

16.4.5. Упаривачке станице са топлотним пумпама

У техници упаравања посебна пања је посвећена проблему рационалног искоришћења топлотне енергије. Један од начина економичне потрошње топлотне енергије, као што је већ речено, лежи у могућности коришћења технике вишестепеног упаравања. Са бројем степени упаривачке станице опада потрошња примарне паре за исти производни капацитет постројења. Ако се упаривачка станица састоји од два степена онда потрошња примарне паре износи приближно 50% у односу на потрошњу у једностепеној упаривачкој станици, а ако је број степени шест, онда та потрошња износи око 20%.

Разумљиво је да са бројем степени расту инвестициони трошкови и не може се овај број степени повећавати произвољно.

Другу могућност уштеде топлотне енергије у техници упаравања даје примена топлотних пумпи. Овај принцип уштеде топлоте састоји се у компримовању укупне количине секундарне паре или једног њеног дела и њеног искоришћења за упаравање раствора (уместо довођења само примарне паре из котловског постројења у грејно тело упаривача).

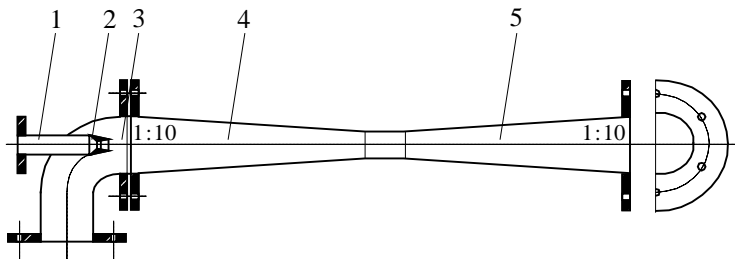
У многим случајевима ефекат уштеде топлотне енергије у систему са рекомпресијом паре једнак је ефекту који се постиже у тростепеној, четворостепеној или петостепеној упаривачкој станици. Следи, да под одређеним условима, спрега упаривач - топлотна пумпа представља срећан спој предности које имају једна једностепена и једна вишестепена упаривачка станица. Економичност оваквог процеса зависи углавном од јединичне цене енергије (односно од производне цене паре и цене електричне енергије), капацитета потројења и врсте раствора који се упарава.

Посебно добри ефекти примене топлотних пумпи у упаривачкој станици се могу очекивати при упаравању раствора на ниској температури (односно притиску) када и притисак грејне паре не мора бити висок. То је углавном случај концентровања термолабилних раствора.

За рекомпресију секундарне паре углавном се користе млазне пумпе (ејектори) и турбокомпресори, а веома ретко клипни [16.2], [16.3].

16.4.5.1. Термокомпресија

Процес термокомпресије се остварује помоћу млазне пумпе - ејектора (слика 16.13) који се састоји од млазника за примарну пару (1), усисне коморе за секундарну пару (2), коморе за мешање (3) конфузора (4) и дифузора (5).

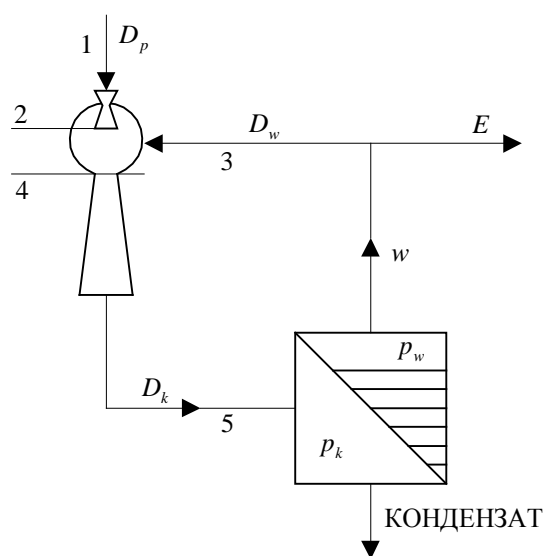


Слика 16.13 Млазна пумпа - ејектор

Пошто у оваквом склопу нема покретних делова оваква струјна машина није скупа а сама израда је релативно лака. Материјали који се користе за израду ејектора су конструкциони челици, а могу се користити и порцелан, као и пластични материјали [16.5].

Због ових разлога се даје предност млазним пумпама у односу на турбокомпресоре и клипне компресоре.

Проток примарне паре кроз млазник износи D_p , kg/s. Ова пара, стања 1 на слици 16.14 је најчешће сувозасиена, притиска $p = 5 \div 10$ bar.



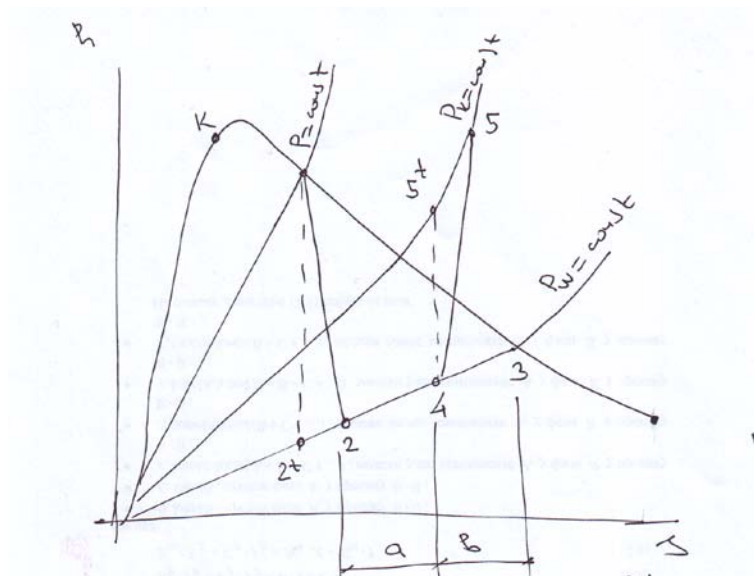
Слика 16.14 Упаривачка станица са термокомпресијом

У усисној комори влада притисак који је приближно једнак притиску паре изнад кључалог раствора (p_w, p_a), што доводи до усисавања дела секундарне паре (D_w , kg/s). То је сувозасићена пара стања 3.

Укупна количина паре ($D_k = D_p + D_w$), стања 4 пролази кроз дифузор где се струја паре успорава, да би се на излазу из ејектора остварио притисак паре p_k који је виши од притиска p_w , а нижи од притиска p (стање 5).

Процес је приказан у $h-s$ дијаграму на наредној слици. Изентропска експанзија је приказана линијом $1-2^t$ а реалан процес адијабатске експанзије линијом $1-2$, при чему је степен добротe адијабатске експанзије по дефиницији

$$\eta_e = \frac{l_e}{l'_e} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}}$$



Мешавина стања 4 се адијабатски компримује до притиска p што је приказано линијом 4–5. Теоретски то је процес изентропске компресије приказан линијом 4–5^t. Степен добротe адијабатске компресије је по дефиницији

$$\eta_k = \frac{l_k^t}{l_k} = \frac{h_{5^t} - h_4}{h_5 - h_4}$$

Коефицијент инјекције (усисавања секундарне паре) је по дефиницији (погледати слику)

$$\beta = \frac{D_w}{D_p} = \frac{a}{b}$$

Коефицијент инјекције зависи од односа техничког рада изентропске експанзије (l_e^t) и изентропске компресије (l_k^t) и може се приближно проценити према изразу

$$\beta = (0.71 \div 0.81) \cdot \sqrt{\frac{l_e^t}{l_k^t}}$$

За уобичајене конструкције ејектора који се користе у техници упаравања за 1 kg испареног растварача (воде) потребно је око 0,5 kg свежe (примарне) паре, што значи да се уз примену ејектора може уштедети око 50 % примарне паре.

Често се дефинише коефицијент уштеде као однос стварног утрошка примарне паре при термокомпресији и паре која би се утришила у једноstepеној упаривачкој станици

$$\phi^* = \frac{D_p}{D_k} = \frac{D_p}{D_p + D_w} = \frac{1}{1 + \beta}$$

Основни недостатак примене ејектора у упаривачким станицама је што је овакав систем доста нееластичан за променљиве радне услове (промена притиска примарне и секундарне паре). При рекомпресији паре, без обзира на врсту компресије потребно је извршити загревање раствора до температуре кључања и тек после достизања услова стационарног испаравања и добијања секундарне се укључује ејектор.

При термокомпресији најчешће се врши рекомпресија дела секундарне паре. Екстра пара се углавном користи за загревање сировине на улазу у упаривач.

16.4.5.2. Механичка компресија

Механичка компресија уз примену турбокомпресора користи се у случају када је запремински проток секундарне паре већи од $5000 \text{ m}^3/\text{h}$. Ако је густина паре мала и разлика притиска кондензације и испаравања такође мала онда се најчешће користи једностепенa компресија [16.2].

С обзиром да топлота промене фазе опада са порастом притиска, следи да је у оваквим системима за неке случајеве поред компримоване целокупне количине секундарне паре потребно довести и одређену количину свеже паре у грејно тело упаривача.

За погон компресора може се користити електромотор или турбина. Решење са турбином је боље са становишта погонских трошкова, али је инвестиција доста скупа, јер у себе укључује и цену турбине.

Недостатак механичке компресије се огледа у великим инвестиционим улагањима за набавку компресора, а поред тога је скупа погонска енергија у случају да се за погон користи електромотор.

Потребна снага електромотора (N_k, W) зависи од рада адијабатске компресије и протока паре кроз компресор

$$N_k = \frac{l_k^t \cdot D_w}{\eta_{k,uk}}$$

где су:

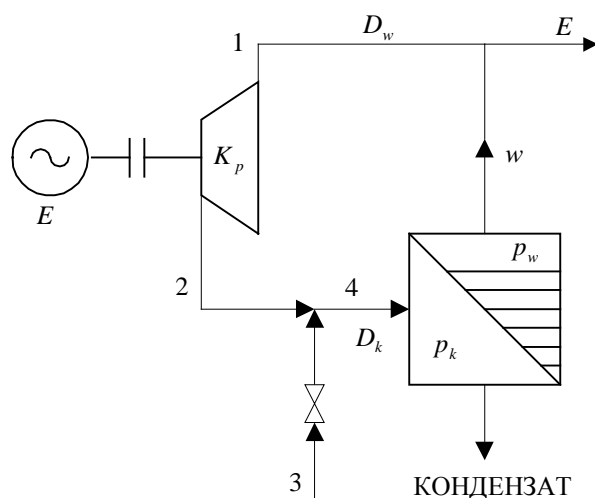
- $l_k^t, \text{ J/kg}$, технички рад при изентропској компресији

- $\eta_{k,uk} = \eta_k \cdot \eta_M$, коефицијент корисности компресора који у себе укључује степен добротe адијабатске компресије (η_k) и трансмисионе губитке услед трења у компресору (η_M).

Одавде следи да ће за задату разлику температура кондензације примарне паре и кључања раствора, снага компресора бити мања на вишим температурама кључања раствора, односно биће мањи степен компресије и виши притисак паре на улазу у компресор. Са друге стране може се закључити да за константну температуру

кључања раствора снага компресора расте са порастом температуре односно притиска кондензације.

Шема по којој се одвија процес је дата су на слици 16.18 .



Слика 16.18 Упаривачка станица са компресором и електромоторним погоном

Сувозасићена секундарна пара стања 1 на притиску p_w иде једним својим делом у компресор (проток D_w , kg/s), док се други део (екстра пара) може користити за потрошаче изван упаривачког постројења. Пара се компримује до притиска кондензације p (стање 2).

Степен добротe адијабатске компресије се дефинише на уобичајени начин (слика 16.19)

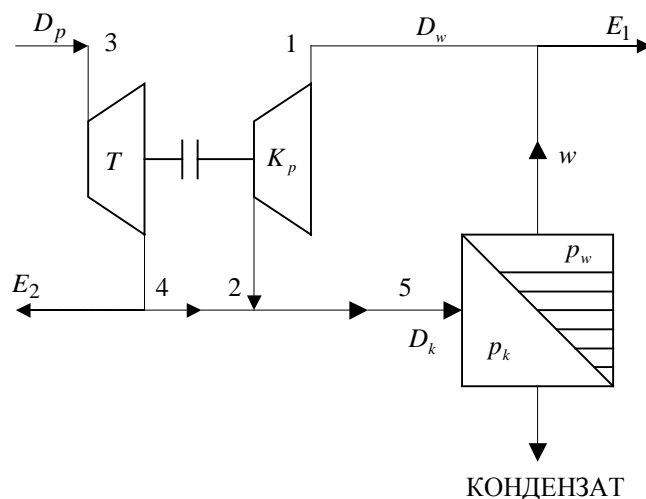
$$\eta_k = \frac{l'_k}{l_k} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Компримована пара стања 2 се меша са свежом паром стања 3 притиска p и протока D_p која се пригушује до притиска кондензације p (стање 4). Мешавина стања 5 се уводи у упаривач где се кондензује. Стање мешавине следи на основу једначина енергетског и материјалног биланса (правило полуге)

$$\frac{D_w}{D_p} = \frac{a}{b}$$

Процес је приказан у $h - s$ дијаграму на наредној слици.

Решење са турбином и компресором дато је на слици 16.20.



Слика 16.20 Спрега компресора и турбине у упаривачкој станици

У овом случају израђена пара из турбине стања 4 меша се са компримованом паром стања 2 (слика 16.21). Мешавина стања 5 на притиску кондензације p иде у упаривачко тело где се кондензује.

Јасно је да се користан рад који остварује турбина у овом случају користи за погон компресора

$$N = D_p \cdot l'_e \cdot \eta_{T,uk} = \frac{D_w \cdot l'_k}{\eta_{K,uk}}$$

где су:

- l'_e , J/kg, технички рад изентропске експанзије

$$l'_e = h_3 - h_{4'}$$

$\eta_{T,uk}$, коефицијент корисности турбине који у себе укључује степен добротe адијабатске експанзије (η_e) и трансмисионе губитке услед трења у турбини (η_M)

$$\eta_{T,uk} = \eta_e \cdot \eta_M \quad (16.57)$$

Степен добротe адијабатске експанзије се дефинише као однос између корисног рада који се стварно добије при адијабатској експанзији (l_e , J/kg) и рада који би се добио при изентропској експанзији (l'_e , J/kg)

$$\eta_e = \frac{l_e}{l'_e} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}}$$

Процес је приказан у $h - s$ дијаграму на наредној слици.

У циркулационом апарату се велика количина раствора налази у упаривачу. Сировина се меша са већ концентрованим раствором и мешавина пролази кроз грејно тело упаривача. Укувана мешавина се поново враћа у основну масу течности која се налази у апарату при чему се један део ове течности одводи из постројења као финални производ. Течност која се налази у апарату је концентрована до жељене концентрације раствора у растварачу.

Према конструкционим решењима упаривачи се деле у три основне групе:

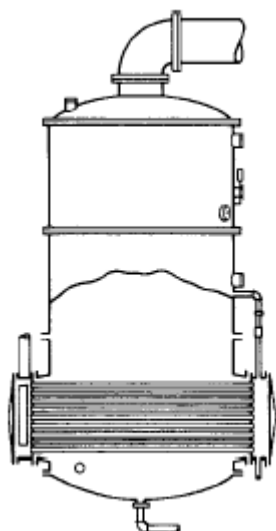
1. Упаривачи са природном циркулацијом:
 - са хоризонтално уграђеним цевним снопом;
 - упаривачи са кратким цевима (Робертсупаривач);
 - вертикални упаривачи са дугачким цевима;
2. Упаривачи са принудном циркулацијом:
 - са унутрашњом грејном површином;
 - са спољашњом грејном површином;
3. Танкослојни упаривачи:
 - са падајућим течним филмом;
 - са течним филмом који се креће на горе;
 - са мешалицом (гребачима).

Упаривачи са природном и принудном циркулацијом спадају у групу циркулационих апарата. Изузетак су вертикални упаривачи са дугачким цевима који могу бити са једним пролазом.

Танкослојни упаривачи су по правилу једнопролазни апарати.

16.5.1 Упаривачи са хоризонтално уграђеним цевним снопом

Ова конструкција упаривача је једна од најстаријих и користила се у техници упаравања дуги низ година (слика 16.22).



Слика 16.22 Упаривач са хоризонтално уграђеним цевним снопом

Сама конструкција није погодна са становишта прелаза топлоте, јер хоризонтално постављен сноп цеви утиче на смањење интензитета природне циркулације раствора, тако да је у општем случају коефицијент пролаза топлоте мањи у односу на вредности које се постижу код других типова упаривача. Ови упаривачи нису погодни за третман релативно вискозних раствора. Уобичајене вредности коефицијента пролаза топлоте се крећу у дијапазону $k = 1100 \div 2300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [16.3].

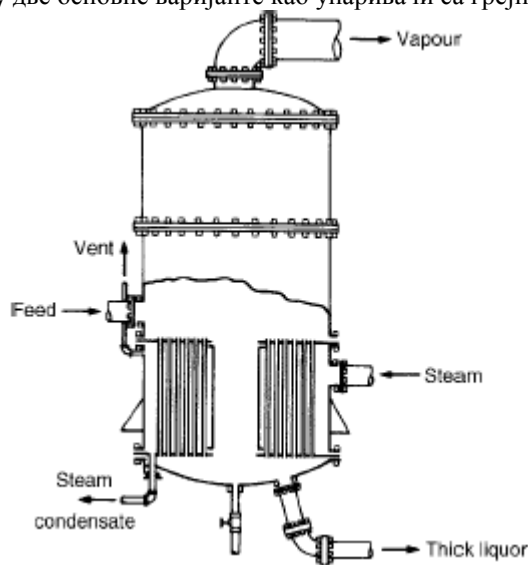
Основни недостатак ове конструкције лежи у отежаном чишћењу цевног снопа са спољашње стране.

Углавном се користе у постројењима малог капацитета, као што су нпр. бродска постројења за десалинизацију морске воде, за третман раствора са малим садржајем растворка, који не пене и не прљају интензивно грејну површину апарата.

16.5.2 Упаривачи са кратким цевима

То су ткз. Робертови упаривачи који су нашли масовну примену у индустрији шећера за упаравање шећерног сирупа.

Израђују се у две основне варијанте као упаривачи са грејном кошаром .



Слика 16.23 Робертов упаривач

У упаривачима са грејном кошаром циркулација раствора се обавља у простору између грејног тела (кошаре) и омотача упаривача, док се у упаривачима без грејне кошаре циркулација обавља кроз средишњу циркулациону цев.

Димензионисани су тако да се просечна брзина кретања раствора кроз цеви грејног тела креће у границама $0,3 \div 1,0 \text{ m/s}$. Попречни пресек дела апарата кроз који циркулише концентровани раствор износи $25 \div 40 \%$ од укупног попречног пресека свих цеви у грејном телу упаривача.

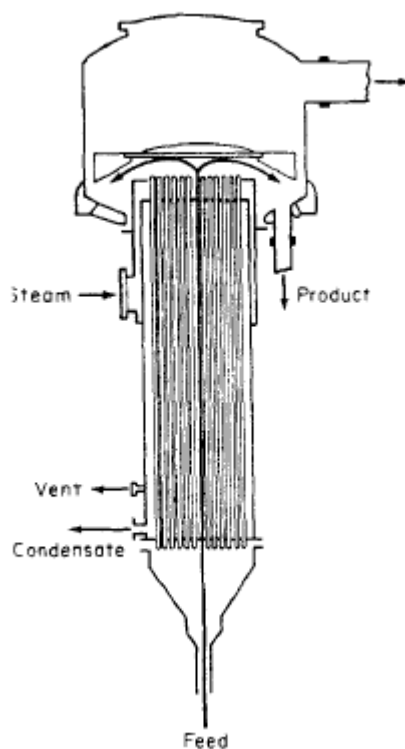
Висина цеви које се уграђују у цевни сноп грејног тела се обично креће у границама $1200 \div 2500 \text{ mm}$, а пречник цеви $\phi 50 \div 100 \text{ mm}$.

Уобичајене вредности коефицијента пролаза топлоте су у границама $k = 1100 \div 2800 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [16.3].

Ова конструкција упаривача није погодна за третман веома вискозних раствора, као и оних раствора који интензивно пене.

16.5.3 Вертикални упаривачи са дугачким цевима

У упаривачима са дугачким цевима постиже се знатно интензивнија циркулација раствора кроз апарат, што значи да је повољнија размена топлоте у односу на упариваче са кратким цевима. Због веће брзине струјања раствора кроз цеви грејног тела мање је интензивно прљање грејне површине, што је такође повољније са аспекта одржавања постројења.



Слика 16.24 Вертикални упаривач са дугачким цевима

Уобичајена дужина цеви у цевном снопу је у границама $4000 \div 10000 \text{ mm}$, а пречник цеви $\phi 25 \div 50 \text{ mm}$.

Коефицијенти пролаза топлоте у упаривачима са дугачким цевима се крећу у границама $k = 1100 \div 4500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, па се за неке врсте раствора могу поредити са упаривачима са принудном циркулацијом [16.3].

Није пожељно третирање релативно вискозних раствора, али се могу упаравати раствори који имају склоност ка интензивном успењавању, с обзиром да одбојник смештен изнад цевног снопа ефикасно спречава формирање пене изнад раствора јер је брзина истицања мешавине велика.

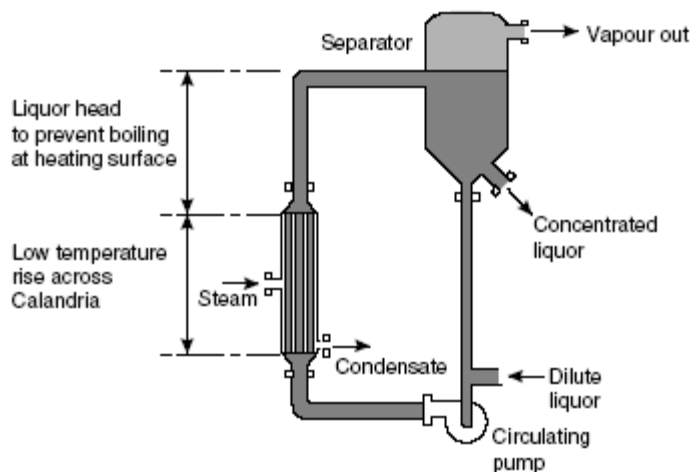
Могу се упаравати и термолабилни раствори, ако третирани раствор у једном пролазу струји кроз грејно тело апарата.

Упаривачи са спољном огревном површином су погоднији за концентровање раствора који интензивно прљају грејне површине апарата, с обзиром да се лакше чисте од апарата са циркулационом цеви.

16.5.4. Упаривачи са принудном циркулацијом

У упаривачима овог типа се интензивна циркулација раствора кроз апарат обезбеђује помоћу центрифугалних пумпи, тако да се брзина флуида кроз цеви огревне површине креће у границама $2 \div 6 \text{ m/s}$. Услед велике брзине струјања раствора кроз цеви, притисак у огревном телу апарата са стране раствора је довољно висок да спречава испаравање раствора у цевима, што је повољно и са аспекта прљања грејних површина упаривача. Значи, течност се прегрева у цевима упаривача, па се у сепарационом простору врши експанзија прегрејаног раствора и одвајање секундарне паре од концентрованог раствора.

Израђују се у два варијантна конструкциона решења као упаривачи са спољном и унутрашњом огревном површином



Слика 16.25 Упаривач са принудном циркулацијом

1 - грејно тело, 2 - сепарациони простор, 3 - циркулациона пумпа

Коефицијенти пролаза топлоте се крећу у границама $k = 2000 \div 7000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, што значи да ће утршак материјала бити знатно мањи у односу на напред поменуте типове упаривача [16.3]. Следи да је ова конструкција погодна за третман изразито агресивних раствора за које се морају користити скупи киселоотпорни материјали.

Предности упаривача са принудном циркулацијом у односу на остале типове апарата је што су погодни за третман веома вискозних раствора и често се користе у последњем степену упаривачке станице (тамо где се концентрује већ угушћени раствор).

С обзиром на кратко време боравка раствора у цевима грејног тела ($1 \div 3$ s) могу се користити за концентровање умерено термоосетљивих раствора.

Основни недостатак ове конструкције је додатно инвестиционо улагање за пумпу која се уграђује у циркулациону цев.

16.5.5. Танкослојни упаривачи

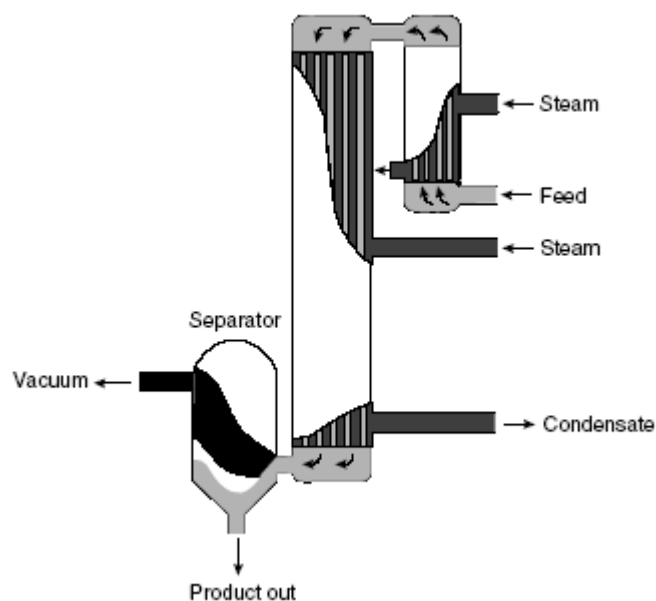
Танкослојни упаривачи спадају у групу једнопролазних апарата, где се третирани раствор веома кратко задржава у самом апарату. Обично се користе за термолабилни материјали као што су воћни сокови, крвна плазма, витамини, итд. Упаравање се најчешће обавља на ниској радној температури (под вакумом) а време задржавања раствора у апарату износи свега неколико секунди.

У упаривачима са падајућим течним филмом, раствор се доводи на врх апарата и расподељује се равномерно на све цеви апарата. Течност се слива низ унутрашње површине цеви у облику танког филма, а кроз средишњи део цеви струји секундарна пара која се у току процеса издваја. На тај начин се остварује истосмерно кретање фаза кроз цеви апарата. На дну апарата се налази сепаратор где се пара одваја од концентрованог раствора.

Грејно тело упаривача се прави од цеви већег пречника $\phi 50 \div 200$ mm .

Одликују се интензивним преносом топлоте, тако да се коефицијент пролаза топлоте најчешће креће у границама $k = 4500 \div 8500$ W/(m² · K) [16.3].

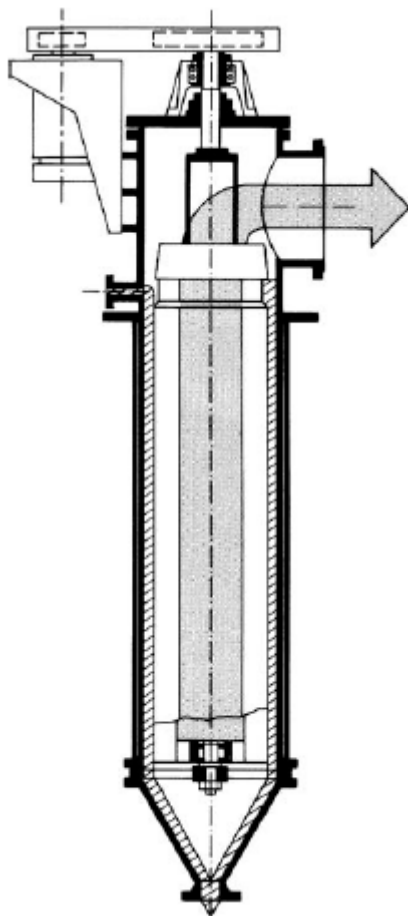
У упаривачима са течним филмом који се креће нагоре, раствор се доводи на дно апарата и струји навише кроз цеви. У средишњем делу цеви цевног снопа струји секундарна пара, такође навише. На врху апарата се налази сепаратор, где се пара одваја од концентрованог раствора. Ова врста упаривача се користи за многе растворе, чак и за растворе који пене, али се не препоручује примена за растворе склоне кристализацији.



Слика 16.26 Упаривачи са падајућим течним филмом

Грејно тело упаривача се прави од цеви $\phi 25 \div 50 \text{ mm}$, висине $3,5 \div 9,5 \text{ m}$. При већим брзинама струјања фаза смањује се дебљина течног филма на зидовима цеви, па је могуће постизање великог коефицијента прелаза топлоте.

Танкослојне упариваче са гребачима израђује швајцарска фирма Лува из Цириха. Сировина се уводи на врх апарата и течни раствор се креће одозго надоле у облику течног филма који се формира уз помоћ гребача. Растојање између зида упаривача и гребача износи око $1,3 \text{ mm}$, тако да филм течности која се слива има малу дебљину. Захваљујући томе постиже се веома интензивна размена топлоте, зависно од вискозности раствора и креће се у границама $k = 350 \div 3500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [16.3].



Слика 16.27 Танкослојни упаривач са гребачима

Погодни су за третман веома вискозних раствора са коефицијентом динамичке вискозности до $20 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

Пречник апарата се креће до $\phi 1000 \text{ mm}$, а дужина до 10 m .

Концентровани раствор се помоћу пумпе извлачи са дна апарата а секундарна пара се скупља у сепарационом простору који је смештен изнад грејне површине.

16.6 ОПШТЕ ПРЕПОРУКЕ ЗА КОНСТРУКЦИЈУ УПАРИВАЧА

16.6.1 Сепарациони простор

Један од специфичних проблема који се јавља у техници упаравања је проблем појаве пене у раствору који се концентрује. Генерално количина течности коју са собом односи секундарна пара из упаривачког тела зависи у великој мери од склоности раствора ка пенушању (успењавање раствора). У принципу, раствор који

има мали површински напон и велику вискозност није склон успењавању. Засићени раствори спадају у поменуту категорију.

Методи који се користе за спречавање ове нежељене појаве деле се на хемијске и термичке.

Хемијски методи се састоје у додавању одређене количине антипенушавца која спречава појаву успењавања или је у великој мери смањује. Антипенушавци (као што су различите врсте уља или керозин) се у принципу не мешају или се веома слабо растварају у раствору који се упарава смањујући при томе површински напон течности.

У неким случајевима се користе термички методи, који се састоје у повишењу или снижењу температуре кључања, што може утицати на промену интензитета успењавања. У већини случајева са повишењем температуре кључања опада површински напон у систему што може довести до смањења интензитета успењавања [16.1], [16.3].

Величина сепарационог простора у великој мери зависи од склоности раствора ка пенушању.

Основна улога сепарационог простора се састоји у ефикасном одвајању секундарне паре од кључалог раствора, што са једне стране утиче на смањење губитака у самој производњи, а са друге стране ефикасна деконтаминација секундарне паре од свих нежељених примеса, посебно у вишестепеним упаривачким станицама, смањује експлоатационе проблеме и повећава ефикасност размене топлоте, односно утиче на производни капацитет постојења.

Запремина сепарационог простора (парног дома) за упариваче, као и за испариваче, зависи од његовог облика, притиска у систему и наравно од склоности раствора ка успењавању. Ова запремина се одређује на основу искуства, односно помоћу емпиријских метода.

Постоје три основна облика парног дома који се у пракси јављају [16.2]:

- парни дом за хоризонтални упаривач,
- парни дом за вертикални упаривач,
- парни дом за упаривач са спољашњом огревном површином

Основни критеријум на основу кога се ова запремина одређује је специфично оптерећење парног дома ($W_1, m^3 \cdot W/(m^3 \cdot h)$), на притиску од 1 бар [16.2]:

- хоризонтални упаривач (слика 16.28.а)

$$W_1' = 500 + \frac{40}{0,01 + H_v^{3/2}}$$

- вертикални упаривач (слика 16.28.б)

$$W_1' = 500 + \frac{40}{0,01 + H_v^{3/2}} + \frac{1}{(1 + 1,1 \cdot H_w)^4} \cdot \left(4000 - \frac{40}{0,01 + H_v^{3/2}} \right)$$

- упаривач са спољашњом огревном површином (слика 16.28.ц)

$$W_1' = 7300 m^3 \cdot W/(m^3 \cdot h)$$

где су:

- H_v, m , растојање између површине течног огледала и елиминатора капи

- H_w , m, висина слоја течности изнад цевне плоче.

За притисак паре у сепарационом простору различит од 1 бар, овако израчунато оптерећење се коригује [16.1]

$$W_p' = W_1' \cdot f_p \quad (16.61)$$

где су:

- f_p , корекциони фактор за $p \geq 0,18$ bar

$$f_p = \frac{p}{1,22 \cdot p - 0,22} \quad (16.62)$$

- p , bar, притисак секундарне паре.

Димензије попречног пресека парног дома, за притисак паре од 1 bar, одређују се тако да брзина паре буде $w_{g1} = 1 \div 4$ m/s.

Уколико је радни притисак различит од 1 bar, онда се дозвољена брзина паре сведена на пуни попречни пресек парног дома може одредити по обрасцу

$$w_{g1}^2 \cdot \rho_{g1} = w_{gp}^2 \cdot \rho_{gp} \quad (16.63)$$

где су:

- w_{g1} , m/s, брзина паре сведена на пуни попречни пресек на притиску од 1 bar

- ρ_{g1} , kg/m³, густина паре на притиску од 1 bar

- w_{gp} , m/s, брзина паре сведена на пуни попречни пресек на радном притиску

- ρ_{gp} , kg/m³, густина паре на радном притиску.

Према неким ауторима ефикасна сепарација течности од паре ће се обављати ако је минимална висина између течног огледала и елиминатора капи [16.1]

$$H_{v, \min} = \begin{cases} 1500 \text{ mm} & \text{за rastvore koji ne pene} \\ 2500 \div 3000 \text{ mm} & \text{за rastvore koji pene} \end{cases}$$

Мерило за квалитет секундарне паре која се добија на излазу из парног дома представља количина течних капи које пара односи са собом, а која зависи од интензитета узношења.

Интензитет узношења зависи од интензитета прскања мехурова који испливавају на површину течног огледала, уситњавања капљица течности и склоности раствора ка успењавању.

У зависности од димензија капљица које се формирају изнад кључалог раствора, оне се могу враћати у основну масу течности или ће их пара узносити са собом.

Брзина паре при којој капљица течности лебди (w_{leb} , m/s) зависи од димензија капљице (d_k , m) и термофизичких својстава фаза. Ова брзина се добија из услова једнакости гравитационих сила и сила отпора [16.1]

$$\frac{\pi \cdot d_k^3}{6} \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g = \xi \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot \frac{\rho_g \cdot w_{leb}^2}{2}$$

$$w_{leb} = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{g \cdot d_k}{\xi} \cdot \frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g}}$$

где су:

- ξ , коефицијент отпора трења

$$\xi = \begin{cases} 18,5 / \text{Re}^{0,60} & \text{za Re} < 500 \\ 0,44 & \text{za Re} = 500 \div 150000 \end{cases}$$

- Re, Рејнолдсов број

$$\text{Re} = \frac{w_{leb} \cdot d_k}{\nu_g} \quad (16.67)$$

- ρ_g , kg/m^3 , густина паре

- ρ_l , kg/m^3 , густина течности

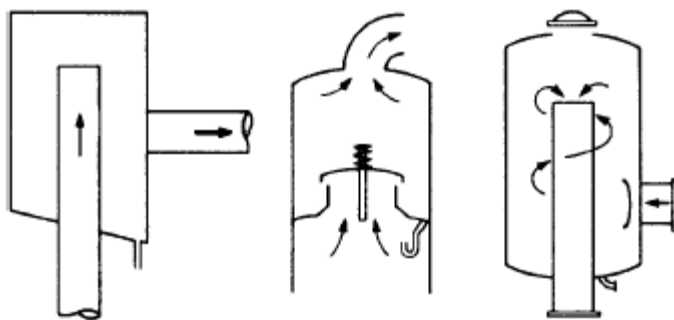
- g , m/s^2 , убрзање земљине теже.

Уколико је брзина паре већа од брзине лебдења, онда ће пара са собом узносити капљице пречника мањег од d_k .

16.6.2 Елиминатор капи

Зависно од брзине и квалитета паре која се формира у сепарационом простору, примењују се различити типови елиминатора капи.

Најједноставнији по својој конструкцији је елиминатор капи са одбојном плочом (слика 16.29). Помоћу оваквог елиминатора, капи ће се успешно одвајати од паре, ако се брзина паре при атмосферском притиску креће у границама $w_g = 0,30 \div 0,60 \text{ m/s}$ [16.2].



Слика 16.29 Елиминатори капи са одбојном плочом

Циклонски елиминатори капи се са успехом могу примењивати за све врсте раствора ако је брзина паре у границама $w_g = 1,50 \div 3,50 \text{ m/s}$ на атмосферском притиску. Пад притиска у циклонском елиминатору капи износи $\Delta p = 200 \div 500 \text{ Pa}$ [16.1].

Елиминатор капи са испуном се успешно користи за сепарацију свих капи пречника изнад $300 \mu\text{m}$. Састоји се од испуне (Рашигови и Палови прстенови, Берлова или Инталокс седла) називне мере $\text{DN}15 \div 25$ која је слободно насута у слоју висине $200 \div 300 \text{ mm}$ [16.2].

Елиминатор капи са жалузинама ефикасно остварује своју функцију при брзини паре на атмосферском притиску од $w_g = 2 \div 5 \text{ m/s}$. Пад притиска кроз овакав елиминатор капи није већи од 100 Pa [16.1], [16.15].

Елиминатор капи од плетене жице састоји се од већег броја слојева плетене жице и успешно издваја све капи пречника изнад $3 \mu\text{m}$, при брзини паре на атмосферском притиску од $w_g = 2 \div 5 \text{ m/s}$. Пад притиска кроз овакав елиминатор капи износи $150 \div 400 \text{ Pa}$ [16.1].

16.7 ТЕРМОДИНАМИЧКИ ПРОРАЧУН УПАРИВАЧА

У техници упаравања се посебно спроводи глобални термодинамички прорачун упаривачке станице и прорачуни појединачних упаривачких тела у оквиру станице.

Прорачун започиње постављањем једначина биланса супстанције за постројење на основу познатих улазних величина:

- F_p , kg/s , масени проток сировине на улазу у упаривачку станицу

- \tilde{x}_p , kg/kg , масени удео раствора у сировини

- \tilde{x}_k , kg/kg , масени удео раствора у финалном производу за које се одређује проток финалног производа (F_k , kg/s) и укупна количина издвојеног растварача (W_{uk} , kg/s).

Једначина укупног биланса супстанције за постројење гласи

$$F_p = F_k + W_{uk} \quad (16.68)$$

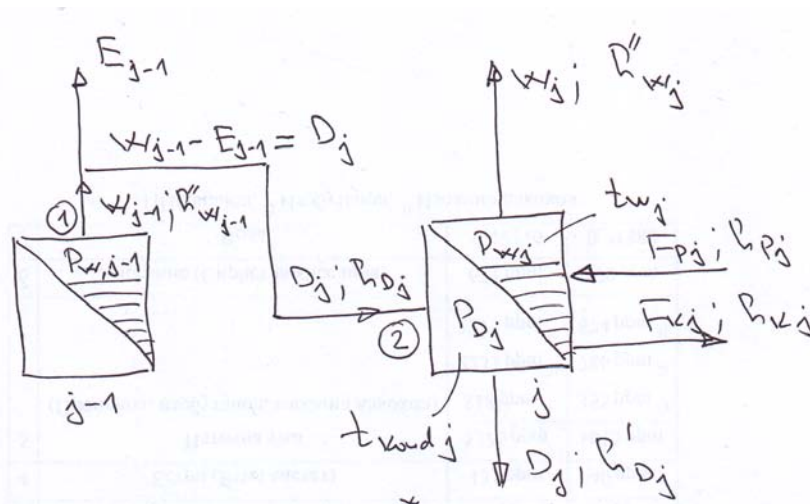
при чему једначина биланса за растворак има облик

$$F_p \cdot \tilde{x}_p = F_k \cdot \tilde{x}_k \quad (16.69)$$

одакле следи укупна количина издвојеног растварача (секундарне паре)

$$W_{uk} = F_p \cdot (1 - \tilde{x}_p / \tilde{x}_k) \quad (16.70)$$

Посматраће се j -ти упаривач у оквиру упаривачке станице приказан на наредној слици



У посматрани упаривач долази делимично концентровани раствор протока F_{pj} , kg/s, састава \tilde{x}_{pj} , kg/kg, температуре t_{pj} °C, јединичног масеног топлотног капацитета c_{pj} , J/(kg · K), односно енталпије h_{pj} , J/kg.

На излазу из овог упаривачког тела добија се угушћени раствор протока F_{kj} , kg/s, састава \tilde{x}_{kj} , kg/kg, температуре t_{kj} °C, јединичног масеног топлотног капацитета c_{kj} , J/(kg · K), односно енталпије h_{kj} , J/kg.

За појединачна упаривачка тела се такође могу поставити билансне једначине, и то:

- једначина укупног биланса супстанције за j -ти упаривач

$$F_{pj} = F_{kj} + W_j \quad (16.71)$$

- једначина биланса за растворак

$$F_{pj} \cdot \tilde{x}_{pj} = F_{kj} \cdot \tilde{x}_{kj} = F_{Aj} \quad (16.72)$$

одакле следи укупна количина издвојеног растварача

$$W_j = F_{pj} \cdot (1 - \tilde{x}_{pj} / \tilde{x}_{kj}) \quad (16.73)$$

Упаравање раствора се обавља помоћу секундарне паре из претходног $j-1$ упаривача. У општем случају не мора се целокупна количина секундарне паре W_{j-1} утрошити на концентровање раствора. Нека се део ове паре одводи у апарате који су изван посматраног упаривачког постројења (екстра пара протока E_{j-1}), тако да се количина секундарне паре од D_{j-1} , kg/s, троши на упаравање посматраног раствора.

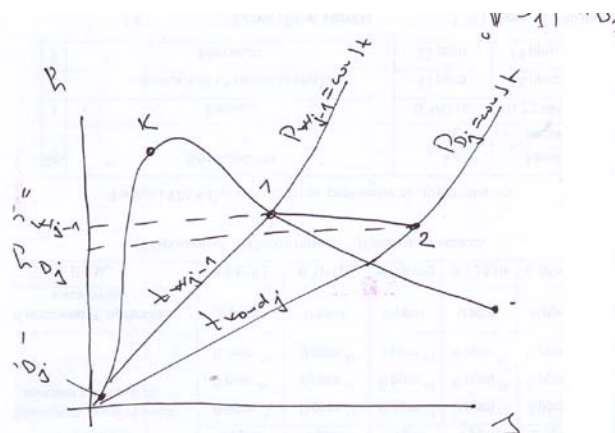
Секундарна пара која се издваја изнад кључалог раствора је прегрејана за вредност која је једнака термодинамичкој температурској депресији. У топлотном прорачуну се ово прегревање не узима у обзир јер се сматра да се ова топлота прегревања троши на испаравање капљица раствора које пара са собом узноси, односно да је секундарна пара на излазу из сепаратора упаривача сувозасићена.

С обзиром да постоји трење у делу ценовода којим се ова пара транспортује између два упаривачка тела, јасно је да ће притисак паре у грејном телу упаривача (p_{dj}) бити нижи од притиска сувозасићене паре која се издваја у сепарационом простору $j-1$ упаривача ($p_{w,j-1}$). При проласку ове паре кроз ценовод она се хлади, без обзира што је ценовод изолован, тако да ће секундарна пара из упаривачког тела $j-1$ (сада је то грејна пара у упаривачком телу j) имати температуру кондензације $t_{kond,j}$, која је нешто нижа од температуре сувозасићене паре $t_{w,j-1}$.

Разлика ове две температуре се назива хидрауличка температурска депресија

$$\Delta_{3,j} = t_{w,j-1} - t_{kond,j}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16.74)$$

Процес је приказан на наредној слици.



Хидрауличка температурска депресија се најчешће не израчунава већ се усваја у интервалу $\Delta_{3,j} = 0,5 \div 1,5, \text{ } ^\circ\text{C}$, зависно од дужине ценовода и од брзине струјања паре кроз ценовод [16.18].

Грејна пара енталпије h_D у j -том упаривачком телу се кондензује тако да се на излазу добија кључала течност, енталпије h'_D .

Укупно размењена количина топлоте у посматраном упаривачком телу биће

$$Q_j = D_j \cdot (h_{Dj} - h'_{Dj}) \quad (16.75)$$

Са стране раствора једначина топлотног биланса гласи

$$Q_j + F_{pj} \cdot h_{pj} = F_{kj} \cdot h_{kj} + W_j \cdot h''_{w,j} + Q_{g,j} \quad (16.76)$$

одакле следи

$$Q_j = F_{k,j} \cdot h_{k,j} - F_{p,j} \cdot h_{p,j} + W_j \cdot h''_{w,j} + Q_{g,j} \quad (16.77)$$

односно

$$Q_j = F_{k,j} \cdot (c_{k,j} \cdot t_{k,j} - \tilde{x}_{k,j} \cdot q_{rk,j}) - F_{p,j} \cdot (c_{p,j} \cdot t_{p,j} - \tilde{x}_{p,j} \cdot q_{rp,j}) + W_j \cdot h''_{w,j} + Q_{g,j} \quad (16.78)$$

и коначно

$$Q_j = F_{k,j} \cdot c_{k,j} \cdot t_{k,j} - F_{p,j} \cdot c_{p,j} \cdot t_{p,j} + W_j \cdot h''_{w,j} + Q_{DH,j} + Q_{g,j} \quad (16.79)$$

где су:

$Q_{DH,j}$, W , топлота дехидрације у посматраном упаривачком телу

$$Q_{DH,j} = F_{p,j} \cdot \tilde{x}_{p,j} \cdot q_{rp,j} - F_{k,j} \cdot \tilde{x}_{k,j} \cdot q_{rk,j} \quad (16.80)$$

односно

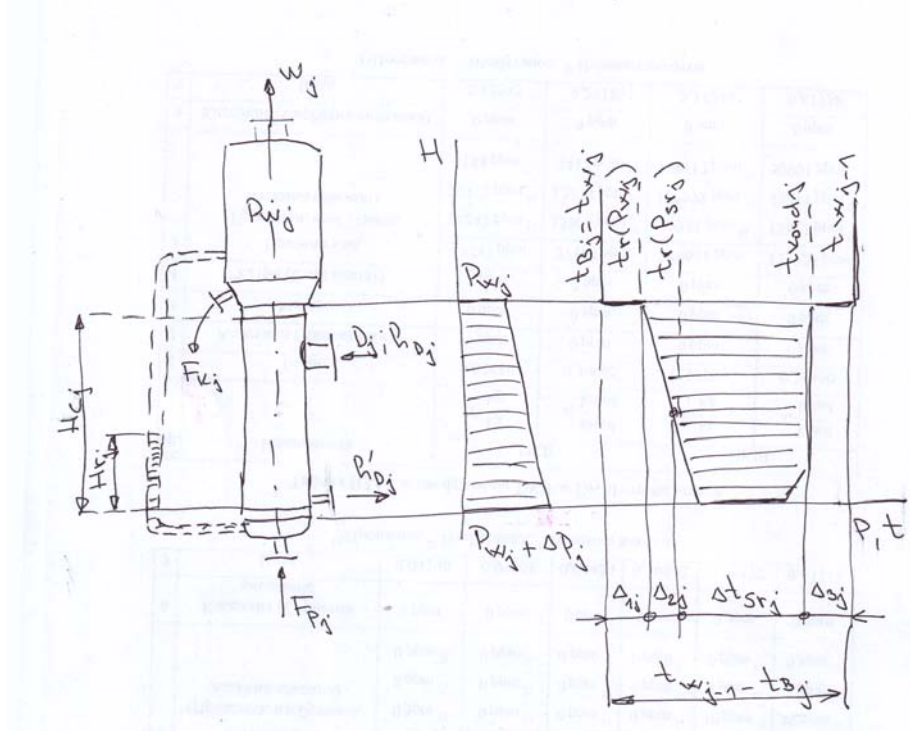
$$Q_{DH,j} = F_{A,j} \cdot (q_{rp,j} - q_{rk,j}) \quad (16.81)$$

$Q_{g,j}$, W , губици топлоте у околину.

Губици топлоте у околину зависе од квалитета изолације посматраног упаривача и усвајају се у интервалу [16.6]

$$Q_{g,j} = (0,03 \div 0,05) \cdot Q_j \quad (16.82)$$

Температура кључања раствора у општем случају није константна дуж површине апарата и мења се са притиском који влада у посматраном попречном пресеку грејног тела. Погледати наредни слику.



На површини течног огледала притисак у слоју течности једнак је притиску сувозасићене секундарне паре која се издваја у сепарационом простору, док је на дну апарата притисак увећан због постојања стуба течности за величину

$$\Delta p_j = g \cdot H_{c,j} \cdot \rho_{sr}, \text{ Pa} \quad (16.83)$$

где су:

H_c , m, висина цеви које чине огревну површину

ρ_{sr} , kg/m³, средња густина мешавине парне и течне фазе у апарату.

Обично се овај пад притиска одређује на основу еквивалентне висине стуба чисте течности (H_r , m) и густине чистог кључалог раствора (ρ_r , kg/m³)

$$\Delta p_j = g \cdot H_{r,j} \cdot \rho_{r,j}, \text{ Pa} \quad (16.84)$$

Еквивалентна висина стуба чисте течности може се приближно одредити помоћу емпиријске једначине [16.6]

$$H_{r,j} / H_{c,j} = 0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_{r,j} - \rho_{B,j}) \quad (16.85)$$

Са повишењем притиска расте и температура кључања раствора па је потребно водити рачуна о овом феномену у току одређивања корисне температурске разлике за посматрано грејно тело апарата. Повишење температуре кључања раствора се узима у обзир преко хидростатичке температурске депресије

$$\Delta_{2,j} = t_r(p_{sr}) - t_r(p_w), \text{ }^\circ\text{C} \quad (16.86)$$

где су:

$t_r(p_{sr})$, $^\circ\text{C}$, температура кључања раствора на средњем притиску који влада у грејном телу

$t_r(p_w)$, $^\circ\text{C}$, температура кључања раствора на притиску који влада у сепарационом простору апарата.

Средњи притисак у грејном телу апарата се одређује као аритметичка средина притиска на дну грејног тела и на површини течног огледала

$$p_{sr,j} = p_{w,j} + 0,5 \cdot g \cdot H_{r,j} \cdot \rho_{r,j}, \text{ Pa} \quad (16.87)$$

Обично се хидростатичка температурска депресија одређује приближно само на основу промене температура кључања чистог раствара са притиском

$$\Delta_{2,j} = t_B(p_{sr}) - t_B(p_w), \text{ }^\circ\text{C} \quad (16.88)$$

Средња температурска разлика у посматраном грејном телу упаривача се сада може одредити на основу температуре секундарне паре, температуре кључања чистог раствара и на основу познавања термодинамичке, хидростатичке и хидраулучке температурске депресије

$$\Delta t_{sr,j} = t_{kond,j} - t_{r,j} \quad (16.89)$$

односно

$$\Delta t_{sr,j} = (t_{w,j-1} - \Delta_{3,j}) - (t_{B,j} + \Delta_{1,j} + \Delta_{2,j}) \quad (16.90)$$

одакле следи

$$\Delta t_{sr,j} = t_{w,j-1} - t_{B,j} - (\Delta_{1,j} + \Delta_{2,j} + \Delta_{3,j}) \quad (16.91)$$

Коначно се може одредити површина грејног тела j -тог упаривача на основу феноменолошке једначине

$$Q_j = k_j \cdot S_j \cdot \Delta t_{sr,j} \quad (16.92)$$

одакле следи

$$S_j = \frac{Q_j}{k_j \cdot \Delta t_{sr,j}}, \text{ m}^2 \quad (16.93)$$

где је:

k_j , $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, коефицијент пролаза топлоте.

За одређивање коефицијента прелаза топлоте са стране грејне паре могу се користити критеријалне једначине дате у поглављу о кондензаторима, зависно од геометријског облика грејне површине, док се коефицијенти прелаза топлоте са стране кључалог раствора, зависно од начина циркулације раствора, могу рачунати на начин како је то објашњено у поглављу о испаривачима.

Код циркулационих апарата се сва термофизичка својства раствора рачунају за температуру кључања и за састав концентрованог раствора (стање на излазу из апарата).

Прорачун за једнопролазне апарате се разликује утолико што се средња температурска разлика рачуна по формули

$$\Delta t_{sr,j} = \frac{(t_{kond,j} - t_{p,j}) - (t_{kond,j} - t_{k,j})}{\ln \frac{(t_{kond,j} - t_{p,j})}{(t_{kond,j} - t_{k,j})}}$$

а термофизичка својства која фигуришу у критеријалним једначинама се узимају за средњу температуру кључања $t_{sr,j} = 0,5 \cdot (t_{p,j} + t_{k,j})$ и средњи састав раствора $\tilde{x}_{sr,j} = 0,5 \cdot (\tilde{x}_{p,j} + \tilde{x}_{k,j})$.

16.8 ОПШТИ ПРОРАЧУН ВИШЕСТЕПЕНЕ УПАРИВАЧКЕ СТАНИЦЕ

Знајући разлику температура примарне (грејне) паре на улазу у први степен упаривачке станице ($t_{kond,j}$) и температуре кондензације секундарне паре из последњег упаривачког тела, у кондензатору ($t_{w,kond}$) могуће је одредити корисну температурску разлику за постројење од N степени

$$\Delta t_{kor} = t_{kond,1} - t_{w,kond} - \sum_{j=1}^N (\Delta_{1,j} + \Delta_{2,j} + \Delta_{3,j})$$

Јасно је да за батерију циркулационих апарата, на основу претходне једначине следи

$$\Delta t_{kor} = \sum_{j=1}^N \Delta t_{sr,j}$$

16.8.1 Расподела корисне температурске разлике по појединачним степенима

Као што је већ речено, корисна температурска разлика (Δt_{kor}) одговара укупном температурском напору за постројење при чему су узете у обзир све температурске депресије које утичу на његово смањење. Једно од веома важних питања је свакако проблем расподеле ове корисне температурске разлике по појединим степенима упаривачке станице. За задату топлотну снагу појединачних грејних тела упаривачке станице (Q_j) и познате коефицијенте пролаза топлоте (k_j), корисна температурска разлика ($\Delta t_{sr,j}$) је једнозначно повезана са површином грејног тела (S_j)

$$Q_j = k_j \cdot S_j \cdot \Delta t_{sr,j} \quad (16.98)$$

Расподела укупно потребне грејне површине за упаривачку станицу се најчешће обавља по једном од следећа три критеријума [16.1], [16.2]:

- критеријум једнаких грејних површина свих упаривачких тела;
- критеријум минималног збира свих грејних површина у упаривачкој станици;
- критеријум једнаких грејних површина свих упаривачких тела са њиховим минималним збиром за задати капацитет упаривачке станице.

Критеријум једнаких грејних површина свих упаривачких тела

Према овом критеријуму све грејне површине упаривачких тела у постројењу су међусобно једнаке

$$S_1 = S_2 = \dots = S_j = \dots = S_N \quad (16.99)$$

при чему мора бити

$$\Delta t_{kor} = \sum_{j=1}^N \Delta t_{sr,j} = \Delta t_{sr,1} + \Delta t_{sr,2} + \dots + \Delta t_{sr,j} + \dots + \Delta t_{sr,N}$$

На основу једначина (16.98) и (16.99) следи

$$\frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_{sr,1}} = \frac{Q_2}{k_2 \cdot \Delta t_{sr,2}} = \dots = \frac{Q_j}{k_j \cdot \Delta t_{sr,j}} = \dots = \frac{Q_N}{k_N \cdot \Delta t_{sr,N}}$$

одакле се добија

$$\Delta t_{sr,2} = \Delta t_{sr,1} \cdot \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} \quad (16.102)$$

$$\Delta t_{sr,3} = \Delta t_{sr,1} \cdot \frac{Q_3}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_3} \quad (16.103)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\Delta t_{sr,j} = \Delta t_{sr,1} \cdot \frac{Q_j}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_j} \quad (16.104)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\Delta t_{sr,N} = \Delta t_{sr,1} \cdot \frac{Q_N}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_N} \quad (16.105)$$

Сумирањем левих и десних страна система једначина (16.102) до (16.105) добиће се

$$\Delta t_{kor} = \Delta t_{sr,1} \cdot \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} + \dots + \frac{Q_j}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_j} + \dots + \frac{Q_N}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_N} \right) \quad (16.106)$$

Одавде следи

$$\Delta t_{sr,1} = \Delta t_{kor} \cdot \frac{\frac{Q_1}{k_1}}{\frac{Q_1}{k_1} + \frac{Q_2}{k_2} + \dots + \frac{Q_j}{k_j} + \dots + \frac{Q_N}{k_N}} \quad (16.107)$$

односно

$$\Delta t_{sr,1} = \Delta t_{kor} \cdot \frac{\frac{Q_1}{k_1}}{\sum_{j=1}^N \frac{Q_j}{k_j}} \quad (16.108)$$

Аналогно претходно изведеном може се показати да за произвољан степен упаривачке станице важи релација облика

$$\Delta t_{sr,j} = \Delta t_{kor} \cdot \frac{\frac{Q_j}{k_j}}{\sum_{j=1}^N \frac{Q_j}{k_j}} \quad (16.109)$$

У случају једнаких специфичних топлотних оптерећења

$$q_j = Q_j / S_j = \text{const}, \quad (16.110)$$

за $j = 1, 2, \dots, N$ из претходне једначине следи

$$\Delta t_{sr,j} = \Delta t_{kor} \cdot \frac{1}{k_j \cdot \sum_{j=1}^N \frac{1}{k_j}} \quad (16.111)$$

Критеријум минималног збира свих грејних површина у упаривачкој станици

Према овом критеријуму сумарна површина свих грејних површина у упаривачкој станици мора бити минимална

$$S_1 + S_2 + \dots + S_j + \dots + S_N = S_{uk, \min} \quad (16.112)$$

Посматраће се случај двостепене упаривачке станице, за коју следи

$$S_{uk} = S_1 + S_2 = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_{sr,1}} + \frac{Q_2}{k_2 \cdot \Delta t_{sr,2}} \quad (16.113)$$

С обзиром да је

$$\Delta t_{kor} = \Delta t_{sr,1} + \Delta t_{sr,2} \quad (16.114)$$

може се показати да је

$$S_{uk} = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_{sr,1}} + \frac{Q_2}{k_2 \cdot (\Delta t_{kor} - \Delta t_{sr,1})} \quad (16.115)$$

Изједначавањем првог извода S_{uk} по $\Delta t_{sr,1}$ са нулом добиће се екстремна вредност укупне површине свих грејних тела у посматраној упаривачкој станици

$$\frac{dS_{uk}}{d(\Delta t_{sr,1})} = -\frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_{sr,1}^2} + \frac{Q_2}{k_2 \cdot (\Delta t_{kor} - \Delta t_{sr,1})^2} = 0 \quad (16.116)$$

одакле следи

$$\frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_{sr,1}^2} = \frac{Q_2}{k_2 \cdot (\Delta t_{kor} - \Delta t_{sr,1})^2} \quad (16.117)$$

односно

$$\frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_{sr,1}^2} = \frac{Q_2}{k_2 \cdot \Delta t_{sr,2}^2} \quad (16.118)$$

Други извод једначине (16.115) има облик

$$\frac{d^2 S_{uk}}{d(\Delta t_{sr,1})^2} = 2 \cdot \left[\frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_{sr,1}^3} + \frac{Q_2}{k_2 \cdot (\Delta t_{kor} - \Delta t_{sr,1})^3} \right] \quad (16.119)$$

што значи да је то позитивна величина за сваку вредност променљиве $\Delta t_{sr,1}$, односно да једнакост (16.117) одговара минимуму укупне грејне површине упаривачке станице.

Из (16.117) следи да у том случају мора бити испуњен услов

$$\frac{\Delta t_{sr,1}}{\Delta t_{sr,2}} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \cdot \frac{k_2}{k_1} \right)^{0,5} \quad (16.120)$$

На основу правила пропорција следи

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_{kor}} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_1 + \Delta t_2} = \frac{(Q_1/k_1)^{0,5}}{(Q_1/k_1)^{0,5} + (Q_2/k_2)^{0,5}} \quad (16.121)$$

У општем случају за N степени у упаривачкој станици за произвољно одабрано упаривачко тело биће

$$\Delta t_{sr,j} = \Delta t_{kor} \cdot \frac{(Q_j/k_j)^{0,5}}{\sum_{j=1}^N (Q_j/k_j)^{0,5}} \quad (16.122)$$

У случају једнаких специфичних топлотних оптерећења

$$q_j = Q_j / S_j = \text{const}, \text{ за } j = 1, 2, \dots, N \quad (16.123)$$

из претходне једначине следи

$$\Delta t_{sr,j} = \Delta t_{kor} \cdot \frac{(1/k_j)^{0,5}}{\sum_{j=1}^N (1/k_j)^{0,5}} \quad (16.124)$$

Критеријум једнаких грејних површина свих упаривачких тела са њиховим минималним збиром за задати капацитет упаривачке станице

При пројектовању нових упаривачких станица пожељно је ако је то икако могуће искористити овај критеријум за расподелу расположивог температурског напора, тј.

$$S_1 + S_2 + \dots + S_j + \dots + S_N = S_{uk, \min} \quad (16.125)$$

$$S_1 = S_2 = \dots = S_j = \dots = S_N \quad (16.126)$$

На основу претходних извођења лако се може показати да мора бити испуњен услов

$$\Delta t_{sr,j} = \Delta t_{kor} / N = \text{const}, \text{ за } j = 1, 2, \dots, N \quad (16.127)$$

односно да су корисне температурске разлике свих упаривачких тела међусобно једнаке.

Препоруке за одређивање ефективне температурске разлике

Величина ефективне температурске разлике зависи од вискозности раствора као и од типа апарата који се користи [16.18]:

$\Delta t_{sr} = 10 \div 15 \text{ }^\circ\text{C}$, за слабо вискозне растворе ($\mu_l \leq 2 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$) и упариваче са природном циркулацијом;

$\Delta t_{sr} = 7 \div 9 \text{ }^\circ\text{C}$, за умерено вискозне растворе ($\mu_l \leq 2 \cdot 10^{-3} \div 5 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$) и упариваче са природном циркулацијом;

$\Delta t_{sr} = 10 \div 15 \text{ }^\circ\text{C}$, за апарате у којима се јавља интензивна кристализација. Веће температурске разлике се усвајају при већој вискозности раствора. Нпр., за раствор вискозности $\mu_l = 20 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ усваја се $\Delta t_{sr} = 28 \div 32 \text{ }^\circ\text{C}$;

$\Delta t_{sr} = 6 \div 8 \text{ }^\circ\text{C}$, за апарате са принудном циркулацијом.

16.8.2 Потрошња грејне паре у вишестепеним упаривачким станицама

Полазећи од реалне претпоставке да се при упаравању водених раствора кондензацијом $1 \div 1,3 \text{ kg}$ грејне паре добија 1 kg секундарне паре, за прво упаривачко тело важи

$$W_1 = \frac{D_1}{\gamma} \quad (16.128)$$

где су:

- D_1 , kg/s , потрошња примарне паре

- W_1 , kg/s , количина секундарне паре која се издваја у првом упаривачком телу

- $\gamma = 1 \div 1,3 \text{ kgD/kgW}$, специфична потрошња грејне паре.

Ако се део издвојене секундарне паре из првог упаривачког тела одводи као екстра пара (E_1) из постројења онда ће количина грејне паре за друго упаривачко тело износити

$$D_2 = W_1 - E_1, \text{ kg/s} \quad (16.129)$$

У другом упаривачком телу количина секундарне паре је

$$W_2 = \frac{D_2}{\gamma} = \frac{W_1 - E_1}{\gamma} = \frac{W_1}{\gamma} - \frac{E_1}{\gamma} \quad (16.130)$$

Ако се сада и део издвојене секундарне паре из другог упаривачког тела одводи као екстра пара (E_2) из постројења онда ће количина грејне паре за треће упаривачко тело износити

$$D_2 = W_2 - E_2, \text{ kg/s} \quad (16.131)$$

За треће упаривачко тело количина секундарне паре износи

$$W_3 = \frac{D_2}{\gamma} = \frac{W_2 - E_2}{\gamma} = \frac{W_2}{\gamma} - \frac{E_2}{\gamma} = \frac{W_1}{\gamma^2} - \frac{E_1}{\gamma^2} - \frac{E_2}{\gamma} \quad (16.132)$$

Ако се сада и део издвојене секундарне паре из трећег упаривачког тела одводи као екстра пара (E_3) из постројења онда ће количина грејне паре за четврто упаривачко тело износити

$$D_3 = W_3 - E_3, \text{ kg/s} \quad (16.133)$$

Количина секундарне паре у четвртом упаривачком телу износи

$$W_4 = \frac{D_3}{\gamma} = \frac{W_3 - E_3}{\gamma} = \frac{W_1}{\gamma^3} - \frac{E_1}{\gamma^3} - \frac{E_2}{\gamma^2} - \frac{E_3}{\gamma} \quad (16.134)$$

Ако упаривачка станица има четири степена, онда ће укупна количина секундарне паре бити

$$W_{uk} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (16.135)$$

Сменом одговарајућих вредности из претходних једначина добиће се

$$W_{uk} = W_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{\gamma} + \frac{1}{\gamma^2} + \frac{1}{\gamma^3} \right) - E_1 \cdot \left(\frac{1}{\gamma} + \frac{1}{\gamma^2} + \frac{1}{\gamma^3} \right) - E_2 \cdot \left(\frac{1}{\gamma} + \frac{1}{\gamma^2} \right) - E_3 \cdot \frac{1}{\gamma}$$

Може се показати да у општем случају потрошња грејне паре у упаривачкој станици од N степени зависи од производног капацитета постројења (W_{uk}), средње специфичне потрошње грејне паре за станицу (γ) као и од потрошње секундарне паре (E_j)

$$D = \frac{\gamma^{N+1} - \gamma^N}{\gamma^N - 1} \cdot \left(W_{uk} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot \sum_{j=1}^{N-1} E_j \cdot \frac{\gamma^{N-j} - 1}{\gamma^{N-j}} \right) \quad (16.137)$$

Ако нема одузимања екстра паре у станици онда претходни израз добија облик

$$\frac{D}{W_{uk}} = \frac{\gamma^{N+1} - \gamma^N}{\gamma^N - 1} \quad (16.138)$$

16.8.3 Алгоритам прорачуна вишестепене упаривачке станице

1. Прорачун упаривачке станице почиње са одређивањем укупне количине секундарне паре на бази познатог протока сировине, састава сировине и финалног производа.
2. Одређује се количина секундарне паре по појединим степенима упаривачке станице усвајајући просечну специфичну потрошњу грејне паре (најчешће $\gamma = 1,1$). На бази количине секундарне паре по појединим степенима на основу билансних једначина се одређује састав раствора на излазу из појединих степени.
3. У првом итеративном кругу прорачуна врши се прелиминарно одређивање притиска секундарне паре по појединим степенима

$$p_{w,N} = p_{kond} \quad (16.139)$$

$$p_{w,j-1} = p_{w,j} + \Delta p, \text{ за } j = N-1, N-2, \dots, 1 \quad (16.140)$$

где је:

- $\Delta p, p_a$, разлика притисака између грејне и секундарне паре у једном степену станице

$$-\Delta p = (p_D - p_{kond}) / N \quad (16.141)$$

- p_{kond}, p_a , притисак у кондензатору станице

- p_D, p_a , притисак свеже грејне паре.

4. На основу извршене расподеле притисака, одређују се температуре кључања чистог растварача у појединим степенима, а на основу концентрације раствора у раствору у појединим степенима, као и усвојеног типа упаривача одређују се температурске депресије. Такође се израчунава корисна температурска разлика.

5. За израчунате температуре кључања раствора у појединим степенима одређују се топлотне снаге и процењују се вредности коефицијената пролаза топлоте по појединим степенима.

6. На бази усвојеног критеријума за расподелу појединих ефективних температурских разлика по појединим степенима рачунају се потребне температуре кључања раствора и температуре кондензације грејне паре.

7. Коначно се одређују стварни притисци паре по појединим степенима и прорачунски поступак се понавља од тачке 3., до тренутка када се све карактеристичне величине не покlope у два суседна итеративна циклуса у процењеним дозвољеним границама. У већини случајева сматра се да је постигнута задовољавајућа тачност прорачуна ако се карактеристичне температуре и притисци у појединим степенима разликују за мање од 10 % у две узастопне итерације.