

Hőcserélő porozitási együtthatóinak mérése, és hűtőrendszer szimulációja

Szendrő Péter

Tudományos Diákköri dolgozat



Gépészmérnöki BSc szak
Gépgyártástechnológia szakirány
Gépészmérnöki, Informatikai és Villamosmérnöki Kar

Belső konzulens:

Dr. Titrik Ádám

Közúti és Vasúti Járművek Tanszék



Győr, 2022

Tartalomjegyzék

1. Bemutakozás	4
2. Motiváció	4
3. Az Arrabona Racing Team	5
4. Elméleti háttér	7
4.1. Alap információk	7
4.2. CFD szimulációk	8
4.2.1. Történet	8
4.2.2. Működés	9
4.3. Áramlástan	10
4.3.1. Faltávolság	12
4.3.2. Turbulencia modellek	15
4.3.3. Áramlási profil	19
4.3.4. Hálózás	20
4.4. Autóipari hűtőmag általános felépítése	22
5. Mérés	23
5.1. A mérés előkészületei, és megvalósítása	23
5.2. Kiértékelés	25
6. Szimulációs integrálás	26
6.1. Hálózás	27
6.2. Alkalmazott fizika	29
6.3. Szimuláció értékelése	29
6.4. Hálófüggetlenség vizsgálat	31
6.5. Faltávolság	31
7. Kapott eredmény összevetése a szakirodalommal	32
8. További tervek	32
9. Köszönetnyilvánítás	33
10. Összefoglalás	33

Hőcserélő porozitási együtthatóinak mérése, és hűtőrendszer szimulációja

Kivonat

Kutatásom célja az Arrabona Racing Team által használt hűtőmagok porozitási együtthatóinak meghatározása, ennek segítségével CFD szimulációba való megbízható beintegrálásuk.

Az ART-09 a sikerek ellenére is hordozott magában olyan hibákat, melyek az autó teljesítményének rovására mentek. Ilyen probléma volt a hűtőrendszer alulműködése, mely többek között a szimulációs módszer kiforratlanságának is köszönhető. Dolgozatom témájául ennek a hiányosságnak az orvosolását választottam.

Áramlástan szimulációknál kiemelkedően fontos a falak menti áramlás meghatározása, emiatt elengedhetetlen a jó turbulencia modell, és az ehhez megfelelő határreteg háló felvétele.

Ez egy hűtőmag esetén kivitelezhetetlenül nagyszámú cellát tenne szükségessé, így a reális bemodellezés nem lehetséges. A Siemens Star CCM+ ezt a hűtő tömb porózus régióval való helyettesítésével oldja meg, azonban a plauzibilis eredményhez esszenciális ennek az elemnek a pontos definiálása.

Ehhez szükséges a porozitási együtthatók meghatározása. A mérés gyakorlati célja a hűtőmag két oldala közt fellépő statikus nyomásesés levegő áramlási sebesség függvényében történő meghatározása. Ezek a pontok egy másodfokú görbével interpolálhatók, melynek másodfokú együtthatójának és lineáris tagjának a hűtőmag vastagságával vett hányadosa a Siemens Star CCM+ számára szükséges két paraméter.

A felvázolt méréshez egy szélcsatorna készült 160 mm belső átmérővel, és mintegy 4 méter hosszal. A hűtőmag két oldalán négy-négy mintavételezési pontból álló mérőperem helyezkedett el a nyomáskülönbség meghatározására, a csatorna végén pedig egy termikus anemométer segítségével mértük az aktuális légsebességet. Két ventilátor felhasználásával 5 mérési pontot tudtunk felvenni 3 és 15 m/s között.

A mérés kiértékelése után a porozitási tényezők szimulációba való beillesztése következett, melynek eredménye megegyezett a kimért értékek alapján elvárhatóval.

1. Bemutatkozás

Szendrő Péter vagyok, a Széchenyi István Egyetem hatodik féléves gépgyártástechnológia szakirányú gépészmérnök hallgatója. Tanulmányaim során leginkább a hő és áramlástan volt módom elmélyedni, így ebben a témában kezdtem el jobban elmélyíteni tudásomat.

Második egyetemi évem kezdetén jelentkeztem az Arrabona Racing Team Formula Student versenycsapatba, ahol a hajtáslánc részleg tagjaként tevékenykedem azóta is. Érdeklődési körömnek megfelelően a hűtőrendszer tervezést kaptam feladatul, melyet immáron a harmadik autónkhoz tervezhetek többedmagammal. Első csapatban töltött évem során egyedül maradtam a részegység tervezésének befejezésére, így módom volt a teljes rendszert mélyrehatóan tanulmányozni. Ebben az évben készült az ART-08-as versenyautó, mely sokkalta közelebb juttatta a csapatot a világ élmezőnyéhez, mint azt bármelyikőnk remélhette volna. E szezon során szerzett tudásomat a következő tervezési időszakban két új hűtős társammal is meg tudtam osztani, akikkel közösen terveztük az ART-09 hűtését. A csapat valaha volt legsikeresebb szezonja után pedig immár 4 főre bővült csapat dolgozik az ART-X Szengine által fejlesztett motorjának hűtésén.

2. Motiváció

Ahogy bemutatkozásom során említettem, az Arrabona Racing Team története során legsikeresebb versenyszezonját zárhatta a 2021/22-es tanév nyarán. Mindezen felemelő és dicső eredmények ellenére az ART-09 elég súlyos hibákat is hordozott magában, melyek közül az egyik legproblémásabb a hűtőrendszer alulműködése volt. Ennek következtében a motor túlmelegedett, mely a versenyeken a pilóták folyamatos figyelmét igényelte, tesztek során pedig több balesetveszélyes szituációt is okozott szétrobbanó vízcsövek, és elforrott hűtővíz formájában.

Ez csak a tervezés és gyártás során fellépő hibáknak és problémáknak tudható, mint például a túl szűk biztonsági határ, gyártási pontatlanság, figyelmetlenség, és nem utolsósorban a rendszer optimalizálására használt szimulációs módszer megbízhatatlansága. A felsoroltak közül gondos előkészületekkel, többszöri ellenőrzéssel és kellő odafigyeléssel mindegyik elkerülhető, kivéve a legutolsó. A CFD szoftverben szimulált modellek pontosításához konkrét mérési eredményekre és kutató munkára volt szükség, viszont ez is elengedhetetlen kelléke, hogy az ART-X immáron stabil termodinamikával rendelkezessen.

Emellett csapatunkban nagyon fontos a megszerzett tudásanyag megfelelő dokumentálása és oktatása, mivel tagjaink csak az egyetemen eltöltött rövid ideig dolgozhatnak az autóinkon, így a csapat összetétele évről évre jelentős mértékben változik. Újoncaink kiképzése egyike a legfontosabb feladatainknak, melyhez a legnagyobb segítség egy jól megírt tanulmány az elvégzett fejlesztésekről és kutató munkáról.

A felsorolt indokok miatt tartottam fontosnak a mérés előkészítését, elvégzését és ezen dolgozat megírását.

3. Az Arrabona Racing Team

Arrabona Racing Team a Széchenyi István Egyetem hallgatói csapata, mely a Formula Student (FS) mérnökverseny sorozatban tevékenykedik. A csapat 2014-ben alakult, ekkor még kis létszámban, azonban már az első szezonban sikerült, magyar csapatként először, egy nemzetközi FS versenyen az összesített első helyezést megszerezni. Azóta immár a tizedik szezonunk keretében töretlen lendülettel növekszik és fejlődik a közösség mind létszám, mind technikai tudás tekintetében.

A Formula Student versenysorozat célja egy kizárólag egyetemi hallgatók által tervezett és épített egy üléses Formula típusú versenyautó megvalósítása, mely a nyári versenyek során kerül megmérettetésre. A versenyeken külön belsőégésű, elektromos és önvezető kategóriák vannak. A Formula Student kihívásai szélesebb skálán mozognak egy hagyományos Formula futamnál, mivel a csapatnak nem csak a versenypályán kel bizonyítania. A statikus események keretein belül az Engineering Design eventen az autón elvégzett fejlesztések, a Cost and Manufacturing eventen többek között a költségvetéssel kapcsolatos dokumentáció, a Business Plan Presentation eventen pedig egy fiktív üzleti terv bemutatása a feladat, mely versenyszámok természetesen az összesített pontozás szignifikáns részét képezik.

A statikus versenyszámok mellett sor kerül a dinamikus eseményekre is, ahol már ténylegesen az autó képességei kerülnek felmérésre, azonban az első méterek megtételét egy szigorú gépátvétel előzi meg, melynek célja a szabályosság és a biztonságosság ellenőrzése. Négy dinamikus versenyszámunk van, a gyorsulás, mely egy 75 méteres egyenesen méri fel az autó longitudinális gyorsulását, a Skidpad, ahol egy nyolcas alakú pályán megtett körök segítségével mérhetik össze a csapatok autók oldalgyorsulási képességeit. Ezek után következik az Autocross, ami egy Formula-1-es futam időmérőjének feleltethető meg, majd az itt elért helyezések által meghatározott indulási sorrendben a legfontosabb versenyszám, az

Endurance, ami egy 21 km hosszú távolsági körverseny, melyet egy pilótacserével kell a csapatoknak végrehajtani. Emellett az autók üzemanyag fogyasztása is értékelésre kerül az Endurance alapján.

A 2021/22-es szezon messze a legsikeresebbnek mondható éve volt az ART-nak. Nem csak kijutottunk a három legrangosabb európai versenyre, de a nyár végén magunkénak tudhattuk az osztrák FSAustria összesített második helyét, a hazai FSEast összesített harmadik helyét, és a legrangosabb, német FSGermany összesített második helyét. Az 1. Ábrán az ART_09 látható.



1. Ábra: ART_09 Formula Student versenyautó [8]

4. Elméleti háttér

4.1. Alap információk

Egy versenyautó hűtésének megtervezése meglehetősen összetett feladat. Szükséges hozzá az áramlástan beható ismerete, valamint a termodinamikában szerzett megfelelő jártasság. Ezen kívül kiemelkedően fontos a többi részleg érdekeinek figyelembevétele, a teljes autó képének rendszerben való megfigyelése. Ezen vezérelvet követve megállapíthatjuk, hogy egy hűtőrendszer akkor ideális, ha az összképet nézve szinte „láthatatlan”. Optimális esetben minimális tömeggel rendelkezik, minimális légellenállása van, kiszolgálása nem fogyaszt túl sok áramot, nincs nagy inerciája, könnyen szerelhető, olcsón gyártható, nem igényel sok karbantartást, és mindennek előtt megbízható.

Mindezen követelmények teljesítése embert próbáló feladat, ezért az első tollvonás megejtése előtt érdemes a szakirodalmat kellőképpen tanulmányozni. Az ART-08 és az ART-09 egyaránt két hűtőközeggel vonja el a motorból közvetlenül a hőt. Ezek összesített hűtőteljesítménye hivatott a motort közel állandó, üzemi hőmérsékleten tartani. Mindkét versenyautó a Szengine motorfejlesztő csapat által biztosított erőforrással üzemelt, azonban a későbbi példány az eredeti 69 lóerő helyett már 75 lóerőnél is többre volt képes, mely jelentős hűtőteljesítmény különbséget jelentett. Természetesen ez az érték a legfontosabb bemeneti paraméter, mely mellett fontos ismerni a hűtőköröket folyadék oldalról, az áramoltatott tömegáram nagyságát, magát az áramló közeget egyaránt. Ezek mérése, megfigyelése és elemzése szintúgy elengedhetetlen fontosságú, azonban ezekre külön nem térek ki ebben a dolgozatban.

Mivel mindkét hűtőközeget, az olajat és a vizet is végeredményben az autó sebességéből, és a kisegítő ventilátorok teljesítményéből származó levegő tömeg hűti, így ennek a megfigyelése legalább olyan fontos, mint a többi hűtőközegé. A hűtőrendszer mindkét szegszonban az autó hátulján kapott helyet, az autó alján elhelyezett diffúzorrol áramoltatott levegő hűtötte a hőcserélőt. Ez a koncepció számos előnyt hordoz magában, mint például a kis légellenállás, a relatíve nagy levegő tömegáram, a magas hőmérsékletű alkatrészektol való nagy távolság, és a jó szerelhetőség. Hordoz azonban pár hátulütőt is, mint például az autó tömegközéppontjától vett nagy távolság, így a nagy inercia, a bonyolult felfogatás, hosszú szükséges vízcsövek, az aszfalt felett áramló levegő nyári napokon felvett nagy hőmérséklete, valamint az áramlás pontos meghatározásának szükségessége, mely a diffúzor jó hatásfokának biztosítása mellett a hűtőmag légellátása szempontjából is esszenciális.

Az áramlástan problémák megoldásában az Arrabona Racing Team aerodinamika részlegének több éves tapasztalata van, megbízható és kipróbált módszereik többször bizonyították pontosságukat a versenyszezonok során, azonban korábbi években a hűtőmag nem kapott aerodinamikailag ennyire jelentős helyet az autón. Ennek eredményeképp a hűtőmag CFD szimulációkba való integrálása új problémaként jelentkezett az ART-08 fejlesztésekor.

4.2.CFD szimulációk

4.2.1. Történet

A CFD azaz Computational Fluid Dynamics szimulációk a modern áramlástan elengedhetetlen kellékei. Elsőnek az Imperial College egy kutatócsoportja vetette fel azt az ambiciózus feladatot, hogy számítással határozzák meg egy egyszerű áramlás pontos jellegét, 1973-ban. Az elsőre használt módszernek a legnagyobb problémája az volt, hogy a kiszámolt értékek nagyon nehezen, vagy egyáltalán nem voltak mérésrel validálhatóak, így a valóság alapja az eredményeknek megkérdőjelezhető volt. Később, azonban még ebben az évben a kutatók új alapra helyezték a megoldás menetét, ahol a nyomás és a sebesség volt a két fő változó, mely lehetővé tette a Navier Stokes momentum egyenlet direkt megoldását. Érdekesség, hogy ekkor kizárólag négyzetes hálózással dolgoztak. Ennek a módszernek a kiegészítésére szükséges volt a nagy Reynolds számok esetében fellépő turbulens áramlások modellezésére egy új módszer kifejlesztése, mely Launder és Spalding nevéhez fűződik, és amely a mai $k-\epsilon$ turbulencia modell alapja.

A CFD módszereknek ekkoriban számos súlyos problémával kellett szembenézniük, mint például a számítási kapacitás hiánya, a bonyolult geometriák nehézkes kezelése, lassú konvergencia, és az időfüggő számítások megoldatlansága.

A későbbiekben, ahogy egyre több mérés és validáció mutatta meg a módszer pontosságát és sokoldalú használhatóságát, az ipar számos területén kezdték el használni. Kifejezetten nagy szerepet kapott például az erőművek hőtani sémáinak meghatározásában, turbina lapátok tervezésében és hőcserélők fejlesztésében. Mindazonáltal a mára már külön tudománnyá nőtt szimulációs ág továbbra is nagy odafigyelést és tapasztalatot igényel, hogy az egyre növekvő méretű és bonyolultabb probléma megoldásánál a valóságnak megfelelő eredményt kapjunk számítási kapacitás szempontjából a lehető legolcsóbban. [1]

4.2.2. Működés

A mai CFD szoftverek sok szempontban nem változtak az 1973-as eredeti kísérletekhez képest. A geometria kidolgozása bármilyen CAD (Computer Assisted Design) programban megtörténhet, a megalkotott alakzat CFD szoftverbe történő átimportálása pedig általában egy vektor definiált köztes formátum segítségével történik meg. A legtöbb CFD program rendelkezik saját modellező térrel is, azonban ezek rendszerint csak egyszerűbb műveletek elvégzésére alkalmasak, bonyolultabb szerkezetek kialakítása túlságosan időigényes általuk. Ez után lehetőségünk van különböző módosításokra a feldolgozandó geometriával. Áramlástani szimulációknál ilyen például egy külső régió megadása, melyből „ki tudjuk vonni” az általunk szimulálni kívánt alakzatot (szélcsatornából kivonjuk a versenyautó modelljét, hogy vizsgáljuk az aerodinamikai elemek működését). Ezen a ponton tudunk definiálni a később meghatározandó peremfeltételek szempontjából eltérő felületeket is.

A geometrián kívül meg kell határoznunk egy általános fizikát, ahol a program számára megadhatjuk, hogy milyen modellekkel számoljon, mit vegyen figyelembe, és mit hanyagoljon el, valamint milyen közelítésekkel élhet. Szimulálni tudunk stacionárius, kvázi stacionárius és instacionárius problémákat egyaránt. Stacionáriusnak nevezzük egy áramlást, ha a sebességvektor az áramlás minden pontjában időben változatlan, instacionáriusnak, ha időben változik, és kvázi stacionárius áramlásról beszélhetünk, ha a vektor egy meghatározott érték körül oszcillál. [2]

Szükséges még egy véges elemű háló kialakítása, amelynek minden cellájában a szoftver el fogja végezni a szükséges számításokat. Ennek szükségszerűen finomnak kell lennie, ám a túlságosan sűrű kialakítás felesleges számítási kapacitás igényrel bír, ami vagy felesleges számítási időt jelent, vagy pedig lehetetlenné teszi az adott hardveren a szimuláció elvégzését.

A már korábban kialakított geometrián definiálnunk kell a szimulációhoz szükséges peremfeltételeket. Itt a mérnökre van bízva, hogy milyen absztrakciókkal él, az ő feladata tudni, hogy a végeredmény szempontjából mi az, ami még elhanyagolható, és mi változtathatja meg jelentősen a végeredmény kimenetelét. A jó absztrakció szintén számítási kapacitás spórolást jelent, mely az informatika drasztikus fejlődésével is egy égető kérdés maradt a CFD területén.

4.3.Áramlástan

A 19. század utolsó harmadában tevékenykedett az áramlástan egyik legnevesebb művelője, Osborne Reynolds. Legismertebb kísérlete az áramlás lamináris és turbulens viselkedésének leírására készült, melyben egy üveg tartályból szabályozható mennyiségű folyadékot áramoltatott egy kifolyócsövön keresztül, az áramló vizet pedig megfestette. Ha az áramlás sebessége kicsi volt, a festék csík egyenesen, jól elkülöníthetően végigfutott a csövön. Ekkor az áramlás lamináris, azaz réteges, az áramlás stacionárius, a sebességvektorok a folyadék bármely pontján időben változatlanok. [2]

Az áramlás sebességét növelve azt tapasztalhatjuk, hogy a festékszál az egyenes vonal helyett igen bonyolult örvényszerű áramlást tár elénk, mely időben változó, instacionárius, a vízmolekuláknak időtől függő csőtengelyre merőleges sebességkomponense is van. [2]

Reynolds meghatározta, hogy az áramlás jellege nem csak az átlagos sebességtől függ, hanem a folyadék fizikai tulajdonságaitól és a cső átmérőjétől is függ. Ez alapján a folyadékáram leírására megfogalmazható a Reynolds-szám: [2]

$$Re = \frac{v * d * \rho}{\mu}$$

(1)

Ahol:

$v = \frac{1}{T} \int_0^T \underline{v} dt$, az áramlás átlagos sebességének nagysága

T = átlagolási időtartam

d = cső átmérője

ρ = folyadék sűrűsége

μ = folyadék dinamikai viszkozitása

A kontinuumok viszkozitása függ a közeg hőmérsékletétől, azonban ez a halmazállapot milyenségével változik. Gázok esetében a hőmérséklet növelésével növekszik a közeg különböző rétegei közt fellépő lendület csere, melynek következtében a viszkozitás is nő, folyadékoknál azonban ennek az ellenkezője figyelhető meg. Mivel itt az átlagos molekulák közti távolság sokkal kisebb, ezért a köztük lévő vonzó hatás nagyobb jelentőséggel bír, mely azt eredményezi, hogy a növekvő hőmérséklet következtében létrejövő molekulák által végzett hőmozgás a részecskék közti átlagos távolság növekedéséhez vezet, mely végeredményben a viszkozitást redukálja, a köztük fellépő vonzó erő csökkenése képében.[2]

Ha az egyszerű áramlásokba különböző testeket helyezünk, különös jelenséget tapasztalhatunk a test körül kialakuló áramlások vizsgálatakor. A test felületei mellett egy viszonylag vékony régió, úgy nevezett határréteg alakul ki. Azoknál a testeknél, ahol a folyadék nedvesíti a fal felületét, életbe lép az úgy nevezett tapadási törvény, mely szerint a fal közvetlen közelében lévő részecskék sebessége mindig 0. Ahogy távolodunk a faltól, az áramlás sebessége meredek növekedéssel hamarosan felveszi az áramlás általános sebességét. Ebben a régióban a fal által okozott súrlódásnak döntő szerepe van.

Az áramlás pontos leírásához elengedhetetlen a határréteg ismerete. Megfigyelhető, hogy az áramlásba helyezett próbatest áramlással párhuzamos oldalélének függvényében a határréteg áramlásra merőleges vastagsága folyamatosan növekszik, azonban ez a növekedés eltér turbulens és lamináris áramlás esetén. [2]

Lamináris áramlásnál:

$$\frac{\delta}{x} = \frac{5}{\sqrt{Re_x}} \quad (2)$$

Turbulens áramlásnál:

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0,14}{\sqrt[4]{Re_x}} \quad (3)$$

Ahol:

δ = a lamináris áramlásnál kialakuló határréteg adott pontban vett vastagsága

x = a falszakasz áramlás irányában vett hossz

Re_x = A Reynolds-szám sík lap elejétől mért távolsággal, áramlás sebességgel és kinematikai viszkozitással képzett alakja

$$Re_x = \frac{V * x}{\nu} \quad (4)$$

Észrevehető, hogy turbulens áramlás esetén a Reynolds-szám hatása sokkal kisebb a határréteg vastagságára, mint lamináris esetben, mely kvázi áramlási sebesség függetlenebbé teszi a turbulens határréteget. [2]

Mindennemű valós közeg áramlása hat a vele interakcióba lépő, például áramlást határoló, vagy áramlást gátoló felületekre. Az áramlás irányával merőleges normálisú felületek

súrlódásának kontinuumra kifejtett feszültségét fali csúsztató feszültségnek nevezzük ($\tau_0[Pa]$). Az áramlás rétegei között továbbadódik ennek a csúsztatófeszültségnek a hatása (melynek nagysága egyenesen arányos a folyadék nyírás által létrehozott deformációs sebességével). Ennek a hatásnak a kifejezésére született meg a súrlódási sebesség, u^* . [2]

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$$

(5)

Ahol:

ρ = a közeg sűrűsége

Instacionárius és kvázistacionárius turbulens áramlások esetén a sebességvektor nagysága és iránya folyamatosan változik. Ennek a fluktuációnak a mértékét jellemezhetjük a sebességingadozás vektorral $\underline{v}'$. Emellett ezeknél az áramlásoknál a közeg átlagsebessége egy kellően hosszú (örvények elhaladásánál jelentősen hosszabb) időintervallum során az egyes pontok sebességének integráljával vett értéként értelmezhető. [2]

$$\underline{\bar{v}} = \frac{1}{T} \int_0^T \underline{v} dt$$

(6)

Ezen meghatározások segítségével bevezethetjük a keveredési úthossz ℓ definícióját, mely az adott sebességingadozással rendelkező folyadékegységnek az áramlásiránnyal merőleges elmozdulási potenciálját adja meg. [2]

$$\ell = 0,09 * \delta$$

(7)

4.3.1. Faltávolság

A határréteg több meglehetősen eltérő karakterisztikájú elemből tevődik össze. Ezeknek a jellemzése nem könnyű feladat, ugyanis a különböző anyagok és áramlási körülmények számtalan módon meg tudják változtatni ennek a régióknak a jellegét. Mindezekről független dimenziótlan mennyiség a faltávolság y^+ . [2]

$$y^+ = \frac{y * u^*}{\nu} = \frac{y * \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}}{\nu}$$

(8)

Ahol:

y = a faltól vett távolság

u^* = surlódási sebesség

ν = áramlási sebesség

Ennek a mennyiségnek a segítségével a síkfal melletti határréteg x eltérő viselkedésű elemre bontható: [3]

- Viszkózus (lamináris) alapréteg: $y^+ < 5$

A viszkózus alaprétegben a sebesség eloszlás a faltól mért távolsággal egyenesen arányos, a fal közelsége miatti erősen érvényesül a fali csúsztató feszültség hatása, így az áramlás lamináris. Az áramlási sebesség következőképp számolható: [2]

$$v_x = y^+ * u^*$$

(9)

- Átmeneti réteg: $5 < y^+ < 30$

Az átmeneti réteg a viszkózus határréteg és a logaritmikus faltörvény által jellemezhető tartomány közti átmeneti szakasz. Ha az itt fellépő áramlási sebességet y^+ függvényében ábrázoljuk, egy konkáv függvényszakaszt kapunk, a pontos sebesség azonban analitikusan nem jól definiálható. Ebben a tartományban már kezd dominálni a turbulens jelleg. [2]

- Univerzális (logaritmikus) faltörvény érvényességi tartománya: $30 < y^+ < 300$

Prandtl három közelítő feltevését alkalmazva:

- A fal közelében a keveredési úthossz 0, távolabb a távolsággal egyenesen arányos.
 - A fal közvetlen közelében fellépő csúsztatófeszültség állandó, egyenlő a fali csúsztatófeszültséggel.
 - A határréteg falhoz közeli részén az áramlás irányú sebesség y növekedésével nő.
- Ebben a tartományban az áramlás sebessége az univerzális faltörvénnyel leírható. Az áramlás kizárólag turbulens. [2]

$$\frac{v_x}{u^*} = \frac{\ell}{\kappa} * \ln \frac{yu^*}{\nu} + K$$

(10)

Ahol:

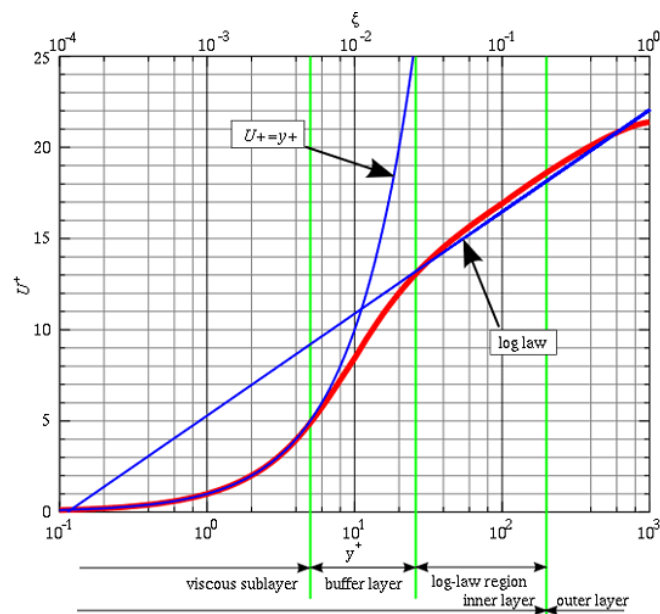
κ = Kármán együttható, kimért érték = 0,41

K= kimért érték = 5

ν = áramlási sebesség

- Szabad áramlás régiója $300 < y^+$
Valójában már nem a határréteg része, azonban a teljesség kedvéért belevettem a listába. Itt már az áramlásra jellemző karakterisztikának felel meg. [2]

A 2. Ábra a közeg áramlási sebességét ábrázolja a faltávolság függvényében a fent tárgyalt régiókban.

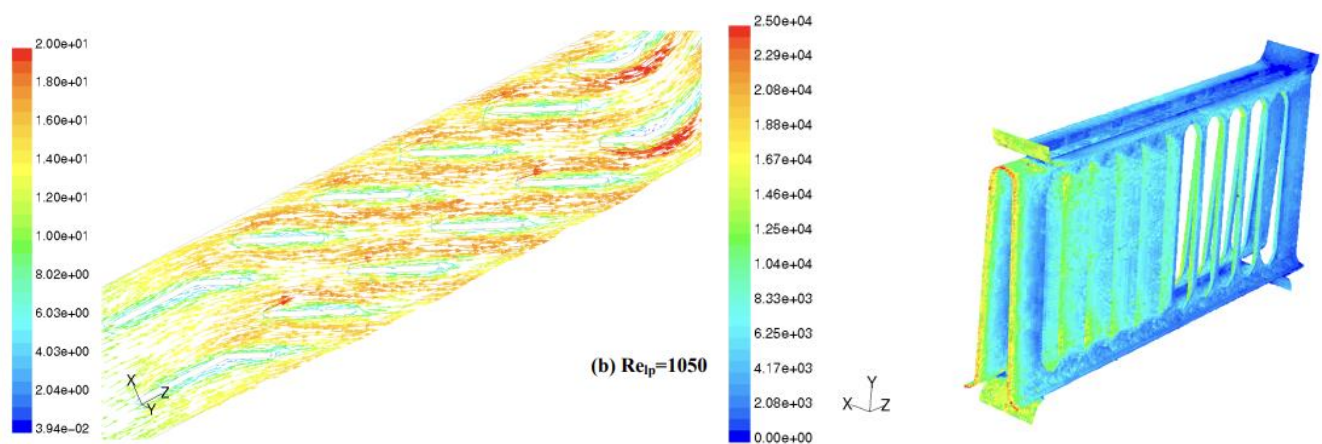


2. Ábra: Falmenti áramlás sebessége az y^+ függvényében [3]

Érdekes megjegyezni, hogy a turbulensen áramló közegben a hő- és anyagátadás több nagyságrenddel magasabb a laminárisnál. Azt tapasztaljuk, hogy turbulens esetben a sebességmegoszlás a faltól távolodva hamar ellaposodik, ami csak úgy lehetséges, hogy a kontinuumban (szinte) állandó viszkozitás mellett a turbulens viszkozitás több nagyságrenddel nagyobb (turbulens viszkozitás alatt azt a viszkózus hatást értjük, melyet az örvénylő kontinuum fejt ki a folyamatos szabálytalan keveredéssel). A turbulens régióban így

a közeg olyan tulajdonságokat mutat, mintha sokkal nagyobb viszkozitású anyag lenne. Ezzel párhuzamosan a hővezetés és a diffúzió is több nagyságrenddel intenzívebb a molekuláris párjuknál, melyek a viszkózus határrétegben dominálnak. A felsoroltakból következik, hogy a hőátadás tekinthető úgy, hogy valójában az egyre szélesedő turbulens határréteg veszi fel az elvezetett hőt, nem pedig klasszikus értelemben vett hővezetés történik. [2]

Azonban az is egyértelmű, hogy a turbulens réteg vastagodásával párhuzamosan a lamináris alapréteg is szélesedik, mely gátolja a hőátadást. Ezt a problémát küszöbölik ki az apróbordás hőcserélők, ahol a lemezek megszakításaival mindig újonnan kell felépülnie a határrétegnek, így maximalizálva a potenciális hőátadást.[2] A 3. Ábra egy hőcserélő kapillárisai közti egység hőáram eloszlásának $[\frac{W}{m^2}]$, és a kapillárisok közti középsík levegő áramlási sebességének $[m/s]$ szimulált képét mutatja.



3. Ábra: Hőcserélő metszetének szimulált áramlásképe (kapillárisok közti középsík levegő sebesség, hőáram) [4]

4.3.2. Turbulencia modellek

Newtoni folyadékoknak nevezzük azokat a folyadékokat és gázokat, ahol a csúsztató feszültség és az általa létrehozott deformációsebesség egymással egyenesen arányos. Ezeknél a közegeknél a mozgásegyenlet a turbulens viselkedéseket is pontosan leírja.

Összenyomhatatlan közeg áramlási terében valamennyi skaláris mennyiség pontosan leírható a transzportegyenlettel (a mozgás- és a transzportegyenlet részletes tárgyalásától az egyszerűség kedvéért eltekintek, ugyanis ennek pontos ismerete szorosan nem szükséges a témához). Ez a két egyenlet parciális differenciálegyenlet rendszert alkot, mely által leírt jelenségek kísérleti tanulmányozása igen költséges folyamat, ezért a modern mérnöki problémák kapcsán egyre nagyobb teret kapnak az analitikus megoldások:

- Direkt numerikus megoldás (DNS): A lehető legideálisabb megoldási mód természetesen az egyenlet numerikus kifejezése, mely minden fellépő örvényt

pontosan képes leírni, így a teljes áramlás egzakt térképe rendelkezésre áll.

Természetesen a probléma nem ilyen egyszerű, ugyanis ilyen szintű leírás nagyon magas szintű „képfelbontást” igényelne. Az elégséges pontosság eléréséhez a legkisebb örvény több cellára való bontása elvárható, vagyis hatalmas számú cellára lenne szükség egy egyszerű geometria modellezéséhez is, melyhez a szükséges számítógépes kapacitás jelenleg még nem áll rendelkezésre. [2]

- Nagy örvény szimuláció (LES): itt a DNS egy leegyszerűsített verziójáról beszélhetünk. Az alap feltevés lényege, hogy az áramlás karakterisztikáját alapvetően a legnagyobb örvények határozzák meg, az adott felbontás igényűnél kisebbeket pedig valamilyen turbulencia modellel helyettesíti. Ez a módszer jelenleg a mérnöki munka fejlesztésének az élvonalát képviseli, a legkomolyabb, magas pontosságot igénylő, bonyolult problémák megoldására ezt a módszert alkalmazzák. Fontos megjegyezni, hogy csak háromdimenziós modelleknél és instacionárius eseteknél működik. [2]

A további ténylegesen turbulencia modellek esetén már nem a konkrét áramlás modellezéséről, vagy analitikus megoldásról beszélhetünk. Ezek a módszerek a turbulens áramlás finomsztruktúrájának időbeli átlagával dolgoznak, mely a kisebb örvényeket teljességgel figyelmen kívül hagyja, ezek hatását látszólagos feszültségekkel fejezi ki. Nyilvánvaló előnyük a számítási kapacitás akár több nagyságrendbeli csökkentése, azonban természetesen mindez csak a részletek és a pontosság rovására tehető meg. Mindezek miatt kiemelkedően fontos jól ismerni az általunk használni kívánt turbulencia modellek működését, előnyeit és hibáit, ugyanis habár működésük hasonló, egyes szimulációknál a jó modell kiválasztása elengedhetetlen a lehető legpontosabb közelítés eléréséhez. [2]

Ezeket a turbulencia modelleket működésük alapján csoportosíthatjuk. Alapvetően (összenyomhatatlan és állandó viszkozitású közegeknél) a mozgás egyenlet 3 irányára vonatkozó képlet és a kontinuitás egyenlet egy 10 ismeretlenes (szimmetrikus látszólagos feszültségtenzor 6 ismeretlene, nyomás, és az átlagsebesség vektor 3 komponense) differenciálegyenlet rendszert alkot, melynek zárt alakba hozásához van szükség a turbulencia modellek által szolgáltatott kiegészítő egyenletekre. Ennek a megközelítésére alapvetően kettő módszert találhatunk a modellek között: [2]

- a) A turbulens viszkozitás meghatározásával operáló modellek: ezek a közelítések bevezetik a turbulens viszkozitást, melynek segítségével és a

deformációsebességgel a tér adott pontjában az összes látszólagos feszültséget definiálni tudja. Fontos megjegyezni, hogy izotróp eredményt ad, viszont a valóságban csak a kis örvények ilyenek. [2]

b) A Reynolds-feszültségek meghatározásával operáló modellek:

Ezek a módszerek 6 további egyenletet vezetnek be a Reynolds-feszültségek meghatározásához. Ezen nagyszámú további műveletnek köszönhetően nagy a számítási költségük, tehát ipari jelentőségük kevés. Nagy előnyük azonban, hogy anizotróp turbulenciát is ki tudnak fejezni. Mivel szimulációs szempontból kis jelentőséggel bírnak, a továbbiakban nem tárgyalom őket részletesen.[2]

A turbulens viszkozitásra építő modelleket további négy csoportra tudjuk bontani működésük szerint.[2]

- Állandó viszkozitás modellek:

Ez a közelítés akkor adhat elfogadható eredményeket, ha az örvények szerepe meglehetősen kicsi, mint pl. nagy tömegek, vagy ahol a viszkozitás nagyon kevésbé változik. [2]

- Algebrai képlet modellek:

Ezek olyan tapasztalati úton meghatározható modellek, melyek a sebességtér ismeretében, és számos mérés eredményeként születnek. Hő- és anyagátadást az örvényviszkozitás segítségével számolnak. Hiányossága, hogy a szabad áramlások ez alapján nem számolhatóak. [2]

- 1 egyenlet modellek:

Arra a feltevésre építkeznek, hogy a turbulens viszkozitás az anyagjellemzőkhöz hasonló érték turbulens áramlások esetén, azonban ebben az esetben a disszipációt és a produkciót is figyelembe kell venni. [2]

- 2 egyenlet modellek:

Ennek a kategóriának további három csoportját különböztethetjük meg, miszerint beszélhetünk turbulencia hosszléptékre és kinetikai energiára, turbulens kinetikai energiára és disszipációra, valamint turbulens kinetikai energiára és specifikus disszipációra támaszkodó modellekről. [2]

A különböző közelítő módszerek tárgyalása előtt fontos még definiálni a jobb megértéshez a turbulens disszipáció fogalmát, mely az örvény egységnyi tömegében tárolt energia elnyelődésének nagyságát írja le $[\frac{m^2}{s^3}]$, mértéke arányos a turbulens kinetikai energiával.

Ennek társa a turbulens produkció, ami pedig az örvény által tárolt mozgási energia mennyiségének növekedését fejezi ki. [2]

Az iparilag legfontosabb, leggyakoribb turbulencia modellek:

- K- ϵ :
a modell a turbulens kinetikus energiának (K) és a disszipációnak (ϵ) mértékével számol, a két egyenletes módszerek közé tartozik. [2] Alapvetően elmondható, hogy a K- ϵ a legáltalánosabban használt közelítő eljárás, mely könnyen konvergál, és a legtöbb mérnöki problémát elfogadható pontossággal tudja megoldani. Hátránya, hogy a falak közelében nem a legpontosabb, és hogy nagy hőmérséklet és nyomás gradienseket nem jól kezel. [5]
- K- ω :
a turbulens kinetikus energia (K) és a specifikus disszipáció (ω) meghatározására épülő közelítő eljárás. [2]

$$\omega = \frac{\epsilon}{k}$$

(11)

Előnye, hogy a falak mentén pontosabban számol, mint a K- ϵ , azonban sokkal nehezebben konvergál, és érzékenyebb a peremfeltételek pontos megadására, emiatt speciálisabb esetekben használható csak jól. [5]

- SST:
ez a modell kombinálja az előzőekben említett K- ϵ és K- ω modelleket az alapján, hogy hol melyik ad pontosabb értéket. Eszerint a szabad áramlások esetén a K- ϵ , míg a falak közelében a K- ω aktív. Előnye a nagy fokban megbízható eredmény, azonban a peremfeltételek és egyéb kondíciók megadására különösen érzékeny ez a modell, valamint számítási igénye is jelentősen nagyobb a két korábbi, egyszerűbb társánál. [5]
- Low Re K-Epsilon:
Alacsonyabb számítási igényű turbulencia modell, mely nem használ közelítő falfüggvényeket, melyek az átmeneti réteget elhanyagolják, a viszkózus alaprétegre pedig nem nulla sebességet vesznek fel. Így a határrétegek kiemelkedően pontos számítása lehetséges, azonban ez csak a sűrű határréteg háló árán működik. Magasabb Reynolds-számok esetén még további háló sűrítés szükséges. [5]

- Spallart-Allmaras:
Az egy egyenletű turbulens viszkozitás meghatározására épülő turbulencia modellek tipikus példája. [2] A hadi- és repülőipar fejlesztette ki, előnye, hogy a pl. a szárnyprofilok menti áramlásokat kivételes pontossággal adja vissza, azonban a leválások után rohamosan veszít a pontosságából. A kevés extra egyenlet miatt számítási kapacitáskímélő módszer. Használati területei: ventilátor lapátok, szárnyprofilok, felületek menti áramlások. [5]
- V^2 -f:
Ciklotron örvényleválasztókhoz kifejezetten alkalmas, azonban 4 külön egyenlete miatt magas számítási igényű módszer, ezért kevésbé elterjedt. Ez egy a Reynolds-feszültségek meghatározásával működő módszerek közül. [5]

4.3.3. Áramlási profil

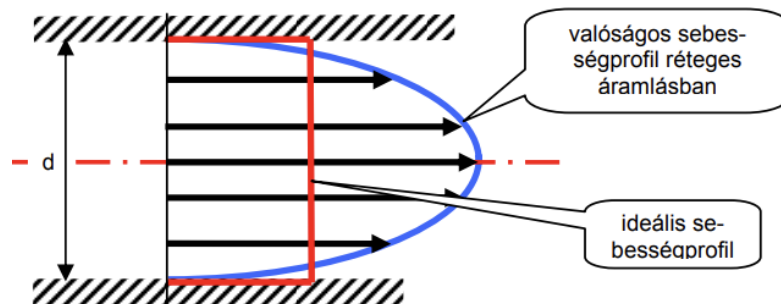
Ebben az alfejezetben végig feltételezzük, hogy az áramlás összenyomhatatlan és szabad felülettel nem rendelkezik, vagyis zárt.

Az áramlásnak a Reynolds-szám függvényében két karakterisztikus típusa lehet, turbulens, és lamináris (valamint természetesen létezik a kettő közötti átmenet is). Nagyjából $Re=2300$ környékén történik meg a lamináris-turbulens áramlás, mindazonáltal teljesen zavarmentes áram esetén ez a szám feljebb is tolható. Ebben az esetben azonban a legkisebb zavar esetén is robbanásszerűen megy végbe a turbulenssé alakulás. [2]

Ideális sebességprofil feltételezésekor a kontinuum súrlódását, és valós esetekben a falnál fellépő tapadási törvényt egyaránt elhanyagoljuk, így a közeg minden pontján azonos nagyságúak, és egy irányba mutató sebességgel rendelkeznek az elemi folyadékegységek. Lamináris áramlás esetén az áramló folyadékegységek sebességvektorai a csővel szintén párhuzamosak, a folyadék rétegei közt (szinte) nincs keveredés, azonban ebben az esetben a folyadékprofilt a falnál és a rétegek között fellépő súrlódás határozza meg. A sebesség nagysága a faltól távolodva növekszik, és az áramlás középpontjában veszi fel a maximális értéket. Ennek eredményeképp (kerek csövet feltételezve) egy másodfokú forgási paraboloid alakját veszi fel, melyet a 4. Ábra ábrázol. A maximális áramlási sebesség nagysága függ a cső átmérőjétől, falánál fellépő csúsztatófeszültségtől, a cső hosszától és a kontinuum dinamikai viszkozitásától. Paraboloidságának kihasználásával megállapíthatjuk, hogy az átlagos áramlási sebesség a maximális sebesség nagyságának fele. [6]

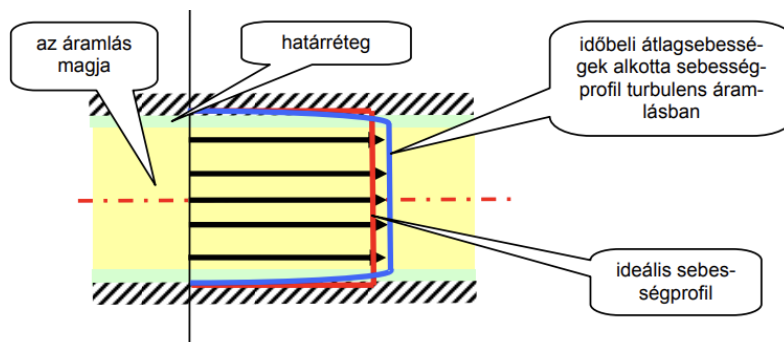
$$\bar{c} = \frac{c_{max}}{2}$$

(12)



4.Ábra:Lamináris áramlási profil [6]

Turbulens áramprofilról $Re > 2300$ esetén beszélhetünk. Amennyiben a közeg örvénylése következtében igen nagy változatosságot mutató sebességvektorokat időben átlagoljuk, azt tapasztaljuk, hogy a fal melletti határréteg kivételével (ahol természetesen a 0 m/s-tól meredeken közelíti a cső közepén fellépő áramlás sebességét a folyadék) az átlagsebességek az folyadékegység faltól vett távolságától függetlenek, szinte azonos nagyságúak. A Reynolds-szám növekedésével ennek a régióknak a nagysága egyre jelentősebb, a határréteg elvékonyodik, és $Re > 10000$ felett jó közelítéssel elhanyagolható, ugyanis ekkor már elég közel áll a turbulens áramlási profil az ideálshoz. A határréteg és a turbulens terület között átmenet figyelhető meg. [6] A turbulens áramlás során felvett sebességprofil a 5. Ábrán figyelhető meg.



5. Ábra:Turbulens áramlási profil [6]

4.3.4. Hálózás

Az áramlástan és geometriai ismeretek birtokában meg kell említeni a CFD szoftverek hálóképzését. A 4.3 fejezetben tárgyaltak együttes figyelembevétele minden esetben szükséges a pontos végeredmények eléréséhez, ugyanis a háló valójában a szimulációnk felbontása. Minél nagyobb problémával nézünk szembe, annál fontosabb tudni, hogy hol

tudunk spórolni a hálónk sűrűségén, és hol fontos a finomszerkezet, mert az összetettebb turbulencia modellek, és az összetettebb peremfeltételek magukban is nagyságrendekkel tudják megnövelni a szükséges számítási kapacitást, melyet csak tetéz a szükségtelenül felvett hálópontokon való megoldás.

Ennek az elvnek a minél jobb kihasználását teszik lehetővé a modern CFD programok a számtalan háló karakterisztika beállítási opcióval. Az eredeti négyzetes hálózás helyett ma választhatunk polihedrális, tetrahedrális és a hagyományos négyzet alapú metódus közül, a program maga javítja a hálóhibákat, és sok esetben az egész hálót is képes magától felépíteni a beállított peremfeltételekhez igazítva. Mindazonáltal az emberi tényező nem zárható ki teljesen, továbbra is szükséges a hálók visszaellenőrzése, a szükséges irányadó paraméterek testre szabása, esetleges hibák kijavítása.

Áramlástan szimulációknál különlegesen fontos a határrétegek megfelelő hálózása a 4.3. fejezetben leírtak alapján. Módunk van direkt határréteg háló beállítására, ahol a határréteg vastagságát, a cellák számát, és az egymás melletti cellák vastagságának hányadosát tudjuk klasszikusan beállítani, de számos más definiálási móddal is találkozhatunk. Az alapvető elvárás ezzel a határréteg hálóval nagyban eltérhet a kiválasztott turbulencia modell függvényében, ugyanis pl. a közelítő falfüggvények jelenléte kisebb felbontású határréteg hálóval is relatíve jó eredményhez vezet, de sosem lehet olyan pontos, mint a sokkal sűrűbb hálóval operáló, falfüggvény nélküli modellek.

Azoknál a módszereknél, ahol elég a határréteg hálót sűrűre venni az általános irányelv, hogy a legkisebb cella teljességében a viszkózus alaprétegben helyezkedjen el, valamint az $y^+ < 300$ tartományon belül érdemes körülbelül 10-15 cellát elhelyezni. [3] A CFD programok (általában a szimuláció lefutása után) ki tudják jelezni a modell falai mellett lévő hálóra vonatkoztatott y^+ értéket, melynek ellenőrzése minden esetben ajánlott. Amennyiben a dominánsabb helyeken 5 alatti az érték, a hálónk jó eredményeket tud produkálni a falak mentén, azonban ökölszabályként megjegyezhető, hogy az $y^+ 100$ felé nem mehet.

Ha végiggondoljuk ezen követelmények jelentését egy hűtőmagra alkalmazva, könnyen beláthatjuk, hogy a számos kapilláris és számtalan borda által tagolt légtér határréteg által támasztott igényeknek megfelelő hálózása elfogadhatatlanul magas cellaszámot jelentene csak a magra nézve is. Ennek a problémának a kiküszöbölésére a hasonlóan bonyolult geometriájú alkatrészek modellezésének megkönnyítésére, valamint számolási kapacitás felmentésére a Siemens Star CCM+ programban módunk nyílik alkatrészeinknek porózus régióként való

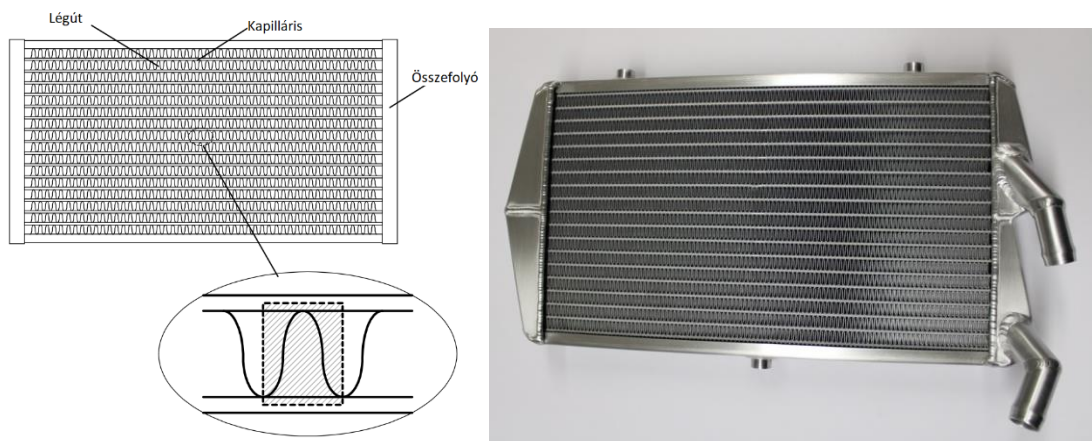
figyelembe vételére.

Ebben az esetben a radiátor effektív hűtőmag része egy szimpla téglatestre egyszerűsödik, melynek kettő irányfüggő porozitási együtthatót kell megadnunk. Ezek a porózus viszkozitási ellenállás, mely az anyag viszkozitásából származó belső súrlódás hatását hivatott mérni, [], valamint a porózus inercia ellenállás, ami pedig a porózus régióban örvénylő anyag sebességéből adódó belső ellenállást modellelzi.

Dolgozatom témája ezeknek az együtthatóknak a kísérleti meghatározása.

4.4. Autóipari hűtőmag általános felépítése

Egy hűtőmag több szekcióból áll. A víz be és elvezetéséhez szükséges egy-egy leömlő, melyek áramlástan optimalizálása szintén feladataink közé tartozik. Emellett a hűtőmag kialakításától függően jelen lehet egy vízfordító, ám a legkarakterisztikusabb része egyértelműen maga a hőcserélő felület. Ez a szekció keskeny kapilláris csövekből, és lemezekből épül fel a maximális hűtőfelület eléréséhez. Általánosságban elmondható, hogy a turbulens áramlások jobb hőátadási tényezőt (lásd: 4.3.1. vége) eredményeznek, ezért a legtöbb felületi hőcserélő lemezes része olyan módon van kialakítva, hogy a köztük elhaladó levegő a lehető legturbulensebben áramoljon, így elérve a legjobb hatásfokot. A 6. Ábra egy sematikus hűtőmagot, és az ART_09 versenyautóban felhasznált egyedi tervezésű radiátort ábrázolja.



6. Ábra: Hűtőmag sematikus ábrája [4], és az ART_09 hűtőmagja [8]

5. Mérés

A mérés felállításánál több szempontot kellett figyelembe vennem. A legtöbb Formula Student versenycsapat igen szűkös költségvetéssel rendelkezik, mely az év során számos irányba szükségeltetik, ezért nagyon fontos a rendelkezésre álló anyagi erőforrások jól megfontolt felhasználása. Amennyiben lehetséges, igyekszünk az alkatrészek gyártását, a nyersanyag beszerzéseket is szponzorációk útján megoldani, a szükséges méréseket kölcsönzött mérőeszközökkel kivitelezni. Nem volt ez másként ebben az esetben sem, igyekeztem minden szükséges mérőeszközt és strukturális elemet a tanszékekről kölcsönözni, avagy a legköltséghatékonyabban megoldani.

Az anyagi vonzat mellett természetesen még fontosabb szempont a mérés megbízhatósága, a valós és pontos eredmények produkálása, ugyanis enélkül az egész procedura eredménytelennek mondható, vagy ami még rosszabb, hamis értékeket produkál, melyek a teljes tervezési folyamatot félre vihetik, így aláaknázva a megbízható autó építését.

5.1. A mérés előkészületei, és megvalósítása

A mérést gondos tervezés előzte meg, a fentebb felsorolt vezérelvek figyelembevételével. A hűtőmag méretei természetesen adottak voltak, a méréshez az ART-05 radiátorát használtam, mely már nem volt egyik autóba sem beépítve. Fontos megjegyezni, hogy ennek az effektív hőcserélő felülete teljesen megegyezik az általunk jelenleg is használt hűtőmagokkal. A 32 mm vastag felületi hőcserélő 8 mm-es kapilláris kiosztással, és 2 mm széles kapillárisokkal rendelkezik. Mivel a jövőben is ennél az alapnál tervezünk maradni, használható a mérés elvégzéséhez.

A stabil és kifejlett levegőáramlás kialakításához a ventilátor után ökölszabály szerint legalább 10 csőátmérő hosszúságú szakaszt kell hagyni, hogy stacionáriusnak tekinthessük az áramló levegőt. Részben emiatt döntöttem a 160 mm átmérőjű csatorna kialakítása mellett, valamint ez a méret könnyen beszerezhető, raktáron megtalálható, és anyagi szempontból is jelentősen kedvezőbb, mint a másik opciót jelentő 200 mm átmérőjű társa. A felületi minőséget tekintve két választásom volt, a jelentősen olcsóbb flexibilis légtechnikai cső, valamint a hagyományos PVC KG csatornacső. Végül az ár ellenére is a csatornacső mellett döntöttem, ugyanis az áramlás szempontjából nem elhanyagolható a sima határfelület, és a visszamodelllezhetőség is szinte lehetetlen a flexibilis csöveknél.

Szenzorika és ventilátor oldalról a tanszékek eszközeit kértem kölcsön a mérés végrehajtásához. A kísérlet lényege az áramlási sebesség függvényében felmerülő nyomáskülönbség mérése a hűtőmag két oldalán, mely elméletileg egy másodfokú görbével közelíthető. Ez alapján szükségem volt a nyomás mérésére két pontban, valamint a kilépő légsebesség mérésére. A Járműfejlesztési Tanszék segítségével a két nyomásmérési pontot egy eszközzel tudtam lefedni, a PCE-P05 kézi nyomásmérő felhasználásával, valamint egy termikus anemometer (Testo 405i – hődrótos légsebességmérő) felhasználásával a légsebességet megbízhatóan tudtam dokumentálni.

A nyomás megbízható érzékeléséhez egy-egy 4 nyomásvételezési pontból álló mérőperem kialakításával biztosítottam, melyek vékony szilikon csövek segítségével alkalmasak voltak a statikus nyomás megfigyelésére. A légcsatorna és a szilikon csövek illesztését butil-gumival szigeteltem (7.Ábra). A két csőhálózat kialakítása után nem volt más dolgom, mint rákötni a mérőeszközre a kimenő ágat.

A légcsatorna két oldalát szintén butil-gumi felhasználásával, valamint az egyszerűség elvét követve szigetelő szalaggal rögzítettem a hűtőmaghoz, ahogy a 8. Ábrán látható.



7. Ábra: A mérőperem kialakítása



8. Ábra: Beépített hűtőmag

A kellő levegő térfogatáram kialakítását és a szükséges mérési tartomány lefedését két különböző ventilátor felhasználásával tudtuk biztosítani. A nagyobb értékekhez egy Klimawent WP-8-E szélgépet vettünk igénybe (1,5 kW), a kisebb értékekhez pedig egy Cairox Duct Fan TT Mix Pro 160(50 W) került beépítésre (9.Ábra). Ezeknek a fojtással és elégtelen szigeteléssel való szabályozásával öt darab stacionárius pont felvételét tudtuk biztosítani 3,8 és 14,8 m/s légsebesség között. Mivel az autó átlagos sebessége egy Endurance

versenyszám során 15 m/s ezért ez a skála a működési tartomány szempontjából releváns nagyságrendű és elhelyezkedésű, valamint elég széles, és elég sok pontból áll ahhoz, hogy pontos interpolációval tudjunk élni a további pontok közelítő meghatározásához.

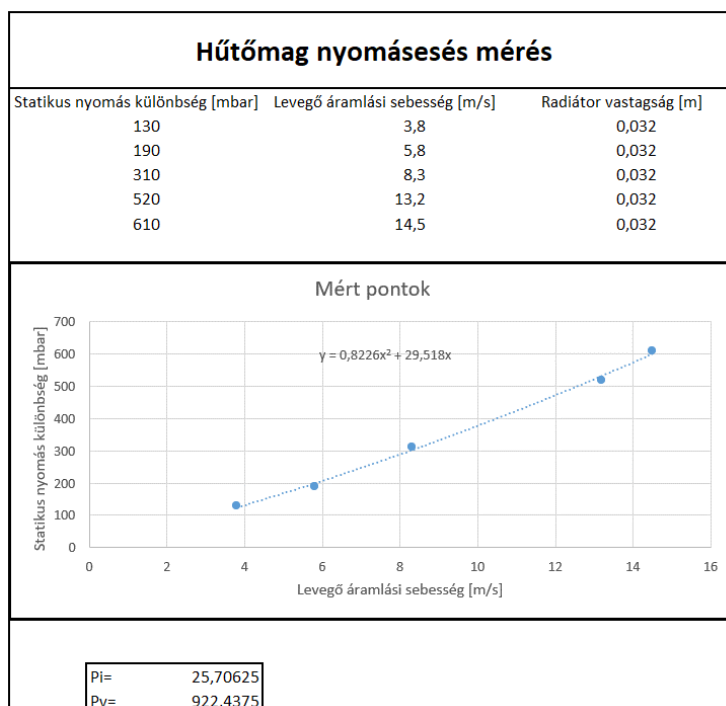


9. Ábra: A méréshez felépített szélcsatorna a két különböző ventilátorral

A tanszéken dolgozók tanácsára a mérést az általam tervezett eljárásen kívül egy jóval keményebb anyagú nyomásmérő cső segítségével is megismételtük a mérő apparátus átépítése után. Mivel az első pontokon a mért értékek kicsit sem tértek el a korábban tapasztalttól, ezért a többi pontot nem ismételtük meg. Kijelenthető, hogy a puhább típusú eredeti szilikon cső is eléggé törésmentes volt a nyomásértékek megbízható továbbítására.

5.2. Kiértékelés

Az adatokat a mérést követően összegyűjtöttem és kiértékeltem. Az anemométer bluetoothos kapcsolat segítségével a mérés teljes ideje alatt rögzítette az adatokat, melyek feldolgozása így meglehetősen egyszerű és kezelhető volt. Mindössze egy .csv fájl tartalmából kellett kikeresnem a megfelelő időpillanatot. A nyomásmérő értékeit a stacionárius pont beállása után egyszerűen fényképpel megörökítettük. Miután a mérés mindkét szükséges értéke megvolt, az adatok párba állítása következett, majd a másodfokú függvénnyel történő interpoláció. Ennek eredménye látható az 10. Ábrán.



10. Ábra: A mérés kiértékelt adatai

A másodfokú polinom együtthatóinak a hűtőmaggal vett hányadosai megadják a számunkra szükséges porozitási együtthatók mátrixának áramlás irányába vett komponenseit. [7] A porózus inercia ellenállás a többi irányba nullának tekinthető, azonban a porózus viszkózus ellenállás értékét a másik két koordináta felé érdemes 0 helyett a megkapott értéknél több nagyságrenddel nagyobbak felvenni. Ez a szimuláció eredménye szempontjából elhanyagolható változás, azonban a program működése szempontjából előnyös, könnyebben konvergál a megoldásunk. [7] Ezek alapján a mérés eredménymátrixa:

Porózus inercia ellenállás:
$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 25,7 \end{bmatrix}$$

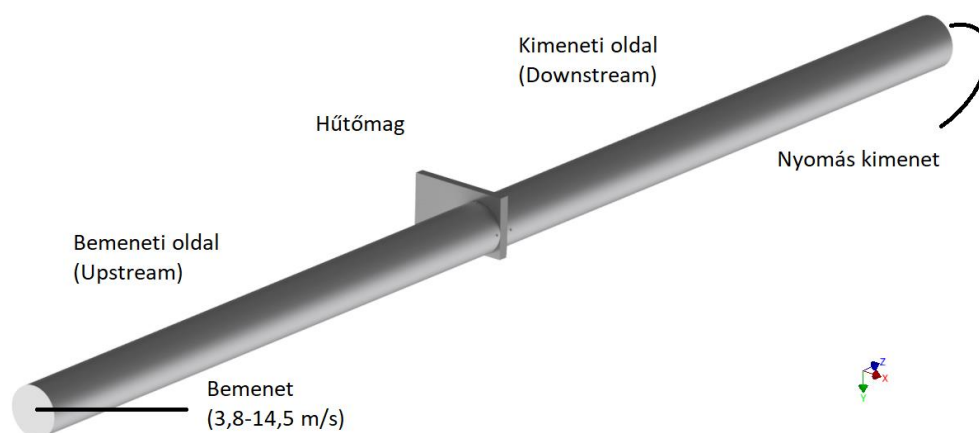
Porózus viszkózus ellenállás:
$$\begin{bmatrix} 10000 & 0 & 0 \\ 0 & 10000 & 0 \\ 0 & 0 & 922,4 \end{bmatrix}$$

Ahol Z irány az áramlás irányával egyezik meg.

6. Szimulációs integrálás

Miután a porózus régió definiálásához szükséges együtthatók a rendelkezésemre álltak, nem volt más dolgom, mint leellenőrizni a helyességüket, mielőtt az ART-X fejlesztéséhez felhasználnánk őket. Ehhez elkészítettem a mérés 3D modelljét (11. Ábra), hogy egy teljesen

azonos szituáción megvizsgáljam, a beírt számok azonos eredményre vezetnek, mint amit a mérésen kaptunk.



11. Ábra: A teljes mérés CAD modellje

Megfigyelhető, hogy nem a valóságos geometriát modelleztem, mivel áramlás szempontjából természetesen nem a szélcsatorna, és az egyéb áramlást határoló elemek számítanak, hanem maga a levegőtér, így ennek a behatárolása volt fontos a szimuláció szempontjából. Ez után a korábban említett módon beimportáltam a Siemens Star CCM+ programba a geometriát.

A beáramló cső homlokfelületét határoztam meg bemeneti síknak, itt konstans sebességű szobahőmérsékletű levegő áramlik be, majd a hűtőmag frissen kiszámolt porozitási együtthatóival felszerelt modellje után a kiáramló cső végén egy nyomás kimenet található. A modell különböző elemei között pedig szabad áramlást engedő interface-eket állítottam be.

6.1. Hálózás

A 3. fejezetben leírt számolások alapján szükségem volt az elégséges hálózás szempontjából néhány számolásra:

- Reynolds-szám a szélcsatornában, lásd: (1):

$$Re = \frac{15 * 0,16 * 1,184}{1,86 * 10^{-5}} = 152774$$

Vagyis az áramlás erősen turbulens, gyakorlatilag ideális áramlásprofilnak tekinthető, a szélcsatorna minden áramlásra párhuzamos normálisú síkján egyenlő nagyságú.

- Reynolds-szám a cső elejétől mért távolságban, a csőszakaszok végére kiszámolva (ugyanis itt a legvastagabb a határréteg), lásd: (4):

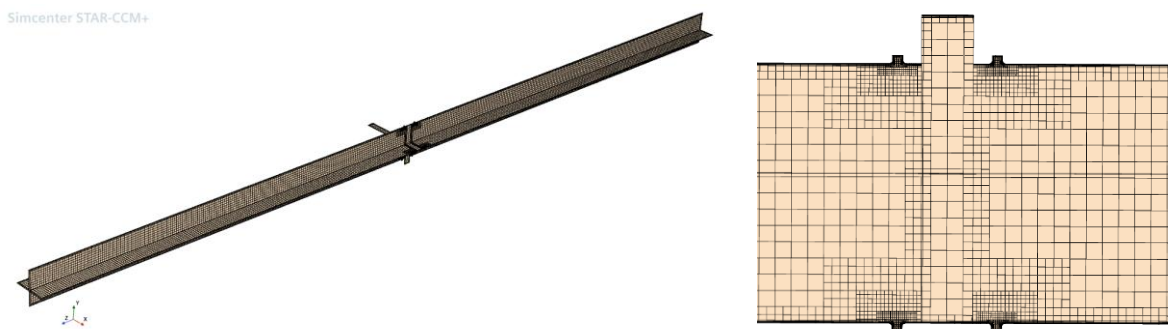
$$Re_x = \frac{15 * 2}{1,571 * 10^{-5}} = 1909611$$

- Turbulens áramlásnál vett határréteg vastagság, lásd: (3):

$$\delta = 2 * \frac{0,14}{\sqrt[7]{1909611}} = 35,47 \text{ mm}$$

Ezt a távolságot különös figyelemmel kell behálózni.

A hálózáshoz négyzet alapú (Trimmed Cell) hálóképzést használtam, mert ez levegőáramlásra jó eredményt ad, és egy hasonlóan egyszerű geometria jól leírható vele. Ezen kívül a program által felajánlott automatikus felület újrachálózás és felület javítás opciókat is kiválasztottam a jobb felület eléréséhez, mely alakhűbben követi az eredeti geometriát, így jobban megközelíti a valós eredményeket. A bázis cella méretet 5 mm-nek vettem fel. Végül, de nem utolsó sorban pedig a határréteg háló képzés modulját aktiváltam, a fent kiszámolt beállításokhoz híven: 10 határréteg cellát osztottam el a bázis cella méret 33%-án, 1,5-ös vastagság aránnyal a szomszédos cellák között. Azért nem a teljes határréteg vastagságot fedtem le, mert a háló az áramlási szimulációkban általánosan elvárható 1,2-es szomszéd cellák közti térfogat növekedés miatt a határréteg közelében lévő cellák még így is meglehetősen finom felbontással követik a határréteg peremeit. A faltávolság így megfelel az elvártaknak (lásd: 6.5). A modellben különálló egységeket (két cső, és a hűtőmag) külön-külön hálóztam, így a köztük lévő átmenet is kap határréteget, melynek előnye, hogy a finom hálónak köszönhetően pontosabban tudja számolni a program a paraméterek változását. A létrehozott háló két metszeti képe látható a 12. Ábrán.



12. Ábra: Háló

6.2. Alkalmazott fizika

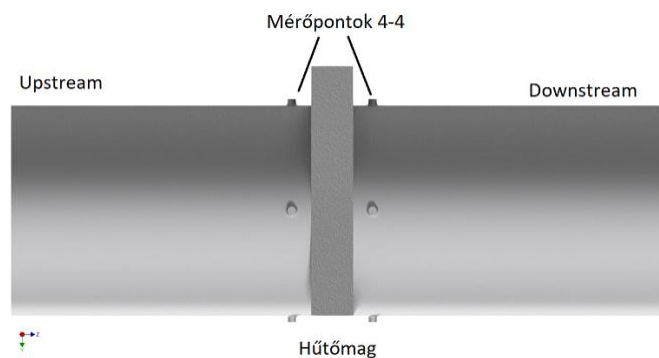
A modell szempontjából magától értetődő feltételek mellett (3D, gáz halmazállapot) az alábbi fizikai modelleket választottam ki:

- Turbulens áramlás: az imént kiszámolt Reynolds-szám alapján
- K- ϵ turbulencia modell: a jó konvergencia és az általánosság miatt. Nem szükséges a vékony határretegge ennél pontosabb módszer
- Stacionárius állapot: a mérés a turbulens áramlással kvázistacionáriusnak tekinthető állapotban zajlott, így ez a modell alkalmazható
- Konstans sűrűség: mivel elhanyagolható nagyságú hőmérséklet és nyomásváltozás lép csak fel a rendszerben

Ezek segítségével egy könnyen konvergáló, de kellőképp pontos fizikai alapmodell kölcsönözhető a szimulációnak.

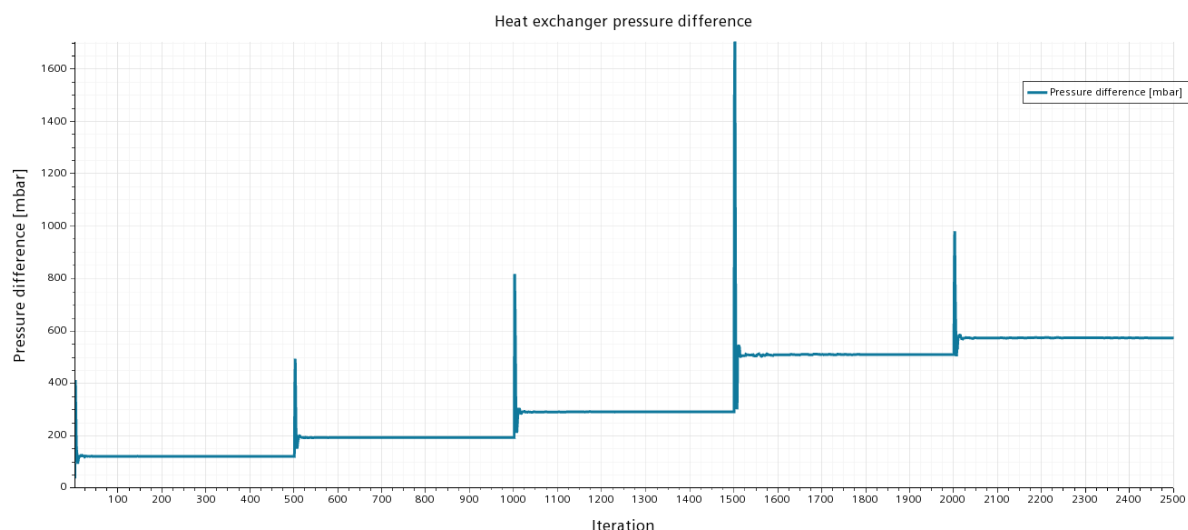
6.3. Szimuláció értékelése

A geometria, fizika, peremfeltételek és háló beállítása után az általam vizsgálni kívánt paraméterek meghatározása következik. A 13. Ábrán látható 4-4 kis csövet jelképező elem homlokfelületére átlagolva kértem le a nyomásértékeket, a mérésnek megfelelően, majd ezeknek a különbségét képeztem, így a valós folyamathoz teljesen hasonlóan kaptam egy nyomáskülönbséget az adott beáramoltatott levegő sebességének függvényében.



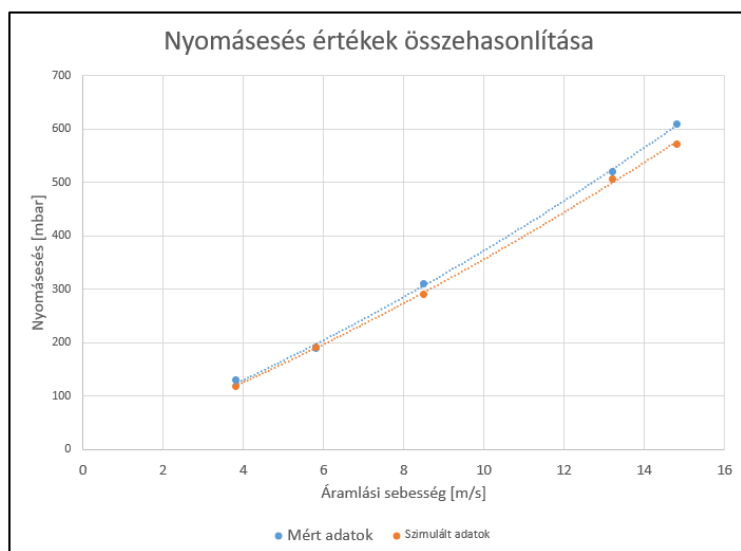
13. Ábra: CAD modell a nyomásmérő peremről

A szimulációt minden sebességgel 500 iterációt futtattam. A reziduálisokból jól látszódik, hogy ennél jóval korábban beállt a számolás egy pontos értékre, azonban a minimális ingadozások elkerülése végett indokolt volt ez a nagyságrend. A 14. Ábra a nyomásesés változását mutatja az iterációk során.



14.Ábra:Szimulált nyomsákkülönbség a mért levegőáramlási sebességeknél

A mért és szimulált értékek összehasonlítására készítettem az 15. Ábrát. Ezen jól megfigyelhető, hogy alacsonyabb levegőáramlási sebességeknél a két görbe szinte teljesen megegyezik egymással, azonban ahogy közeledünk a 15 m/s-hoz, minimális eltérés lép fel. Mivel ez az eltérés még mindig elfogadható tűrésen belül helyezkedik el egy CFD szimulációnál, valamint a mérési tartomány tetejét képző 15 m/s az autó átlagsebességével egyenlő (tehát erre az értékre fut a legtöbb számolás és szimuláció), így a kimért porozitási együtthatók jól használhatóak lesznek a további munkához.



Áramlási sebesség	Nyomás különbség		Arány
	Mért	Szimulált	
[m/s]	[mbar]	[mbar]	[%]
3,8	130	120	92%
5,8	190	191	101%
8,5	310	290	94%
13,2	520	507	98%
14,8	610	588	96%

15. Ábra:Mért és szimulált értékek összehasonlítása

6.4. Hálófüggetlenség vizsgálata

Hogy megbizonyosodjak a hálófüggetlenségről, vagyis hogy a háló elég finom ahhoz, hogy a felbontás rossz minősége miatt ne változzon a végeredmény, több eltérő bázis cellaméretű hálóval is lefuttattam a szimulációt. Ennek eredményei a 18. Ábrán és a 16. Ábrán láthatók, a 17. Ábra pedig az alkalmazott hálók különböző változtatott tulajdonságait szemlélteti:

	Durva háló	Közepes Háló	Finom háló
Number of cells:	206947	1238923	4759139
Base size:	0.01	0.005	0.002
Prism layer total thickness:	33%	33%	33%
Number of prism layers:	5	10	12
Surface growth rate:	Fast	Normal	Slow

17. Ábra: Változó felbontású hálók tulajdonságai

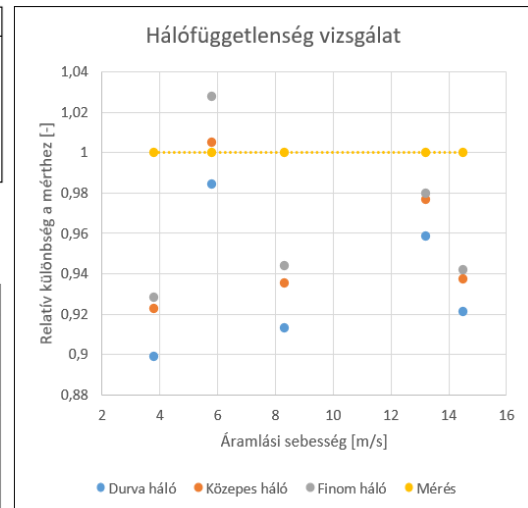
	Nyomáskülönbség a hűtőmagon			
	Szimulált értékek [mbar]			Mért érték [mbar]
Áramlási sebesség [m/s]	Durva háló	Közepes háló	Finom háló	
3,8	117	120	121	130
5,8	187	191	195	190
8,3	283	290	293	310
13,2	498	508	510	520
14,5	562	572	575	610

18. Ábra: Nyomáskülönbség eltérő hálók esetén

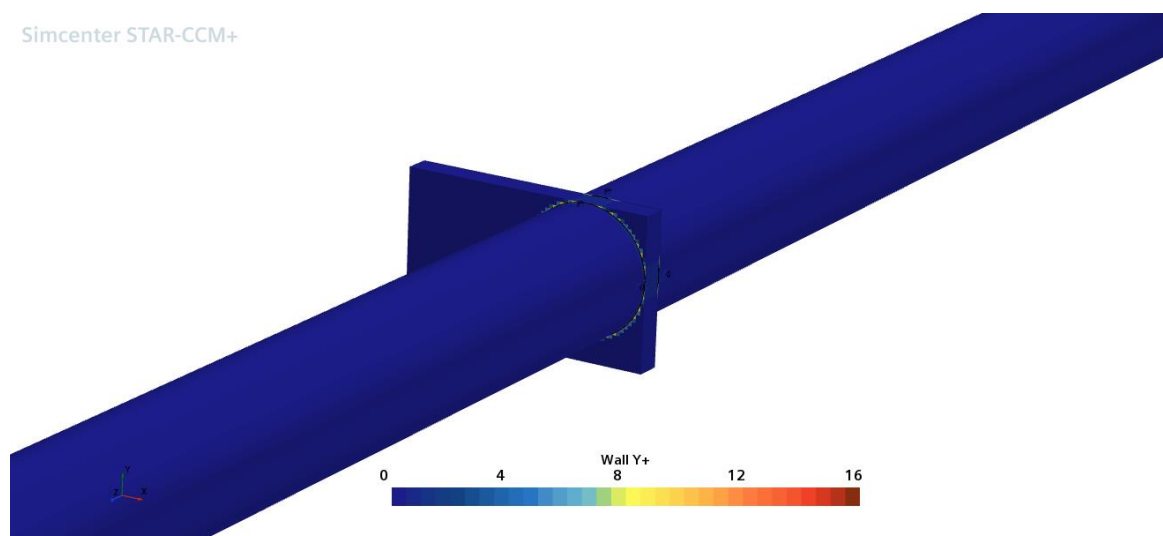
A kapott értékek alapján megállapítható, hogy habár a közepes és a finom háló között továbbra is van különbség, ennek mértéke elfogadhatóan kicsi ahhoz, hogy a rövidebb számítási idő, és az alacsonyabb szükséges számítási kapacitás miatt a közepes hálót alkalmazzuk, ha egyéb körülmények mást nem tesznek szükségessé.

6.5. Faltávolság

A 4.3.1. fejezetben leírtak alapján érdemes megvizsgálni a szimuláció geometriájának határain fellépő y^+ értékeket, mivel ebből sokat megtudhatunk a határrejtegeken fellépő áramlás szimulációban történő felbontásáról. Ennek kijelzésére módunk van a Siemens Star CCM+ programban a szimuláció lefuttatása után. Emlékeztetőül ennek az értéknek mindenhol 1 környékén, ideális helyzetben alatta érdemes lenni, ha 5 fölött van, jelentékeny adatokat veszíthetünk, de semmiképp sem tanácsos 100 fölé engedni. A 19. Ábra a geometria kritikus pontjaiban ábrázolja a faltávolságot a 17. Ábra közepes hálóján.



16. Ábra: Különböző hálók relatív eltérése



19. Ábra: Wall y^+ értékek a hűtőmag környékén közepes hálófelbontásnál

Elmondható a teljes geometriára, hogy az y^+ faltávolság értéke a legtöbb helyen egy alatt volt, a hűtőmag és a szélesatorna illesztésénél gyengébb minőségű, azonban sehol nem lépte át a 16,6 értéket, ez alapján a határréteg háló megfelelően finomnak mondható.

7. Kapott eredmény összevetése a szakirodalommal

A [7]. cikkben található értékek az általunk mérthez képest jelentősen nagyobbak, azonban még ugyanaz a nagyságrend. Ez a különbség egyszerűen magyarázható azzal, hogy az általánosságban autóiparban használt radiátorok jelentősen nagyobbak, és vastagabbak is a miénknél, így ott kevésbé fontos a tömeg szerinti fajlagos hűtőteljesítmény. Véleményem szerint a látható különbség racionális, ez alapján pedig a mérés elfogadható eredményt hozott.

8. További tervek

Az ART-09 teszt és versenyidőszaka, valamint tesztelése során nagyon sok hasznos információt tudtunk begyűjteni a diffúzorba integrált hűtőrendszerünk működéséről. Az elmúlt két év számos tapasztalata, és a csapat más területei által tervezett koncepcióváltás miatt az ART-X versenyautón a hűtőrendszer teljesen új elhelyezkedést fog kapni, az ART-07-hez hasonlóan az autó oldalán. Ennek fő oka, hogy az autó hátulján elhelyezett hűtőmag az aerodinamikai szempontokból előnyös konstrukció esetén alig kapott az autó sebességéből származó levegőt, így a két nagy teljesítményű ventilátor segítségével sem tudta biztosítani a kellő hűtőteljesítményt. Ezen kívül a nyár folyamán az aszfalt akár 60°C felületi hőmérsékletet is felvehet, amely a föld fölött áramló levegőt nagymértékben fel tudja melegíteni, így közvetlenül rontva a hűtés hatékonyságát. Egy oldalsó hűtőrendszer esetén a

beáramló levegő számottevően magasabbtól áramolna be. Ezen kívül a hátsó hűtőhöz szükséges hosszú vízcsövek problémája is megoldódik, ugyanis az oldal box sokkal közelebb helyezkedik el a motorhoz.

Az új koncepció azonban új kihívásokat hoz, ugyanis ebben a formában még nincs tapasztalata a csapatnak a hűtőrendszer elhelyezésével. Emiatt előnyös a mag porózus karakteristikájának pontos ismerete, így az új geometria már megbízhatóan lesz tervezhető.

Mivel a kellő mérőfelszerelés rendelkezésünkre áll, hasznos lehet más típusú hűtőmagok megmérése is, hogy pontosabban meg tudjuk vizsgálni az alternatívákat. Mivel az oldal boxban való elhelyezésnél a mag tiszta mérete nagyban befolyásolja a teljes hűtőrendszer tömegközéppontjának magasságát, ezért egy vastagabb, ám kisebb frontális felületű hőcserélő is életképes opció lehet, mely a teljes autó szempontjából előnyösebb értékeket produkálhat. Hosszú távon pedig akár egyedi hűtőmag konstrukciók tesztelése és összehasonlítása is megoldható.

9. Köszönetnyilvánítás

Ez úton is szeretném megköszönni a tanszékeknek és a dolgozóinak a felém nyújtott türelmüket és bizalmukat, valamint hogy kikölcsönözhettem a méréshez szükséges eszközöket.

10. Összefoglalás

A felsorolt indokok miatt a hőcserélő porozitási együtthatóinak meghatározása szükséges volt. Ehhez az eltervezett metódus megfelelőnek bizonyult, a mérésnél a felhasznált elemek alkalmasak voltak a szükséges feltételek és kondíciók biztosítására.

A mérés megvalósítása után az adatok kiértékelése és szimulációs térben való visszaellenőrzése megtörtént, a kiszámolt adatok plauzibilisek a valósággal. Porózus inercia ellenállás értéknek az áramlás irányába 25,7, míg porózus viszkozus ellenállásnak 922,4 használható. Porózus viszkozus ellenállásnál a többi két koordinátánál egy több nagyságrenddel nagyobb érték könnyíti az eredmény konvergálását. Elfogadható nagyságú eltérés tapasztalható a nagyobb sebességek esetén, melyet jelentősen magasabb sebességű áramlás esetén érdemes szem előtt tartani.

A porozitási együtthatók a jövőben hűtőrendszer levegő oldali áramlástanfejlesztésére alkalmasak, így a kutatás sikeresnek mondható.

Források:

- [1] Essam E. Khalil: CFD History and Applications, CFD Letters, Vol. 4(2) 2012
<https://www.akademiabaru.com/index.php/archives/article/view/278>

- [2] Lajos Tamás: Az áramlástan alapjai, 6. kiadás, Egyetemi tankönyv, 2019

- [3] Simscale CAE Forum: What is y+ (yplus)?, 2020
<https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-yplus/82394>

- [4] Youming Yuan, Adrian Jackson and Mark Nelson: CFD Simulation of Flow and Heat Transfer in Airways, Vehicle Thermal Management Systems Conference & Exhibition Nashville, Tennessee, 2001.

- [5] Walter Frei: Which Turbulence Model Should I Choose for My CFD Application?, Comsol Blog, 2017
<https://www.comsol.com/blogs/which-turbulence-model-should-choose-cfd-application/>

- [6] Dr. Író Béla: Hő- és áramlástan, Universitas-Győr Kht., 2007
ISBN 978 963 12 2885 4

- [7] Siemens Star CCM+ Support: How to simulate radiator, fan, and duct in STAR-CCM+ and design suggestions, 2019
https://support.sw.siemens.com/en-US/knowledge-base/KB000036357_EN_US

- [8] Arrabona Racing Team
<https://www.arrabonaracing.hu/aut%C3%B3ink>