

KÖPENYOLDALI HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ MEGHATÁROZÁSA CFD-VEL

DETERMINATION OF SHELL-SIDE HEAT TRANSFER COEFFICIENT WITH CFD

Dr. Szepesi Gábor*

ABSTRACT

In chemical and pharmaceutical industry practice, there are numerous places with mixed-chamber double-shell reactor in which exothermic process are in present and requires cooling. In the cooling jacket (geometric execution can vary greatly) for cooling cooling liquid, in most cases cooling water circulated. Current article should introduce such process which helps to determine the shell-side heat transfer coefficient with numeric simulation, and furthermore present a newer criterial equation for the definition of heat transfer coefficient in a semicircular cross-section pipe.

1. BEVEZETÉS

A vegyipari és gyógyszeripari gyakorlatban számos helyen találkozni olyan kevert terű, duplikatúrával ellátott reaktorokkal, melyekben exoterm folyamatok játszódnak le és hűtést igényelnek. Hűtéshez a köpenytérben (melynek geometriai kialakítása nagyon eltérő lehet) hűtőfolyadékot, az esetek többségében hűtővizet áramoltatnak. Jelen cikkkel szeretnék bemutatni egy olyan eljárást, mely segítségével a köpenyoldali hőátadási tényező meghatározható numerikus szimuláció segítségével. A műszaki gyakorlatban a hőátadási tényező meghatározása az esetek nagy többségében méréseken alapuló kritériális egyenleteken alapul. A kritériális egyenletek általában hatványfüggvény alakúak, melyek az áramlás jellegének megfelelően a Reynolds, Prandtl, Peclet dimenziómentes hasonlósági kritériumoktól függ. Ezen egyenletek nem direkt módon a hőátadási tényezőt szolgáltatják, hanem a hőátadásra jellemző Nusselt-szám meghatározására adnak összefüggést. Jelen cikkben a numerikus áramlástani számítás eredményeit vetem össze a kritériális egyenlet által szolgáltatott eredménnyel. A CFD eljárás egyik jelentős előnye, hogy nem igényel hosszadalmas és költséges mérési eljárásokat, olyan esetekben, ahol a szakirodalomban nem található az adott feladatra alkalmazható

összefüggés. A numerikus vizsgálat elvégzéséhez az SC/Tetra szoftvercsomagot használok.

2. KÖPENYOLDALI HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ MEGHATÁROZÁSA KRITERIÁLIS EGYENLETEKKEL

Egy reaktorból az időegység alatt elvonható hő mennyisége számos paramétertől függ. A hűtési folyamat során kialakuló hőátvitel három részfolyamatra bontható:

- belső, reaktortéri hőátadás,
- hővezetés a reaktor falán keresztül,
- külső, köpenyoldali hőátvitel.

E három hőátadási folyamat összessége határozza meg az elvonható hőmennyiséget. A vizsgálatom során a reaktor belsejében egy időben állandó mennyiségű reakcióhő képződését feltételeztem tökéletes kevertség mellett, aminek következtében a munkatéri közeget állandó hőmérsékletűnek tekintettem, valamint a belső hőátadási tényező értékét szintén állandó értékűnek tételeztem fel.

A hőátadási folyamatok vizsgálata során az ide vonatkozó szakirodalom hasonlóságon alapuló kritériális egyenleteket használ a hőátadási folyamatot jellemző hasonlósági kritérium (Nu) meghatározására. A Nusselt-szám általános alakban az alábbi módon írható fel:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (1)$$

Az (1) egyenletben szereplő l az adott hőátadási folyamatra jellemző geometriai méretet jelöli.

Általánosságban elmondható, hogy turbulens jellegű áramlások során ($Re > 10000$) a Nusselt -szám felírható a Re -szám és a Pr -szám hatványfüggvényeként.

A köpenyoldali Nusselt-szám (Nu) az alábbi alakban határozható meg:

$$Nu = A \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad (2)$$

Az [1] szerzői, mérések segítségével meghatározták egy reaktor köpenyterében a Nu -szám meghatározására szolgáló kritériális egyenletet, mely regressziós függvény alkalmazásával a (2) egyenletben található állandók értékei $A=0,21$, $b=0,633$, $c=0,326$. A szerzők

* egyetemi docens, ME Vegyipari Gépek Tanszéke

egy négyzet keresztmetszetű csatornát vizsgáltak (lásd 1.a ábra), ahol $a=375\text{mm}$, $b=75\text{mm}$ volt.

$v, \text{m/s}$	Re	Nu	$\alpha, \text{W/m}^2/\text{K}$
0,2	24000	233,21	1 185,46
0,4	48 000	361,65	1 838,41
0,6	72 000	467,48	2 376,33
0,8	96 000	560,85	2 850,98
1	120 000	645,94	3 283,50
1,2	144 000	724,95	3 685,18

1. táblázat Számított Nu -számok a Re függvényében

A (2) egyenlettel meghatározott Nu értékeket az 1. táblázat tartalmazza. A Re és Nu számokban található jellemző geometriai méret az áramlási keresztmetszetre vonatkoztatott egyenértékű átmérő. A táblázatban feltüntetésre került az (1) egyenlettel meghatározott átlagos hőátadási tényező értéke is.

3. HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ MEGHATÁROZÁSA CFD-VEL

A hőátadási tényező numerikus hőtani szimulációjához elő kell állítani a geometriát, amely térben a hőátadási folyamatot vizsgálni kívánjuk. A geometria elkészítése Solid Edge környezetben készült. A geometriát adaptálni kell a numerikus számítást végző szoftver perprocesszálást végző moduljába (*SCTPrime*). A hálókészítés során strukturálatlan hálót alkalmaztam.

Turbulens áramlások esetében figyelembe kell venni, hogy a fal közvetlen környezetében (határréteg) a sebességprofil faltörvényekkel közelítjük. Az *SC/Tetra* szoftverben alkalmazott faltörvények:

$$30 < y^+ < 1000: \quad \frac{u}{u^*} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{u^* y}{\nu} + A$$

$$y^+ < 5: \quad \frac{u}{u^*} = \ln \frac{u^* y}{\nu} \quad (3)$$

A faltörvényben alkalmazott állandó: $A=5,5$. Az u^* értelmezése: $u^* = \sqrt{\tau_w / \rho}$, ahol τ_w a határrétegben az áramlás során fellépő nyírófeszültség.

A hőátadási tényező numerikus szimulációja során az áramló közeget (hűtővíz) összenyomhatatlannak tekintettük. Az áramlás turbulens jellege miatt ($Re \gg 10000$) egy turbulencia modell választása vált szükségessé. Az elődleges vizsgálatokhoz a standard $k-\varepsilon$ modellt alkalmaztuk.

A diszkrétizálás után az alábbi megmaradási egyenletek megoldása vált szükségessé:

Kontinuitási egyenlet:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \quad (4)$$

Impulzus megmaradási egyenlet ($i=1 \dots 3$):

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} + \rho g_i. \quad (5)$$

Energia megmaradási egyenlet:

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho c_p T}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} K \frac{\partial T}{\partial x_i} + \dot{q}. \quad (6)$$

A $k-\varepsilon$ modell alkalmazása során megoldandó egyenletek általános alakban:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_s + G_t - \rho \varepsilon, \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_s + G_t) (1 + C_3 R_f) - C_2 \frac{\rho \varepsilon^3}{k}, \quad (8)$$

ahol:

$$G_s = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad (9)$$

$$R_f = -\frac{G_t}{G_s + G_t}. \quad (10)$$

Az egyenletekben szereplő empirikus állandók értékei: $C_1=1,44$, $C_2=1,92$, $C_3=0$, $\sigma_k=1$, $\sigma_\varepsilon=0,9$.

Az *SC/Tetra* szoftver a kialakuló fajlagos hőáramból származtatja a hőátadási tényező értékét. A turbulens hőátadás során a turbulens hőátadási tényező számítására az alábbi összefüggések szolgálnak:

$$q = -\frac{\rho c_p u^*}{T^+} (T - T_w) A, \quad (11)$$

ahol

$$T^+ = \frac{\text{Pr}t}{\kappa} \ln(Ey^+) + A(\text{Pr}, \text{Pr}t), \quad (12)$$

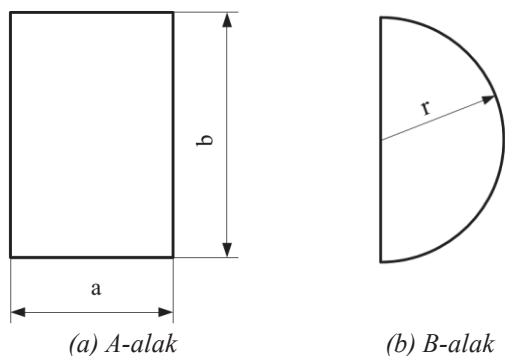
valamint

$$A(\text{Pr}, \text{Pr}t) = 9,24 \text{Pr}t \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}t} - 1 \right) \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}t} \right)^{0,25}. \quad (13)$$

A turbulens Prandtl-szám meghatározására számos irodalmi hivatkozás található [3][4], az *SCTetra* szoftver a $\text{Pr}t=0,9$ -es értéket alkalmazza a (12) és (13) megoldása során.

3.1 A vizsgált geometriák

A numerikus szimuláció során két különböző geometriai kialakítású köpenyhűtést vizsgáltam. Az 1-es ábrán láthatóak a vizsgált keresztmetszetek. A B-alakú keresztmetszet méretét úgy alakítottam ki, hogy a Reynolds-szám mindkét keresztmetszetben azonos legyen.

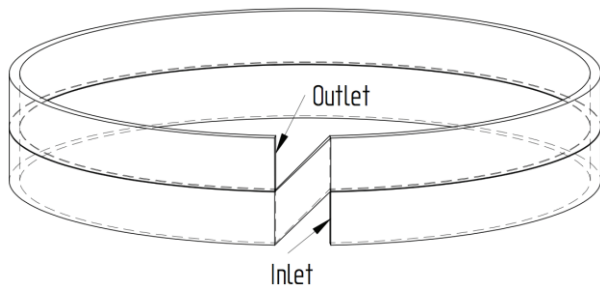


1. ábra. A vizsgált áramlási keresztmetszetek

Az *A-alak*-ú kialakítás korábbi gyártású polimerizáló reaktorok esetében gyakorta előfordult, a *B-alak* egy teljesen hétköznapi, gyógyszeripari technológiákban alkalmazott köpenyhűtési forma. A vizsgálataim kiterjedtek arra, hogy a két geometria közül melyik esetben alakítható ki nagyobb hőátadási tényező azonos áramlási viszonyok mellett továbbá vizsgáltam a köpenytérben kialakuló nyomásvesztések értékét is.

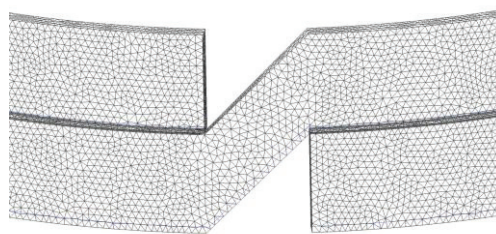
3.2 Peremfeltételek, hálózás

Az áramlási vizsgálatok során mindkét geometria esetén a 2-es ábrán *Inlet*-el jelölt felületre egy sebességértéket írtam elő, melyekből az áramlásra jellemző *Re*-szám meghatározható. Az *Outlet* felület peremfeltétele a $p=0$ bar_g, azaz a környezeti nyomás. A hőtechnikai számításokhoz szükséges peremfeltételek esetén a belső felület állandó hőmérsékletű ($t=63^{\circ}\text{C}$), hiszen a tökéletesen kevert belső térben keletkező hőmennyiség a köpenyen keresztül elvonásra kerül. A köpeny külső felületére harmadfajú peremfeltételt alkalmaztam, ahol a környezetet 20°C -nak tételeztem fel, a környezet és a köpeny közötti hőátadási tényező értékét $20 \text{ W/m}^2/\text{K}$ vettem fel.



2. ábra. A vizsgált áramlási tér

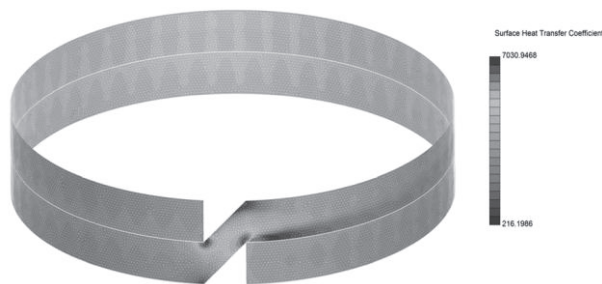
A hálózás során nem strukturált, 3D-s elemekből felépített hálót alkalmaztam (3-as ábra). A szilárd-folyadék fázishatárok esetében háromrétegű strukturált, prizmatikus háló segítségével határozható meg a határréteg sebességprofilja. A megoldásban feltüntetett eredmények hálófüggetlen megoldások.



3. ábra. Az alkalmazott háló

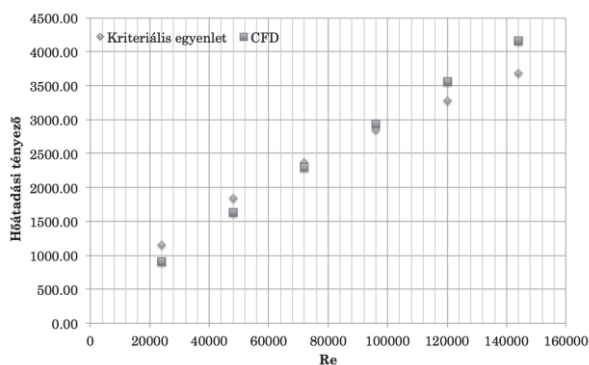
4. EREDMÉNYEK, ÖSSZEFOGLALÁS

A numerikus szimuláció eredményét a 2-es táblázatban foglaltam össze, amely az áramlási keresztmetszetek belső, reaktortérrel érintkező felületére vonatkozó belső hőátadási tényező értékeit mutatja. A lokális hőátadási tényező (lásd 4-es ábra) felületre vonatkozó skalárintegráljával származtatható a felületre vonatkozó globális hőátadási tényező. Jól látható, a 4-es ábrából, hogy a pangó folyadékrészekben nagymértékben leromlik a hőátadás, amely kihatással van a globális (felületre vonatkozó) hőátadási tényező értékére.



4. ábra. Lokális hőátadási tényező *A-alak* esetén

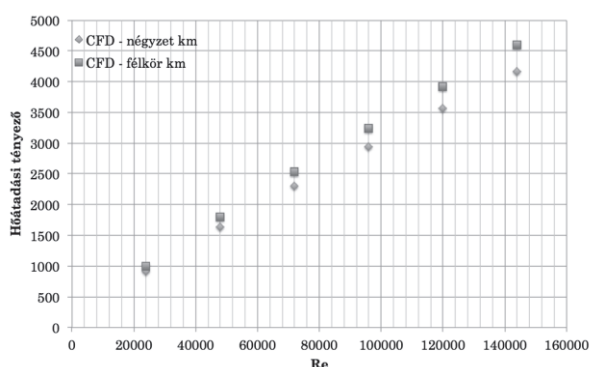
Az áramlás szempontjából holt részek a *B-alak* esetében nem alakulnak ki.



5. ábra. Elméleti és numerikus eredmények összehasonlítása

Az 5. ábrából jól látható, hogy a numerikus számítás eredményei jó egyezést mutatnak a kritériális egyenlettel meghatározható hőátadási tényező értékével,

azonban magasabb Re-számok esetében már jelentősebb (kb.11%-os) eltérés tapasztalható.



6. ábra Hőátadási tényezők különböző áramlási keresztmetszetek esetében

A 2. táblázatban látható, a vizsgált térrészekben kialakuló valamint a kísérleti úton, kritériális egyenlettel előállított hőátadási tényező értékei.

Re	α_{krit}	α_{A-alak}	α_{B-alak}
24 000	1 185	909	999
48 000	1 838	1 630	1794
72 000	2 376	2 300	2534
96 000	2 850	2 940	3242
120 000	3 283	3 560	3926
144 000	3 685	4 162	4594

2. táblázat Számított Nu-számok a Re függvényében

A 2-es táblázat alapján, legkisebb négyzetek módszerének felhasználásával származtatható:

$$Nu = 0,094 \cdot Re^{0,85} \cdot Pr^{0,33} \quad (14)$$

összefüggés, mely segítségével meghatározható a félkör keresztmetszetű csökiyóban a hőátadási tényező turbulens áramlási körülmények között.

Összességében megállapítható, hogy az SC/Tetra-val végzett numerikus áramlási szimuláció megbízhatóan és költségkímélően alkalmazható csatornában kialakuló hőátadási tényező meghatározására. Az elvégzett számítások kimutatták, hogy a B-alakú csatorna hőtani szempontból kedvezőbb, mert nagyobb hőátadási tényező alakul ki, valamint az egységnyi hosszúságra vonatkoztatott csőhossz esetében a kialakuló nyomásvesztés is kedvezőbb.

5. JELÖLÉSJEGYZÉK

Re	Reynolds-szám	
x_i	koordináták	m
u_i	sebesség x_i irányban	m/s
t	idő	s

ρ	sűrűség	kg/m ³
p	nyomás	Pa
σ_{ij}	feszültség	Pa
T	hőmérséklet	K
T_0	referenciahőmérséklet	K
c_{p0}	fajhő állandó nyomáson	J/kg/K
\dot{q}	fajlagos hőáram	W/m ²
k	turbulens energia	m ² /s ²
ε	turbulens disszipáció	m ² /s ³
u^*	sebesség	m/s
Pr	Prandtl-szám	
Prt	turbulens Prandtl-szám	
κ	Kármán állandó	
E	állandó	
y^+	dimenziómentes távolság	
A	felület	m ²
Nu	Nusselt-szám	

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatói tanulmány a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-00001 jelű projekt részeként - az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében - az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

7. IRODALOM

- [1] VENCZEL G. Dr. SZEPESI G., Dr. SIMÉNFALVI Z.: Hőátadási tényezők közvetett meghatározása duplikatúrás készülékek köpenyterében, Disszeminációs konferencia, Miskolci Egyetem, 2011;
- [2] Software Cradle Co- Ltd: *Basics of CFD Analysis*, pp. 1-90, 2011;
- [3] S.KANG, G. IACCARINO: *Computation of turbulent Prandtl number for mixed convection around a heated cylinder*, Center for Turbulence Research Annual Research Briefs, 2010 pp295-304
- [4] BASIN O. HASAN: *Turbulent Prandtl Number and its Use in Prediction of Heat Transfer Coefficient for Liquids*, Nahrain University, College of Engineering Journal (NUCEJ) Vol.10, No.1, 2007 pp53-64
- [5] F. CASTIGLIA, P. CHIOVARO, M. CIOFALO, M. Di LIBERTO, P.A. Di MAIO, I. Di PIAZZA, M. GIARDINA, F. MASCARI, G. MORANA, G. VELLA: *Modelling flow and heat transfer in helically coiled pipes*, CIRTEN-UNIPA RL-1206/2010, Palermo, 2009