

Hőátadási tényező meghatározása köpenytéri hőátadás esetén

Ször István

BSc hallgató, Miskolci Egyetem

Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék
3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, email: szor.steven@gmail.com

Szepesi L. Gábor

egyetemi docens, Miskolci Egyetem

Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék
3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, email: szepesi@uni-miskolc.hu

Absztrakt

Ezen cikk témája az iparban használatos csőköteges hőcserélők köpenytéri hőátadási tényezőjének meghatározási módszereinek áttekintése. Bár néhány irodalom megtalálható a témával kapcsolatban, viszont magyar fordításban meglehetősen kisszámú forrás érhető el.

A köpenytéri hőátadási tényezőt számos, a hőcserélő geometriájától függő módosító tényező befolyásolja. Ezen tényezők: a terelőlemez vágási korrekciós tényező, a terelőlemez hézag korrekciós tényező, a csőköteg bypass korrekciós tényező, az egyenlőtlen áramlási zóna korrekciós tényező, a falviszkózitási korrekciós tényező valamint az ideális csőköteg hőátadási tényező. Jelen publikációban ezen módosító tényezők számítási módszerei és jellemző értékei kerülnek bemutatásra.

Kulcsszavak: hőcserélő, köpenytéri hőátadás, konvekció

Abstract

In this paper methods of determining heat transfer coefficient in shell side of shell-and-tube heat exchangers were reviewed. Although some literature can be found in the topic, there are few sources available in Hungarian translation.

Heat transfer coefficients of shell side are influenced by a number of modifying factors depending on the geometry of the heat exchanger. These factors include the baffle cut correction factor, the baffle leakage correction factor, the bundle bypass correction factor, the unequal baffle spacing correction factor, the wall viscosity correction factor, laminar flow correction factor, and the ideal tube bank heat transfer coefficient. Methods and characteristic values of these modifying factors had been demonstrated in this publication.

Keywords: shell-and-tube heat exchanger, shell-side heat transfer, convection

1. Bevezetés

Az ipari készülékekben végbemenő hőcserélődési folyamatokat összefoglaló néven hőátszármaztatásnak, illetve hőátvitelnek nevezzük. A hőátvitel különböző hőmérsékletű testek közötti energiaátvitelt jelent, hőenergia formájában. A hő áramlása, a hőközlés mindig hőmérséklet-különbség hatására jön létre, és a termodinamika második főtétele alapján mindig a magasabb hőmérsékletű helyről áramlik az alacsonyabb hőmérsékletű hely felé [1]. A hőátvitelnek három alapvető formája van: a hővezetés, a hőáramlás (konvekció, hőszállítás) és a hőszugárzás.

A hőszállítás, más néven konvekció csak folyékony és gáznemű közegeknél jelentkezhet, ugyanis az anyag makroszkopikus részecskéinek elmozdulásával, helyváltoztatásával jön létre. A közeg rend-

szerint a szilárd testnek - általában falnak- adja át-, esetleg veszi fel arról a hőt. Ez a folyamat a hőátadás. Figyelembe szokás venni, hogy az áramlást mi okozza. Különbséget teszünk szabad-, illetve kényszeráramlásos konvekció között. Az előbbinél a folyadékban vagy gázban helyi hőmérsékletkülönbségek vannak, amiknek megfelelően sűrűségkülönbség keletkezik, így kialakul az áramlás. Az utóbbinál valamilyen külső kényszer hatására jön létre az áramlás, pl. keverés hatására [2].

A konvekciós hőátvitel annál intenzívebb, minél nagyobb a turbulencia az áramlásban és minél intenzívebb a részecskék keveredése [3]. Az is ismeretes, hogy a fázisváltással járó hőcsere hatásosabb, mint a fázisváltás nélküli eset. Egy faltól távozó vagy egy ahhoz áramló közeg hőátadásánál a hőáramot az ún. Newton-féle lehülési törvénnyel tudjuk kifejezni:

$$\dot{Q} = \alpha A(t_f - t_m) \quad (1)$$

ahol : \dot{Q} - hőáram, az időegység alatt átadott hőmennyiség, [W]
 A - a hőátadó felület, [m²]
 t_f - a közeggel érintkező fal felületének hőmérséklete, [K, °C]
 t_m - a közeg mértékadó hőmérséklete, [K, °C]
 α - a hőátadási tényező, [W/m²K]

Ez az egyenlet az α hőátadási tényezőt definiálja. Az α hőátadási tényező azt a hőmennyiséget jelenti, amely 1 m² hőátadó felületen, egységnyi idő alatt, 1 K hőmérséklet-különbség esetén az áramló fluidum és a felület között átmegegy. Tapasztalat szerint a forrásban lévő folyadékok és kondenzálódó gőzök esetében az α értéke kiemelkedően nagy, nagyságrendje akár 10000-es is lehet.

Külön kell vizsgálni az olyan eseteket, amikor a hőátadás természetes áramlásból ered, és külön, amikor kényszerkonvekció eredménye. Szintén külön kell figyelembe venni a fázisváltással járó eseteket.

2. Köpenytéri hőátadási tényező meghatározása

A köpenytéri hőátadási tényezőt számos paraméter befolyásolja, melyet a számítások alkalmával figyelembe kell venni. Továbbá ezen tényezők segítségével határozható meg a köpenytéri hőátvitel sebessége is. Összességében az alábbi megfontolások érvényesek a csököteges hőcserélők hőátadására vonatkozóan:

1. Ha a hőcserélő terelőlemezekkel ellátott, akkor a rendszerben irányított köpenyoldali folyadékmozgás alakul ki, amely az axiális áramlástól eltérve, felülről lefelé áramló vagy az oldalak közti áramlást eredményez, így nagyobb hőátadási tényezőt eredményezve, mint a csövek tengelye mentén zajló zavartalan áramlás esetén [4].
2. A cső elrendezésének mintázata befolyásolja a turbulenciát és így a hőátadási tényezőt is, például a háromszög alakú elrendezés nagyobb turbulenciát eredményez, mint a négyszög. Közel azonos áramlási feltételek és csőméretek mellett összehasonlítva a két különböző típusú csőosztást, a hőátviteli együttható körülbelül 25%-kal nagyobb háromszög elosztás esetén, mint a négyszögnél [5].
3. Minél szorosabb a terelőlemezek elhelyezése, annál gyakrabban változik a köpenytéri folyadék áramlásának iránya, ami szintén nagyobb turbulenciát eredményez [6].
4. A köpenytéri hőátadási tényezőt a cső mérete, az azok közötti távolságok és a folyadékáramlás jellemzői is befolyásolják [7].

5. A csőköteg átmérője mentén haladva, a hosszirányban vett csősorok számának változásával módosul a köpenytéri áramlási terület. Ebből kifolyólag nem lehet pontosan meghatározni az áramlási területet, így a köpenytéri folyadék sebessége sem határozható meg teljes pontossággal.
6. A csövekben áramló folyadékoknál kapott korreláció nyilvánvalóan nem alkalmazható a csőkötegeken átáramló folyadékokra, amelyek a terelőlemezekkel szegmensekre vannak osztva [5].
7. A hőcserélők tervezése, illetve ellenőrzésekor előfordulnak olyan kifejezések, amelyek gyakran zavarosak. Ezek a „méretezés”, a „tervezés” és a „kiválasztás”.

A „méretezés” az a számítási folyamat, amelyben meghatározzuk a hőcserélő kimeneti paramétereit, úgymint a kimenő hőmérsékletet és a készülék hőteljesítményét (ha a hőcserélő hossza adott) vagy a hőcserélő szükséges hosszát a bemeneti paramétereket felhasználva. Bemeneti paraméterek lehetnek például az áramlási sebesség, a hőmérséklet és a folyadék tulajdonságai [4].

A „tervezés” azt a folyamatot takarja, melynek során egy olyan hőcserélő összes lényeges konstrukciós méretét meghatározzuk, mely egy adott hőteljesítmény leadására vagy felvételére képes, és megfelel a köpenyoldali és a csőoldali nyomásesés korlátozásainak. A „Kiválasztás” a már meglévő készülékek közül választja ki a szükséges hőcserélőt [4].

A legtöbb tervező olyan, a mérnöki gyakorlaton alapuló empirikus összefüggéseket alkalmaz, melyek az ő ítélőképességüktől és tapasztalatuktól függően alkalmazhatók az általuk méretezett készülékekre. Azonban a kevésbé tapasztalt tervezők számára követhetőbb módszer az analitikus megközelítés, mivel az alapvető fizikai összefüggéseken nyugszik. Ebben a tanulmányban elsődlegesen a Wolverine által kifejlesztett analitikai megközelítésen alapuló termikus elemzés került felhasználásra [8]. Ebben a cikkben a szegmensekre bontott terelőlemezes hőcserélőben történő hőátadás vizsgálatkor alkalmazott számítási módszert ismertetjük, összefoglalva az elérhető szakirodalmakban leírt ismereteket.

2.1. Köpenytéri hőátadási tényező

A köpenytéri hőátadáskor számítandó α_k hőátadási tényező a következőképp írható fel:

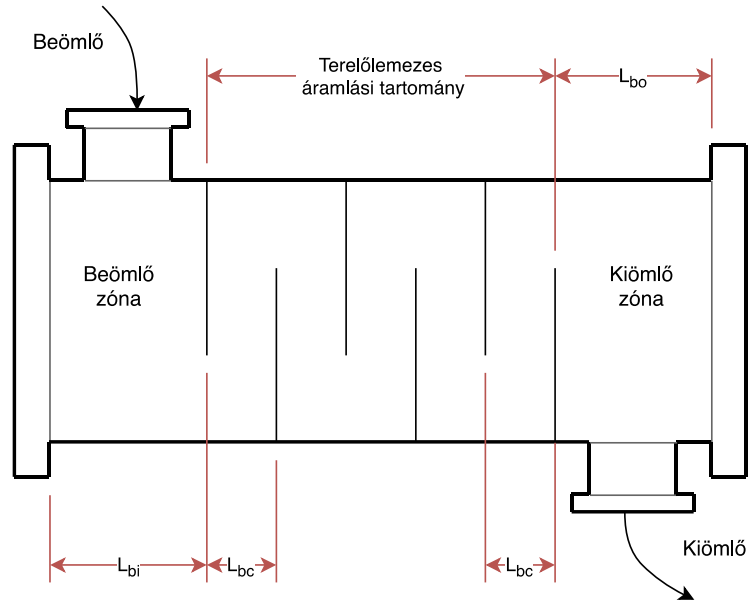
$$\alpha_k = \alpha_I (J_C \cdot J_L \cdot J_B \cdot J_R \cdot J_S \cdot J_\eta) \quad (2)$$

ahol: α_I - hőátadási tényező terelőlemez nélküli csőkötegre számítva
 J_C - (cut) terelőlemez vágási korrekciós tényező
 J_L - (leakage) terelőlemez hézag korrekciós tényező
 J_B - bypass korrekciós tényező
 J_R - lamináris áramlási korrekciós tényező
 J_S - (space) egyenlőtlen áramlási zóna korrekciós tényező
 J_η - fal viszkozitási korrekciós tényező

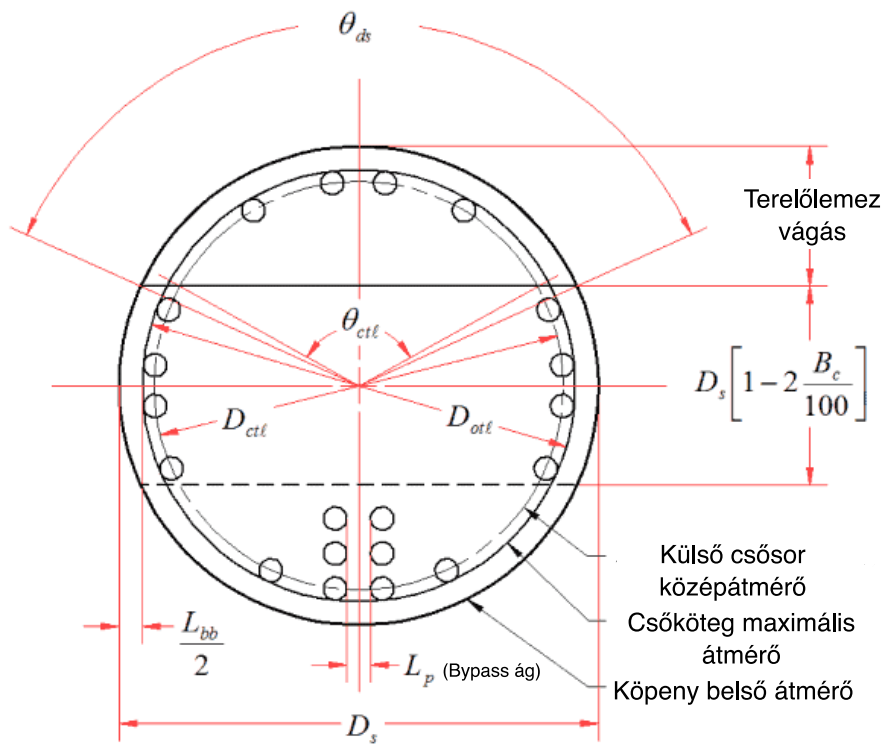
Az egyenletben szereplő tényezők a következőkben vannak részletesebben feltüntetve. A leírásokban szereplő geometriai méretek értelmezéseit szemléltetik az 1-4. ábrák.

A 3. ábra **Terelőlemez és csőköteg geometria** [8] látható D_S , D_{otl} , terelőlemez vágás (B_C ami a D_S %-os aránya), L_{bb} , L_{sb} a hőcserélőben lévő csövek elosztásából meghatározható. Abban az esetben, ha a D_{otl} nem ismert, az L_{bb} az alábbi értékre becsült:

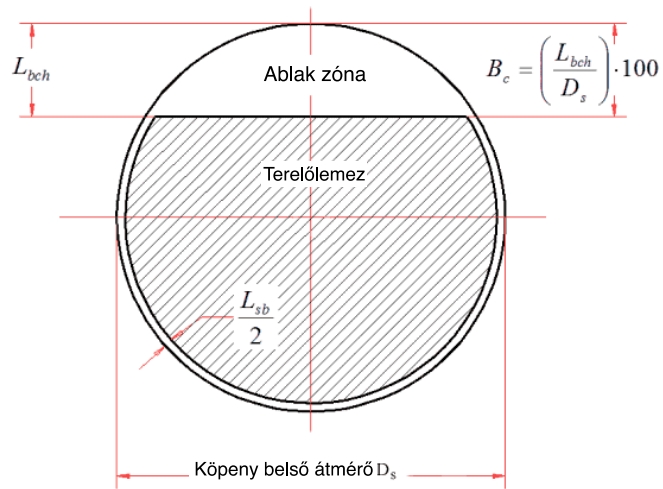
- $D_S < 300 \text{ mm} \rightarrow L_{bb} = 9,525 \text{ mm}$
- $300 \text{ mm} < D_S < 1000 \text{ mm} \rightarrow L_{bb} = 12,7 \text{ mm}$
- $1000 \text{ mm} < D_S \rightarrow L_{bb} = 15,875 \text{ mm}$



2. ábra Terelőlemez hőcserélő szakaszai [9]



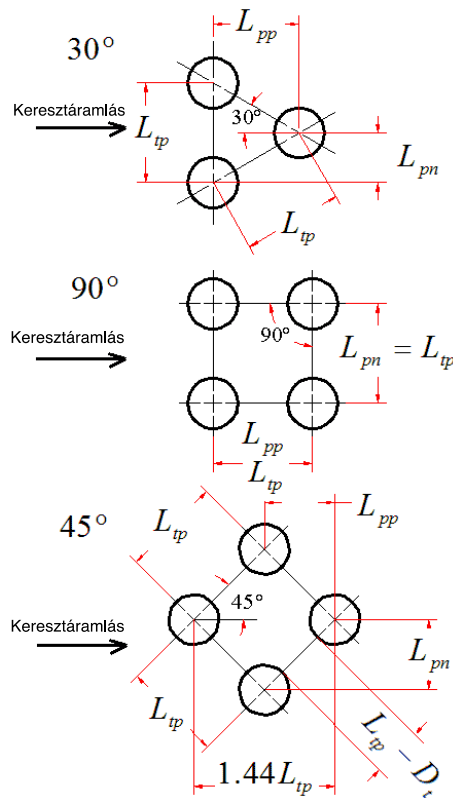
3. ábra Terelőlemez és csőköteg geometria [8]



4. ábra Tereelőlemez vágás és hézag [8]

Hasonlóan az előzőhöz, ha nem ismert az L_{sb} , az értékei az alábbiak lehetnek:

- $D_s < 400 \text{ mm} \rightarrow L_{sb} = 2 \text{ mm}$
- $400 \text{ mm} < D_s \rightarrow L_{sb} = 1,6 + 0,004 \cdot D_s \text{ [mm]}$



4. ábra Csőelosztások [8]

2.2. Terelőlemez vágási korrekciós tényező

A terelőlemez vágási korrekciós tényezőjét akkor szükséges meghatározni, amikor az ablakban történő áramlás sebessége nem egyenlő a csőköteg közötti áramlás sebességével, így az áramlás eltér az ideálistól. A sebességkülönbség nagysága az ablak méretével áll egyenes arányban. Az ablakban való áramlás a csövekre való tekintettel főként hosszirányú, ami kevésbé hat ki a hőátadás mértékére, mint a csövekre merőleges áramlás. A J_C a következőképp számítható:

$$J_C = 0,55 + 0,72F_C \quad (3)$$

ahol:

$$F_C = 1 - 2F_W \quad (4)$$

A kifejezésben szereplő F_W (window) az ablak áramlás szempontjából elfoglalt része.

$$F_W = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi} \quad (5)$$

A θ_{ctl} terelőlemez vágási szöge a hőcserélő középvonalán számítva:

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \cos^{-1} \left\{ \frac{D_s}{D_{ctl}} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \right\} \quad (6)$$

A J_C értéke általában 0,65 és 1,175 közé tehető.

2.3. Terelőlemez hézag korrekciós tényező

A szomszédos terelőlemezek közötti nyomáskülönbség hatására a közeg a terelőlemez és a benne található csövek közötti réseken áramlik át, ami kismértékben csökkenti a hőátadási tényező értékét. A maximális J_L érték 1. Vízhűtéses kondenzátoroknál általában 0,85 és 0,9 közötti értéket vesz fel, konstrukciótól függően. Mivel ez a hatás viszonylag kismértékű, így elhanyagolható.

2.4. Csőköteg bypass korrekciós tényező

A J_B csőköteg korrekciós tényező annak a visszaáramlásnak a figyelembe vételére számolandó, ami a köpeny fala és a csőköteg között jön létre. Ez a hatás nem mindig következik be, valamint kiküszöbölhető áramlásterelő behelyezésével a köpenyfal és a csőköteg közé. A vezetőket párban szokás elhelyezni, és maximum egy pár behelyezése ajánlott minden második csősor közé, ahol két terelőlemez között az áramlás történik. A J_B értéke az alábbi módon számolható:

$$J_B = e^{-C_{bh} \cdot F_{sbp} (1 - \sqrt{2r_{ss}})} \quad (7)$$

ahol: C_{bh} - tapasztalati faktor, ami lamináris esetben ($Re \leq 100$) 1,35, egyéb esetben 1,25
 F_{sbp} - a bypass (kerülés)-ra vonatkozó viszonyszám
 r_{ss} - az áramlás terelőkre vonatkozó viszonyszám

2.4.1. F_{sbp} meghatározása

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (8)$$

ahol:

$$S_b = L_{bc}[(D_s - D_{otl}) + L_{pl}] \quad (9)$$

L_{pl} a bypass áramlás szélessége a csövek között. Normál áramlás esetén $L_{pl} = 0$, bypass áramlás esetén $L_{pl} = 1/2$.

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (10)$$

$L_{tp,eff}$: 30° és 90°-os csőelrendezésnél $L_{tp,eff} = L_{tp}$, 45°-os elrendezésnél:
 $L_{tp,eff} = 0,707L_{tp}$

2.4.2. r_{ss} meghatározása

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tc}} \quad (11)$$

ahol:

$$N_{tc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[1 - \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \quad (12)$$

L_{pp} : 30°-nál $L_{pp} = 0,866L_{tp}$
 45°-nál $L_{pp} = 0,707L_{tp}$
 90°-nál $L_{pp} = L_{tp}$

N_{ss} : párban számolt áramlásterelek száma egy terelőlemez esetén, az áramlás vonalában lévő csősorok esetén.

Ezen összefüggések alapján a J_B maximális értéke 1 lehet, $r_{ss} \geq 1/2$ esetén.

2.5. Egyenlőtlen áramlási zóna korrekciós tényező

Ez a tényező abban az esetben számolandó, ha a be- és kiömlő szakasz nagyobb, mint egy-egy terelőlemez közötti kamra. Ez a tényező az áramlási sebességre való hatása miatt jelentős. Abban az esetben, ha a be- illetve kiáramlási szakasz egyenlő a terelőlemezek közötti szakaszokkal, úgy a $J_S = 1$ értéket vesz fel. Ha az előbbi szakaszok nagyobbak az utóbb említettekénél, úgy a $J_S < 1$, amit az alábbi egyenlet segítségével határozhatunk meg:

$$J_S = \frac{(N_b - 1) + (L_{bi}/L_{bc})^{1-n} + (L_{bo}/L_{bc})^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_{bi}/L_{bc}) + (L_{bo}/L_{bc})} \quad (13)$$

ahol:

N_b - a terelőlemezek közötti kamrák száma

n értéke lamináris esetben $1/3$, turbulens esetben 0,6.

2.6. Lamináris áramlási korrekciós tényező

Lamináris áramlás esetén kisebb hőátadási tényező adódik, mint turbulens esetben. $Re > 100$ esetén nincs szükség korrekciós tényezőre, ilyenkor $J_R = 1$. Ha $Re \leq 20$, a korrekció az alábbi összefüggéssel számolható:

$$J_R = (J_R)_{20} = \left(\frac{10}{N_c}\right)^{0,18} \quad (14)$$

ahol: N_c - az áramlás által keresztirányban érintett csősorok száma az egész hőcserélőben

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tew})(N_b + 1) \quad (15)$$

N_{tcc} - a terelőlemezek közötti területen vett keresztirányú áramlásnak kitett csősorok száma, aminek számolási módja az előzőekben már fel lett tüntetve.

N_{tew} - az ablakban lévő csősorok száma

$$N_{tew} = \frac{0,8}{L_{pp}} \left[D_s \left(\frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right]. \quad (16)$$

Ha $20 < Re < 100$, akkor

$$J_R = (J_R)_{20} + \left(\frac{20 - Re}{80} \right) [(J_R)_{20} - 1]. \quad (17)$$

A J_R minimum értéke 0,4.

2.7. Fal viszkozitási korrekciós tényező

Hővezetés korrekciós tényezőit közepes anyagi jellemzők alapján szokás meghatározni, amit a be- és kimeneti hőmérséklet átlagán veszünk. Folyadékok fűtések és hűtések a közepes fluidum hőmérséklet és a falhőmérséklet között vett eltérő anyagtulajdonságok miatt vesszük figyelembe a korrekciós tényezőt, amit a közeg közepes η dinamikai viszkozitása és az η_{fal} falnál mért viszkozitása alapján számolunk.

$$J_\eta = \left(\frac{\eta}{\eta_{fal}} \right)^m \quad (18)$$

A korrekciós tényező fűtés esetén nagyobb, mint 1, hűtéskor pedig egynél kevesebb. Folyadékok hűtése, illetve fűtése esetén az $m = 0,14$ értéket vesz fel.

Gázok esetén, hűtéskor nem szükséges korrekciós tényezőt alkalmazni. Fűtéskor viszont a korrekció alapja a viszkozitás helyett hőmérsékletet veszünk, így az összefüggés:

$$J_{\eta, gáz} = \left(\frac{T + 273}{T_{fal} + 273} \right)^{0,25} \quad (19)$$

ahol: T - a közepes hőmérséklet

T_{fal} - a fal hőmérséklete

Ahhoz, hogy meg lehessen határozni a falhőmérsékleten vett viszkozitást, a hőátadáskor kialakult fal hőmérséklete szükséges.

2.8. Terelelemez nélküli csőköteg hőátadási tényező

A terelelemez nélküli csőköteg hőátadási tényezőjét a teljes csőköteg csövei közötti áramlásból számoljuk:

$$\alpha_I = j_I \cdot c_p \cdot \dot{m} \cdot Pr^{-2/3} \quad (20)$$

A fluidum tömeg sebessége \dot{m} , mértékegysége kg/m^2s . Pr a Prandtl-szám. A j_I a hőátadási faktor, amit az alábbi módon számolunk:

$$j_I = a_1 \left(\frac{1,33}{L_{tp}/D_t} \right)^a \cdot Re^{a_2} \quad (21)$$

ahol:
$$a = \frac{a_3}{1+0,14Re^{a_4}} \quad (22)$$

Az a_1, a_2, a_3, a_4 értékei az alábbi Taborek (1983) [8] által megadott *I.* táblázatban található. A köpenytéri keresztirányú áramláskor, a csőköteg maximális áramlási keresztmetszetén vett tömegsebesség egyenlete:

$$\dot{m} = \frac{M}{S_m} \quad (23)$$

S_m -et előzőekben meghatároztuk, M pedig a köpenytéri áramlás tömegárama, aminek mértékegysége kg/s .

A köpenytéri Reynolds-szám:

$$Re = \frac{D_t \cdot \dot{m}}{\eta_{hv}} \quad (24)$$

ahol: D_t - a csövek külső átmérője

A Prandtl-szám pedig az alábbi módon számolható:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (25)$$

ahol: c_p - fajhő

η - dinamikai viszkozitás

λ - hővezetési tényező

Az anyagjellemzőket a fluidum közepes hőmérsékleten vesszük figyelembe.

A hőátadó felület A_o meghatározásához a csövek effektív csőhosszúságát L_{ta} -t használjuk fel:

$$A_o = \pi \cdot D_t \cdot L_{ta} \cdot N_{tt} \quad (26)$$

ahol: N_{tt} - a csőkötegben található csövek száma.

Az I. táblázat a már említett a értékek mutatja.

I. táblázat Empirikus együtthatók a j_1 meghatározásához.[8]

Elrendezés	Re	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	$10^5 - 10^4$	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	$10^4 - 10^3$	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	$10^3 - 10^2$	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	$10^2 - 10$	1.360	-0.657			45.10	-0.973		
	< 10	1.400	-0.667			48.00	-1.000		
45°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	$10^4 - 10^3$	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	$10^3 - 10^2$	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	$10^2 - 10$	0.498	-0.656			26.20	-0.913		
	< 10	1.550	-0.667			32.00	-1.000		
90°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	$10^4 - 10^3$	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	$10^3 - 10^2$	0.408	-0.460			6.090	-0.602		
	$10^2 - 10$	0.900	-0.631			32.10	-0.963		
	< 10	0.970	-0.667			35.000	-1.000		

3. Összefoglalás

Ebben a cikkben sorra lett véve a csököteges hőcserélők köpenytéri hőátadására vonatkozó szakirodalom. Mivel a köpenytéri hőátadási tényező számos geometriai paramétertől függ, így ezek hatását minden egyes számításnál figyelembe kell venni. Összefoglalást nyertek ezen paraméterek hatásai, számítási módjai valamint ezek jellemző értékei. A vizsgálatok során kiderült, hogy bizonyos tényezők elhanyagolhatók, – mint például a terelőlemez vágási korrekciós tényező – ám a többség hatása nem mellékes a köpenytéri hőátadás szempontjából.

4. Köszönetnyilvánítás

A cikkben ismertetett kutató munka az EFOP-3.6.1-16-2016-00011 jelű „Fiatalodó és Megújuló Egyetem – Innovatív Tudásváros – a Miskolci Egyetem intelligens szakosodást szolgáló intézményi fejlesztése” projekt részeként – a Széchenyi 2020 keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

4. Irodalomjegyzék

- [1] Z. Fonyó and G. Fábry, *Vegyipari művelettani alapismeretek*. Budapest: Nemzeti Tankönyvkiadó Rt., 2004.
- [2] G. Fejes and G. Fábry, *Vegyipari gépek és műveletek II*. Budapest: Tankönyvkiadó Vállalat, 1975.
- [3] A. G. Kaszatkín, *Alapműveletek, gépek és készülékek a vegyiparban*, 3rd ed. Budapest: Műszaki Könyvkiadó, 1976.
- [4] M. Peters, K. Timmerhaus, and R. West, *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, 4th ed. McGraw-Hill Book Company, 1958.
- [5] TEMA, "Turbokar Exchanger Manufacturers Association, 8th ed," New York, 1999.
- [6] W. M. Kays and A. L. London, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed. Krieger Publishing Malabar, 1998.
- [7] A. S. Sukomel and E. A. Krasnoshchekov, *Problems in Heat Transfer*. Moscow: MIR Publishers, 1977.
- [8] J. R. Thome, "Single-Phase Shell-Side Flows and Heat Transfer," in *Engineering Data Book III*, no. 1983, 2010, pp. 1–20.
- [9] K. J. Bell and A. C. Muller, *Wolverine Tube Heat Transfer Data Book II*. Wolverine Division of UOP Inc, 1984.