

EMILA M. ĐORĐEVIĆ
ALEKSANDAR Ž. TASIĆ
DANICA D. BLAGOJEVIĆ
SLOBODAN P. ŠERBANOVIĆ
BOJAN D. ĐORĐEVIĆ

Tehnološko–metalurški fakultet,
Beograd

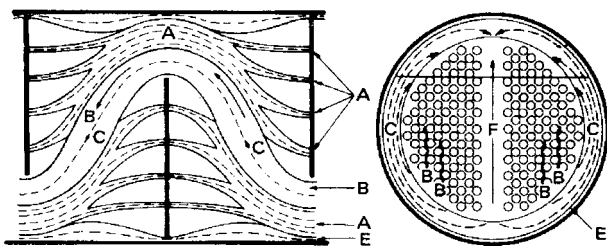
NAUČNI RAD

536.24+532.517:665.6:621.43.016

ANALIZA PRENOSA TOPLOTE I PADA PRITISKA U RAZMENJIVAČIMA TOPLOTE SA CEVNIM SNOPIOM I OMOTAČEM SLOŽENIH GEOMETRIJSKIH KARAKTERISTIKA

U radu je dat kratak prikaz metode Bell–Delaware, kao jedne od najpouzdanijih analitičkih, neiterativnih procedura za određivanje koeficijenta prelaza toplote i pada pritiska u razmenjivačima toplote sa složenom konfiguracijom strujanja fluida u omotaču. Ova metoda je primenjena pri termohidrauličkoj analizi razmenjivača toplote sa cevnom snopom i omotačem koji se koristi u naftnoj industriji za hlađenje teških frakcija. Istraživan je uticaj većeg broja geometrijskih karakteristika aparata na prenos toplote i pad pritiska.

Pristup na kome bazira metoda Bell–Delaware [1] koristi Tinker–ov [2] model strujanja i raspodele tokova fluida u omotaču čiji je šematski prikaz dat na slici 1.



Slika 1. Šematski prikaz raspodele tokova fluida u omotaču realnog razmenjivača. Prema Tinker–u [2]

Figure 1. Schematic representation of flow distribution in a baffled shell-and-tube heat exchanger. After Tinker [2]

Tinker–ov model uključuje postojanje sledećih struja:

A – tok fluida kroz zatore između cevi i otvora na poprečnim pregradama;

B – približno poprečni tok fluida kroz snop cevi koji je najpoželjniji pa ga konstrukcijom treba favorizovati;

C – opstrujavanje fluida kroz zatore između najisturenijih cevi snopa i unutrašnjeg zida omotača koji se može sprečiti postavljanjem zaptivnih traka;

E – tok fluida kroz zatore između oboda pregrade i zida omotača;

F – tok fluida kroz nepotpuni deo snopa koji je obrazovan prisustvom ploča za razdvajanje cevnih prolaza a može se sprečiti postavljanjem lažnih cevi.

Približni opseg udela svake od ovih struja u ukupnom toku fluida kroz omotač dat je u Tabeli 1.

Tabela 1. Procenatni udeo pojedinih struja u ukupnom toku fluida kroz omotač

Table 1. Percentage distribution of various fluid streams under differing flow conditions on the shell side

Struja	Turbulentni tok	Laminarni tok
Glavni unakrsni tok – B	40 ÷ 70 %	25 ÷ 50 %
Opstrujavanje – C i F	15 ÷ 20 %	20 ÷ 30 %
Propuštanje pregrada/omotač – E	6 ÷ 20 %	6 ÷ 40 %
Propuštanje cev/pregrada – A	9 ÷ 20 %	4 ÷ 10 %

Većina savremenih programskih paketa koji se koriste za proračun razmenjivača toplote, među kojima su i proizvođači vodećih komercijalnih organizacija koje sprovode istraživanja u ovoj oblasti, HTFS [3] i HTRI [4], zasniwa se značajnim delom upravo na metodama Tinker i Bell–Delaware .

Postupak proračuna se sastoji u tome da se koeficijent prelaza toplote i pad pritiska najpre izračunavaju za idealan snop, a zatim se dobijene vrednosti popravljaju nizom korekcionih faktora.

PRENOS TOPLOTE U OMOTAČU

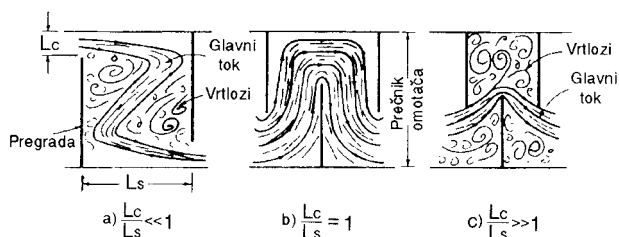
Osnovna jednačina za izračunavanje koeficijenta prelaza toplote u omotaču prema korišćenju metode ima sledeći oblik:

$$\alpha_o = \alpha_{o,id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r$$

Koeficijent prelaza toplote u idealnom snopu $\alpha_{o,id}$ se izračunava na osnovu pretpostavke da celokupni fluid u omotaču struji kroz polje cevi u blizini centralne ravni razmenjivača.

Korekcionni faktor J_c vodi računa o uticaju visine otvora u pregradama i rastojanja između pregrada na prelaz toplote (slika 2).

Adresa autora: A.Ž. Tasić, Tehnološko–metalurški fakultet, Karadjigeva 4, 11000 Beograd, e–mail: tasic@elab.tmf.bg.ac.yu
Rad primljen: Jun 14, 2001.
Rad prihvaćen: Oktobar 2, 2001.



Slika 2. Šematski prikaz uticaja visine odsečka pregrade i rastojanja između pregrada na strujanje fluida

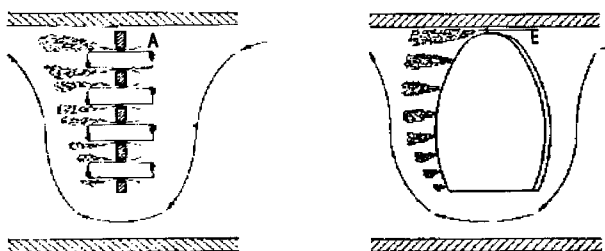
Figure 2. Effect of baffle spacing and baffle cut on the shell side flow pattern

J_c je funkcija odnosa broja cevi obuhvaćenih ivicama odsečaka dve susedne pregrade (cevi koje su izložene "unakrsnom" toku) i ukupnog broja cevi u snopu.

Korekcionni faktor J_1 vodi računa o efektima propuštanja fluida kroz zazor:

- Između cevi i otvora u pregradama kroz koje se postavljaju cevi;
- Između oboda pregrade i unutrašnjeg zida omotača.

Šematski prikaz ovih zazora je dat na slici 3, a struje koje kroz njih prolaze su struje A i E iz Tinker-ovog modela raspodele tokova (slika 1).



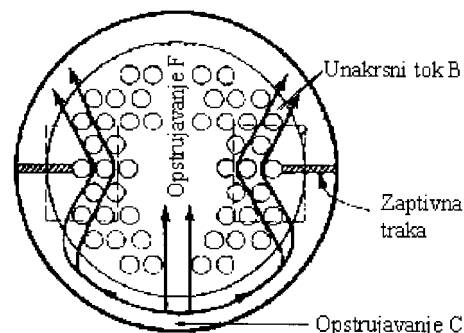
Slika 3. Šematski prikaz struje A kroz zazor cev-pregrada i struje E kroz zazor pregrada-omotač

Figure 3. Schematic representation of tube-to-baffle leakage stream A and shell-to-baffle leakage stream E

Korelacije za J_1 ukazuju da se smanjenjem rastojanja između pregrada povećava efekat toka propuštanja fluida u odnosu na unakrsan tok kroz snop.

Korekcionni faktor J_b vodi računa o opstrujavanju fluida kroz zazor između najisturenijih cevi snopa i unutrašnjeg zida omotača (tok C na slici 1) kao i kroz nepopunjeni deo snopa koji se javlja usled prisustva ploča za razdvajanje cevnih prolaza (tok F). Šematski prikaz ovih tokova je dat na slici 4. Prisustvo zaptivnih traka kod razmenjivača toplote sa kliznom i plivajućom glavom može značajno povećati vrednost ovog korekcionnog faktora.

Korekcionni faktor J_s se koristi ako su rastojanja između cevne ploče i prve odnosno poslednje pregrade različita od rastojanja između pregrada u srednjem delu razmenjivača. Na ovaj način se vodi računa o različitim vrednostima koeficijenta prelaza toplote i pada pritiska u



Slika 4. Šematski prikaz opstrujavanja fluida kroz zazor između najisturenijih cevi snopa i omotača (struja C) i kroz nepopunjeni deo snopa usled prisustva ploča za razdvajanje cevnih prolaza (struja F)

Figure 4. Schematic representation of bypass streams C and F

ulaznoj i izlaznoj oblasti u odnosu na vrednosti u srednjem delu aparata.

Korekcionni faktor J_r vodi računa o pojavi nepovoljnog gradijenta temperature koji se javlja pri laminarnom strujanju i posledica je prenosa toplote kondukcijom u fluidu.

Ukupni efekat korekcionnih faktora, kod dobro projektovanih aparata je oko 0,6 tj. koeficijent prelaza toplote u realnom razmenjivaču iznosi oko 60% od vrednosti za idealni cevni snop.

PAD PRITISKA U OMOTAČU

Ukupan pad pritiska u realnom snopu razmenjivača predstavlja zbir tri vrednosti:

- pada pritiska u ulaznoj i izlaznoj zoni,
- pada pritiska u srednjem delu aparata (unakrsan tok),
- pada pritiska u otvorima odsečaka pregrada.

Šematski prikaz strujanja fluida u ovim oblastima aparata je dat na slici 5.

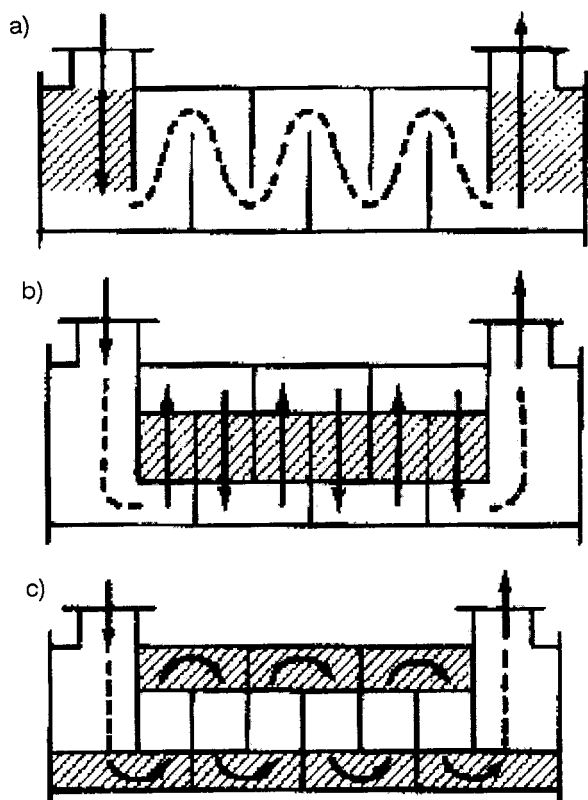
Opšta jednačina za izračunavanje ukupnog pada pritiska u omotaču razmenjivača toplote ima sledeći oblik:

$$\Delta p_o = [\Delta p_{oc,id} \cdot (N_b - 1) \cdot R_b + \Delta p_{ow,id} \cdot N_b] \cdot R_l + 2 \cdot \Delta p_{oc,id} \cdot \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) \cdot R_b \cdot R_s$$

U jednačini figurišu sledeći korekcionni faktori:

• R_l je korekcionni faktor zbog efekata propuštanja fluida kroz zazor cev-pregrada i pregrada-omotač (struje A i E iz Tinker-ovog modela raspodele tokove prikazanog na slici 1),

• R_b je korekcionni faktor zbog efekata opstrujavanja fluida kroz zazor između najisturenijih cevi snopa i unutrašnjeg zida omotača ali i kroz nepopunjeni deo snopa obrazovanog prisustvom ploča za razdvajanje cevnih prolaza (struje C i F),



Slika 5. Strujanje fluida: a) u ulaznoj i izlaznoj zoni; b) u srednjem delu aparata; c) u otvorima odsečaka pregrada
Figure 5. Fluid flow: a) in the inlet and outlet regions; b) in the central baffled region; c) in the baffle window regions

• R_s je korekcionni faktor zbog različitih dužina ulazne i izlazne zone u odnosu na rastojanje između pregrada u srednjem delu aparata.

Kao posledica ovih korekcionnih faktora stvarne vrednosti pada pritiska u omotaču iznose 20–30 % od vrednosti dobijenih za idealan snop.

Iz izloženog se vidi da je geometrija razmenjivača od izuzetno velikog značaja kako za prelaz toplote, tako i za pad pritiska u omotaču. Posledica toga je da se performanse postojećeg aparata poznatih gabarita mogu značajno poboljšati promenom odgovarajućih geometrijskih karakteristika.

PRIMENA METODE BELL-DELAWARE

U okviru ovog rada ispitivan je uticaj pojedinih geometrijskih veličina razmenjivača na prenos toplote i pad pritiska u omotaču. Celokupna analiza je izvršena na aparatu iz industrijske prakse, poznatih gabarita, pri čemu je korišćen princip da se prilikom ispitivanja uticaja određene geometrijske veličine na performanse aparata, vrednosti svih ostalih veličina drže konstantnim. Na ovaj način je utvrđeno koje geometrijske karakteristike razmenjivača toplote imaju najveći uticaj na njegove performanse, pri čemu su za analizu odabrane samo one veličine koje je prilikom rekonstrukcije aparata relativno



Slika 6. Blok dijagram programa za proveru performansi aparata
Figure 6. Flow diagram for the rating calculations of heat exchangers

lako menjati. Sve promene su izvršene unutar opsega vrednosti preporučenih u literaturi i korišćenih u praksi.

Na slici 6 je dat blok-dijagram programa koji je korišćen u radu za sva termohidraulička izračunavanja.

Ispitivan je uticaj sledećih geometrijskih veličina na prenos toplote i pad pritiska:

- Zazor između cevi i otvora u poprečnim pregradama (d_{tb}),
- Zazor između oboda pregrade i unutrašnjeg zida omotača (d_{sb}),
- Zazor između najisturenijih cevi snopa i unutrašnjeg zida omotača (c),
- Broj parova zaptivnih traka (n_{ss}),
- Rastojanje između pregrada u središnjoj zoni aparata (L_s),
- Visina odsečka pregrade (L_c),
- Dužine ulazne i izlazne zone (L_{su} i L_{si}).

REZULTATI I DISKUSIJA REZULTATA

Zazor između cevi i otvora u poprečnim pregradama (d_{tb})

Kroz zazor između cevi i otvora u pregradama (d_{tb}) prolazi nepoželjna struja A iz Tinker-ove raspodele (slike 1 i 3), ali je njen udeo u ukupnom toku kroz omotač relativno mali (tabela 1). Postojanje ove struje se direktno odražava na vrednosti koeficijenta prelaza toplote i pada pritiska preko korekcionih faktora zbog efekata propuštanja, J_j i R_i .

Povećanjem zazora između cevi i otvora u pregradama povećava se i udeo nepoželjne struje A u ukupnom toku a to za posledicu ima smanjenje koeficijenta prelaza toplote sa strane omotača. S druge strane, pošto je u posmatranom primeru upravo prenos toplote sa strane fluida u omotaču imao odlučujući uticaj na koeficijent prolaza toplote, rastu zahtevi za potrebnom površinom da bi se obavila željena toplotna razmena. Smanjenjem zazora između cevi i otvora u pregradama smanjuje se potrebna površina za prenos toplote, što je poželjno, ali se istovremeno povećava pad pritiska u omotaču zbog većeg otpora strujanju fluida. Ovaj efekat ne mora da bude nepoželjan ukoliko se pri tom ne pređe maksimalno dozvoljeni pad pritiska. Prilikom projektovanja ili rekonstrukcije aparata potrebno je usaglasiti ova dva međusobno suprotstavljena zahteva.

Ispitivanja su pokazala da je smanjenjem širine zazora između cevi i otvora u pregradama, u opsegu vrednosti koje se sreću u praksi, moguće povećati koeficijent prelaza toplote i do 30%, dok se povećanje pada pritiska u omotaču pri tome kreće u opsegu $25 \div 35$ %. U našem slučaju smanjenje zazora cev-pregrada izazvalo je i smanjenje potrebne površine za toplotnu razmenu za oko 20 %. Preporuke širine zazora između cevi i otvora u pregradama daju i TEMA standardi [5].

Zazor između oboda pregrade i unutrašnjeg zida omotača (d_{sb})

Kroz zazor između oboda pregrade i zida omotača (d_{sb}) prolazi najnepoželjnija struja E iz Tinker-ovog modela raspodele tokova (slike 1 i 3), koja uopšte ne učestvuje u toplotnoj razmeni. Ipak, male vrednosti širine ovog zazora i mali udeo struje E u ukupnom toku fluida kroz omotač ograničavaju negativan uticaj ove struje na prenos toplote i pad pritiska.

Kao i u slučaju zazora između cevi i otvora u pregradama i ovde se sa povećanjem zazora smanjuje koeficijent prelaza toplote sa strane fluida u omotaču, što se dalje odražava na smanjenje koeficijenta prolaza toplote i povećanje potrebne površine za toplotnu razmenu. Sa druge strane, smanjenje zazora pregrada-omotač ima povoljan uticaj na prenos toplote, ali se istovremeno povećava pad pritiska u omotaču pri čemu treba voditi računa da se ne pređe maksimalno dozvoljena vrednost.

Ispitivanja tokom kojih je vrednost zazora između pregrada i zida omotača menjana u opsegu vrednosti korišćenih u praksi, su pokazala da je smanjenjem ovog zazora moguće povećati koeficijent prelaza toplote i do 40%, dok se porast pada pritiska u omotaču kreće između 40% i 50%. U našem slučaju smanjenje zazora pregrada-omotač izazvalo je i smanjenje potrebne površine za toplotnu razmenu za oko 25 %. Vrednost širine zazora između oboda pregrada i zida omotača preporučuju i TEMA standardi.

Zazor između najisturenijih cevi snopa i unutrašnjeg zida omotača (c)

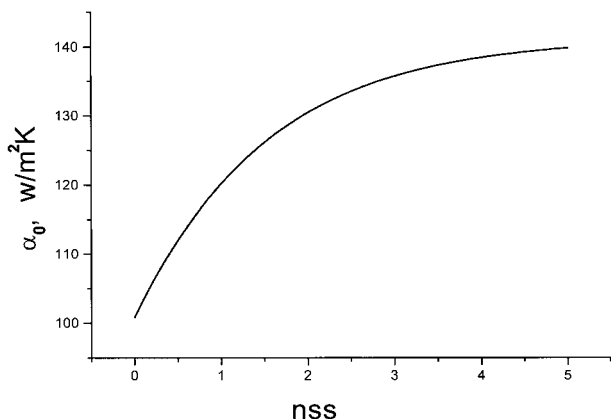
Uticaj zazora između najisturenijih cevi snopa i zida omotača se mora posmatrati i sa stanovišta postojanja zaptivnih traka. Kroz ovaj zazor prolazi nepoželjna struja C iz Tinker-ovog modela raspodele tokova (slike 1 i 4) a njen uticaj na koeficijent prelaza toplote i pad pritiska u omotaču je izražen preko korekcionih faktora J_b i R_b , zbog efekata opstrujavanja snopa. Kao što je već napomenuto, ova struja se sprečava postavljanjem zaptivnih traka, pa pod takvim uslovima širina zazora nema velikog uticaja na performanse aparata. Situacija je drugačija kada zaptivne trake nisu prisutne, jer tada udeo struje C u ukupnom toku kroz omotač veoma zavisi od dimenzija prostora koji joj stoji na raspolaganju za proticanje, tj. od širine zazora između najisturenijih cevi snopa i unutrašnjeg zida omotača.

Pošto se način ispitivanja u ovom radu sastojao u tome da se sve veličine osim one čiji se uticaj ispituje drže konstantnim, a razmenjivač toplote iz industrijske prakse koji je analiziran je već imao ugrađene zaptivne trake, promena širine zazora snop-omotač nije imala značajniji uticaj na prenos toplote i pad pritiska. Analiza dobijenih rezultata je pokazala da se pod ovim uslovima, promenom širine zazora između najisturenijih cevi snopa i unutrašnjeg zida omotača, u opsegu od najvećih do najmanjih vrednosti preporučenih u literaturi i prisutnih u praksi, koeficijent prelaza toplote može povećati najviše za 10% a pad pritiska za $30 \div 35$ %. U razmatranom primeru, gde koeficijent prelaza toplote sa strane omotača ima odlučujući uticaj na koeficijent prolaza i potrebnu površinu za toplotnu razmenu, pokazano je da se smanjenjem zazora potrebna površina može smanjiti najviše za 8%.

Broj parova zaptivnih traka (nss)

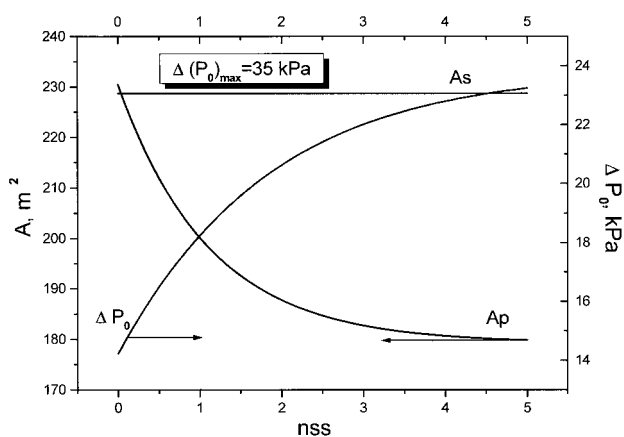
Zaptivne trake, kao geometrijska karakteristika aparata, mogu imati veliki uticaj na koeficijent prelaza toplote i pad pritiska u omotaču. Njihova osnovna funkcija je da sprečavaju nepoželjnu struju C iz Tinker-ovog modela raspodele tokova (slike 1 i 4), koja prolazi kroz zazor između najisturenijih cevi snopa i zida omotača. Promenom širine ovog zazora se može u izvesnoj meri uticati na performanse razmenjivača toplote, ali je jedini efikasan način za smanjenje negativnog uticaja struje C postavljanje zaptivnih traka. Sledeći već izloženi princip

ispitivanja, manjan je samo broj parova zaptivnih traka u opsegu vrednosti koje se koriste u praksi (jedan par zaptivnih traka na 4 ÷ 6 redova cevi) dok su sve ostale geometrijske karakteristike aparata (uključujući i veličinu zazora između najjsturenijih cevi snopa i zida omotača) držane konstantnim. Dobljeni rezultati su prikazani na slikama 7 i 8.



Slika 7. Zavisnost koeficijenta prelaza toplote za fluid u omotaču od broja parova zaptivnih traka

Figure 7. Effect of the number of sealing strips on the shell side heat transfer coefficient



Slika 8. Zavisnost potrebne površine za toplotnu razmenu i pada pritiska fluida u omotaču od broja parova zaptivnih traka

Figure 8. Effect of the number of sealing strips on the required surface for heat transfer and pressure drop

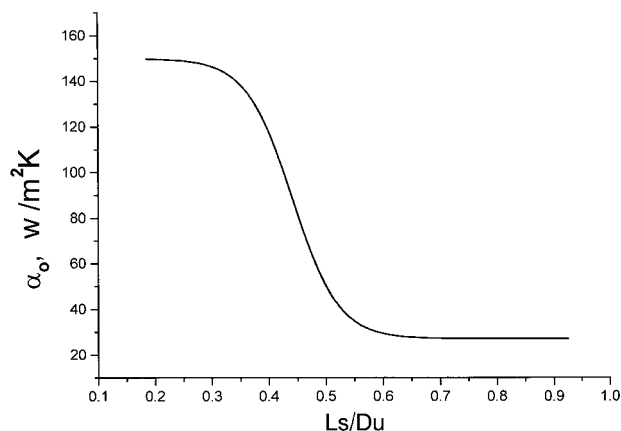
Analizom dobijenih rezultata ustanovljeno je da se povećanjem broja parova zaptivnih traka u preporučenom opsegu vrednosti, koeficijent prelaza toplote može povećati i do 35%. Odgovarajuće smanjenje potrebne površine za toplotnu razmenu se kreće u opsegu od 20% do 25%. Iako na prvi pogled poboljšanje nije veliko, u analiziranom slučaju je bilo od suštinskog značaja jer je aparat bez zaptivnih traka u kome nije mogla da se ostvari željena toplotna razmena, ugradnjom jednog para zaptivnih traka uspeo da zadovolji zahteve procesa. Pad pritiska u omotaču raste sa povećanjem broja paro-

va zaptivnih traka u preporučenom opsegu vrednosti i to čak do 60 %, pa treba voditi računa da ne pređe maksimalno dozvoljene vrednosti.

Rezultati ispitivanja takođe pokazuju da opisane promene imaju efekta samo do određenih vrednosti. Povećanje broja parova zaptivnih traka u početku izaziva nagli porast koeficijenta prelaza toplote i pada pritiska u omotaču i naglo smanjenje potrebne površine razmenjivača toplote. Promena je posebno izražena prilikom ugradnje jednog para zaptivnih traka u aparat koji ih do tada nije imao. U ispitivanom slučaju povećanje broja parova zaptivnih traka između 3 i 5 nema velikog uticaja ni na prenos toplote ni na pad pritiska u omotaču.

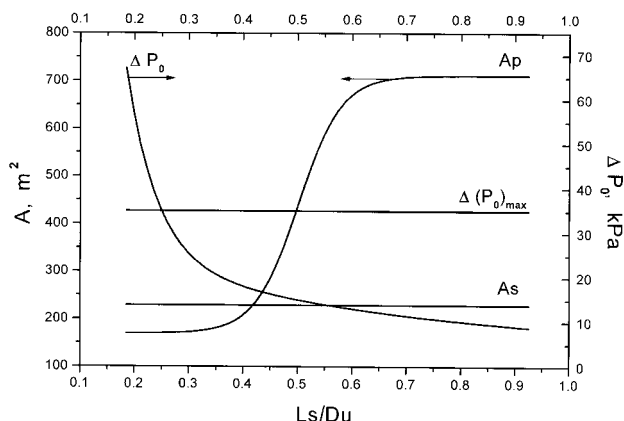
Rastojanje između pregrada u središnjoj zoni aparata (L_s) i visina odsečka pregrade (L_c)

Rastojanje između pregrada i visina odsečka pregrade su veličine čije vrednosti u velikoj meri utiču na performanse razmenjivača toplote. Zadatak pregrada je da obezbede približno unakrsan tok fluida u omotaču u odnosu na proticanje u cevima što ima pozitivan efekat sa stanovišta prenosa toplote, ali i da pridržavaju cevni snop. Nepravilan izbor odnosa rastojanja između pregrada L_s i visine odsečka pregrade L_c dovodi do neželjenih efekata: pojave vrtloga u pojedinim oblastima snopa, vibracije njegovih cevi kao i velikog pada pritiska u omotaču. Uticaj ovih efekata na performanse aparata je direktno uključen u jednačine za koeficijent prelaza toplote preko korekcionog faktora J_c , dok je u korelacijama za određivanje pada pritiska posredno izražen preko broja pregrada i broja redova cevi u odsečku pregrade. Broj pregrada za datu dužinu aparata direktno zavisi od rastojanja između njih L_s , dok je broj redova cevi u odsečku pregrade funkcija visine tog odsečka L_c . Šematski prikaz strujanja fluida u prostoru između pregrada zavisno od odnosa L_s/L_c je dat na slici 2. Prema preporuci iz literature [6], prilikom ispitivanja je posmatran simultani uticaj visine odsečka pregrade i rastojanja između pregrada, na prenos toplote i pad pritiska. Dobljeni rezultati su prikazani na slikama 9 i 10.



Slika 9. Zavisnost koeficijenta prelaza toplote za fluid u omotaču od rastojanja između pregrada u središnjoj zoni razmenjivača

Figure 9. Effect of baffle spacing and baffle cut on the shell side heat transfer coefficient



Slika 10. Zavisnost potrebne površine za toplotnu razmenu i pada pritiska fluida u omotaču od rastojanja između pregrada u središnjoj zoni razmenjivača

Figure 10. Effect of baffle spacing and baffle cut on the required surface for heat transfer and pressure drop

Rastojanje između pregrada zavisi od unutrašnjeg prečnika omotača i prema preporuci iz literature menja se u opsegu od 0,2 Du do Du, dok su vrednosti visine odsečka pregrade određivane na osnovu funkcionalne zavisnosti koja postoji između ove veličine i rastojanja između pregrada [6].

Analizom dobijenih rezultata ustanovljeno je da se smanjenjem rastojanja između pregrada u preporučenom opsegu, vrednost koeficijenta prelaza toplote može povećati gotovo šest puta (500 %). Ukoliko, kao što je u razmatranom primeru slučaj, koeficijent prelaza toplote sa strane omotača ima najveći uticaj na koeficijent prolaza i uslovljava veliku potrebnu površinu za toplotnu razmenu, smanjenjem rastojanja između pregrada se može postići značajno smanjenje zahtevane površine (u konkretnom slučaju više od četiri puta, odnosno 75 %). Negativan efekat se ogleda u velikom povećanju pada pritiska u omotaču, između šest i sedam puta (do 600 %), tako da se lako može desiti da se prekorače maksimalno dozvoljene vrednosti.

Rezultati ispitivanja takođe pokazuju da opisane promene imaju efekta samo do određenih vrednosti. Smanjenje rastojanja između pregrada u početku nema velikog uticaja na smanjenje potrebne površine za toplotnu razmenu. Gotovo celokupna promena se dešava u opsegu od 0,7Du do 0,4Du. Dalje smanjenje rastojanja

između pregrada nema uticaja na potrebnu površinu, što se objašnjava time da je vrednost koeficijenta prelaza toplote sa strane omotača postala veća od vrednosti koeficijenta prelaza toplote sa strane cevi, koji od tada ima odlučujući uticaj na koeficijent prolaza toplote i površinu za toplotnu razmenu. Pad pritiska u omotaču u početku neznatno raste da bi tek u opsegu od 0,4Du do 0,2Du došlo do njegovog naglog povećanja. Imajući u vidu navedene promene kao i geometrijsku površinu razmenjivača i maksimalno dozvoljeni pad pritiska u omotaču, proizilazi da ispitivani razmenjivač može da zadovolji zahteve procesa samo za vrednosti rastojanja između pregrada u intervalu od 0,27Du do 0,4Du.

Dužine ulazne i izlazne zone (L_{su} i L_{si})

Dužina ulazne i izlazne zone u odnosu na rastojanje između pregrada takođe utiču na performanse razmenjivača toplote što je izraženo preko korekcionih faktora J_s za koeficijent prelaza toplote, odnosno R_s za pad pritiska u omotaču. Ulazna i izlazna zona su područja u kojima nema pregrada pa ni izraženog unakrsnog toka fluida u omotaču u odnosu na fluid u cevima, što se nepovoljno odražava na prenos toplote. Pored toga, pri velikim dužinama ovih oblasti lako dolazi do vibracije cevi usled povećanja rastojanja između cevni ploča i susjednih pregrada, koje pored toga što obezbeđuju unakrsan tok, imaju i zadatak da podupiru cevi snopa. Smanjenjem dužine ulazno-izlaznih oblasti pri konstantnoj dužini razmenjivača i rastojanja između pregrada u srednjem delu aparata, moguće je povećati broj pregrada i brzinu proticanja fluida u omotaču a time i koeficijent prelaza toplote i pad pritiska. Minimalne vrednosti dužina ulazne i izlazne zone zavise od prečnika priključaka za dovod i odvod fluida iz omotača.

Smanjenjem dužina ulazne i izlazne zone analiziranog razmenjivača toplote do minimalno mogućih vrednosti, javila se mogućnost dodavanja dve nove pregrade što se povoljno odrazilo na koeficijent prelaza toplote i potrebnu površinu za toplotnu razmenu, dok je pad pritiska ostao unutar dozvoljenog opsega. Pri tome ipak treba naglasiti da poboljšanja nisu bila izrazito velika; koeficijent prelaza toplote se povećao za oko 13% a površina za toplotnu razmenu je smanjena za 8%. Pad pritiska u omotaču je povećan za blizu 20%.

Zbirni prikaz rezultata ispitivanja je dat u tabeli 2.

Tabela 2. Zbirni prikaz rezultata analize uticaja geometrijskih karakteristika razmenjivača toplote na njegove performanse
Table 2. Final results of the influence of geometric heat exchanger characteristics on its performances

	d_{tb}^*	d_{sb}	c	nss	L_s, L_c	L_{su}, L_{si}
α_o	+30%	+40%	+10%	+40%	+500 %	13 ÷ 15%
A_p	-20%	-25%	-8%	-20 ÷ 25%	-75 ÷ 80%	-8%
Δp_o	+25 ÷ 35%	+40 ÷ 50%	+30 ÷ 35%	+60%	+600 %	+20%

* Pozitivan znak u tabeli se odnosi na maksimalan porast a negativan na maksimalno smanjenje posmatrane veličine u ispitivanom opsegu vrednosti pojedinih geometrijskih karakteristika aparata

Na kraju ispitivanja, pošto su predhodno utvrđene najpovoljnije vrednosti svih analiziranih geometrijskih veličina, prikazan je njihov simultani uticaj na prenos toplote i pad pritiska. Dakle, osnovni princip ispitivanja se ovde nije sastojao u tome da se posmatra uticaj samo jedne geometrijske karakteristike, dok se sve ostale drže konstantnim, već su svim analiziranim geometrijskim veličinama istovremeno promenjene vrednosti i dodeljene im nove, i to one za koje je predhodno opisanom analizom utvrđeno da se mogu smatrati najpovoljnijim. Pri tome je vođeno računa o stvarnoj, geometrijskoj površini razmenjivača toplote i maksimalno dozvoljenom padu pritiska u omotaču. Utvrđeno je da bi ovako rekonstruisani aparat imao za 84% veći koeficijent prelaza toplote u odnosu na postojeći razmenjivač iz industrijske prakse i za 34% manju potrebnu površinu za toplotnu razmenu. Pad pritiska u omotaču je povećan čak za 360%, ali pri tom ipak nije prekoračena maksimalno dozvoljena vrednost.

Na sličan način je izvršeno i ispitivanje uticaja odabranih geometrijskih karakteristika na performanse razmenjivača toplote, ali su u ovom slučaju upotrebljene najnepovoljnije vrednosti veličina analiziranih u ovom radu. Dobijeni rezultati su pokazali da je, kao posledica ovakve promene, koeficijent prelaza toplote smanjen za 87% u odnosu na postojeći aparat, dok je potrebna površina za toplotnu razmenu povećana čak za 511%. Smanjenje pada pritiska u omotaču razmenjivača toplote je takođe bilo značajno i kretalo se oko 75%. Sa najnepovoljnijom promenom svih analiziranih geometrijskih veličina osnovni aparat, koji je inače zadovoljavao potrebe procesa, postaje nezadovoljavajući. Posmatrano sa aspekta prenosa toplote razmenjivač je poddimenzionisan tj. stvarna, geometrijska površina aparata je manja od potrebne, dok u hidrauličkom smislu aparat takođe nije optimalan jer je iskorišćenje maksimalno dozvoljenog pada pritiska veoma malo.

ZAKLJUČAK

Osnovni cilj ovog rada se sastojao u ispitivanju uticaja odabranih geometrijskih karakteristika razmenjivača toplote sa cevnom snopom i omotačem na prenos toplote i pad pritiska u omotaču. Zbog svojih prednosti u odnosu na ostale često korišćene tehnike proračuna, za ispitivanje je odabrana i kratko prikazana analitička metoda Bell-Delaware [1]. Napisan je program u jeziku FORTRAN 90, zasnovan na uspostavljenoj metodologiji proračuna, na osnovu koga je izvršena celokupna analiza.

Dobijeni rezultati upućuju na sledeće zaključke:

- Od svih analiziranih geometrijskih veličina daleko najveći uticaj na performanse razmenjivača toplote imaju rastojanje između pregrada u srednjem delu aparata i visina odsečka pregrade koje su tretirane kao dve međusobno zavisne veličine;

- Najmanji uticaj na performanse razmenjivača toplote imaju dužine ulazne i izlazne zone ali i zazor između

među najisturenijih cevi snopa i zida omotača, pod uslovom da aparat već ima ugrađene zaptivne trake;

- Povećanjem broja parova zaptivnih traka ili njihovom ugradnjom ukoliko ih nema, je takođe moguće značajnije poboljšanje performansi aparata. Zazori između oboda pregrada i unutrašnjeg zida omotača imaju nešto manji uticaj na prenos toplote i pad pritiska od zaptivnih traka, a zazori između cevi i otvora u pregradama još manji u skladu sa udelom nepoželjne struje koja prolazi kroz ove zazore u ukupnom toku kroz omotač.

U radu je ispitano i uticaj istovremene promene svih analiziranih geometrijskih karakteristika i to za najpovoljniji i najnepovoljniji slučaj a dobijene vrednosti su upoređene sa rezultatima koje daje termohidraulički proračun osnovnog razmenjivača toplote, uzetog iz industrijske prakse.

SPISAK OZNAKA

A_p	– potrebna površina za toplotnu razmenu, m^2
A_s	– stvarna, geometrijska površina razmenjivača toplote, m^2
c	– zazor između najisturenijih cevi snopa i zida omotača, m
D_u	– unutrašnji prečnik omotača, m
d_{sb}	– zazor između oboda pregrade i unutrašnjeg zida omotača, m
d_{tb}	– zazor između cevi i otvora u poprečnim pregradama, m
J_b	– korekcionni faktor za koeficijent prelaza toplote zbog efekata opstrujavanja
J_c	– korekcionni faktor za koeficijent prelaza toplote zbog uticaja visine odsečka pregrade i rastojanja između pregrada
J_i	– korekcionni faktor za koeficijent prelaza toplote zbog efekata propuštanja
J_r	– korekcionni faktor za koeficijent prelaza toplote zbog nepovoljnog gradijenta temperatura
J_s	– korekcionni faktor za koeficijent prelaza toplote zbog različitih dužina ulazne i izlazne zone u odnosu na rastojanje između susjednih pregrada
L_c	– visina odsečka pregrade, m
L_s	– rastojanje između susjednih pregrada u središnjoj zoni aparata, m
L_{s_u}, L_{s_i}	– dužina ulazne i izlazne zone, m
N_b	– broj pregrada
N_c	– broj redova cevi u jednoj sekciji sa unakrsnim tokom
N_{cw}	– efektivni broj redova cevi u unakrsnom toku, za svaki otvor pregrade
n_{ss}	– broj parova zaptivnih traka
Δp_o	– pad pritiska u omotaču, Pa
$\Delta p_{oc,id}$	– pad pritiska pri unakrsnom toku kroz jednu sekciju i dealnog snopa, Pa
$\Delta p_{ow,id}$	– pad pritiska pri strujanju kroz jedan otvor odsečka pregrade, Pa
R_b	– korekcionni faktor za pad pritiska u omotaču zbog efekata opstrujavanja
R_i	– korekcionni faktor za pad pritiska u omotaču zbog efekata propuštanja

R_o – korekcionni faktor za pad pritiska u omotaču zbog različitih dužina ulazne i izlazne zone u odnosu na rastojanje između pregrada

GRČKI SIMBOLI

α_o – koeficijent prelaza toplote sa strane fluida u omotaču, $W/(m^2K)$

$\alpha_{o,id}$ – koeficijent prelaza toplote sa strane fluida u omotaču idealnog snopa, $W/(m^2K)$

LITERATURA

- [1] K.J. Bell, *Pet. Eng.*, **32** (1960) C26–36, C40a–C40c
 [2] T. Tinker, *Shell–Side Characteristics of Shell–and–Tube Heat Exchangers, Part I, II and III, General Discussion of*

Heat Transfer, Proc. Institution of Mechanical Engineers, London, 1951

- [3] *Heat Transfer and Fluid Flow Service (HTFS), Engineering Science Division AERE, Harwell, United Kingdom*
 [4] *Heat Transfer Research Inc. (HTRI), Alhambra, USA*
 [5] *"Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association", 7th Edition, TEMA, New York, 1988*
 [6] G. F. Hewitt, *"Handbook of Heat Exchanger Design", Beggell House, New York, 1992*
 [7] A. Tasić, Z. Nikolić, S. Šerbanović, B. Đorđević, *Chem. Ind.*, **53** (1999) 187–197
 [8] B. Đorđević, V. Valent, S. Šerbanović, *"Termodinamika sa termotehnikom", TMF, Beograd, 2000*

SUMMARY

ANALYSIS OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN HEAT EXCHANGERS OF COMPLEX SHELL SIDE GEOMETRY

(Scientific paper)

Emila M. Đorđević, Aleksandar Ž. Tasić, Danica D. Blagojević, Slobodan P. Šerbanović, Bojan D. Đorđević, Faculty of Technology and Metallurgy, University of Belgrade

In this work the Bell–Delaware method, one of the most reliable analytical non–iterative procedures for determining the heat transfer coefficient and pressure drop in heat exchangers with complex fluid flow configuration in the shell, was briefly reviewed. This method was applied for thermohydraulic analysis of a shell–and–tube heat exchanger used in the petroleum industry for cooling heavy products. The effect of the number of geometric characteristics of the apparatus on heat transfer and pressure drop was investigated. A systematic investigation of the influence of each selected quantity was performed separately. It was found that the baffle spacing and baffle cut were of the prime importance. In addition, the thermohydraulic behaviour of the apparatus was analysed in two cases: the first, which employs the most favourable geometric characteristics as the input data, and the second in which the most unsatisfactory ones were used for thermohydraulic calculations. It was concluded that in the first case the required energy could be exchanged in an apparatus having considerably smaller dimensions within the allowable pressure drop. In the second case it was shown that the apparatus analysed would not be able to fulfil the thermal process requirements.

Ključne reči: Razmenjivači toplote sa cevnom snopom i omotačem • Prenos toplote i pad pritiska • Složene konfiguracije strujanja • Metoda Bell–Delaware •

Key words: Shell–and–tube heat exchangers • Heat transfer and pressure drop • Complex fluid flow configurations • Bell–Delaware method •

