

14 РЕГЕНЕРАТИВНИ РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

Регенеративни размењивачи топлоте спадају у групу површинских размењивача топлоте, као и рекуперативни размењивачи, али се према начину преноса топлоте од њих знатно разликују.

У регенеративним размењивачима топлоте је контакт размењивача са радним медијумима временски померен. У одређеном временском периоду размењивач, односно његова испуна, је у додиру са флуидом који предаје топлоту, при чему се испуна загрева. У наредном временском периоду апарат је у додиру са хладнијим флуидом коме предаје топлоту, при чему се испуна размењивача хлади [14.1], [14.2].

Основна разлика између рекуперативних и регенеративних размењивача топлоте је, дакле, у томе што је радни режим регенератора нестационаран, а размена топлоте између топлијег и хладнијег флуида се обавља посредно преко испуне апарата, која има способност акумулисања велике количине топлоте.

Да би се остварио континуални пренос топлоте са топлијег на хладнији флуид, најчешће се везују у батерију два апарата. Тако се у исто време испуна једног апарата греје (акумулише топлоту) а другог апарата хлади (загрева се хладнији флуид). У току следећег радног периода флуиди мењају своје путање у батерији па кроз регенератор који је акумулисао одређену количину топлоте сада пролази хладнији флуид, и обрнуто, кроз апарат који је у претходном временском периоду предао акумулисану топлоту хладнијем флуиду сада протиче топлији флуид. Јасно, да би се обезбедило наизменично протицање оба флуида кроз апарате који чине батерију регенератора, на специфичан начин се решава протицање флуида кроз постројење системом цевовода и вентила.

Изузетак у односу на претходно описану типичну шему везе регенератора представља регенератор са ротационом испуном у коме се обезбеђује континуална размена топлоте између флуида у оквиру једног апарата [14.3].

Регенеративни размењивачи топлоте имају у неким случајевима низ предности у односу на чешће примењиване рекуперативне размењиваче. То је у првом реду висока компактност апарата која се креће у границама $2000 \div 4000 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Због специфичних материјала који се користе за испуну може се рећи да знатно лакше подносе термичке шокове у односу на рекуператоре, па се користе при раду са флуидима који имају екстремно високе или екстремно ниске температуре, као и при раду са флуидима чије се температуре разликују за по неколико стотина степени Целзијуса. У неким случајевима овакве температурске шокове не би издржали ни високолегирани ватроотпорни челици (челици се углавном користе за израду рекуперативних размењивача топлоте) [14.1].

Регенератори се користе у области високотемпературских процеса у металургији као загрејачи ваздуха за високе пећи. Уобичајени назив за ову врсту апарата је Каупер загрејач ваздуха. У Кауперима се велике количине ваздуха (до $50000 \text{ m}^3/\text{h}$) загревају до $1000 \div 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Радни циклус у оваквим апаратима траје $30 \div 60 \text{ min}$, при чему је период загревања дужи од периода хлађења. Овакви апарати се израђују од ватросталне опеке и обложени су челићним плаштом.

Најчешће се у металуршким комбинатима налази два до четири оваква загрејача ваздуха на једну пећ. Висина регенератора износи и до 50 m, а пречник и до 11 m. Врели гасови (продукти сагоревања кокса или природног гаса) струје кроз апарат одозго надоле, предају топлоту испуни при чему се хладе. У следећем делу радног циклуса хладан ваздух се загрева крећући се одоздо нагоре. Раније су се углавном користили загрејачи ваздуха са комором за сагоревање унутар самог регенератора.

За ову сврху се не могу са успехом користити рекуперативни размењивачи топлоте, посебно ако је велика разлика притисака гасова који размењују топлоту. У металургији ова разлика притисака радних флуида може износити и преко 10 bar.

Регенератори се такође масовно користе и у криогеној техници где радни медијуми имају екстремно ниске температуре (до $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$) и где разлика притисака између топлијег и хладнијег флуида може износити $5\div 10\text{ bar}$. Типична шема батерије регенератора која се користи у овој области дата је на слици 14.1, где се ваздух хлади помоћу азота, при чему један радни циклус траје $2\div 3\text{ min}$ [14.4].

Регенератори са ротирајућом испуном се користе у термоелектранама за загревање ваздуха помоћу отпадне топлоте димних гасова (Љунгстремов загрејач ваздуха). Предност овакве конструкције апарата у односу на класични батерију регенератора, огледа се у континуалном радном режиму који обезбеђује практично константну температуру испуне за време радног циклуса и великој компактности конструкције. Недостатак овог конструкционог решења је у његовој сложености, немогућности остваривања потпуне херметичности која доводи до делимичног мешања топлијег и хладнијег флуида и додатног утрошка електричне енергије која се користи за погон вратила са ротирајућом испуном.

Због велике компактности коју поседују регенератори неки од набројаних типова се са успехом користе у локомобилним средствима, посебно у авионској индустрији [14.6].

14.1 ИСПУНА У РЕГЕНЕРАТОРИМА

Ефикасност размене топлоте у регенеративним размењивачима у највећој мери зависи од типа испуне. Основне карактеристичне величине за испуну, од којих углавном зависи ефикасност размене топлоте у регенераторима су:

- специфична површина испуне, $s_v, \text{m}^2/\text{m}^3$;
- специфична запремина испуне, $V_s, \text{m}^2/\text{m}^3$;
- порозност испуне, $e = 1 - V_s, \text{m}^3/\text{m}^3$;
- еквивалентни пречник испуне, $d_{ekv} = 4 \cdot e / s_v, \text{m}$;
- еквивалентна дебљина испуне, δ_{ekv}, m .

Специфична површина испуне је површина преко које се обавља размена топлоте са гасом у радном простору запремине од 1 m^3 .

Са становишта преноса топлоте пожељно је да специфична површина испуне буде што је могуће већа.

Специфична запремина испуне представља стварну запремину испуне у радном простору од 1 m^3 .

Порозност испуне представља слободну запремину у радном простору величине 1 m^3 у који је смештена испуна.

Пожељно је да порозност испуне буде што је могуће већа, јер то обезбеђује мали пад притиска гаса при струјању кроз апарат.

Еквивалентни пречник испуне је карактеристична геометријска величина која најчешће фигурише у критеријалним једначинама за пренос топлоте у случају протицања флуида кроз слој испуне.

Еквивалентна дебљина испуне је величина која карактерише отпоре провођењу топлоте кроз саму испуну, а у исто време је то једна од величина која карактерише акумулациону способност испуне.

Највише недоумица у литератури је управо везано за ову величину. У случају када испуна има облик равне плоче, онда је еквивалентна дебљина испуне једнака дебљини плоче. За испуну у облику ваљка или сфере, еквивалентна дебљина је једнака пречнику ваљка, односно пречнику сфере.

Према неким ауторима за испуну произвољног облика ова величина се може са довољном тачношћу дефинисати помоћу израза [14.5]

$$\delta_{ekv} = \frac{2 \cdot V_s}{s_v}$$

Према [14.1] то је

$$\delta_{ekv} = \frac{\delta_k}{2} + \frac{V_s}{s_v}$$

где је:

- δ_k , m д, м, стварна дебљина елемента испуне.

Хаузен [14.1] не дефинише на који је начин могуће одредити ову стварну дебљину испуне за случај када она нема облик равне плоче, ваљка или сфере.

Постоји велики број различитих врста испуне за регенеративне размењиваче топлоте.

Најчешће се користе алуминијумске траке следећих димензија: висина шаре $h = 1 \div 2 \text{ mm}$, дебљина траке $\delta = 0,45 \text{ mm}$, корак шаре $t = 3 \div 5 \text{ mm}$, ширина траке $b = 35 \div 50 \text{ mm}$ и угао шаре $\beta = 45 \div 60^\circ \text{ C}$ [14.4].

Карактеристичне величине ове врсте испуне су:

- специфична површина испуне

$$s_v = \frac{3,32 \cdot (h - \delta)}{th(\sin \varphi)}, \text{ m}^2/\text{m}^3$$

где је:

- $\varphi, ^\circ$, угао профила шаре

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot (h - b)}{t}$$

- специфична запремина испуне

$$V_s = 0,5 \cdot s_v \cdot \delta, \text{ m}^3 / \text{m}^3 \quad (14.5)$$

Жичана испуна, приказана на слици 14.6, се израђује од материјала велике топлотне проводљивости (бакар, месинг и бронза). Пречник жице се креће у границама $d = 0,02 \div 0,04 \text{ mm}$, са ширином окца $t = (1,2 \div 1,5) \cdot d$ [14.4].

За ову врсту испуне је:

- специфична површина испуне

$$s_v = \frac{\pi}{d + t}, \text{ m}^2 / \text{m}^3$$

- специфична запремина испуне

$$V_s = 0,25 \cdot \pi \cdot \frac{d}{d + t}, \text{ m}^3 / \text{m}^3$$

- слободни попречни пресек за протицање гаса

$$s = \frac{d^2}{(d + t)^2}$$

У апаратима са насипном испуном се користи лоптаста испуна или Рашигови прстенови пречника $\phi = 4 \div 14 \text{ mm}$ од материјала високе топлотне акумулационе способности.

За високотемпературске процесе користи се испуна од ватросталних опека или керамике дебљине $b = 40 \div 65 \text{ mm}$, висине $h = 125 \text{ mm}$ са ширином окца ћелије $d = 60 \div 100 \text{ mm}$ [14.5].

Основне карактеристике испуне од опека су следеће:

- специфична површина испуне, m^2 / m^3

$$s_v = \begin{cases} \frac{4 \cdot d}{(d + b)^2} & \text{za tip A} \\ \frac{2}{d + b} + \frac{15 \cdot d \cdot b}{h \cdot (d + b)^2} & \text{za tip B} \\ \frac{2 \cdot (d + 2 \cdot b)}{(d + b)^2} + \frac{0,75 \cdot b \cdot (2 \cdot d - b)}{h \cdot (d + b)^2} & \text{za tip C} \end{cases}$$

- специфична запремина испуне, m^3 / m^3

$$V_s = \begin{cases} \frac{(d+b)^2 - d^2}{(d+b)^2} & \text{za tip A} \\ \frac{b}{d+b} & \text{za tip B} \\ \frac{b \cdot (2 \cdot d + 3 \cdot b)}{2 \cdot (d+b)^2} + \frac{0,75 \cdot b \cdot (2 \cdot d - b)}{h \cdot (d+b)^2} & \text{za tip C} \end{cases}$$

- слободни попречни пресек за протицање гаса

$$s = \frac{d^2}{(d+b)^2}, \text{ m}^2/\text{m}^2$$

- еквивалентна дебљина опеке

$$\delta_{ekv} = \frac{2 \cdot V_s}{s_v}, \text{ m}$$

Испуна може бити израђена и у облику пакета профилисаних лимова. Ова врста испуне користи се углавном у Љунгстремовим загрејачима ваздуха. Састоји се од већег броја лимова са двострано извученим калотама у шаховском распореду које у својству дистантних елемената обезбеђују канале за пролаз гаса кроз апарат.

14.2 ПРОРАЧУН ТОПЛОТНИХ ПЕРФОРМАНСИ РЕГЕНЕРАТИВНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ

У оквиру овог одељка размотриће се специфичности прорачуна батерије регенератора [14.2].

Претпоставиће се да је у апаратима успостављен квазистационарни радни режим, што значи да се температурско поље у апарату мења са временом увек на исти начин, како у периоду загревања, тако и у периоду хлађења испуне. У општем случају дужина периода загревања (τ_g , s/ciklus) се разликује од дужине периода хлађења испуне (τ_h , s/ciklus), мада су углавном та два периода међусобно једнака, посебно у случају када се у батерији налазе два апарата.

Укупно време једног радног циклуса за један регенератор из батерије једнако је збиру времена у току периода загревања и у току периода хлађења

$$\tau_c = \tau_g + \tau_h, \text{ s/ciklus} \quad (14.13)$$

Нека је масени проток топлијег флуида (m_1 , kg/s) константан за време периода грејања, као и температура гаса на улазу у регенератор (t_{1p} °C).

Аналогно претходном сматраће се да је масени проток хладнијег флуида ($m_2, \text{kg/s}$) такође непроменљив у току периода хлађења као и температура гаса на улазу у регенератор ($t_{2p}, ^\circ\text{C}$).

Количина топлоте која се за време периода грејања преда испуни (Q_g) биће једнака количини топлоте коју испуна одаје хладнијем гасу у току периода хлађења (Q_h)

$$Q_g = Q_h, \text{J/cilkus} \quad (14.14)$$

$$Q_g = m_1 \cdot c_{p1} \cdot \int_0^{\tau_g} [t_{1p} - t_{1k}(\tau)] \cdot d\tau = m_1 \cdot c_{p1} \cdot \tau_g \cdot (t_{1p} - t_{1k, sr}) \quad (14.15)$$

где су:

- $c_{p1}, \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, специфични масени топлотни капацитет топлијег флуида
- $t_{1k, sr}, ^\circ\text{C}$, средња (временски осредњена) температура гаса на излазу

$$t_{1k, sr} = \frac{1}{\tau_g} \cdot \int_0^{\tau_g} t_{1k}(\tau) \cdot d\tau$$

Аналогно, за период хлађења

$$Q_h = m_2 \cdot c_{p2} \cdot \int_0^{\tau_h} [t_{2k}(\tau) - t_{2p}] \cdot d\tau = m_2 \cdot c_{p2} \cdot \tau_h \cdot (t_{2k, sr} - t_{2p}) \quad (14.17)$$

где су:

- $c_{p2}, \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, специфични масени топлотни капацитет хладнијег флуида
- $t_{2k, sr}, ^\circ\text{C}$, средња температура гаса на излазу

Да би се квантитативно проценио утицај свих релевантних параметара на процес размене топлоте у регенеративном размењивачу сматраће се да се елементи испуне греју и хладе у складу са граничним условима друге врсте односно да је специфични топлотни флуks константан у току периода грејања и периода хлађења:

- $q_1 = \text{const}, \text{W}/\text{m}^2$, специфични топлотни флуks у периоду грејања;
- $q_2 = \text{const}, \text{W}/\text{m}^2$, специфични топлотни флуks у периоду хлађења.

Промена средње температуре гаса у апарату запремине $V_r, (\text{m}^3)$, са временом се рачуна за период грејања и за период хлађења посебно. Ове карактеристичне температуре се могу одредити у општем случају по формулама:

- за период грејања

$$t_{1, sr}(\tau) = \frac{1}{V_r} \cdot \int_0^{V_r} t_1 \cdot (V, \tau) \cdot dV$$

- за период хлађења

С обзиром на граничне услове друге врсте, следи да ће се температура површине зида испуне (t_{1g} , и t_{2g}) мењати на исти начин као што се мењају средње температуре гаса у апарату за период грејања односно за период хлађења

$$t_{1g}(\tau) = t_{1, sr}(\tau) - q_1 / \alpha_1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.21)$$

$$t_{2g}(\tau) = t_{2, sr}(\tau) + q_2 / \alpha_2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.22)$$

где су:

- α_1 , W/(m² · K), средњи коефицијент прелаза топлоте у периоду грејања
- α_2 , W/(m² · K), средњи коефицијент прелаза топлоте у периоду хлађења.

Температура испуне у оси елемента се у принципу мења по хармонијском закону и по свом карактеру се разликује од промене температуре површине зида испуне. Промена ове температуре са временом (t_{io1} и t_{io2}) је знатно уједначенија у односу на промену температура гаса, односно у односу на промену температуре зида испуне. Карактер ове промене зависи пре свега од термофизичких својстава материјала испуне (коефицијента провођења топлоте, густине и специфичног топлотног капацитета) као и од облика испуне.

Свакако је пожељно да отпори провођењу топлоте кроз испуну буду што мањи, односно да коефицијент провођења топлоте материјала испуне буде што већи. Идеално би било да не постоје отпори провођењу топлоте. У том случају би се акумулисала максимално могућа количина топлоте у испуни (идеална испуна) у периоду грејања која би се могла предати хладнијем флуиду у периоду хлађења регенератора. У идеалној испуни би температура на крају процеса грејања била константна по целом попречном пресеку равне плоче $t_i = t_{g \max} = \text{const}$, а на крају процеса хлађења $t_i = t_{g \min} = \text{const}$. Укупна количина топлоте која би се разменила између топлијег и хладнијег флуида за случај идеалне испуне биће

$$Q_{id} = m_i \cdot c_i (t_{g \max} - t_{g \min}), \text{ J/ciklus} \quad (14.23)$$

где су:

- $m_i = (S_i / 2) \cdot \delta \cdot \rho_i$, kg, укупна маса испуне у апарату за елементе испуне у облику равне плоче
- S_i , m², укупна површина испуне
- ρ_i , kg/m³, густина испуне
- δ , m, дебљина испуне (равне плоче).

За граничне услове друге врсте температурско поље у испуни коју чине равне плоче може са апроксимовати параболом другог степена:

- на крају периода грејања

$$t_{i1} = 4 \cdot \Delta t \cdot (z/\delta)^2 + (t_{g \max} - t_{g \min}) \quad (14.24)$$

- на крају периода хлађења

$$t_{i1} = -4 \cdot \Delta t \cdot (z/\delta)^2 + (t_{g \min} - \Delta t) \quad (14.25)$$

где је:

- Δt , °C, разлика температура на граничној површини и у средњем слоју испуне

С обзиром да је специфични топлотни флуks константан у току периода грејања на основу Фуријеовог закона следи

$$q_g = \lambda_i \cdot \left(\frac{\partial t_{i1}}{\partial z} \right)_{z=\delta/2} = \lambda_i \cdot \frac{4 \cdot \Delta t}{\delta} = \text{const}$$

где је:

- λ_i , W/(m·K), коефицијент провођења топлоте за материјал испуне.

Стварна количина топлоте која се акумулише у испуни (Q_{stv}) за време периода грејања је

$$Q_{stv} = q_g \cdot S_i \cdot \tau_g = 4 \cdot (\lambda_i / \delta) \cdot \Delta t \cdot S_i \cdot \tau_g, \text{ J/ciklus}$$

Коефицијент акумулације топлоте је однос између количине топлоте која се размени у посматраној испуни и идеалној испуни (Q_{id}) једнаких облика, при идентичним условима размене

$$\eta = \frac{Q_{stv}}{Q_{id}} = \frac{4 \cdot (\lambda_i / \delta) \cdot \Delta t \cdot S_i \cdot \tau_g}{(S_i / 2) \cdot \delta \cdot \rho_i \cdot c_i \cdot (t_{g \max} - t_{g \min})}$$

$$\eta = 8 \cdot a_i \cdot \frac{\tau_g}{t_{g \max} - t_{g \min}}$$

где су:

- c_i , J/(kg·K), специфични масени топлотни капацитет испуне
- a_i , m²/s, коефицијент температурске проводности испуне

л

С обзиром да је

$$\tau_c = \tau_g + \tau_h = 2 \cdot \tau_g \quad (14.30)$$

следи коначно да је

$$\eta = 4 \cdot a_i \cdot \frac{\tau_c}{\delta^2} \cdot \frac{\Delta t}{t_{g \max} - t_{g \min}}$$

Са друге стране је коефицијент акумулације топлоте једнак односу површина S_{abcdef} и S_{acdf}

$$\eta = \frac{S_{abcdef}}{S_{acdf}} = \frac{S_{acdf} - (S_{abc} + S_{fcd})}{S_{acdf}}$$

Пошто је

- $S_{abc} = S_{fcd}$, површина испод квадратне параболе

$$S_{abc} = S_{fcd} = \frac{2}{3} \cdot \delta \cdot \Delta t \quad (14.33)$$

$$S_{acdf} = \delta \cdot (t_{g \max} - t_{g \min}) \quad (14.34)$$

следи

$$\eta = \frac{\delta \cdot (t_{g \max} - t_{g \min}) - (2/3) \cdot \delta \cdot \Delta t - 2}{\delta \cdot (t_{g \max} - t_{g \min})}$$

односно

$$\eta = 1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{\Delta t}{t_{g \max} - t_{g \min}}$$

И коначно на основу израза (14.29) и (14.36) добиће се коефицијент акумулације

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{Fo_c}}$$

где је:

- Fo_c , Фуријеов број за циклус

$$Fo_c = \frac{a_i \cdot \tau_c}{\delta^2}$$

Испитивањима је утврђено да се израз за израчунавање коефицијента акумулације може са довољном тачношћу користити у случају када је $Fo_c \geq 0,167$. На основу анализе претходних израза може се доћи до закључка да се у оси испуне неће акумулисати топлота ако је $\eta \leq 0,33$.

Методологија прорачуна регенеративних размењивача топлоте се, слично као у случају рекуперативних размењивача, базира на једначинама прелаза топлоте и топлотног биланса уз коришћење појма средње температурске разлике. Основна разлика је у томе што је процес размене топлоте у регенераторима нестационаран, па се у овом случају одређује збирни коефицијент пролаза топлоте за цео циклус.

У складу са појмом коефицијента пролаза топлоте који се дефинише као феноменолошки коефицијент за средњу погонску силу процеса за период грејања ће бити

$$Q_g = k_g \cdot (t_{1sr} - t_{i1, sr}) \cdot S_i \cdot \tau_g \quad (14.38)$$

где су:

- k_g , $W/(m^2 \cdot K)$, средњи коефицијент пролаза топлоте за период грејања

$$k_g = \frac{1}{1/\alpha_g + \delta/(2 \cdot \lambda_i)}$$

- α_g $W/(m^2 \cdot K)$, средњи коефицијент прелаза топлоте са гаса на испуну у периоду грејања
- $\delta/(2 \cdot \lambda_i)$, $(m^2 \cdot K)/W$, отпори провођењу топлоте кроз испуну.

Аналогно претходном, за период хлађења испуне ће бити

$$Q_h = k_h \cdot (t_{i, 2sr} - t_{2sr}) \cdot S_i \cdot \tau_h \quad (14.40)$$

где су:

- k_h , $W/(m^2 \cdot K)$, средњи коефицијент пролаза топлоте за период хлађења

$$k_h = \frac{1}{1/\alpha_h + \delta/(2 \cdot \lambda_i)}$$

- α_h $W/(m^2 \cdot K)$, средњи коефицијент прелаза топлоте са испуне на гас у периоду хлађења.

У стварности је средња температура испуне у периоду грејања виша од средње температуре испуне у периоду хлађења. Разлика између ове две температуре назива се температурски хистерезис (Δ_i , °C)

$$\Delta_i = t_{i, 1sr} - t_{i, 2sr} = \Delta t_i / \xi \quad (14.41)$$

где су:

- Δt_i , °C, разлика између средњих температура испуне на крају периода загревања и на крају периода хлађења
- ξ , коефицијент температурског хистерезиса.

Температурски хистерезис се утврђује експериментално за сваки појединачни случај. Тако, нпр., за загрејаче ваздуха за високе пећи он у просеку износи

$$\Delta_i = 2 \div 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

На основу једначине топлотног биланса за испуну следи

$$\delta \cdot (S_i / 2) \cdot \rho_i \cdot c_i \cdot \Delta t_i = \delta \cdot (S_i / 2) \cdot \rho_i \cdot c_i \cdot \Delta_i \cdot \xi = Q_i \quad (14.42)$$

где је:

- Q_i, J , количина топлоте која се акумулише у испуни у току периода грејања, односно коју преда испуна хладнијем флуиду у току периода хлађења. Из једначине (14.42) може се добити

$$\Delta_i = \frac{Q_i}{\delta \cdot (S_i / 2) \cdot \rho_i \cdot c_i \cdot \xi}$$

На основу дефиниције коефицијента пролаза топлоте за циклус следи

$$Q = k_c \cdot S_i \cdot (t_{1sr} - t_{2sr}) \cdot \tau_c, J/\text{ciklus} \quad (14.44)$$

где је:

- $k_c, W/(m^2 \cdot K)$, средњи коефицијент пролаза топлоте за циклус.

С обзиром да је испуњен услов

$$Q = Q_g = Q_h = Q_i + \quad (14.45)$$

уз претпоставку да у батерији постоје два размењивача топлоте, тј.

$$\tau_g = \tau_h = 0,5 \cdot \tau_c \quad (14.46)$$

следи коначни израз за коефицијент пролаза топлоте за циклус, за испуну коју чине равне плоче

$$\frac{1}{k_c} = \tau_c \cdot \left[\frac{1}{\alpha_g \cdot \tau_g} + \left(\frac{2 \cdot \delta}{\lambda_i \cdot \tau_c} + \frac{2}{\delta \cdot \rho_i \cdot c_i \cdot \xi} \right) + \frac{1}{\alpha_h \cdot \tau_h} \right]^{-1}$$

На основу ове последње једначине се може закључити да се укупни отпори транспорту топлоте кроз материјал испуне састоје од два члана. Први члан у малим заградама обухвата отпоре провођењу топлоте кроз испуну, а други члан обухвата отпоре који се јављају услед акумулације топлоте у испуни. Видљиво је да се вредност првог члана смањује са смањењем дебљине испуне, док се вредност другог члана повећава са смањењем дебљине испуне. За конкретне услове размене топлоте у регенеративном размењивачу топлоте оптимална дебљина испуне зависи од дужине радног периода као и од термодинамичких својстава материјала испуне.

Следи да се основна разлика при прорачуну регенератора и рекуператора састоји у поступку одређивања коефицијента пролаза топлоте.

У стварним условима размене топлоте карактер промене температурског поља по запремини и времену је знатно сложенији, па се за конкретне конструкције регенератора прописују и нешто сложенији методи прорачуна.

Генерално, термодинамички прорачун регенератора се састоји у одређивању површине испуне за задату количину топлоте која се размењује у апарату.