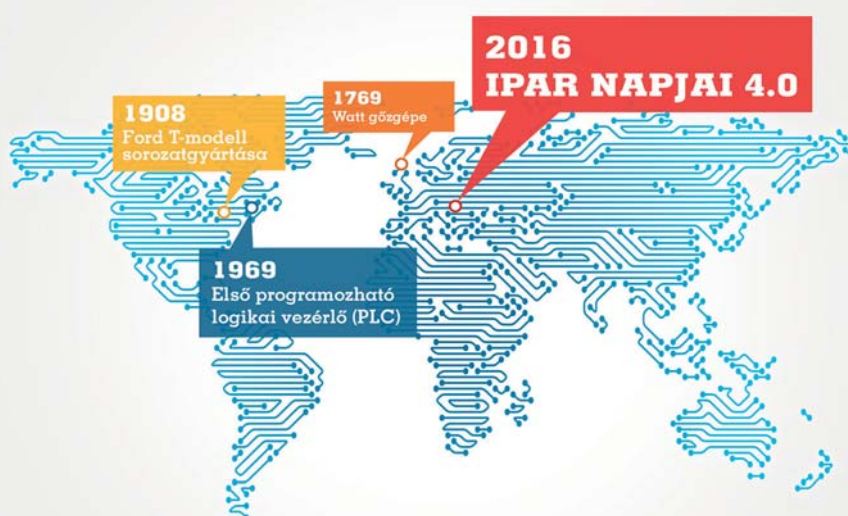


GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA

Fejlődés van.



IPAR NAPJAI



2016. május 24–27.



hungexpokiállítás
programod van

**MAGYARORSZÁG ELSŐSZÁMÚ IPARI TALÁLKOZÓHELYÉN
MULTINACIONÁLIS CÉGEK, KIS- ÉS KÖZÉPVÁLLALATOK EGY
IDŐBEN, EGY HELYEN VESZNEK RÉSZT:**

IPAR NAPJAI

a HUNGEXPO Budapesti Vásárközpontban.

Az IPAR NAPJAI Nemzetközi ipari szakkiállítás évről évre teret ad az ipari ágazatok, az egyedülálló innovációk bemutatkozására, valamint az üzleti kapcsolatépítésre.

Kiemelt téma: Ipar 4.0

A rendezvényt magas színvonalú szakmai programok kísérik.

Bővebb információ: www.iparnapjai.hu

MÉRNÖKI TARTÓ- ÉS VÁZSZERKEZETEK OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE

A tudományos műhely vezetője: Dr. Jármái Károly

e-mail: jarmai@uni-miskolc.hu

tel: +3646 565 111, 2028 m.

A Mérnöki tartó- és vázszerkezetek optimális méretezése tudományos műhelyben folyó kutatások fő célkitűzései röviden az alábbiakban foglalhatók össze.

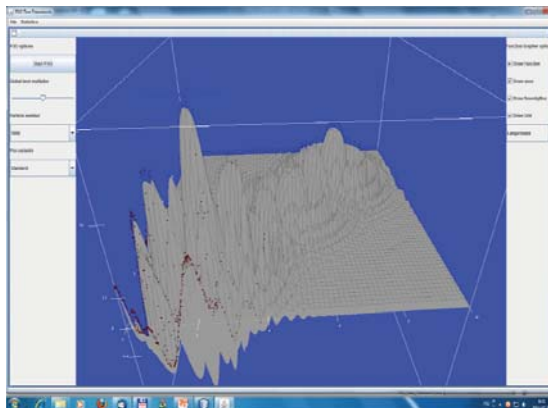
1. Hegesztett szerkezetek analízise és optimalása: bordázott lemezek, bordázott héjak, cellalemezek, rácsos tartók, keretszerkezetek (hegesztett, csavarozott), hajlított-nyírt tartók.

2. Alkalmazások: rácsos szalaghidak optimalása, keretek optimalása földrengésre, présgépek, állványok tervezése, silók, bunkerek, kandalló tűzterek, hőcserélők méretezése. Méretezés tűzvédelemre.

3. Rezgés- és zajcsökkentés hegesztett szerkezeteknél. Számítások és mérések a rezgésalak, a sajátfrekvenciák, a rezgéscillapítási tényező meghatározására (Brüel & Kjaer műszercsalád).

4. Optimaló algoritmusok fejlesztése. Topológiai optimalás.

5. Költségszámítások hegesztett szerkezeteknél.



A részecskecsoport optimaló módszer futása



A Brüel & Kjaer műszercsalád közepén a mérőasztallal

INNOVATÍV KÖRNYEZETBARÁT TECHNOLÓGIÁK FEJLESZTÉSE, ENERGIAHATÉKONYSÁG ÉS BIZTONSÁG NÖVELESE

A tudományos műhely vezetője: Dr. Siménfalvi Zoltán

e-mail: simenfalvi@uni-miskolc.hu

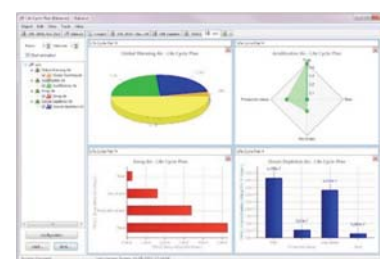
tel: +3646 565 168

Az innovatív környezetbarát technológiák fejlesztése és az energiahatékonyság növelése a vegyiparban tudományos műhelyben és Vegyipari Gépek Tanszékén folyó főbb kutatási területek az alábbiak:

- Innovatív környezetbarát technológiák és zöld kémia alkalmazása a vegyipar területén
- Energhatékony növelése a vegyiparban
- Vegyipari műveletek
- Por- és gázrobbanási jelenségek vizsgálata, robbanás elleni védelem tervezése, rendszer-biztonságtechnika, veszélyanalízis, túlnyomás elleni védelem
- Nyomástartó edények, csővezetékek, tárolótartályok tervezése, vizsgálata analitikai, szabványi és szimulációs eszközökkel
- Kompresszor vezetékben kialakuló akusztikus lengések vizsgálata
- Vegyipari hulladékok kezelése, POP tartalmú hulladékok ártalmatlanítását megvalósító technológiák vizsgálata
- Környezetmenedzsment
- Életciklus-elemzés (Life Cycle Assessment) a környezetvédelem és a hulladék-gazdálkodás területén



Por- és gázrobbanás vizsgáló cella



GaBi 5 LCA elemző szoftver

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

műszaki, vállalkozási, befektetési, értékesítési, kutatás-fejlesztési, piaci információs folyóirata

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczöni Ádám
elnök

Vesza József
főszerkesztő

Dr. Jármai Károly
Dr. Péter József
Dr. Szabó Szilárd
főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István
Bányai Zoltán
Dr. Beke János
Dr. Bercsey Tibor
Dr. Bukoveczky György
Dr. Czitán Gábor
Dr. Danyi József
Dr. Dudás Illés
Dr. Gáti József
Dr. Horváth Sándor
Dr. Illés Béla
Kármán Antal
Dr. Kalmár Ferenc
Dr. Orbán Ferenc
Dr. Pálincás István
Dr. Patkó Gyula
Dr. Péter László
Dr. Penninger Antal
Dr. Szabó István
Dr. Szántó Jenő
Dr. Tímár Imre
Dr. Tóth László
Dr. Zobory István

Tisztelt Olvasó!

2010-ben alakult a 4-es Kiválósági Központ a Miskolci Egyetemen, jelenlegi nevén *Innovatív Járműipari, Gépészeti, Energetikai Tervezés és Technológiák* Kiválósági Központ a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt keretében, az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával. A központ célja a kutatási potenciál fejlesztése olyan kutatásokkal, amelyek innovatív modellezést, tervezést és technológiai folyamatokat valósítanak meg, összhangban az Európai Unió azon törekvésével, amely az innováció serkentésére, a hatékonyabb környezetbarát technológiák alkalmazására, fejlesztésére irányul.

A Kiválósági Központ hét tudományos műhelyre tagozódik, melyek egy-egy intézet köré szerveződnek. Ezek a következők: Anyagszerkezet-tani és Anyagtechnológiai, Gyártástudományi, Energetikai és Vegyipari Gépészeti, Gép- és Terméktervezési, valamint a Műszaki Mechanikai Intézet. Az itt dolgozó oktatók BSc, MSc és doktorandusz hallgatókat is bevontak, illetve bevonnak a kutatásokba, amelyek így jó lehetőséget biztosítanak arra, hogy a fiatalok megismerkedjenek a tudományos munkával. A hatodik éve működő központ programjához kapcsolódva nem egy hallgató nyújtott már kiemelkedő teljesítményt, illetve készített színvonalas TDK dolgozatot, PhD értekezést.

Az egyes tudományos műhelyek témái nagyon sokrétűek, interdiszciplináris jellegűek, sokszor még egy adott témán belül is. A tervezés témakörében olyan tervezési, modellező eljárásokat fejlesztettek ki, amelyek hatékonyabban és megbízhatóbban modellezik a szerkezeteket és jelenségeket, jobb tervezési megoldásokat adnak. Foglalkoztak szerkezetek és rendszerek optimális méretezésével. Vizsgálták a termékéletpályát, a műszaki rendszerek hajtáslánc felépítését, a környezettudatos elvekhez és az alternatív üzemanyag használatához is kapcsolódtak kutatások, valamint áramlás és hőtechnikai laboratóriumi és numerikus modellezéshez is számos kutatás kötődött. A gépészeti technológiák területén a környezetbarát, szerves vegyipari, illetve a folyamatos technológiák vizsgálata és energiagarancia-lizálás történt. Jelentősek a professzionális mechanikai anyagvizsgálatok, valamint a számítógéppel segített technológiai folyamat-tervezés és modellezés, valamint a befejező precíziós megmunkálások, és a nagyszilárdságú acélok hegesztése területén elért eredmények is.

A Kiválósági Központ szakmai repertoárjából ebben a folyóirat számban két Tudományos Műhely cikkei kaptak helyet:

4.6. Mérnöki tartó- és vázszerkezetek optimális méretezése tudományos műhely
Vezető: Dr. Jármai Károly egy.tanár,
Helyettes: Dr. Virág Zoltán egy. docens.

4.7. Innovatív környezetbarát technológiák fejlesztése, energiahatékonyság és biztonság növelése tudományos műhely
Vezető: Dr. Siménfalvi Zoltán egy. docens,
Helyettes: Dr. Szepesi L. Gábor egy. docens.

A két Tudományos Műhelyen belüli munka nagyon szerteágazó. Néhány közülük az alapkutatásokhoz közelít, míg mások inkább a gyakorlatban alkalmazhatók, egyesek már most látványos eredményt hoztak, mások távlati eredményekkel kecsegtetnek. Annak érdekében, hogy ezeket az eredményeket a szakmai közönség is megismerhesse, a műhely kutatói jelentős számú publikációt készítettek el és jelentettek meg hazai és külföldi konferenciákon, hazai és külföldi szakmai folyóiratokban. Természetesen az oktatásba is beépítésre kerülnek az eredmények. Ez a cikkgyűjtemény is ezt a célt szolgálja, bemutatva a Kiválósági Központ két Tudományos Műhelyének legújabb tudományos eredményeit.

Prof. Dr. Jármai Károly

Stratégiai és fejlesztési rektorhelyettes, a Kiválósági Központ vezetője

A szerkesztésért felelős: Vesza József. A szerkesztőség címe: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.
Telefon/fax: +36-46/379-530, +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu
Kiadja a Gépipari Tudományos Egyesület, 1027 Budapest, Fő u. 68. Levélcím: 1371 Bp. Pf.: 433.
Telefon: 202-0656, fax: 202-0252, e-mail: a.gaby@gteportal.eu, internet: www.gte.mtesz.hu
A GÉP folyóirat internetcíme: <http://www.gepujsag.hu>
Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Tel.: (46) 379-530, e-mail: gazdasz@chello.hu.

Előfizetésben terjeszti a Magyar Posta Rt. Hírlap Üzletága 1008 Budapest, Orczy tér 1.

Előfizethető valamennyi postán, kézbesítőknél, e-mailen: hirlapelofizetes@posta.hu, faxon: 303-3440. További információ: 06 80/444-444

Egy szám ára: 1260 Ft. Dupla szám ára: 2520 Ft.

Külföldön terjeszti a Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat,
H-1389 Budapest, Pf. 149. és a Magyar Média, H-1392 Budapest, Pf. 272.

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

1. Bodnár István, Plásztán Bence

Fás szárú biomasszák pirolitikus hasznosításának termokinetikai modellezése..... 5

A termokinetikai modellvizsgálatok azt az eredményt hozták, hogy a fás szárú biomassza pirolízissel történő hasznosítás során a nedvességtartalom növekedése a fajlagos energiakihozatal, a kémiai hatásfokot és a fajlagos fagáztermelést pozitív irányba változtatja. A nagyobb nedvességtartalom nagyobb energiataralmú és mennyiségű fagázt eredményez. A pirolízis olaj és a pirokoksiz mennyisége a nedvességtartalommal fordított arányban áll.

2. Dr. Farkas József, Dr. Jármái Károly

Szekrényszelvényű daruhíd méretezése költségminimumra 13

A futódaruhíd számítását MathCAD programmal végeztük. Mivel a hegesztési költségek a gerinclemez vastagságától függenek, e vastagság csökkenésével, vagyis a gerinclemez magasság csökkentésével csökkentek a költségek. Ezt a csökkentést végül a túlzottan széles övlemezről adódó költség-többlet állította meg. Látható, hogy a gerinclemez vastagságot a keréknyomásból származó nyomófeszültség korlátozása szabta meg. A méretek felvételét alapvetően befolyásolták a keréknyomás mellett a fáradási feltételek. A $\sigma_{f,red}$ értékének 1-nél kisebbnek kell lennie a darusín alatti nyakvarrat fáradási feltétele szerint és a feszültségnek nagyobbak kell lennie a hajlításból adódó σ_x -nél.

3. Dr. Jármái Károly, Dr. Kota László

Az Open Journal Systems rendszer bemutatása 18

A cikk bemutatja az OJS felépítését és használatát, különös tekintettel a GÉP folyóiratban történő alkalmazásra. Látható, hogy ezen menedzsment szoftverrel áttekinthető, ellenőrizhető és jól kezelhető lektorálás végezhető, mely remélhetőleg hozzájárul a folyóirat színvonalának és elismertségének emeléséhez.

4. Petrik Máté, Dr. Szepesi L. Gábor, Dr. Jármái Károly

Csőköteges hőcserélők optimális méretezése 23

Célunk, hogy olyan hőcserélőt illesszünk a technológiába, amelyik képes a technológiai hő átadására, és a változatok közül a legkisebb anyag- illetve gyártási költséggel rendelkezik. Egy csőköteges hőcserélőbe a legtöbb esetben a közegek a hőcserélő két végén lépnek be. A hőátadás hajtóerejét a két közeg hőmérsékletének különbsége jelenti. Ha egyenáramba kapcsoljuk a közegeket, akkor a belépő oldalon nagy hajtóerőt kapunk, a kilépő oldalon viszont jóval kisebbet. Viszont ha ellenáramba kötjük be, akkor nem kapunk akkora maximális hajtóerőt, mint egyenáram esetén, viszont sokkal egyenletesebb lesz. Mint minden vegyipari technológiánál, itt is törekedni kell az ellenáramú kapcsolásra. Számolnunk kell viszont azzal is, hogy ha a technológiai közeg érzékeny a nagy hőmérséklet változásokra, abban az esetben nem használhatunk ellenáramú kapcsolást.

5. Sebe István, Száva Ildikó Renáta, Dr. Jármái Károly

Tartály alátámasztó keret optimális méretezése tűzvédelemre 28

A vizsgálatokból kiderült, hogy nagy terhelőerő, illetve 900-1800 másodperces tűzvédelemre tervezés esetén lemezből hegesztett szekrényszelvények használata a gazdaságos, mivel ezekkel az igénybevételeket ideálisabban teljesítő szelvényeket tudunk készíteni. A gerendák optimális oldaláránya 1,6 körüli értékre adódott függetlenül a terhelőerőtől, gerendahossztól, és acél folyáshatártól is.

6. Spisák Bernadett, Dr. Siménfalvi Zoltán Károly, Dr. Szepesi Gábor

Rugóterhelésű biztonsági szelep kísérleti és szimulációs vizsgálata 34

A rugóterhelésű biztonsági szelep mérése során kapott eredményeket összehasonlítottuk a szimulációéval. Így meghatározható, hogy milyen pontos megoldást ad a modellezés a kísérlethez képest. A következő diagramon a felhajtóerő és szelepemelkedés függvénye látható, ahol a mért adatok és a szimulációból származó értékek függvényként vannak megadva. Végeredményül a két eredmény csak néhány százalékban tér el egymástól, amelyet az adott körülmények mellett gyakorlatilag megfelel az elvárásainknak.

7. Varga Tibor, Dr. Szepesi L. Gábor, Dr. Siménfalvi Zoltán

A horizontális kapart-falú hőcserélőben kialakuló elsődleges és másodlagos áramlás különböző belső szerkezeti megoldások esetében 37

Az elvégzett numerikus analízisekből bizonyíthatóan kijelenthető, hogy az STUs és Typ2 szerkezeti megoldások kellően megfelelő radiális, és az axiális főárammal való jó elkeverést biztosítanak. Az STx szerkezeten ez már erősen függ a tömegáram, fordulatszám és viszkozitástól. A kisebb viszkozitású közegek esetében (pl. mint a víz) ez a fordulatszám emelésével kompenzálható a jelentős turbulencia, örvények biztosításával. A módosítás lényege a terelők és a tengely közti áramvonalas átmenet megoldása, elkerülve az éles átmenetet. Ez kedvezően hat a „holt” terek elkerülésére viszonylatában.

8. Dr. Virág Zoltán, Dr. Jármái Károly

Az anyagminőség és a támaszközök nagyságának hatása nem-szabványos méretű földfeletti csővezetékek optimális méretezésére 45

Az optimális geometriát alapvetően befolyásolja a megengedett áramlási sebesség, ami felett már nem gazdaságos a szerkezet üzemeltetése. A szerkezeti acél folyáshatárának növelésével a stabilitási feltétel egyre jobban befolyásolja a szerkezetet. A támaszközök növelésével pedig a feszültségi feltétel, majd a lehajlási feltétel válik aktívvá. Ez a változó tendencia igazolja, hogy a különböző feltételek aktívvá válása befolyásolja az optimális szerkezet végleges geometriáját. Az adott támaszközre vizsgált különböző anyagminőségre kapott optimumok akár háromszoros folyóméter tömeg eltérést is adhatnak.

9. Zsemberi Andor, Dr. Siménfalvi Zoltán Károly,

Dr. Palotás Árpád Bence

Termikus és termokatalitikus kokrakkolás 49

A mérési eredményekből látható, hogy a termikus és termokatalitikus mérések során kapott szén-hidrogén frakciók mennyisége igen jelentős eltérést mutatott, mely hatás a folyadéktermékek esetén volt a legszembetűnőbb. A termokatalitikus esetenél jelentkező több, mint tízszeres folyadékhozam nem volt várható, ezért valószínűsíthető, hogy nem csak tisztán katalitikus hatásoknak tudható be.

A kutatómunka elsődleges célja, hogy az előállítható folyadék minőségi és mennyiségi mutatóit minden tekintetben javítani tudjuk. A jelentős eltérések háttérében nem csak a katalizátor feltét katalitikus folyamatai húzódnak, mivel a függőleges helyzetű reaktor termikus esetben közel dupla akkora mennyiségű szilárd maradékot produkált.

FÁS SZÁRÚ BIOMASSZÁK PIROLITIKUS HASZNOSÍTÁSÁNAK TERMOKINETIKAI MODELLEZÉSE

THERMOKINETIC MODELLING OF WOOD BIOMASS PYROLYSIS

Bodnár István*, Plásztán Bence**

ABSTRACT

The optimal parameters of the Pyrolysis Technology have been investigated. During the thermokinetic modelling of the procedure pyrolysis of different chemical combination biomasses have been analysed. The modelling has been executed at different wood biomass, and in different percentages of moisture. On the basis of the wood's chemical composition and of the reaction equation I have made an approximate model, which helps to specify the resulting pyrolysis gas' chemical composition and the energetic properties. The results have been compared with the required reaction efficiency and with the energy generation.

1. BEVEZETÉS

A fás szárú biomasszák hasznosítása egyidős az emberiség történelmével. Az emberiség létezése óta arra törekedett, hogy számára hasznossá tegye a természet által rendelkezésre bocsátott energiaforrásokat. Kezdetben szinte kizárólag megújuló energiaforrásokat alkalmaztunk, mint a biomassza, a víz, a szél és a napenergia. Az ipari forradalom idején a kőszéntelepek felfedezése, a XIX. század második felétől kezdődően a kőolaj- és a földgázlelőhelyek feltárása kiszorította a megújuló energiaforrásokat az energiaiparban, amelyek jellemzően a XX. században kerültek újra előtérbe. A megújuló energiaforrások közül kiemelkedő a biomassza, amely folyamatos erőműüzemeltetést tesz lehetővé, a szakaszos napenergián és szélenergián alapuló, ingadozó teljesítményű rendszerekhez képest.

Mindazonáltal nem szabad elfelejteni, hogy a biomassza egy olyan megújuló energiaforrás, amely véges kapacitással áll a rendelkezésünkre, ezért a

* tanársegéd, Miskolci Egyetem, Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

**MSc hallgató, Miskolci Egyetem, Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

megújítható energiaforrás megnevezés lenne a helytálló. Túlzott kiaknázása a környezet elhasználódásához vezet, ami azt jelenti, hogy már a megújuló energiaforrások sem képesek újratermelődni, mert a fogyasztási folyamat gyorsabb, mint azok megújulási ciklusideje. Ebből következik, hogy első sorban az erdészeti és a faipari feldolgozás során keletkező melléktermékek, hulladékok termikus hasznosításában célszerű gondolkodni és alternatív tüzeléstechnikákat alkalmazni.

2. PIROLÍZIS

A pirolízis a szerves anyagok hőbontásán alapuló folyamat, ami az oxigén teljes kizárása mellett játszódik le. Szerves hulladékok kezelése egy arra célra megfelelően kialakított, rendszerint nyomás, vagy vákuum alatt lévő, hő hatására bekövetkező kémiai bomlással történő átalakítást jelent [1]. A kezelés során gáz halmazállapotú energiahordozó szabadul fel, amit pirolízis gáznak, vagy pirogáznak nevezünk.

A pirogáz döntően szénmonoxidban és hidrogénben, valamint metánban gazdag gázelegy, amely fűtőértéke megközelítheti a földgáz fűtőértékét. Ezen felül energetikailag inert összetevőket is tartalmazhat, főleg szén-dioxid és vízgőz előfordulása várható [2]. A gáztermék erőművi hasznosítása elsősorban gázturbinás, vagy gázmotoros rendszerekben célszerű, amely így alkalmassá teszi a földgáz üzemű erőművek kiváltását [3].

Szilárd fázisban pirolízis kokszt, röviden pirokoksz marad vissza, amiben a feladott alapanyag karbon tartalma feldúsul [4]. Az így előállított energiahordozó a vaskohászatban, a cementgyártásban, valamint a széntüzelésű erőművekben alkalmazható kőszén kiváltására. Nehéz és könnyűfémekkel szennyezett hulladék esetében a fémek rendszerint szilárd fázisban maradnak vissza, így azok visszanyerésére további kezelésnek kell alávetni a pirokokszot [5].

Folyékony fázisban úgynevezett pirolízis olaj, pirololaj keletkezik, amely szén-hidrogéneket és kátrányt tartalmaz [4]. Megfelelő tisztítást, és lepárlást

követően különféle üzemanyagok gyárthatók belőle, így akár a közlekedésben is alkalmazható haszontermékek állíthatók elő [6]. A keletkező termékek arányát az alkalmazott hőmérséklet, az alapanyag nedvességtartalma, valamint a kezelési idő jelentősen befolyásolja [5]. A nagyobb hőmérséklet és nedvességtartalom, valamint a hosszabb kezelési idő kedvez a gázhozamnak [7].

A pirolízis a hagyományos égetéshez hasonlóan a termikus kezelési eljárások közé tartozik, de alapjában véve két különböző folyamatról beszélünk. Az égetéshez három lényeges dolog szükséges, ami az éghető anyag, az oxidáló anyag és a hő. Ezzel ellentétben a pirolízis során csak éghető anyagra és hőre van szükség [8].

A gyakorlatban nem beszélhetünk tökéletes pirolízisről, mert maga a tüzelőanyag is tartalmaz valamekkora mértékben oxigént, így szén-monoxid, széndioxid, vízgőz valamint kén- és nitrogén oxidok is keletkeznek. Az égésmélethez adódóan a kibocsátásnak, a pirolízis gáznak, lényegében kedvezőbb értéket kell mutatnia, mint az égetésnél [4]. További eltérés, hogy az égés hőtermelő, tehát exoterm folyamat, míg a pirolízis endoterm, azaz fenntartásához hőt igényel, amit rendszerint villamos fűtéssel visznek a rendszerbe, de alkalmazható közvetlen, vagy köpenyfűtés is a felszabaduló forró pirolízis gáz visszacirkuláltatásával.

A joggyakorlatban a pirolízis, ahogy a többi alternatív termikus technológia, nem különbözik a hagyományos égetéstől, de műszaki értelemben egyik üzem sem tekinthető hagyományos égető rendszernek. Az alternatív technológiák társadalmi megítélése, a környezeti és gazdasági hatásai mégis azonosak, mint a hagyományos hulladékégetőknek [2].

A pirolízis, egy olyan gyűjtőfogalom, amely több technológiát is magába foglal. Az egészen kis hőmérsékletű (<300 °C) eljárás, mint a pörkölés (torrefaction) legfőbb célja a tüzelőanyagban lévő illékony vegyületek eltávolítása és a nedvességtartalom csökkentése, ezáltal a visszamaradó szilárd termék energiasűrűségének növelése.

A koksosítás, másneven a svélezés célja a pörköléshez hasonlóan olyan szilárd végertermék előállítása, amelyben a karbon feldúsul. A folyamat során felszabaduló gáztermék elégetésével a technológia energiaigénye fedezhető. Az alkalmazott hőmérséklet rendszerint 400–600 °C tartományban található [2].

A klasszikus pirolízis a hulladék, illetve tüzelőanyag szerves molekuláinak a hőbontását valósítja meg 500–800 °C-on, ami eredményeként gáznemű és szilárd frakció jön létre. Ezen belül beszélhetünk lassú és gyors pirolízisről [2].

A kigázosítás a pirolízis-koksztatás maradó szén folyamatgázzá (pirolízis gázzá) történő átalakítását jelenti 800–1.000 °C-on. Mivel a folyamat során

gázosodást segítő anyag (pl. levegő, tiszta oxigén) jelenléte szükséges (a kigázosítást más néven nagy-hőmérsékletű pirolízisnek szokás hívni), ezért ezt a megoldást a legtöbb szakirodalom már a gázosításhoz sorolja. A gyakorlatban ezt a kialakítást pirolitikus-elgázosításnak nevezik.

3. FÁS SZÁRÚ BIOMASSZÁK KATEGORIZÁLÁSA

A fás szárú biomasszák pirolízissel történő kezelésére, hasznosítására vonatkozóan termokinetikai modellvizsgálatokat végeztem, amely a moláris anyagmegmaradás tételén alapul. A modellegyenlet felírásához ismerni kell az alapanyag egy mólnyi karbon-tartalmára vonatkozó, fajlagos kémiai összetételét tömegszázalékban. Az (1.) összefüggés tartalmazza a hulladék egy mólnyi karbon-tartalomra vonatkozó hidrogén és az oxigén tartalom átszámítását, valamint mutatja a felírási formalizmust [9]:

$$\begin{aligned} a_C \cdot C + a_H \cdot H + a_O \cdot O &= C_{a_C} + H_{a_H} + O_{a_O} \\ &\rightarrow C + H \frac{a_H}{a_C} + O \frac{a_O}{a_C} \quad (1.) \\ &\rightarrow CH \frac{a_H}{a_C} O \frac{a_O}{a_C} \rightarrow CH_k O_l, \end{aligned}$$

ahol: a_C a tüzelőanyag moláris karbon, a_H a hidrogén és a_O az oxigén tartalma [mol/kg_{tüzelőanyag}]; k és l a tüzelőanyag egy mólnyi karbon-tartalmára vonatkoztatott hidrogén és oxigéntartalma, tehát a H/C és az O/C arány.

Néhány jellegzetes fafajta H/C és O/C arányát szemlélteti az 1. táblázat, amiket az elemi összetételek függvényében az ismertetett módon határoztam meg.

1. táblázat: Faajták H/C és O/C arányai [forrás: saját szerkesztés]

	Akác	Bükk	Fenyő	Nyár	Tölgy
H/C	1,42	1,45	1,45	1,45	1,20
O/C	0,66	0,60	0,65	0,60	0,56

A táblázatból látható, hogy az egyes fafajták fajlagos összetételüket tekintve széles skálán mozognak, ezért a fás szárú biomasszák kémiai összetétele alapján készítettünk egy összefoglaló táblázatot (2. táblázat), ami a H/C és az O/C arányok alapján tartalmazza az egyes fafajtákat. Összesen 46 kategóriát különítettünk el, ami jellemzően lefedi az ismert fafajtákat, valamint a fahulladékokat [10]. Megfigyelhető, hogy nem létezik olyan fás szárú biomassza, amely 1,15–1,20 H/C arány mellett 0,40 vagy 0,65 O/C aránnyal rendelkezik [1]. A feltüntetett arányok alapján elkészítettük az elemzéseket pirolízisre, 500 °C

hőmérsékletű kezelés mellett, változó nedvességtartalom esetében.

2. táblázat: Fás szárú biomasszák H/C és O/C kategóriái [-] [forrás: saját szerkesztés]

H/C	O/C	O/C	O/C	O/C	O/C	O/C
1,15	-	0,45	0,50	0,55	-	-
1,20	-	0,45	0,50	0,55	0,60	-
1,25	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	-
1,30	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
1,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
1,40	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
1,45	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
1,50	-	-	0,50	0,55	0,60	0,65
1,55	-	-	0,50	0,55	0,60	0,65
1,60	-	-	-	-	0,60	0,65

4. TERMOKINETIKAI MODELL ALAPEGYENLETEI

A termokinetikai modellvizsgálat során meghatároztuk az egyes alapanyagokból előállított gáztermékek kémiai és energetikai tulajdonságait. A folyamatok modellezésére termokinetikai modellt alkalmaztunk, ami a moláris tömeg- és energia megmaradás tételén alapul [9]. A modell alkalmazásával közelítő becslést lehet adni a keletkező gáz kémiai összetételére, fűtőértékére, viszkozitására, és a lejátszódó kémiai reakciók energetikai hatékonyságára. Mivel a modell lényege, hogy egyszerűbbé és gyorsabbá tegye a számítást, ezért az egyszerűsített modell-egyenletek felírásakor egyes összetevőket, mint például a nitrogén-oxidokat, valamint az etilén és acetilén vegyületeket elhanyagoltuk. A modellegyenlet a tüzelőanyag egy mólnyi karbon-tartalmára vonatkoztatott hidrogén- és oxigéntartalmára kerül felírásra [9, 11, 12].

A modellvizsgálatokat az egyensúlyi állandók módszerével, előre definiált elemi összetételű alapanyagra vonatkozóan, rögzített hőmérséklet és üzemi nyomás mellett végeztük el. Az egyensúlyi állandók módszere a megadott hőmérsékleten, az egyensúlyi átalakuláshoz tartozó számítás, a Gibbs- féle szabadenergia minimalizálásának elve alapján határozza meg, a vizsgált folyamatok során keletkező termékek összetételét [13]. Az elemzések elkészítéséhez a Gaseq nevű, a NASA- módszeren alapuló szoftvert alkalmaztuk, amit Chris Morley fejlesztett ki és mindenki számára térítésmentesen elérhető, valamint szabadon felhasználható. Elsősorban gázfázisú reagensek kölcsönhatását leíró egyenletek megoldására használható, de a termikus kezelési technológiák termokinetikai folyamatait is megfelelően szimulálja. Abban az esetben, ha az elméleti és az alkalmazott moláris oxigénigény aránya egyenlő eggyel ($\lambda=1$), akkor visszkapjuk az égési egyenleteket.

A kibővített modellegyenlet a moláris anyagmegmaradás tétele alapján a következő módon írható fel:

$$\begin{aligned}
 CH_k O_l + n_m \cdot H_2O + a \cdot N_2 \\
 = x_1 \cdot H_2 + x_2 \cdot CO + x_3 \\
 \cdot H_2O + x_4 \cdot CO_2 + x_5 \\
 \cdot CH_4 + x_6 \cdot O_2 + x_7 \cdot NO \\
 + x_8 \cdot NO_2 + x_9 \cdot N_2 + x_{10} \\
 \cdot N_2O + x_{11} \cdot C + x_i \\
 \cdot C_d H_f O_g
 \end{aligned} \quad (2.)$$

ahol: n_m a tüzelőanyag egy mólnyi karbon-tartalmára vonatkoztatott nedvességtartalma; a a tüzelőanyag nitrogéntartalma, x_1 a keletkező nyers szintézisgáz moláris hidrogéntartalma, x_2 a szén-monoxidtartalma; x_3 a vízgőztartalma és x_4 a széndioxidtartalma; x_5 a metántartalom, x_6 a maradó oxigéntartalom, x_7 a nitrogén-monoxid, x_8 a nitrogéndioxid tartalom, x_9 a nitrogéntartalom; x_{10} a dinitrogén-oxid-tartalom; x_{11} a visszamaradt szilárd karbon; x_i a keletkező egyéb összetevők moláris mennyisége (pl.: etilén, acetilén).

A modellvizsgálatok arra irányulnak, hogy meghatározzuk a keletkező gáztermék kémiai összetételét, amiből származtatni tudjuk a technológiai-, valamint az energetikai hatékonyságot jellemző tulajdonságokat és paramétereket.

A paraméteres alapegyenletek megadása azért szükséges, mert ezeket felhasználva építettük fel a modellvizsgálatokat. A bemeneteli összetételek függvényében és a keletkező termékek ismeretében felírt, a jobb oldalon ismeretlen mennyiségeket tartalmazó egyenletek megoldására az egyensúlyi állandók módszerét választottuk.

Alkalmazzuk az egyensúlyi állandók módszerét, ehhez előbb írjuk fel minden egyes komponensre a moláris anyagmérleg egyenletet és ellenőrizzük, hogy teljesül-e a moláris anyagmegmaradás tétele (3.-5. összefüggések), majd határozzuk meg az egyensúlyi állandókat (6. és 7. képlet) [9, 12]:

$$\text{Karbon egyensúly} \quad 1 = x_2 + x_4 + x_5 \quad (3.)$$

$$\text{Hidrogén egyensúly} \quad k + 2 \cdot n_m = 2 \cdot x_1 + 2 \cdot x_3 + 4 \cdot x_5 \quad (4.)$$

$$\text{Oxigén egyensúly} \quad l + n_m = x_2 + x_3 + 2 \cdot x_4 + 2 \cdot x_6 \quad (5.)$$

$$\text{Víz-gáz reakcióegyensúlyi állandó} \quad K_1 = \frac{x_1 \cdot x_4}{x_2 \cdot x_3} \quad (6.)$$

$$\text{Metánképződés egyensúlyi állandó} \quad K_2 = \frac{x_5}{x_1^2} \quad (7.)$$

ahol: K_1 és K_2 a víz-gáz és a metánképződés egyensúlyi állandók, amik függenek a hőmérséklettől és a nyomástól. A modellezés során állandó 500 °C hőmérsékleten és állandó 1 bar üzemi nyomáson vizsgálódtunk.

Az egyes keletkező termékek moláris mennyiségben kifejezett értékét az egyensúlyi mól számmal (x) jelöljük. Az egyensúlyi mól szám megmutatja, hogy a keletkező komponens milyen mennyiségben keletkezik a többi termékkomponenshez képest. A Gibbs-féle szabadenergia az egyensúlyi számok, a nyomás és a hőmérséklet függvényében a (8.) képlet alapján írható fel [9, 14]:

$$\frac{G}{R \cdot T} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_i \cdot G_i^0}{R \cdot T} + x_i \cdot \ln \frac{x_i}{\sum x_i} + x_i \cdot \ln p \right) \quad (8.)$$

ahol: G a Gibbs-féle szabad energia, G_i^0 az i -edik alapanyag 1 mol anyagmennyiségre vonatkoztatott fajlagos szabadenergiája atmoszférikus nyomáson, R az egyetemes gázállandó, T a rendszer hőmérséklete, p a rendszer nyomása, x_i az i -edik komponens egyensúlyi mól száma, azaz az i -edik alapanyag anyagmennyisége a keverékben, n a kémiai elemek száma, $\sum x_i$ a végtermék egyensúlyi mól számainak összege, a keverék anyagmennyisége.

Termodinamikai egyensúlyi állapotban a G/RT hányados minimalizálása a cél, amit az elemi összetétel határoz meg.

A modellvizsgálatok során a modellegyenletek megoldására a Gaseq szoftverben az állandó nyomáson és hőmérsékleten vett egyensúlyi állandók módszerét alkalmaztuk. A szoftver kémiai egyensúlyi folyamatok elemzése céljából fejlesztették ki, így használata megfelelő a termikus kezelési technológiák vizsgálatára. A kezelési folyamatok szimulálásával megfigyelhettük, hogy a bemenő paraméterek változtatása hogyan befolyásolja a pirolízis során keletkező gáztermék összetételét.

5. ENERGETIKAI HATÉKONYSÁGVIZSGÁLAT

Az energiahatékonyság napjaink egyik kulcsfontosságú kérdése. Az energiahatékonysági politika szorosan kapcsolódik a kereskedelmi, az ipari versenyképesség, valamint az energiabiztonsági tevékenységekhez, de egyre fontosabbá vált a környezetvédelmi előnyök, mint a szén-dioxid kibocsátás csökkentésére irányuló törekvések egyik alapeszköze [15]. Az energia átalakításának hatékonyságára számos hagyományos és nem konvencionális mérőszám ismert és alkalmazható. A következőkben három nem konvencionális paramétert mutattunk be.

A reakció-, vagy más néven a kémiai hatások megmutatja, hogy a szilárd tüzelőanyag energiataralmának mekkora része jelenik meg az előállított gáztermékben (9.) [16, 17]. A reakció hatások ismeretében meghatározható az égetés tökéletességét jellemző paraméter. Számítási módszerét a (10.) képlet mutatja. Ezek alapján:

$$\eta_r = \frac{\dot{m}_{gt} \cdot F_{gt}}{\dot{m}_{szt} \cdot F_{szt}} \quad (9.)$$

$$\eta_e = 1 - \eta_r \quad (10.)$$

ahol: η_r a reakció hatások, \dot{m}_{gt} a gáztermék tömegárama, és F_{gt} a gáztermék fűtőértéke, \dot{m}_{szt} a szilárd tüzelőanyag tömegárama és F_{szt} a tüzelőanyag fűtőértéke.

A fajlagos energiakihozatal megmutatja, hogy egységnyi tömegű bemenő szilárd tüzelőanyagra vonatkoztatva, mekkora energiamennyiség állítható elő. Felhasználásával közvetlenül számítható az eredő energiakonverziós hatások.

A fajlagos energiakihozatal az:

$$e_k = \frac{\dot{m}_{gt} \cdot F_{gt}}{\dot{m}_{szt}} = \eta_r \cdot F_{szt} \quad (11.)$$

összefüggéssel írható fel, ahol: e_k a fajlagos energiakihozatal.

Energetikai szempontból van egy lényeges technológiai paraméter, a fajlagos gáz-termelés, amely megmutatja, hogy egy kg tüzelőanyagból (a segédgázokat is figyelembe véve) hány kg gáztermék állítható elő [10]. A fajlagos gáztermelés:

$$k_{gt} = \frac{\dot{m}_{gt}}{\dot{m}_{szt}} \quad (12.)$$

ahol: k_{gt} a fajlagos gáztermelés.

Pirolízis esetében a gáztermék mellett éghető pirolaj és pirokoks is keletkezik, amikre vonatkozóan szintén meghatározható a fajlagos pirokoks kihozatal (k_{pk}), és a fajlagos pirolaj kihozatal (k_{po}) mértéke. A fajlagos kihozatalok összege egyet ad.

A 46 fás szárú biomassa kategóriákra vonatkozóan a pirolízist folyamatos üzemben vizsgáltuk. A reakció hőmérsékletet 500 °C-ra választottuk és segédgáz nem alkalmaztuk. Az üzemi nyomás 1 bar. Az ismertetésre kerülő hatékonyság-mátrixok e reakciókörülményekre vonatkoznak. A felállított modell és az így kapott eredmények maximum 35%-os nedvességtartalmú fás szárú biomasszára alkalmazható.

A modellezés folyamata során a száraz fa és a 35%-os nedvességtartalom közötti tartományában a nedvesség hatása lineáris függvénnyel írható le. 35%-nál nagyobb nedvességtartalom esetében a linearizált modell nem alkalmazható. Nagyobb nedvességtartalom esetében a modell 100%-nál nagyobb kémiai hatásfokot eredményez. Az energetikai hatékonyságot jellemző paraméterek közül, kiindulásként a fajlagos energiakihozatalt határoztuk meg az előállított pirolízis gáz kémiai összetétele alapján (3. és 4. táblázat).

3. táblázat: Fajlagos energia kihozatal mértéke pirolízisnél, e_k [MJ/kg_{fa}] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,40	0,45	0,50
1,15	-	5,0557	4,6962
1,20	-	5,3548	4,9392
1,25	5,7804	5,5874	4,9653
1,30	6,0386	5,7008	5,1989
1,35	6,2317	5,8263	5,3213
1,40	6,2237	5,9501	5,4605
1,45	6,4525	5,9798	5,5505
1,50	-	-	5,5769
1,55	-	-	5,6990
1,60	-	-	-

4. táblázat: Fajlagos energia kihozatal mértéke pirolízisnél, e_k [MJ/kg_{fa}] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,55	0,60	0,65
1,15	4,6143	-	-
1,20	4,6350	4,4128	-
1,25	4,7949	4,4936	-
1,30	4,8707	4,5893	4,1822
1,35	5,0088	4,5337	4,3322
1,40	5,0723	4,7053	4,4967
1,45	5,0955	4,7363	4,4724
1,50	5,1337	4,8342	4,4310
1,55	5,2298	4,7961	4,5427
1,60	-	4,8978	4,7612

Megfigyelhető, hogy az alapanyag H/C arányának növekedése nagyobb fajlagos energiakihozatalt eredményez. Az O/C aránynál fordított tendencia figyelhető meg. Míg előbbi esetben jellemzően hidrogén felszabadulással, utóbbinál szén-dioxid és vízgőz képződéssel számolhatunk.

A nedvességtartalom fajlagos energiakihozatalra gyakorolt hatását az 5. és 6. táblázatból olvashatjuk le, amely 10%-os nedvességtartalom növekedésre vonatkozik. Látható, hogy a növekvő nedvességtartalom pirolízis alkalmazása során pozitív irányban befolyásolja a fajlagos energiakihozatalt. Ugyan ez a tendencia jellemző a pirolízis reakció hatásfokának alakulására is (7.-10. táblázatok).

5. táblázat: 10%-os nedvességtartalom hatása a fajlagos energia kihozatalra pirolízis esetében, Δe_k [MJ/kg_{fa}] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,40	0,45	0,50
1,15	-	0,5436	0,5796
1,20	-	0,5129	0,5553
1,25	0,4696	0,4896	0,5528
1,30	0,4423	0,4778	0,5294
1,35	0,4223	0,4655	0,6145
1,40	0,4236	0,4528	0,5029
1,45	0,4003	0,4497	0,4942
1,50	-	-	0,4914
1,55	-	-	0,4795
1,60	-	-	-

6. táblázat: 10%-os nedvességtartalom hatása a fajlagos energia kihozatalra pirolízis esetében, Δe_k [MJ/kg_{fa}] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,55	0,60	0,65
1,15	0,5875	-	-
1,20	0,5849	0,6069	-
1,25	0,5702	0,5990	-
1,30	0,5623	0,5892	0,6274
1,35	0,5485	0,5942	0,6131
1,40	0,5417	0,5774	0,5971
1,45	0,5388	0,5739	0,5986
1,50	0,5353	0,5647	0,6024
1,55	0,5264	0,5676	0,5914
1,60	-	0,5581	0,5709

7. táblázat: A pirolízis reakció hatásfoka, η_r [%] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,40	0,45	0,50
1,15	-	34,38%	33,32%
1,20	-	36,39%	35,18%
1,25	38,78%	38,22%	36,06%
1,30	40,66%	39,54%	38,13%
1,35	42,33%	41,24%	39,67%
1,40	43,09%	42,75%	41,27%
1,45	45,16%	43,94%	42,83%
1,50	-	-	43,95%
1,55	-	-	45,69%
1,60	-	-	-

A fajlagos fagáztermelésnél eltérő hatás figyelhető meg (11. és 12. táblázat). Ennél a kategóriánál mind a H/C, mind az O/C arány növekedése nagyobb fajlagos gáztermelést eredményez. A növekvő nedvességtartalom hatására nagyobb a fajlagos gáztermelés (13. és 14. táblázat), azonban itt a H/C és az O/C arány-párok fordítottan arányosak.

8. táblázat: A pirolízis reakció hatásfoka, η_r [%]
[forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,55	0,60	0,65
1,15	33,12%	-	-
1,20	34,09%	33,35%	-
1,25	35,80%	34,89%	-
1,30	37,15%	36,28%	34,58%
1,35	38,75%	37,40%	36,55%
1,40	40,14%	38,99%	38,29%
1,45	41,34%	40,14%	38,88%
1,50	42,35%	41,69%	40,13%
1,55	43,92%	42,70%	41,24%
1,60	-	44,24%	43,76%

9. táblázat: 10%-os nedvességtartalom hatása a pirolízis reakció hatásfokára, $\Delta\eta_r$ [%]
[forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,40	0,45	0,50
1,15	-	12,91%	13,47%
1,20	-	12,89%	13,52%
1,25	14,41%	12,97%	13,79%
1,30	12,74%	13,15%	13,93%
1,35	12,84%	13,42%	15,01%
1,40	13,10%	13,62%	14,35%
1,45	13,23%	13,93%	14,65%
1,50	-	-	14,96%
1,55	-	-	15,23%
1,60	-	-	-

10. táblázat: 10%-os nedvességtartalom hatása a pirolízis reakció hatásfokára, $\Delta\eta_r$ [%]
[forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,55	0,60	0,65
1,15	13,63%	-	-
1,20	13,96%	14,34%	-
1,25	14,18%	14,73%	-
1,30	14,48%	14,99%	15,63%
1,35	14,69%	15,63%	15,97%
1,40	15,02%	15,71%	16,12%
1,45	15,40%	16,06%	16,45%
1,50	15,66%	16,35%	17,12%
1,55	15,95%	16,87%	17,17%
1,60	-	17,12%	17,41%

A pirokoks keletkezése a gázképződéssel fordítottan arányos. Ez az állítás nem csak matematikailag, hanem azon elv alapján is levezethető, hogy az alapanyagban található nedvesség- és illóanyag-tartalom a hő hatására gőz/gáz formájában felszabadul, ami ez által csökkenti a visszamaradó szilárd végtermék mennyiségét.

A 15. és 16. táblázatokból látható, hogy az alapanyag H/C és O/C arányának növekedése csökkenti a

fajlagos kokszttermelést. A tüzelőanyag nagyobb fajlagos hidrogén és oxigén tartalma arra utal, hogy az nagyobb mennyiségben tartalmaz illó vegyületeket.

11. táblázat: Fajlagos gáztermelés mértéke pirolízis esetén, k_{gt} [$kg_{gáz}/kg_{fa}$] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,40	0,45	0,50
1,15	-	0,1652	0,2200
1,20	-	0,1671	0,2268
1,25	0,1538	0,1781	0,2523
1,30	0,1616	0,1980	0,2667
1,35	0,1754	0,2261	0,2884
1,40	0,2012	0,2468	0,3067
1,45	0,2180	0,2759	0,3327
1,50	-	-	0,3582
1,55	-	-	0,3794
1,60	-	-	-

12. táblázat: Fajlagos gáztermelés mértéke pirolízis esetén, k_{gt} [$kg_{gáz}/kg_{fa}$] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,55	0,60	0,65
1,15	0,2348	-	-
1,20	0,2668	0,3002	-
1,25	0,2868	0,3339	-
1,30	0,3138	0,3561	0,4076
1,35	0,3320	0,4060	0,4312
1,40	0,3599	0,4117	0,4419
1,45	0,3893	0,4375	0,4650
1,50	0,4087	0,4572	0,5089
1,55	0,4296	0,4917	0,5117
1,60	-	0,5075	0,5251

13. táblázat: 10%-os nedvességtartalom hatása a pirolízis fajlagos fagáztermelésére, Δk_{gt} [$kg_{gáz}/kg_{fa}$] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,40	0,45	0,50
1,15	-	0,1438	0,1384
1,20	-	0,1436	0,1377
1,25	0,1448	0,1425	0,1351
1,30	0,1440	0,1405	0,1337
1,35	0,1426	0,1377	0,1335
1,40	0,1400	0,1356	0,1297
1,45	0,1383	0,1327	0,1271
1,50	-	-	0,1245
1,55	-	-	0,1224
1,60	-	-	-

A növekvő nedvességtartalom a gázképződésnek kedvez, így a kokszttermelésnél csökkenő tendencia figyelhető meg. A keletkező fajlagos pirolízis olaj mennyisége azon elv szerint határozható meg, hogy a

keletkező fajlagos gáz (k_{gt})-, koks (k_{pk})- és olajtermékek (k_{po}) összege egységnyi értéket képvisel.

$$k_{gt} + k_{pk} + k_{po} = 1 \quad (13.)$$

14. táblázat: 10%-os nedvességtartalom hatása a pirolízis fajlagos fagáztermelésére, Δk_{gt} [$\text{kg}_{\text{gáz}}/\text{kg}_{\text{fa}}$] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,55	0,60	0,65
1,15	0,1369	-	-
1,20	0,1337	0,1303	-
1,25	0,1317	0,1269	-
1,30	0,1290	0,1247	0,1194
1,35	0,1272	0,1196	0,1171
1,40	0,1244	0,1191	0,1160
1,45	0,1214	0,1165	0,1137
1,50	0,1195	0,1146	0,1092
1,55	0,1174	0,1111	0,1090
1,60	-	0,1095	0,1077

15. táblázat: Fajlagos kokszertermelés mértéke pirolízis esetén, k_{pk} [$\text{kg}_{\text{koks}}/\text{kg}_{\text{fa}}$] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,40	0,45	0,50
1,15	-	0,4084	0,3810
1,20	-	0,4074	0,3776
1,25	0,4141	0,4019	0,3648
1,30	0,4102	0,3920	0,3576
1,35	0,4033	0,3780	0,3468
1,40	0,3904	0,3676	0,3377
1,45	0,3820	0,3530	0,3247
1,50	-	-	0,3119
1,55	-	-	0,3013
1,60	-	-	-

16. táblázat: Fajlagos kokszertermelés mértéke pirolízis esetén, k_{pk} [$\text{kg}_{\text{koks}}/\text{kg}_{\text{fa}}$] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,55	0,60	0,65
1,15	0,3736	-	-
1,20	0,3576	0,3409	-
1,25	0,3476	0,3241	-
1,30	0,3341	0,3130	0,2872
1,35	0,3250	0,2880	0,2754
1,40	0,3111	0,2851	0,2701
1,45	0,2963	0,2722	0,2585
1,50	0,2867	0,2624	0,2366
1,55	0,2762	0,2451	0,2352
1,60	-	0,2373	0,2285

Példaként szemléltetjük három eltérő fajlagos összetételű és változó nedvességtartalmú fajtát pirolízisére kapott modelleredményeit (19. és 20. táblázatok).

17. táblázat: 10%-os nedvességtartalom hatása a pirolízis fajlagos kokszertermelésére, Δk_{pk} [$\text{kg}_{\text{koks}}/\text{kg}_{\text{fa}}$] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,40	0,45	0,50
1,15	-	-0,0714	-0,0687
1,20	-	-0,0713	-0,0683
1,25	-0,0719	-0,0707	-0,0671
1,30	-0,0715	-0,0697	-0,0663
1,35	-0,0708	-0,0683	-0,0658
1,40	-0,0695	-0,0673	-0,0643
1,45	-0,0687	-0,0658	-0,0630
1,50	-	-	-0,0618
1,55	-	-	-0,0607
1,60	-	-	-

18. táblázat: 10%-os nedvességtartalom hatása a pirolízis fajlagos kokszertermelésére, Δk_{pk} [$\text{kg}_{\text{koks}}/\text{kg}_{\text{fa}}$] [forrás: saját szerkesztés]

H/C; O/C	0,55	0,60	0,65
1,15	-0,0679	-	-
1,20	-0,0663	-0,0646	-
1,25	-0,0653	-0,0630	-
1,30	-0,0640	-0,0618	-0,0592
1,35	-0,0631	-0,0593	-0,0580
1,40	-0,0617	-0,0591	-0,0575
1,45	-0,0602	-0,0578	-0,0563
1,50	-0,0592	-0,0568	-0,0541
1,55	-0,0582	-0,0550	-0,0540
1,60	-	-0,0542	-0,0533

19. táblázat: Összefoglaló táblázat egyes fajták pirolízálására vonatkozóan [forrás: saját szerkesztés]

Fajta	Nedvesség [%]	e_k [$\text{MJ}/\text{kg}_{\text{fa}}$]	η_r [%]
Energiafűz	0	4,4032	35,89
Energiafűz	15	5,3056	59,79
Bükkfa	0	4,7363	40,14
Bükkfa	20	5,8841	72,26
Tölgyfa	0	4,5906	33,98
Tölgyfa	23	4,6007	66,78

20. táblázat: Összefoglaló táblázat egyes fajták pirolízálására vonatkozóan [forrás: saját szerkesztés]

Fajta	Nedvesség [%]	k_{gt} [$\text{kg}_{\text{gt}}/\text{kg}_{\text{fa}}$]	k_{pk} [$\text{kg}_{\text{pk}}/\text{kg}_{\text{fa}}$]
Energiafűz	0	0,3846	0,2988
Energiafűz	15	0,5673	0,2082
Bükkfa	0	0,4375	0,4074
Bükkfa	20	0,6705	0,2648
Tölgyfa	0	0,2735	0,3543
Tölgyfa	23	0,5794	0,2011

A referencia fafajtáknál megfigyelhető, hogy a nagyobb nedvességtartalom növeli a fajlagos energia-kihozatal mértékét, ezen keresztül pedig a reakció hatásfokot, tovább kedvez a fajlagos gázképződésnek, és csökkenti a pirolízis kokszt mennyiségét. Amennyiben a vizsgálati eredményeket összehasonlítjuk a táblázatokból leolvasott, illetve köztes H/C és O/C arányoknál lineáris interpolációval meghatározott értékeket, akkor megkaphatjuk a táblázattrendszerünk pontosságát.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A termokinetikai modellvizsgálatok azt az eredményt hozták, hogy a fás szárú biomassza pirolízissel történő hasznosítás során a nedvességtartalom növekedése a fajlagos energiakihozatalt (5. és 6. táblázat), a kémiai hatásfokot (9.-10. táblázat) és a fajlagos fagázstermelést (13.-14. táblázat) pozitív irányba változtatja. A nagyobb nedvességtartalom nagyobb energiataralmú és mennyiségű fagázt eredményez. A pirolízis olaj és a pirokokszt mennyisége (17.-18. táblázat) a nedvességtartalommal fordított arányban áll.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatói tanulmány a TÁMOP- 4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

8. FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] BASU, P.: *Biomass gasification, pyrolysis and torrefaction, Practical design and theory*, Second edition, Elsevier, San Diego, 2013. p. 529.
- [2] SZUHI, A.: *Az új termikus technológiák környezeti hatásai (pirolízis, elgázosítás és plazma technológia)*. Humusz Szövetség és Vidékfejlesztési Minisztérium 2013. p. 14.
- [3] WAMPLER, T., P.: *Applied pyrolysis handbook*. Taylor & Francis, Second edition, 2007. p. 285.
- [4] SZUHI, A.: *Új termikus technológiák és hagyományos hulladékégetők*. Környezetvédelmi és Vízügyi Minisztérium 2009. p. 36.
- [5] HILL, T. & DOWEN, S.: *Pyrolysis and gasification*. Briefing (Draf 2), UK Without Incineration Network (UK WIN), 2010. pp. 1–9.
- [6] HANAOKA, T., INOUE UNO, S., OGI, T., MINOWA, T: *Effect of wood biomass components on air-steam gasification*. Biomass and Bioenergy, Vol. 28. No. 1. 2005, pp. 69–75.
- [7] HOGG, R.: *Energy from waste by pyrolysis and gasification the experience and performance of an operational plant*. Proceedings of the International Conference on Sustainable Solid Waste Management, Chennai, India, pp. 385–392. 2007.
- [8] HELSEN, L., BOSMANS, A.: *Waste-to-Energy through thermochemical processes: matching waste with process*. Proceedings of the International Academic Symposium on Enhanced Landfill Mining, Houthalen-Helchteren, Belgium, pp. 133–180. 2010.
- [9] ZAINAL, Z., A., ALI, R., LEAN, C., H., SEETHARAMU, K., N.: *Prediction of performance of a downdraft gasifier using equilibrium modelling for different biomass material*. Energy Conversion and Management. Vol. 42. 2001. pp. 1499–1515.
- [10] RED, T., B., DAS, A.: *Handbook of biomass downdraft gasifier engine systems*, Solar Energy Research Institute, Colorado, 1988. p. 148.
- [11] WANG, Y., KINOSHITA, C. M.: *Kinetic model of biomass gasification*. Solar Energy, Vol. 51. No. 1. 1993, pp. 19–25.
- [12] MOUNTOURIS, A., VOUTSAS, E., TASSIOS, D.: *Solid waste plasma gasification: equilibrium model development and exergy analysis*. Energy Conversion and Management. Vol. 47. 2006. pp. 1723–1737.
- [13] HATZILYBERIS, K. S.: *Design of an indirect heat rotary kiln gasifier*. Fuel Processing Technology. 92, 2011. pp. 2429–2454.
- [14] MORLY, C.: *Method for calculating equilibrium compositions at specified temperature*. Gaseq, a chemical equilibrium program for windows. www.gaseq.co.uk 2005. p. 6.
- [15] PATTERSON, M. G.: *What is energy efficiency? Concepts, indicators and methodological issues*. Energy Policy. Vol. 24, No. 5. pp. 377–390. 1996.
- [16] RAJVANSHI, K., A.: *Biomass gasification*. Alternative Energy in Agriculture. Vol. 2. No. 4. 1986. pp. 83–102.
- [17] SCHUSTER, G., LÖFFER, G., WEIGEL, K., HOFBAUER, H.: *Biomass steam gasification – an extensive parametric modeling study*. Bioresource Technology. Vol. 77. 2001. pp. 71–79.

SZEKRÉNYSZELVÉNYŰ DARUHÍD MÉRETEZÉSE KÖLTSÉGMINIMUMRA

OPTIMUM DESIGN OF THE MAIN GIRDER OF OVERHEAD TRAVELLING CRANE

Farkas József*, Jármai Károly**

ABSTRACT

The paper shows the optimum design of the main girder of an overhead travelling crane, made of welded box beam. The objective function is the cost of the structure, which contains the material and the welding costs. The unknowns are the dimensions of the box beam. The constraints are the static and fatigue stresses, the local stability of the webs and flanges. It is shown, that using post welding treatment, one can improve the behaviour of the fatigue girder, with and acceptable cost. It is also shown, that the cost and mass minima are different.

1. BEVEZETÉS

A cikk célja egy kétszekrényes daruhíd tervezésének bemutatása, ahol a macska-sínt a belső gerinclemez fölé helyezzük (1. ábra).

A nagyszilárdságú acélok alkalmazásánál felmerül a gazdaságosság. A régebbi vizsgálatok kimutatták [1,2], hogy a 355 MPa folyáshatárú acél alkalmazása a 235 MPa folyáshatárúhoz képest erősebb igénybevételű daruknál csak kisebb anyagmegtakarítást eredményez és szigorúbb lehajlási előírás esetén még ez is csökken.

Ugyanis a darusín alatti nyakvarrat fáradási feltétele mértékadó, és ez nem függ a folyáshatártól. A jelenlegi Eurocode szabványok [3,4] sem adnak meg nagyobb fáradási határt 700 MPa folyáshatárig. A hegesztési utókezelések, amelyek jelentős folyáshatár-növelést eredményeznek, nem terjednek ki darusín alatti nyakvarratok esetére, viszont a diafragmákat kötő sarokvarratokra igen. Ezeknél alkalmazzuk is a növelő hatást.

Számításaink szerint a szekrényszelvényekbe vagy I szelvényekre hegesztett merevítő kereszt diafragmák varratainál alkalmazott utókezelések jelentős költségmegtakarítást eredményezhetnek [5].

A fentiek miatt nem foglalkozunk a nagyszilárdságú acélok daruhidakra való alkalmazásával. Viszont részletezzük a jelenlegi daruszabványok méretezési feltételeit és alkalmazzuk az általunk kifejlesztett

költségszámítást [6, 7] a gazdaságos szerkezeti változat meghatározására.

2. A TÁRGYALT DARU ADATAI

A jelenleg is érvényes BS 2573-1 [8] angol daruszabvány foglalkozik a különböző rendeltetésű daruk csoportba sorolásával és az egyes csoportokra vonatkozó jellemző tényezőkkel, például a dinamikus szorzóval. Választjuk az erős igénybevételű műhelydarut, ennek dinamikus tényezője $\psi_d = 1.3$, a mértékadó ciklusszám $N = 2 \times 10^6$ és a spektrum-tényező az [8] szerint $s_3 = 1$. A fáradási biztonsági tényező $\gamma_f = 1.25$.

A folyáshatár $f_y = 355$ MPa, az EN 13001-3-1 [9] szerint a méretezési feszültség 1.1 szórási tényezővel $t < 16$ mm lemezvastagságra 323 MPa, $16 < t < 40$ mm lemezvastagságokra 314 MPa. Kétféle folyáshatárú kombinált hibrid hegesztett tartókkal nem foglalkozunk. Híd támaszköz $L = 16.5$ m, horogteher $P = 200$ kN, macska tömeg $G_k = 42.25$ kN, keréktáv $k = 1.9$ m, sínmagasság $h_s = 70$ mm, járda és sín fajlagos tömege $p = 1900$ N/m, acél sűrűség $\rho = 7.85 \times 10^{-6}$ kg/mm³ vagy $\rho_0 = 7.85 \times 10^{-5}$ N/mm³, a kereszt diafragmák osztástávolsága $a = L/10 = 1650$ mm.

A többi adatot a vonatkozó feltételeknél adjuk meg.

3. A DARUSÍN ALATTI GERINCLEMEZ HORPADÁSI FELTÉTELEI

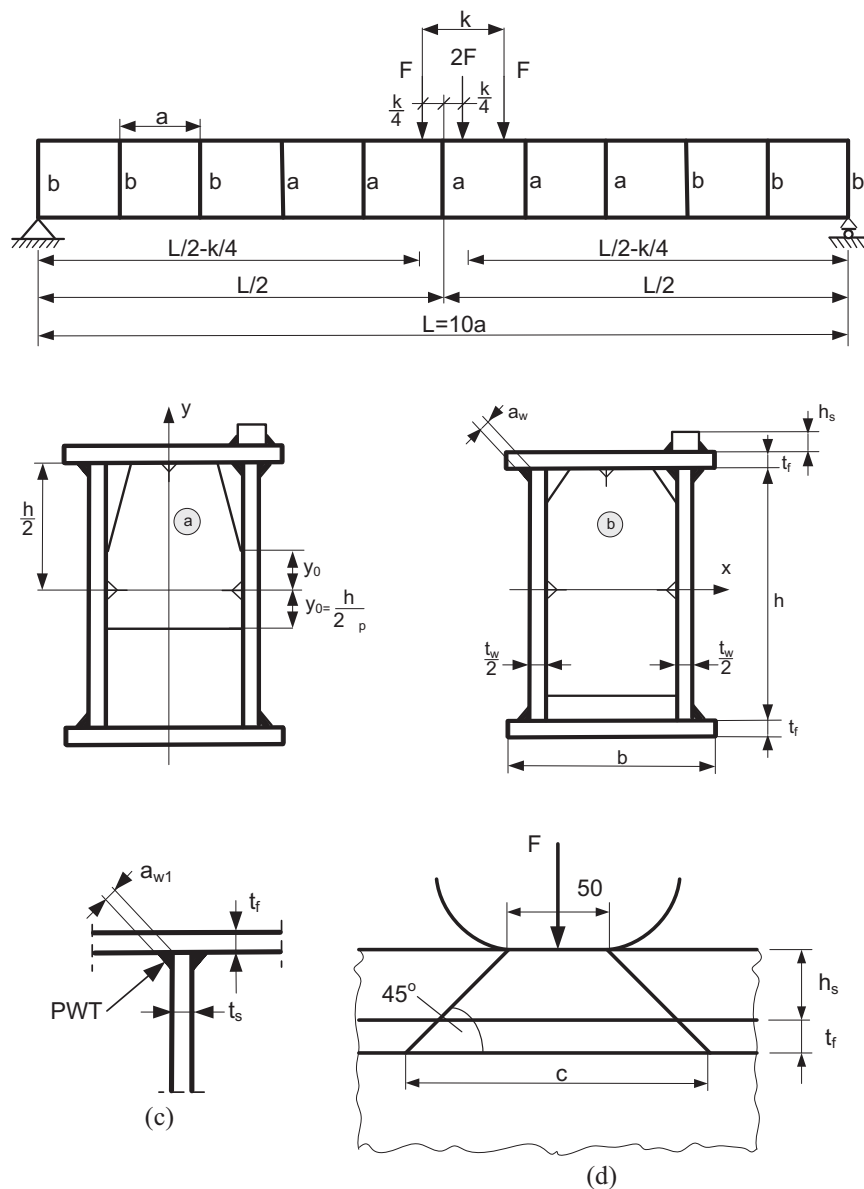
3.1 Hajlítás

Feszültség: függőleges hajlításból (két koncentrált erő esetén a maximális hajlító nyomatékra vonatkozó teherállással számolva)

$$\sigma_x = \frac{M_h}{W_x} \quad (1)$$

* professor emeritus, Miskolci Egyetem, Logisztikai Intézet

** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet



1. ábra. A futódaruhíd adatai és keresztmetszei. Az (a) jelű diafragmák az utókezelésű varratokkal a tartó közepén, a (b) jelű diafragmák a tartó két szélén vannak, (c) a diafragmát a felső övlemezhez kötő utókezelte (Post Welding Treatment) sarokvarratok, (d) a keréknyomás eloszlása a gerinclemezen

$$M_x = (1.05\rho_0 A + p) \frac{L^2}{8} + \frac{F}{2L} \left(L - \frac{k}{2} \right)^2, \quad (2)$$

$$F = \frac{\psi_d P + G_k}{4}$$

$$A = ht_{w0} + 2bt_{f0}$$

$$W_x = \frac{h^2 t_{w0}}{6} + bht_{f0}$$

t_{w0} és t_{f0} az egészszámú mm-re felkerekített lemezzvastagságok.

Hajlító nyomaték a vízszintes hajlításból

$$M_y = 0.3 \times 0.5 \left[(1.05\rho_0 A + p) + \frac{G_k}{8L} \left(L - \frac{k}{2} \right)^2 \right] \quad (5)$$

(2) A 0.5-ös szorzó azt fejezi ki, hogy négy kerék között kettő hajtott, a 0.3 a tömegelő-szorzó.

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_y}, \quad W_y = \frac{b^2 t_{f0}}{3} + \frac{ht_{w0} b}{2} \quad (6)$$

Nem kell együttdolgozó lemezzsélességgel számolni, ha

$$\sigma_x \leq k_x f_y, \quad k_x = 1 \quad (7)$$

esetén

$$\lambda_x = \sqrt{\frac{f_y}{k_{\alpha}\sigma_e}} \leq 0.673, \quad k_{\alpha} = 7.81 - 6.29\psi_x + 9.78\psi_x^2,$$

$$\psi_x = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{\sigma_x + \sigma_y} \quad (8)$$

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)}, \quad E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}, \quad \nu = 0.3 \quad (9)$$

A fentiek alapján a szükséges lemeztvastagság

$$t_{w.req} = \frac{2h}{0.673 \times 28.42 \varepsilon \sqrt{k_{\alpha}}}, \quad \varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (10)$$

3.2 Nyírás és csavarás

Nyírásból közelítőleg

$$\tau_{ny} = \frac{V}{ht_{w0}}, \quad V = (1.05\rho_0 A + p) + \frac{F}{2L} \left(L - \frac{k}{2} \right) \quad (11)$$

Csavarásból

$$\tau_t = \frac{2M_t}{2bht_{w0}}, \quad M_t = \frac{F}{2L} \left(L - \frac{k}{2} \right) \frac{b}{2} + \frac{pLb}{4} \quad (12)$$

A nyírási horpadási feltétel

$$\tau = \tau_v + \tau_t \leq k_{\tau0} f_y / \sqrt{3}, \quad k_{\tau0} = 1 \quad (13)$$

esetén

$$\lambda_{\tau} = \sqrt{\frac{f_y}{k_{\tau}\sigma_e \sqrt{3}}} \leq 0.84, \quad k_{\tau} = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2},$$

$$\alpha = \frac{a}{h} = \frac{L}{10h} \quad (14)$$

vagyis

$$t_{w.re} = \frac{2h}{31\varepsilon \sqrt{k_{\tau}}} \quad (15)$$

3.3 Keréknyomás

Keréknyomásból keletkező nyomófeszültség

$$\sigma_{y1} = \frac{2F}{ct_{w0}}, \quad c = 50 + 2(h_s + t_{f0}) = 50 + 2 \times 100 = 250$$

mm (16)

Feltétel

$$\sigma_{y1} \leq k_y f_y, \quad k_y = 1 \quad (17)$$

esetén

$$\lambda_y = \sqrt{\frac{f_y}{k_{\alpha y}\sigma_e \frac{a}{c}}} \leq 0.831 \quad (18)$$

Az EN13001-3-1 [8] diagramjából $c/a = 250/1650 = 0.15$ és $\alpha = a/h = 1650/680 = 2.4$ $k_{\alpha y} = 1$

$$t_{w.req} = \frac{2h}{60.67\varepsilon} \quad (19)$$

Ellenőrzés összes feszültségre

$$\left(\frac{|\sigma_x|}{f_{bx}} \right)^{e_1} + \left(\frac{|\sigma_y|}{f_{by}} \right)^{e_2} - V_0 \left(\frac{|\sigma_x \sigma_y|}{f_{bx} f_{by}} \right) + \left(\frac{\tau}{f_{b\tau}} \right)^{e_3} \leq 1,$$

$$e_1 = 1 + k_x^4, \quad e_2 = 1 + k_y^4, \quad e_3 = 1 + k_x k_y k_{\tau0}^2 \quad (20)$$

$$V_0 = (k_x k_y)^6 \quad \text{ha } \sigma_x \sigma_y \geq 0, \quad V_0 = -1 \quad \text{ha } \sigma_x \sigma_y \leq 0 \quad (21)$$

$$\text{Esetünkben } k_x = k_y = k_{\tau0} = 1 \quad (22)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + \sigma_{y1}^2 - (\sigma_x + \sigma_y)\sigma_{y1} + 3\tau^2} \leq f_y \quad (23)$$

4. A FELSŐ ÖVLEMEZ HORPADÁSI FELTÉTELEI

4.1 Kétirányú hajlítás

A gerinclemez horpadási feltételéhez hasonlóan

$$t_{f.req} = \frac{b}{0.673 \times 28.42 \varepsilon \sqrt{k_{\alpha y}}}, \quad k_{\alpha y} = \frac{8.2}{1.05 + \psi_y},$$

$$\psi_y = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{\sigma_x + \sigma_y} \quad (24)$$

4.2 Csavarás

A gerinclemezhez hasonlóan

$$t_{w.req} = \frac{b}{31\varepsilon \sqrt{k_{\alpha b}}}, \quad k_{\alpha b} = 5.34 + \frac{4}{\alpha_b^2}, \quad \alpha_b = \frac{a}{b} \quad (25)$$

5. A DARUSÍN ALATTI NYAKVARRAT FÁRADÁSI FELTÉTELE

Az EN 13001-3-1 [8] szerint K varrat fáradási határa $N = 2 \times 10^6$ ciklusszámra $\Delta\sigma_C = 112$ MPa, a megengedett feszültség $s_3 = 1$ spektrumtényező esetén

$$\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_f \sqrt[3]{s_3}} = 89.6 \text{ MPa} \quad (26)$$

és nyírásra

$$\Delta\tau_{Rd} = \frac{\Delta\tau_C}{\gamma_f \sqrt[3]{s_3}} = \frac{80}{1.25} = 64 \text{ MPa} \quad (27)$$

Fáradási feltétel összes feszültségre

$$\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{\Delta\sigma_{Rd}} \right)^3 + \left(\frac{\sigma_{y1}}{\Delta\sigma_{Rd}} \right)^3 + \left(\frac{\tau_V + \tau_t}{\Delta\tau_{Rd}} \right)^5 \leq 1 \quad (28)$$

6. A DIAFRAGMÁKAT RÖGZÍTŐ SAROKVARRATOK FÁRADÁSI FELTÉTELE

Fáradási határ

$$\Delta\sigma_C = \alpha_P 63 \text{ MPa} \quad (29)$$

ahol α_P a varrat utókezelés hatásának tényezője, például ultrahangos kezelés esetén 1.3, HiFIT nagyfrekvenciás ütőkezelés esetén 1.6.

A megengedett feszültség

$$\Delta\sigma_{Rd1} = \frac{\alpha_P \Delta\sigma_C}{\gamma_f} \quad (30)$$

A feltétel

$$\sigma_x \leq \Delta\sigma_{Rd1} \quad (31)$$

7. KÖLTSÉGFÜGGVÉNY

A költségfüggvényt a gyártási sorrendnek megfelelően fogalmazzuk meg.

(1) A szekrényszelvény felső övlemezének, gerinclemezeinek és keresztiafragmáinak hegesztése, a diafragmákat bekötő varratok utókezelése. Kétféle diafragmát alkalmazunk: a hídközép környezetében, ahol a nagy normálfeszültségek nagyok, az 5 diafragmát az 1. ábrán vázolt módon vágjuk le, hogy az utókezelést

csak a felső övhöz kötő varratoknál kelljen elvégezni. A többi 6 diafragmát az 1. ábra szerint alakítjuk ki. E gyártási fázisnak megfelelő szerkezetterfogot

$$V_1 = L \left(h t_{w0} + b t_{f0} \right) + 6 b h t_s + 2.5 b h t_s \left(1 + \frac{1}{\alpha_P} \right), t_s = 6 \text{ mm}, \alpha_P = 1.6 \quad (32)$$

Az összeállított szerkezeti részek száma $\kappa_1 = 14$, az összeállítás bonyolultsági tényezője $\Theta_1 = 3$. A hegesztési költség négy részből áll: a darusín alatti GMAW-C hegesztésű K-tompavarrat költségéből (K_{w11}), a másik felső GMAW-C sarokvarrat költségéből, a diafragmák bekötő varratainak költségéből (K_{w12}) és az 5 diafragma bekötő varratainak utókezelési költségéből (K_t)

$$K_{w1} = k_w \left(\Theta_1 \sqrt{\kappa_1 \rho V_1} + 1.3 \times 0.3394 \times 10^{-3} a_w^2 L + K_{w11} \right), k_w = 1.0 \text{ \$/min} \quad (33)$$

$$K_{w11} = k_w 1.3 \times 0.1520 \times 10^{-3} a_w^{1.94} L, a_w = t_{w0} / 2, \quad (34)$$

$$K_{w12} = k_w 1.3 \times 0.7889 \times 10^{-3} a_w^2 L_w, L_w = 2 \left[6(b + 2h) + 5 \left(b + \frac{h}{\alpha_P} \right) \right] \quad (35)$$

$$K_t = k_w L_t T_0, L_t = 10b, T_0 = 0.0033 \text{ min/mm} \quad (36)$$

(2) A szekrényszelvény alsó övlemezének hegesztése két GMAW-C sarokvarrattal

$$K_{w2} = k_w \left(\Theta_2 \sqrt{\kappa_2 \rho V_2} + 1.3 \times 0.3394 \times 10^{-3} a_w^2 2L \right), \Theta_2 = 2, V_2 = V_1 + b t_{f0} L, \kappa_2 = 2 \quad (37)$$

A két gerinclemez összehegesztése 11x1500 mm-es darabokból GMAW-C tompa K-varratokkal

$$K_{w3} = k_w \left(\Theta_2 \sqrt{11 \rho V_3} + 1.3 \times 0.152 \times 10^{-3} \times 10 h \left(\frac{t_{w0}}{2} \right)^{1.94} \right), V_3 = L h t_{w0} / 2 \quad (38)$$

A két övlemez összehegesztése 11x1500 mm-es darabokból GMAW-C tompa K-varratokkal

$$K_{w4} = k_w \left(\Theta_2 \sqrt{11 \rho V_4} + 1.3 \times 0.152 \times 10^{-3} \times 10 b t_{f0}^{1.94} \right), V_4 = L b t_{f0} \quad (39)$$

1. táblázat. Az optimumkeresés eredményei. Méretek és lehajlás mm-ben, feszültségek MPa-ban, térfogat mm³-ben, költségek \$-ban. A minimumokat vastag számokkal jelöltük.

h	680	640	590	540	490
b	290	300	340	385	440
t_{w0}	28	26	24	22	20
t_{f0}	37	40	40	40	40
σ_x	77.4	77.4	78.0	78.6	79.0
Kerék $t_{w,req}$	27.6	25.9	23.9	21.9	19.8
Hajlítás $t_{w,req}$	20.4	19.8	17.6	16.0	14.4
Nyírás $t_{w,req}$	22.0	20.8	19.3	17.8	16.3
w_{max}	17.5	15.1	14.0	15.1	16.4
$\sigma_{f,red}$	0.946	0.960	0.963	0.971	0.970
$\Delta\sigma_{Rd1}$	80.6	80.6	80.6	80.6	80.6
$V_2 \times 10^{-8}$	6.806	6.826	6.95	7.17	7.56
K_t	10	10	12	13	15
K	11910	11630	11450	11440	11670

Anyagköltség

$$K_m = k_m \rho V_2, k_m = 1.0 \$/\text{kg} \quad (40)$$

Összköltség

$$K = K_m + K_{w1} + K_{w11} + K_{w12} + K_t + K_{w2} + 2K_{w3} + 2K_{w4} \quad (41)$$

8. AZ OPTIMUM-KERESÉS EREDMÉNYEI

Az eredményeket az 1. táblázat mutatja.

9. KÖVETKEZTETÉSEK

A keresést MathCAD programmal végeztük. Mivel a hegesztési költségek a gerinclemez vastagságától függenek, e vastagság csökkenésével, vagyis a gerinclemez magasság csökkentésével csökkentek a költségek. Ezt a csökkentést végül a túlzottan széles övlemezről adódó költségtöbblet állította meg. Látható, hogy a gerinclemez vastagságot a keréknyomásból származó nyomófeszültség korlátozása szabta meg.

Ha a darusín alatt alkalmazott tompa K-varrat helyett gyengébb minőségű varratot alkalmaznánk, sokkal vastagabb gerinclemezt kellene tervezni.

A méretek felvételét alapvetően befolyásolták a keréknyomás mellett a fáradási feltételek. A $\sigma_{f,red}$ értékének 1-nél kisebbnek kell lennie a darusín alatti nyakvarrat fáradási feltétele szerint és a $\Delta\sigma_{Rd1}$ feszültségnek nagyobbak kell lennie a hajlításból adódó σ_x -nél.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő *Innovatív járműipari, gépészeti és energetikai tervezés és technológiák* Kiválósági Központ keretében.

IRODALOM

- [1] Farkas,J.(1985) Növelt folyáshatárú acélok alkalmazása kétszekerényes futódaruidakhoz. Gép 37, No. 4. 137-140.
- [2] Farkas,J.(1986) Economy of higher-strength steels in overhead travelling cranes with double-box girders. J. Constr Steel Res 6, No. 4. 285-301.
- [3] Eurocode 3-1-9 (2005) Design of steel structures. Fatigue strength of steel structures.
- [4] Eurocode 3: EN 1993-1-12.(2007) Design of steel structures. Part 1-12. Additional rules for the extension of EN 1993 up to steel grades S 700.
- [5] Jármái,K., Pahlke,H., Farkas,J.(2014): Cost savings using different post welding treatments on an I-beam subject to fatigue load, Welding World 58, 691-698.
- [6] Farkas,J., Jármái,K.(2003) Economic design of metal structures. Rotterdam, Millpress
- [7] Farkas,J., Jármái,K.(2008) Design and optimization of metal structures. Chichester, UK, Horwood Publishing.
- [8] BS 2573-1 (1983): Rules for the design of cranes. Part 1. Specification for classification, stress calculations and design criteria for structures.
- [9] EN 13001-3-1 (2010) Cranes – General design – Part 3-1: Limit states and proof competence of steel structure.

AZ OPEN JOURNAL SYSTEMS RENDSZER BEMUTATÁSA

INTRODUCTION TO THE OPEN JOURNAL SYSTEMS

Dr. Jármai Károly*, Dr. Kota László**

ABSTRACT

The paper contains an introduction to the Open Journal Systems (OJS, <https://pkp.sfu.ca/ojs/>). OJS is a journal management and publishing system that has been developed by the Public Knowledge Project through its federally funded efforts to expand and improve access to research. OJS is open source software made freely available to journals worldwide for the purpose of making open access publishing a viable option for more journals, as open access can increase a journal's readership. We have installed and used OJS for the Journal GÉP.

1. BEVEZETÉS

Az Open Journal Systems (OJS) egy folyóirat menedzsment és publikációs rendszer mely azért került kifejlesztésre az USA szövetségi finanszírozású Public Knowledge Projectje révén, hogy elősegítse a kutatás bővítését, hozzáférését. Az OJS egy nyitott hozzáférésű szoftver, melynek célja, hogy minél több újság használja és ezzel segítse a cikkek nyílt hozzáférését. Installáltuk az OJS-t a GÉP folyóirat számára, hogy elősegítsük az elbírálás folyamatának áttekinthetőségét, hatékonyságát.

2. AZ OJS JELLEMZŐI [1]

- OJS helyi telepítésű és helyileg szabályozható.
- A szerkesztők konfigurálhatják a követelményeket, a lektori eljárást, stb.
- A cikkek online benyújtása és kezelése lehetséges.
- Előfizetési modul van benne késleltetett nyílt hozzáférés lehetőségével.
- Átfogó indexelést tartalmaz a globális rendszer tartalmi részére.
- A tartalom olvasói eszközei a szerkesztők által választott mezőkkel segítik a tájékozódást.
- A szerkesztőknek e-mail kiértékelés és magyarázat csatolási lehetősége van az olvasók számára.
- Komplette tartalomfüggő online súgó támogatást tartalmaz.

- Egy OJS keretrendszerben tetszőleges mennyiségű folyóirat hozható létre.
- Minden folyóirathoz saját beállítások rendelhetők, valamint saját felhasználóbázis adható meg.
- Egy folyóirat szekciókra, tématerületekre bontható, az egyes tématerületekhez saját szerkesztői csapat rendelhető.
- A rendszer számtalan beépülő modult (plugin) tartalmaz 16 kategóriában, mint például PayPal fizetés modul, citációs export/import modulok sokasága, DOI modul, reporting modulok.
- Az OJS felülete 35 nyelven elérhető. A telepítés folyamán meg kell adni az elsődleges nyelvet. Az engedélyezett másodlagos nyelvek egy kattintással bekapcsolhatók, ilyenkor megjelenik a nyelvválasztó menü a jobb oldalon. Jelenleg az OJS magyar nyelven nem elérhető.

OJS segíti a referált kiadói folyamatot annak minden szakaszában, a benyújtáson keresztül az online közzétételig és indexelésig. A menedzsment rendszeren keresztül a finom indexelés és a tartalomkeresés segíti a kutatást. Az OJS törekszik rá, hogy javítsa a referált kutatás tudományos minőségét és nyilvános hozzáférését.

OJS egy nyílt forráskódú szoftver, mely szabadon hozzáférhető a folyóiratok számára világszerte abból a célból, hogy növelje a folyóirat olvasótáborát, valamint hogy hozzájáruljon a globális fejlődéshez.

A GÉP folyóiratnál installáltuk az OJS-t, mely elérhető a <http://www.alt.uni-miskolc.hu/ojs/> címen.

A szerzőnek regisztrálni kell a <http://www.alt.uni-miskolc.hu/ojs/index.php/gep/login?> címen és utána töltheti fel a cikkét (1. ábra).

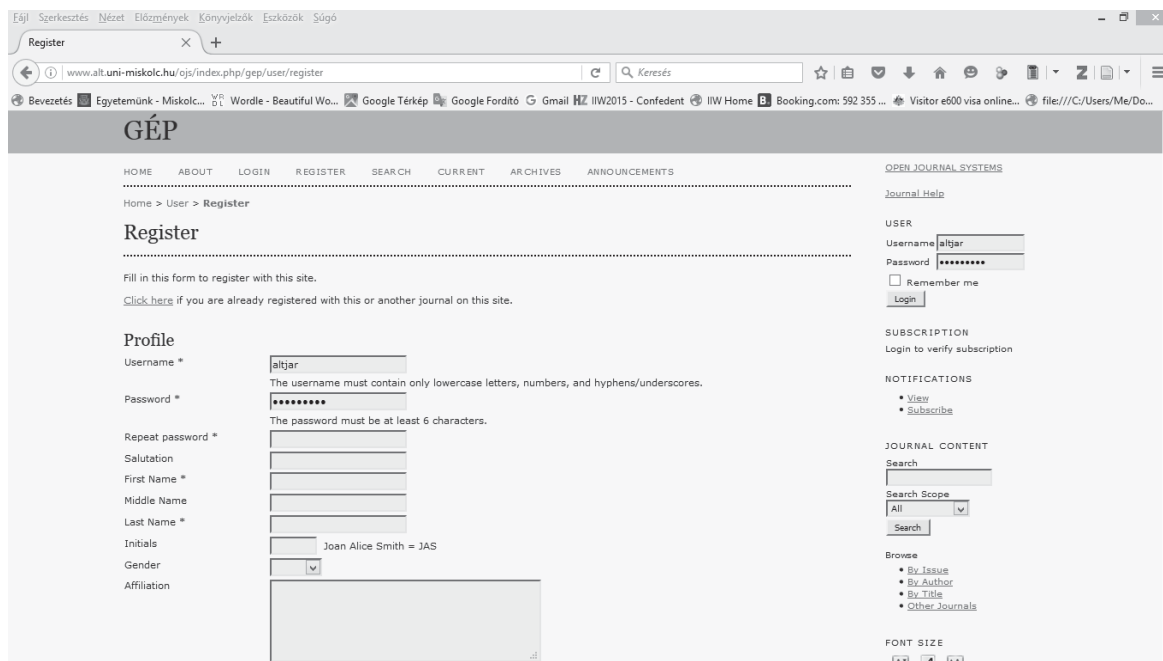
3. AZ OJS MANAGEMENT ÁLTALÁNOS FELEPÍTÉSE, A SZERKESZTÉSI FOLYAMAT

A folyóirathoz érkezett cikkeket a szerkesztési folyamat során az OJS négy lépésben kezelni egy, vagy több szerkesztő révén.

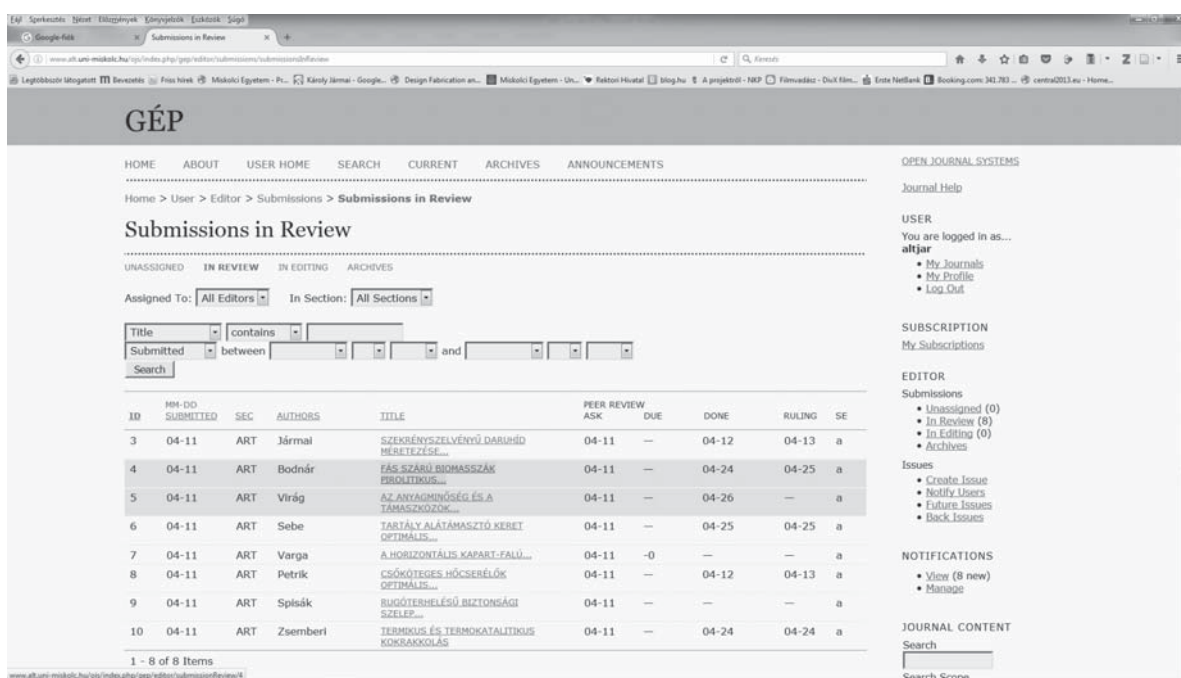
- Nincs sorban állás: a folyamat itt kezdődik és egy vagy több szerkesztő kerül hozzárendelésre.

* egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

** egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem, Logisztikai Intézet



1. ábra. Regisztráció az OJS-be



2. ábra. A bírálati folyamat nyomon követése adatokkal és színekkel is az OJS-ben

- A beadvány áttekintése: rövid szakértői értékelés történik és szerkesztői döntés születik, hogy tovább megy-e, vagy elutasítják.
- A beadvány szerkesztése: a cikkek átmennek copyediting, elrendezési és lektorálási fázisokon. A cikk egy adott folyóiratszámhoz kerül hozzárendelésre.
- A cikkek publikálása elfogadásra kerül és megjelenik.

3.1 Szerkesztői szerepek

- Folyóirat Manager: beállítja a folyóirat adott számának szerkesztőjét.
- Szerkesztő: felügyeli a szerkesztési és minősítési folyamatot. A szerkesztő látja a cikk benyújtási és ellenőrzési mozzanatait. A folyamat ütemezését és a tartalom megjelenítését a folyóiratban.

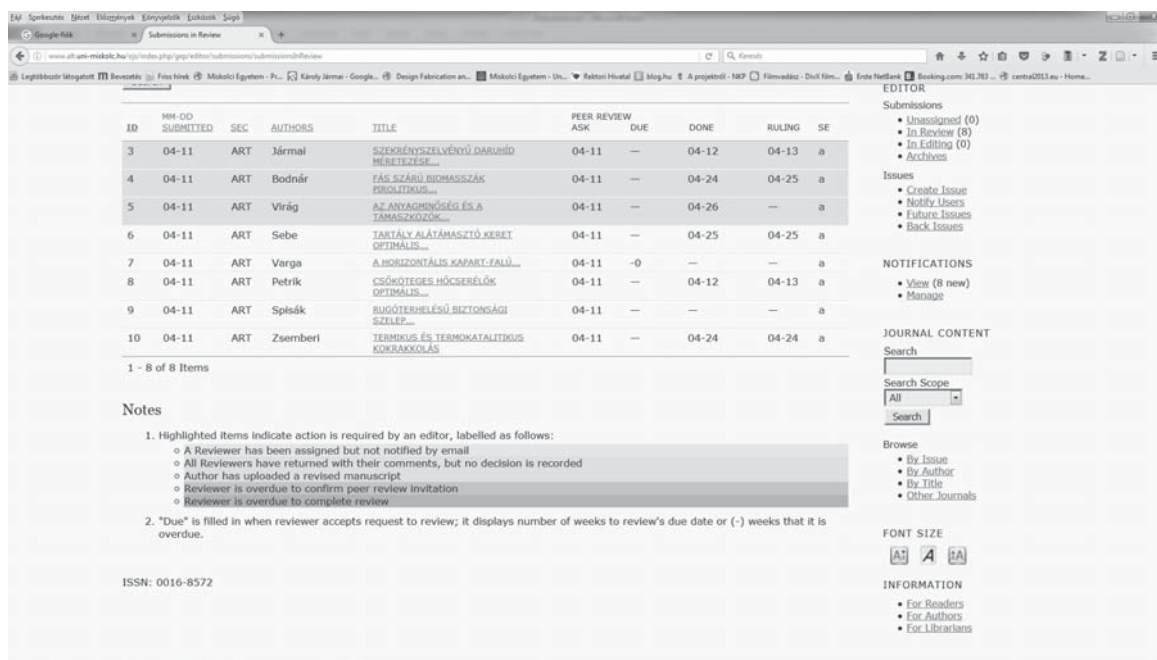
- Folyóiratszám szerkesztő: a cikk benyújtásának, szerkesztésének és véleményezésének nyomon követése és irányítása.
- Kiadvány szerkesztő: a cikkek nyelvtani javítása és az egyértelműség biztosítása. Kérdéseket tesz fel a szerzőnek az előforduló hibákra vonatkozóan és biztosítja a folyóirat bibliográfiai és szöveges stílus előírásainak teljesülését.
- Formátum szerkesztő: a cikkeket HTML, PDF, és/vagy PS formátumban készíti el az elektronikus kiadáshoz.
- Lektor: az átolvasás során javítja az esetleges nyomdai és formázási hibákat.

A rendszer kiküldi az e-mailt a bírálóknak, megadva a szükséges elérési útvonalat.

A főszerkesztő, illetve az adott folyóiratszám szerkesztője fogadja el a folyamat végén a cikket (2. ábra).

A bírálói folyamatot nyomon követi, mutatva a benyújtott cikkek „állapotát”, hogy még bírálat alatt, vagy javítás alatt vannak.

Ha a bírálat után a cikk javításra és feltöltésre kerül, akkor ez azonnal látszik a felületen (3. ábra).



3. ábra. A javítás után a cikk más besorolást kap, ami színben is megjelenik

A lektorálás lehet egy körös és több körös, a bíráló véleményének megfelelően (4. ábra).

Megadható, hogy a rendszer a beállított határidők lejárta után automatikusan egy előre rögzített figyelmeztető üzenetet küld a bírálók számára. Figyelmeztető üzenetet a szerkesztők is küldhetnek. Gyakorlatilag bármely részfolyamatnál rendelkezésre áll egy előre megírt üzenet, amely a konfigurációs részben megváltoztatható. „Kézi” kiküldés esetén az automatikus kiküldés tetszőlegesen változtatható, akár el is hagyható.

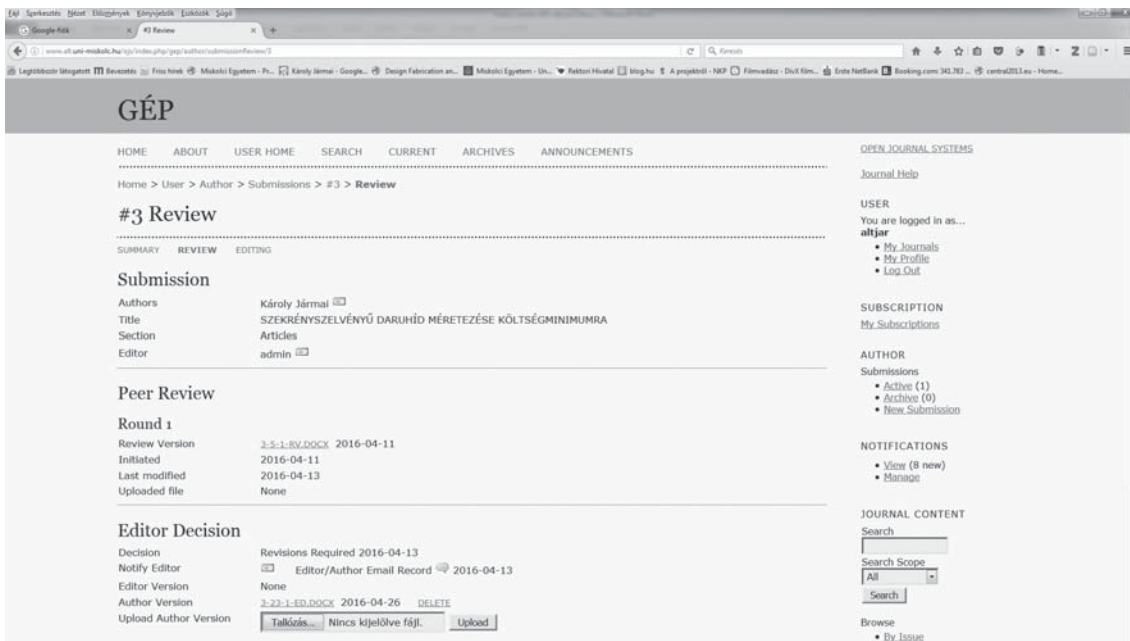
Az OJS rendszer minden eseményt naplóz, minden tevékenység időbélyeggel ellátva tárolódik, például fájlok feltöltése, bírálat feltöltése, vagy akár üzenetek kiküldése, így a felhasználók és a szerkesztők tevékenysége is könnyen visszakövethető. A bírálati űrlap egy szabadon konfigurálható HTML elemekből összeállítható űrlap. Felhasználhatók a webes űrlapokon már megszokott elemek:

- egyszavas szövegmező,
- egysoros szövegmező,
- többsoros szövegmező,
- választógomb csoport,
- jelölőnégyzet csoport,
- legördülő lista.

Ezek tetszőleges mennyiségben és felirattal elhelyezhetők a bírálói lapon. Szerkeszthetők és áthelyezhetők. Beállítható a szövegméret és vastagság, valamint megadható hogy egyes elemek kötelezően kitöltendőek a bírálat lezárásához.

A bírálói lap készítő felületen megadható továbbá, hogy mely mezők legyenek láthatóak a szerzők és mely mezők csak a szerkesztők számára. Több bírálati lap készíthető, ezeket a bírálói folyamat során a szerkesztő rendeli hozzá az egyes bírálókhöz.

Egy bírálati lap sablon addig szerkeszthető, míg egy bírálói folyamatban felhasználásra nem kerül, ezután már nem változtatható.



4. ábra. A bírálati felület, ahol a bíráló és a szerkesztő véleményezhet és dönthet.

A bírálat folyamán a szerzőknek kiküldött levélbe a bírálati lapon megadott értékelés egy kattintással importálható.

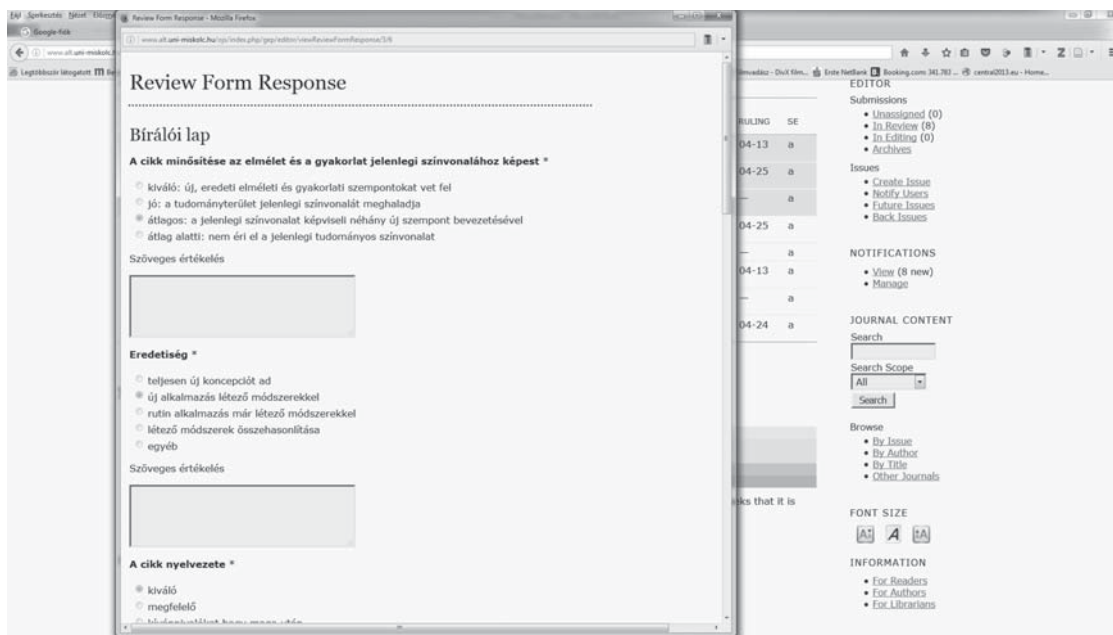
A bíráló fájl is tölthet fel. Így a bírálók gyakran az eredeti - általában Microsoft Word formátumú - dokumentumban korrekcióként az adott hibához kapcsolva helyezik el megjegyzéseiket.

Az így feltöltött bírálati fájl a szerzők számára elérhető, letölthető, nem szükséges külön levelezés a korrektrázott dokumentum szerzőkhöz eljuttatásához. A korrektrázott dokumentumban könnyen megtalálják

a kérdéses részt, így a javítás egyszerűbbé a bírálati folyamat gyorsabbá válik.

Jelenleg a GÉP a <http://www.gepujsag.hu/index.php/hu/> oldalon érhető el, ahol 2010-óta az egyes lapszámok a cikkek összefoglalóival megtekinthetők.

A <http://www.gepujsag.hu/index.php/hu/hasznos> felületen a formai követelmények és a cikkekhez template-ek találhatók.



5. ábra. Bírálói online űrlap 1

A cikk nyelvezete *

- kiváló
- megfelelő
- kivánnivalókat hagy maga után
- alapvető változtatásokat igényel

Szöveges értékelés

Az összefoglalás *

- világos és érthető
- túl rövid
- túl hosszú
- nem megfelelő

Szöveges értékelés

Az összefoglalás rendelkezésre áll *

- magyar
- angol
- német
- orosz
- egyéb nyelven

Szöveges értékelés

6. ábra. Bírálói online űrlap 2

Irodalmi hivatkozások *

- megfelelőek
- valamelyik elhagyható
- valami hiányzik

Szöveges értékelés

Kérem a hivatkozások szövegben történő megjelenésének megfelelő sorszámozást.

Képletek, mértékegységek *

- követik az elfogadott normát
- változtatást igényelnek
- magyarázatot igényelnek

Szöveges értékelés

Javaslat publikálásra *

- feltétel nélkül javaslom
- feltételesen javaslom, ha a felsorolt hibákat kijavítja
- nem javaslom

A bíráló egyéb megjegyzései a szerkesztő számára

7. ábra. Bírálói online űrlap 3

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk bemutatja az OJS felépítését és használatát, különös tekintettel a GÉP folyóiratban történő alkalmazásra. Látható, hogy ezen menedzsment szoftverrel áttekinthető, ellenőrizhető és jól kezelhető lektorálás végezhető, mely remélhetőleg hozzájárul a folyóirat színvonalának és elismertségének emeléséhez.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő *Innovatív járműipari, gépészeti és energetikai tervezés és technológiák* Kiválósági Központ keretében.

IRODALOMJEGYZÉK

[1] Open Journal Systems OJS, <https://pkp.sfu.ca/ojs/>

CSÖKÖTEGES HŐCSERÉLŐK OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE

OPTIMAL DESIGN OF SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS

Petrik Máté*, Dr. Szepesi L. Gábor**, Prof. Dr. Jármai Károly***

ABSTRACT

Heat exchangers are one of the most common used equipment in the industry and in the households. This heat transfer device exchanges heat between two or more process fluids. In a specific project, many types of heat exchangers are usable, like air coolers, shell-and-tube or plate heat exchangers and graphite block heat exchangers. In case of optimal design, the cheapest construction must be chosen, which is able to transfer the necessary heat. In this article especially the shell-and-tube heat exchangers optimal design is investigated. The results are calculated by the Excel Solver application.

1. BEVEZETÉS

Modern, költségorientált világunkban egyre nagyobb szerepet kap a műszaki szerkezetek gazdasági optimalizálása. Ilyen gazdasági paraméterek lehetnek:

- beszerzési és szállítási költség minimalálása
- anyag- és energiaigény minimalálása
- üzembiztonság maximalálása
- élettartam maximalálása
- helyigény minimalálása
- szerelhető, újrafelhasználható legyen

A téma matematikai hátterét Dr. Balikó Sándor foglalta össze mind egyedi, mind hőcserélő rendszerek vonatkozásában. [1]

Dillip Kumar Mohanty viszont a szentjánosbogár-algoritmus segítségével (angol szakirodalomban firefly algorithm) készített összefoglalást a hőcserélők optimalizálásával kapcsolatban. [2]

A hőcserélők a vegyiparban és energetikában széles körben használt berendezések. Bennük oly módon valósul meg hőátadás, hogy a melegebb közeg entalpiájának egy részét átadja a hidegebb közegnek. Csoportosításuk többféleképpen történhet: {1}

- közegérintkezés szerint:
 - közvetlen közegérintkezés: *direkt hőcserélők*
 - közvetett közegérintkezés: *felületi hőcserélők*

- a közegek áramlásának időbelisége szerint:
 - folytonos üzemű
 - váltóüzemű
- fázisváltozás szerint:
 - fázisváltozás nélkül
 - forralás vagy kondenzáció
- szerkezeti anyag szerint:
 - fém (acél, réz, alumínium)
 - grafit
 - műanyag
- kialakítás szerint:
 - csőköteges
 - lemezes
 - cső a csőben
 - léghűtő

Feladatunk, hogy olyan hőcserélőt illesszünk a technológiába, amelyik képes a technológiai hő átadására, és a változatok közül a legkisebb anyag- illetve gyártási költséggel rendelkezik.

2. HAJTÓERŐK

2.1. Felületi hőcserélők alapegyenlete

A továbbiakban a számításokat a közvetett közegérintkezésű, tehát szilárd fallal rendelkező csőköteges hőcserélőkre végeztük el.

Az ilyen típusú felületi hőcserélők alapegyenlete a következő:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T_{LOG} \quad (1)$$

ahol:

- k : hőátbocsátási vagy hőátviteli tényező $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
- A : hőátadó felület $[m^2]$
- ΔT_{LOG} : logaritmikus hőmérséklet-különbség $[^\circ C]$

2.2. Logaritmikus hőmérséklet-különbség

Egy csőköteges hőcserélőbe a legtöbb esetben a közegek a hőcserélő két végén lépnek be. A hőátadás hajtóerejét a két közeg hőmérsékletének különbsége

* doktorandusz, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

** egyetemi docens, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

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

jelenti. Ha egyenáramba kapcsoljuk a közegeket, akkor a belépő oldalon nagy hajtóerőt kapunk, a kilépő oldalon viszont jóval kisebbet. Viszont ha ellenáramba kötjük be, akkor nem kapunk akkora maximális hajtóerőt, mint egyenáram esetén, viszont sokkal egyenletesebb lesz. Mint minden vegyipari technológiánál, itt is törekedni kell az ellenáramú kapcsolásra. Számolnunk kell viszont azzal is, hogy ha a technológiai közeg érzékeny a nagy hőmérséklet változásokra, abban az esetben nem használhatunk ellenáramú kapcsolást.

Kiszámítása a következő:

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta N - \Delta K}{\ln \frac{\Delta N}{\Delta K}} \quad (2)$$

ahol:

- ΔN : a nagyobb hőmérsékletkülönbség
- ΔK : a kisebb hőmérsékletkülönbség

2.3. Hőátadó felület

A csőköteges hőcserélők esetén a hőátadás a két közeg között a csöveken keresztül megy végbe. Kiszámítási módja:

$$A = L_{cső} \cdot z \cdot \pi \cdot d_{köz} \quad (3)$$

ahol:

- $L_{cső}$: a csövek hossza
- z : csövek száma
- $d_{köz}$: csövek közepes átmérője

Sima csövek esetén ez a közepes átmérő a belső és külső átmérők számtani közepe. Ha sima csövek helyett bordázott csöveket alkalmazunk, akkor a csőszám növelése nélkül lehet növelni a hőátadó felületet, viszont optimalizációs szempontból vizsgálni kell, hogy a több sima cső vagy a kevesebb, de bordázott cső alkalmazása jár-e kevesebb költséggel.

2.4. Hőátbocsátási tényező

A harmadik befolyásoló tényező a hőátviteli vagy hőátbocsátási tényező. A melegebb közegből a hő a szilárd falban lévő hővezetéssel és a fal két oldalán lévő hőátadással jut el a hidegebb közegbe. Kiszámítása a következő:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{s_{fal}}{\lambda_{fal}} + \frac{1}{\alpha_k}} \quad (4)$$

Ahol:

- α_b : cső belsejében a hőátadás [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]
- s_{fal} : a cső falvastagsága [m]
- λ_{fal} : a cső hővezető képessége [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]
- α_k : a cső külső felületén a hőátadás [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

A képletből látszik, hogy a hőcserélő hőátbocsátási tényezője minden esetben kisebb, mint bármelyik a 3 tag közül. A gyakorlatban szerkezeti acélból, korrózióálló acélból, alumíniumból, rézből, esetleg grafitból szoktak hőcserélőt építeni. Ezek közül a korrózióálló acélnak a

legkisebb a hővezetési tényezője ($\sim 15 \text{ W}/\text{mK}$), de szinte minden esetben a hőátadási tényezők fogják a hőátbocsátási tényező értékét lerontani.

3. HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ

3.1. Kondenzáció esetén

A hőátadási tényezők számítása függ az áramlás jellegétől, illetve hogy van-e fázisváltozás vagy sem. Amennyiben történik fázisváltozás, abban az esetben a hőátadási tényező közvetlenül számítható. Forrás esetén az alapösszefüggés:

$$\alpha = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\eta \cdot \Delta t_{kond} \cdot H}} \quad (6)$$

ahol:

- λ : a folyadék hővezetési tényezője [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]
- ρ : a folyadék sűrűsége [kg/m^3]
- r : párolgáshő [kJ/kg]
- g : nehézségi gyorsulás [$9,81 \text{ m}/\text{s}^2$]
- η : kondenzálódó folyadék dinamikai viszkozitása [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]
- Δt_{kond} : a fal és a kondenzáció hőmérsékletének különbsége [$^{\circ}\text{C}$]
- H : jellemző geometria
- megjegyzés: az anyagjellemzőket a kondenzáció hőmérsékletén kell behelyettesíteni

A jellemző geometria függőleges fal vagy cső esetén a H magasság, ahol a kondenzáció végbemegy. Vízszintes csősor esetén:

$$H = Z^{2/3} \cdot d_k \quad (7)$$

ahol:

- Z : az egymás alatt lévő csövek száma [-]
- d_k : a csövek külső átmérője [m]

3.2. Forrás esetén

Forralás esetén is közvetlenül számítható a hőátadási tényező. Az ipari gyakorlatban Fábry György összefüggését alkalmazzuk:

$$\alpha = 88 \cdot \Delta T_{forr}^2 \cdot p^{0,6} \cdot C_f \quad (8)$$

ahol:

- ΔT_{forr} : a forráspont és fal hőmérsékletkülönbsége [$^{\circ}\text{C}$]
- p : a forralás nyomása [bar]
- C_f : víztől különböző anyagok esetén korrekciós tényező [-]

$$C_f = \frac{\rho}{\rho_v} \cdot \left(\frac{c \cdot \lambda \cdot r \cdot \sigma_v}{c_v \cdot \lambda_v \cdot r \cdot \sigma} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\rho'' \cdot \eta}{\rho_v \cdot \eta_v} \right)^{-1/4} \quad (9)$$

ahol:

- σ : a folyadék felületi feszültsége [N/m]
- ρ'' : gőzsűrűség [kg/m^3]
- c : a folyadék fajhője [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

- megjegyzés₁: a ν index a vízre vonatkozik, az index nélküliek pedig a forralandó anyagra
- megjegyzés₂: az anyagjellemzőket a forrponthőmérsékleten kell behelyettesíteni

A képletből az látható, hogy minél nagyobb a hőmérsékletkülönbség, annál nagyobb lesz a hőátadási tényező. Azonban ha ez a hőmérsékletkülönbség túl nagy, az elvárt buborékos forrás helyett stabil hártvány forrás lesz tapasztalható. Ennek az a hátránya, hogy kialakul egy gőzréteg, ami szigetelőként viselkedik, és a hőátadási tényezőnk leromlik. Ennek elkerülése érdekében a hőmérséklet-különbség 15-20 °C-nál ne legyen nagyobb.

3.3. Fázisváltozás nélküli esetben

Ha nem következik be fázisváltozás, akkor az áramlási viszonyok függvényében kell meghatározni a hőátadási tényezőt. Ilyen esetben szinte kivétel nélkül a hasonlóságelméletet alkalmazzuk. A Nu -szám az a hasonlósági kritérium, amelyikben szerepel a hőátadási tényező:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (10)$$

ahol:

- L : jellemző geometria [m]

Az áramlási viszonyoktól függően (természetes vagy kényszerített; lamináris, átmeneti vagy turbulens; cső belsejében vagy külső felületen) empirikus képletekkel tudjuk számítani a Nu -számot, mely a legtöbb esetben a Re -számnak, a Pr -számnak, Pe -számnak valamilyen függvénye.

Mivel turbulens áramlás esetén sokkal kedvezőbb a hőátadás, a későbbiekben a feltételek úgy lettek megadva, hogy a turbulencia biztosítva legyen. Ebben az esetben a hőátadási tényező kiszámítási módja:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (11)$$

A hasonlósági számokban lévő anyagjellemzőket mindig a közepes hőmérsékleten helyettesítjük be (a belépő és kilépő hőmérsékletek számtani közepén).

4. OPTIMÁLÁS

Optimálás során meg kell keresnünk azt a hőcserélő konstrukciót, amelyik ellátja a technológiai feladatát és a különböző variációk közül a legkisebb költséggel jár. Ezt a költséget felbonthatjuk több tényezőre:

1. *anyagköltség*: ide tartozik a csövek, a köpeny, a csőkötegfalak, terelőlemezek, edényfenekek, karimák anyagából származó költségek
2. *gyártási költség*: a csövek darabolásából, hegesztésre való előkészítéséből, köpeny hengerléséből, terelőlemezek lyukasztásából, hegesztésekből származó költségek
3. *karbantartási költség*: az időszakos javításokból, karbantartásokból, szerelésekből származó

költségek (illetve az ilyen esetekben a termelés kiesés miatti költségek)

4. *üzemeltetési költség*: szükség esetén villamos motor (szivattyú, ventilátor meghajtás) tápellátása

Első körben az anyagköltségre végzem el az optimalizálást: az anyagköltség lényeges hányadát jelenti az összköltségnek. Azt a kialakítást keresem, amelyik a legkevesebb anyag beépítésével készül.

4.1. Optimalizálási feltételek

Az optimalizálási feltételek megfogalmazásánál figyelembe vettem áramlási, gyártási és gyakorlati szempontokat is.

1. Csőhossz:

A csöveket 6m-es szakaszokban lehet megrendelni. Ahhoz, hogy minél kevesebb hulladék keletkezzen, törekedni kell arra, hogy darabolásnál egyforma méretű szakaszokat kapjunk. Ezért a számításnál 1, 1,2, 1,5, 2, 3 és 6 m hosszúságú csövek jöhetnek szóba.

2. Csövek:

Ha a csövek méretének korlátozása nélkül végezzük el az optimalizálást, nagy valószínűséggel olyan csőméretet fogunk kapni, amilyen cső a kereskedelmi forgalomban nem kapható, ezért az ilyen méretű cső legyártatása miatt mégsem lesz a berendezés az optimum-pontban. Feltételként be kell még azt is állítanunk, hogy a csövek száma egész szám legyen.

3. Áramlási megkötések

a, Áramlási sebességek

A folyadékáramlás sebessége a térfogatáram és az áramlási keresztmetszet hányadosa. Üzemeltetési szempontból meg kell adni egy maximális értéket, mert túl nagy sebesség mellett fellépő reakcióerők és a nagy koptatás, erózió miatt jelentősen lecsökken a készülék élettartama. Folyadékáramlás esetén ez a megengedett érték max 1,5-2 m/s.

b, Hasonlósági számok

A 3.3.-pontban bemutatott, hogy a hőátadási együttható, és annak kiszámítási módja is jelentősen függ a Re -számtól. A gyakorlatban törekszünk a turbulens áramlás létrehozására, mert jelentősen jobb hőátadás valósítható meg. Turbulens áramlásról $Re > 10000$ esetén beszélhetünk. A Re -szám a közepes hőmérsékleten vett sűrűség és dinamikai viszkozitás, a sebesség és a csőátmérő függvénye; tehát adott berendezés esetén csak a sebesség növelésével növelhető a turbulencia (illetve különböző csőalakításokkal, amiket a későbbiekben szeretnék vizsgálni). Az előző pontban viszont maximáltuk a sebességeket, így még bonyolultabbá vált az optimalizálás.

4. Hőtechnikai feltételek

A hőátbocsátási tényező számítása iteratív művelet. Figyelnünk kell arra, hogy a belső hőátadásból, a hővezetésből és a külső hőátadásból származó hőáram egyenlő legyen. Tehát:

$$q = \alpha_b \cdot (T_{b,köz} - T_{b,fal}) = \frac{\lambda_{fal}}{S_{fal}} \cdot (T_{b,fal} - T_{k,fal}) = \alpha_k \cdot (T_{k,fal} - T_{k,köz}) \quad (12)$$

4.2. Célfüggvények

Az előző pontban bemutatott feltételek mellett a következő függvény minimumát keressük:

$$V = \left[\left(\frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} - \frac{(d_k - 2 \cdot s_{cs})^2}{4} \right) \cdot N \cdot L \right] + \left[\left(\frac{d_{köpeny}^2 \cdot \pi}{4} - \frac{(d_{köpeny} - 0,01)^2}{4} \right) \cdot N \cdot L \right] \quad (13)$$

5. Feladat megoldása

Ahhoz, hogy hőcserélőt optimáljunk, valamilyen technológiai rendszerbe kell helyoznunk. Ennek érdekében 6 technológiai paramétert meg kell adnunk. A technológiai közeg anyaga, ennek tömegárama, be- és kilépő hőmérséklete, valamint a hűtőközeg anyaga, és ennek belépő hőmérséklete.

- Technológiai közeg:
 - anyaga: víz

Hőcserélő	(fázisváltozás nélkül)				Geometria			
Hűtendő közeg	víz		Hűtőközeg	víz	belső átmérő	16 mm	0,016 m	Acsb
tömegáram	10 kg/s		Tömegáram	8,519697 kg/s	falvastagság	2 mm	0,002 m	0,000201 m2
Belépő hőm.	60 °C		Belépő hőm.	10 °C	külső átmérő	20 mm	0,02 m	Acsk
Kilépő hőm.	30 °C		Kilépő hőm.	45,21351 °C	csőszám	32 lambdacső	50 W/mK	0,000314 m2
tköz	45 °C		tköz	27,60676 °C	z	3	de	0,008718
deltat	30 °C		deltat	35,21351 °C	n	5		
c(t)	4180,149402 J/kgK		c(t)	4180,032 J/kgK	Dköpeny	0,14 m		Adköpeny
Q1	1254044,821 J/s		Q2	1254045 J/s				0,015394 m2
deltatlog	17,26222713 °C							
rho1köz	990,6607908 kg/m3		rho2köz	997,0234 kg/m3				
eta1köz	0,000593776 Pas		eta2köz	0,00084 Pas				
lambda1köz	0,636445035 W/mK		lambda2köz	0,613389 W/mk				
Pr1köz	3,899899134 -		Pr2köz	5,724294 -				
vcső	1,568899774 m/s	OK	tcsk	45 °C	q1	26135,95 j/s		
Recső	41881,06182 -	OK	tcsf	41,35885773 °C	q2	26135,95 j/s		
Nucső	180,4512001 -		tkf	40,31341961 °C	hiba	-6,3E-07		
alfacső	7177,954402 W/m2K		tkk	27,60675705 °C				
vköpeny	1,6 m/s	OK						
Reköpeny	37981,95381 -	OK	k	1502,649807 W/m2K	V1	0,096692 m3	csövekből	
Nuköpeny	67,06581386 -		A	48,34576674 m2	V2	0,000214 m3	csőkötegfalból	
alfaköpeny	2056,870011 W/m2K		L	26,71690193 m2	V3	0,1259	köpenyből	
					Vössz	0,222806 m3		
					mössz	1749,024 kg		
					eredmény:	többjárátú kell!		

1. táblázat: A hőcserélő optimalítása Excel-ben

- tömegárama: 10 kg/s
- belépő hőmérséklete: 60°C
- kilépő hőmérséklete: 30°C
- Hűtőközeg:
 - anyaga: víz
 - belépő hőmérséklete: 10°C

5.1. Egyjártú hőcserélőként

Első lépésben ellenáramba kötött, egyjártú hőcserélőként számítottuk a szerkezetet. A célfüggvény a tömegminimum, a módosuló értékek a csőszám, a külső átmérő, a hűtőközeg kilépő hőmérséklete és a csőoldali falhőmérséklet volt.

Korlátozó feltételek voltak:

- mind cső-, mind köpenyoldalon $v < 1,6$ m/s és $Re > 10000$
- hűtővíz kilépő hőmérséklete $T > 15^\circ\text{C}$
- a csőszám egész érték és nagyobb, mint 0
- a csőátmérő egész érték és nagyobb, mint 20
- a csőoldalról és a köpenyoldalról számolt hőáram különbsége zérus

Megoldás:

Ilyen adatok mellett 32 db 20x2 mm-es, 12,9m hosszú cső, 170 mm átmérőjű köpeny és 943,5 kg-os tömegminimum jött ki eredményként. Mivel ilyen hosszú hőcserélőt nem gyártanak, második lépésben többjártú hőcserélő kerül kiszámításra.

5.2. Többjáratú hőcserélőként

Ha többjáratúként számítjuk a hőcserélőt, vigyáznunk kell arra, hogy a csőoldali áramlási keresztmetszet ahány

járátú a berendezés, annyi ad részére csökken. A feltételek ugyanazok maradtak, így 114 db, 21x2,1 mm-es, 3,49 m hosszú cső jött ki, 303,5 mm köpenyátmérővel és 670 kg-os tömegminimummal. A hűtőközeg tömegárama viszont 20,22 kg/s-ról 52,7 kg/s-ra nőtt.

Hőcserélő (fázisváltás nélküli)				Geometria				
Hütendő közeg víz		Hűtőközeg víz		belső átmérő	17,9231 mm	0,01792 m	Acsh	
tömegáram	10 kg/s	Tömegáram	67,6078 kg/s	falvastagság	2,24039 mm	0,00224 m	0,0002523 m2	
Belépő hőm.	60 °C	Belépő hőm.	10 °C	külső átmérő	22,4039 mm	0,0224 m	Acsh	
Kilépő hőm.	30 °C	Kilépő hőm.	14,4317 °C	csőszám	100,023	lambdacső	50 W/mK	
							0,000394219 m2	
tköz	45 °C	tköz	12,2158 °C	z	6	de	0,02098	
deltat	30 °C	deltat	4,43168 °C	n	11			
c(t)	4180,149402 J/kgK	c(t)	4185,5 J/kgK	Dköpeny	0,32245 m		Adköpeny	
Q1	1254044,821 J/s	Q2	1254045 J/s				0,081662367 m2	
				Járatok száma	4	1,2,4 lehet		
deltatlog	31,04908987 °C							
rho1köz	990,6607908 kg/m3	rho2köz	1000,55 kg/m3					
eta1köz	0,000593776 Pas	eta2köz	0,00122 Pas					
lambda1köz	0,636445035 W/mK	lambda2köz	0,58939 W/mK					
Pr1köz	3,899899134 -	Pr2köz	8,66755 -					
vcső	1,6 m/s	OK		tcsk	45 °C	q1	62382,2209 j/s	
Recső	47844,95974 -	OK		tcsf	36,2482 °C	q2	62382,2209 j/s	
Nucső	200,731062 -			tkf	33,453 °C	hiba	1,01863E-10	
aifacső	7127,902908 W/m2K			tkk	12,2158 °C			
vköpeny	1,6 m/s	OK		hőátviteli t.	k	1902,82 W/m2K	V1	0,047554445 m3
Reköpeny	29385,43558 -	OK		szükséges felület	A	21,226 m2	V2	0,001689265 m3
Nuköpeny	111,6573494 -			minimális hossz	L*	3,35007 m	V3	0,034989144 m3
aifaköpeny	2937,415179 W/m2K			választott hossz	L	6 m		csővekből
								csőkötegfalból
								köpenyből
							Vössz	0,084232853 m3
							móssz	661,2278956 kg
				kapott felület	A*	38,0159 m2		
					Q*	2246005		

2. táblázat: Többjáratú hőcserélő optimalása

5.3. Fázisváltó hőcserélő

Abban az esetben, ha a hőcserélőben fázisátalakulás megy végbe, (akár kondenzáció, akár forrás), akkor is használható az optimalás. Ilyenkor a hőcserélő megfelelő részeire a (6)-os vagy (8)-as összefüggés a használandó.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Az optimális hőcserélő kiválasztása rendkívül összetett feladat, rengeteg iteratív számítást igényel. A szakirodalomban található empirikus összefüggések nagy száma már a megfelelő kritériumok kiválasztását is megnehezíti. Az ezekre épülő optimáló program nem veszi figyelembe a kereskedelmi forgalomban kapható szerelvények méreteit, ezért a felhasználónak magának kell a diszkretizálást elvégezni. Ennek ellenére az általam kidolgozott számítási módszer így is komoly segítséget nyújt az optimális méretek kiválasztásában.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovatív Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében.

8. IRODALOM

- [1] Dr. Balikó Sándor: Hőcserélők és hőcserélő-rendszerek energetikai optimalizálása, Műszaki Tankönyvkiadó, Budapest, 1984
- [2] Dillip Kumar Mohanty: Application of firefly algorithm for design optimization of a shell and tube heat exchanger from economic point of view, International Journal of Thermal Sciences 102 (2016) 228e238
- [3] Fejes Gábor – Fábry György: Vegyipari gépek és műveletek II., Tankönyvkiadó, Budapest, 1975
- [4] A.G. Kaszatkín: Alapműveletek, gépek és készülékek a vegyiparban, Műszaki Tankönyvkiadó, Budapest, 1976
- [5] Fonyó Zsolt – Fábry György: Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1998
- [6] Radia Eldeeb, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher: A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers, international journal of refrigeration 65 (2016) 12–26

TARTÁLY ALÁTÁMASZTÓ KERET OPTIMÁLIS MÉRTEZÉSE TŰZVÉDELEMRE

OPTIMUM DESIGN OF VESSEL SUPPORTING FRAME FOR FIRE

Sebe István*, Száva Ildikó Renáta**, Dr. Jármai Károly***

ABSTRACT

This article deals with the optimization of a vessel supporting frame for fire. Structures need to be economical and designers have to pay attention to the safety and manufacturability. Mass optimization without fire and with fire are discussed. Mass of the frame versus yield stress, loading force, beam length, column height and the aspect ratio of the beam are also investigated. These days a lot of fire protection solutions are available, increase of the mass of steel and using higher yield stress steel are presented. In the next phase of this project we will deal with other methods and their costs, for example intumescent coating or fire protection boards.

1. BEVEZETÉS

A mérnöki szerkezeteknek gazdaságosnak kell lenniük és emellett nagy hangsúlyt kell fektetni a biztonságra és a gyárthatóságra. Az optimalálás során a tervezési feltételeket a lehető legkisebb költséggel kell kielégíteni.

Az acél tartószerkezetek igen komoly kihívást jelentenek tűzvédelmi szempontból, mivel a felmelegedő acél szilárdsága hő hatására csökken, 500 °C felett ez a csökkenés már olyan mértékű, hogy ez a szerkezet tönkremenetelét okozza. Emiatt kell foglalkozni a szerkezetek tűzvédelmével is [1].

2. A TARTÁLYALÁTÁMASZTÓ KERET OPTIMÁLÁSA TŰZ NÉLKÜLI ESETRE

2.1. A keret bemutatása

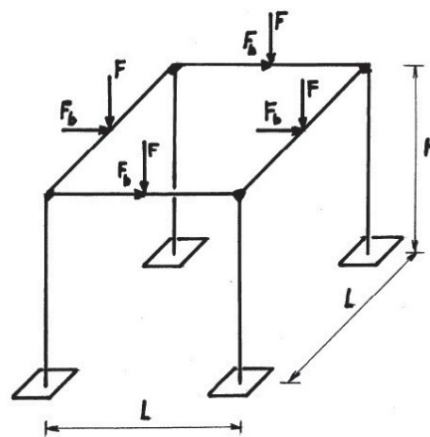
A tartó sematikus ábráján látható az acélkeret felépítése és a rá ható erők (1. ábra). Példafeladatunkban a H -val jelölt keretmagasság és az L -el jelölt gerendahossz egyaránt 4 [m]. A tartó egyes elemeire ható függőleges erők (F) egyenként 75 [kN], így az összes teher 300 [kN]. A vízszintes erők a függőleges erők tizedrészei ($F_b=0,1F$), azaz 7500 [N].

* MSc. egyetemi hallgató, Miskolci Egyetem

** PhD hallgató, Transylvania University of Brasov

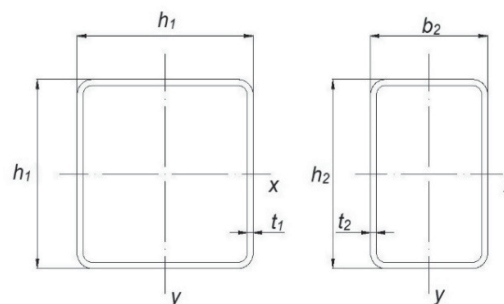
*** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, 3515 Miskolc, Egyetemváros

A gerendák alapesetben négyszögszelvényű, az oszlopok pedig négyzetszelvényű zártszelvényből készülnek (2. ábra). A négyzetszelvényű oszlop keresztmetszeti területe az oldalhossz (h_1) és a falvastagság (t_1) függvénye. A gerendák esetében a magasságtól (h_2), a szélességtől (b_2) és szintén a falvastagságtól (t_2) függ a keresztmetszet terület.



1. ábra. A tartókeret felépítése [1]

Az optimalálás megkönnyítése érdekében bevezettük az a -val jelölt oldalarányt, mely egyenlő h_2/b_2 -vel. A későbbiekben, amikor a tűzvédelmet az acélelemek méretének növelésével valósítjuk meg, már nem elérhetőek megfelelő járatos zártszelvény méretek. Ebben az esetben lemezből hegesztett szekrényszelvényre térünk át.



2. ábra. Az SHS és RHS zártszelvények keresztmetszetei

2.2. A keret tömegének minimalása

Az optimalási feladatot a Microsoft Excel Solver bővítményével végeztük el. A program működési elve, hogy korlátozó feltételek teljesülése mellett megvizsgálja a lehetséges megoldásokat, majd kiválasztja a legkedvezőbbeket.

Összesen 5 változóval dolgoztunk, melyek a zártszelvények méretei, nevezetesen h_1 , t_1 , h_2 , t_2 , és a .

A minimalandó célfüggvény a keret tömege M :

$$M = \rho(4HA_1 + 4LA_2) \quad (1)$$

A célfüggvény képletében (1) megtalálhatóak a zártszelvények keresztmetszeti területei (A_1 , A_2), melyek a megadott változók függvényei.

A tartály alátámasztó keret elemeinek igénybevételei: kétirányú hajlítás és nyomás. Ezekből számoltuk ki a szükséges korlátozó feltételeket az Eurocode 3 alapján. 4-es keresztmetszeti osztályt alkalmaztunk. Ezek a helyi horpadások oszlop övlemezésére (2), gerinclemezésére (3), valamint a gerenda övlemezésére (4) és gerinclemezésére (5).

$$\frac{b_1}{t_1} \leq 42\varepsilon \quad (2)$$

$$\frac{h_1}{t_1} \leq 42\varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{b_2}{t_2} \leq 42\varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{h_2}{t_2} \leq 69\varepsilon \quad (5)$$

Másik korlátozó feltételünk az oszlop (6) és a gerenda (7) stabilitási-feszültségi feltételei voltak.

$$\frac{H_A + H_{D1}}{\chi_{2.min} A_2 f_{y1}} + \frac{k_{yy2} M_E}{W_{y2} f_{y1}} + \frac{k_{yz2} M_{Bz}}{W_{z2} f_{y1}} \leq 1 \quad (6)$$

$$\frac{N_1}{\chi_{1.min} A_1 f_{y1}} + \frac{k_{yy1} (M_C + M_{B1})}{W_{y1} f_{y1}} + \frac{k_{zz1} M_C}{W_{z1} f_{y1}} \leq 1 \quad (7)$$

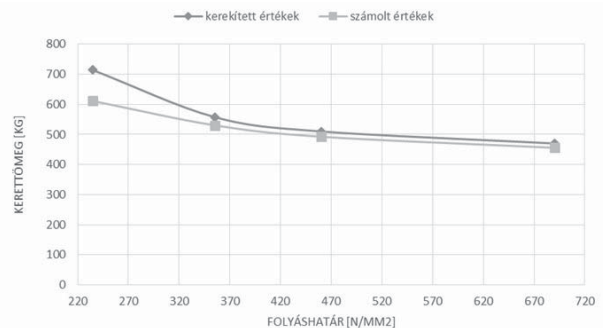
ahol:

- $H_A, H_{D1}, M_E, M_{Bz}, N_1, M_C, M_{B1}, M_C$ nyomóerők és hajlító-nyomatékok
- $k_{yy1}, k_{yy2}, k_{yz2}, k_{zz1}$ – stabilitási paraméterek
- $\chi_{1.min}, \chi_{2.min}$ – hajlítási-horpadási tényezők
- A_1, A_2 – az oszlop és a gerenda keresztmetszeti területe
- f_{y1} – redukált folyáshatár ($f_{y1} = \frac{f_y}{\gamma_{M,1}}$)
- $W_{y1}, W_{z1}, W_{y2}, W_{z2}$ – keresztmetszeti tényezők

2.3. A tömeg optimalítás eredményei

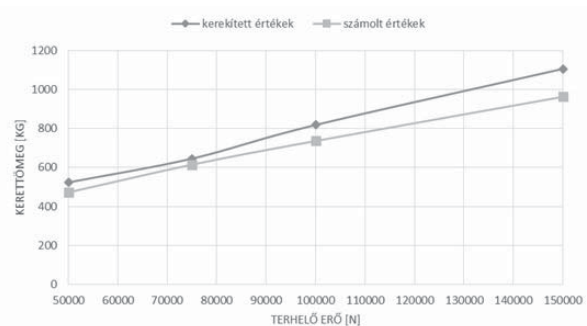
Az optimalítás eredményeit diagramokon ábrázoltuk. Megvizsgáltuk, hogyan változik a keret tömege az acél folyáshatára, a gerendára ható terhelő erő (azaz a tartály súlya), a gerendahossz, az oszlopmagasság, valamint a gerenda oldalarányának függvényében.

A folyáshatár vizsgálatánál fix keretgeometria és terhelő erő mellett sorra meghatároztuk a keret tömegét 235, 355, 460 és 690 MPa folyáshatárú acélok esetén. A diagramon (3. ábra) jól látszik a tömeg csökkenése az acél folyáshatárának növekedésének függvényében. A világosabb görbe a Solver által számolt értékeket, a sötétebb görbe pedig a járatos szelvényméretekre kerekített értékeket mutatja. A görbék „széttartása” azzal magyarázható, hogy a nagyobb méretek esetében jóval kevesebb féle szelvényméret áll rendelkezésre.



3. ábra. A kerettömeg változása az acél folyáshatárának függvényében

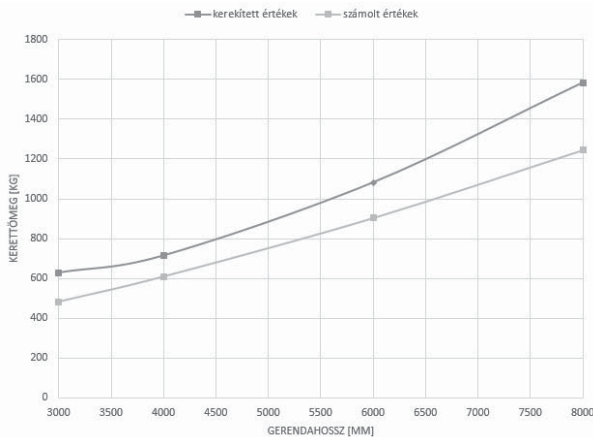
A kerettömeg függése a terhelő erőtől ellentétes tendenciát mutat (4. ábra). Ennél a vizsgálatnál a keretgeometria (4m x 4m) és az acél folyáshatára (235 MPa) állandó volt. Ha növeljük a keretre ható erőt, akkor a keret tömege is növekszik. Ezen a diagramon is megfigyelhető a görbék széttartása ugyanazon okból kifolyólag.



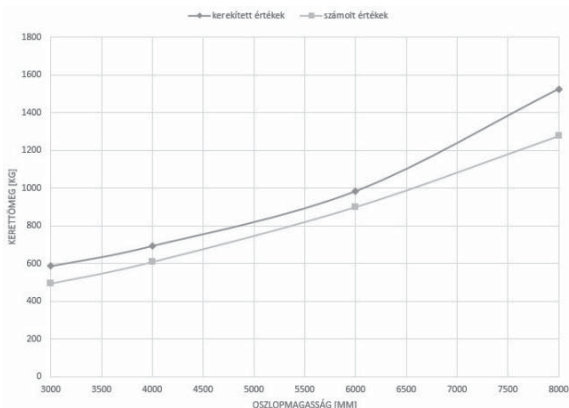
4. ábra. A kerettömeg változása a gerendákra ható terhelő erő függvényében

A gerendahossz és az oszlopmagasság növelése értelemszerűen növeli a keret tömegét. Mindkét

vizsgálat során a terhelő erő (75 kN) és az acél folyáshatára (235 MPa) állandók voltak. A gerendahossz vizsgálat esetében az oszlopmagasság, míg az oszlopmagasság vizsgálat esetében pedig a gerendahossz volt fix érték, egyaránt 4 m. A gerendahossz és az oszlopmagasságot 3 és 8 méter között változtattuk. Ezen intervallumban közel lineáris a kapcsolat a hossz, illetve a magasság és a tömeg között mindkét vizsgálatnál. A vizsgálatok eredményei az 5. és a 6. ábrán láthatóak.



5. ábra A kerettömeg változása a gerendahossz függvényében



6. ábra A kerettömeg változása az oszlopmagasság függvényében



7. ábra A kerettömeg változása a gerenda oldalárányának függvényében

A kerettömeg értékeit megvizsgáltuk a gerenda oldalárányának függvényében is. A $h_2/b_2 = 1$ értékről indulva (azaz SHS szelvény) 3-as oldalárányig kiszámoltuk a keret tömegét és ezen értékeket ábrázoltuk. Az 7. ábrán jól látszik görbénk minimum pontja, mely 1,63-as értéknél adta szerkezetünk minimális tömegét.

3. A KERET OPTIMÁLÁSA TŰZVÉDELEMRE

A hőmérséklet növekedésével az acél szilárdsági és merevségi jellemzői folyamatosan csökkennek. Ezért meg kell határozni az acél hőmérsékletét és anyagjellemzőit a szabvány tűzben eltöltött idő függvényében. A szerkezeti elemek tűzállóságának definíciója: az az idő, mely után a tűzhatásnak kitett szerkezet nem képes funkcióját tovább ellátni. A bevonat nélküli acélszerkezetnél számoljuk a hőmérséklet emelkedését és a feszültségi és stabilitási képletek mutatják, meddig mehet fel a hőmérséklet, meddig képes a terhet elviselni.

Az acél hőmérséklet emelkedését tűzben a [1, 4, 10] hivatkozásokban levő előírások alapján számítottuk ki.

A kezdőértékek a következők voltak:

$$\begin{aligned} t_i &= 0 \text{ [sec]} - \text{kezdő idő,} \\ \Delta t_i &= 5 \text{ [sec]} - \text{időperiódus,} \\ \theta_a &= 20 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{az acél hőmérséklete,} \\ \Delta \theta_a &= 0 \text{ [}^\circ\text{C]} - \text{hőmérsékletváltozás,} \\ \rho_m &= 7850 \text{ [kg/m}^3\text{]} - \text{sűrűség.} \end{aligned}$$

A fajhő a hőmérséklet függvényében:

$$\begin{aligned} \text{ha } 20 \leq \theta_a < 600 \text{ [}^\circ\text{C]}, \\ c_a &= 425 + 7.73 \times 10^{-1} \theta_a - 1.69 \times 10^{-3} \theta_a^2 + \\ & 2.22 \times 10^{-6} \theta_a^3, \end{aligned}$$

$$\text{ha } 600 \leq \theta_a < 735 \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad c_a = 666 + \frac{13002}{738 - \theta_a},$$

$$\text{ha } 735 \leq \theta_a < 900 \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad c_a = 545 + \frac{17820}{\theta_a - 731},$$

$$\text{ha } 900 \leq \theta_a < 1200 \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad c_a = 650 \text{ [J/kgK]}. \quad (8)$$

A gáz hőmérséklete a tűzhatásnak kitett elemek környezetében: [°C]

$$\theta_g = 20 + 345 \log \left(8 \frac{t_i}{60} + 1 \right) \quad (9)$$

A nettó hőáramlási fluxus: [W/m²]

$$\dot{h}_{netc} = \alpha_c (\theta_g - \theta_a) \quad (10)$$

Ahol α_c – hőáramlási tényező.

A nettó hősugárzási fluxus: [W/m²]

$$\dot{h}_{netr} = \varnothing \varepsilon_m \varepsilon_f \sigma \left[(\theta_g + 273)^4 - (\theta_g + 273)^4 \right] \quad (11)$$

Ahol: \varnothing - konfigurációs tényező, ε_m - az elem felületi sugárzó képessége, ε_f - a tűz sugárzó képessége, σ - Stephan Boltzmann állandó.

A teljes nettó hő fluxus: $[W/m^2]$

$$\dot{h}_{netd} = \dot{h}_{netc} + \dot{h}_{netr} \quad (12)$$

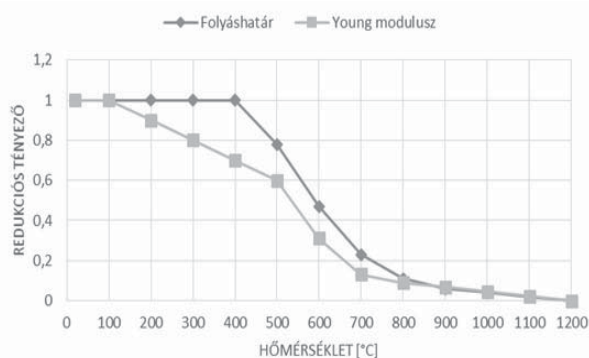
A hőmérséklet-változás: $[^\circ C]$

$$\Delta\theta_a = k_{sh} \frac{\frac{A_m}{V_m} \dot{h}_{netd} \Delta t_i}{c_a \rho_m} \quad (13)$$

Az acélelemek felületi hőmérséklete: $[^\circ C]$

$$\theta_a = \theta_a + \Delta\theta_a \quad (14)$$

A folyáshatár és a Young modulus meghatározása magasabb hőmérsékleten (8. ábra) az Eurocode 3 1-2 része alapján történik [4].



8. ábra. A folyáshatár és a Young modulus reduktions tényezői a hőmérséklet függvényében.

Tűzvédelemre számolva megváltoznak a fentebb említett (6), (7) stabilitási-feszültségi feltételek, vagyis a gerendának (15) és az oszlopnak (16) formára:

$$\frac{H_A + H_{D1}}{\chi_{2,min} f_i k_{y,\theta} A_2 f_{y1}} + \frac{k_y M_E}{W_{y2} k_{y,\theta} f_{y1}} + \frac{k_z M_{Bz}}{W_{z2} k_{y,\theta} f_{y1}} \leq 1 \quad (15)$$

$$\frac{N_1}{\chi_{1,min} f_i k_{y,\theta} A_1 f_{y1}} + \frac{k_y (M_C + M_{B1})}{W_{y1} k_{y,\theta} f_{y1}} + \frac{k_z M_C}{W_{z1} k_{y,\theta} f_{y1}} \leq 1 \quad (16)$$

Ahol:

- k_y, k_z - kölcsönhatási tényezők;
- $k_{y,\theta}$ - az acélanyag folyáshatárának reduktions tényezője θ hőmérsékleten; lineáris intervallumokkal közelítettük meg a 8. ábra alapján.

A paramétereket az [1, 3, 4] szakirodalom alapján számoltuk ki.

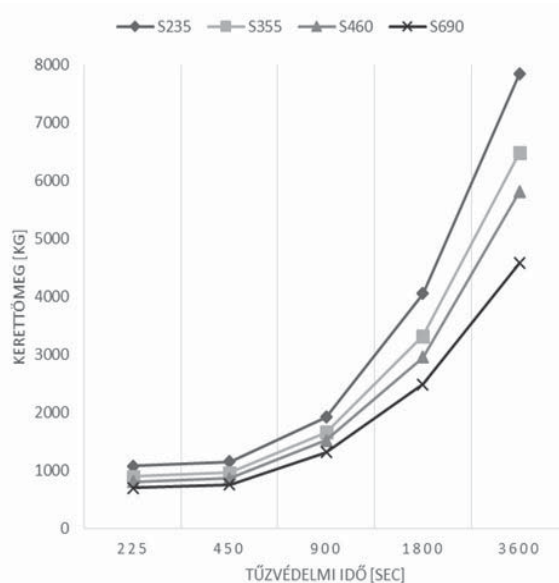
A helyi horpadás feltételéhez még figyelembe vettük tűzvédelemre tervezés esetén:

$$\varepsilon = 0,85 \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (17)$$

Microsoft Excelben a Solver segítségével négy különböző folyáshatárú acélra végeztünk számolásokat ($f_y=235$ MPa; 355 MPa, 460 MPa, 690 MPa). A fent említett feltételeket a hőmérséklet emelkedésére kiszámítottuk 225, 450, 900, 1800, 3600 másodpercknél.

Az optimalásnál a célfüggvény itt is a szerkezet tömegének minimuma volt. Az ennek megfelelő változó értékek az oszlop esetében a h_1, t_1 voltak, míg a gerendánál a h_2, b_2, t_2 ($b_2=h_2/a, a=1-2$).

A 9. ábrán látható a négy különböző típusú acélnak megfelelő számolt keret tömegek a különböző tűzvédelmi időben.



9. ábra. A keret tömege különböző típusú acéloknál, tűzvédelem esetén

A grafikon elemzéséből kitűnik, hogy jelentős különbség van az S235 és S690-es acélminőség használata között. Az S235-höz képest az S690 esetében 32-42%-os tömegcsökkenés észlelhető.

Az S235-ös és S690-es típusú acélokra, a Solver által optimalt méreteket, az alábbi táblázatokban foglaltuk össze; ugyanakkor, az ezeknek megfelelő szabvány szelvények méreteit is feltüntettük, a [2, 5, 6], hivatkozások alapján.

Mivel a szelvények diszkrét méretei korlátozva vannak a különböző cégek által gyártott értékekre, ezért, általában jelentős különbség van a folytonos és diszkrét értékek között. A keret tömege a diszkrét méreteknél 6-

12%-al növekszik a S235-nél, 4-12%-al a S355-nél, 4-11,5%-al az S460-as típusú acéllal számolva és végül 4-14%-al az S690-nél.

A táblázatokból kiderült az is, hogy 3600 másodpercnél, (ahol a hőmérséklet értéke 900°C fölött volt), diszkrét méreteket a szabvány alapján már nem tudunk választani. Ebben az esetben csak hegesztett szelvényeket használhatunk.

Ugyancsak Solverben végeztük el a számolásokat hegesztett szelvényekre is. Míg az előző esetben csak 5 változónk volt, ebben az esetben, már 6 lett, mert a gerenda falvastagságát eltérőnek vettük a gerincnél és az övnél.

1. táblázat A keret optimalálás eredményei S235-ös acélra

S235		Oszlop (mm)		Gerenda (mm)			Tömeg (kg)
Tűzvéd. idő (s)		h1	t1	h2	b2	t2	
225	folytonos	220.4	6.17	252.82	153.89	4.31	1069.7
	diszkrét	220	6.3	250	150	5	1136.52
450	folytonos	221.05	6.19	258.24	172.16	4.82	1149.81
	diszkrét	220	6.3	260	180	6	1286.23
900	folytonos	135.93	14.37	388.75	259.16	7.26	1917.17
	diszkrét	150	16	400	200	8	2107.99
1800	folytonos	390.99	12.19	402.9	268.6	11.4	4049.06
	diszkrét	350	16	450	250	12	4539.61
3600	folytonos	571.2	16	560.19	495.91	13.89	7843.6

2. táblázat A keretoptimalálás eredményei S690-es acélra

S690		Oszlop (mm)		Gerenda (mm)			Tömeg (kg)
Tűzvéd. idő (s)		h1	t1	h2	b2	t2	
225	folytonos	143.14	6.87	149.48	90.98	4.37	694.62
	diszkrét	140	8	150	100	5	791.76
450	folytonos	145.69	6.99	151.88	101.25	4.86	751.46
	diszkrét	140	8	150	100	5	791.76
900	folytonos	142.68	12.13	230.15	140.09	6.72	1312.15
	diszkrét	150	12	220	120	8	1388.71
1800	folytonos	256.18	12.3	242.9	161.93	11.58	2484.26
	diszkrét	260	12.5	250	150	12.5	2585.79
3600	folytonos	355.65	17.07	404.84	246.43	11.83	4572.21

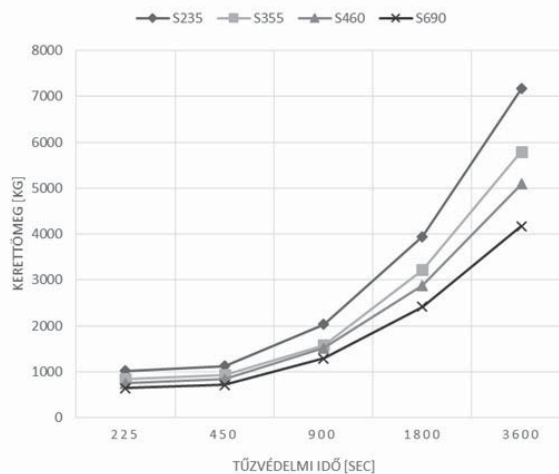
Az 10. ábrán láthatóak a hegesztett szelvényekre számolt eredmények a tűzvédelmi időre.

Ebben az esetben az S235 és S690-es típusú acélok folytonos értéke között 36-42% különbség jött ki.

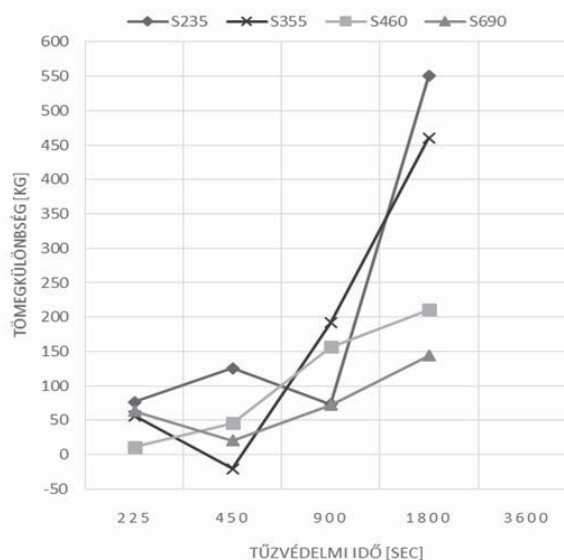
A diszkrét méretek [7, 8] a hegesztett keret tömegénél a folytonos értékekhez képest 0,2-4,6%-al növekszik a S235-nél, 1-10%-al a S355-nél, 0-15%-al az S460-as típusú acéllal számolva és végül 1-14%-al az S690-nél.

Mivel a szelvények diszkrét méretei korlátozva vannak a különböző cégek által gyártott értékekre, ezért, általában jelentős különbség van a folytonos és diszkrét értékek között. A keret tömege a diszkrét méreteknél 6-12%-al növekszik a S235-nél, 4-12%-al a S355-nél, 4-11,5%-al az S460-as típusú acéllal számolva és végül 4-14%-al az S690-nél.

A táblázatokból kiderült az is, hogy 3600 másodpercnél, (ahol a hőmérséklet értéke 900°C fölött volt), diszkrét méreteket a szabvány alapján már nem tudunk választani. Ebben az esetben csak hegesztett szelvényeket használhatunk.



10. ábra. A hegesztett keret tömege tűzvédelem esetén



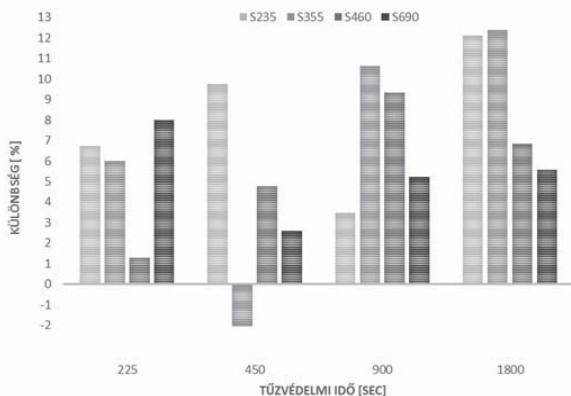
11. ábra. A hegesztett keret tömegek különbsége az előgyártotthoz képest

Összehasonlítottuk az előgyártott szelvények és a hegesztett szelvények esetében a diszkrét értékeket, amiből kiderült, hogy jelentős tömeg különbségek 1800 másodpercnél észlelhetőek. Az S235-ös típusú acélnál eléri az 550 kg tömeg-különbséget is.

A 11. ábrán látható, hogy mennyivel nagyobb (vagy kisebb) az előgyártott szelvények diszkrét tömege a hegesztett szelvényekhez képest a különböző tűzvédelmi idő esetén. 3600 másodpercnél csak hegesztett megoldás lehetséges, ezért nem is ábrázoltuk az alábbi ábrán.

S355-ös típusú acél esetében 450 másodpercnél az előgyártott szelvénynél kisebb tömeg jött ki, ezért látható a negatív érték.

Százalékban is ábrázoltuk a tömeg különbségeket a 12. ábrán. Itt is látható, hogy a legnagyobb tömeg különbségek az 1800 másodperc tűzvédelemnél vannak.



12. ábra. A hegesztett keret tömegek különbsége az előgyártotthoz képest

4. A GRG ALGORITMUS

A Microsoft Excel Solver a Generalized Reduced Gradient (GRG2) algoritmust használja optimalásra nemlineáris problémák esetén. Az algoritmust Leon Lasdon fejlesztette ki a University of Texas at Austin egyetemről és Allan Waren a Cleveland State University-ről. A GRG módszer alapkonceptiója, hogy a nemlineáris célfüggvény linearizálásával nemlineáris feltételek mellett a megoldást Taylor-sorfejtéssel keresi. A redukált gradiens módszer elválasztja a változó meghatározott két részhalmazát, az alapvető és a nem alapvető változókat. A bevált hatékony módszer a feltétel nélküli NLP problémák megoldását keresi közelítéssel. A folyamatot addig ismétljük, amíg az optimalitási kritérium nem teljesül [9].

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A vizsgálatokból kiderült, hogy nagy terhelőerő, illetve 900-1800 másodperces tűzvédelemre tervezés esetén lemezből hegesztett szekrényszelvények használata a gazdaságos, mivel ezekkel az igénybevételeket ideálisabban teljesítő szelvényeket tudunk készíteni. A gerendák optimális oldaláránya 1,6

körüli értékre adódott függetlenül a terhelőerőtől, gerendahossztól, és acél folyáshatártól is.

A későbbiekben megvizsgáljuk majd a keret költségeit további tűzvédelmi megoldások (habosodó festékek, tűzvédelmi védőlemez) alkalmazása esetén, és az összköltségeket összehasonlítva eredményül megkapjuk az optimális tűzálló szerkezetet.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovatív Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében. Száva Ildikó Renáta Miskolci Egyetemi kutatásait az ERASMUS program támogatta.

7. IRODALOM

- [1] JÁRMAI, K., IVÁNYI, M., (2008) *Acélszerkezetek tűzvédelmi tervezése*, Gazdász-Elasztik Kiadó és Nyomda, Miskolc, ISBN 978-963-87738-4-5
- [2] FARKAS, J., JÁRMAI, K., (2014) *Fém szerkezetek innovatív tervezése*, Gazdász-Elasztik Kiadó és Nyomda, Miskolc, ISBN 978-963-358-064-6
- [3] Eurocode 3 EN 1993-1-1-2005-*Design of steel structures. Part 1-1: General structural rules*, Brussels, European Committee for Standardisation (CEN)
- [4] Eurocode 3 EN 1993-1-2-2005 *Design of steel structures. Part 1-2: General Rules Structural Fire Design*, Brussels, European Committee for Standardisation (CEN).
- [5] Technical Customer Supporti, (2011): *Steel sections, Hollow sections*, Rautaruukki Corporation, Finland, pp. 2-9.
- [6] *Hybox 355 technical guide, Structural hollow sections*, (2010), Tata Steel, Northants, pp. 11-15.
- [7] *Méret- és súlytáblázat*, ThyssenKrupp Ferroglobus Rt, Budapest, 7 p.
- [8] *Mild Steel Sheets, plates and floor plates*, Steel Express, <http://www.steelexpress.co.uk/structuralsteel/sheets.html>, 2016.02.28
- [9] HONG-TAU LEE, SHEU-HUA CHEN, HE-YAU KANG, *A Study of Generalized Reduced Gradient Method with Different Search Directions*, Measurement Management Journal, (2004) Vol. 1, No. 1, pp. 25-38. ISSN 1812-8572
- [10] Eurocode 1 EN 1991-1-2-2002-*Action on structures. Part 1-2: General actions-Actions on structures exposed to fire*, Brussels, European Committee for Standardisation (CEN)

RUGÓTERHELÉSŰ BIZTONSÁGI SZELEP KÍSÉRLETI ÉS SZIMULÁCIÓS VIZSGÁLATA

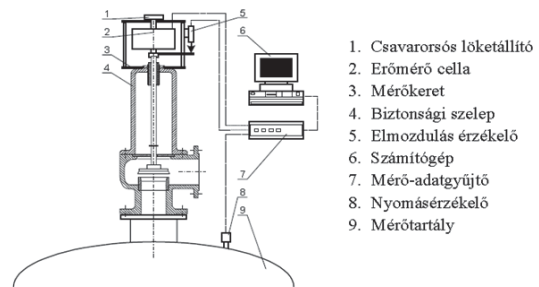
TESTING AND SIMULATION OF SPRING LOADED SAFETY RELIEF VALVE

Spisák Bernadett*, Dr. Siménfalvi Zoltán Károly**, Dr. Szepesi Gábor***

ABSTRACT

In every chemical industry practice the pressure systems take a very important role. In order to these devices work well accurate planning and technologically correct production is required, but there can be mistakes during operation. We need to take precautionary measures against these hazards. In the pressure systems the safety relief valves fill this job. Current article should introduce the magnitude of the buoyant force on a safety relief valve in experiment and simulation.

feljegyeztük a nyomás, az erő és az elmozdulás nagyságát.



1. BEVEZETÉS

A nyomástartó rendszerek minden vegyipari műveletben az egyik legfontosabb szerepet töltik be, de ezen kívül rengeteg más helyen is alkalmazzák őket. Ahhoz, hogy ezek a berendezések az emberi életre ne legyenek veszélyesek pontos tervezésre és technológiailag helyes előállításra van szükség, azonban még egy tökéletesen elkészített berendezésnél is keletkezhetnek működés közben hibák. Ezek a veszélyforrások ellen is szükség van óvintézkedésekre. A nyomástartó rendszereknél ezt a feladatot a biztonsági szelepek töltik be. Egy biztonsági szelep helyes megtervezéséhez feltétlen szükség van a felhajtóerő karakterisztikájára, azonban ezt legfőképpen kísérleti úton lehet meghatározni.

2. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A mérések célja, hogy a vizsgált biztonsági szelepre ható felhajtóerőket meghatározzuk. Csak egy darab mérést tudunk elvégezni, amely ezáltal nem biztos, hogy megfelelő eredményt adott, így körülbelül 10%-os eltérés lehet a valós és a mért értékek között. A mérőberendezés vázlatja az 1. ábrán látható. A mérést úgy végeztük el, hogy a biztonsági szelepbe a záró erőt létrehozó alkatrészeket (rugó, rugótányérok) nem szereltük be, és a szeleptányér különböző elmozdulásoknál rögzítve lett. A működési tartomány felső korlátjáig egyenletesen növeltük a mérőtartály nyomását. A mérés alatt

1. ábra Biztonsági szelep felhajtóerő mérése [1]

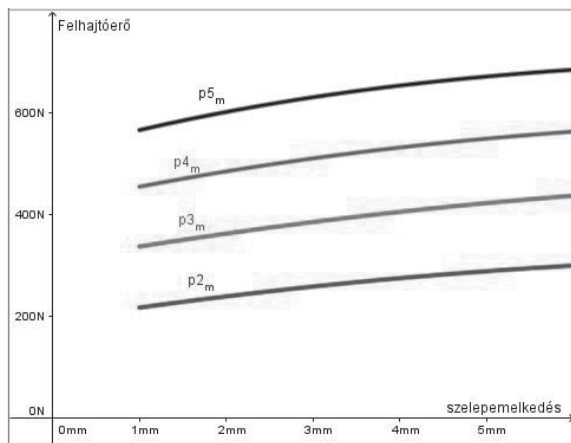
Első feladatunk a mérőkeret rögzítése volt a biztonsági szelepre, ezt követően az erőmérő cellát és az elmozdulás-távadót is rögzítjük a keretre. Egy közdarabot kell felszerelni a szelepszárra, hogy tudjuk közvetíteni a szeleptányér elmozdulását az elmozdulás-távadó érzékelőjének. A következő lépés a szeleptányér alsó holtponthelyzetének a meghatározása, ezután pedig az erőmérő cellát, amelynek érzékelő eleme egy nagy merevségű rugó, odaerősítjük egy adott elmozduláshoz, ennek az elvégzését a csavarorsós löketállító könnyíti meg. Az előbb említett rugó, ha erő hatására összenyomódik, akkor ezt a mérőelemen elhelyezett 4 darab nyúlásmérő bélyeg érzékeli. Ezek ellenállás változását mérőerősítő konvertálja át villamos jellé. A mérőtartály nyomását a nyomás távadó észleli és továbbítja a mérő adatgyűjtő rendszerbe. Ha a teljes lökettartományon n darab beállítással mérést végzünk, akkor n darab adatmezőt kapunk. Ezek mindegyike a mintavételi sebességtől és a nyomásterhelés sebességétől függően adott számú, összetartozó nyomás, elmozdulás, erő értékeket tartalmaznak.

A következő ábrán a felhajtóerő nyomás függvénye látható. A legkisebb hajlásszögű egyenes az 1 mm nagyságú szelepnitottsághoz tartozik, és ezt követően egészen eljutunk a 6 mm szelepemelkedésüig. A függvényekből látható, hogy a nyomás és a felhajtóerő egyenes arányosságban vannak egymással.

*MSc hallgató, Miskolci Egyetem

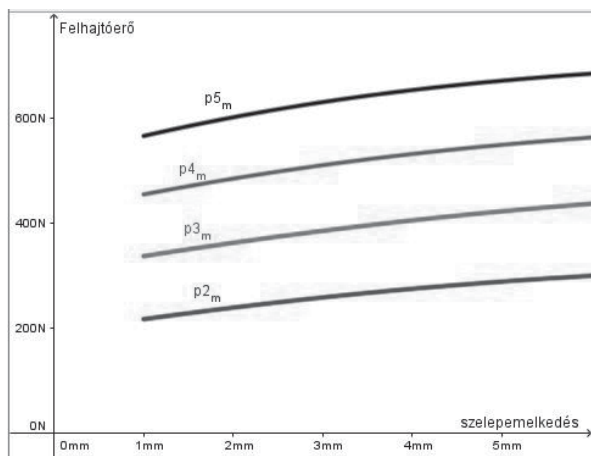
**egyetemi docens, Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék

***egyetemi docens, Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet Vegyipari Gépészeti Intézet Tanszék



2. ábra Felhajtóerő-nyomás függvény

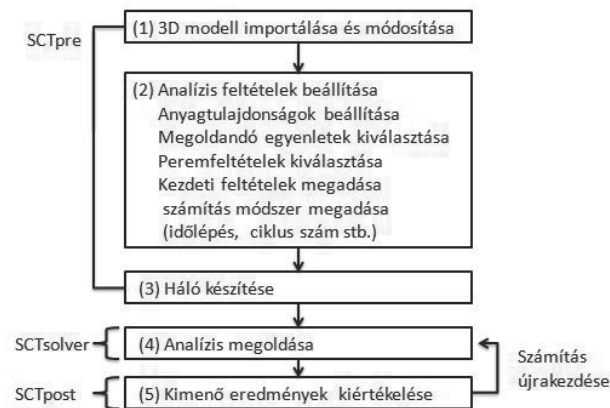
Ezt követően a szelepemelkedés és felhajtóerő függvényt rajzoltuk fel. A függvények "p" jelölése azt adja meg, hogy milyen állandó nyomáson vett értékekről van szó. Ezen az látható, hogy az egyes függvények egymáshoz képest párhuzamosan vannak eltolva, vagyis egy konstans számot hozzáadva megkaphatjuk egy másik nyomáson lévő felhajtóerő szelepemelkedés függvényt.



3. ábra Szelepemelkedés felhajtóerő függvény

3. FELHAJTÓERŐ MEGHATÁROZÁSA SZIMULÁCIÓVAL

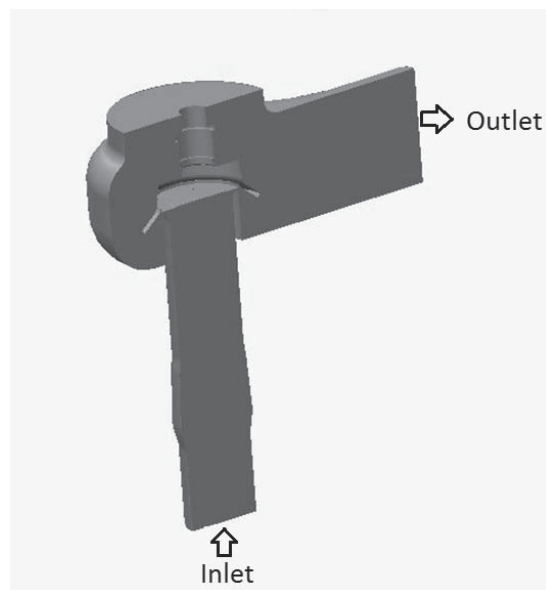
A szimulációkhoz az SC/Tetra szoftvercsomagot használtuk. Ez a program három fő részből tevődik össze, a preprocessor, solver és a postprocessorból. Ezek közül a számításokat a solver végzi el, ahová a preprocessorban meghatározott adatokat kell bejuttatni. A preprocessorban az előkészítéseket kell elvégezni, a postprocessorban pedig a már megoldott számítások eredményeit lehet elemezni. A program részletesebb felépítését a 4. ábra mutatja be.



4. ábra SC/Tetra felépítése

3.1 A vizsgált geometria

A numerikus szimuláció során egy DN 32-es biztonsági szelep belső áramlási terét vizsgáltuk. Az 5. ábrán látható a vizsgált geometria. A szimuláció során fél geometriát alkalmaztunk a csomópontok spórolása érdekében, hiszen így megegyező háló esetén feleannyi idő alatt elkészült a számítás.

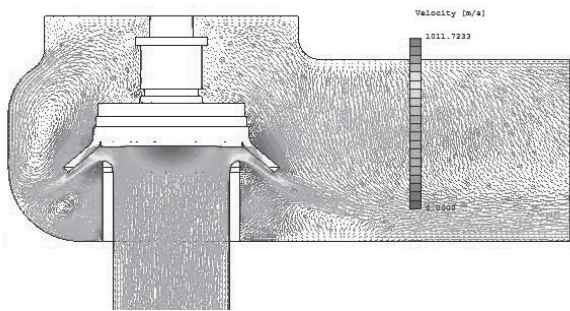


5. ábra Vizsgált 3D-s geometria

3.2 Peremfeltételek, hálózás

Az áramlási vizsgálatok esetén minden nyomás vizsgálatánál az 5. ábrán Inlet-el jelölt felületre egy nyomásértéket adtunk meg, az Outlet felület peremfeltétele a $p=0$ bar. Statikus állapotot vizsgáltunk a szimuláció során, vagyis a szelepemelkedés nagysága egy szimuláció során

állandó volt. 2 bar nyomástól 5 bar nyomásig terheljük a szeleptányért. Mindezt 1 mm és 6 mm szelepnitottság esetén. Az áramló közegnek nem összenyomható levegőt választottunk.

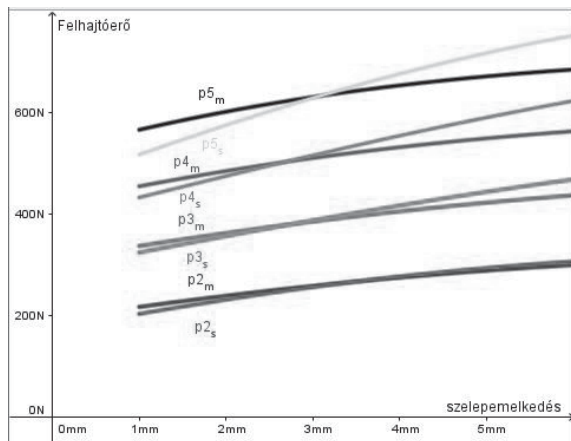


6. ábra Sebességvektor

A 6. ábrán egy 4 mm szelepemelkedésű 6 bar nyomással terhelt biztonsági szelep sebességvektora látható.

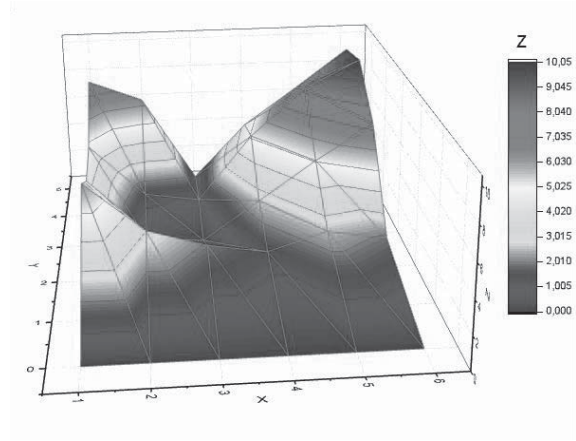
4. EREDMÉNYEK, ÖSSZEFOGLALÁS

A mérések során kapott eredményeket összehasonlítottuk a szimulációival. Így meghatározható, hogy milyen pontos megoldást ad a modellezés a kísérlethez képest. A következő diagramon a felhajtóerő és szelepemelkedés függvénye látható, ahol a mért adatok és a szimulációból származó értékek függvényként vannak megadva. Az s és m indexek jelölik, hogy melyik függvény tartozik a szimulációhoz és melyik a méréshez.



7. ábra Felhajtóerő szelepemelkedés függvény

Végeredményül a két eredmény csak néhány százalékban tért el egymástól, amelyet az adott körülmények mellett gyakorlatilag megfelel az elvárásainknak. A százalékos eltéréseket, vagyis a hiba nagyságát a 8. ábra mutatja be, ahol az x tengely a szelepemelkedést az y tengely a nyomást a z tengely pedig a felhajtóerők közötti százalékos eltérést ábrázolja.



8. ábra 3D-s különbség felület

Azonban a legjobb megoldás elérése érdekében későbbiekben tervezünk további mérések elvégzését pontosabb, precízebb beállításokkal, ezen felül pedig a szimuláció peremfeltételeit is szándékunkban áll változtatni, hogy össze tudjuk hasonlítani, hogy egyes peremfeltételek miben változtatják meg a szimuláció eredményét. Továbbá ha lehetőségünk adódik, akkor még más geometriájú biztonsági szelep modellezését is el szeretnénk végezni, hogy további következtetéseket tudjunk levonni, a különböző geometriájú szelepek szimulációs eredményeinek összehasonlításából.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovatív Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében.

6. IRODALOM

- [1] Dr. Siménfalvi Z.: *Rugóterhelésű biztonsági szelep működésének elméleti és kísérleti vizsgálata*. PhD értekezés, Miskolci Egyetem, 2000.
- [2] M. Hellemans. *The Safety Relief Valve Handbook*. Elsevier Ltd., 2009.
- [3] Dr. Bozóki G. *Nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolása*. Műszaki Könyvkiadó, 1977.
- [4] *Gázlefüvató nyomáshatároló biztonsági szelepek műszaki megbízhatóságának a vizsgálata*. (Tanulmány). N.M.E. Vegyipari Gépek Tanszék, Miskolc Egyetemváros, 1972.

A HORIZONTÁLIS KAPART-FALÚ HŐCSERÉLŐBEN KIALAKULÓ ELSŐDLEGES ÉS MÁSODLAGOS ÁRAMLÁS KÜLÖNBÖZŐ BELSŐ SZERKEZETI MEGOLDÁSOK ESETÉBEN

PRIMARY AND SECONDARY FLOW INSIDE THE HORIZONTAL SCRAPED SURFACE HEAT EXCHANGER FOR DIFFERENT INTERNAL CONSTRUCTIONS

Varga Tibor¹, Dr. Szepesi L. Gábor², Dr. Siménfalvi Zoltán²

Abstract: The presented paper deal with the numerical investigation of complex horizontal scraped surface heat exchanger to analyse the advantageous features of the design in conjunction with primary and secondary flows for three different internal construction execution. Essential difficulties of thermal treatment of specific, high viscous, sensitive products in chemical, food and consumption industry is caused by presence of intensive fouling on heat transfer surface. Therefore those products are thermally processed in scraped surface heat exchangers. The research of these type of heat exchangers has already a long background. Most of them are based on experimental measurements, while the latest ones are often uses the modern numerical analysis to reduce the costs on research. The below introduced numerical analysis, solutions are examinations of the primary and secondary flow inside the horizontal scraped surface heat exchanger for three different (newly proposed) internal construction. As a Newtonian product was applied water, while for non-Newtonian product apple purée, with application of Ostwald-de Waele, exponential model. Applied mass flow and rotational velocity as follow: $m=3000, 2000, 1500, 1000, 500 \text{ kg h}^{-1}$ and $\text{rpm}=240, 210, 180, 150, 120, 90, 60, 30 \text{ min}^{-1}$. The obtained results give evidence about the benefits and some possible disadvantages of these type of internal constructions and about their favourable process conditions. Based on the results additional changes can be applied on the internal constructions to improve some flow characteristic issues.

Keywords: kapart-falú hőcserélő, nem-Newtoni közeg, elsődleges és másodlagos áramlás, sebességprofil

1. BEVEZETÉS

A vegyipari és élelmiszeripari műveletek folyamán gyakran találkozunk olyan érzékeny termékek (szirupok, karamell, sűrített tejtermékek, testápoló krémek, darált hús stb.) hőkezelésével, amelyek során, a hőcserélő falán intenzív lerakódással kell számolni. Az esetek jelentős részében ezek nagy viszkozitású,

többnyire nem-Newtoni közegek, amelyek hőkezelése kapart-falú hőcserélőkben történik. A kapart-falú hőcserélők fejlesztésének alapjait a 20. század első felében történt kísérleti mérések indították el kötegeltefeldolgozás alkalmazásánál a tartályban elhelyezett keverők használatával. A hőkezelésre szánt termékek változatossága (ezen termékek tulajdonságának sokszínűsége), de inkább ezek mennyisége igényelte a hőkezelési eljárás folyamatos technológiai lehetőségét. Ez vezetett a kapart-falú hőcserélők sokrétű fejlesztéséhez, ezen belül is a hőcserélőben végbemenő hőátadási és áramlási vizsgálatokhoz. A gyakorlati mérések eredménye többnyire egy a Nu szám meghatározására szolgáló összefüggés, korreláció kidolgozása, amely segítségével meghatározható a hőátadási tényező értéke (többnyire értendő a hőkezelt közeg oldalán) a következő formában:

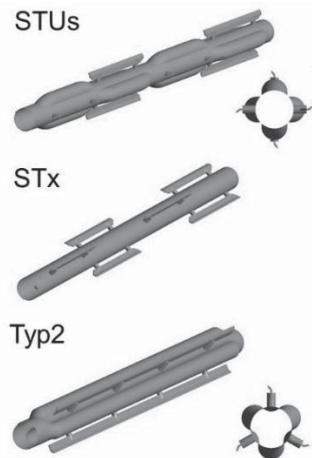
$$Nu = f(Re, Pr, \eta_f/\eta_w, D/d, L/D, B/D, Z, \dots) \quad (1)$$

Ezek az összefüggések viszont nem nyújtanak általános megoldást a kapart-falú hőcserélők méretezéséhez. A felhasználhatóságuk jelentősen korlátozott a hidrodinamikai és geometriai hasonlóság érvényességére. Újabb szerkezeti megoldások vagy jelentősen eltérő közeg-tulajdonságok esetében a már létező gyakorlati mérések alapján szerkesztett összefüggések használata erősen félrevezető lehet, így újabb gyakorlati mérések szükségeltetnek. Az utóbbi időben elérhető numerikus megoldások, kódok (CFD - Computer Fluid Dynamics) lehetősége jelentősen hozzájárul a gyakorlati mérések költségeinek csökkentéséhez, valamint a hőcserélőben végbemenő áramlási feltételek széleskörű vizsgálatához. Az alábbiakban bemutatott numerikus megoldások három, a horizontális kapart-falú hőcserélőbe javasolt belső szerkezeti megoldás (forgó tengely a rajta elhelyezkedő kaparókések és áramlásterelőkkel) áramlási vizsgálatával foglalkozik. A tervezett belső szerkezeti megoldások a következők: STUs - tengelyen elhelyezett kaparókések és áramlásterelők 4 sorban, 90 fokban,

¹ PhD hallgató, Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

² egyetemi docens, PhD., Miskolci Egyetem Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

váltakozó módon elfordulva egymástól, STx - mint STUs csak áramlásterelők nélkül és Typ2 - egyedi alakú tengelyen elhelyezkedő kaparókések három sorban és teljes hosszban. A változatokat az 1. ábra mutatja.



1. ábra Javasolt belső szerkezeti megoldások

2. TUDOMÁNYOS ELŐZMÉNYEK

Számos tudományos munka megtalálható az adott témával kapcsolatban. Jelentős részük a Nu szám meghatározására alkalmas összefüggést eredményez, de további lényeges a technológiai folyamatot befolyásoló és egyben meghatározó területtel is foglalkoznak, mint például:

- a hőcserélőben áthaladó közeg tartózkodási idejével,
- a kaparókések érintkezési élén keletkező hővel (disszipáció),
- a kristályok keletkezésével és növekedésével,
- az elsődleges és másodlagos áramlás megfigyelésével, ennek befolyásával a hőcsere folyamatára,
- a tisztíthatóság és öntisztíthatóság kérdésével
- valamint további, a hőcsere folyamatára befolyással bíró összefüggésekkel.

A XX. század elején Huggins F. E. Jr.[1] megfigyelte, hogy a kaparókések használata növeli a hőátvitel hatásfokát. A hőátvitel hatásfokának emelkedése sokkal jelentősebb volt nagy viszkozitású közegek esetében, mint kisebb viszkozitásúaknál. Lattinen G. A. [2] a kapart-falú hőcserélők elméleti megoldásával foglalkozott félig végtelen test hővezetésének megközelítésével. Azt feltételezve, hogy a közeg hűtése a hőközlő felületen molekuláris úton történik, amíg nem keveredik el a főárammal a hőcserélőn keresztül a kaparókések és áramlásterelők hatására. Skelland A. H. P., Oliver D. R., Tooke S. [3] a továbbiakban vizsgálták a hőátadási tényező értékét a hőközlő cső belső falán magas és alacsony viszkozitású közegek esetében különböző fordulatszám, tengelyátmérő, kaparókések száma, Pr szám és Re_{ax} (Re axiális) szám esetében. Az

eredmények alapján a kritériális egyenletet a következő formában adják meg:

$$Nu = C Pr^e Re_{ax} \left(\frac{DN}{v}\right)^{0.62} \left(\frac{d}{D}\right)^{0.55} Z^{0.53} \quad (2)$$

ahol $C=0,014$ és $e=0,96$ nagy viszkozitású közeg részére, míg $C=0,039$ és $e=0,70$ alacsony viszkozitású közeg részére.

Dinglinger G. [4] a víz esetén a következő kritériális egyenletet adja meg, a hűtés folyamatára:

$$Nu = 0.487 Re_{rot}^{0.652} Pr^{1/3} \quad (3)$$

Kristályosodás esetén:

$$Nu = 14.1 \times 10^{-6} Re_{rot}^{0.83} - 0.332 \ln Pr \left(\frac{\theta_{in}^*}{\theta_{out}^*}\right)^{1.76} - 0.22 \ln \left(\frac{\theta_{in}^*}{\theta_{out}^*}\right) \quad (4)$$

ahol Q_{in}^* és Q_{out}^* a belépő és kilépő dimenzió nélküli hőmérséklet. A dimenzió nélküli hőmérséklet a következőképpen kifejezve:

$$\theta^* = \frac{\theta_e - \theta}{\theta_e - \theta_{cm}} \quad (5)$$

ahol Q_e egyensúlyi hőmérséklet, Q_{cm} a hűtő folyadék átlaghőmérséklete, Q hőmérséklet.

Rodrigues M. R., Ravelet F., Delfos R., Derksen J. J., Witkamp G. J. [5] a turbulens áramlást vizsgálták "Large eddy simulation" módszerrel, $Re=5 \times 10^4$ értéknél kristályosításra alkalmas berendezésen, annak az alsó lapján ahol a hőcserélő felület helyezkedett el. A szimuláció eredményeit beépített PIV (Particle Image Velocimetry) felhasználásával igazolták. Blél W., Legentihomme P., Benezech T., Fayolle F. [6] a kapart-falú hőcserélő és belépő kamrájának tisztíthatóságát vizsgálták, továbbá annak optimális kialakítását a hidrodinamikailag holt terek kiküszöbölésével. A kutatás fő célja egy új kibővített korreláció felírása, egy az előzőleg meghatározott és bemutatott korreláció alapján a tisztíthatóság és a falnál fennálló sebesség-gradiens függvényében. Biofilm és spóra képző baktérium szennyezésével tesztelték a holt terek jelenlétét. Pulzáló áramlással, intenzitásának növelésével bizonyíthatóan kimutatták a szennyezettség csökkenését. Gandhi N., Prexa P. [7] kapart-falú hőcserélőn alkalmazott numerikus szimulációk segítségével és gyakorlati mérések útján tanulmányozták a tömegáram változásának, valamint a kaparókések geometriájának befolyását a hőcsere folyamatára és a szükséges energiafelhasználásra. A hőkezelt közeg tej volt, míg a hűtő folyadék víz. A vizsgálatok teljes magasságú kaparókések (a tengely és a hőcserélő fala közti teljes magasságú) és részleges, kis kaparókések alkalmazásával

történtek. A vizsgálat tárgya szintén a már említett hőcsere folyamatának intenzitására és energiafelhasználásra irányuló befolyása a különböző szerkezeti változatok alkalmazásánál. Yataghene M., Legrand J. [8] részletes 3D CFD numerikus modellt alkalmaztak, egy az általuk javasolt szerkezeti megoldás felhasználásával. A numerikus megoldások az Ansys Fluent 6.3 kódban, míg a háló Gambit 2.2.3.-ban készült. Az analízisek tiszta glicerin mint Newtoni folyadék és 2 %-os carboxymethyl cellulóz (CMC), valamint 2 %-os carbopol mint nem-Newtoni folyadék alkalmazásával történtek. Az eredményeket, mint például a hőmérséklet eloszlást grafikonokon mutatják be. Az eredmények azt igazolták, hogy míg a nem-Newtoni folyadékok esetében a tengely forgássebessége javított a hőcsere folyamat intenzitását, addig a Newtoni folyadék (Glicerin) esetében ez jelentősen csökkent. Dehkordi K. S., Fazilati M., Hajatzadeh A. [9] egy numerikus modellt készítettek a kaparókések geometriájának és számuknak, továbbá a tömegáram változásának és a forgássebesség értékének a hőcsere folyamatára való befolyásának tanulmányozására. Az eredményeket ábrákon mutatják be, mint pl. a kimenő hőmérséklet értékét a kaparókések számának függvényében. Härröd M. [10], [11] a kapart-falú hőcsereelőben kialakuló áramlás jellemét és a sebesség-profil, valamint a radiális és axiális keveredés intenzitását és a hőcsere folyamatot vizsgálta széles körben víz és keményítő paszta felhasználásával. A vizsgálatok nagy részletességgel történtek a lamináris és örvényes áramlás átmeneti szakaszában, és ennek függvényében a radiális elkeveredés intenzitására és a fennálló radiális hőmérséklet különbségre. Boccardi G. et al. [12] saját korrelációkat publikáltak a méretanalízis felhasználásának segítségével fagyalt gyártásának folyamatára. Az egyik korrelációt a következő alakban adták meg:

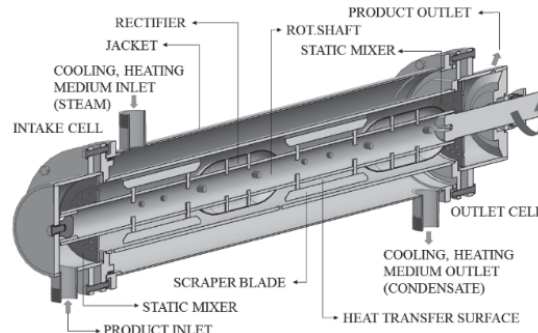
$$Nu = h_{i,ad} \frac{D}{k} = 0.208 \left(\frac{\rho v D}{\mu} \right)^{0.7192} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0.783} \left(\frac{ND}{v} \right)^{0.406} \left(\frac{D}{L} \right)^{0.523} \quad (6)$$

A számos tudományos munka és eredmények ellenére a kapart-falú hőcsereelők további vizsgálata elkerülhetetlen és szükséges, melyet a hőkezelt közegek tulajdonságainak és a belső szerkezeti megoldások változatossága igényel. Már kisebb változások is jelentős befolyással bírnak a folyamat eredményességére, mint pl. a hőkezelt közeg minőségének megőrzésére, a felhasznált energia mennyiségére, a hőkezelt közeg hőmérséklet eloszlására stb.

3. NUMERIKUS MEGOLDÁS

A numerikus analízisek az Ansys CFX kódban készültek. Ezen analízisek alapjául a 2. ábrán látható CAD modell szolgált. Az ábrán egy jellegzetes horizontális kapart-falú hőcsereelő látható az STUs típusú

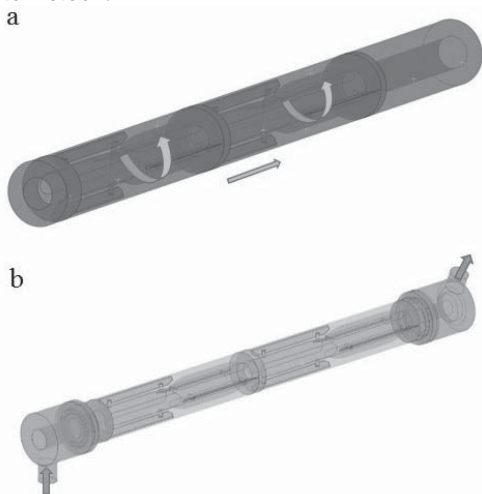
belső szerkezeti megoldással. A belső szerkezeti megoldások (az angol irodalomban gyakran „mutator”-ként említve, ami a forgó tengelyt és a rajta elhelyezkedő kaparókéseket és terelőket jelenti, míg „votator”-ként említi a bemutatott forgómozgást végző kapart-falú hőcsereelőket) a bevezetőben említett és az 1. ábrán bemutatottak voltak. Az analízisek elsősorban egy egyszerűsített modell megközelítésével történtek, amely a hőcsereelő hőközlő fala és a tengely közti teret képezi. A továbbiakban az egyszerűsített modell kibővítésére és ezek megoldására került sor. Itt a belépő és kilépő kamra áramlástani vizsgálata és ennek befolyása a hőcsereelőben kialakuló áramlásra történt meg (3. ábra). A numerikus modell felosztása forgó és álló részre a szerkezeti megoldások függvényében történt. A radiális irányú felosztásnál a kaparókés alsó élétől 2mm-es távolságba történt az elválasztás. Ez a távolság természetesen függvénye a forgási sebesség és a szerkezeti megoldásoknak, amit további analízisekkel lehet igazolni, más és más távolságok felvételével. Jelen analízisek az említett 2 mm távolsággal készültek (csak az STx esetében érvényes, a másik két megoldásnál a teljes keresztmetszetben forgómozgás áll fent a szerkezet megoldásából kifolyólag). A belépő és kilépő kamra nélküli modell esetében a kilépő oldalon egy 300 mm hosszú „stabilizációs” szakasz hozzáadására került sor. A hőcsereelő cső teljes hossza 1 m.



2. ábra Horizontális kapart-falú hőcsereelő modell

Az analízisek víz, mint Newtoni közeg és almapüré, mint nem-Newtoni (kitevő alapú reológiai modell - Ostwald-de Waele) közeg alkalmazásával történetek a következő folyamati feltételek mellett: tömegáram, $m=3000,2000,1500,1000,500 \text{ kg h}^{-1}$ és tengely fordulatszám $\text{rpm}=240,210, 180, 150, 120, 90, 60, 30 \text{ min}^{-1}$, izoterm áramlás, hevítés és hűtés eseteire. Az alkalmazott turbulencia modell a $k-\omega$ alapú SST modell (Shear Stress Transport), továbbá, az analízisek állandósult feltételek mellett (steady state) történtek. Az STUs szerkezet esetében néhány analízis készült $k-\omega$ és $k-\epsilon$ turbulencia modell felhasználásával. Az eredmények lényegi különbséget nem mutattak, de a konvergencia lefolyása eltérő volt a különböző modellek esetében. Az első lépésben történt háló készítésénél, amely mellőzte a prizmatikus fal melletti elemek generálását, és durvább felbontást okozott, az analízisek nem szolgáltak kellően megfelelő pontossággal. Az előírt konvergencia

kritérium (RMS 1.0E-4) nehezen, csak nagyszámú iteráció megadásával közelített. Természetesen a háló készítésénél figyelembe kellett venni a hőcserélőben jelen lévő, a szerkezetből adódó arányokat (pl. a hőcserélő teljes hossza vagy átmérője és a kaparókések és a hőcserélő fal közti „távolság”-ot), aminek ismeretében a háló bizonyos részeinél helyi finomítást kellett létrehozni. További háló finomítás volt szükséges a statikus keverő, homogenizátorok közelében, valamint a belépő és kilépő kamra bizonyos helyein. A háló további finomításával és a felületek melletti tér (hőcserélő fal, a tengely fala, a terelők felülete, a statikus keverőn, homogenizátoron alkalmazott nyílások felülete) prizmatikus elemekkel való megközelítésével az eredmények már megfelelőek voltak. A numerikus konvergencia összehasonlítva az elsődleges háló felhasználásával gyorsabb lefolyást hozott, de meg kell jegyezni, hogy a konvergencia lefutása nagyban függ a további kritériumoktól, feltételektől, mint pl. a közeg tulajdonságai, tömegáram, forgássebesség, turbulencia modell, időskála (Timescale, amely $1/\omega$ értékben történt megadásra és csak a konvergencia nem kellő alakulása esetében változott). Megemlítendő, hogy a víz esetében a már említett konvergencia kritérium (vagy RMS 1.0E-5) eléréséhez 500-1500 iterációra volt szükség, míg az almapüré esetében ez csak 200-400 iteráció volt az RMS 1.0E-6 eléréséhez. A jelen említett hálókészítés pontosabb leírása, valamint a hálósűrítés és konvergencia összefüggései a cikk terjedelme miatt nem részletezhetőek.



3.ábra a; egyszerűsített numerikus modell
b; egyszerűsített numerikus modell a bemeneti és kimeneti kamrával

Az izoterm áramlás esetén a közegek hőmérséklete 30 °C, míg a hevítésnél a belépő hőmérséklet 30 °C a hőcserélő falán feltételezett pedig, állandó $T_w=80$ °C. A hűtés jelenleg csak víz esetében készült, itt a belépő hőmérséklet 80 °C, míg a hőcserélő falán feltételezett hőmérséklet, állandó $T_w=10$ °C. Meg kell jegyezni, hogy a hőcserélő falának feltételezett állandó hőmérséklete hevítés során kisebb eltéréssel bír, mint a hűtés során

(vízgőz használata mint hőközlő közeg) a valós hőkezelési folyamatot tekintve.

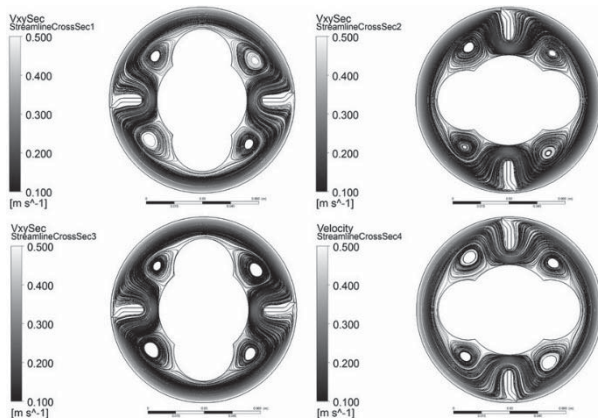
Megjegyzendő továbbá, hogy a belépő és kilépő kamra nélküli egyszerűsített modell esetében feltételezett homogén sebességeloszlás a bemeneti oldalon nem fedti a tényleges valóságot. A kibővített modell jobban közelíti a tényleges áramlási feltételeket, és a várható sebességprofil ebben az esetben jelentős ingadozást mutathat a belépő oldali keresztmetszetben, ami negatívan befolyásolhatja a hőcsere folyamatát. További eltéréseket tapasztalhatunk az esetleges statikus keverő, homogenizálók esetében (lásd a 2. ábrán – STATIC MIXER). Itt a beépített homogenizáló, keverő szerepe az axiális, hosszirányú sebességprofil eloszlásának kiegyensúlyozására szolgál. A kilépő oldalon alkalmazott keverő, homogenizáló viszont a hőkezelt közeg kilépő hőmérséklet-eloszlásának homogenizálására szolgál. Homogenizálók, keverők használatánál mérlegelni kell a jelentős nyomásvesztés lehetőségét, ami kedvezőtlenül hat a felhasznált energia viszonylatában (ebben az irányban több szerkezeti megoldás és variáció került vizsgálat alá, mely eredmények további publikációban kerültek bemutatásra, igazolva a nyomásvesztés kérdésének fontosságát). Meg kell említeni továbbá hogy az egyszerűsített modell használatának létjogosultsága a gyakorlati mérések eredményeinek összevetésével lettek igazolva (víz, mint hőkezelt közeg alkalmazásával).

4. EREDMÉNYEK

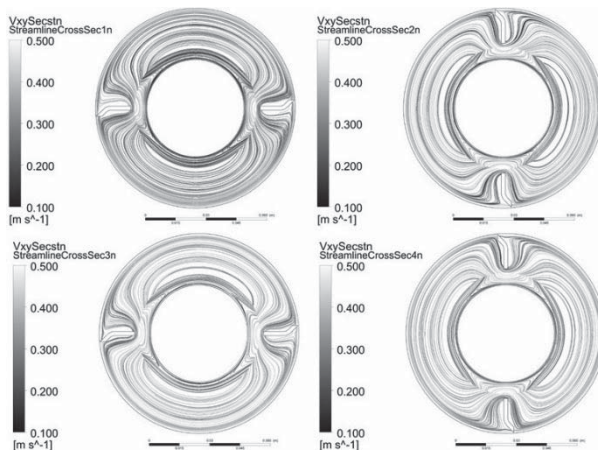
A bemutatott numerikus analízisek egyik fő vizsgálati tárgya az elsődleges, hosszirányú (axiális) és a másodlagos (a tengelyre merőleges metszetben) áramlási feltételek vizsgálata. A folyamatok többségében az elsődleges áramlás lamináris, míg a másodlagos áramlás a kaparókések és terelők forgó mozgása okán jelentősen turbulens, erősen örvényes. Ennek a másodlagos áramlásnak köszönhetően a hőkezelt közeg kellőképpen elkeveredhet az axiális főárammal. Amennyiben a hőkezelt közeg nem keveredik eléggé az axiális főárammal, a hőkezelés folyamatának intenzitása jelentősen csökken, vagy akár „elmarad”. Erősen viszkózus közeg a szükséges radiális elkeverés hiányában akár a hőcserélő teljes hosszában is áthaladhat hőkezelés nélkül (a szerkezetek többségében ez a tengely mentén, közelében valószínűbb). Az említett radiális elkeverés tehát jelentős befolyással bíró tényező, és ezért a belső szerkezetek tervezésénél kellő figyelmet igényel.

A továbbiakban számos ábrán bemutatva látható a szerkezeti megoldások, forgássebesség és tömegáram jellegzetes befolyása a kapart-falú hőcserélőben végbemenő áramlási viszonyokra, bemutatva az elsődleges és másodlagos áramlások karakterét. Az elsődleges áramlás áramvonalai a tengelyen áthaladó hosszirányú metszetben, míg a másodlagos áramlás áramvonalai a belépő felülettől 0.3m (Sec1), 0.55m

(Sec2), 0.78m (Sec3) és 1.02m (Sec4) m távolságban létrehozott metszetekben ábrázoltak (az értékek a belépő kamrával készített modell méreteihez viszonyítottak)



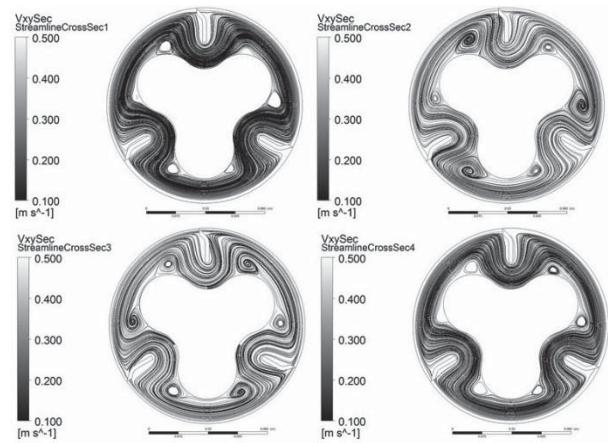
4.ábra STUs-másodlagos áramlás áramvonalai, $Almapüré, m=1000kg\cdot h^{-1}, rpm=90\ min^{-1}$, izoterm áramlás.



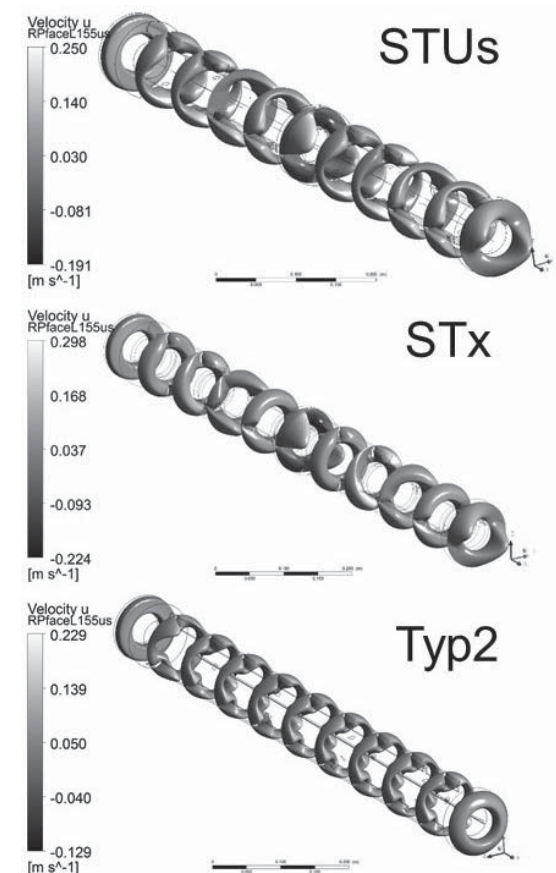
5.ábra STx-másodlagos áramlás áramvonalai, $Almapüré, m=1000kg\cdot h^{-1}, rpm=90\ min^{-1}$, izoterm áramlás.

A 4,5 és 6-os ábrákon jól látható hogy a radiális elkeverés az axiális főárammal az STUs és Typ2 szerkezeti megoldások esetében kellően megfelelő, míg az STx megoldásnál erősen megkérdőjelezhető. A 7-es ábrán látható hogy az axiális főáramlás nem mutat jelentős különbséget az egyes megoldások esetében (3D sebességprofil ábrázolása). A 8-as ábrán feltüntetett sebességprofilok ábrázolásával (2D síkban ábrázolt sebességprofilok) már jobban láthatóak az eltérések.

Nagyon fontos hogy a hőcserélőn keresztül haladó közeg áramlása folyamán kiküszöbölhető legyen az axiális visszaáramlás lehetősége Az axiális visszaáramlás jelenléte csökkentheti a hőcsere folyamatának hatékonyságát, de okozhat helyi hőmérséklet ingadozást is, ami nem kívánatos kihatással lehet a hőkezelt termék minőségére.



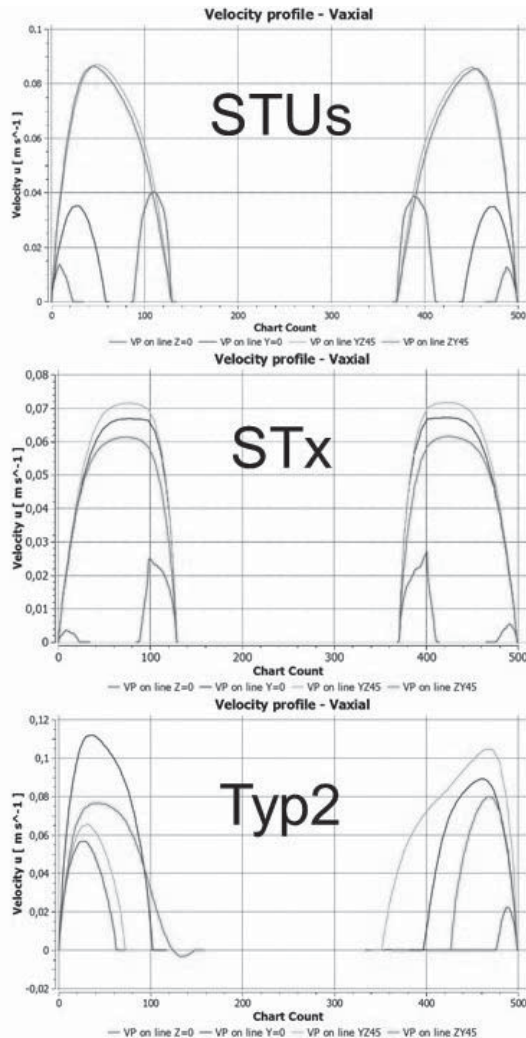
6.ábra Typ2-másodlagos áramlás áramvonalai, $Almapüré, m=1000kg\cdot h^{-1}, rpm=90\ min^{-1}$, izoterm áramlás.



7.ábra Elsődleges áramlás 3D sebességprofilja, $Almapüré, m=1000kg\cdot h^{-1}, rpm=90\ min^{-1}$, izoterm áramlás

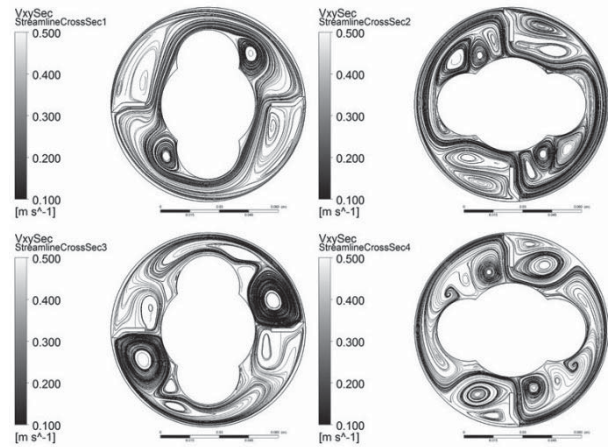
A 9, 10 és 11-es ábrákon látható a másodlagos áramlás jellege víz hevítésénél. Jól megfigyelhető a különbség összehasonlítva az almapüré áramlásával. A víz esetében a radiális elkeverés még az STx szerkezeti megoldásnál is kimutatható (természetesen ez mindig a fordulatszám és tömegáram értékeitől függ). Láthatóak a kialakuló lokális örvények, és azon pozíciók ahol „holt” terek alakulhatnak ki az áramlás folyamán (pl. a terelők

és a tengely közti átmenet élénél). A fordulatszám növekedésével egy jellegzetes másodlagos „fő” áramvonal alakul ki, míg a kaparókések mögötti rész áramlása, lokális örvény gyengül és a nyomás is csökken. Ez a jelenség inkább negatív irányba mozdítja el a folyamat hatékonyságát.

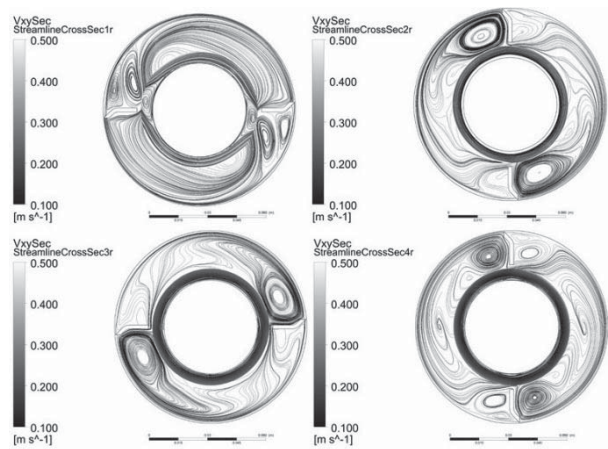


8.ábra Elsődleges áramlás sebességprofiljai négy jellegzetes metszetben és 0.55m távolságra a belépő oldaltól, Almapüré, $m=1000\text{kg}h^{-1}$, $rpm=90\text{min}^{-1}$, izoterm áramlás

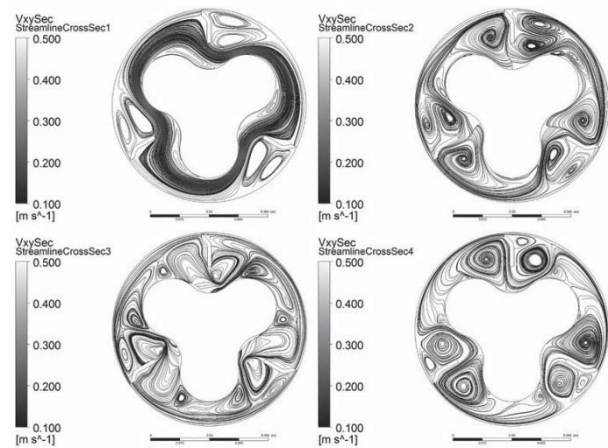
A 12-es ábrán jól látható az axiális sebességprofilok alakulása a víz hevítése folyamán. Itt is eltérést mutat az almapüré áramlásával összevetve, A helyi örvények kialakulása és az axiális visszaáramlás is intenzívebb. A 13-as ábrán látható a helyi visszaáramlás a bementi oldalon a kaparókések forgásából adódóan.



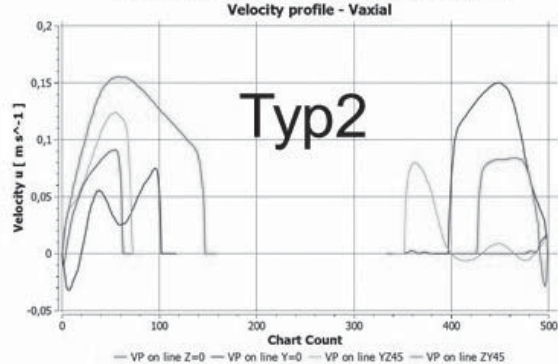
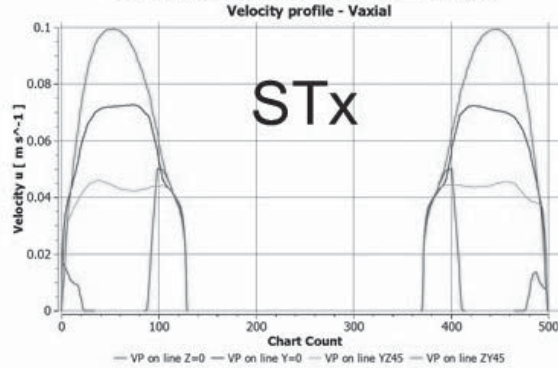
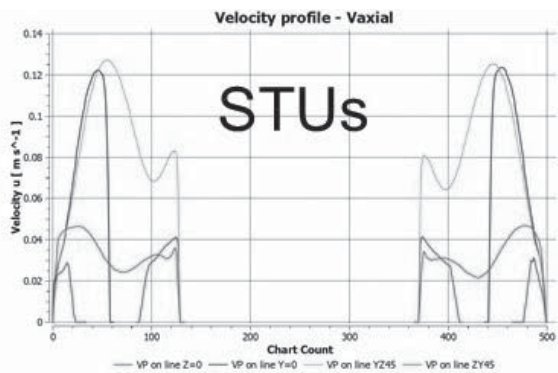
9.ábra STUs-másodlagos áramlás áramvonalai, víz, $m=1000\text{kg}h^{-1}$, $rpm=90\text{min}^{-1}$, hevítés.



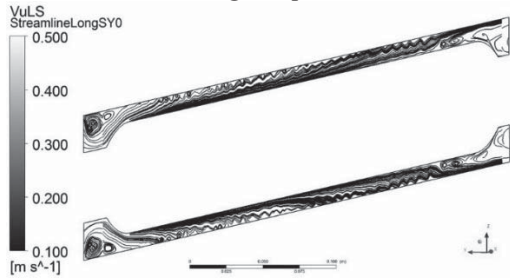
10.ábra STx-másodlagos áramlás áramvonalai, víz, $m=1000\text{kg}h^{-1}$, $rpm=90\text{min}^{-1}$, hevítés.



11.ábra Typ2-másodlagos áramlás áramvonalai, víz, $m=1000\text{kg}h^{-1}$, $rpm=90\text{min}^{-1}$, hevítés.

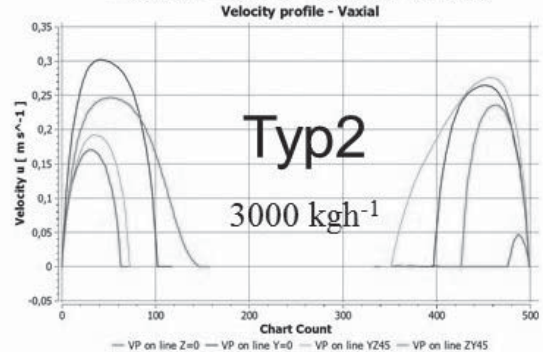
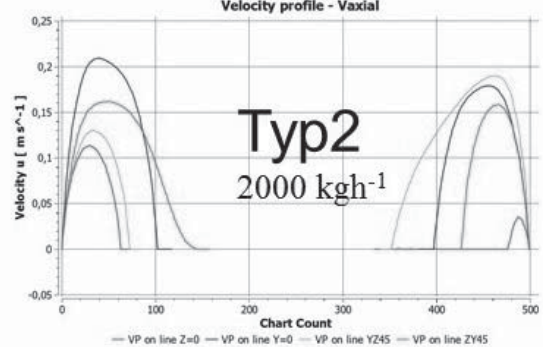
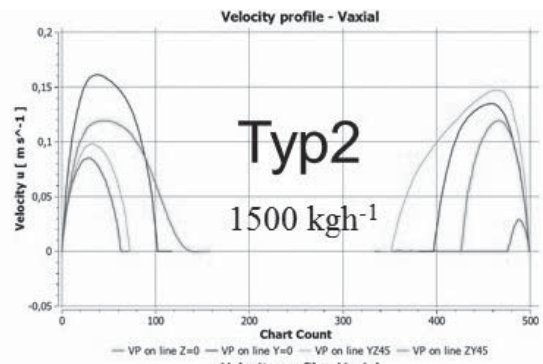


12.ábra Elsődleges áramlás sebességprofiljai négy jellegzetes metszetben és 0.55m távolságra a belépő oldaltól, víz, $m=1000\text{kg h}^{-1}$, $\text{rpm}=90\text{ min}^{-1}$, hevítés.



13.ábra STUs Full-elsődleges áramlás áramvonalai, víz, $m=1000\text{kg h}^{-1}$, $\text{rpm}=90\text{ min}^{-1}$, hevítés.

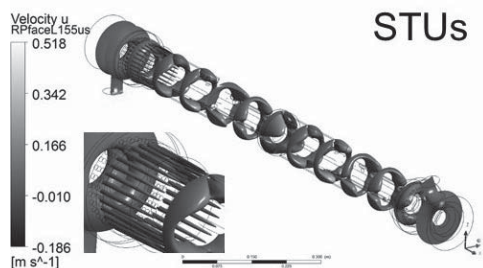
Látható továbbá a hőcserélőfal melletti örvények jelenléte. Az örvények a forgássebesség függvényében



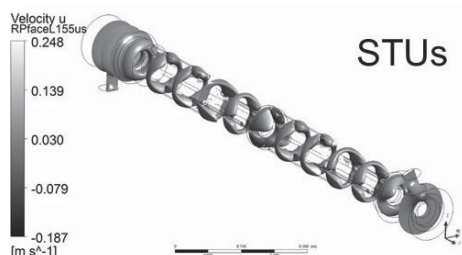
14.ábra Elsődleges áramlás sebességprofilja négy jellegzetes metszetben és 0.55m távolságra a belépő oldaltól, Almapüré, $m=1500, 2000, 3000\text{ kg h}^{-1}$, $\text{rpm}=90\text{ min}^{-1}$, izoterm áramlás.

jelentkeznek, de erősen viszkózus, nem-Newtoni közegek esetében ez csak nagyon magas fordulatszám esetében van jelen, amely már túl van az üzemeltetési értékeken. A 13-as ábrán az STUs szerkezet módosított változatának analiziséből látható az eredmény. Itt a kaparókések és a terelők a teljes hosszban, váltakozás nélkül helyezkednek el a tengelyen.

A 14-es ábrán látható sebességprofilok három különböző tömegáram esetében láthatóak a Typ2 szerkezet használatánál. A sebességprofilok jellegzetes alakja nem változik, de értékben természetesen magasabb a nagyobb tömegáramnál. A hőkezelt közeg hőmérsékletének emelkedése itt csökken a tömegáram növelésével, azonos technológiai feltételek mellett (T_w , rpm).



15. ábra STUs-Elsődleges áramlás 3D sebességprofilja, Almapüré, $m=1000\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $\text{rpm}=90\text{ min}^{-1}$, izoterm áramlás.

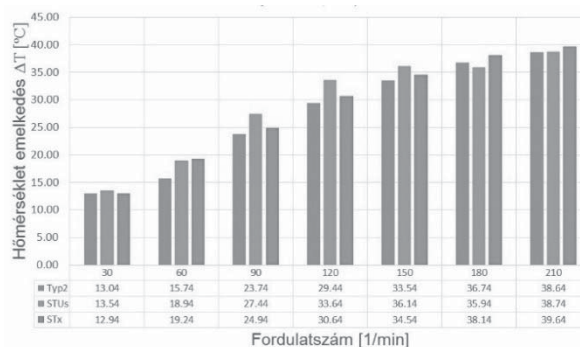


16. ábra STUs-Elsődleges áramlás 3D sebességprofilja, Almapüré, $m=1000\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $\text{rpm}=90\text{ min}^{-1}$, izoterm áramlás.

A 15 ábrán jól látható hogy a bemeneti oldalon elhelyezett keverő, homogenizáló a fent említett okok miatt nem befolyásolja jelentősen az axiális sebességprofil. A homogenizálón való áthaladás során a sebesség értéke jelentősen megnő, de a kaparókések forgó mozgásától kiegyenlítődik (15-ös ábra). A 16-os ábrán látható az axiális sebességprofil alakulása keverő, homogenizáló használata nélkül. Az eredmények által igazolt, hogy az axiális sebességprofil alakulását a hőcserélőn keresztül az elhelyezett keverők, homogenizálók nem befolyásolják, ennek alakulását a tömegáram nagysága, a belső szerkezet alakja és a fordulatszám nagysága határozza meg.

5. ÉRTÉKELÉS

A numerikus számítások alapján kapott eredmények azt mutatják, hogy az STUs és Typ2 szerkezeti megoldások kellően megfelelő radiális illetve az axiális főárammal való jó elkeverést biztosítanak. Az STx szerkezetenél ez már erősen függ a tömegáram, fordulatszám és viszkozitástól. A kisebb viszkozitású közegek esetében (pl. mint a víz) ez a fordulatszám emelésével kompenzálható a jelentős turbulencia, örvények biztosításával. A 17-es ábra is ezt bizonyítja, ahol is a hőmérséklet emelkedése látható a víz hevítése folyamán különböző fordulatszámnál az említett három szerkezeti megoldást alkalmazva.



18. ábra STUs, STx és Typ2, a közeg hőmérsékletének emelkedése hevítés folyamán

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovatív Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Huggins F. E. Jr., "Effect of Scrapers on Heating, Cooling and Mixing," *Ind. Eng. Chem*, no. 23 (7), pp. 749–753, 1931.
- [2] Latinen G. A., "Discussion of the Paper 'Correlation of Scraped Film Heat Transfer in the Votator' (A. H. Skelland)," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 9, pp. 263–266, 1959.
- [3] Skelland A. H. P., Oliver D. R., Tooke S.; Heat transfer in a water cooled scraped surface heat exchanger, *Brit.Chem.Eng.7*, (1962) 5, pp. 346-353.
- [4] Dinglinger, G., *Die Wärmeübertragung im Kratzkühler*, Ph.D. thesis, Universität Karlsruhe, 1963.
- [5] Pascual M. R., Ravelete F., Delfos R., Derksen J. J., Witkamp G. J. Large eddy simulations and stereoscopic particle image velocimetry measurements in a scraped heat exchanger crystallizer geometry, *Chem. Eng. Sci.*, Vol. 64, No. 9, 2009, pp. 2127–2135.
- [6] Blet W., Legentilhomme P., Benezech T., Fayolle F. Cleanability study of a scraped surface heat exchanger, *Food Bioprod. Process.*, Vol. 91, No. 2, 2013, pp. 95–102.
- [7] Nilay G., Prexa P. Thermal analysis of scraped surface heat exchanger used in food industries, *Int. J. Innov. Sci. Eng. Technol.*, Vol. 2, No. 5, 2015, pp. 622–627.
- [8] Yataghene M., Legrand J. A 3D-CFD model thermal analyses within a scraped surface heat exchanger, *Computers & Fluids*, Vol. 71, 2013, pp. 380–399.
- [9] Dehkordi K. S., Fazilati M. A., Hajatzadeh A. Surface scraped heat exchanger for cooling Newtonian fluids and enhancing its heat transfer characteristic, a review and numerical approach, *Applied Thermal Eng.*, Vol. 87, 2015, pp. 56–65.
- [10] Härröd M. Flow patterns, mixing effects and heat transfer in scraped heat exchangers, *Dept. of Food Science, Chalmers University of Technology*, Göteborg, Sweden and SIK, The Sweden Institute for Food Research, 1988.
- [11] Härröd M. Methods to distinguish between laminar and vortical flow in scraped surface heat exchangers, *J. Food Process Eng.*, Vol. 13, No. 1, 1990, pp. 39–57.
- [12] Boccardi G., Celata G. P., Lazzarini R., Saraceno L., Trinchieri R. "Development of heat transfer correlation for Scraped-Surface Heat Exchanger" *Applied Therm. Eng.*, 30, pp. 1101-1106, 2010

AZ ANYAGMINŐSÉG ÉS A TÁMASZKÖZÖK NAGYSÁGÁNAK HATÁSA NEM-SZABVÁNYOS MÉRETŰ FÖLDFELETTI CSŐVEZETÉKEK OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSÉRE

EFFECTS OF MATERIAL QUALITY AND SPAN LENGTH ON THE OPTIMUM DESIGN OF NON-STANDARD SIZED ABOVE- GROUND PIPELINES

Dr. Virág Zoltán*, Dr. Jármai Károly**

ABSTRACT

The optimum design is widely used in engineering practice. It is always important to aim at the best price or just material saving. The optimum dimensions of the pipeline can be determined using different steel grades, span lengths and different geometrical and loading conditions. Span length, material quality, tube diameter and thickness are variables. In this study only the material cost is minimised.

ABSTRAKT

Különböző műszaki tervezéseknél egyre nagyobb teret nyer az optimális méretezés. A költségtakarékosság és a felhasznált anyagok mennyiségének csökkentése mindig egy fontos cél. Csőszerkezetek optimális méretezésénél változtatni lehet többek között a szerkezeti anyagot, az alátámasztások távolságát és különböző geometriai kikötéseket és terhelési állapotokat. Jelen tanulmányban az alátámasztások távolságát, az anyagminőséget, a cső átmérőjét és falvastagságát vettük változóknak. Célfüggvényként az alapanyagköltség minimumát kerestük.

1. BEVEZETÉS

Az optimális méretezés során a jobb megoldásokat keressük, amelyek a lehető legjobban megfelelnek az adott követelményeknek. A nagy teherviselő szerkezetek legfőbb követelményei a biztonság, a terhelhetőség, a gyárthatóság és a gazdaságosság.

Már az analízis szintjén meg kell magunknak fogalmazni a tervezési és gyártási feltételeket, valamint azt a költség célfüggvényt, amivel a gazdaságosságot a legmegfelelőbb módon elérhetjük [1].

A különböző szerkezetekről évek során összegyűlt elméleti és kísérleti ismeretek, valamint tervezési, gyártási és üzemeltetési tapasztalatok teszik lehetővé, hogy megtalálhassuk az optimális megoldást egy adott feladatra. Ahhoz, hogy biztosan az optimális megoldást kapjuk meg, elegendő számú adattal kell rendelkezünk. Korábbi tanulmányokban már számos szerkezet optimális tervezését végeztük el [2, 3, 4], melyek megerősítették a szerkezetek optimalálásának fontosságát. Az eredményeket mindig jelentősen befolyásolták a figyelembe vett feltételek.

A jelen tanulmányban földfeletti csővezeték (1. ábra) optimális méretezésének egy lépését mutatjuk be, ahol eltekintünk a gyakorlatban használt geometriáktól, amelyek komoly gátat szabnak a tényleges szerkezeti optimum megtalálásában [5]. A számpéldában a csőszerkezetnél felhasznált alapanyag minőségének és a támaszközök nagyságának hatását vizsgáltuk, hogy ezek változtatása milyen mértékben befolyásolja az optimális geometriát.



1. ábra Földfeletti többtámaszú csővezeték

* egyetemi docens, Miskolci Egyetem Geotechnikai Berendezések Intézeti Tanszék
** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

A példában számított szerkezetet a „Carbon Capture and Storage” (CCS) technológia kutatásán belül vizsgáljuk, melyre egyre nagyobb szükség lehet az egyre szigorúbb környezetvédelmi előírások miatt, amelyet egyre több ország kénytelen bevezetni [6].

2. TERVEZÉSI FELTÉTELEK

A nagy nyomású csővezetékek méretezésénél a következő feltételeket célszerű figyelembe venni: a feszültségi feltételt, a lehajlási feltételt és a karcsúsági feltételt, továbbá a gazdaságos áramlási sebességet. Ezek teljesülésével kapható meg az a külső átmérő és falvastagság páros, amely az adott szerkezet legkisebb tömegét eredményezi.

2.1. Gazdaságos áramlási sebesség

A gazdaságos áramlási sebességet mindig az adott szállított közeg határozza meg (1. táblázat). Abban az esetben, ha túl nagy az áramlási sebesség nem kívánatos jelenségek léphetnek fel pl. zaj, csőrendszeri lengések és az irányváltozásnál keletkező erózió.

1. táblázat Gázok és folyadékok gazdaságos sebessége [7]

Közeg	A csővezeték fajtája	Sebesség (m/s)
Víz	Vízművek és elosztóhálózatok vezetékai	1...2
	- fővezetékek	<3
	- távvezetékek	0,6...0,7
	- helyi hálózat	
	Présvízvezetékek	<15
	- hosszú vezeték	20...30
	- rövid vezeték	1,5...3
Gőz	Tápvíz, kondenzvíz vezeték	0,6...2
	Hűtővízvezetékek	
	kisnyomású (10 bar-ig)	15...20
Levegő	közepes nyomású (10...40 bar)	20...40
	nagynyomású (60...125 bar)	40...70
	sűrített levegő vezeték	20...25
Olaj	Távvezetékek	1,5...2
	Kenőolaj-vezetékek	0,5...1

2.2. Feszültségi feltétel

A feszültségi feltételt a különböző terheléseknek az összegzéseként számíthatjuk. Figyelembe kell vennünk az alap szerkezet önsúlyából adódó terhelésből számítható feszültséget és a csőszerkezet belső túlnyomása során keletkező feszültséget.

A megoszló terhelés

$$p = (1,2A\rho_a + 1,1A_{cs}\rho_g)g$$

ahol A csőszerkezet keresztmetszete, ρ_a a szerkezeti acél sűrűsége, A_{cs} csőszerkezet belső keresztmetszete, ρ_g a szállított nagynyomású gáz sűrűsége. A szerkezet analízis során a Clapeyron egyenlet alkalmas arra, hogy háromtámaszú tartóknál a belső támasznál fellépő nyomatékokat meghatározza.

Legyen A, B, C a három támasz jele, l pedig az AB támasz távolsága, l' pedig a BC támasz távolsága. w és w' az egyes elemek egységnyi tömege. A hajlítónyomatékok meghatározhatók az egyes támaszoknál M_A, M_B, M_C a következő módon

$$M_A l + 2M_B(l + l') + M_C l = \frac{6a_1 x_1}{l} + \frac{6a_2 x_2}{l'}$$

ahol a_1 a nyomatéki ábra alatti terület a függőleges terhelések hatására az AB szakaszon, a_2 a nyomatéki ábra alatti terület a BC szakaszon, x_1 az A támasz és a nyomatéki ábra súlypontjának távolsága az AB szakaszon, x_2 a C támasz és nyomatéki ábra súlypontjának távolsága a BC szakaszon.

Ezáltal a hajlítónyomaték a Clapeyron formulával a következő a középső támasznál

$$M_2 = \frac{2,5pL^2}{4}$$

ahol L a támaszok közötti távolság.

A feszültség

$$\sigma_1 = \frac{M_2}{K_x}$$

ahol

$$K_x = \frac{(D^4 - d^4)\pi}{32D}$$

ahol D a csőszerkezet külső átmérője és d a belső átmérő.

A kazán formulából számítható feszültség értéke

$$\sigma_2 = \frac{p_b d}{2t}$$

ahol p_b a belső nyomás és t a falvastagság.

A redukált feszültség

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} - \sigma_1 \sigma_2$$

A megengedett legnagyobb feszültség

$$R_{adm} = \frac{f_y}{n_e}$$

ahol n_e a biztonsági tényező, melynek értékét 1,2-re vehetjük és f_y a folyáshatár.

Ezek ismeretében a feszültségi feltételt végleges alakja

$$\sigma_R \leq R_{adm}$$

2.3. Lehajlási feltétel

A csőszerkezet lehajlását korlátoznunk kell, hogy egy bizonyos deformációt a szerkezet már ne haladjon meg, ami már káros hatással lenne. A lehajlás mértékét a szabadon felfekvő egyenletes alátámasztások között a következő egyenlettel számíthatjuk

$$w = \frac{pL^4}{284EI_x}$$

ahol E a rugalmassági modulus és az inercianyomaték pedig

$$I_x = \frac{(D^4 - d^4)\pi}{64}$$

A lehajlás értékét a támasztávolság 300-ad részében maximalizálhatjuk

$$w \leq \frac{L}{300}$$

2.4. Stabilitási feltétel

A stabilitás az egyik legfontosabb probléma a fémszerkezetek tervezésében, mert az instabilitás sok esetben okoz meghibásodást vagy tönkremenetelt. A feltétel ez esetben a csőszerkezet külső átmérő és a falvastagság hányadosától függ

$$\frac{D}{t} \leq 90\varepsilon^2$$

ahol

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235\text{MPa}}{f_y}}$$

3. OPTIMÁLÁSI SZÁMPÉLDA

A vizsgálat célja megtalálni a legkisebb folyóméter tömeget. Ahhoz, hogy megtaláljuk az optimális szerkezetet, meg kell keresnünk csőszerkezet azon külső átmérő és falvastagság kombinációját, ami kielégít minden tervezési feltételt. Az optimalálás során ezt a két adatot vesszük ismeretlennek. Az optimalálásra használt

program az Excel Solver Nemlineáris ÁRG, ami gradiens módszert használ.

A számpéldában a csőszerkezetben levő terhelést 30 m³/s térfogatáramú széndioxid biztosítja, aminek áramlási sebességét 30 m/s értékben maximáltuk. A szélesebb körű összehasonlítás érdekében a támaszközök nagysága $L = 20, 30, 40, 50$ m nagyságokban rögzített, a csőszerkezet alapanyagának folyáshatárát $f_y = 235, 355, 460, 590$ és 690 MPa értékekben választottuk meg.

Az optimális eredmények dőlt számokkal jelöltek a 2-5. táblázatokban.

2. táblázat. Eredmények $L = 20$ m támaszközre

folyás-határ [MPa]	külső átmérő [mm]	falvastagság [mm]	folyóméter tömeg [kg/m]
235	1155	13	366
355	1169	20	567
460	1181	26	741
590	1197	34	975
690	1209	40	1153

3. táblázat. Eredmények $L = 30$ m támaszközre

folyás-határ [MPa]	külső átmérő [mm]	falvastagság [mm]	folyóméter tömeg [kg/m]
235	1155	13	366
355	1169	20	567
460	1181	26	741
590	1197	34	975
690	1209	40	1153

4. táblázat. Eredmények $L = 40$ m támaszközre

folyás-határ [MPa]	külső átmérő [mm]	falvastagság [mm]	folyóméter tömeg [kg/m]
235	1921	22	1030
355	1291	22	688
460	1181	26	741
590	1197	34	975
690	1209	40	1153

5. táblázat. Eredmények $L = 50$ m támaszközre

folyás-határ [MPa]	külső átmérő [mm]	falvastagság [mm]	folyóméter tömeg [kg/m]
235	3000	34	2487
355	2017	34	1663
460	1575	35	1329
590	1243	35	1043
690	1209	40	1153

4. KÖVETKEZTETÉSEK

Az optimális geometriát alapvetően befolyásolja a megengedett áramlási sebesség, ami felett már nem

gazdaságos a szerkezet üzemeltetése. A szerkezeti acél folyáshatárának növelésével a stabilitási feltétel egyre jobban befolyásolja a szerkezetet. A támaszközök növelésével pedig a feszültségi feltétel, majd a lehajlási feltétel válik aktívvá. Ez a változó tendencia igazolja, hogy a különböző feltételek aktívvá válása befolyásolja az optimális szerkezet végleges geometriáját.

Az adott támaszközre vizsgált különböző anyagminőségre kapott optimumok akár háromszoros folyóméter tömeg eltérést is adhatnak. Ahogy növeljük a támaszköz nagyságát, úgy kerülnek előtérbe a nagyobb folyáshatárú szerkezeti acélok. Amíg kisebb támaszközre (20-30 m) még a kis folyáshatárú (235 MPa) acél adja az optimális szerkezetet, addig nagyobb támaszközökre már nagyobb folyáshatárú acélok – 40 m-es támaszközre 355 MPa-os, 50 m-esre pedig az 590 MPa-os a kedvező.

Ezekből az optimálás során kapott eredményekből is látható, hogy különböző szerkezetek optimális tervezése nagyon jelentős megtakarításokat hozhat a felhasznált alapanyagok tekintetében. Számos tanulmány igazolja, hogy a tervezés során figyelembe vett feltételek pontos megválasztása nagyon fontos szerepet játszik az optimális szerkezet végleges geometriájában. Ezért ebben az esetben is igazolható az optimális méretezés létjogosultsága és fontossága.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovatív Gépészeti

Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében.

6. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] FARKAS, J., JÁRMAI, K.: Analysis and optimum design of metal structures. Rotterdam-Brookfield, Balkema, 1997.
- [2] FARKAS, J., JÁRMAI, K., VIRÁG, Z.: Optimum design of a belt-conveyor bridge constructed as a welded ring-stiffened cylindrical shell, *Welding in the World*, Vol.48, N° 1/2, pp. 37-41., 2004.
- [3] VIRÁG, Z.: Optimum design of stiffened plates, *Pollack Periodica*, Vol. 1, No. 1, pp. 77-92, HU ISSN 1748-1994, 2006.
- [4] VIRÁG, Z.: Determination of optimum diameter of a welded stiffened cylindrical shell, *Pollack Periodica*, Vol 4. No.1, pp. 41-52, HU ISSN 1788-1994, 2009.
- [5] VIRÁG, Z.: Optimum design of a multiple-pipe above-ground pipeline, *Annals of the University of Petrosani, Mechanical Engineering*, 15 (2013), pp. 193-198., ISSN 1454-9166, 2013.
- [6] KOVACS, I., ANDRAS, I., ANDRAS, A., TOMUS, O.B.: Tapasztalatok es kilátások a szén szerepéről a romániai energetikában, 46. Bányagépészeti és Bányavillamosági Konferencia, Balatongyörök, ISBN 978-963-87684-2-1., pp.125-128, 2013.
- [7] JUHÁSZ, Gy.: Csővezetékek és csővezetéki elemek, 35p, 1995.

Ezúton köszönjük meg a lektoroknak azt a munkát, amit a bírálatok elkészítése jelentett, illetve hogy az átalakuló GÉP folyóirati bírálati rendszert megismerték és alkalmazták.

- Dr. Kovács Viktória Barbara, BME
- Dr. Timár Imre, Pannon Egyetem,
- Dr. Orbán Ferenc, Pécsi Tudományegyetem,
- Dr. Könözsy László, Cranfieldi Egyetem,
- Dr. Poós Tibor, BME
- Dr. Virág Zoltán, Miskolci Egyetem
- Dr. Dúl Róbert, CFD Engineering Kft.
- Dr. Bánhidi Oliver Miskolci Egyetem

TERMIKUS ÉS TERMOKATALITIKUS KOKRAKKOLÁS

THERMAL AND THERMO CATALYTIC CO-CRACKING

Zsemberi Andor^{*}, Siménfalvi Zoltán Károly^{**}, Palotás Árpád Bence^{***}

ABSTRACT

The catalytic co-cracking of biomass, polymer waste, or brown coal could be an economical process for production of high value added aromatics components, which are obtained from crude oil currently.

In this study thermal and thermo-catalytic cracking of polystyrene waste was carried out to produce aromatic hydrocarbons. A synergistic effect between the coated metal mesh and the melted polymer was observed, that promoted the production of liquid aromatics fraction significantly.

1. BEVEZETÉS

Az emberiség nyersanyag és energiaigénye a népesség számának és életszínvonalának növekedésével egyaránt emelkedik. A fosszilis energiahordozók felhasználásának folyamatos emelkedésével a hulladékkezelés mértéke is növekvő tendenciát mutat. A két folyamat nem választható el egymástól, ezért fontos, hogy a versenyképes és fenntartható globális energiaigény minél kisebb káros környezeti emisszió mellett legyen biztosítható.

A biomasszák krakkolásán – napjainkban leginkább együttes krakkolásán – alapuló eljárások fő kutatási irányát az energetikai célú hasznosítás jelenti, mivel így csökkenthető a fosszilis energiahordozóktól való függés. Ahhoz viszont, hogy megfelelő határfokkal és gazdaságosan működő eljárást lehessen kivitelezni, fontos ismerni a hőbomlás kinetikáját, reakció-mechanizmusát és a heterogén alkotók egymásra gyakorolt – gyakran – igen jelentős hatását is.

A tisztán biomasszából katalitikus hőbontással előállított bio-olaj – az alapanyag természetéből adódóan – nagy oxigéntartalommal rendelkezik, ami miatt tárolási, korróziós és főként stabilitási problémák merülnek fel. A jó minőségű – nagy izoparaffin tartalmú – olaj előállításához további katalitikus izomerizáló és hidrogénező eljárásokra van szükség, ez gazdasági szempontból hátrányos [1]. Általánosságban elmondható, hogy napjaink legújabb kutatási irányzatai az együttes pirólízis/krakkolás lehetőségeit vizsgálják, ami egynél több fajta anyagáram együttes feldolgozását

jelenti. Számos tudományos publikáció számol be arról, hogy ilyen módon sikerült fejleszteni az előállított olaj minőségét, ami által jelentősen csökkenthető a gyártási költségek. Magyarországi és világszinten is kezd elfogadottá válni, hogy a biomassza mellé kevert polimer (műanyag) hulladék és/vagy kőszén nem csak az olaj minőségi mutatóit képes javítani a végeredményben, de igen jelentős környezeti és hulladékkezelési problémák hosszú távú megoldásának eszköze is lehet.

2. A TERMIKUS ÉS TERMOKATALITIKUS HŐBONTÁSI FOLYAMAT ALAPANYAGAINAK ÉS BERENDEZÉSÉNEK BEMUTATÁSA

2.1. A felhasznált alapanyagok bemutatása

Az együttes krakkolási kísérlet alapanyagai: polisztirol (hulladékfrakció), biomassza, barnaszén különböző mennyiségű kombinációi. Utóbbi kettő anyagáram bekeverése a polimer referencia méréstől függ, amelyre a kísérletek jelen fázisában még nem került sor.

A különböző mesterséges polimer származékok (műanyagok) az emberiség fontos szerkezeti anyagaivá váltak. Az elmúlt száz év során a műanyagok felhasználása jelentős mértékben nőtt, ennek következtében a képződött hulladékokban is egyre nagyobb arányban jelennek meg a különböző fajta polimerek. Előállításuk nagymennyiségű fosszilis energiahordozót igényel, mivel fő gyártási alapanyaguk a kőolaj. Emiatt fontos, hogy a hulladékká vált polimereket elsősorban másodlagos nyersanyagforrásnak tekintjük, mert ezáltal csökkenthető a természetre káros hulladéklerakók környezetterhelése, illetve mérsékelhető a globális CO₂ kibocsátás is.

A szén alkalmazása azért előnyös, mert a fosszilis energiahordozók 65%-át ez teszi ki, továbbá az olaj- és gázkészleteknél a Földön egyenletesebb eloszlást mutat, hiszen több, mint 70 ország számára érhető el jelentős mennyiségben [2]. Ezek a lényeges geológiai tényezők fontos szerepre engednek következtetni a szén jövőbeni felhasználására vonatkozóan. Irodalmi adatok szerint a világ energia felhasználásának döntő hányadát (78%-át) a fosszilis energiahordozók (olaj, földgáz, szén) teszik ki [3].

^{*}doktorandusz, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

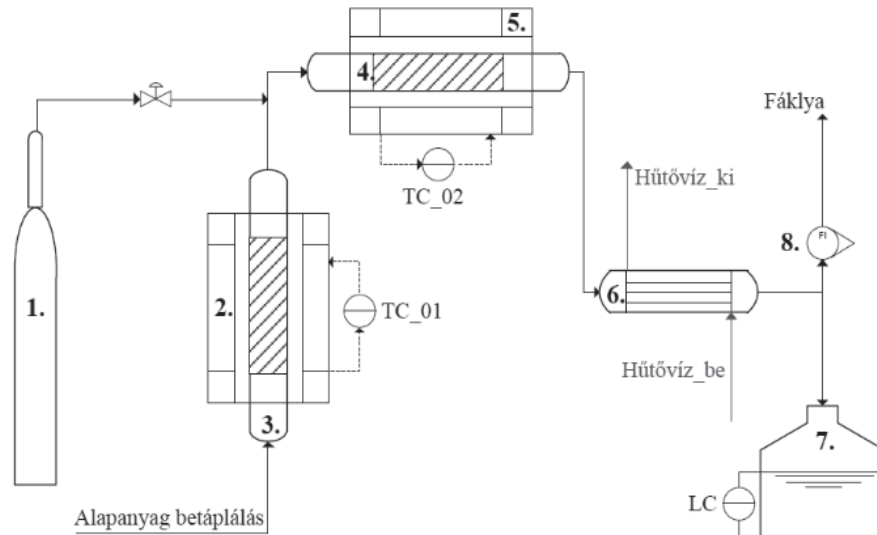
^{**} egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet, Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék

^{***} egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Energia- és Minőségügyi Intézet, Tüzeléstan és Hőenergia Intézeti Tanszék

A kutatómunka célja széleskörű vizsgálatok folytatása biomassza alapanyag mellé kevert műanyag és/vagy szén termo-katalitikus hőbontása során fellépő kölcsönhatásokkal kapcsolatban, amelyek elősegítik a folyadékfázis képződését.

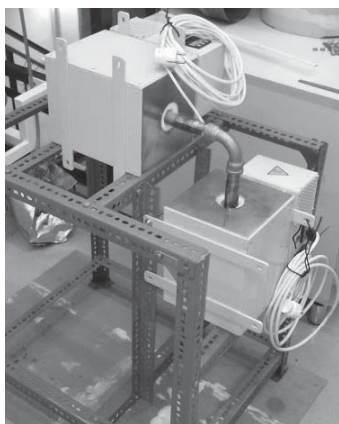
A mechanizmusok feltárásával fejleszthetők az együttes krakkolást megvalósító vegyipari eljárások üzemi paraméterei is, ami által gazdaságosabban állíthatók elő értékesebb termékek.

2.2. A kísérleti berendezés bemutatása



1. ábra A megvalósított berendezés folyamatábrája. 1. nitrogén palack; 2. kemence_01; 3. függőleges reaktor; 4. vízszintes reaktor (katalizátor feltét); 5. kemence_02; 6. kondenzátor; 7. folyadékgyűjtő; 8. rotaméter

Fontos megemlíteni, hogy a hagyományos és az együttes pirolízis/krakkolás mechanizmusában nincs számottevő különbség. Az eljárás mindkét esetben oxigénmentes atmoszférában, zárt reaktor rendszerben és mérsékelt hőmérsékleten történik. A depolimerizációs reakciók endoterm folyamatok, ezért a fűtéshez felhasznált energiát külső forrásból kell biztosítani [4].



2. ábra A „3” és „4” jelű csőreaktor és kemencéket ábrázoló kép a laboratóriumi berendezésről.

A méréshez használt berendezés kapcsolási vázlatát a 1. ábra szemlélteti. Az alapanyag betáplálása a „3” jelű függőleges reaktorba történik szakaszos módon. A reaktorcső fűtését egy *Hőker Cső 250/900* típusú elektromos fűtésű kemence biztosította, amelynek névleges teljesítménye 650 W. A kemencéket a 2. ábra szemlélteti. A függőleges helyzetű reaktort a kísérletek alatt 450 °C-on működtettük.

A csőreaktorok szerkezeti anyaga 1.4845 (H9) jelű ausztenites hőálló acél. A hőmérséklet szabályozása PID szabályozó segítségével történt.

2.2.1. Az alapanyag előkészítése

Az alapanyagokat a kísérlet megkezdése előtt az optimális hőeloszlás biztosítása érdekében 2-3 mm szemcseátmérőjűre aprítottuk fel. Ezek után a „3” jelű függőleges reaktorban 105 °C-on fél óráig szárítást végeztünk. A további műveletek szempontjából is fontos a nedvességtartalom minél jobb hatásfokkal történő eltávolítása (korrózió, termékzennyezés) [5].

2.2.2. A krakkolás folyamata

A szárítási folyamat befejeztével a krakkolást hajtottunk végre. A folyamat az alapanyag betöltését követően az inert gáz (N₂) bevezetésével indult meg. A nitrogén bevezetésével oxigén mentesítettük a reaktorrendszert és ellenőriztük a megfelelő gáztömörséget is.

Az inert gáz bevezetése opcionális, elsősorban gazdasági megfontolások alapján lehet eldönteni, mivel a kompresszor működtetése és a gáz is költséges. Szabályozható azonban vele az illékony termékek

tartózkodási ideje a fűtött zónában (optimális esetben kevesebb, mint 2 s), így minimalizálható a másodlagos krakkolódás és ezáltal növelhető az olajfrakció mennyisége [6]. Fluidágyas és a keringtető fluidágyas reaktorok esetében az inert gáz áramlási sebességének optimuma van, mivel a túl nagy sebességnek is negatív hatása van a termékmennyiségre [7].

A mérések során egyelőre kizárólag biztonsági megfontolásból adódóan vizsgáltuk a nitrogén bevezetését. Annak hatását a termékeloszlásra nem vizsgáltuk, azonban a jövőbeni kutatások során az említett paramétert is optimalizálni szeretnénk, mivel a különböző helyzetekben elhelyezett reaktorrendszerek más és más áramlási viszonyokat hoznak létre.

A termékfűzők a „3” jelű reaktor után a „4” vízszintes reaktorrendszerbe kerültek (*Hőker Cső*), ahol a katalizátor feltételek mellett haladtak keresztül, amelynek hőmérsékletét a kísérletek alatt 300 °C-on tartottuk. A különböző katalizátorok és a tisztán termikus esetek különböző eredményeket mutatnak.

2.2.3. Termékszeperáció

A vízszintes helyzetű reaktort elhagyó 300 °C hőmérsékletű szénhidrogén gőzöket a 6. jelölésű hőcserélőben kondenzáltattuk le 20 °C-ra. A kondenzálódó frakciókat a folyadékszedőben gyűjtöttük össze, amíg a C₁-C₅ gázokat lefáklyáztuk a kísérletek alatt.

A gáz-, folyadék-, illetve szilárd szén-hidrogén frakciók mennyisége a kísérletek során igen jelentős mértékben változott a termikus és a termokatalitikus esetek függvényében. A képződő folyadék-, illetve szilárd maradék tömege a kísérletek során igen pontosan mérhető, amelyből a gázhozamok mennyisége is minden esetben meghatározható.

A mérések eredményeit a következő fejezet mutatja be részletesen.

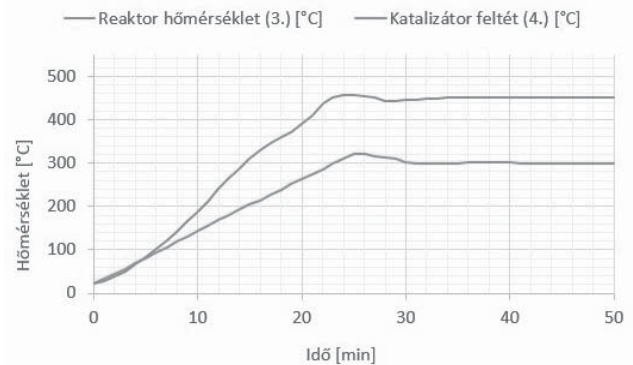
3. EREDMÉNYEK BEMUTATÁSA

A megépített berendezésen 3-3 különböző mérést végeztünk el. Az első 3 lépésben termo-katalitikus módon végeztük a krakkolást homogén polisztirol alapanyagot felhasználva. A függőleges helyzetű reaktortestben a leeresztő szelep és a polisztirol között bevonatos fémhálót alkalmaztunk. A katalizátor feltételekben (vízszintes helyzetű reaktortest) zeolit típusú katalizátort helyeztünk el, amivel kizárólag a folyamatban képződő szén-hidrogének érintkeztek.

A kísérletek második fázisában (3 párhuzamos mérés) bevonat nélküli fémhálót alkalmaztunk és a katalizátor feltételekben nem használtunk katalizátort, csupán a reakciótér hőmérsékletét 300 °C-on tartottuk.

A kísérleteket 50 percig végeztük minden esetben, mivel 40 perc után már nem képződött folyadéktermék.

A fűtést 50 perc után állítottuk le. A reaktorok fűtését a 3. ábra szerinti hőmérséklet profillal (1. katalitikus mérés idő-hőmérséklet összefüggései) valósítottuk meg.



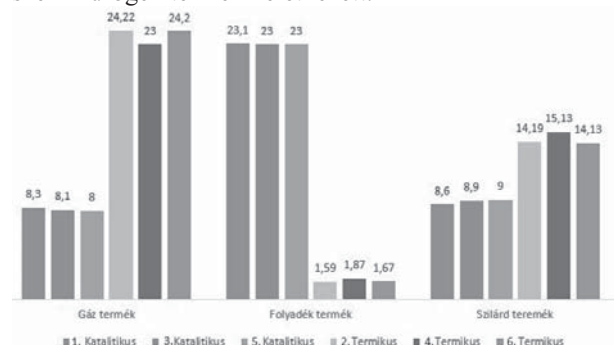
3. ábra Az 1. katalitikus mérés idő-hőmérséklet diagramja (300 °C: katalizátor feltét, 450 °C: reaktor)

A 3. ábrán látható, hogy a kemencék felfűtési sebességét 14-20 °C/min értéknek állítottuk be. A 22-28 perces intervallumon látható, hogy a hőmérséklet a megcélzott 300 és 450 °C fölé kerül. Ez a jelenség annak tudható be, hogy a kemencék PID szabályozójának „D” paramétere nem tudja megfelelően alapjelre állítani a szabályozott jellemzőt, emiatt az túllendül. A hatás okozhat hibát, aminek mértéke további nyitott kérdéseket vet fel.

3.1. Az anyagmérlegek bemutatása

A kísérleti berendezésen a mérések segítségével kapott eredményeket az 4. ábra szemlélteti. Három csoport különböztethető meg az ábrán: gáz-, folyadék-, valamint szilárd halmazállapotú szén-hidrogén termékek. A termo-katalitikus mérések eredményeit blokkonként rendre az első három oszlop adja meg.

Látható, hogy katalizátor és bevonatos fémháló alkalmazásával átlagosan: 8,1 gramm gáz-, 23 gramm folyadék-, valamint 8,8 gramm szilárd halmazállapotú szén-hidrogén termék keletkezett.



4. ábra A katalitikus és termikus esetekben mért gáz-, folyadék-, illetve szilárd szénhidrogén frakciók tömegszázalékban megadva.

A második három, tisztán termikus mérések eredményeit blokkonként a 4., 5. és 6. oszlopok adják meg a 4. ábrán. Átlagosan: 23,8 gramm gáz-, 1,7 gramm folyadék-, valamint 14,5 gramm szilárd halmazállapotú szén-hidrogén keletkezett.

A 2. termokatalitikus mérés során előállított folyadék halmazállapotú elegyet az 5. ábra szemlélteti.



5. ábra A 2. termokatalitikus mérés során előállított folyadék halmazállapotú szén-hidrogén termék

Mivel a termikus esetekben a minőségi analízishez nem képződött megfelelő mennyiségű olajszerű frakció, ezért egyelőre a katalitikus folyamatokban előállított folyadék minták minőségi elemzését végeztük el. A vizsgálat illékony aromás szénhidrogén MSZ 1448-4:1198 szerint történt, aminek eredményeit az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat A termo-katalitikusan előállított folyadéktermékek összetétele

Komponens	1. mérés mg/liter	2. mérés mg/liter	3. mérés mg/liter
Benzol	974	961	1 010
Toluol	45 000	46 200	47 300
Etil-benzol	30 900	30 920	29 033
m+p xilol	20 100	19 300	21 100
o-xilol	293 000	291 000	296 000
Összesen	389 974	388 381	394 443

Az 1. táblázatban látható közel 390 gramm/liter aromás tartalmú folyadék frakció igen jó eredménynek mondható az ipari felhasználás szempontjából is.

Az 1. termikus mérés során képződött szilárd halmazállapotú erőteljesen átalakulatlan polisztirol alapanyagot a 6. ábra szemlélteti.



6. ábra Az 1. termikus mérés során előállított szilárd halmazállapotú erőteljesen átalakulatlan polisztirol alapanyag

4. KÖVETKEZTETÉSEK LEVONÁSA ÉS KUTATÁSI CÉLOK MEGHATÁROZÁSA

A mérési eredményekből látható, hogy a termikus és termo-katalitikus mérések során kapott szén-hidrogén frakciók mennyisége igen jelentős eltérést mutatott, mely hatás a folyadéktermékek esetén volt a legszembetűnőbb. A termo-katalitikus eseteknél jelentkező több, mint tízszeres folyadékhozam nem volt várható, ezért valószínűsíthető, hogy nem csak tisztán katalitikus hatásoknak tudható be.

A kutatómunka elsődleges célja, hogy az előállítható folyadék minőségi és mennyiségi mutatóit minden tekintetben javítani tudjuk.

A jelentős eltérések hátterében nem csak a katalizátor feltét katalitikus folyamatai húzódnak, mivel a függőleges helyzetű reaktor termikus esetben közel dupla akkora mennyiségű szilárd maradékot produkált. Ezért alapvetően két dolog feltételezhető:

1. a bevonatos fémháló (NiO-os bevonatú acélháló) katalitikus hatást fejtett ki a bomlási folyamatra,
2. a fémháló a fűtött fallal érintkezve jobb és intenzívebb hőmérséklet-eloszlást eredményezett az olvadék polimerben, így az nagyobb mértékben krakkolódtott.

A jövőbeni kutatások célja egy olyan mérési terv összeállítása, ami segíthet megállapítani a pontos okokat.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka az OTKA T 109860 projekt támogatásával valósult meg, részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovatív Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében.

6. IRODALOM

- [1] Faisal Abnisa, Wan Mohd Ashri Wan Daud; A review on co-pyrolysis of biomass: An optional technique to obtain a high-grade pyrolysis oil, 87, 2014, 71-85
- [2] Shahriar Shafiee, Erkan Topal; When will fossil fuel reserve be diminished?, *Energy Policy*, 37, 2008, 181-189
- [3] Vladimir Strezov, Tim J. Evans; *Biomass Processing Technologies*; Taylor & Francis Group, LLC, 2014
- [4] Aime Hilaire Tchaptada, Sarma V. Pisupati; A Review of Thermal Co-Conversion of Coal and Biomass/Waste; *Energies*, 2014, 7, 1098-1148
- [5] Bridgwater AV. Review of fast pyrolysis of biomass and product upgrading. *Biomass Bioenergy* 2012; 38:68–94.
- [6] Acikgoz C, Onay O, Kockar OM. Fast pyrolysis of linseed: product yields and compositions. *J Anal Appl Pyrol* 2004; 71:417–29.
- [7] Vamvuka D. Bio-oil, solid and gaseous biofuels from biomass pyrolysis processes—an overview. *Int J Energy Res* 2011; 35:835–62.

CONTENTS

1. Bodnár István, Pláztán Bence

Thermokinetic modelling of wood biomass pyrolysis..... 5

The optimal parameters of the Pyrolysis Technology have been investigated. During the thermokinetic modelling of the procedure pyrolysis of different chemical combination biomasses have been analysed. The modelling has been executed at different wood biomass, and in different percentages of moisture. On the basis of the wood's chemical composition and of the reaction equation We have made an approximate model, which helps to specify the resulting pyrolysis gas' chemical composition and the energetic properties. The results have been compared with the required reaction efficiency and with the energy generation.

2. Dr. Farkas József, Dr. Jármai Károly

Optimum design of the main girder of overhead travelling crane..... 13

The paper shows the optimum design of the main girder of an overhead travelling crane, made of welded box beam. The objective function is the cost of the structure, which contains the material and the welding costs. The unknowns are the dimensions of the box beam. The constraints are the static and fatigue stresses, the local stability of the webs and flanges. It is shown, that using post welding treatment, one can improve the behaviour of the fatigue girder, with an acceptable cost. It is also shown, that the cost and mass minima are different.

3. Dr. Jármai Károly, Dr. Kota László

Introduction to the Open Journal Systems..... 18

The paper contains an introduction to the Open Journal Systems (OJS, <https://pkp.sfu.ca/ojs/>). OJS is a journal management and publishing system that has been developed by the Public Knowledge Project through its federally funded efforts to expand and improve access to research. OJS is open source software made freely available to journals worldwide for the purpose of making open access publishing a viable option for more journals, as open access can increase a journal's readership. We have installed and used OJS for the Journal GÉP.

4. Petrik Máté, Dr. Szepesi L. Gábor, Dr. Jármai Károly

Optimal design of shell-and-tube heat exchangers 23

Heat exchangers are one of the most common used equipment in the industry and in the households. This heat transfer device exchanges heat between two or more process fluids. In a specific project, we can use many types of heat exchangers, like air coolers, shell-and-tube or plate heat exchangers and graphite block heat exchangers. In case of optimal design, we would like to choose the cheapest construction, which is able to transfer the necessary heat. In my project I deal with especially the shell-and-tube heat exchangers optimal design. The results are calculated by the Excel Solver application.

5. Sebe István, Száva Ildikó Renáta, Dr. Jármai Károly

Optimum design of vessel supporting frame for fire..... 28

This article deals with the optimization of a vessel supporting frame for fire. A structure is economical, if its mass is the smallest as possible. Mass optimizations without fire and with fire are discussed. Nowadays a lot of fire protection solutions are available, increase of the mass of steel and

using higher yield stress steel are presented. In the next phase of this project we will deal with other methods and their costs, for example intumescent coating, vermiculite or fire protection gypsum boards.

6. Spisák Bernadett, Dr. Siménfalvi Zoltán Károly,

Dr. Szepesi Gábor

Testing and simulation of spring loaded safety relief valve 34

In every chemical industry practice the pressure systems take a very important role. In order to these devices work well accurate planning and technologically correct production is required, but there can be mistakes during operation. We need to take precautionary measures against these hazards. In the pressure systems the safety relief valves fill this job. Current article should introduce the magnitude of the buoyant force on a safety relief valve in experiment and simulation.

7. Varga Tibor, Dr. Szepesi L. Gábor, Dr. Siménfalvi Zoltán

Primary and secondary flow inside the horizontal scraped surface heat exchanger for different internal constructions 37

The difficulties of thermal treatment of specific, high viscous, sensitive products in chemical, food and consumption industry is caused by presence of intensive fouling on heat transfer surface. Therefore those products are thermally processed in scraped surface heat exchangers. The research of these type of heat exchangers has already a long background. The obtained results give evidence about the benefits and some possible disadvantages of these type of internal constructions and about their favourable process conditions. Based on the result additional changes can be applied on the internal constructions to improve some flow characteristic issues.

8. Dr. Virág Zoltán, Dr. Jármai Károly

Effects of material quality and span length on the optimum design of non-standard sized above-ground pipelines..... 45

The optimum design is widely used in engineering practice. It is always important to aim at the best price or just material saving. The optimum dimensions of the pipeline can be determined using different steel grades, span lengths and different geometrical and loading conditions. Span length, material quality, tube diameter and thickness are variables. In this study only the material cost is minimised.

9. Zsemberi Andor, Dr. Siménfalvi Zoltán Károly,

Dr. Palotás Árpád Bence

Thermal and thermo catalytic co-cracking 49

The catalytic co-cracking of biomass, polymer waste, or brown coal could be an economical process for production of high value added aromatics components, which are obtained from crude oil currently. In this study thermal and thermo-catalytic cracking of polystyrene waste was carried out to produce aromatic hydrocarbons. A synergistic effect between the coated metal mesh and the melted polymer was observed, that promoted the production of liquid aromatics fraction significantly.

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám

President of Editorial Board

Vesza József

General Editor

Dr. Jármai Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

Deputy

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálkás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Zobory István

Dear Reader,

The research project entitled TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001, supported by the European Union and co-funded by the European Social Fund, which was started in 2010 had a so called 4th Centre of Excellence, entitled Innovative Vehicle, Mechanical and Energy Engineering Design and Technologies at the University of Miskolc. The Centre aim was to develop the research potential by research in which innovative modelling, design and technological processes are implemented. This was in line with the European Union's drive to encourage innovation in the most efficient way, using environmentally friendly technologies and improve them.

The Centre of Excellence was divided into seven Scientific Workshops, which are institute related. The institutes are as follows: Machine & Product Planning, Manufacturing Sciences, Material Design and Material Technology, Energy and Chemical Engineering and Technical Mechanics. The teachers involved BSc, MSc and PhD students into the research, so that they provide a good opportunity to young people to familiarize themselves with the scientific work. During the nearly six years of operation of the Centre of Excellence, several students already provided outstanding performance and quality of so called TDK (Science Student Team) works and PhD thesis.

The scientific topics covered by the Scientific Workshops are very complex and interdisciplinary in nature. Within the design themes there can be found a new design and modelling procedures, which are developed to model the structures more efficiently and reliably and to give a better design solution. Dealing with optimization of structures and systems several optimization techniques employed. To examine the product life cycle, technical systems, powertrain architecture, principles of environmental and alternative fuel use is related to research, as well as flow and thermal laboratory and numerical modelling is linked to a number of studies. The engineering of environmentally friendly technologies, organic chemistry, as well as continued testing technologies and Energy rationalization occurs. Mechanical material tests and modelling are significant for the professional and technical computer-aided process design, as well as the precision finishing manufacturing of high strength steels.

From the repertoire of the Center of Excellence in the present issue of the journal, two of the Scientific Workshops papers are published:

4.6. Scientific Workshop for Engineering supporting frame structure optimization

Head: Dr. Károly Jármai professor,

Vice head: Dr. Zoltán Virág associate professor.

4.7. Scientific Workshop for Development of innovative, environmental friendly technologies, increasing energy efficiency and safety

Head: Dr. Zoltán Siménfalvi associate professor,

Vice head: Dr. Gábor L. Szepesi associate professor.

Within the two Scientific Workshops there are several R & D topics, which are very diverse. Some of them approached the basic research, while others are more applicable in practice, some results were already visible, while others promise long-term results. In order to make these achievements to professional audiences available a considerable number of publications produced by researchers and reported in national and international conferences, national and international professional journals. The results are incorporated into the education of course. These articles in this journal serve the purpose showing the two Scientific Centre of Excellence Workshops' latest scientific results.

Prof. Dr. Károly Jármai

Vice rector for strategy and development, leader of the Center of Excellence

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.

Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433

Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu

Responsible Publishere: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>

Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.

Price per month: 1260 Ft.

Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389

Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

KÖNYVAJÁNLÓ

Farkas József–Jármai Károly: Fémszerkezetek innovatív tervezése

Gazdász Elasztik Kiadó és Nyomda, Miskolc, 2015, 624 oldal, ISBN 978-963-358-064-6

Az innovatív tervezés során olyan szerkezeti variánsokat fejlesztenek ki, amelyek az eddigiekhez képest jobb tulajdonságokkal rendelkeznek, vagyis könnyebbek, biztonságosabbak, gazdaságosabbak.

A költségcsökkentéshez megfelelő költségfüggvény és hatékony matematikai szélsőérték-számító módszer szükséges. Kifejlesztettek egy aránylag egyszerű költségszámítást hegesztett szerkezetekre és adaptáltak több matematikai optimáló módszert.

A korszerű mérnöki teherviselő szerkezetek fő követelményei a biztonság, gyárthatóság és gazdaságosság. Optimális tervezési rendszerük biztosítja a biztonságot és gyárthatóságot a tervezési és gyártási feltételek kielégítésével és a gazdaságosságot a költségfüggvény minimalásával.

Azért, hogy növeljék az optimális tervezés ipari népszerűségét, ezért reális számszerű modell-problémákat alkalmaznak az innovatív tervezés bemutatására és szempontokat adnak az optimált variánsok összehasonlításával.

A biztonságos tervezés széleskörű szilárdságtani ismereteket igényel, ezeket részletesen tárgyalják. Így alakul ki a könyv három fő része: analízis, szerkezet típusok optimális méretezése és alkalmazások.

Az analízisben részletezik a hegesztési feszültségeket és alakváltozásokat, a vékonyfalú rudak szilárdságtanát, a stabilitást, csőszerkezeti csomópontokat, fáradást, rideg törést, rezgéscsillapítást, földrengésre való méretezést, tűzvédelmet és költség számítást.

Az optimális méretezést alkalmazzák a hegesztett I és szekrénytartókra illetve oszlopokra, hegesztett kötésekre, csőszerkezetű rácsos tartókra, keretekre, bordázott lemezekre és héjakra. Részletesen ismertetik a korszerű matematikai függvényminimáló módszereket.

Az alkalmazásokban tárgyalnak bunkert, távvezeték-tornyot, szállítószalag-hidat, tároló tartály tetőt, szélturbina-tornyot, csővezeték-erősítést, hegesztett kivágó prést, futódaruhidat.

A könyv hasznos segítséget ad az egyetemi, főiskolai és szakmérnök hallgatóknak, tervezőknek, gyártóknak, kutatóknak.

A könyv megrendelhető a következő módon:

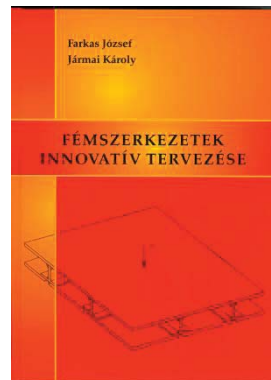
Gazdász Elasztik Kiadó és Nyomda,

3534 Miskolc, Szervezet út 67.

tel. +36/46/379-530

e-mail: gazdasz@upcmail.hu

A könyv ára: 4990.- Ft/db +postaköltség





JK2016, Járműmérnöki és Járműipari Konferencia

2016. november 17-18, Miskolci Egyetem



Konferencia felhívás

Bevezetés

A konferencia célja a széles szakterület elméleti és gyakorlati szakembereinek találkozási és információátadási, kapcsolatteremtési lehetőség biztosítása, az elért szakmai eredmények bemutatása, a jövőbeni fejlődési tendenciák megismertetése.

A konferencia megrendezésének aktualitást adnak főleg a következők:

- A járműgyártás gyorsan fejlődő terület, az új technológiák elterjedésének színtere.
- A duális képzés az adott szakterületen az elméleti és a gyakorlati képzés szorosabb összekapcsolását igényli és teszi lehetővé.
- A Miskolci Egyetem Gépészmérnöki- és Informatikai Karán 2016. szeptemberében indul a járműmérnöki alapképzés.

A konferencia fő témakörei a járműiparhoz kapcsolódóan

Tervezés: Akusztikai vizsgálatok, Autóvillamosság és -elektronika, Autonóm jármű, Fáradás, Élettartam vizsgálatok, Ipari alkalmazások, Jármű hajtásláncok, Járműinformatikai és elektronikai rendszerek modellezése és szimulációja, Járműirányítás, navigáció, Járművek vizuális rendszerei, Mechatronika, Numerikus módszerek FEM és BEM alkalmazások, Rezgések és rezgéscsillapítás, Szerkezeti anyagok, Szerkezeti biztonság és megbízhatóság, Szerkezeti kapcsolatok, Tervezési előírások, Stabilitás számítás, Szerkezetek analízise, tervezése, Törésmechanika, Tűzvédelem, Vékonyfalú szerkezetek, Vezetői asszisztens rendszerek, Villamos hajtású és hibrid személygépkocsik,

Gyártás: Bevonatkészítés, Felületvédelem, Gyártási logisztika, Gyártási technológiák és módszerek, Gyártási sorrend, Hegesztési technológiák, Karbantartás, Környezetvédelem, Ipari alkalmazások, Megmunkálások, Minőségbiztosítás, Ragasztási technológiák, Szerelés, Tesztelés, Vizsgálatok.

Gazdaságosság: Élettartam költségek, Gyártási költségek, Ipari alkalmazások, Költségmérnöki vizsgálatok, Matematikai módszerek, Szerkezet optimalás, Szakértői rendszerek.

Oktatás: Duális képzés, Ipari gyakorlat, Oktatási módszertan, Tananyagok.

Az elfogadott angol nyelven írt tudományos cikkek a konferencia-kiadványban jelennek meg a **CRC Press/Balkema, Taylor & Francis Group** gondozásában, mely a Scopus által indexelt. A 2015-ös CRC Press/Balkema katalógusok elérhetők az ISSUU-n: <http://issuu.com/crcpress/docs/> A megjelenéshez a szerzői jog átadása szükséges.

A magyar nyelven írt cikkek a GÉP folyóiratban jelennek meg (<http://www.gepujsag.hu/index.php/hu/>). A konferencia kiadványt minden regisztrált résztvevő megkapja.

Időtábla

Esemény	-tól	-ig
Konferencia felhívás	2016. május 27.	
Absztrakt leadás	2016. május 27.	2016 augusztus 19.
Absztrakt elfogadás		2016 augusztus 31.
Teljes cikk leadása	2016. augusztus 31.	2016. szeptember 12.
Teljes cikk elfogadása		2016. szeptember 23.
Konferencia időpontja:	2016. november 17.	2016. november 18.

Részvételi díj: 78 000 Ft+ ÁFA, 2016. május 27-től 2016. szeptember 30-ig.

Absztrakt terjedelme maximum 1 oldal, a teljes cikk terjedelme 4-6 oldal. A cikkek leadása a honlapon keresztül, elektronikusan történik. Minden cikket független bírálók lektorálnak.

További információk

Dr. Jármai Károly
Miskolci Egyetem, 3515 Miskolc, Egyetemváros
Tel. +46-565111 mellék 2028
e-mail: jk2016@uni-miskolc.hu

A konferencia honlapja <http://jk2016.uni-miskolc.hu>