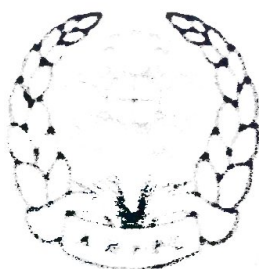


АКАДЕМИЈА НАУКА И УМЈЕТНОСТИ РЕПУБЛИКЕ СРПСКЕ

НАУЧНИ СКУПОВИ
Књига XXXI

ОДЕЉЕЊЕ ПРИРОДНО-МАТЕМАТИЧКИХ И ТЕХНИЧКИХ НАУКА
Књига 24

САВРЕМЕНИ МАТЕРИЈАЛИ



Београд, 1998. 211 с.

ACADEMY OF SCIENCES AND ARTS OF
THE REPUBLIC OF SRPSKA

SCIENTIFIC CONFERENCES
Book XXXI

DEPARTMENT OF NATURAL-MATHEMATICAL AND
TECHNICAL SCIENCES
Book 24

CONTEMPORARY MATERIALS

EDITORIAL BOARD

Academician Rajko Kuzmanović, academician Ljubomir Zuković,
academician Vaskrsija Janjić, academician Dragoljub Mirjanić,
academician Branko Škundrić

EDITOR IN CHIEF

Academician Rajko Kuzmanović

EDITOR

Academician Dragoljub Mirjanić



Banja Luka 2015

АКАДЕМИЈА НАУКА И УМЈЕТНОСТИ
РЕПУБЛИКЕ СРПСКЕ

НАУЧНИ СКУПОВИ
Књига XXXI

ОДЈЕЉЕЊЕ ПРИРОДНО-МАТЕМАТИЧКИХ И
ТЕХНИЧКИХ НАУКА
Књига 24

САВРЕМЕНИ МАТЕРИЈАЛИ

РЕДАКЦИОНИ ОДБОР

Академик Рајко Кузмановић, академик Љубомир Зуковић,
академик Васкрсија Јањић, академик Драгољуб Мирјанић,
академик Бранко Шкундрић

ГЛАВНИ УРЕДНИК
Академик Рајко Кузмановић

ОДГОВОРНИ УРЕДНИК
Академик Драгољуб Мирјанић



Бања Лука 2015

ОРГАНИЗАЦИОНИ ОДБОР
НАУЧНОГ СКУПА

Академик Рајко Кузмановић, председник
Академик Драгољуб Мирјанић, потпредседник
Академик Васкрсија Јањић
Академик Бранко Шкундрић
Проф. др Симо Јокановић
Проф. др Зоран Рајилић
Проф. др Мирко Станетић
Проф. др Небојша Јованић
Мр Винко Богдан
Доц. др Синиша Вученовић

НАУЧНИ ОДБОР
НАУЧНОГ СКУПА

Академик Драгољуб Мирјанић
Академик Бранко Шкундрић
Академик Јован Шетрајчић
Академик Стане Пејовник (Словенија)
Академик Пантелија Дакић
Проф. др Неђо Ђурић, дописни члан АНУРС-а
Академик Томислав Павловић (Србија)
Академик Ростислав Андриевски (Русија)
Академик Филип Говоров (Украјина)
Академик Џералд Полак (САД)
Проф. др Румиана Тсенкова (Јапан)
Проф. др Мај Ван Хо (Велика Британија)
Проф. др Ифа Говен (Ирска)
Проф. др Јукио Косуги (Јапан)
Др Мајрон Д. Еванс (Канада)
Проф. др Мартин Чаплин (Велика Британија)
Проф. др Ђуро Коруга (Србија)
Проф. др Драгица Лазич
Проф. др Перо Дугић
Проф. др Слободан Чупић

- P. Kovač, B. Savković, M. Gostimirović, D. Ješić*
 USVAJANJE SPECIFIČNE TEHNOLOGIJE BORIRANJA
 ČELIČNOG OBRATKA I ISPITIVANJE DOBIJENOG
 BORIDNOG SLOJA NA PAVANJE 73
 Adoption of Specific Boronising Technology of Steel Workpiece and
 Examination of Borid Layer Wear
- V. Mičić, B. Pejović, M. Tomić, I. Ristić, S. Begić*
 RECIKLAŽA PLASTIČNOG MATERIJALA I PROIZVODI OD
 RECIKLIRANIH PLASTIČNIH MATERIJALA 83
 Recycling of Plastic Material and Products from Recycled Plastics Materials
- N. Angelov*
 INFLUENCE OF SPEED AND FREQUENCY OF PROCESS
 LASER MARKING OF PRODUCTS OF STRUCTURAL STEEL 103
 Утицај брзине и фреквенције на процес ласерског означавања
 производа од конструкцијског челика
- B. Алексић, B. Мићућ, З. Петровић, Д. Лукић, Д. Мањечић*
 СИНТЕЗА НЕЛИНЕАРНИХ КОПОЛИМЕРА ЛАКТИДА И ГЛИЦЕРОЛА ... 109
 Synthesis of Nonlinear Copolyesters Based on Lactide and Glycerol
- Г. Тадић, Б. Пејовић, М. Радић, Д. Петковић, С. Павловић*
 ОПТИМИЗАЦИЈА КАРАКТЕРИСТИЧНЕ ТЕМПЕРАТУРЕ
 КОД КОНДЕНЗАТОРА С ОБЗИРОМ НА
 ТЕХНОЕКОНОМСКИ АСПЕКТ 117
 Optimization of Characteristic Temperature the Condenser
 Considering Techno-Economic Aspect
- Д. В. Тошковић, Д. З. Рајић, С. М. Павловић, Н. Д. Тошковић*
 ОДРЕЂИВАЊЕ БРЗИНЕ КОРОЗИЈЕ АУСТЕНИТНИХ ЧЕЛИКА
 С 4571 И С 4580 У РАСТВОРИМА КАЛЦИЈУМ-ХИПОХЛОРИТА 133
 Determination of Corrosion Rate Austenitic Steels S 4571 and S 4580 in a
 Solution of Calcium Hypochlorite
- Б. Пејовић, В. Мићућ, Г. Тадић, М. Перушић, С. Павловић*
 НОВИ МОДЕЛ ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ ПРОМЕНЕ
 ЕНТРОПИЈЕ ПОЛУИДЕАЛНОГ ГАСА ПРИМЕНОМ
 РАЗЛОМЉЕНЕ ТЕМПЕРАТУРНЕ ФУНКЦИЈЕ 147
 New Model for Determining of Change Entropy of Semi Ideal Gas
 by Using Fractional Temperature Function
- S. Kirin, S. Trmčić, A. Sedmak, G. Dimić, B. Pejić*
 ЕКОНОМСКИ I ЕНЕРГЕТСКИ ПОКАЗАТЕЛЈИ
 КОРИШЋЕЊА МИСКАНТУСА У РЕАЛНОМ СИСТЕМУ 167
 Economic and Energetic Aspects of Miscantus Use in Real Systems

<p>С. Павловић, Б. Пејовић, В. Мићић, М. Перушић, Г. Тадић ✓ ГРАФИЧКО ОДРЕЂИВАЊЕ ЕКСПОНЕНТА ПОЛИТРОПЕ У КАРАКТЕРИСТИЧНИМ ДИЈАГРАМИМА..... 177 Graphical Determination of Polytropic Index in Characteristic Diagrams</p>	177
<p>М. Јотановић, В. Мићић, Г. Тадић НЕМИЈСКО ИНЖЕНЈЕРСТВО I НЈЕГОВА УЛОГА У РАЗВОЈУ НАУКЕ, ТЕХНИКЕ I СТАНДАРДА ЛЈУДИ..... 191 Chemical Engineering and its Function in the Development of Science, Technology and Standards of the People</p>	191
<p>С. Пануга, П. Гверо, И. Мусић УТИЦАЈ ВРЕМЕНА РЕАКЦИЈЕ НА ПИРОЛИЗУ ОТПАДНЕ ПЛАСТИКЕ У РЕАКТОРУ СА ФИКСНИМ СЛОЈЕМ 209 Influence of the Reaction Time on the Pyrolysis of Plastic Waste in the Fixed Bed Reactor</p>	209
<p>М. Плавшић, С. Симић, Д. Мухић, Д. Талијан ПРИМЈЕНА МЕХАНИКЕ ЛОМА НА НАПОНСКУ КОРОЗИЈУ 221 Use of Mechanics of Fracture Materials on Stress Corrosion</p>	221
<p>Д. Петковић, М. Модић APPLICATION OF NOVEL MCDM METHOD FOR MATERIALS SELECTION..... 241 Примена новог метода вишекритеријумског одлучивања за избор материјала</p>	241
<p>М. Модић, Д. Петковић APPLICATION OF MCDM METHODS FOR MATERIALS SELECTION..... 251 Примена метода вишекритеријумског одлучивања за избор материјала</p>	251
<p>Б. Шупић, П. Дакић, Р. Иванковић, Д. Јокановић ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ КОД ОБНОВЉИВИХ ИЗВОРА ЕНЕРГИЈЕ У РЕПУБЛИЦИ СРПСКОЈ.....259 Energy Efficiency of Renewable Energy in the Republic of Srpska</p>	259
<p>П. Дакић, Б. Шупић УТИЦАЈ САВРЕМЕНИХ МАТЕРИЈАЛА НА ЕНЕРГЕТСКУ ЕФИКАСНОСТ У РЕПУБЛИЦИ СРПСКОЈ269 Impact of Contemporary Materials to Energy Efficiency in the Republic of Srpska</p>	269
<p>П. Дакић, Б. Грозданић, Б. Дакић ЕФЕКТИВАН, ЕФИКАСАН И ЕКОЛОШКИ СИСТЕМ ГРИЈАЊА ГЕНЕРИСАН КОРИШЋЕЊЕМ САВРЕМЕНИХ МЕТОДА И МАТЕРИЈАЛА .. 277 Effective, Efficient and Environmentally Friendly Heating System Generated Using Modern Methods and Materials</p>	277

ОПТИМИЗАЦИЈА КАРАКТЕРИСТИЧНЕ TEMПЕРАТУРЕ КОД КОНДЕНЗАТОРА С ОБЗИРОМ НА ТЕХНОЕКОНОМСКИ АСПЕКАТ

Г. Тадић, Б. Пејовић, М. Радоћ, Д. Петковић, С. Павловић
Универзитет у Источном Сарајеву, Технолошки факултет, Зворник

Анстракт: У раду је за кондензаторе као карактеристичне групе рекуператора топлоте, полазећи од функције укупних трошкова као функције циља, одређена оптимална вредност излазне температуре расхладног флуида. При овоме извршена је детаљна економска анализа инвестицијских и погонских трошкова на годишњем нивоу и успостављена је њихова корелација са параметром који се оптимизира. Погодним математичким трансформацијама термодинамичких релација које важе за процес кондензације, добијена је погодна функција укупних трошкова која је детаљно анализирана и испитана методом математичке анализе.

Оптимална вредност излазне температуре расхладног флуида добијена је минимизирањем сложене функције укупних трошкова, при чему су примењене основне теореме диференцијалног рачуна.

Поред тачног модела на бази средње логаритамске температурне разлике, у раду је постављен и приближан модел на основу средње аритметичке температурне разлике.

Ради ефикаснијег решавања постављеног проблема у раду је предложена одговарајућа нумеричка математичка метода уз подршку рачунарских програма, која је комбинована са графичком методом.

На крају рада дате су могућности примене приказане методе код осталих група размењивача топлоте.

Овакав техноекономски приступ постављеном проблему, након одређивања карактеристичне оптималне температуре, омогућио је одређивање читавог низа параметара неопходних за пројектовање кондензатора.

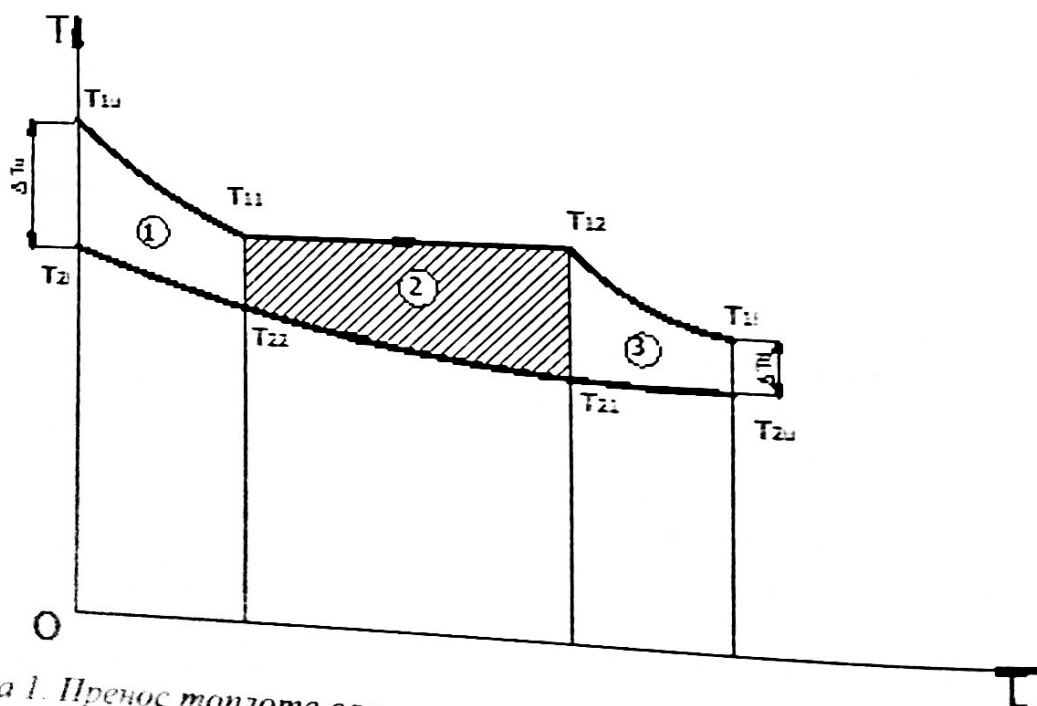
Кључне речи: кондензатори, промена фаза флуида, кондензација паре, инвестицијски и погонски трошкови, оптимизација трошкова, техноекономска анализа, излазна температура расхладног флуида, нумеричка анализа, диференцијални рачун

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА

У индустријској пракси, од свих размењивача топлоте највише се користе рекуператори. Код великог броја рекуператора агрегатно стање флуида на улазу и излазу из апарата је непромењено. Услед тога, при размени топлоте температура топлијег флуида опада, а хладнијег расте. Исто тако постоји доста случајева код рекуператора у којима долази до промене фаза флуида како топлијег тако и хладнијег [1, 2, 3, 4].

Поред размене топлоте између различитих течних флуида, у пракси је у великој мери заступљен пренос топлоте са тока засићене паре на ток течног флуида. У овом процесу долази до кондензације паре. Настали ток кондензације обично је исте температуре као и засићена пара, па у том случају смер струјања флуида нема утицаја на температурну разлику и количину пренесене топлоте [4, 5, 14, 17].

Најсложенији пренос топлоте јавља се при кондензацији тока прегрејане паре, сл. 1 [2, 4, 14, 15, 16]. Прегрејана пара температуре T_{1u} на улазу, се у секцији 1 размењивача топлоте прво хлади до температуре засићења T_{11} . При томе јој се одузима осетна топлота. Након тога се, у секцији 2, на константној температури $T_{11} = T_{12}$, врши кондензација засићене паре. У процесу размене топлоте одаје се латентна топлота кондензације паре. На крају, у секцији 3, пренос топлоте је на рачун потхлађивања кондензата паре. Укупна количина топлоте услед хлађења прегрејане паре, њене кондензације и потхлађивања кондензатора, преноси се на ток хладног флуида који се при томе загрева од T_{2u} до T_{2i} .



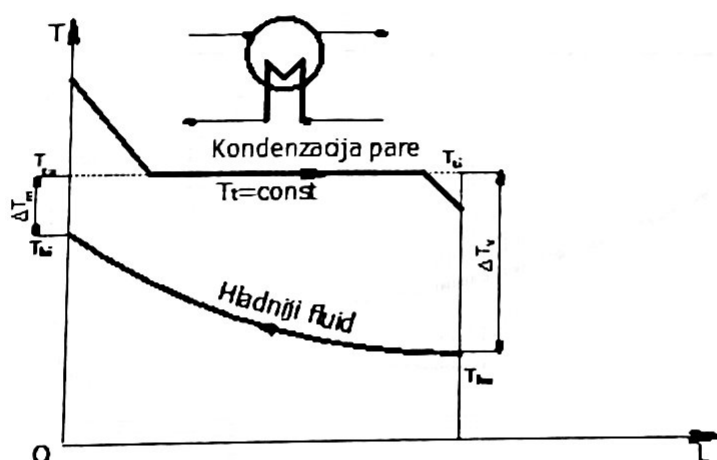
Слика 1. Пренос топлоте са тока прегрејане паре на ток течног флуида

Теоријски, могуће је поставити билансне једначине за све три зоне према сл. 1 и прорачунати потребну површину за размену топлоте у свакој зони.

Укупна потребна површина кондензатора била би једнака збиру ових површина [16, 17, 18, 19].

Овај поступак прорачуна кондензатора може се користити само онда ако су у појединим зонама тачно дефинисани услови струјања, како за флуид који се кондензује, тако и за расхладни флуид. Ово у пракси често није случај, па ће у кондензатору одмах доћи до кондензације прегрејане паре, односно до неконтролисаног потхлађивања.

Искуства су показала да је површина на којој се хлади пара и потхлађује течни флуид, практично занемарљива у односу на површину на којој се догађа кондензација. То омогућује да се као меродавне узму разлике температура на крајевима, приказане на сл. 2. Ово посебно важи за случај прелиминарних прорачуна кондензатора [18, 20, 21, 22].



Слика 2. Пренос топлоте са тока zasiћене паре на ток течног флуида

Очигледно да сл. 2 представља распоред температуре (температурни профил), по дужини кондензатора (L), са једним пролазом флуида при супротносмерном току. По истој шеми могућ је и истосмерни ток флуида. Према томе, код размењивача топлоте у којима долази до промене фазе топлијег или хладнијег флуида, промена температуре је тако мала да се може занемарити. До промене ове температуре долази услед пада притиска у апарату [23, 24].

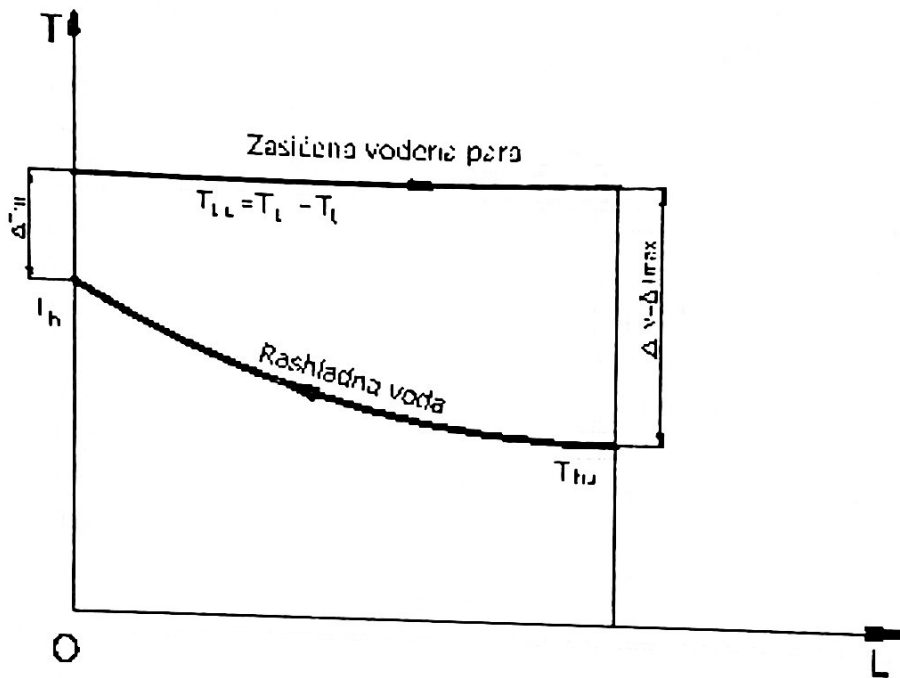
Треба запазити да је за случај кондензације водена вредност топлотног капацитета топлог флуида $C_t = m_t \cdot c_t = \infty$, из разлога константне температуре ($T_t = const.$).

У савременим постројењима за одвођење топлоте прегревања, кондензације и потхлађивања најчешће се користе апарати: прегрејач, кондензатор и потхлађивач [28, 30].

Кондензатори се најчешће изводе са сноповима хоризонталних цеви на којима долази до филмске кондензације уз ламинарно струјање кондензата [25, 26].

2. ДЕФИНИСАЊЕ ОСНОВНИХ РЕЛАЦИЈА КОД ПРОРАЧУНА КОНДЕНЗАТОРА

Чест случај у пракси је да је топли флуид засићена водена пара која се кондензује, док је хладнији флуид вода која се загрева. На сл. 3, за овај случај показана је шематски расподела температура у кондензатору са једним пролазом флуида. Смер протицања флуида код кога долази до фазне трансформације нема утицаја на термодинамичку анализу. На сл. 3 претпостављен је супротносмерни ток флуида, али би иста анализа важила и за случај истосмерног тока [3, 5, 14, 15, 32, 34].



Слика 3. Шематски приказ расподеле температуре у кондензатору

У овом случају током процеса хлађења температура водене паре опада до температуре кондензације. При кондензацији водене паре, као што је речено, од стања сувозасићене паре до стања кључале течности, температура је приближно константна, $T_{tu} = T_{ti} = T_t = const..$

Даљим одвођењем топлоте температура кондензата опада тако да флуид напушта апарат у стању потхлађене течности [27, 28, 29].

На основу једначине топлотног биланса за топлији (t) и хладнији флуид (h), топлотни проток ће бити [20, 22, 30, 31]:

$$q_t = m_t \cdot r_t \quad [W] \quad (1)$$

Односно,

$$q_t = m_h c_h (T_{hi} - T_{hu}) \quad [W] \quad (2)$$

Овде је r_t латентна топлота испаравања, а m_t и m_h одговарајући масени протоци флуида.

Изједначавањем релација (1) и (2) биће:

$$m_t \cdot r_t = m_h \cdot c_h \quad (3)$$

Укупни топлотни проток може се изразити као:

$$q_t = k \cdot A_t \cdot \Delta T_{sr} \quad (4)$$

где је:

$$\Delta T_{sr} = \frac{\Delta T_v - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_v}{\Delta T_m}} \quad (5)$$

средња логаритамска разлика температуре, која је овде меродавна за прорачун.

У релацији (4), k представља укупни коефицијент пролаза топлоте, а A_t површина за размену топлоте кондензатора, [1, 3, 4].

Већа и мања разлика температура на крајевима кондензатора према сл. 3 је:

$$\Delta T_v = T_t - T_{hu} \quad \Delta T_m = T_t - T_{hi} \quad (6)$$

Заменом разлика температура (6) у (5) биће:

$$\Delta T_{sr} = \frac{(T_t - T_{hu}) - (T_t - T_{hi})}{\ln \frac{T_t - T_{hu}}{T_t - T_{hi}}} \quad (7)$$

односно након сређивања, добија се коначно:

$$\Delta T_{sr} = \frac{T_{hi} - T_{hu}}{\ln \frac{T_t - T_{hu}}{T_t - T_{hi}}} \quad [K] \quad (8)$$

3. АНАЛИЗА ФУНКЦИЈЕ ТРОШКОВА КОД КОНДЕНЗАТОРА

За практичне потребе оптимизације, за било који размењивач топлоте па и кондензатор најбоље је користити економски критеријум који пореди укупне годишње трошкове за различите апарате. По овом критеријуму најбољи апарат је онај чији су укупни годишњи трошкови најмањи [9, 10].

Укупни годишњи трошкови изражени у новчаним јединицама на основу приближне економске анализе могу се дефинисати као [11, 12]:

$$C_{uk} = C_{inv} + C_{pog} \quad [EUR] \quad (9)$$

где су:

C_{inv} – укупни годишњи инвестицијски трошкови,

C_{pog} – укупни годишњи погонски трошкови.

Укупни годишњи инвестицијски трошкови могу се изразити као [12, 13]:

$$C_{inv} = f_k \cdot \frac{C_{rt}}{\tau_g} \quad [EUR] \quad (10)$$

Овде је:

C_{rt} [EUR] – цена инсталисаног кондензатора,

τ_g [god] – предвиђени радни век кондензатора,

f_k – фактор који узима у обзир амортизацију, камате, одржавање и остале трошкове (сведено на једну годину).

За процену инвестицијских трошкова, C_{inv} важан је принцип да трошкови опреме па и кондензатора C_{inv} расту нелинеарно с повећањем димензија или капацитета [9, 11, 13]:

$$C_{rt} = \bar{c} \cdot A_t^\alpha \quad (11)$$

Овде су \bar{c} и α константе које се могу одредити за домаће услове за поједине групе размењивача. Зависност (11) је експоненцијалног карактера и важи за неки интервал површина за размену топлоте $A_{t,min} = A_{t,max}$, слика 4. Напоменимо овде да се понекад цена инсталисаног апарата изражава упрошћено у линеарном облику, слика 4, чиме се чини принципијелна грешка, с обзиром на то да цена размењивача није линеарно пропорционална површини [9, 12].

Погонски трошкови на годишњем нивоу за случај хлађења код кондензатора могу се изразити преко цене расхладног флуида и његовог пумпања, односно транспорта:

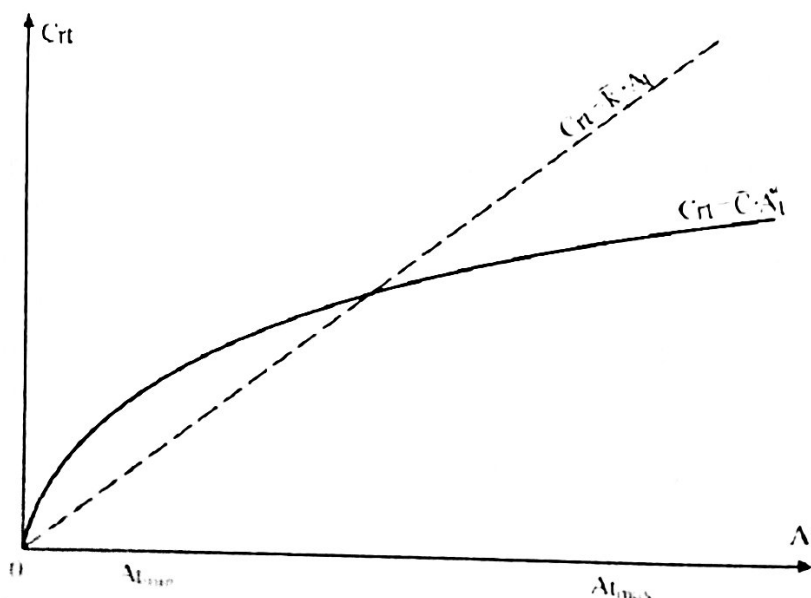
$$C_{pog} = c_{rv} \cdot \tau \cdot m_h \quad [EUR] \quad (12)$$

где је:

c_{rv} [EUR/kg] – цена расхладног флуида и његовог пумпања,

τ [h] – број радних сати кондензатора у години дана,

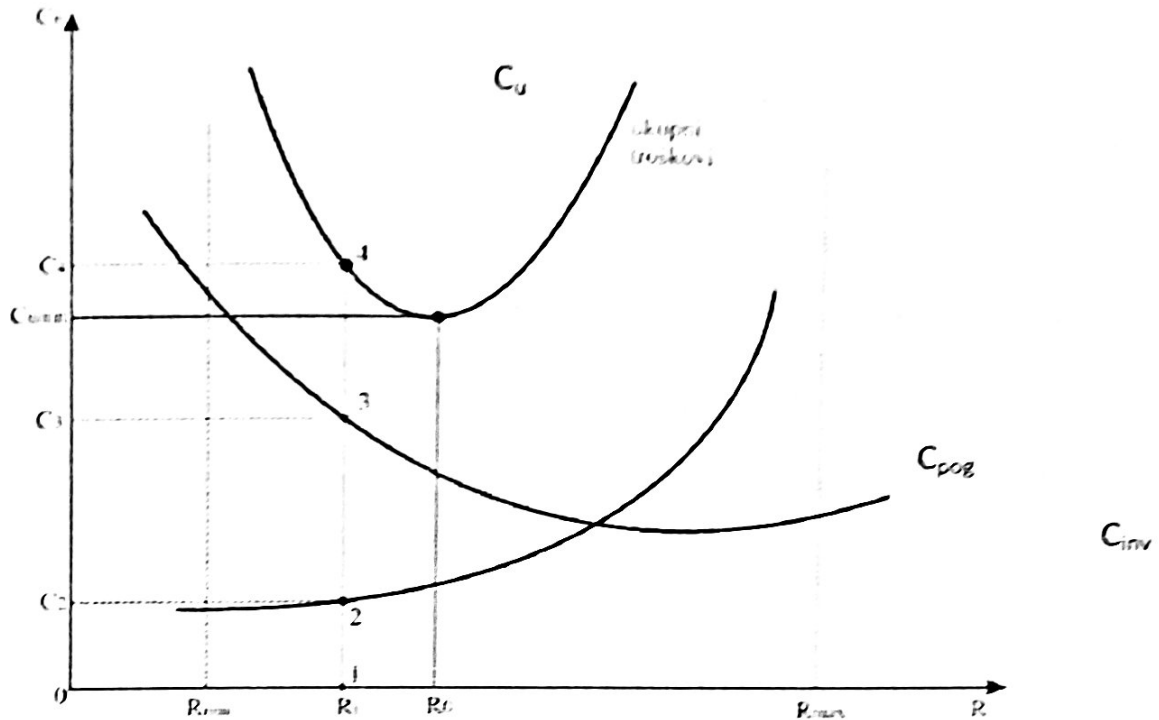
m_h [kg/h] – масени проток расхладног флуида.



Слика 4. Зависност цене кондензатора од површине за размену топлоте

Овде је учињена реална претпоставка да су погонски трошкови пропорционални протоку расхладног флуида [12, 26].

Често се дешава да једна од компоненти укупних трошкова (C_{inv} и C_{prog}) опада а друга расте, са порастом величине која се оптимизира, R . Са математичког аспекта следи да укупни трошкови морају имати минимум C_{min} којем одговара оптимална величина R_o , сл. 5. Крива укупних трошкова може се у овом случају добити графички, сабирањем ордината за низ произвољних тачака: $C_4 = C_2 + C_3$ [24, 25].



Слика 5. Функција укупних годишњих трошкова

Величине R_{min} и R_{max} на сл. 5 представљају одговарајућа ограничења величине R .

4. УСПОСТАВЉАЊЕ ФУНКЦИЈЕ УКУПНИХ ТРОШКОВА ЗА ПРОЦЕС ХЛАЂЕЊА КОД КОНДЕНЗАТОРА

Према релацији (4) површина за размену топлоте кондензатора је:

$$A_t = \frac{q_t}{k \cdot \Delta T_{ST}} \quad [m^2] \quad (13)$$

Из ове релације следи да већа логаритамска температурна разлика ΔT_{ST} уз константне вредности q_t и k подразумева мању површину A_t а тиме и нижи инвестицијски трошак.

Детаљном анализом релација (8) и (13) следи да при мањој излазној температури расхладног флуида, опада површина A_t при осталим непромењеним условима. У овом случају инвестицијски трошкови су мањи, док погонски трошкови (12) расту. Из ове анализе произилази да функција трошкова (9) мора да има минимум.

Заменом релације (11) у (10) годишњи инвестицијски трошкови биће:

$$C_{inv} = \frac{f_k}{\tau_g} \cdot \bar{c} \cdot A_t^\alpha \quad (14)$$

Масени проток расхладног флуида с обзиром на релацију (1) биће:

$$m_h = \frac{q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} \quad [kg/s] \quad (15)$$

Узимајући у обзир релацију (15), погонски трошкови према (12) могу се изразити као:

$$C_{pog} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} \quad (16)$$

Сада је очигледно да порастом излазне температуре расхладног флуида T_{hi} , при осталим непромењеним условима, према (16), погонски трошкови опадају, док према (14) инвестицијски трошкови расту (јер у том случају ΔT_{sr} опада).

Заменом (14) и (16) у (9), укупни годишњи трошкови могу се изразити као:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k}{\tau_g} \cdot \bar{c} \cdot A_t^\alpha \quad (17)$$

односно према релацији (13):

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k \cdot \Delta T_{sr}} \right)^\alpha \quad (18)$$

Одавде следи да је:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{1}{\Delta T_{sr}} \right)^\alpha \quad (19)$$

Заменом релације (8) у (19), укупни годишњи трошкови биће изражени у функцији температуре расхладног флуида на излазу T_{hi} :

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k} \right)^\alpha \cdot \left[\frac{\ln \frac{T_t - T_{hu}}{T_t - T_{hi}}}{T_{hi} - T_{hu}} \right]^\alpha \quad (20)$$

Решавање проблема можемо упростити увођењем смена:

$$y = C_{uk} \quad x = T_{hi}$$

$$A = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph}} \quad B = T_{hu} \quad (21)$$

$$C = \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k}\right)^\alpha \quad D = T_t \quad D - B = T_t - T_{hu} = E$$

Према сменама (21), једначина (20) прелази у:

$$y = \frac{A}{x - B} + C \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D - x}}{x - B}\right)^\alpha \quad (22)$$

Функцију (22) можемо посматрати као две функције:

$$y = y_1 + y_2 \quad y_1 = C_{\text{пог}} \quad y_2 = C_{\text{лнв}}$$

где је:

$$y_1 = \frac{A}{x - B} \quad y_2 = \frac{C}{(x - B)^\alpha} \cdot \left(\ln \frac{E}{D - x}\right)^\alpha \quad (23)$$

Са сл. 3 следи да излазна температура расхладног флуида мора бити у границама:

$$T_{hu} < T_{hi} < T_t \quad (24)$$

Анализом функције (23) с обзиром на њену дефинисаност мора бити:

$$\begin{aligned} x &\neq B & x &\neq D & D &\neq B \\ T_{hi} &\neq T_{hu} & T_{hi} &\neq T_t & & \\ D &> B & \rightarrow & & T_t &> T_{hu} \end{aligned} \quad (25)$$

Последња неједнакост произилази из дефиниције логаритма у изразу (22), односно из $E > 0$

Исто тако очигледни су услови $T_{hi} < T_t$ и $T_{hi} > T_{hu}$.

Понекад се у пракси поставља услов да најмања температурна разлика ΔT_m буде већа од 3°C [20, 31].

Такође, ограничава се и максимална излазна температура расхладног флуида, па је за случај расхладне воде $T_{hi, \text{max}} = 45 \div 50^\circ\text{C}$, јер на температурама већим од ових каменац почиње интензивније да се таложи [3, 5, 14, 34].

5. ОПТИМИЗАЦИЈА ФУНКЦИЈЕ ТРОШКОВА

За постојање екстремума функције (20) према основној теореме диференцијалног рачуна мора бити [14, 34]:

$$\frac{dC_{uk}}{dT_{hi}} = 0 \quad (26)$$

односно с обзиром на (22):

$$y' = \frac{dy}{dx} = 0 \quad (27)$$

Узимајући у обзир (23), биће:

$$y' = y'_1 + y'_2 \quad (28)$$

При овој је:

$$y'_1 = \frac{-A}{(x-B)^2} \quad (29)$$

$$y'_2 = \left[\frac{C}{(x-B)^\alpha} \right]' \cdot \ln^\alpha \frac{E}{D-x} + \left(\ln^\alpha \frac{E}{D-x} \right)' \cdot \frac{C}{(x-B)^\alpha} \quad (30)$$

односно након диференцирања:

$$y'_2 = \frac{-C \cdot \alpha}{(x-B)^{\alpha+1}} \cdot \ln^\alpha \frac{E}{D-x} + \frac{\alpha \cdot C \cdot E}{(D-x)^2 \cdot (x-B)^\alpha} \cdot \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^{\alpha-1} \quad (31)$$

Заменом (29) и (31) у (28), добија се основна једначина постављеног проблема:

$$y' = \frac{-A}{(x-B)^2} - \frac{C \cdot \alpha}{(x-B)^{\alpha+1}} \cdot \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^\alpha + \frac{\alpha \cdot C}{(D-x) \cdot (x-B)^\alpha} \quad (32)$$

При овој мора бити задовољен услов (27).

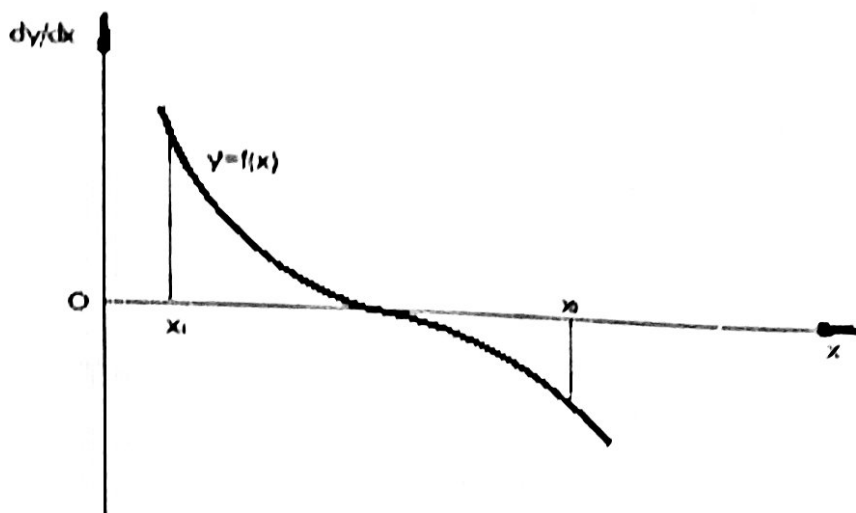
Да би функција (22) имала минимум, њен други извод у тачки оптимума, мора бити [19, 20, 33]:

$$y'' = \frac{dy'}{dx} = \frac{d^2y}{dx^2} > 0 \quad (33)$$

Други извод функције у добија се диференцирањем првог извода (32):

$$\begin{aligned} y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = & \frac{2A}{(x-B)^3} + \frac{\alpha \cdot (\alpha+1) \cdot C}{(x-B)^{\alpha+2}} \cdot \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^\alpha - \frac{\alpha^2 \cdot C}{(D-x) \cdot (x-B)^{\alpha+1}} \\ & \cdot \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^{\alpha-1} + \frac{\alpha \cdot C \cdot \left(1 - \alpha \cdot \frac{D-x}{x-B} \right)}{(D-x)^2 \cdot (x-B)^\alpha} \cdot \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^{\alpha-1} \\ & + \frac{\alpha \cdot (\alpha-1) \cdot C}{(D-x)^2 \cdot (x-B)^\alpha} \cdot \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^{\alpha-2} \end{aligned} \quad (34)$$

Решење једначине (32) не може се експлицитно изразити, па ће се применити итеративни поступак на бази графика на сл. 6.



Слика 6. Принципијелно решење проблема графичком методом

Очигледно решење проблема $x_0 = T_{hl,0}$, добија се на месту пресека функције првог извода $y' = \frac{dy}{dx} = f(x)$ према (32), са апсцисном осом. При овоме користи се одговарајући рачунарски програм. Функција се анализира у подручју реалних вредности излазне температуре расхладне воде $x_1 \div x_2$ односно према (24) за интервал температура $T_{hu} \div T_t$.

6. ОПТИМИЗАЦИЈА ФУНКЦИЈЕ ТРОШКОВА ПРЕМА ПРИБЛИЖНОМ МОДЕЛУ

За израчунавање средње температурне разлике у размењивачу топлоте са довољном тачношћу, уместо средње логаритамске температурне разлике (8) може се користити релација за средњу аритметичку температурну разлику:

$$\Delta T_{sr} = \frac{\Delta T_v + \Delta T_m}{2} \quad (35)$$

при чему однос веће и мање температурне разлике на крајевима размењивача треба да буде мањи од два [3, 14, 15, 32]:

$$1 \leq \frac{\Delta T_v}{\Delta T_m} < 2 \quad (36)$$

Заменом (6) у (35) биће:

$$\Delta T_{sr} = \frac{(T_t - T_{hu}) + (T_t - T_{hl})}{2} = \frac{2 \cdot T_t - T_{hu} - T_{hl}}{2} \quad (37)$$

Ако релацију (37) заменимо у (19) биће:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{2}{2 \cdot T_t - T_{hu} - T_{hi}}\right)^\alpha \quad (38)$$

Увођењем смена

$$\begin{aligned} C_{uk} &= y & T_{hi} &= x \\ A &= \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph}} & B &= T_{hu} \\ C_1 &= \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{2 \cdot q_t}{k}\right)^\alpha & D_1 &= 2 \cdot T_t - T_{hu} \end{aligned} \quad (39)$$

релација (38) постаје једноставнија за анализу:

$$y = \frac{A}{x - B} + C_1 \cdot \left(\frac{1}{D_1 - x}\right)^\alpha \quad (40)$$

Први извод функције (40) је:

$$y' = \frac{dy}{dx} = \frac{-A}{(x - B)^2} + \alpha \cdot C_1 \cdot \left(\frac{1}{D_1 - x}\right)^{\alpha+1} \quad (41)$$

Други извод функције (40), према (41) биће:

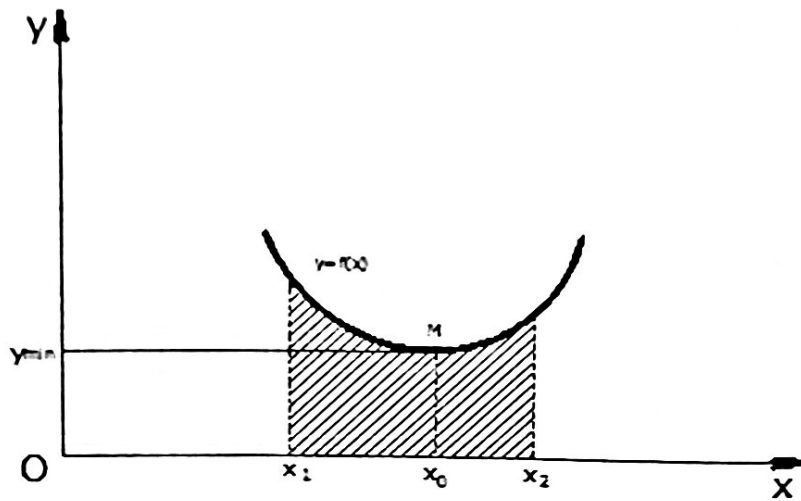
$$y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{2A}{(x - B)^3} + \alpha \cdot (\alpha + 1) \cdot C_1 \cdot \left(\frac{1}{D_1 - x}\right)^{\alpha+2} \quad (42)$$

Очигледно, овде су функције првог и другог извода функције трошкова знатно једноставније него за случај тачног модела.

Функција трошкова (22) у општем случају понекад може имати већи број локалних минимума. Због овога се при решавању проблема мора одређено поступати, из разлога што у том случају треба утврдити при којем од тих локалних минимума, трошкови имају најмању вредност. Значи, с обзиром на сл. 7 неопходно је, путем одговарајућег рачунарског програма и графика функције, претражити подручје $x_1 \div x_2$ у коме излазна температура расхладног флуида T_{hi} има реалне вредности. Уколико се у том интервалу за неко x_0 добије минимална вредност функције y_{min} онда вредност x_0 представља оптималну излазну температуру расхладног флуида.

Треба запазити да се минимум функције (тачка М) може налазити и изван подручја $x_1 \div x_2$. То је нереални минимум који се не може усвојити.

На крају напоменимо да је приказана метода верификована на једном карактеристичном примеру вишецевног кондензатора са омотачем кроз који струји водена пара, док је расхладни флуид вода. При овоме, добијени су задовољавајући резултати. Због ограниченог простора и обима поступка ово није дато у раду.



Слика 7. Анализа функције трошкова при оптимизацији излазне температуре расхладне воде

ЗАКЉУЧАК

Приликом пројектовања кондензатора као специфичне групе размењивача топлоте, у многим практичним случајевима радни услови нису прецизно дефинисани. На пример, у посматраном случају сви главни параметри као и масени проток засићене водене паре који се кондензује су познати (T_t и m_t), с обзиром на то да су то параметри од примарне важности. Масени проток (m_h) као и излазна температура (T_{hi}) расхладне воде овде су од секундарне важности. Када ови параметри нису унапред дефинисани може се приступити оптимизацији на начин како је предложено у раду.

Техноекономски прорачуни, који се укључују током термохидрауличких прорачуна, знатно усложњавају поступак. Разлог за ово је математичке природе, с обзиром на то да се готово увек добијају сложене математичке функције (као и њихови изводи) које се не могу експлицитно изразити, односно решити.

Исто тако проблем није довољно посматрати као термодинамички, већ је неопходно узети у обзир и економске услове. Због оваквог приступа може се слободно рећи да је техниоекономска оптимизација један од сложенијих, односно компликованијих задатака инжењера пројектанта. При овоме, критеријуми оптимизације могу бити различити.

Приказани модел може се применити за кондензаторе са различитим флуидима, као и за случај да постоји већи број пролаза флуида кроз цеви.

Код кондензатора, због константне температуре топлијег флуида, корекциони фактор средње температурне разлике за случај више пролаза флуида кроз цев, једнак је јединици. Одавде следи да оптимизација приказана у ра-

ду важни и за овај случај. Инверзна функција троникова омогућује како квантитативне прорачуне тако и квалитативну анализу. Исто тако од два или више кондензатора који задовољавају задате услове могуће је одабрати онај који је најповољнији са економског аспекта.

Приказани модел могуће је уз одређена прилагођавања применити на произвољан размењивач топлоте са нетомерним, односно супротносмерним током. При овоме се добијају знатно сложеније функције у математичком смислу. Случај када није познат коефицијент пролаза топлоте, односно када је његова вредност непоуздана, могуће је такође решити приказаном методом. Овде би се морао применити итеративни поступак, с обзиром на то да ипак познате све карактеристичне температуре.

Решавање проблема техноекономске оптимизације размењивача топлоте захтева мултидисциплинарно знање и немогуће га је спровести без примене савремене рачунарске технике и одговарајућих рачунарских програма.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] S. S. Kutateladze, *Fundamentals of Heat Transfer*, New York, Academic Press, 1983.
- [2] Y. A. Cengel, R. H. Turner, *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*, Mc Graw-Hill, New York, 2005.
- [3] Y. Jaluria, K. E. Torrance, *Computational Heat Transfer*, Hemisphere, New York, 1986.
- [4] M. Jakob, *Heat Transfer*, John Wiley, New York, 1979.
- [5] H. D. Baehr, *Thermodynamik*, Springer-Verlag, Berlin, 1993.
- [6] Đ. Kozić, B. Vasiljević, V. Bekavne, *Priručnik za termodinamiku*, MF, Beograd 2007.
- [7] I. N. Bronštejn, K. A. Semendljajev, *Sprovočnik po matematike*, GIFML, Moskva, 1992.
- [8] S. Kurepa, *Matematička analiza*, Termička knjiga, Zagreb, 1999.
- [9] Perović D., *Teorija troškova*, Svetlost, Sarajevo, 1994.
- [10] S. Markovski, *Osnovi teorije troškova*, Informator, Zagreb, 1981.
- [11] M. Milojević, *Poslovni sistem*, Naučna knjiga, Beograd, 1979.
- [12] J. G. Smith, *Business Strategy*, Basic Blackwell, 1985.
- [13] B. Šoškić, *Teorija vrednosti*, Savremena administracija, Beograd, 1971.
- [14] E. U. Schlunder, *Heat Exchanger Design Handbook*, Washington, DC, Hemisphere, 1982.
- [15] G. Walker, *Industrial Heat Exchangers*, Washington, DC Hemisphere, 1982.
- [16] S. Benedek, *Heat transfer at the condensation of steam on turbulent water-jet*, Int. J. Heat Mass Transfer 19 (1976) 448–450.
- [17] U. Grigull, *Wärmeübergang bei der Kondensation mit turbulenter Wasserhaut*, Forsch. Ing.-wes. 13 (1942) 49–57.

- [18] U. Grigull, *Wärmeübergang bei Filmkondensation*, Forsch. Ing.-wes. 18 (1952) 10–12.
- [19] D. A. Labuncov, *Teploperedaća pri plenočnoj kondenzaciji čistih parov na vertikalnih poverhnostjah i horizontalnih trubah*, Teploenergetika 7 (1957) 72–80.
- [20] L. D. Berman, *Teploobmen pri plenočnoj kondenzaciji para na naklonih trubah i pučkah trub*, Teor. osn. him. tehnologiji 12–4 (1978) 540–548.
- [21] L. M. Rozenfeld, A. G. Tkačev, *Holodilniji mašini i aparati*, Gostorgizdat, Moskva 1955.
- [22] D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*, Mc Graw Hill Book Comp., New York 1950.
- [23] L. D. Berman, *Teplootdača pri kondenzaciji para na pučke horizontalni trub*, Teploenergetika 4 (1981) 22–29.
- [24] M. Thuer, *Kondenzation reiner Dämpfe*, VDI-Wärmeatlas, 2. izdanje, poglavlje Ja. VDI-Verlag, Düsseldorf 1974.
- [25] L. D. Bojko, G. N. Kružilin, *Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube*, J. Heat Transfer 10 (1967) 361–373.
- [26] F. Blangetti, *Filmkondensation reiner Dämpfe*, VDI-Wärmeatlas, 4. izdanje, poglavlje Ja. VDI-Verlag, Düsseldorf 1984.
- [27] R. Apley, *Ein Beitrag zur Kondensation in horizontalen Rohren*, Luft- und Kältetechnik 1 (1984) 15–18.
- [28] J. Straub, P. Wass, *Tropfenkondensation*, VDI-Wärmeatlas, 4. izdanje, poglavlje Jc., VDI-Verlag, Düsseldorf 1984.
- [29] W. Kast, *Wärmeübertragung bei Tropfenkondensation*, Chem.-Ing.-Technik 35–3 (1963) 163–168.
- [30] J. W. Rose, *Further aspect of dropwise condensation*, Theory Int. J. Heat Mass Transfer 19 (1976) 1363–1370.
- [31] U. Renz, *Massnahmen zur Verbesserung des Wärmeübergangs bei der Kondensation-Überblick*, Wärmeaustauscher-neuere Entwicklungen und Berechnungsmethoden, VDI-GVC, VDI-Verlag, Düsseldorf 1983.
- [32] H. Jungnickel, R. Agsten, W. E. Kraus, *Grundlagen der Kältetechnik*, VEB Verlag Technik, Berlin 1980.
- [33] F. K. Schroeder, *Erfahrungen mit Kondensations-Anlagen*, Allg. Wärmetechnik 12, s. 29–36.
- [34] B. Slipčević, *Utjecaj promjenljive gustoće toplinskog toka na dimenzioniranje isparivača i kondenzatora*, Strojarstvo 14/4–6 (1972) 127–134.

OPTIMIZATION OF CHARACTERISTIC TEMPERATURE THE CONDENSER CONSIDERING TECHNO-ECONOMIC ASPECT

Abstract: In this paper for condensers, as characteristic groups of heat exchanger, based on the functions of the total cost as the objective function, determined by the optimal value of output temperature of the refrigerant fluid. At present, a detailed economic analysis of investment and operating costs on an annual basis is performed and established their correlation with parameter which are optimized. Suitable mathematical transformations of thermodynamic relations that apply to the process of condensation, suitable function is obtained of the total cost which is thoroughly analyzed and tested by methods of mathematical analysis. The optimal value of the outlet temperature of the cooling fluid is obtained by minimizing the total cost of the complex functions where the fundamental theorems of the differential calculus are applied. In addition to the exact model on the basis of mean logarithmic temperature difference in this paper, the approximate model is set and it based on the arithmetic mean temperature difference.

In order to efficiently solve the problem in this paper proposed the corresponding mathematical methods with the support of computer program that is combined with a graphical method.

At the end of this paper we are given opportunities of applications presents methods for the other groups of the heat exchanger.

This techno-economic approach for this problem is set, after determining the optimum characteristic temperature, allowed the determination of a series of parameters necessary for the design of the condense.

Key words: condenser, change the fluid phase, condensation, investment and operating costs, cost optimization, technical analysis, the exit temperature of the cooling fluid, numerical analysis, differential calculus.