Cső a csőben hőcserélő CFD szimulációja

Kardos Barnabás [1] Dr. Egedy Attila [2]

[1]Vegyészmérnök BSc, III. évf. [2]egyetemi docens, témavezető
Pannon Egyetem, Mérnöki Kar, Folyamatmérnöki Intézeti Tanszék, Veszprém

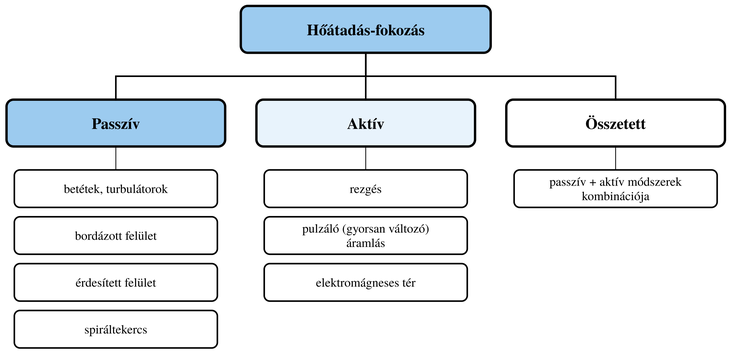
Bevezetés és célkitűzés

A hőátadás a vegyipar, az energetika és az élelmiszeripar kulcsfolyamata, ezért a hőcserélők hatékonyságának javítása folyamatos mérnöki feladat. Az ipari hőcserélők 35–45%-a csőköteges kialakítású, ennek legegyszerűbb, laboratóriumban jól vizsgálható változata az ellenáramú **cső a csőben hőcserélő** [2, 1].

A hőátadás **passzív** módszerekkel, betétekkel és turbulátorokkal külső energia nélkül fokozható: ezek megzavarják az áramlást, elvékonyítják a termikus határréteget és megszüntetik a pangó zónákat, ennek ára viszont a nagyobb nyomásesés [1]. A két hatás mérlegelésének ma elsődleges eszköze a **CFD**, amely a sebesség- és hőmérsékletmezőt a kísérletnél jóval olcsóbban adja meg. Eredményei azonban erősen függenek az áramlási modelltől és a megoldó beállításaitól, ezért a **mérési validálás** nem hagyható el [1].

Célunk egy laboratóriumi hőcserélő **2D tengelyszimmetrikus** és **3D** modelljének felépítése COMSOL Multiphysicsben és a 3D modell összevetése **saját méréseinkkel**, a betétes kialakítások későbbi vizsgálatának alapjaként.

Hőátadás-fokozás módszerei cső a csőben hőcserélőben

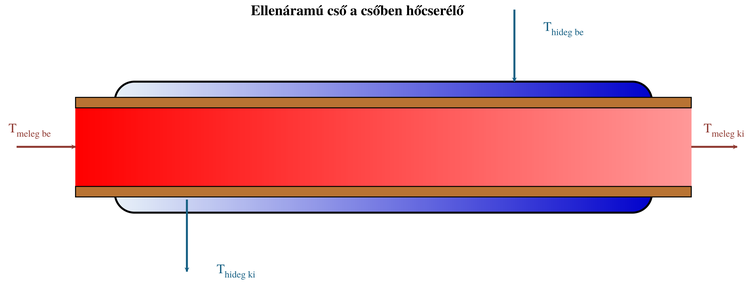


ábra 1. A hőátadás-fokozás módszerei cső a csőben hőcserélőben.

Mérőrendszer és mérés

A belső csőben meleg, a köpenytérben hideg víz áramlik ellenáramban. Négy hőmérővel mértük a be- és kilépő hőmérsékleteket ($T_{h,be}$, $T_{h,ki}$, $T_{c,be}$, $T_{c,ki}$), két áramlásmérővel a térfogatáramokat. Mintavétel: 1 s, időtartam: 2920 s. A meleg ág térfogatáramát (1,3–2,8 l/min) és a hideg ágét (1,6–2,1 l/min) lépcsőzetesen változtattuk, így **11 állandósult üzemállapotot** kaptunk; $T_{h,be}$ = 40,6–41,7 °C, $T_{c,be}$ = 20,1–20,3 °C.

Ellenáramú cső a csőben hőcserélő



ábra 2. A vizsgált ellenáramú cső a csőben hőcserélő sematikus metszete.

Irodalom

[1] M. S. Abdollahpour, M. Fazli, A. Khademi, S. A. A. Mehrjardi, K. Mazaheri, and M. B. Shafii. A critical review of turbulator effects on shell-and-tube heat exchanger performance based on CFD studies. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 172:110273, 2026.

[2] R. K. Shah and D. P. Sekulić. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Wiley, 2003.

Geometria és modellbeállítás

A **2D tengelyszimmetrikus** modell a belső csövet (r = 7,5 mm), a 1,5 mm-es rézfalat és a köpenyrést (r = 9–11 mm) írja le axiális be- és kilépéssel; a **3D** modell a teljes geometriát tartalmazza a köpenytér radiális be- és kilépő csonkjaival együtt.

A cső hossza 1,5 m (belső) és 1,3 m (külső), a rézfal hővezetési tényezője 385 W/(m·K). A stacioner futásokban a belépő hőmérséklet 40/20 °C, a térfogatáram 1,5/2,5 l/min (meleg/hideg); a 3D tranziens modell a mért térfogatáram-idősort kapja.

Matematikai modell

Lamináris, összenyomhatatlan áramlás (COMSOL: Laminar Flow)

$$\rho\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t}+\rho(\mathbf{u}\cdot\nabla)\mathbf{u}=\nabla\cdot\left[-p\mathbf{I}+\mu(\nabla\mathbf{u}+(\nabla\mathbf{u})^{\mathrm{T}})\right]+\mathbf{F},\qquad \rho\,\nabla\cdot\mathbf{u}=0$$

Hőtranszport (Heat Transfer in Fluids / Solids)

$$\rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t}+\mathbf{u}\cdot\nabla T\right)+\nabla\cdot\mathbf{q}=Q,\qquad \rho c_p\frac{\partial T}{\partial t}+\nabla\cdot\mathbf{q}=Q\ \text{(rézfal)},\qquad \mathbf{q}=-k\nabla T$$

Turbulens áramlás, k–ω SST modell (COMSOL: Turbulent Flow, SST)

$$\rho(\mathbf{u}\cdot\nabla)\mathbf{u}=\nabla\cdot\left[-p\mathbf{I}+(\mu+\mu_T)(\nabla\mathbf{u}+(\nabla\mathbf{u})^{\mathrm{T}})\right]+\mathbf{F},\qquad \rho\,\nabla\cdot\mathbf{u}=0$$

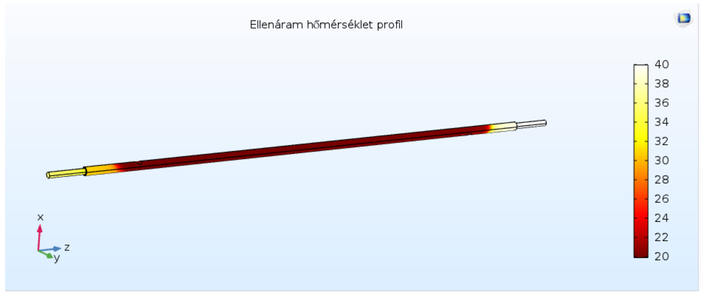
$$\rho(\mathbf{u}\cdot\nabla)k=\nabla\cdot\left[(\mu+\mu_T\sigma_k)\nabla k\right]+P-\beta_0^*\rho\,\omega k$$

$$\rho(\mathbf{u}\cdot\nabla)\omega=\nabla\cdot\left[(\mu+\mu_T\sigma_\omega)\nabla\omega\right]+\frac{\gamma}{\mu_T}\rho P-\rho\beta\omega^2+2(1-f_{v1})\frac{\rho\,\sigma_{\omega 2}}{\omega}\nabla\omega\cdot\nabla k$$

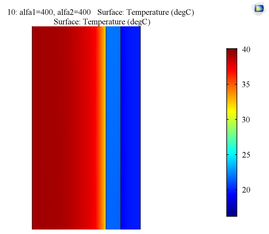
$$\mu_T=\frac{\rho\,a_1 k}{\max(a_1\omega,\ Sf_{v2})},\qquad P=\mu_T[\nabla\mathbf{u}:(\nabla\mathbf{u}+(\nabla\mathbf{u})^{\mathrm{T}})],\qquad k_T=\frac{c_p\,\mu_T}{\mathrm{Pr}_T}$$

Az átmeneti Re-tartomány miatt erre a modellre térünk át.

Hőmérséklet-eloszlás (3D és 2D)



(a) 3D modell, ellenáram

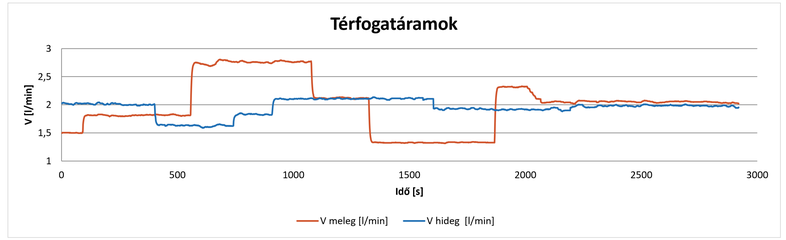


(b) 2D tengelyszimmetrikus modell, α_1 = α_2 = 400 W/(m^{2}K)

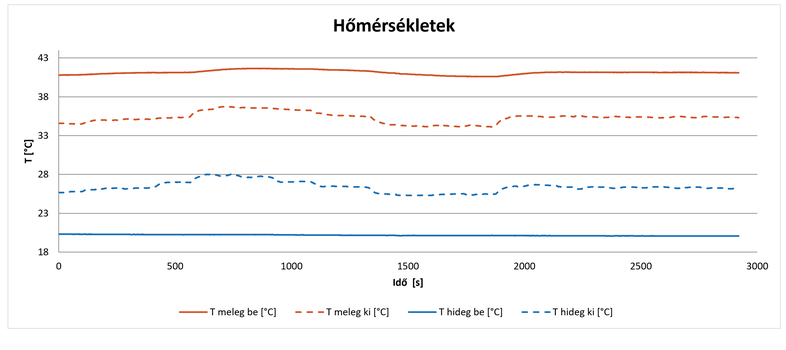
ábra 3. A számított hőmérsékletmező [°C].

A meleg víz 40 °C-on lép be és kb. 34 °C-on távozik; a hőmérséklet-esés nagy része a belső cső fal menti határrétegében történik.

Mérési eredmények



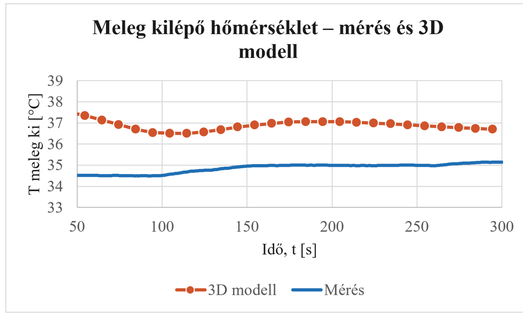
ábra 4. A mért térfogatáramok idősora.



ábra 5. A mért hőmérsékletek idősora.

Validálás: 3D tranziens modell

Időfüggő számítás (0–300 s): a belépő térfogatáramokat a mérés első 300 s-ából interpoláltuk, a belépő hőmérséklet 40 és 20 °C.



ábra 6. A meleg kilépő hőmérséklet: mérés és 3D modell (50–300 s).

A felfutás (35 s) után a modell **szisztematikusan magasabb** kilépő hőmérsékletet ad: az átlagos abszolút eltérés **2,1 K**, a legnagyobb 3,5 K. A 200–300 s szakaszon a mért $T_{h,ki}$ 35,0 °C, a számított 36,9 °C; a mért 747 W hőáram és 825 W/(m^{2}K) hőátbocsátási tényező helyett a modell 388 W-ot és 371 W/(m^{2}K)-t ad.

Következtetések és kitekintés

- 11 üzemállapotban mértük a hőcserélőt: U = 750–1070 W/(m^{2}K), ε = 0,29–0,37.
- Következő lépések: **turbulens** (k–ε, k–ω SST) modell, mért belépő hőmérsékletek, majd passzív betétek vizsgálata a hőátadás és a nyomásesés együttes értékelésével.