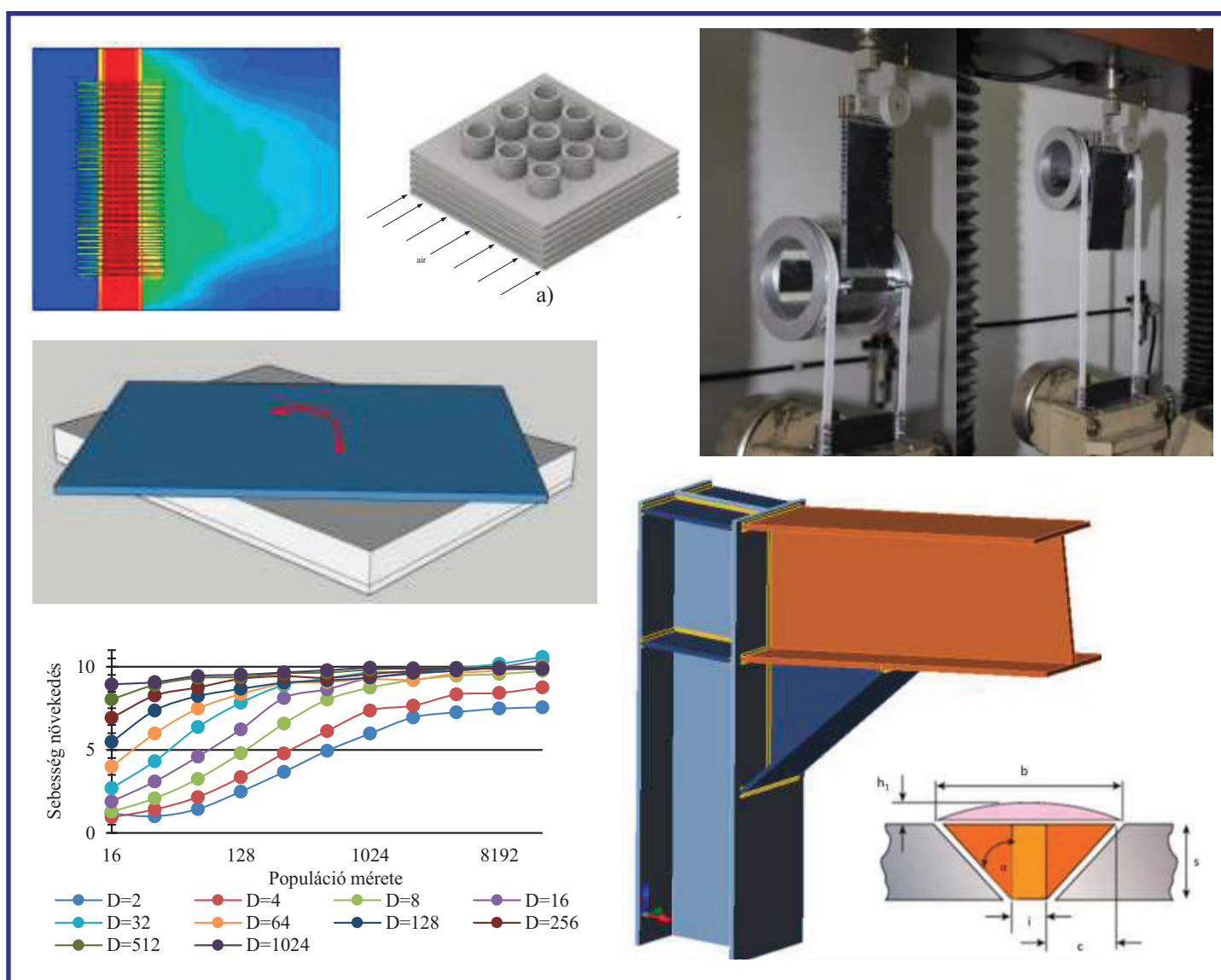


GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



TARTALOM

1. *Hazim Nasir Ghafil, Dr. Jármái Károly*
A RÉSZECSCKE CSOPORT ÉS A MESTERSÉGES MÉHCSALÁD MÓDSZEREK ÖSSZEHASONLÍTÓ VIZSGÁLATA 5
Ebben a munkában a részecske csoport optimalálás és a méhcsalád algoritmusai közötti összehasonlítást mutatjuk be különböző vizsgálati módszerekkel. Minden algoritmust részletesen ismertetünk, és bemutatjuk a matematikai modelljüket. Megállapítást nyert, hogy a részecske csoport optimalálás jobb, mint a mesterséges méhcsalád, módszer és egy speciális tesztfüggvény esetében a mesterséges méhcsalád nem tudott megfelelő megoldást találni.
2. *Erdős Antal, Dr. Jármái Károly*
NYOMÁSTARTÓ EDÉNY HEGESZTÉSI KÖLTSÉG SZÁMÍTÁSA 9
A nyomástartó edények manapság fontos szerepet töltenek be a mérnöki tevékenységben. Ezért a hozzájuk kapcsolódó költségek minimalálása kulcsfontosságú lehet a termelési költségek vagy a működési költségek szempontjából. Ezeket a szerkezeteket általában hegesztik. Ezért a helyes hegesztési technológia és a töltőanyag kiválasztása fontos szempont a költségek megtakarításában. Működési oldalról a karbantartás költsége és a ciklusok száma fontos, mert fáradás adódhat a szerkezetenél.
3. *Nagy Szilárd, Dr. Jármái Károly*
FPA ALGORITMUS IMPLEMENTÁLÁSA MASSZÍVAN PÁRHUZAMOS ARCHITEKTÚRÁRA 16
Az evolúciós algoritmusok hatékony eszközök a nemlineáris, többdimenziós optimalálási problémák megoldására. A nagyméretű problémák megoldása gyakran időigényes. A GPU-k (grafikus feldolgozó egység) evolúciója az elmúlt években lehetővé teszi számukra, hogy általános célú számításokra használják őket. Ebben a tanulmányban bemutatjuk az FPA (Virág megporzás algoritmus) algoritmusának GPU-n való megvalósítását és az elért eredményeket.
4. *Szűcs Renáta, Galambos József, Dr. Virág Zoltán és Dr. Jármái Károly*
EMELŐASZTAL TERVEZÉSE, BASIC ENGINEERING 20
Ebben a munkában az emelőasztal-konstrukciók csoportjában bemutattuk az alaptéchnikát. Ezeket az asztalokat kisebb vagy nagyobb tömegek emelésére használják. A platform hossza és szélessége nagyon eltérő lehet. A függőleges vagy vízszintes irányban az ollók száma nagyban befolyásolja az alkalmazhatóságot és a terhelést. A vizsgálat azt mutatja, hogy a minimális tömegű, vagy költségű szerkezet kialakítása érdekében végzett innovatív tervezés nem könnyű, sok variáns lehet.
5. *Petrik Máté, Dr. Szepesi Gábor, Dr. Jármái Károly*
BORDÁSCSÖVES HŐCSERÉLŐ HŐÁTADÁSI FOLYAMATÁNAK VIZSGÁLATA CFD-VEL 27
Ez a tanulmány a kompakt autó hűtők áramlás dinamikája számításával (CFD) foglalkozik és az ezzel történő hőteljesítményének paraméteres elemzését célozza meg. Az elemzést különböző levegősebességeken hajtottuk végre különböző hűtőbordák modellezésével, mint például valódi hűtőbordák és porózus közegek alkalmazása. A vizsgálathoz használt CFD szoftver SC-Tetra volt.
6. *Kászonyi Gábor – Dr. Jármái Károly*
HEGESZTETT CSARNOKKERET OPTIMÁLÁSA TÖMEGRE ÉS KIHASZNÁLTSÁGRA 32
Ebben a tanulmányban az optimalálást egy hegesztett I-szelvényű elemekből álló keretszerkezeten mutatjuk be. Figyelembe vettük a szerkezeti feszültséget, a stabilitási korlátokat, a keret erősséget és a teherbíró képességeket. A szerkezet teherbíró képességét maximalizáltuk - a szimulációhoz egy VEM (Végeselem módszert) AXIS csomagot használva. Kimutattuk, hogy jelentős tömegmegtakarítás érhető el optimalálással.
7. *Alaa Al-Fatlawi, Dr. Jármái Károly, Dr. Kovács György*
MÉHSEJTVÁZAS KOMPOZIT PANELEK TERVEZÉSE ÉS MÉRÉSE ALKALMAZÁSSAL 36
E tanulmány célja új méhsejtvázás szendvics kompozit szerkezetek kidolgozása volt. A könnyű panelek óriási megtakarítást biztosítanak a tömeg vonatkozásában, és így csökkentik az üzemanyag-fogyasztást vagy növelik a légi járművek forgalmát a hagyományos konténerekhez képest. A Nemzetközi Légi Közlekedési Szövetség (IATA) számításai szerint az 1 kg-os többlettömeg óránkénti szállításához szükséges üzemanyag súlya 0,04 kg.

BORDÁSCSÖVES HŐCSERÉLŐ HŐÁTADÁSI FOLYAMATÁNAK VIZSGÁLATA CFD-VEL

CFD ANALYSIS OF FINNED TUBE HEAT TRANSFER PROCESS

Petrik Máté*, Dr. Szepesi Gábor**, Dr. Jármái Károly***

ABSTRACT

This paper aimed to fulfil the parametric analysis on the heat performance of a compact automotive radiator using computational fluid dynamics (CFD). The analysis has been carried out at different air velocities with different fins modelling such as real fins and as porous media. The used CFD software to this study was SC-Tetra. The fluids are incompressible, the flow was three-dimensional and turbulent. The geometry of the fins has a high impact to the heat transfer coefficient and the heat performance, so the shape, the size and the thickness of the fins are compared to each other. Our goal to find a dependable Nu-number correlation for this type of heat exchanger and using this function to find the optimal shape of the radiator, which can cool the cooling liquid to the necessary value and has the smallest weight.

1. BEVEZETÉS

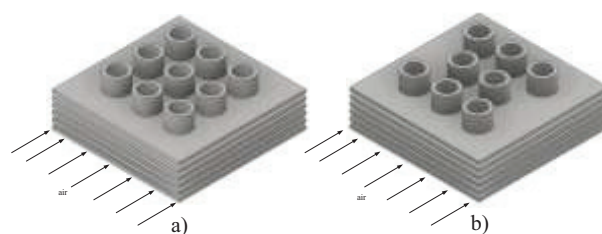
A bordáscsöves hőcserélők külön csoportot képviselnek a felületi hőcserélők között. Ezeket a berendezéseket leggyakrabban olyan helyen alkalmazzák, amikor az egyik hőátadásban szereplő közeg gáz halmazállapotú, például járművek esetén vagy légkondicionáló rendszerekben. A bordákkal a hőátadó felület növelhető meg jelentős mértékben, bár ezáltal ellenállásokat helyezünk az áramlási térbe, melynek következménye egy kisebb hőátviteli tényező lesz. A szakirodalomban több elmélet is található, viszont általánosságban elmondható, hogy nem léteznek olyan széles tartományban használható összefüggések, köszönhetően a borda geometriájának.

Az analitikus számítás nehézségei ellenére mind ipari, mind háztartási felhasználása jelentős. Risberg et al. [1], Liping és Wong [2], valamint Awbi [3] a lakóházakban használt radiátorok konvektív hőátadásával kapcsolatban végeztek kutatásokat. Oliet et al [4], valamint Astrouski et al. [5] autóműű radiátorokkal kapcsolatos tanulmányokat készítettek. Ezek a berendezések a motorhűtő rendszer legfontosabb elemei: a zárt rendszerben keringtetett

hűtőfolyadék a motorblokkot hűti azáltal, hogy felveszi a robbanás hőjét, mely hőt később a radiátoron keresztülráramló levegőnek ad le. Az autóműű radiátor tervezésénél a geometriai méretek megválasztása létfontosságú. Kis méretek esetén a hőcserélő teljesítménye túl kis érték lesz, mely rövid idő alatt a motorblokk túlhevül. Túl nagy méretek esetén pedig a radiátor befoglaló méretei lesznek túl nagyok, melynek következménye a tömeg növekedése.

A szakirodalomban számos bordageometria érhető el, melyek közös jellemzője, hogy a gázoldalon tapasztalható hőátadási tényező tapasztalati összefüggéssel számítható. A Nu-szám értéke függ a bordák alakjától (négyzetes vagy kör alak; hosszanti vagy radiális irányú bordák), az áramló közeg közepes hőmérsékletén vett anyagjellemzőitől és a sebességétől. Ilyen esetekben nem kell az áramlás jellegét vizsgálnunk, mivel a bordák miatt biztos, hogy turbulens lesz az áramlás.

Számos kutató végezt vizsgálatokat a különböző típusú bordák hőátadásával kapcsolatban. Jang et al [6] háromdimenziós szimulációs vizsgálatok végeztek négyzetes bordákra, egy sorban elhelyezett és eltolt csövek esetén (1. ábra).



1. ábra: Egy sorban és eltolva elrendezett csövek

Mérések és szimulációs vizsgálataikban kimutatták, hogy az eltolt csőosztás jobb hőátadási tényezőt fog okozni. Ennek oka az, hogy a gáz a legkisebb ellenállás irányában áramlik, így a sorban elhelyezett csöveknél nem vesz részt az egész hőátadó felület a hőcserében, míg eltolt csőosztás esetén gyakorlatilag ez a hatás nem lép fel.

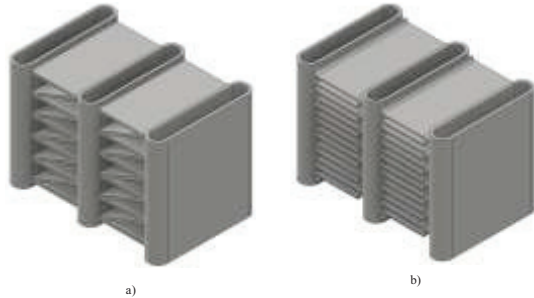
A másik gyakran használt bordatípus a louver borda. A légkondicionáló rendszerekben és járműveknél is ezt a

* tanársegéd, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

*** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

felépítést használják (hasonlóan a nagyteljesítményű számítógépek vízhűtéses processzorhűtőjéhez). Ilyenkor több, nagyon kis keresztmetszetű csőben áramlik a hűtőfolyadék, és ezeket a csöveket ezek a lamellás bordák kötik össze. A 2. ábrán ilyen kialakítások láthatók.



2. ábra: Lamellás bordák háromszög- a) és négyzetgostással b)

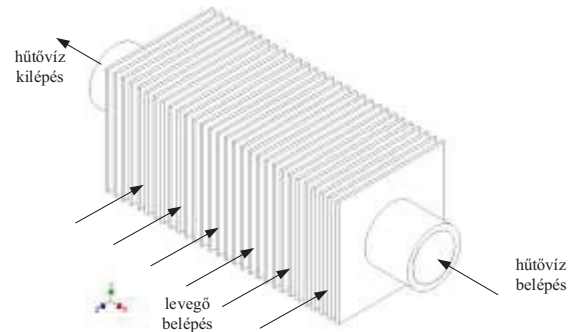
Chang et al. [7], Achaichia et al. [8] és Jin Sheng et al. [9] végeztek vizsgálatokat ezekkel a bordákkal kapcsolatban, ahol változtatták a lamellák geometriai adatait és osztását, valamint a cső keresztmetszetét. Kimutatták, hogy nem létezik általánosan használható empirikus összefüggés, csak nagyon szűk geometriai adatok között lehet viszonylag jól illeszkedő összefüggést létrehozni.

2. HŐTANI SZIMULÁCIÓ

2.1. Szimulációs technikák

A CFD-szimulációk a kereskedelmi forgalomban elérhető SC-TETRA szoftverrel készültek. Ezzel a programmal a bordák által képviselt kiterjesztett felület két különböző módszerrel is modellezhető: fizikai modellként, amikor minden egyes bordát a kívánt geometriával valamilyen 3D-s modellező szoftverrel megrajzolunk, illetve porózus térfogatként, amikor az összes bordát és a közöttük lévő gáz-térfogatot egyetlen térfogatként modellezzük. Tanulmányunkban a kétféle modellezési módszert hasonlítottuk össze.

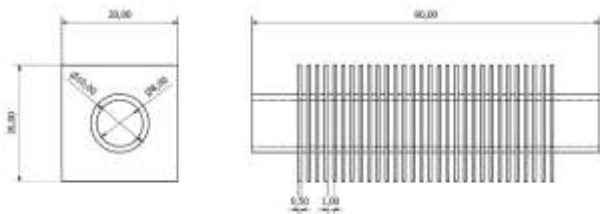
Abban az esetben, amikor a bordákat fizikailag létező bordaként modellezzük (3. ábra), a lehető legpontosabban járunk el. Pontosán definiálható, mi lesz az áramlási tér, mi lesz a hőcserében részt vevő fal, valamint a hálósűrítésre vonatkozó beállítások is megadhatók.



3. ábra: Fizikai borda modellje

Ennek a módszernek pontosan ezek a jellemzők lesznek a hátrányai is: mind a geometria modell megalkotása, mind a felületek definiálása sokkal nagyobb odafigyelést igényel, a fal melletti hálósűrítés pedig a számítási időt fogja növelni.

A vizsgálatainkban egy 60 mm hosszú, 10 mm külső és 8 mm belső átmérőjű csövet modelleztünk, melyen 30 db, 20x20 mm-es, 0,5 mm vastagságú, négyzet alakú bordát helyeztünk el, melynek sematikus vázlatát a 4. ábra mutatja. A cső és a bordák mind alumíniumból készültek.

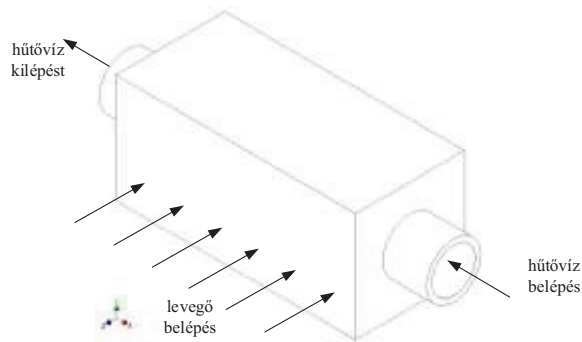


4. ábra: A bordás cső sematikus vázlatja

Ezzel szemben, amikor a bordákat egyetlen porózus térfogatként modellezzük, a geometriai modellben csak a befoglaló méreteket kell figyelembe venni, a bordákra vonatkozó paramétereket a hálóval együtt kell definiálnunk.

1. táblázat: A vizsgált geometria

Geometria	Jele	Érték
Borda szélesség	W	20 mm
Borda magasság	H	20 mm
Borda vastagság	t	0,5 mm
Bordaköz	s	1 mm
Cső külső átmérő	D_o	10 mm
Cső belső átmérő	D_i	8 mm
Bordák száma	n_b	30
Cső hossza	L	60 mm
Teljes hőátadó felület	A_{total}	0,01049 m ²
Cső hőátadó felülete	$A_{cső}$	0,0011 m ²



5. ábra: A porózus térfogat modellje

2.2. Peremfeltételek

Az áramló levegőt konvencionális fluidumként kezeltük, melynek az anyagjellemzőit $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ -on vettük figyelembe, a gravitációs gyorsulást pedig az y -tengely irányában. A levegő áramlása egy dimenziós a z -tengely mentén, nagysága 8 m/s . A szimulációban a hősugárzás hatását elhanyagoltuk. A levegő belépő hőmérséklete $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A hűtőfolyadék inkompresszibilis vízként került modellezésre. Belépő hőmérséklete $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, sebessége $0,2\text{ m/s}$ az x -tengely irányában. A víz anyagjellemzőinek hőmérséklet-függésétől eltekintettünk, az anyagjellemzők értékét a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ -nak megfelelő értékre állítottuk be.

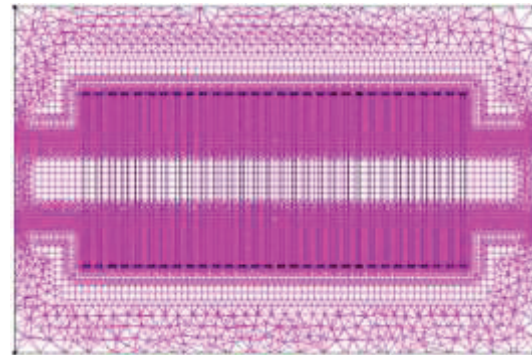
Mindkét közeg kilépő felületére statikus nyomás peremfeltételt állítottunk be. Figyelembe véve a turbulencia hatását, mind a belépő, mind a kilépő felületekre a belépő turbulencia értékét $0,0001\text{ m}^2/\text{s}^2$ értéknek feltételeztük.

A szimulációkat SC-Tetra szoftverrel végeztük, az alkalmazott turbulencia-modell a realizábilis k -EPS, a nyomáskorrekcióra vonatkozó modell pedig a SIMPLEC módszer volt.

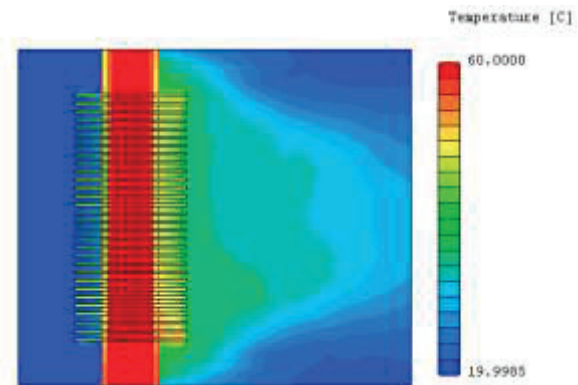
2.3. Hálózás és eredmények

A modellek alkalmazhatóságának érdekében az első vizsgálatot a fizikai bordás modellel végeztük. A hőátadás hatásának érdekében a hőátadó felületekre hálósűrítést alkalmaztunk. Mivel a bordák falvastagsága $0,5\text{ mm}$ volt, a hálósűrítést ettől kisebb értékre kellett beállítani. A modellben 10^{-4} m nagyságú réteget alkalmaztunk 3 rétegben, 1,1-szeres sűrítéssel. Az egyenletesebb háló érdekében hexahedral típusú elemeket is alkalmaztunk a modell szélső felületein. Ezekkel a beállításokkal a háló elemszáma $9,8$ millióra adódott (6. ábra). A szimuláció kalkulációja $2\text{ óra }45\text{ perc}$ ig tartott és kialakult a stacionárius állapot (a reziduálok 10^{-4} érték alá csökkentek). A kapott eredmények azt mutatják, hogy a kilépő levegő átlagos

sebessége $23,08\text{ }^{\circ}\text{C}$, míg a kilépő víz átlagos hőmérséklete $57,98\text{ }^{\circ}\text{C}$ volt (7. ábra).

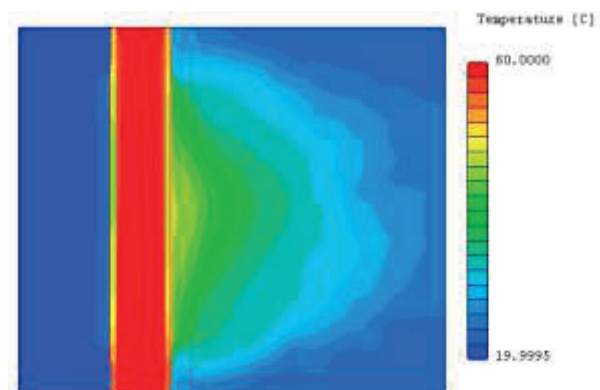


6. ábra: A fizikai bordára alkalmazott háló részlete



7. ábra: A fizikai bordával kapott hőmérséklet-eloszlás

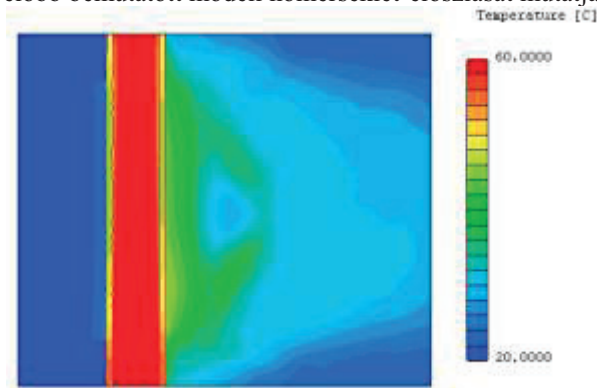
A porózus térfogat alkalmazásával a számítási teljesítmény csökkenését szeretnénk volna elérni. Ezt bizonyítandó 2 hálósűrítéssel végeztük el a szimulációt erre a modellre. Ezekben az esetekben is alkalmaztunk felületi hálósűrítést a cső és a porózus térfogat, valamint a porózus térfogat és a levegő között. A kisebb háló $\sim 1,5$ millió elemet tartalmazott, a stacionárius állapotot 299 iterációs lépés után értük el, melynek számítási ideje mindössze 35 perc volt. A hőmérséklet-profilát a 8. ábra mutatja:



8. ábra: A kisebb porózus térfogattal kapott hőmérséklet-eloszlás

Az összehasonlítás alapja ismét a kilépő felületek átlagos hőmérséklete volt, mely jelen esetben a levegőre 22,33°C-ot, míg a hűtővízre 58,18°C-ot eredményezett. A két modell között a levegőre 3,35%, vízre pedig 0,34% adódott.

A hálófüggetlenségi vizsgálathoz az előbb vizsgált hálót egy nagyságrenddel tovább sűrítettük, mely 8,37 milliós elemszámot eredményezett. Ez a szám még mindig kisebb érték, mint amit a fizikai bordás modellnél alkalmaztunk, tehát azt vártuk tőle, hogy gyorsabban szolgáltat eredményt. Stacionárius megoldás viszont 850 iteráció után sem kaptunk, a hőmérséklet reziduálokra vonatkozó feltétel nem teljesült. A számítás 4 óra 43 percig tartott, a 850 iteráció után kaptunk átlagos hőmérsékletek pedig 22,74°C és 58,00°C lettek. Ezek az eredmények még kisebb eltérést mutatnak a fizikai bordás modellhez képest, de alkalmazásával nem értük el azt a célt, amiért az összehasonlítás készült. A 9. ábra az előbb bemutatott modell hőmérséklet-eloszlását mutatja:



9. ábra: A nagyobb porózus térfogattal kapott hőmérséklet-eloszlás

2. CFD EREDMÉNYEK ÖSSZEHAJONLÍTÁSA AZ EMPIRIKUS EREDMÉNYEKKEL

Ahogy a hőátadási folyamatok jelentős hányadánál, a bordás csövek hőátadását is empirikus összefüggésekkel határozhatjuk meg. Jelen tanulmány a CFD-szimulációval kapott eredményeket Cengel [10] tapasztalati összefüggéseivel számított hőátadási tényezőkkel hasonlítja össze.

3.1. Vízoldali hőátadási tényező

A hűtőfolyadék kör keresztmetszetű vezetékben áramlik. Az alkalmazandó összefüggés az áramlás jellegétől függ, mely a Re-szám függvénye:

$$Re_w = \frac{v_w \cdot D_i \cdot \rho_w}{\eta_w} = 3355,068 \quad (1)$$

Mivel az áramlás átmeneti, az alkalmazott Nu-összefüggés:

$$Nu_w = 0,008 \cdot Re_w^{0,9} \cdot Pr_w^{0,43} = 19,149 \quad (2)$$

ahol a Pr-szám értéke 3,012. Ezekből a hőátadási tényező értéke

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{D_i} = 1560,2 \frac{W}{m^2K} \quad (3)$$

3.2. Levegőoldali hőátadási tényező

Mivel a bordák a csőre merőlegesen helyezkednek el, ezért az ilyen orientációjú bordákra vonatkozó összefüggést kell alkalmazni. Ebben az esetben is a Re és Nu-szám meghatározásával kell kezdeni a számítást, majd a kapott hőátadási tényezőt a bordahatásfok értékével korrigálni kell.

$$Re_a = \frac{v_a \cdot W \cdot \rho_a}{\eta_a} = 10621,49 \quad (4)$$

Az összefüggésben a karakterisztikus hossz a bordák magassága. Az tényezők számításában (ahogy a szimulációban is) az anyagjellemzők hőmérsékletfüggésétől eltekintettünk. A levegő Pr-száma 0,708, így a Nu-szám értéke:

$$Nu_a = 0,228 \cdot Re_a^{0,731} \cdot Pr_a^{0,33} = 178,31 \quad (5)$$

melyből 229,207 W/(m²K) hőátadási tényező adódik. A bordahatásfok számításához meg kell határozni egy ζ bordaparamétert:

$$\zeta = \left(\frac{W - D_o}{2} + \frac{t_f}{2} \right) \cdot \sqrt{\frac{\alpha_{a*}}{\lambda_f \cdot t_f}} = 0,245 \quad (6)$$

A paraméter ismeretében a bordahatásfok meghatározása grafikonból történhet [10], mely jelen esetben 0,8804-es értéket jelent, melyből a módosított hőátadási tényező 201,79 W/(m²K) értéket jelent a levegőoldalon.

3.3. Hőteljesítmény számítása

A teljes hőcserélőt jellemző hőátviteli tényező számítása is módosul a bordák által képviselt kiterjedt hőátadó felület miatt:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{A_{total}}{A_{cső}} \cdot \frac{\lambda_{cső}}{s_{cső}} + \frac{1}{\alpha_w}} = 90,1 \frac{W}{m^2K} \quad (7)$$

A logaritmikusan hőmérséklet-különbség számításához felhasználjuk a fizikai bordás modell szimulációjából a kilépő hőmérsékletek értékeit, így

$$\Delta T_n = T_{w,i} - T_{a,o} = 37,98^\circ\text{C} \quad (8)$$

és

$$\Delta T_k = T_{w,o} - T_{a,i} = 36,92^\circ\text{C} \quad (9)$$

melyből $\Delta T_{LOG}=37,45^\circ\text{C}$ érték adódik. Az értékekből számítható a hőteljesítmény:

$$\dot{Q} = k \cdot A_{total} \cdot \Delta T_{LOG} = 35,41\text{W} \quad (10)$$

A numerikus szimulációkból kapott hőteljesítmények értékét a következő táblázat tartalmazza:

2. táblázat Hőteljesítmények

Fizikai borda	Kis porózus	Nagy porózus
83,61 W	75,33 W	82,78 W

Az eredményekből látszik, hogy az analitikus számítással kapott eredmények sokkal kisebbek, mint a numerikus szimulációval kapott eredmények. Ebből kijelenthető, hogy az általánosan használható empirikus összefüggések az ilyen viszonylag egyszerű bordás csőre nem alkalmazhatók. Ahhoz, hogy a bemutatott geometriára jól illeszkedő empirikus összefüggést állítsunk fel, mérésre és további szimulációs vizsgálatokra van szükség. A közeljövőben a bordák hatására vonatkozó analíziseket fogunk végezni, melyekben a csövek geometriáját állandónak tekintve a bordák távolságának, alakjának és méretének hatását vizsgáljuk.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikkben/előadásban/tanulmányban 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”

6. IRODALOM

- [1] D. Risberg, M. Risberg, and L. Westerlund, “CFD modelling of radiators in buildings with user-defined wall functions,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 94, pp. 266–273, 2016.
- [2] L. Wang and N. H. W. Å, “Coupled simulations for naturally ventilated rooms between building simulation (BS) and computational fluid dynamics (CFD) for better prediction of indoor thermal environment,” vol. 44, pp. 95–112, 2009.
- [3] H. B. Awbi, “Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection,”

- Energy Build.*, vol. 28, no. i, pp. 219–227, 1998.
- [4] C. Oliet, A. Oliva, J. Castro, and C. D. Pérez-Segarra, “Parametric studies on automotive radiators,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 11, pp. 2033–2043, 2007.
- [5] I. Astrouski, M. Raudensky, and I. Krásny, “Polymeric hollow fiber heat exchanger as an automotive radiator,” vol. 108, pp. 798–803, 2016.
- [6] J.-Y. Jang, M.-C. Wu, and W.-J. Chang, “Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 14, pp. 3057–3066, 1996.
- [7] Y. J. Chang and C. C. Wang, “A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 3, pp. 533–544, 1997.
- [8] A. Achaichia and T. A. Cowell, “Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 1, no. 2, pp. 147–157, 1988.
- [9] J. S. Leu, M. S. Liu, J. S. Liaw, and C. C. Wang, “A numerical investigation of louvered fin-and-tube heat exchangers having circular and oval tube configurations,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 22, pp. 4235–4243, 2001.
- [10] Y. A. Cengel, *Heat Transfer - A Practical Approach. Second Edition.* McGraw-Hill International Editions, 2002.