

КРИТЕРИЈУМИ И ИЗБОР ДОБОШАСТИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ (SHELL AND TUBE) – ЗА УСЛОВЕ РАЗМЕНЕ ТЕЧНОСТ-ТЕЧНОСТ

CRITERIA AND SELECTION OF SHELL AND TUBE EXCHANGERS FOR WATER-TO-WATER EXCHANGE CONDITIONS

Милан Р. Рикаловић, дипл. инж., "Проџеус", Лозница

У раду се дефинишу критеријуми за избор размењивача њојлојџе. Перформансе размењивача, као и терминологија и ознаке, усаглашени су са европским предлогом стандарда о размењивачима њојлојџе. Предлаже се њосџуџаџк њрорачуна и избора добошасџих размењивача њојлојџе. У одабраном њримеру, корисџеџи њрограм microsoft excel 97, изабрана је циљна џруџа размењивача и њрема даџим условима извршен уџоредни конџролни њрорачун за коначни избор.

The criteria for selection of heat exchangers are defined in the paper. The exchanger performances as well as terminology and marks used are in accordance with the European proposed standard for heat exchangers. The calculation procedure and selection of the shell and tube exchangers are proposed. By applying the Microsoft Excell 97, a target group of exchangers was selected in the given example, and under specific conditions a comparative control calculation was made for a final selection.

Кључне речи: добошасџи размењивач њојлојџе; њосџуџаџк њрорачуна; сџандард; комџџуџерски њрограм
Key words: shell and tube heat exchanger; calculation procedure; standard; computer program

Геометрија и режим рада размењивача топлоте

Сваки размењивач топлоте размени одређену количину топлоте која зависи од његове геометрије и од режима рада система. Под геометријом размењивача подразумева се:

а) материјал цевног регистра и омотача (плашта): бакар Cu , гвожђе Fe , итд;

б) попречни пресек размењивача – површина пресека регистра F_r [m^2] и омотача F_o [m^2]. Попречни пресек се дефинише распоредом и бројем рупа на плочи регистра n [–], димензијама цеви $\emptyset d \times s$ и омотача $\emptyset D \times s$ [m];

в) број пролаза флуида носиоца топлоте у регистру и у омотачу z_r и z_o . Под једним пролазом се подразумева пут од једне дужине размењивача, флуида у контакту преко површине размене. Број пролаза флуида у регистру и омотачу не мора бити исти. Од броја пролаза и од начина како се они остварују у размењивачу зависи тзв. ефективна температурска разлика Δt_{ef} ;

г) површина размене је најчешће спољна површина цевног регистра која раздваја флуиде носиоце топлоте A [m²].

Режим рада система је скуп задатих елемената који дефинишу флуиде носиоце топлоте у радним условима и ток размене топлоте. Носиоци топлоте су радни флуиди који међусобно размењују топлоту: примар је топлотни извор који предаје топлоту секундару који је топлотни понор.

Границе система су ограничења која се постављају при уградњи и експлоатацији размењивача. Основни режим рада система обухвата:

1. Дефинисане радне флуиде: назив, састав и термотехничке величине стања на средњим радним температурама (специфична топлота c [kJ/kg°K], густина ρ [kg/m³], коефицијент провођења топлоте λ [W/m°K] и кинематска или динамичка вискозност ν [m²/s], η [kg/ms], а за флуиде који при размени мењају фазу, још и топлота испаравања – кондензације $r = i'' - i'$ [MJ/kg], као и температура промене фазе).

2. Радне температуре флуида, које се дефинишу на улазу у размењивач топлоте за примарни t'_p [°C] и секундарни флуид t'_s [°C].

3. Дефинисане масене q_{mp} , q_{ms} [kg/s] или запреминске протоке радних флуида V'_p , V'_s [m³/s]. Код даљинских система грејања, често се уместо протока флуида, задаје рачунски капацитет система Q_R [kW] и температура радних флуида на излазу из размењивача t''_p , t''_s [°C] односно $\Delta t_p = t'_p - t''_p$, $\Delta t_s = t''_s - t'_s$. Протоци се онда рачунају према изразу:

$$q_m = Q_R / c |t' - t''|, \quad V = Q_R / (c \rho) |t' - t''|,$$

где се термотехничке величине узимају за средњу температуру $(t' + t'')/2$.

Знак температурске разлике говори о смеру топлотног флукса; ако је позитиван, радни флуид се хлади – предаје топлоту, ако је негативан радни флуид се греје – прима топлоту. Стварне излазне температуре из размењивача су непознате и оне се могу одредити ако је позната геометрија размењивача топлоте.

4. Дефинисане радне односно максималне притиске на страни примарног односно секундарног флуида. Притисци су веома важни за прорачун чврстоће размењивача, а понекад посредно за одређивање радних температура (паре при кондензацији, односно кључању).

Одзив термотехничког система са размењивачем топлоте је остварење излазне температуре радних флуида t''_p^* , t''_s^* и стварно размењена количина топлоте Q_{IT} [kW].

Од размењивача топлоте се тражи да буде $Q_{IT} \geq Q_R$.

Капацитет размењивача топлоте

Капацитет размењивача топлоте је у ствари количина топлоте која се размени у размењивачу познате геометрије за задати режим рада. Капацитет размењивача може се одредити само за познату геометрију размењивача топлоте.

Количина топлоте која се размени у размењивачу рачуна се према познатом изразу:

$$Q_{IT} = kA \Delta t_{ef}^* \text{ [kW]}$$

где су:

- $k \text{ [kW/m}^2 \text{ °K]}$ – коефицијент пролаза (размене) топлоте,
- $A \text{ [m}^2\text{]}$ – површина размене топлоте, односно спољашња површина регистра,
- $\Delta t_{ef}^* \text{ [K]}$ – остварена ефективна температурска разлика при размени топлоте.

Коефицијент пролаза топлоте је величина која зависи од геометрије размењивача и термотехничких величина стања радних флуида, а на бази критеријалних једначина брижљиво одабраних за модел струјања размењивача топлоте. Најзначајнији фактор утицаја на коефицијент пролаза топлоте је за течне радне флуиде брзина струјања. Коефицијент пролаза топлоте се рачуна преко критеријума (McAdams Hauzen, Gnielinski SNIP норме итд.), најпогодније преко рачунара (нпр. Microsoft Excel). Овај поступак тренутно коригује прорачун на бази промена улазних величина, при варијацијама геометрије.

Ефективна температурска разлика зависи од смера струјања радних флуида у контакту. За супротносмерно струјање, које даје највећу разлику, дефинише се тзв. средња логаритамска температурска разлика $LMTD$ (према старијој терминологији $-\Delta t_{ln}$).

$$LMTD^* = (\Delta t_i^* - \Delta t_o^*) / \ln(\Delta t_i^* / \Delta t_o^*) = (\Delta t_p^* - \Delta t_s^*) / \ln(\theta - \Delta t_s^*) / (\theta - \Delta t_p^*)$$

где су:

- $\theta = t'_p - t'_s$ [°K], максимална разлика температура радних флуида у размењивачу,
- $\Delta t_i^* = t'_p - t''_s$ [°K], разлика температура радних флуида на месту улаза примара,
- $\Delta t_o^* = t''_p - t'_s$ [°K], разлика температура радних флуида на месту излаза примара,
- $\Delta t_p^* = t'_p - t''_p$ [°K], промена (разлика) температура примара у размењивачу,
- $\Delta t_s^* = t''_s - t'_s$ [°K], промена (разлика) температура секундара у размењивачу.

У случају када је: $\Delta t_i^* = \Delta t_o^*$ (тада је $\Delta t_p^* = \Delta t_s^*$), $LMTD = \Delta t_i^* = \Delta t_o^* = \theta - \Delta t_p^* = \theta - \Delta t_s^*$.

Разлика између остварених излазних температура (ознака са звездичом) у односу на задате према режиму рада, настаје услед утицаја геометрије размењивача и режима рада у експлоатацији (нпр. утицај запрљања). Добошаста размењивачи имају најчешће супротносмерно струјање (типа 2/2 и 4/4), и комбиновано струјање (типа 4/2, 6/2, 8/2 и 8/4). Утицај истосмерног струјања у комбинованој шеми замењујемо корекционим фактором за $LMTD$ (η), при чему је $\Delta t_{ef}^* = \eta LMTD^*$.

Корекциони фактор $\eta = 1$, за супротносмерно струјање, а за остале случајеве узимамо га из табела и дијаграма у зависности од броја пролаза и типа струјања. Да би се одредила стварна ефективна температура размене, а затим

и капацитет размењивача топлоте (било преко билансних једначина примарног и секундарног флуида, било преко једначине размене топлоте у размењивачу), потребно је одредити излазне температуре радних флуида.

Билансне једначине за радне флуиде без промене фазе и губитака у околину гласе:

$$Q_{IT} = W_p \Delta t_p^* = W_s \Delta t_s^* = \eta k A (\Delta t_p^* - \Delta t_s^*) / \ln(\theta - \Delta t_s^*) / (\theta - \Delta t_p^*)$$

где су:

W_p и W_s [kW/°C] тзв. топлотни еквиваленти, који се рачунају:

$$W_p = q_{mp} c_p = V_p (c \rho)_p,$$

$$W_s = q_{ms} c_s = V_s (c \rho)_s$$

ако су познати протоци радних флуида,

$$W_p = Q_R / \Delta t_p, W_s = Q_R / \Delta t_s,$$

ако је познат рачунски капацитет система и задата (декларисана) промена температуре радних флуида Δt_p , односно Δt_s .

Нарочито наглашавамо суштинску разлику између рачунског капацитета система (Q_R) и количине топлоте размењене у размењивачу (Q_{IT}); прва величина је захтев, а друга одзив система који се мења нарочито услед утицаја запрљања.

Да бисмо одредили излазне температуре радних флуида из размењивача топлоте, утицај геометрије размењивача ћемо заменити преко бездимензионих коефицијената NTU .

У једначини за ефективну температурску разлику унесимо вредности промена температура радних флуида преко познатог топлотног еквивалента; добија се:

$$\Delta t_{ef}^* = \eta LMTD^* = \eta (\Delta t_p^* - \Delta t_s^*) / \ln(\theta - \Delta t_s^*) / (\theta - \Delta t_p^*)$$

$$Q_{IT} / k A = \eta (Q_{IT} / W_p - Q_{IT} / W_s) / \ln(\theta - \Delta t_s^*) / (\theta - \Delta t_p^*).$$

Ако уведемо смену: $y_p = W_p / W_s = \Delta t_s / \Delta t_p$ (или $y_s = W_s / W_p = \Delta t_p / \Delta t_s$), добија се:

$$\ln(\theta - y_p \Delta t_p^*) / (\theta - \Delta t_p^*) = \eta k A (1 - y_p) / W_p = \eta NTU_p (1 - y_p)$$

где су:

$NTU_p = k A / W_p$ – број јединица преноса или топлотна дужина примара (коефицијент режима),

$NTU_s = k A / W_s$ – број јединица преноса или топлотна дужина секундара.

$$(\theta - y_p \Delta t_p^*) / (\theta - \Delta t_p^*) = e^{\eta NTU_p (1 - y_p)} = e^{\eta k A (\Delta t_p - \Delta t_s) / Q_R} = E;$$

одавде је:

$$\Delta t_p^* = \theta (E - 1) / (E - y_p), \Delta t_s^* = y_p \Delta t_p^*.$$

Специфичан случај настаје када је $\Delta t_s = \Delta t_p$, тада ће бити и $\Delta t_s^* = \Delta t_p^*$ и $y_p = y_p' = 1$, односно у једначинама за Δt_{ef}^* и Δt_p^* настају неодређени случајеви $0/0$, који се решавају познатом методом граничне вредности деривације количника. У том случају се добија:

$$\Delta t_{ef}^* = \eta(\theta - \Delta t_p^*)$$

$$\Delta t_p^* = \Delta t_s^* = \eta\theta NTU_p / (1 + \eta NTU_p);$$

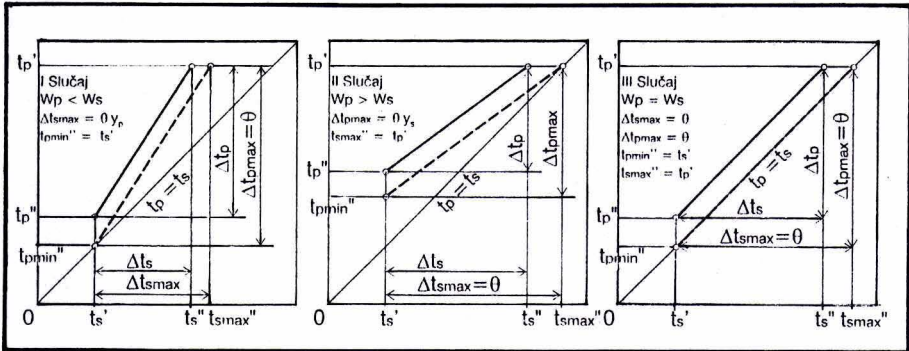
такође је $NTU_s = NTU_p$.

Топлотна ефикасност размењивача је (погонска карактеристика размењивача) $\Phi_p = \Delta t_p^* / \theta$.

$\Phi_p = (E - 1) / (E - y_p)$ за случај када је $y_p < 1$, (индекс "s" када је $y_s < 1$),

$\Phi_p = \eta NTU_p / (1 + (NTU_p))$ за случај $y = 1$.

Из билансних једначина у произвољном пресеку размењивача види се да постоји зависност између температура флуида носиоца топлоте, независно од геометрије размењивача, што се погодно може посматрати из температурских дијаграма.



Слика 1. Температурски дијаграми размене топлоте при сиродносној сировању

Размењивач топлоте има максималну количину размењене топлоте при равнотежном стању при бесконачној дужини размењивача. У том случају долази до изједначавања излазне температуре примара са улазном температуром секундера ($y_p < 1$), или излазне температуре секундера са улазном температуром примара ($y_p > 1$).

Максимална температурска разлика секундера у првом случају је: $\Delta t_{s,max}^* = t_{s,max}'' - t_s' = \theta y_p$, а у другом случају максимална температурска разлика примара је: $\Delta t_{p,max}^* = t_p' - t_{p,min}'' = \theta y_s$

Гранични (максимални) капацитет размењивача топлоте при бесконачној великој дужини апарата је:

$$Q_{ITmax} = W_s \Delta t_{s,max}^* = Q_R \theta y_p / \Delta t_s = Q_R \theta / \Delta t_p \text{ при } y_p < 1 (W_p < W_s),$$

односно:

$$Q_{ITmax} = W_p \Delta t_{pmax}^* = Q_R \theta y_s / \Delta t_p = Q_R \theta / \Delta t_s \text{ ĩpri } y_s < 1 (W_p > W_s),$$

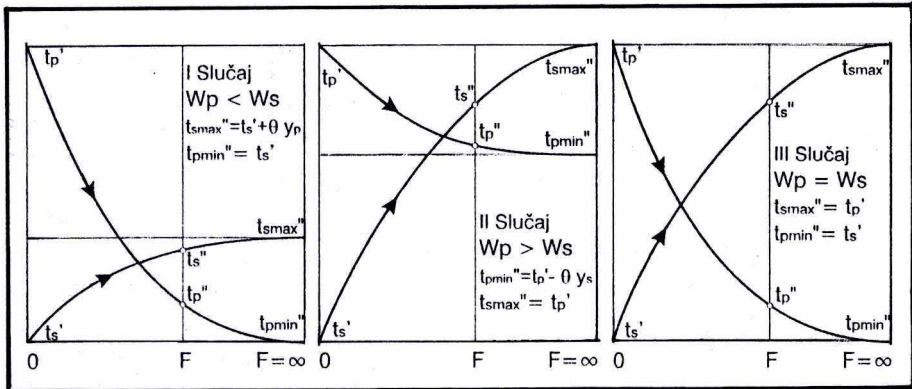
или уопштено:

$$Q_{ITmax} = Q_R \theta / \Delta t,$$

где је Δt већа од задатих разлика температура флуида носилаца топлоте.

У специфичном случају, када је $y_p = y_s = 1$, ($W_p = W_s$), $\Delta t_{pmax}^* = \Delta t_{smax}^* = \theta$.

На слици 1 су приказана три наведена случаја. На дијаграмима оба флуида су приказана да полазе од исте стране размењивача – што није знак да је струјање истосмерно.



Слика 2. Промена температурне дуж површине размене код размењивача њојлоџе

Температурски режими, код којих се однос $\theta / \Delta t$ приближава јединици, имају асимптотско приближавање излазне температуре улазној температури (примара или секундара), па код њих нема никаквог смисла повећавати површину размене, јер је капацитет размењивача достигао скоро максималну вредност. Насупрот томе, размењивачи топлоте који раде у режиму код кога је $\theta / \Delta t > 1,5$ имају могућност да се са повећањем површине размене реално повећава и капацитет размене топлоте.

Повећање дужине размењивача (тј. површине размене), у односу на прорачунску не може бити паушално, већ на бази геометрије и режима рада размењивача. Поготово је погрешно паушално усвајање било каквог већег капацитета размене топлоте од рачунског, односно оног који одговара протоцима флуида носилаца топлоте.

Количина размењене топлоте у размењивачу према изразу $Q_{IT} = k A \Delta t_{ef}^*$, може се израчунати за усвојену геометрију и основни режим рада. Уколико је $Q_{IT} > Q_R$, избор је добар, а уколико није поступак се мора поновити за другу геометрију размењивача. Број поступака може бити велики, нарочито ако се поред геометрије и режима рада узме и други битни утицај на избор размењивача, као: запрљање, контролни режим и слично. Због тога је поред примене рачунара у прорачуну битно у претходном поступку изабрати циљну групу фамилије размењивача.

Избор размењивача топлоте

Димензионисање размењивача топлоте је поступак одређивања геометрије размењивача за задати режим рада. Међутим, коефицијент пролаза топлоте зависи од попречног пресека размењивача, а стварна ефективна температурска разлика зависи поред коефицијента пролаза топлоте, још и од површине размене, односно дужине апарата.

Дакле, за димензионисање размењивача у претходном поступку потребно је одредити ону групу размењивача која ће у накнадном поступку довести до коначног избора. Ову групу називамо циљна група размењивача.

Процедура поступка избора (прорачуна) размењивача обухвата следеће:

1. Дефинисање укупног режима рада размењивача

На избор размењивача, поред основног режима, могу утицати и допунски критеријуми и границе система при уградњи или експлоатацији. Допунски критеријуми су пре свега:

- запрљање површине размене топлоте;
- промена температура радних флуида (клизање) од времена или спољне температуре.

Границе система могу бити:

- расположиви пад притиска који се може допустити у размењивачу, односно систему;
- остала ограничења, као: габарити конструкције (услов смештаја) технологија чишћења и одржавања, агресивност радних флуида на изабране материјале итд.;
- економичност конструкције, односно најнижа цена производа (ово није технички критеријум, али често има одлучујући утицај на избор размењивача топлоте).

Запрљање површина размене током времена слаби размену топлоте услед наслага каменца или талога чврстих честица на површину размене. Ако је коефицијент пролаза топлоте за чист размењивач k_c , а за радне услове (запрљан размењивач) k_{op} , онда се дефинише утицај запрљања као фактор чистоће $C_f = k_{op} / k_c$. Утицај запрљања расте са порастом коефицијента пролаза топлоте k_c односно фактор чистоће опада. У реалним условима размене овај фактор је: $C_f = 0,5 - 0,8$. Уколико се запрљање претходно не дефинише, може бити узрок великих неспоразума у експлоатацији размењивача, због чега би требало да је дефинише наручилац, с обзиром да значајно поскупљује цену производа. За Београдске електране, као дистрибутера топлотне енергије, усталио се захтев за отпор услед запрљања $R_{fp} = R_{fs} = 0,25 \text{ (m}^2 \text{ °K/kW)}$.

Клизање температура радних флуида је критеријум који узима у обзир нестационарност радног режима. Најчешће се узима у обзир за системе даљинског грејања. Пошто вискозитет воде расте са опадањем њене температуре, то коефицијент пролаза топлоте опада. Због тога је за прорачун размењивача у условима клизања меродаван прорачун у тзв. контролној, а не на пројектној температури. Контролни режим дефинишу топлане, а ако није познат, треба га дефинисати за $+5^\circ\text{C}$. Београдске електране: за режим 150/75–70/90°C, контролни режим је на $+8^\circ\text{C}$, 70/45–43/50°C, а за режим 140/75–

-70/90°C на +7°C, 70/47-45/52°C. Даље се не врши клизање због топле потрошне воде.

Ако се размењивач изабере за наведене услове, исти ће задовољити у подручју: пројектни услови – чист размењивач, до контролни услови – запрљан размењивач. Ово подручје можемо назвати “контролисаним подручјем” режима рада.

Да би размењивач имао захтеван одзив, у контролисаном подручју рада мора се предвидети регулација излазне температуре секундара (или улазне примара), иначе ће због наведених критеријума доћи до прегревања за чист размењивач и пројектне услове.

Границе система имају утицај на избор размењивача топлоте тако да уколико одступају од прорачунских, повећавају цену производа. Они се контролишу у току прорачуна.

2. Избор циљне групе размењивача топлоте – претходни прорачун

– Врста материјала за цевни регистар и плашт се одређује према радним флуидима – носиоцима топлоте и то према агресивности, радним притисцима и максималним температурама радних флуида.

– Распоред циркулације примарног и секундарног флуида у размењивачу врши се у принципу тако да се флуид више температуре и радног притиска смешта у цевни регистар, али може и обрнуто, ако постоје додатни разлози, као нпр. бољи коефицијент размене топлоте, боље хлађење преко плашта и сл.

– Попречни пресек размењивача – базни пресек, подразумева површину пресека омотача и цевног регистра, величину и број цеви цевног регистра и број пролаза флуида. Ови подаци, за типске пречнике плашта су код сваког озбиљног произвођача размењивача топлоте интерно стандардизовани на бази технолошкости и претходне анализе.

Базни пресек размењивача се бира на основу пројектоване брзине струјања флуида носиоца топлоте. Зависно од тога који су подаци из режима задати, брзина циркулације кроз регистар и плашт износи:

$$\omega_r = V_r z_r / F_r = Q_R z_r / (\rho c)_r \Delta t_r F_r \text{ (m/s) за флуид у регистру}$$

$$\omega_o = V_o z_o / F_o = Q_R z_o / (\rho c)_o \Delta t_o F_o \text{ (m/s) за флуид у плашту}$$

где су: F_r и F_o (m^2) укупна површина кроз коју струји флуид у регистру, односно плашту по попречном пресеку размењивача.

За претходни поступак препоручује се брзина циркулације воде: $\omega = 0,2 - 0,5 \text{ m/s}$.

Ове границе обезбеђују за уобичајене конструкције и димензије да циркулација воде буде у турбулентном подручју, $Re > 4000$, а падови притиска не пређу границу од 20 kPa.

Познато је да се највећи коефицијент пролаза топлоте k добија ако су коефицијенти прелаза топлоте α_r и α_o међусобно приближни, а то се постиже ако су брзине циркулације приближно исте.

Из горњих једначина се добија:

$$F_r / z_r = V_r / \omega = Q_R / (\rho c)_r \Delta t_r \omega, \text{ на страни регистра, односно на страни плашта}$$

$F_o/z_o = V_o/\omega = Q_R/(\rho c)_o \Delta t_o$ $\omega = Fb$, који називамо базним пресеком.

Базни пресек је узет на страни плашта, зато што је технолошки теже остваривати различите бројеве пролаза у плашту, обично је $z_o = 2$, или 4. Даље је:

$F_o = F_b z_o$ односно $F_r = F_b z_r y_r$ (за претходни поступак је $(\rho c)_r = (\rho c)_o$).

Из таблица произвођача потребно је одабрати онај пречник плашта размењивача који за одређене цеви регистра има укупни пресек плашта и регистра најближе F_o и F_r , при чему се узимају у обзир и расположиви бројеви пролаза ($z_o = 2$ или 4, $z_r = 2, 4, 6$ или 8). На тај начин треба одабрати неколико комбинација за које ће се вршити контролни прорачун размењивача. Изабране комбинације представљају циљне групе у којима ће се налазити изабрани размењивач.

Поступак контролног прорачуна биће приказан преко примера, користећи за прорачун програм Microsoft Excel 95.

3. Пример претходног и контролног прорачуна размењивача

Изабрати размењивач VITUS капацитета $Q_R = 800$ kW за режим Београдских електрана:

Пројектни услови: $t_{sp} = -15^\circ\text{C}$, примар: вела вода 150/75°C,

$p_r/p_{max} = 15/25$ bar

секундар: топла вода 70/90°C,

$p_r/p_{max} = 4/6$ bar

Контролни услови: $t_{sp} = 8^\circ\text{C}$, примар: 70/45°C,

секундар: 43/50°C

Допунски услови:

Топлотни отпор задрљања $R_{fp} = R_{fs} = 0,25$ (m² °K/kW),

Максимални пад притиска на страни примара је $\Delta p_{max} = 10$ kPa.

За цевни регистар предвидети бакарне цеви. Максимална дужина размењивача $L = 3,3$ m.

Претходни прорачун

1. Распоред флуида: у цевном регистру примар, у плашту секундар, максимална температура 150°C.

2. Топлотни еквиваленти:

$$W_p = Q_R/\Delta t_p = 800/(150-75) = 10,67 \text{ kW}/^\circ\text{C}, W_s = 800/20 = 40 \text{ kW}/^\circ\text{C}.$$

3. Однос топлотних еквивалената:

$$y_p = W_p/W_s = \Delta t_s/\Delta t_p = 20/75 = 0,267 < 1.$$

4. Максимална излазна температура секундара:

$$t_{smax}'' = t_s' + \theta y_p = 70 + (150 - 70) 0,267 = 91,36^\circ\text{C}.$$

5. Максимални капацитет размене:

$$Q_{ITmax} = Q_R \theta / \Delta t = 800 \times 80/75 = 853,33 \text{ kW}.$$

6. Базни пресек:

$$F_b = Q_R / (\rho c)_o \Delta t_o \omega = 800 / (971,8 \times 4,2) 20 (0,2 \text{ do } 0,5) = 0,049 \text{ do } 0,0196 \text{ m}^2.$$

7. Пресек плашта:

$$F_{o4} = F_b z_o = 0,196 \text{ do } 0,0784 \text{ m}^2 \text{ за број пролаза } z_o = 4.$$

8. Пресек регистра:

$$F_{r4} = F_b z_p = 0,0523 \text{ do } 0,0209 \text{ m}^2 \text{ за } z_r = 4, F_{r8} = 0,1046 \text{ do } 0,0419 \text{ m}^2, z_r = 8.$$

9. Из проспекта произвођача налазимо да услов задовољава следећа циљна група размењивача:

Ø 500–8/4 – Cu 16 x 1

$$F_{r8} = 0,0572 \text{ m}^2$$

$$F_{o4} = 0,115 \text{ m}^2$$

Ø 550–8/4 – Cu 18 x 1

$$F_{r8} = 0,07476 \text{ m}^2$$

$$F_{o4} = 0,136 \text{ m}^2.$$

Усвајање размењивача

Оба размењивача задовољавају задате услове; размењивач Ø 550 је скупли због већих прирубница и данца. У оба случаја усвојене су мање дужине правога дела регистра од меродавне при контролном режиму за запрљани размењивач, јер иста се добија савијањем стандардне праве цеви од 6 м, а смањење утиче свега 2% на смањење капацитета, што је толерантно.

Оба размењивача задовољавају захтевану укупну дужину.

Усваја се размењивач VITUS 550v3–84–25/6–Cu 18/2,6, A = 58,5 m², јер задовољава задати пад притиска на страни примарног флуида, док други размењивач не испуњава тај услов.

Како остварити резерву капацитета у размењивачу топлоте

Неки пројектанти при избору размењивача топлоте, да би повећали сигурност избора, аналогно као при избору извора топлоте (котла), увећавају рачунски капацитет, или површину размене за неки коефицијент. Овде је аналогија са избором топлоте погрешна, јер размењивач топлоте није извор, већ трансформатор енергије.

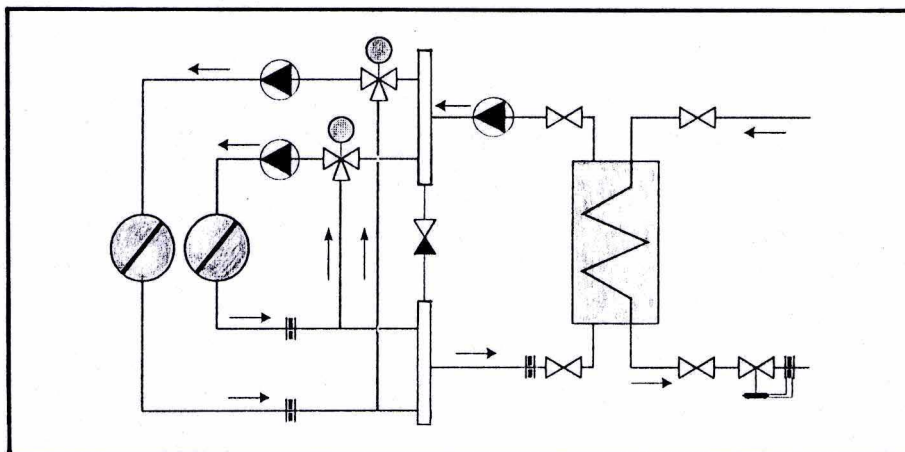
Резерва у капацитету није потребна, ако се поштује процедура избора размењивача. Ако пројектантско решење предвиђа резерву у капацитету за накнадне објекте или сл., поступак избора размењивача топлоте је исти, али за коначан капацитет постројења. Изабрани размењивач се може употребити у истом режиму рада за друге капацитете инсталације, према табелама произвођача (криве гаранције), само ако се погодном хидрауликом омогући проток кроз размењивач који одговара капацитету инсталације. То се може постићи регулацијом на примарној страни преко регулатора протока, а на секундарној страни преко циркулационе пумпе. Размењивач се може користити за мање капацитете од максималних, у условима адекватних протока, све до подручја када циркулација у њему пређе у прелазно подручје (брзине мање од 0,2 m/s), када су резултати неизвесни.

Када је размењивач топлоте везан у систем са више циркулационих пумпи са регулацијом мешањем са повратном водом (као на слици), увек је добро предвидети централну циркулациону пумпу са неповратном везом разде-

Контролни прорачун за изабране размењиваче

РЕЗУЛТАТИ ПРОРАЧУНА (уграђеног у Microsoft Excel 97)			VITUS Ø 500–Cu 16				VITUS Ø 550–Cu 18			
No	Прорачунска величина	Јединица	Пројектни режим		Контролни режим		Пројектни режим		Контролни режим	
			Чист ИТ	Запр. ИТ	Чист ИТ	Запр. ИТ	Чист ИТ	Запр. ИТ	Чист ИТ	Запр. ИТ
1	Брзина струјања кроз регистар	m/s	0,372	0,4	0,362	0,39	0,285	0,303	0,278	0,295
2	Брзина струјања кроз плашт	m/s	0,341	0,355	0,336	0,35	0,289	0,301	0,285	0,297
3	Отпор запрљања R_f	m ² °K/kW	0	2 x 0,25	0	2 x 0,25	0	2 x 0,25	0	2 x 0,25
4	Коефицијент пролаза топлоте (Хаузен)	kW/m ² °K	1,519	0,863	1,131	0,729	1,257	0,776	0,927	0,642
5	Фактор чистоће $C_f = k_{op}/k_c$	–	1	0,568	1	0,645	1	0,617	1	0,693
6	Површина размене топлоте A	m ²	25,08	44,14	37,33	57,91	30,31	49,09	45,54	65,76
7	Дужина правога дела регистра L_g	m	1,14	2,13	1,78	2,85	1,23	2,1	1,93	2,87
8	Усвојена дужина правога дела регистра L_{gii}	m	2,65	2,65	2,65	2,65	2,6	2,6	2,6	2,6
9	Површина рамене према усвојеном регистру	m ²	52,6	52,6	52,6	52,6	58,5	58,5	58,5	58,5
10	Пад притиска – примар Δp_p	kPa		15,1				9,1		
11	Пад притиска – секундар Δp_s	kPa		5,8				4,7		
12	Број јединица преноса NTU_p	–	7,4906	4,2557	5,5755	3,59412	6,894	4,256	5,082	3,520
13	Број јединица преноса NTU_s	–	1,9975	1,1349	1,4873	0,9586	1,838	1,135	1,356	0,939
14	Бездимензиони број E	–	184,64	19,391	48,61	12,228	121,84	19,393	34,479	11,615
15	Остварена температурна разлика Δt_p *	°C	79,68	76,93	26,58	25,34	79,52	76,93	26,41	25,25
16	Остварена температурна разлика Δt_s *	°C	21,25	20,51	7,09	6,76	21,21	20,51	7,04	6,73
17	Излазна температура примара $\Delta t_{p''}$ *	°C	70,32	73,07	43,61	44,66	70,48	73,07	43,59	44,75
18	Излазна температура секундара $\Delta t_{s''}$ *	°C	91,25	90,51	50,1	49,77	91,21	90,51	50,05	49,74
19	Остварена размена топлоте	kW	850,9	820,72	283,77	269,95	847,12	820,76	281,99	268,91
20	Коефицијент размене $\varepsilon = Q_{IT} / Q_R$	–	1,06	1,03	1,03	0,98	1,06	1,03	1,03	0,98

лника и сабирника, којом се може подесити проток кроз размењивач, независно од појединачних циркулационих система. Централна циркулациона пумпа треба да има карактеристику већих промена протока при малим променама пада притиска.



Слика 3. Шема вреловодне тојлојне подстианице са централном циркулационом пумпом

Мерењем и подешавањем протока на страни примарног и секундарног флуида, доводимо систем са размењивачем топлоте у пројектно подручје рада, што је, поред исправног поступка избора размењивача, неопходан услов за поуздан рад система у задатом режиму рада.

Литература

- [1] **Јаћимовић, Б., С. Генић:** *Тојлојне ојерације и ајарати*, Машински факултет, Београд, 1992.
- [2] **Слипчевић, Б.:** *Размењивачи тојлојне*, СМЕИТС, Београд, 1989.
- [3] **Јаћимовић, Б., С. Генић, М. Нађ, Ј. Лаза:** *Проблеми из тојлојних ојерација и ајарати*, СМЕИТС и Машински факултет, Београд, 1996.
- [4] **Рикаловић, М.:** *Ефективна разлика темјератури при размени тојлојне*, КГХ 3/1995, СМЕИТС, Београд.
- [5] ***: *Евројски пресјандард ENV 306:1990E; размењивачи тојлојне – дефиниције перформанси размењивача тојлојне и ојшти подстиуци истипивања ради ујврђивања перформанси размењивача тојлојне.*
- [6] ***: *Просјекти размењивача VITUS.*