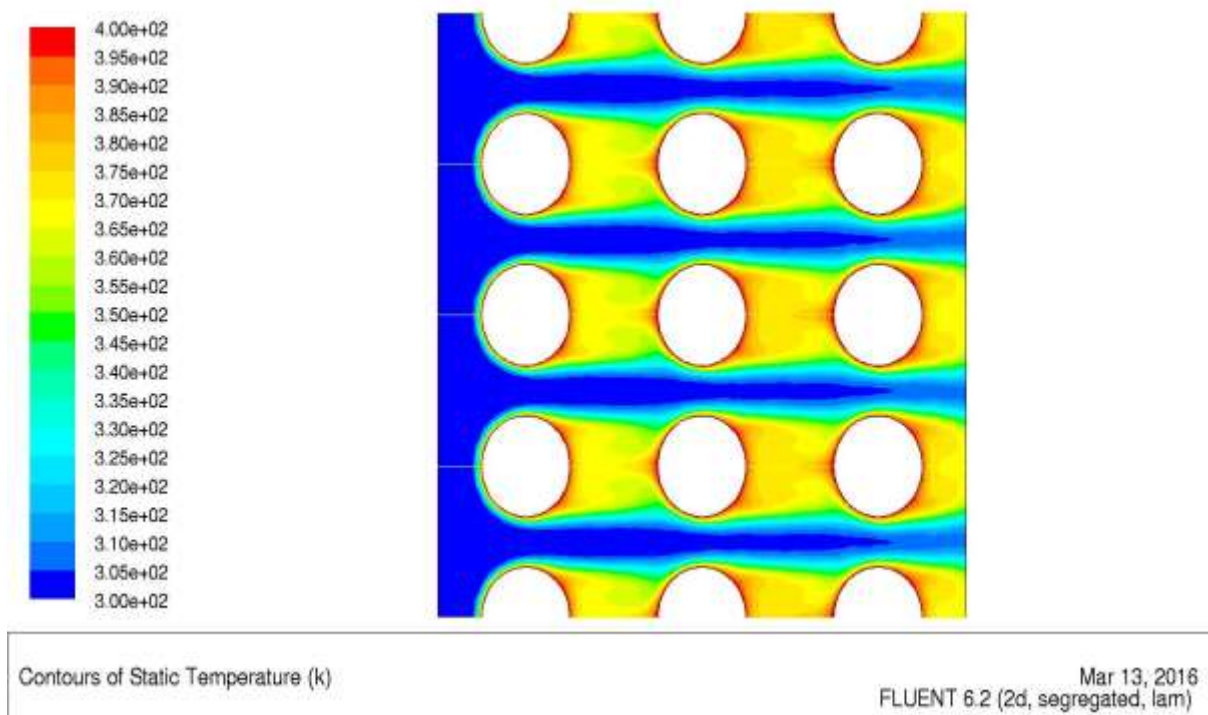
b)



*Figura 5.15. a)- renditja diagonale e tubave, b)- renditja paralele e tubave.*

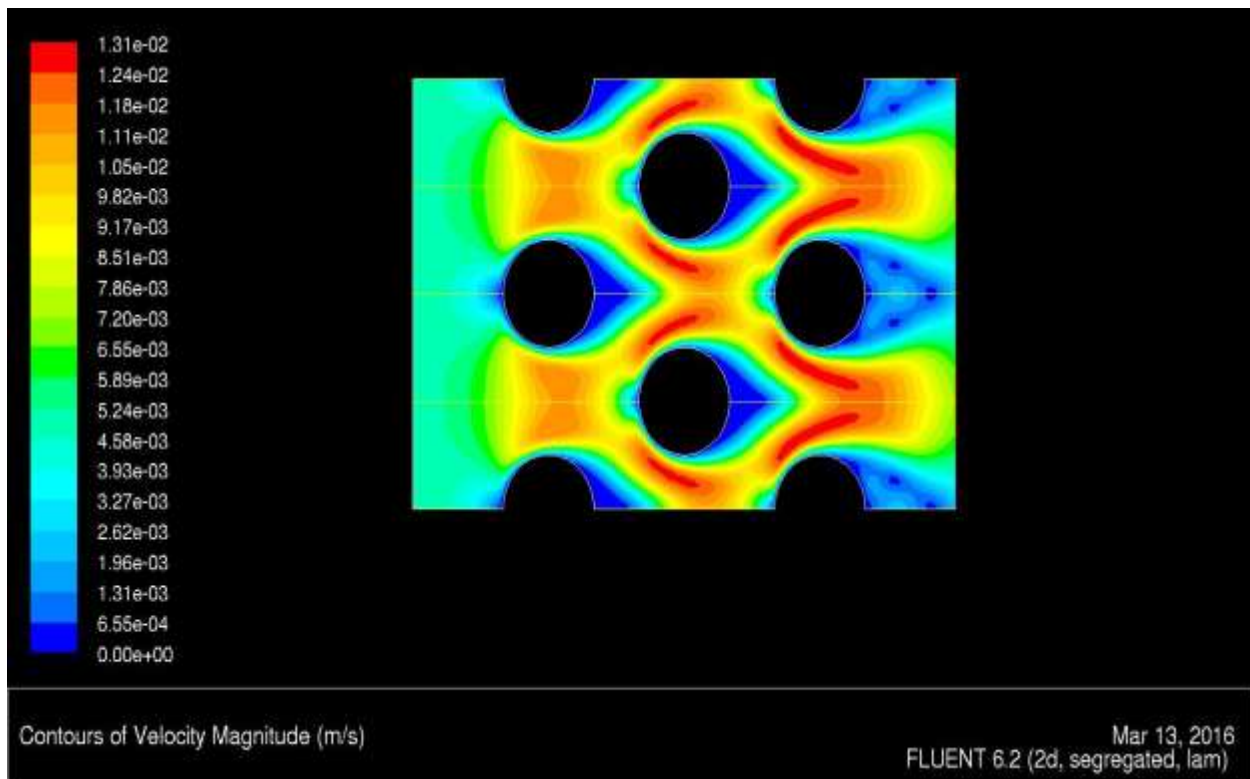


*Figura 5.16. Konturat e temperaturës së medimeve punuese përgjat gypave te renditja diagonale.*

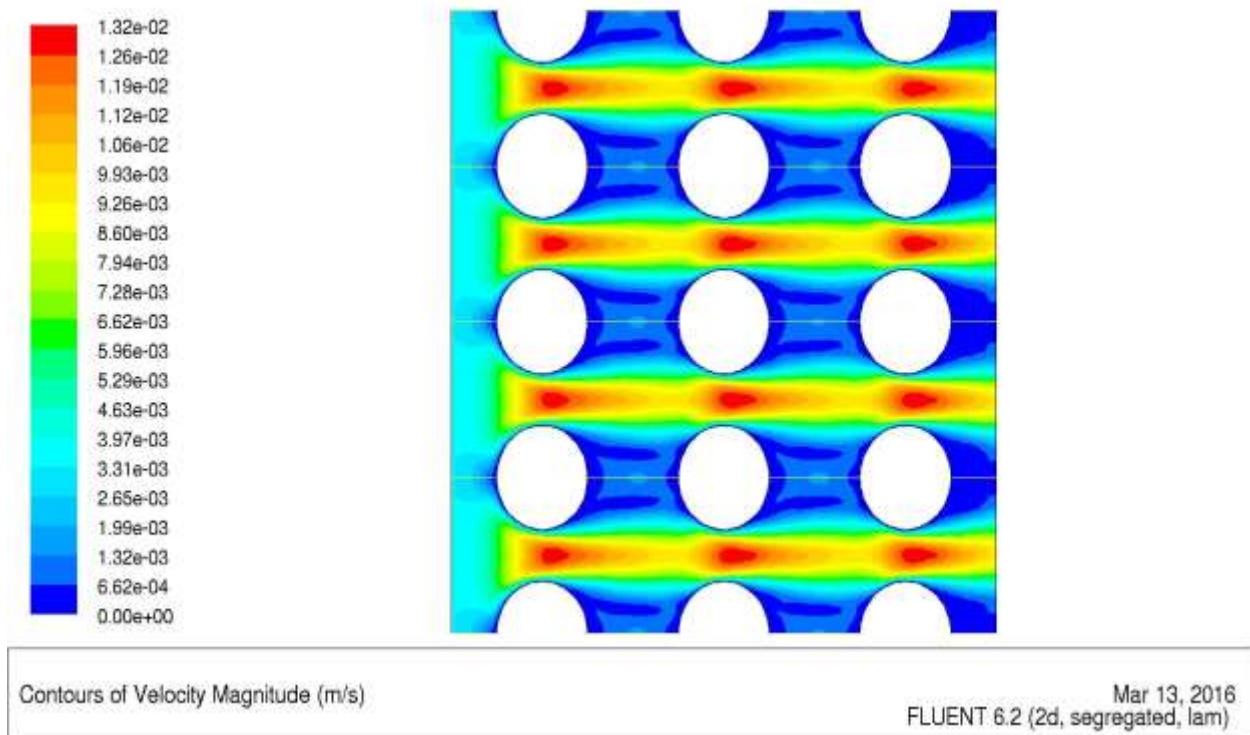


*Figura 5.17. Konturat e temperaturës së medimeve punuese përgjat gypave te renditja paralele.*

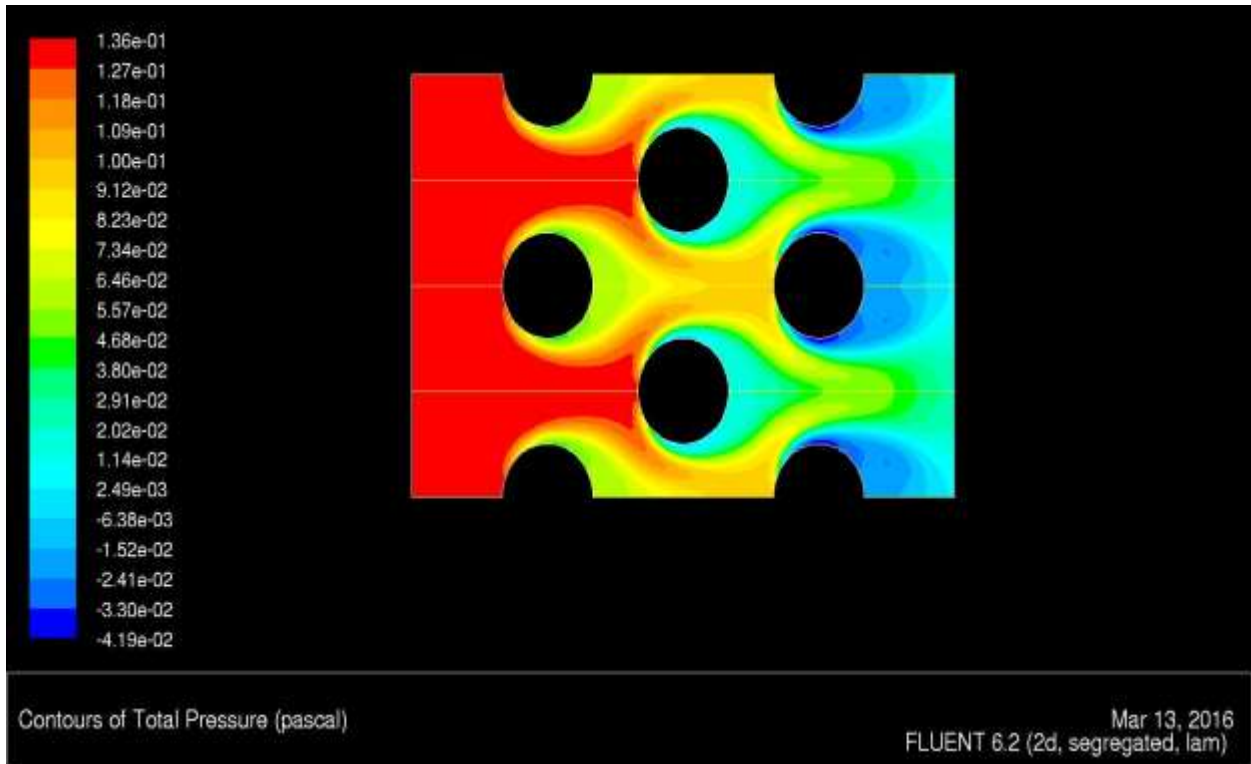




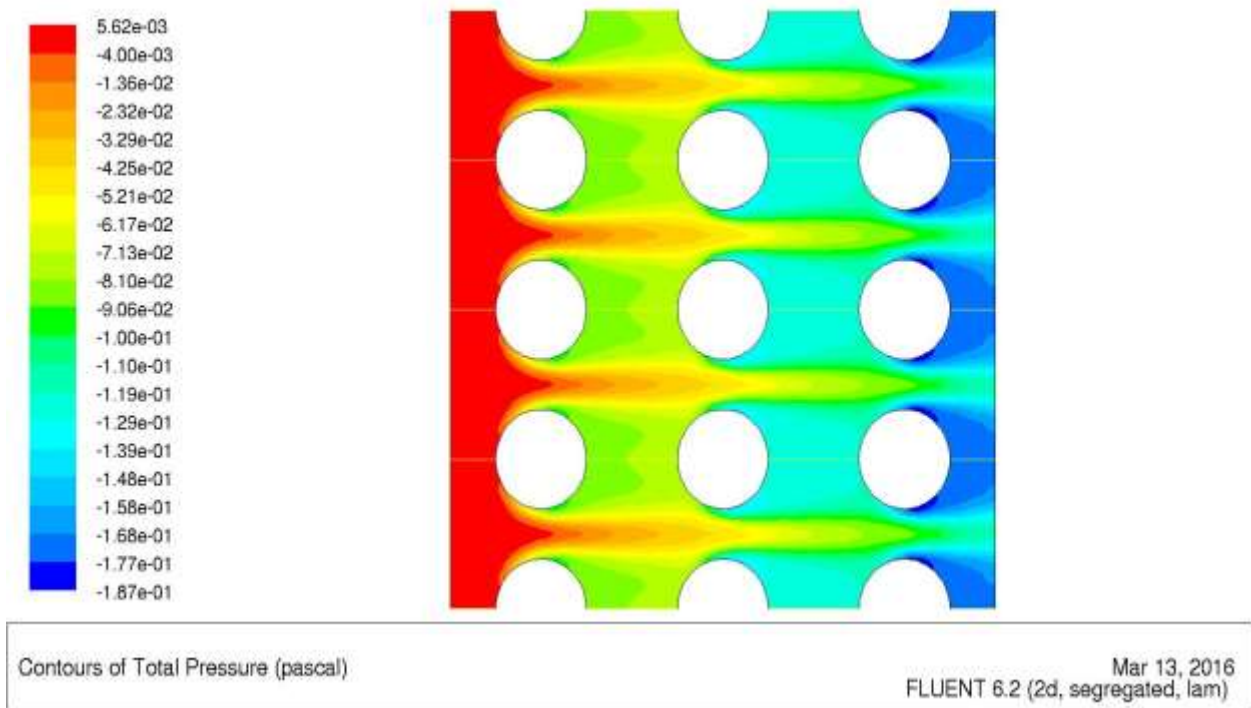
*Figura 5.18. Konturat e shpejtësisë së mediumeve punuese përgjat gypave te renditja diagonale.*



*Figura 5.19. Konturat e shpejtësisë së mediumeve punuese përgjat gypave te renditja paralele.*

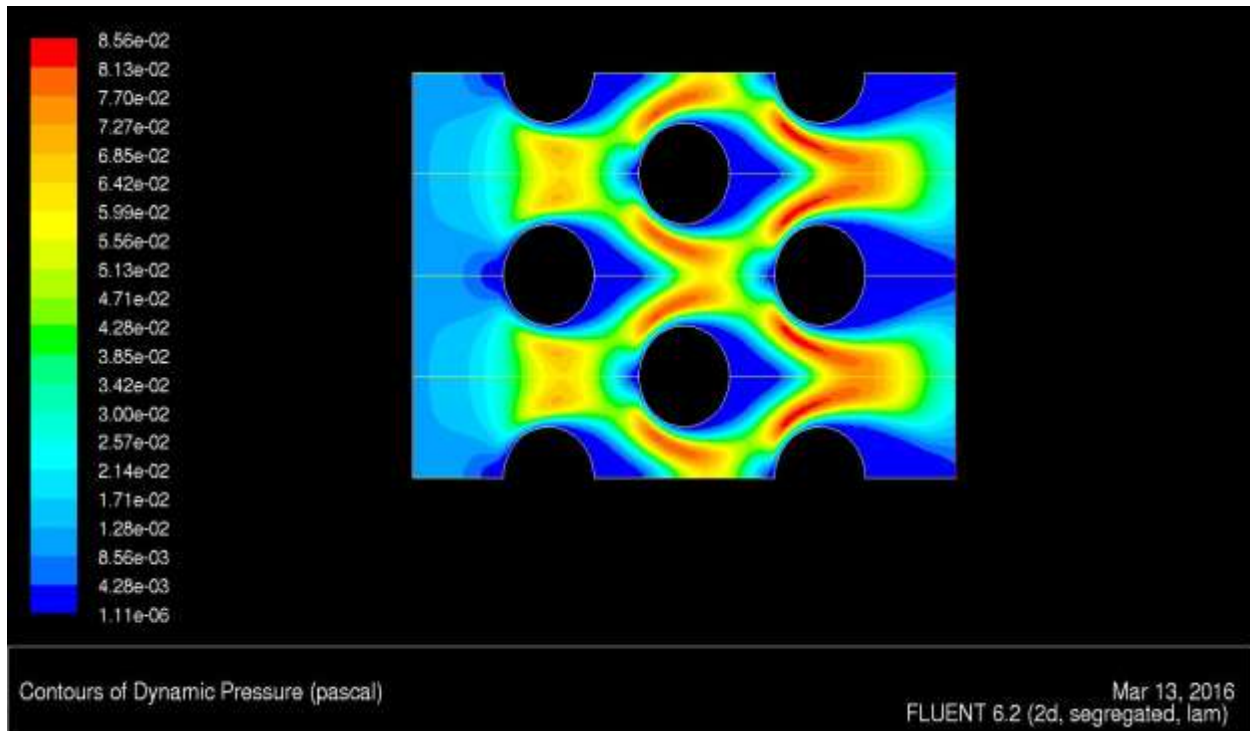


*Figura 5.20. Konturat e presionit të plotë të medimeve punuese përgjat gypave te renditja diagonale.*

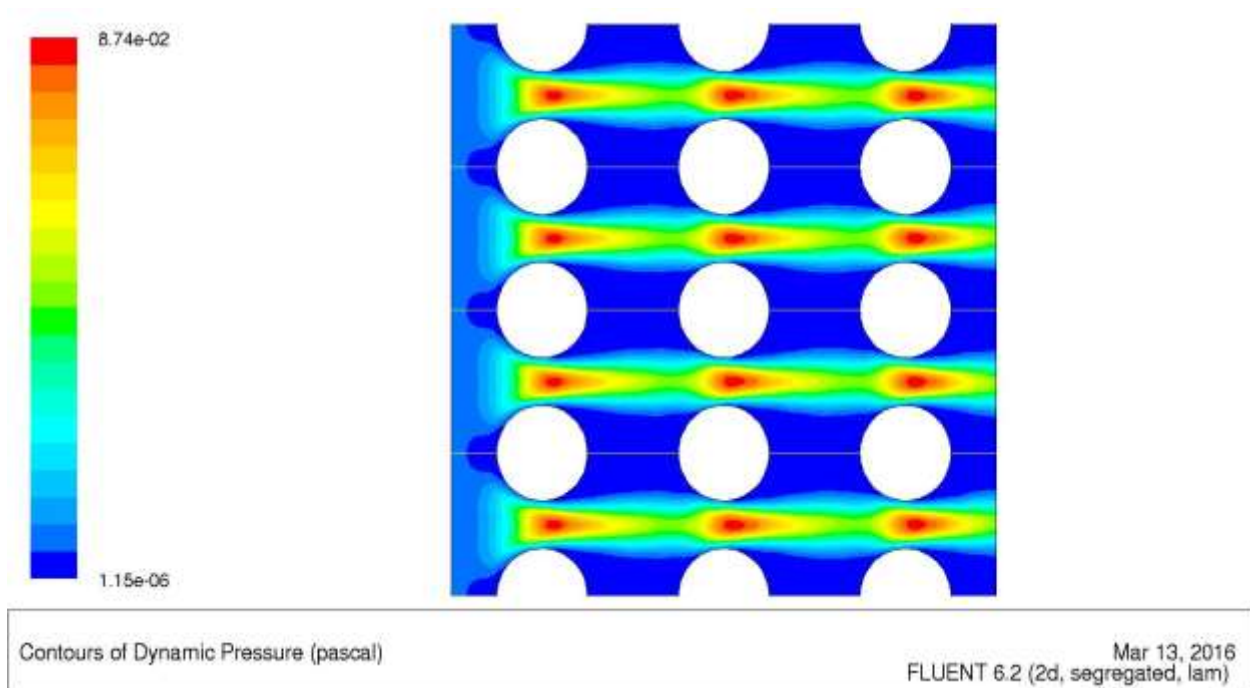


*Figura 5.21. Konturat e presionit të plotë të medimeve punuese përgjat gypave te renditja paralele.*

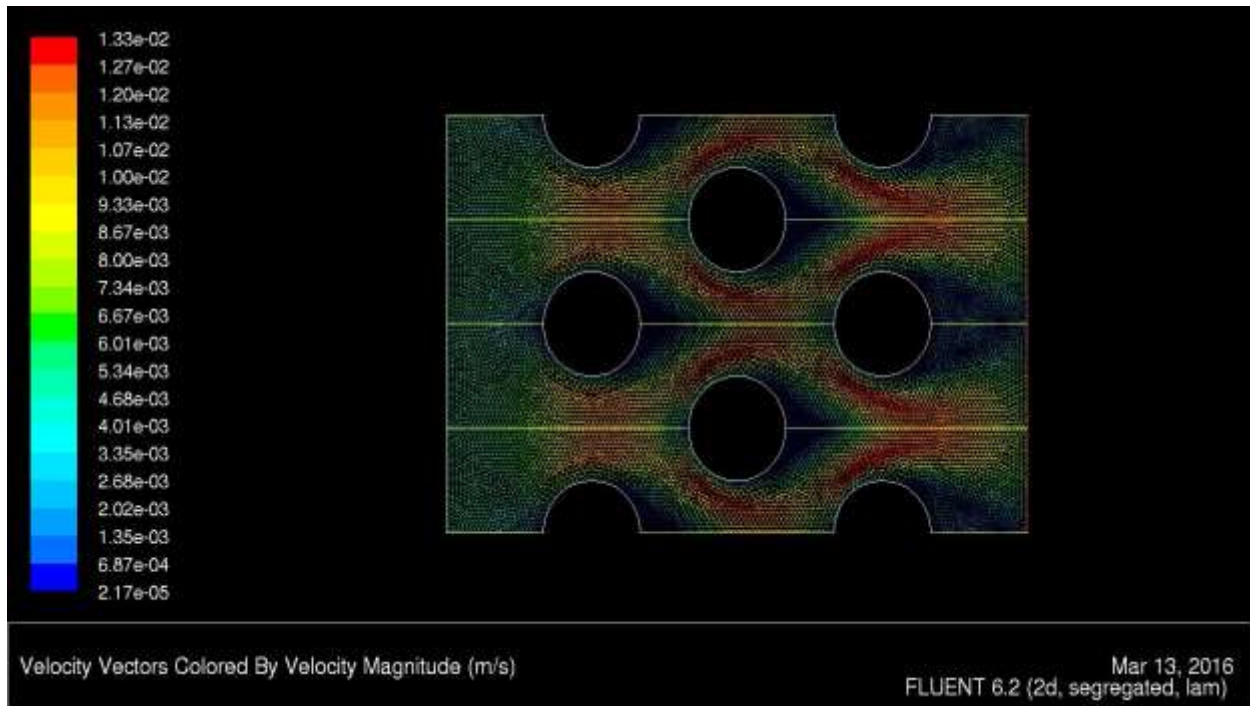




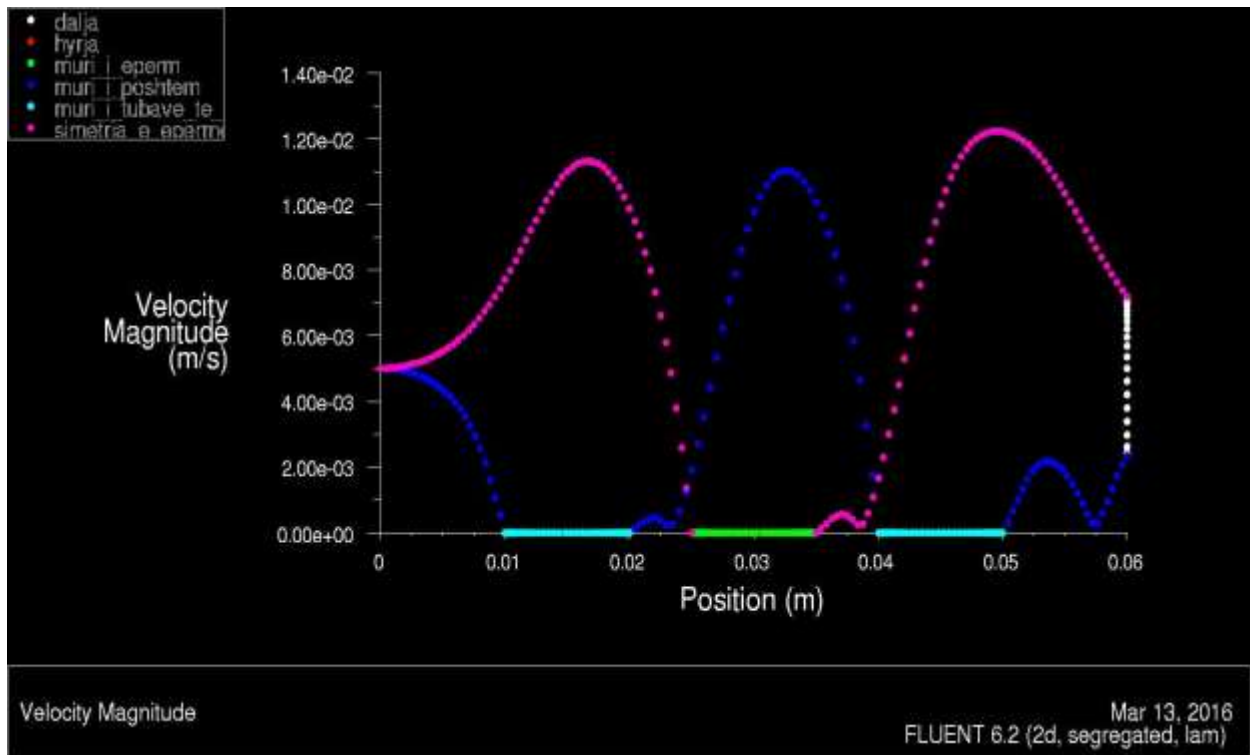
*Figura 5.22. Konturat e presionit dinamik të medimeve punuese përgjat gypave te renditja diagonale.*



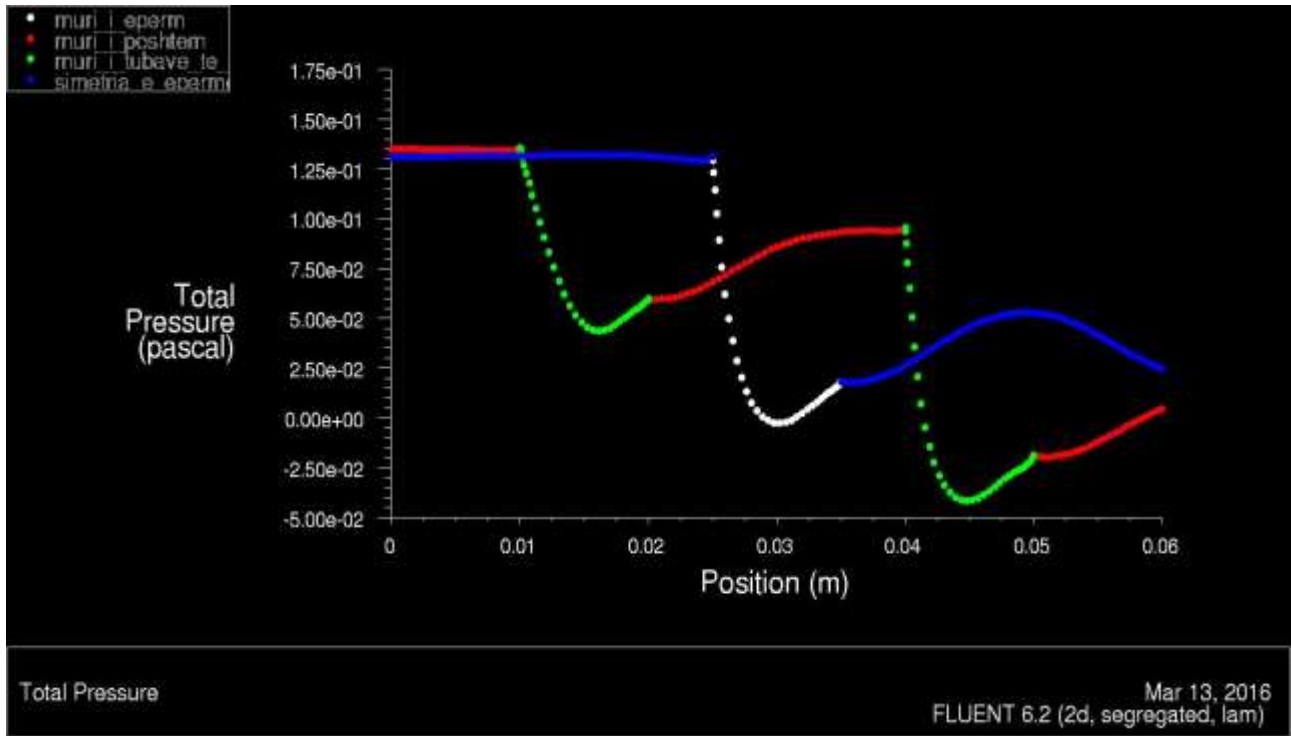
*Figura 5.23. Konturat e presionit dinamik të medimeve punuese përgjat gypave te renditja paralele.*



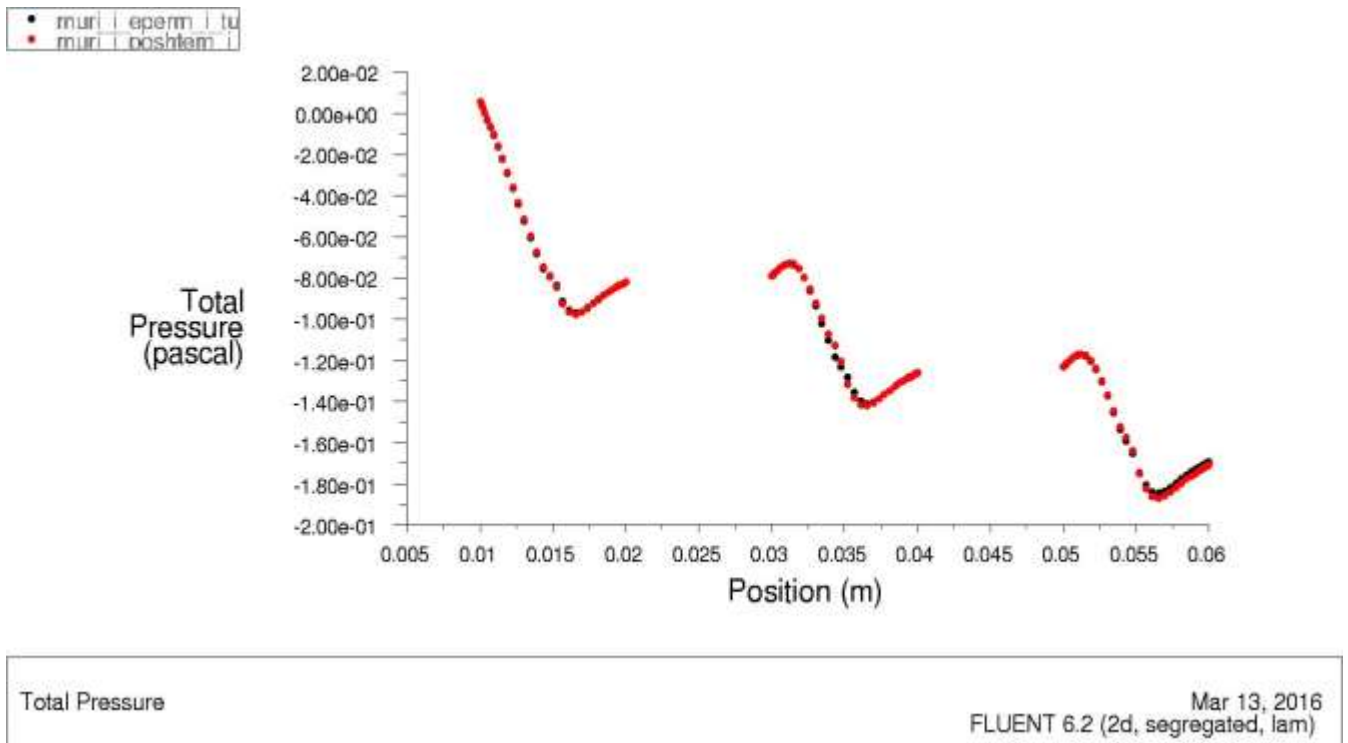
*Figura 5.24. Konturat e vektorëve të shpejtësisë së medimeve punuese përgjat gypave te renditja diagonale.*



*Figura 5.25. Diagrami i shpërndarjes së shpejtësisë së medimeve punuese përgjat gypave.*



*Figura 5.26. Diagrami i shpërndarjes së presionit të plotë të medimeve punuese përgjat gypave te renditja diagonale.*



*Figura 5.27. Diagrami i shpërndarjes së presionit të plotë të medimeve punuese përgjat gypave te renditja paralele.*

Nga rezultatet e kalkuluara dhe nga diagramet e mësipërme, mund të përfundojmë:

- Rënia e presionit te renditja diagonale e gypave është më e madhe se te ajo paralele;
- Për shkak të shpërndarjes së mirë të prurjes përreth gypave te renditja diagonale koeficienti i konveksionit është më i madh se te renditja paralele, rezultat i së cilës është bartja më e madhe e nxehtësisë për forma të njëjta të gypave;
- Për shkak të mënyrës diagonale të vendosjes së gypave nga figura (5.25), del se kemi kthim të presionit ndërmjet tubave për arsye të distancës së tyre;
- Turbulencat, të cilat krijohen te renditja diagonale rezultojnë me humbje lokale të presionit;
- Koeficienti i fërkimit ndërmjet tubave dhe mediumit punues është më i madh te renditja diagonale se te ajo paralele.

## **5.2. Analiza e efikasitetit dhe e nxehtësisë së transmetuar në këmbyesit e nxehtësisë për kushte projektuese dhe variabile të punes në ndërmarrjen “TERMOKOS”**

Analiza e prezantuar në vijim është bërë për arsye të indentifikimit të nxehtësisë së transmetuar në këmbyesit e nxehtësisë si dhe për të parë shkallen e efikasitetit të tyre për kushte projektuese dhe për kushte variabile të punes. Në analizen e mëposhtme janë marrë disa aproksimime:

- Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë është marrë konstant, por për kushte reale ai ndryshon me ndryshimin e parametrave si: temperaturës, prurjes së fluidit të ngrohtë, ftohtë etj. Por ndryshimi i këtij koeficienti, ka pak ndikim në efikasitetin e këmbyesit;
- Rënia e presionit është marrë nga etiketa e prodhuesit;

Këmbyesit e nxehtësisë të instaluar në ndërmarrjen e “TERMOKOSIT” janë të ashtëquajtur këmbyesit e nxehtësisë pllakor, të cilët e pranojnë nxehtësinë nga uji i valë, i cili sillet nga TEC Kosova B, për nevojat e furnizimit të konsumatorëve termik të qytetit të Prishtinës me energji termike. Këta këmbyes të nxehtësisë janë instaluar në këtë nënstacion termik në vitin 2014 dhe janë të prodhuar nga një teknologji e avancuar.

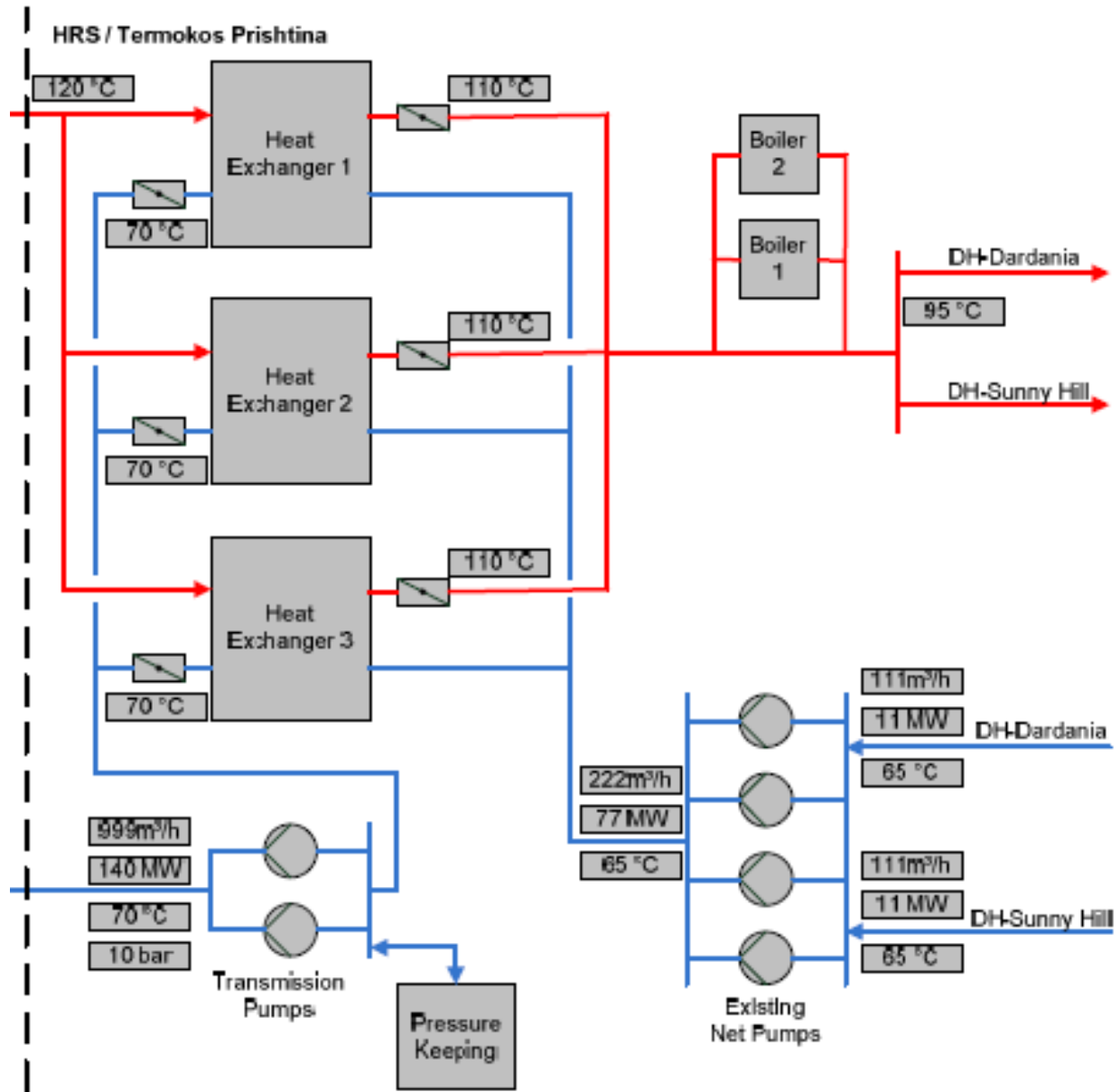


Figura 5.28. Nënstacioni termik i ndërmarjes “TERMOKOS”.



# Punim Diplome – Master

District heating Prishtina [52x12110]  
Data Sheet - Heat Exchanger

ECH / IC consulenten Ziviltechniker GesmbH  
18.03.2013

service, description		tag number		quantity		rev.	
<b>1 Plate Heat Exchanger</b>		101 W001, 102 W001		<b>3</b>			
		103 W003					
Type							
3 <input checked="" type="checkbox"/> gasketed plate		<input type="checkbox"/> welded plate		<input type="checkbox"/> straight tube		<input type="checkbox"/> finned tube	
4 <input type="checkbox"/> copper brazed plate		<input type="checkbox"/> partly welded plate		<input type="checkbox"/> U-tube		<input type="checkbox"/> spiral tube	
5 <input type="checkbox"/> nickel brazed plate		<input type="checkbox"/> plate & shell (PSHE)		<input type="checkbox"/> drawable bundle		<input type="checkbox"/> corrugated tube	
<b>Thermal Design</b>							
6 transferred heat		surface overdesign		average heat transfer coefficient: clean   operation			
3 × 50.000 kW		5 %		W/m <sup>2</sup> ·K		W/m <sup>2</sup> ·K	
<b>Process Data (per Unit) - Load Case 1</b>							
		Hot Side			Cold Side		
7 fluid		Heating Water			Heating Water		
8 fluid group acc. PED   conducting		<input type="checkbox"/> 1 <input checked="" type="checkbox"/> 2 <input type="checkbox"/> conducting			<input type="checkbox"/> 1 <input checked="" type="checkbox"/> 2 <input type="checkbox"/> conducting		
9 total fluid mass flow		855.005			952.041		
		Inlet		Outlet		Inlet	
10 temperature T		120,0		70,0		65,0	
11 operational pressure (at inlet) p		5,00			14,00		
12 max. allowable pressure drop		0,400			0,400		
13 fouling factor		0,1000			0,1000		
physical properties at (T, p)		liquid		vapor		liquid	
		liquid		vapor		liquid	
14 fluid mass flow		855.005		855.005		952.041	
15 noncondensables		0				0	
16 density		938		978		981	
17 dynamic viscosity		0,230		0,404		0,432	
18 average molecular weight		18					
19 enthalpy		503,78		293,01		276,26	
20 specific heat capacity		4,245		4,190		4,187	
21 thermal conductivity							
22 bubble temperature / dewpoint							
23 latent heat		0				0	
24 vapor pressure		1,98		0,312		0,26	
						1,432	
<b>Construction Design</b>							
25 design temperature TS		130			130		
26 design pressure (min.   PS max.)		-1			25,0		
27 corrosion allowance		0,0			0,0		
28 number of passes							
standards							
29 ISO, EN, DIN, ÖNORM, PED 97/23/EC, CE conformity (harmonized standards), AD 2000							
<b>Material Requirements</b>							
30 in contact with fluid (hot side)				in contact with fluid (cold side)			
stainless, 1.4301				stainless, 1.4301			
other parts				not allowed materials			
31 port liner, 1.4571, sealing surface smooth raw				no soft materials and rubber			
bolts, nuts				surface treatment, painting			
32 stand stud, DIN EN 1092-1, PN25, DN 350				2k-polyurethane primer, enamel, RAL 7001(silver grau)			
gaskets, elastomers				insulation: type		insulation thickness	
33 EPDM seals				finished half shells		mm	
Project				Document Title			
Tender Documentation Heat Extraction Station				Data Sheet - Heat Exchangers 101 W001, 102 W001 & 103 W003			
Project Title				Document Type			
District heating Prishtina				Data Sheet			
Prepared		Checked		Project Number		Document Number	
ECH-Ri		iC-Dai		52x12110		ECH-HRS&PA-001	
State		Paper Size		Scale		Revision	
A		A4		-		00	
						Date	
						18.03.2013	
						Sheet	
						01	
						Sheets	
						02	



*Figura 5.29. Nënstacioni termik me tre këmbyes të nxehtësisë me pllaka, me kapacitet 50 kW për secilin prej tyre të vendosur në ndërmarrjen “Termokos”.*







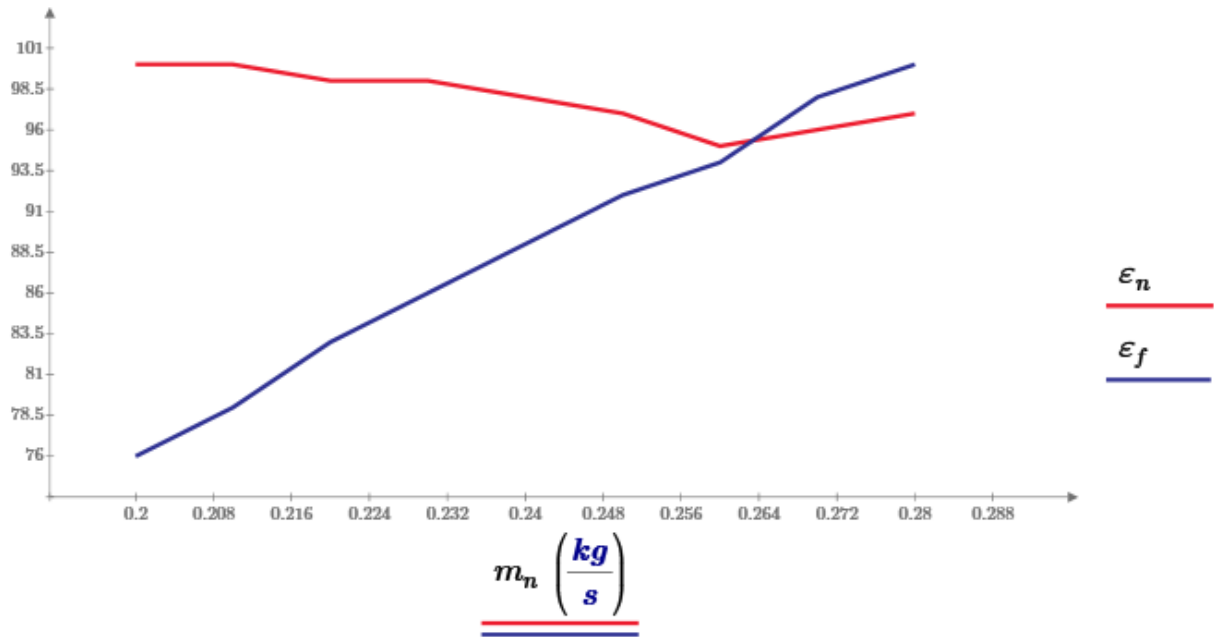




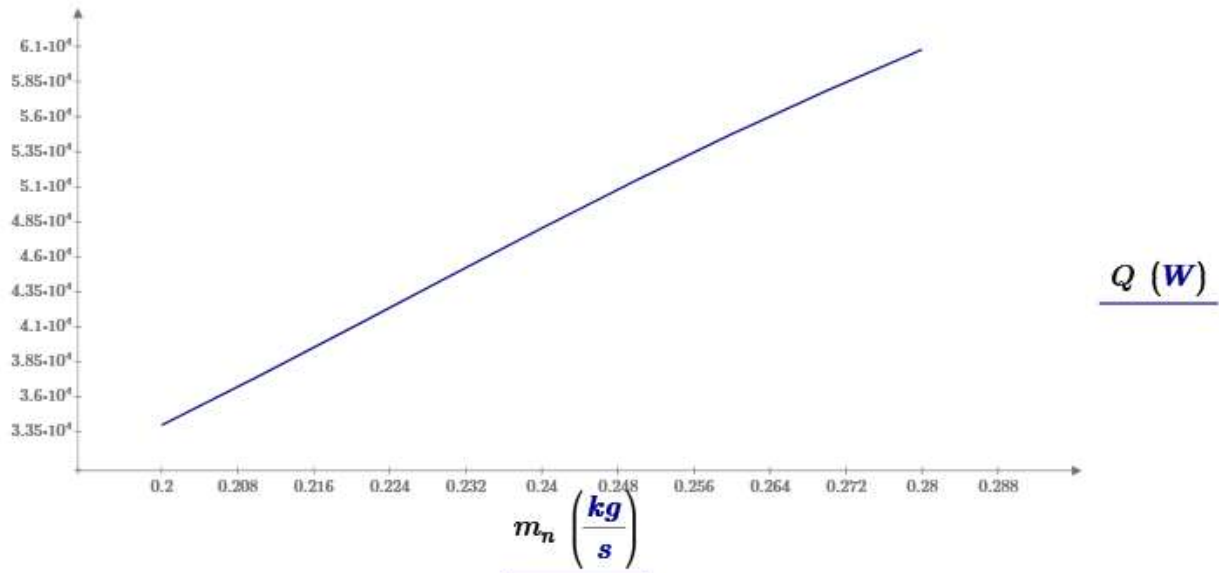
*Figura 5.30. Nënstacioni termik i “Termokosit”: Këmbyesi i nxehtësisë, etiketa e këmbyesit të nxehtësisë, pompat e qarkullimit të ujit dhe matësit e regjimit të punës së këmbyesit.*

Tabela 5.1. Kalkulimi i këmbyesit të nxehtësisë **ujë-ujë** me rrymim të kundërt në **“TERMOKOS”**

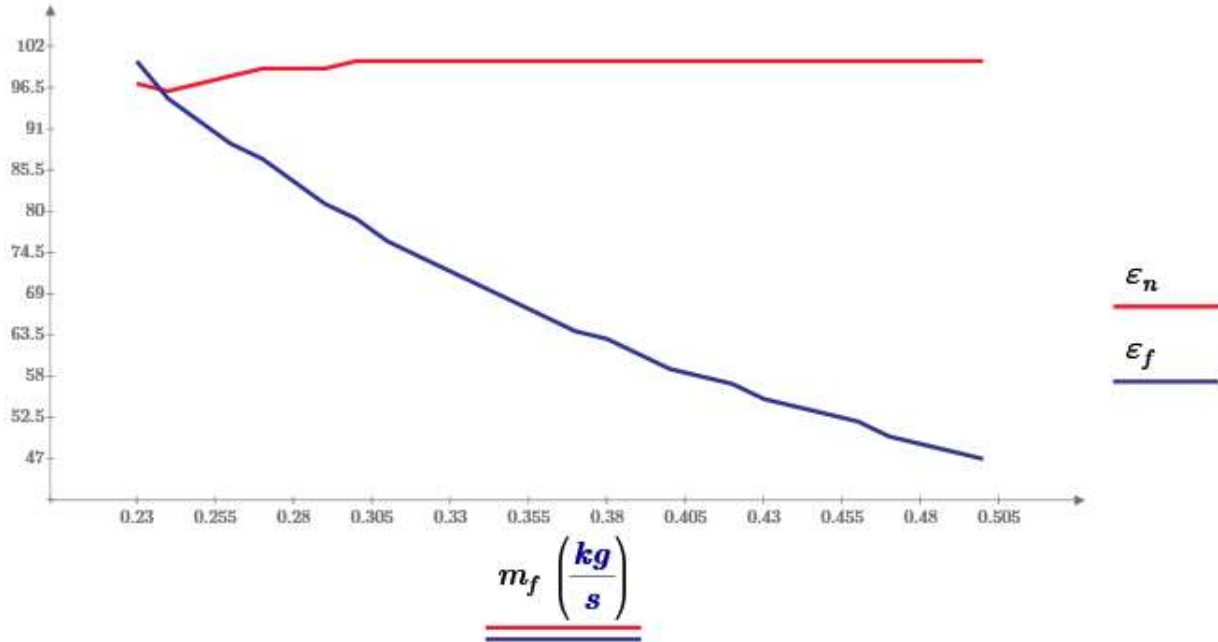
<b>Rrymimi i Kundert</b>		Plate Heat Exchanger- Analiza e këmbyesit të nxehtësisë					
Kalkulimi i tubave të brendshëm		Fluidi i ngrohtë		kalkulimi i tubave të jashtëm		Fluidi i ftohtë	
<b>Karakteristikat e prurjes</b>				<b>Karakteristikat e prurjes</b>			
Temperatura në hyrje	$T_h = 120.00$ C			Temperatura në hyrje	$T_h = 65.00$ C		
Temperatura në dalje	$T_d = 70.00$ C			Temperatura në dalje	$T_d = 110.00$ C		
Mesatarja aritmetike-temperaturike	$T_{mes.a} = 368.15$ K			Mesatarja temperaturike	$T_{mes.a} = 360.65$ K		
<b>Fluidi</b>				<b>Fluidi</b>			
Water	$k = 0.68$ W/mK			Water	$k = 0.67$ W/mK		
	$C_p = 4078.14$ J/(kg K)				$C_p = 4073.19$ J/(kg K)		
	$m = 0.000290$ Pa s				$m = 0.000316$ Pa s		
	$r = 960.84$ kg/m <sup>3</sup>				$r = 966.19$ kg/m <sup>3</sup>		
	$Pr = 1.74$				$Pr = 1.91$		
Prurja masore	$m = 0.237$ kg/s			Prurja masore	$m = 0.264$ kg/s		
Capaciteti termik	$mC_p = 966.5$ W/K			Capaciteti termik	$mC_p = 1077.0$ W/K		
Nxehtësia e transmetuar	$Q = 48326$ W			Nxehtësia e transmetuar	$Q = 48463$ W		
<b>Prurja e brendshme</b>				<b>Prurja e jashtme</b>			
Diametri i brendshëm	$d_b = N/A$ m			Diametri i brendshëm	$d_b = N/A$ m		
Diametri i jashtëm	$d_j = N/A$ m			Diametri i jashtëm	$d_j = N/A$ m		
Sipërfaqja e prurjes	$A_{sp} = N/A$ m <sup>2</sup>			Sipërfaqja e prurjes	$A_{sp} = N/A$ m <sup>2</sup>		
Diametri hidraulik	$D_h = N/A$ m			Diametri hidraulik	$D_h = N/A$ m		
Nxehtësia e transmetuar në sipërfaqen	$A_s = 935.6000$ m <sup>2</sup>			Nxehtësia e transmetuar në sipërfaqen	$A_s = 935.6000$ m <sup>2</sup>		
Percjellshmëria termike e tubit	$\lambda_m = 15.0$ W/mK			Percjellshmëria termike e tubit	$\lambda_m = 15.0$ W/mK		
Shpejtësia e fluidit	$w = N/A$ m/s			Shpejtësia e fluidit	$w = N/A$ m/s		
<b>Llogaritjet</b>							
Numri i Reynolds	$Re = N/A$						
Koeficienti i humbjeve	$k = N/A$						
Koeficienti i ferkimit	$f = N/A$						
Numeri i Nusselt-it	$Nu = N/A$						
Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë	$h = 20.00$ W/m <sup>2</sup> K	Maksimumi i ketij koeficienti për ujë =20 W/m <sup>2</sup> K					
Rënja maksimale e presionit	$DP = 25.00$ Pa	=500				W/m <sup>2</sup> K	
<b>Parametrat e këmbyesit të nxehtësisë</b>							
Temperatura mesatare logaritmike				$DT_{mes} = 7.21$ C			
Kapacitetit minimal i fluidit				$C_{min} = 967$ W/K			
$Cr=C_{min}/C_{max}$				$C_r = 0.90$			
Q max				$Q_{max} = 53159$ W			
Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë për njësi temperature				$UA = 18712$ W/K			
Koeficienti i efektivitetit nga ana e fluidit të ngrohtë				$e = 0.98$			
Koeficienti i efektivitetit nga ana e fluidit të ftohtë				$e = 0.88$			
Numri i njësive transmetuese				$NTU = 19.36$			
Koeficienti i përgjithshëm i transmetimit të nxehtësisë për njësi temperaturën mesatare				$UA_{,mes} = 6507$ W/K			
Nxehtësia e transmetuar				$Q = 46941$ W			
Gjatësia				$L = N/A$ m			
Numri i tubave				$N = N/A$			



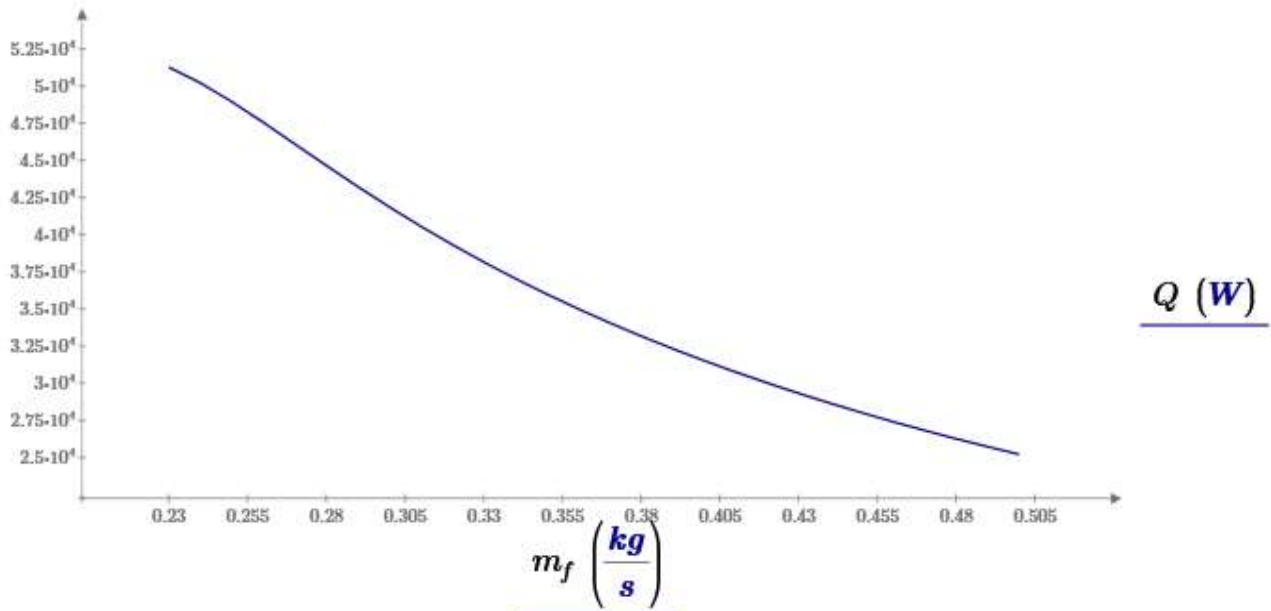
**Figura 5.31.** Ndryshimi i efikasitetit të fluidit të ngrohtë dhe të ftohtë duke ndryshuar sasinë e ujit të ngrohtë, e cila sillet në këmbyes të nxehtësisë për parametra projektues (mediumi i ngrohtë:  $t_h=120\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_d=70\text{ }^\circ\text{C}$  kurse mediumi i ftohtë, i cili e pranon nxehtësinë ka këta parametra:  $t_h=65\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_d=110\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_f=0.264\text{ kg/s}$ ).



**Figura 5.32.** Nxehtësia e transmetuar në këmbyesin e nxehtësisë pllakor në ndërmarrjen “TERMOKOS”, duke ndryshuar sasinë e ujit të ngrohtë, e cila sillet në këmbyes të nxehtësisë për parametra projektues (mediumi i ngrohtë:  $t_h=120\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_d=70\text{ }^\circ\text{C}$  kurse mediumi i ftohtë, i cili e pranon nxehtësinë ka këta parametra:  $t_h=65\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_d=110\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_f=0.264\text{ kg/s}$ ).

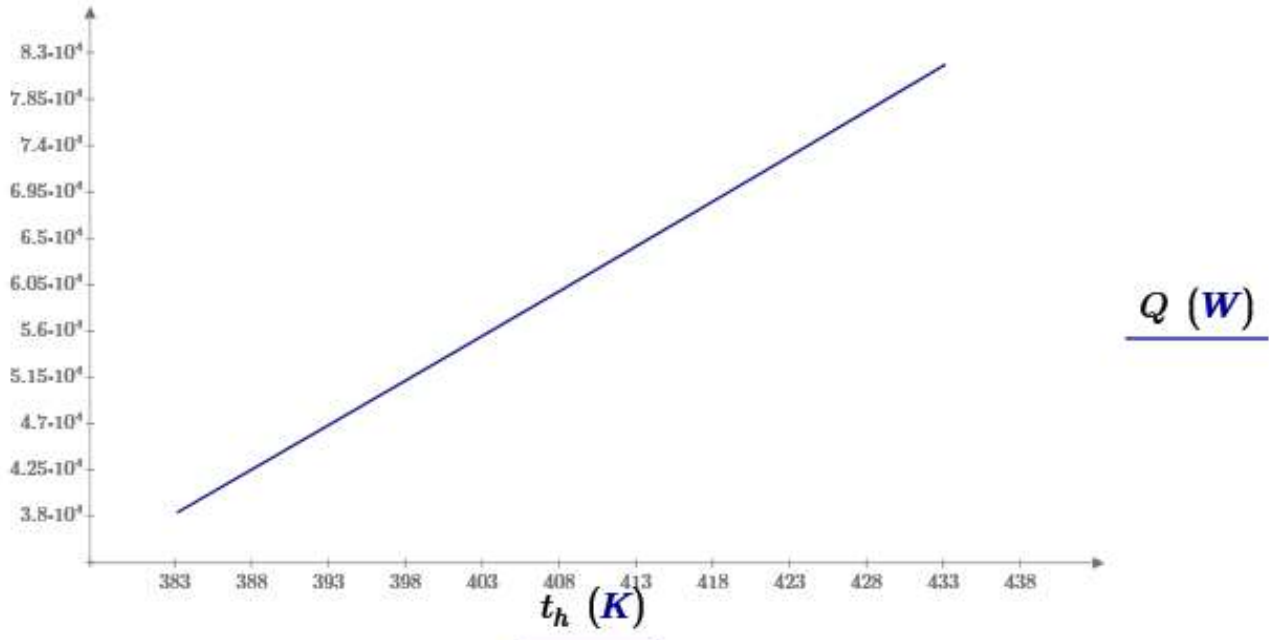


**Figura 5.33.** Ndryshimi i efikasitetit të fluidit të ngrohtë dhe të ftohtë, duke ndryshuar sasinë e ujit nga ana e fluidit të ftohtë, i cili pranon nxehtësinë në këmbyesin e nxehtësisë për parametra projektues (mediumi i ngrohtë:  $t_h=120\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_d=70\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_n=0.237\text{ kg/s}$ , kurse mediumi i ftohtë, i cili e pranon nxehtësinë ka këta parametra:  $t_h=65\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_d=110\text{ }^\circ\text{C}$ ).

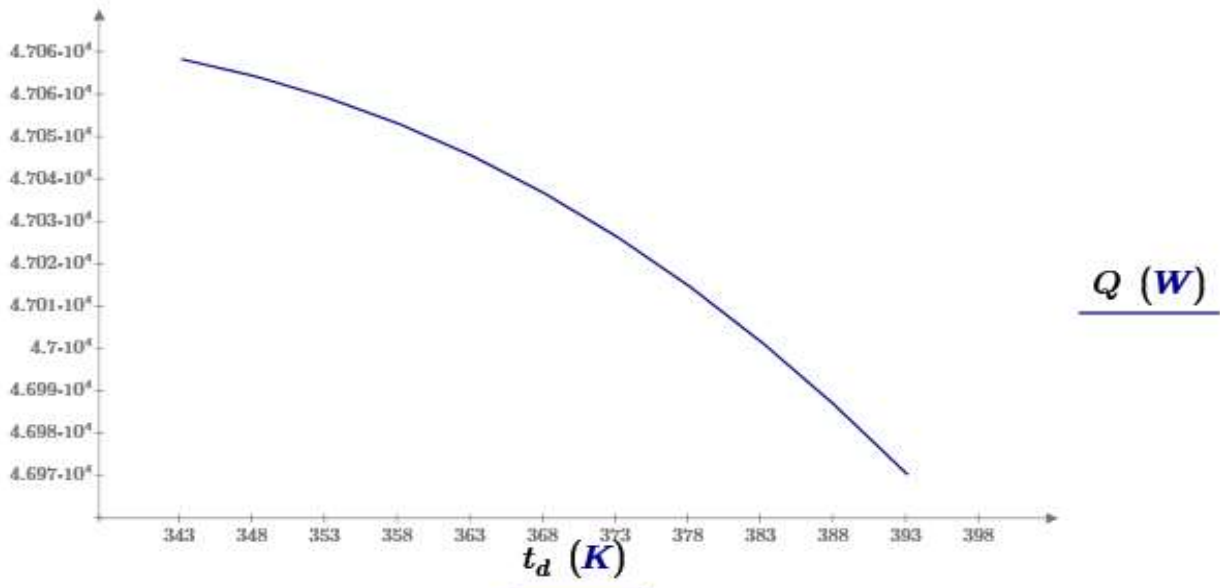


**Figura 5.34.** Nxehtësia e transmetuar në këmbyesin e nxehtësisë pllakor në ndërmarrjen “TERMOKOS”, duke ndryshuar sasinë e ujit nga ana e fluidit, i cili pranon nxehtësinë në këmbyesin e nxehtësisë për parametra projektues (mediumi i ngrohtë:  $t_h=120\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_d=70\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_n=0.237\text{ kg/s}$ , kurse mediumi i ftohtë, i cili e pranon nxehtësinë ka këta parametra:  $t_h=65\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_d=110\text{ }^\circ\text{C}$ ).





**Figura 5.35.** Nxehtësia e transmetuar në këmbyesin e nxehtësisë në “TERMOKOS” duke ndryshuar temperaturën e ujit të ngrohtë, e cila sillet në këmbyes të nxehtësisë për parametra projektues (mediumi i ngrohtë:  $t_d=70^\circ\text{C}$ ,  $m_n=0.237$  kg/s, kurse mediumi i ftohtë, i cili pranon nxehtësinë ka këta parametra:  $t_h=65^\circ\text{C}$ ,  $t_d=110^\circ\text{C}$ ,  $m_f=0.264$  kg/s).



**Figura 5.36.** Nxehtësia e transmetuar në këmbyesin e nxehtësisë në “TERMOKOS”, duke ndryshuar temperaturën e ujit, të cilën e kërkon konsumatori termik për nevoja të ndryshme, e cila largohet nga këmbyesi i nxehtësisë për parametra projektues (mediumi i ngrohtë:  $t_h=120^\circ\text{C}$ ,  $t_d=70^\circ\text{C}$ ,  $m_n=0.237$  kg/s, kurse mediumi i ftohtë, i cili pranon nxehtësinë ka këta parametra:  $t_h=65^\circ\text{C}$ ,  $m_f=0.264$  kg/s).

# Kapitulli VI

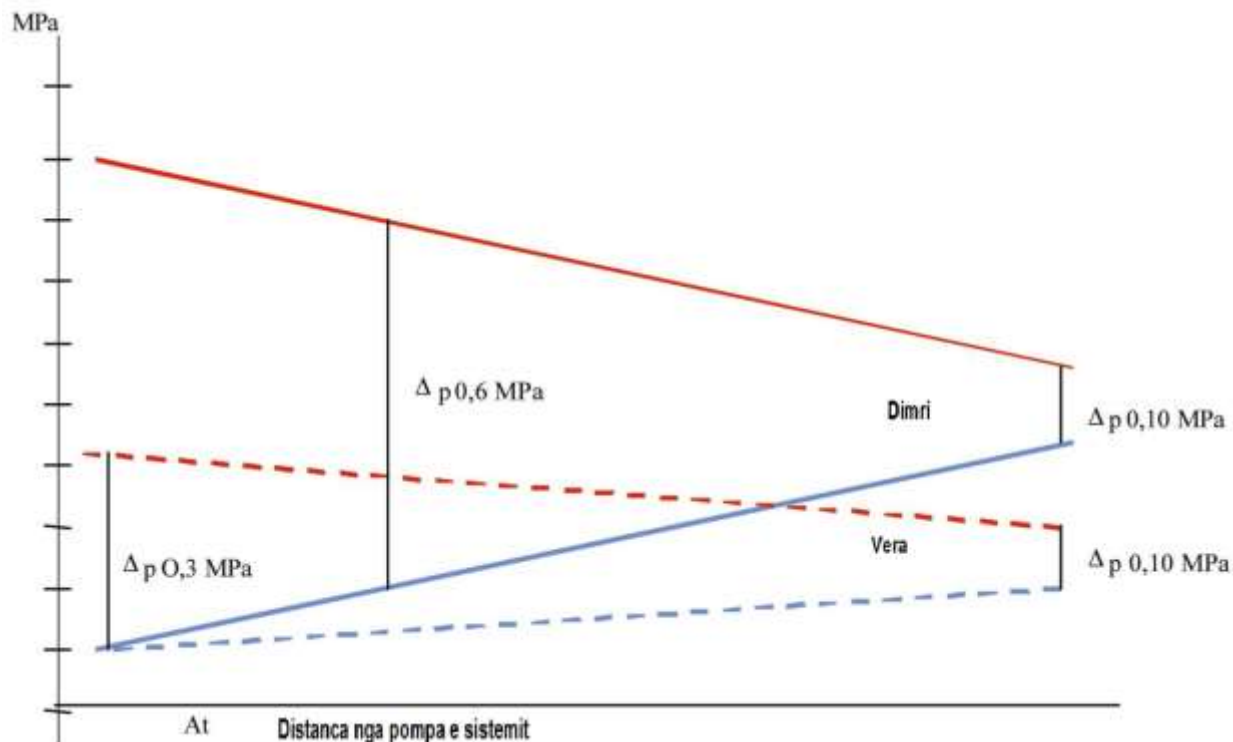
## 6.0. DIAGRAMI PJEZOMETRIK DHE KYÇJA E KONSUMATORËVE NË RRJETIN TERMİK - PRISHTINË

Sistemi termoenergjetik i NQ “Termokos” përbëhet nga: Njësitë prodhuese të energjisë termike, Sistemi i shpërndarjes së energjisë termike dhe Furnizimi publik. Kapaciteti termik prodhues i instaluar në ngrohtoren qendrore të NQ “Termokos” sh. a. është 116 MW<sub>t</sub>. Përveç kësaj, kjo Kompani posedon edhe ngrohtoren në qendrën spitalore me kapacitet termik prej 15 MW<sub>t</sub>, si dhe kapacitetin gjenerues termik prej 4 MW<sub>t</sub> për nevojat e ngrohjes së lëndës djegëse dhe nevoja tjera interne. Pra, gjithsej ka kapacitet të instaluar të energjisë termike prej 135 MW. Sistemi i shpërndarjes i NQ “Termokos” mundëson furnizimin me energji termike për pjesën urbane të qytetit të Prishtinës në katër lagjet e Prishtinës: **Dardani, Qendër, Ulpianë dhe Kodra e Diellit**. Sistemi i shpërndarjes së energjisë termike është pjesë integrale e ndërlidhur me sistemin qendror të prodhimit të energjisë termike. Ky sistem ka dy pika kyçëse (lidhëse) me burimin / prodhimin e energjisë termike: Dalja 1 me tubacion me diametër DN 600 mm, i cili furnizon me ngrohje lagjet Dardani dhe Qendër, kurse Dalja 2 me tubacion me diametër DN 500 mm, i cili furnizon me ngrohje lagjet: Ulpiana, Kodra e Diellit dhe Qendrën Klinike Universitare të Kosovës.

### 6.1. DIAGRAMI PJEZOMETRIK

Furnizuesi i ngrohjes qendrore duhet të jap informacion mbi vlerat aktuale të presioneve diferenciale maksimale dhe minimale, të matura në valvolat e lidhjes së konsumatorit në atë mënyrë që ato të përdoren për përcaktimin e madhësive dhe kapaciteteve të valvolave të kontrollit dhe të këmbyesve të nxehtësisë për të realizuar ngrohjen. Furnizuesi i ngrohjes duhet të tregoj rënien e presionit për metër gjatësie të ngrohjes. Diagrami i mëposhtëm tregon vargjet kryesore në të cilat presioni diferencial dhe temperatura e rrjetit të qarkut primar mund të ndryshojnë. Qarqet e nënstacioneve të ngrohjes normalisht veprojnë me një presion diferencial prej 0.1 deri në 0.8 Mpa, kurse presionet disponuese më të zakonshme janë 0.1 deri në 0.6 Mpa. Ky disponim i presionit është i nevojshëm për mbulimin e rënies së presionit në këmbyesin e nxehtësisë, tubacione, matës të prurjes dhe valvola. Me dimensionim optimal të të gjitha këtyre

pjesëve, në përgjithësi, nënstationi termik ka nevojë për më pak mund disponues se 0.1 Mpa. Në nënstationet moderne kjo vlerë është afër 0.05 Mpa për nënstationet e zakonshme. Nënstationet duhet të dimensionohen në bazë të presioneve, të cilat me të vërtetë ndodhin.



*Figura 6.1. Diagrami pjezometrik, ku në ordinatë është paraqitur rënia e presionit në Mpa, kurse në abshisë distanca nga pompa e sistemit në m.*

## 6.2. NGROHTORJA E QYTETIT “TERMOKOS”

Së pari, disa informata të rëndësishme për sistemin e ngrohjes qendrore: Ngrohtorja e qytetit të Prishtinës ka për detyrë që konsumatorëve termik nëpërmjet gypave shpërndarës të ju dërgoi energjinë termike sipas kërkesave të tyre.

Mediumi, i cili e transporton këtë energji termike është uji i valë, i cili ka këta parametra:

- Temperatura nominale e ujit të valë në dalje nga ngrohtorja = **140 °C**
- Temperatura nominale e ujit të valë në kthim në ngrohtore = **80 °C**
- Lënda djegëse - **Mazut**
- Kapaciteti i instaluar i kaldajave = **116 MW**



- Kaldaja 1 = 58 MW – mazut
- Kaldaja 2 = 58 MW – mazut
- Kaldaja emergjente te ngrohtorja e spitalit - 7 MW – Lënda djegëse naftë
- Konsumi i angazhuar i ngrohjes (konsumatorët e kyçur) = **111 MW**
- Temperatura e jashtme projektuese = **-18 °C**
- Temperatura e brendshme projektuese = **20 °C**
- Temperatura mesatare e stinës së ngrohjes për qytetin e Prishtinës = **4.6 °C**
- Energjia termike e prodhuar në vit (mesatarja 5 vitet e fundit ) = **77 800 MWh**
- Konsumi vjetor i karburantit (mazut-mesatarja 11 vitet e fundit) = **10 300 t**
- Humbjet e energjisë së prodhuar në rrjetin e ujit të ngrohtë = **17 %**
- Gjatësia e rrjetit të shpërndarjes = 71 km
  - Presioni nominal i rrjetit të shpërndarjes = 16 bar
  - Presioni në dalje të ngrohtores,  $P_{dalje} = 5.5 - 6$  bar
  - Presioni në kthim në rrjetin e shpërndarjes  $P_{kthim} = 3.3 - 4$  bar
  - Presioni statik në rrjet = 3.5 bar.

Qyteti i Prishtinës, ka të instaluar rrjetin termik për ngrohjen qendrore të tij, të ndërtuar gjatë viteve të tetëdhjeta ('80-ta). Si burime energjie, ai shfrytëzon kaldajat termike që si lëndë djegëse, shfrytëzojnë mazutin me nxehtësi të ulët të djegies  $H_u=36.000$  kJ/kg. Furnizimi i përdoruesve me ujë të nxehtë bëhet nga ndërmarrja e specializuar publike “TERMOKOS”, në kuadër të së cilës, në vitin 1978, janë instaluar dy kaldaja të tipit VKL-50, me kapacitet termik prej 58 MW, e të prodhuara në TPK Zagreb, Kroaci. Ato, kanë funksionuar edhe gjatë sezonit më të fundit të ngrohjes. Për qarkullimin e ujit të ngrohtë janë të montuara dy pompa konstante, me prurje  $V=835$  m<sup>3</sup>/h, efekt  $H=80$  m dhe fuqi  $P=250$  kW, si dhe dy pompa variabile, me prurje  $V=835$  m<sup>3</sup>/h, efekt  $H=83$  m dhe fuqi  $P=315$  kW. Pompat, janë të montuara në gypin kthyes. Dy pompat konstante dhe njëra prej pompave variabile janë gjithnjë në punë. Sistemi i kaldajave punon me ujë riqarkullues që ka temperaturat punuese  $170/130^{\circ}C$ , kur rrjeti termik është projektuar për  $140/80^{\circ}C$ . Riqarkullimi i ujit, për secilën kaldajë, realizohet me ndihmën e dy pompave, prej të cilave, njëra konstante, me prurje  $V=600$  m<sup>3</sup>/h, efekt  $H=30$  m dhe fuqi  $P=90$  kW dhe tjetra variabile, me prurje  $V=600$  m<sup>3</sup>/h, efekt  $H=30$  m dhe fuqi  $P=90$  kW. Furnizimi me ujë realizohet përmes rezervuarit të tij, me vëllim prej 200 m<sup>3</sup>, i cili shërben edhe si enë zgjeruese. Mbajtja konstante e presionit në rrjet mundësohet nga pompat me karakteristika

teknike të tyre: prurja  $V=15-39 \text{ m}^3/h$ , efekti  $H=154-39 \text{ m}$  dhe fuqia  $P=15 \text{ kW}$ , ku njëra është në punë dhe tjetra rezervë. Pas rivitalizimit, të realizuar gjatë sezonit 2003-2004 me rastin e ndarjes së lagjes Kodra e Diellit, temperatura e sistemit në “Termokos” është zëvendësuar me  $130/75^\circ\text{C}$ .

Sipas rregullave të aprovuara nga ndërmarrja “Termokos”, në varësi të temperaturës së jashtme projektuese të rrethinës, ngrohja fillon me datën 15 tetor dhe përfundon më datën 15 prill. Për sasinë e nevojshme të nxehtësisë, Prishtina pranohet me temperaturë të jashtme projektuese të barabartë me  $-18^\circ\text{C}$ . Rrjeti shpërndarës për furnizimin dhe për kthimin e ujit deri në stacionin termik të objektit, në të cilin janë montuar këmbyesit indirekt të nxehtësisë është i llojit dygypor. Për rrjetin sekondar, instalohen, gjithashtu pompat qarkulluese dhe enët për ekspandim.

Janë dhënë shënimet për diametrat dhe gjatësitë e gypave kryesor dhe kyçës për të gjithë rrjetin. Prej tij shihet se rrjeti termik i Prishtinës është me gjatësi në dërgim  $L_d \approx 36.5 \text{ km}$  dhe në kthim  $L_k \approx 36.5 \text{ km}$  pra  $L_{RR} \approx 73 \text{ km}$  e me diametra të ndryshëm të instaluar. Karakteristikat teknike të gypave janë marrë sipas prodhuesit ALSTOM, me ashpërsi të sipërfaqes së brendshme  $k=0,05 \text{ mm}$ .

Në diagramin e figurës 6.2 jepet specifikimi i gypave, prej DN32 deri në DN100, me të cilët është ndërtuar rrjeti termik. Nga e njëjta figurë shihet, gjithashtu, se në këtë instalim më pak është përdorur gypi DN600, me vetëm 0,48% dhe më shumë ai DN100, me 19,34%.

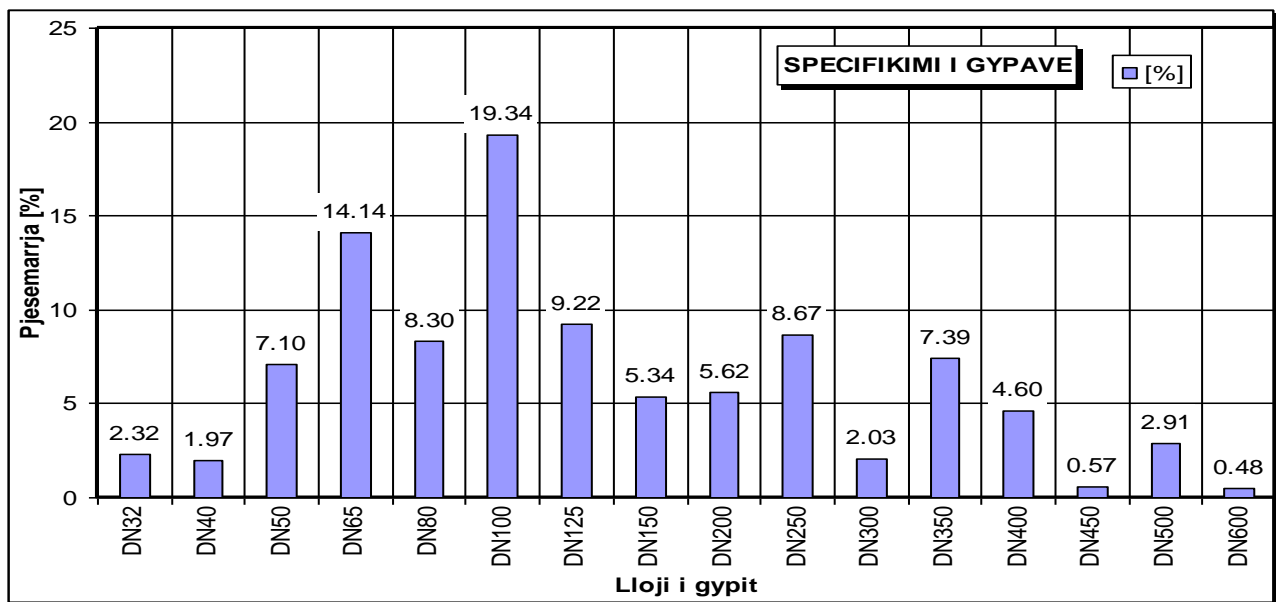


Figura 6.2. Konsumuesit e kyçur në rrjetin termik të modeluar i kemi ndarë në pesë lagje: DARDANIA, QENDRA, ULPIANA, SPITALI dhe KODRA E DIELLIT.

### 6.3. RRJETI I SHPËRNDARJES SË ENERGJISË TERMIKE

Sistemin e rrjetit të ngrohjes e përbëjnë: “Burimi i nxehtësisë” (respektivisht Ngrohtorja me stacionin e pompave), deri te nënstacionet termike të ngrohjes respektivisht konsumatorëve dhe të kundërtën nga konsumatorët e ngrohjes, e deri te burimi i nxehtësisë. Rrjeti gypor i ngrohjes “rrjeti i shpërndarjes gypore” në të cilin uji qarkullon prej burimit të nxehtësisë deri te nënstacionet termike dhe e kundërta nga konsumatorët e ngrohjes deri te burimi i ngrohjes. Të gjitha lëvizjet e ujit brenda rrjetit të ujit të ngrohtë janë treguar në skemën nr. 0083, e cila realizohet me pompat qarkulluese të rrjetit dhe pompat riqarkulluese të kaldajave. Rrjeti momental është 73 km dhe ka shtrirje në pjesën urbane të qytetit.

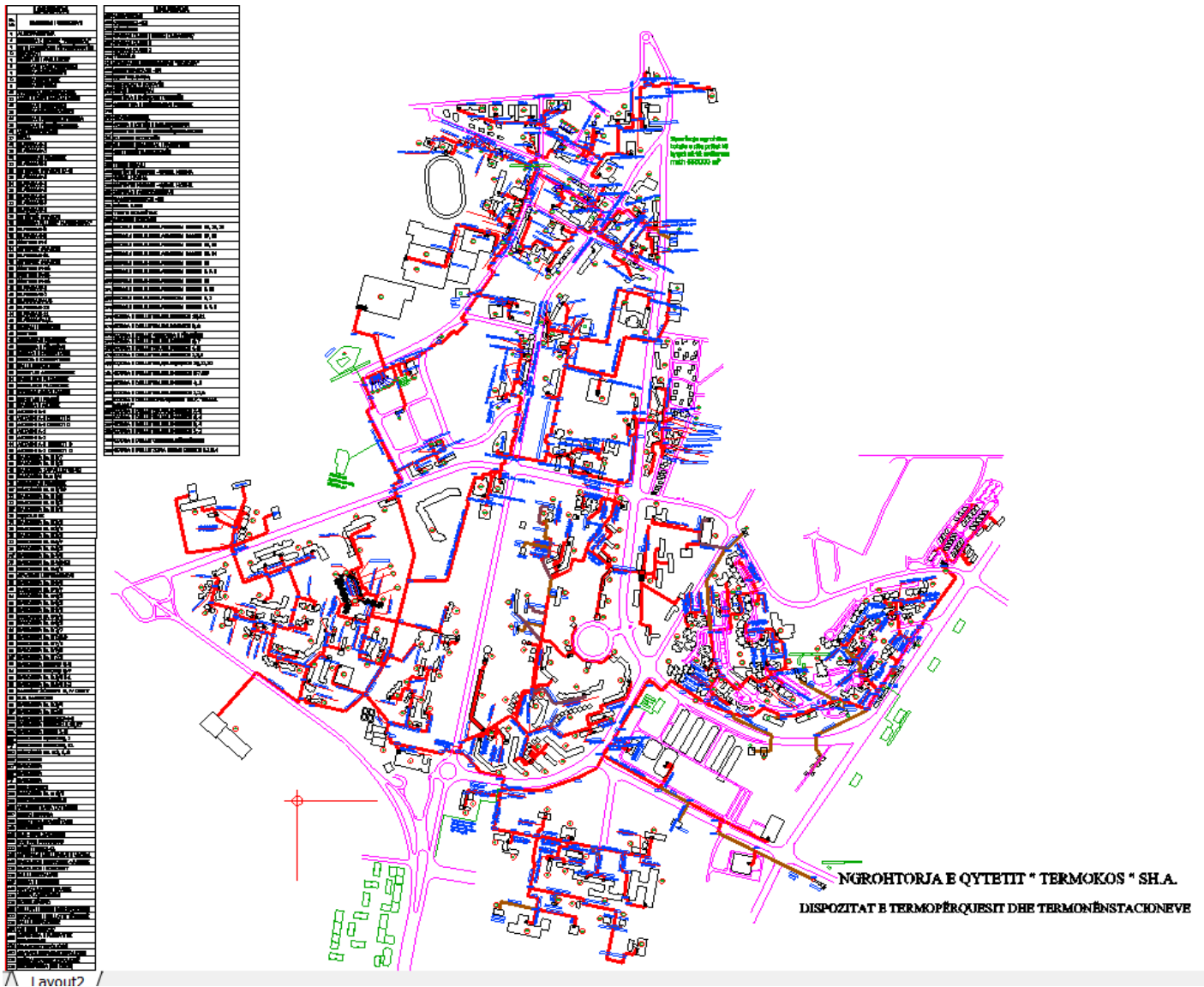


Tabela 6.1. Tabela e kalkulimit të rrjetës termike në lagjen: *Bregu i Diellit dhe Spitaleve.*

Degëzimi	Lartësia	Gjatësia	Diametri i tubacionit	G	Numri i kthesave	W	$\lambda$	Re	ksi	HI	Hd
Emertimi	m	m	mm	kg/s		m/s	Barazimi		/	Pa	Pa
							Altshulit				
<b>T-P201-P202-</b>	<b>583</b>	50	500	<b>310.59</b>	4	1.660	0.0619	3031847.13	2	<b>10510.70</b>	<b>8127.50</b>
<b>P203-P204-</b>		200	500	<b>305.88</b>	2	1.635	0.0619	2985870.12	1.5	<b>3822.87</b>	<b>31531.51</b>
<b>P205-P206</b>											
<b>P202-1</b>	<b>592</b>	25	88.9	<b>4.71</b>	.	0.796	0.0953	258588.37	.		<b>8099.85</b>
<b>P221-214</b>	<b>596</b>	118	50	<b>2.5</b>	5	1.336	0.1100	244039.34	2	<b>8512.29</b>	<b>220993.66</b>
<b>P221-308</b>	<b>595</b>	65	32	<b>1.80</b>	1	2.306	0.1230	269468.05	1.5	<b>3800.78</b>	<b>633007.93</b>
<b>P221-309</b>	<b>596</b>	60	32	<b>1.80</b>	1	2.349	0.1230	274544.26	1.5	<b>3945.33</b>	<b>606536.46</b>
<b>P220-P221</b>		30	100	<b>6.10</b>	.	0.815	0.0925	297727.99	.		<b>8790.42</b>
<b>P219-P220</b>		50	100	<b>6.10</b>	.	0.640	0.0925	233716.48	.		<b>9028.39</b>
<b>P218-P219</b>		45	100	<b>6.35</b>	.	0.849	0.0925	309929.96	.		<b>14288.50</b>
<b>P219-11</b>	<b>595</b>	10	50	<b>0.25</b>	.	0.134	0.1101	24403.93	.		<b>187.39</b>
<b>P218-311</b>	<b>596</b>	180	76.1	<b>1.85</b>	.	0.427	0.0991	118652.50	.		<b>20352.49</b>
<b>P217-P218</b>		75	100	<b>8.20</b>	.	1.096	0.0925	400224.52	.		<b>39710.52</b>
<b>P216-213</b>	<b>595</b>	124	57	<b>1.17</b>	1	0.481	0.1065	100184.57	2	<b>220.77</b>	<b>25568.86</b>
<b>P216-212</b>	<b>592</b>	48.7	76.1	<b>3.59</b>	1	0.828	0.0990	230249.99	2	<b>654.22</b>	<b>20733.67</b>
<b>001-304</b>	<b>591</b>	242	50	<b>0.46</b>	1	0.246	0.1100	44903.24	2	<b>57.64</b>	<b>15348.82</b>
<b>001-304'</b>	<b>591</b>	32	40	-	.	#VALUE!	#VALUE!	#VALUE!	.		#VALUE!
<b>P216-001</b>		250	50	<b>0.46</b>	0	0.246	0.1100	44903.24	0	<b>0.00</b>	<b>15856.22</b>
<b>P216'-P217</b>		67	133	<b>5.22</b>	2	0.394	0.1100	191561.71	2	<b>296.51</b>	<b>4107.95</b>
<b>P216-P217</b>		224	133	<b>13.42</b>	2	1.014	0.0861	492482.40	2	<b>1959.77</b>	<b>71080.64</b>
<b>P235-14</b>	<b>602</b>	15	76.1	<b>2.50</b>		0.577	0.2326	160341.22			<b>7273.56</b>
<b>P235-15</b>	<b>602</b>	164	76.1	<b>3.38</b>	0	0.780	0.0990	216781.33	1.5	<b>0.00</b>	<b>61892.56</b>
<b>P234-P235</b>		44.5	108	<b>5.58</b>	.	0.639	0.0907	252173.98	.		<b>7284.42</b>
<b>P230-P234</b>		50	108	<b>5.58</b>	.	0.639	0.0907	252173.98	.		<b>8184.74</b>
<b>P230-P2331-</b>		238	108	<b>16.64</b>	6	1.907	0.0907	752002.70	1.8	<b>18710.36</b>	<b>346426.16</b>
<b>P232-P233</b>											
<b>P229-P230</b>		106.5	108	<b>22.52</b>	-	2.580	0.0907	1017734.43	-	-	<b>283928.02</b>
<b>P228-12</b>	<b>596</b>	38	159	<b>11.91</b>	.	0.630	0.0824	365598.56	.		<b>3719.76</b>
<b>P228-10</b>	<b>596</b>	39	108	<b>9.93</b>	.	1.138	0.0907	448761.23	.		<b>20216.39</b>
<b>P227-P228</b>		82	159	<b>21.84</b>	1	1.155	0.0824	670417.51	1.8	<b>1143.50</b>	<b>26989.76</b>
<b>P226-P227</b>		10	159	<b>21.84</b>	.	1.155	0.0824	670417.51	.		<b>3291.43</b>
<b>P226-P229</b>		25	219.1	<b>22.52</b>	.	0.627	0.0760	501667.36	.		<b>1625.35</b>
<b>P224-9</b>	<b>595</b>	22	88.9	<b>5.15</b>	1	0.871	0.0953	282745.24	2	<b>722.91</b>	<b>8521.74</b>
<b>P224-8</b>	<b>595</b>	69	76.1	<b>3.49</b>	2	0.805	0.1100	223836.35	2	<b>1236.57</b>	<b>30835.04</b>

**Punim Diplome – Master**

<b>P223-P224</b>		45	114.3	<b>8.64</b>	1	0.884	0.0895	368941.36	2	<b>744.59</b>	<b>13113.61</b>
<b>P223-7</b>	<b>596</b>	56	76.1	<b>3.94</b>	1	0.909	0.0990	252697.77	2	<b>788.01</b>	<b>28716.71</b>
<b>P222-P223</b>		218	139.7	<b>12.58</b>	.	0.861	0.0851	439515.37	.		<b>46963.74</b>
<b>P222-6</b>	<b>596</b>	21	57	<b>3.01</b>	.	1.238	0.1065	257739.79	.		<b>28656.42</b>
<b>P222-P226</b>		80	219.1	<b>44.36</b>	0	1.235	0.0760	987916.12	1.5	<b>0.00</b>	<b>20168.58</b>
<b>P216-P222</b>		95	219.1	<b>56.94</b>	.	1.585	0.0760	1268425.37	.		<b>39481.34</b>
<b>P216-5</b>	<b>596</b>	78	76.1	<b>2.46</b>	.	0.568	0.0991	157775.76	.		<b>15593.52</b>
<b>P215-P216</b>		35	219.1	<b>72.82</b>	.	2.027	0.0760	1622176.60	.		<b>23790.17</b>
<b>P214-P215</b>		41.6	219.1	<b>72.82</b>	.	2.027	0.0760	1622176.60	.		<b>28276.31</b>
<b>P214-[(3)+4]</b>	<b>592</b>	51	76.1	<b>4.39</b>	1	1.013	0.0990	281559.18	2	<b>978.29</b>	<b>32467.52</b>
<b>P213-P214</b>		63.5	219.1	<b>77.21</b>	.	2.149	0.0760	1719970.55	.		<b>48523.03</b>
<b>P211-P213</b>		116	219.1	<b>77.21</b>	.	2.149	0.0760	1719970.55	.		<b>88640.49</b>
<b>P211-P212</b>		121	57	<b>7.10</b>	1	2.920	0.1065	607957.65	1.5	<b>6097.55</b>	<b>918658.18</b>
<b>P211-2</b>	<b>591</b>	20	57	<b>3.60</b>	.	1.481	0.1065	308260.22	.		<b>39039.08</b>
<b>P211-2'</b>	<b>591</b>	30	57	<b>3.50</b>	.	1.440	0.1065	299697.43	.		<b>55350.64</b>
<b>P210-P211</b>		22	323	<b>84.31</b>	.	1.080	0.0690	1273991.13	.		<b>2612.67</b>
<b>P239-P240</b>		364.65	273	<b>30.54</b>	0	0.438	0.0720	436298.23	-	<b>0.00</b>	<b>8774.12</b>
<b>P278-P235</b>		148	219.2	<b>16.92</b>	5	0.471	0.0760	377435.30	2	<b>1059.43</b>	<b>5438.73</b>
<b>P277-168</b>	<b>632</b>	17	60.3	<b>0.62</b>	.	0.228	0.1050	50183.88	.		<b>732.68</b>
<b>P277-169</b>	<b>631</b>	52	76.1	<b>2.25</b>	.	0.519	0.0991	144307.10	.		<b>8696.69</b>
<b>P276-P278</b>		16	219.6	<b>30.08</b>	.	0.834	0.0760	668552.22	.		<b>1833.72</b>
<b>P279-170</b>	<b>637</b>	10	60.3	<b>0.62</b>	.	0.179	0.1050	39394.34	.		<b>265.61</b>
<b>P276-P277</b>		20	88.9	<b>2.87</b>	.	0.485	0.0953	157568.71	.		<b>2406.13</b>
<b>P250-275</b>		225	219.1	<b>35.05</b>	.	0.977	0.0760	781505.44	.		<b>35497.68</b>
<b>P275-P276</b>		25	219.1	<b>32.95</b>	.	0.918	0.0760	734682.01	.		<b>3485.74</b>
<b>P278-279</b>		15	219.1	<b>13.16</b>	.	0.366	0.0760	293159.08	.		<b>333.06</b>
<b>P279-P280</b>		22	219.1	<b>12.54</b>	.	0.349	0.0760	279347.63	.		<b>443.54</b>
<b>P280-281</b>		80	219.1	<b>11.38</b>	.	0.317	0.0760	253506.86	.		<b>1328.32</b>
<b>P280-171</b>	<b>634</b>	45	66.3	<b>1.16</b>	2	0.353	0.1025	85395.36	2	<b>237.12</b>	<b>4125.46</b>
<b>P281-P282-P283-</b>		97.65	114.3	<b>8.24</b>	.	0.843	0.0895	351860.74	.		<b>25882.78</b>
<b>P288-176</b>	<b>637</b>	80.2	60.3	<b>0.84</b>	1	0.309	0.1050	67991.06	2	<b>90.86</b>	<b>6344.13</b>
<b>P288-174</b>	<b>639</b>	65	60.3	<b>0.84</b>	.	0.309	0.0760	67991.06	.		<b>3723.38</b>
<b>P233-P234</b>		10	60.3	<b>4.89</b>	.	1.797	0.1050	395805.10	.		<b>26801.24</b>
<b>P285-P286</b>		100	60.3	<b>4.00</b>	2	1.470	0.1050	323766.95	1.5	<b>3090.43</b>	<b>179333.66</b>
<b>P286-177</b>	<b>643</b>	55	60.3	<b>1.58</b>	.	0.581	0.1050	127887.95	.		<b>15390.70</b>
<b>P286-P287-178</b>	<b>643</b>	51.41	88.9	<b>1.59</b>	.	0.269	0.0953	87294.16	.		<b>1898.59</b>
<b>P287-179</b>	<b>642</b>	75	76.1	<b>2.09</b>	1	0.482	0.0991	134045.26	2	<b>221.73</b>	<b>10822.94</b>
<b>P281-P289</b>		64.46	88	<b>3.17</b>	2	0.547	0.0955	175819.25	1.5	<b>427.91</b>	<b>9979.90</b>

**Punim Diplome – Master**

<b>P289-172</b>	<b>635</b>	14	60.3	<b>0.84</b>	.	0.309	0.1050	67991.06	.		<b>1107.45</b>
<b>P289-173</b>	<b>634</b>	76	76.1	<b>2.33</b>	.	0.538	0.0991	149438.02	.		<b>13630.40</b>
<b>P281-P290</b>		230	139.7	<b>0.12</b>	1	0.008	0.0860	4192.52	1	<b>0.03</b>	<b>4.56</b>
<b>P290-500</b>	<b>647</b>	105	48.3	<b>0.12</b>	.	0.069	0.1111	12126.18	.		<b>543.96</b>
<b>P235-236</b>		30.5	188.3	<b>15.71</b>	.	0.592	0.0790	407207.44	.		<b>2137.64</b>
<b>P235-180</b>	<b>639</b>	36	60.3	<b>1.21</b>	1	0.445	0.1050	97939.50	2	<b>188.53</b>	<b>5908.47</b>
<b>P236-181</b>		58	88.9	<b>3.15</b>	1	0.533	0.0760	172941.26	2	<b>270.45</b>	<b>6707.99</b>
<b>P236-P237</b>		18.74	114.3	<b>3.97</b>	.	0.406	0.0895	169525.14	.		<b>1153.14</b>
<b>P238-184</b>	<b>648</b>	12	76.1	<b>3.51</b>	1	0.810	0.0990	225119.08	2	<b>625.39</b>	<b>4883.77</b>
<b>P237-183</b>	<b>647</b>	19	76.1	<b>1.83</b>	.	0.422	0.0991	117369.77	.		<b>2102.12</b>
<b>P237-182</b>	<b>646</b>	23	76.1	<b>2.14</b>	.	0.494	0.0991	137252.09	.		<b>3479.72</b>
<b>P239-185</b>	<b>621</b>	28	76	<b>1.54</b>	.	0.356	0.0991	98900.15	.		<b>2209.11</b>
<b>P241-P242</b>		80	273	<b>9.77</b>	2	0.175	0.0720	174671.38	2	<b>58.51</b>	<b>308.62</b>
<b>P240-P241</b>		90	273	<b>11.57</b>	.	0.207	0.0720	206852.39	.		<b>486.88</b>
<b>P240-205</b>	<b>611</b>	107	125	<b>18.81</b>	2	1.609	0.0875	734460.80	2.5	<b>6168.14</b>	<b>92382.41</b>
<b>P239-P240</b>		264.65	273	<b>30.38</b>	.	0.545	0.0720	543143.97	.		<b>9868.37</b>
<b>P245-31</b>	<b>605</b>	20	114.3	<b>5.63</b>	.	0.576	0.0895	240409.71			<b>2474.87</b>
<b>P244-P245</b>		150	114.3	<b>3.63</b>	.	0.371	0.0895	155006.61	.		<b>7716.96</b>
<b>P242-P243</b>		50	114.3	<b>7.49</b>	.	0.766	0.0895	319834.58	.		<b>10950.21</b>
<b>P243-P244</b>		100	114.3	<b>7.49</b>	0	0.766	0.0895	319834.58	1.5	<b>0.00</b>	<b>21900.42</b>
<b>P244-206</b>	<b>606</b>	40	80.1	<b>1.86</b>	.	0.387	0.0978	113336.62	.		<b>3493.78</b>
<b>P242-16</b>	<b>606</b>	120	80.1	<b>2.28</b>	.	0.475	0.0978	138928.76	.		<b>15748.61</b>
<b>P240-188</b>	<b>646</b>	35	60.3	<b>1.77</b>	.	0.651	0.1050	143266.88	.		<b>12291.05</b>
<b>P251-508-509</b>	<b>621</b>	297	114.3	<b>5.00</b>	3	0.511	0.0895	213507.73	1.4	<b>523.66</b>	<b>28987.45</b>
<b>P250-P251</b>		50	355.6	<b>80.00</b>	.	0.845	0.0674	1098039.77	.		<b>3227.21</b>
<b>P251-P252</b>		67	355.6	<b>75.00</b>	.	0.793	0.0674	1029412.29	.		<b>3800.83</b>
<b>P252-P253</b>		35	355.6	<b>75.00</b>	1	0.793	0.0674	1029412.29	1.5	<b>449.17</b>	<b>1985.51</b>
<b>P253-P254</b>		30	355.6	<b>73.38</b>	.	0.776	0.0674	1007176.98	.		<b>1629.14</b>
<b>P254-P255</b>		30	355.6	<b>71.83</b>	.	0.759	0.0674	985902.46	.		<b>1561.05</b>
<b>P255-P256</b>		25	355.6	<b>71.83</b>	.	0.759	0.0674	985902.46	.		<b>1300.87</b>
<b>P256-P257</b>		20	355.6	<b>65.12</b>	1	0.688	0.0674	893804.37	1.5	<b>338.63</b>	<b>855.36</b>
<b>P256-510</b>	<b>643</b>	110	114.3	<b>6.68</b>	1	0.683	0.0895	285246.33	1.5	<b>333.82</b>	<b>19161.98</b>
<b>P257-P259</b>		110	355.6	<b>62.83</b>	1	0.664	0.0674	862372.99	1.4	<b>294.21</b>	<b>4379.42</b>
<b>P257-P258</b>		38	65	<b>2.31</b>	.	0.731	0.1030	173455.65	.		<b>15326.62</b>
<b>P258-504</b>	<b>635</b>	7.5	60.3	<b>1.78</b>	.	0.654	0.1050	144076.29	.		<b>2663.64</b>
<b>P258-503</b>	<b>638</b>	32	60.3	<b>1.53</b>	.	0.562	0.1050	123840.86	.		<b>8396.85</b>
<b>P259-P260</b>		120	60.3	<b>0.00</b>	.	0.000	0.0000	0.00	.		<b>0.00</b>
<b>P259-P261</b>		76.4	355.6	<b>62.83</b>	.	0.664	0.0674	862372.99	.		<b>3041.71</b>

**Punim Diplome – Master**

<b>P262-P263</b>		50.29	139.7	<b>23.65</b>	.	1.620	0.0851	826274.93	.		<b>38288.48</b>
<b>P263-190</b>	<b>629</b>	62	76.1	<b>2.78</b>	3	0.642	0.0990	178299.44	2	<b>1176.93</b>	<b>15828.98</b>
<b>P263-191</b>	<b>630</b>	18	60.8	<b>2.35</b>	1	0.850	0.1048	188648.83	2.5	<b>860.02</b>	<b>10669.43</b>
<b>P263-P264</b>		100.77	114.3	<b>18.52</b>	2	1.895	0.0895	790832.64	1.5	<b>5131.74</b>	<b>134918.79</b>
<b>P264-511</b>	<b>643</b>	<b>52</b>	<b>60.3</b>	<b>9.42</b>	.	<b>3.462</b>	<b>0.1050</b>	<b>762471.17</b>	.		<b>517168.53</b>
<b>P264-192</b>	<b>637</b>	67	60.3	<b>1.09</b>	2	0.401	0.1050	88226.49	2	<b>305.98</b>	<b>8923.57</b>
<b>P264-P265</b>		42	114.3	<b>8.01</b>	.	0.819	0.0895	342039.39	.		<b>10519.62</b>
<b>P265-193</b>	<b>643</b>	27	88.9	<b>4.00</b>	.	0.676	0.0953	219607.95			<b>6309.39</b>
<b>P265-P266</b>		73.85	76.1	<b>4.01</b>	.	0.925	0.0990	257187.32	.		<b>39227.69</b>
<b>P266-194</b>	<b>636</b>	12	60.3	<b>1.39</b>	.	0.511	0.1050	112509.02	.		<b>2598.97</b>
<b>P266-195</b>	<b>644</b>	53	60.3	<b>2.62</b>	.	0.963	0.1050	212067.35	.		<b>40778.75</b>
<b>P262-P267-P268</b>		24	355.6	<b>39.18</b>	.	0.414	0.0674	537764.98	.		<b>371.59</b>
<b>P261-262</b>		6.5	355.6	<b>62.83</b>	.	0.664	0.0674	862372.99	.		<b>258.78</b>
<b>P267-P268</b>		50	355.6	<b>36.49</b>	.	0.386	0.0674	500843.39	.		<b>671.50</b>
<b>P268-P269</b>		23	355.6	<b>32.53</b>	.	0.344	0.0674	446490.42	.		<b>245.49</b>
<b>P269-P273</b>		42	355.6	<b>25.43</b>	.	0.269	0.0674	349039.39	.		<b>273.98</b>
<b>P273-P274</b>		277.48	323.9	<b>25.43</b>	1	0.324	0.0690	383199.78	1.5	<b>75.02</b>	<b>2955.06</b>
<b>P269-0000</b>		28.08	76.1	<b>7.10</b>	.	1.638	0.0990	455369.07	.		<b>46757.30</b>
<b>0000-P270</b>		93.67	114.3	<b>7.10</b>	.	0.726	0.0895	303180.98	.		<b>18433.54</b>
<b>P270-200</b>		38	60.3	<b>1.08</b>	2	0.397	0.1050	87417.08	2	<b>300.39</b>	<b>4968.70</b>
<b>P270-P271</b>		45	114.3	<b>6.02</b>	.	0.616	0.0895	257063.31	.		<b>6366.58</b>
<b>P271-P272</b>		19.3	88.9	<b>3.87</b>	.	0.654	0.0953	212470.70	.		<b>4221.68</b>
<b>P271-201</b>	<b>643</b>	39	60.3	<b>2.15</b>	1	0.790	0.1050	174024.74	2	<b>595.23</b>	<b>20207.18</b>
<b>P272-202</b>	<b>638</b>	20	60.3	<b>1.65</b>	.	0.606	0.1050	133553.87	.		<b>6103.47</b>
<b>P272-204</b>	<b>638</b>	77	70.1	<b>2.20</b>	1	0.598	0.1011	153177.33	1.5	<b>255.92</b>	<b>18947.94</b>
<b>P249-P250</b>		160	355.6	<b>115.05</b>	.	1.216	0.0674	1579118.45	.		<b>21357.83</b>
<b>P241-555</b>	<b>597</b>	71	50	<b>1.80</b>	0	0.962	0.1100	175708.32	-	<b>#VALUE</b>	<b>68933.80</b>
<b>P248-P249</b>		240	335.6	<b>115.05</b>	2	1.365	0.0683	1673225.62	1.8	<b>3197.68</b>	<b>43413.92</b>
<b>P247-P248</b>		160	355.6	<b>115.05</b>	1	1.216	0.0674	1579118.45	2	<b>1409.30</b>	<b>21357.83</b>
<b>P246-P247</b>		150	355.6	<b>115.05</b>	2	1.216	0.0674	1579118.45	0	<b>0.00</b>	<b>20022.97</b>
<b>P236-P246</b>		383	355.6	<b>115.05</b>	2	1.216	0.0674	1579118.45	2	<b>2818.60</b>	<b>51125.31</b>
<b>P238-P239</b>		130	406	<b>145.54</b>	1	1.180	0.0652	1749629.82	1.5	<b>995.40</b>	<b>13847.15</b>
<b>P237-P238</b>		112	406	<b>145.05</b>	.	1.176	0.0652	1743739.22	.		<b>11849.66</b>
<b>P236-P237</b>		69	406	<b>145.05</b>	1	1.176	0.0652	1743739.22	1.3	<b>856.88</b>	<b>7300.24</b>
<b>P210-P236</b>		135	406	<b>145.05</b>	.	1.176	0.0652	1743739.22	.		<b>14283.08</b>
<b>P209-P210</b>		9.19	457.2	<b>229.36</b>	.	1.466	0.0633	2448506.69	.		<b>1303.17</b>
<b>P208-P209</b>		25	457.2	<b>229.36</b>	.	1.466	0.0633	2448506.69	.		<b>3545.08</b>
<b>P207-P208</b>		100	457.2	<b>229.36</b>	1	1.466	0.0633	2448506.69	1.5	<b>1537.26</b>	<b>14180.30</b>

P206-P207		15	457.2	229.36	1	1.466	0.0633	2448506.69	1.5	1537.26	2127.05
P206-P293		31.7	323	76.52	.	0.980	0.0690	1156278.03	.		3101.11

Diagrami pjezometrik i gypit magjstral

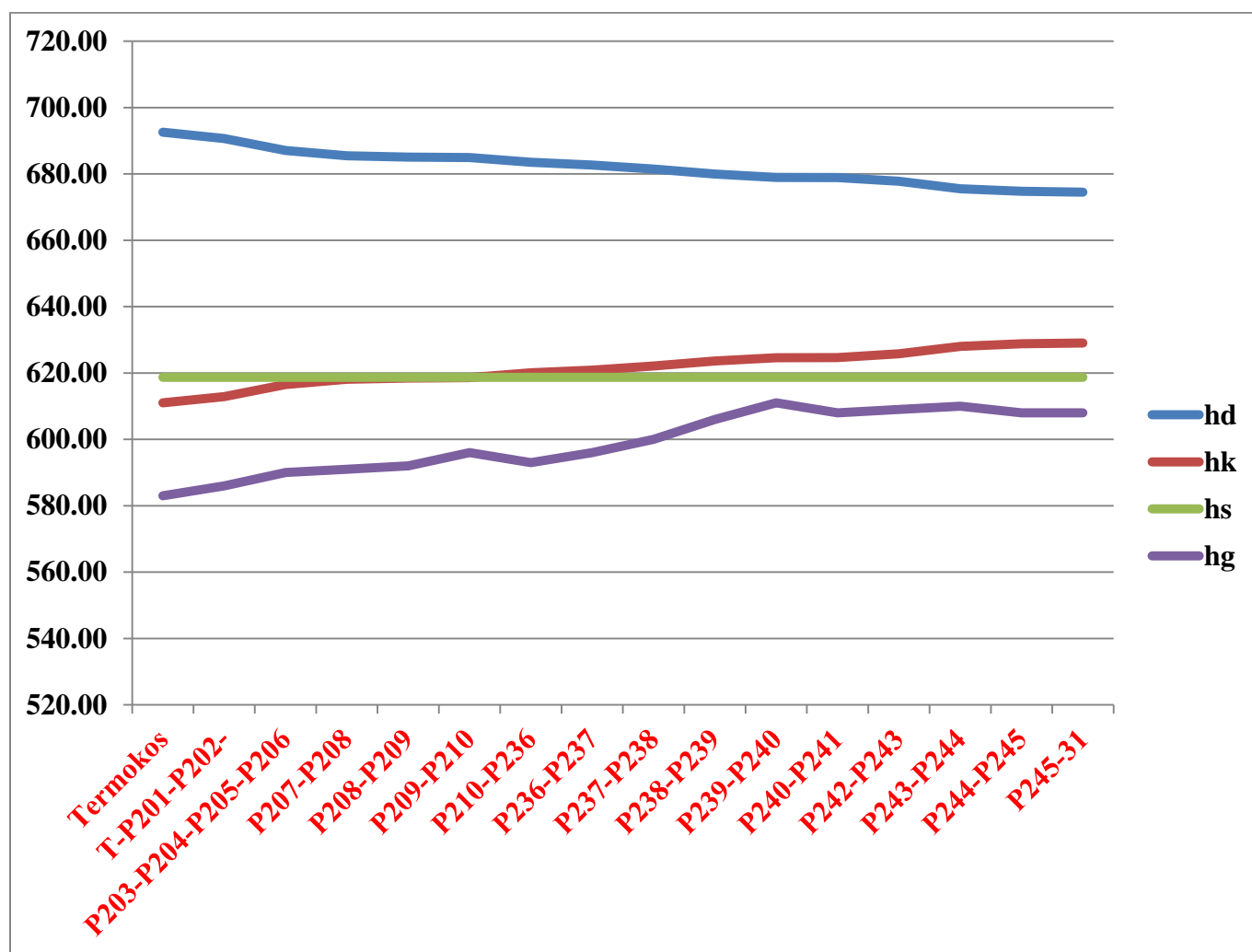


Figura 6.3. Diagrami pjezometrik i ndërtuar për gypin magjstral në qytetin e Prishtinës, konkretisht lagjen e Spitalit dhe lagjen e Bregut të Diellit.

Në diagramin e figurës së mësipërme me vijë të kaltërt është paraqitur ndryshimi i presionit në rrjetin e dërgimit  $h_d$  të gypit magjstral nga ndërmarrja e “TERMOKOSIT”, e deri te lagja e Bregut të Diellit. Me  $h_k$  është paraqitur mudi pjezometrik në rrjetin e kthimit,  $h_s$  është mudi statik i cili krijohet nga ngrohtorja e qytetit, e cila i përgjigjet presionit 3.4 bar dhe në fund me  $h_g$  është paraqitur lartësia gjeodezike e këtyre sektorëve, gjegjësisht niveli i trasesë.



**Tabela 6.2.** Tabela, e cila tregon kushtet operuese të ndërtuara në bazë të kalkulimeve të bëra në rrjetin magjstral për mundësinë e kyçjeve të konsumatorëve termik në rrjetin termik sipas metodës direkte.

(Konsumatorët)	Emertimet	-	-	-	Spitalet	-	-	-	-	Tekniku	-	-	-	-	
Sektorët (Konsumatorët)	P	P202	P204	P208	P209	P210	P236	P237	P238	P239	P240	P241	P243	P244	P245
Ngarkesa pjezometrike e ujit kthyes të rrjetës termofikuese në vendin e kyçjes së konsumatorit	N.p.s.k=														
Ngarkesa pjezometrike statike	N.p.s=	26.9	26.5	27.1	26.5	22.6	27.1	24.9	22.1	17.6	13.6	16.7	16.8	18.0	20.8
Ngarkesa disponuese në rrjetë	P. dips=	77.7	70.5	67.3	66.6	66.3	63.4	61.8	59.4	56.3	54.3	54.2	52.0	47.5	46.0
Lartësia e objekteve	L. o=														

Ngarkesa pjezometrike statike,  $N.p.s=h_s-h_g$

Në kushtet kur ndalohen pompat, uji në qetësi qëndron në lartësinë 34 m kjo, shkakton mund statik për konsumatorët termik, duke ndikuar negativisht në pajisjet, të cilat e mundësojnë shfrytëzimin e energjisë termike. Kjo vlerë duhet me qenë më e vogël se 60 m, ku vlera 60 m ose 6 bar, merret qëndrueshmëria e radiatorëve të çelikut të derdhur. Siç shihet nga tabela 6.2. të gjithë sektorët e paraqitur në këtë tabelë e plotësojnë këtë kusht. Por, për t'u kyçur konsumatorët termik në rrjetin termik sipas metodës direkte duhet plotësuar edhe kushtin që mundi disponues  $P.dips= h_d-h_k$  në rrjetë të jetë më i madh se 15 m ose 1.5 bar për të mundësuar punën normale të ezhektorit. Prandaj, nga tabela shihet se edhe ky kusht është i plotësuar për lagjen e Spitaleve deri të sektori i fundit i paraqitur në këtë tabelë.

Nga rezultatet e mësipërme, mund të përfundojmë së të gjithë konsumatorët (Sektorët) e lartpërmendur mund të kyçen në rrjetin termik magjstral sipas metodës direkte dhe kjo do të rezultonte me një kursim të jashtëzakonshëm të energjisë termike dhe në përdorimin sa më eficient të saj.

Gjendja aktuale e shpërndarjes së energjisë termike për lagjen e Spitalëve, si dhe për lagjen e Bregut të Diellit

<i>Distanca</i> ( <i>m</i> )	<i>Sektorët</i>	$h_d$ ( <i>m</i> )	$h_k$ ( <i>m</i> )	$h_s$ ( <i>m</i> )	$h_g$ ( <i>m</i> )
0	“Termokos”	692.55	611.00	618.68	583
50	“T–P201–P202–”	690.65	612.90	618.68	586
250	“P203–P204–P205–P206”	687.05	616.50	618.68	590
350	“P207–P208”	685.44	618.11	618.68	591
375	“P208–P209”	685.08	618.47	618.68	592
384.19	“P209–P210”	684.95	618.60	618.68	596
519.19	“P210–P236”	683.49	620.06	618.68	593
588.19	“P236–P237”	682.66	620.89	618.68	596
700.19	“P237–P238”	681.45	622.10	618.68	600
830.19	“P238–P239”	679.94	623.61	618.68	606
1094.84	“P239–P240”	678.93	624.61	618.68	611
1184.84	“P240–P241”	678.89	624.66	618.68	608
1234.84	“P242–P243”	677.77	625.78	618.68	609
1334.84	“P243–P244”	675.54	628.01	618.68	610
1484.84	“P244–P245”	674.75	628.80	618.68	608
1504.84	“P245–31”	674.50	629.05	618.68	608

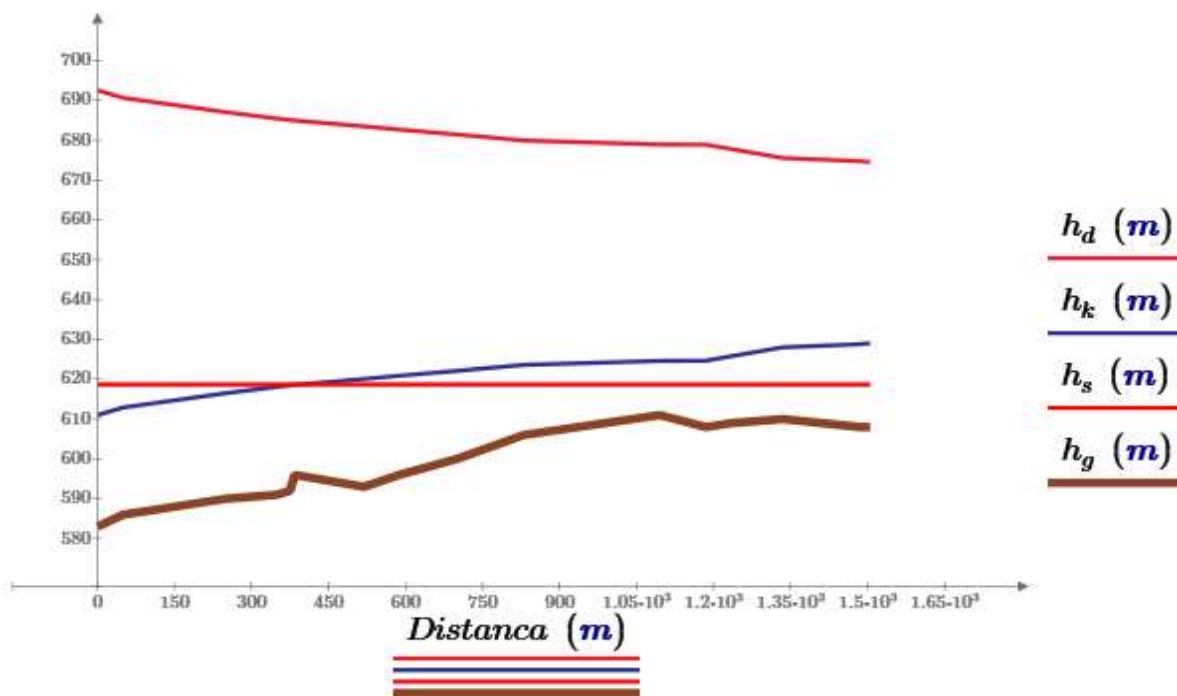
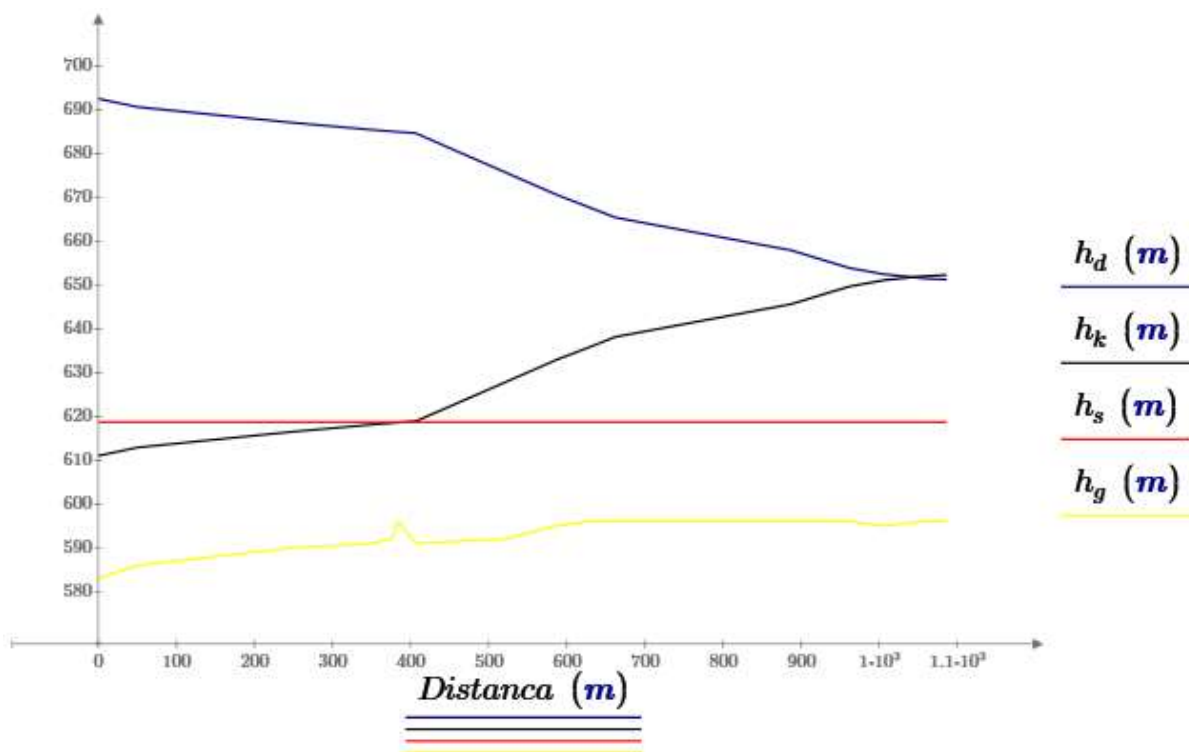


Figura 6.4. Diagrami pjezometrik i ndërtuar për qytetin e Prishtinës, konkretisht gypin magjstral, i cili furnizon me energji termike lagjen e Spitalit dhe lagjen e Bregut të Diellit.

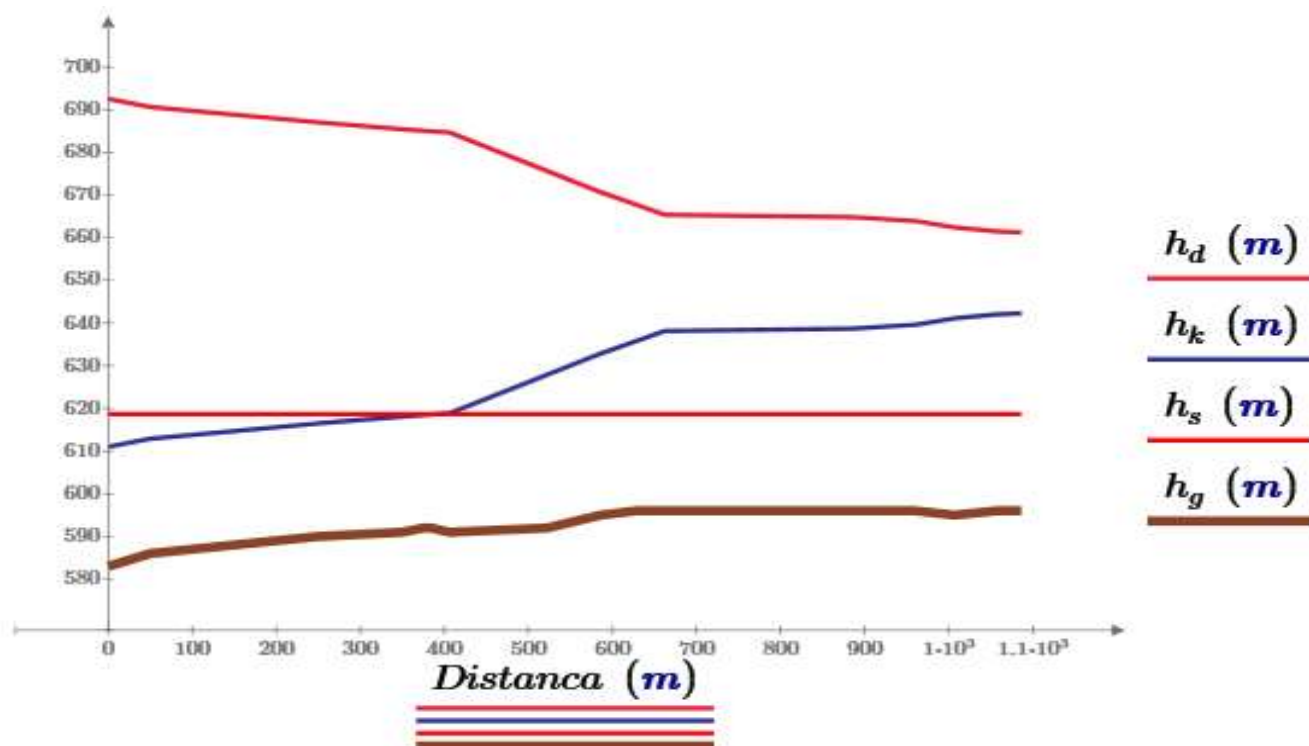
Diagramet pjezometrike të prezantuara në vijim bëjnë furnizimin e lagjes së Spitaleve sipas gjendjes aktuale të operimit të rrjetës shpërndarëse dhe pas një ndryshimi të vogël të diametrave të sektorëve.

<i>Distanca</i> ( <i>m</i> )	<i>Sektorët</i>	$h_d$ ( <i>m</i> )	$h_k$ ( <i>m</i> )	$h_s$ ( <i>m</i> )	$h_g$ ( <i>m</i> )
0	“Termokos”	692.55	611.00	618.68	583
50	“T-P201-P202-”	690.65	612.90	618.68	586
250	“P203-P204-P205-P206”	687.05	616.50	618.68	590
350	“P207-P208”	685.44	618.11	618.68	591
375	“P208-P209”	685.08	618.47	618.68	592
384.19	“P209-P210”	684.95	618.60	618.68	596
406.19	“P210-P211”	684.68	618.87	618.68	591
522.19	“P211-P213”	675.65	627.90	618.68	592
585.69	“P213-P214”	670.70	632.85	618.68	595
627.29	“P214-P215”	667.82	635.73	618.68	596
662.29	“P215-P216”	665.39	638.16	618.68	596
886.29	“P216-P217”	657.95	645.60	618.68	596
961.29	“P217-P218”	653.90	649.65	618.68	596
1006.29	“P218-P219”	652.44	651.11	618.68	595
1056.29	“P219-P220”	651.52	652.03	618.68	596
1086.29	“P220-P221”	651.26	652.29	618.68	596

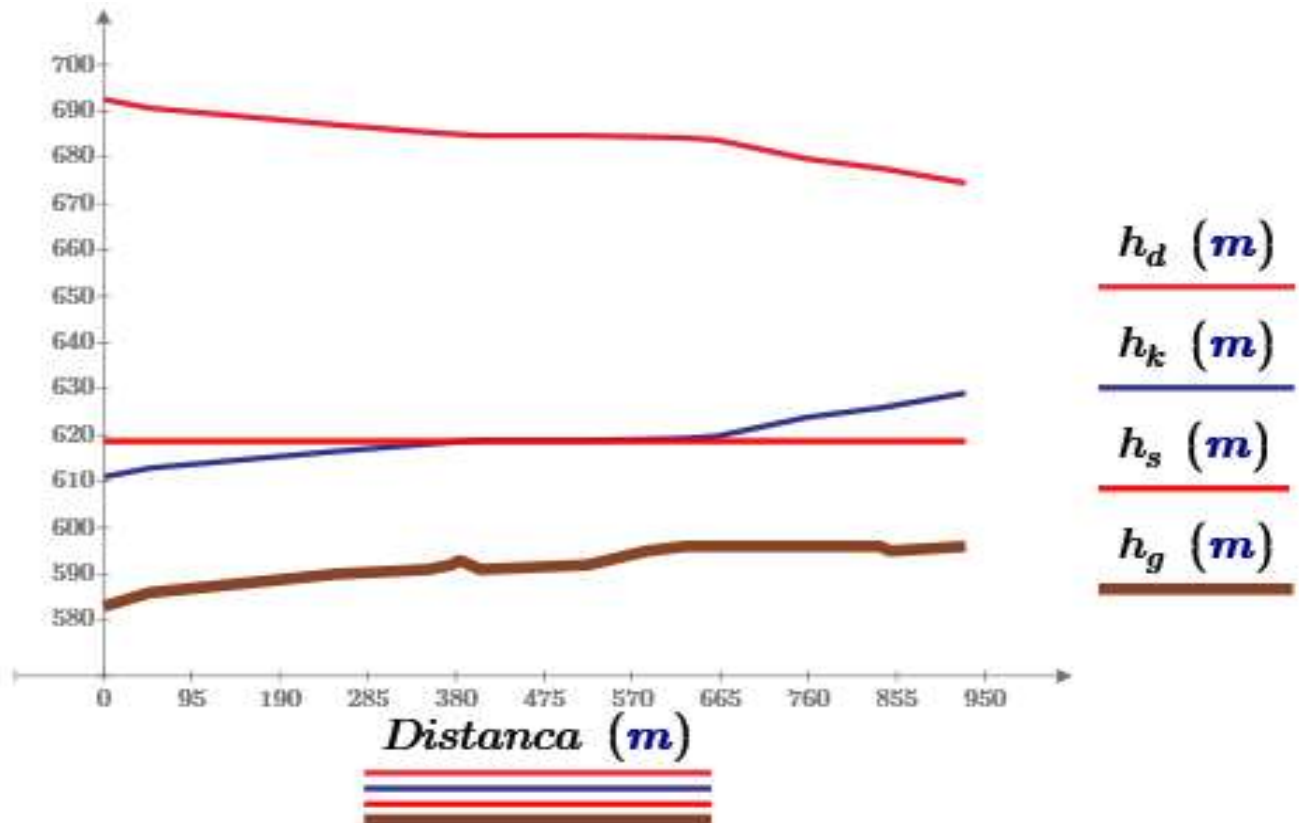


Pas ndryshimit të diametrit (**P216-P217** nga 76.1mm në 219.1mm dhe **P217-P218** nga 100 në 139.7 mm) në sektorët e lartcekur, diagrami pjezometrik për këtë rrjetë shpërndarëse merr formën:

<i>Distanca</i> (m)	<i>Sektorët</i>	$h_d$ (m)	$h_k$ (m)	$h_s$ (m)	$h_g$ (m)
0	“Termokos”	692.55	611.00	618.68	583
50	“T-P201-P202-”	690.65	612.90	618.68	586
250	“P203-P204-P205-P206”	687.05	616.50	618.68	590
350	“P207-P208”	685.44	618.11	618.68	591
375	“P208-P209”	685.08	618.47	618.68	592
384.19	“P209-P210”	684.95	618.60	618.68	592
406.19	“P210-P211”	684.68	618.87	618.68	591
522.19	“P211-P213”	675.65	627.90	618.68	592
585.69	“P213-P214”	670.70	632.85	618.68	595
627.29	“P214-P215”	667.82	635.73	618.68	596
662.29	“P215-P216”	665.39	638.16	618.68	596
886.29	“P216-P217”	664.84	638.71	618.68	596
961.29	“P217-P218”	663.90	639.65	618.68	596
1006.29	“P218-P219”	662.44	641.11	618.68	595
1056.29	“P219-P220”	661.52	642.03	618.68	596
1086.29	“P220-P221”	661.25	642.30	618.68	596

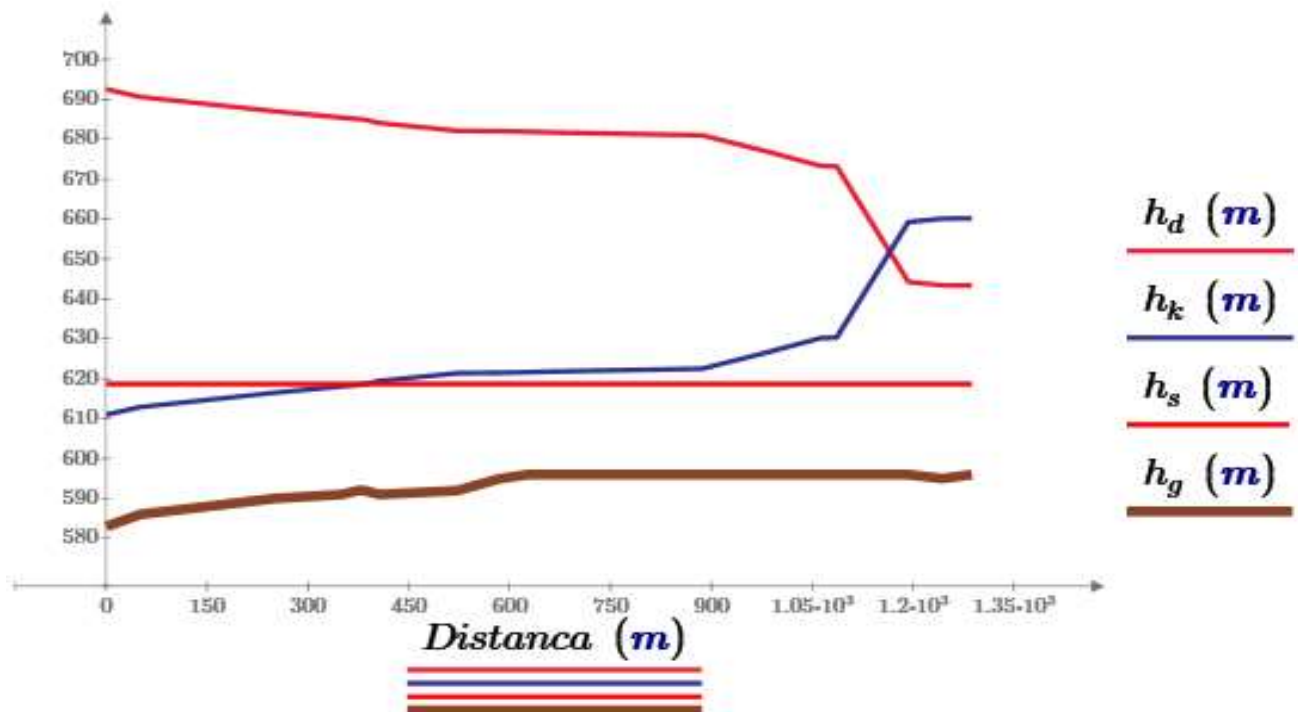


<i>Distanca</i> ( <i>m</i> )	<i>Sektorët</i>	$h_d$ ( <i>m</i> )	$h_k$ ( <i>m</i> )	$h_s$ ( <i>m</i> )	$h_g$ ( <i>m</i> )
0	“Termokos”	692.55	611.00	618.68	583
50	“T–P201–P202–”	690.65	612.90	618.68	586
250	“P203–P204–P205–P206”	687.05	616.50	618.68	590
350	“P207–P208”	685.44	618.11	618.68	591
375	“P208–P209”	685.08	618.47	618.68	592
384.19	“P209–P210”	684.95	618.60	618.68	593
406.19	“P210–P211”	684.70	618.85	618.68	591
522.19	“P211–P213”	684.67	618.88	618.68	592
585.69	“P213–P214”	684.44	619.11	618.68	595
627.29	“P214–P215”	684.23	619.32	618.68	596
662.29	“P215–P216”	683.73	619.82	618.68	596
757.29	“P216–P222”	679.71	623.84	618.68	596
837.29	“P222–P226”	677.65	625.90	618.68	596
847.29	“P226–P227”	677.32	626.23	618.68	595
929.29	“P227–P228”	674.45	629.10	618.68	596



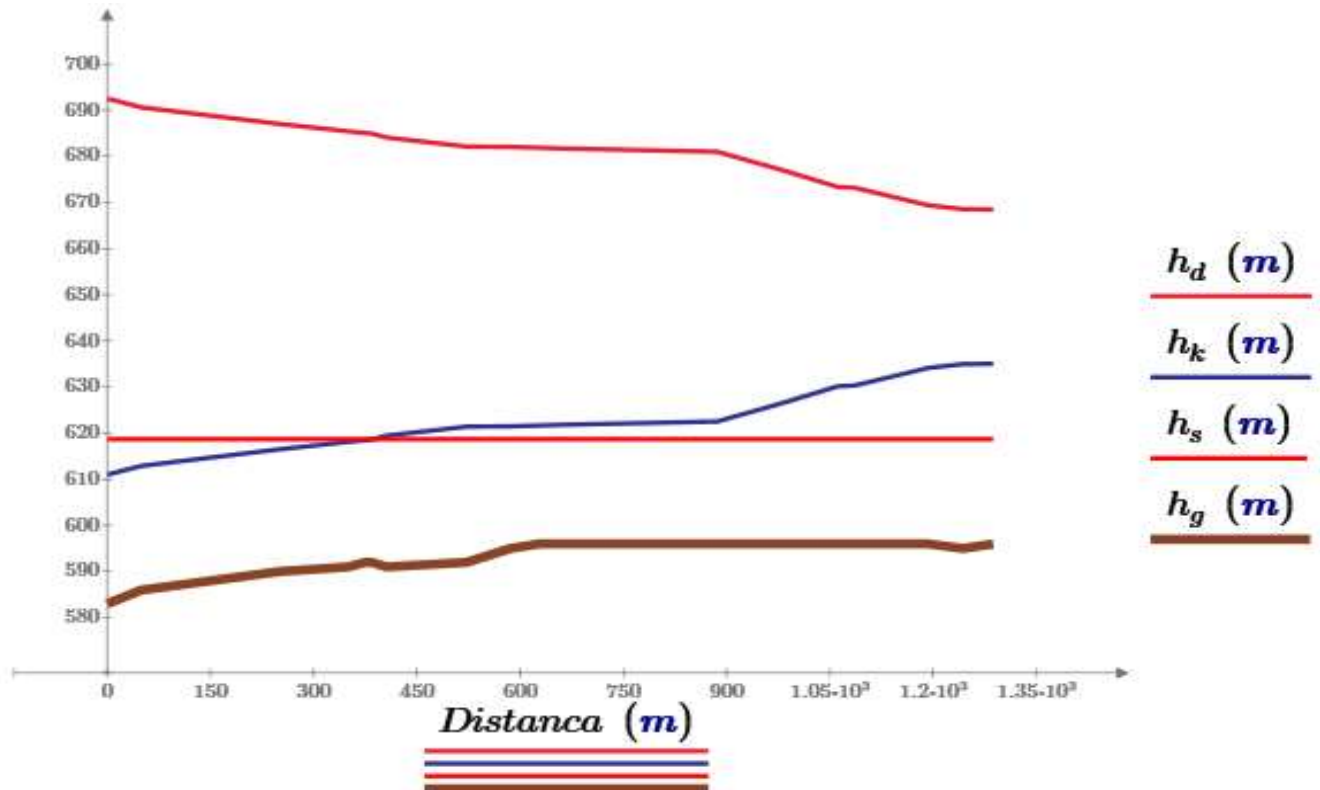


<i>Distanca</i> ( <i>m</i> )	<i>Sektorët</i>	$h_d$ ( <i>m</i> )	$h_k$ ( <i>m</i> )	$h_s$ ( <i>m</i> )	$h_g$ ( <i>m</i> )
0	“Termokos”	692.55	611.00	618.68	583
50	“T–P201–P202–”	690.65	612.90	618.68	586
250	“P203–P204–P205–P206”	687.05	616.50	618.68	590
350	“P207–P208”	685.44	618.11	618.68	591
375	“P208–P209”	685.08	618.47	618.68	592
384.19	“P209–P210”	684.95	618.60	618.68	592
406.19	“P210–P211”	684.09	619.46	618.68	591
522.19	“P211–P213”	682.14	621.41	618.68	592
585.69	“P213–P214”	682.05	621.50	618.68	595
627.29	“P214–P215”	681.89	621.66	618.68	596
662.29	“P215–P216”	681.73	621.82	618.68	596
886.29	“P216–P217”	681.02	622.53	618.68	596
981.29	“P216–P222”	677.00	626.55	618.68	596
1061.29	“P222–P226”	673.38	630.17	618.68	596
1086.29	“P226–P229”	673.21	630.34	618.68	596
1192.79	“P229–P230”	644.27	659.28	618.68	596
1242.79	“P230–P234”	643.43	660.11	618.68	595
1287.29	“P234–P235”	643.36	660.19	618.68	596



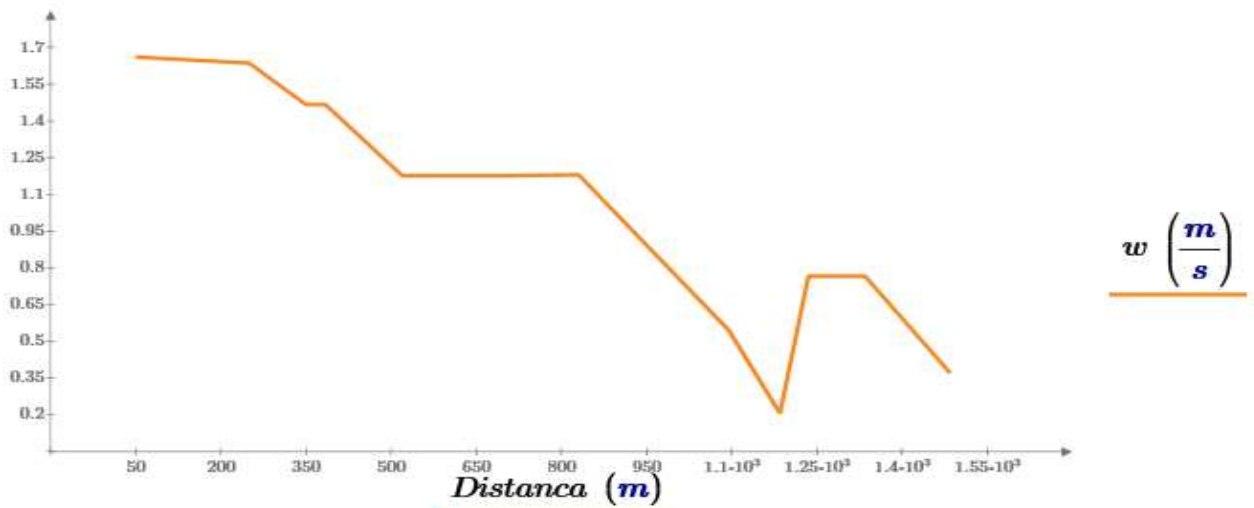
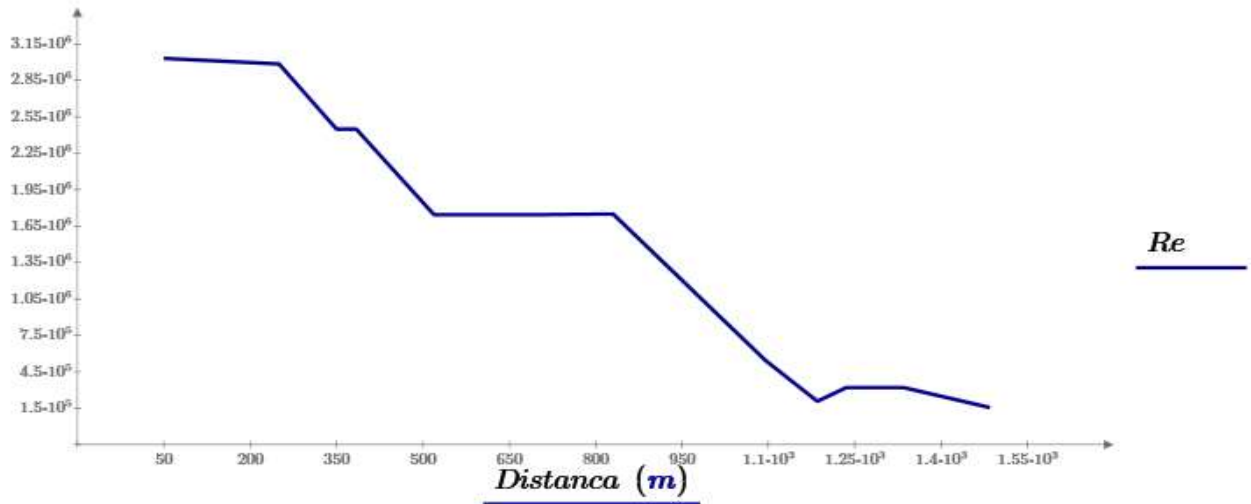
Me ndryshimin e diametrit në sektorin **P229-P230** nga **108 mm** në **159 mm**, sa diametri i sektorit paraprak, mundësojmë kyçjen e konsumatorëve sipas mënyrës direkte.

<i>Distanca</i> (m)	<i>Sektorët</i>	$h_d$ (m)	$h_k$ (m)	$h_s$ (m)	$h_g$ (m)
0	“Termokos”	692.55	611.00	618.68	583
50	“T-P201-P202-”	690.65	612.90	618.68	586
250	“P203-P204-P205-P206”	687.05	616.50	618.68	590
350	“P207-P208”	685.44	618.11	618.68	591
375	“P208-P209”	685.08	618.47	618.68	592
384.19	“P209-P210”	684.95	618.60	618.68	592
406.19	“P210-P211”	684.09	619.46	618.68	591
522.19	“P211-P213”	682.14	621.41	618.68	592
585.69	“P213-P214”	682.05	621.50	618.68	595
627.29	“P214-P215”	681.89	621.66	618.68	596
662.29	“P215-P216”	681.73	621.82	618.68	596
886.29	“P216-P217”	681.02	622.53	618.68	596
981.29	“P216-P222”	677.00	626.55	618.68	596
1061.29	“P222-P226”	673.38	630.17	618.68	596
1086.29	“P226-P229”	673.21	630.34	618.68	596
1192.79	“P229-P230”	669.41	634.14	618.68	596
1242.79	“P230-P234”	668.58	634.97	618.68	595
1287.29	“P234-P235”	668.50	635.05	618.68	596



**Figura 6.5.** Paraqitja grafike e shpejtësisë së rrymimit të ujit dhe numrit të Reynoldsit gjatë rrymimit të ujit në rrjetin magjstral deri në lagjen e Bregut të Diellit.

<i>Distanca</i> (m)	<i>Sektorët</i>	<i>Re</i>	<i>w</i> ( $\frac{m}{s}$ )
50	"T-P201-P202"	3031847.13	1.660
250	"P203-P204-P205-P206"	2985870.12	1.635
350	"P207-P208"	2448506.69	1.466
375	"P208-P209"	2448506.69	1.466
384.19	"P209-P210"	2448506.69	1.466
519.19	"P210-P236"	1743739.22	1.176
588.19	"P236-P237"	1743739.22	1.176
700.19	"P237-P238"	1743739.22	1.176
830.19	"P238-P239"	1749629.82	1.180
1094.84	"P239-P240"	543143.97	0.545
1184.84	"P240-P241"	206852.39	0.207
1234.84	"P242-P243"	319834.58	0.766
1334.84	"P243-P244"	319834.58	0.766
1484.84	"P244-P245"	155006.61	0.371





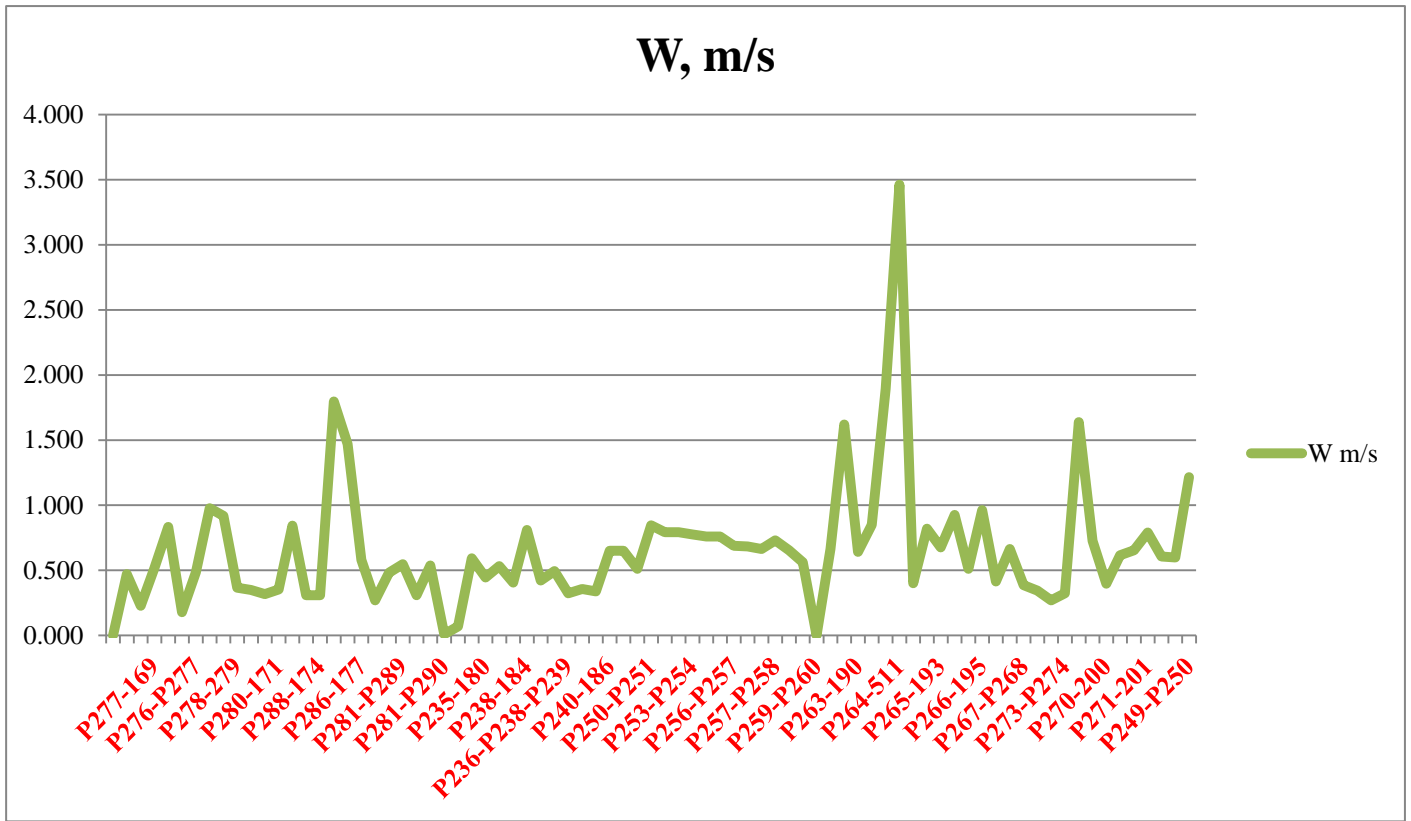


Figura 6.6. Diagrami i shpejtësisë së rrymimit të ujit nëpër sektorët e Bregut të Diellit.

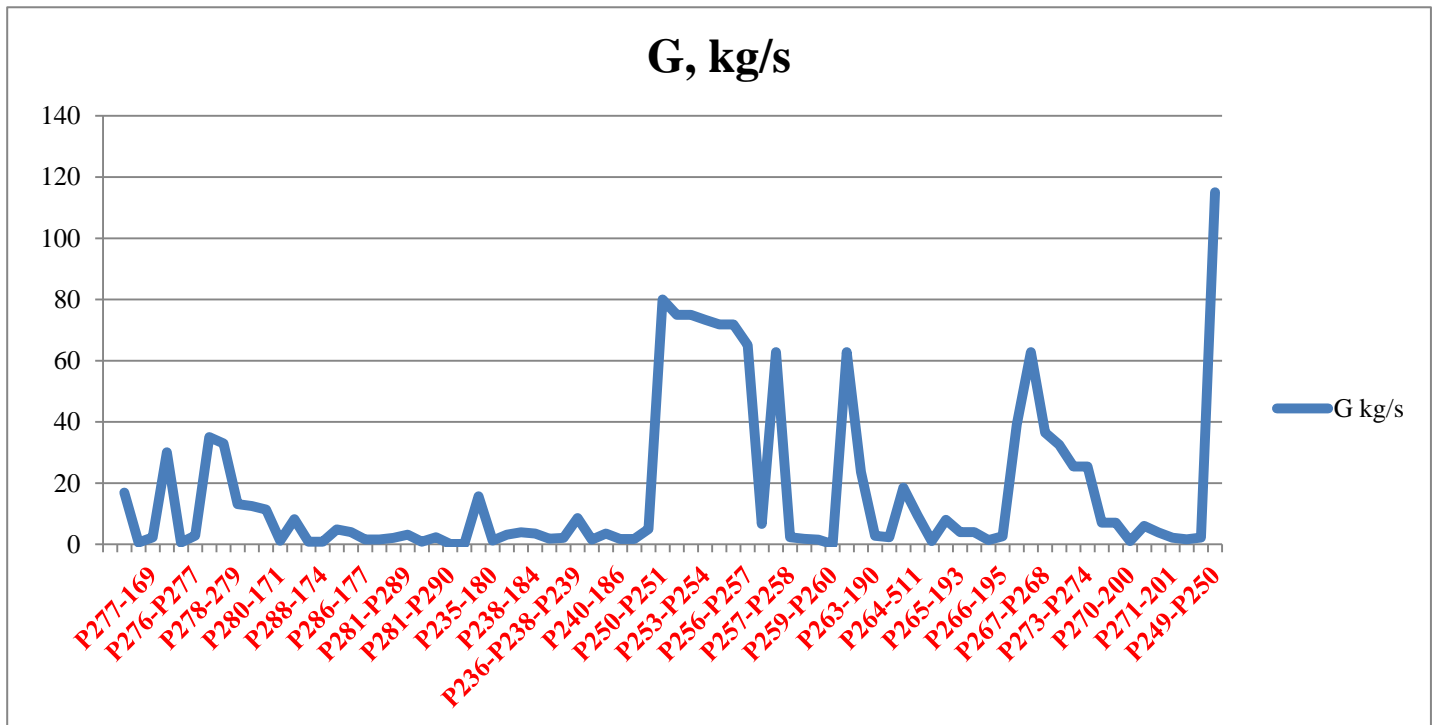
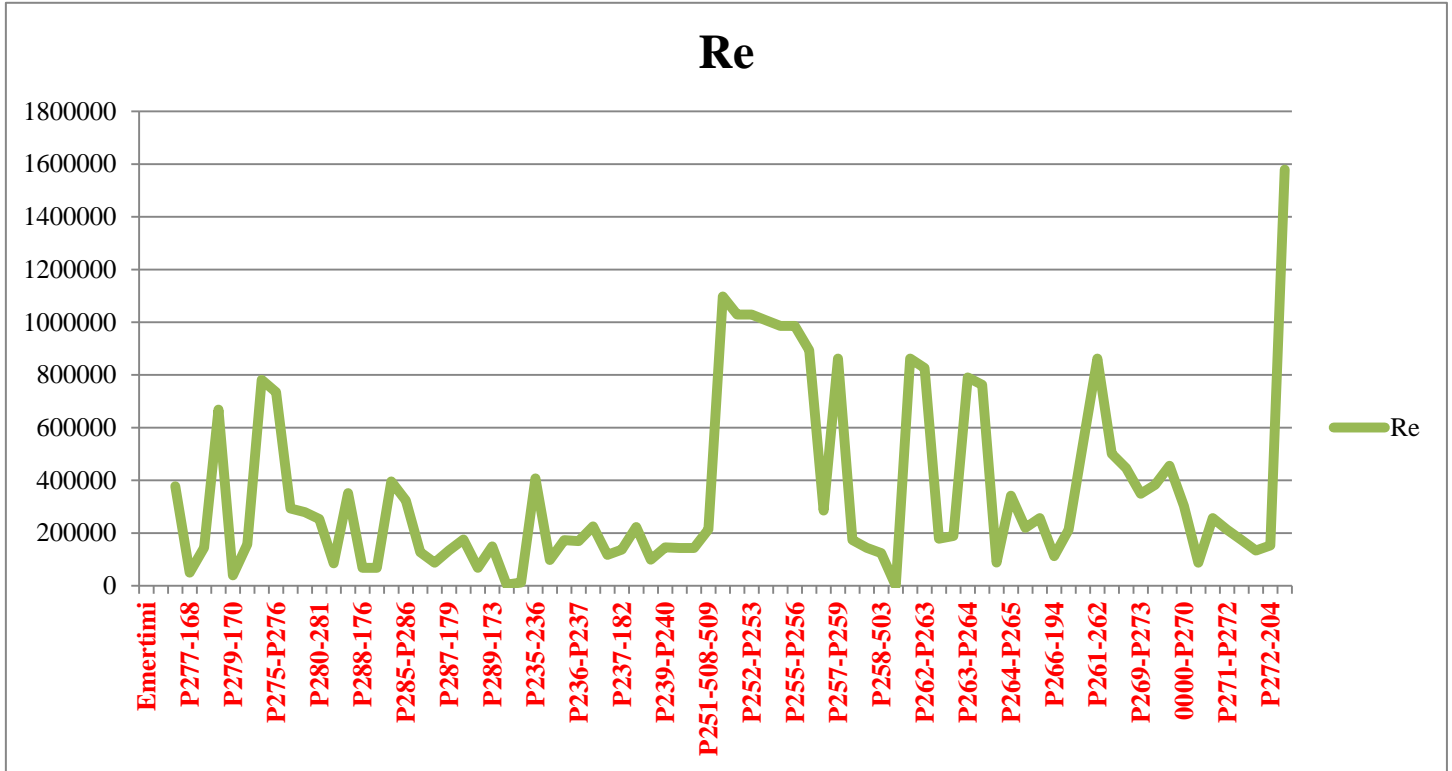
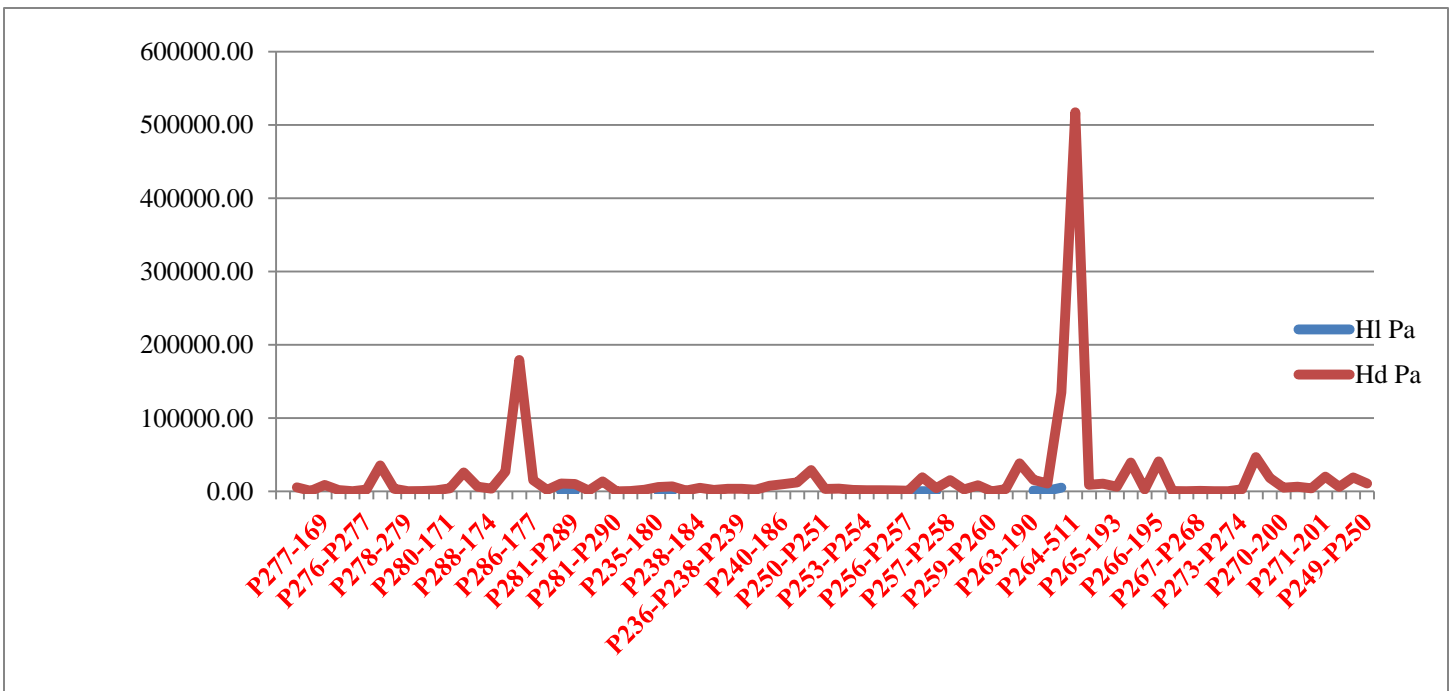


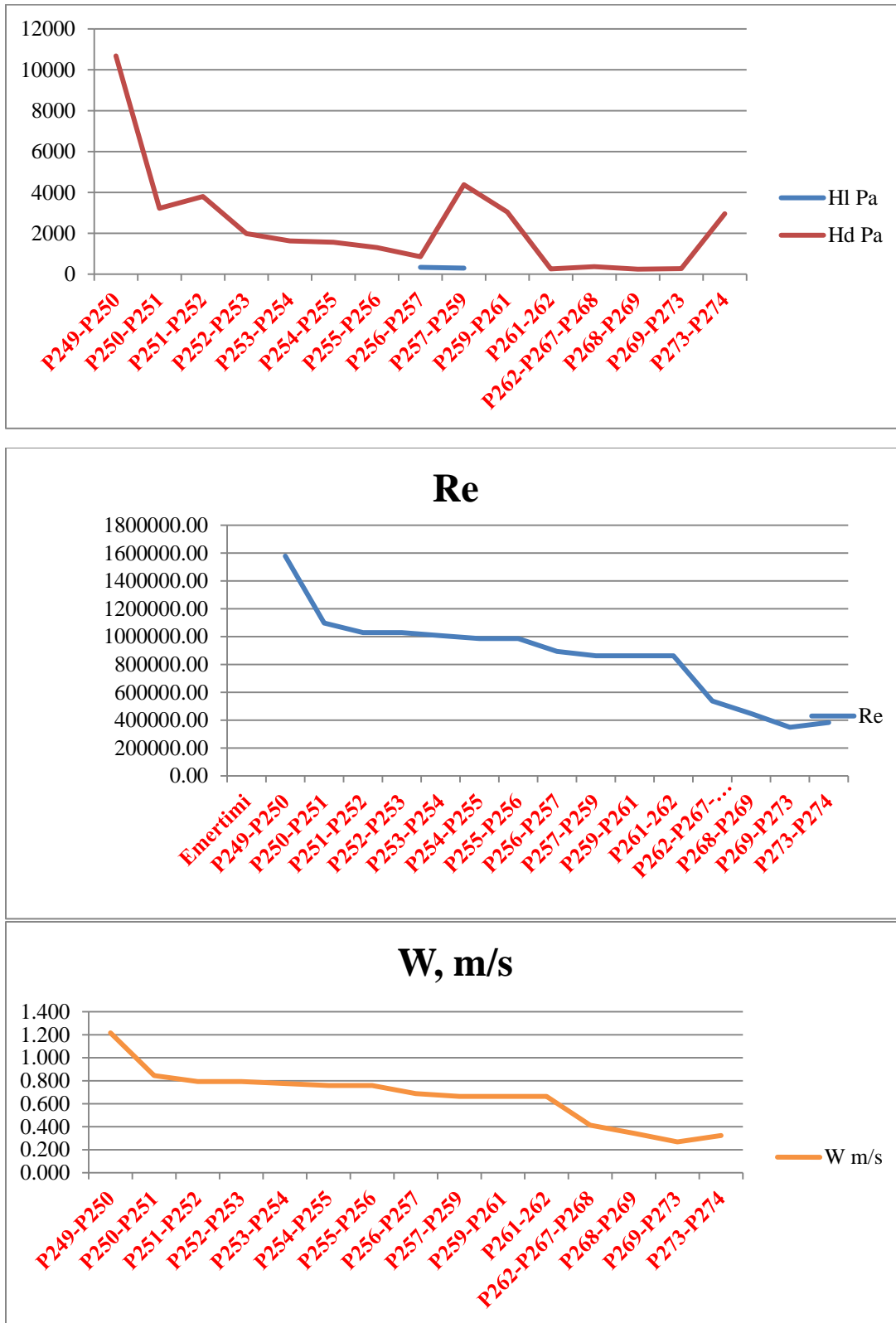
Figura 6.7. Diagrami i prurjes masore të ujit nëpër sektorët e Bregut të Diellit.



*Figura 6.8. Diagrami i numrit të Reynoldsit gjatë rryimit të ujit nëpër sektorët e Bregut të Diellit.*

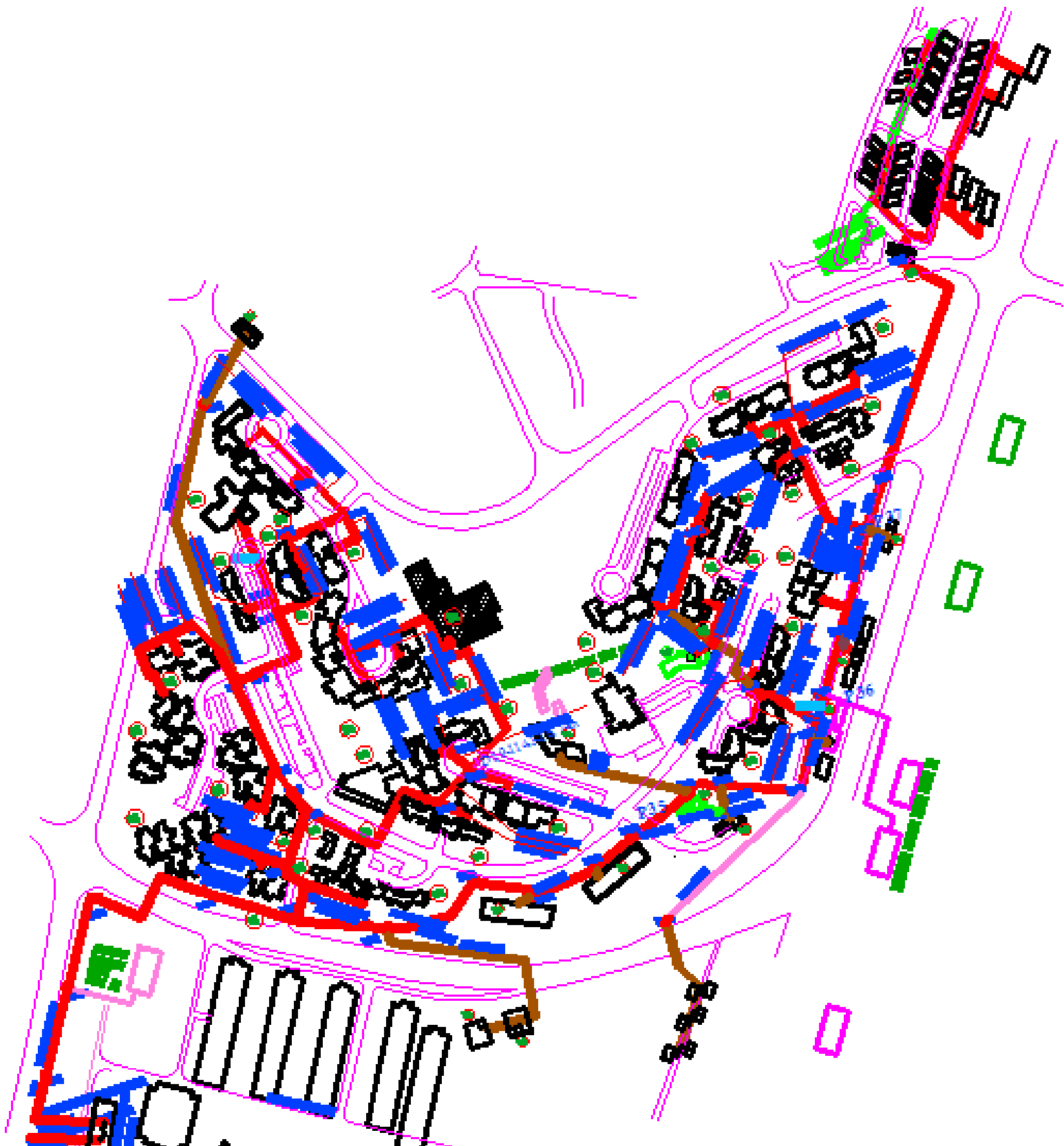


*Figura 6.9. Diagrami humbjeve të energjisë së presionit gjatë rryimit të ujit nëpër sektorët e Bregut të Diellit.*



**Figura 6.10.** Paraqitja grafike e humbjeve të presionit, shpejtësisë së rrymimit të ujit dhe numrit të Reynoldsit gjatë rrymimit të ujit në rrjetin magjstral në lagjen Bregu i Diellit.

6.4. HARTA E SHPËRNDARJES SË RRJETËS TERMIKE NË QENDRËN - BREGU I DIELLIT



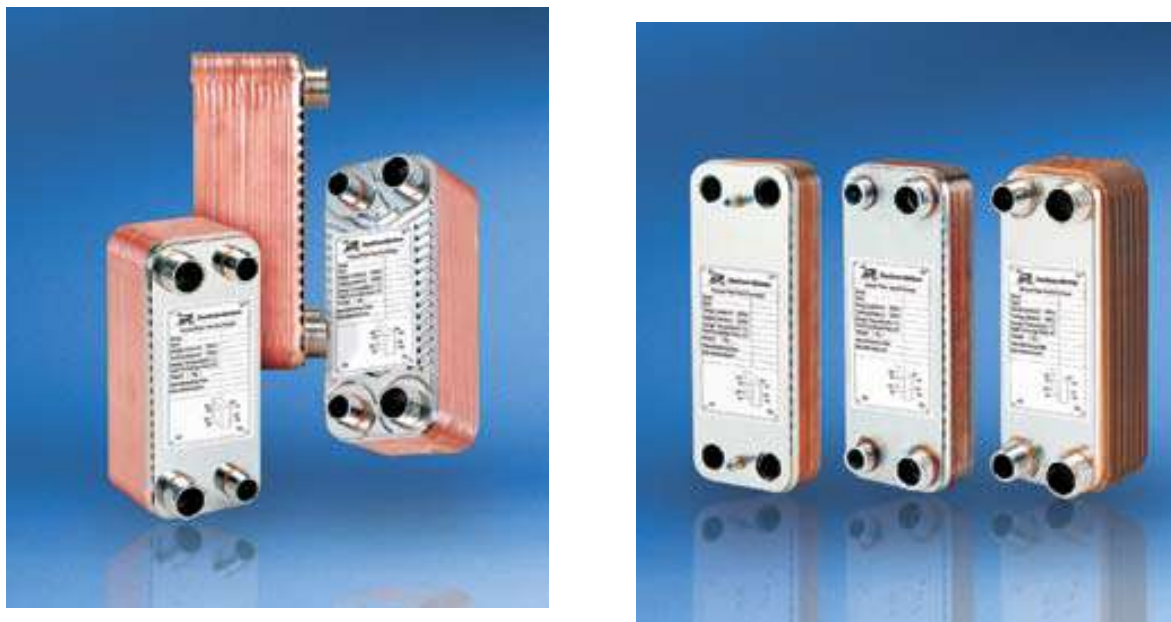
6.5. KËMBYESIT E NXEHTËSISË, TË CILËT JANË TË INSTALUAR NË QYTETIN E PRISHTINËS



*Figura 6.11. Këmbyesit e nxehtësisë pllakor të prodhuesit Alfa Laval*



*Figura 6.12. Këmbyesit e nxehtësisë së prodhuesit Alfa Laval - plate technology të marra nga katalogu.*



*Figura 6.13. Këmbyesit e nxehtësisë së prodhuesit Danfoss të marra nga katalogu i këtij prodhuesi.*

#### **6.5.1. Këmbyesit e nxehtësisë të përbërë nga Karkasa dhe tubat**

Dimensionet, kapacitetin termik dhe të gjitha informatat e nevojshme për këmbyesit e nxehtësisë mund t'i gjeni në kataloge të prodhuesve të ndryshëm. Këta këmbyes përdoren për kapacitetet më të mëdha të transmetimit të energjisë termike. Në vendin tonë këta lloje këmbyesish janë të përdorur si: kondensator, këmbyesit e nxehtësisë të vendosur në termocentralin Kosova B (kogjenerimi), ngrohtorja e qytetit të Prishtinës (Termokos), si dhe në nënstacionet e mëdha termike.



*Figura 6.14. Këmbyesit e nxehtësisë (Shell and tube).*

## 7.0. PËRFUNDIMI DHE REKOMANDIMET

Duke pasur parasysh ngritjen e standardit jetësor në Republikën e Kosovës, e konkretisht në qytetin e Prishtinës është parë e arsyeshme të bëhet kalkulimi i një pjese të rrjetit të shpërndarjes së energjisë termike. Nga analizat e kalkuluara del se dita ditës në rrjetin e qytetit të Prishtinës kyçen konsumatorë të rinjë, kjo ka ndikuar pozitivisht në zvoglimet e ndotjes së mjedisit për arsye të mosshfrytëzimit të kaldajave konvencionale veç e veç për çdo konsumatorë, por kyçja e këtyre konsumatorëve ka ndikuar negativisht në rrjetin e shpërndarjes së energjisë termike duke i kaluar normat e lejuara të shpejtësisë së rrymimit të ujit të ngrohtë, për arsye të mbingarkesës nga aspekti i ujit të transportuar, prandaj duhet konsideruar mundësinë e rikonstruktimit të rrjetit në ato pjesë ku kemi shpejtësi shumë të madhe të rrymimit të mediumit punues. Nga rezultatet e kalkulimit të rrjetës së shpërndarjes së energjisë termike në Bregun e Diellit ka rezultuar se në disa pjesë të rrjetit shpejtësia është aq e madhe sa krijon dridhje të gypit dhe shkakton humbje tejet të mëdha të energjisë së presionit, prandaj ata sektorë të rrjetit duhet që të ridimensionohen dhe të cilët janë të paraqitur në tabelën 6.1.

Nga analizat e bëra me anë të programit Gambit dhe Fluent, për të parë përparësitë dhe mangësitë e vendosjes së tubave në këmbesit e nxehtësisë janë nxjerrë këto përfundime:

- Rënia e presionit të renditja diagonale e gypave është më e madhe se të ajo paralele,
- Për shkak të shpërndarjes së mirë të prurjes përreth gypave te renditja diagonale koeficienti i konveksionit është më i madh se te renditja paralele, rezultat i së cilës është bartja më e madhe e nxehtësisë për forma të njëjta të gypave,
- Për shkak të mënyrës diagonale të vendosjes së gypave nga figura (5.25), del se kemi kthim të presionit ndërmjet tubave për arsye të distancës së tyre,
- Turbulencat, të cilat krijohen te renditja diagonale rezultojnë me humbje lokale të presionit me të mëdha se te renditja paralele,
- Koeficienti i fërkimit ndërmjet tubave dhe mediumit punues është më i madh te renditja diagonale se te ajo paralele.

Nga analiza e ezhektorit të bëra me anë të programit Fluent mund të nxjerrim përfundimet vijuese:



- *Nga modelimi i ezhektorit shihet se një rol të jashtëzakonshëm në humbjet e energjisë hidraulike gjatë hyrjes së fluidit rrymues në dhomën e përzierjes, ku vendosja e dizës në ezhektor për arsye të krijimit të vorbullave, e të cilat krijojnë humbje lokale të presionit. Gjithashtu, nga figurat shihet se si bëhen shndërrimet e energjisë së presionit dhe energjisë termike përgjat këtyre pajisjeve për krijimin e parametrave të kërkuar nga konsumatori termik. Ezhektorët vijnë në shprehje te kyçja direkte e konsumatorëve në rrjetin termik, pra në rastet kur uji i qarkut primar përzihet me atë të qarkut sekondar. Në shumicën e rasteve, ku instalohet ezhektori përdorimi i energjisë termike është për ngrohjen e hapësirave dhe jo për shfrytëzimin e ujit sanitar. Ezhektori është një pajisje, e cila kërkon kushte të caktuara për vendosje, janë pajisje të palëvizshme prandaj kanë jetëgjatësi më të madhe sesa këmbyesit e nxehtësisë, kërkojnë më pak investime dhe si të meta të tyre konsiderohen kushtet e vendosjes së tij.*
- *Nga kalkulimi i këmbyesit të nxehtësisë në nënstacionin termik të ndërmarrjes “Termokos” ka rezultuar së koeficienti i efikasitetit të fluidit nga ana e fluidit të ftohtë të këmbyesit të nxehtësisë pllakor është 88%, që do të thotë se nxehtësia, e cila sillet nga Termocentrali Kosova B në “TERMOKOS”, kur ata punojnë për kushte projektuese, tre këmbyesit e nxehtësisë të vendosur në këtë ndërmarrje e absorbojnë 88% të nxehtësisë së tërësishme, e cila sillet në këtë nënstacion termik. Kjo, ka ndodhur si rezultat i sipërfaqeve transmetuese të nxehtësisë shumë të mëdha të vendosura në këta këmbyes, dizajnit kompakt dhe aplikmit të teknologjisë më të re.*
- *Disa nënstacione termike, si Blloku në lagjen Kodra e Diellit dhe të tjera nënstacionet, të cilat janë japur në shtesat (anekset) e këtij punimi duhet të rikonstruktohen për arsye të vjetërsisë së këmbyesve të nxehtësisë dhe krijimin e mundësisë së leximeve të nxehtësisë së dërguar konsumatorëve termik nga largësia. Nënstacioni termik i qendrës, Bregu i Diellit është tërësisht i digjitalizuar dhe monitorimi i punës së tij bëhet nga largësia, pra nga ndërmarrja “TERMOKOS”, kjo ka ndikuar në uljen e shpenzimeve të mirëmbajtjes dhe në zvoglimin e personelit angazhues për leximin e vlerave të shpenzimit të energjisë termike nga konsumatorët termik, në faturimin sa më të saktë të energjisë ndaj konsumatorëve termik dhe në plotësimin e kërkesave për energji ndaj konsumatorëve. Nga ndërtimi i diagramit pjezometrik për gypin magjistral, i cili furnizon me energji termike lagjet: Bregu i Diellit dhe Spitalet, ka rezultuar se konsumatorët termik të kyçur*



*nga ndërmarrja e “Termokosit”, e deri te Fakulteti Teknik i plotësojnë kushtet për kyçjen direkte të konsumatorëve në rrjetin termik magjstral me ezhektor me vetëm disa ndryshime të vogla të diametrave të gypave.*

## 8.0. LITERATURA

1. **Krasniqi. F** - “Termofikimi dhe Rrjetet Termike”ASHAK, 2010.
2. **Ramesh K. Shah and Dušan P Sekulic**, “Fundamentals of Heat Exchanger Design”, 2003.
3. **Krasniqi. F, Fejzullahu. XH** - “Hidraulika dhe Termodinamika”, 1988.
4. **S. Kakaç, A. E. Bergles, F. Mayinger, H. Yüncü**, “Heat transfer Enhancement of Heat Exchanger”,1998.
5. **T. W. Fraser Russell, Anne Skaja Robinson, Norman J. Wagner**, “Mass and Heat Transfer”.
6. **Dr. William S. Janna, PhD**, “Engineering Heat Transfer”.
7. **John H. Lienhard IV / John H. Lienhard V**, “A Heat Transfer Textbook”.
8. “Classification of Heat Exchangers”.
9. **Sadik. Kakaç, Hongtan Liu**, “Heat Exchangers”.
10. **Oleg G. Martynenko, Pavel P. Khramtsov**, “Free-Convective Heat Transfer”.
11. **Octave Levenspiel**, “Engineering Flow and Heat Exchanger”, 2014.
12. **Jovan Mitrovic**, “Heat Exchangers” - basics design applications, 2012.
13. *District Heating and Cooling in the United States: Prospects and Issues.*
14. *Heat Exchanger Equipment Field Manual: Common Operating Problems and Practical Solutions – # 2013 Elsevier Inc.*
15. **Naser Sahiti**, “Thermal and Fluid Dynamic Performance of Pin Fin Heat Transfer Surfaces”, 2005.
16. **Krasniqi. F** - “Ngrohja dhe Klimatizimi-1”, 1997.
17. **Krasniqi. F , Sahiti. N** - “Ngrohja dhe Klimatizimi” (Përmbledhje detyrash -I-), 1998.
18. **Krasniqi. F** – “Ngrohja dhe Klimatizimi -2”- (Ventilimi dhe Klimatizimi), 2000.
19. **Krasniqi. F, Selimaj. R , Masliu. I** - “Instalimet Makinerike”, 2004.
20. **Krasniqi. F, Muriqi. A** - “Përmbledhje detyrash nga Termodinamika”, 1995.
21. **Demneri. I, Shtjefni. A, Karapici. R** – “Termodinamika”, 2007.

22. **Berisha. XH** - Doktoratura - “Analiza dhe sinteza e regjimeve të punës së rrjeteve termike”, 2005.
23. **EUROHEAT & POWER** - “Guidelines for District Heating Substations”, October 2008.
24. **Euroheat & PowerTask Force Customer Installations** - “District Heating in Buildings”, 2011.
25. **Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, Bruce R. Munson, David P. Dewitt** – “Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics and Heat Transfer”, 2003.
26. **Joseph H. Spurk · Nuri Aksel** - “Fluid Mechanics”, 2008.
27. **Bruce R. Munson, Donald F. Young, Theodore H. Okiishi** - “Fluid Mechanics”.
28. **Fejzullahu. Xh** - “Teknikat e matjeve në Energjetikë”, Prishtinë, 2009.
29. **Krasniqi. F:** “Termoelektrocentralet e Kosovës”, ASHAK, Prishtinë, 2014.
30. **Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, McGraw-Hill** - “Thermodynamics” Seventh Edition, 2011.
31. **Krasniqi F-** “Analiza dhe sinteza e sistemeve termofikuese për kushtet e Kosovës”, punim doktore, Prishtinë, 1988.
32. **Yunus A. Cengel** - “Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer”, Second Edition, 2008.
33. **Krasniqi F, Bunjaku J, Fejzullahu XH, Malsiu M** - “Mekanika e fluideve”- përmbledhje detyrash, UP, 1996.
34. **Janusz Wollerstrand** - “District heating substations - Performance, operation and design”, Doctoral thesis.
35. **Bard Skagestad, Peter Mildenstein** - “District Heating and Cooling Connection Handbook”.
36. **EUDP 2010-II:** “Full-Scale Demonstration of Low-Temperature District Heating in Existing Buildings” , April 2014.

37. **Mark Crisafulli, BA Hercs** - “*District Heating Substation, Steam to Heating and DHW Substation, Small Substation*”.
38. **Alfa Laval** - “*Plate technology*”.
39. **Danfoss**, Catalogue - “*Brazed Plate Heat Exchanger*”.
40. **Alfa Laval**, Catalogue - “*Plate heat exchangers*”.
41. **Technical catalogue**, Section 5 - “*Shell and Tube Models*”.
42. **Platevarem** - “*Plate heat exchangers*”.
43. **NQ “Termokos”** - Të gjitha te të cilat janë paraqitur në pjesën eksperimentale të këtij punimi janë marrë nga ndërmarrja “**Termokos**” në Prishtinë.
44. **Sondex**, Catalogue - “*Plate heat exchangers*”.
45. **Meha. D** - “*Përcaktimi i parametrave projektues të ajrit të jashtëm për llogaritjen e sistemeve të ngrohjes dhe të klimatizimit*” - Punim Diplome (Baçelor), Prishtinë, 2014.
46. **McGraw-Hill, New York, NY. Shah, R.K. and Sekulic, D.**, “*Fundamentals of Heat Exchanger Design*”, 2003,
47. **Wiley, New York, NY. Smith, E.M.**, “*Thermal Design of Heat Exchangers, 1995, Wiley, New York*”, NY.
48. **Shah, R. K.; Sekulic, D. P.**- “*Fundamentals of Heat Exchanger Design*”. New Jersey: JohnWiley & Sons, Inc. 2003. Page 24.
49. **McGraw-Hill, New York, NY. Kern, D.Q. and Kraus, A.D.**, “*Extended Surface Heat Transfer*”, 1972,
50. **McGrawHill, New York, NY. McQuiston, F.C. and Parker, J.D.**, “*Heating, Ventilation, and Air Conditioning: Analysis and Design*”, 1988,