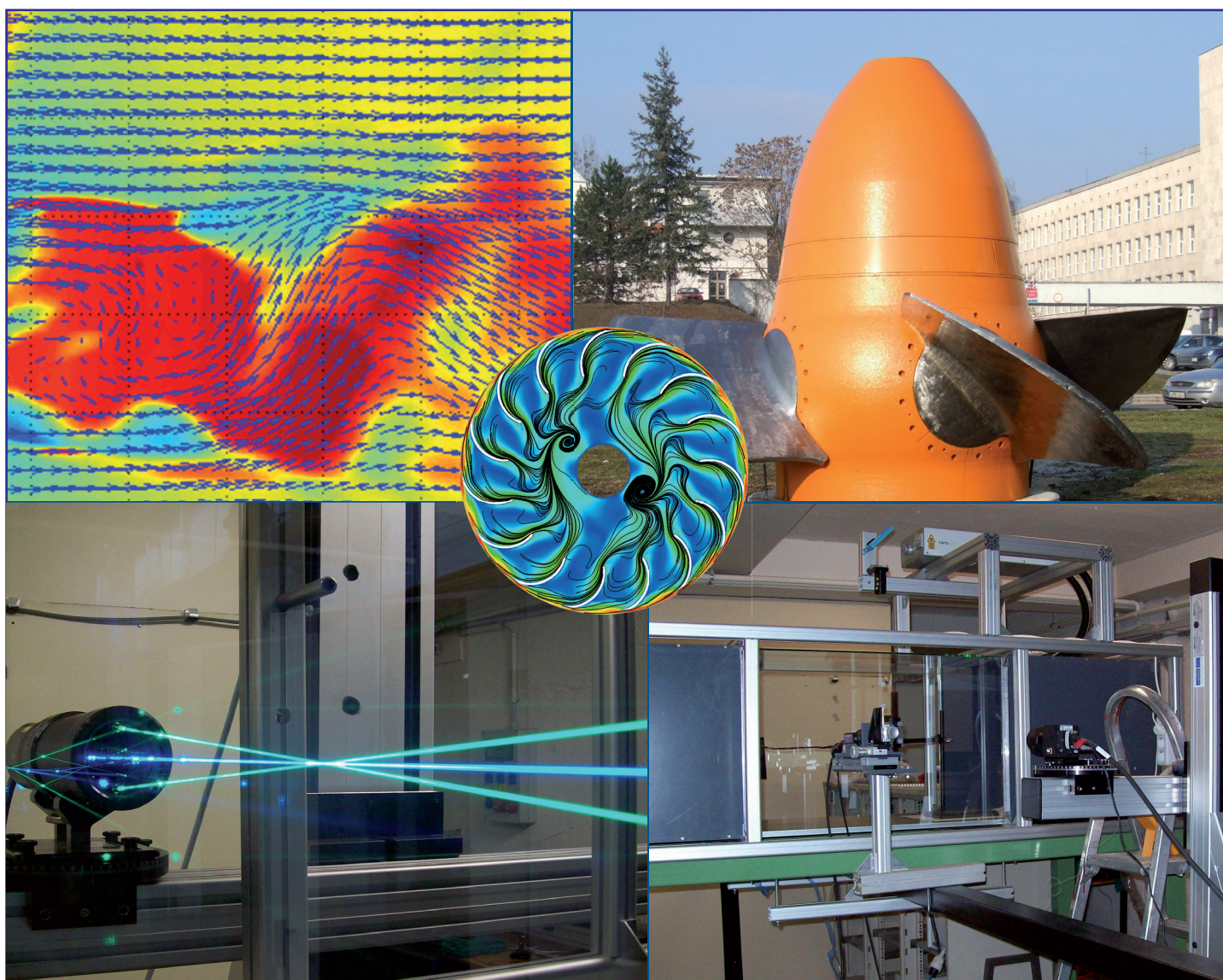


# GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



60 ÉVES A MISKOLCI EGYETEM  
ÁRAMLÁS- ÉS HŐTECHNIKAI GÉPEK TANSZÉKE

2012/9.



Nemzeti  
Kulturális  
Alap

76 oldal  
LXIII. évfolyam

**Gyakornokként egyre komolyabb feladatokat kaptam, folyamatosan támogattak abban, hogy szakmailag és emberileg is fejlődjek.**

Megtiszteltetésnek érzem, hogy alig telt el 1 év a diplomázásom óta, máris részese lehetek az Audi hajómotor-fejlesztési projektjének. A mostani fiatalok folyamatosan a kihívást, újdonságot keresik. Szerencsés vagyok, hogy én mindezeket nap mint nap átélhetem, és büszkén gondolok arra, hogy a jövő motorgenerációjának fejlesztésében nekem is szerepem van.

Szigeti Márk, 28 éves  
Mérnök  
Motorfejlesztés

**A jövő Győrben épül!**



[www.audi.hu/karrier](http://www.audi.hu/karrier)



LEGVONZÓBB MUNKÁLTATÓ 2012

**Audi**  
Hungaria



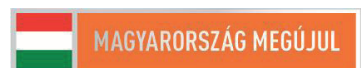
**A FELSŐOKTATÁS MINŐSÉGÉNEK  
JAVÍTÁSA KIVÁLÓSÁGI KÖZPONTOK  
FEJLESZTÉSÉRE ALAPOZVA A MISKOLCI  
EGYETEM STRATÉGIAI KUTATÁSI  
TERÜLETEIN**

Az Európai Unió és a Magyar Állam által nyújtott támogatás összege:

**2 033 092 007 FT**

Kivitelezés ideje: 2011. 03. 01. – 2013. 02. 28.  
Kedvezményezett: Miskolci Egyetem

Nemzeti Fejlesztési Ügynökség  
[www.ujszechenyiterv.gov.hu](http://www.ujszechenyiterv.gov.hu)  
06 40 638 638



A projekt az Európai Unió támogatásával,  
az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.



# GÉP

## A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

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

### SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczeni Ádám

**elnök**

Vesza József

**főszerkesztő**

Dr. Jármái 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. Kulcsár Béla

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Rittinger János

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Timár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

A szerkesztésben közreműködött:

Farkas András



### TISZTELT OLVASÓ!

A mai Miskolci Egyetem Dudujka völgyi kampuszát 1949-ben alapították Nehézipari Műszaki Egyetem néven. Az ezt követő egy évtized az építkezés és a születés utáni gyors fejlődés időszaka volt. Karok költöztek Miskolcra, illetve tanszékek sora alakult. Ebbe a folyamatba illett bele az 1952-es esztendő, amikor több más tanszékkel együtt megalapításra került a Gépüzemtan Tanszék.

A tanszék alapító professzorának Lancsarics Alajost kérték fel. A tanszékvezető – a korra jellemző lendülettel – igen hamar működőképessé oktatógárdát és oktatási rendszert alakított ki, annak ellenére, hogy akkor is még minden ideiglenes volt. A semmiből kellett a személyi és tárgyi feltételeket megteremteni. Lancsarics professzor korai halála után Czibere Tibor professzor vette át a tanszéket és alapozta meg máig érvényes formáját. Új nevet kapott a Tanszék, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke elnevezés fejezte ki jobban a végleges oktatási, kutatási profilt. Megépült a laboratórium, a Tanszék végleges helyére költözött. Mindez az 1970-es évek közepére, végére alakult ki. Ezt követően a jól felépített rendszer sorra érte el sikereit, mind az oktatás, mind a kutatás és az ipari kapcsolatok területén.

Az országos rendszerváltás nem kerülte el a tanszéket sem. Új tanszékvezetők követték egymást és az addig biztos háttér ipar fokozatosan szűkült. Új kihívásként jelentkezett viszont az energetika. E területre fókuszált ezt követően a Tanszék mind oktatási mind kutatási téren.

Az évezred fordulóját követően a Miskolci Egyetem életében is az alapításhoz hasonló jelentőségű megújulás kezdődött. TIOP és TÁMOP projektek révén teljesen megújult az Egyetem és ezen belül a Tanszék infrastruktúrája. Tanszéki helyiségeink, laboratóriumaink építészeti korszerűsödtek, jelentős értékű új, világszínvonalú kutató, oktató berendezésekhez, műszerekhez, szoftverekhez jutottunk. Korszerű oktatási anyagok készültek.

Most, amikor a Tanszék alapításának 60. évfordulóját ünnepeljük, az ünnep szólnak az újjászületésnek is. Azért, hogy ez egyértelmű legyen, az ünnep kapcsán kerül felavatásra a legújabb oktató-kutató egységünk a Lancsarics Motorvizsgáló Laboratórium. A névválasztással is igyekeztünk utalni a 60 évvel ezelőtti erőfeszítésekre, és fejet hajtani mindazok előtt, akik ezt a 60 évet tisztességgel végigküzdötték. Végezetül legyen ez az ünnep jelzés a mai fiataloknak, hogy van értelme erőfeszítéseket tenni, az eredmények elnyerik jutalmukat és az utódok tisztelgetését.

Miskolc-Egyetemváros, 2012. szeptember

Prof. Dr. Szabó Szilárd

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](mailto: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.	A TANSZÉK TÖRTÉNETE.....	3	11. Varga Z., Kalmár L., Hellmann R.:	UV LED MODULBAN KIALAKULÓ HŐÁTVITELI FOLYAMAT NUMERIKUS VIZSGÁLATA.....	41
2.	Szilágyi G.:		12. Varga Z., Kalmár L., Jármái K.:	3X3 UV LED MODUL NUMERIKUS OPTIMÁLÁSA.....	45
	ÚJ, KÉTFUNKCIÓS DINAMIKUS VIZSGÁLATOKRA IS ALKALMAS FÉKTEREM A MISKOLCI EGYETEMEN .....	5	13. Tugyi D., Kalmár L., Csikós M.:	VÍZELLÁTÓ HÁLÓZAT SZÁMÍTÓGÉPES SZIMULÁCIÓJA AZ AQUIS ALKALMAZÁSÁVAL.....	49
3.	Baranyi L.:		14. Szaszák N., Mátrai Zs., Szabó Sz.:	MINI SZÉLCSATORNA SEBESSÉGELOSZLÁSÁNAK BEÁLLÍTÁSA ÁRAMLÁSRENDEZŐK BEÉPÍTÉSÉVEL .....	53
	KEZDETI FELTÉTEL HATÁSA REZGŐ HENGER KÖRÜLI ÁRAMLÁSRA .....	7	15. Tollár S., Mátrai Zs.:	KÜLÖNBÖZŐ DIESEL ÜZEMANYAGOK A MOTOR ÜZEMI JELLEMZŐIRE GYAKOROLT HATÁSÁNAK VIZSGÁLATA.	57
4.	Baranyi L., Daróczy L.:		16. Handki A., Tolvaj B.:	STIRLING HÚTÓGÉP NUMERIKUS ANALÍZISE .....	61
	ÁRAMLÁSI PARAMÉTEREK HATÁSA REZGŐ HENGER ÉS FOLYADÉK KÖZTI ENERGIAÁTADÁSRA.....	13	17. Nagy J., Tolvaj B.:	INSTACIONÁRIUS FOLYADÉKÁRAMLÁS KAPILLÁRISBAN .....	65
5.	Daróczy L., Baranyi L.:		18. Nagy J., Tolvaj B.:	HÚTÓKÉSZÜLÉKEK ENERGIAFOGYASZTÁSA.....	69
	ELSŐ- ÉS MÁSODRENDŰ IDŐBELI DISZKRETIZÁCIÓ KÖRHENGER KÖRÜLI ÁRAMLÁS ESETÉN.....	17	19.	JUBILEUMI SZAKMAI KONFERENCIA .....	73
6.	Bencs P., Szabó S., Bordás R., Thévenin D., Zähringer K.:		20.	KÖNYVISMERTETŐ.....	74
	HÁTTÉR HATÁSA A BACKGROUND ORIENTED SCHLIEREN TECHNIKÁVAL MÉRT HŐMÉRSÉKLET MEZŐRE.....	21			
7.	Bolló B.:				
	HOSSZIRÁNYBAN REZGŐ FOLYADÉKBA HELYEZETT FŰTÖTT KÖRHENGER KÖRÜLI ÁRAMLÁS VIZSGÁLATA.....	25			
8.	Hajdú S., Czibere T., Kalmár L.:				
	A BÁNKI-TURBINA JÁRÓKEREKÉRE VALÓ RÁÁRAMLÁS VIZSGÁLATA POTENCIÁLELMÉLETI ÚTON .....	29			
9.	Fodor B., Nagy J.:				
	HÚTÓGÉP KONDENZÁTORÁNAK ENERGETIKAI VIZSGÁLATA.....	33			
10.	Janiga G., Arányi P., Kalmár L.:				
	STRUKTURÁLT HÁLÓK NUMERIKUS SZIMULÁCIÓKHOZ.....	37			

## A TANSZÉK TÖRTÉNETE

A Tanszék az Oktatásiügyi Minisztérium az 1951. évi 26. számú törvényerejű rendelettel hozta létre a Nehézipari Műszaki Egyetem Gépészmérnöki Karán **Gépüzemtan** Tanszék megnevezéssel. A Tanszék neve oktatási és kutatási profiljának kialakulása után 1965. március 15-étől az 52341/1965. MM. sz. rendelet alapján **Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszék**re változott. Első vezetője **Lancsarics Alajos** (1903-1963) volt, 4 tanársegéd, 1 szakmunkás és 1 gépirőnő alkotta a személyzetet.



Lancsarics Alajos professzor 1962-ben súlyosan megbetegedett és ezért ideiglenes jelleggel **Dr. Vida György** vette át a Tanszék irányítását.



Sajnos Lancsarics Alajos betegségéből már nem épült fel és 1963-ban meghalt. Halála után **Dr. Czibere Tibor** hívták meg a Tanszék élére, aki korábban a Ganz-Mávag Központi Vízgéptervező Irodájában kutatómérnöki beosztásban dolgozott. Dr. Czibere Tibor negyedszázadon át vezette a Tanszékét.



Amikor 1988-ban oktatási miniszter lett, **Dr. Nyíri András** lépett a helyére. Ő szintén a Ganz-Mávagból érkezett, ahol a Vízgép és Kompresszor Tervezési Főosztály vezetője volt. A Tanszék sem volt ismeretlen számára, mert már évek óta félállású docensként részt vett annak munkájában. 1996-ban betöltötte



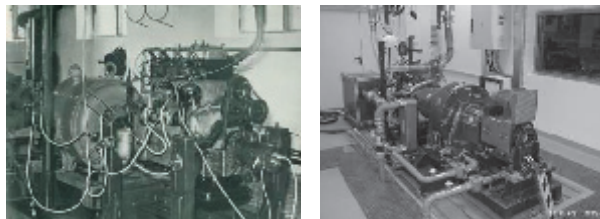
65. életévét és emiatt leköszönt megbízatásáról.



Utóda **Dr. Szabó Szilárd**, a jelenlegi tanszékvezető lett.

A Tanszék első évei az egész egyetemre jellemző lázas igyekezettel teltek el, amelyben a lelkesedés úrrá tudott lenni a hiányosságokon és nehézségeken. Ideiglenes volt a Tanszék elhelyezése az E/5 diákszálló I. emeletén, ideiglenes volt a laboratórium az A/1 épület közelében lévő felvonulási épületekben, sokszor változott a személyzet, de mindezek ellenére sikerült megteremteni a későbbi továbblépés alapjait. Az Egyetemen akkor még csak a három műszaki karon folyt az oktatás. A Tanszék oktatási munkája mindhárom karra kiterjedt és kezdetben a hőtechnikai, majd később a mellékük csatlakozó áramlástechnikai jellegű tárgyak

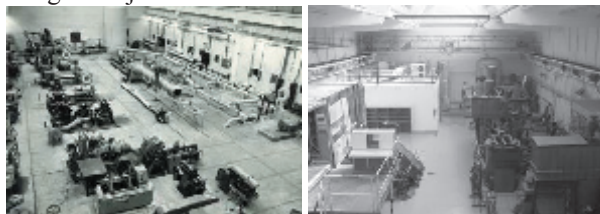
alkották a fő profilt. A közben megindult esti, majd levelező oktatás tovább növelte a feladatokat.



*Motorvizsgálat a felvonulási épületbeli géplaborban az 1950-es években, illetve az új diagnosztikai laborban 2012-ben*

Az adott szűkös lehetőségek között megtörténtek az ipari kutatási tevékenység kezdeti lépései is.

Dr. Czibere Tibor Tanszékre kerülése minőségi változást eredményezett. Ekkor alakult ki a végleges oktatási és kutatási profil, jelentősen bővültek az ipari és nemzetközi kapcsolatok. Az alkalmazott mechanikai ágazaton végzett hallgatók Tanszékre érkezésével megújult és állandósult az oktatói gárda, mely képessé vált magas színvonalú kutatási tevékenységre. Jelentősen javultak a munkafeltételek is, ezt 1968. október 29-én a laboratórium avatása, majd 1970-ben a tanszék jelenlegi helyének elfoglalása jelezte.



*A műhelycsarnok az avatás után 1969-ben, és a felújítás után 2012-ben*

Ezekben az években sűrűn követték egymást a korszerű mérnökképzést célzó oktatási reformok. A Tanszékre a gépészmérnök hallgatók áramlás- és hőtechnikai jellegű alapozó szaktárgyainak oktatása hárult, amelyeket a különböző szakokon oktatott speciális, de a Tanszék profiljába szervesen illeszkedő tárgyak egészítettek ki. A kutatási tevékenység két fő iránya az áramlástechnikai gépekben létrejövő valóságos áramlási viszonyok vizsgálata, valamint a hőtechnikai gépekben és berendezésekben lejátszódó hőcsere folyamatok vizsgálata volt. Az áramlástechnikai gépekkel kapcsolatos kutatások terén elért kiemelkedő eredmények nemcsak hazai elismerést, hanem nemzetközi hírnevet is szereztek a Tanszéknek.

A nyolcvanas évek második felétől újabb jelentős változások következtek be az oktatás területén. Bevezetésre került a moduláris oktatási rendszer, amelyben kezdettől fogva jelentős szerepet vállalt a Tanszék. Megindult az önköltséges angol nyelvű oktatás, majd a főiskolai szintű képzés is helyet kapott az egyetem falai között. A kilencvenes évek új, minőségi feladatát pedig a doktoranduszképzés megjelenése jelentette.

Az országban bekövetkezett változások a Tanszék oktató-kutató munkájában is éreztették hatásukat. A TEMPUS programok keretében kitért a világ az oktatás előtt és számos külföldi egyetemen nyílt lehetőség

tanulmányozni, és aztán a hazai viszonyok között alkalmazni a nyugat-európai tapasztalatokat. Előtérbe került az energetika oktatása, melynek kereteit a Gépészmérnöki Karon belül egy, a Tanszék által irányított szakmai blokk jelentette. Szinte ezzel párhuzamosan megindult a negyedik egyetemi szintű szak, az Energetikai szak szervezése is a Karon belül. A szakmai blokkon belül elért sikerek eredményeként a Tanszék kapott megbízást az új szak előkészítésére. Az Egyetem történetében is mérföldkönek tekinthető, hogy a szervezésben mindhárom műszaki kar együttműködött, így kitűnő oktatógárda készült fel a feladatra élén négy akadémikussal. Az akkreditáció 2001 őszén megtörtént, mára az energetikai Mérnök Szak mind BSC, mind MSc. szakon működik.

A változások a kutatási profilban is jelentkeztek. Számos sikeres pályázat mutatja, hogy az új területek, mint pl. a turbulens áramlás számítása az áramlástechnikai gépek lapáttérében vagy a fázisváltózással kísért hővezetési folyamatok vizsgálata, a jelentősen megnövekedett és kiszélesedett versenyben is megállják a helyüket és a bíráló bizottságok is támogatásra érdemesnek ítélik ezeket. A feladatok új hazai és külföldi partnereket is jelentenek. A felsőoktatást is érintő „stabilizációs program” okozta változásokra a Tanszék igyekezett válaszolni, és ha például csak az utóbbi években szerzett Ph.D. fokozatok számát tekintjük, akkor ezt méltóképpen és nem eredménytelenül tette.



Tanszéki munkatársak az 1950-es évek végén



A tanszéki kollektíva 2012-ben

## A tanszék kollektívája a jubileumi évben, 2012

	<b>Dr. Baranyi László</b>	okl. gépészmérnök, a műsz. tud. kand., egyetemi tanár
	<b>Bencs Péter</b>	okl. műszaki menedzser, tanársegéd
	<b>Bolló Betti</b>	okl. mérnök-informatikus, egyetemi tanársegéd
	<b>Dr. Czibere Tibor</b>	okl. gépészmérnök, akadémikus, professor emeritus
	<b>Farkas András</b>	okl. gépészmérnök, tanszéki mérnök
	<b>Fodor Béla</b>	Okl. gépészmérnök, tanársegéd
	<b>Handki Andrea</b>	okl. műszaki menedzser, tudományos segédmunkatárs
	<b>Hajdú Sándor</b>	okl. gépészmérnök, szakmérnök, lev. Ph.D. hallgató
	<b>Dr. Kalmár László</b>	okl. gépészmérnök, Ph.D., egyetemi docens
	<b>Dr. Karaffa Ferenc</b>	okl. gépészmérnök, Ph.D., egyetemi docens
	<b>Kovács László</b>	autógépész üm., mérnök-tanár, Motorcycle eng. lev. Ph.D. hallg.
	<b>Dr. Lakatos Károly<sup>†</sup></b>	okl. gépészmérnök, Ph.D., egyetemi docens
	<b>Mátrai Zsolt</b>	okl. energetikai mérnök, Ph.D. hallgató
	<b>Nagy József</b>	okl. gépészmérnök, önálló felkészülő PhD hallgató
	<b>Dr. Nyíri András</b>	okl. gépész., okl. alk. matematikus, a műsz. tud. dokt., professor emeritus
	<b>Dr. Schifter Ferenc</b>	okl. gépészmérnök, ny. főiskolai docens, óraadó
	<b>Tollár Sándor</b>	okl. Gépészmérnök, tudományos segédmunkatárs
	<b>Dr. Szabó Szilárd</b>	okl. gépészmérnök, a műsz. tud. kand., egy. tanár, tanszékv.
	<b>Szaszák Norbert</b>	okl. energetikai mérnök, Ph.D. hallgató
	<b>Dr. Tolvaj Béla</b>	okl. gépészmérnök, Ph.D., egyetemi docens
	<b>Erdélyné Nagy Ildikó</b>	igazgatási ügyintéző
	<b>Farkas László</b>	szakmunkatárs
	<b>Fetterné Taksás Mónika</b>	igazgatási ügyintéző
	<b>Kollonai Nikolett</b>	igazgatási ügyintéző (helyettesítő)
	<b>Ramada Zoltán</b>	szakmunkás
	<b>Strázsa Tiborné</b>	igazgatási ügyintéző (helyettesítő)

# ÚJ, KÉTFUNKCIÓS DINAMIKUS VIZSGÁLATOKRA IS ALKALMAS FÉKTEREM A MISKOLCI EGYETEMEN

## NEW DUAL-FUNCTION DYNAMIC TEST CELL AT MISKOLC UNIVERSITY

Szilágyi Gábor<sup>1</sup>

### ABSTRACT

*At Miskolc University new, modern engine test cell was built for loaded test of diesel driven passenger car and light commercial vehicle engines. The unique laboratory in the Miskolc region is suitable to perform standard engine power tests furthermore special running cycle inspections, dynamic and cold tests, friction analysis, as well as to measure several environmental parameters and examine their effect on the power and emission of the test engine. In the laboratory educational, training tasks, in addition research & development and other special projects can be performed.*

### 1. BEVEZETÉS

Az Egyetem Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszékén személy- és kisteher gépjármű motorok kiserelt állapotban történő vizsgálatára alkalmas komplex féktermi laboratórium került kialakításra Társadalmi Infrastruktúra Operatív Program (TIOP) keretében. A projekt teljes körű gépészeti, technológiai tervezését és kivitelezését az Energotest Kft végezte. A cég szakmai munkájában a járműdiagnosztikai, vizsgasori berendezések és ezek mérés-technológiája mellett jelentős mérföldkő a belső égésű járműmotorok teljes körű vizsgálatát lehetővé tevő technológiai rendszerek fejlesztése, gyártása, valamint helyszíni kivitelezése. A fejlesztések lefedik motorféktermi vizsgálatok teljes spektrumát a hajtási – fékezési rendszertől kezdve a környezeti, kiszolgáló és mérésadat gyűjtő rendszereken át a vizsgálati és mérési folyamatokat felügyelő és irányító magyar nyelvű számítógépes felhasználói szoftverig.

### 2. TESZTMOTOR ÉS A FÉKEZŐ EGYSÉGEK

A fékterem a korábbiól rendelkezésre álló nagy tömegű gépalap köré került kialakításra, ezáltal jelentős költségmegtakarítás volt elérhető. A laboratórium és annak valamennyi részegysége biztonságtechnikai, baleset- és munkavédelmi, valamint technológiai szempontok figyelembe vételével került megtervezésre és kivitelezésre szoros együttműködésben az Egyetem munkatársaival. A vizsgálatokhoz a mai gépjármű technológiában korszerűnek számító 2,0 TD Common-rail rendszerű diesel motort az Audi Hungaria Motor Kft bocsátotta az

Egyetem rendelkezésére. A vizsgált motor a kezelőtértől elválasztott, zajszigetelt vizsgálati helyiségbe kerül. A két helyiség között tűz gátló és zajszigetelt nyílászárók biztosítják a rálátást és a megközelíthetőséget. (1. ábra)



1. ábra. A motorfékterem

A motor gépalaphoz rögzítését és a fék-géphez történő pozicionálását egyedi kialakítású motortartó paletták teszik lehetővé. A motor és a fékgép kapcsolatát a szükséges nyomaték és fordulatszám átvitelére alkalmas biztonsági kapcsolóval ellátott burkolattal rendelkező kardántengely biztosítja, a torziós lengések elnyelésére alkalmas nagy flexibilitású gumielemmel és illesztő tárcsákkal. A fékgép 250 kW maximális teljesítményű, 1200 Nm maximális nyomatékú és 8000 1/min fordulatszámú vízhűtéses örvényáramú fékgép, impulzus modulációs elven működő illesztett szabályzó elektronikával. A hajtáslánchoz fékgép oldalon speciális tengelykapcsoló segítségével egy további 44 kW névleges teljesítményű frekvenciaváltós fordulatszám szabályzású aszinkronmotor csatlakozik, Energotest fejlesztésű ún. compo-

<sup>1</sup>mérnök, Energotest Kft.

und fékező egységet képezve. A szabályozható aszinkronmotor jelentős mértékben növeli a rendszer dinamikáját és a dinamikus vizsgálatok hatékonyságát, valamint a tesztmotor hajtására is alkalmas, ezáltal motorüzem nélküli, úgynevezett hideg tesztek is futtathatóak, így sűrűdés vizsgálatok elvégzésére is alkalmassá válik a rendszer.

### 3. MÉRŐ- ÉS KISZOLGÁLÓ RENDSZER

A tesztmotor üzemeléséhez szükséges környezeti és technológiai peremfeltételeket Energotest fejlesztésű és kivitelezésű mérés-technikai előkészítő és ki-szolgáló rendszer biztosítja.

- Hűtővíz előkészítő rendszer biztosítja vizsgálatok közben a tesztmotor hűtését víz - víz hőcserélő, kiépített csővezeték rendszer, a rendszer paramétereire illesztett szivattyú és szabályzó elemek segítségével. A hűtővíz tárolását a korábbi szivattyúlabor padlószintbe süllyesztett mintegy 100 m<sup>3</sup> kapacitású ipari tartálya teszi lehetővé. Fékezés üzemmódban az aszinkron gép által megtermelt áram a hűtőrendszerbe épített fűtőbetéteken keresztül kerül disszipálásra. Ennek segítségével a felesleges hőenergia részben a motor beszívott levegő temperálására kerülhet felhasználásra, ezáltal csökkenthetőek az üzemeltetési költségek.
- Diesel üzemanyag előkészítő rendszer a tesztmotor üzemeléséhez szükséges hajtóanyagot biztosítja. Itt gravitációs üzemanyag rendszer került kiépítésre 250 l-es duplafalú biztonsági tartály, szoftverillesztéssel rendelkező szintjelzők, csőhálózatba illesztett feltöltő szivattyú, biztonsági elzáró- és szabályzó szerelvények, szelepek felhasználásával. Az hajtóanyag visszahűtése üzem-anyag - víz hőcserélővel történik, a szükséges 6/12°C-os hűtött vizet a tetőn elhelyezett folyadékűtő biztosítja. Ezen folyadékűtő biztosítja a beszívott levegő hűtését is. Az üzemanyag ellátó rendszerbe nagy pontosságú (0,25%) gravimetrikus elven működő fogyasztásmérő is beépítésre került.
- Motor beszívott levegő előkészítő rendszer biztosítja a motor működéséhez szükséges levegőt megfelelő szűréssel, állítható szívási depresszióval és temperálással 15 – 40°C hőmérséklet tartományban. A beszívott levegő mennyiségének méréséhez szükséges mérőszakasz helye is kialakításra került.
- Kipufogó rendszer a motor által kibocsátott füstgázok elvezetését teszi lehetővé rozsdamentes csőszelvényekkel, kompenzátorral. Az emisszió mérés jövőbeni biztosítására bontható mérőszakasz került kivitelezésre.
- Terem szellőzőrendszer biztosítja a laboratórium folyamatos szellőztetését beszívó és elszívó ventilátorok, légtechnikai csatornák, elszívó ernyő, szűrőrendszer és esővédő végelemek segítségével. A ventilátorok szabályozása a teremhőmérséklet alapján fokozatmentesen, frekvenciaváltóval történik. Ezzel biztosítható egy állandó minimális légcseré, ami lehetővé teszi a fékteremben esetlegesen keletkező gázok külső térbe történő kijuttatását.

- Gázkar mozgató egység lehetővé teszi modern, úgynevezett E-gas rendszerek, valamint a hagyományos bowdenes működtetések vezérlését is.
- Vezérlő- és mérésadatgyűjtő rendszer CAN-bus alapú. Rugalmasan konfigurálható, a későbbiekben bővíthető rendszer alap kiépítésben 20 jelszámig biztosítja a különböző motor- és környezeti paraméterek mérését, valamint az előkészítő rendszer szabályzását és a tesztmotor vezérlését. A teljes vizsgálati rendszer számítógépes irányítású, kezelését rack rendszerű kezelőpult és az ebbe épített ipari számítógépen futó EnergoPower magyar nyelvű féktermi szoftver biztosítja, lehetővé téve a mérések vezérlését, az adatok feldolgozását, kijelzését és kiértékelését, valamint a bizonylatolást. Korrekciós modul segítségével lehetőség van a ténylegesen mért környezeti paraméterekkel korrigálni a motor teljesítményét, valamint a külső ciklusszerkesztő modulal a felhasználó által szerkesztett mérési ciklusok is futtathatóak. A szoftver része egy felügyeleti rendszer is, ami szükség esetén riasztást ad és leállítja a mérési folyamatokat a mért paraméterek alapján.

### 4. OKTATÁSI ÉS VIZSGÁLATI LEHETŐSÉGEK

A megvalósult korszerű motorvizsgálati laboratórium alkalmas az energetikai folyamatok belsőégésű motorokon történő vizsgálatára, emisszió- és diagnosztikai vizsgálatok elvégzésére a jelenleg használatos és a közeljövőben várható diesel személy- és kishaszon gépjármű motorokon, valamint a motorok gyakorlati üzemelésével kapcsolatos oktatási feladatok ellátására is. A jövő mérnökei alapos elméleti tudásuk mellé elengedhetetlenül fontos gyakorlati szaktudásra is szert tehetnek képzésük, valamint az Egyetem tevékenységébe illeszkedő kutató-fejlesztő munkájuk során.

Motor üzemben fékezéses vizsgálatoknál lehetőség nyílik a robbanómotor teljes töltési karakterisztikájának felvételére, résztöltési állapotok, valamint a kezelő által programozható mérési ciklusok vizsgálatára, fogyasztásmérésre, a fajlagos fogyasztásgörbe felvételére, illetve a környezeti paraméter változások teljesítményre gyakorolt hatásának vizsgálatára. Ezen túlmenően a környezeti rendszer segítségével különféle motorolajok, hajtóanyagok hatásai is vizsgálhatóak, valamint „0” pontosságú osztályú AVL emisszió mérő segítségével a motor káros anyag kibocsátása is elemezhető.

Hideg üzemben lehetőség nyílik a motorban fellépő sűrűdások vizsgálatára különböző fordulatszámokon, valamint motorfejlesztési célra a motor gyártók által is használt hideg tesztek elvégzésére, ami a napjainkban elvárt down-sizing kísérletek alapvető mérés-technikája.

Az oktatási célok felül a laboratórium lehetőséget biztosít az Egyetem számára közvetlen hasznosításra akár a nagy motor gyártókkal történő kooperációban, illetve fejlesztési vagy tudományos munkák elvégzésére is.

# KEZDETI FELTÉTEL HATÁSA REZGŐ HENGER KÖRÜLI ÁRAMLÁSRA

## EFFECT OF INITIAL CONDITIONS ON FLOW PAST AN OSCILLATING CYLINDER

dr. Baranyi László<sup>1</sup>

### ABSTRACT

*This study deals with the computation of low-Reynolds-number flow past a circular cylinder placed in a uniform flow and oscillating either in in-line or transverse directions or following an elliptical path. When plotting the time-mean (TM) and root-mean-square (rms) values of force coefficients (here lift and drag) under subharmonic lock-in against oscillation amplitude, sudden jumps appear between two solutions, representing vortex switches. In this study the initial position of the cylinder – a polar angle – is considered as an independent variable against which the TM and rms values of force coefficients are plotted.*

### 1. BEVEZETÉS

A párhuzamos áramlásba helyezett tompa testekről egy bizonyos sebességtartományban periodikusan örvények válnak le, és test mögött kialakul a Kármán-féle örvénysor, amely a világhírű magyar áramlástan tudósról, Kármán Tódorról, kapta a nevét. A tompa test két oldalán leváló örvények ellentétes forgásirányúak. Mint ismert, a leváló örvények a Kutta-Zsukovszkij tétel [1] alapján egy periodikus gerjesztést jelentenek a testre nézve, amely a test akár nagy amplitúdójú rezgéséhez vezethet. Különösen jellemző ez akkor, amikor a rugalmasan felfüggesztett szerkezet vagy test csillapítása kicsi és a rendszer sajátfrekvenciája közel esik az örvényleválás frekvenciájához. Ilyen, a szerkezetéről leváló örvények indították el azt a jelenséget, amely 1940-ben a világ akkori legnagyobb, újonnan épített függőhídjának – a Tacoma-Narrows hídnak – az összeomlásához vezetett. Ma már alapvető elvárás az, hogy a szélnek kitett hidak, gyárkérmények, silók és karcsú, magas épületek tervezésénél a szerkezetekről leváló örvények lehetséges hatását figyelembe vegyék. Hasonló probléma jelentkezhet áramló folyadékban lévő szerkezetek esetén is, de a hő-

cserélők zajos üzemét is a csöveikről leváló örvények által keltett rezgés okozhatja. A probléma gyakorlati jelentősége miatt számos kutató foglalkozott és foglalkozik ma is a tompa testek körüli áramlás vizsgálatával. A leggyakrabban a kör, négyzet és téglalap keresztmetszetű testek körüli áramlást vizsgálják.

A kutatások egyik iránya az, amikor az áramlásba helyezett hengert rugalmasan felfüggesztik (pl. [2-4]), a másik pedig az, amikor a hengert kényszerpályán mozgatják ([5-8]). Többek között a két eljárás előnyeivel és hátrányaival foglalkozik a [9] tanulmány. A gyakorlatban előforduló esetek többségében a súrlódási és tehetetlenségi erő hányadosa, az ún. Reynolds szám ( $Re=Ud/v$ , ahol  $U$  a párhuzamos áramlás sebessége,  $d$  a hengerátmérő és  $v$  a folyadék kinematikai viszkozitása) igen magas, amely esetek direkt numerikus szimulációval történő modellezése a mai számítási háttér mellett még nem lehetséges. Amint viszont azt a [10] dolgozat is említi, az áramlás keltette rezgések területén sok jelenségnek a Reynolds számtól való függése csekély. Ez ad lehetőséget arra, hogy a számítástechnikailag könnyebben kezelhető, viszonylag kis  $Re$  számú áramlás számításával jó becslést kaphassunk a gyakorlatban előforduló nagyobb  $Re$  számú esetekre vonatkozóan..

A jelen dolgozatban a párhuzamos áramlásba helyezett mechanikusan mozgatott henger körüli áramlás numerikus vizsgálatával foglalkozunk. Többet vizsgálják azokat az eseteket, amikor a henger egy- vagy kétszabadságfokú mozgást végez. Tipikus egyszabadságfokú eset az, amikor a henger a főáramlásra merőleges irányban, vagy azzal párhuzamosan mozog. A gyakorlatban alapvetően két fajta kétszabadságfokú mozgást tapasztaltak: (a) amikor a két mozgás frekvenciája azonos (ellipszis alakú pálya), (b) amikor a hosszirányú rezgés frekvenciája duplája a keresztirányúénak (Lissajous görbe), [11]. A jelen vizsgálat egyszabadságfokú, valamint ellipszis hengerpályát eredményező kétszabadságfokú mozgásra koncentrált.

A [8] és [12] dolgozatokban bemutattuk, hogy a rezgési amplitúdó szisztematikus változtatásával mind a

<sup>1</sup>egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

hosszirányban rezgő, mind az ellipszispályán keringő henger esetében a leváló örvények szerkezetében hirtelen, ugrásszerű változások lépnek fel. Amennyiben a  $C_L$  felhajtóerő-tényező és a  $C_D$  ellenállás-tényező időátlagát vagy effektív középértékét (rms értéket) az amplitúdó függvényében felrajzoljuk, akkor bizonyos amplitúdó értékeknél ugrásszerű változást találunk. Van két ún. állapotgörbe és a megoldás a két állapotgörbe valamelyikén helyezkedik el. Matematikailag azt mondhatjuk, hogy ennek a nemlineáris rendszernek két attraktora van, s a megoldást vagy az egyik, vagy a másik attraktor vonzza a paraméterek és a kezdeti feltétel értékeitől függően. A két vonzási tartományt elválasztó határ néha nagyon bonyolult lehet [8], [13]. A dolgozatban a kezdeti feltételnek a megoldásra gyakorolt hatását vizsgáljuk.

## 2. SZÁMÍTÁSI ELJÁRÁS

A számítások elvégzésére két-dimenziós, véges differenciák módszerén alapuló eljárást fejlesztettem ki, amelynek a viszonylag részletes bemutatása a [8] dolgozatban található. Az alapegyenletek a hengerhez kötött gyorsuló rendszerben felírt Navier-Stokes egyenlet, a kontinuitási egyenlet és a nyomásra felírt Poisson egyenlet. Peremre illeszkedő koordinátákat használunk, így a peremfeltételek pontosan kielégíthetők. Az alapegyenletek diszkrétizálását és megoldási módját a [8] dolgozat tartalmazza. Ugyanebben a cikkben az eljárással nyerhető eredményeket a szakirodalomban található különböző hengermozgásokra (álló, hossz- és keresztirányban rezgő, ill. ellipszis pályán keringő) vonatkozó eredménnyel hasonlítottuk össze, és igen jó egyezést tapasztaltunk. Emiatt a jelen dolgozatban az eljárás bemutatásától el kívánunk tekinteni.

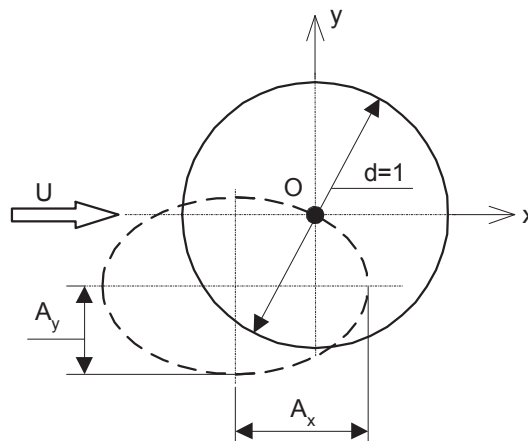
A hengermozgás vázlatát az 1. ábra mutatja. A homogén párhuzamos áramlás iránya megegyezik a pozitív  $x$  tengely irányával. Minden sebességet ill. hosszirányú jellemzőt az  $U$  sebességgel, ill. a  $d$  hengerátmérővel dimenziótlanjuk. A henger középpontjának a mozgását az

$$x_0 = A_x \cos(2\pi f t + \Theta) \quad (1)$$

$$y_0 = -A_y \sin(2\pi f t + \Theta) \quad (2)$$

egyenletek írják le, ahol az  $A_x$  és  $A_y$  dimenziótlanjuk rezgési amplitúdókat jelent,  $f$  a hengerrezgés  $U/d$ -vel dimenziótlanjuk frekvenciája (itt mindkét irányban azonos),  $\Theta$  pedig a henger indításához tartozó polárszög, amely a pozitív  $x$  tengely irányában 0 és az óramutató járásával egyező irányban nő. Az (1) és (2) egyenletek általános esetben egy óramutató járásával egyező körüljárású ellipszispályát adnak. Amennyiben  $A_x=0$ , akkor keresztirányú,  $A_y=0$  esetén pedig

hosszirányú hengerrezgésről van szó. Természetesen az  $A_x=A_y=0$  az álló henger esetére vezet. Vizsgálatunk során az  $Re$  Reynolds szám mindhárom bemutatott hengermozgás esetén  $Re=160$  volt.



1. ábra. A hengermozgás vázlatát és vonatkozó jelöléseket

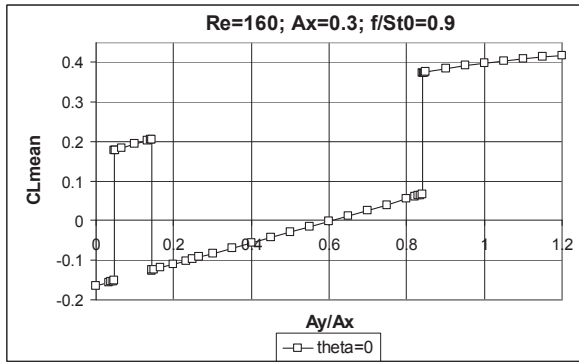
## 3. SZÁMÍTÁSI EREDMÉNYEK

E dolgozatban háromféle esetre vonatkozó eredményeket fogunk bemutatni, amelyek a hossz- ill. keresztirányú, valamint az ellipszispályát követő hengermozgásokhoz tartoznak.

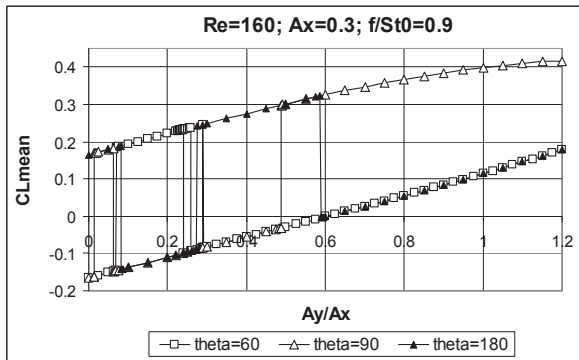
### 3.1 Kezdeti feltétel, mint paraméter

A 2. ábrán a  $C_L$  felhajtóerő-tényező időátlaga látható egy ellipszispályán mozgó henger esetén az  $A_y/A_x$  amplitúdó-hányados függvényében. Itt az egyetlen változó mennyiség az  $A_y$  amplitúdó, a többi paraméter rögzített ( $Re=160$ ,  $A_x=0,3$ ,  $f=0,9$ ,  $St_0=0,16938$ ,  $\Theta=0^\circ$ ). Itt  $St_0$  az  $Re=160$  esetén az álló hengerről leváló örvények dimenziótlanjuk frekvenciája, vagy Strouhal szám. Az ábrán 3 ugrásszerű változás látható: a  $C_L$  átlaga a paraméterektől függően vagy az alsó vagy a felső ún. "állapotgörbén" helyezkedik el [8]. Természetesen az állapotgörbéknek csak azon részletei láthatók az ábrán, ahol épp a megoldás van. Ismeretes, hogy a nemlineáris rendszerek esetén gyakran a kezdeti feltétel kis megváltozása a megoldás nagymértékű megváltozását okozza ([13]). Mint láttuk, a 2. ábrához  $\Theta=0^\circ$  kezdeti feltétel (induló hengerhelyzet) tartozik.

Vizsgálatainkat megismételtük más  $\Theta$  értékek esetére is. A 3. ábra három különböző kezdeti feltételhez ( $\Theta=60^\circ$ ,  $90^\circ$  és  $180^\circ$ ) tartozó  $C_L$  időátlag értékeit mutatja. A különböző  $\Theta$  értékekhez tartozó megoldásoknál az ugrásszerű változások különböző  $A_y/A_x$  értékeknél jelentkeznek, így elegendő számú kezdeti feltételhez tartozó megoldás ismeretében az állapotgörbék teljes mértékben előállíthatók.



2. ábra.  $C_L$  időátlaga  $A_y/A_x$  függvényében ( $Re=160$ ;  $A_x=0,3$ ;  $f/St_0=0,9$ ,  $\Theta=0^\circ$ )



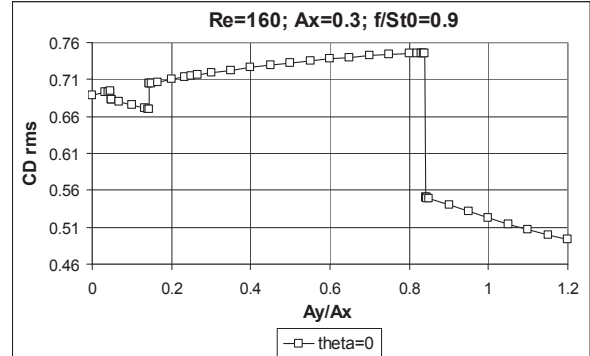
3. ábra.  $C_L$  időátlaga  $A_y/A_x$  függvényében ( $Re=160$ ;  $A_x=0,3$ ;  $f/St_0=0,9$ ,  $\Theta=60^\circ$ ,  $90^\circ$  és  $180^\circ$ )

Ugyanebből a számítási sorozatból nyertük például a  $C_D$  ellenállás-tényezőre vonatkozó eredményeinket is. A 4. ábra, a 2. ábrához hasonlóan, egyetlen kezdeti feltételhez ( $\Theta=0^\circ$ ) tartozó eredményt mutat az  $A_y/A_x$  függvényében, de itt a  $C_D$  rms értékét mutatjuk meg. Az ugrásszerű változások itt is ugyanolyan  $A_y/A_x$  értékeknél lépnek fel, mint a 2. ábrán. Itt is két állapotgörbét találhatunk, amelyek elrendezése azonban jelentősen különbözik az előzőektől. Amíg a 2. és 3. ábrákon látható állapotgörbék közel állandó távolságra vannak egymástól, addig itt az állapotgörbék az  $A_y/A_x=0$  értéknél metszik egymást és a köztük lévő távolság az  $A_y/A_x$  növekedésével nő. Ez a görbealak ellipszis pályán mozgó henger esetén az összes vizsgált erőtenyező rms görbéjére jellemző, [8].

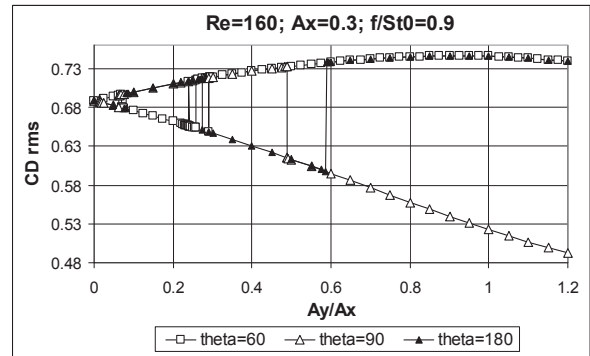
A 3. ábrához hasonlóan, az 5. ábra a  $C_D$  rms értékeit három különböző,  $\Theta=60^\circ$ ,  $90^\circ$  és  $180^\circ$  értékhez tartozóan mutatja. Most is látható, hogy a 3 kezdeti feltételhez tartozó megoldásokkal az állapotgörbék gyakorlatilag reprodukálhatók.

Hasonló vizsgálatokat végeztünk a henger hossz- és keresztirányú rezgetése esetén is, de helyhiány miatt az eredményeket itt nem kívánjuk bemutatni. Legyen elég annyi, hogy míg az ellipszis pályán mozgó henger esetén minden jellemző időátlag és rms görbéjében találunk ugrásokat, addig a hosszirányban rezgő henger esetén már egyedül csak a  $C_L$  időátlagában jelentkezett ugrás, amikor azt vagy az  $A_x$  amplitúdó vagy az  $f/St_0$

frekvenciahányados függvényében ábráztuk, [12], [14]. A kapott állapotgörbék itt szimmetria-okok miatt egymás tükörképei, s a teljes állapotgörbék most is előállíthatók a különböző kezdeti feltételhez tartozó megoldások segítségével. A keresztirányban rezgő henger esetén az előbb említett ugrások egyáltalán nem jelentkeztek, [12], [14].



4. ábra.  $C_D$  rms értéke  $A_y/A_x$  függvényében ( $Re=160$ ;  $A_x=0,3$ ;  $f/St_0=0,9$ ,  $\Theta=0^\circ$ )



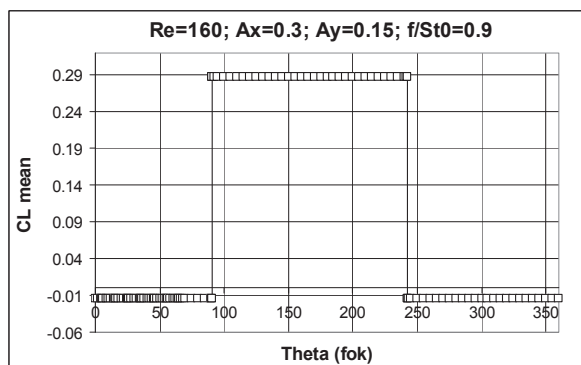
5. ábra.  $C_D$  rms értéke  $A_y/A_x$  függvényében ( $Re=160$ ;  $A_x=0,3$ ;  $f/St_0=0,9$ ,  $\Theta=60^\circ$ ,  $90^\circ$  és  $180^\circ$ )

### 3.2 Kezdeti feltétel, mint független változó

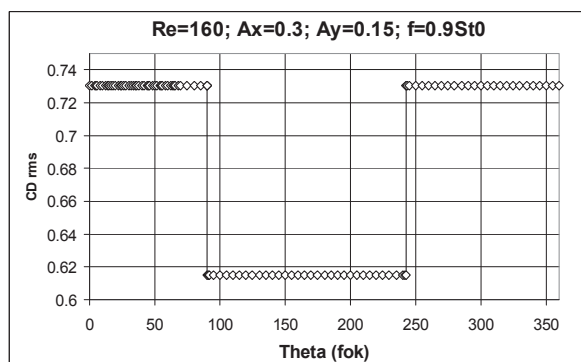
Ezek után megvizsgáljuk, hogy mi történik akkor, ha minden paramétert rögzítünk, csupán a  $\Theta$  kezdeti feltételt változtatjuk. A 6. ábra a korábban bemutatott ellipszis pályán mozgó hengerre mutatja be a felhajtóerő tényező időátlagát a  $\Theta$  függvényében. Az ábrán jól látható az a két megoldás, amelyet  $C_L$  időátlaga az adott paraméterértékek esetén felvehet. Látható az is, hogy az ugrás környezetében egy nagyon kis  $\Theta$  változáshoz igen jelentős  $C_L$  változás tartozhat. Az ábrán minden egyes pont egy külön számítást jelent, igen meggyőzően támogatva a két megoldás létezését. A 6. ábrán látható két  $C_L$  érték természetesen rajta van a 3. ábrán látható állapotgörbékben; ott az  $A_y/A_x=0,5$ .

A 7. ábra ugyanerre az esetre vonatkozóan a  $C_{Drms}$  értékét mutatja a  $\Theta$  függvényében. A 6. ábra kapcsán elmondottak itt is érvényesek azzal a különbséggel,

hogy a két  $C_{Drms}$  értéket itt az 5. ábrán találjuk meg meg az  $A_y/A_x=0,5$  értéknél.



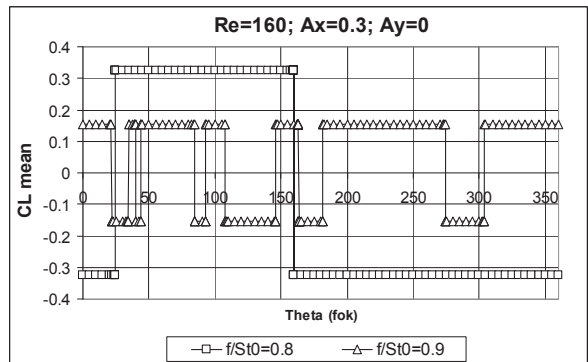
6. ábra.  $C_L$  időátlagos  $\Theta$  függvényében ( $Re=160; A_x=0.3; A_y=0.15; f/St_0=0.9$ )



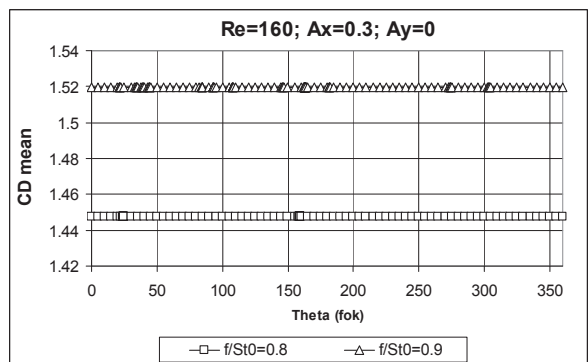
7. ábra.  $C_D rms$  értéke  $\Theta$  függvényében ( $Re=160; A_x=0.3; A_y=0.15; f/St_0=0.9$ )

A kezdeti feltétel hosszirányú hengerrezgetés esetén kialakult áramlásra gyakorolt hatásának vizsgálatára vonatkozó eredményeket mutat a 8. és 9. ábra  $f/St_0=0,8$  és  $0,9$  frekvencia hányadosok esetén. A 8. ábrán a  $C_L$  időátlagos látható  $\Theta$  függvényében. Mint korábban említettük, a hosszirányú rezgés esetén az  $A_x$  függvényében felrajzolt  $C_L$  időátlagához tartozó állapotgörbék egymás tükörképei a vízszintes tengelyre nézve (l. [12]). A 8. ábrán ennek megfelelően látható, hogy két lehetséges megoldás mindkét frekvencia arány esetén azonos nagyságú, de ellenkező előjelű. Az ábrán az is látszik, hogy  $f/St_0=0,8$  esetén csak kétszer vált előjelet  $C_L$  időátlagos, míg  $f/St_0=0,9$  esetén igen sokszor. A 9. ábrán a  $C_D$  időátlagos ábrázoljuk a  $\Theta$  függvényében. Mivel hosszirányú rezgés esetén ugrás csak a  $C_L$  időátlagosban van (l. [12] és [14]), így természetesen mind az  $f/St_0=0,8$ , mind a  $0,9$  esetén csak egy-egy érték adódik a  $C_D$  időátlagosra.

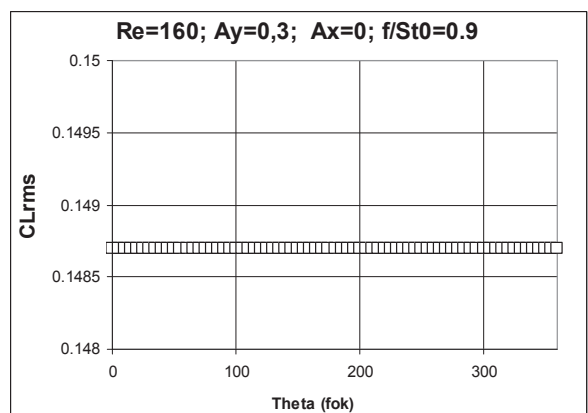
A kezdeti feltétel vizsgálatára vonatkozó, sok munkával járó számításokat a keresztirányú rezgést végző henger esetén is elvégeztük, és a korábbi tapasztalattal megegyezően azt találtuk, hogy ebben az esetben a  $C_L$  és  $C_D$  időátlagosának és rms értékének görbéi folytonosak; bennük semmi ugrás nem található (l. [12] és [14]); ezt támasztja alá a 10. ábra is.



8. ábra.  $C_L$  időátlagos  $\Theta$  függvényében ( $Re=160; A_x=0.3; A_y=0; f/St_0=0,8$  és  $0,9$ )



9. ábra.  $C_D$  időátlagos  $\Theta$  függvényében ( $Re=160; A_x=0.3; A_y=0; f/St_0=0,8$  és  $0,9$ )

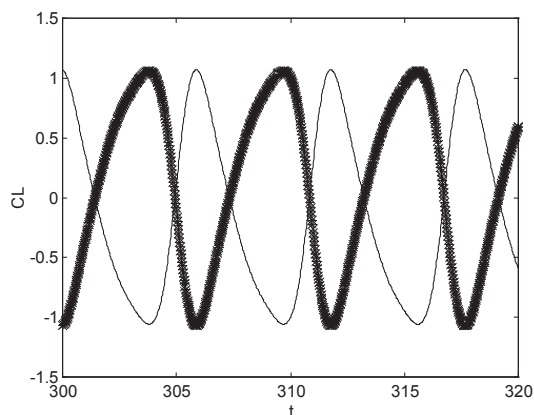


10. ábra.  $C_L rms$  értéke  $\Theta$  függvényében ( $Re=160; A_x=0.3; A_y=0; f/St_0=0,9$ )

### 3.3 Ugrások környezetének vizsgálata

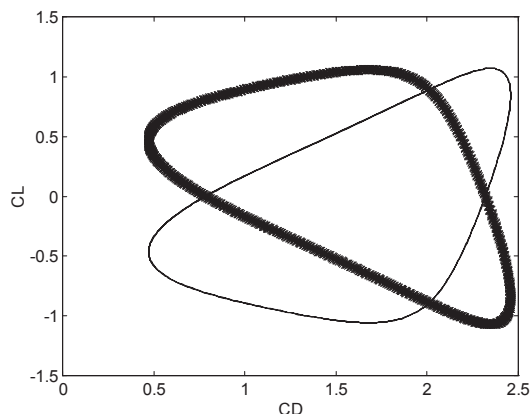
Vizsgáljuk meg most egy olyan ugrás környezetét, amely a henger hosszirányú rezgésénél  $\Theta=163^\circ$  környezetében lép fel  $f/St_0=0,9$  esetén (itt bemutatott eset). Ez az ugrás a 8. ábrán is látható. A  $\Theta=163,3^\circ$  és  $163,4^\circ$  kezdeti értékekhez tartozó  $C_L$  időbeli változását a 11. ábra mutatja. A vastag vonal a  $\Theta=163,3^\circ$  (ugrás előtti), a vékony vonal pedig a  $\Theta=163,4^\circ$  (ugrás utáni) értékhez tartozik. A két görbe egymás tükörképe. Ez

könnyen belátható úgy, hogy az egyik  $C_L(t)$  helyett annak (-1)-szeresét ábrázoljuk; ilyenkor a két görbe fedésbe kerül (itt nem mutatjuk). Az ugrás előtti és utáni két  $\Theta$  értékhez felrajzoltuk a  $C_D(t)$  függvényeket is, amelyek tökéletesen egybeestek (itt nem mutatjuk).



11. ábra.  $C_L$  időbeli változása az ugrás előtt (vastag) és után (vékony); ( $Re=160$ ;  $A_x=0,3$ ;  $A_y=0$ ;  $f/St_0=0,9$ )

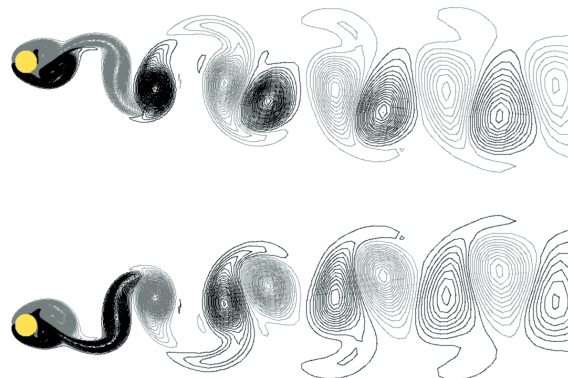
Ezek után nem meglepő, hogy az ugrás előtti és utáni  $\Theta$  értékekhez tartozó periodikus megoldásokból képzett ( $C_D, C_L$ ) ún. határciklusok is egymás tükörképei, mint az a 12. ábrán is látható.



12. ábra. A  $(C_D, C_L)$  határciklus az ugrás előtt (vastag) és után (vékony); ( $Re=160$ ;  $A_x=0,3$ ;  $A_y=0$ ;  $f/St_0=0,9$ )

A vizsgált két  $\Theta$  értékhez tartozó, azonos,  $t=350$  dimenziótlan időpontban az örvénykontúrokat is felrajzoltuk; ezt mutatja a 13. ábra. Az ábra felső része az ugrás előtti ( $\Theta=163,3^\circ$ ), az alsó része pedig az ugrás utáni ( $\Theta=163,4^\circ$ ) kezdeti értékhez tartozik. Itt a szürke árnyalatú örvények negatívak (óramutató járásával megegyező forgásirány), míg a sötétebb szín a pozitív örvényt mutatja (óramutató járásával ellentétes). Egy leválási periódusban egy pozitív és egy negatív örvény válik le. Az ábráról látható, hogy az ugrás előtti és utáni örvényképek egymás tükörképei. Az összes hosszirányú rezgéshez tartozó, itt bemutatott eredmény alátámasztja a korábbi eredményeket (l. [12]). Úgy tűnik, hogy az

örvényképben kialakuló ugrásszerű változás oka a „szimmetria-törő bifurkáció” (symmetry breaking bifurcation) lehet, [15].



13. ábra. Örvénykontúrok. Felső ábra:  $\Theta=163,3^\circ$ ; Alsó ábra:  $\Theta=163,4^\circ$ ; ( $Re=160$ ;  $A_x=0,3$ ;  $A_y=0$ ;  $f/St_0=0,9$ )

Az ugrás környezetének vizsgálatát az ellipszis pályán mozgó henger esetére is elvégeztük a korábbiakban bemutatott esetre ( $Re=160$ ;  $A_x=0,3$ ;  $A_y=0,15$ ;  $f/St_0=0,9$ ). Ezeket az eredményeket itt nem kívánjuk bemutatni. Azt szeretnénk csupán megjegyezni, hogy szemben a hosszirányú hengermozgás esetével, itt az ugrás két oldalán az egymástól jelentősen különböző eredmények már nem rendelkeznek a tükörkép szimmetriával (reflection symmetry). Mivel a hosszirányban rezgő henger esetén semmilyen ugrást nem tapasztaltunk, így ilyen fajta vizsgálatnak nem volt értelme.

#### 4. ÖSSZEFOGLALÁS

Amikor az erőtenyezők időátlagát vagy az rms értékét a  $\Theta$  kezdeti feltétel függvényében ábrázoljuk homogén párhuzamos áramlásba helyezett rezgőmozgást végző, vagy ellipszis pályán mozgó henger körüli áramlás esetén, a következő eredményekre jutottunk:

- *ellipszispálya*: két állapot található az összes erőtenyező időátlagában és rms értékében (örvényugrást mutat),
- *hosszirányú hengermozgás*: két állapot közötti ugrást csak a felhajtóerő-tényező időátlagában található (örvényugrás),
- *keresztirányú hengermozgás*: nincs ugrás. Vagy egy megoldás vagy két egybeeső megoldás van (nincs örvényugrás).

Az eredmények alátámasztják a korábbi, amplitúdóra és frekvencia arányra vonatkozó eredményeket.

A teljes kezdeti feltétel tartományban a várakozásunknak megfelelően csak egy vagy két időátlag és rms érték létezik.

A hosszirányú hengerrezgés esetén az ugrás előtti és utáni kezdeti feltételhez tartozó felhajtóerők időbeli

változása, a ( $C_D, C_L$ ) határciklusok és az örvénykontúrok is egymás tükörképei (akárcsak a felhajtóerő időátlaga).

Így tehát kijelenthetjük, hogy a kezdeti feltételre vonatkozó eredmények alátámasztják a korábbi vizsgálati eredményeinket.

## 5. SUMMARY

When the time-mean and rms values of force coefficients are plotted against initial condition  $\theta$  for the flow around an oscillating or orbiting cylinder placed in a uniform stream the following results were found:

- jumps between two states were found in all time-mean and rms curves for *orbital* cylinder motion (showing vortex switches),
- jumps between two states were found only in the time-mean lift for *in-line* cylinder motion (vortex switches),
- no jumps were found for *transverse* cylinder motion; either one solution or two coinciding solutions (no vortex switches).

Results are consistent with previous results for amplitude and frequency ratio.

In the total initial condition domain only either one or two time-mean and rms values exist, as expected.

For in-line cylinder motion the pre- and post-jump time history of lift, limit cycle curves ( $C_D, C_L$ ) and vorticity contours are mirror images of each other (and so are the time-mean values of lift).

Thus, evidence from initial condition investigation supports previous findings.

## 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerző köszönetét fejezi ki a K 76085 sz. OTKA projekt keretében megvalósult támogatásért. A kutató munka 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. A szerző köszönetet mond Daróczy László úrnak az általa kifejlesztett áramlás-megjelenítő szoftver használatáért (l. 13.ábra).

## 7. IRODALOM

- [1] KUNDU, P.K., COHEN, I.M., DOWLING, D.R.: Fluid Mechanics (5<sup>th</sup> ed.), Elsevier, 2012.
- [2] JAUVTIS, N., WILLIAMSON, C.H.K.: The effect of two degrees of freedom on vortex-induced vibration and at low mass and damping, *Journal of Fluid Mechanics* 509, 23–62, 2004.
- [3] SANCHIS, A., SAELEVIK, G., GRUE, J.: Two-degree-of-freedom vortex-induced vibrations of a spring-mounted rigid cylinder with low mass ratio, *Journal of Fluids and Structures* 24, 907-919, 2008.
- [4] PRASANTH, T.K., MITTAL, S.: Flow-induced oscillation of two circular cylinders in tandem arrangement at low Re, *Journal of Fluids and Structures* 25, 1029-1048, 2009.
- [5] WILLIAMSON, C.H.K., ROSHKO, A.: Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder, *Journal of Fluids and Structures* 2, 355-381, 1988.
- [6] BLACKBURN, H.M., HENDERSON, R.D.: A study of two-dimensional flow past an oscillating cylinder, *Journal of Fluid Mechanics* 385, 255-286, 1999.
- [7] KAIKTSIS, L., TRANTAFYLLOU, G.S., ÖZBAS, N.: Excitation, inertia, and drag forces on a cylinder vibrating transversely to a steady flow, *Journal of Fluids and Structures* 23, 1-21, 2007.
- [8] BARANYI, L.: Numerical simulation of flow around an orbiting cylinder at different ellipticity values, *Journal of Fluids and Structures* 24, 883-906, 2008.
- [9] Williamson, C.H.K.: Vortex-induced vibrations, *Annual Review of Fluid Mechanics* 36, 413-455, 2004.
- [10] Newman, D.J., Karniadakis, G.E.: Direct numerical simulation of flow over a flexible cable, *Proc. 6th Int. Conference on Flow-Induced Vibration*, London, pp. 193-203, 1995.
- [11] Baranyi, L.: Computation of flow around a circular cylinder undergoing two-degree-of-freedom forced motion at low Reynolds numbers, *Proc. 10th International Conference on Flow-Induced Vibration*, Meskell & Bennett (Eds.), Dublin, pp. 361-368, 2012.
- [12] BARANYI, L.: Sudden and gradual alteration of amplitude during the computation for flow around a cylinder oscillating in transverse or in-line direction, *Proc. ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Conference, Symposium on Flow-Induced Vibration*. Prague, Paper No. PVP2009-77463, 2009.
- [13] STROGATZ, S.H.: *Nonlinear Dynamics and Chaos*. Westview, 1994.
- [14] BARANYI, L.: Effect of frequency ratio on the force coefficients of a cylinder oscillated in a uniform stream, *Proc. 7th JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference*, Sapporo, Japan, Paper No. L132, 2008.
- [15] CRAWFORD, J.D., KNOBLOCH, E., 1991. Symmetry and symmetry-breaking bifurcations in fluid dynamics, *Annual Review of Fluid Mechanics* 23, 341-387.

# ÁRAMLÁSI PARAMÉTEREK HATÁSA REZGŐ HENGER ÉS FOLYADÉK KÖZTI ENERGIAÁTADÁSRA

## FLOW PARAMETER EFFECTS ON ENERGY TRANSFER BETWEEN AN OSCILLATING CYLINDER AND FLUID

dr. Baranyi László<sup>1</sup>, Daróczy László<sup>2</sup>

### ABSTRACT

*This paper concentrates on the investigation of mechanical energy transfer  $E$  between the fluid and a transversely oscillating cylinder placed in a two-dimensional low-Reynolds number flow. The analysis is carried out using a finite difference in-house code. When  $E$  is negative the fluid works to dampen the cylinder oscillation, while with positive  $E$  work is done on the cylinder, which can be a source of vortex-induced vibration (VIV) for free vibration cases. The object of this paper is to identify subdomains in the parameter domain of Reynolds number, oscillation amplitude and frequency ratio ( $Re$ ,  $A_y$ ,  $f/St_0$ ) where the mechanical energy transfer is positive. Since it is computationally expensive to carry out the computation for even one point of the three-dimensional domain of ( $Re$ ,  $A_y$ ,  $f/St_0$ ), the analysed space is limited to  $Re = 100-180$ ,  $A_y = 0.1-1.0$  and  $f/St_0 = 0.6-1.2$  under lock-in.*

### 1. BEVEZETÉS

A párhuzamos áramlásba helyezett, rezgőmozgást végző henger körüli áramlást a kutatók gyakorlati jelentősége miatt széles körben vizsgálták és vizsgálják ma is. A szélnek vagy víz alatti áramlásoknak kitett szerkezetek az áramlás hatására rezgésbe jöhetnek, amely a szerkezetek meghibásodásához vezethet.

Amennyiben egy körhengert mechanikusan rezgetünk, akkor a kialakuló áramlást valamint a folyadék és henger közti kölcsönhatást az  $Re$  Reynolds szám ( $Re=Ud/v$ , ahol  $U$  a megfúvási sebesség,  $d$  a hengerátmérő,  $v$  a folyadék kinematikai viszkozitási tényezője) mellett a rezgés  $f$  frekvenciája és  $A$  amplitúdója is befolyásolja. A keletkező periodikus felhajtóerő nagy rezgési amplitúdót eredményezhet, különösen akkor, ha az örvényleválás frekvenciája közel

esik a test sajátfrekvenciájához és a csillapítás kicsi. Amint azt az [1] dolgozat is említi, az áramlás keltette rezgések területén sok jelenségre a Reynolds számnak csupán csekély hatása van. Ezért, még a viszonylag kis  $Re$  értékek mellett is pontosan vizsgálható a jelenség, így a jelen tanulmányban is.

A főáramlásra merőlegesen, keresztirányban rezgő körhenger mögött kialakuló áramlást nagyon sokan vizsgálták. Williamson és Roshko [2] kis Reynolds számú, mechanikusan rezgetett hengerre vonatkozó kísérleteik alapján feltérképezték a lehetséges örvényleválási módokat. Blackburn és Henderson [3]  $Re=500$ , Kaiktsis és szerzőtársai [4]  $Re=400$ , míg Lu és Dalton [5]  $Re=185$  esetén hirtelen változást talált örvényszerkezetben, miközben kissé változtatták a szuperharmonikus rezgetési frekvenciát. A véges differenciák módszerén alapuló numerikus tanulmányok (pl. [6]), nem találtak ilyen jelenséget.

Az jelen tanulmányban a homogén párhuzamos áramlásba helyezett, arra keresztirányban rezgő henger mögött kialakuló áramlás és a henger közötti  $E$  mechanikai energiaátadás változását vizsgáltuk szisztematikusan az ( $Re$ ,  $A_y$ ,  $f/St_0$ ) paraméterek alkotta széles tartományban (továbbiakban fázistér). Itt  $A_y$  a dimenziótlan rezgési amplitúdó,  $St_0$  pedig az álló hengerre vonatkozó dimenziótlan örvényleválási frekvencia (Strouhal szám) az adott  $Re$  számnál. A vizsgálatainkat azokra az esetekre korlátoztuk, amikor az örvényleválás frekvenciája szinkronizálódik az  $f$  hengerrezgési frekvenciával. Az angol szakirodalomban ezt a jelenséget „lock-in”-nek nevezik. A vizsgálat különösen a pozitív mechanikai energiaátadás tartományára koncentrált. A szerzők legjobb tudomása szerint a szakirodalomban még nem található meg az ( $Re$ ,  $A_y$ ,  $f/St_0$ ) fázistér ilyen átfogó vizsgálata.

### 2. SZÁMÍTÁSOK

A számítási eljárás részletes ismertetése és tesztelése a [7] cikkben található, így itt most csak a számítási paraméterek ismertetésére szorítkozunk.

Ahhoz, hogy egy megfelelő felbontású képet kaphassunk az ( $Re$ ,  $A_y$ ,  $f/St_0$ ) három-dimenziós (3D) fázisterről,

<sup>1</sup>egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

<sup>2</sup>gépészmérnök MSc, Miskolci Egyetem

nagy mennyiségű számítást kellett elvégeznünk. A számításokat az  $Re=100, 120, 140, 160$  és  $180$ ;  $A_y=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9, 1,0$ ; és az  $f/St_0=0,6, 0,7, 0,8, 0,9, 1,0, 1,1, 1,2$  paraméterek minden lehetséges kombinációjára elvégeztük. Az egyszerűség kedvéért a továbbiakban bevezetjük az  $FR=f/St_0$  jelölést, amelyet frekvencia-aránynak fogunk nevezni. Az  $Re=100, 120, 140, 160, 180$  értékekhez tartozó  $St_0$  értékek [8] alapján rendre  $St_0=0,1644, 0,1735, 0,1806, 0,1864, 0,1913$ . Az előbbi esetek mellett további 36 pontban is végeztünk számításokat a vizsgált térbeli felületek pontosításához, így összesen a fázistér 386 pontját vizsgáltuk meg.

A fenti paramétereken túl minden egyéb adat meg-  
egyezett az egyes számításoknál. Az általunk használt háló  $361 \times 292$  (kerületi  $\times$  radiális) felbontású, a tartomány méretét a  $R_2/R_1=160$  arány jellemezte, és  $\Delta t=0,0005$  dimenziótlán időlépcsőt alkalmaztunk, hogy az elsőrendű időbeli diszkretizáció elég pontos legyen. A másodrendű Runge-Kutta időléptetéssel végzett [9] vizsgálataink azt mutatták, hogy ilyen időlépcső esetén a két eljárás eredményei jó egyezést mutatnak. A szimulációkat minden esetben  $t=600-1000$  dimenziótlán időig végeztük el.

Az első szerző által kifejlesztett FORTRAN program eredményeit utólagosan fel kellett dolgoznunk. Azon esetekben, mikor kialakult a periodikus megoldás, azaz a „lock-in” bekövetkezett, kiszámítottuk az  $E$  mechanikai energiaátadást, majd az adatokat Matlab által is importálható formában lementettük. A Matlab szoftveren belül az eredeti pontokból álló halmazt egy nagyfelbontású, finom hálóra interpoláltuk át a GRIDDATAN parancs segítségével, majd az ISURFACE paranccsal megjelenítettük az izofelületeket (konstans értékhez tartozó felület).

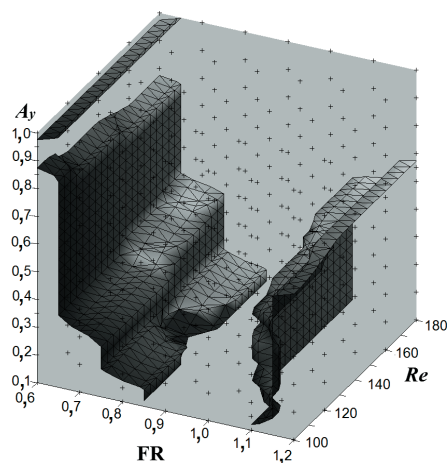
### 3. EREDMÉNYEK

A számítási eredményeket a fázistér „lock-in” tartományában, a folyadék és a henger között megvalósuló mechanikai energiaátadásra koncentrálni fogjuk bemutatni.

#### 3.1. „Lock-in” tartomány

Az általunk megvizsgált 386 esetből összesen 252 esetben következett be a „lock-in”, amelyek alapján az 1. ábrán látható a „lock-in”/”nincs „lock-in” tartományok becsült határa 3D-ben [10]. Az ábrán a 0,5-nek megfelelő izofelületet ábrázoltuk, ahol 1 jelentette azon eseteket, ahol bekövetkezett a „lock-in”, míg 0 azon eseteket, ahol nem.

Természetesen számítástechnikai korlátok miatt az izofelület felbontása nem pontos, hanem csupán egy közelítést ad. A kutatás folytatásának egy lehetséges iránya a felület még pontosabb meghatározása.



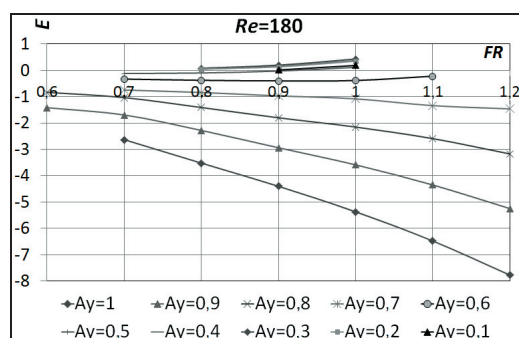
1. ábra. „Lock-in” tartomány 3D-ben

#### 3.2. Mechanikai energiaátadás

A folyadék és a keresztirányban rezgő henger közötti  $E$  mechanikai energiaátadás a már periodikus áramlás esetén az alábbi képlet alapján számítható [3] alapján:

$$E = \int_0^T C_L(t) v_{0y}(t) dt, \quad (1)$$

ahol  $v_{0y}$  a henger sebessége,  $t$  és  $T$  a dimenziótlán idő és periódusidő.  $E$  pozitív, amennyiben a folyadék munkát végez a hengeren, és negatív, ha a rezgő henger végez munkát a folyadékon.

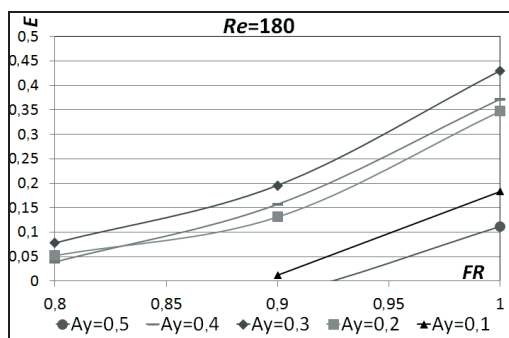


2. ábra. Mechanikai energiaátadás;  $Re=180$

A 2. ábrán az  $E$  látható a „lock-in” tartományon belül az  $FR$  frekvencia-arány függvényében különböző  $A_y$  amplitúdók esetén a vizsgált legnagyobb Reynolds szám, azaz  $Re=180$  esetén. Az ábrán látható, hogy nagy amplitúdók esetén  $E$  negatív, és abszolút értékben növekszik  $FR$  növekedésével. Kismértékű pozitív energiaátadást csak 0,8 és 1,0 közötti frekvencia-arányoknál és 0,6 alatti amplitúdóknál tapasztalhatunk. A kisebb  $Re$  számokhoz tartozó görbék is hasonlóak.

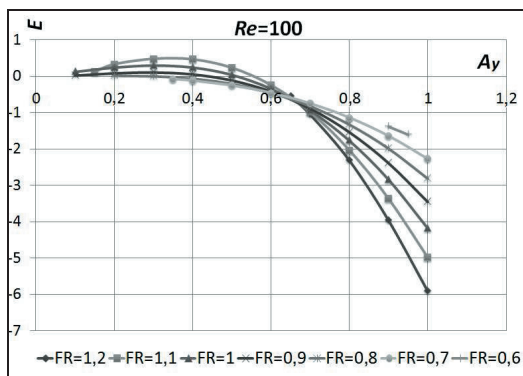
A 3. ábra ugyancsak az  $E$ -t mutatja, de a pozitív energiaátadás tartományára fókuszál. Az  $E$  értéke  $FR$  növekedésével nő, de meglepő módon a rezgési amplitúdónál nem tudunk egyértelmű tendenciát megállítani: a legkisebb energiaátadás 0,1 és 0,5 amplitúdókhöz tartozik.

Minden vizsgált  $Re$  esetén ugyanezt a változási jelleget tapasztaltuk.



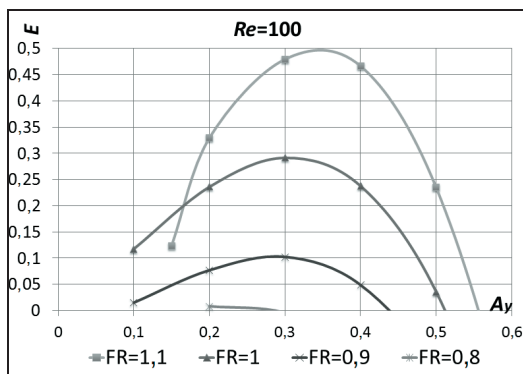
3. ábra. Pozitív mechanikai energiaátadás;  $Re=180$

A 4. ábra az energiaátadást a legkisebb vizsgált Reynolds szám, azaz  $Re=100$  esetén mutatja az  $A_y$  amplitúdó függvényében különböző  $FR$  értékek esetén a „lock-



4. ábra. Mechanikai energiaátadás;  $Re=100$

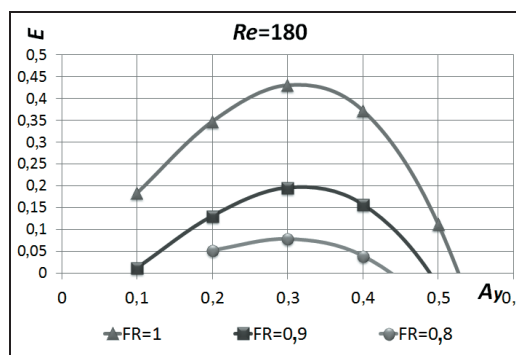
in” tartományon belül. Itt is látható, hogy a fázistér nagyobbik részében  $E$  negatív. Nagy amplitúdók esetén  $E$  negatív, és az abszolút értéke növekszik  $FR$  növekedésével. Kicsi, de pozitív értékeket csak 0,6 alatti amplitúdóknál találunk. A görbék jellege nagyobb Reynolds számok esetén is hasonló. Érdekes módon van az ábrán egy pont, amelyen minden görbe áthalad ( $A_y \approx 0,65$  és  $E \approx -0,6$ ).



5. ábra. Pozitív mechanikai energiaátadás;  $Re=100$

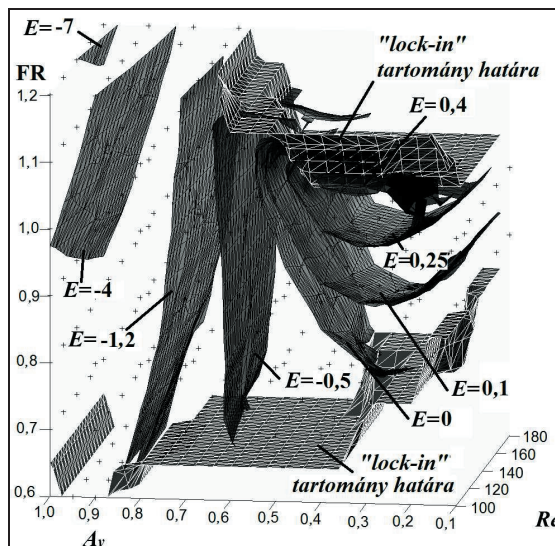
Az 5. ábrán felnagyítva látható a 4. ábra azon tartománya, ahol az energiaátadás pozitív. Láthatjuk, hogy  $E$  maximuma minden görbénél  $A_y = 0,3$  körül adódik, és hogy a nagysága  $FR$  növekedésével nő. Az összes vizsgált eset közül a legnagyobb mértékű energiaátadást  $Re=100$ ,  $FR=1,1$  és  $A_y=0,3$  esetén tapasztaltuk, amelynek nagysága 0,4794.

Összehasonlításként,  $Re=180$  esetén (6. ábra) is mutassuk meg a pozitív energiaátadást az  $A_y$  függvényében különböző  $FR$  értékek esetén! Az 5. és 6. ábrákat összehasonlítva látható, hogy azonos frekvencia-arányhoz tartozó  $E$  görbék az  $Re$  növekedésével kis mértékben a pozitív irányban tolnak el, azaz egyértelmű irányzatot figyelhetünk meg, ellentétben az  $A_y$ -nál tapasztaltakkal.



6. ábra. Pozitív mechanikai energiaátadás;  $Re=180$

Az  $Re=120$ , 140 és 160 esetén is hasonlóak a görbék, és a vizsgált tartományban a Reynolds szám hatása nem jelentős, megerősítve ezzel [1] állítását.



7. ábra. Mechanikai energiaátadás izofelületei

A 2-6. ábrákon bemutatott mechanikai energiaátadásokat a 7. ábrán összegezzük 3D-ben. Ezen az ábrán az  $E = -7, -4, -1,2, -0,5, 0, 0,1, 0,25$  és  $0,4$  izofelületeket jelentettük meg a „lock-in” tartomány határának feltüntetésével. Pozitív energiaátadás csak a fázistér „lock-in” határhoz viszonylag közeli tartományában történt.

Egyértelműen láthatjuk az ábrák alapján, hogy nagyobb amplitúdókhoz általában nagyobb, a henger által a folyadéknak átadott mechanikai energia tartozik. Kisebbsé amplitúdók esetén azonban nem fogalmazhatunk meg ilyen egyértelmű szabályt, és egy olyan tartományt is azonosíthattunk, ahol pozitív energia átadás történik.

#### 4. ÖSSZEFOGLALÁS

A  $(Re, A_y, f/St_0)$  paraméterek által meghatározott három-dimenziós fázistér „lock-in” tartományán belül vizsgáltuk a folyadék, és a párhuzamos áramlás irányára keresztirányban rezgő henger közötti  $E$  mechanikai energiaátadást.

A fázistér legnagyobb részében  $E$  negatív volt, azaz a folyadék mechanikai energiát nyelt el. Nagy negatív értékek a nagyobb  $A_y$  amplitúdókhoz tartoztak. Azonban  $A_y < 0,6$  és  $f/St_0 = 0,8-1,1$  esetén minden vizsgált Reynolds szám ( $Re=100-180$ ) mellett pozitív energiaátadást tapasztaltunk a „lock-in” tartomány széléhez közel. A fázistérben az  $Re$  energiaátadásra gyakorolt hatása nem jelentős.

Terveink szerint a tanulmány következő szakasza a „lock-in” tartomány határának pontos meghatározására, valamint a tartomány határa közelében fellépő pozitív energiaátadás jelenségére fog koncentrálni.

#### 5. SUMMARY

The mechanical energy transfer  $E$  between the fluid and a cylinder mechanically oscillated transverse to the free stream was investigated in the three-dimensional phase space  $(Re, A_y, f/St_0)$  under lock-in condition. In the largest part of the phase space,  $E$  was found to be negative, meaning that energy is extracted from the cylinder. Large-magnitude negative values were found at large oscillation amplitude  $A_y$  values. However, at  $A_y < 0,6$ , and at  $f/St_0 = 0,8-1,1$ , positive  $E$  values were found at all Reynolds numbers investigated ( $Re=100-180$ ), this is near the upper boundary of the lock-in region. The effect of Reynolds number was found to be weak across most of the phase space.

Further investigation could include the more accurate determination of lock-in boundaries and a more detailed investigation of positive mechanical energy transfer near the boundary of lock-in.

#### 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetüket fejezik ki a K 76085 sz. OTKA projekt keretében megvalósult támogatásért. A kutató munka 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.

#### 7. IRODALOM

- [1] NEWMAN, D.J., KARNIADAKIS, G.E.: Direct numerical simulation of flow over a flexible cable, *Proc. 6th Int. Conference on Flow-Induced Vibration*, London, pp. 193-203, 1995.
- [2] WILLIAMSON, C.H.K., ROSHKO, A.: Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder, *Journal of Fluids and Structures* 2, 355-381, 1988.
- [3] BLACKBURN, H.M., HENDERSON, R.D.: A study of two-dimensional flow past an oscillating cylinder, *Journal of Fluid Mechanics* 385, 255-286, 1999.
- [4] KAIKTSIS, L., TRANTAFYLLOU, G.S., ÖZBAS, N.: Excitation, inertia, and drag forces on a cylinder vibrating transversely to a steady flow, *Journal of Fluids and Structures* 23, 1-21, 2007.
- [5] LU, X.Y., DALTON, C.: Calculation of the timing of vortex formation from an oscillating cylinder, *Journal of Fluids and Structures* 10, 527-541, 1996.
- [6] BARANYI, L.: Effect of frequency ratio on the force coefficients of a cylinder oscillated in a uniform stream, *Proc. 7th JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference*, Sapporo, Japan, Paper No. L132, 2008.
- [7] BARANYI, L.: Numerical simulation of flow around an orbiting cylinder at different ellipticity values. *Journal of Fluids and Structures* 24, 883-906, 2008.
- [8] POSDZIECH, O., GRUNDMANN, R.: A systematic approach to the numerical calculation of fundamental quantities of the two-dimensional flow over a circular cylinder, *Journal of Fluids and Structures* 23, 479-499, 2007.
- [9] DARÓCZY, L., BARANYI, L.: Euler and second-order Runge-Kutta methods for computation of flow around a cylinder, *Proc. 26th MicroCAD, International Scientific Conference*, Section N, Miskolc, Hungary, pp. 1-6. Paper No. N10, 2012.
- [10] BARANYI, L., DARÓCZY, L.: Numerical investigation of mechanical energy transfer between the fluid and a cylinder oscillating transverse to the main stream, *Conference on Modelling Fluid Flow* (accepted for publication), Hungary, 2012.

# ELSŐ- ÉS MÁSODRENDŰ IDŐBELI DISZKRETIZÁCIÓ KÖRHENGER KÖRÜLI ÁRAMLÁS ESETÉN

## FIRST- AND SECOND-ORDER TEMPORAL DISCRETIZATION FOR COMPUTATION OF FLOW AROUND A CIRCULAR CYLINDER

dr. Baranyi László<sup>1</sup>, Daróczy László<sup>2</sup>

### ABSTRACT

*This paper deals with the two-dimensional numerical simulation of low-Reynolds number flow past a stationary circular cylinder using the finite difference method. We investigate the effect of temporal discretization (1<sup>st</sup> order Euler and 2<sup>nd</sup> order Runge-Kutta) on force coefficients and Strouhal number. Additionally, solvers for two types of hardware: CPU and GPGPU (General-Purpose computing on Graphics Processing Units) are used for validation of the code. Computations were carried out for Reynolds numbers 100 and 150, for different dimensionless time steps (0.0001; 0.0002; 0.0004; 0.0005) and at different mesh sizes (512x450; 360x260).*

*Computational results obtained for the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> order methods agree well using both CPU and GPGPU, though the latter is much faster. Results also compare well with values in the literature. The 2<sup>nd</sup> order method is generally considered better, but its advantage of high accuracy at larger time steps cannot be utilized here, since the code demands relatively small time steps (it diverges at larger time steps due to using successive over-relaxation). Results obtained with 1<sup>st</sup> order Euler discretization proved to be equally accurate in this case.*

### 1. BEVEZETÉS

A különféle testek körüli áramlások nagy pontosságú szimulációja során nagyon fontos egy megfelelő egyensúlyt találnunk a számítási idő és a pontosság között. A magasabbrendű numerikus eljárások alkalmazása sem kivétel ez alól, mivel bár azonos idő- és térbeli diszkretizáció alkalmazása esetén a magasabb

rendű eljárások pontosabbak, azonban magasabb a számítás igényük is. Másképpen megfogalmazva ugyanolyan pontosság érhető el kisebb méretű háló vagy nagyobb időlépcső esetén is, amennyiben a magasabbrendű eljárásokat alkalmazzuk.

A kereskedelmi szoftverekben, de talán még sok kutatásban is legelterjedtebben alkalmazott eljárás a sok tekintetben már elavultnak tekintett elsőrendű Euler eljárás. A másodrendű eljárások között a legelterjedtebb a sokféle változatban létező Runge-Kutta (RK) illetve Adams-Bashforth eljárások [1]. A még magasabb rendű módszerek közül leggyakrabban a negyed-rendű Runge-Kutta eljárást használják.

A jelen tanulmány során a másod- és negyed-rendű Runge-Kutta eljárást is megvizsgáltuk, bár ez utóbbi a probléma jelen megfogalmazása mellett sem a SOR (successive over-relaxation), sem a BiCGSTAB (Bilinear Conjugate Gradient STABILized method) eljárás mellett nem bizonyult hatékonynak a rendkívül nagy futási idő miatt. A másodrendű Runge-Kutta (RK2) módszereken belül a Heun, Midpoint, Ralston és Taylor sorozatok [2, 3] módszerei közül végül a Heun eljárást választottuk ki, majd hasonlítottuk össze az Euler-eljárás eredményeivel különböző időlépcsők, hálóméretetek, Reynolds számok és számítási hardver esetén a két-dimenziós (2D), kis Reynolds számú, homogén párhuzamos áramlásba helyezett körhenger körüli áramlás esetén [4].

### 2. SZÁMÍTÁSI ELJÁRÁS

A számításokat egy saját fejlesztésű, véges differenciák módszerén alapuló szoftver segítségével végeztük el, melyet a kis Reynolds számú síkbeli, álló vagy rezgő mozgást végző henger körüli áramlások vizsgálatára fejlesztettünk ki.

Az eljárás az összenyomhatatlan, konstans tulajdonságokkal rendelkező newtoni folyadékokra felírt dimenziótlant Navier-Stokes egyenletet, a kontinuitási egyenletet, valamint a nyomásra felírt Poisson egyenletet oldja meg, [5].

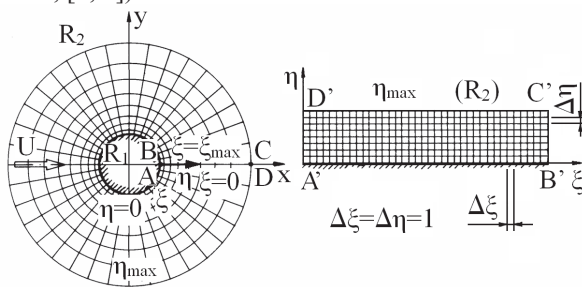
<sup>1</sup>egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

<sup>2</sup>gépészmérnök MSc, Miskolci Egyetem

A tényleges fizikai tartomány két,  $R_1$  (körhenger fala) és  $R_2$  (számítási tartomány külső pereme) dimenziótlan sugarú koncentrikus kör közötti terület (l. 1. ábra).  $R_1$  mentén a sebesség zéró, a nyomásra pedig egy Neumann típusú peremfeltételt használunk, míg  $R_2$  mentén potenciáláramlást tételezünk fel, [5].

A peremfeltételek pontos kielégítése érdekében peremre illeszkedő görbevonalú koordináta-rendszert használunk. A fizikai tartomány logaritmikusan diszkrétizált hálóját egy téglalap alakú, ekvidisztáns felosztású számítási tartományra képezzük le (l. 1. ábra), majd a transzformált egyenleteket véges differenciák módszerével oldjuk meg, [6, 7].

A térkoordináták szerinti deriváltakat negyedrendű centrális differenciákkal közelítjük, kivéve a konvektív tagot, amelyet egy harmadrendű módosított „upwind” sémával kezelünk. A mozgásegyenletet időben explicit módon integráljuk, nyomásra vonatkozó Poisson egyenletet a SOR eljárással oldjuk meg, miközben a kontinuitási egyenletet is kielégítjük. További részletek az [5, 6] dolgozatokban találhatóak. A második szerző által kifejlesztett 2D FORTRAN kód alapos vizsgálatnak lett alávétve az évek során, és eredményei nagyon jól megegyeznek a szakirodalmi kísérleti és számítási eredményekkel mind álló, mind rezgő henger esetén, [6, 7].



1. ábra. Fizikai és számítási tartomány

### 3. EULER ÉS RUNGE-KUTTA IDŐLÉPTETÉSEK

Nézzük meg először az egyenletek megoldásának menetét a Runge-Kutta eljárás alkalmazásával! A rezgő hengerhez rögzített, nem-inerciarendszerben felírt dimenziótlan Navier-Stokes egyenlet:

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = -(\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} - \nabla p + \frac{1}{Re} \nabla^2 \mathbf{v} - \mathbf{a}_0, \quad (1)$$

ahol  $\mathbf{v}=\{u,v\}$  a sebességvektor,  $p$  a nyomás,  $Re=Ud/\nu$  a Reynolds szám,  $U$  a párhuzamos áramlás sebessége,  $d$  a henger átmérője,  $\nu$  a folyadék kinematikai viszkozitása,  $\mathbf{a}_0$  a henger gyorsulása,  $t$  az idő; minden változó dimenziótlan formában felírva [5,6]. A nyomásra vonatkozó Poisson egyenlet [6]:

$$\frac{\partial D}{\partial t} = 2 \left[ \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial v}{\partial x} \right] - \nabla^2 p. \quad (2)$$

Az  $n$ . időlépcsőben a  $\mathbf{v}^n, p^n$  megoldások ismeretében az (1) egyenlet idő szerinti integrálása Heun RK2 módszere alapján az alábbiak szerint történik.

**1. lépés.** A  $\mathbf{k}_1$  Runge-Kutta tényező meghatározása:

$$\mathbf{k}_1 = - \left[ (\mathbf{v}^n \cdot \nabla) \mathbf{v}^n + \nabla p^n - \frac{1}{Re} \nabla^2 \mathbf{v}^n \right]. \quad (3)$$

Ezt felhasználva meghatározhatjuk a  $\mathbf{v}^*=\{u^*,v^*\}$  átmeneti sebességet

$$\mathbf{v}^* = \mathbf{v}^n + \mathbf{k}_1 \Delta t - \mathbf{v}_0^n + \mathbf{v}_0^{n+1}, \quad (4)$$

ahol  $\mathbf{v}_0$  a henger sebessége és  $\Delta t$  az időlépcső. Ezek alapján, (2) felhasználásával meghatározható a  $p^*$  átmeneti nyomás

$$\frac{0-D^n}{\Delta t} = 2 \left[ \frac{\partial u^*}{\partial x} \frac{\partial v^*}{\partial y} - \frac{\partial u^*}{\partial y} \frac{\partial v^*}{\partial x} \right] - \nabla^2 p^*, \quad (5)$$

ahol  $D^n = \text{div}(\mathbf{u}^n)$ . Így az (5) Poisson egyenlet megoldásával párhuzamosan a  $D^*=\text{div}(\mathbf{v}^*)=0$  kontinuitási egyenletet is kielégítjük.

**2. lépés.** A  $\mathbf{k}_2$  Runge-Kutta tényező meghatározása:

$$\mathbf{k}_2 = - \left[ (\mathbf{v}^* \cdot \nabla) \mathbf{v}^* + \nabla p^* - \frac{1}{Re} \nabla^2 \mathbf{v}^* \right]. \quad (6)$$

A  $\mathbf{k}_1, \mathbf{k}_2$  tényezők ismeretében kapjuk a következő  $(n+1)$  időlépcsőhöz tartozó  $\mathbf{v}^{n+1}=\{u^{n+1},v^{n+1}\}$  sebességet, illetve a  $p^{n+1}$  nyomást:

$$\mathbf{v}^{n+1} = \mathbf{v}^n + \frac{1}{2}(\mathbf{k}_1 + \mathbf{k}_2) \Delta t - \mathbf{v}_0^n + \mathbf{v}_0^{n+1}, \quad (7)$$

$$\frac{0-D^n}{\Delta t} = 2 \left[ \frac{\partial u^{n+1}}{\partial x} \frac{\partial v^{n+1}}{\partial y} - \frac{\partial u^{n+1}}{\partial y} \frac{\partial v^{n+1}}{\partial x} \right] - \nabla^2 p^{n+1}. \quad (8)$$

Amennyiben a fenti két lépcsőből csak az első hajtjuk végre, akkor az Euler módszert kapjuk. A fentiekből látható, hogy az RK2 módszernél az időigényes SOR eljárást kétszer is végre kell hajtani egyetlen időlépcsőn belül, míg az Eulernél csak egyszer. A számítások folyamán azt tapasztaltuk, hogy a futásidő ennek ellenére nem duplázódik meg, mivel a SOR eljárás a 2. lépés során gyorsabban konvergál.

### 4. A HASZNÁLT SZOFTVER

A jelen tanulmányban az első szerző által kifejlesztett FlowCFD nevű program segítségével végeztük el a számításokat. A FlowCFD egy C++ nyelven megírt, körhenger körüli áramlások vizsgálatára kidolgozott, [5-7] algoritmusán alapuló szoftvercsomag, amely lehetővé teszi a szimulációk párhuzamos ütemezését a processzoron és grafikai kártyákon, valamint kiterjedt poszt-processzálási lehetőséget biztosít.

A szoftver számítási motorja négy különböző számítási eljárást tartalmaz. Az első változat a CPU-n fut Euler-típusú időléptetést alkalmazva, ez a kód a második szerző által korábban kifejlesztett FORTRAN program (l. [6]) C++ nyelvre történő átirása. A FORTRAN és C++ program változatok teljes

mértékben megegyező eredményt adnak, amely megfelelő validálást nyújt ezen számítási eljárás számára, hiszen az eredeti FORTRAN programot a publikációk során alaposan teszteltük, [7]. A második változat a grafikai kártyák nyújtotta hatalmas számítási teljesítményből profitál a GPGPU technika révén, akár 8-20x gyorsulást is elérve, de továbbra is az Euler-típusú időléptetést alkalmazva. A kernelek itt NVIDIA® CUDA™ C nyelven vannak megírva, de az eredeti SOR eljárás helyett a vörös-fekete Gauss-Seidel SOR módszert alkalmazza [8], amely jól párhuzamosítható.

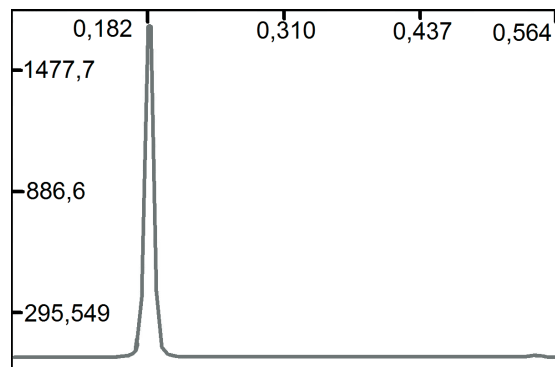
A későbbiekben a programot kiegészítettük az Euler mellett másodrendű Runge-Kutta időléptetéssel is, mind a processzoron (harmadik változat), mint a grafikai kártyán (negyedik változat).

A processzoron végzett számításokat egy Intel® Core i7™ 980X processzoron, míg a GPU-n végzett számításokat egy Tesla™ C2050 GPU 448 magján, duplapontossággal és ECC (error correcting code memory) beállítással futtattuk le.

## 5. VIZSGÁLT ESETEK, KIÉRTÉKELÉS

A szimulációkat álló hengerre vonatkozóan,  $Re=100$  és  $150$  esetén,  $\Delta t=(1,2,4,5)\times 10^{-4}$  dimenzióatlanított időlépcsővel, minimum  $t=400$  dimenzióatlan időtartamig számítottuk. A  $\Delta t\geq 6\times 10^{-4}$  esetén a SOR eljárás nem konvergált, így a SOR és RK eljárások valamilyen fokon inkompatibilisek a számítási eljárásban.

A CPU és GPU számítások során a számítási tartományt  $512\times 450$  (kerület x radiális) háló segítségével diszkretizáltuk ( $R_2/R_1=160$ ). Emellett a CPU-n  $Re=100$  esetén még egy kisebb,  $360\times 260$  ( $R_2/R_1=60$ ) elemet tartalmazó hálót is megvizsgáltunk.



2. ábra. FFT frekvenciaspektrum ( $Re=150$ ,  $C_L$ )

Az adatok feldolgozásánál igen fontos a periódusidő pontos meghatározása, mivel ez alapján számítható a felhajtó- és ellenállás-tényező időátlag illetve rms (root-mean-square) értéke. A gyors Fourier transzformáció (FFT) minden esetben egyetlen frekvenciacsúcsot talált a frekvencia-spektrumon (ld. 2. ábra), így az adatok kiértékeléséhez szükséges periódusidő egyértelműen meghatározható. A program ezt az értéket a beépített

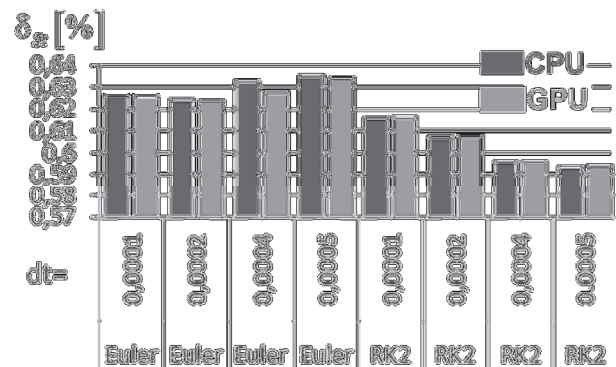
MaxCut algoritmussal állapította meg, mely az egyes tényezők lokális maximumainak elhelyezkedése alapján határozza meg a periódusidő értékét nagy pontossággal.

## 6. EREDMÉNYEK

A vizsgálatok során meghatároztuk az ellenállás-tényező ( $C_D$ , átlag), felhajtóerő-tényező ( $C_L$  amplitúdó), hátsó nyomástényező ( $-C_{pb}$ , átlag) és a dimenzióatlan örvényleválási frekvencia, azaz a Strouhal szám ( $St=f/d/U$ ) értékeit. Ezeket hasonlítottuk össze a egyrészt a jelen tanulmány különböző beállításai alapján nyert, valamint Posdziech és Grundmann [9] eredményeivel, akik a spektrális elem módszer alkalmazásával egy olyan vizsgálatot végeztek az álló körhenger körüli 2D áramlásokra, amely során szisztematikusan változtatták a számítási tartomány méretét. Az összehasonlítás nagyfokú egyezést mutatott minden vizsgált esetben.

A fentiek illusztrálására szeretnénk itt bemutatni néhány példát. A  $C_L$  felhajtóerő-tényező amplitúdójára a legnagyobb számítási tartománya esetén [9]  $Re=100$  esetben  $0,3161$  értéket ad meg. A FlowCFD szoftver ugyanezen értékre a kisebb háló esetén  $0,3225-0,3240$ , a nagyobb tartomány esetén pedig  $0,3197-0,3204$  értékeket adott (időlépcső nagyságától függően). Az  $Re=150$  esetre [9]  $0,5030$ , míg a FlowCFD  $0,5093-0,5105$  értéket adott, amely jó egyezésnek mondható.

A  $C_D$  ellenállás-tényezőre vonatkozóan [9]  $Re=100$  esetén  $1,3123$ ,  $Re=150$  esetén pedig  $1,2992$  értéket ad meg. Ugyanezen esetekre a FlowCFD  $1,3221-1,3238$ , illetve  $1,3102-1,3122$  értéktartományt adott mind a CPU, mind a GPU kódok esetén.



3. ábra. Strouhal szám – Relatív hiba ( $Re=100$ )

A Strouhal szám esetén  $Re=100$  esetén [9]  $0,1633$  (legnagyobb tartomány), míg  $Re=150$  esetén  $0,18366$  értéket ad meg (legkisebb hibát adó nem-egész polinom alapján). Az  $Re=100$  esetén a FlowCFD  $0,1642-0,1643$  közötti értékeket adott meg a nagy ( $0,576-0,636\%$  relatív hiba [9]-hoz képest, l. 3. ábra), és  $0,1652-0,1654$ -ot a kisebb hálóra ( $1,169-1,292\%$  relatív hiba). Az  $Re=150$  esetén a FlowCFD  $0,18356-0,18365$  közötti értékeket adott ( $0,0006\%-0,0518\%$  hiba).

Az elmondottak alapján látható, hogy az elsőrendű és másodrendű időbeli léptetések szinte azonos eredményt szolgáltatottak, azaz az alkalmazott paraméterek mellett az elsőrendű eljárás is képes volt megfelelni, a magasabb rendű eljárásokkal megegyező eredményt adni.

## 7. ÖSSZEFOGLALÁS

A vizsgált időlépcsők esetében az első és másodrendű eredmények is jó egyezést mutattak, azaz a vizsgált körülmények között az elsőrendű eredmények is elegendő pontosságot tudtak biztosítani. Ugyanakkor a kapott eredmények a spektrális elem módszer eredményeivel is megegyeztek [9].

Bár a Runge-Kutta eljárást sikerült implementálni a meglévő és jól-kipróbált kódba, azonban ennek ellenére képtelenek voltunk profitálni a magasabb rendű eljárás előnyeiből – azaz növelni az idő-lépcső értékét azonos pontosság esetén, ugyanis az időlépcső növelése esetén a SOR eljárás nem konvergált. Úgy tűnik, hogy jelen implementáción belül a SOR és RK eljárások inkompatibilisek valamilyen fokon, így a SOR eljárás lecserélésének lehetőségét már vizsgáljuk. Azonban az mindenképpen pozitív eredmény, hogy az alkalmazott paraméterek mellett az elsőrendű eljárás is ugyanazt a pontosságot biztosítja, mint a másodrendű eljárás.

Az eredmények alapján azt a következtetést is levonhatjuk, hogy a CPU és GPGPU kód eredményei között nem mutatkozik jelentős különbség (csak a definiált pontosságon belül,  $10^{-5}$ ), de a GPGPU kód 8-20x nagyobb sebességet nyújt.

## 8. SUMMARY

For the investigated time steps the 2nd order results agreed very well with the results of the 1st order temporal discretisation. Additionally, all the results agree well with the spectral element results given in [9].

Although we were able to implement the Runge-Kutta method into our existing and proven code, we found that we were unable to take advantage of the benefits of higher order methods, i.e., being able to use larger time steps and still obtain the same accuracy. When the time step was increased the SOR method failed to converge. It appears that in the current implementation the SOR method and the Runge-Kutta method are somewhat incompatible. We are currently investigating ways to replace SOR.

However it is a clearly positive result that the 1st order method is able to provide the same accuracy as the 2nd order method within the applied parameters. This confirms that the 1st order method yields accurate results under the conditions investigated.

While the CPU and GPGPU codes result in no significant differences (only up to the defined precision,  $10^{-5}$ ), the GPGPU version is 8-20 times faster.

## 9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetüket fejezik ki a K 76085 sz. OTKA projekt keretében megvalósult támogatásért. A kutató munka 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. Külön köszönet jár az NVIDIA™ részére, amiért az „Academic Partnership Program” keretében egy NVIDIA® Tesla™ C2050-t adományozott a kutatás támogatására.

## 10. IRODALOM

- [1] FERZIGER, J.H., PERIĆ, M.: *Computational Methods for Fluid Dynamics* (3rd edition). Springer-Verlag, Berlin, 2002.
- [2] CHEEVER, E.: The 2nd order Runge-Kutta method. <http://www.swarthmore.edu/NatSci/cheevee1/Ref/NumericalInt/RK2.html>.
- [3] KAW, A.K., KALU, E.E.: Numerical Methods with Applications. Ed. World Wide Web, <http://www.autarkaw.com>, 2009.
- [4] DARÓCZY, L., BARANYI, L.: Euler and second-order Runge-Kutta methods for computation of flow around a cylinder, Proc. XXVI. microCAD International Scientific Conference, Section N, pp. 1-6, Paper No. N10, 2012.
- [5] BARANYI L.: Mozgó henger körüli lamináris áramlás vizsgálata. Miskolci Egyetem Habilitációs füzetek, 2007.
- [6] BARANYI, L.: Computation of unsteady momentum and heat transfer from a fixed circular cylinder in laminar flow. *Journal of Computational and Applied Mechanics* 4(1), 13-25, 2003.
- [7] BARANYI, L.: Numerical simulation of flow around an orbiting cylinder at different ellipticity values. *Journal of Fluids and Structures* 24, 883-906, 2008.
- [8] SHINN, A.F.: Computational Fluid Dynamics (CFD) using Graphics Processing Units. [http://impact2.crhc.illinois.edu/gpucourses/courses/slecture/CaseStudy\\_CFD\\_GPU.pdf](http://impact2.crhc.illinois.edu/gpucourses/courses/slecture/CaseStudy_CFD_GPU.pdf).
- [9] POSDZIECH, O., GRUNDMANN, R.: A systematic approach to the numerical calculation of fundamental quantities of the two-dimensional flow over a circular cylinder. *Journal of Fluids and Structures* 23, 479-499, 2007.

# HÁTTÉR HATÁSA A BACKGROUND ORIENTED SCHLIEREN TECHNIKÁVAL MÉRT HŐMÉRSÉKLET MEZŐRE

## INFLUENCE OF BACKGROUND PATTERN ON THE TEMPERATURE FIELD MEASURED BY BACKGROUND ORIENTED SCHLIEREN

Bencs Péter<sup>1</sup>, dr. Szabó Szilárd<sup>2</sup>, dr. Bordás Róbert<sup>3</sup>, dr. Dominique Thévenin<sup>4</sup>,  
dr. Katharina Zähringer<sup>5</sup>

### ABSTRACT

*The objective of this work is to find the optimal dot density for the background pattern used in Background Oriented Schlieren (BOS) measurements. BOS is based on light deflection of a background pattern due to density gradients in the investigated flow field. The present contribution considers the effect of different background structures on the resulting temperature field. It is obvious that the background quality (dot pattern and density) have an influence on the results, when the temperature (density) gradients locally vary. The measurements are carried out in the wake of an electrically heated cylinder (with a diameter of 10 mm and with a maximum surface temperature of 300°C) mounted in a wind tunnel with a closed test section. The main innovation of the developed method is the associated visualization of the temperature field. BOS is now employed in order to obtain quantitative results. First synchronization tests have helped determining the proper background pattern and the delay process for BOS in the present configuration.*

### 1. BEVEZETÉS

Áramlásba helyezett környezeti hőmérséklettől eltérő hőmérsékletű prizmatikus testekkel gyakran találkozhatunk a műszaki gyakorlatban is, mint például elektromos távvezetékek, fűtőpatronok, hőcserélők, gyárkérmények, stb. A prizmatikus test körüli áramlás struktúrája régóta kutatott terület [1-7]. A Kármán örvénysor kísérleti és numerikus szimulációs vizsgálatával sok tudós

foglalkozik. A már régebben ismert Schlieren mérési technika folyamatos fejlesztése napjainkban is folyik. Örök kérdés a fűtött prizmatikus testek hatása az örvényleválásra. Mi a hatása a fűtésnek az örvényleválás frekvenciájára, struktúrájára és az örvények helyzetére. Sok kérdés már megválaszolásra került numerikus szimulációk és Particle Image Velocimetry (PIV) [1-7] segítségével. További kérdés maradt az örvény struktúra és a kényszerkonvekció hatása a test hővesztésére. A kérdés megoldására a Background Oriented Schlieren (BOS) eljárást alkalmazzuk. A mérések során fontos biztosítani a hőmérséklet- és az örvénymező mérésének egyidejűségét. Munkánk a fő specialitása az egyidejű mérés megvalósítása egy kamerával, felhasználva az előző kísérleteink tapasztalatait [8,9].

Korábbi vizsgálataink alapján megállapítható volt, hogy a kellő minőségű BOS eredmények eléréséhez fontos a megfelelően megválasztott háttér. Jelen munka keretében ezért elemezzük a különböző hátterek hatását a BOS mérési eredményekre. A mérések pontos megismételhetősége végett a kísérleteket zárt Göttingen típusú szélcsatornában hajtottuk végre. Az eredményeinket a numerikus szimulációk validálására kívánjuk felhasználni.

### 2. A SCHLIEREN RENDSZER

#### 2.1. A Schlieren rendszer felépítése

A mérési elrendezés az 1. ábrán látható, ahol a fűtött henger az áramlásra merőlegesen van rögzítve a szélcsatorna 500x600 mm keresztmetszetű mérőszakaszába. Az alapáramlás átlagsebességét  $v=0,3$  m/s-ra állítottuk be, ami a szélcsatornában minimálisan előállítható stabil alapáramlás. A szélcsatornában így a Reynolds szám  $Re=11.000$ , ami a szélcsatorna mérőszakaszában mért átlagsebességéből, a szélcsatorna hidraulikus átmérőjéből és a környezeti hőmérsékletű viszkozitásból számítható. A szélcsatorna két oldalán átlátszó üvegfelület található amiknek a közepén furatok találhatóak a fűtött henger rögzítésére (1. ábra). A henger átmérője  $d=10$  mm és a henger szabályozható fűtését toroid transzformátorral

<sup>1</sup>egyetemi tanársegéd, <sup>2</sup>egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

<sup>3</sup>egyetemi docens, <sup>4</sup>egyetemi tanár, <sup>5</sup>egyetemi docens, University of Magdeburg „Otto-von-Guericke”, Institute of Fluid Dynamics and Thermodynamics, Németország

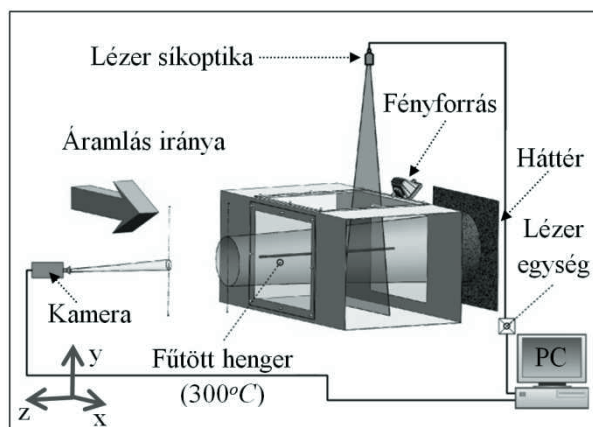
email: <sup>1</sup>arambp@uni-miskolc.hu, <sup>2</sup>aram2xsz@uni-miskolc.hu,

<sup>3</sup>bordas@ovgu.de, <sup>4</sup>thevenin@ovgu.de,

<sup>5</sup>Katharina.Zaehring@ovgu.de

valósítjuk meg. A henger átlaghőmérsékletét a hengerbe épített termoelemmel mérjük. A mérések során a henger átlaghőmérsékletét  $300^{\circ}\text{C}$ -ra választottuk, mert ekkor már a környezettől jelentős mértékben eltérő hőmérséklet miatt a vizsgált jelenség kellő intenzitással jelentkezik. A hengerre vonatkozó Reynolds szám  $Re_{\text{henger}}=200$ , ami az alapáramlás átlagsebességéből, a henger átmérőjéből és a környezeti hőmérsékletű viszkozitásból számítható. Ezen alacsony Reynolds szám tartományban alakul ugyanis ki a henger mögött kétdimenziós lamináris áramlás, amely szükséges ahhoz, hogy a fűtött rúddal párhuzamos optikai tengely mentén az áramkép ne változzon.

A sebességmező meghatározása PIV technikával történik, amihez a hengerre merőleges lézersíkot egy lézeregység állítja elő. A lézerekkel megvilágított felületen kialakuló áramlás mozgásjellemzőit a síkkal szemben elhelyezett kamera felvételeinek kiértékelésével nyerjük. A hőmérsékletmező meghatározásához a vizsgált térrész mögött elhelyezett úgynevezett háttérrel egy erős fényforrással világítjuk meg. A háttéren elhelyezett mintázatot ugyanazon kamera figyeli. A hőmérsékletváltozás miatt a levegő törésmutatói megváltoznak. Ennek mértékével arányosan a mintázatot a kamera eltorzultan látja. A kapott képek szoftveres feldolgozásával a hőmérsékletmező előállítható.



1. ábra. A mérési elrendezés

## 2.2. BOS rendszer

2D síkbeli mérésre alkalmas PIV rendszert használtunk a sebesség- és hőmérsékletmező meghatározásához. A rendszer főbb elemeit az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat PIV/BOS rendszer elemei

Eszköz	Leírás
Dupla frame CCD kamera	FlowMaster3S ImagerIntense, 12 bit megjelenítés, felvételi frekvencia.: 10 Hz
Objektív	105 mm AF Micro-Nikkor; $f$ -szám: 11 és fókusz távolság $\sim 3$ m
PC frame grabber kártyával és szoftverrel	DaVis 7.2 képrögzítéshez és PIVlab a képfeldolgozáshoz és keresztkorreláció eljárásához

A BOS méréseknél alkalmazott szoftver a képrögzítéshez és feldolgozáshoz használatos kereskedelmi PIV szoftver volt (DaVis szoftver verzió 7.2 a LaVision-tól). A PIV kamera kalibrálását egy kalibrációs táblával végeztük, aminek segítségével a szoftveren belül beállítható a  $\text{pix}/\text{mm}$  arány. A kalibrációs tábla segítségével lehetőség nyílik a kamera és a mérési sík közötti torzítások beállítására is a szoftveren belül. A kamera objektíve a kalibrációs táblára volt fókuszálva és a rekeszmérete az az  $f$ -szám: 11 volt.

## 2.3. BOS Háttér változatok

A BOS kép minősége nagyon fontos a megfelelő minőségű hőmérsékletmező meghatározásához, ezért megvizsgáltuk, hogy különböző mintázatu hátterek, különböző erősségű megvilágítás és kétféle expozíciós idő esetén, hogyan változik a BOS eredmények minősége. A vizsgált háttértípusokat a 2. táblázatban rögzítettük.

2. táblázat. Vizsgált háttér mintázatok

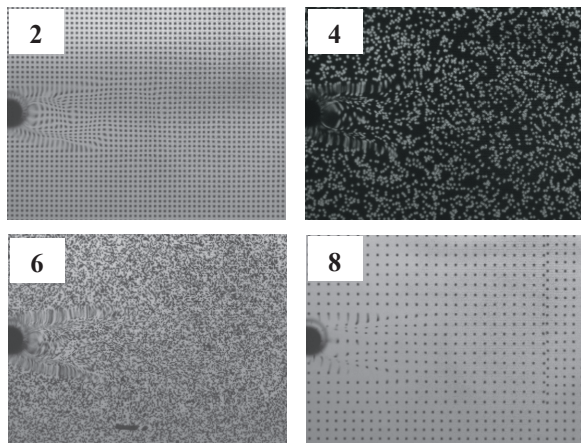
Sorszám	Leírás	Sorszám	Leírás
1.	Négyzet mintázat <sup>1</sup>	15.	Háromszög mintázat <sup>1</sup>
2.	Négyzet mintázat <sup>2</sup>	16.	Háromszög mintázat <sup>2</sup>
3.	Véletlen pont mintázat (50000 1mm) <sup>1</sup>	17.	Háromszög mintázat dupla méret, 2 lámpa <sup>1</sup>
4.	Véletlen pont mintázat (50000 1mm) <sup>2</sup>	18.	Háromszög mintázat dupla méret <sup>1</sup>
5.	Véletlen pont mintázat <sup>1</sup>	19.	Háromszög mintázat dupla méret, 2 lámpa <sup>2</sup>
6.	Véletlen pont mintázat <sup>2</sup>	20.	Háromszög mintázat dupla méret <sup>2</sup>
7.	Változó sűrűségű négyzetes mintázat <sup>1</sup>	21.	Háromszög mintázat 2 dupla méret, 2 lámpa <sup>1</sup>
8.	Változó sűrűségű négyzetes mintázat <sup>2</sup>	22.	Háromszög mintázat 2 dupla méret <sup>1</sup>
9.	Véletlen pont mintázat (50000 0,8mm) <sup>1</sup>	23.	Háromszög mintázat 2 dupla méret, 2 lámpa <sup>2</sup>
10.	Véletlen pont mintázat (50000 0,8mm) <sup>2</sup>	24.	Háromszög mintázat 2 dupla méret <sup>2</sup>
11.	Dupla háromszög mintázat <sup>1</sup>	25.	Változó mintázatu háttér 2, 2 lámpa <sup>1</sup>
12.	Dupla háromszög mintázat <sup>2</sup>	26.	Változó mintázatu háttér 2 <sup>1</sup>
13.	Változó mintázatu háttér <sup>1</sup>	27.	Változó mintázatu háttér 2, 2 lámpa <sup>2</sup>
14.	Változó mintázatu háttér <sup>2</sup>	28.	Változó mintázatu háttér 2 <sup>2</sup>

<sup>1</sup>Expozíciós idő = 64 ms

<sup>2</sup>Expozíciós idő = 102 ms

A 2. ábra képei különféle mintázatu háttereket mutatnak mérés közben. A képeken az áramlás balról jobbra történik. Mindegyik háttértípus kialakítása során saját fejlesztésű Matlab® kódot használtunk. A háttértípusok kialakításánál figyelembe vettük előző kísérleteinkből eredő tapasztalatainkat [8,9]. A vizsgálatok során a háttér és a mérési sík közötti távolság 0,28 m volt. A háttér egyenletes megvilágítását halogén lámpák biztosították. A mérések során a PIV mérésekkel azonos beállításokat

alkalmaztunk (kamera beállításai és az objektív  $f$ -száma).

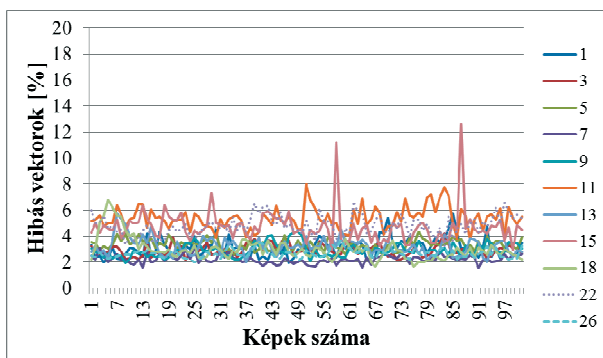


2. ábra. Különböző mintázatú hátterek (mérés közben)

### 3. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

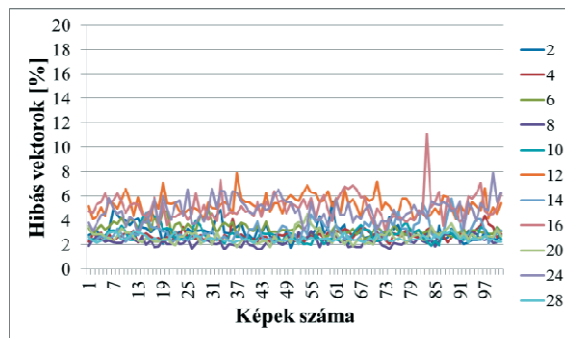
#### 3.1. A keresztkorreláció hibaszázaléka

A BOS mérési eredmények kiértékelésekor a keresztkorreláció elvégzésére a PIVlab szoftvert, a további adatfeldolgozáshoz pedig saját fejlesztésű Matlab® programot használtunk. A keresztkorreláció során az iterációs terület  $32 \times 32$  pixel és az átlapolás 50% volt. Minden egyes mérési változat során 101 képet rögzítettünk. A keresztkorreláció végeredménye egy elmozdulás mátrix. A háttérmintázatok értékelésére különféle eljárásokat alkalmaztunk, először a keresztkorreláció során viszonyítottuk a hibás vektorok számát a teljes vektormezőhöz. A hibás vektorok a validációs tartományon kívül helyezkednek el. Előző mérési eredményeinkből [8,9] jól megállapítható volt a megfelelő validációs tartomány.



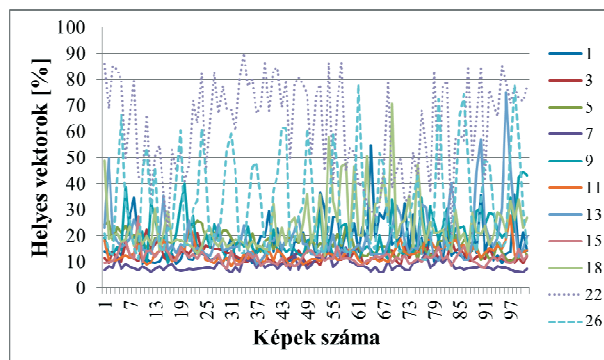
3. ábra. Hibavektorok 64 ms expozíciós idő esetén

A 3. és a 4. ábrán látható a hibavektorok megoszlása a különböző háttérváltozatok esetén, illetve a két külön expozíciós idő esetén. Az eredményekből jól látszik, hogy a hibavektorok a keresztkorreláció után és a validálás előtt 10% alatt maradnak. A hibaszázalékok alapján megtörtént a háttérváltozatok összehasonlítása és rangsorolása.



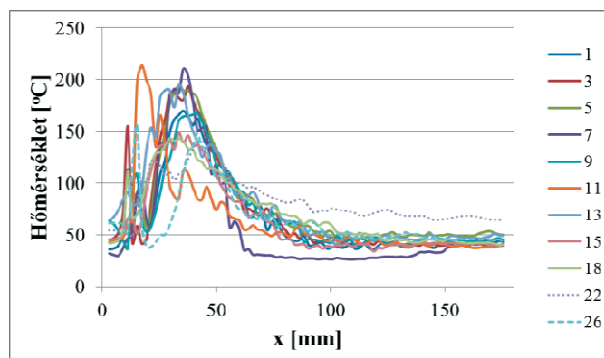
4. ábra. Hibavektorok 102 ms expozíciós idő esetén

#### 3.2. Háttérmintázat hatékonysága



5. ábra. Hatékonyság 64 ms expozíciós idő esetén

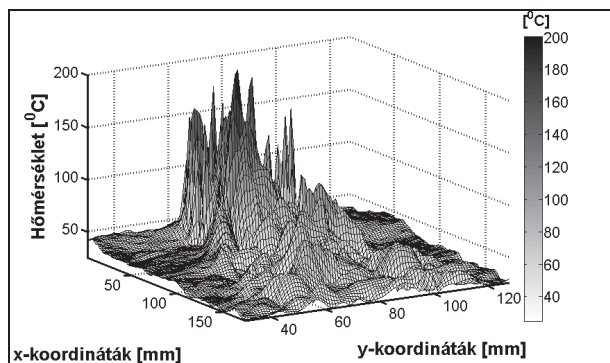
A háttérmintázat hatékonyságát úgy számítjuk ki, hogy a keresztkorrelációs eredményekből kiszámítjuk a hőmérsékletmezőt és a környezeti hőmérséklettel eltérő hőmérséklet értékek mennyiségét viszonyítjuk a környezeti hőmérséklethez képest. Ezen arányok változása látható az 5. ábrán. Az eredményekből megállapítható, hogy a 22 és 26-os számú változat esetén maximális a hatékonysága a választott háttérnek. A 102 ms esetén is hasonló eredményeket kapunk, mint a 5. ábrán láthatóak.



6. ábra. Átlaghőmérséklet megoszlása az áramlás irányában a hengertől távolodva (64 ms expozíciós idő)

A 6. ábrán a fűtött henger vízszintes közepsíkájában (az áramlás irányába távolodva a hengertől) az átlaghőmérséklet változása látható a 64 ms expozíciós idő esetén. A 6. ábrán látható görbék az adott mérési változat során rögzített 101 kép átlagából vannak ábrázolva. A 102 ms expozíciós idő esetén teljesen hasonlóak az eredmények, mint a 6. ábrán láthatóak. Az eddig kiérté-

kelés során azt tapasztaltuk, hogy a 22 és 26-os számú változat a legjobb, de a 6. ábra adatai alapján megállapítható a 26-os számú változat esetén a legegyszerűsebb a hőmérséklet eloszlás a középvonal mentén. Az értékelési kritériumokat együttesen vizsgálva tehát a 26-os jelű háttér felel meg a legjobban. A 7. ábrán a hőmérséklet eloszlás látható a fűtött henger mögött a 26-os számú háttér típus alkalmazása esetén.



7. ábra. Atlaghőmérséklet megoszlása a henger mögött (26-os számú háttér mintázat esetén)

#### 4. ÖSSZEFOGLALÁS

A hőmérsékletmező minőségi meghatározásában fontos szerepet játszanak a megfelelő minőségű BOS eredmények. A bemutatott vizsgálatok jól mutatják, hogy a megfelelően kiválasztott háttér struktúra alkalmazásával sikerült a BOS eljárás minőségét javítanunk. Az eredmények alapján lehetőség nyílik nem csak a sebességmező (PIV), hanem a fűtött henger mögött kialakuló hőmérsékletmező megfelelő minőségű detektálására. Az általunk kifejlesztett Matlab® program sikeresen alkalmazható volt a mérési eredmények feldolgozásánál. A megfelelő minőségű BOS eredményeket a 26-os azonosítási számú háttérrel sikerült elérnünk. A továbblépéshez a kapott hőmérsékletértékek validációjára van szükség a hibák csökkentésére és a pontosság növelése érdekében. Ez más nagy pontosságú módszerekkel (pl. CTA) meghatározott hőmérsékletértékekkel való összehasonlítás segítségével történhet. A végeredményül adódó pontos hőmérsékletmező és a PIV eljárással megkapott örvénymező egybevetésével a kutatás következő fázisában megállapítható lesz a kényszerkonvekció és az örvényleválások közötti kapcsolat.

#### 5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetüket fejezik ki az OTKA (76085), NKTH-OTKA (68207) és a P-MÖB/386 sz. Magyar-Német kutatócsere programnak a kutatás támogatásáért. A kutató munka 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 valósul meg.

#### 6. IRODALOM

- [1] WILLIAMSON, C.H.K.: Vortex dynamics in the cylinder wake. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1996. 28(1): pp. 477-539.
- [2] WANG, A.B. AND TRÁVNIČEK, Z.: On the linear heat transfer correlation of a heated circular cylinder in laminar crossflow using a new representative temperature concept. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001. 44(24): pp. 4635-4647.
- [3] BARANYI, L., SZABÓ, SZ., BOLLÓ, B., AND BORDÁS, R.: Analysis of flow around a heated circular cylinder. Proc. 7<sup>th</sup> JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference. 2008. Sapporo, Japan (No. 08-201.), A 115. pp. 1-4.
- [4] BENCS, P., BORDÁS, R., ZÄHRINGER, K., SZABÓ, SZ., AND THÉVENIN, D.: Towards the application of a Schlieren measurement technique in a wind-tunnel. Proc. MicroCAD'09 International Computer Science Conference. 2009. Miskolc, Hungary. 978-963-661-866-7 pp. 13-19.
- [5] BOLLÓ, B., BARANYI, L., BORDÁS, R., TOLVAJ, B., BENCS, P., DARÓCZY, L., AND SZABÓ, SZ.: Numerical and experimental investigation of momentum and heat transfer from a heated circular cylinder. Proc. MicroCAD'08 International Scientific Conference. 2008. Miskolc, Hungary. 978-963-661-816-2 pp. 1-8.
- [6] BARANYI, L., SZABÓ, S., BOLLÓ, B., AND BORDÁS, R.: Analysis of flow around a heated circular cylinder. *Journal of Mechanical Science and Technology* 2009. 23: pp. 1829-1834.
- [7] ADRIAN, R.J.: Particle-Imaging techniques for experimental Fluid Mechanics. *Annual Reviews in Fluid Mechanics*, 1991. 23(1): pp. 261-304.
- [8] BENCS, P., SZABÓ, SZ., BORDÁS, R., ZÄHRINGER, K., AND THÉVENIN, D.: Simultaneous measurement of velocity and temperature downstream of a heated cylinder. Proc. ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Conference, Symposium on Operations and Maintenance of Pressure Vessels, Heat Exchangers, and Structures. 2011. Baltimore, USA, pp. 1-6, Paper No. PVP2011-57789.
- [9] BENCS, P., SZABÓ, SZ., BORDÁS, R., ZÄHRINGER, K., AND THÉVENIN, D.: Synchronization of Particle Image Velocimetry and Background Oriented Schlieren Measurement Techniques. Proc. 8<sup>th</sup> Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing, 2011. Moscow, Russia, pp. 1-6, Paper No. 003 PSFVIP8.

# HOSSZIRÁNYBAN REZGŐ FOLYADÉKBA HELYEZETT FÜTÖTT KÖRHENGER KÖRÜLI ÁRAMLÁS VIZSGÁLATA

## IN-LINE OSCILLATORY FLOW AROUND A HEATED CIRCULAR CYLINDER

Bolló Betti<sup>1</sup>

### ABSTRACT

*Heat transfer characteristics of a circular cylinder placed in a uniform free stream with a superimposed in-line oscillatory flow are investigated numerically using the commercial software package Ansys Fluent based on the finite volume method. For in-line oscillation the influence of oscillation amplitude and cylinder surface temperature are analyzed at Reynolds number 120 and for frequency ratio 0.8 in the lock-in domain. Force coefficients, mechanical energy transfer and heat transfer are investigated and compared with results from a finite difference study [1].*

### 1. BEVEZETÉS

Számos kutató foglalkozik levegő- vagy folyadék-áramlásba helyezett hosszirányban rezgő körhengerről leváló örvények vizsgálatával [1-3]. A rezgetett körhengerről leváló örvények egy periodikus gerjesztést jelentenek a hengerre nézve, ilyenkor egy nemlineáris kölcsönhatás lép fel a folyadék és a henger között, amelynek eredményeként egy bizonyos sebességtartományban az örvényleválás szinkronizálódik a henger rezgésével. Ezt a jelenséget a szakirodalomban *lock-in*-nek (szinkronizálódásnak) nevezik.

Jelen dolgozatban oszcilláló áramlással foglalkozunk, amikor a henger rögzített és a folyadék végez rezgő mozgást olyan módon, hogy a hengerhez kötött koordináta rendszerben a mozgások kinematikailag azonosak legyenek a párhuzamos áramlásba helyezett rezgő henger esetével [4]. Ennek alapján, a két rendszer közötti dinamikai kapcsolat ismeretében, a nyert számítási eredmények összehasonlíthatók egymással.

A fűtött henger körüli áramlásnál figyelembe kell venni a közeg állapotjelzőinek megváltozását a hőmérséklet függvényében [5, 6]. Ez jelentős hatással van a közeg jellemzőire és az áramlás jelensége sokkal bonyolultabbá válik, mint izotermikus esetben. Az egyenletes áramlásba helyezett rezgő és fűtött körhenger körül kialakuló áramlással viszonylag kevesebben foglalkoztak [7].

Jelen dolgozatban a főáramlással párhuzamos irányban rezgetett levegőbe helyezett fűtetlen és fűtött henger esetét vizsgáljuk  $Re=120$  Reynolds számnál és  $f/St_0=0,8$  frekvenciahányadosnál. A hengerre ható felhajtóerő és ellenálláserő dimenziótlan tényezőit, valamint a henger és a folyadék közti energiaátadás tényezőjét összehasonlítjuk a szakirodalomban található eredményekkel. Ezenkívül megvizsgáljuk a hőmérsékletváltozás milyen hatással van az áramlási jellemzőkre.

### 2. MATEMATIKAI MODELL

A numerikus számításokat a kereskedelmi forgalomban kapható Ansys Fluent programcsomaggal végeztük el, ami a véges térfogatok módszerét alkalmazza. Két-dimenziós lamináris áramlásra időfüggő számítást végeztünk másodrendű implicit formulációval. A mozgás- és energiaegyenletek számításához másodrendű eljárást alkalmaztunk. A numerikus vizsgálatokhoz alkalmazott számítási tartomány két koncentrikus körből áll, a belső kör a henger felületét képezi ( $d$ ), a külső pedig a távoli teret ( $d_\infty$ ). A koordináta-rendszer origója a kör középpontjában van, a leáramlás az  $x$  irányában történik.

A számítási tartomány méret, háló és időlépés függetlenségét korábbi tanulmányainkban részletesen vizsgáltuk [8], ezek alapján a számítási tartományt  $d_\infty/d=180$  nagyságúnak választottuk, ahol  $360 \times 298$  (kerületi irány  $\times$  sugárirány) hálófelbontást alkalmaztunk. A henger közelében sűrűbb a hálózás, mint a hengertől távol. A dimenzió nélküli időlépés nagyságát  $\Delta t=0,001$  értékre írtuk elő.

A számítási tartomány méret, háló és időlépés függetlenségét korábbi tanulmányainkban részletesen vizsgáltuk [8], ezek alapján a számítási tartományt  $d_\infty/d=180$  nagyságúnak választottuk, ahol  $360 \times 298$  (kerületi irány  $\times$  sugárirány) hálófelbontást alkalmaztunk. A henger közelében sűrűbb a hálózás, mint a hengertől távol. A dimenzió nélküli időlépés nagyságát  $\Delta t=0,001$  értékre írtuk elő.

Rezgés esetén az időfüggő sebesség egy állandó nagyságú áramlási sebességéből és egy oszcilláló áramlásból tevődik össze. A könnyebbség miatt áttérünk a

<sup>1</sup>egyetemi tanársegéd, Miskolci Egyetem, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke  
email: <sup>1</sup>aramzb@uni-miskolc.hu,

dimenzió nélküli mennyiségekre. A henger előtti zavar-  
talan konstans  $u_\infty$  áramlási sebességet sebességléptéknek  
választjuk, hosszléptékül pedig a  $d$  hengerátmérőt hasz-  
náljuk. Ezek felhasználásával definiálhatjuk a dimenzió  
nélküli sebességvektort hosszirányban

$$\vec{v}(t) = \vec{i} + 2\pi f A_x \sin(2\pi f t) \vec{i}, \quad (1)$$

ahol az  $f$  a dimenzió nélküli rezgési frekvencia ( $u_\infty/d$ -vel  
dimenziótlanítva), az  $A_x$  a dimenzió nélküli rezgés amp-  
litúdója  $x$  irányban ( $d$ -vel dimenziótlanítva), a  $t$  a di-  
menzió nélküli idő ( $d/u_\infty$ -vel dimenziótlanítva) és  $\vec{i}$  az  
egységvektor  $x$  irányban.

Számításainkat az  $f/St_0=0,8$  frekvenciahányadosnál  
végeztük el, ahol  $St_0$  a dimenziótlan örvényleválási  
frekvencia álló körhenger esetében adott Reynolds  
számánál. A számításokat arra az amplitúdó tartományra  
korlátoztuk, ahol az örvényleválás frekvenciája szinkro-  
nizálódik a henger rezgési frekvenciájával.

A külső peremen konstans abszolút hőmérsékletű ( $T_\infty$ )  
közegáramot írtunk elő, míg a hengerfelület abszolút  
hőmérséklete  $T_w$ , itt a sebességkomponensek eltűnnek.  
Számításainkat két

$$T^* = T_w / T_\infty = 1 \text{ és } 1,5 \quad (2)$$

hőmérsékletaránynál végeztük el.

## 2.1. Dimenzió nélküli mennyiségek

A numerikus számításból nyert sebesség- és nyomás-  
eloszlás ismeretében kiszámítható az egységnyi hosszú-  
ságú hengerre vonatkozó felhajtóerő- ( $C_L$ ) és ellenállás-  
tényező ( $C_D$ ) a következő definíció alapján:

$$C_L = \frac{2F_L}{\rho u_\infty^2 d}, \quad C_D = \frac{2F_D}{\rho u_\infty^2 d}, \quad (3)$$

ahol az  $F_D$  és az  $F_L$  a  $d$  átmérőjű körhenger egységnyi  
hosszúságú felületére ható erő  $x$  irányú, illetve arra  
merőleges komponense, a  $\rho$  pedig a közeg sűrűsége. Az  
inercia- és a gyorsuló rendszerben értelmezett felhajtó-  
erő- és ellenállás-tényezők között a következő össze-  
függés érvényes [4]:

$$C_L = C_{Lfb} + \frac{\pi}{2} a_{0y}, \quad C_D = C_{Dfb} + \frac{\pi}{2} a_{0x}, \quad (4)$$

ahol  $fb$  (fixed body) index jelenti az álló hengerhez  
kötött inercia rendszert. Az  $a_{0x}$  és  $a_{0y}$  az  $x$  és  $y$  irányban  
gyorsuló hengert jelöli. Az egyenletekből kitűnik, hogy  
ha a henger gyorsulása hosszirányú, akkor a két felhaj-  
tóerő-tényező azonos ( $C_L = C_{Lfb}$ ), csak az ellenállás-  
tényezők különböznek egymástól.

A hőmérsékletmező jellemzése a henger és a közeg  
közötti fajlagos hőátadási tényezővel, az ún. Nusselt  
számmal történik:

$$Nu = \alpha d / \lambda, \quad (5)$$

ahol  $\alpha$  a hőátadási tényező,  $\lambda$  a közeg hővezetési ténye-  
zője. A szakirodalomban egy tetszőlegesen oszcilláló  
függvény ( $C$ ) időátlagát és effektív középértékét (továb-

biakban az angol rövidítést alkalmazva  $rms$ : root-mean-  
square) értékét szokták összehasonlítani, amit a követ-  
kező numerikus integrálással számolunk ki:

$$C_{\text{át}} = \frac{1}{nP} \int_{t_1}^{t_1+nP} C(t) dt, \quad (6)$$

$$C_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{nP} \int_{t_1}^{t_1+nP} [C(t) - C_{\text{át}}]^2 dt},$$

ahol a  $t_1$  az integrálás alsó határa,  $P$  egy örvényleválási  
periódus,  $n$  a számításához alapul vett periódusok száma.  
A  $C$  a  $C_L$ ,  $C_D$  és  $Nu$  függvények akármelyike lehet.

Az áramló folyadékba helyezett test és a folyadék kö-  
zötti erőhatások mellett gyakorlati szempontból az ener-  
giacsere is fontos kérdés, amely meghatározza a mozga-  
táshoz szükséges teljesítményt. Az energiaátadást pozí-  
tívnak tekintjük, ha a hengeren történik a munkavégzés,  
azaz ha a folyadék energiát ad át a hengernek, és nega-  
tívnak, ha a henger ad át energiát a folyadéknak. A  
henger és a folyadék közti energiaátadási tényező hossz-  
irányú rezgő henger esetén [9]

$$E = \int_0^P C_D(t) \dot{x}_0(t) dt \quad (7)$$

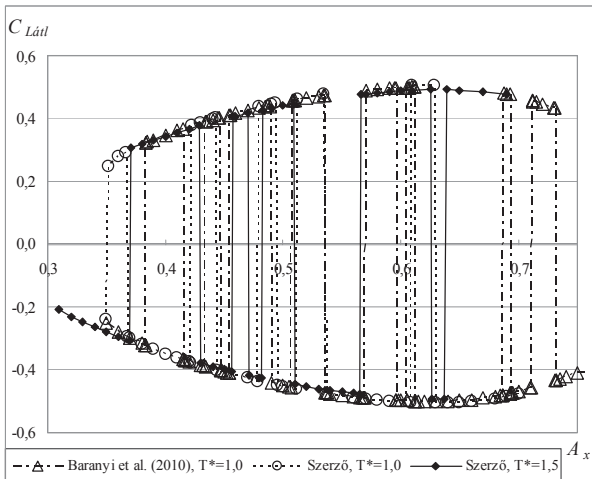
ahol  $\dot{x}_0$  a dimenziótlan  $x$  irányú elmozdulás deriváltja.

## 3. SZÁMÍTÁSI EREEDMÉNYEK

A számítási eredmények kiértékelésénél összehason-  
lítjuk a felhajtóerő- és ellenállás-tényező időátlagát  
( $C_{L\text{át}}$  és  $C_{D\text{át}}$ ), az ellenállás-tényező effektív középér-  
tékét ( $C_{D\text{rms}}$ ), a Nusselt szám ( $Nu$ ) értékét és a henger és  
a folyadék közötti mechanikai energiacsere ( $E$ )  $Re=120$   
Reynolds számnál,  $f/St_0=0,8$  frekvenciahányadosnál és  
két,  $T^*=1$  és  $1,5$  hőmérsékletaránynál.

Az 1. ábra a felhajtóerő-tényező időátlagát mutatja a  
rezgési amplitúdó függvényében fűtetlen és fűtött hen-  
ger esetén. Az ábrán megfigyelhető, hogy fűtetlen hen-  
ger esetén jó egyezést mutatnak Baranyi és szerzőtársai  
[1] számítási adataival, de az állapotgörbén az ugrások  
helye és száma különbözik. Az ábrán látható, hogy az  
állapotgörbék egymás tükörképei [1], és ha a felhaj-  
tóerő-tényező abszolút értékét ábrázolnánk, akkor egy  
görbére esnének az értékek.

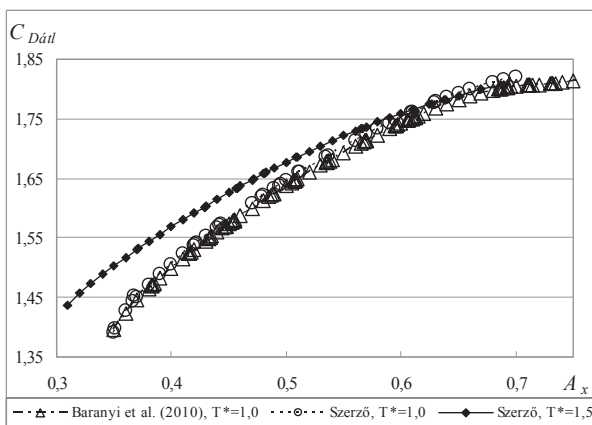
Az állapotgörbék fűtetlen ( $T^*=1$ ) és fűtött ( $T^*=1,5$ )  
esetben közel azonosak, de a henger fűtésével a szink-  
ronizálódási tartomány kezdete eltolódik a kisebb rezgési  
amplitúdó felé. A szinkronizálódási tartomány fűtött  
esetben  $A_x=0,35$  amplitúdónál kezdődik, míg fűtött  
hengernél  $A_x=0,305$  értéknél. Korábbi vizsgálatoknál  
fűtetlen henger esetében [10] a Reynolds szám növeke-  
désével a felhajtóerő-tényező állapotgörbének az alakja,  
nagysága megváltozik, illetve a szinkronizálódási tar-  
tomány kezdete eltolódik a kisebb rezgési amplitúdó  
felé. A melegítés hatására a  $C_{L\text{át}}$  állapotgörbe alakja és  
nagysága nem változik meg, ugyanarra a görbére esik,  
csak eltolódik a kisebb rezgési amplitúdó felé.



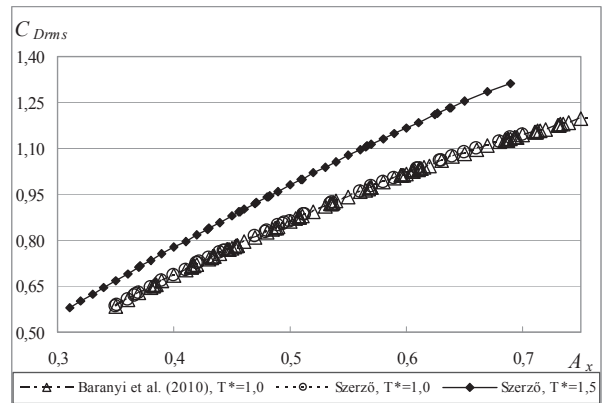
1. ábra  $C_L$  időátlaga a rezgési amplitúdó függvényében

Az ellenállás-tényező, a mechanikai energiacsere és a Nusselt szám állapotgörbéinek vizsgálatakor nem találtunk ugrásokat. A 2. ábrán az ellenállás-tényező időátlaga látható a dimenziótlan rezgési amplitúdó függvényében  $T^*=1$  és  $1,5$  hőmérsékletarányoknál. A  $C_{Dát}$  állapotgörbe fűtetlen állapotban jó egyezést mutatnak [1] értékeivel. Az ellenállás-tényező értéke az amplitúdó függvényében növekszik. Az ábrán megfigyelhető, hogy a hőmérsékletarány növekedésével egy adott amplitúdónál növekszik a  $C_{Dát}$  értéke, de csak kis amplitúdóknál. Nagy amplitúdók esetén, körülbelül  $A_x > 0,6$  felett az ellenállás-tényező értéke közel azonos fűtetlen és fűtött esetben, vagyis a henger ellenállására a rezgési amplitúdó hatása nagyobb a hőmérséklet hatásánál.

A 3. ábra az ellenállás-tényező *rms* értékét mutatja a rezgési amplitúdó függvényében fűtetlen és fűtött henger esetén. Fűtetlen henger esetén a számítási értékek jó egyezést mutatnak Baranyi és szerzőtársai [1] adataival. Egyenes áramlásba helyezett álló henger esetén a fűtés hatására a  $C_{Drms}$  értéke csökkent egy adott Reynolds számnál [6], míg rezgő folyadékban a hőmérséklet növekedésével a  $C_{Drms}$  értéke növekszik egy adott amplitúdónál.

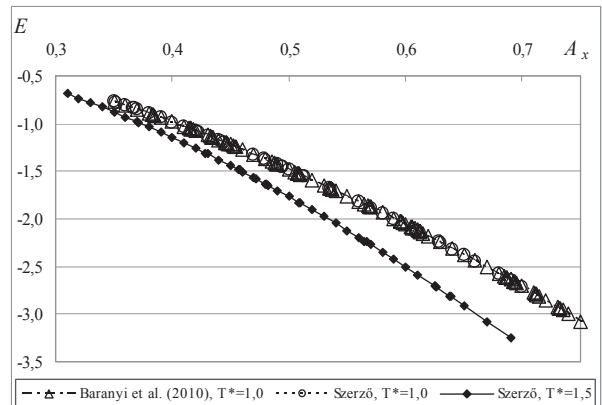


2. ábra  $C_D$  időátlaga az amplitúdó függvényében



3. ábra  $C_{Drms}$  a rezgési amplitúdó függvényében

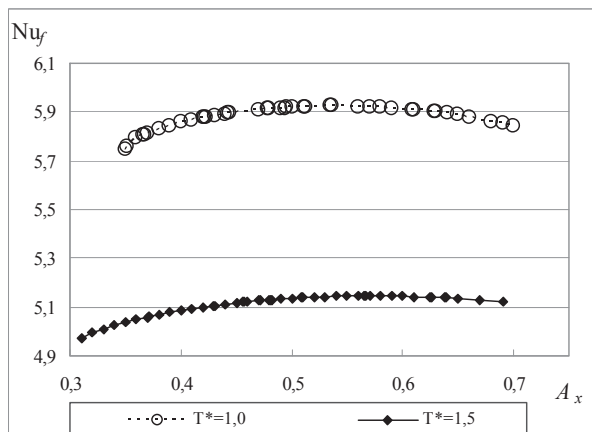
A henger és a folyadék közti mechanikai energiaátadási tényezőt is megvizsgáltuk fűtetlen és fűtött henger esetén. A 4. ábra mutatja a mechanikai energiacsere rezgési amplitúdó függvényében. Az ábrán megfigyelhetjük, hogy az  $E$  értéke negatív a szinkronizálódási tartományon, vagyis hosszirányú rezgés esetén a henger ad át energiát a folyadéknak [1]. A mechanikai energiacsere abszolút értéke növekszik az amplitúdó függvényében, de csökken a hőmérsékletarány növekedésével. A számítás a fűtetlen henger esetében jó egyezést mutat a szakirodalomban található [1] értékekkel.



4. ábra  $E$  mechanikai energiacsere a rezgési amplitúdó függvényében

A henger és a közeg közötti hőmérsékletmező jellemzése az adott Reynolds számnál a Nusselt számmal történik, amit jelen esetben a filmhőmérséklettel, vagyis a környezeti és a hengerfal hőmérsékletének középértékével számolunk ki:  $T_f = (T_w + T_\infty)/2$ . Ezért megvizsgáltuk a Nusselt számot ( $Nu(T_f) = Nu_f$ ) az amplitúdó függvényében, ami az 5. ábrán látható. A korábbi számításainknál, ahol az egyenes áramlásba helyezett fűtött henger esetét vizsgáltuk, azt tapasztaltuk, hogy a Nusselt szám értéke nő a Reynolds szám növekedésével, illetve csökken a hőmérsékletarány növekedésével egy adott Reynolds számnál [11]. Hosszirányú rezgés esetén hasonló tendencia figyelhető meg, a  $Nu_f$  értéke csökken egy adott amplitúdónál a hőmérséklet növekedésével. A Nusselt szám értéke először növekszik a rezgési amplitúdó növekedésével, majd elérve egy maximum értéket ( $A_x \approx 0,55$ ) elkezdi kissé csökkenni, ami azt jelenti, hogy a nagyobb amplitúdó elnyomja a hőmérséklet hatását. Ez

látszólag ellentmond Karanth és szerzőtársai [7] numerikus eredményeinek, akik azt tapasztalták, hogy az amplitúdó növekedésével a Nusselt szám növekszik. A tanulmányukban azonban, melyben a hosszirányban rezgetett és fűtött hengert vizsgálták  $Re=200$  esetén, csak három amplitúdó értéket ( $A_x=0; 0,25$  és  $0,5$ ) vizsgáltak, amelyek valószínűleg a növekedési tartományba esnek.



5. ábra  $A_x$   $Nu_f$  rezgési amplitúdó függvényében

#### 4. KÖVETKEZTETÉS

A hőmérsékletarány és a rezgési amplitúdó hatását vizsgáltuk hosszirányban rezgő folyadékba helyezett fűtetlen és fűtött henger esetén a szinkronizálódási tartományban egy adott  $Re=120$  Reynolds számnál. A fűtetlen henger esetét összehasonlítottuk a szakirodalomban található véges differenciák módszerével számolt értékekkel [1] és jó egyezést találtunk.

Fűtött és fűtetlen henger esetén ugyanazt az állapotgörbét találtuk a felhajtóerő-tényező időátlagánál, de a magasabb hőmérsékletarányhoz tartozó görbe eltolódott a kisebb rezgési amplitúdó értékek felé.

A mechanikai energiaátadás hosszirányú rezgés esetén mindig negatív, még a hőmérséklet változásával is. A hőmérsékletarány növekedésével az energiaátadási tényező értéke csökken.

Az ellenállás-tényező időátlagánál és a Nusselt számnál azt tapasztaltuk, hogy kis amplitúdó esetén növekednek, viszont a nagy rezgési amplitúdó elnyomja a hőmérséklet hatását, még hozzá a következőképpen:

- a  $C_D$  időátlaga tovább növekszik az amplitúdó függvényében, de értékei közel egybeesnek fűtött és fűtetlen hengernél,
- a Nusselt számnál csökkenés figyelhető meg az amplitúdó függvényében.

#### 5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerző köszönetét fejezik ki az OTKA (K 76085) támogatásért. A tanulmány/kutató munka 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.

#### 6. IRODALOM

- [1] BARANYI, L., HUYNH, K., MUREITHI, N.W.: Dynamics of flow behind a cylinder oscillating in-line for low Reynolds numbers. Proc. 7th International Symposium on Fluid-Structure Interactions, Flow-Sound Interactions, and Flow-Induced Vibration and Noise, Montreal, Québec, (Canada), 2010, pp. 1-10.
- [2] AL-MDALLAL, Q.M., LAWRENCE, K.P., KOCABIYIK, S.: Forced streamwise oscillations of a circular cylinder: Locked-on modes and resulting fluid forces. Journal of Fluids and Structures, 2007, vol. 23, pp. 681-701.
- [3] KONSTANTINIDIS, E., BALABANI, S.: Symmetric vortex shedding in the near wake of a circular cylinder due to streamwise perturbations. Journal of Fluids and Structures, 2007, vol. 23, pp. 1047-1063.
- [4] BARANYI, L.: Lift and drag evaluation in translating and rotating non-inertial systems. Journal of Fluids and Structures, 2005, vol. 20 (1), pp. 25-34.
- [5] WANG, A.B., TRÁVNÍČEK, Z., CHIA, K.C.: On the relationship of effective Reynolds number and Strouhal number for the laminar vortex shedding of a heated circular cylinder. Phys. Fluids, 2000 vol. 12, no. 6, pp. 1401-1410.
- [6] BOLLÓ, B.: Fűtött körhenger körüli áramlás vizsgálata, GÉP, 2012/1, pp. 31-34.
- [7] KARANTH, D., RANKIN, G.W., SRIDHAR, K.: A finite difference calculation of forced convective heat transfer from an oscillating cylinder. Int. J. Heat Mass Transfer, 1994, vol. 37, pp. 1619-1630.
- [8] BOLLÓ, B.: Grid independence study for flow around a stationary circular cylinder. MicroCAD 2010, International Computer Science Conference, Miskolc, Hungary, Section F, 2010, pp.1-6.
- [9] BARANYI, L.: Numerical simulation of flow around an orbiting cylinder at different ellipticity values. Journal of Fluids and Structures, 2008, vol. 24, pp. 883-906.
- [10] BARANYI, L., BOLLÓ, B. AND DARÓCZY, L.: Simulation of low-Reynolds number flow around an oscillated cylinder using two computational methods. Proc. ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Division Conference PVP2011, Baltimore, Maryland, USA, 2011, pp. 1-9, Paper No. PVP2011-57554.
- [11] BOLLÓ, B.: Low Reynolds number flow around and heat transfer from a heated circular cylinder. International Review of Applied Sciences and Engineering, 2010, vol. 1, no. 1-2, pp.15-20.

# A BÁNKI-TURBINA JÁRÓKEREKÉRE VALÓ RÁ- ÁRAMLÁS VIZSGÁLATA POTENCIÁLELMÉLETI ÚTON

## INTAKE FLOW PATTERN ANALYSIS OF A BANKI TURBINE BASED ON POTENTIAL THEORY

Hajdú Sándor<sup>1</sup>, dr. Czibere Tibor<sup>2</sup>, dr. Kalmár László<sup>3</sup>

### ABSTRACT

As a result of several years of studies, a small capacity turbine supplied with double-flow impeller was introduced in 1917, by Donat Banki. He worked as engineer at the Royal Hungarian State Railways Machine Factory, and then at Ganz & Co. Iron and Machine Works, and finally as professor of Joseph Royal Technical University. This type of machine is still being developed and manufactured worldwide. The paper provides some basic information on the Banki-turbine, as well as on the first results of a potential theory based flow pattern analysis which aims to investigate the streamlines in the intake section of a Banki turbine.

### 1. BEVEZETÉS

A megújuló energiák hasznosításának reneszánszát éljük. A Bánki-turbina ma is korszerű törpe vízturbina-típus, amelynek jelentősége a megújuló energiaforrások hasznosítása terén az egyre növekvő jelentőségű szélturbináknál semmivel sem kisebb. A Bánki turbinával a hazai irodalom egyelőre csak szórványosan foglalkozik, a közelmúltban mindössze két közlemény jelent meg a tárgykorban [1], [2].

A turbina gyakorlati alkalmazhatóságát javítani lehet a járókerékre történő rá-áramlás és a járókerék geometriájának az optimalizálásával, amely a most indított munkánk távolabbi célja. Az optimalizálás során 2 dimenziós síkáramlás feltételezésével viszonylag egyszerűen kezelhető numerikus módszerek alkalmazhatóak mind a turbina járókerékén kívüli áramlási térben kialakuló áramvonalaknak, mind a járókeréken átömlő folyadékban kialakuló abszolút áramvonalaknak a meghatározására. A

<sup>1</sup>doktorandusz, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

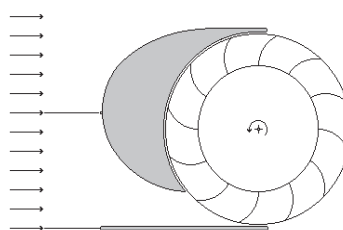
<sup>2</sup>Akadémikus, Professzor Emeritus, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

<sup>3</sup>egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

munka első lépéseként a járókerékre történő rááramlás numerikus vizsgálatára kidolgozott módszert mutatjuk be.

### 2. AZ ÁRAMLÁSVONALAK EGYENLETE A RÁ- ÁRAMLÁSBAN

Az 1. ábrán egy síkbeli párhuzamos áramlásba helyezett speciálisan kialakított "áramvonalas test" mögött kialakuló árnyékban egy Bánki-turbina járókeréke forog. A járókerék úgy van elhelyezve, hogy annak egy részét a szóban forgó párhuzamos áramlás közvetlenül éri, míg a járókerék nagyobbik része az áramvonalas testről leváló örvényterében van, és a leváló örvény forgásirányával megegyező irányban forog. Az áramlást a járókerékre az említett áramvonalas test és egy az áramlással párhuzamosan elhelyezett sík lap tereli; az így kialakuló konfúzorban a járókerékre érkező áramlás sebessége több mint kétszeresére nő.



1. ábra. Síkbeli párhuzamos áramlásba helyezett dipólus árnyékában forgó Bánki-turbina

Az 1. ábrán vázolt kétdimenziós áramlás komplex függvénytanai módszerrel könnyen kezelhető [3]. Legyen az  $x, y$  síkon az  $x$ -tengellyel párhuzamos  $v_\infty$  sebességű áramlásban az  $y$ -tengely  $(0, b)$  és  $(0, -b)$  két pontjában elhelyezve egy-egy azonos erősségű dipólus, és határozzuk meg a kialakuló áramlás áramképét (az áramvonalak seregét). Ez a feladat a következő lépésekben oldható meg. A szóban forgó kétdimenziós áramlásnak a komplex potenciálja a  $z = x + iy$  komplex számsíkon a következő:

$$W(z) = v_\infty z + 2M \frac{z}{z^2 + b^2} = v_\infty \left( z + \frac{2a^2 z}{z^2 + b^2} \right) \quad (1)$$

ahol  $M$  a dipólus erősségét kifejező *dipólmomentum* értéke, amely a végtelenbeli zavartalan párhuzamos áramlás  $v_\infty$  sebességével az  $M = v_\infty \cdot a^2$  összefüggésben van ( $a^2 < b^2$ ). A komplex potenciál előbbi formulájába behelyettesítve a  $z = x + iy$  komplex koordinátát némi átalakítás után adódik a komplex potenciálnak az  $x, y$  valós független változókkal felírt alakja:

$$W(x, y) = \Phi(x, y) + i\Psi(x, y) = v_\infty \left( x + iy + 2a^2 \frac{x(x^2 + y^2 + b^2) + iy(b^2 - x^2 - y^2)}{(x^2 - y^2 + b^2)^2 + 4x^2 y^2} \right)$$

Ebből a szóban forgó áramlás *áramfüggvénye*:

$$\Psi(x, y) = v_\infty y \left( 1 + 2a^2 \frac{b^2 - x^2 - y^2}{(x^2 - y^2 + b^2)^2 + 4x^2 y^2} \right)$$

és az áramvonalak egyenlete:

$$v_\infty y \left( 1 + 2a^2 \frac{b^2 - x^2 - y^2}{(x^2 - y^2 + b^2)^2 + 4x^2 y^2} \right) = \Psi_k \quad (2)$$

A koordinátásk  $y > 0$  felén minden  $0 < \Psi_k$  diszkrét értékéhez egy áramvonal tartozik.

### 3. A TORLÓPONTHOZ TARTOZÓ $\Psi_T$ ÉRTÉKE

Először a torlóponthoz (ahol a sebesség eltűnik) tartozó  $\Psi_T$  értéket határozzuk meg. Az (1) komplex potenciál szerinti differenciálásával kapjuk a *konjugált komplex* sebességet:

$$\bar{v}(z) = v_x - iv_y = v_\infty \left( 1 - 2a^2 \frac{z^2 - b^2}{(z^2 + b^2)^2} \right)$$

ebből adódik a torlópont  $z_T$  komplex koordinátáját meghatározó egyenlet:

$$2a^2 \frac{z_T^2 - b^2}{(z_T^2 + b^2)^2} = 1,$$

amit átalakítva

$$z_T^4 + 2(b^2 - a^2)z_T^2 + b^4 + 2a^2 b^2 = 0$$

adódik, és ebből a másodfokú egyenlet megoldó képletével kapjuk a következőt:

$$\begin{aligned} z_T^2 &= a^2 - b^2 \pm \sqrt{(b^2 - a^2)^2 - b^2(b^2 + 2a^2)} = \\ &= a^2 - b^2 \pm \sqrt{a^4 - 4a^2 b^2}. \end{aligned}$$

Mivel a korábbi feltevésünk szerint  $a^2 < b^2$ , azért most

$$a^4 - 4a^2 b^2 = a^2(a^2 - 4b^2) < 0, \text{ tehát}$$

$$z_T^2 = a^2 - b^2 \pm i \cdot \sqrt{4 \cdot a^2 \cdot b^2 - a^4}$$

és ez exponenciális, illetve trigonometrikus alakban felírva:

$$z_T^2 = |z_T^2| \cdot e^{\pm i\alpha} = \sqrt{b^4 + 2 \cdot a^2 \cdot b^2} (\cos(\alpha) \pm i \cdot \sin(\alpha)),$$

ahol:

$$\cos(\alpha) = \frac{a^2 - b^2}{\sqrt{b^4 + 2 \cdot a^2 \cdot b^2}}; \quad \sin(\alpha) = \frac{\sqrt{4 \cdot a^2 \cdot b^2 - a^4}}{\sqrt{b^4 + 2 \cdot a^2 \cdot b^2}}.$$

Ezek után elvégezhető már a négyzetgyök-vonás is:

$$z_T = b \cdot \left( 1 + 2 \cdot \left( \frac{a}{b} \right)^2 \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left( \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \pm i \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right)$$

ahol:

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \sqrt{\frac{1 + \cos(\alpha)}{2}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\left(\frac{a}{b}\right)^2 - 1}{\sqrt{2\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1}} \right)}$$

és

$$\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \sqrt{\frac{1 - \cos(\alpha)}{2}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( 1 - \frac{\left(\frac{a}{b}\right)^2 - 1}{\sqrt{2\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1}} \right)}$$

Végül a behelyettesítések után nyerjük a következőt:

$$\begin{aligned} z_T &= b \sqrt{\frac{1}{2} \left( \sqrt{2\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1} + \left(\frac{a}{b}\right)^2 - 1 \right)} \pm \\ &\pm ib \sqrt{\frac{1}{2} \left( \sqrt{2\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1} - \left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1 \right)} \end{aligned}$$

Ezek után kiszámítható a torlóponthoz tartozó  $\Psi_T$  érték:

$$\Psi_T = v_\infty y_T \left( 1 + 2a^2 \frac{b^2 - x_T^2 - y_T^2}{(x_T^2 - y_T^2 + b^2)^2 + 4x_T^2 y_T^2} \right)$$

### 4. AZ ÁRAMVONALAK NUMERIKUS MEGHATÁROZÁSA

Az 1. ábrán vázolt áramlás járókerékre érkező részének a numerikus meghatározására FORTRAN forrássnyelven írt számítógépi programot készítettünk. A program az alábbi számítás automatizálja. Bevezetve a  $\xi = x/b$ ,  $\eta = y/b$  dimenziótlan helykoordinátákat és a  $C_k = \Psi_k / b v_\infty$  jelölést az áramvonalak egyenlete az (2) egyenlet dimenziótlanítása után így alakul:

$$C_k = \eta \left[ 1 + 2 \left( \frac{a}{b} \right)^2 \frac{1 - \xi^2 - \eta^2}{(\xi^2 - \eta^2 + 1)^2 + 4\xi^2 \eta^2} \right] \quad (3)$$

Az  $x, y$  koordinátásk  $0 \leq y \leq b$  részén kialakuló áramvonalakhoz  $0 \leq C_k \leq \Psi_T / b v_\infty$  állandók tartoznak. Az áramvonalak numerikus meghatározása a (3) egyenletből származtatott

$$F(\eta) = \eta \left[ (\xi_n^2 - \eta^2 + 1)^2 + 4\xi_n^2 \eta^2 + 2\left(\frac{a}{b}\right)^2 (1 - \xi_n^2 - \eta^2) \right] - C_k \left[ (\xi_n^2 - \eta^2 + 1)^2 + 4\xi_n^2 \eta^2 \right] = 0$$

egyenletnek a  $-c/b \leq \xi_n \leq c/b$  tartományban (ahol  $c > a$ ) előre rögzített  $\xi_n$  értékek mellett a Newton-Raphson módszerrel való numerikus megoldása útján történik. Az így kapott  $\eta_k(\xi_n)$  függvény grafikonja lesz a dimenziótlan  $\xi, \eta$  síkon a  $k$ -adik áramvonal.

Az előbbi egyenlet  $\eta$  szerinti deriválásával adódik:

$$F'(\eta) = (\xi_n^2 - \eta^2 + 1)^2 + 4\xi_n^2 \eta^2 + 2\left(\frac{a}{b}\right)^2 (1 - \xi_n^2 - \eta^2) - 4\left(\frac{a}{b}\right)^2 \eta^2 + (\eta - C_k) [8\xi_n^2 \eta - 4\eta (\xi_n^2 - \eta^2 + 1)]$$

és ezek után a Newton-Raphson iterációs módszer rekurziós formulája:

$$\eta_{i+1} = \eta_i - \frac{F(\eta_i)}{F'(\eta_i)}$$

Az iteráció számítási tapasztalataink alapján

$$\eta_0 = \frac{3}{4} C_k$$

kezdőértékkel indítható.

Kiinduló adatokként meg kell adni az

- $a/b < 1$  viszonyszámot,
- a járókerék forgástengelyének a helyét:  $(\xi_{teng}; 1) \xi_{teng} = c/b$ ,
- a járókerék belső/külső sugarának  $d/b < 1$  viszonyszámát.

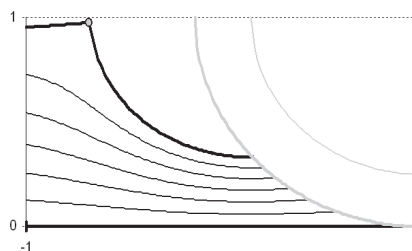
A viszonyszámokkal a járókerék és a rááramlást meghatározó csatorna méretarányait rögzítjük.

A számítás eredményeként az áramvonalakat a dimenziótlan  $\xi = x/b, \eta = y/b$  koordinátarendszerben pontonként megadva, táblázatos alakban kapjuk meg. A Bánki-turbina egy választott méretarányokkal adódó elrendezéséhez kiszámított áramvonalakat a 2. ábrán mutatjuk be.

A számítási tartomány a bevezetőben említett, a párhuzamos áramlásba helyezett dipóluspárral meghatározott áramvonalas testen kialakuló torlóponthoz tartozó áramvonal és az áramlással párhuzamosan elhelyezett síkklap között kialakuló tartomány. Ezeket az áramvonalakat az ábrán vastagított vonalakkal emeltük ki.

Az ábrán a járókerék lapátózott terének a kontúrjait szürke negyed-körívek szemléltetik. A belépő oldalon a torlóponthoz szürke köröcske jelöli, a torlóponthoz tartozó koordinátáit megadjuk.

Kiinduló adatok:  
 $a/b = 0.7500$   $c/b = 0.7500$   $d/b = 0.75000$   
 Áramvonalak:  
 $C_0 = 0.75066$   $C_1 = 0.12511$   $C_2 = 0.25022$   
 $C_3 = 0.37533$   $C_4 = 0.50044$   $C_5 = 0.62555$   
 Torlópont:  
 $\xi_0 = -0.7142$   $\eta_0 = 0.9735$

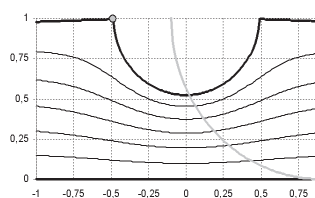


2. ábra. Síkbeli párhuzamos áramlásba helyezett dipólus-pár árnyékában forgó Bánki-turbinára történő rááramlás áramvonalai

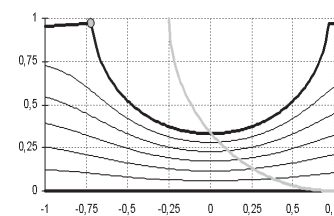
## 5. TOVÁBBI KUTATÁSI FELADATOK

A 3. ábrán a rááramlás néhány jellegzetes  $a/b < 1$  viszonyszám mellett meghatározott áramvonalait az összehasonlíthatóság javítására egymás mellé helyezett diagramokon mutatjuk be. A rááramlás áramképe együtt változik a geometriai méretarányok megváltozásával. Ahogyan azt a 3. ábra is szemlélteti, az ismertetett számítási modell esetében két paraméter határozza meg a járókerék területén belépő áramlást. Az egyik az  $a/b < 1$  viszonyszám, a másik az egység sugarú járókerék tengelyének a pozícióját jellemző  $c/b < 1$  viszonyszám.

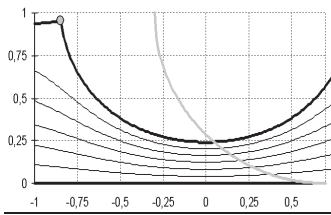
Kiinduló adat:  
 $a/b = 0.5000$   $c/b = 0.90000$   
 Áramvonalak:  
 $C_0 = 0.88201$   $C_1 = 0.14700$   $C_2 = 0.29400$   
 $C_3 = 0.44100$   $C_4 = 0.58800$   $C_5 = 0.73500$   
 Torlópont:  
 $\xi_0 = -0.4872$   $\eta_0 = 0.9937$



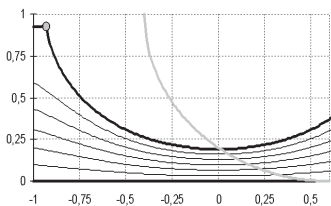
Kiinduló adat:  
 $a/b = 0.75000$   $c/b = 0.75000$   
 Áramvonalak:  
 $C_0 = 0.75066$   $C_1 = 0.12511$   $C_2 = 0.25022$   
 $C_3 = 0.37533$   $C_4 = 0.50044$   $C_5 = 0.62555$   
 Torlópont:  
 $\xi_0 = -0.7142$   $\eta_0 = 0.9735$



Kiinduló adat:  
 $a/b = 0.90000$   $c/b = 0.70000$   
 Áramvonalak:  
 $C_0 = 0.65681$   $C_1 = 0.10947$   $C_2 = 0.21894$   
 $C_3 = 0.32840$   $C_4 = 0.43787$   $C_5 = 0.54734$   
 Torlópont:  
 $\xi_0 = -0.8452$   $\eta_0 = 0.9510$

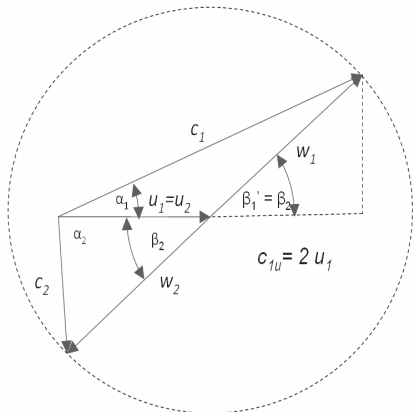


Kiinduló adat:  
 $a/b = 1.000000$   $c/b = 0.60000$   
 Áramvonalak:  
 $C_0 = 0.58998$   $C_1 = 0.09833$   $C_2 = 0.19666$   
 $C_3 = 0.29499$   $C_4 = 0.39332$   $C_5 = 0.49165$   
 Torlópont:  
 $\xi_0 = -0.9306$   $\eta_0 = 0.9306$



3. ábra. Síkbeli párhuzamos áramlásba helyezett dipólus-pár esetén kialakuló áramvonalak különböző geometriai arányok mellett

A Bánki-turbina esetében a be- és a kiömlés ugyanazon a lapátélen megy végbe. Ezért a be- és kilépő sebességi háromszögekben (a veszteség figyelmen kívül hagyásával és sűrű lapátózás esetén) a kerületi sebesség, valamint a be- és a kilépő relatív sebesség egyenlő, továbbá a lapátszögek azonosak ( $\beta_2 = \beta_1'$ ), de az átömlés ellentétes iránya miatt az egyik esetben a lapátszög a sebességi háromszög külső szöge:  $\beta_1' = 180^\circ - \beta_1$



4. ábra. A Bánki-turbina sebességi háromszögei optimális működés esetén

A legjobb hatásfokú működés esetén (4. ábra) a belépő abszolút sebesség kerületi sebesség irányú összetevője ( $c_{1u}$ ) éppen a kerületi sebesség kétszerese ( $c_{1u} = 2 u_1$ ) és a kilépő abszolút sebesség iránya megegyezik a járókerék sugarának az irányával ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ). A számítási paraméterek optimális megválasztása esetén az érintett lapátkerületen a fenti geometriai feltételek legjobb közelítése adódik. Az optimalizálás megvalósításához kapcsolódó feladatok jelölik ki a munkánk további irányát.

## 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A tanulmány/kutató munka 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."

## 7. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] CZIBERE, T.: Az el nem évülő Bánki-turbina létrehozója 150 éve született, GÉP 60. évf. 3. sz. / 2009.
- [2] LAKATOS, K.: Hydraulische Analyse einer Bánki-Turbine, Acta Mechanica Slovaca 3/2000, pp. 499-505, ISBN 1335-239.
- [3] CZIBERE, T.: A Bánki-turbina járókerékére való rááramlás vizsgálata potenciáleméleti úton, Kutatási jelentés p. 11, 2012.

A szerzők köszönetet mondanak a lektorálásban közreműködő alábbi személyeknek:

Bordás Róbert;  
 Fáy Árpád;  
 Gyulai László;  
 Hajdú Sándor;  
 Janiga Gábor;  
 Juhász András;  
 Schiffter Ferenc;  
 Siménfalvi Zoltán;  
 Takács Ágnes.

# HŰTŐGÉP KONDENZÁTORÁNAK ENERGETIKAI VIZSGÁLATA

## ENERGETIC ANALYSIS OF A REFRIGERATOR CONDENSER

Fodor Béla\*, Nagy József\*\*

### ABSTRACT

This article shows the variation of refrigerator condenser temperature range. Temperature is measured on the wire of the condenser. The test was made on a 160-litre refrigerators (in A and A+ energy classes) with a thermocamera.

### 1. BEVEZETÉS

A hűtőgépek energetikai vizsgálata során az energiahatékonyság növeléséhez a hűtőkör elemeinek vizsgálata elengedhetetlen. A hűtőgépben található a hűtőkör, ami egy hűtőközeggel feltöltött zárt rendszer. A hűtőkörben az elpárolgató gondoskodik a hűtőgép belső terében lévő hő elvonásáról. Az elpárolgatóból a kompresszor szívja el a hűtőközeget és kompresszió után a kondenzátorba nyomja. A kondenzátorban a hűtőközeg kondenzálódik, hőt ad le a környezetnek. A kondenzátorból a kapilláris csővön keresztül jut a hűtőközeg ismét az elpárolgatóba. A hűtőkör része a csővezetékrendszer, valamint a hűtőkört magában foglaló hűtőgép test, mely fém és hőszigetelő anyagokból van felépítve. A hűtőgép egyes részeinek vizsgálata és optimalizálása a gép teljes hatásfokát növelheti.

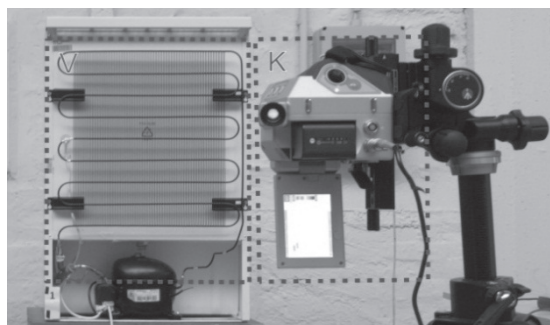
A cikk bemutatja a hűtőgép kondenzátorának elhelyezéséből adódó, hőmérséklet eloszlás változást a hűtőgép hátoldalán és a kondenzátor huzaljain mérve.

### 2. VIZSGÁLT HŰTŐSZEKRENYEK ÉS AZ ALKALMAZOTT MÉRŐESZKÖZÖK

A vizsgálatot hat A és A+ energiaosztályú 160 l-es fagyasztótér nélküli hűtőszekrényeken végeztük. A hőmérséklet eloszlást egy 640 x 480 felbontású VariCAM Hires 680 típusú hőkamerával határoztuk meg.

A mérés elrendezését az 1. ábra szemlélteti. Az ábrán a hűtőgép kondenzátorát „V”-vel és a kamerát „K”-val jelöltük. A kamera és a tárgyfelület közötti távolság 1,6m. A hőmérsékletmérés során a transzmissziós közeg levegő, melynek hőmérséklete 19 - 27°C. A mért felületek emissziós tényezője ~85%, azonban a különbségek feltárásának tekintetében elhanyagolható. A mért felüle-

tek zománcfestékkel festettek, reflexiós tényezőjük az összehasonlító vizsgálatból adódóan elhanyagolható. A hűtőgép energiafelvételének meghatározásához egy 60s periódusidejű teljesítménymérőt használtunk.



1. ábra Hőkamera mérés elrendezése

### 3. VIZSGÁLATOK CSOPORTOSÍTÁSA

A vizsgálatokat azonos mérési elrendezésben és közel azonos környezeti feltételek mellett végeztük. A mérés során a hűtőszekrények vizsgálatát alap és különleges vizsgálatok csoportjaira osztottuk. A csoportosítást a kondenzátor elrendezése alapján definiáltuk.

A méréseknél egy bekapcsolás és egy teljes visszahűlésből álló ciklus mérését végeztük.

#### 3.1. Alapvizsgálatok

Alapvizsgálatoknak tekintettük a hűtőszekrényeken végzett rövid és hosszú tesztek. A méréseket a kondenzátor eredeti „gyári” elrendezése mellett végeztük.

- Rövid: 10 - 13 perc közvetlenül az első bekapcsolást követően.
- Hosszú: legalább egy teljes be-kikapcsolás—visszahűlés ciklus közvetlenül az első bekapcsolást követően.

#### 3.2. Különleges vizsgálatok

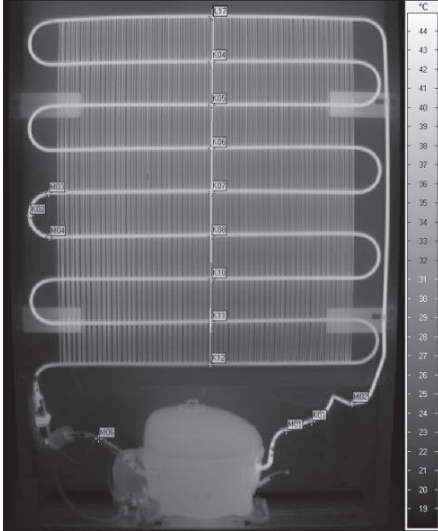
Az alapvizsgálatokat követően a kapott eredményeket összesítve és a hőképeket tanulmányozva, különböző egyedi vizsgálatokat végeztünk az egyes hűtőgépeken. Ezáltal képet kaphatunk a kondenzátor elhelyezéséből adódó változások megfigyelésére.

\*egyetemi tanársegéd, Miskolci Egyetem, Aramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

\*\*termékfejlesztési igazgató, Elektrolux Lehel Kft.

#### 4. MÉRÉSI EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA

A rövid tesztek célja az volt, hogy a bekapcsolást követően vizsgáljuk a kondenzátor működését. Egy kiragadott hőképen felvett mérési pontok helyét szemlélteti a 2. ábra, ahol a kondenzátor mentén 17db mérési pontot határoztunk meg, amiből közvetlenül előállítottuk a pontokhoz tartozó idődiagramokat.



2. ábra: Rövid és hosszú tesztek kiértékelésénél használt mérési pontok elrendezése

A hűtők kondenzátorának hőmérsékletfutási diagramjai alapján a diagramok részletezése nélkül az alábbi megállapítások tehetők:

- Az induló hőmérséklet a laboratórium környezeti hőmérsékletéhez igazodott és 21-23°C között változott, tehát kis eltéréssel közel azonosnak vehetők.
- A hőmérsékletfutás meredekségében különbségek figyelhetők meg. Két hűtőt meredek hőmérséklet emelkedés jellemzett. A másik három hűtőgép esetén az emelkedés lényegesen lassúbb.
- A hőmérsékletcsúcsokban is kimutatható különbség, de ez nem igazodik sem a kezdőhőmérséklethez, sem a felfutási meredekséghez. A különbségek szélsőértékei maximum 4°C eltérést mutattak.
- A fenti megállapításokat összevetve és az energiámérők által mért teljesítményértékek alapján megállapítható, hogy a nagyobb teljesítményfelvétele éppen annak a két hűtőnek van, mely vizsgálatánál meredekebb hőmérsékletfutás mutatkozott.

A hosszú tesztek célja az volt, hogy az első két be-ki kapcsolási ciklus alatt a kondenzátor különböző pontjain a hőmérsékletváltozást megfigyelve milyen jellegzetességek adódnak, amelyek esetleg segíthetik a gépek minősítését. A vizsgálat során a rövid teszttel azonos 17 pontot használtuk a kiértékeléshez, mely alapján az öt hűtő kondenzátorának hőmérsékletfutási diagramjának összehasonlításából az alábbi megállapítások tehetők:

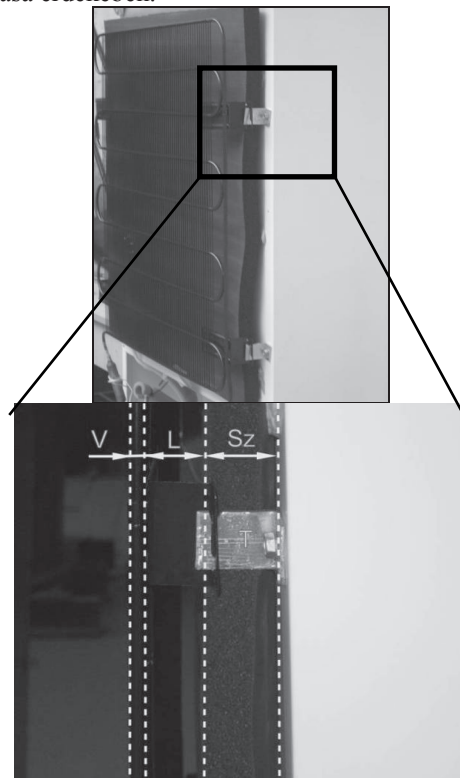
- Az első működési ciklus döntően az első 3000 sec-ra esik, egyes hűtőgépek esetén már a 2. ciklus is éppen elindul.
- Az első ciklus jellemzően 1350÷1500 sec-ig tart.

- Összefüggés látszott a ciklus hossza és a névleges teljesítménytől való százalékos eltérés között. Azonban a vizsgált hűtőgépek között egy esetben az első ciklus hossza viszonylag hosszú volt miközben a teljesítménymérés a legjobb eredményt adta.
- Egy hűtőgép esetén megállapítható volt, hogy az irreálisan magas ciklus hossza a legrosszabb gépre utal. Tehát a ciklushossz extra növekedése alkalmas a megnövekedett teljesítményfelvételű gép kiszűrésére, de ehhez hosszú ideig (40-50 perc) kell a gépet járattani.

A különleges vizsgálatot három módosított kondenzátorkialakítás esetén végeztük, melyek a következők.

#### 4.1. Előrehozott kondenzátor

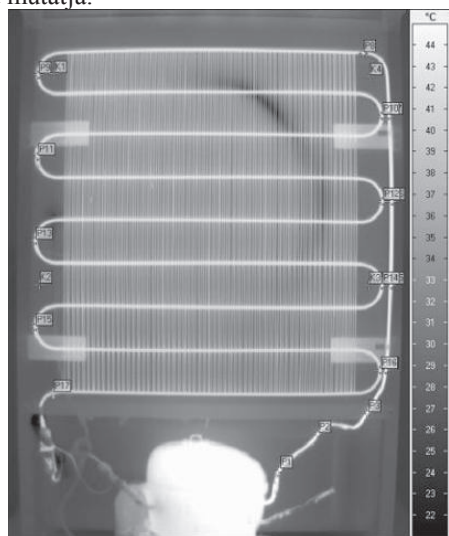
Az egyik hűtőgép hátlapja és a kondenzátor közötti távolságot megnöveltük 25mm-el, ezáltal a hűtőgép testben elhelyezett elpárolgató kondenzátorra gyakorolt hatását csökkentettük. Ezt követően a megnövekedett távolságot szigetelőanyaggal töltöttük ki a hatás fokozása érdekében.



3. ábra: előrehozott kondenzátor kialakítása

A 3. ábra szemlélteti a (T) távtartóval szerelt (V) kondenzátort, ahol Sz-el jelöltük a 25mm polisztirol szigetelést és L-el a 23mm légrést, mely azonos az átalakítás előtti légréssel. A két lépésben történt változtatás után hosszú tesztekot végeztünk. Ezt követően a kondenzátor normál elrendezése mellett 24 órás vizsgálatot készítettünk, ahol a 24. órában egy hosszú ciklust vetettünk össze ugyanezen hűtőgép többi elrendezésével. Az elkészült hőképek alapján a kondenzátor mentén 17db mérési pontot határoztunk meg, amiből közvetlenül előállítottuk a pontokhoz tartozó idődiagramokat.

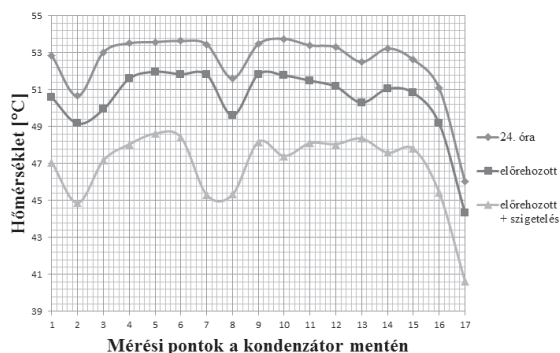
Az így előálló mérési pontokat alkalmaztuk minden különleges vizsgálat esetén. A pontok elhelyezkedését a 4. ábra mutatja.



4. ábra: Különleges vizsgálatoknál alkalmazott mérési pontok elrendezése

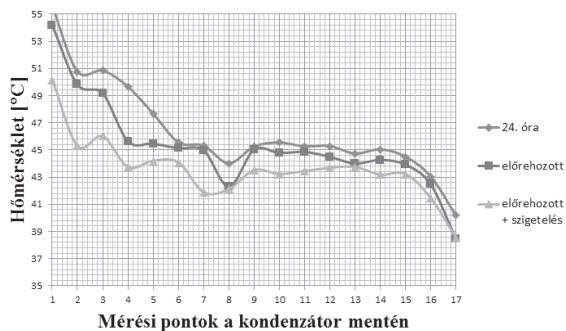
A vizsgálatokat eltérő időpontban végeztük ezáltal a környezeti hatások kismértékű változása is megnehezítette az összehasonlíthatóságot. Ezáltal bevezettük az úgynevezett kompenzált hőmérsékletértékeket. A kompenzációt a vizsgált hűtőgép hosszú mérésének eredményeiből kiindulva (referencia hőmérséklet) a hátlap átlaghőmérsékletének változása alapján végeztük.

- Az 5. ábra alapján azt rögzíthetjük, hogy a felfutás végére a vizsgált minden mérési pont (a kondenzátor teljes hossza mentén) esetén a kondenzátor eltávolítása  $\sim 2^\circ\text{C}$  kondenzátorhőmérséklet-csökkenést okozott. A hőszigetelés behelyezése pedig további  $3\text{--}4^\circ\text{C}$ -os csökkenéshez vezetett az alapesethez képest.



5. ábra: Kompenzált maximális hőmérsékletek

- A 6. ábrából megállapítható, hogy a kompresszor kikapcsolásának időpillanatában a kondenzátor elején, a kompresszorból kijövő közeg hőmérsékletében a vizsgált variációk esetén esetenként akár  $6^\circ\text{C}$  különbség is mutatkozott hasonlóan a felfutás végi esethez.
- Ez a különbség azonban a kondenzátor felszálló csövének legfelső pontjáig (8. sz. pont) már gyakorlatilag megszűnt,  $1\text{--}2^\circ\text{C}$  különbség maradt, ami aztán gyakorlatilag a kondenzátor végéig állandósult.



6. ábra: Kompzenzált hőmérsékletek a kompresszor kikapcsolási pillanatában

#### 4.2. Kondenzátor felszálló ágának hőtechnikai elválasztása

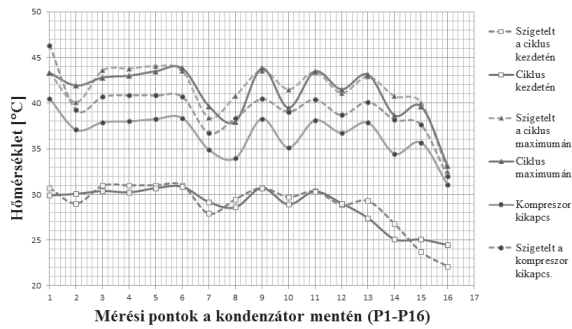
A kondenzátor vizsgálatok során megfigyeltük, hogy a kondenzátorvezeték magas hőmérsékletű felszálló ágának környezetében lévő leszálló csővezeték íveinek hőmérséklet értékei kis mértékben megnövekednek. Ennek a tanulmányozásához egy elválasztó szigetelőlemez helyeztünk el a 7. ábrán látható módon.



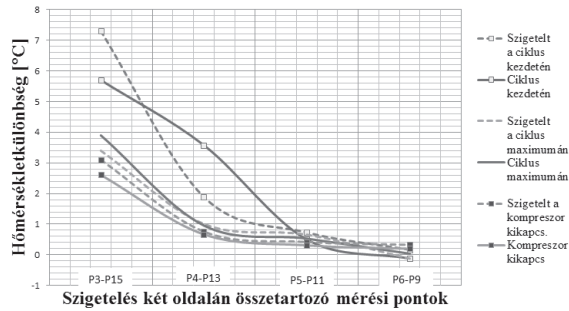
7. ábra: Elszigetelt felszálló kondenzátorvezeték

Az elszigetelt és a szigetetlen hűtőgépek összehasonlító vizsgálatának eredményeit a 8. és 9. ábra részletezi, amiből az alábbi következtetések vonhatók le:

- A 8. ábra alapján megállapítható, hogy a hűtési ciklus elején és közepén nincs érdemi különbség az árnyékolás nélküli és az árnyékolt hőmérsékletek között. A hűtés végén azonban a teljes kondenzátor mentén  $3\text{--}5^\circ\text{C}$  hőmérsékletkülönbség jelentkeztek.
- A 9. ábra tanúsága szerint a legelső csőív és a felszálló cső között (P3-P15) a legnagyobb a hőmérsékletkülönbség mindhárom vizsgált időpillanatban, függetlenül attól, hogy árnyékolt-e vagy nem.
- A különbség csökken a hűtési ciklus előrehaladtával és a ciklus végén  $\sim 1^\circ\text{C}$ -ra csökken.
- A hőmérsékletkülönbség felfelé haladva a felszálló cső mentén, mind időben, mind a hely tekintetében egyre csökken. Végül a legfelső találkozási pontban (P6-P9) az időtől és az árnyékolástól függetlenül szinte teljesen azonos lesz, max.  $0,5^\circ\text{C}$  eltérést találunk, ami a mérési hibával azonos nagyságrendű.



8. ábra: Hőmérsékletek a kondenzátor mentén a hűtési ciklus 3 jellemző pontjában



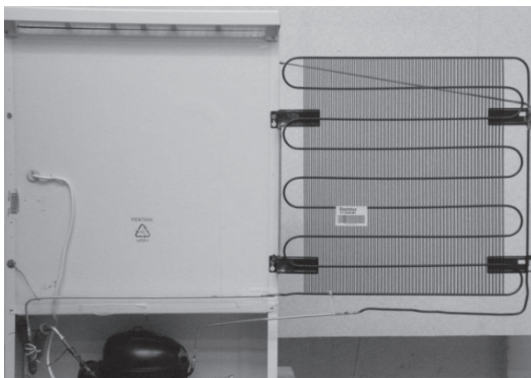
9. ábra: Hőmérsékletkülönbségek az árnyékolás két oldalán a hűtési ciklus 3 jellemző pontjában

Összefoglalóan megállapítható tehát, hogy a csőigény és a felszálló vezeték közti árnyékolásnak némi hatása van, nagyobb számú mintán érdemes lenne a vizsgálat-sort megismételni laborkörülmények között.

### 4.3. A kondenzátor és a hűtőgép test teljes elkülönítése

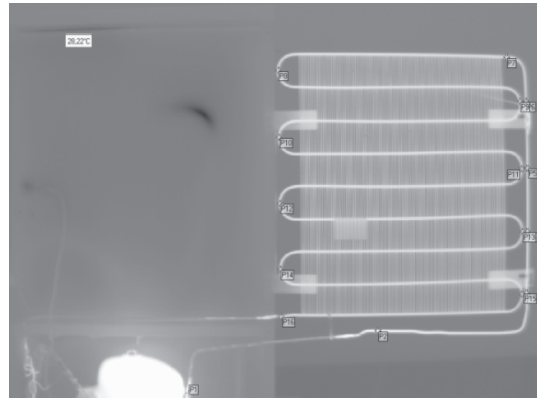
A mérés során elsődleges szempont volt, hogy változik-e a kondenzátor menti hőmérséklet a korábbi elrendezésekhez képest. A vizsgált hűtőgépet a 10. ábra, a mérési pontok elrendezését a 11. ábra szemlélteti. Az eltolt és a „gyári” módon szerelt kondenzátorok összehasonlítása során az alábbi következtetések állapíthatók meg:

- Az eltolt kondenzátorú gép esetén a kondenzátor felfűtési szakaszának végén a maximális hőmérséklet némileg magasabbra emelkedett és a hűtési ciklus is ~10%-al hosszabbra tevődik.



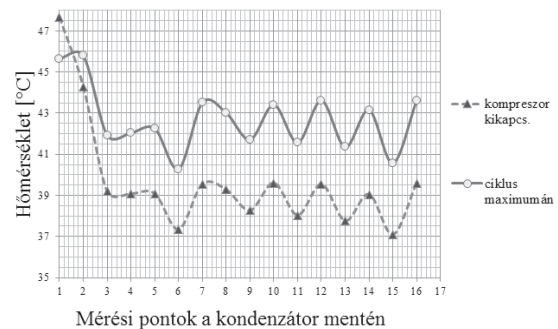
10. ábra: Eltolt kondenzátorral szerelt hűtőgép

- A „gyári” kondenzátorok esetén a felfűtési görbe meredeksége nagyobb, mint az eltolt kondenzátor esetén, ennek oka az lehet, hogy a kondenzátor két oldalról találkozik a környezettel, ezáltal a hűlési hatás nagyobb.



11. ábra: Alkalmazott mérési pontok a kondenzátor mentén.

- A mérés során a laboratóriumban tapasztalható huzat hatása érződött a hűtési szakasz második felében, mivel a hőmérséklet lefutási görbék a szokásosnál hullámosabbak lettek (12. ábra).



12. ábra: Kondenzátor menti hőmérsékleteloszlás.

Az eltolt kondenzátorú gép mérése megerősítette, hogy a kondenzátor és az elpárologtató közötti falon keresztül a hőtechnikai jellemzők csak elhanyagolható mértékben vannak hatással egymásra.

## 5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatómunka 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 valósul meg. Külön köszönet az Elektrolux Lehel Kft.-nek a kutatómunkában nyújtott segítségével.

# STRUKTURÁLT HÁLÓK NUMERIKUS SZIMULÁCIÓKHOZ

## STRUCTURED MESHES FOR NUMERICAL SIMULATION

dr. Janiga Gábor<sup>1</sup>, Arányi Patrícia<sup>2</sup>, dr. Kalmár László<sup>3</sup>

### ABSTRACT

*This paper gives an overview of the differences between the unstructured and block-structured computational meshes for computational fluid dynamics. Several simple examples are shown for different geometries and the corresponding block topology is also introduced. In the final application a complex block-structured grid is proposed for the three-dimensional model of the impeller of a radial-flow blower.*

### 1. BEVEZETÉS

Az áramlás- és hőtechnikai feladatok numerikus szimulációja az elmúlt évtizedekben robbanásszerű fejlődésen ment keresztül. Ezt nemcsak a számítógépek gyors fejlődése támogatta, hanem ehhez nagyban hozzájárult a numerikus algoritmusok fejlődése is. A numerikus szimuláció még a közelmúltban is csak korlátozott mértékben hozzáférhető szuperszámítógépeken volt elképzelhető. Napjaink személyi számítógépein viszont valós háromdimenziós áramlás- és hőtechnikai feladatok is elvégezhetők, mind kutatási, mind ipari témákat illetően.

Az áramlási feladatok megoldására három nagy általános, és széles körben alkalmazható numerikus eljárást különböztetünk meg: a véges differenciák, a véges térfogatok, valamint a véges elemek módszerét. Bármelyik eljárást is alkalmazzuk, a számítások elvégzéséhez szükségünk van egy számítási háló létrehozására. A hálót csoportosíthatjuk az alkotó elemek elrendezése, más néven topológiája szerint.

Így megkülönböztetünk:

- strukturálatlan hálókat, amelyeknél a felépítés nem mutat semmilyen felismerhető struktúrát, a hálóelemek elrendezése nem szabályszerű;
- strukturált hálókat, melyeknél a hálóelemek valamilyen jól definiálható szabály szerint követik egymást.

A strukturálatlan hálók elsősorban a véges térfogatok, valamint a véges elemek módszereinek a sajátja. A

<sup>1</sup>egyetemi docens, <sup>2</sup>MsC hallgató, University of Magdeburg „Otto-von-Guericke”, Institute of Fluid Dynamics and Thermodynamics, Németország

<sup>3</sup>egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke  
email: [janiga@ovgu.de](mailto:janiga@ovgu.de)

strukturálatlan hálók a véges differenciák módszerére nem jellemző. Strukturált hálókat kétdimenziós esetekre mindig négyszögelemek, míg háromdimenziós esetekben kizárólag hexaéder elemek segítségével hozhatunk létre. Ezek az elemek azonban alkalmasak lehetnek strukturálatlan hálók elkészítésére is, így ezeknek az elemeknek a kiválasztása önmagában nem garantálja, hogy egy adott háló strukturált.

A jelen munkában bemutatott valamennyi hálót az ANSYS ICEM CFD [1] kereskedelmi háló-készítő programjával állítottuk elő. Ez a programcsomag támogatja mind a strukturált – HEXA modul –, valamint a nem strukturált – Tetra modul – hálók elkészítését. A program nagyszámú szimulációs program felé támogat exportálási lehetőségeket, mindemellett számos a hálók minőségét leíró paraméter vizsgálatára is módot ad.

### 2. A HÁLÓK ÁTTEKINTÉSE

Strukturálatlan hálók létrehozásra számos gyors és jól automatizálható algoritmus létezik, mint pl. az Octree, vagy az Advanced Front Ending eljárások. Ezek az eljárások nemcsak robusztusak, hanem alkalmasak bonyolult ipari geometriák hálózására is. Ezzel szemben a strukturált hálók számos más előnnyel bírnak. Az elemek méreteinek átlagos méreteit megtartva háromdimenziós feladatok esetén a strukturált hálókhoz szükséges elemszám csaknem egyötödére csökkenthető a strukturálatlan esetekhez képest. Ez nagyban csökkenti a szimulációkhoz szükséges memória igényét, illetve a számítást nagyban gyorsítja. A strukturált hálók egyik további előnye, hogy a háló vonalai gyakran jól közelítik az áramlás áramvonalait, azokkal párhuzamosak, ezáltal nagyban csökkentve a diszkretizációs hibákat. A strukturálatlan hálókkal összehasonlítva a numerikus disszipáció mértéke is nagyban lecsökken, javítva az eredmények pontosságát. A strukturálatlan hálókhoz képest a konvergált megoldások eléréséhez szükséges iterációs lépések száma jelentősen mérséklődik, ezáltal lényegesen felgyorsítva a strukturált hálókön végzett numerikus számításokat. A strukturált hálókön végzett számítások nemcsak lényegesen gyorsabbak, hanem megoldás pontosságának tekintetében is jelentős javulást mutatnak. Ennek egyik oka a szimulációk során fellépő ún. diszkretizációs hibák mérséklődésével magyarázható. A numerikus szimulációk konvergenciájára további hatással bírnak a számítási hálók minőségét leíró paraméterek, ilyen pl. az elemek ferdesége, vagy a szomszédos elemek egymáshoz viszonyított aránya. Ezek a paramé-

terek általánosságban lényegesen jobb értékeket mutatnak a strukturálatlan hálókhoz képest.

Berg és szerzőtársai [2] egy agyi aneurizmán végeztek számos különböző számítási hálókön vizsgálatokat. Megállapították, hogy a blokk-strukturált háló nemcsak lényegesen kevesebb elemet igényel, míg egy hasonló eredmény elérésére a strukturálatlan háló elemeszámát lényegesen magasabb. A vizsgálataik során megállapították, hogy a strukturált háló végzett szimulációk lényegesen kevesebb iterációs lépést igényelnek az azonos konvergenciaszint eléréséhez.

A strukturált, vagy blokk-strukturált háló elemeinek kezelése lényegesen egyszerűbb, mint a nem strukturált háló esetében. Az elemek tömbökbe rendezhetőek, melyeket a megoldó szoftverek előnyösen tudnak az elemeket rendre sorra vevő ciklusok szervezéseire használni. Egy másik előnye az ilyen hálóknak, hogy könnyedén lehetővé válik a távolabbi szomszédos elemek számontartása és elérése. Ezekre akkor van szükség, ha az áramlási problémát leíró alapegyenletek numerikus diszkretizációjában magasabb rendű diszkretizációs sémák használatára törekszünk. Ezzel ugyan nő a számításra fordítandó idő és erőforrásigény, ugyanakkor a megoldás pontosabbá válik. A strukturálatlan háló esetén a közvetlen szomszédos elemek bár könnyen megcímezhetőek, de a második, vagy a harmadik szomszéd elérése általában már nem egyértelmű.

Napjaink kereskedelmi szimulációs programjai szinte kizárólag nem strukturált háló kezelésére vannak felkészítve, hogy ezzel általánosan alkalmazhatóak legyenek tetszőleges hálókra. Természetesen a strukturált háló nem strukturált, általános elemkezelésre alkalmas strukturával is lementhetőek a hálózást végző programcsomagból, így lehetővé téve annak az általános kereskedelmi kódokban való felhasználását. A speciális igényekre íródott kutatók által fejlesztett, nem kereskedelmi forgalomba szánt szoftverek azonban még gyakran előszeretettel használják a strukturált háló elemkezelésének és index-kezelésének egyszerűségében rejlő előnyöket.

A strukturált háló hátránya azok lényegesen időigényesebb elkészítésében rejlik. Itt nem szabad arról elfelejtenünk, hogy különösen az adott hálón végzett ismételt szimulációkkal a hálózásra befektetett hosszabb idő sokszorosan megtérülhet a numerikus számítások jelentős felgyorsulásával.

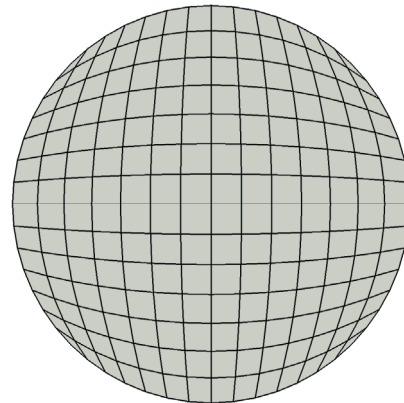
### 3. SPECIÁLISAN STRUKTURÁLT BLOKKOK

Egy hibásan létrehozott számítási hálón végzett szimuláció nemcsak, hogy konvergenciaproblémákat okozhat, ami ennél sokkal rosszabb, fizikailag nem elfogadható, hibás eredményekre vezethet. Szerencsére ez már a számítások elvégzése előtt kiszűrhető a háló vizsgálatával, többek között a különféle háló minőségét leíró paraméterek ellenőrzésével.

Tanácsos a háló vizsgálatát még a szimuláció megkezdése előtt elvégezni, azok különféle paramétereinek ellenőrzésével. Egyes esetekben olyan triviálisnak tűnő ellenőrzések, amelyek pl. az elemek térfogatának pozitív voltát figyelik, segíthetnek a valamilyen oknál fogva

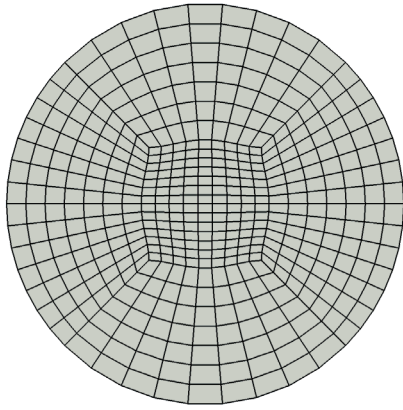
jelentősen deformált elemek, vagy az elemek felületein rosszul rögzített normálvektorok feltárásában. Akár egyetlen ún. negatív térfogatú elem képes a legkülönbözőbb hibáüzeneteket előidézni, sokszor nem a tényleges problémára utalva, ezért ennek a feltárása gyakorta nehézkes és időigényes.

A gyakorlatban azonban a számítási geometria felépítése nem teszi lehetővé egyetlen strukturált blokk használatát. Ilyen esetekben a geometriát blokkok halmazára osztjuk fel, mely blokkok már önmagukban egyszerűen hálózhatóak strukturált módon. Az így számos blokkból felépülő, önmagukban strukturáltan hálózott hálókat blokk-strukturált hálóknak nevezzük. A blokkok egymással közös érintkező felületei, vagy más néven interfészei lehetnek konformok, vagy nemkonformok. Az első esetben valamennyi a blokk interfészen található hálósomópont csatlakozik mindkét oldalon található további csomópontokhoz. A nemkonform interfészen azonban a csomópontok az interfész két oldalán függetlenül kapcsolódnak a szomszédos csomópontokhoz, ahol a változókat interpoláció segítségével kell kezelni. A nemkonform csatlakozás elengedhetetlen lehet mozgó- vagy forgórészt tartalmazó háló esetén, bár előfordulhat, hogy az ilyen hálókat bizonyos szimulációs programok nem támogatnak.



1. ábra. Egy kör alakú geometria strukturált hálója

A kör vagy ellipszishez közel álló geometriák hálózása esetén egy blokk struktúra nem vezet kielégítő eredményre, melyet az 1. ábra illusztrál. A peremeken az erősen deformált elemek létrejötte elkerülhetetlen, mely a számítási hálóra negatív hatással van, rontva a számítás eredményességét. Ez a probléma azonban könnyen feloldható ún. O-struktúra felhasználásával, melyet a 2. ábra szemléltet. Az O-struktúra ezenkívül lényegesen jobb hálómínőséget eredményez, a mindössze egy strukturált blokk használatával szemben, az erőteljesen deformált elemek maradéktalan eliminálásával. A középső négyszög alakú struktúrát négy további blokk veszi körül. Az így létrejövő topológia lehetővé teszi a peremek közelében elhelyezkedő elemek méretének egyszerű kontrollját, ezáltal lehetővé válhat a határreteg finom felbontása, mely a turbulens áramlások szimulációjánál elengedhetetlen.

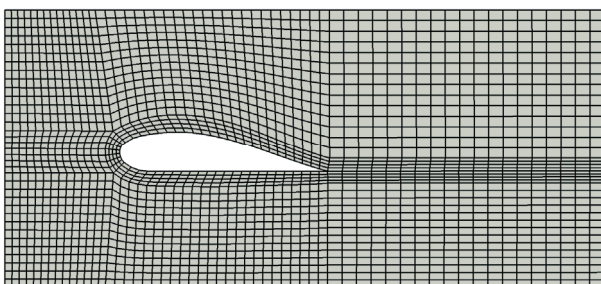


2. ábra. Egy kör alakú geometria blokk-strukturált O-hálója

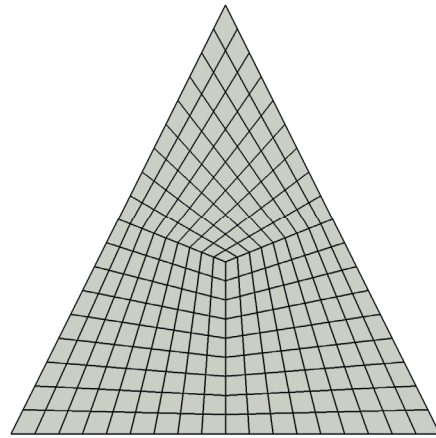
Az O-struktúra ötlete lehetővé teszi számos egyéb geometria hálózását. Így pl. ha egy ilyen struktúrát kettészelünk, akkor a középső blokkot körülölelő blokkok C-struktúrát alkotnak. A C-struktúrák eredményesen alkalmazhatóak többek között szárnyprofilok, vagy más hegyes kilépővel rendelkező testek körül kialakuló áramlások vizsgálatára, melyet a 3. ábra szemléltet. A C-struktúra további felezése – más megközelítésben az O-struktúra negyedelésével – egy újabb topológia jön létre, melyet gyakran L-struktúrának is nevezünk. Az L-struktúra lehetővé teszi például háromszög alakzatok blokk strukturált hálózását. Egy L-struktúra a 4. ábrán látható.

Az eddig említett O-, C- vagy L-hálóstruktúra természetesen korlátozás nélkül továbbvihető háromdimenziós geometriájú alakzatok hálózási problémáinak a kezelésére. Például egy gömb, vagy ellipszoid alakzatra minden további nélkül alkalmazhatjuk az O struktúrát, mely a kétdimenziós esetre jellemző öt blokk helyett itt hét blokkot eredményez.

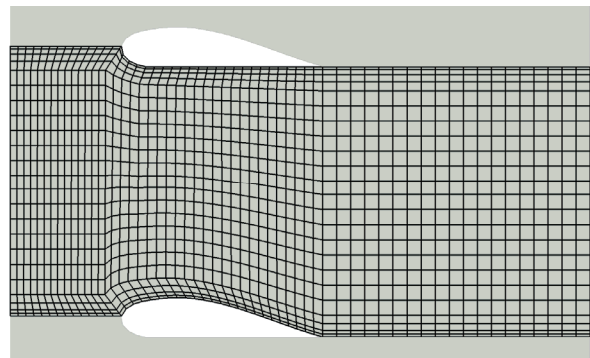
Egy periódikus szárnyrács numerikus modellezése egyszerűsíthető megfelelően felépített három blokkon végzett számítás segítségével, melyre a megfelelő oldalakon periódikus peremfeltételeket írunk elő. Egy ilyen esetet illusztrál az 5. ábra, mely struktúrát H-hálóknak is nevezünk.



3. ábra. Egy szárnyprofil körüli blokk-strukturált C-háló



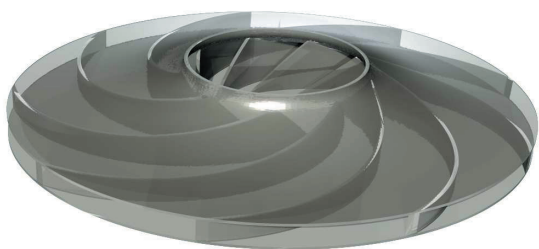
4. ábra. Egy háromszög alakú geometria blokk-strukturált L-hálója



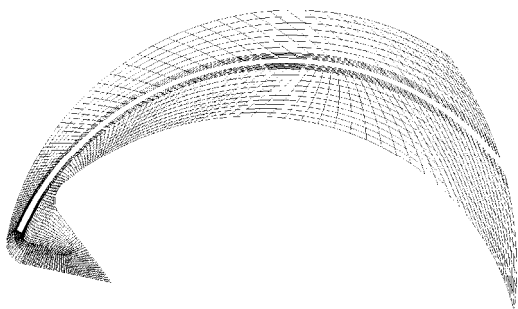
5. ábra. Két szárnyprofil közötti térrész blokk-strukturált H-hálója

#### 4. EGY JÁRÓKERÉK BLOKK-STRUKTURÁLT HÁLÓJA

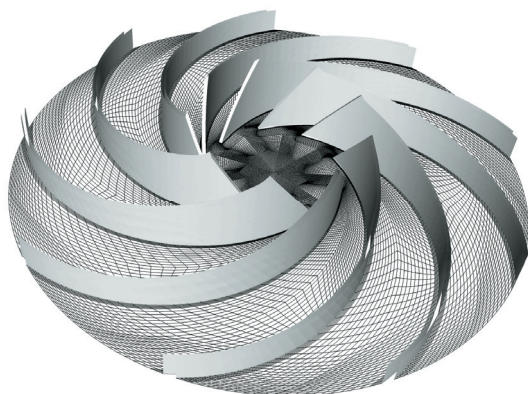
Egy áramlástechnikai gép járókerékének lapatozása gyakran jelentős görbületet mutat (6. ábra). A lapátok köré illesztett önálló C-hálózatot kellőképpen kell a lapátokra illeszteni, különben az elemek jelentősen torzulhatnak, lerontva a háló minőségi mérőszámait. Egy alkalmas kialakítás képes jól követni a görbületet, a háló elemeinek különösebb torzulása nélkül, ugyanakkor lehetővé teszi a lapátok mentén kialakuló határrétegáramlás megfelelő számításához szükséges finom felbontást. A 6. ábrán bemutatott járókerék egy lapátja körüli két-dimenziós blokk-strukturált háló látható a 7. ábrán egy C-struktúrát alkalmazva. Az ábrán közepén húzódo lapát körül jól megfigyelhető a határrétegáramlás számításához nélkülözhetetlen finom felosztás.



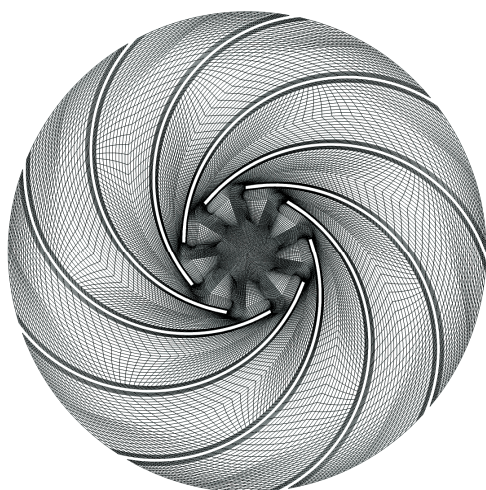
6. ábra. Egy járókerék testmodellje



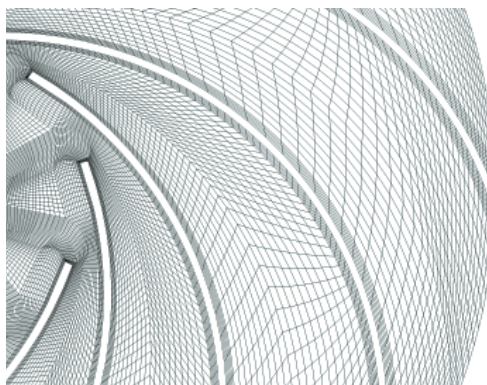
7. ábra. A 6. ábrán bemutatott járókerék egy lapátja körüli két-dimenziós blokk-strukturált un. C-háló



8. ábra. A 6. ábrán bemutatott járókerék teljes három-dimenziós blokk-strukturált hálójának részlete



9. ábra. A 8. ábrán bemutatott járókerék teljes három-dimenziós blokk-strukturált hálójának hátsó síkja



10. ábra. A 9. ábrán bemutatott blokk-strukturált hálójának felnagyított részlete

A járókerék teljes három-dimenziós kizárólag hexaéder elemeket tartalmazó blokk-strukturált hálóját a 8-10. ábrák szemléltetik. Az áttekinthetőség érdekében csupán a teljes háló bizonyos részleteit mutatjuk be.

## 5. ÖSSZEFOGLALÁS

Az áramlás- és hőtechnikai feladatok numerikus szimulációját döntően befolyásolják az alkalmazott számítási háló. Egy jól kialakított háló nemcsak a szimuláció sebességére van pozitív hatással, hanem az eredmények minőségét is nagyban befolyásolja. Az itt bemutatott elrendezések segítséget nyújthatnak összetett ipari geometriák blokk-strukturált hálójának a tervezésében és kivitelezésében. Az így nyert háló lényegesen kisebb elemszámmal és ezáltal kevesebb memória felhasználásával el lényegesen jobb eredményeket, mint az automatikusan létrehozott sokkal több elemet tartalmazó strukturálatlan háló.

## 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatómunka 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.

## 7. IRODALOM

- [1] ANSYS Inc.: *Documentation for ANSYS ICEM CFD 14.0*, Canonsburg, PA, 2011.
- [2] BERG, P., JANIGA, G., THÉVENIN, D.: *Detailed comparison of numerical flow predictions in cerebral aneurysms using different CFD software In: Conference on Modelling Fluid Flow (the 15th International Conference on Fluid Flow Technologies)*, (Vad, J., ed.), 2012, Budapest, Hungary, ISBN 978-963-08-4586-1, pp. 128-135.

# UV LED MODUL ÁLTAL KELTETT HŐÁTVITELI FOLYAMAT NUMERIKUS VIZSGÁLATA

## NUMERICAL ANALYSIS OF THE HEAT TRANSPORT PROCESS IN A UV LED MODULE

Varga Zoltán<sup>1</sup>, dr. Kalmár László<sup>2</sup>, Ralf Hellmann<sup>3</sup>

### ABSTRACT

The paper deals with CFD analysis of the heat transport process caused by High Powered LED (Light Emitting Diode) in a UV LED Module. This project is a R&D topic including both the laboratory measurements and the CFD simulations of UV LED Module. This project is the result of the several year-long joint research activities between the University of Aschaffenburg and the University of Miskolc. First, the Module – included one UV LED – is introduced, then the measurement after that main steps of the numerical simulation are discussed. Finally the results of measurement and simulation are compared.

### 1. BEVEZETÉS

A cikk egy nagyteljesítményű UV LED (Light Emitting Diode) által keltett hővezetés vizsgálatával foglalkozik. A projekt kutatás-fejlesztési téma, amelyben a LED modul kifejlesztését és legyártását követően laboratóriumi méréssel egybekötött CFD szimuláció, amely az Aschaffenburgi Egyetem (University of Aschaffenburg), és a Miskolci Egyetem évekre visszanyúló kölcsönös kutatási együttműködésének eredménye. Először az 1 db UV LED-et tartalmazó modul, majd a laboratóriumi mérések, végül a numerikus vizsgálat főbb lépései kerülnek bemutatásra. Legvégül a kísérleti és elméleti numerikus eredmények összehasonlítása található.

### 2. UV LED MODUL BEMUTATÁSA

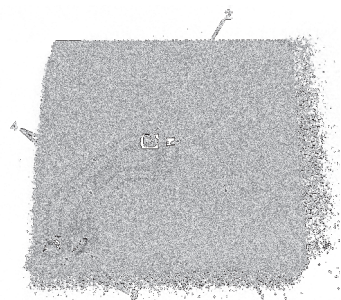
Az UV LED modul több fő részből tevődik össze, amelynek megértését az 1. ábra segíti.

Az 1. ábrán „1” számmal jelölve a nyomtatott áramköri panel található (továbbiakban NYÁK-lap), a „2” jelű szám pedig a nagyteljesítményű UV LED-t jelöli. A „3”, „4”, és az „5” számmal jelölt részek az ábrán a LED elektromos betáplálását megvalósító alkatrészek.

<sup>1</sup>gépészmérnök MSc, Miskolci Egyetem

<sup>2</sup>egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

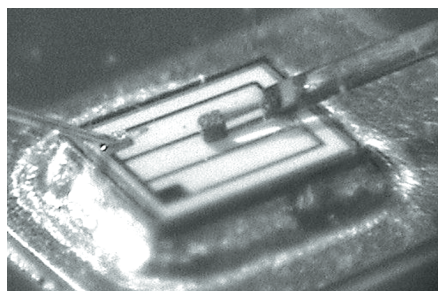
<sup>3</sup>professzor, Applied University of Science, Aschaffenburg, Germany



1. ábra. UV LED Modul fő részei

### 2.1. A nagyteljesítményű UV LED

Az 1. ábrán „2” számmal jelölt elem a nagyteljesítményű UV LED, melynek típusa: Mvp SL-V-U40AC, amelyről 2. ábrán látható egy közeli fénykép. A fényt kibocsájtó dióda a működtetett feszültség-áramerősség tartományban kb.: 1260 mW bemenő, és kb. 150 mW hasznos (a LED-et elhagyó fény) teljesítménnyel üzemel. A nem hasznosított – vagyis hőfejlődésre fordított – teljesítmény kb. 1110 mW. Az előbbi teljesítmény adatokból jól látható, hogy a dióda elég rossz hatásfokkal üzemel.

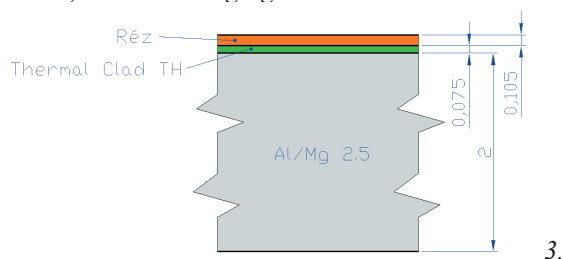


2. ábra. UV LED fényképe

### 2.2 A modulban használt NYÁK-lap

A nyomtatott áramköri lap az elektronikai ipar egyik alapvető eszköze, amelynek köszönhetően sokféle vastagságú, kialakítású és különböző anyagból készített változatokat lehet a kereskedelmi forgalomban kapni. A modulban található LED üzemi körülmények között jelentős mennyiségű hőt generál, melynek elvezetéséről gondoskodni kell. Az UV LED modul kialakítása során

IMS nevű NYÁK-lap került kiválasztásra, melynek 3. ábrán látható egy keresztmetszeti képe. Az ábra bemutatja a lap réteges felépítését. A 3. Ábráról az is jól látható, hogy a lap nagy részét, a 2 mm vastag alumínium ötvözet alkotja. Felette – a LED felé közeledve – található a 0,075 mm vastagságú dielektrikum, melynek anyaga Thermal Clad TH. Legfelül – közvetlenül a LED alatt – az 1. ábrán látható „4”, „5” számmal jelölt alkatrészek 0,105 mm vastagságú rézből készültek.



3. ábra. A NYÁK-lap felépítése

Az UV LED modul működtetése során keletkezett jelentős mennyiségű hőt a modulban az alumínium ötvözet segít elvezetni, ugyanis az ötvözet hővezetési tényezője közel 90-szer nagyobb, mint a dielektrikumé.

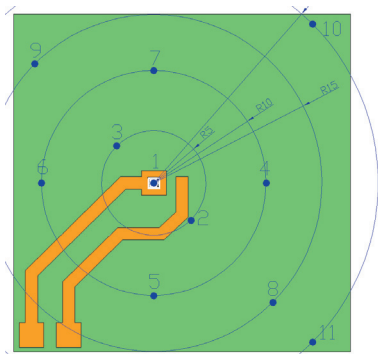
### 3. LABORATÓRIUMI MÉRÉS

A bevezetésben már említettük, hogy a cikkben tárgyalt modul vizsgálata az Aschaffenburgi Egyetemmel közös projekt keretében történik. E projekt végrehatása során a Aschaffenburgi Egyetem MSc hallgatója készített instacionér hőmérsékleti méréseket [2], a Miskolci Egyetem MSc hallgatója pedig numerikus áramlási szimulációval elemezte a modulban kialakuló hőátviteli folyamatokat [1]. Az alábbiakban a laboratóriumi mérés körülményeit és eredményeit tárgyaljuk.

Az instacioner hőmérsékleti méréseket egy egyetemi laboratóriumban végezték, ahol a mérés ideje alatt 23,5 és 25,3 °C között változott a laborban lévő hőmérséklet.

#### 3.1. Mérési pontok

A mérések során összesen 11 db előre meghatározott mérési ponton történt a hőmérséklet időbeli változásának mérése. A 4. ábra felülnézetben szemlélteti a mérési pontok elhelyezkedését.



4. ábra. Mérési pontok

A 4. ábrán jól látható, hogy a 11 db mérési pont összesen 5 db a LED közepén elhelyezett középpontú és különböző sugarú körök kerületein találhatóak meg. Az 1-es mérési pont az R=0 mm körhöz tartozik. A 2, 3 pontok az R=5 mm sugarú körhöz, a 4, 5, 6, 7-es pontok az R=10 mm sugarú körhöz, 8, 9-es pontok az R=15 mm sugarú körhöz, valamint a 10, 11-es pontok az R=20 mm sugarú körhöz tartoznak.

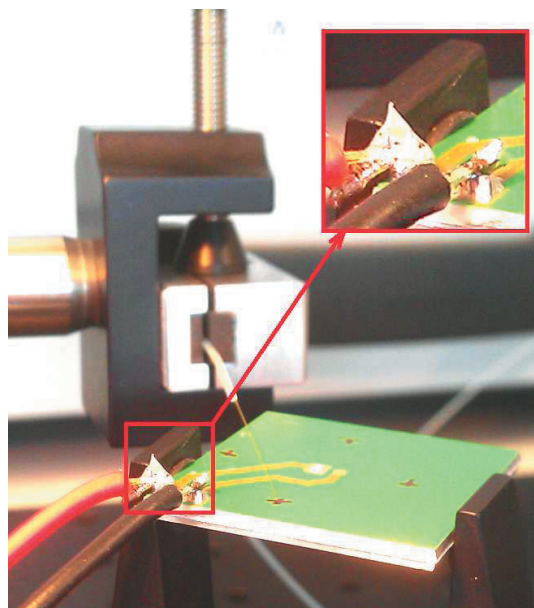
#### 3.2. Mérés eszközei

A dióda a bekapcsolást követően 2 sec-on belül közel 100 °C-ot melegszik, ezért a mérést egy 50 Hz mintavételezési frekvenciával rendelkező Fiber Optic Sensor mérőeszközzel végezték. A műszer felbontása 0,05 °C, a pontossága 0,8 °C (-20 és 250 °C között) a jelkondicionáló és érzékelő hibájával együtt. A készülék előlapjáról látható egy fotó az 5. ábrán.



5. ábra. Fiber Optic Sensor vezérlőpanelja

Mérés közben fontos szerepet töltött még be egy FB126025HB-N típusú axiális ventilátor, mely a mérés kezdete előtt – és a mérés közben is – a NYÁK-lappal párhuzamosan áramoltatott levegővel hűtötte a melegedő modult.



6. ábra. Fénykép a mérésről

Mérés egyéb eszközeit – területi korlátok miatt – itt nem részletezzük, azonban a 6. ábrán látható egy fénykép, mely a hőmérséklet mérése közben készült.

### 3.2. Mérés eredményei

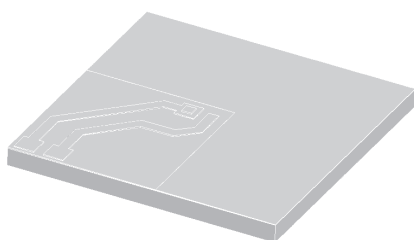
A mérés eredményeket – területi okok miatt – majd a cikk utolsó bekezdésében, a szimulációs eredményekkel történő összehasonlítás során mutatjuk be.

## 4. A NUMERIKUS SZIMULÁCIÓ

Jelen fejezetben először a numerikus szimuláció előkészítését tárgyaljuk [1]. Minden áramlástechnikai szimuláció az alábbi fő lépések elvégzéséből áll: geometria kidolgozása, diszkretizáció (hálózás) elvégzése, kezdeti és peremfeltételek megadása, a numerikus szimuláció (futtatás), majd végül a post-processing (eredmények feldolgozása). Jelen cikkben bemutatott szimuláció végrehajtása a véges térfogatok elvén alapuló ANSYS FLUENT kereskedelmi szoftverrel történt.

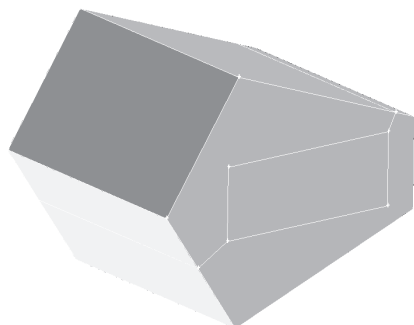
### 4.1. Geometria

Az UV LED modul geometriai méretei rendelkezésre álltak, amelyet felhasználva a FLUENT programcsomag előkészítő szoftverében, a GAMBIT-ben dolgoztuk ki a 3D-s geometriai modellt, amelyet a 7. ábrán mutatunk be.



7. ábra. Modul képe GAMBIT szoftverben

Mivel laboratóriumi mérés során közel állandó sebességű és irányú levegővel hűtötték a modellt, így a szimulációban is szükséges volt e környezeti áramló levegő hűtőhatásának figyelembe vételére. A modellben ezt úgy vettük figyelembe, hogy a modult egy ötszög alapú hasábra (un. szélcsatornába) helyeztük, melyről 8. ábrán látható egy kép.



8. ábra. Az alkalmazott szélcsatorna egy képe

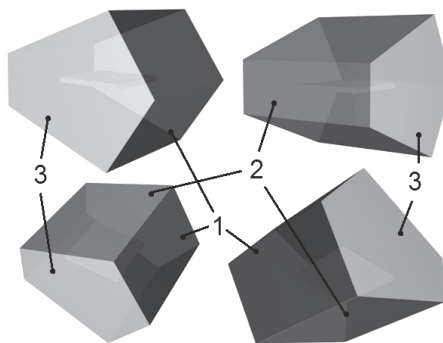
### 4.2. Diszkretizáció (hálózás)

Ahogy korábban már említettük, a numerikus megoldáshoz használt szoftver működése véges térfogatok elvének alkalmazásán alapszik, így a szimulációhoz szükség volt a fenti számítási tartomány véges számú térfogatra való felosztására. Jelen szimulációban fontos szerepet tölt be a modul szorosan körülvevő, ahhoz közel lévő (kis sebességű) levegő, mely a keletkező hőt vezeti el. Ezért volt fontos un. „y+” háló kialakítása a modell körül. Ezt a határreégi sűrítést figyelembe véve alakítottuk ki a hálót, mely nagyrészt strukturált hálót tartalmaz, vegyesen három-, négyszög alapú hasáb és tetra elemekkel. A numerikus vizsgálatokhoz kialakított háló összesen 2 836 702 db. véges térfogatról áll.

### 4.3. Kezdeti- és peremfeltételek

Az előzőekben leírtakból egyértelműen kiderül, hogy a numerikus megoldásra váró feladat egy időben változó hőátviteli folyamat numerikus szimulációjának végrehajtása. Ennek megfelelően a szimulációs számítások elvégzéséhez szükséges a kezdeti hőmérséklet-eloszlás megadása. Erre vonatkozóan azt feltételeztük, hogy a  $t=0$  sec-hoz tartozó kezdeti hőmérséklet eloszlás a számítási tartomány minden pontjában megegyezett a mérőszoba hőmérsékletével, ami kb.: 24,85 °C (298 °K) volt.

A differenciál egyenletek megoldhatóságának további feltételei a peremfeltételek előírása. A modulban összesen 1 db hőforrás található, mely az UV LED. A szimulációban a hőforrás peremfeltételt térfogaton-megoszló fűtőtelsítményként kezeltük, ahol a kiválasztott térfogat megegyezett a dióda befoglaló méreteinek megfelelő térrésszel. A szimulációnk során alkalmazott peremfeltétel megértését a 9. ábra jelöléseivel próbáljuk könnyebben érthetővé tenni.



9. ábra. Peremfeltételek: 1-es „massflow inlet”, 2-es „pressure outlet”, 3-as „symmetry”

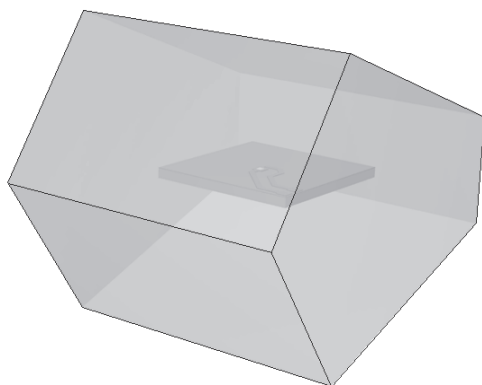
A 9. ábrán a peremfeltételekhez tartozó felületek – a jó követhetőség érdekében – beszámozva láthatóak. Az 1-es számmal jelölt felületek jelentik a „massflow inlet” peremfeltételt, amely a szélcsatornába kerülő levegő tömegáramát adja elő. Az itt beáramló levegő hőmérséklete – a mérési körülményeknek megfelelően – a mérőszoba hőmérsékletével egyezik meg. Nagysága megegyezik a modult hűtő ventilátor által keltett levegő sebességével, mely kb.: 3 m/s, iránya pedig párhuzamos

a NYÁK-lappal. A 2-es számú nyíllal jelölt „pressure outlet” peremfeltétel a szélcsatornából távozó levegő környezeti térbe történő kiáramlásánál a labor helységben uralkodó nyomás értékét írja elő. A 3-as számú felület a szimmetria feltételt jelenti, vagyis erre a síkra nézve a hőmérséklet eloszlás szimmetriáját írjuk elő.

További fontos peremfeltétel volt még a szimulációban a LED, és a NYÁK-lap között lévő forrasztás, amint egy a szimuláció végrehajtása során egy 1-dimenziós hő-ellenállásként vettünk figyelembe.

#### 4.4. Numerikus szimuláció

A numerikus eredmények meghatározása a véges térfogatok elvén alapuló FLUENT szoftver alkalmazásával történt. A szimuláció  $t = 0$  sec-tól 160 sec-ig terjedt, változó időlépcsővel. Az eredményeket a következő pontban a mérési eredménnyel összehasonlítva mutatjuk be. A modulról és a szélcsatornáról készült kép a 10. ábrán látható.



10. ábra. A számítási modelltől készült kép a FLUENT szimulációs szoftverben

### 5. EREDMÉNYEK

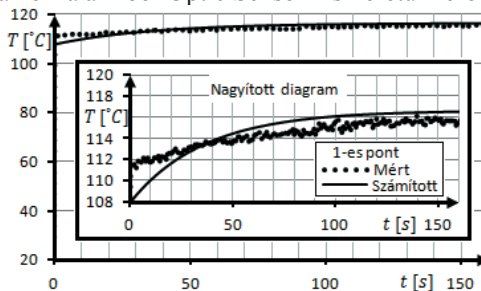
Az alábbiakban a 3. pontban bemutatott mérés [2], és a 4. pontban tárgyalt numerikus szimuláció [1] eredményeit ismertetjük.

A mérési és számítási eredmények is igazolták azt az előre várható tény, hogy a 4. ábrán bemutatott mérési pontoknál az azonos sugáron elhelyezkedők hőmérséklete közel azonos lett a méréseknél és a szimulációknál egyaránt. Ennek eredményeként közös sugáron elhelyezkedő pontok közül csak egy tetszőleges pontot választottunk ki (az eltérés  $< 1\%$ ) az összehasonlításhoz, mind a mérés, mind a számítási eredményeknél.

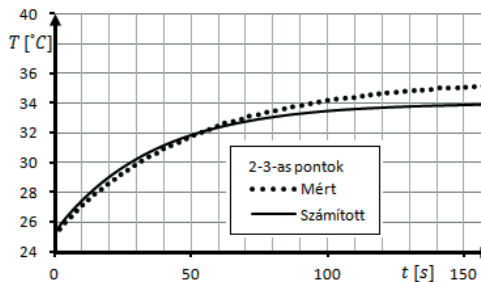
Az 1-es mérési pont eredményei a 11. ábrán láthatóak, a 2-3-as pontokra vonatkozó hőmérséklet eloszlás pedig a 12. ábrán. Terjedelmi okok miatt több eredményt nem tudunk bemutatni, azonban további részletek az [1]-ben találhatóak meg.

A mérési eredményeknél megfigyelhető egy kisebb fajta hőmérsékleti hullámlás. Ennek az ingadozásnak oka viszonylag nagy  $\sim 3$  m/s-os sebességű levegőáram,

amely feltételezésünk szerint kismértékben rezgő mozgásba hozza a Fiber Optic Sensor kismértékű mérőfejét.



11. ábra. 1-es mérési pont számított és mért hőmérséklet-idő függvények



12. ábra. 2-3-as mérési pontok számított és mért hőmérséklet-idő függvények

### 6. ÖSSZEFOGLALÁS

Megállapítható, hogy az UV LED modul kijelölt mérési pontjaira vonatkozóan a számított és a mért hőmérsékleti értékei jó egyezést mutatnak. Ez annak is köszönhető, hogy a szimulációs modell gondosan felépített geometriával és hálózasi paraméterekkel rendelkezik. Jövőbeli közös terv az Aschaffenburgi Egyetemmel a jelen cikkben is bemutatott UV LED-ből épített 44 db. LED-ből felépített konfiguráció mérése és numerikus szimulációja – a bemutatott modul vizsgálata során szerzett tapasztalatokat is felhasználva – végrehajtásra kerüljön.

### 7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatómunka 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. IRODALOM

- [1] VARGA, Z. D.: *Nagyteljesítményű UV-LED modulban kialakuló hőátviteli folyamat CFD szimulációja*, MSc diplomamunka, Aschaffenburg & Miskolc, 2012.
- [2] RUNG, S.: *Presentation about measurement of new LED module*, Workshop, Miskolc, 2012.

# 3x3 UV LED MODUL NUMERIKUS OPTIMÁLÁSA

## NUMERICAL OPTIMIZATION OF A 3x3 UV LED MODULE

Varga Zoltán<sup>1</sup>, dr. Kalmár László<sup>2</sup>, dr. Jármai Károly<sup>3</sup>

### ABSTRACT

*This paper describes heat engineering optimization of a UV LED (Light Emitting Diode) module. The CFD numerical simulation of UV LED module is coupled with different numerical optimisation methods. The theoretical and experimental investigations of UV LED module are a common scientific project carried out by University of Miskolc and Applied Science University of Aschaffenburg together. By applying the result of these investigations some article and diploma tasks have been prepared [1] [2] [3]. In the first part of the paper the main elements of UV LED module are shown, after that main steps of numerical simulation (producing the numerical model, developing the geometry, selecting the boundary conditions), then the main characteristics of optimization methods, and finally the result of optimization are presented.*

### 1. BEVEZETÉS

A cikk egy nagyteljesítményű UV LED modul hőtechnikai numerikus optimalásának számított eredményeit mutatja be. A számítási eredmények előállításához szükséges feladat valójában egy CFD numerikus szimulációval egybekötött numerikus optimalás végrehajtása volt. Az UV LED modulban kialakuló hőátviteli folyamat elméleti és kísérleti vizsgálatára a University of Applied Science, Aschaffenburg és a Miskolci Egyetem közös oktatási/kutatási projektjének keretében került sor, amelynek eredményeként több tudományos folyóirat cikk és szakdolgozat kidolgozása valósult meg [1], [2], [3]. A cikkben először UV LED modul szerkezeti felépítése kerül bemutatásra. Ezt követően a numerikus szimuláció főbb lépéseit (a modellalkotást, a geometria kidolgozását és a peremfeltételek megválasztását), továbbá a numerikus optimalás főbb jellemzőit és legvégül az optimalás számítási eredményeit ismertetjük.

### 2. MODUL BEMUTATÁSA

A cikkben bemutatásra kerülő UV LED modul több főbb részből épül fel, amelynek felülnézeti fényképe az 1. ábrán látható. Az ábrán 1-es számmal jelöltünk egy nagyteljesítményű UV LED-et, amelyből összesen 9 db (3x3 mátrix) elrendezésben került beépítésre a modulba.

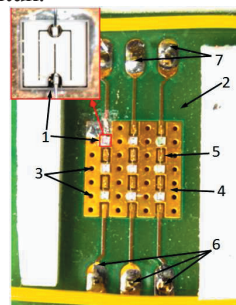
<sup>1</sup>gépészmérnök MSc, Miskolci Egyetem

<sup>2</sup>egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

<sup>3</sup>egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

Az ábra bal felső sarkában a nagyteljesítményű UV LED jelentősen kinagyított fényképe látható. Az ábrán 2-es szám jelöli az FR-4 anyagú nyomtatott áramköri (a továbbiakban NYÁK) lapot, mely dielektrikumként is szolgál.

Az ábrán 4-es számmal a NYÁK lap felső részén kialakított rézréteget jelöltük, amellyel azonos kialakítású rézlemez a NYÁK lap – fényképen nem látható – túoldalán szintén megtalálható. A két rézlemez közötti intenzív hőcsere az ábrán 3-as számmal jelölt ún. „thermal via”-ák (más szóval „hő-csővek”) segítségével valósul meg, amelyek a képen „sötét színű kis sugarú körök” formájában láthatók. A „thermal via”-ák lényegében állandó falvastagságú rézcsővek, amelyek több helyen a felső és alsó rézréteget fémesen összekötik. A cikkben bemutatásra kerülő numerikus optimaló eljárásban ún. hő-csővek helyzetének termikus szempontból tekintett (esetünkben a kialakuló legkisebb maximális hőmérséklethez tartozó) optimális értékei kerülnek meghatározásra. A fényképen látható felső rézlapon – elektrotechnikai okokból – téglalap alakú bevágások kerültek kialakításra, amelyek a diódák között függőlegesen helyezkednek el. Ezek közül az egyiket az ábrán 5-ös számmal jelöltük.



1. ábra. A modul felülnézeti fényképe

További fontos eleme a modulnak még a 6 és 7-es számmal megjelölt rész, ahol a modulba épített LED-ek üzemszerű működtetéséhez szükséges elektromos áram kerül bevezetésre. Működtetés során az UV LED-ek által a modulba bevitt hőenergia eltávolítása érdekében a NYÁK alsó oldalán egy aktív léghűtést alkalmaztunk. A hűtőrendszer egy alumínium testből és egy ehhez csatlakoztatott – a számítástechnikai iparban is gyakran használt – ventilátorból épül fel.

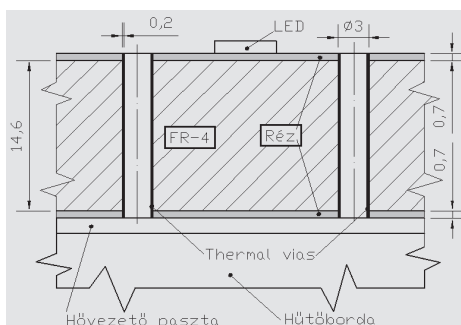
#### 2.1. Nagyteljesítményű UV LED-ek

A nagyteljesítményű UV LED-ek üzemeltetés közbeni hőmérsékletének kiemelt szerepe van az előállított UV fényteljesítmény és az UV LED működtetése során elkerülhetetlenül keletkező nagymértékű hőteljesítmény arányának alakulásában. A beültetett UV LED-ek üze-

meltetése során egyenként 390 mW bemenő – felvett – teljesítményre van szükségük. Ebből a teljesítmény értékből a fényforrást elhagyó – vagyis a hasznos – fényt teljesítmény összesen csak 30 mW. A két teljesítmény érték különbsége a veszteségteljesítmény UV LED-enként kb. 360 mW fűtő teljesítményt jelent. A közölt adatokból jól látható, hogy a LED-ek ezen típusa meglehetősen rossz hatásfokkal működik, aminek az eredménye a keletkezett – fajlagosan – nagy mennyiségű hő. A diódák egy további nem kedvező tulajdonsága az, hogy kb. 50 °C hőmérséklet felett a hasznos teljesítményük csökkenő tendenciát mutat annak ellenére, hogy a felvett teljesítmény közel állandó. Ezért fontos a LED-ek, illetve az UV LED modul üzemeltetés közben megfelelő hűtéséről gondoskodni és az UV LED-ek üzemeltetés közbeni hőmérsékletét a lehető legalacsonyabb értéken tartani.

## 2.2. A modul szerkezete

A modul keresztmetszeti rajza a 2. ábrán látható, amely jól szemlélteti a modul réteges szerkezetét.



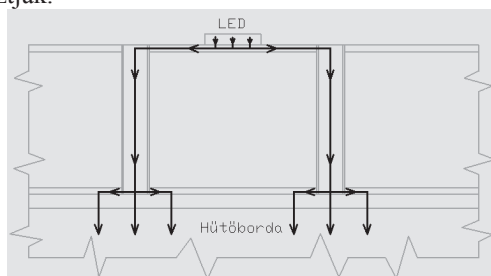
2. ábra. A modul keresztmetszeti rajza

A 2. ábra felső részén látható egy dióda képe is. Az ábrán a NYÁK felső és alsó felületén látható szürke színnel kitöltött részek a 0,7 mm vastag rézrétegeket jelölik, amelyek a NYÁK-lap mindkét oldalán egyaránt megtalálhatók. A két rézréteg között pedig a dielektrikum található, melynek anyaga FR-4. A 2. ábrán az is jól látható, hogy a rézrétegeket 0,2 mm falvastagságú és 3 mm külső átmérőjű rézcsövek, az ún. „thermal via”-k hogyan kötik össze. A 2. ábra legalján az aktív hűtő látható, amelynek egyik eleme – jó hővezető képesség biztosítása érdekében – alumíniumból készült hűtőborda. A hűtőborda és a NYÁK-lap közé összeszerelésük során hővezető pasztát helyeztünk el. Ennek jelenléte javítja a két elem közötti hőátvitelt, vagyis a hővezető paszta használatával nagyobb hőmennyiség tud a bordán keresztül a környezeti levegőbe távozni.

## 2.3. Hőcsatorna

Hőtechnikai szempontból történő optimalálás végrehajtása során fontos ismernünk, hogy a diódában keletkező hőmennyiség jelentős része a modulon belül milyen útvonalon tud távozni a környezetbe. A dielektrikum egy rossz hővezető képességű ún. FR-4 jelű anyagból készült, amelynek a hővezetési tényezője kb. ezred része a rézének. Ennek köszönhetően a modulban üzem közben keletkezett hőmennyiség kb. 80 %-a a 3. ábrán berajzolt

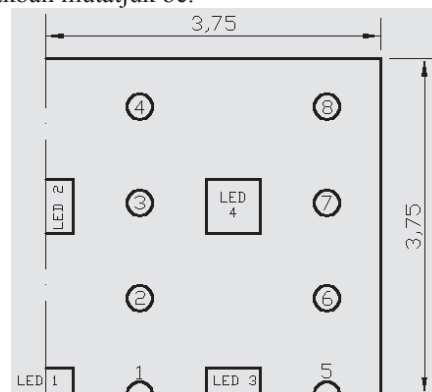
nyílfolynak megfelelő úton az modulelemek alábbi sorrendjében távozik a modul alsó oldala felé: LED-ek – felső rézréteg – thermal via-k – alsó rézréteg – hővezető paszta – hűtőborda – környezeti levegő. Ezt az állítást a [2]-ben bemutatott szimulációs eredmények is alátámasztják.



3. ábra. A keletkezett hőenergia eltávozásának útvonala

## 3. 2D-S MODELL

A modul előző részben bemutatott komplex geometriáját a CFD-vel összekötött optimalálás végrehajtása során kénytelenek voltunk leegyszerűsíteni és 2D-s számítási modellt kidolgozni. Ezen felül arra az elhatározásra jutottunk, hogy az optimalálás végrehajtása során a „thermal via”-k középpontjainak optimális helyzetét úgy határozzuk meg, hogy az UV LED modul működtetése során a modulban üzem közben kialakuló hőmérséklet eloszlásban a maximális hőmérséklet értéke a lehető legkisebb legyen. Ennek a szempontnak a figyelembevételével kialakított kétdimenziós modellt az alábbiakban mutatjuk be.



4. ábra. Az optimalálás során is alkalmazott kétdimenziós modell

A 4. ábrán a numerikus optimalálás során alkalmazott 2D-s modell látható. Szimmetria tulajdonságokat is figyelembe véve a számítási modell csak ún. felső (vagyis a LED-ek alatti) rézréteg negyedét tartalmazza, amelyen a diódák körvonalainak megfelelő négyzet keresztmetszeteket (mint hőforrást) és a „thermal via”-nak megfelelő kisméretű kör-keresztmetszeteket pedig (mint hőnyelőket) tekintjük.

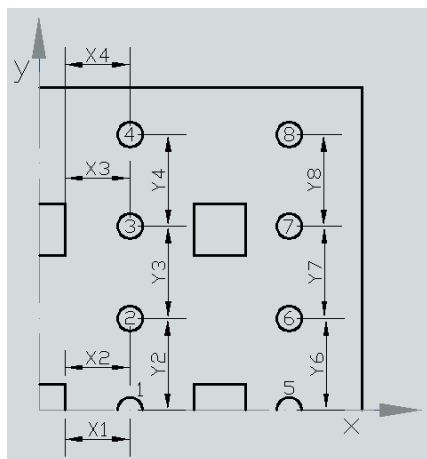
## 4. OPTIMÁLÁS

Az így kialakított számítási modul felhasználásával a CFD szimulációt az ANSYS v13 szoftvercsomagban található Fluent véges térfogatok elvén alapuló kereske-

delmi szoftverrel végeztük el, ami közvetlenül a hőmérséklet eloszlások meghatározását tette lehetővé. A szoftvercsomagba beépített *Goal Driven Optimization* modul pedig a kidolgozott célfüggvények szélsőértékeinek meghatározására használtuk.

#### 4.1. Optimalás kiválasztott változói

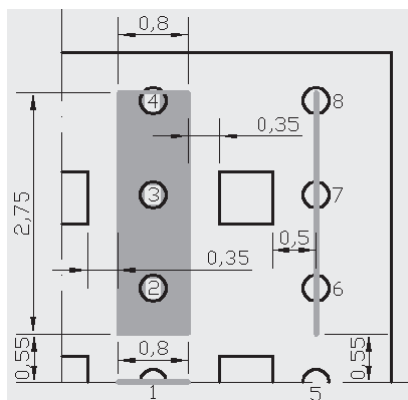
A kialakított kétdimenziós modellben – szimmetria viszonyokat is kihasználva – összesen 8 db „*thermal via*” található, amelyek a 4. ábrán felülnézetben kör alakúak és helyzetük 8 db különböző középponttal adható meg. Ezeknek a középpontoknak keressük az optimalás célfüggvényének legjobban megfelelő helyzetét. Egy kör középpontjának – mivel a modell kétdimenziós – két koordinátája van, ami összesen 16 db változót jelent. A geometriai viszonyok, gyárthatósági és egyéb más indokok miatt azonban végül összesen csak 10 db koordináta változását engedjük meg. Vagyis az optimalás során 10 db (X1, X2, X3, X4, Y2, Y3, Y4, Y6, Y7 és Y8) jelű változót használtunk, amelyek elhelyezkedése az 5. ábrán látható.



5. ábra. Optimalás változói

#### 4.2. Optimalás kiválasztott változóinak határai

A változók értékei optimalás végrehajtása során csak adott alsó és felső határ között mozoghatnak. Ezeket a tartományokat a 6. ábrán grafikusán megjelöltük, vagyis az ábrán szürkével megjelölt területek jelentik az adott változó(k) mozgástereit.



6. ábra. A változók mozgásterei szürke színnel jelölve

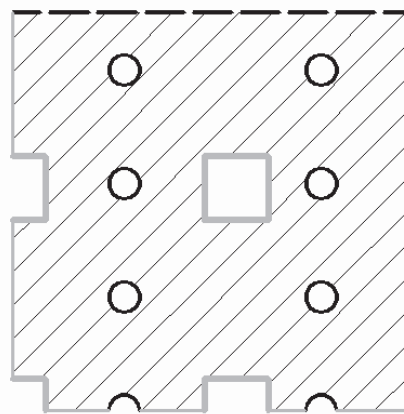
#### 4.3. Optimalás során alkalmazott háló

Minden numerikus szimulációnál nagyon fontos az alkalmazott numerikus háló nagysága és minősége. A nagyság a futtatás számítási szükségletével arányos, míg utóbbi – a minőség – a kapott megoldás elfogadhatóságáért és a megoldás konvergenciájáért felel. Az optimalás során a megoldó minden lépésben újrakészítette a megfelelő geometriát, így olyan feltételeket kellett megadni a hálózásra, mely bármely geometriai variációnál minden szempontból megfelelő legyen. Ezért a megoldás során végül sűrítés nélküli háromszög elemeket összesen kb. 9000 db-ot alkalmaztunk.

#### 4.4. A numerikus szimuláció peremfeltételei

A szimuláció elméleti alapját jelentő differenciál egyenlet rendszerek megoldásához szükség van a kezdeti- és peremfeltételek megválasztására is. A számítások minden esetben időben állandó esetre vonatkoztak. A kezdeti hőmérsékletet a teljes számítási tartományon belül 300 K értékre választottuk.

A peremfeltételi előírásokat a könnyebb áttekinthetőség érdekében a 7. ábra segítségével mutatjuk be.



7. ábra. Peremfeltételek

Az ábrán vastag szürke vonallal rajzolt négyzetek a LED-ek körvonalait jelentik, amelyek a modellünkben a hőforrások elhelyezkedését jelölik. Fekete vastag körökkel a *thermal via*-k láthatók, amelyek a szimulációban hőnyelőként funkcionálnak. Az ábrán a beszafozott rész jelenti a számítási tartományt. A 7. ábra bal és alsó oldalán látható vékony szürke vonallal a szimmetria peremfeltétel helyét jelöltük, továbbá az ábra felső és jobb oldalán található vastag szaggatott vonal a tartomány határát jelenti (ahol nincs semmilyen hőátadás).

Fontos megjegyeznünk, hogy az optimalás során készülő szimulációkban a számítási tartomány anyaga nem réz volt hanem, egy annál rosszabb hővezetési tényezővel rendelkező anyag. Ennek az elhatározásnak az volt az oka, hogy a kialakuló nagyobb hőmérsékleti különbségek a végeredményekbe jobban megjeleníthetők és így az kapott eredmények jobban kiértékelhetők lettek.

#### 4.5. Célfüggvények

A feladat megoldása során két célfüggvénnyel és két különböző numerikus optimalási eljárással dolgoztunk. A [3]-ben ezek leírása és az eredmények részletes bemutatása megtalálható. Itt terjedelmi okok miatt csak

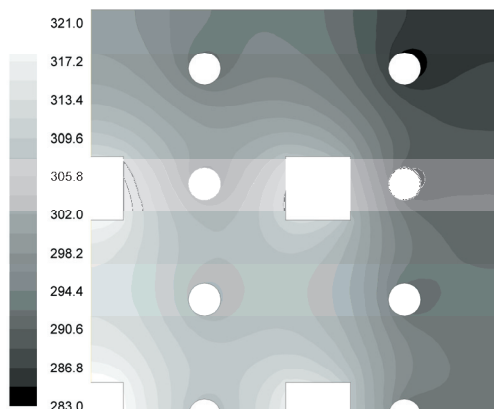
egy célfüggvény alkalmazása esetében kapott számítási eredményeinket mutatjuk be.

Az egyik legfontosabb feladat az UV LED modul üzemeltetése során a modul üzemi körülmények során kialakuló hőmérsékletének csökkentése. Az előzőekben bemutatott 3x3 UV LED modul esetében a beépített alkatrészek anyaga és azok darabszáma adott volt. A diódák 3x3 mátrix elrendezése miatt belátható, hogy a középső helyen lévő melegszik a legjobban, így ennek a hőmérsékletét kellett leginkább csökkenteni.

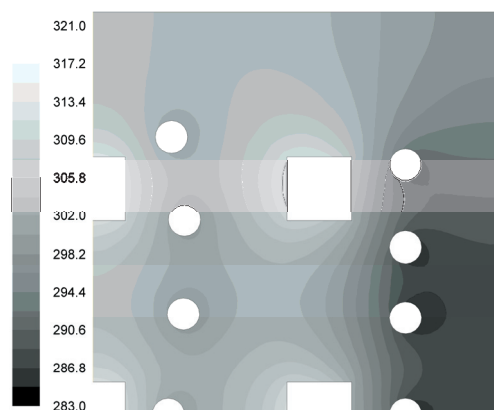
Az előbbi feltételnek megfelelően az alábbi célfüggvényt használtuk: a maximális hőmérséklet legkisebb értéke akkor alakul ki, amikor a LED-eket határoló kerületek átlaghőmérsékletei közel azonosak. A vizsgálat során az ANSYS szoftvercsomag beépített *Goal Driven Optimization* csomagjában található *Screeing* eljárással vizsgáltuk.

Végül bemutatunk néhány számítási eredményt:

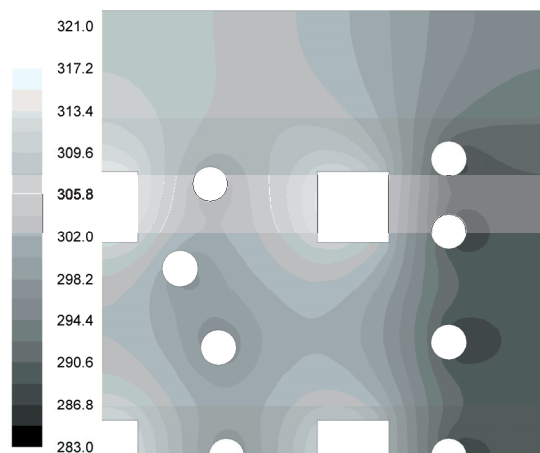
Az UV LED modul vázolt alaphelyzetéhez (lásd az 1. és az 5. ábrát) tartozóan meghatározott abszolút hőmérséklet eloszlását a 8. ábrán láthatjuk. A 9. és a 10. ábrán az optimalizálás első és második kapott számítási eredményét mutatjuk be. A könnyebb összehasonlíthatóság érdekében mind a 8, 9 és 10. ábrákon azonos hőmérsékleti skálát alkalmaztunk.



8. ábra. Abszolút hőmérséklet eloszlása alaphelyzetben



9. ábra. Az optimalizálás első eredménye, abszolút hőmérséklet eloszlása



10. ábra. Az optimalizálás második eredménye, abszolút hőmérséklet eloszlása

## 5. ÖSSZEFOGLALÁS

Az optimalizálás alkalmazásával sikerült elérni az a kívánt célt, hogy a *thermal via*-k helyzetének optimális megválasztásával a diódák maximális hőmérséklet kisebb legyen.

Ezt az alábbi számértékek összevetésével tudjuk szemléltetni. Az UV LED modul alapesetére elvégzett szimuláció eredményeként kapott hőmérséklet eloszlás ismeretében a középső (4. ábrán 1-jelű LED) abszolút hőmérséklete a fent ismertetett peremfeltételek mellett 319,4 K adódott. Az optimalizálás első (legjobb) eredményeként kapott hőmérséklet eloszlás alapján pedig a középső LED hőmérséklete csak 310,5 K értékű volt. Ha figyelembe vesszük a kezdeti hőmérséklet eloszlásra az előírt állandó 300 K kezdeti feltételt, akkor láthatjuk, hogy ez kb. 46 % termikus ellenállás csökkenést jelent, annak ellenére, hogy a szélső LED (4. ábrán, a 4-es jelű LED) hőmérséklete csak 1,1 K-al emelkedett.

Jövőbeli terveink között szerepel, hogy a németországi társgytemmel további közös kutatási feladatokat oldjunk meg.

## 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatómunka 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.

## 7. IRODALOM

- [1] JOHANNES, G.: *Development of UV LED Modules for production technology and water purification*, MSc diplomaterv, Aschaffenburg, 2010.
- [2] VARGA, Z., D.: *Numerical Simulation of Heat Transfer Procedure in High Power LED Modules*, BSc szakdolgozat, Aschaffenburg-Miskolc, 2010.
- [3] VARGA, Z., D.: *Nagyteljesítményű UV-LED Modulban kialakuló hőátviteli folyamat CFD szimulációja*, MSc diplomaterv, Aschaffenburg-Miskolc, 2012.

# VÍZELLÁTÓ HÁLÓZAT SZÁMÍTÓGÉPES SZIMULÁCIÓJA AZ AQUIS ALKALMAZÁSÁVAL

## NUMERICAL SIMULATION OF A WATER SUPPLY SYSTEM USING AQUIS

Tugyi Dávid<sup>1</sup>, dr. Kalmár László<sup>2</sup>, Csikós Miklós<sup>3</sup>

### ABSTRACT

*This paper deals with the numerical analysis of the water supply pipe-system. The AQUIS program package has capable of building the models and solving the flow problems in water supply pipe-systems. In this paper it will be shown how we can build the whole system from the base elements to the time-dependent demands. We will show the base components of the supply system and applying the program package to analyse a small water supply pipe-system. After that we will show some results. The calculated distributions of flow characteristics will be shown on graphs.*

### 1. BEVEZETÉS

Az ember egyik legalapvetőbb létszükséglete a tiszta ivóvíz folyamatos biztosítása. Nem véletlen így az sem, hogy az első civilizációk a nagy ivóvízforrások (folyók, tavak) közelében alakultak ki. A népesség növekedésével a vízkészlet ugyan elegendő volt, de a továbbterjeszkedést gátolta annak a helyhez kötöttsége. Ekkor kapott nagy szerepet az öntözőcsatornák és a kezdetleges vízvezeték rendszerek elterjedése. Mára ezek a rendszerek bonyolultabbá váltak, ezért a bennük kialakuló áramlás jellemzőinek meghatározása, valamint a vezetékrendszer üzemeltetése és méretezése is egyre összetettebb feladattá vált. A vízellátó rendszerek gazdaságos és zavarmentes üzemeltetése is megkívánja a numerikus szimulációk elvégzését, sőt nem ritkán ezen numerikus vizsgálatok eredményeire alapítva a rendszer on-line módban történő irányítását és folyamatos felügyeletét látják el. A cikk az AQUIS kereskedelmi szoftver felhasználásával egy kisméretű vízellátó rendszerre vonatkozó off-line üzemmódban végrehajtott numerikus analízisének eredményeit mutatja be.

### 2. A RENDSZER FELÉPÍTÉSE

A vízellátó rendszerek jellegzetesen három fő részből épülnek fel, amelyek a vízforrás, a víz elosztására szolgáló csőhálózat és a fogyasztók. A forrás, vagy esetleg források betáplálási pontokként jelennek meg a hálózatban. Ezek biztosítják a fellépő igények kiszolgálásához

<sup>1</sup>MSc hallgató, Miskolci Egyetem

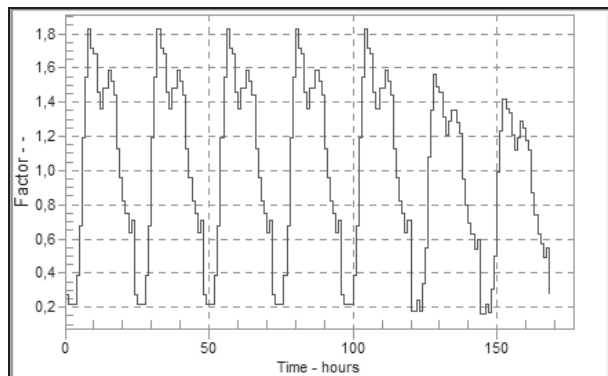
<sup>2</sup>egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

<sup>3</sup>rendszer integrátor, Seven Technologies, Birkerød, Denmark

szükséges vízmennyiséget a vezetékrendszerhez kapcsolódó különböző fogyasztók számára. A tervezés és méretezés egyik fontos megoldandó feladatát a különböző fogyasztási igények kiszolgálásának magas szintű megoldása adja.

Fogyasztó lehet pl.: egy családi ház, egy több lakásból álló társasház, valamint különböző intézmények, iskolák; továbbá ipari létesítmények is. Ezek a fogyasztók egymástól független módon és jelentősen eltérő fogyasztási igénnyel működnek. Egy családi házban általában pl. reggel 8 óra és délután 16 óra között kevesen tartózkodnak, ezért a tényleges fogyasztási igény ekkor általában kicsi. Egy folyamatosan termelő ipari egységben az emberek több műszakban dolgoznak, a ténylegesen felmerülő fogyasztási igény így időben sokkal folyamatosabb. Ez természetesen függ az adott ipari tevékenység jellegétől és az alkalmazott technológiától is. A lakóházakban a tényleges fogyasztás szintén időben kaotikus.

A fogyasztási igényeket a numerikus szimuláció végrehajtása során ún. idősorok alkalmazásával kezeljük. Erre vonatkozóan kidolgozásra kerültek jellegzetes idősorok, de egy-egy kivételes igényű fogyasztónak előírható egy teljesen egyedi idősor is.



1. ábra. Példa egy intézmény fogyasztási idősorára

A vízforrást a fogyasztóval összekötő elemek az elosztó vízellátó hálózat részének tekinthetők. A leggyakrabban használt építőelem a csővezeték. A csővezetéknek vannak különböző olyan jellemzői, amelyek a bennük kialakuló áramlás jellegét jelentősen befolyásolják: pl.: a csőfal belső felületének érdessége, a cső átmérője, hossza és anyaga. A kialakuló áramlásra ugyancsak nagy hatással van a csővezeték szakaszok egymás-

hoz való csatlakoztatási módja, valamint a csővezetékekbe beépítésre kerülő záró- és szabályzó szervek, illetve berendezések tulajdonságai és működtetési módja. Ahhoz, hogy a csővezeték rendszer a tényleges fogyasztás igényekhez igazodva a lehető leggazdaságosabban legyen működtetve, ahhoz nagymennyiségű és meglehetősen bonyolult számítást kell elvégezni. Ezek a numerikus vizsgálatok legkényelmesebben általában kereskedelmi szoftverek alkalmazásával végezhetők el. Legyen szó akár meglévő csőhálózatról, vagy akár egy tervezési fázisban lévő vízellátó rendszerről, a számítógépes szimuláció elengedhetetlen része a megvalósításnak. Így lehet egy meglévő vízellátó rendszernél az optimális üzemeltetési paramétereket meghatározni, illetve egy tervezési fázisban lévő rendszernél a legjobbnak ítélt tervezési változatot megtalálni.

A már létező csőhálózatokra vonatkozó számítási eredményeket a helyszínen végzett mérésekkel ellenőrizni tudjuk igazolva a numerikus eljárás megbízhatóságát és az eredmények alkalmazhatóságát. Az így kidolgozott számítási modell alkalmazásával a csővezetékrendszer különböző üzemállapotára tesztelni lehet a csőhálózat viselkedését normál üzemi körülmények között, vagy akár valamilyen rendkívüli esemény bekövetkezése esetére is. Ilyen esemény lehet pl.: a szivattyútelep áramkimaradása és annak üzemeltetési következménye, csőtörés esetén szükséges beavatkozás hatásának elemzése, a reggeli fogyasztási csúcs közben bekövetkező tüzeset miatti oltóvíz igény teljesítésének ellenőrzése, stb.

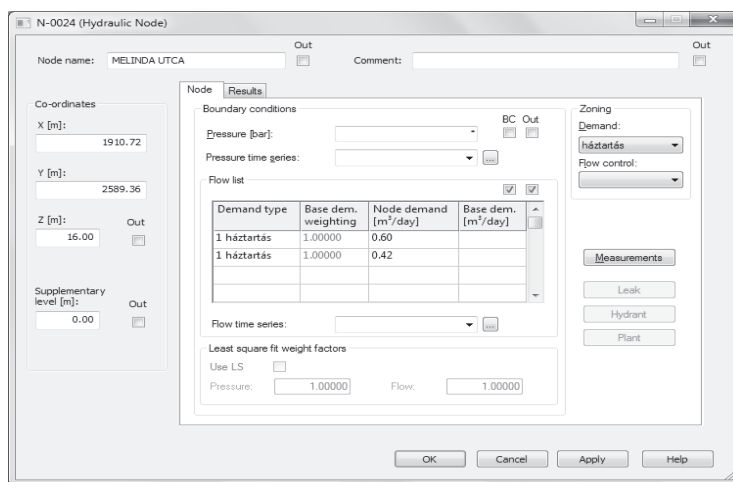
### 3. A MODELL MEGALKOTÁSA

A számítógépes szimuláció alapját, a számítógépes modell adja. Már egy kis vízellátó hálózat esetében is komoly problémát jelent az adott modell pontossága, illetve pontatlansága. Például egy több 10 éve épített hálózat esetén, a csővekben lévő lerakódás csökkenti a hasznos átáramlási keresztmetszetet és növeli a csőfal érdességét, ezáltal hatással van a kialakuló áramlás paramétereire. Egy valósághoz közel álló modell megalkotása is már igen nehéz feladat.

A program legkisebb és legfontosabb alap eleme az úgynevezett csomópont (NODE). Ezeknek a csomópontoknak a rendszerből áll össze a vízellátó hálózat. Minden egyes csomópontnak egyedi név és térbeli koordinátája adható meg.

A csővezetékek definiálásához két csomópontra van szükségünk. Ezek lesznek értelemszerűen a csővezeték kezdő, illetve végpontjai. A csővezeték hosszát nem szükséges megadnunk ugyanis a program a meglévő X, Y és Z koordinátákból kiszámítja azt. Az adott csőszakasznak szintén generálódik egy egyedi azonosító, de ez tetszés szerint módosítható például „Főnyomócső”-re. A későbbiekben ez nagyon hasznos, hogy meg tudjuk különböztetni a számunkra fontos és vizsgálandó csőszakaszokat.

Továbbá ezekhez a csomópontokhoz tudjuk hozzárendelni a különböző fogyasztási igényeket, így helyezhetünk el fogyasztókat.



2. ábra. Térfogatáram változása egy intézmény esetén

Az 2. ábrán egy tipikusnak nevezhető fogyasztó látható a már említett egyedi névvel, valamint a pontos térbeli koordinátájával. Látható, hogy adott esetben egy csomóponthoz több fogyasztó is rendelhető, ezzel csökken a rendszerben lévő elemek száma. A rendszer jobban áttekinthetővé válik.

A csővezeték rendszerben annak biztonságos működtetése és szabályozhatósága megkívánja még szabályzó elemek, mint például csapok, tolózárok, stb. elhelyezését is a rendszerben. Ezeket a szerelvényeket is a csomópontokhoz tudjuk hozzárendelni. Így tehát a szimuláció megkezdése előtt a modell megalkotásánál már

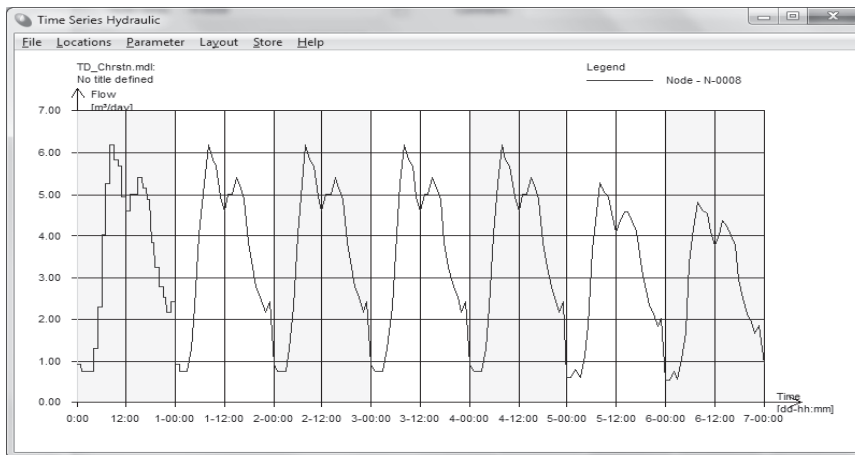
tisztában kell lennünk, hogy hova is szeretnénk valamilyen szabályzó szerveget telepíteni. Ugyanis egy csomóponthoz csak egy elem rendelhető hozzá. Ha több elemet szeretnénk egy adott csőszakaszhoz hozzárendelni, akkor azt csak úgy tudjuk megtenni, ha több csomóponttal feldaraboljuk azt a csőszakaszt. Ennek nincs semmi negatív hatása a program futtatására, mindössze csak a rendszerünk fog több elemet tartalmazni.

#### 4. EREDMÉNYEK BEMUTATÁSA

A program fő funkciója a hálózat működésének a szimulációja. A szoftver a csőben létrejövő áramlás jellemzőit a csővezeték középvonalához rendelve az adott

keresztmetszetre vonatkozó átlagértékként határozza meg és tárolja le.

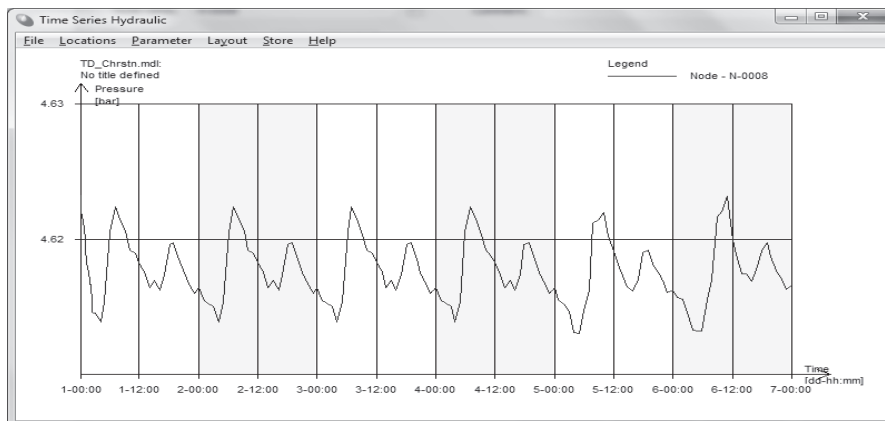
Így lehetőségünk nyílik az áramlás jellemzőinek a csővezeték hossza menti változásának megrajzolására, amire néhány példát az alábbiakban bemutatunk.



3. ábra. Térfogatáram változása egy intézmény esetén

A 3. ábra egy intézmény egy hetes periódusára lefolytatott szimulációját mutatja a térfogatáramra vonatkozóan. Látható, hogy a hétfői napon fogyasztási értékek eltérő jellegűek. Ezt az okozza, hogy a rendszer tartalmaz egy víztározót (továbbiakban víztorony) ami üres állapotról indult és fel kellett töltenie. Ez a töltődés a teljes hétfői napot vette igénybe. A többi hétköznapon a fogyasztás jellege egy ciklikusságot követ. Az idősor itt az emberek napi munkavégzés rutinját mutatja be. A reg-

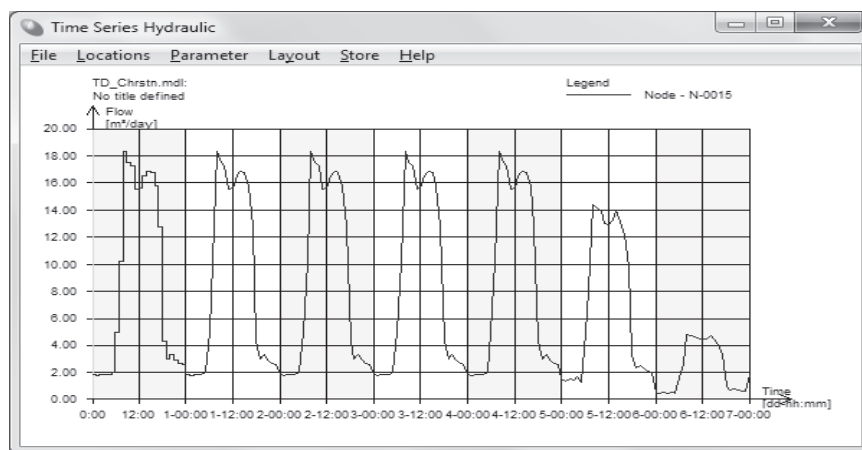
geli órákban a legnagyobb a fogyasztási igény, ekkor jelenik meg az úgy nevezett fogyasztási csúcs. Az emberek ekkor végzik el a reggeli teendőiket és mivel a 8 órai munkakezdés (pl.: iskolákban, közintézményekben) gyakorinak tekinthető, ezek a teendők városi szinten egybe esnek. Ez a fogyasztási csúcs, vagy más szóval fogyasztási igény nem csak a családi illetve bérházas fogyasztóknál jelentkezik, hanem az intézmények esetében is.



4. ábra. A nyomás változása az idő függvényében az intézményi fogyasztón

A 4. ábrán látható, hogy a 4.62 bar körül ingadozik. Ez bőven meghaladja a szükséges ellátási nyomást, valamint nincsenek benne nagy nyomás lengeségek sem. Ahhoz, hogy egy több mint 10 emeletes lakóház megfelelő emeletén is zavartalan legyen a vízellátás, azaz a víz-

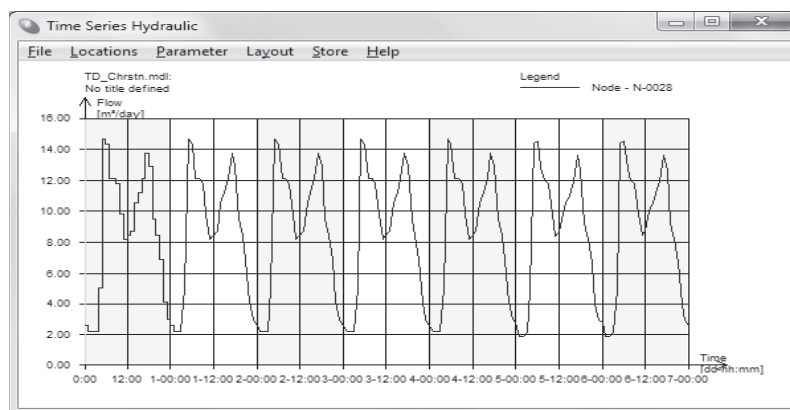
nyomás megfelelő legyen minimum 3 bár ellátási nyomással kell rendelkeznie az adott rendszernek. A mi esetünkben ezt közel 1,5 bárral meghaladtuk. Az adott intézményt összehasonlítottuk továbbá egy iskola fogyasztási igényeivel, ezt az 5. ábra mutatja be.



4. ábra. A térfogatáram változása egy iskolai fogyasztón

A 4. ábrából szintén jól látszik a hétfői napon a víztorony terhelése (mint zavaró tényező). Ugyanakkor jól megfigyelhető, hogy hétvégén a fogyasztás drasztikusan

lecsökken. Ez egy iskolát tekintve teljesen szokványos fogyasztási jelleg.



5. ábra. Egy kertészet fogyasztási igénye

Az 5. ábra egy kertészetet mutat be, mint példát egy ipari üzemre. Itt folyamatos vízellátás szükséges a hét minden napján ezért a fogyasztási jellege az ingadozóakkal állandónak tekinthető.

## 5. ÖSSZEFOGLALÁS

A feladat megvalósítása során az AQUIS program bizonyítottan alkalmas bonyolult csőhálózatok áramlástanai viselkedésük modellezésére és ezeknek a kiértékelésére és nem utolsósorban a rendszer hatásfokának javítására. A program továbbá alkalmas a jelenleg hálózatok hibáinak a feltárására és az ezekre orvoslására készített tervek előtesztelésére. Ezáltal jelentős anyagi és emberi erőforrások takaríthatók meg.

## 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka 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.

## 7. IRODALOM

- [1] STREETER, V.L., WYLIE, E. B.: Hydraulic Transients, McGraw-Hill Book Company, 1967.
- [2] FRANK, M. W.: Fluid Mechanics, McGraw-Hill International Editions, Mechanical Engineering Series, 1999.
- [3] AQUIS Help Manual, AQUIS Version 1.46, Seven Technologies A/S, Birkerød, Denmark, 2007.
- [4] CZIBERE, T.: Áramlástechnikai Gépek, Tankönyvkiadó (J 14-500), Budapest, 2001.
- [5] CZIBERE, T.: Vezetékes hőátvitel, Miskolci Egyetemi Kiadó, 1998.

# MINI SZÉLCSATORNA SEBESSÉGELOSZLÁSÁNAK BEÁLLÍTÁSA ÁRAMLÁSRENDEZŐK BEÉPÍTÉSÉVEL

## VELOCITY DISTRIBUTION CONTROL IN A SMALL-SCALE WIND TUNNEL USING FLOW GUIDES

Szaszák Norbert<sup>1</sup>, Mátrai Zsolt<sup>2</sup>, dr. Szabó Szilárd<sup>3</sup>

### ABSTRACT

*The aim of the presented contribution is to adjust the proper velocity distribution in a small-scale wind tunnel using CTA measurement technique. In this tunnel an innovative type of semi-active turbulent generator will be experimentally characterized and improved. For this reason, broadly uniform velocity distribution with low turbulence level is required in the wind tunnel. Several kinds of flow guides and assemblies were examined to find the variation producing the lowest turbulent intensity. By performing the experiments described here it was possible to find the proper layout of the wind tunnel.*

### 1. BEVEZETÉS

Napjainkban számos áramlástechnikai kísérletet végeznek laboratóriumokban található szélcsatornáknál. Az esetek nagy részében a természetben kialakulóhoz hasonló turbulenciájú alapáramlás biztosítása a cél. Ennek érdekében úgynevezett turbulenciageneráló rácsokat alkalmaznak. Ezeknek két fajtája ismert: passzív és aktív rács. Passzív rács esetében viszonylag alacsony turbulencia intenzitás érhető el, viszont az egyszerű felépítése miatt nagyon olcsón megépíthető [1]. Ezzel szemben az aktív rácsok számos mozgó alkatrészt, és az ezek mozgatásához szükséges elektronikus eszközöket tartalmaznak, így jóval drágábbak passzív társaiktól [2]. Előnyük a magas turbulencia intenzitás.

Az aktív rácsok magas ára miatt egy olyan konstrukció megépítése volt a cél, mely segítségével megfelelően magas turbulencia intenzitás érhető el kedvező áron. Az innovatív új rács aktív elemei sűrített levegő által mozgatott vékony szilikon csövek [3]. Sztochasztikus mozgásukkal különböző irányú és méretű sebességkomponenseket adnak az alapáramláshoz, így növelve annak turbulenciáját.

A rács vizsgálatához és továbbfejlesztéséhez tehát szükségessé vált egy megfelelően alacsony alapturbulenciájú

áramlást biztosító szélcsatorna megépítése és bevizsgálása.

Egy adott keresztmetszetű csatorna bővítését végeztük el úgy, hogy különböző áramlásrendező elemek, és további szakasz beépítésének segítségével kialakulhasson a kívánt paraméterű áramlás.

A méréseink során CTA (Constant Temperature Anemometry) technikát alkalmaztunk, mely működési elve alapján kiválóan alkalmas sebességprofilok kimérésére, és turbulencia vizsgálatok elvégzéséhez.

### 2. SZÉLCSATORNÁK

A szélcsatornák olyan kísérleti berendezések, melyeket elsősorban különböző testek körül kialakuló áramlások vizsgálatára fejlesztettek ki.

Az elérhető sebességtől függően szubszonikus ( $M < 1$ ), transzszonikus ( $0,8 < M < 1,2$ ), szuperszonikus ( $1,2 < M < 5$ ) és hiperszonikus ( $5 < M$ ) típusú lehet a szélcsatorna. Felépítésük szerint lehetnek kifúvó, beszívó vagy visszatérő áramú elrendezésűek. A mérőtér szerint megkülönböztetünk nyitott, félig zárt és zárt mérőtérű szélcsatornákat.

- Kifúvó szélcsatorna esetén a levegőt egy ventilátor a szabadból szívja be, majd az áramlásrendező és a konfúzor után a levegő a nyitott mérőtérbe jut.

- Beszívó szélcsatornánál a beszívó szájon át, majd az áramlásrendezőknél keresztül jut a levegő a csatornában található, azaz zárt mérőtérbe, mely után a ventilátor helyezkedik el.

- Visszatérő áramú szélcsatorna esetén a ventilátornak csupán a csatorna által okozott súrlódási veszteségeket kell pótolnia, így üzeme gazdaságosabb, illetve a használt levegő kondicionálása is megoldható.

A konkrét célfeladathoz szükséges szélcsatorna esetén törekedtünk a legegyszerűbb kivitelre, ezért egy állandó keresztmetszetű, zárt mérőtérű kifúvó típusú szélcsatornát fejlesztettünk ki.

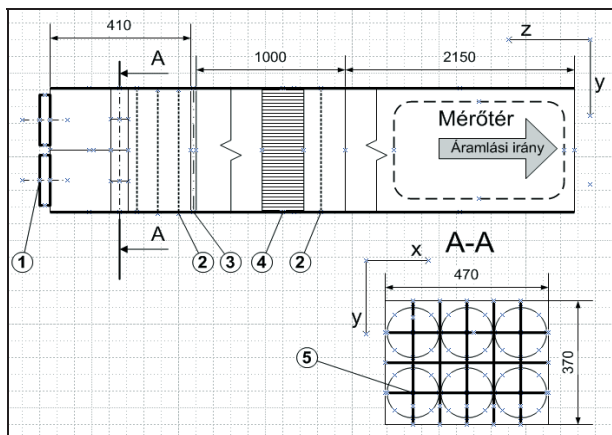
### 3. A CSATORNA GEOMETRIAI KIALAKÍTÁSA

Egy, már meglévő csatornaszakaszt kellett úgy továbbépíteni, hogy az adott keresztmetszet mellett olyan hosszúságú legyen, továbbá olyan áramlásrendező elemeket tartalmazzon, melyekkel biztosítható a kívánt

<sup>1,2</sup>doktorandusz, Miskolci Egyetem, Sályi István Gépészeti Tudományok Doktori Iskola

<sup>3</sup>egyetemi tanár, tanszékvezető, Miskolci Egyetem, Áramlás és Hőtechnikai Gépészeti Tanszéke

alapáramlás. A későbbi mérések elvégzéséhez a csatorna kilépő keresztmetszetétől mérve 800 mm-ig, azaz a mérési szakaszban,  $\bar{u} = 1-2 \text{ m/s}$  áramlási sebesség, továbbá  $Tu < 3\%$  turbulenciafok volt az elvárás. A méréseink alapján legmegfelelőbbnek talált összeállítás látható az 1. ábrán.

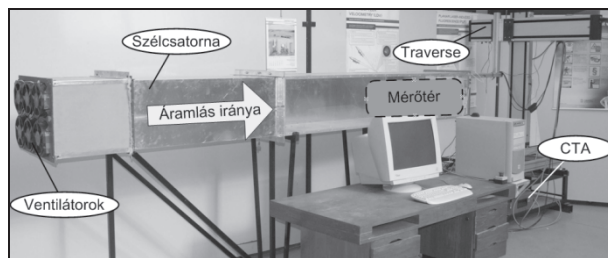


1. ábra. Az összeállított szélcsatorna 1. axiálventilátor; 2. fémrács; 3. szűrőbetét; 4. áramlásrendező csökötege; 5. ritka áramlásrendező-lemezek

Az alapáramlást 6 darab, 150 mm-es átmérőjű, egyenként 45 W elektromos teljesítményű axiálventilátor (1) beépítésével hoztuk létre. Ezek fordulatszámát egy toroid transzformátorral szabályoztuk. A ventilátorok által létrehozott áramlás magas perdületét a ventilátorok után közvetlenül elhelyezett 5×3 darab lemez hivatott csökkenteni (5). Ezek osztása 200 mm×50 mm. A végleges összeállításban ezeket követően 3 darab fémdrótrács (2) lett elhelyezve 3×3 mm-es rácsközzel, melyek a bevezetőben leírtak szerint turbulenciát generáló passzív rácsok. A passzív-rács turbulencia jellemzője a gyors „elhalás”, azaz a ráctól megfelelő távolságra már megszűnnek az áramlásban tapasztalható sebesség-ingadozások. Tehát esetünkben a rácsok az áramlás egységesebbé tétele céljából lettek beépítve. A mérőtér, melyben vizsgáltuk az áramlást, egy 310 mm széles és 210 mm magas, továbbá 800 mm hosszú térrész volt az 1. ábrán látható helyzetben. (Ez némileg kisebb, mint a csatorna keresztmetszet a szondatartó helyigénye miatt.)

Az áramlás tulajdonságainak méréséhez CTA (Constant Temperature Anemometry) technológiát alkalmaztunk, mivel ez mérési elvűből adódóan előnyösen felhasználható az áramlásban kialakuló, nagy frekvenciájú sebesség-ingadozások méréséhez. Ebből adódóan a későbbi aktív-rács vizsgálatok során is ezt a mérési módszert kívánjuk alkalmazni. A CTA mérőfej védelme érdekében egy megfelelő sűrűségű szűrőbetét (3) is beépítésre került, melyen a ventilátorok által esetlegesen befűvott porszemek fennakadtak. Az áramlásra mérőleges sebességkomponensek további csökkentése érdekében áramlásrendező eszközként egy csököteget (4) is elhelyeztünk a csatornában. Ez 120 mm hosszú, 6 mm átmérőjű, 0,1 mm falvastagságú műanyag csöveket

tartalmazott. A csökötege után a sebességeloszlás egységítése céljából egy további fémdrótrács lett elhelyezve. A végleges szélcsatorna-összeállítás a hozzáépített CTA mérőrendszerrel a 2. ábrán látható.



2. ábra. A végleges szélcsatorna-összeállítás a CTA mérőrendszerrel

#### 4. MÉRÉSI MÓDSZER

Az egyes összeállítások vizsgálata a már említett CTA mérés technika alkalmazásával történt. Segítségével a csatorna különböző keresztmetszeteiben meghatározhatuk az ott kialakuló sebesség- és turbulenciaprofilokat, melyek segítségével elvégezhetjük az egyes variációk összehasonlítását. A CTA berendezés (hődrótos anemométer) szondája két egymásra merőleges, csupán néhány mikron vastagságú fémszálat tartalmaz. Mindkét szál 45°-os szöget zár be az áramlás fő irányával. Így nem csak a fő irányban áramló közeg sebességét képes mérni, hanem az arra merőleges sebességkomponenseket is. Azért, hogy ezeket a sebességkomponenseket is mérni tudjuk, irányfüggő kalibrációt kellett elvégezni a szondán. Mivel a vizsgálataink során  $\bar{u} = 1-2 \text{ m/s}$ -os sebességek fordultak elő a csatornában, a mérőszonda kalibrációját is erre a tartományra végeztük el. A CTA technika egy időpontban a mérendő keresztmetszet egyetlen pontjában ad lehetőséget mérést végezni. Ezért a csatorna éppen vizsgált keresztmetszetében, annak különböző rácspontjaiban történő mérésekhez egy pozicionáló szerkezetre volt szükség a CTA szonda precíz mozgatásához. Erre a célra egy három irányban mozgatható traverz rendszert alkalmaztunk.

#### 5. ADATOK FELDOLGOZÁSA

A CTA és a traverz egységet a StreamWare nevű programmal vezéreltük. A programból, az adatok exportálása után, azok a MATLAB nevű programrendszerbe lettek importálva további feldolgozás céljából.

Az  $x, y, z$  helykoordinátákat,  $u$  és  $v$  sebességkomponensek időátlagait, továbbá azok RMS értékeit tartalmazó adatmátrix lett létrehozva. A turbulenciafok a következő összefüggéssel lett meghatározva:

$$Tu = \frac{u_{RMS} + v_{RMS}}{2 \cdot \bar{u}} \cdot 100\% .$$

A különböző összeállítások összehasonlíthatósága végett a sebességek keresztmetszet-átlagolt relatív szórását

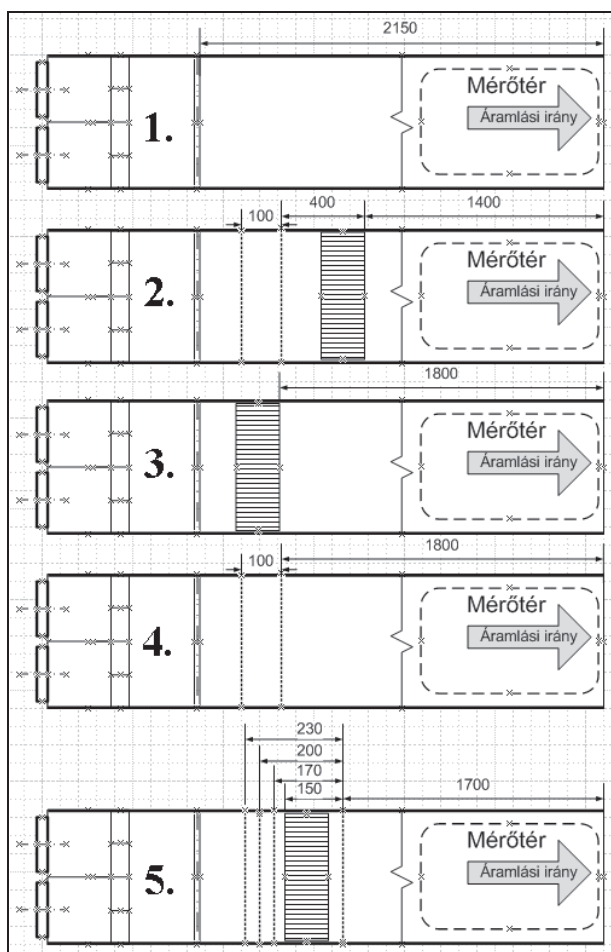
is kiszámoltuk. A relatív szórás a következő összefüggéssel adódott:

$$u_{relRMS} = \frac{u_{RMS}}{\bar{u}} \cdot 100\%.$$

További mennyiségeket is számoltunk, ezek az átlagsebesség és a turbulenciafok különböző statisztikai jellemzői: átlag, medián, módusz. Az átlagsebességmezőt diagramon szemléltettük, továbbá a vízszintes irány függvényében ábrázoltuk az átlagsebesség-értékek szóródását a függőleges irányban számított átlagértékhez képest, melyre egy görbét is fektettünk. Ezeket túlmenően hisztogramot is készítettünk a turbulenciafok alakulásának bemutatására.

## 6. VIZSGÁLT VÁLTOZATOK

A későbbi mérésekhez megfelelő alapáramlást biztosító csatorna-elrendezést számos, egymástól eltérő összeállítás mérése előzte meg. Az egyes esetekben különböző számú és típusú áramlásrendező elemet alkalmaztunk, továbbá ezek csatornán belüli helyzetét is változtattuk. A különböző vizsgált variációkat a 3. ábra szemlélteti, a mérések alapján legjobbnak ítélt elrendezés (6. variáció) pedig az 1. ábrán látható.



3. ábra. A vizsgált összeállítások

Megfigyelhető, hogy a ventilátorokat tartalmazó egységet nem módosítottuk a mérések alatt, továbbá a szűrőbetét helyzetét sem változtattuk meg. Mindegyik esetben két különböző síkban történtek a mérések: az alapáramlásra merőleges síkban, a mérőtér csatorna végével egyező síkjában, továbbá attól 800 mm-re, a csatornán belül. Mivel a vizsgált paraméterek, mint a főirányú sebességkomponens relatív szórása, és a turbulenciafok is csökkenő tendenciát mutatott az áramlás irányában, ezért csak a legrosszabb esetet, a 800mm-es keresztmetszetek eredményeit mutatjuk be.

A különböző összeállítások eltérő eredő áramlási ellenállással rendelkeztek, így a ventilátorok vezérlése nélkül különböző átlagsebességek alakultak volna ki. Ennek kiküszöbölése végett a különböző esetekben úgy választottuk meg a ventilátorok feszültségét, hogy a létrejövő áramlás átlagsebessége minden esetben közel azonos legyen.

## 7. EREDMÉNYEK

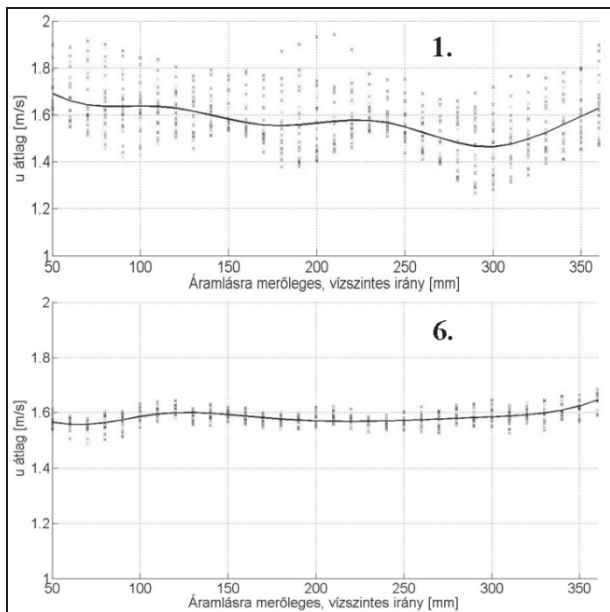
Az egyes esetek a már említett MATLAB programkörnyezetben megírt script segítségével lettek kiértékelve. Az áramlást jellemző mennyiségek keresztmetszetre vett átlagértékeit az 1. táblázatban foglaltuk össze.

1. táblázat

Összeállítás sorszáma	$\bar{u}$ [m/s]	$u_{relRMS}$ [%]	$\overline{Tu}$ [%]
1.	1,573	2,861	6,584
2.	1,837	1,926	5,897
3.	1,657	2,212	5,502
4.	1,712	1,011	2,620
5.	1,610	1,114	2,519
6.	1,584	1,014	2,290

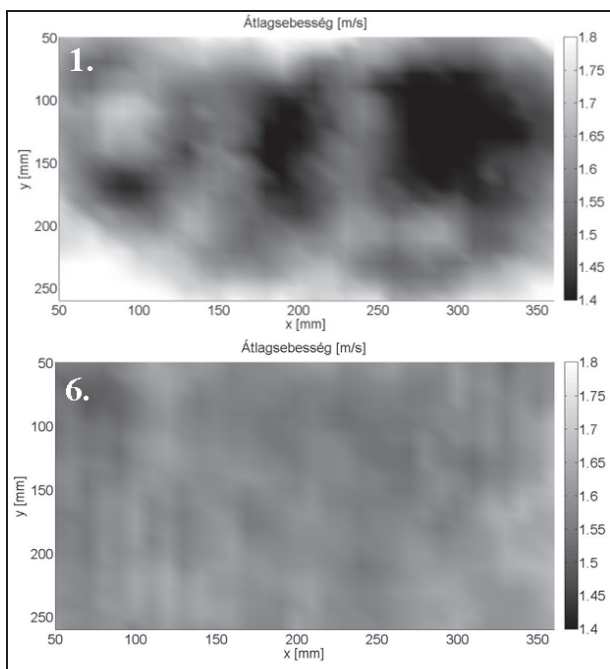
Az egyes variációk az átlagos turbulenciafok csökkenésének alapján lettek sorba rendezve. Látható, hogy miközben az első, áramlásrendező nélküli esetben a turbulenciafok 6,584%, ugyanez az érték a meghosszabbított, 4 rácsot és egy csőkeget tartalmazó csatornában 2,290%, mely teljesíti a kívánt  $Tu < 3\%$  feltételt. A táblázatban az is megfigyelhető, hogy az átlagsebesség relatív szórása általánosságban együtt csökken a turbulenciafokkal. A szemléletesség kedvéért a következőkben a vizsgált variációk közül csupán a legrosszabb és legjobb eredményeket produkáló két esetet, azaz az 1., áramlásrendező nélküli, és a véglegesnek választott, 6. összeállítás eredményeit mutatjuk be.

A 4. ábrán az 1. és a 6. kialakítás esetén mért átlagsebesség-értékeket figyelhetjük meg, az áramlásra merőleges síkban, a vízszintes irány függvényében. A két ábrát összevetve megállapítható, hogy a 6. variáció szórása számottevően kisebb az 1.-höz képest. Továbbá a függőleges irányban kiértékelte értékek segítségével képzett görbe is jóval szűkebb értékek között mozog, azaz egységesebb az áramkép.



4. ábra. Az 1. és 6. összeállítás átlagsebességének alakulása

Az 1. és 6. variáció esetén, a mérési síkban kialakult átlagsebesség-eloszlás figyelhető meg az 5. ábrán.

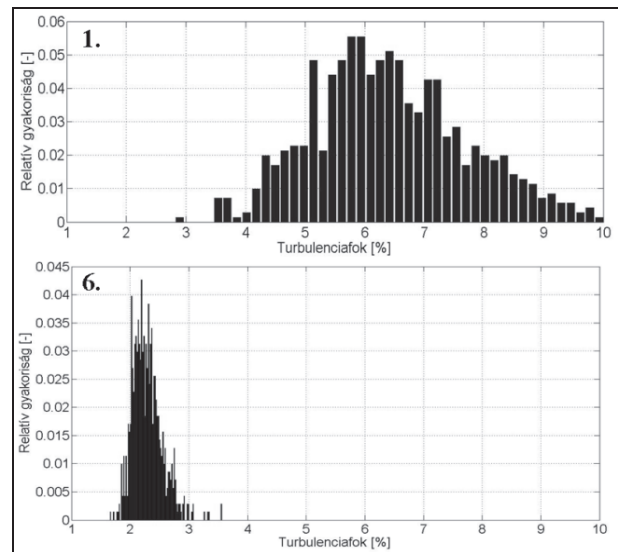


5. ábra. Az átlagsebesség alakulása a vizsgált keresztmetszetben

Azonos skálák mellett megfigyelhető, hogy az áramlásrendezőket nem tartalmazó esetben jóval szabálytalanabb sebességeloszlás alakult ki, mint a 6. esetben. Míg az 1. variáció esetén a sebesség az  $u = 1,3 - 1,9 \text{ m/s}$  tartományban változott, addig ez a 6. összeállításban  $u = 1,5 - 1,7 \text{ m/s}$  között mozgott.

A turbulenciafok értékeinek relatív gyakorisága figyelhető meg a 6. ábra hisztogramjain. Könnyen belát-

ható, hogy az 1. összeállítás értékei a magasabb értéken túlmenően szélesebb tartományt fednek le, mint a 6. variáció esetén. Ez az előzőekben bemutatott sebesség-szórások különbözőségével magyarázható, mivel a turbulenciafok a sebesség szórásának is függvénye.



6. ábra. A turbulenciafok értékeinek relatív gyakorisága

## 8. ÖSSZEFOGLALÁS

Az elvégzett mérések eredményeit ismerve belátható, hogy sikerült megtalálnunk azt a keresett összeállítást, mely áramlási jellemzőivel meg fog felelni a későbbi kutatásainkhoz. A  $2760 \text{ mm}$  hosszúságú csatornaszakas, továbbá a 4 darab passzív rács a közük helyezett csököttel, az elvárásainknak megfelelően alacsony turbulenciájú áramlást hoz létre az ezt követő  $800 \text{ mm}$  hosszú mérőtérben, miközben a sebességprofil is egyenletesnek mondható.

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka 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 valósul meg.

## IRODALOM

- [1] M. GAD-EL HAK AND S. CORRISIN.: Measurements of the nearly isotropic turbulence behind a uniform jet grid, *Journal of Fluid Mechanics*, 62(01): 115–143, 1974.
- [2] MAKITA, H.: Realization of a large-scale turbulence field in a small wind tunnel, *Fluid Dynamics Research*, Vol. 8, No. 1, pp. 53–64, 1991.
- [3] N. SZASZÁK: Experimental characterization of a cost-effective active grid for turbulence generation, *Diplomamunka*, pp.1-85, Magdeburg, Németország, 2011.

# KÜLÖNBÖZŐ DIESEL ÜZEMANYAGOK A MOTOR ÜZEMI JELLEMZŐIRE GYAKOROLT HATÁSÁNAK VIZSGÁLATA

## EFFECT OF FUEL CHARACTERISTICS ON OPERATING PARAMETERS OF A ONE-CYLINDER DIESEL ENGINE

Tollár Sándor<sup>1</sup>, Mátrai Zsolt<sup>2</sup>

### ABSTRACT

*The aim of this contribution is to compare the effects of three kinds of diesel fuels on a one-cylinder diesel engine. To operate engines using less fuel, and protect the environment by lower emissions is a great challenge nowadays. To get information about the parameters of the motor during operation, experimental tests were carried out. A flue gas analyzer was used to determine the emissions and to learn more about the processes in the engine. Finally the measured data of these three kinds of diesel fuels were compared using diagrams.*

### 1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszékén az ipari és a hallgatói igények kielégítése érdekében újra előtérbe kerültek a belsőégésű motorok működésének kísérleti vizsgálatai. Elindult egy átfogó program, melynek keretében korszerű motorvizsgáló laboratórium került kialakításra tanszékünkön. Ezzel párhuzamosan különböző vizsgálatokat dolgoztunk ki és végeztünk el a már korábban is rendelkezésre álló egyhengeres diesel, illetve benzin üzemű motorjainkon. A dieselmotor rezgésvizsgálatát célzó méréseink eredményéről már egy korábbi cikkben hírt adtunk. [1] Ez alkalommal a különböző kereskedelmi forgalomban kapható diesel üzemanyagok fogyasztásra, illetve káros anyag kibocsájtásra való hatását célzó vizsgálataink eredményeit szeretnénk bemutatni. A méréseket három üzemanyagfajttával végeztük, melyek közül az első egy mindenféle adalékanyag nélküli gázolaj (1), a második egy ismert prémium üzemanyag (2), a harmadik pedig egy a forgalmazó által fogyasztáscsökkentő adalékkal ellátott üzemanyag (3). A vizsgálatunk célja az volt, hogy megtudjuk, van-e kimutatható különbség a különböző üzemanyagok felhasználása esetén ugyanazon motor, valamint azonos üzemi körülmények között. A mérések alatt rögzítettük az emissziós értékeket is, így ezekre vonatkozóan is közreadjuk tapasztalatainkat. A méréseket többször is elvégeztük a pontosabb kép kiala-

<sup>1</sup>tudományos segédmunkatárs, Miskolci Egyetem Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

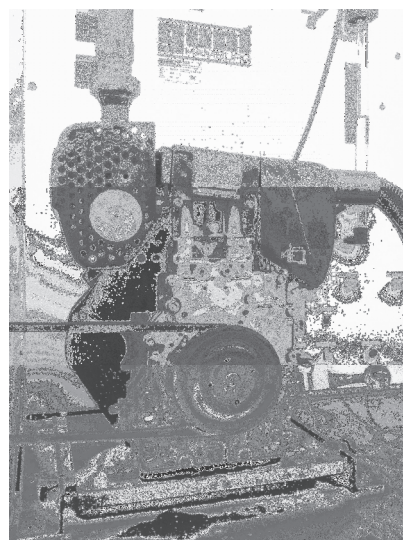
<sup>2</sup>doktorandusz, Miskolci Egyetem Áramlás- és Hőtechnikai Gépek tanszéke

kítása érdekében, a közölt adatok az azonos körülmények között végzett mérések átlagát mutatják.

### 2. A MÉRÉSHEZ HASZNÁLT MOTOR ÉS MÉRŐBERENDEZÉSEK

Az 1. ábrán láthatjuk a Gunt gyártmányú berendezésbe beépített Hatz 1B20-6 típusú dízelmotort, melyen a méréseket végeztük. Az egyhengeres négyütemű gép főbb műszaki adatai a következők:

- lökettérfogat  $V_f=232 \text{ cm}^3$ ;
- sűrítési viszony 21:1;
- max. fordulatszám  $n=3000 \text{ 1/min}$ ;
- max. teljesítmény 1,5 kW;
- hajtókarhossz  $l=104 \text{ mm}$ .



1. ábra. A vizsgált egyhengeres dieselmotor

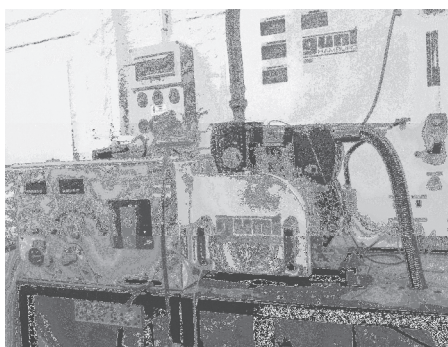
A méréseket a GUNT cég által készített fékberendezés segítségével végeztük. A motor ékszíjhajtással kapcsolódik az öt fékező egyenáramú generátorhoz. A fékpad segítségével lehet meghajtani és terhelni is a motort, valamint ennek segítségével tudjuk az üzemi paramétereket dokumentálni a méréseink során. 2. ábra.

A mérhető mennyiség közül itt csak a bevezetésben közölt cél érdekében vizsgálatokat soroljuk fel [2]:

- a fordulatszám  $n$  [1/min];
- a nyomaték  $M$  [Nm];
- a kipufogógáz hőmérséklete a dob után  $T_1$  [C°];
- a beszívott levegő hőmérséklete  $T_2$  [C°];
- az üzemanyag hőmérséklete  $T_3$  [C°];
- a beszívott levegő mennyisége  $dv/dt$  [l/min];
- az üzemanyag nyomása  $p_{fuel}$  [mbar];
- a fogyasztás  $cons$  [kg/h];

A számított mennyiségek közül rögzítet érték:

- a motor teljesítménye  $P$  [kW];
- a fajlagos fogyasztás  $cons_{fuel}$  [g/kWh];
- valamint a hatásfok  $\eta$  [%];



2. ábra. A fékgéphez csatlakoztatott dieselmotor

Ezeket az adatokat az oktatómotorhoz kapott mérőberendezéssel rögzítettük.

Hogy teljesebb képet kapjunk a motorban lezajló folyamatokról, fontos a kipufogógáz összetételét is elemezni. Ezeket a rendszerhez csatlakoztatott füstgázelemző műszer segítségével tudtuk dokumentálni. A mérőberendezés, mellyel a dieselmotor kipufogógáz összetételét vizsgáltuk, egy Testo 330-2 típusú füstgázelemző volt. A készülék szondáját közvetlenül a kipufogóra csatlakoztatott csőbe helyeztük el úgy, hogy fals levegőt ne tudjon szívni. A mérések során, minden megváltoztatott terhelő nyomaték esetében dokumentált motorjellemzőkkel egy időben rögzítettük a kipufogógáz vizsgált értékeit is, melyek a következők voltak [3]:

- légfeszesség tényező  $\lambda$  [];
- CO<sub>2</sub> [%];
- O<sub>2</sub> [%];
- CO [ppm];
- NO [ppm];
- NO<sub>x</sub> [ppm];

Ezeket az értékeket a mérőműszer tárolta, melyeket később számítógépre lehetett tölteni. A mérőműszer tulajdonságait, a vizsgált gázokra összpontosítva, a következő táblázat tartalmazza.

1. táblázat. A füstgázelemző mérési tulajdonságai

Mért érték	Méréstartomány	Pontosság	Felbontás	Időtart.
CO <sub>2</sub>	0 – 10 Vol.%	±0,2 Vol.%	0,1 Vol.%	< 20s
CO	0 – 4000 ppm	±20 ppm	1 ppm	< 60s
NO	0 – ppm	±2 ppm	1 ppm	< 30s

### 3. A MÉRÉSEK LEÍRÁSA

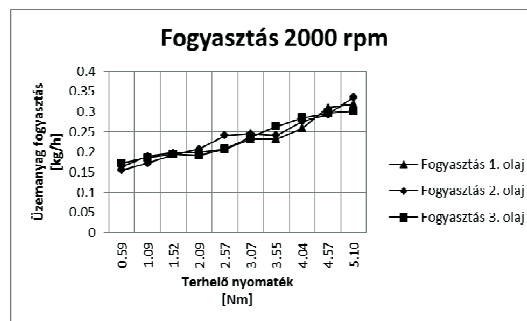
A dieselmotort különböző fordulatszámról indítva vizsgáltuk, minden esetben 0,5 Nm-ről 5 Nm-es maximális terhelésig. A mért értékeket 0,5 Nm-es terhelésváltoztatásokkal rögzítettük. Mivel a feladatunk különböző üzemanyagok motorra gyakorolt hatásainak vizsgálata és összehasonlítása volt, 3 különböző adalékkal kevert dízel üzemanyaggal végeztük el a vizsgálatainkat. Mindhárom dízelolaj a kereskedelemben is kapható, melyek közül az első adalékok nélküli (1), a második prémium kategóriás gázolaj (2), a harmadik pedig a forgalmazó által fogyasztáscsökkentő adalékkal ellátott gázolaj (3).

A mérések előkészítése minden esetben a motor üzemi hőfokra történő melegítésével zajlott. Miután a hőmérsékletek beálltak állandóra, a fékpad terhelő üzembe kapcsolásával 0,5 Nm-es terheléssel működtettük a motort, melynek így megváltoztak a jellemzői. Minimum négy perces üzemelés után lehetett minden mérési szinten elmenteni a mért adatokat, ugyanis ennyi idő kellett, hogy a megváltozott terhelés hatására megváltozott üzemi jellemzők közel konstansak legyenek. Tehát 0,5 Nm-enkénti terhelésemelésekkel jutottunk el a maximális 5 Nm-es terhelésig. Mindhárom üzemanyaggal három kiinduló fordulatszámmal végeztünk méréseket. Ezek 2000, 2500 és 3000 percenkénti fordulatot jelentenek. A kiinduló fordulatszámot a motor gázadó karjának segítségével állítottuk be.

A mérések során tehát az alábbi jellemzőket vizsgáltuk: Kipufogó gáz hőmérséklet, környezeti hőmérséklet, üzemanyag hőmérséklet, levegő térfogatáram, üzemanyagnyomás, mechanikai teljesítmény, üzemanyag fogyasztás, hatásfok, volumetrikus hatásfok, lambda érték, füstgázelemző értékei.

### 4. A MÉRÉSEK KIÉRTÉKELÉSE

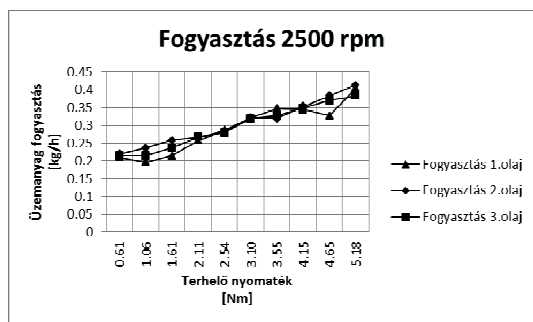
Méréseink közül elsőként a fogyasztási adatokat értékeltük ki.[4] A könnyebb összehasonlíthatóság érdekében az azonos fordulatszámokról indított mérősorozatokat egy-egy diagramon ábrázoltuk. Az 5. ábrán a 2000 fordulat/perces motor-üzemállapot összehasonlító diagramját láthatjuk.



3. ábra. Fogyasztásadatok 2000 rpm-nél

A mért értékeket összehasonlítva nem tapasztalunk lényeges eltérést az üzemanyagok között. A második mérősorozat fogyasztási adatait a 6. ábrán láthatjuk.

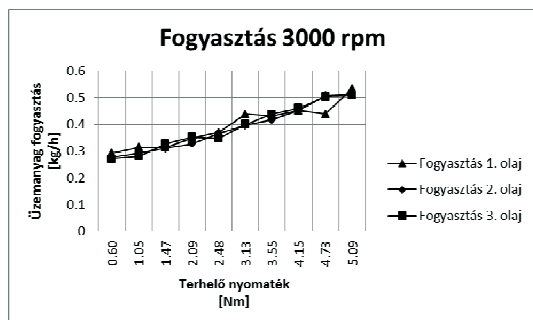
Ezen a diagramon már megfigyelhető, hogy amíg a 2. és a 3. üzemanyaggal mért fogyasztási adatok egymáshoz és a fogyasztási tendenciához is elég konzekvensen igazodnak, addig az első üzemanyag kissé hektikus adatokat produkál. A fogyasztás adatok azonban itt sem mutatnak számottevő különbségeket.



4. ábra. Fogyasztásadatok 2500 rpm-nél

Ugyanezen eredményeket kaptuk 3000 fordulat/perc értékről indított mérésorozatok esetében is, melyek eredményeit a 7. ábrán láthatunk. Ebből azt a következtetést vontuk le, hogy az adalékok stabilabb, konzekvensőbb fogyasztási értékeket eredményeznek ugyan, de számottevő mértékben nem csökkentik a motor fogyasztását.

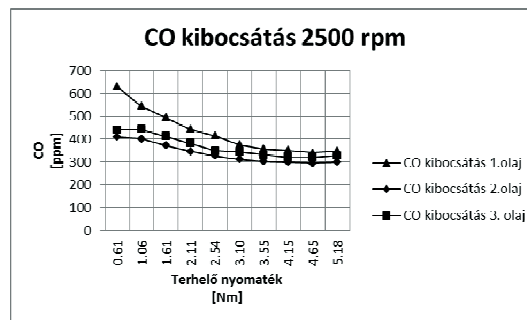
Fontos kiemelni, hogy a kísérleti motorunkon nincs semmilyen szabályozás, amely az emissziós értékek, vagy a lambda függvényében beavatkozna a hengerbe juttatott üzemanyag, illetve levegő mennyiségét illetően.



5. ábra. Fogyasztásadatok 3000 rpm-nél

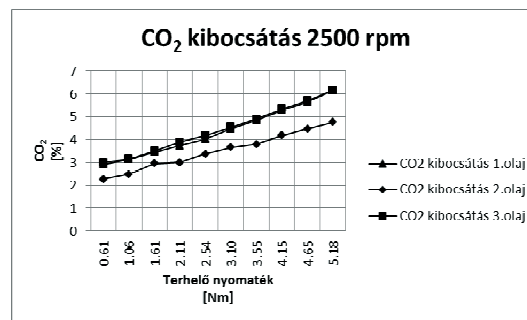
További érdekes eredményeket kaptunk a kibocsájtott káros anyagok mennyiségének vizsgálata során. Mivel jellegüket tekintve a különböző fordulatszámokon végzett mérések hasonló jelleget mutatnak a továbbiakban csak a 2500 fordulat/perc motor-üzemállapotról indított mérésekhez tartozó diagramok bemutatására szorítokunk.

Elsőképpen a CO kibocsátást vizsgáljuk meg. A 8. ábrán látható, hogy a minden adalékot nélkülöző üzemanyag használata esetén a motor CO kibocsátása alacsony terhelés-állapotban jelentősen – 43%-al – magasabb, mint a másik két üzemanyag esetén. Ez a különbség a terhelés növelésével folyamatosan csökken, a maximális terhelés-állapotban már nem számottevő.



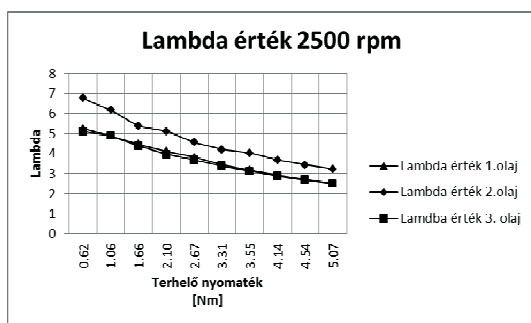
6. ábra. CO kibocsátás 2500 rpm-nél

A CO<sub>2</sub> kibocsátás vizsgálata esetén azt állapíthatjuk meg, hogy a prémium kategóriás gázolajjal működtetve a motort a széndioxid kibocsátás határozottan alacsonyabb, mint a másik két üzemanyag esetében. Ez meglepő eredmény, mivel minél jobb az égés a hengerben, annál magasabb széndioxid szintet tudunk mérni egy adott motornál. Mivel a kibocsátott H<sub>n</sub>C<sub>m</sub> értékeket a berendezésünk nem tudja mérni, így arról nincs közvetlen információnk. De feltételezhetjük, hogy a szabályozatlan motorunk esetében a prémium kategóriás üzemanyag használata nem előnyös, a kipufogógázban jelentősebb mértékben maradnak elégtelen szénhidrogének, emiatt alacsonyabb a széndioxid kibocsátás közel azonos szénmonoxid tartalom mellett. A mért értékeket a 8. ábrán láthatjuk.



7. ábra. CO<sub>2</sub> kibocsátás 2500 rpm-nél

A következő vizsgált paraméter a lambda. A lambda érték nem más, mint a valóságos keverési arány és a sztöchiometrikus – tökéletes égéshez elméletileg szükséges – keverési arány hányadosa. Ideális esetben tehát a lambda értéke egy. Ebből adódóan az egynél kisebb lambda értéknél üzemanyagban dús, az egynél nagyobb lambda értékeknél viszont üzemanyagban szegény keverékről beszélhetünk. A 9. ábrán megfigyelhetjük a lambda érték alakulását, ami egyértelműen tükrözi, hogy szabályozatlan motorról van szó. Megjegyezzük, hogy ezeknél az értékeknél a maradék szénhidrogének nincsenek figyelembe véve, így valamivel magasabb lambda értékeket mérünk, mint a definíció szerint mérendő értékek. A keverékekről pedig elmondhatjuk, hogy egyértelműen szegény keverék tartományban működik a motorunk.

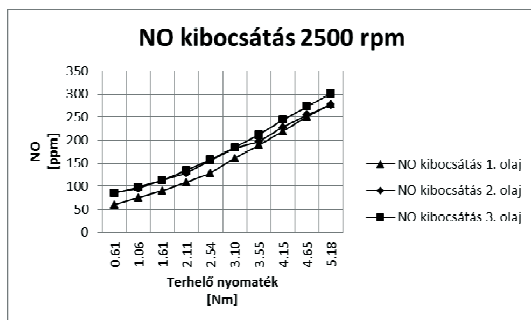


8. ábra. Lambda érték 2500 rpm-nél

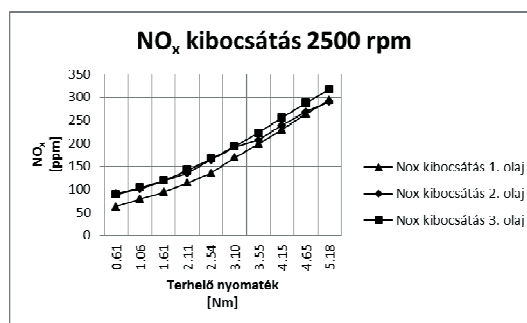
Szembevetően a prémium üzemanyag használata esetén mért lambda érték eltérése a másik két üzemanyag használata esetén mért értékektől. Ez a jelentősen magasabb érték szinkronban van az előzőleg tárgyalt alacsony széndioxid értékkel. A két táblázatból együttesen azt a következtetést vonhatjuk le, hogy a prémium üzemanyag esetében más minőségű az égés, azonban ez az általunk vizsgált szabályozatlan motornál negatív eltérést jelent a többi üzemanyaghoz képest. A keverékben valószínűleg nagyobb mértékben maradtak szénhidrogének és ez okozza a magas lambda értéket és az alacsony széndioxid szintet. A szénhidrogének mérését az általunk használt berendezéssel nem tudtuk megoldani, ez egy további vizsgálati terület lehet. A lambda értéke kicsit ellentmondásosnak tűnik, hiszen nagyobb légfeszesség tényező esetén mértünk alacsonyabb széndioxid szintet. Ez azonban amiatt van, hogy a mérőkészülék a mért széndioxid, szénmonoxid, illetve maradék oxigén szint alapján határozza meg a lambda értékét. Ez tehát egy kvázi relatív légfeszesség tényező. A pontos lambda értékeket csak akkor tudnánk meghatározni, ha a szénhidrogének, valamint a kéntartalom mennyiségét is figyelembe vennénk.

Megjegyezzük azt is, hogy a feltételezhetően magasabb maradék szénhidrogénszint ellenére a leadott teljesítményt közel azonos fogyasztás mellett értük el, ami arra utal, hogy olyan komponens szerepel a prémium üzemanyagban, amelynek jelenléte fedezi a kevesebb szén illetve hidrogén elégetése miatti energia különbözetet, például az égés minőségének befolyásolása által. Ennek vizsgálata azonban nem célunk. Mi az üzemanyagok viselkedését vizsgáljuk csupán a különböző konstrukciójú motorokban.

A méréseink kiértékelése során szót kell még ejtenünk a nitrogén oxidok szintjének alakulásáról is. Az erre vonatkozó diagramokat a 10. és a 11. ábrán láthatjuk.



9. ábra. NO kibocsátás 2500 rpm-nél



10. ábra. NO<sub>x</sub> kibocsátás 2500 rpm-nél

Látható, hogy a prémium kategóriás, illetve a fogyasztáscsökkentő adalékkal ellátott üzemanyag esetében megnőtt a nitrogén oxidok jelenléte a kipufogó gázban az adalékmentes üzemanyaggal szemben. Ez utalhat az égés magasabb hőfokára, illetve a szegényebb keverékre.

## 5. ÖSSZEFOGLALÁS

Összességében elmondhatjuk, hogy az általunk vizsgált hagyományos motor esetében nincs kézzelfogható haszna a prémium kategóriás, illetve a fogyasztáscsökkentő adalékkal ellátott üzemanyagok használatának, sőt bizonyos emissziós értékek még romlanak is használatukkal. Természetesen más eredményt várunk ugyanezen üzemanyagok mai korszerű motorokban történő alkalmazásának vizsgálataitól, ami további kutatásaink egyik iránya.

## 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ez a tanulmány és kutató munka 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 valósul meg.

## 7. HIVATKOZOTT IRODALOM

- [1] LAKATOS, K., TOLLÁR, S.: Modell dízelmotor kísérleti rezgésvizsgálata.
- [2] DIETSE, H.: Automotive Sensors, Robert Bosch GmbH, 2005, ISBN 978-3-86522-049-3.
- [3] DEZSÉNYI, GY., EMÖDI, I., FINICHIU, L.: Belsőégésű motorok tervezése és vizsgálata, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1999.
- [4] LAKATOS, I., NAGYSZOKOLYAI, I., Gépjárműdiagnosztika, Képzőművészeti Kiadó, 2006.

# STIRLING HŰTŐGÉP NUMERIKUS ANALÍZISE

## NUMERICAL ANALYSIS OF STIRLING REFRIGERATOR

Handki Andrea<sup>1</sup>, dr. Tolvaj Béla<sup>2</sup>

### ABSTRACT

In this paper a method is presented to determine the main characteristics of the thermodynamic processes in the workspace and regenerator of a Stirling machine. The gas flow is described as one-dimensional, non-isentropic, unsteady flow. The basic equations, boundary and initial conditions are presented. The equations are solved with the method of characteristics in case of the working gas, and with the explicit grid method in case of the regenerator.

### 1. BEVEZETÉS

A Stirling gép működésének leírása, a benne végbe-  
menő folyamatok modellezése nem egyszerű feladat. A  
most bemutatott módszer a hengerekben és a regenerá-  
torban lejátszódó termodinamikai folyamatokat egydi-  
menziós, instacionárius, nem izentrópikus gázáramlás-  
ként modellezi. A modellezéskor feltételezzük, hogy az  
állapotjelzők a munkaterek középvonalaéhoz rendelt  $x$   
helykoordináta és a  $t$  idő függvényei. Bemutatjuk a  
mozgás-, a kontinuitási- és az energiaegyenlethez álló  
parciális differenciálegyenlet rendszer egyenleteinek  
előállítását. Ismertetjük az egyenletrendszer megoldási  
módszerét, mely a karakterisztikák módszerén és az  
explicit rácsmódszeren alapul. Bemutatjuk a megoldás-  
hoz szükséges kezdő- és peremfeltételeket.

### 2. A SZÁMÍTÁSI MODELL

A munkagáz áramlását a Stirling hűtőgép részegysé-  
giben az 1. ábrán bemutatott modell segítségével írjuk  
le. A Stirling hűtőgép minden részegységében a gáz-  
áramlást egydimenziós tekintettük és feltételeztük, hogy  
a csőátmérő gépegységenként állandó, a munkagáz  
áramlási sebessége és állapotjelzői a  $t$  idő, és a csőveze-  
ték közép-vonalához rendelt  $x$  helykoordináta függvé-  
nyei. A gázrészecskék között súrlódás nincs, de az  
áramlást a csőfalán ébredő csúsztatófeszültség fékezi. A  
munkagáz és a csőfal között hőcsere lehetséges. A Stir-  
ling gép munkatere zárt, vagyis a gáztöltet tömege ál-  
landó. A munkatér több részből áll, közülük a munka-  
hengerek térfogata a bennük mozgó dugattyúk miatt  
időben változó értékű.

A Stirling gép teljes munkatéréhez minimum három  
koordináta rendszert kell rendelni. Korábbi cikkünkben

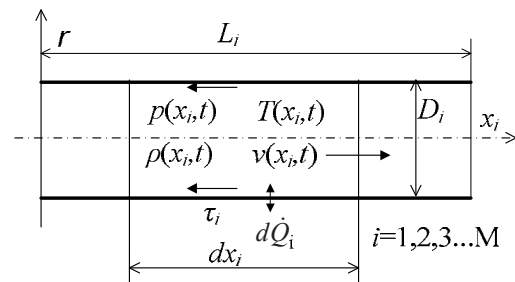
<sup>1</sup>tudományos segédmunkatárs, Miskolci Egyetem Áramlás- és  
Hőtechnikai Gépek Tanszéke

<sup>2</sup>egyetemi docens, Miskolci Egyetem Áramlás- és Hőtechnikai Gépek  
tanszéke

[1,2] részletesen leírtuk a regenerátor nélküli Stirling  
gép modellezését. A következőkben az ott bemutatott  
módszer rövid összefoglalása után a regenerátorral ellá-  
tott Stirling gép numerikus modellezésére térünk rá.

Az alkalmazott változók jelölése:

$a_i$	[m/s]	hangsebesség;
$\alpha_R$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	hőátadási tényező a regenerátorban;
$\lambda_R$	[W/(mK)]	a regenerátor töltet hővezetési ténye- zője;
$A_i$	[m <sup>2</sup> ]	a csőkeresztmetszet;
$A_R$	[m <sup>2</sup> ]	a regenerátor töltet keresztmetszete;
$c_R$	[kJ/(kgK)]	a regenerátor fajhője;
$d\dot{Q}_i$	[W]	az elemi hőáram;
$D_i$	[m]	csőátmérő;
$k_i$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	hőátviteli tényező;
$K_R$	[m]	a gázzal érintkező pórusok összes kerülete az $x$ tengelyre merőleges met- szetben;
$L_i$	[m]	csőhossz;
$p_i(x_i, t)$	[Pa]	gáznyomás;
$\rho_i(x_i, t)$	[kg/m <sup>3</sup> ]	a gázsűrűség;
$s_i$	[J/(kgK)]	fajlagos entrópia;
$t$	[s]	idő;
$\tau_i$	[N/m <sup>2</sup> ]	a csőfalán ébredő csúsztatófeszültség;
$T_i(x_i, t)$	[K]	gázhőmérséklet;
$T_R(x_i, t)$	[K]	a regenerátorhőmérséklet;
$v_i(x_i, t)$	[m/s]	áramlási sebesség;
$x_i$	[m]	a közép-vonalon mért helykoordináta.



1. ábra. Elemi csőszakasz és jellemző mennyiségei

A Stirling gép részegységének jelölésére az  $i$  indexet  
alkalmaztuk. Az  $i$ -edik részegységben a gázáramlás  
három egyenlettel írható le [3]. Ezek a következők:  
mozgásegyenlet:

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_i \frac{\partial v_i}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho_i} \frac{\partial p_i}{\partial x_i} + \frac{\lambda_i v_i |v_i|}{2D_i} = 0, \quad (1)$$

kontinuitási egyenlet:

$$\frac{1}{\rho_i a_i^2} \left[ \frac{\partial p_i}{\partial t} + v_i \frac{\partial p_i}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial v_i}{\partial x_i} + v_i \frac{\partial (\ln(A_i))}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

és energiaegyenlet:

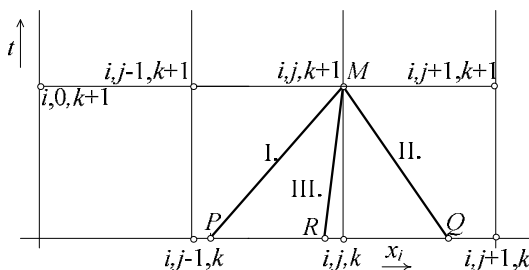
$$\frac{ds_i}{dt} = \left[ \frac{\partial s_i}{\partial t} + v_i \frac{\partial s_i}{\partial x_i} \right] = \frac{\lambda_i}{2D_i T_i} v_i^2 |v_i| + \frac{4}{D_i \rho_i T_i} k_i (T_i - T_{ai}) \quad (3)$$

Az (1)-(3) egyenletrendszer a karakterisztikák módszerével oldottuk meg.

### 3. A KARAKTERISZTIKÁK MÓDSZERE

#### 3.1. A csövekben és hengerekben kialakuló instacionárius áramlás számítása

A munkahengerhez és az összekötő csövezetekhez egy-egy  $x_i, t$  síkot rendeltünk, ahol ( $i=1,2,3$ ). A három  $x_i, t$  síkot változó  $\Delta x_i$  és állandó  $\Delta t$  osztásközű rácshálózattal látjuk el. Az egyes szakaszokat  $i$  index jelöli, a szakaszokban lévő számítási pontok száma  $N_i$ . A számítási pontok (rácspontok) mindegyikét egy  $i, j, k$  indexháromas határozza meg, ahol  $i$  csőszakaszt,  $j$  helyet,  $k$  pedig időpillanatot jelöl.



2. ábra. Az egyes gépegységekhez rendelt koordináta-rendszer és a rácspontok

A  $k$ -edik rácspontban lévő mennyiségek ismeretében először lineáris interpolációval megkerestük azon  $P, Q$  és  $R$  pontokat, amelyekből kiinduló karakterisztikák az  $(i, j, k+1)$  pontban találkoznak, majd a karakterisztika egyenletek lineáris approximációval történt integrálása után kiszámítottuk a  $v_{i, j, k+1}, p_{i, j, k+1}$  és  $s_{i, j, k+1}$  értékét.

Az  $M$  pontban  $(i, j, k+1)$  az állapotjelzők a karakterisztika egyenletekből kiszámíthatók:

$$v_{i, j, k+1} = \frac{B_{P_i} \rho_P a_P + B_{Q_i} \rho_Q a_Q}{\rho_Q a_Q + \rho_P a_P} \quad (4)$$

$$p_{i, j, k+1} = (B_{P_i} - B_{Q_i}) \left( \frac{1}{\rho_P a_P} + \frac{1}{\rho_Q a_Q} \right)^{-1} \quad (5)$$

$$s_{i, j, k+1} = B_{R_i} \quad (6)$$

$$B_{P_i} = v_P + \frac{p_P}{\rho_P a_P} - \lambda_i \frac{v_P |v_P|}{2D_i} \Delta t \quad (7)$$

$$B_{Q_i} = v_Q - \frac{p_Q}{\rho_Q a_Q} - \lambda_i \frac{v_Q |v_Q|}{2D_i} \Delta t \quad (8)$$

$$B_{R_i} = s_R + \frac{\lambda}{2DT_R} v^2 |v| - \frac{4}{D\rho_R T_R} k(T_R - T_{k0}) \quad (9)$$

A  $k+1$  rácspontbeli hőmérséklet, sűrűség és hangsebesség a következő képletekkel számítható ki:

$$T_{i, j, k+1} = T_R e^{\frac{s_{i, j, k+1} - s_R}{c_p} \left( \frac{p_{i, j, k+1}}{p_R} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (10)$$

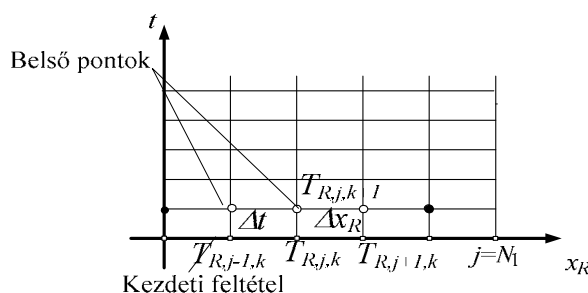
$$\rho_{i, j, k+1} = \frac{p_{i, j, k+1}}{RT_{i, j, k+1}} \quad (11)$$

$$a_{i, j, k+1} = \sqrt{\kappa RT_{i, j, k+1}} \quad (12)$$

Így egy tetszőleges (pl. kezdőfeltételként ismert)  $k$ -adik sor értékeiből a  $(k+1)$ -edik sor rácspontjaiban a  $v_{i, j, k+1}, p_{i, j, k+1}$  és  $s_{i, j, k+1}$  értékháromasok sorra kiszámíthatóak, kivéve az egyes csőszakaszok kezdő- és végpontjait ( $j \neq 1, j \neq N_i$ ), amelyekben a csatlakozási ill. peremfeltételeknek kell teljesülni. A számítás akkor konvergens, ha valamennyi részegységre teljesül a Courant - Friedrichs - Lewy féle stabilitási és konvergencia feltéte:

$$T_i = \frac{\Delta t}{\Delta x_i} < \frac{1}{v_{max} + a_i} \quad (13)$$

#### 3.2. A regenerátorban kialakuló tranziens folyamatok számítása



3. ábra. A szilárd regenerátorresthez rendelt koordináta-rendszer és a rácspontok

A Stirling gépek regenerátora porózus testként modellezhető, ahol a nyitott pórusokban áramló munkagáz fűti vagy hűti regenerátort. A munkagáz modellezése a 3.1. fejezetben leírtak szerint történik, az alkalmazott modellet a 3. ábra mutatja be. A szilárd regenerátorrest hőmérsége a középvonalával egybeesően felvett  $x_R$  ko-

ordináta-rendszerben az egydimenziós Fourier-egyenlettel írható le:

$$c_R \rho_R \frac{\partial T_R}{\partial t} = \lambda_R \frac{\partial^2 T_R}{\partial x_i^2} + \frac{\alpha_R K_R}{A_R} (T_i - T_R). \quad (14)$$

A (14) egyenletet az explicit numerikus eljárás szerint diszkrétizálva és felhasználva a 3. ábra jelöléseit  $T_{R,i,j,k+1}$  rácsponti hőmérséklet a  $k$ -adik időpontbeli rácsponti hőmérsékletekből kiszámítható:

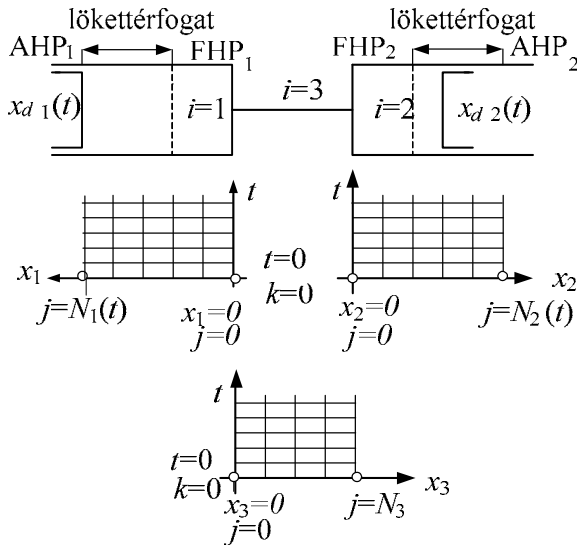
$$T_{R,i,j,k+1} = T_{R,i,j,k} \left[ 1 - \frac{2\Delta t \lambda_R}{c_R \rho_R \Delta x_R^2} \right] + \frac{\Delta t}{c_R \rho_R} \cdot \left[ \lambda_R \frac{T_{R,i,j+1,k} + T_{R,i,j-1,k}}{\Delta x_R^2} + \frac{\alpha_R K_R}{A_R} \cdot (T_{i,j,k} - T_{R,i,j,k}) \right]. \quad (15)$$

A (15) képlet valamennyi belső rácspont hőmérsékletének kiszámítására alkalmas. Ha a regenerátor két végén a hőcserét elhanyagoljuk, akkor

$$T_{R,i,0,k+1} = T_{R,i,1,k+1} \text{ és } T_{R,i,N_R,k+1} = T_{R,i,N_R-1,k+1}.$$

#### 4. PEREMFELTÉTELEK

A 4. ábrán az egyes géprészekhez rendelt koordináta-rendszerek láthatók.

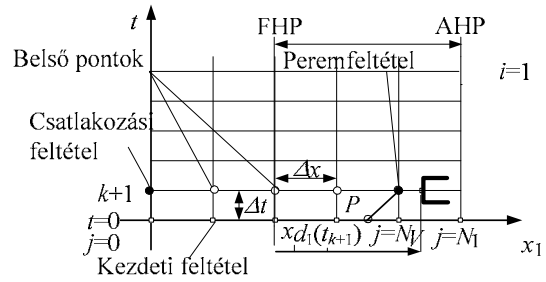


4. ábra. A gépegyeségekhez kapcsolt koordináta-rendszerek

A vízszintes tengelyeken az  $x_i$  helykoordinátákat, a függőleges tengelyeken a  $t$  időt ábrázoltuk. A peremfeltételek egyszerű megadhatósága érdekében a  $\Delta t$  időlépés értéke minden koordináta rendszerben azonos értékű. A  $\Delta x_i$  rácsoztás viszont koordináta-rendszerenként változhat.

##### 4.1. 1. henger dugattyújának peremfeltétele

Az  $i=1$ . hengerhez rendelt rácshálózat a 5. ábrán látható.



5. ábra. Az 1. hengerhez rendelt rácshálózat

A  $t=0$  ( $k=0$ ) időpillanatban a dugattyú a felső holtpontban van. A rácspontok száma ekkor a legkevesebb, de  $N_{1min} \geq 2$ . A ( $j=0 \dots N_1(t), k=0$ ) rácspontban a kezdeti feltételből  $p_{i,j,k}$ ,  $s_{i,j,k}$  és  $v_{i,j,k}$  értéke ismert.  $\Delta t$  idő alatt a dugattyú  $x_{d1}(t_{k+1})$  utat tesz meg. A  $t_{k+1}$  időpillanatban a belső pontokban az (4-13) egyenletekből meghatározható  $p_{i,j,k+1}$ ,  $s_{i,j,k+1}$  és  $v_{i,j,k+1}$  értéke. A dugattyú a két holtpont között a mozgástörvényei által meghatározott helyen tartózkodik. A dugattyú  $x_{d1}(t)$  mozgástörvénye, ezáltal sebessége és gyorsulása is ismert. Behelyettesítve  $t=t_{k+1}$  értékét a dugattyú  $k+1$  időpillanatbeli helyzete, sebessége és gyorsulása meghatározható:

$$x_{d1,k+1} = x_{d1}(t_{k+1}), \quad (16)$$

$$v_{d1,k+1} = v_{d1}(t_{k+1}), \quad (17)$$

$$a_{d1,k+1} = a_{d1}(t_{k+1}). \quad (18)$$

A  $j=N_V$  pontban a  $v_{1,N_V,k+1}$  sebesség lineáris interpolációval határozható meg:

$$v_{1,N_V,k+1} = v_{1,N_V-1,k+1} + \Delta x_1 \frac{v_{d1,k+1} - v_{1,N_V-1,k+1}}{\Delta x_1 + s_{V,k+1}}, \quad (19)$$

ahol:

$$N_V = \text{int} \left( \frac{x_{d1,k+1}}{\Delta x_1} \right), \quad (20)$$

$$s_{V,k+1} = x_{d1,k+1} - N_V \cdot \Delta x_1. \quad (21)$$

A sebesség ismeretében a nyomás a P pontból a  $(1, N_V, k+1)$  pontba befutó

$$v_{1,N_V,k+1} + \frac{1}{\rho_P a_P} p_{1,N_V,k+1} = B_P \quad (22)$$

karakterisztika egyenletből meghatározható:

$$p_{1,N_V,k+1} = (B_Q - v_{1,N_V,k+1}) \rho_P a_P. \quad (23)$$

A  $(1, N_V, k+1)$  rácspontban az entrópia a III. karakterisztika egyenletből számítható ki:

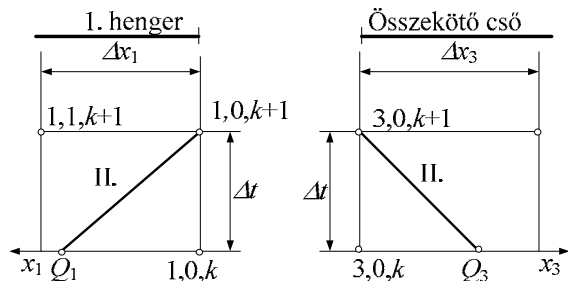
$$s_{i,j,k+1} = B_{R_i}. \quad (24)$$

Végül (10)-(12)-ből meghatározhatjuk a hőmérséklet, a hangsebesség és a sűrűség értékét.

A 2. munkahenger dugattyújánál lévő peremfeltétel számítása az előzőekben leírtakkal azonos módon történik, csak az első ( $i$ ) indexet kell 1-ről 2-re módosítani.

#### 4.2. A hengerek illeszkedése az összekötő csőhöz

A peremfeltétel vázlata az 6. ábrán látható.



6. ábra. Az 1. henger és az összekötő cső kapcsolata

A csatlakozási helyen hat ismeretlen értékét kell kiszámítani:  $p_{1,0,k+1}$ ,  $\rho_{1,0,k+1}$ ,  $v_{1,0,k+1}$ ,  $p_{3,0,k+1}$ ,  $\rho_{3,0,k+1}$ ,  $v_{3,0,k+1}$ , amelyek meghatározására hat egyenlet szükséges. Ezek a következők:

$$v_{1,0,k+1} - \frac{l}{\rho_{Q_1} a_{Q_1}} p_{1,0,k+1} = B_{Q_1}, \quad (25)$$

$$v_{3,0,k+1} - \frac{l}{\rho_{Q_3} a_{Q_3}} p_{3,0,k+1} = B_{Q_3}, \quad (26)$$

$$\frac{p_{3,0,k+1}}{a_R} - p_{3,0,k+1} = B_{R_3}, \quad (27)$$

$$v_{1,0,k+1} A_1 \rho_{1,0,k+1} = -v_{3,0,k+1} A_3 \rho_{3,0,k+1}, \quad (28)$$

$$p_{1,0,k+1} = p_{3,0,k+1}, \quad (29)$$

$$\rho_{1,0,k+1} = \rho_{3,0,k+1}. \quad (30)$$

A hat egyenletből a hat ismeretlen kiszámítható:

$$v_{1,0,k+1} = \frac{B_{Q_1} a_{Q_1} \rho_{Q_1} - B_{Q_3} a_{Q_3} \rho_{Q_3}}{\rho_{Q_1} a_{Q_1} + \frac{A_1}{A_3} \rho_{Q_3} a_{Q_3}}, \quad (31)$$

$$v_{3,0,k+1} = \frac{v_{1,0,k+1} A_1 \rho_{1,0,k+1}}{A_3 \rho_{3,0,k+1}}, \quad (32)$$

$$p_{1,0,k+1} = (v_{1,0,k+1} - B_{Q_1}) a_{Q_1} \rho_{Q_1}, \quad (33)$$

$$p_{3,0,k+1} = (v_{3,0,k+1} - B_{Q_3}) a_{Q_3} \rho_{Q_3}, \quad (34)$$

$$p_{1,0,k+1} = p_{3,0,k+1}, \quad (35)$$

$$s_{3,0,k+1} = B_{R_3}. \quad (36)$$

Hasonlóan eljárva a 2. henger és az összekötő cső között a peremfeltétel a következő egyenletekkel írható le:

$$v_{3,N_3,k+1} = \frac{B_{P_3} a_{P_3} \rho_{P_3} + B_{Q_2} a_{Q_2} \rho_{Q_2}}{\rho_{P_3} a_{P_3} + \frac{A_3}{A_2} \rho_{Q_2} a_{Q_2}}, \quad (37)$$

$$v_{2,0,k+1} = \frac{v_{3,N_3,k+1} A_3 \rho_{3,N_3,k+1}}{A_2 \rho_{2,0,k+1}}, \quad (38)$$

$$p_{3,N_3,k+1} = p_{2,0,k+1} = \left( B_{P_3} - \frac{B_{P_3} \cdot a_{P_3} + B_{Q_2} \cdot a_{Q_2}}{\rho_{P_3} a_{P_3} + \frac{\rho_{Q_2} A_2 a_{Q_2}}{A_3}} \right) a_{P_3} \rho_{P_3}, \quad (39)$$

$$s_{2,0,k+1} = s_{3,N_3,k+1} = B_{R_3}. \quad (40)$$

## 5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben a Stirling gépekben lejátszódó instacionárius hőátviteli és áramlási folyamatok egydimenziós instacionárius számítási modelljét mutattuk be. Felírtuk a folyamatokat leíró differenciálegyenleteket, a kezdeti és peremfeltételeket, amelyeket a munkagáznál a karakterisztikák módszerével, a regenerátortestnél az explicit rácsmódszerrel numerikusan oldottunk meg.

## 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A 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 valósul meg".

## 7. IRODALOM

- [1] HANDKI A., TOLVAJ B.: Numerical simulation of thermodynamic processes in the workspace of a stirling heat pump, *Proc. CMFF 2012.*, pp.384-391. 2012.
- [2] HANDKI, A., TOLVAJ, B.: Investigation of the processes in a Stirling machine with the method of characteristics, *Proc. Micro Cad 2012.*
- [3] SEIFERT, H.: Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen, Springer-Verlag. 1962.

# INSTACIONÁRIUS FOLYADÉKÁRAMLÁS KAPILLÁRISBAN

## TRANSIENT FLOW THROUGH CAPILLARY TUBES

Nagy József<sup>1</sup>, dr. Tolvaj Béla<sup>2</sup>

### ABSTRACT

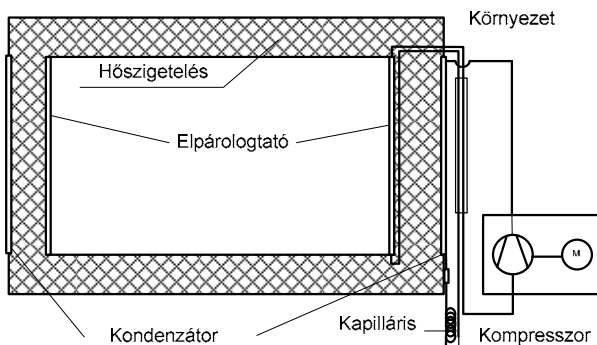
This work presents a numerical model to simulate unsteady refrigerant flow through capillary tubes. Capillary tubes are commonly used as expansion devices in small refrigeration. The fundamental equations governing the flow through capillary tube are derived from the mass conservation laws. The system of governing equations is solved using the method of characteristics (MOC). The condenser and evaporator state of refrigerators are considered as internal boundary conditions.

### 1. BEVEZETÉS

A kompresszoros hűtőgépek egyik látszatra egyszerű eleme a kapilláris cső. A kapillárisban a hűtőgép működése során instacionárius egy- illetve kétfázisú áramlás alakul ki. Cikkünkben ezek közül az egyfázisú folyadékáramlás számítását mutatjuk be. Felírjuk az instacionárius folyadékmozgás egyenletrendszerét, előállítjuk a kezdő- és peremfeltételeket. Végül módszerünk használhatóságának igazolására megoldunk egy konkrét számítási feladatot.

### 2. A KAPILLÁRIS CSŐBEN KIALAKULÓ FOLYADÉKÁRAMLÁS SZÁMÍTÁSA

A kapilláris elhelyezkedését a hűtőgépekben az 1. ábra szemlélteti. A kapillárisban a folyadék állapotú hűtőközeg instacionárius mozgását a mozgás- és a kontinuitási egyenletből álló (1)-(2) egyenletrendszer írja le. A kapillárist egy vagy több csőből készítik. A több csőből összeszerelt kapillárist úgy kell szakaszokra bontani,



1. ábra. A kapilláris elhelyezkedése a fagyasztó ládában

<sup>1</sup>termékfejlesztési vezető, Electrolux Lehel Kft.

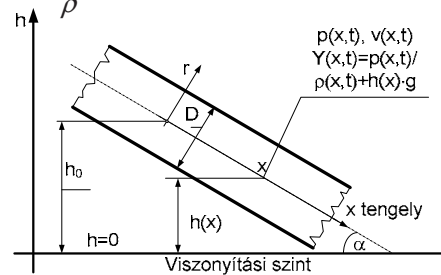
<sup>2</sup>egyetemi docens, Miskolci Egyetem Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

hogy azokban a  $D$  csőátmérő, az  $a$  hullám terjedési sebesség, a  $\lambda$  csőszűrlődési tényező és a vízszintessel bezárt  $\alpha$  hajlásszög állandó legyen (Megjegyzés: kis szintkülönbségeknél  $\alpha$  nullának tekinthető.):

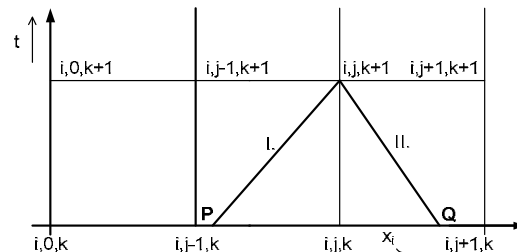
$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial Y}{\partial x} + \frac{\lambda v |v|}{2D} = 0, \quad (1)$$

$$a^2 \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial Y}{\partial t} + v \frac{\partial Y}{\partial x} + g v \sin \alpha = 0, \quad (2)$$

ahol:  $t$  az idő,  $x$  a csőközépvonal helykoordinátája,  $v(x,t)$  a sebesség,  $g$  a gravitációs gyorsulás,  $Y(x,t) = \frac{p(x,t)}{\rho} + g h$  a potenciális energia.



2. ábra. A kapilláris jellemző szakasza



3. ábra. A rácspontok és karakterisztikák

Az egyes csőszakaszok jelölésére vezessük be az  $i$  indexet, majd minden csőszakaszhoz rendeljünk hozzá egy-egy  $x, t$  síkot, amelyet  $\Delta t$  és  $\Delta x_i$  rácsozttással látunk el. Egy számítási pontot három index határoz meg. Az első ( $i$ ) a csőszakaszra, a második ( $j$ ) a csőszakaszon belüli helyre, a harmadik ( $k$ ) pedig az időpontra vonatkozik. Ha egy adott  $k$ -adik időpontban ismerjük a rácsponti  $v_{i,j,k}$  és  $Y_{i,j,k}$  értékpárokat, akkor a (1) és (2) egyenletek karakterisztika egyenletté alakítva, majd numerikusan integrálva a következő számítási képletekhez jutunk:

$$v_{i,j,k+1} = \frac{B_{P_i} + B_{Q_i}}{2}, \quad (3)$$

$$Y_{i,j,k+1} = \frac{B_{P_i} - B_{Q_i}}{2} a_i, \quad (4)$$

ahol:

$$B_{Q_i} = v_Q - \frac{Y_Q}{a_i} + \left[ \frac{g}{a_i} \sin \alpha - \frac{\lambda_i |v_Q|}{2D_i} \right] v_Q \Delta t, \quad (5)$$

$$B_{P_i} = v_P - \frac{Y_P}{a_i} + \left[ \frac{g}{a_i} \sin \alpha_i - \frac{\lambda_i |v_P|}{2D_i} \right] v_P \Delta t, \quad (6)$$

$$v_P = \frac{v_{i,j-1,k} - a_i T_i (v_{i,j,k} - v_{i,j-1,k})}{1 + T_i (v_{i,j,k} - v_{i,j-1,k})}, \quad (7)$$

$$v_Q = \frac{v_{i,j+1,k} - a_i T_i (v_{i,j,k} - v_{i,j+1,k})}{1 - T_i (v_{i,j,k} - v_{i,j+1,k})}, \quad (8)$$

$$Y_P = Y_{i,j,k} - T_i (v_P + a_i) (Y_{i,j,k} - Y_{i,j-1,k}), \quad (9)$$

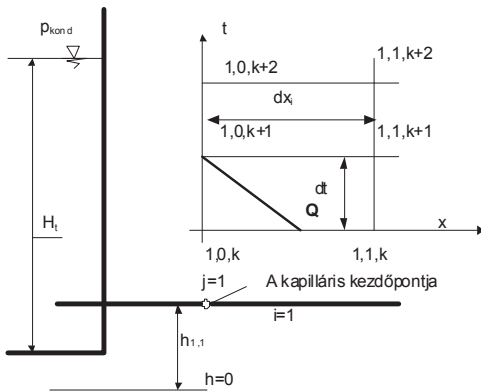
$$Y_Q = Y_{i,j,k} + T_i (v_Q - a_i) (Y_{i,j,k} - Y_{i,j+1,k}), \quad (10)$$

$$T_i = \frac{\Delta t}{\Delta x_i}. \quad (11)$$

A számítás akkor konvergens, ha valamennyi csőszakaszra teljesül a  $T_i = \frac{l}{v_{max} + a_i}$  konvergencia feltétel.

Az előző egyenletekkel valamennyi csőszakasz nem szakaszvégi rácspontjaiban meghatározhatók az  $Y_{i,j,k+1}$  és  $v_{i,j,k+1}$  értékpárok. A szakaszvégi pontokban az ismeretlenek a peremfeltételekből állíthatók elő. A csővégeken elhelyezkedő rácspontokban  $v$  és  $Y$  értékének meghatározása az előző egyenletekből nem lehetséges, mivel a csőszakasz elején a  $P$ , a csőszakasz végén pedig a  $Q$  pontbeli jellemzők nem állnak rendelkezésünkre. Az itt elhelyezkedő berendezések, gépek, szerelvények, stb. viselkedését leíró differenciálegyenletek, egyenletrendszerek szolgáltatják azokat a peremfeltételi egyenleteket, amelyeket az előbbiekhöz illeszkedő módon, differencia-egyenletek alakjában kell előállítanunk.

### 3. KEZDŐ- ÉS PEREMFELTÉTELEK



4. ábra. A rácspontok és karakterisztikák a kapilláriscső és a kondenzátorhoz csatlakozásnál

A kezdeti feltétel előállítását az jelenti, hogy egy tetszőleges  $k$ -adik időpillanathoz tartozó minden rácspontban meg kell adni  $Y$  és  $v$  értékét. Esetünkben ez azt jelenti, hogy a kezdetben minden rácspontban azonos a nyomás és zérus a sebesség.

A kapilláriscső a kondenzátort köti össze az elpárolgatóval, ezek nyomása az idő függvényében változik. A kapilláriscső és a kondenzátor csatlakozásának egyszerűsített vázlatát 4. ábra mutatja be. Az előzőekben leírt módon, az  $i=1$  cső elején ( $j=0$ ) és végén ( $j=N_1$ ) elhelyezkedő rácspontok kivételével minden  $(k+1)$ -edik időponti rácspontban is meghatároztuk  $Y$  és  $v$  értékét. Az  $i=1$  kapilláris kezdőpontjában ( $j=0$ ) a  $Y_{1,0,k+1}$  és  $v_{1,0,k+1}$  ismeretlenek meghatározásához szükséges két egyenletet a  $Q$  és  $1,0,k+1$  pontokon átmenő karakterisztika egyenletből, továbbá a hűtőfolyadék felszíne és az  $1,0,k+1$  pontok között felírható Bernoulli egyenletből kapjuk:

$$v_{1,0,k+1} - \frac{l}{a_i} Y_{1,0,k+1} = B_{Q,1}, \quad (12)$$

$$\frac{P_t}{\rho} + H_T \cdot g = Y_{1,0,k+1} + \frac{v_{1,0,k+1}^2}{2} \cdot \left( 1 + \left( \zeta_{tsbe} + \frac{\lambda_{ts}}{d_{ts}} \cdot L_{ts} \right) \left( \frac{D_1}{d_{ts}} \right)^4 \right) \quad (13)$$

Bevezetve a

$$Y_T = \frac{P_t}{\rho} + H_T \cdot g \text{ és}$$

$$K_{tsbe} = \frac{1}{2} \cdot \left( 1 + \left( \zeta_{tsbe} + \frac{\lambda_{ts}}{d_{ts}} \cdot L_{ts} \right) \left( \frac{D_1}{d_{ts}} \right)^4 \right)$$

jelöléseket és megoldva az egyenleteket a következő eredményt kapjuk:

$$v_{1,0,k+1} = \frac{-a_i + \sqrt{a_i^2 + 4 \cdot (Y_T + a_i \cdot B_{Q,1}) \cdot K_{tsbe}}}{2 \cdot K_{tsbe}} \quad (14)$$

$$Y_{1,0,k+1} = (v_{1,0,k+1} - B_{Q,1}) \cdot a_i, \quad (15)$$

ha a kondenzátor táplálja a kapillárist, illetve

$$v_{1,0,k+1} = \frac{a_i - \sqrt{a_i^2 - 4 \cdot (Y_T + a_i \cdot B_{Q,1}) \cdot K_{tski}}}{2 \cdot K_{tski}} \quad (16)$$

$$Y_{1,0,k+1} = (v_{1,0,k+1} - B_{Q,1}) \cdot a_i, \quad (17)$$

ahol:

$$K_{tski} = \frac{1}{2} \cdot \left( -1 + \left( \zeta_{tski} + \frac{\lambda_{ts}}{d_{ts}} \cdot L_{ts} \right) \left( \frac{D_1}{d_{ts}} \right)^4 \right), \quad (18)$$

ha a kapillárisból hűtőközeg áramlik a kondenzátorba vissza. Az, hogy melyik következik be, legegyszerűbben úgy dönthető el, ha megvizsgáljuk a  $Y_T + a_i \cdot B_{Q,1}$  kifejezés értékét.

- $Y_T + a_i \cdot B_{Q,1} = 0$  esetben  $v_{1,0,k+1} = 0$  és  $Y_{1,0,k+1} = Y_T$ ,
- $Y_T + a_i \cdot B_{Q,1} > 0$  esetben  $v_{1,0,k+1} > 0$  és a (14)-ből számítandó,
- $Y_T + a_i \cdot B_{Q,1} < 0$  esetben  $v_{1,0,k+1} < 0$  és a (16)-ből számítandó.

A csőszakaszok csatlakozási pontjában, amelyek csomópontnak nevezünk, egyrészt teljesül a kontinuitási egyenlet, másrészt a csatlakozó csőkeresztmetszetben azonos nyomás alakul ki. Az  $i$ -edik szakaszra egy első az  $(i+1)$ -edik szakaszra egy második karakterisztikai egyenlet írható fel.

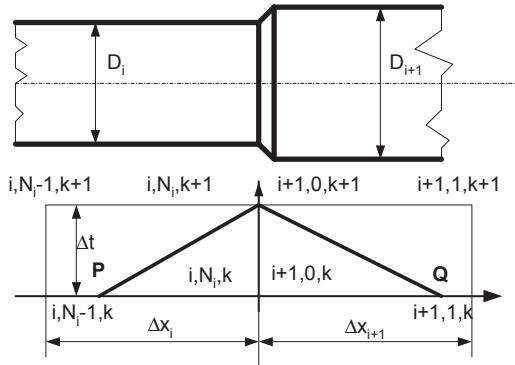
$$v_{i, Ni, k+1} A_i = v_{i+1, 0, k+1} A_{i+1}, \quad (19)$$

$$Y_{i, Ni, k+1} = Y_{i+1, 0, k+1}, \quad (20)$$

$$v_{i, Ni, k+1} + \frac{I}{a_i} Y_{i, Ni, k+1} = B_{P, i}, \quad (21)$$

$$v_{i+1, 0, k+1} + \frac{I}{a_{i+1}} Y_{i+1, 0, k+1} = B_{Q, i+1}, \quad (22)$$

ahol:  $A_i = \frac{D_i^2 \pi}{4}$  az  $i$ -edik cső keresztmetszete.



5. ábra. A rácspontok és karakterisztikák a kapilláris csatlakozásoknál

A (19)-(22) négy egyenletből a négy ismeretlen ( $Y_{i+1, 0, k+1}$ ,  $v_{i+1, 0, k+1}$ ,  $Y_{i, Ni, k+1}$  és  $v_{i, Ni, k+1}$ ) meghatározható:

$$Y_{i, Ni, k+1} = \frac{B_{P, i} \cdot A_i - B_{Q, i+1} \cdot A_{i+1}}{\frac{A_i}{a_i} + \frac{A_{i+1}}{a_{i+1}}}, \quad (23)$$

$$Y_{i, Ni, k+1} = Y_{i+1, 0, k+1}, \quad (24)$$

$$v_{i, Ni, k+1} = B_{P, i} - \frac{Y_{i, Ni, k+1}}{a_i}, \quad (25)$$

$$v_{i+1, 0, k+1} = B_{Q, i+1} + \frac{Y_{i+1, 0, k+1}}{a_{i+1}}. \quad (26)$$

A kapilláris és az elpárolgató csatlakozásának egyszerűsített vázlatát a 6. ábra szemlélteti. A rácspontokban a kezdeti feltételből ( $k$ -adik időpillanat) ismert  $Y$  és  $v$  értéke. Az  $i=M$  cső végpontjában ( $j=N_M$ ) a  $Y_{M, Ni, k+1}$  és  $v_{M, Ni, k+1}$  ismeretlenek meghatározásához szükséges két egyenlet egyike a  $P$  és  $M, N_M, k+1$  pontokon átmenő karakterisztika egyenlet. A másik, a kapilláris kilépési pontja és az  $M$  rácspont között felírható Bernoulli egyenlet:

$$v_{M, N_M, k+1} + \frac{I}{a_i} Y_{M, N_M, k+1} = B_{P, M}, \quad (27)$$

$$\frac{v_{M, N_M, k+1}^2}{2} \cdot \left( 1 + \zeta_{elpbe} + \frac{\lambda_{elp}}{d_{elp}} \cdot L_{elp} \right) \left( \frac{D_M}{d_{elp}} \right)^4 = \quad (28)$$

$$= Y_{M, N_M, k+1} + \frac{v_{M, N_M, k+1}^2}{2} - \frac{p_{elp}}{\rho} - h_{elp} \cdot g.$$

Bevezetve az

$$Y_{elp} = \frac{p_{elp}}{\rho} + h_{elp} g \text{ és}$$

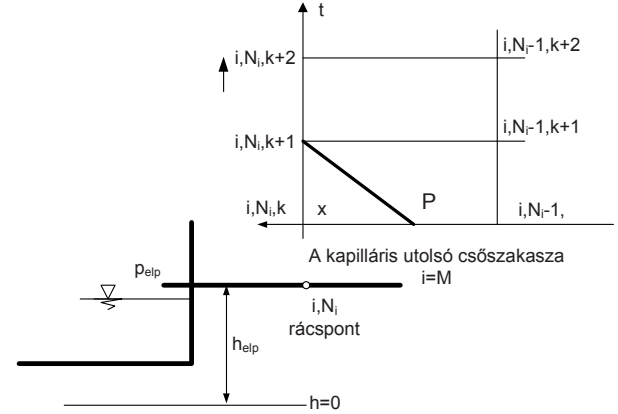
$$K_{elpbe} = \frac{I}{2} \cdot \left( \zeta_{elpbe} + \frac{\lambda_{elp}}{d_{elp}} \cdot L_{elp} \right) \left( \frac{D_M}{d_{elp}} \right)^4$$

jelöléseket és az egyenletrendszer megoldva a következőt kapjuk:

$$v_{M, N_M, k+1} = \frac{-a_M + \sqrt{a_M^2 + 4 \cdot (-Y_{elp} + a_M \cdot B_{P, M}) \cdot K_{elpbe}}}{2 \cdot K_{elpbe}} \quad (29)$$

$$Y_{M, N_M, k+1} = (B_{P, M} - v_{M, N_M, k+1}) \cdot a_M \quad (30)$$

Ez a megoldás akkor érvényes, ha a kapilláris csőből áramlik a munkaközeg az elpárolgatóba. Amikor az elpárolgató táplálja a kapillárist, akkor



6. ábra. A rácspontok és karakterisztikák az elpárolgató és a kapilláris csatlakozásánál

$$v_{M, N_M, k+1} = \frac{a_M - \sqrt{a_M^2 - 4 \cdot (-Y_{elp} + a_M \cdot B_{P, M}) \cdot K_{elpki}}}{2 \cdot K_{elpki}}, \quad (31)$$

$$Y_{M, N_M, k+1} = (B_{P, M} - v_{M, N_M, k+1}) \cdot a_M, \quad (32)$$

ahol:

$$K_{elpki} = \frac{I}{2} \cdot \left( 1 + \left( \zeta_{elpki} + \frac{\lambda_{elp}}{d_{elp}} \cdot L_{elp} \right) \left( \frac{D_M}{d_{elp}} \right)^4 \right).$$

Ez viszont csak akkor lehetséges, ha a folyékony hűtőközeg szintje a kapilláris cső becsatlakozási helyénél nagyobb és egyidejűleg az elpárolgató nyomása nagyobb a kondenzátor nyomásánál.

Az, hogy a lehetséges esetek közül melyik következik be legegyszerűbben úgy dönthető el, ha megvizsgáljuk a  $-Y_{elp} + a_M \cdot B_{P, M}$  kifejezés értékét.

- $-Y_{elp} + a_M \cdot B_{P, M} = 0$  esetben  $v_{i, Ni, k+1} = 0$  és  $Y_{i, Ni, k+1} = Y_{elp}$

- $-Y_{elp} + a_M \cdot B_{P,M} > 0$  esetben  $v_{i,Ni,k+1} > 0$  és (29)-ből számítandó,
- $-Y_{elp} + a_M \cdot B_{P,M} < 0$  esetben  $v_{i,Ni,k+1} < 0$  és (31)-ből számítandó.

#### 4. A SZÁMÍTÁSI MÓDSZER ALKALMAZÁSA

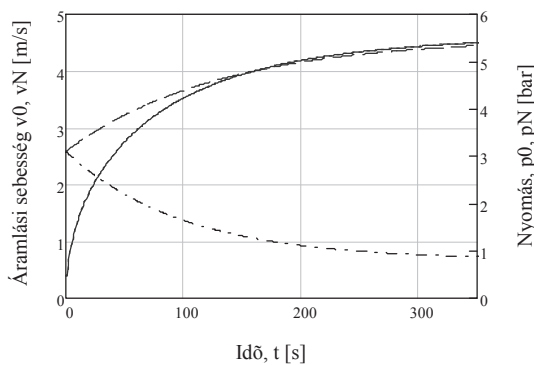
A kidolgozott számítási algoritmus tetszőleges bonyolultságú és geometriai kialakítású kapilláris csőben kialakuló folyadékáramlás számítására alkalmas. Számítógépi programja is elkészült, amelyet a következő egyszerűbb esetekre futtattunk le:

A kapilláris átmérője:  $D=0,57$  mm

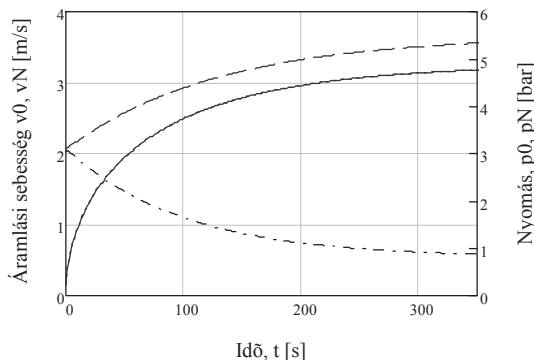
A kapilláris hossza:  $L=1,2$  m

A hullámterjedés sebessége:  $a=1000$  m/s

A folyadék sűrűsége  $\rho=700$  kg/m<sup>3</sup>, kezdeti nyomása:  $p_0=3,1$  bar, kezdetben a munkaközeg nyugalomban van.



7. ábra. A kondenzátor és az elpárolgató nyomásának változása valamint a kapillárisban kialakuló sebesség növekedése az idő függvényében ( $L=1,2$  m)



8. ábra. A kondenzátor és az elpárolgató nyomásának változása valamint a kapillárisban kialakuló sebesség növekedése az idő függvényében ( $L=2,4$  m)

A kondenzátorban és az elpárolgatóban a nyomás időbeli változását a 7. ábrán megadott exponenciális függvényekkel, mint peremfeltételt előírtuk. A kondenzátor nyomás időbeli változását szaggatott, az elpárolgató nyomás időbeli változását pontvonallal rajzoltuk meg. A kapillárisban kialakuló sebességek időbeli vál-

tozását a kidolgozott számítási módszerrel kiszámítottuk és a kapott eredmények közül a kapilláris cső elején és végén az áramlási sebességek időbeli változását a 7. ábrán folyamatos vonallal megrajzoltuk. A kapilláris cső elején és végén minden időpontban megközelítően azonos értékre adódtak az áramlási sebesség értékek, ezért  $v_{i,0}(t)$  és  $v_{i,Ni}(t)$  görbék 7. ábrán egybeesnek.

A kapilláris cső hosszát kétszeresre növelve és minden egyéb adatot változatlan értéken tartva a számítást megismételtük. A számítási eredményeket a  $v_{i,Ni,k+1}$  8. ábrán rajzoltuk meg, amelynek jelölései azonosak a 7. ábrán alkalmazottal.

#### 5. ÖSSZEFOGLALÁS

Cikkünkben a kapilláris csőben kialakuló instacionális folyadékáramlást modelleztük. Felírtuk az áramlási folyamat alapegyenleteit, meghatároztuk a kezdő- és peremfeltételeket. Elkészítettük a számítógépi programot és két számítási feladat megoldásával igazoltuk módszerünk használhatóságát. Az itt bemutatott módszer addig alkalmas a hűtőgépek kapillárisában kialakuló áramlás számítására, amíg az áramló közegben nincs fázisátalakulás.

#### 6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A 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 valósul meg".

#### 7. IRODALOM

- [1] CZIBERE, T., KALMÁR, L., TOLVAJ, B.: Computation of transient flows in pipelines Proceedings of the Sixth Conference on Fluid Machinery, Akadémiai Könyvkiadó, Budapest, 1979.
- [2] GARBAI, L., DEZSŐ, Gy.: Áramlás energetikai csővezetékrendszerekben, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1986.
- [3] SCHAAKE, K., MANZKE, S.: Numerische Strömungssimulation, experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation eines neuartigen Verflüssigers für Haushaltkühlschränke, Projektarbeit 31.03. 2009. 113 pp. Technische Universität Bergakademie Freiberg Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden.

# HŰTŐKÉSZÜLÉKEK ENERGIAFOGYASZTÁSA

## ENERGY CONSUMPTION OF REFRIGERATORS

Nagy József<sup>1</sup>, dr. Tolvaj Béla<sup>2</sup>

### ABSTRACT

*This article shows what factors determine the energy consumption of freezers, refrigerators by analyzing two cases. In the first case the evaporator is inside, the condenser is outside of the appliance. In the second case the evaporator is on the internal surface and condenser is on the external surface.*

A háztartási hűtőberendezések egy-egy ország energiafogyasztásának jelentős részét adják. Az el-múlt évtizedben számos termékfejlesztési projekt célja volt a villamos energiafogyasztás csökkentése az üzembiztonság és a felhasználói szempontok figyelembevételével. A gyártókat erre ösztönzik az európai előírások az energiacímkék bevezetésével és az egyre szigorodó energiafogyasztási határértékekkel. Föld-rajzi régióként külön-külön szabványok írják elő a készülékek energiafogyasztásának mérési körülményeit. Vannak olyan országok, ahol a laboratóriumi méréseket a tényleges háztartási üzem körülményeihez próbálják közelíteni.

### 2. ENERGIAFOGYASZTÁS MÉRÉS

Az 1. táblázat az észak-amerikai, japán és az európai szabványokban előírt paramétereket mutatja be [1-4]. Ebből jól látszódik, hogy az európai előírás [4] követi a nemzetközi szabványt (ISO 15502) [3], azzal a módosítással, hogy a definiált klímaosztálytól függetlenül az energiafogyasztást 25 °C-on kell mérni a jobb összehasonlíthatóság miatt. Az észak-amerikai szabvány (ANSI/AHAM HRF-1) [1] szerinti mérés legjelentősebb eltérést a fagyasztókészülékek esetén mutatja. Míg a nemzetközi szabvány szerint a legmelegebb mérőcsomag legmelegebb hőmérsékletének kell -18 °C-nak vagy annál hidegebbnek lennie, addig az észak-amerikai szabvány szerint az átlaghőmérsékletnek kell -17,8 °C (0 °F)-nak lennie. A 2006-tól érvényes japán JIS C 9801 [2] szabvány az nemzetközi szabványtól abban tért el, hogy a mérés körülményeit megpróbálja jobban közelíteni a tényleges háztartási használat körülményeihez. Ez azt jelenti, hogy változó környezeti hőmérséklet mellett kell a mérést végezni, valamint a mérés során a készülék ajtaját nyitogatni, a fagyasztótérben a csomagokat cserélgetni kell. Ez a mérés ugyan jobban közelíti a tényleges használat körülményeit, de a tapasztalataink alapján megkérdőjelezhető a mérés megismételhetősége. A mérés eredménye nagy mértékben függ az ajtónyitás, csomagcsere és a kompresszor szakaszos üzemének egybeesésétől.

<sup>1</sup> termékfejlesztési vezető, Electrolux Lehel Kft.

<sup>2</sup> egyetemi docens, Miskolci Egyetem Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke

1. táblázat Az energiafogyasztás mérésére vonatkozó szabványok összehasonlítása

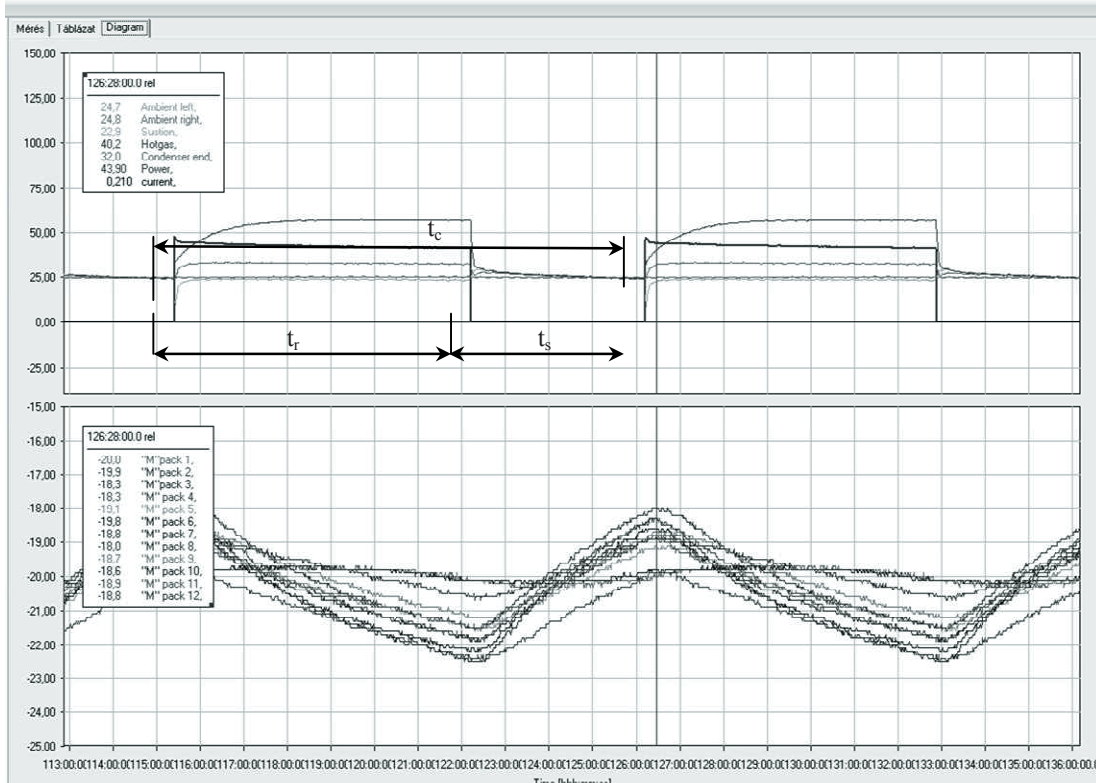
Paraméter	ANSI/AHAM HRF-1	JIS C 9801	ISO 15502	
Környezeti hőmérséklet	32.3 ± 0.6 °C (90 °F)	30 °C: 180 nap 15 °C: 185 nap	25 ± 0.5 °C (EN153) 32 ± 0.5 °C	
A környezet relatív páratartalma	nem specifikált	30 °C: 75 ± 0,5 % 15 °C: 55 ± 0,5 %	45-75 %	
Tér részek hőmérséklete	friss élelmiszer tároló	3.3 °C (38 °F) 7.22 °C (45 °F)	≤ 4 °C	5 °C
	fagyasztó	-15 °C (5 °F) -17.8 °C (0 °F)	≤ -18 °C	-18 °C
Ajtó-nyitás	friss élelmiszer tároló	nincs	35 /nap	nincs
	fagyasztó	nincs	8 /nap	nincs
Terhelés	friss élelmiszer tároló	nincs	a teszt-csomagokat cserélni kell a tesztelés alatt	nincs
	fagyasztó	nincs		borjú húsnak megfelelő termodinamikai jellemzőjű teszt csomagok

### 3. AZ ENERGIAFOGYASZTÁST BEFOLYÁSOLÓ TÉNYEZŐK

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{P}, \quad (4)$$

Az 1. ábra egy hűtőkészülék energiafogyasztásának mérésekor felvett teljesítménygörbéjét, a belsőterben mért hőmérsékletek változását, valamint a kondenzátor hőmérsékletét mutatja az idő függvényében.

ahol  $COP$  az energiatényező (Coefficient Of Performance),  $\dot{Q}_e$  az elpárologtató hűtőteljesítménye,  $P$  a kompresszor által felvett teljesítmény.



1. ábra Az energiafogyasztás mérés során felvett diagramok

Az energiafogyasztás a teljesítménygörbe alatti területtel azonos.

$$W = \int_{24h} P dt, \quad (1)$$

ahol  $W$  a napi energiafogyasztás,  $P$  a kompresszor által felvett villamos teljesítmény.

Az energiafogyasztás mérés a hűtőkészülék állandósult állapotában történik. Ez azt jelenti, a készülék működési ciklusai megegyeznek egymással. Egy ciklus idejét  $t_c$ -vel jelöljük, ami a futásidő ( $t_r$ ) és az állásidő ( $t_s$ ) összege. A futásidő és a ciklusidő hányadosa a relatív futásidő:

$$\varphi = \frac{t_r}{t_c}. \quad (2)$$

A napi ciklusok száma:

$$n = \frac{24[h]}{t_c[h]}. \quad (3)$$

A hűtőkörfolyamat hatékonyságát az energiatényező mutatja meg:

A (4) egyenletből kifejezhető a teljesítmény:

$$P = \frac{\dot{Q}_e}{COP}. \quad (5)$$

Ezt behelyettesítve az (1) egyenletbe felhasználva (3) összefüggést kapjuk a

$$W = n \int_{t_c} \frac{\dot{Q}_e}{COP} dt \quad (6)$$

eredményt. A  $COP$ -t állandónak tekintve és figyelembevéve, hogy az állásidő alatt a teljesítményfelvétel zérus a

$$W = \frac{n}{COP} \int_{t_c} \dot{Q}_e dt \quad (7)$$

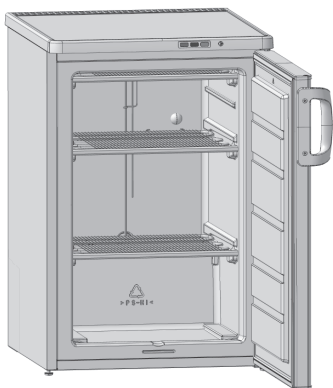
adódik.

### 4. HŰTŐKÉSZÜLÉK KONSTRUKCIÓS KIALAKÍTÁSÁNAK HATÁSA AZ ENERGIAFOGYASZTÁSRA

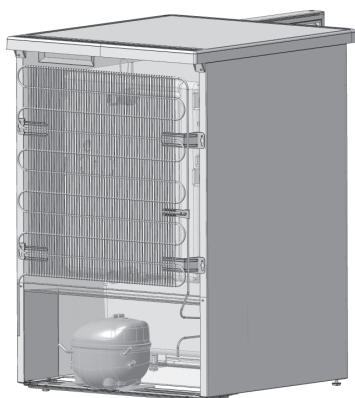
A hűtőkészülékek kialakítása alatt most az elpárologtató és a kondenzátor elhelyezését értjük.

#### 4.1. Az elpárolgató a hűtőkészülék belsejében a kondenzátor a készüléken kívül van elhelyezve

Ilyen készüléket mutat a 2. és a 3. ábra. Ebben a készülékben huzalbordás (WOT – Wires On Tube) elpárolgató van, ami egyben polcként is funkcionál. A kondenzátor a készülék hátoldalára távtartó rögzítő fűlekkel van felszerelve.



1. ábra 100 literes fagyasztószekrény huzalbordás elpárolgatóval, ami egyben polcként is funkcionál



2. ábra 100 literes fagyasztószekrény hátulról, huzalbordás kondenzátorral

Állandósult állapotban erre a készülékre felírhatjuk az energiamérleget (állandósult állapotnak nevezzük azt az üzemállapotot, amikor az egymást követő ciklusok megegyeznek egymással). A kompresszor futása alatt a belsőtér hőmérséklete ugyanannyit csökken, mint amennyit a kompresszor állása alatt emelkedik. A kompresszor futásideje ( $t_r$ ) alatt az energiamérleg azt jelenti, hogy a belsőtér hőmérsékletének időbeli változása (csökkenése) a készülék falain keresztül beáramló hőáram és az elpárolgató által elvont hőáram különbségével egyenlő. Ezt a következő egyenlet írja le:

$$m_b \cdot c_b \cdot \frac{dT_b}{dt} = \dot{Q}_k - \dot{Q}_e, \quad (8)$$

ahol  $m_b$  a belsőtérben elhelyezett csomagok tömege,  $c_b$  a csomagok fajhője,  $T_b$  a csomagok hőmérséklete,  $\dot{Q}_k$

környezetből a falakon keresztül beáramló hőáram,  $\dot{Q}_e$  az elpárolgató által elvont hőáram.

A környezetből a falakon keresztül belépő hőáram:

$$\dot{Q}_k = k \cdot A_r (T_k - T_b), \quad (9)$$

ahol  $k$  a fal hőátbocsátási tényezője,  $A_r$  a készülék teljes belső felülete,  $T_k$  a környezeti hőmérséklet.

A fal hőátbocsátási tényezője

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_k}}, \quad (10)$$

ahol  $\alpha_b$  a fal belső felülete és a belsőtér közötti hőátadási tényező,  $\alpha_k$  a környezet és a fal külső felülete közötti hőátadási tényező,  $\lambda$  a fal anyagának hővezetési tényezője,  $s$  a fal vastagsága.

Az elpárolgató által elvont hőáram:

$$\dot{Q}_e = \alpha_e \cdot A_e (T_b - T_e), \quad (11)$$

ahol  $\alpha_e$  az elpárolgató felülete és a belsőtér közötti hőátadási tényező,  $A_e$  az elpárolgató felülete,  $T_e$  az elpárolgató hőmérséklete.

A kompresszor állásideje ( $t_s$ ) alatt az energiamérleg úgy alakul, hogy a belsőtér hőmérsékletének időbeli változása (emelkedése) a készülék falain keresztül beáramló hőáramtól függ. Ezt a következő egyenlet írja le:

$$m_b \cdot c_b \cdot \frac{dT_b}{dt} = \dot{Q}_k. \quad (12)$$

A (8) és (12) összefüggések felhasználásával kapjuk a következőt:

$$\dot{Q}_e = \frac{(t_r + t_s) \dot{Q}_k}{t_r} = \frac{\dot{Q}_k}{\varphi}. \quad (13)$$

A (3) és (13) összefüggéseket behelyettesítve a (7) egyenletbe

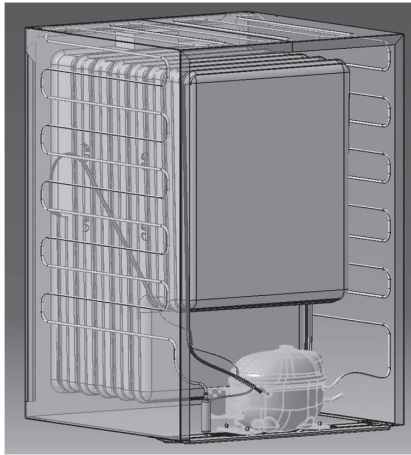
$$W = \frac{24h \cdot \dot{Q}_k}{COP} = \frac{Q}{COP}, \quad (14)$$

ahol  $Q$  a készülék falain 24 óra alatt beáramló hőmennyiség.

A (14) egyenlet alapján az ilyen készülékek energiafogyasztását csökkenteni a beáramló hő csökkentésével és/vagy az energiatényező növelésével lehet.

#### 4.2. Az elpárolgató a készülék belső falán a kondenzátor pedig a külső felületen (palást kondenzátor) van elhelyezve

Ilyen készüléket mutat a 4. ábra. Ebben készülékben az alumínium elpárolgató cső a belsőkamrára van rácsérvélve, a kondenzátor cső pedig a palást lemez belső oldalára van rögzítve.



3. ábra 100 literes fagyasztószekrény belsőkamrára csévélte alumínium elpárolgató csővel és palást kondenzátorral

Ennél a készüléknél az energiamérlegek a következőképpen alakulnak.

Futásidő alatt:

$$m_b \cdot c_b \cdot \frac{dT_b}{dt} = \dot{Q}_{e1} - \dot{Q}_{k1}, \quad (15)$$

ahol

$$\dot{Q}_{e1} = \alpha_e \cdot A_e (T_b - T_e), \quad (16)$$

$$\dot{Q}_k = k(A_T - A_e)(T_k - T_b). \quad (17)$$

Állásidő alatt:

$$m_b \cdot c_b \cdot \frac{dT_b}{dt} = \dot{Q}_{k1}. \quad (18)$$

Az elpárolgató által elvont hőáram két részből áll. Az egyik részét a (16) egyenlet definiálja, ez a belsőtérből elvont hőáram. A másik rész a elpárolgató és a kondenzátor közötti hőáram, a hűtőkészülék falán keresztül a futásidő alatt. Az állásidő alatt ez a hőáram az elpárolgatót melegíti a belsőtér hőmérsékletére:

$$\dot{Q}_{e2} = \frac{\lambda}{s} \cdot A_e (T_c - T_e). \quad (19)$$

Az elpárolgató által elvont hőáram:

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2}. \quad (20)$$

A (7) egyenletbe helyettesítve kapjuk az alábbi:

$$W = \frac{24h}{COP} \left[ k \cdot A_T (T_k - T_b) - k \cdot A_e (T_k - T_b) + \varphi \frac{\lambda}{s} A_e (T_c - T_e) \right]. \quad (21)$$

A (9) egyenlet felhasználásával és bevezetve a

$$\Delta \dot{Q} = A_e \left[ \varphi \frac{\lambda}{s} (T_c - T_e) - k(T_k - T_b) \right] \quad (22)$$

jelölést írhatjuk, hogy az energiafogyasztás

$$W = \frac{24h}{COP} (\dot{Q}_k + \Delta \dot{Q}). \quad (23)$$

Ezt összevetve a (14) egyenlettel, azt látjuk, hogy a  $\Delta \dot{Q}$  előjelétől függően ennél a konstrukciónál az energiafogyasztás kisebb vagy nagyobb, mint az előzőnél.

Bevezetve a

$$\Delta T_c = T_c - T_k \quad (24)$$

és

$$\Delta T_e = T_b - T_e \quad (25)$$

jelöléseket írhatjuk, hogy

$$\Delta \dot{Q} = A_e \left[ (T_k - T_b) \left( \varphi \frac{\lambda}{s} - k \right) + \varphi \frac{\lambda}{s} (\Delta T_c - \Delta T_e) \right], \quad (26)$$

ahol

$$T_k - T_b > 0, \quad \Delta T_c > 0, \quad \Delta T_e > 0.$$

A  $\Delta \dot{Q} < 0$  teljesülésének szükséges, de nem elégséges feltétele, hogy

$$\varphi \frac{\lambda}{s} - k < 0 \quad (27)$$

legyen.

Az előző esetben az energiafogyasztás csak a beáramló hőmennyiségtől és a hűtőkör hatékonyságától függött (lásd a (14) összefüggést). Ebben az esetben az energiafogyasztás ezeken túl függ a relatív futásidőtől, az elpárolgató és a kondenzátor hatékonyságától is.

További elemzést igényelnek a beáramló hőmennyiség csökkentésének lehetőségei és a hűtőkör (ezen belül az elpárolgató és a kondenzátor) hatékonyságának növelési módjai.

## 5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka 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 valósul meg.

## 6. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] ANSI/AHAM HRF-1: 2004 Energy, Performance and Capacity of Household Refrigerators, Refrigerator-Freezers and Freezers.
- [2] JIS C 9801: 2006 Household refrigerating appliances — Characteristics and test methods.
- [3] ISO 15502: 2005 Household refrigerating appliances — Characteristics and test methods.
- [4] EN153: 2006 Methods of measuring the energy consumption of electric mains operated household refrigerators, frozen food storage cabinets, food freezers and their combinations, together with associated characteristics.

A Miskolci Egyetem Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke és a GÉP folyóirat szervezésében  
**60 éves az Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszéke**  
**(volt Gépüzemtan Tanszék)**

**Jubileumi szakmai konferencia és laboravató programja**  
**2012. október 16-17.**

**Október 16 (kedd)**

- 13<sup>00</sup>: Üdvözlés: Prof. Szabó Szilárd  
13<sup>10</sup>: Megnyitó: Prof. Illés Béla dékán  
13<sup>20</sup>: Prof. Szabó Szilárd: A Tanszék története szóban és képekben  
13<sup>40</sup>: Prof. Czibere Tibor: 25 év a Tanszék élén, emlékek a Tanszék megújításáról  
14<sup>00</sup>: Kávészünet  
14<sup>15</sup>: Prof. Szabó Szilárd: Motordiagnosztika fontossága a Tanszék oktatási – kutatási tevékenységében  
14<sup>30</sup>: Csizmadia-Csiky László: Az AUDI Hungária Kft. és a Miskolci Egyetem kapcsolatrendszere  
14<sup>45</sup>: Zay Péter: Észak-Magyarországi Autóipari Klaszter bemutatása  
15<sup>00</sup>: Zentai Tamás: A Motordiagnosztikai Laboratórium

bemutatása prezentáció keretében

- 15<sup>30</sup>: A Lancsar Motordiagnosztikai Laboratórium felavatása  
15<sup>45</sup>: Zentai Tamás: A Motordiagnosztikai Laboratórium helyszíni bemutatása  
16<sup>00</sup>: Fogadás

**Október 17 (szerda)**

- 8<sup>30</sup>: Üdvözlés: Prof. Szabó Szilárd  
8<sup>45</sup>-12<sup>30</sup> Előadások a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 sz. projekt 4. sz. Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központjának 3.sz. Tudományos Műhelyében folyó K+F tevékenységéről *(az előadások anyagát lásd jelen kötetben).*

---

**TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 sz. projekt**

**4. sz. Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ**

**3.sz. Gépészeti és alternatív üzemanyag kutatások energetikai mérőcella, szélsatorna és numerikus szimuláció együttes alkalmazásával Tudományos Műhely tevékenységének összefoglalása**

***A Tudományos Műhely vezetője: Prof. Szabó Szilárd***

A Tudományos Műhely a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki és Informatikai Kar Áramlás- és Hőtechnikai Gépek Tanszékének személyi és infrastrukturális bázisán jött létre. A kutató személyzet 2 fő egyetemi tanárból, 4 fő egyetemi docensből, 3 fő egyetemi tanársegédből, 2 fő tudományos segédmunkatársból, 2 fő doktorandusz hallgatóból, 2 fő egyetemi hallgatóból és 2 fő külföldi konzultánsból áll. Munkájukat 6 fő adminisztratív és labormunkatárs segíti. A kutatás tárgyi feltételeit a tanszék gép, műszer és számítástechnikai laboratóriumai jelentik. Tudományos Műhelyen belül 5 különböző, de sok tekintetben egymással egybefüggő kutatási-fejlesztési témát foglalmazunk meg. Ezek köré csoportosítottuk a projektbeli feladatainkat az alábbiak szerint:

**1. sz. K+F: Fűtött vagy gyorsuló mozgást végző henger vizsgálata szélsatornában és numerikus szimulációval**

Az 1. számú K+F téma alap kutatás jellegű. Numerikus szimulációk és korszerű laboratóriumi infrastrukturális háttér segítségével tanulmányozzuk az áramlásba helyezett hengerek körül kialakuló áramlás- és hőmérséklet mező tulajdonságait. Specialitást az jelent, hogy a henger vagy fűtött, vagy meghatározott kényszermozgást végez.

**2. sz. K+F: Belső- és külsőégésű motorokkal kapcsolatos mérések és numerikus vizsgálatok**

A 2. számú K+F téma alkalmazott kutatás és alap kutatás elemeket egyaránt tartalmaz és főleg kísérleti jellegű. A vonatkozó vizsgálatok számára rendelkezésre állnak belsőégésű motorok és befejezés előtt áll egy motorvizsgáló diagnosztikai laboratórium is. A vizsgálatok fő iránya a motorokban eltűzelt üzemanyag minőségének hatása a motor energetikai jellemzőire,

illetve a kipufogó gáz károsanyag tartalmára. A projekt keretében megtervezésre, legyártásra került egy Stirling motor elven működő kísérleti berendezés is. E témakörben a párhuzamosan kidolgozott modellezési eljárás és szoftver validálására szolgál a kísérleti berendezés.

**3. sz. K+F: Energetikai gépek és rendszerek vizsgálata**

A 3. számú K+F téma keretében elsősorban energiatermelő áramlástechnikai gépek vizsgálata folyik. A vízturbinák mellett kiemelt szerep jut a függőleges tengelyű szélturbinák vizsgálatának.

**4. sz. K+F: Forgó áramlástechnikai gépekben kialakuló áramlás vizsgálata**

A 4. számú K+F téma keretében elsősorban numerikus szimuláció segítségével vizsgáljuk nagy fordulátú munkagépek (elsősorban fűvők) áramlási terében kialakuló sebesség és hőmérséklet viszonyokat. A cél a gépek energetikai hatásfokának javítása. A numerikus szimulációkat az általunk kifejlesztett és megépített tesztberendezés segítségével is vizsgáljuk, validációs adatrendszert szolgáltatva a szimulációkhoz.

**5. sz. K+F: Műszaki hőátviteli és energetikai folyamatok vizsgálata**

Az 5. számú K+F téma keretében két fő irányt jelöltünk ki. Az egyik a nagyteljesítményű LED fényforrások indukálta hőmérséklettér numerikus vizsgálata, párhuzamosan egy németországi egyetemen folyó mérésekkel. A másik irány az energetikai csőhálózatokban kialakuló áramlások numerikus vizsgálata az üzembiztonság növelése és az energetikai jellemzők javítása céljából.

# KÖNYVISMERTETÉS

## DR. GÁTI JÓZSEF: BÁNKI DONÁT. A MÉRNÖK GÉNIUSZ

Az Óbudai Egyetem kiadásában, Dr. Gáti József kancellár szerkesztésében 2012-ben jelent meg egy 94 oldal terjedelmű olyan kivitelű könyv, amely méltó emléket állít a műszaki, társadalmi életünk kiváló egyéniségének, az 1859. június 6-án született Bánki Donátnak.

Az Óbudai Egyetem Rektora, Rudas Imre professzor a könyv előszavában idézi azt a Kossuth mondást „A múlt a jövődönk tükré”, amely buzdít dicső elődeink példamutató életének, tevékenységének megismerésére és szellemének megőrzésére. A Gáti József könyve igazán méltóképpen állít emléket egy nagyszerű embernek és alkotónak, Bánki Donátnak és sorakoztatja fel mindazon dokumentumokat, tényeket, amelyek hitelesen alátámasztják mindazt, amit a mérnöki (és nem csupán a mérnöki) társadalomnak tudni illik a XIX-XX. század egyik hazai polihisztoráról. Mert polihisztor volt Ő annak valódi értelmében, a zseniális mérnöki tevékenység (ennek tárgyi emlékei igényes kivitelű fényképeken a könyvben megtalálhatók) mellett kiváló tanár, eredeti gondolatokat megvalósító tudós (pl. Bánki turbina) és egyben eredendő tehetséget hordozó festő is volt. Hosszan lehetne méltatni az forrásokat felkutató és ismertető könyvet, amely a következő témakörökkel foglalkozik:

- Bánki Donát ifjúsága (7-13 oldalak)
- Egy sikeres pálya kezdete (14-22 oldalak)
- A műegyetemi professzor (23-30 oldalak)
- Új mérnöki területek (31-35 oldalak)
- Nagyszabású szerkesztő-mérnöki feladatok (36-41 oldalak)
- „Új vízturbina” (42-46 oldalak)
- „Vaskapu-vízerő tervezete” (47-50 oldalak)
- Bánki, a magánember (51-53 oldalak)
- Egy sikeres életpálya lezárása (54-55 oldalak)
- Bánki Donát emlékezete (56-64 oldalak)

A fenti témaköröket jegyzetek, irodalomjegyzék, Bánki Donát megjelent írásainak jegyzéke és találmányainak fényképfelvételei (a Magyar Műszaki és Közlekedési Múzeum gyűjteményeiből) egészíti ki.

A kifejezetten gördülékeny fogalmazású könyvet olvasván engedje meg a Tisztelt (leendő) Olvasó, hogy három a dolgot emeljek ki.

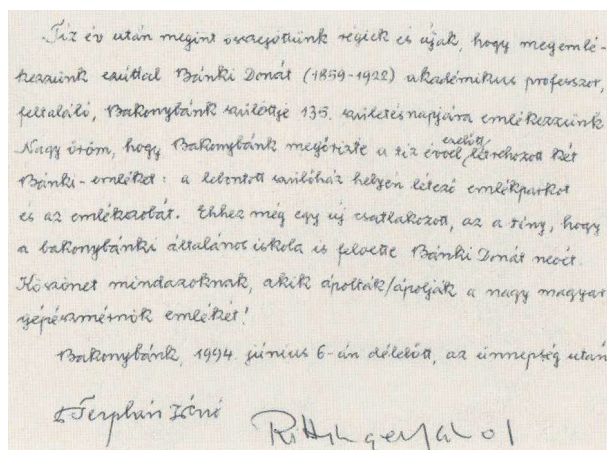
Az egyik a „Bánki” névhez kötődik. Bánki Donát édesapja ugyanis dr. Löwinger Ignác volt. A szerző, Gáti József, mérnöki precizitással, dokumentáltan végig követi hogyan ment végbe a „Löwinger-Löwinger-Bánky-Bánki” átalakulási folyamat.

A másik megjegyzésem az ismertetésben kiemelt tartalomjegyzék. Megvallom azért írtam le, mert a könyv-

ben nem találtam meg. A fejezetek címének pusztá áttekintése is meggyőzően tükrözi a Szerző logikus és egy életet, annak teljességében bemutatni szándékozó gondolkodását.

A harmadik megjegyzésem annak dicsérete és elismerése, ahogyan az Óbudai Egyetem vezetése gondolkodik. Az egyetem minden egyes kara a tudományterület megjelölése mellett minden esetben valamelyik kiváló, nemzetközi hírű hazánk fiával reprezentált. Így Bánki Donát mellett, Kandó Kálmán, Keleti Károly, Neumann János, Rejtő Sándor, vagy a Mérnökpedagógia Központ esetén Trefort Ágoston neve jelenik meg a szervezet, a kar nevében. Ez egyben arra ösztökéli az egyetem polgárait, oktatóit hogy egyrészt gyűjtsék össze az említett nagyszerű emberek, szakemberek szakmai tevékenységéhez kötődő dokumentumokat, másrészt a hallgatók ezeket megismerve már eleve példaképekkel rendelkezhetnek. Meggyőződéssel hiszem, hogy az ismertető „Bánki-könyv” a sorozat egy eleme, amely a felsorolt nevek tekintetében hamarosan teljessé válik.

A könyvet jó szívvel és teljes meggyőződéssel javaslom a szakmai társadalom minden tagjának, hallgatótól a tudománytörténet specialistájáig, hiszen mindenki megtalálhatja benne a Bánki Donátra vonatkozó dokumentumokat, összefoglalásokat Engedje meg a Tisztelt Olvasó, hogy ismertetésemet a Bánki Donát Emlékszoba átadásán (Bánki Donát születésének 125. évfordulóján) készült, általam két nagyra becsült ember, Terplán Zénó professzor és Rittinger János által fémjelzett bejegyzéssel zárjam, amely ugyancsak megtalálható Gáti József könyvében.



Toth László  
egyetemi tanár

# CONTENTS

1. A TANSZÉK TÖRTÉNETE .....	3	11. Varga Z., Kalmár L., Hellmann R.:	
2. Szilágyi G.:		<b>NUMERICAL ANALYSIS OF THE HEAT TRANSPORT</b>	
<b>NEW DUAL-FUNCTION DYNAMIC TEST CELL AT</b>		<b>PROCESS IN A UV LED MODULE .....</b>	<b>41</b>
<b>MISKOLC UNIVERSITY.....</b>	<b>5</b>	<i>The paper deals with the CFD analysis and experimental investigation of heat transfer caused by a high-powered LED in a UV LED module. The computational and experimental results are compared.</i>	
3. Baranyi L.:		12. Varga Z., Kalmár L., Jármai K.:	
<b>EFFECT OF INITIAL CONDITIONS ON FLOW PAST AN</b>		<b>NUMERICAL OPTIMIZATION OF A 3x3 UV</b>	
<b>OSCILLATING CYLINDER .....</b>	<b>7</b>	<b>LED MODULE.....</b>	<b>45</b>
<i>This numerical investigation concentrates on the effect of initial condition on the low-Reynolds-number flow past a circular cylinder oscillating in either in-line or transverse directions or following an elliptical path.</i>		<i>The paper describes the optimization of a UV LED module from heat engineering point of view. CFD simulation of the module is coupled with different numerical optimization methods.</i>	
4. Baranyi L., Daróczy L.:		13. Tugyi D., Kalmár L., Csikós M.:	
<b>FLOW PARAMETER EFFECTS ON ENERGY TRANSFER</b>		<b>NUMERICAL SIMULATION OF A WATER SUPPLY SYSTEM</b>	
<b>BETWEEN AN OSCILLATING CYLINDER AND FLUID.....</b>	<b>13</b>	<b>USING AQUIS.....</b>	<b>49</b>
<i>Mechanical energy transfer is investigated numerically in a 3D parameter phase space of low Reynolds numbers, transverse oscillation amplitude and frequency ratio within the lock-in domain to identify potential VIV risks.</i>		<i>The paper deals with the numerical analysis of a complex water supply system using commercial software package AQUIS. The package is used to build the model and to determine the operational parameters of the system.</i>	
5. Daróczy L., Baranyi L.:		14. Szaszák N., Mátrai Zs., Szabó Sz.:	
<b>FIRST- AND SECOND-ORDER TEMPORAL</b>		<b>VELOCITY DISTRIBUTION CONTROL IN A SMALL-</b>	
<b>DISCRETIZATION FOR COMPUTATION OF FLOW</b>		<b>SCALE WIND TUNNEL USING FLOW GUIDES.....</b>	<b>53</b>
<b>AROUND A CIRCULAR CYLINDER.....</b>	<b>17</b>	<i>The aim of the study is to ensure the proper velocity distribution by several compilations of flow guides in a small-scale wind tunnel using constant temperature anometry. The wind tunnel will be used in active-grid experiments.</i>	
<i>This numerical study compares 1<sup>st</sup> order Euler and 2<sup>nd</sup> order Runge-Kutta temporal discretization schemes for low Reynolds number flow around a stationary cylinder. CUP and GPGPU solvers were also compared.</i>		15. Tollár S., Mátrai Zs.:	
6. Bencs P., Szabó S., Bordás R., Thévenin D., Zähringer K.:		<b>EFFECT OF FUEL CHARACTERISTICS ON OPERATING</b>	
<b>INFLUENCE OF BACKGROUND PATTERN ON THE</b>		<b>PARAMETERS OF A ONE-CYLINDER DIESEL ENGINE.....</b>	<b>57</b>
<b>TEMPERATURE FIELD MEASURED BY BACKGROUND</b>		<i>The paper investigates the effects of three kinds of diesel fuels on the operating parameters of a one-cylinder diesel engine. Significant differences are found in the emission rates but the fuel consumptions are roughly identical.</i>	
<b>ORIENTED SCHLIEREN .....</b>	<b>21</b>	16. Handki A., Tolvaj B.:	
<i>The present contribution considers the effect of different background structures on the resulting temperature field. The objective of this work is to find the optimal dot density for the background pattern used in BOS measurements.</i>		<b>NUMERICAL ANALYSIS OF STIRLING REFRIGERATOR</b>	<b>61</b>
7. Bolló B.:		<i>In this paper a method is presented for the determination of the main characteristics of the thermodynamic processes in the workspace and regenerator of a Stirling machine assuming one-dimensional, non-isentropic, unsteady flow.</i>	
<b>IN-LINE OSCILLATORY FLOW AROUND A HEATED</b>		17. Nagy J., Tolvaj B.:	
<b>CIRCULAR CYLINDER .....</b>	<b>25</b>	<b>TRANSIENT FLOW THROUGH CAPILLARY TUBES.....</b>	<b>65</b>
<i>A heated circular cylinder is placed in in-line oscillatory flow. Effects of temperature and oscillation amplitude on force coefficients, heat transfer, and mechanical energy transfer are investigated numerically.</i>		<i>This work presents a numerical model to simulate unsteady refrigerant flow through capillary tubes. The system of governing equations is solved using the method of characteristics.</i>	
8. Hajdú S., Czibere T., Kalmár L.:		18. Nagy J., Tolvaj B.:	
<b>INTAKE FLOW PATTERN ANALYSIS OF A BANKI</b>		<b>ENERGY CONSUMPTION OF REFRIGERATORS .....</b>	<b>69</b>
<b>TURBINE BASED ON POTENTIAL THEORY .....</b>	<b>29</b>	<i>The paper analyzes the energy consumption of refrigerators. The effects of two different arrangements of the evaporator and the condenser are predicted using thermodynamic principles.</i>	
<i>The paper provides some basic information on the Banki turbine, as well as on the first results of a potential theory based flow pattern analysis which aims to investigate the streamlines in the intake section of a Banki turbine.</i>		19. <b>JUBILEUMI SZAKMAI KONFERENCIA .....</b>	<b>73</b>
9. Fodor B., Nagy J.:		20. <b>KÖNYVISMERTETŐ .....</b>	<b>74</b>
<b>ENERGETIC ANALYSIS OF A REFRIGERATOR</b>			
<b>CONDENSER .....</b>	<b>33</b>		
<i>The variation in condenser temperature range is investigated experimentally, using a thermocamera on 160-litre energy-efficient refrigerators. Temperature is measured on the wire of the condenser.</i>			
10. Janiga G., Arányi P., Kalmár L.:			
<b>STRUCTURED MESHES FOR NUMERICAL SIMULATION ...</b>	<b>37</b>		
<i>This paper gives an overview of the differences between unstructured and block-structured computational meshes for computational fluid dynamics. Several examples are also given.</i>			

# 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. Jármái 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. Kulcsár Béla  
Dr. Kalmár Ferenc  
Dr. Orbán Ferenc  
Dr. Pálincás István  
Dr. Patkó Gyula  
Dr. Péter László  
Dr. Penninger Antal  
Dr. Rittinger János  
Dr. Szabó István  
Dr. Szántó Jenő  
Dr. Tímár Imre  
Dr. Tóth László  
Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

Cooperation in the editing:  
Farkas András



### Dear Reader,

The Dudujka Valley campus of the University of Miskolc was established in 1949 with the name of the Technical University for Heavy Industry. The decade following the establishment was the era of construction and rapid development. Faculties moved to Miskolc and a series of departments were founded. As a part of this process the Department of Machine Operation was founded in 1952, along with other departments. Professor Alajos

Lancsarics was asked to be the founder of the Department. The head of the department – in harmony with the impetus typical at the time – managed to establish an efficient group of teachers and curriculum in spite of the fact that everything was still temporary. The personnel and the infrastructure needed had to be established from scratch. After the premature death of Professor Lancsarics, Professor Tibor Czibere became the head of the department and established the form of the department that exists even now. The department acquired a new name; the name “Department of Fluid and Heat Engineering” better suited the eventual educational and research profile of the department. The laboratory was built and the department moved to its present location. These changes took place in the mid- to late ‘70s. The well-established system became very successful in the areas of education, research and industrial co-operation.

The change of the system in Hungary naturally had an effect on the department. New departmental heads took over; and the industry that had provided solid support earlier started to decline. A new challenge arose, however – power engineering. From that time the Department has put special emphasis on both education and research aspects of this field.

After the turn of the millennium there were substantial reforms and changes in the life of the University of Miskolc which are comparable to the changes after the establishment of the university in Miskolc. Thanks to the European projects called TIOP and TÁMOP the University – and within the university the infrastructure of our Department – were also substantially renewed. Not only the departmental offices and laboratories became more modern from an architectural point of view but we acquired valuable up-to-date research and educational equipment and software. Staff members prepared modern teaching materials.

Now, as we celebrate the 60th anniversary of the foundation of the Department, we also celebrate its rebirth as well. To express this, during the anniversary celebrations we are going to inaugurate our newest research and educational unit, the Lancsarics Engine Test Laboratory. With this choice of name we intended to pay tribute to the major efforts of 60 years ago and to recognise the contributions of all those who met the challenges of these 60 years. Finally, let this celebration be a sign to today’s young people that it is worthwhile to make efforts and that results achieved will be rewarded and acknowledged by posterity.

September 2012

  
Prof. Szilárd Szabó

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 Publisher: 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

**Delco  
Remy**

**REMY AUTOMOTIVE HUNGARY KFT.**



**Magyarországi Értékesítés**  
**3527 Miskolc, Zsigmondy út 42.**  
**Tel.: +36/46 501-161**  
**Fax: +36/46 501-186**  
**Web: [www.remyinc.hu](http://www.remyinc.hu)**  
**[www.remyinc.eu](http://www.remyinc.eu)**

**Remy**

**CSABAcast**  
**Könnyűfémöntöde Kft.**

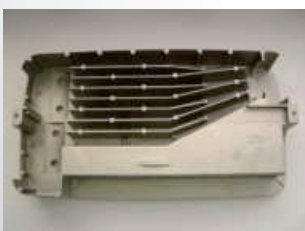
H-3032 Apc, Vasút út 1.  
Tel.: +36 37 585 432  
Fax.: +36 37 385 172  
E-mail: [info@csabacast.hu](mailto:info@csabacast.hu)  
Web: [www.csabacast.hu](http://www.csabacast.hu)

### A vállalat címszavakban

- 50 év tapasztalat nyomásos öntészetben
- 250 munkatárs
- ISO TS 16949 és ISO 14001 minősítés
- 19 öntőgép 400-1600 tonna záróerővel
- 17 maró- és esztergagép
- 80% autóipar
- 95% export az EU-ba
- ProE és Catia tervezőszoftver
- SAP
- elektronikus adatátvitel

### Az üzem tevékenysége

- Nyomásos öntés
- Mégmunkálás
- Szerelés
- Impregnálás
- Röntgenezés
- Maradékiszennyeződés labor
- Nyomásos alumíniumöntvény fejlesztés



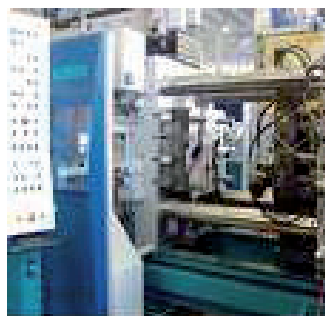
**BOSCH**

**DAIMLER**

**Miele**  
IMMER BESSER



**GETRAG**



[www.energotest.hu](http://www.energotest.hu)

## Amiből Ön rendszert építhet **ENERGOTEST** műszaki segítségével



Kenéstechnikai berendezések minden alkalmazási területre. Fáradtolaj gyűjtéshez, olaj, ablakmosó, fagyálló, gázolaj, zsír, vagy egyéb anyag adagolásához, a környezetvédelmi szabályok betartásával és az **anyagok gazdaságos kezelésével**.

Külön-külön is használható, de rendszerbe is állítható, praktikus berendezések:

- Gyűjtők,
- szippantók,
- mérő edények,
- olajadagolók,
- zsírzókocsik lábpedálos, vagy pneumatikus zsírshivattyúval,
- tömlődobok,
- légakkumulátorok,
- kármentők,
- kenéstechnika rendszerépítőelemek...

A rendszer igény szerint felhasználói szoftverrel bővíthető.

[www.energotest.hu](http://www.energotest.hu)

## Ahol szerelés - összeszerelés zajlik: **STANLEY** nyomtatóra csavarozó



- Alacsony fenntartási költségek,
- Szabadalmaztatott ATC technológia,
- Teljes körű utánszolgáltatás biztosított,
- Bővíthető rendszer

Ipari szerelősorok berendezése, amely lehetővé teszi minden csavarkötés teljes körű dokumentálását (Nyomatékgörbét is).

A berendezés vezérli, ellenőrzi az adott csavarkötést. Alkalmos automatizált gyártósoron történő használatra is.

A vezérlő kommunikációs lehetőségei: PLC, Profibus, 24 V I/O, Device Net, Ethernet.

Beépített interfész a paraméterezéshez.

**bővebb információ:**

**Tel.: 24/50-11-50**

**E-mail: [kereskedelem@energotest.hu](mailto:kereskedelem@energotest.hu)**