

MISKOLCI EGYETEM



GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR

KAPARTFALÚ HŐCSERÉLŐ ELMÉLETI, KISÉRLETI ÉS SZIMULÁCIÓS VIZSGÁLATA

PhD értekezés tézisei

KÉSZÍTETTE:

VARGA TIBOR

Okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA

GÉPÉSZETI ALAPTUDOMÁNYOK TÉMATERÜLET

TRANSPORTFOLYAMATOK ÉS GÉPEIK TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐ:

Dr. Tisza Miklós

a műszaki tudomány doktora, egyetemi tanár

TÉMACSOPORT VEZETŐ:

Dr. Czibere Tibor

MTA rendes tagja, Professzor Emeritus

TÉMAVEZETŐ

Dr. Szepesi L. Gábor

PhD, egyetemi docens

TÁRS-TÉMAVEZETŐ

Dr. Siménfalvi Zoltán

PhD, egyetemi docens

MISKOLC, 2018

BÍRÁLÓ BIZOTTSÁG

Elnök **Dr. Szabó Szilárd**
CSc, egyetemi tanár (ME)

Titkár **Dr. Bolló Betti**
PhD, egyetemi docens (ME)

Tagok **Dr. Gróf Gyula**
PhD, tszv. egyetemi docens (BME)

Dr. Vad János
DSc, tszv. egyetemi tanár (BME)

Dr. Házy Attila
PhD, egyetemi docens (ME)

HIVATALOS BÍRÁLÓK

Dr. Könözy László
PhD, PhD, senior lecturer (Cranfield University)

Dr. Bihari Péter
PhD, egyetemi docens (BME)

1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

A közegek hőkezelése jelentős részét fedi le az élelmiszeripari, vegyipari és feldolgozóipari technológiáknak. Hőkezeléssel járó folyamatokkal a mindennapi tevékenységünk során is gyakran találkozunk, mint pl. a friss hús lefagyasztása, a karamell készítése, a dzsemek főzése és különböző ételkészítési technikák.

Ezen hőkezelési technológiák megvalósításához a hőcserélők szerkezeti megoldásának egész sora áll rendelkezésünkre. Ezek felosztását különböző kritériumok alapján végezhetjük, mint pl. a közegek egymással való érintkezése alapján, regeneratív, rekuperatív, keverő hőcserélők, vagy az áramlást figyelembe véve egyenáramú, ellenáramú, keresztáramlású hőcserélők. Természetesen számos más megközelítési kritérium alapján történő felosztás is lehetséges. Egy hőcserélő felhasználása az adott technológiai folyamatban függ többek közt a hőkezelt közeg termodinamikai tulajdonságaitól, a folyamat minőségi, mennyiségi követelményeitől. Az új kutatási eredmények alapján a hőkezelt közegek jobb minőségének megőrzése érdekében vagy éppen az energiatakarékosság jegyében újabb szerkezeti megoldások jelentek meg a hőcserélők felépítésében, továbbá újonnan kifejlesztett anyagok (hőcserélők hőközlő falának anyaga) kerültek beépítésre. Mindezek a változások hozzájárultak a hőcserélők hatásfokának növeléséhez, ebből kifolyólag az ipari feldolgozás hatékonyságának növekedéséhez, a hőkezelt termék minőségének megtartásához, a szükséges mennyiség feldolgozásának a legrövidebb időn belül való eléréséhez.

Az általam vizsgált horizontális kapartfalú hőcserélő (HKH, ang. VOTATOR) a rekuperatív hőcserélők közé sorolandó. Működésének kulcseleme egy a hőcserélőben elhelyezett kaparókékkel ellátott forgó tengely (ang. MUTATOR), amely folyamatosan biztosítja a hőkezelt termék elkeverését a berendezés belső faláról a főárammal, és minimalizálja a lamináris határreteg által fennálló hőátviteli ellenállást. Egyben biztosítja a hőcserélő magasabb hatásfokát, a hőkezelt termék minőségének megőrzését, valamint a hőkezelt közeg lerakódásának megakadályozását a hőátviteli felületen. A hőcserélő hatásfokát alapvetően befolyásolja a hőkezelt közeg intenzív elkeverése a hőközlő felületről a kaparókék vagy áramlásterelők által az áthaladó főárammal. Felhasználásuk azon nagy viszkozitással bíró közegek, vagy nem-Newtoni folyadékok hőkezelésénél jelentős, ahol más típusú, szerkezetű hőcserélők használata nem gazdaságos vagy egyáltalán nem lehetséges a termék folyási (reológiai) tulajdonságaiból eredően.

Értekezésemben a horizontális kapartfalú hőcserélőben hőkezelt közeg áramlási viszonyainak vizsgálatával és a hőkezelt közeg (termék) oldali hőközlő falon történő hőcsere folyamatával foglalkoztam. A vizsgálatok különböző belső szerkezeti megoldások felhasználásával és hőkezelt közeg figyelembe vételével történtek. A kutatómunka során kísérleti méréseket és numerikus szimulációkat végeztem. A kísérleti mérések és numerikus szimulációk céljait a következő pontokba foglaltak alapján határoztam meg:

- A kísérleti mérések alapján a Nusselt szám számolására alkalmas hasonlósági kritériumok felállítását (mely segítségével meghatározható a termék oldali hőátadási tényező) Newtoni közeg (víz) esetére, két szerkezeti megoldás alkalmazásával (áramlásterelők felszerelt - STUs és áramlásterelők nélküli - STx kivitelezésben).
- A két szerkezeti megoldás (áramlásterelők és áramlásterelők nélküli kivitelezés) hatékonyságának összevetését.
- Hálófüggetlenségi vizsgálatot a numerikus szimulációk alkalmazhatósága és a megfelelő numerikus háló kialakítása érdekében.

- Numerikus szimulációk kivitelezését a kísérleti mérések során alkalmazott kezdeti és peremfeltételek, valamint szerkezeti megoldások figyelembevételével, egy egyszerűsített numerikus modell segítségével.
- Az értekezés keretein belül elvégzett kísérleti mérések és numerikus szimulációk eredményeinek összevetését.
- Különböző belső szerkezeti megoldások és nem-Newtoni, nagy viszkozitású közegek numerikus szimulációk által történő vizsgálatát. A vizsgálatok ebben az esetben a következő összefüggések megfigyelésére irányulnak:
 1. A hőcsere folyamatának és a nyomásesésnek a tömegáramtól és fordulatszámától való függvénye.
 2. A kaparókések számának hatása a hőcsere folyamatára és nyomásesésre.
 3. A kaparókések alsó éle és a tengely közti távolság (a kaparókések magassága) változásának befolyása a hőcsere folyamatára és nyomásesésre.
 4. A belépő és kilépő kamrában elhelyezett statikus keverők, terelők hatása a hőcsere folyamatára és a nyomásesésre.
 5. Különböző szerkezeti kialakítások hatása a hőcsere folyamatára, nyomásesésre és áramlástanai szempontokat figyelembe véve (holt terek, magas helyi sebességek, örvények, axiális visszaáramlás stb.).
 6. A tengely és a hőcserélő fal átmérője arányának hatása a hőcsere folyamatára és nyomásesésre.
 7. A numerikus szimulációk alapján a Nusselt szám számolására alkalmas hasonlósági kritériumok felállítása (mely segítségével meghatározható a termék oldali hőátadási tényező) nem-Newtoni közegek esetére.
 8. Különböző szerkezeti megoldások hatásfokának összevetése, előnyei, hátrányai.

Az említett kutatási célok eléréséhez a vizsgálatokat a következő lépések alapján végeztem el:

- Létrehoztam egy kísérleti berendezést a kísérleti mérések kivitelezéséhez. A mérések folyamán hőközlő közegként a hűtésre hideg vizet, a melegítésre vizgőzt használtam. Hőkezelt termékként, mint Newtoni közeget szintén vizet használtam.
- A kísérleti mérések eredményei alapján és a vonatkozó szakirodalomban leírtak szerint (a legkisebb négyzetek módszerének alkalmazásával) meghatároztam a Nusselt-szám számolására alkalmas hasonlósági kritériumokat a következő formákban: $Nu=f(Re)$, $Nu=f(Re,Pr)$, $Nu=f(Re,Pr,\eta_f/\eta_w)$. Melegítés és hűtés, valamint a két szerkezeti megoldás (STUs, STx) esetére külön, továbbá egy egységes általános összefüggést állítottam fel mindkét folyamat és szerkezet figyelembevételével.
- Összevettem a kísérleti mérések alapján rögzített eredményeket két szerkezeti megoldás hatékonyságának összehasonlítása érdekében (az áramlásterelők alkalmazásának szükségessége érdekében). Az eredményeket táblázatban mutatom be.
- Egy egyszerűsített modell alkalmazásával (a forgó tengely és hőcserélő fal közti tér) numerikus modelleket (numerikus hálókat) készítettem különböző szempontok és definíció szerint a hálófüggetlenségi vizsgálat kivitelezéséhez. Elvégeztem a hálófüggetlenségi vizsgálatot.
- A kísérleti mérések során alkalmazott kezdeti és peremfeltételek figyelembevételével numerikus szimulációkat végeztem az összes mérésre. Az eredményeket grafikonok és táblázat segítségével összevettem a kísérleti mérések eredményeivel.
- Létrehoztam további, különböző belső szerkezeti megoldásokat a nem-Newtoni közegek numerikus szimulációinak vizsgálatához. Némely, a szakirodalomban bemutatott vagy a gyakorlatban már használatos belső szerkezeti megoldás numerikus modelljét is elkészítettem a hőcserélő hatásfokának összevetése céljából.

- Az egyszerűsített numerikus modelleket kibővítettem a belépő és kilépő kamrával az ezekben elhelyezett statikus áramlásterelők figyelembevételével, azok különböző kombinációjának alkalmazásával.
- Elvégeztem számos numerikus szimulációt a kialakított belső szerkezeti megoldások (egyszerűsített, belépő és kilépő kamrával ellátott modell) és nyolc nem-Newtoni, nagy viszkozitású közeg részére. A szimulációkat az egyes folyamatok (melegítés, hűtés) mellett azonos kezdeti és peremfeltétel mellett végeztem. A tengely forgási sebességének értékei a szimulációk során 30 min^{-1} és 300 min^{-1} közötti értékek voltak.
- A numerikus szimulációk eredményeinek összegzése után kialakítottam a kutatási célokban meghatározott összefüggéseket, grafikonokat a hőcsere folyamatának, nyomásesésnek a tömegáram és fordulatszámotól való függvényében.
- Elvégeztem a numerikus szimulációkból nyert további eredmények feldolgozását, mint pl. a hőmérsékletmező, áramkép, helyi örvények, elsődleges (a HKH tengelyével azonos irányú) áramlás, másodlagos (a HKH tengelyére merőleges síkban) áramlás és sebességprofilok ábrázolását, ezek összevetését.

2. TUDOMÁNYOS ELŐZMÉNYEK

A kapartfalú hőcserélők szerkezeti felépítésük szerint különbözőek, de többnyire henger alakúak. Fő elemei a henger alakú köpeny, a hőcserélőcső (hőátadó felület) és a benne elhelyezkedő forgó tengely, melyen a kaparókések és az esetleges áramlásterelők helyezkednek el, de lehet spirálisan elhelyezkedő forgólapát, kaparókések is. Szerkezeti kialakításuk lényege, hogy a kaparókések folyamatosan eltávolítsák a hőkezelt közeget a hőközlő felületről, melynek eredménye a hőátadási ellenállás csökkentése. A hőkezelt közeg eltávolítása a hőközlő felületről és annak hatásos elkeverése a főárammal a melegítés, hűtés vagy kristályosítás folyamatának alapvető feltétele. A tengely elhelyezkedése szerint a hőcserélőfalon belül lehetnek koncentrikus, excentrikus elhelyezkedésűek vagy akár ovális hőcserélőcső felépítéssel. A HKH típusú hőcserélők többnyire alacsony fordulatszámon működő berendezések. Az újabb fejlesztések eredményeként lehetnek periodikus axiális mozgásirányú kaparókésekkel ellátott szerkezetek is. Szerkezetükből kifolyólag lehetnek: horizontális, vertikális felépítésűek forgó tengellyel, horizontális felépítésű, de a kaparókések axiális, tengelyirányú mozgásával. A hőkezelt közeg áramlását figyelembe véve a belső szerkezeti kialakítás lehet saját szállítóhatással vagy e nélkül. A hőközlő közeg a hőcserélő cső és a külső köpeny között áramlik. Erre a célra vízgőz, víz vagy más hőközlő folyadék (pl. ammónia, freon) használatos.

Az említett kapartfalú hőcserélőkkel végzett kísérleti vizsgálatok, megfigyelések a XX. század első felében kezdődtek. Huggins [1] megfigyelte, hogy hatékonyabb hőátadás érhető el kaparókések használatával. Megfigyelései azt igazolták, hogy a kisebb viszkozitású közegeknél az eredmények kevésbé eltérőek. A kapartfalú hőcserélőben, ahol a kristályosodás a hőátadó felületen megy végbe a hőátadási tényező értékét $200\text{-}1000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ -ben jegyezte fel, míg ha az „csak” a hőátadó felület közelében történik, akkor elérheti akár az $1000\text{-}2000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ -t is.

Lattinen [2] a termékkel érintkező hőátadó felületnél vizsgálta a hőátadás folyamatát. Egy elméleti megoldás kidolgozásával foglalkozott a hővezetés félig végtelen test leírása alapján. Azt feltételezte, hogy a közeg hűtése a hőátadó felületen molekuláris úton történik amíg az nem keveredik el a főárammal a kaparókések és terelők forgómozgásának hatására. Erre az esetre a következő, a hőátadási tényező meghatározására alkalmas összefüggést adta meg:

$$Nu = \left(\frac{2}{\sqrt{\pi}}\right) (Re_{rot} Pr Z)^{1/2}. \quad (1)$$

Harriot [3] megjegyezte, hogy bár az (1) összefüggés megfelelő a kevésbé vagy közepesen viszkózus közegekre, de erősen viszkózus termékek esetében akár 50%-al nagyobb értéket is adhat abból kifolyólag, hogy a hőátadó felülettől nem megfelelően keveredik be a termék a főáramba.

Houlton [4] a hőcsere folyamatának kvantitatív oldaláról vizsgálta a kapartfalú hőcserélőt. Laboratóriumi hőcserélőben végzett megfigyeléseket a következő tömegáram és fordulatszám mellett: termék $150-800 \text{ kg h}^{-1}$, hőátadó közeg $650-3700 \text{ kg h}^{-1}$, fordulatszám $5-31,7 \text{ s}^{-1}$. A mérései alapján a hőátadási tényező értékét $3000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ -től egészen $6400 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ -ig terjedően adta meg.

Skelland [5] szintén a termékkel érintkező hőátadó felületnél vizsgálta a hőátvitel folyamatát kristályosodás esetén. Mérések alapján az általa meghatározott összefüggést a következő formában adta meg:

$$Nu = 4,9 \left(\frac{Dv\rho}{\eta}\right)^{0,57} Pr^{0,47} \left(\frac{DN}{v}\right)^{0,17} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,37}. \quad (2)$$

További összefüggések felállításával is foglalkozott a dimenzióanalízis módszerének felhasználásával, ahol a hőátvitelt meghatározó tényezőket a következőkben látta:

- a termék termodinamikai tulajdonságai
- a termék tengelyirányú, axiális áramlási sebessége
- a tengely fordulatszáma és átmérője
- a hőátadó felület (cső) geometriája és hővezetési tényezője

Pálka [6] disszertációs munkájának keretében kísérleti méréseket végzett saját geometriai megoldások alkalmazásával, víz és 92%-os glicerín oldat melegítésével és hűtésével, mint hőkezelő közeg. A kaparókések száma $Z=1,2$ és 4 . A tengely fordulatszáma és a tömegáram a következő értékek alapján kerültek megfigyelésre: $n=0,3, 0,5, 0,8, 1,3, 2,1$ és $3,3 \text{ s}^{-1}$, valamint $m=0,075, 0,17$ és $0,35 \text{ ls}^{-1}$. Vizsgálatai eredményeként a következő formában adta meg a Nusselt szám meghatározásához felállított egyenleteit (csak a nem teljes magasságú kaparókések esetére, $h=7 \text{ mm}$), a víz (3) és a 92%-os glicerín oldat (4) esetére:

$$Nu = 1,33 Re_{rot}^{0,5} Pr^{0,33} Z^{0,091}. \quad (3)$$

Érvényességi határok: $7600 < Re < 85000$, $2,2 < Pr < 2,8$, $1 \leq Z \leq 4$, $1,7 < D/d < 2,8$, $0,123 < B/d < 0,157$

$$Nu = 0,135 Re_{rot}^{0,74} Pr^{0,33} Z^{0,11}. \quad (4)$$

Érvényességi határok: $140 < Re < 2000$, $100 < Pr < 230$, $2 \leq Z \leq 4$, $1,7 < D/d < 2,8$, $0,123 < B/d < 0,157$

A Prandtl szám hatványa más szerzők munkájából átvett érték.

Devečka [7] a kapartfalú hőcserélőben alkalmazott csőtengelyes csigaorsó megoldással foglalkozott disszertációs munkájában és gyakorlati méréseket végzett a Nusselt szám meghatározása érdekében. A mérések és megfigyelések alapján a következő formákban adta meg a Nusselt szám meghatározására szolgáló összefüggéseket:

$$Nu = 2,86 Re_{mod}^{0,44}, \text{ valamint } Nu = 0,11 Re_{mod}^{0,74} Pr^{1/3}. \quad (5)$$

A természetes (szabad) áramlás figyelembevételével, amelyet a Gr szám jelenléte jellemez a következő alakban adta meg egyenletét:

$$Nu = 0,038 Re_{mod}^{0,65} Pr^{1/3} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

Abban az esetben, amikor a mérések során a csigaorsóról történő hőátvitelt is figyelembe vette a csigaorsó változó emelkedésének szerkezeti megoldásával, a következő összefüggést adta meg (jelen esetben csak $s=134 \text{ mm}$ emelkedés értékre megadva):

$$Nu = 10,9 Re_{mod}^{0,24}. \quad (7)$$

A természetes áramlás figyelembevételével:

$$Nu = 0,027 Re_{mod}^{0,38} Pr^{1/3} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}. \quad (8)$$

Re_{mod} a módosított Reynolds szám [6].

Blel és társai [8] a kapartfalú hőcserélő belépő terében kialakuló “holt” áramlási terek vizsgálatával, valamint az említett belső tér tisztíthatóságával foglalkoztak pulzáló és állandó tömegáram mellett. Ezek a területek, térfogati részek veszélyesek és elkerülendők a hőkezelt közeg minőségének megőrzése érdekében. Megfigyeléseik céljaként a tisztíthatóság és a belső súrlódási (fali nyíróerők) erők közti összefüggés meghatározását tűzték ki. A gyakorlati vizsgálatok során állandó és pulzáló tömegáramot alkalmaztak a következő értékekkel: $600 \text{ lh}^{-1} - 2200 \text{ lh}^{-1}$, $2,5 \text{ Hz}$ és $300 \text{ lh}^{-1} - 1500 \text{ lh}^{-1}$, $2,5 \text{ Hz}$ pulzáló tömegáram mellett, valamint 2200 lh^{-1} és 3720 lh^{-1} állandó tömegáramnál. A maradandó szennyeződés megfigyelésére első lépésben a hőcserélő a hőkezelés folyamán kialakuló szennyeződésnek lett kitéve és ezután tisztítva. Szennyező anyagként először tapadó bakteriális spórákat alkalmaztak, majd kialakuló és növekvő biofilmet. Az első esetben spóraformáló baktériumot tartalmazó tej, míg a biofilm esetében 3 napon keresztül áramoltatott tej, „*Bacillus cereus*” baktériummal szennyezve, amely naponta frissítésre került. A tisztítás 0,5%-os nátrium-hidroxiddal (NaOH) történt 10 perces intervallumban és $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ -on. A tisztítás e szakaszában az áramlási feltételek pulzálóak és állandóak voltak, míg előtte és utána egy 5 perces átmosás történt 300 lh^{-1} tömegárammal. A sebesség-gradiens mérése elektrokémiai úton történt. Ezek a mérések a belépőkamra különböző helyén történtek. A mért értékek alapján grafikonokban ábrázolták az átlagolt helyi súrlódási feszültséget a mért pontokban. Megállapították, hogy a pulzáló áramoltatás elősegíti a tisztíthatóságot és a szennyeződés lerakódását a belépő kamra terében, míg ennek hatása kisebb az egyenes szakaszon, a nyílt felületeknél.

Solano és társai [9] egy innovatív, a kaparókések váltakozó irányú axiális mozgásával működő, cső a csőben típusú kapartfalú hőcserélővel foglalkoztak. Méréseiket, megfigyeléseiket lamináris áramlás mellett végezték ($20 < Re_h < 250$), és $20 \leq \omega \leq 1$ (ahol $\omega = v_{scr}/v_f$, a kaparókések mozgási sebessége és a hőkezelt közeg sebességének aránya). Munkájuk célja azon összefüggések meghatározása, amely a hőcsere folyamatának intenzitását, nyomásvesztését, energiaigényességét veszi figyelembe az ω sebességarány függvényében. A nyomásvesztés megfigyelését, hidrodinamikailag állandósult áramlás és izotermikus feltételek mellett vizsgálták. A Fanning féle súrlódási tényezőt a következő összefüggés alapján adják meg:

$$f_h = \frac{\overline{\Delta p}}{l_x} \frac{\rho \pi^2 (D+d)^2 D_h^3}{32 \dot{m}^2}. \quad (9)$$

Az időben változó nyomás értékét a folyamat során két különböző síkban mérték, ahol is a nyomásmérők $1,8 \text{ méteres}$ távolságban voltak elhelyezve. A nyomásvesztés a mérések átlagolt értéke alapján került behelyettesítésre a fent említett összefüggésbe. A kaparókések működéséhez szükséges teljesítmény megállapításához a következő összefüggést adják meg, amelyhez az időben változó nyomás mérést használták fel a kétirányú mozgást végző hidraulikus henger két kamrájában:

$$\dot{W}_{scr} = \frac{\pi S(D_c^2 - D_p^2)}{4} \frac{|\Delta P_{piston}|}{\Delta t/2}. \quad (10)$$

A hőátadási tényező meghatározásához szükséges Nusselt szám összefüggést a következő formában adják meg:

$$Nu_{h,x} = \frac{D_h}{\lambda} \frac{q''}{\bar{T}_{wi} - T_f(x_p)} \quad (11)$$

A szükséges hőmérsékleti értékeket mérések alapján határozták meg, vagy a mért értékek alapján meghatározva. Az anyagtulajdonságok változó értékeinek hatásától a fenti összefüggést a $(\eta_w/\eta_b)^{0.14}$ értékkel szorozva tették függetlenné. Méréseiket az említett lamináris áramlás mellett és $\omega = v_{scr}/v_f = 0$ (mozgás nélküli állapot), 0,1, 0,5 és 1 értékeknél végezték el. A hőátadási vizsgálatok során propilén-glikolt használtak ($T=15^\circ\text{C}$, $Pr=700$). Megjegyezték, hogy a kaparókések minimális mozgásával ($\omega=0,1$) már 15%-al emelkedett a hőátvitel, míg ugyanez az emelkedés $\omega=0,5$ esetében már 65%-os volt. Az $\omega=0$ és $\omega=1$ összevetésénél a Nusselt szám 140%-os emelkedést mutat a második esetben. A kaparókések mozgásához szükséges energia nagyban függ az ω (sebességarány) értékétől. Ennek mértéke akár 400-600%-os is lehet.

Aloui és társai [10] egy fordított módszert mutatnak be a fali sebesség gradiens meghatározása érdekében a kapartfalú hőcserélőben, elektrokémián alapuló analitikai módszerrel (polarográfia). A kísérleti méréseikhez egy ipari használatú kapartfalú hőcserélőt használtak. A felhasznált közeg, folyadék Emkarox HV45 (polipropilén-glikol és polietilén-glikol keveréke), kis viszkozitású polietilén-glikol 3500 PEG és pszeudoplasztikus guar gumi (amelynél a reológiai tulajdonságokat két különböző hatványtörvényt követő modell segítségével határozták meg). A fali sebesség gradiens meghatározására három megközelítést használtak: úgymond állandósult megoldást, Sobotnik és társai (1987) munkája alapján bemutatott megoldást, és az inverz/fordított módszert. A közegtől függetlenül az úgymond állandósult megoldás felhasználásával az eredmények nem követték a valós értékeket a mérések alapján. Legnagyobb eltérések a maximális értékek esetében jelentkeztek. Az inverz módszer pontos megoldást nyújt, míg a Sobotnik féle módszer gyors és nagyjából 10%-os pontossággal használható.

Boccardi és társai [11] kísérleti méréseket végeztek egy átalakított fagylalkészítő berendezésen a hőátadási tényező meghatározásához szükséges Nusselt szám összefüggés meghatározása érdekében. A kísérleti mérések három eltérő geometria méretezéssel történtek. A mérések 60%-os és 40%-os propilén-glikol és víz elegyével történtek a következő paraméterek mellett: az oldat belépő hőmérséklete -2°C és 6°C fok közt, tömegáram 250 kg h^{-1} -től 450 kg h^{-1} -ig, keverő forgási sebessége $2,07 \text{ s}^{-1}$ -től $3,37 \text{ s}^{-1}$ -ig. Ezen paraméterek mellett 297 mérést végeztek el. A jelentősebb dimenziómentes paraméterek határértékei a következők voltak: $Re=28-161$, $Pr=92-301$, $DN/v=9,4-51$, $Pe=3360-15850$. Az eredmények feldolgozásának célja, a Nusselt szám számolásához szükséges összefüggés meghatározása volt, a dimenzióanalízis segítségével. Az egyes hatványok értékének meghatározása után a felállított összefüggést a következő alakban adják meg:

$$Nu = \alpha_{i ad} \frac{D}{\lambda} = 0,208 \left(\frac{\rho v D}{\eta} \right)^{0,7192} \left(\frac{c_p \eta}{\lambda} \right)^{0,783} \left(\frac{ND}{v} \right)^{0,406} \left(\frac{D}{L} \right)^{0,523}. \quad (12)$$

Mivel a kapartfalú hőcserélőknél a hőcsere folyamatára nagyban hat a geometriai kialakítás, ezért további dimenziómentes csoport meghatározását tűzték ki célul. A végső összefüggést a következő alakban adták meg (az újonnan kialakított csoport az egyenlet jobb oldalán feltüntetett utolsó zárójelében látható):

$$Nu = \alpha_{i ad} \frac{D}{\lambda} = 0,608 \left(\frac{\rho v D}{\eta} \right)^{0,867} \left(\frac{c_p \eta}{\lambda} \right)^{0,946} \left(\frac{ND}{v} \right)^{0,42} \left(\frac{D}{L} \frac{L_u}{(ZB_L)} \right)^{1,32}, \quad (13)$$

ahol L_u a hőcserélő effektív (hasznos) hossza. Az eredmények alapján arra a megállapításra jutottak, hogy az általuk meghatározott dimenziómentes csoport segítségével jobban követhető a szerkezeti megoldások által okozott különbség a hőátadási tényező meghatározásánál.

Weisser [12] a kapart falú hőcserélőben kialakuló hidrodinamikai feltételekkel is foglalkozott. Különböző típusú áramlást figyelt meg. A Reynolds szám kritikus értékét Re_{krit} a forgótengely átmérőjének függvényben adja meg a következő értékek mellett: $D=0,162$ m, $d=0,08$ m, $Re_{krit}=213$, $d=0,10$ m, $Re_{krit}=208$, $d=0,12$ m, $Re_{krit}=282$.

A továbbiakban foglalkozott még a tartózkodási idővel, mint ahogy az axiális „visszakeverés” folyamatával, annak kiváltó okaival. A hőkezelt közeg, termék axiális visszafelé keverése jelentősen csökkentheti a hőcserefolyamat hajtóerejének középértékét, ami természetesen csökkenti a hőcsere hatékonyságát. Munkájában leírja, hogy a (14) egyenlet segítségével meghatározható az axiális irányú hőmérsékleteloszlás, amennyiben feltételezzük az egyenletes áramlási profilt (plug flow) és figyelembe vesszük a turbulens hővezetési tényezőt, továbbá feltételezzük, hogy a hőátadási tényező, a hőközlő felület hőmérséklete, a termék termodinamikai tulajdonságainak értéke és a keverési tényező állandóak. Ezen túl elhanyagoljuk a hőmérséklet változását az axiális irányú hővezetés függvényében:

$$\rho v Sc_p T - \lambda_{turb} S \frac{\partial T}{\partial x} = \rho v Sc_p \left(T + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) - \lambda_{turb} S \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx \right) + \alpha \pi D dx (T - T_s). \quad (14)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{\rho c_p}{\lambda_{turb}} v \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\alpha \pi D}{\lambda_{turb} S} (T_s - T) = 0. \quad (15)$$

A dimenziómentes $X_b = x/L$ érték bevezetésével az egyenlet a következő formában írható fel:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial X_b^2} - Pe_D \frac{\partial T}{\partial X_b} + St Pe_D (T_s - T) = 0. \quad (16)$$

Az egyenlet megoldásával meghatározhatjuk az axiális irányú hőmérsékleteloszlást, hőmérsékletmezőt az axiális irányú elkeverés figyelembevételével (a két dimenziómentes kifejezés $Pe_d = vL/D_e$, D_e – diffúziós keverési tényező, mely értéke $D_e = \lambda_v / \rho c_p$, valamint $St = A \alpha_s / (m c_p)$). A kísérleti mérések eredményei alapján, ahol a belépő felületen mérte a hőmérséklet ugrásszerű változását, és a (16) egyenlet felhasználásával az adott peremfeltételek mellett meghatározta a keverési tényezőket különböző folyamati feltételek mellett. Grafikonok segítségével bemutatja a keverési tényező meghatározását a módosított Re szám függvényében, a következő hat esetre: körgyűrű forgó tengellyel; lapátos keverő a határréteg befolyásolásával; lapátos keverővel; kapart falú hőcserélő két kaparókéssel; kapart falú hőcserélő négy kaparókéssel; kapart falú hőcserélő fagyasztás, kristályosodás esetében.

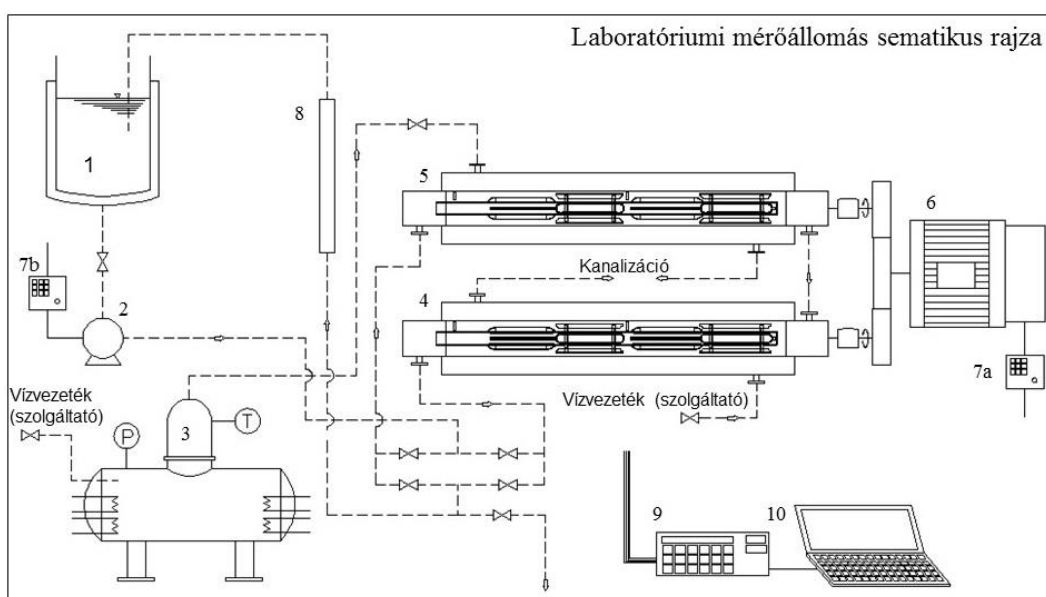
Weisser foglalkozott továbbá a hűtés és fagyasztás, kristályosodás folyamatánál végbemenő hőátadással. Megjegyzi, hogy csupán elméleti úton történő megoldás szinte lehetetlen a technológiai folyamatok összetettségére való tekintettel, továbbá grafikonon ábrázolja a hőátadási tényező értékét a tömegáram-sűrűség függvényében különböző viszkozitás, és $0,75 \text{ s}^{-1}$ fordulatszám, valamint 4 kaparókés esetében. A fordulatszám növelésével a hőátvitel hatásfoka is emelkedik a hidrodinamikai és hőtani határréteg méretének csökkenésével. Kísérleti mérések alapján a következő kritériális összefüggést adja meg:

$$Nu = 1.5 Re_{rot}^{0.47} Pr^{0.33} Z^{0.27}. \quad (17)$$

3. A HKH KÍSÉRLETI ÉS SZIMULÁCIÓS VIZSGÁLATA

A kísérleti mérések célja az STUs és STx típusú belső szerkezeti megoldások felhasználásával megépített horizontális kapartfalú hőcserélő belső falán kialakuló hőátadási tényező számolására alkalmas Nusselt szám összefüggésnek meghatározása volt, a következő formában: $Nu=f(Re, Pr, \eta_f/\eta_w)$, valamint $Nu=f(Re)$ és $Nu=f(Re, Pr)$. A vizsgálatok további célja a két szerkezeti megoldással történő mérési eredmények összevetése az áramlásterelők hatásfokának, szükségességének igazolására.

A kísérleti mérésekhez felállított hőcserélő állomás két horizontális kapartfalú hőcserélőből (4,5), meghajtóból (6), üzemi tartályból (1), fogaskerék szivattyúból (2), gőzfejlesztőből (3), frekvenciaváltóból (7a/b), térfogatáram mérő készülékből (8), mérőberendezésből (9), számítógépből a digitális adatrögzítéshez (10), mérőszenzorokból, valamint ezek tartozékaiból állt (lásd. 1. ábra).



1. ábra A laboratóriumi mérőállomás tervezett bekötési rajza az egyes berendezések jelölésével.

A mérések két különböző tengelyátmérővel történtek, $d = 0,048 \text{ m}$ tengelyátmérő és a hőközvetítő cső $D = 0,0988 \text{ m}$ (melegítés esetében) és $d = 0,060 \text{ m} / D = 0,1229 \text{ m}$ (hűtés esetében). A hőközvetítő fal belső átmérőjének aránya a tengely külső átmérőjéhez $D/d = 2,05$ mind a két esetben. A hőközvetítő fal, cső hossza $L = 1 \text{ m}$. A kaparókések száma $Z = 2$. A mérések során alkalmazott tömegáram $m = 250, 500, 750, 1000 \text{ kg h}^{-1}$, fordulatszám $N = 20, 30, 45, 60, 90 \text{ min}^{-1}$ volt. A hőkezelt közeg víz, míg a hőközlő közeg melegítés során vízgőz, hűtés során víz volt. A mért eredmények feldolgozását, az összefüggés állandójának és a Re szám kitevőjének meghatározását a legkisebb négyzetek módszerével végeztem. A mérési értékek feldolgozásánál a lineáris polinom illesztését alkalmaztam.

A mérési eredmények feldolgozása alapján az általános kritériális összefüggés a kapartfalú hőcserélő hőátviteli falának hőkezelt közeg oldalán történő hőátadási tényező meghatározására a $Nu=f(Re_{ax}, Pr, \eta_f/\eta_w)$ és $Nu=f(Re_{rot}, Pr, \eta_f/\eta_w)$ formában a következő alakban írható fel:

$$Nu = 69,7 Re_{ax}^{0,16} Pr^{1/3} \left(\eta_f / \eta_w \right)^{0,14}, \quad (18)$$

Re_{ax} használata esetében (érvényességi tartomány: $Re_{rot} = 6560 - 51950$) és:

$$Nu = 2,3Re_{rot}^{0,48} Pr^{1/3} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0,14}, \quad (19)$$

Re_{rot} használata esetében (érvényességi tartomány: $Re_{rot}=1080-6265$).

A meghatározott összefüggésekkel kapcsolatban meg kell jegyezni, hogy az Re_{ax} szám alkalmazásával kialakított „általános” összefüggések (tömegáram és fordulatszám változtatásával) nem követik jól a technológiai paraméterek (jelen esetben a tömegáram) változását a szórási értékeket figyelembe véve. Ebből kifolyólag javasolt az összefüggések különálló meghatározása az egyes tömegáram alkalmazásának figyelembevételével. Az 1. táblázatban láthatóak a kísérleti mérések alapján felállított összefüggések hűtés és melegítés esetére STUs és STx típusra, valamint mindkét esetre együttesen a Reynolds szám érvényességi tartományával feltüntetve (további érvényességi feltételek: $D/d=2,05$, $B=17$, $B/d=0,283-0,354$, $Z=2$, $Pr=2,5-3,5$).

	$Nu=f(Re_{rot})$	$Nu=f(Re_{rot}, Pr)$	$Nu=f(Re_{ax})$	$Nu=f(Re_{ax}, Pr)$
STUs - melegítés	$Nu=7,6Re_{rot}^{0,39}$	$Nu=4,1Re_{rot}^{0,42}Pr^{1/3}$	$Nu=167,1Re_{ax}^{0,08}$	$Nu=110,8Re_{ax}^{0,09}Pr^{1/3}$
érv. tartomány	$Re_{rot}=6560-32750$	$Re_{rot}=6560-32750$	$Re_{ax}=1320-6265$	$Re_{ax}=1320-6265$
STUs - hűtés	$Nu=4,3Re_{rot}^{0,44}$	$Nu=2,5Re_{rot}^{0,46}Pr^{1/3}$	$Nu=6,4Re_{ax}^{0,52}$	$Nu=4,9Re_{ax}^{0,51}Pr^{1/3}$
érv. tartomány	$Re_{rot}=9680-51950$	$Re_{rot}=9680-51950$	$Re_{ax}=1080-4760$	$Re_{ax}=1080-4760$
STx - melegítés	$Nu=4,7Re_{rot}^{0,45}$	$Nu=2,7Re_{rot}^{0,47}Pr^{1/3}$	$Nu=481,6Re_{ax}^{-0,04}$	$Nu=310,0Re_{ax}^{-0,03}Pr^{1/3}$
érv. tartomány	$Re_{rot}=6730-30850$	$Re_{rot}=6730-30850$	$Re_{ax}=2350-5325$	$Re_{ax}=2350-5325$
STx - hűtés	$Nu=7,6Re_{rot}^{0,42}$	$Nu=4,4Re_{rot}^{0,44}Pr^{1/3}$	$Nu=346,3Re_{ax}^{0,05}$	$Nu=227,8Re_{ax}^{0,05}Pr^{1/3}$
érv. tartomány	$Re_{rot}=9780-48740$	$Re_{rot}=9780-48740$	$Re_{ax}=1920-4280$	$Re_{ax}=1920-4280$

	$Nu=f(Re_{rot}, Pr)$	$Nu=f(Re_{ax}, Pr)$
STUs, STx - melegítés	$Nu=3,7Re_{rot}^{0,43}Pr^{1/3}$	$Nu=127,6Re_{ax}^{0,07}Pr^{1/3}$
érv. tartomány	$Re_{rot}=6560-32750$	$Re_{ax}=1320-6265$
STUs, STx - hűtés	$Nu=3,8Re_{rot}^{0,43}Pr^{1/3}$	$Nu=8,0Re_{ax}^{0,45}Pr^{1/3}$
érv. tartomány	$Re_{rot}=9680-51950$	$Re_{ax}=1080-4760$

1. táblázat A kísérleti mérések alapján felállított, meghatározott összefüggések a Nu szám meghatározására.

A kísérleti mérések nem igazolták az áramlásterelőkkel felszerelt belső szerkezeti megoldás hatásfokának különbségét a Newtoni közegek hőkezelése mellett.

A numerikus szimulációk által végzett vizsgálatokat 3 részre osztva végeztem. Első lépésben megalkottam egy egyszerűsített numerikus modellt (több belső szerkezeti megoldással), amely jelentős egyszerűsítéseket alkalmaz a HKH szimulációs vizsgálataihoz. A megalkotott numerikus modellen hálófüggetlenségi vizsgálatot végeztem a megfelelő sűrűségű háló és hiteles eredmények elérése érdekében. Második lépésben a hálófüggetlenségi vizsgálat alapján elkészítettem a végleges numerikus modellek változatát és a kísérleti mérések során alkalmazott folyamat (hűtés, melegítés) esetére elvégeztem a numerikus szimulációkat, azonos szerkezeti kialakítások, kezdeti és peremfeltételek mellett. A numerikus szimulációk eredményeit összevettem a kísérleti mérések eredményeivel, mely során meggyőződtem az egyszerűsített modell használatának alkalmasságáról. Az eredmények a lényeges egyszerűsítések ellenére is kellően megközelítő eredményeket szolgáltatnak a kísérleti mérések eredményeihez viszonyítva (a kísérleti és a szimulációs eredmények között eltérés 11% alatt minden esetben).

Harmadik lépésben kialakítottam további belső szerkezeti megoldásokat a HKH alkalmazásához és ezek egyszerűsített numerikus modelljeit (ezzel kibővítve a különböző szerkezeti megoldások számát 34-re). A kialakított belső szerkezeti megoldásokkal numerikus szimulációkat végeztem a következő nem-Newtoni, nagy viszkozitású közegek mellett: almapüré, körtepüré, sárgabarack püré, ketchup, sűrített tej, narancslé, Dulche de Leche (egy Brazíliában elterjedt édesipari termék, magas cukortartalommal) és méz. A ketchup és Dulche de Leche esetében a Bingham féle folyási (reológiai) modellt, míg az almapüré, körtepüré, sárgabarackpüré, sűrített tej és a narancslé esetében a hatványfüggvény leírást alkalmaztam. A sűrített tej kivételével a folyási szám értéke minden esetben kisebb, mint egy, tehát pszeudoplasztikus közegekről beszélünk. A sűrített tej esetében a folyási szám értéke 40 °C-tól magasabb hőmérséklet esetében egyenlő eggyel, míg a konzisztencia tényező értéke csökkenő. A méz esetében, bár feltételezzük nem-Newtoni folyási tulajdonságát, több kutatómunka alapján is bizonyított, hogy a folyási tulajdonságait Newtoni modellként kezelhetjük a mérések alapján meghatározott látszólagos viszkozitás figyelembevételével.

A numerikus szimulációk során a következő kezdeti és peremfeltételeket, technológiai paramétereket vizsgáltam. A forgási sebesség $N=30, 60, 90, 120, 180, 240, 300 \text{ min}^{-1}$ (STUs, STx és Typ2 esetben $m=1000 \text{ kg h}^{-1}$ mellett még $360, 420, 480, 540 \text{ min}^{-1}$). A tömegáram $m=250, 500, 750, 1000, 1250, 2000 \text{ kg h}^{-1}$ (szerkezetenként eltérő tömegáramok felhasználásával, és nem a teljes skálát vizsgálva a szimulációk terjedelmét figyelembe véve). A közeg belépő hőmérséklete minden esetben $T_{be}=25 \text{ °C}$, a hőcserélő fal belső falán, a hőkezelt közeg oldalán megadott állandó hőmérséklet $T_w=80 \text{ °C}$ (hűtés esetében $T_{be}=80 \text{ °C}$, $T_w=20 \text{ °C}$), referencia nyomás 1 atm (101325 Pa), valamint feltételeztem minden esetben az axiális lamináris áramlást. Az analízisek során minden esetben állandósult állapotot (steady state) vizsgáltam. Az alkalmazott nem-Newtoni közegek és folyamati feltételek mellett minden vizsgált eset lamináris áramlás (axiális áramlás) tartományába esett. Az egyszerűsített modellek numerikus szimulációinak elvégzése után kialakítottam egy újabb numerikus modellt, amely már tartalmazta a belépő és kilépő kamra részét a statikus keverők (perforált lemez, merevlapátos terelő) használatával (amely a kísérleti méréseknél is jelen volt). Ennek a modellnek használatával is elvégzem némely kísérleti mérés során alkalmazott folyamat numerikus szimulációját. Az eredmények bemutatását és azok összevetését a kísérleti mérések eredményeivel grafikonok segítségével ábrázoltam.

A vizsgálatok során nyert eredményeket táblázatokban tüntettem fel és grafikonok segítségével ábrázoltam. További eredményeket, mint pl. az elsődleges áramlás (a hőcserélő tengelyirányában) áramvonalait, a másodlagos áramlás (a hőcserélő tengelyére merőleges síkban) áramlásvonalait, a hőmérséklet és nyomáeloszlást (mezőt), axiális sebességprofil, radiális hőmérsékleteloszlást, stb. képek, grafikonok segítségével mutattam be és vetettem össze az egyes szerkezeti kialakítások, paraméterek változtatása mellett.

A 2. és 3. táblázatban látható az almapüré melegítése során kialakuló hőmérsékletemelkedés és nyomásvesztés a fordulatszám függvényében három szerkezeti megoldás részére.

Szerkezet	rpm30	rpm60	rpm90	rpm120	rpm180	rpm240	rpm300	rpm360	rpm420	rpm480	rpm540
STUs	11.26	12.68	14.40	15.91	18.84	21.70	24.85	26.73	27.55	28.76	29.83
STx	10.33	11.34	12.88	15.84	19.84	23.05	25.95	28.25	29.72	30.81	31.57
Typ2	12.71	13.97	14.59	16.22	21.73	25.13	25.93	26.96	27.69	29.03	30.33

2. táblázat Hőmérsékletemelkedés (ΔT) a fordulatszám függvényében

Szerkezet	rpm30	rpm60	rpm90	rpm120	rpm180	rpm240	rpm300	rpm360	rpm420	rpm480	rpm540
STUs	2629	2038	1707	1496	1244	1098	1010	962	948	935	920
STx	1612	1130	895	756	599	507	459	456	504	506	424
Typ2	3382	2743	2362	2103	1771	1559	1418	1327	1258	1194	1177

3. táblázat Nyomásesés (Δp) a fordulatszám függvényében

Az eredmények összességében meg kell jegyezni, hogy a megfigyelt hőmérsékletváltozás és nyomásesés esetében nehéz egy egységes változási mértéket meghatározni a különböző szerkezeti kialakítások esetében.

Elvégeztem a hozzáadott belépő és kilépő kamrákkal végzett numerikus szimulációkat is nyolc különböző esetben. Az eredmények alapján kijelenthető, hogy a hőcsere folyamatára az elhelyezett statikus keverők, terelők csak jelentéktelen mértékben vannak kihatással, míg a nyomásvesztéseket jelentősen megnövelik, valamint a hőcserélőben kialakuló axiális sebességprofilra nincs befolyásuk.

A vizsgálatok alapján kijelenthető, hogy a kaparókések számának emelésével növekszik a hőcsere folyamatának hatásossága és csak kisebb mértékben emelkedik a nyomásvesztés. Ötnél több kaparókés használata a bemutatott $D=98,8 \text{ mm}$ átmérőjű hőcserélő cső esetében (a vizsgálatok jelen esetben csak a $D=98,8 \text{ mm}$ és $d=48 \text{ mm}$ mellett végeztem) már nem hozna észrevehető hatékonyságjavulást, viszont emelné a nyomásvesztést és a költségeket.

Továbbá a vizsgálataim alapján megállapítható, hogy a kaparókések magassága (pontosabban a kaparókések alsó éle és a tengely közti távolság) is befolyással bír a hőcsere folyamatára. Az almapürével és Dulche De Leche termékkel végzett szimulációk alapján a legmegfelelőbb megoldás a teljes magasságú kaparókés alkalmazása, de közegetől függően az SC17 és SC22 megoldások is hasonló értékeket biztosíthatnak. Az SC7 és SC12 magasságú kaparókések használata nem javasolt a hasonló viszkozitású, tulajdonságú közegek hőkezelése esetében. A kaparókések magassága az elnevezésben feltüntetett érték mm-ben értendő nagysága. A vizsgálatok jelen esetben csak a $D=98,8 \text{ mm}$ és $d=48 \text{ mm}$ mellett végeztem. A 4. táblázatban bemutatott eredmények alapján látható az említett hatás a kaparókések alsó éle és a tengely közti távolság változásával.

	rpm30	rpm60	rpm90	rpm120	rpm180	rpm240	rpm300
STs-SC7	10.88	12.52	14.35	16.30	19.15	21.02	22.61
STs-SC12	10.86	11.92	13.68	15.73	18.92	21.13	23.06
STs-SC17	13.69	15.28	17.01	19.72	23.30	25.67	27.65
STs-SC22	14.57	16.75	18.24	20.11	23.36	25.73	27.70
STs-SCFull	15.31	18.32	19.97	21.54	24.43	26.68	28.61

4. táblázat Termékoldali hőmérsékletemelkedés a kaparókések alsó éle és a tengely közti távolság és fordulatszám függvényében

A hőcserélő tengelyének átmérője és a hőcserélő cső átmérője arányszámának vizsgálatait $d/D = 0,49, 0,61$ és $0,76$ esetében és három közeg (almapüré, Dulche De Leche, ketchup) alkalmazásával végeztem. Az eredmények alapján kijelenthető, hogy az arányszám növekedésével növekszik a hőcsere intenzitása, de jelentősen növekszik a nyomásvesztés is. A változás mértéke nem arányos a d/D arányszám növekedésével és részben függvénye a közeg tulajdonságainak is. Figyelembe kell venni, hogy a $0,76$ arányszámnál a hőcsere intenzitása jelentősebben változik, mint a $0,61$ arányszám esetében, de ezzel egy időben a nyomásvesztés akár a háromszorosára is növekedhet. A nyomásvesztés mértéke nagyságrendileg lehet elfogadható, de hosszú távú használat esetén ezzel számolni kell. Megjegyzendő, hogy a radiális hőmérséklet különbség, valamint a radiális elkeverés hiánya kisebb lesz az arányszám növekedésével.

A kísérleti mérések során bemutatott módszer alapján a Nu szám meghatározására szolgáló összefüggés felírását végeztem el az STUs szerkezeti megoldás részére, az almapürével végzett számos numerikus szimuláció alapján. Az Re értékét a numerikus szimuláció alapján és az $Re_{rot}=nD^2/\nu$ egyenlettel meghatározva is feldolgoztam. A Pr szám kitevője ebben az esetben állandóként szerepel, más kutatómunkák alapján $1/3$ értékben meghatározva. Az összefüggések a következő alakban írhatók:

$$Nu = 9,7 Re_{an}^{0,43} Pr^{1/3}, \quad (20)$$

Re_{an} a numerikus szimulációkból nyert Reynolds szám értéke. Az összefüggés érvényességi határai $Re_{an}=6 - 227 [-]$, $Pr=4150 - 15100 [-]$, $Z=2$, $d/D=0,49$.

$$Nu = 16.1 Re_{rot}^{0,41} Pr^{1/3}, \quad (21)$$

Re_{rot} értéke az nD^2/ν egyenlettel határozva. Az összefüggés érvényességi határai $Re_{rot}=2 - 195 [-]$, $Pr=4150 - 15100 [-]$, $Z=2$, $d/D=0,49$.

A továbbiakban újabb összefüggések meghatározását végeztem, szintén az STUs szerkezeti megoldás részére, de a feltüntetett, vizsgált közegek összességére. Ezeknek az összefüggéseknek a meghatározásánál eltérő a meghatározás módja, mert ebben az esetben több közeg került vizsgálat alá, így az összefüggés a következőképp írható: $Nu=CRe^hPr^h$, tehát a hatványfüggvény két független változóval rendelkezik. Az összefüggések meghatározását szintén a numerikus szimulációk eredményei alapján a már bemutatott legkisebb négyzetek módszerével (LNM) végeztem.

Első lépésben az Re_{an} és Re_{rot} értékeire különállóan határoztam meg a kritériális egyenlet együtthatóit. Megállapítható, hogy az egyes közegek részére érvényes lineáris megközelítés, azon egyenesek irányvektorai nem párhuzamosak. Ebből eredően a különböző közegek részére alkalmazható Re szám kitevő eltérő értéket képvisel. Az egyes közegek számára meghatározott értékek az 5. táblázatban láthatóak.

közeg	$Re_{an} \sim j$	$Re_{rot} \sim j$
Almapüré	0,4683	0,4417
Méz	0,2914	0,2928
Dulche de Leche	0,3623	0,3572
Körteüré	0,1924	0,2628
Sárgabarackpüré	0,1932	0,2611
Sűrített tej	0,2794	0,2701
Narancslé	0,4090	0,3751
Ketchup	0,1932	0,2205

5. táblázat A Reynolds szám kitevőinek értékei

Következő lépésben a Pr szám kitevőjének és az összefüggés állandójának meghatározását végeztem el. A legkisebb négyzetek módszerével meghatároztam az összefüggés állandóját, és a Pr szám kitevőjét. A kapott értékek a következők:

- Re_{an} esetében $C=1,09$ valamint $h=0,446$,
- Re_{rot} esetében $C=2,56$ valamint $h=0,374$.

Az általános Nu hasonlósági kritérium felírása esetében kérdéses, hogy a Reynolds szám esetében milyen értéket kell figyelembe venni az említett eltérések ismeretében. Megoldásként szolgál az egyes közegekre külön felírt hasonlósági kritérium, ahol a Reynolds szám kitevőit az 5. táblázat alapján alkalmazzuk (a fent említett Pr szám kitevője és az összefüggés állandójával). Szintén alkalmazható egy általános megközelítés, amikor is az egyes közegeket összevonva egy közös Reynolds szám kitevő kerül használatra. Ebben az esetben egy közös görbe („együttes”) alapján meghatározott érték kerül alkalmazásra. Ezek értékei a következők:

- Re_{an} esetében, $j_{\text{általános}}=0,1666$,
- Re_{rot} esetében, $j_{\text{általános}}=0,1716$.

Az így meghatározott összefüggések, amelyeket az STUs szerkezeti megoldás és a vizsgált közegek numerikus szimulációinak eredményei alapján határoztam meg:

$$Nu = 1.09 Re_{an}^{0,17} Pr^{0,45}, \quad (22)$$

Re_{an} , a numerikus szimulációkból nyert Reynolds szám értéke. Az összefüggés érvényességi határai $Re_{an}=1.37 - 657 [-]$, $Pr=1680 - 118500 [-]$, $Z=2$.

$$Nu = 2.6Re_{rot}^{0,17} Pr^{0,37}, \quad (23)$$

Re_{rot} értéke az nD^2/ν egyenlettel lett meghatározva. Az összefüggés érvényességi határai $Re_{rot}=0,38 - 254 [-]$, $Pr=1680 - 118500 [-]$, $Z=2$.

A (22) és (23) összefüggésekkel kapcsolatban meg kell említeni, hogy ezek külön-külön az egyes közegek esetében a hőátadási tényező meghatározásánál jelentős eltérést okozhatnak a tényleges értékekhez viszonyítva. Sokkal pontosabb megközelítést érhetünk el az 5.1. táblázatban feltüntetett Reynolds szám kitevők alkalmazásával, ha az aktuálisan vizsgált közeg és annak tulajdonságai valamely általam vizsgált közegével azonos, vagy nagyságrendben hasonló értékekkel, tulajdonságokkal rendelkeznek. A Pr szám kitevők és az összefüggés állandójának értéke a bemutatott általános összefüggésben megadott értékek megváltoztatásával az egyes tartományok részére meghatározott értékekkel pontosabb leírást szolgáltat a Nu szám számára alkalmas összefüggéssel. Látható, hogy egy általános hasonlósági kritérium megalkotása jelentős nehézségekbe ütközik.

Az összefüggés állandójának és a Pr szám kitevőjének értéke az egyes szakaszokra lebontva és az érvényességi tartományt feltüntetve:

- Re_{an} esetében, $C_1=4,47$ valamint $h_1=0,254$, ($Pr=1680-2960$),
- Re_{rot} esetében, $C_1=8,44$ valamint $h_1=0,248$, ($Pr=1680-2960$),
- Re_{an} esetében, $C_2=4240$ valamint $h_2=-0,612$, ($Pr=2960-8880$),
- Re_{rot} esetében, $C_2=196,56$ valamint $h_2=-0,2004$, ($Pr=2960-8880$),
- Re_{an} esetében, $C_3=19,76$ valamint $h_3=0,159$, ($Pr=8880-118500$),
- Re_{rot} esetében, $C_3=13,72$ valamint $h_3=0,215$, ($Pr=8880-118500$).

A bemutatott eredmények és vizsgálatok alapján számos összefüggés került meghatározásra. Az általam javasolt legmegfelelőbb megoldás (a legjobban közelítő), amely az Re szám kitevőjének esetében az egyes közegekre meghatározott értéket veszi figyelembe, és a Pr szám érvényességi tartományának függvényében az adott szakaszra megadott állandó és Pr szám kitevő értéket, természetesen a megadott érvényességi tartományokat szem előtt tartva.

A kísérleti mérések alapján meghatározott összefüggések a Nu szám meghatározására alkalmasak a termodinamikailag és geometriailag hasonló felépítésű horizontális kapartfalú hőcserélők méretezésénél. Szintén érdemes figyelembe venni, hogy a méréseknél használt érvényességi tartományban a terelők használata nem szükséges, nem növeli a hőcsere intenzitását, viszont növeli / növelheti a nyomásvesztést, ezzel emelve a berendezés energiaigényét. A nem-Newtoni közegek számos szerkezeti megoldással való vizsgálata alapján hatékonyabban kiválasztható egy újonnan (de akár felújítási eljárás alkalmával) kialakítandó horizontális kapartfalú hőcserélő szerkezeti megoldása, akár a bemutatott szerkezet valamelyikének használatával. A bemutatott eredmények alapján láthatóak azok a tartományok, ahol érdemes a hőkezelés folyamatát üzemeltetni, valamint a vizsgált közegek (vagy hasonló tulajdonsággal bíró) melyikénél milyen szerkezeti megoldás alkalmazása lehet a leghatékonyabb. Az osztott és folytonos kaparókések összevetése alapján látható, hogy az osztott kaparókések esetében a kések végeinél erős axiális visszaáramlás jelentkezik, ami negatívan befolyásolja a hőcsere folyamatát, ezért javasolt a teljes hosszban kialakított kések használata.

4. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

1. Kísérleti vizsgálatokra alapozva felállítottam a horizontális kapartfalú hőcserélő (STUs – áramlásterelőkkel ellátott belső szerkezeti megoldás /STx – áramlásterelők nélküli) Newtoni közegekre vonatkozó termék oldali Nu szám meghatározására alkalmas összefüggéseket melegítési és hűtési üzemállapotokban, továbbá megadtam az összefüggések érvényességi határait. Megterveztem és elkészítettem a vizsgálatokhoz felhasznált hőcserélő szerkezetét, kialakítottam a kísérleti vizsgálatok mérési környezetét.
2. Kísérleti vizsgálatok alapján megállapítottam, hogy horizontális kapartfalú hőcserélő általam vizsgált belső szerkezeti kialakításokra vonatkozóan Newtoni közegek esetén melegítési és hűtési üzemállapotokban az áramlásterelők használata nem befolyásolja a hőátvitel hatásosságát.
3. Megállapítottam, hogy az általam megalkotott egyszerűsített numerikus szimulációs modellek alkalmasak a vizsgált hőcserélő szerkezetek hőtani folyamatának leírására.
4. Nem-Newtoni közegek esetén a tervezett belső konstrukciós megoldásokkal végzett numerikus szimulációk eredményei alapján a következő megállapításokat teszem a termékoldalra vonatkozólag:
 - 4.1. Numerikus szimulációk alapján meghatároztam a Nu szám számítására alkalmas összefüggést nem-Newtoni közegek kapartfalú hőcserélőben történő melegítésére.
 - 4.2. Melegítés során a tömegáram arányos növelése a közeg kilépő hőmérsékletének csökkenési arányát 35-45%-al változtatja meg.
 - 4.3. A saját szállítóhatás nélküli belső szerkezeti kialakítások esetében a nyomásveszteség csökken a fordulatszám növelésével egy bizonyos fordulatszám értékig, majd állandósul. Ez a határérték a vizsgált szerkezeti megoldások esetében 360 és 420 [min-1] közti értéken adható meg.
 - 4.4. A numerikus szimulációk alapján megállapítható, hogy a teljes hosszban kialakított kaparókések és terelőlemezek esetén elkerülhető az ugrásszerű hőmérsékletváltozás, a hőérzékeny anyagok ennek következtében kialakuló károsodása.
 - 4.5. A belépő és kilépő kamrában elhelyezett statikus terelők, vagy ezek hiányának a hőátvitelre gyakorolt hatása, valamint a hőcserélőben kialakuló axiális sebességprofilra gyakorolt hatásuk elhanyagolható.
 - 4.6. A kaparókések számának növelése csak egy bizonyos értékig javítja érdemlegesen a hőátadás hatásosságát, amellet a nyomásveszteségre nincs jelentős hatással. A vizsgált D/d (hőcserélő cső átmérő / tengely átmérő) arányszám esetében ennek értéke 5.
 - 4.7. A kaparókés és a tengely közti távolság csökkentésével a hőátvitel hatásossága javul.
 - 4.8. A tengely / hőcserélő fal átmérő viszonyszám növelésével megnő a hőátvitel hatásossága, azonban a nyomásveszteség jelentősen nő.
 - 4.9. Csavart felületű kaparókések és terelők alkalmazása az általuk generált szállítóhatás miatt csökkentik a közeg tartózkodási idejét és ezzel a hőátvitel hatásosságát.

5. AZ EREDMÉNYEK ALKALMAZHATÓSÁGA, TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

A bemutatott tudományos előzmények és a jelen értekezésben alkalmazott vizsgálatok és elért eredmények is bizonyítják a horizontális kapartfalú hőcserélők fejlesztési igény lehetőségeit. Látható hogy az élelmiszer, vegyipar és feldolgozó ipar számos területén szükség van a kapartfalú hőcserélők alkalmazására és fejlesztésére az energiaigényesség csökkentése, a termék minőségének javítása, stb. érdekében. Értekezésemben bemutatott vizsgálatok és eredmények alapján látható, hogy mennyire időigényes és költséges a hőcserélők fejlesztése, de minden elért eredmény, ami csökkenti az energiaszükségletét, javítja a termék minőségét, hosszú távon megtérül (megtérülhet). Az értekezésben elért eredmények bemutatnak számos belső szerkezeti megoldást és azok viselkedését nagy viszkozitású, nem-Newtoni közegek hőkezelése mellett a HKH-ben. A feltüntetett összefüggések a Nu szám számolására támpontot jelentenek az újonnan kialakítandó kapartfalú hőcserélők méretezésekor. Szintén információval bírnak a kaparókések osztott és teljes hosszban kialakított változatainak kiválasztásánál, mint ahogy a statikus keverők, terelők alkalmazásánál. Az elsődleges és másodlagos áramlás áramvonalainak bemutatásával figyelembe vehető a szükséges belső szerkezeti kialakítás folyamata az elkerülendő holt terek és axiális visszaáramlások esetében.

Az említettek alapján további fejlesztési feladatként szeretnék a következő feladatokkal foglalkozni: egy teljes kialakítású numerikus modell vizsgálatával, a hőcserélőben kialakuló szabad felület vizsgálatával, valamint a közeg váltakozó tömegáramának befolyásával.

6. PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN

- [P1] T. VARGA, K. JELEMENSKÝ, A. ŠTOFILA, R. PÁLKA: Kinetika prestupu tepla pri narušovanej medznej vrstve / Kinetics of heat transfer (at) disturbed boundary layer. 11th International conference of Mechanical engineering 2007, 29-30.11.2007 Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN-978-80-227-2768-6. (cikk és előadás, nyelv: angol/szlovák)
- [P2] T. VARGA, K. JELEMENSKÝ, A. ŠTOFILA: Kinetika prestupu tepla pri narušovanej medznej vrstve. Aplikácia experimentálných a numerických metód v mechanike tekutín, XVI.medzinárodná vedecká konferencia, Žilinská Univerzita, Žilina-Terchová.23-25.4.2008, ISBN-978-80-8070-826-9 (cikk és előadás, nyelv: szlovák)
- [P3] T. VARGA, K. JELEMENSKÝ: Heat exchanger - Scraped surface, 35th International Conference of Slovak Society of Chemical Engineering, Tatranské Matliare 26-30.5.2008, ISBN-978-80-227-2903-1 (cikk és előadás, nyelv: angol)
- [P4] T. VARGA, K. JELEMENSKÝ: Hydrodynamics of scraped surface heat exchanger-flow pattern, 36th International Conference of Slovak Society of Chemical Engineering, Tatranské Matliare 25-29.5.2009, ISBN-978-80-227-3072-3 (cikk és előadás, nyelv: angol)
- [P5] T. VARGA, K. JELEMENSKÝ: Hydrodynamics of flow inside the scraped surface heat exchangers, 56. Konferencia chemického a procesního inženýrství – CHISA2009, Srní-Šumava, 19-22-10.2009, ISBN-978-80-86059-51-8. (cikk és előadás, nyelv: szlovák / angol)

- [P6] T. VARGA, K. JELEMENSKÝ: Flow of high viscous and non-Newtonian fluids through scraped surface heat exchanger (numerical solution), 37th International Conference of Slovak Society of Chemical Engineering, Tatranské Matliare 24-28.5.2010, ISBN-978-80-227-3290-1 (cikk és előadás, nyelv: angol)
- [P7] T. VARGA, K. JELEMENSKÝ: Determination of characteristics of scraped surface heat exchangers (numerical and experimental data), 7th European congress of Chemical Engineering – 19th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2010, Praha 28.8-1.9.2010, ISBN-978-80-02-02248-0. (cikk és előadás, nyelv: angol)
- [P8] T. VARGA: Numerical analyses of scraped surface heat exchanger (SSHS), hydrodynamics of flow, flow pattern and heat transfer. 21th SVS FEM Ansys users group meeting and conference, 12-14.6.2013 Luhačovice, ČR. (előadás, nyelv: angol / szlovák)
- [P9] T. VARGA, Z. SIMÉNFALVI, G. SZEPESI: Influence of votator's construction on internal flow through SSHE (scraped surface heat exchanger) and their usage for high viscous and non-Newtonian process applications, ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara-International Journal of Engineering, Tome XIII [2015]-Fascicule 2 [May], ISSN:1584-2665 [print], ISSN:1584-2673 [online]. (cikk, nyelv: angol)
- [P10] T. VARGA, Z. SIMÉNFALVI, G. SZEPESI: Influence of votator's construction on internal flow through SSHE (scraped surface heat exchanger) and their usage for high viscous and non-Newtonian process applications, 4-es Kiválósági Központ Disszeminációs Konferencia – Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák, Miskolci Egyetem, 2015.1.30. (előadás, nyelv: angol/magyar)
- [P11] T. Varga, G. Szepesi, Z. Siménfalvi, "Horizontal scraped surface heat exchanger - Experimental measurements and numerical analysis," *Pollack Periodica*, vol. 12, no. 1, pp. 107–122, 2017. (cikk, nyelv: angol)
- [P12] G. L. Szepesi, T. Varga, and Z. Siménfalvi, "Flow Characteristic and Pressure Drop Inside the Horizontal Scraped Surface Heat Exchanger," *Publ. MultiScience - XXX. microCAD Int. Multidiscip. Sci. Conf.*, 2016. (cikk és előadás, nyelv: angol / magyar)
- [P13] Varga Tibor, Szepesi L. Gábor, Siménfalvi Zoltán "A horizontális kapartfalú hőcserélőben kialakuló elsődleges és másodlagos áramlás különböző belső szerkezeti megoldások esetében," *GEP*, vol. 67, no. 3, pp. 37–44, 2016. (cikk, nyelv: magyar).

7. HIVATKOZÁSOK

- [1] Huggins F. E., "Effect of Scrapers on Heating, Cooling, and Mixing," *Ind. Eng. Chem.*, vol. 23, no. 7, pp. 749–753, 1931.
- [2] Lattinen G. A., "Discussion of the Paper 'Correlation of Scraped Film Heat transfer in the Votator'" *Chem. Eng. Sci.*, vol. 9, no. 4, pp. 263–266, 1959.
- [3] Harriot. P., "Heat Transfer in Scraped-Surface Exchanger," *Chem. Eng. Progr. Symp. Ser.*, vol. 55, no. 29, pp. 137–139, 1959.
- [4] Houlton H. G., "Heat Transfer in the Votator," *Ind. Eng. Chem.*, vol. 36, no. 6, pp. 522–528, 1944.

- [5] Skelland A. H. P., "Correlation of scraped-film heat transfer in the votator," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 7, no. 3, pp. 166–175, 1958.
- [6] Pálka R., "Kinetika prestupu tepla na teplovýmennej ploche s mechanickým ovplyvnením medznej vrstvy," Slovenská Technická Univerzita v Bratislave, Strojnícka Fakulta, 1999.
- [7] Devečka V., "Príspevok k problematike kinetiky prestupu tepla na rotačných teplovýmenných plochách," Slovenská Technická Univerzita v Bratislave, Strojnícka Fakulta (SjF STU), 1994.
- [8] Blel W., Legentilhomme P., Bénézec T., Fayolle F., "Cleanability study of a Scraped Surface Heat Exchanger," *Food Bioprod. Process.*, vol. 91, no. 2, pp. 95–102, 2013.
- [9] Solano J. P., García A., Vicente P. G., Viedma A., "Performance evaluation of a zero-fouling reciprocating scraped-surface heat exchanger," *Heat Transf. Eng.*, vol. 32, no. 3–4, pp. 331–338, 2011.
- [10] Aloui F., Rehim F., Dumont E., Legrand J. "Inverse method applied for the determination of the wall shear rate in a scraped surface heat exchanger using the electrochemical technique," *Int. J. Electrochem. Sci.*, no. 3, pp. 676–690, 2008.
- [11] Boccardi G., Celata G. P., Lazzarini R., Saraceno L., Trinchieri R., "Development of a heat transfer correlation for a Scraped-Surface Heat Exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 10, pp. 1101–1106, 2010.
- [12] Weisser H., "Untersuchungen zum Wärmeübergang im Kratzkühler," Karlsruhe, 1972.