



KECSKEMÉTI FŐISKOLA

Gépipari és Automatizálási Műszaki Főiskolai Kar

Járműtechnológia Tanszék

BELSŐÉGÉSŰ MOTOR SZÍVÓRENDSZERÉNEK OPTIMALIZÁLÁSA

Készítette: Diósy Miklós (DIMUAAG.KEFO)
Maróti Jozefina (MAJUAAG.KEFO)
Járműmérnök szakos hallgatók

Konzulens: Fodor Antal
főiskolai tanár

Tartalom

Előszó.....	4
Projekt bemutatás	4
1. Formula Student és KEFO Motorsport	6
2. Reverse Engineering	7
2.1 Térbeli szkennelés	9
2.1.1 Pontfelhő előzetes feldolgozása	11
2.1.2 Pontfelhő végleges feldolgozása	11
2.2 Felületmodellezés.....	12
2.2.1 Vezérgörbék felvétele és görbület analízis.....	13
2.2.2 Felületháló megalkotása és felületillesztés.....	14
2.2.3 Áramlási tér.....	16
3. Motorszimuláció.....	16
3.1 Szimulációs modell felépítése	17
3.2 Szimulációs alapadatok (Simulation Control).....	18
3.2 Motor beállítás (Engine).....	19
3.3 Légszűrő (Air Cleaner).....	21
3.4 Plenum.....	22
3.5 Injektor (Injector)	22
3.5.1 Injektor teszt.....	22
3.6 Henger (Cylinder)	23
3.6.1 Szelepemelési görbe felvétele	24
3.6.1 Tömegáram mérés	25
3.7 Környezet határ (System Boundary)	26
3.8 Csőszakasz (Pipe).....	27
3.9 Eredmények.....	28
4. Áramlási szimuláció I.....	29
4.1 Áramlási tér, diszkretizáció.....	30
4.2 Peremfeltételek definiálása, anyagtulajdonságok megadása.....	30
4.3 Eredmények kiértékelése.....	32
4.3.1 Vizsgálat mind a négy henger felől működtetve	33
4.3.2 Vizsgálat egyik szélső henger felől működtetve	33
4.3.3 Vizsgálat egyik középső henger felől működtetve.....	34
4.3.4 Vizsgálat jármű sebességével megfűjva.....	34
5. Az új airbox megalkotása – Shellbox.....	35
5.1 Célkitűzés	35
5.2 Tervezési fázis, adatfeldolgozás.....	36

5.2.1 Szabályzat.....	36
5.2.2 Befoglaló méretek, kiválthatóság.....	36
5.2.3 Optimalizálás, lengőcsöves feltöltés	37
5.2.4 Áramlási veszteségek	41
5.3 Felületmodellezés.....	42
5.3.1 Formatervezés, vázlatok.....	42
5.3.2 Tervezési folyamat V-modell segítségével	46
5.3 Gyártás	49
5.3.1 Szerszám	50
5.3.2 Airbox gyártása	51
6. Áramlástani szimulációk II. – Összehasonlítás	52
6.1 Vizsgálat mind a négy henger felől működtetve	53
6.2 Vizsgálat egyik szélső henger felől működtetve	54
6.3 Vizsgálat egyik középső henger felől működtetve.....	56
6.4 Vizsgálat jármű sebességével megfújva.....	57
7. Összefoglalás	58
Irodalomjegyzet.....	60

Előszó

A műszaki életben növekszik az igény a pontos, precíz és költséghatékony megoldásokra. Ennek érdekében egyre szélesebb palettát kínálnak különböző cégek, melynek szoftverei segítségével a tervezési időszak meggyorsul, a gyártási folyamatok lerövidülnek, és a költségek csökkennek.

Ez a virtuális valóság az egyik leggyorsabban és legkorszerűbben fejlődő terület a mérnöki fejlesztés világában. Napjainkban már az sem okoz problémát, ha egy, már legyártott alkatrész visszamodellezésére van szükség. Ennek folyamata és a gyakorlatban való alkalmazása nagy jelentőséggel bír.

Tudományos munkánk célja egy ilyen tervezési folyamat részletes bemutatása, melyben lehetőségünk volt az új technikákat megismerni és az összefüggéseket felfedezni.

A Kecskeméti Főiskola egyik járműépítő csapata, a KEFO Motorsport, a Formula Student versenysorozatban vesz részt évenként új konstrukciós célokat kitűzve maga elé. A mi feladatunk volt a jelenlegi szívórendszer optimalizálása, illetve egy új legyártása. Feladatunk elején beleütköztünk abba a problémába, hogy a jelenlegi szívórendszer nem volt megfelelőképpen dokumentálva, a CAD-modellen végzett módosítások hiányosak voltak, így a további szimulációs vizsgálatok nem adtak volna a valósághoz közeli eredményt.

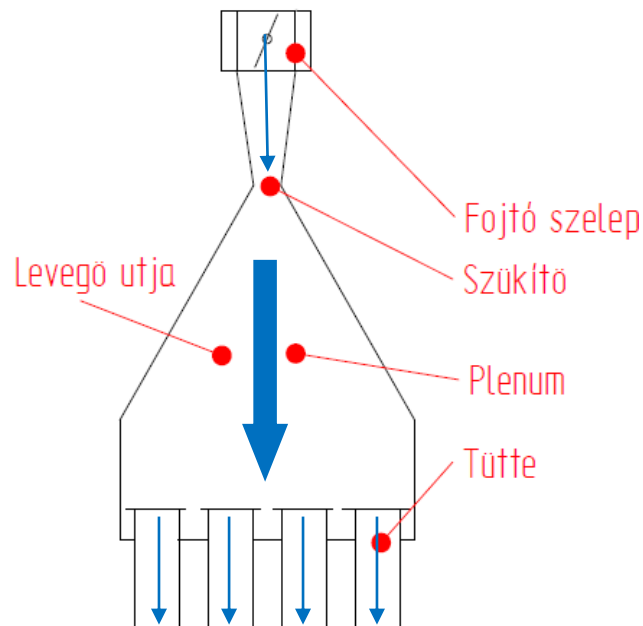
Először a jelenlegi szívórendszer visszamodellizését kellett megoldani az ún. Reverse Engineering módszerrel, amely a magyar szakirodalom fordítása szerint „fordított mérnöki tevékenységet” jelent. A szívórendszer áramlástan szimulációjához szükség van az áramlási térre, melyet felületmodellezéssel értünk el, valamint a peremfeltételekre, bemenő/kimenő paraméterekre, melyeket motor szimulációval kaptunk meg. A jelenlegi Airbox áramlástan szimuláció eredményeit kiértékelve elkezdtuk az új modell megalkotását, melyet matematikai számítások és CFD szimulációk támasztottak alá. A végleges modell megalkotása után a gyártási folyamat következett.

Projekt bemutatás

Annak érdekében, hogy a feladat minden részletére kiterjedően oda tudjunk figyelni és határidőre el tudjuk készíteni a munkánkat, előzetesen készítettünk egy „feladathalmazt” (1. melléklet). Igyekeztünk először a főfeladatköröket meghatározni (szimuláció, mérés, tervezés, írás stb.) majd ezeket kirészletezve további alrészekre bontani. Látva a sok feladatot, szükségét éreztük egy határidő tervezet, Gantt-diagram (2. melléklet), megalkotásához is, amihez igyekeztünk tartani magunkat. Előfordult, hogy egyszerűsítéseket,

tapasztalati értékeket alkalmaztunk, hiszen egy széles palettát kellett bejárni a célig. Mivel a verseny 2014. augusztus vége volt, belekalkulálva a tesztelési időszakot, végső határidőnek 2014. július 31-t tűztük ki. Ezt sikerült betartani, ami részben az előzetesen elkészített időtervnek és az átgondolt lépéseknek volt köszönhető.

A könnyebb érthetőség érdekében a levegő útja szerinti elvi vázlaton bemutatásra kerül a szívórendszer megnevezéseivel együtt (1. ábra). Az összes szívórendszer rendelkezik légszűrővel, fojtószeleppel, szívócsővel, plenummal*, tüttéssel**, befecskendezőkkel, levegő hőmérséklet szenzorral és levegőnyomás szenzorral.



1. ábra Airbox elvi vázlata

* angol kifejezés, aminek a magyar megfelelője a légüst; azonban ez nem használatos

** német kifejezés, magyar megfelelője a szívócső, szívótölcsér; azonban a fojtószelep utáni szívócsővel való összekeverés elkerülése végett a tütte szót használjuk. A szívótölcsér megnevezés a geometriai kialakítás miatt nem megfelelő.

1. Formula Student és KEFO Motorsport

A Formula Student egy nemzetközi konstrukciós mérnökverseny, melyet 1981-ben USA-ban rendeztek meg először. Mostanra már 7 európai nagyvárosban is tartanak Formula Student futamokat, köztük a híres Hockenheimban vagy az angliai Silverstonban. Az egyik állomás Győrben van, amire mint magyar versenyzők büszkék vagyunk. A tervezés, gyártás és a gazdasági megvalósítás során megkövetelt csapatmunka, a határidők betartása elengedhetetlen gyakorlati ismereteket adnak a főiskolai tanulmányok ideje alatt.

A Kecskeméti Főiskola GAMF karán 2010-ben alapították meg a KEFO Motorsportot, mely azóta minden évben részt vesz a Formula Student Hungary-n Győrben. A csapat igyekszik a szigorú versenyszabályzat és az erős nemzetközi mezőny mellett évről évre egyre jobban teljesíteni.



2. ábra Csapat



3. ábra Versenyautó

A Formula Student szabályzata szerint maximálisan 600 cm^3 -es motorblokkal lehet versenyezni, aminek szívócsövét egy 20 mm átmérőjű szűkítővel kell ellátni, visszafajtvá ezzel a motor teljesítményét. [1] Figyelembe véve más csapatok tapasztalatát, előzetes számításokat és a költségvetésünket, végül egy YAMAHA YZF- R6 (2005) gyári motorblokkot választottunk, mely egy hagyományos négyütemű, soros, négyhengerű motor. Felül elhelyezett kettős vezérműtengelye (DOHC) és elektronikus benzinbefecskendezése a későbbi motor szimulációban fontos paraméternek számítottak. A motor névleges teljesítménye $78.1 \text{ kW} / 14200 \text{ min}^{-1}$ és maximális forgatónyomatéka $68 \text{ Nm} / 11500 \text{ min}^{-1}$ [2].

Motor főbb paraméterei:

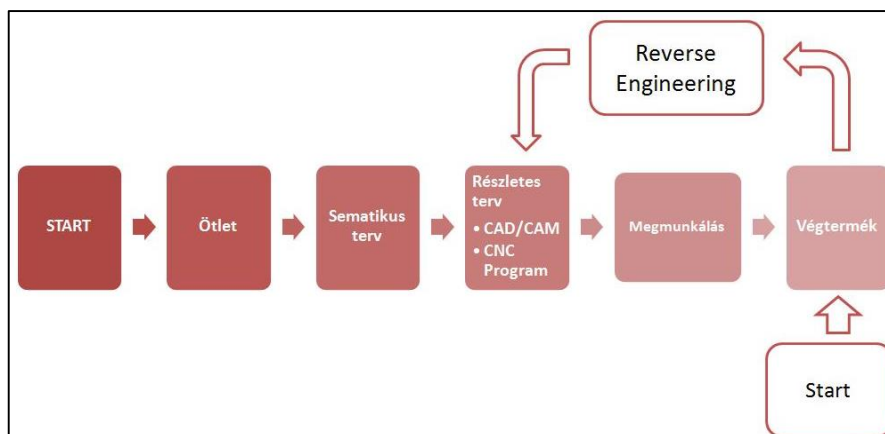
YAMAHA YZF- R6 (2005)	
Hengerűrtartalom	599 cm ³
Furat és löket	ø 65,5 x 44,5 mm
Hengerek elrendezése	soros, 4 hengeres
Hengerek közötti távolság	72-73-72 mm
Sűrítési arány	12,4:1
Gyújtási sorrend	1-3-4-2
Tüzelőanyag ellátás	elektronikus benzinbefecskendezés



4. ábra YAMAHA YZF- R6 (2005) [www.grabcad.com]

2. Reverse Engineering

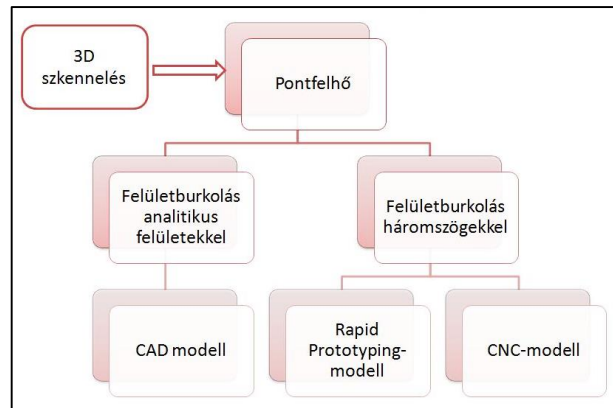
Következtetni lehet arra, hogy ez a folyamat nem követi a hagyományos módszert. Háromdimenziós világunkban egyre gyakrabban fordul elő, hogy egy bonyolult geometria létrehozására van szükség, melynek lemérése tolómérő, mikrométer segítségével nem lenne pontos. A régi, számítógépes adatok nélküli tervek gyakran nem visszakereshetők, így az alkatrészek reprodukálása gondot jelenthet. A RE alatt az olyan mérnöki tevékenységet értjük, amikor egy már meglévő tárgy visszamodellezését, majd felületmodellezését hajtjuk végre, végül pedig adott esetben CAM szoftverrel CNC szerszámgépen a tárgyat újragyárthatóvá tesszük vagy Rapid Prototyping (gyors prototípusgyártás) esetében 3D-ben kinyomtatjuk (5. ábra).



5. ábra Reverse Engineering

A Reverse Engineering folyamata minden esetben 3D-es szkenneléssel kezdődik, hiszen végeredményül a már meglévő geometriát szeretnénk megkapni CAD file formátumban. Megkülönböztetünk érintéses (contact) és érintés nélküli (non-contact) szkennelést. Egy 3 koordinátás mérőgép, merev tapintóval korlátozott mérést tud készíteni durva felületeken, illetve lágy felületeken torzulást okoz bemérésnél. Ez a folyamat lényegesen lassabb is, mint az érintés nélküli, aminek nagy előnye, hogy nincs tapintóerő, így puha anyagok esetén is jól alkalmazható, nincs deformáció. Az érintés nélküli szkenneléshez fényt használnak (lézer fény, fehér fény), míg belső felületeknél a röntgensugár jön szóba. Nagy előnye a gyorsaság és a lágy, cizellált felületeken való alkalmazhatósága. A reflexiós problémákból adódóan takart felületek jönnek létre. Ezekről többirányú felvétel szükséges annak érdekében, hogy információhoz jussunk. [3]

A szkennelés folyamán létrehozunk egy ún. pontfelhőt. Ez a pontfelhő egy képzetes felület. A folyamat következő lépéseiben erre kell a felületeket illeszteni két módszer szerint. Létezik a felületillesztés analitikus felületek, és a felületburkolás háromszögekkel. A mi esetünkben az első számú megoldást választottuk, tehát analitikus felületeket illesztettünk. Ebben az esetben meg kell határozni egy szögkritériumot és igyekezni kell egységes és egyenletes háromszög hálót készíteni, majd utófeldolgozásban a lyukakat befoltozni. Ha sikeres műveletsorozatunk, megkapjuk a CAD fílet. (6.ábra)



6. ábra Reverse Engineering folyamata

2.1 Térbeli szkennelés

A RE négy fő lépésből áll: térbeli szkennelés, pontfelhő előzetes feldolgozása, pontfelhő végleges feldolgozása, felületmodellezés.

Mint oly gyakran egy feladat elkezdését hosszú előkészület előzi meg. A 3D digitalizálásánál is fontos a helyszínt és a munkadarabot kellő figyelemmel előkészíteni. A munkadarabot fehér powder spray-vel kell alaposan és egyenletesen lefújni, hogy a felületre vetített rácsok deformációja a felületen jobban érzékelhető legyen. Szükséges egy forgó munkaasztal is minden esetben, hiszen a mi esetünkben a jelenlegi airboxról 30 képet kellett készíteni egyrészt a külsejéről, majd kettészedve alsó és felső belső részéről is.

A szkennelést a Kecskeméti Főiskola GAMF Karának Járműtechnológia Tanszékén végeztük egy Steinbichler Comez VarioZoon 200/400 típusú non-contact mérőgéppel, ahol illesztő szoftverként a Comet Plus szoftver állt a rendelkezésünkre. A mérőberendezés érzékelő fejből, tartórendszerből, vezérlőből és egy adatgyűjtő PC-ből áll. (7., 8., 9. ábra)



7. ábra
Non-contact mérőműszer



8. ábra
Airbox powder sprayvel lefújva



9. ábra
3D digitalizálás előkészítése

A 10. ábra a szkennelés előtti, monitoron látható állapotot mutatja. Az expozíciós idő, fényerősség, gép hőmérséklet, illetve a méretpontosság beállítása után elkezdődhetett a szkennelés.

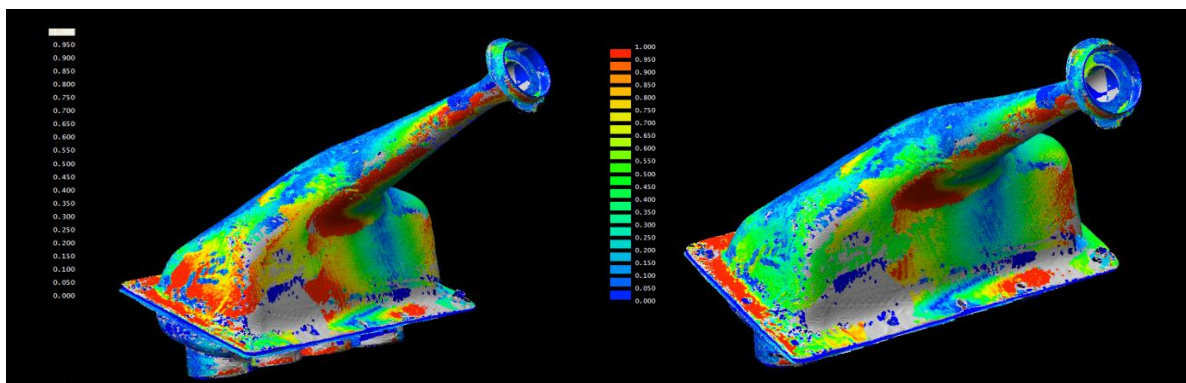
Esetünkben ezek voltak a beállított értékek:

Expozíciós idő: 250
Fényerősség: 10
Mérési tartomány: általános
Gép hőmérséklet: 38 °C



10. ábra Képfelvétel előtt

A 11. ábra felvételei a monitoron lévő állapotot mutatják. A baloldalon látszik a már meglévő pontfelhő, a jobboldalon pedig az utoljára elkészített kép. Egy felvétel alatt ennyi pontot tud érzékelni a műszer, és a felvételeket addig kell ismételni, ameddig a pontfelhő részletessége kielégítő nem lesz. A Comet Plus szoftver nem ismeri fel magától a két megegyező referencia pontot, így ezt nekünk kellett megadni. Általában már két egyező pont elég, de három egyező pontnál pontosabb illesztést kaphatunk. E művelet után elkezdődik az iteráció, ami a felületek illesztésének próbálkozási számát jelenti. A program a referencia pontok által elkezd az iterációkat – esetünkben ez 50-et jelent maximálisan – a felületek illesztésére, amíg az átlagos eltérés 10^{-5} m nagyságrendű nem lesz. [4]



14. ábra Pontfelhő végleges feldolgozása

2.2 Felületmodellezés



15. ábra
Régi airbox felső
részének pontfelhője

A szkenneléssel létrehozott pontfelhő segítségével egy szabadfelület létrehozására azért van szükség, mert a pontfelhő önmagában nem alkot egzakt geometriát, csupán egymáshoz nem kapcsolódó pontok térbeli elhelyezkedésének információját hordozza. A legtöbb CAD/CAM rendszer rendelkezik pontfelhő beolvasását végző modullal, amelyek a pontokat úgy helyezik be a modelltérbe, mintha az egy objektum lenne. Ezek kisebb pontfelhők esetén aránylag jó megoldást adnak, de az esetünkben több millió pontból álló felhőnél a beolvasás sikertelenségét jelenthetik, mivel nem erre a célra

találták ki ezeket a modulokat.

Az analitikus felületekkel való burkolásnál figyelembe kell venni a modell görbültségét – erre a 2.2.1 fejezetben kitérünk – úgy, hogy a lehető legkisebb eltéréssel kövesse az alakzat egyes keresztmetszeteiben a kontúrokat a konstrukciós görbék. Ezzel az eljárással készítettük el a pontfelhőből az áramlástanai tér geometriáját. (15. ábra)

Erre a feladatra általunk egy erőteljes parametrikus modellezési funkciókkal rendelkező szoftvert alkalmaztunk -a PTC Creo Parametric 2.0-, direkt szerkesztési lehetőséggel kibővítve. Ezen belül is a Style eszközt használtuk, hiszen ez kínálja a legtöbb manipulációs lehetőséget a szabadfelület illesztés során, ami elengedhetetlen, mivel a lehető legjobban kívánjuk megalkotni a beszkenelt áramlási teret.

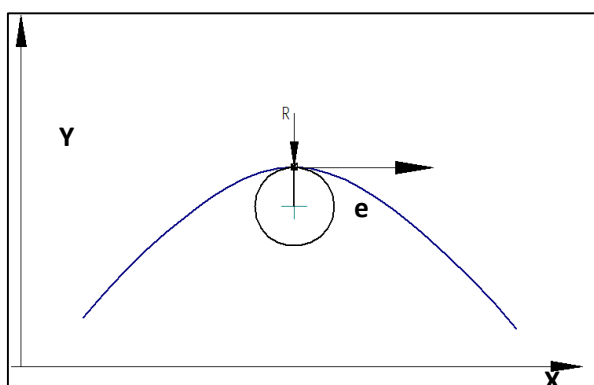
2.2.1 Vezérgörbék felvétele és görbület analízis

A felület alapú modellezés tipikusan egy megfelelő „drótváz” megalkotásával kezdődik, ami sík- és térbeli görbékből, és találkozási pontokból tevődnek össze. A „drótváz” fogja meghatározni a generált modell topológiáját. Ezek a görbék lehetnek határozott vagy virtuális élei a modellnek. A határozott élek a modell tényleges élei (ilyenek például a szívócső fojtószelepházzal csatlakozó éle, vagy a négy forgásszimmetrikus szívócsatorna élei), míg a virtuális élek például egy íves felület metszeti nézete esetén láthatóak.

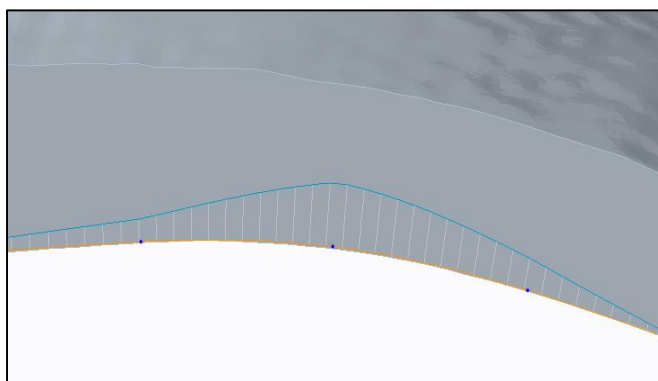
Ezen karakterisztikát meghatározó görbék annál kisebb eltéréssel tudják a szkennelési eljárással nyert pontfelhő által körbeölelt geometriát lekövetni, minél jobban figyelünk az azt meghatározó élek, görbék esésére, vonulataira.

A rekonstrukció során a Monge-féle képsíkrendszernek megfelelően a pontfelhőre összesen 7 vertikális és 8 horizontális metszősíkot illesztettünk. A síkokra merőlegesen „ránézve” illesztettük a megfelelő kontrollpontokat, amik közé a szoftver egy matematikai függvény segítségével interpolálja a spline görbéket.

Fontos megjegyezni, hogy görbéink mindegyike ívdarab, amik csomópontokban találkoznak. A törésmentes illeszkedés miatt gondoskodni kellett arról, hogy milyen módon csatlakoztathatóak folytonosan az illesztési pontokban. Egy közös érintő vektort kell meghatározni, illetve a csomópontba beérkező ívdarab görbületének meg kell egyeznie az onnan induló másik ívdarab görbületével, tehát az első és második deriváltjuk is megegyezik a görbéknek. Ennek elméleti és virtuális környezeti változatai láthatóak (16., 17. ábra).



16. ábra Elméleti ábra



17. ábra Virtuális ábra

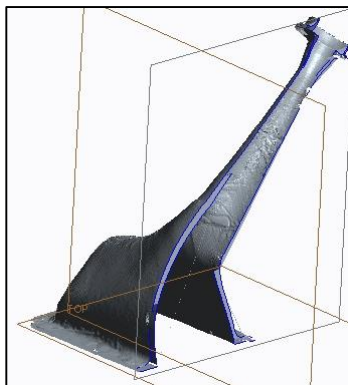
A görbület analízis nagyon fontos része a szabad felület modellezésnek, hiszen ezek befolyásolják a vezérgörbékre illesztett szabad felület minőségét.

Az előbb említett ívdarabok csatlakozási pontjánál nem egyenlő nagyságú görbület lyukak, hézagok megjelenését eredményezheti a vezérgörbék között körbefutó felület csatlakozásánál.

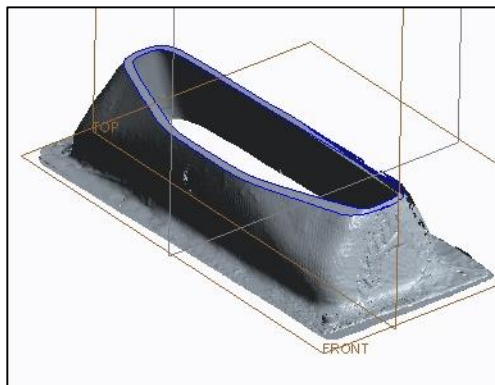
Megegyező érintő vektor és görbület mellett azonban még mindig fennállhat a lehetsége a felület deformációjának. Ez a jelenség annak a következménye, hogy két egymással párhuzamos síkban létrehozott vezérgörbe nem hasonló. Az airbox geometriáját kiadó vezérgörbék között két fő típust különböztetünk meg.

Az egyik a szívócső forgásszimmetrikus geometriáját megadó kör alakú keresztmetszetek görbéi. Itt elsősorban nem a gyűrődés, hanem a csavarodás veszélye állt fenn. Ügyelni kellett arra, hogy az egymással párhuzamos síkokban lévő görbék kezdőpontjai – és egyben végpontjai –, az őket tartalmazó síkokra merőleges szimmetria síkban legyenek (18. ábra).

A másik típus a négyszög jellegű alakzatok. Itt gyűrődés és csavarodás veszélye is fenn áll. Ezek kiküszöböléséhez a „sarkok” nagy görbületének minél simább, egymáshoz hasonló átmenetének biztosítása szükséges a nulla görbületű egyenes szakaszokhoz képest. Fontos megjegyezni, hogy ezen átmenet finomításával nem szabad jelentősen eltérni az eredeti modelltől (19. ábra).



18. ábra Vertikális metszősík



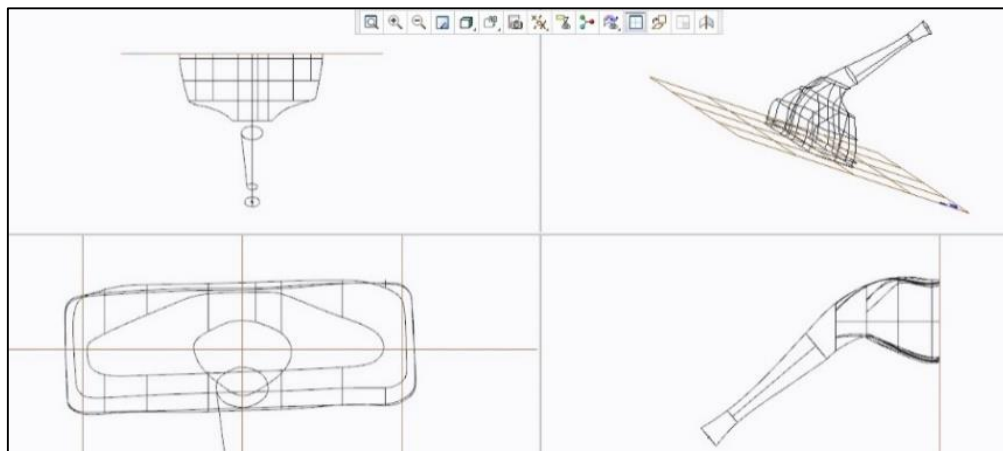
19. ábra Horizontális metszősík

2.2.2 Felületháló megalkotása és felületillesztés

Miután végeztünk a fentebb említett vizsgálatokkal, a felülethálót a vezérgörbék sokaságából megkaptuk.

Ez alkotja a későbbi felület drótvázát (20. ábra). A szabadfelület illesztés lényegét tekintve nagyban hasonlít a görbe illesztésre. Az eltérés az, hogy míg a görbe illesztés esetén a szoftver egy matematikai függvény segítségével interpolálja a spline görbéket, addig a szabadfelület illesztésnél nem a CAD szoftverbe írt polinomiális egyenletek szerint

definiáltak a felületek. Alakjukat a szabadság fokuk, a kontroll pontjaik, a kontroll poligonjaik, a határoló vezérgörbék és a határoknál meghatározott csatlakozási szabályok (csomók) befolyásolják. [5]



20. ábra Felületháló több nézetben

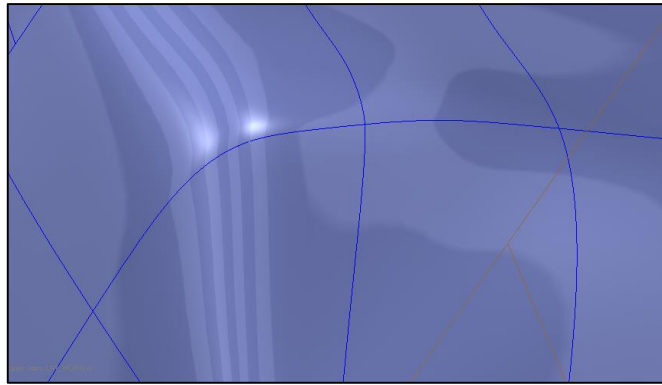
Három szabadsági fokot választottunk, mivel a görbülete is változhat konkáv és konvex között. A kontroll pontok adják meg a felület formáját. Hasonlóan a görbék szerkesztésénél, nem kell, hogy átmenjen rajtuk a felület. Térbeli helyzetük módosításával manuálisan tudtuk a lehető legpontosabban visszaadni az eredeti geometriát. Átlagosan nyolc ilyen kontroll pontot (pólust) használtunk, mely kellő mennyiségű szabadságot adott a felületmodellezésnél, elkerülve, hogy a feladatunkat túlbonyolítsuk.

A kontroll poligonok a vezérgörbék által behatárolt felületrészen belül eső görbék. Kellő mennyiségű vezérgörbét vettünk fel, amik között csak apró finomításokat kellett eszközölni a kontroll pontok mozgatásával, így szükségtelenné vált ezen kontroll poligonok használata.

A vezérgörbe megadja a felületünk határait. Fontos megjegyezni, hogy attól, mert két felülethatároló vezérgörbéje azonos, attól még a csatlakozásuk nem lesz tökéletes.

A csatlakozásoknál célszerű meghatározni úgynevezett csomókat. Ezek a csomók a szomszédos felületek határoló vezérgörbéhez közeli kontroll pont párok között teremtenek kapcsolatot. A folytonos kapcsolat érdekében meg kellett határozni, hogy a felületek érintő vektorai és görbületük is megegyezzenek (G2-es típusú csatlakozás). [5]

A fentebb leírtak szerint jártunk el mind a 78 felület illesztésénél. Ezt követően a szoftverben lehetőségünk nyílt horizontális/vertikális csíkok („zebra” csíkok) tükröződésének vizsgálatára a felületen (21. ábra). Ezzel a végére értünk a régi airbox áramlási tér felületének megalkotásának.



21. ábra "Zebra" csíkok tükröződése

2.2.3 Áramlási tér

Az áramlási térnek nevezzük azt a felületelemekkel egyértelműen körülhatárolt, összefüggő szinguláris térrészt, amiben a folyadék vagy levegő részecskék szabadon áramolhatnak. Mozgásuk a határrétegekkel előre meghatározott szabály szerinti kapcsolatban vannak (ld. 4. fejezet).

Az előző fejezetben csupán a puffer tartály belső szabadfelület modellje készült el, azonban ezt ki kell egészíteni a négy forgásszimmetrikus tüttével. Mind a négy darab szívócsonk megegyezik, forgástengelyeik távolsága az 1-2 illetve a 3-4 között 72 mm, a 2-3 között 73 mm. Az áramlási tér definíciója szerint, a tütték elvesznek az airbox áramlási terének modelljéből, így azokat nem hozzáadjuk, hanem kivonjuk a már meglévő testből. Az airbox utáni –belső átmérőhöz tartozó– hengeres rész azonban hozzáadódik.

Ezzel azonban még nem végeztünk, hiszen a CFD szimulációnál azt szeretnénk, ha az minél jobban közelítsen a valósághoz. Ennek érdekében az airbox szívó csövére egy 8000 cm³ –es (200x200x200 mm) kockát illesztettünk. Ez – a jóval nagyobb méretei miatt– megfelelően fogja a környezetből beszívott levegő térfogatát, viselkedését visszaadni. Mind a négy tütte hossza is meghosszabbításra került további 30 mm-rel, ezzel a szívórendszer további –az injektoroknál lévő– hengeres térrészét is hozzáadtuk. A régi airbox teljes áramlási terének térfogata elkészült.

3. Motorszimuláció

A számítástechnika térnyerésével és az informatika gyors fejlődésével a motorszimuláció jelentősége is egyre számottevőbb. A szimuláció nagy előnye, hogy a számítások, feltételezések könnyebben elvégezhetők. A folyamat egyetlen alkatrész legyártása nélkül modellezhető, így költség és idő takarítható meg. Ez a megoldás kevesebb

munkafolyamatot igényel, mint a hagyományos kísérleti módszer (fékpadi mérések), de végeredményül csak egy közelítő eredményt kapunk.

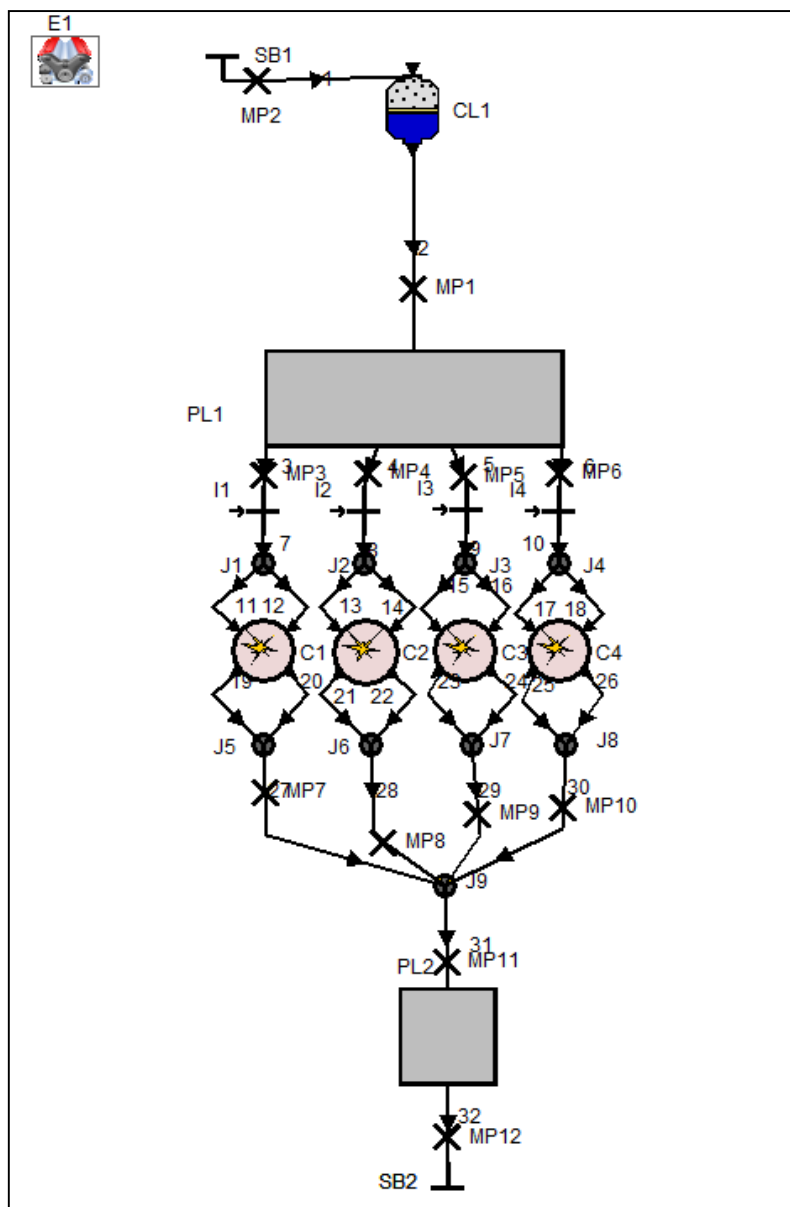
Ahhoz, hogy a jelenlegi szívórendszerünket a lehető leghatékonyabb módon, még a koncepció fázisában tudjuk optimalizálni, szükség volt egy motorszimulációs környezetet létrehozni. Ehhez az AVL Boost nevű szoftver használtuk, amely egy null- és egydimenziós, teljesen integrált motorszimulációs eszköz, amely a motorban zajló folyamatokat matematikai egyenletek segítségével számítja ki. [6] Segítségével sikerült felépítenünk a valóságos motorunkat, melyben az összes paraméter definiálására szükség volt. A Boost szoftver nagy előnye, hogy a fizikai modellek lehetővé teszik a ciklikus folyamatok valós idejű szimulációját és szükség esetén a Matlab Simulinkkel is összeköthető.

Ezen fejezetben a Yamaha R6 motor felparaméterezésére térünk csak ki, az eredmények az 5. fejezetben lesznek bemutatva és értelmezve.

3.1 Szimulációs modell felépítése

Elsőnek a motor blokkvázlatát (22. ábra) készítettük el, mely jellegét tekintve megegyezik az eredetivel és amely a következő elemeket tartalmazza:

1 db motorblokk	E
1db légszűrő	CL
2 db plenum (airbox, kipufogó dob)	PL
4 db injektor	I
4 db henger	C
9 db elágazás (szívócsövek, 4-1 leömlő)	J
2 db környezet határ (System Boundary)	SB
12 db mérési pont	MP
32 db csőszakasz	P



22. ábra Felépített motorszimulációs modell [Boost]

Az optimalizálni kívánt szivórendszer paraméterei közvetlen hatással vannak a belsőégésű motor termodinamikai folyamatára, így jelentősen befolyásolja a teljesítményt, tüzelőanyag fogyasztást és károsanyag kibocsátást.

Több esetben nem állt rendelkezésünkre elegendő adat és információ annak érdekében, hogy a szivórendszert áramlástanilag vizsgálni tudjuk. Jobban meg kellett ismernünk motort.

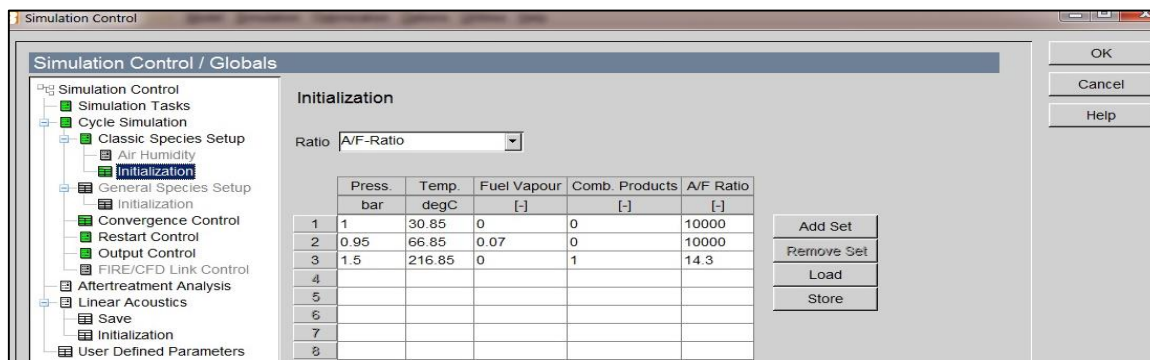
3.2 Szimulációs alapadatok (Simulation Control)

Az alapbeállítási funkciók tartalmazzák a ciklikus szimuláció, az tüzelőanyag beállítás és a globális paramétereket.

Tüzelőanyagunk 95-ös oktánszámú benzint használtunk, melynek fűtő értéke 43 500 kJ/kg és hőmérséklete 24,85 °C.

Ezután három különböző globális paramétert különböztettünk meg a levegőnél a szimuláció során. A beszívott levegő 30,85 °C és 1 bar (Set 1). Egészen az injektorokig ezt a levegőt vettük számításba. A befecskendezés környezeténél a hőmérséklet megnő 66,85 °C-ra, míg a nyomás lecsökken 0,95 bar-ra (Set 2). A harmadik globális paramétert a kipufogószelep, kipufogódob és leömlőknél kellett alkalmazni, ahol a hőmérséklet 216,85 °C, a nyomás 1,5 bar és a levegő- tüzelőanyag keverék aránya 14,3 – a motorvezérlő beállítása alapján. A nyomás értékek a felhasználói kézikönyv által javasolt tapasztalati értékek, a hőmérsékletek minden esetben telepített szenzorok által mért átlagos értékek (23. ábra). [7]

Térbeli cső diszkretizáláshoz 1 mm-t állítottunk be átlagos cella méretnek. Ez szintén csökkenti a számítási időt, de nem mutatkozott számottevő különbség a kisebb cellaméret beállításokkal összevetve sem.



23. ábra Globális paraméterek

3.2 Motor beállítás (Engine)

Itt az egyik –szimuláció szempontjából- legmeghatározóbb bemenő adat a fordulatszám. Egy versenymotor ideális működési tartományának megállapítása nagy jelentőséggel bír. Komoly gondot okozott számunkra, a megfelelő fordulatszám meghatározása, ami minél magasabb tartományba esik, annál nagyobb az áramlástan és a gázdinamikai szerepe. A megfelelő csőhossz és csőátmérő megállapítása a cél elérése érdekében elengedhetetlen volt.

Statisztikailag elemeztük a múlt évi győri Formula Student verseny 4 dinamikus versenyszámán - Autocross, Endurance, Acceleration, Skid Pad- a Log-file-okban rögzített

fordulatszám adatokat. Erre azért volt szükség, hogy a szimuláció fordulatszámát – mint leggyakoribb üzemet- meghatározzuk. A teljes intervallumra vonatkozó értékek a következők:

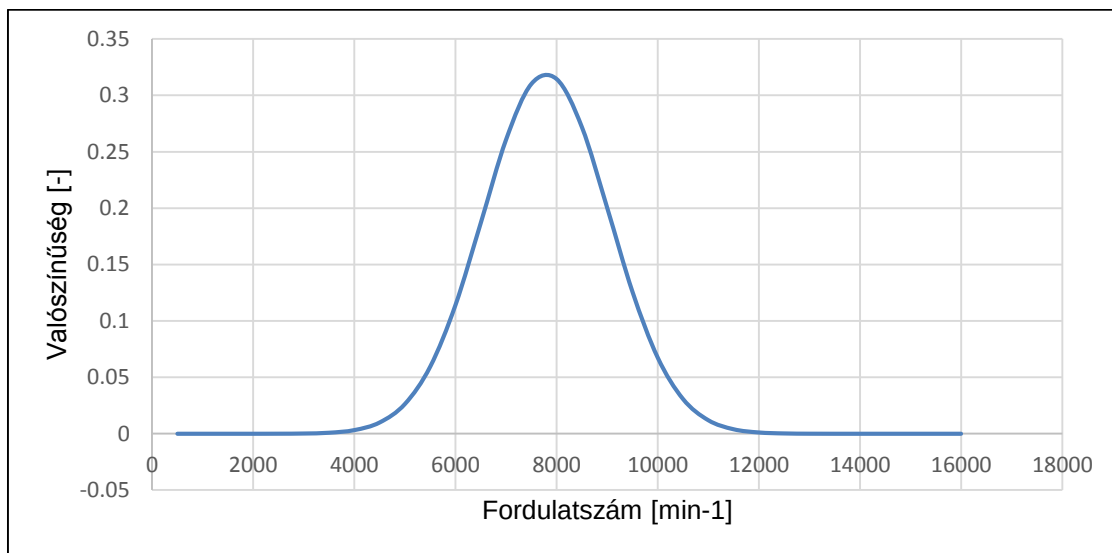
- Aritmetikai átlag: $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = 7794 \text{ min}^{-1}$
ahol i és $n \in N$ (1)

- Szórás: $\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{(n-1)}} = 1252 \text{ min}^{-1}$
ahol i és $n \in N$ (2)

- Normális eloszlás sűrűségfüggvénye:
$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}}$$

ahol $\bar{x}$ és $\sigma \in R$ és $\sigma > 0$ (3)

Gauss-féle normál eloszlás függvényt használva (24. ábra) látható, hogy az aritmetikai átlagtól $\pm 1\sigma$ fordulatszám tartományon belül ($6542\text{--}9046 \text{ min}^{-1}$) 68%-os valószínűséggel fog a motorunk működni. Tekintve, hogy ez a tartomány igen keskeny, igyekeztünk az átlag értékéhez közelítő fordulatszámra optimalizálni. Ezért esett a választás a 8000 min^{-1} -es fordulatszámra, hiszen így kellően jó közelítést feltételezünk a valóságos állapotokhoz, nem tranziens vizsgálat esetén is. [8]



24. ábra Normál eloszlás függvény

A szimuláció egyszerűsítése miatt nem tranziens (időfüggő) motor fordulatszámot választottuk.

Forgattyús tengelycsapok gyújtási sorrendjének elfordulási szögeit 0-540-180-360 értékekre választottuk katalógus adat alapján. [2]

A motor belső surlódását a súrlódási effektív középnyomás (FMEP: Friction Mean Effective Pressure) értéke adja meg. Ez függ a motor fordulatszámától és a különböző alkatrészek súrlódásából származó veszteségtől. (3.melléklet)

A közelítő FMEP értéket akképpen érhetjük el, ha elzárjuk az tüzelőanyag ellátást, bezárjuk a pillangószelepet és megmérjük a motor lelassulásának idejét. Ha tudjuk, mekkora a forgattyús mechanizmusok és a dugattyú inerciája, akkor ebből számolható a nyomaték, amely a motor lelassításához kell. Így visszaszámolható az FMEP értéke. Ha megmérjük a BMEP (Brake Mean Effective Pressure) értéket, az IMEP (Indicated Mean Effective Pressure) is kiszámolható.

A forgattyús mechanizmusok összetettsége miatt a tehetetlenség kiszámítása nagyon bonyolult és időigényes feladat lenne.

Ezért a Patton-Nitschke-Heywood modell használtuk. Ez a modell a súrlódási effektív középnyomást a motor típusa (soros) és a geometriai méretei alapján határozza meg, ami megfelelő közelítést ad. [6]

3.3 Légszűrő (Air Cleaner)

A valósággal ellentétben, ahol a levegő először a légszűrővel találkozik, a szimulációs modellben a légszűrő elé egy ún. System Boundary (Környezet határ) kerül, amit cső köt össze a légszűrővel.

A légszűrő számított, és lemért geometriai értékei a következők:

Teljes légszűrő térfogat:	0,06778 l
Bemenő térfogat:	0,0233 l
Kimenő térfogat:	0,0338 l
A szűrő rész hosszúsága:	103 mm

A légszűrő felvett értékei a következők:

Bemenő nyomás:	1 bar
Bemenő levegő hőmérséklet:	25 °C

3.4 Plenum

A mi esetünkben két plenumot is használtunk. Egyik képezte az airbox alapját, míg a másik plenum modell a kipufogódobot alkotta. A kipufogódob mindkét szimuláció esetében 3 l-re határoztuk meg a térfogatát Set 3 globális paraméterrel. A régi airbox térfogata 3,2 l-re választottuk Set 1 globális paraméterrel. Az új airbox térfogatát 3,2 és 5 l között változtattuk Set 1 globális paraméterrel.

Geometriai beállításoknál térfogat vagy átmérő/hossz szerint lehet az értékeket kiválasztani és megadni. A fal hőátbocsájtási tényezőjét ez esetben leegyszerűsítettük, mert nem volt lehetőségünk további mérésre ezzel kapcsolatban.

Az excenteres folyású plenum modellt választottuk.

3.5 Injektor

A motorunkon a gyári Yamaha befecskendezők vannak. A szoftveren belül megkülönböztetünk folytonos és szakaszos beállítást. Mi a szakaszos működésű beállítást használtuk, 480°-os befecskendezési szöget és 20 ms-os nyitvatartási időt határoztunk meg. A szállítási mennyiséghez azonban méréssel jutottunk hozzá.

3.5.1 Injektor teszt

A minél pontosabb szimulációs eredmények eléréséhez azon bemenő paramétereket, amelyekre lehetőségünk volt, lemértük. Az injektorokat a kecskeméti Gáspár András Műszaki Szakképző Iskola és Szakiskola Carbon Tech 2.7 A-4040e benzines injektor mérő és tisztító próbapadján bemértük. A befecskendezőket előzetesen ultrahangosan megtisztítottuk és a programindítás előtt a tekercstestek ellenállásának mérése is megtörtént, ahol a négy injektor 12.2 és 12.4 Ω közötti értéket adott, ami a mi esetünkben megfelelő, hiszen az értékeknek közel azonosnak kell lennie egymáshoz. A legkevesebb és a legnagyobb értékek között maximálisan +/- 10%-os eltérés a megengedett. [9]

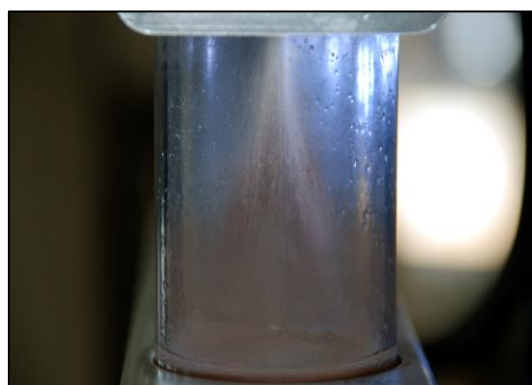
A készülék első tesztje az áramlás teszt volt, ahol alapjáraton (800 min⁻¹) 3,5 bar nyomáson 12,4 ms szelepnyitvatartási idővel 25 ml ($\pm 10\%$) szállítási értéket kaptunk 60 s alatt.

A második tesztnél, folyamatos porlasztásnál a 20 s alatti mérési értékek eredménye 80 ml ($\pm 10\%$) volt.

A terheléses tesztnél a fordulatszámot 800 min^{-1} -ről 6700 min^{-1} -re növeltük, míg a szelepnitvatartási idő $18,7 \text{ ms}$ -ről $6,43 \text{ ms}$ -re csökkent. Itt eredményül 95 ml ($\pm 10\%$) szállított mennyiséget kaptunk.



25. ábra
Yamaha befecskendezők a vizsgálópadon



26. ábra
Yamaha injektor szórásképe

Az utolsó tesztet állandó fordulatszámon (3500 min^{-1}) mértük, ahol a befecskendezési idő 60 s és a szelepnitvatartási idő $3,4 \text{ ms}$ volt. Az itt kapott eredmény 35 ml ($\pm 10\%$).

Ezekből az értékekből arányosan meghatározható a $4,6 \text{ g/s}$ -os szállítási mennyiség. (25., 26. ábra)

3.6 Henger (Cylinder)

A henger felparaméterezéséhez a következő általános információadatokat kellett megadnunk [2]:

Furat:	65,5 mm
Löket:	44,5 mm
Kompresszió arány:	12,4:1
Hajtókar hossz:	90,5 mm
Model:	Tökéletes keverés

A Boost három model típust ajánl itt fel: tökéletes keverés (Perfect Mixing), tökéletes elmozdulás (Perfect Displacement) és felhasználó által meghatározott (User-defined). Tökéletes keverésű modellt használtunk, ahol a hengerbe érkező gáz azonnal keveredik a henger tartalmával. A hengerből kijövő gáz tartalmának keveréke megegyezik a hengerben lévőével. Ez a modell típus használandó általában négyütemű motorok szimulációjánál. [6]

A hengerben a hőáramlásra számítás útján kaptunk közelítő eredményeket:

$$Q = A \alpha (T_c - T_{wi}) \quad (4)$$

ahol, Q - fal hőárama (hengerfej, dugattyú, persely), A - terület (hengerfej, dugattyú, persely), α - hőáramlási együttható, T_c -hengerben a gáz hőmérséklete, T_{wi} - fal hőmérséklete

A hőáramlási együttható kiszámítására a BOOST különböző modelleket ajánl fel (Woschni, Hohenberg, Lorenz, AVL 2000 Model, Bargende). Mi a gyakorlatban használt Woschni 1978-at választottuk. [10] (4. melléklet)

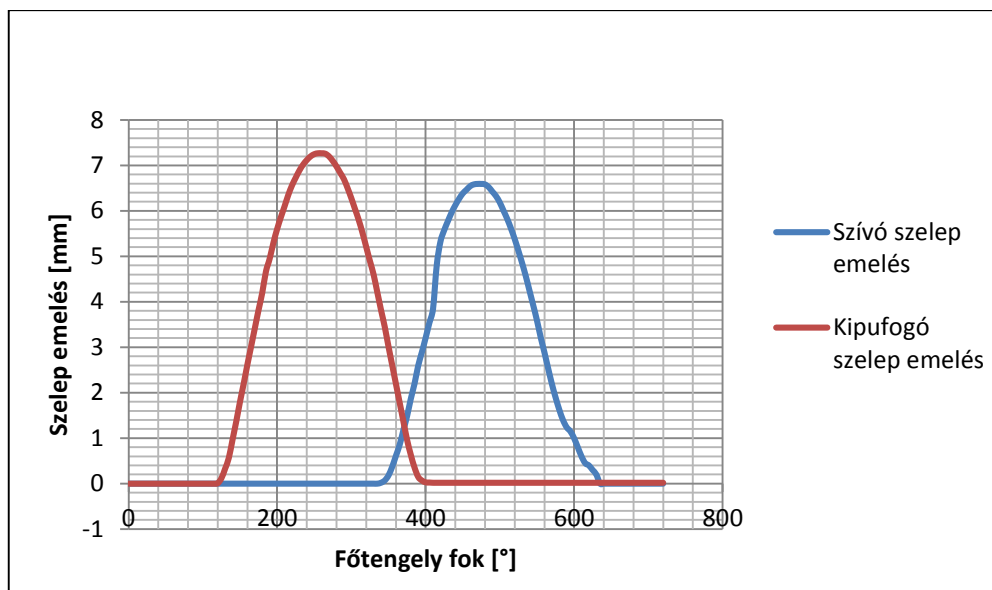
3.6.1 Szelepemelési görbe felvétele

A motorszimulációs program egyik fontos bemenő adata a szelepemelés nagysága a főtengelyfok függvényében. Az alapvető, bütyköstengely által generált események (szelepnyitás, -zárás, maximális szelepemelés) általában a főtengely pozíciójának függvényében vannak kifejezve, azon oknál fogva, hogy a szelepek mozgása szükségszerűen a dugattyú helyzetéhez – illetve sebességéhez – viszonyítva vizsgálандóak. Mivel a vezérműtengely bütyök profilja módosított, ezért mi a gyári szelepemelési görbét nem tudtuk felhasználni, szükségünk volt így lemérni azt. Erre a feladatra egy megszokott módszert, az úgy nevezett „fokolást” használtuk. (27. ábra)



27. ábra
Szelepemelési görbe felvétele

Egy Schrick szögtárcsa lett illesztve a főtengely végére úgy, hogy azzal együtt forogjon, csúszás nélkül. A fokoló tárcsa nullpontját a dugattyú felső holtpontjához lett beállítva, majd egy a motorblokkhoz rögzített indikátor segítségével lett látható, hogy pontosan hány fokot fordult el a nullponthoz képest. Az egyik szívó, majd az egyik kipufogó szelephez tartozó szelepemelőtestekre merőlegesen egy 0,01 mm pontosságú Mitutoyo óras mélységmérő lett elhelyezve. Ennek nullpontja a teljesen zárt állapotra lett beállítva. A mérés, külön a szívó, majd a kipufogó oldalra is meg lett ismételve, 5°-onként elforgatva a főtengelyt, egyenként háromszor. A főtengely egyes pozícióihoz tartozó szelepemelési értékek táblázatba lettek rögzítve, majd egy görbe lett rá illesztve, mint ahogyan az a 28. ábrán is látható.



28. ábra Szelep emelési görbék [KEFO Motorsport]

3.6.1 Tömegáram mérés

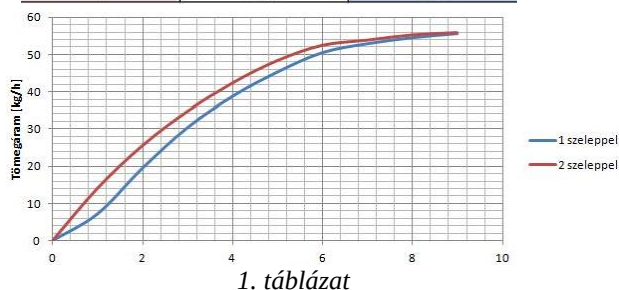
Szintén fontos bemenő paraméter a tömegáram a szelepnyitás függvényében. Ennek le mérésére a Kecskeméti Főiskola Jár műtechnológia Tanszékén lévő motorfékpad AVL Flowsonix ultrahangos tömegáram mérő berendezését használtuk. A dugattyú „lefelé” mozgásából adódó nyomáskülönbséget egy általános ipari ventillátorral (TD-2000/315) helyettesítettük. A ventillátor fordulatszáma 2510 min^{-1} , maximális felvett teljesítménye 160 W, maximális térfogat árama $1550 \text{ m}^3/\text{h}$. Ennek flexibilis szívócsövét egy - a hengerünk méreteivel megegyező - adapter segítségével csatlakoztattuk a hengerfejhez, gondoskodva szilikon géllal a megfelelő tömítésről. A vezérműtengelyeket eltávolítottuk, majd a bütyök forgásából adódó szelepemelést mindkét szívószelep esetén egy 1 mm menetemelkedésű csavarral modelleztük. Ehhez azonban szintén egy adaptert kellett készíteni, amin lévő menetes furatok merőlegesek a szelepemelő testekre. A biztonság kedvéért mellette ugyancsak merőleges pozícióban egy-egy 0,01 mm pontosságú Mitutoyo óras mélységmérőt helyeztünk, amiknek nullpontjait a szívószelepek teljesen zárt állapotaira állítottuk be. Az AVL Flowsonix szintén flexibilis csővel csatlakozott a hengerfejhez a szívócsonton keresztül.

A tömegáram mérés az ipari ventilátor bekapcsolásával kezdődött, majd a csavarok elforgatásával egy milliméterenként emeltük mindkét szelep nyitását. Minden mérési érték esetén megvártuk, amíg a mért tömegáram beáll egy stabil értékre, majd táblázatban rögzítettük őket, ahogyan a 29. ábrán és 1. táblázatban is látható. Ezt a mérést is háromszor végeztük el.



29. ábra
Tömegáram mérő szerkezet

	1 szeleppel	2 szeleppel
Szelepnnyitás mm	Tömegáram kg/h	Tömegáram kg/h
0	0	0
1	7,2	14,1
2	19,5	25,6
3	30,4	34,8
4	38,7	42,3
5	45,2	48,3
6	50,4	52,4
7	52,8	53,8
8	54,4	55,2
9	55,5	55,8



1. táblázat
Tömegáram táblázat (felül) és diagram (alul)

3.7 Környezet határ (System Boundary)

A Környezet határ (System Boundary) elem kapcsolatot teremt a felhasználó által meghatározott környezet és a matematikai modell között. Ezekkel jelöljük a számításaink kezdetét és végét. A környezeti körülményeket (nyomás, hőmérséklet, A/F arány, égési termék, tüzelőanyag gőz (Fuel Vapour) vagy egy állandó bemeneti értékre kell megadni, vagy pedig mint az idő/főtengely elfordulás függvényében. Mi esetünkben alap értékekkel számoltunk, amelyek a következők voltak:

2. táblázat System Boundary értékei

	Pressure (bar)	Gas Temp (degC)	Fuel Vapour	Combustion Products	Ratio Type	Ratio Value
SB 1	0.995	30.85	0	0	A/F Ratio	10000
SB 2	0.995	676.85	0	1	A/F Ratio	14.3

Az SB1 jelenti a szívás oldali, míg az SB2 a kipufogás oldali környezetet. [7]

3.8 Csőszakasz (Pipe)

Termodinamikus motor szimulációs programnál a csőnek különösen fontos szerepe van, ahol a szívó-, kipufogó rendszer gázdinamikáját is megvizsgáljuk. A megfelelő egyenletrendszerek képesek megoldani a csövek egydimenziós áramlását. Ez azt jelenti, hogy a cső az egyetlen elem, ahol a nyomáshullámból vagy magából az áramlásból okozta időeltolódást figyelembe vesszük. A Boost bemenő paraméternél a következő adatokkal számol: csőátmérő, hajlítási sugár, súrlódási együttható, fal hőátadási tényező, fal hőmérséklet, valamint kezdeti nyomásérték, gáz hőmérséklet, A/F arány, tüzelőanyag és égéstermék koncentráció.

A következő táblázatban látható értékeket adtuk meg bemenő paraméterként a régi airbox esetében:

3. táblázat Bemenő paraméterek (régi airbox)

Megnevezés	Jelölés	Csőhossz [mm]	Átmérő [mm]	Lam. Súrl e.h. [-]	Hajlítási sugár [mm]	Globális paraméterek
Környezet	SB1 és CL	5	90	64	100000	Set 1
Szívócső	CL és PL1	135	30-20-50	64	100000	Set 1
Tütték	PL1 és I1-4 (4 db)	90	40	64	100000	Set 1
Szívócsonk	I1-4 és J1-4 (4 db)	45	38	64	100000	Set 2
Szívó csatornák	J1-4 és C1-4 (8 db)	30	20	64	150	Set 2
Kipufogó csatornák	C1-4 és J5-8 (8db)	30	18	64	150	Set 3
Leömlő 4-1	J5-8 és J9 (4 db)	190	38	64	150	Set 3
Kipufogó cső 1	J9 és PL2	235	38	64	150	Set 3
Kipufogó cső 2	PL2 és SB2	20	40	64	100000	Set 3

4. táblázat Bemenő paraméterek (új airbox)

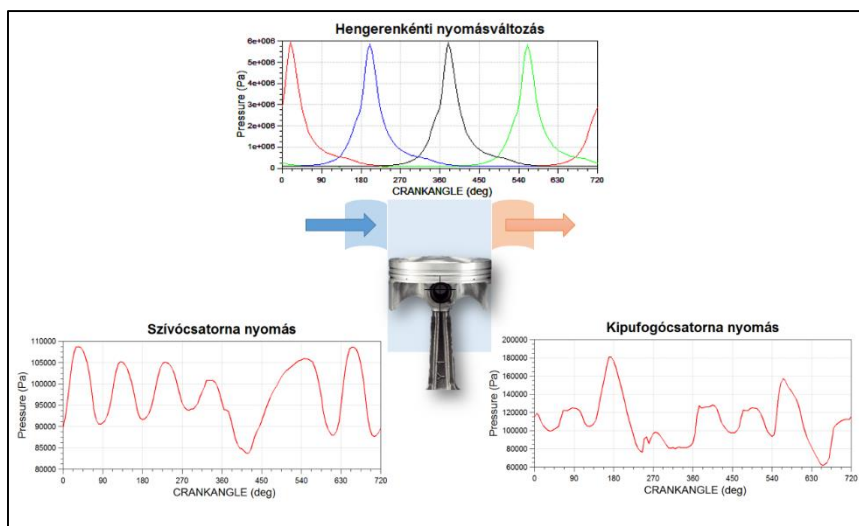
Megnevezés	Jelölés	Csőhossz [mm]	Átmérő [mm]	Lam. Súrl e.h. [-]	Hajlítási sugár [mm]	Globális paraméterek
Környezet	SB1 és CL	5	90	64	100000	Set 1
Szívócső	CL és PL1	260	30-20-40	64	100000	Set 1
Tütték	PL1 és I1-4 (4 db)	120	40	64	100000	Set 1
Szívócsonk	I1-4 és J1-4 (4 db)	45	38	64	100000	Set 2
Szívó csatornák	J1-4 és C1-4 (8 db)	30	20	64	150	Set 2
Kipufogó csatornák	C1-4 és J5-8 (8db)	30	18	64	150	Set 3
Leömlő 4-1	J5-8 és J9 (4 db)	190	38	64	150	Set 3
Kipufogó cső 1	J9 és PL2	235	38	64	150	Set 3
Kipufogó cső 2	PL2 és SB2	20	40	64	100000	Set 3

A következő táblázatban (4. táblázat) látható értékeket adtuk meg a végleges és az új airbox esetén. Sötétebb színnel jelöltük a módosított méreteket. A lamináris súrlódási együttható értékét a felhasználói kézikönyv alapján 64-nek állítottuk be. [7]

3.9 Eredmények

Az előbbieken felsorolt paraméterek és beállítások alkalmazásával lefutattuk a szimulációkat. A motor működésével kapcsolatos grafikonok (30. ábra) szerint optimalizáltuk a szívórendszer egyes elemeit (tütte, szívócsőhosszak, plenum térfogat). (5-11. melléklet)

Matematikai számítások szerint előre meghatározott szívócső hosszakat és plenum térfogatot vizsgálunk a felparaméterezett szimulációs modellben. A végeredményül kapott értékek alapján választottuk ki a megfelelő méretekkel rendelkező alkatrészeket. Az elvre - ami szerint ezt elvégeztük- és a Boost-ból kapott diagramok bemutatására és elemzésére az 5. fejezetben térünk ki részletesen.



30. ábra Motorszimulációs diagram összefüggések

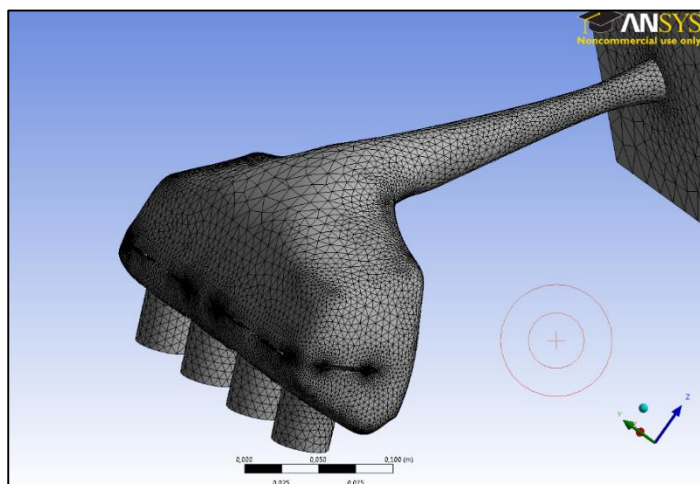
4. Áramlási szimuláció I.

Az áramlástani folyamatokat az airboxban az eddigiekben koncentrált (1D) paraméterűnek tekintettük és e szerint számította ki a motorszimulációs szoftver. Ezzel a közelítési elvvel élve meg tudtuk határozni az alapvető dimenzióit az airboxnak. Azonban ez a közelítés nem elegendő, ha a belső geometria változásából adódó nyomáseséseket, vagy éppen a levegő áramlási útját akarjuk nyomon követni.

Elengedhetetlen volt tehát, hogy a továbbiakban elosztott paraméterűnek tekintsük az áramlási területet és a számítógép nagy műveleti sebességének segítségével matematikai-fizikai modellekkel végezzük el a szimulációkat, hiszen nem állt módunkban a hosszadalmas és költséges kísérletek elvégzése.

Tekintve, hogy esetünkben a lokális Knudsen-szám [11] végtelenül kicsi, ezért az áramlásmodellezést a kontinuum mechanika alapján a Navier-Stokes nemlináris parciális differenciál-egyenletrendszerrel irtuk le, ami az áramló folyadékra a tömeg, a mozgásmennyiség és az energia megmaradását fejezik ki.[11] Mi az ANSYS Workbench 14.0 szoftvert használtuk, ezen belül is a CFX modult. Ennek az ipari alkalmazások 80%-ában 5-10% alatti pontossággal képes visszaadni a valóságot. [12] A modul a transzport egyenletekre épülő Reynolds Átlagolt Navier-Stokes (RANS) turbulencia modellt alkalmazza, $k-\epsilon$ és $k-\omega$ izotróp turbulenciát feltételezve. Ez a legelterjedtebb és leggyorsabb számítási idővel rendelkező turbulencia modell, azonban egyszerűsítésekkel él a kialakult turbulens áramlásokra.

4.1 Áramlási tér, diszkretizáció



31. ábra Áramlási térhálózás

A 2. fejezetben a pontfelhőből elkészített áramlási tér geometriáját importáltuk az ANSYS-be. Esetünkben egy darab test az egész térfogat, így további beállítás nem szükséges.

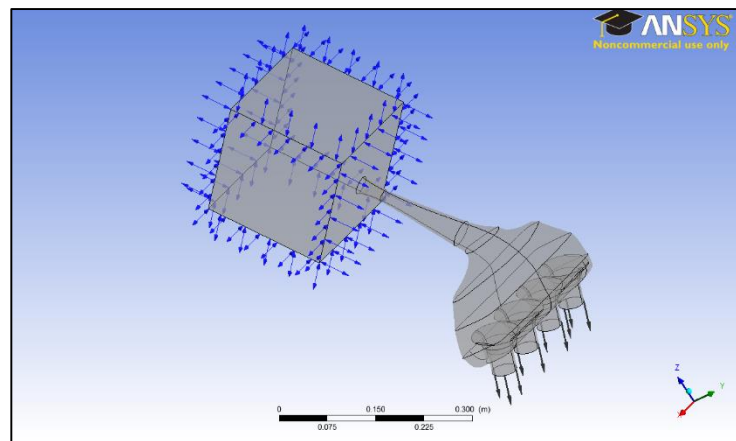
Ezt követte a geometriai diszkretizáció. Ez az áramlási tér hálózását jelenti, amelynek beállításai komoly hatással vannak a végeredményre. Ügyeltünk továbbá arra, hogy azokon a helyeken, amik nagy gradienseket tartalmaznak, addig kell csökkenteni a cellaméretet, amíg annak nem lesz hatása a végeredményre. Emellett gyakorlati tapasztalatok azt mutatják, hogy legalább 10 cellára van szükség a legszűkebb keresztmetszetben is [12]. Véges kapacitásaink miatt az egész geometriára a minimális cella méretet (Min Size) 2 mm-re választottuk és további kísérleteket nem végeztünk a cellák finomításával; ez kellően nagy cellaszámot fog eredményezni, és a kutatásra megfelelő lesz. A simítást (Smoothing) közepesre (medium), míg az átmenetet (Transition) finomra (fine) állítottuk. A többinél az állapotbeállításokat alkalmaztuk, beleértve a tetrahedron alkotóelemeket is. A régi airbox így összesen 994616 darab cellából épült fel. (31. ábra)

4.2 Peremfeltételek definiálása, anyagtulajdonságok megadása

Azért, hogy a lehető legtöbb adatot gyűjtsünk össze a jelenlegi airbox áramlási tulajdonságaival kapcsolatban, összesen hat szimulációt végeztünk el az airboxra, melyek a következők:

Mind a négy henger felől működtetve
 „1” számú henger felől működtetve
 „2” számú henger felől működtetve
 „3” számú henger felől működtetve
 „4” számú henger felől működtetve
 Jármű sebességével megfújva

A szimulációkban a beszívott levegőt ideálisnak tekintettük, a hőmérséklet 25 °C és a referencia nyomás egy atmoszféra, a turbulenciamodellel Shear Stress Transport (SST).



32. ábra Peremfeltételek megadása

Nyitott falként (Opening) definiáltuk minden esetben a környezetet helyettesítő kocka mindegyik oldalfalát a már leírt hőmérséklet és referencia nyomás értékekkel kiegészítve. (32. ábra)

Falként (Wall) definiáltuk minden esetben az airbox összes határoló felületét, beleértve a tütték belső forgásszimmetrikus alakzatait is; kivéve azok kivezetéseinél lévő négy felületet. A fal érdességét simának (Smooth Wall), a hőtranszfert (Heat Transfer) adiabatikusnak választottuk, és kipipáltuk, hogy a fal menti sebességeket (Wall Velocity) is vegye figyelembe.

Kivezetésként (Outlet) definiáltuk az airbox négy kilépő felületét együtt, illetve külön-külön. Itt a maximális dugattyú sebességből a tütte keresztmetszetére számított, a felületekre normális, kifelé irányított sebességet adtunk meg, amely az alábbi tömegmegmaradás összefüggés alapján jön ki:

$$v_{\text{tütte}} = \frac{A_d \cdot \frac{s}{2} \cdot 2 \cdot \frac{n}{60} \cdot \pi}{A_{\text{tütte}}} \cong 50 \frac{m}{s} \quad (5)$$

ahol A_d – dugattyú keresztmetszet [m^2]

s – löket [m]

n – fordulatszám [min^{-1}]

$A_{tütte}$ – tütte keresztmetszet [m^2]

Bevezetésként (Inlet) definiáltuk a kocka airbox szívócsövével szemközti oldalát, melynek sebességét 50 km/h-ra állítottuk be. Ezt csupán az utolsó szimulációnál alkalmaztuk.

Ezt követően elindítjuk a megoldót, ahol a ki- és bemeneti tömeg- és energia-fluxus közötti különbséget 0,01-re állítottuk be. Ez az egész áramlási térre meghatározza a konvergencia minőségét. A megoldó eredményei minden esetben konvergenssek, hiszen az egzakt és a numerikus megoldáshoz tartozó értékek közötti eltérések tartottak a nullához. (33. ábra)



33. ábra Megoldó (Solver) működés közben

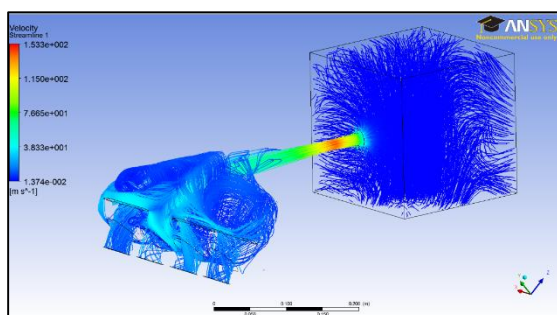
4.3 Eredmények kiértékelése

Mindegyik szimuláció esetében megvizsgáltuk a tütték kivezetésénél az átlagos turbulens kinetikus energiákat, tömegáramokat, illetve a tütték bevezetésénél a sebességeket és a nyomásértékeket, továbbá Mach számokat a szűkítőnél.

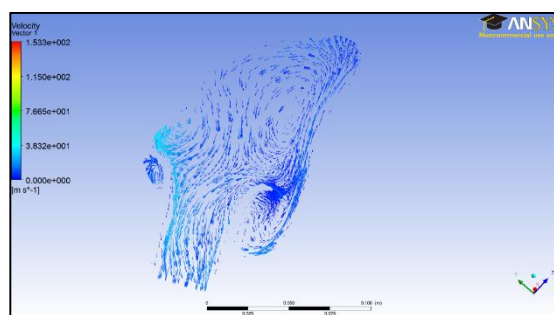
Az áramlás szemléltetése céljából áramvonalakat jelenítettünk meg.

4.3.1 Vizsgálat mind a négy henger felől működtetve

Ebben a szimulációban látható, hogy a mind a négy henger felől megszívott levegő jelentősen veszít a szívócsőben elért sebességéből amiatt, hogy az airbox falának ütközve nem képes olyan hirtelen irányváltásra, mint ami a geometria görbültségéből adódik. Ezt bizonyítja az a tény, hogy a turbulens kinetikus energia 21 J/kg körüli az egyes tütték belépő szakaszán. Mint az a 34., 35 ábrán is látható egyik tütte esetében, a sebesség vektorok nem rendeződnek megfelelően, rengeteg örvény emészti fel az áramlás energiáját, így az nem tud kellő mennyiségű tömegáramot szolgáltatni.



34. ábra Négy henger felől működtetve

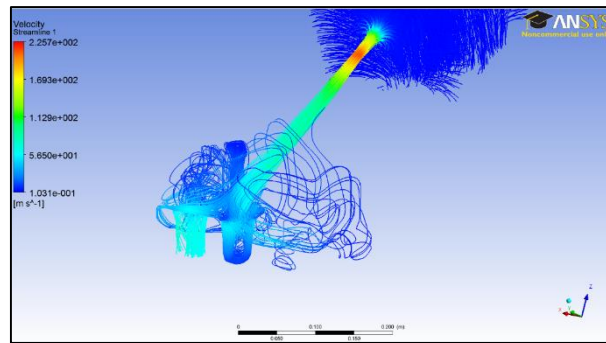


35. ábra Tütte metszeti kép CFD szimuláció során

Általánosságban megjegyezhető, hogy beigazolódott az a korábbi sejtésünk, miszerint a pilóta által érzékelt nyomatek csökkenés a leggyakrabban használt fordulatszám tartományon a hengerek közötti egyenlőtlen tömegáram eloszlás az oka. A szélsőkön $0,1224 \text{ kg/s}$, míg a középsőkön $0,2216 \text{ kg/s}$ tömegáramot mértünk, ami 36 és 64 %-os eloszlást jelent. (13. melléklet)

4.3.2 Vizsgálat egyik szélső henger felől működtetve

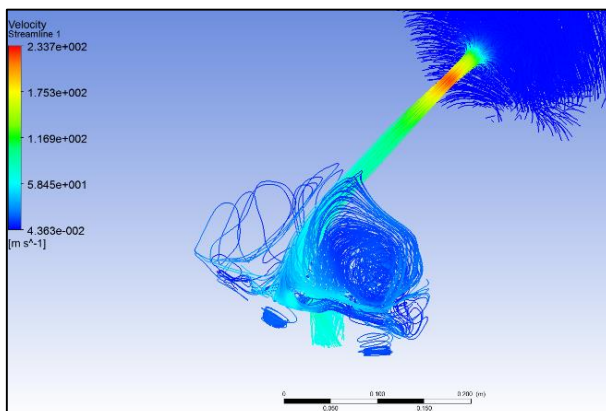
Ennél a szimulációnál is látszik (36. ábra) a régi airbox kedvezőtlen felépítése. A szívócső közvetlenül a középső hengerekre vezeti a beáramló levegőt. Nagy sebességénél, tehát tehetetlenségénél fogva még akkor is előbb valamelyik középső tüttébe megy, ha valamelyik szélső henger szívó szelepei vannak nyitva. Azon idő alatt, amíg a levegő a megfelelő tütte irányába indul el, a szívószelepek bezárnak, azonban az éppen nyitó középső henger felé vezető tüttében nem épült fel nyomás, így a volumetrikus hatásfok csökkenését eredményezi. A tömegáram $0,08658 \text{ kg/s}$ volt. (14. melléklet)



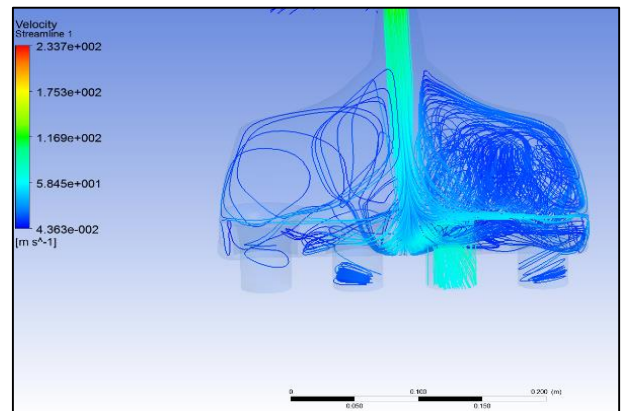
36. ábra Szélső henger felől működtetve

4.3.3 Vizsgálat egyik középső henger felől működtetve

A 37., 38. ábrán is látható, hogy strukturálatlan áramlás jellemzi, amikor az egyik középső henger felől van megszívva. Bár ebben az esetben az airbox térfogata jobban kihasználta a jobb oldalon látható tütték fölötti örvénylésben, azonban a szívócső hirtelen kitágulásánál a cirkuláló áramlás megtörik, ezzel veszítve kinetikus energiájából. (15. melléklet) Esetünkben a 2-es és 4-es tüttékben „csapdába esett” áramlás rontja a tömegáram értékét, amely esetünkben 0,087 kg/s.



37. ábra Egyik középső henger felől működtetve

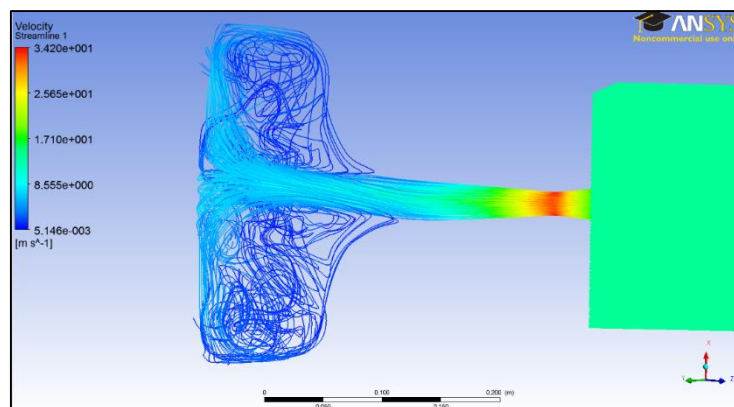


38. ábra Strukturálatlan áramlás

4.3.4 Vizsgálat jármű sebességével megfújva

Ennél a szimulációnál a jármű sebességéből származó torló levegő (ram air) hatást és az airbox kialakításából adódó hengerenkénti levegő elosztását vizsgáltuk. Sajnos a 39. ábrán látható rendezetlen áramlással szembesültünk. A szélső és középső hengerek közötti eloszlás itt is a 36-64%-ot követi. Előbbi 0,0044, utóbbi 0,0078 kg/s-os tömegárammal rendelkezik. (12. melléklet)

Megjegyezhető, hogy egyik szimulációs esetben sem mértünk a szűkítőknél lokális hangsebesség feletti értéket, tehát szubszonikus áramlásról beszélhetünk.



39. ábra Áramlási szimuláció a jármű sebességével megfűjva

5. Az új airbox megalkotása – Shellbox

Minden új alkatrész tervezése esetén fel kell tennünk magunknak azokat az alapvető kérdéseket, hogy „milyen most”, „milyen konkrét tulajdonságain akarunk javítani” és „mivel akarjuk még javítani”.

5.1 Célkitűzés

A motorszimulációból is látszik, ezek az egyszerűnek tűnő kérdések megválaszolása nehezebb, mint első ránézésre. Az eddig leírtak mind a „milyen most” kérdésekre igyekeztek választ adni. A log-file-ok tanulmányozása alapján meghatározott fordulatszám tartományon végeztük a szimulációkat.

Mind a motorszimulációs programból, mind a CFD szimulációból kiderült –és igazolódott– az, hogy a hengerek nem egyenlő mértékben részesednek a beáramló levegő mennyiségéből, illetve a szabályzatban meghatározott szűkítő használata miatt az általunk meghatározott leggyakoribb üzemállapotában a motor nem jut elegendő mennyiségű levegőhöz, így annak teljesítmény és nyomaték karakterisztikáját rontotta.

A fentebb említett negatív hatások kiküszöbölése az új airbox megfelelő alakjának és térfogatának megtalálásában keresendők. Ezzel választ is adtunk „milyen konkrét tulajdonságain akarunk javítani” kérdésre.

Amivel azonban még jobbra kívánjuk tenni, az az adott fordulatszámra a nyomaték görbe optimalizálása illetve lengőcsöves feltöltéssel. Az úttörő munkát még az 1970-es években alkalmazta a mechanikus befecskendezéssel ellátott versenymotorjaikon a Jaguar, ezzel növelve a volumetrikus hatásfokot akár 100%-al is bizonyos fordulatszámokon.[13] Ez adta az alapötletet, hogy e hatás eléréséhez méretezzük és hangoljuk össze majd a szívócsövek hosszát és keresztmetszetét, illetve a töltőkamra kialakítását, térfogatát.

A tervezés során további figyelmet fordítunk egy újszerű gyártási eljárás/anyag, a pre-preg alkalmazására, amivel az airbox belső felülete simább lesz, súlya az előzetes számítások szerint ötödére csökken majd. [14]

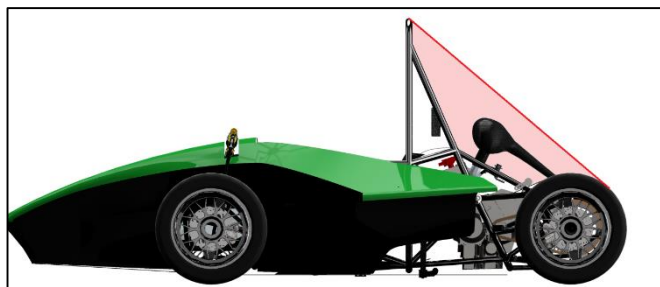
5.2 Tervezési fázis, adatfeldolgozás

5.2.1 Szabályzat

Az új airbox kialakítását illetően elsősorban az FSAE versenyszabályzatát kell szem előtt tartanunk. A szívórendszerre vonatkozó legfontosabb a –már korábban említett- 20 mm átmérőjű szűkítés benzines kategóriában. Ezen a motor által beszívott teljes levegőmennyiségnek át kell haladnia. Tekintve, hogy mechanikus vagy turbótöltést nem kívánunk alkalmazni, a hagyományos szívó motorok szívórendszer elemeinek kötött sorrendjét kell alkalmaznunk (fojtószelep-szűkítés-szívócsatorna). Az optimalizálás során nem térünk ki a fojtószelep kialakítására, esetünkben hagyományos pillangószelepet használtunk. További előírás, hogy az airbox teljes terjedelmében az autó bukókeretére és a hátsó kerekre illeszkedő síkon belül kell elhelyezkednie biztonsági okok miatt. [1]

5.2.2 Befoglaló méretek, kiválthatóság

A tervezés során tehát elsősorban a szabályoknak megfelelő méreteket határoztunk meg méréssel, illetve a virtuális összeállításban. Ilyen befoglaló méret a motortól mért maximális magasság (345mm), a szívócső és a motor csatlakozás közötti dőlésszög (15°), minimális és maximális szélesség (320 mm - 485 mm). (40. ábra)



40. ábra Az airbox méreteit korlátozták a szabályban leírtak

Figyelembe kellett venni a régi airbox csatlakozó méreteit. A pillangószelepház külső és belső csatlakozási átmérői 50 mm és 30 mm, illetve oldalfalának 8° -os konfúzoros kialakítása a szűkítőig. Ez azt jelenti, hogy a belépő 30 mm-es átmérőt 35 mm távolságban követi a 20 mm-es szűkítő. A motorra csatlakozó tütték távolságai 1-2 illetve a 3-4 között 72 mm, a 2-3 között 73 mm. [2] A tütték belső átmérője 40 mm, azonban egy 8 mm magas

45 mm átmérőjű vállban csatlakoznak a szívócsonkokra. Ügyeltünk a pillangószelepházra illesztet légszűrő helyigényére is, ami menetiránnyal ellentétes elrendezés esetén elsősorban a differenciálműtől és azok tartóitól való távolságot a tütték csatlakozásától síkjától 15°-al bedöntött távolságot 485 mm-ben maximalizálta a szívócső hosszát. Menetiránnyal megegyező irány esetén a bukókeret által meghatározott síktól mért távolság 155 mm.

5.2.3 Optimalizálás, lengőcsöves feltöltés

A tervezés során figyelembe kell venni, hogy létezik olyan üzemállapot, amikor két henger szívószelepei egyszerre vannak nyitva egy rövid ideig, ezáltal zavarva egymás töltéscseréjét. A gyújtássorrend (1-3-4-2) ismeretében meghatározható olyan két cellás airbox kialakítás, ahol ez a negatív hatás kiküszöbölhető. Ez az egymástól távol eső (360°) gyújtástávolság esetén a szélső (1-4), illetve a középső (2-3) hengerek különválasztását jelentené, ami nagyban megnehezítené és megdrágítaná a gyártást. Ezen okoknál fogva maradtunk az egy cellás kialakításnál.

A szívórendszer kialakítása az egyik legfontosabb befolyásoló tényezője a motor volumetrikus hatásfokának. Hirtelen profil változások nyomásesést, ezáltal kevesebb levegő bejutását eredményezik az égéstérben. Elsősorban ügyelni kell a finom átmenetekre és a görbületek illeszkedésére a csatlakozó felületeknél. Mint a régi airbox-nál, az új esetében is a plenum-ba mélyen benyúló tüttéket alkalmazunk. (18. melléklet) Alkalmazásukkal olyan Helmholtz-rezonátort - akusztikus rezgőkört - hozunk létre, amelynek hangolása az üreg és egy csövek geometriai méreteivel történik. Rezonancia frekvenciánál (f_0) a hang- illetve nyomáshullámok mozgásba hozzák a szűkületben –tüttében- lévő levegőt. Tehát a kisebb levegő mennyiség rezeg egy nagyobb levegő mennyiség tetején, ami számunkra kedvező hatással lesz a belső nyomáshullámok terjedésére. [15]

$$f_h = \frac{v}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{v_0 L_{eq}}} \quad (6)$$

v - hangsebesség, A - tütte keresztmetszet, L - tütte csőhossz, V - plenum térfogat

A szívócsőnél belépő levegőnek akkora a sebessége (250 ms^{-1}) –ezáltal lendülete-, hogy abban a pillanatban, amikor a szívószelep bezár az egyik hengernél, -mivel már nincs hová mennie a levegőnek- egyre nagyobb nyomást generál, hullámként a szeleptől indulva, a tüttén át kilép annak keresztmetszetén. Ezután a tüttében a nyomás alacsonyabb lesz, mint a beömlő csatornában. Innen a levegő próbál kiegyenlítődni, majd az inerciája miatt újra

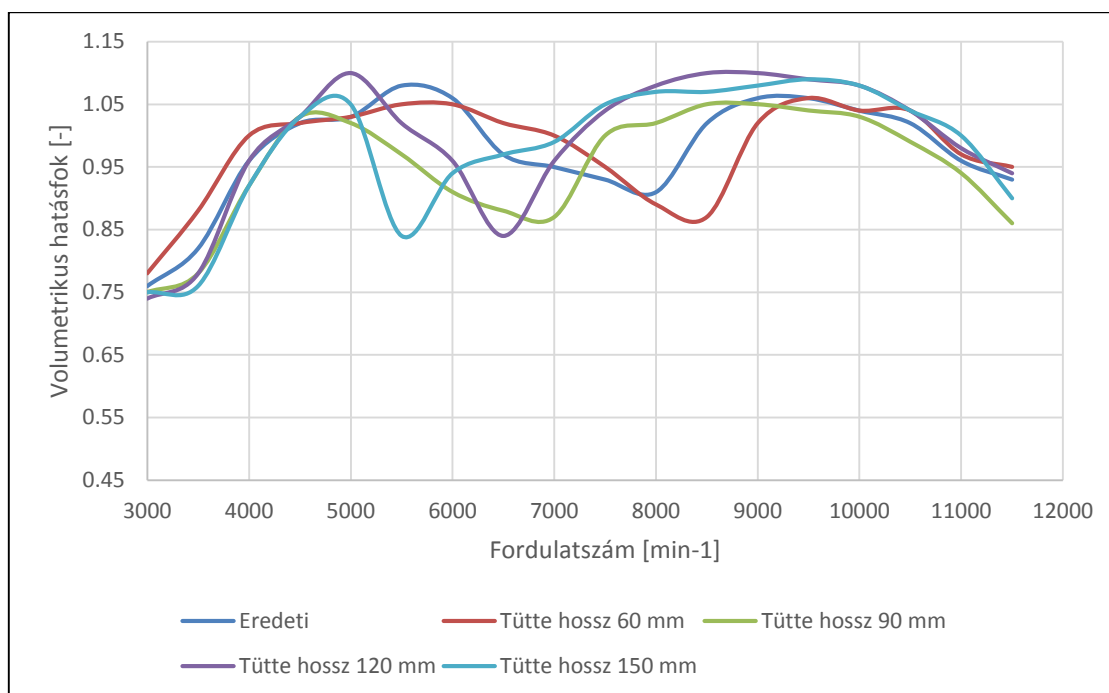
feltorlódik a tüttében. Az inercia következtében a nyomás kiegyenlítődés hajlamos oszcillálni. Ez a folyamat hangsebességgel zajlik oda és vissza, mindaddig míg újra ki nem nyit a szelep. Ezt hívjuk Allievi-effektusnak. [15]

Minél kisebb azonban a tütte keresztmetszeti területe –vagy nagyobb a hossza-, annál nagyobb mértékben fog változtatni a nyomás a rezonancián egy adott tömegáram esetén. A Helmholtz-rezonátor alkalmazásával Venturi hatást eredményezhetünk a rezonancia frekvenciánál, azaz amikor a dugattyú „lefelé” gyorsul, a tütte hengerhez közeli részében lecsökken a nyomás. Ez az alacsony nyomás igyekszik kiegyenlítődni, ami túlnyomás hullámot generál. A nyomás hullám visszafelé vándorol a tüttében és torlónyomás alakul ki, majd a szelep bezár.

Bezárás után a nyomás hullám front eléri az airbox átellenes oldalát, onnan visszaverődve pont akkor érkezik meg abba a másik tüttébe, amikor ott nyit a szívószelep. Ezen folyamat ismétlődik mind a négy hengerre, segítve az égési térben a levegő sűrítését, tehát feltöltését.

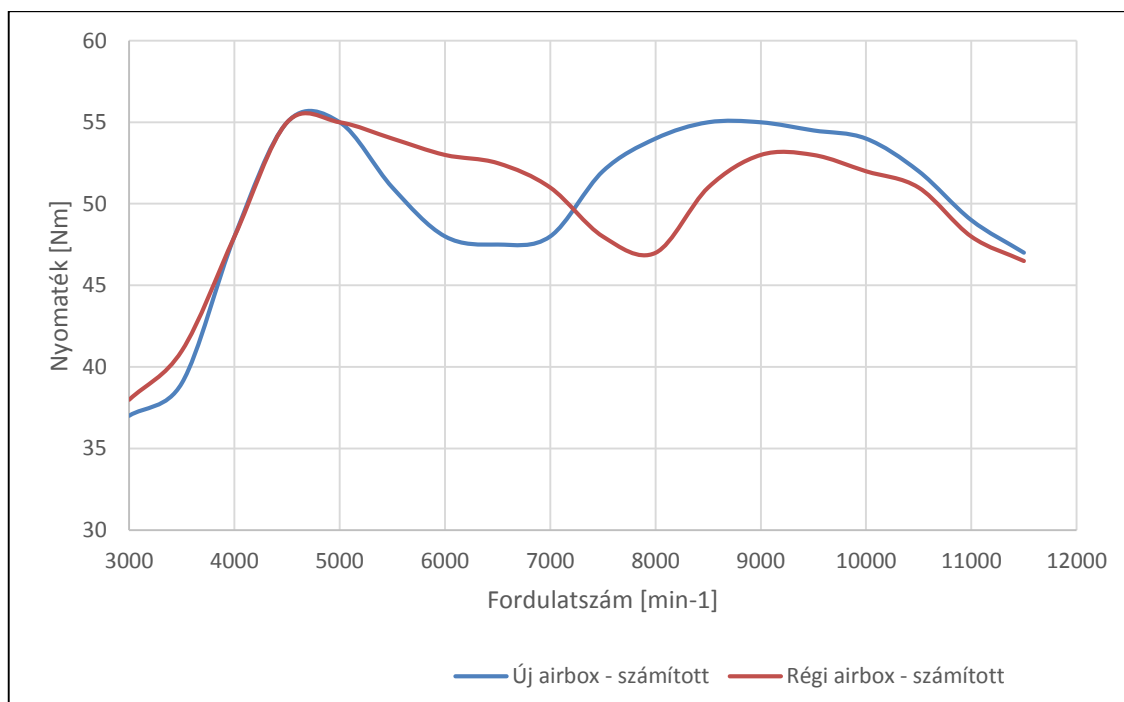
Az lengőcsöves feltöltésnek azonban a hátrányával is tisztában vagyunk, miszerint csak nagyon kis fordulatszám tartományon képes feltöltőként viselkedni. Sajnálatos módon léteznek olyan fordulatszám tartományok is, amikor pont az ellentétes hatást gyakorol, az az a henger feltöltése ellen dolgozik, megakadályozva a nyomaték leadást. Erre a változtatható hosszúságú szívócső hossz jelentene megoldást, azonban a mozgó, elektronikus vezérlésű alkatrészekkel járó kockázat, idő és kapacitás hiánya miatt kivitelezésére nem került sor. [16]

Feladatunk tehát az, hogy megtaláljuk a frekvenciát (f_H), ami a megfelelő geometriai méretek segítségével ki is számítható a szívócsövekre. Ennek eredményeként a leggyakrabban használt fordulatszám tartományra kalibrálható a lengőcsöves feltöltést –más néven akusztikus feltöltést- elérni. Ennek tudatában szimuláltuk különféle szívócső és tütte hosszakra, átmérőkre az AVL Boost szoftverben. Sikerült számítások és a program segítségével kikísérletezni olyan állandó szívócső hosszakat, ami a teljes optimális fordulatszám tartományra hangolja a versenyautó nyomatéki görbáját. Esetünkben ha hosszabb a tütte (>70 mm), annál hosszabb ideig tart, míg a nyomáshullám visszaér, így alacsonyabb frekvenciájú nyomás hullámot érünk el. Ez azt jelenti, hogy alacsonyabb fordulatszám tartományon ($6500-8000 \text{ min}^{-1}$), míg rövidebb tütte esetén (<70 mm) magasabb fordulatszám tartományon belül ($10000-115000 \text{ min}^{-1}$) fog érvényesülni a feltöltő hatás. Az 41. ábrán láthatóak a különféle cső hosszak alkalmazásával megkapott nyomaték görbék, amik alapján döntöttünk.



41. ábra Volumetrikus hatásfokok a leggyakoribb fordulatszámon

A leggyakoribb fordulatszámnál a legjobb volumetrikus hatásfok értéket a 120 mm-es tütte hosszak esetén mértük fix 40 mm-es csatlakozó átmérő mellett.

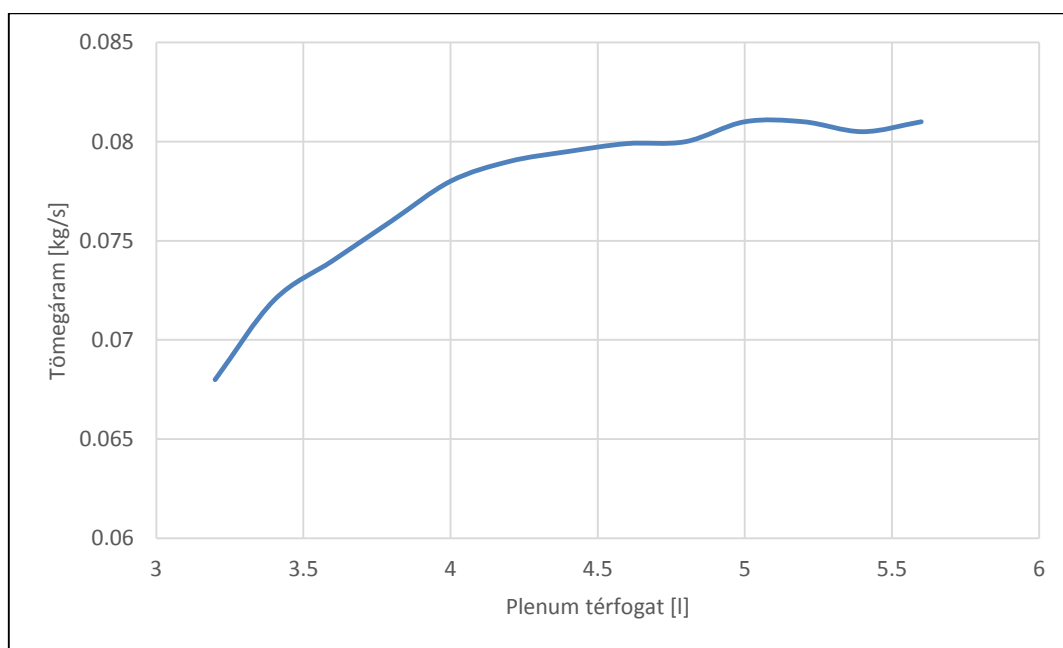


42. ábra Nyomatékváltozás összehasonlítása

A Boost-ból kapott nyomaték értékeink nem adják vissza a katalógus adatokat, hiszen a verseny során a 20 mm-es szűkítő erősen befolyásolja a motorunk teljesítményét és

a szimuláció pontatlanságát is figyelembe kell vennünk. Ennek ellenére a korábbi görgös fékpadi mérések értékeit felülről megközelítik, tehát kellően pontosnak tekinthetjük. (65. ábra) Természetesen a nyomatéki görbék alakja követi a volumetrikus hatásfok görbéit. A régi és az új airbox-al számított nyomatéki görbék bizonyítják, hogy a célunkat megvalósítottuk, miszerint a 8000 min^{-1} fordulatszám körüli tartományon nyomatékosabbá tettük a motort. Az ábráról leolvasható, hogy a maximális nyomaték minkét esetben 56 Nm , azonban míg a régi airbox esetén ez körülbelül 4500 min^{-1} , addig az újnál 8500 min^{-1} fordulatszámnál mérhető. Érdeemes megjegyezni, hogy a nyomatéki karakterisztika a módosított szívórendszert alkalmazva 7000 min^{-1} -től egészen 11500 min^{-1} -es fordulatszámig átlagban 4%-al és a 6500 min^{-1} -es törésnél is 2,3%-al magasabb, mint az eredeti változatnál.

Az új airbox térfogatát illetően ügyeltünk továbbá, hogy mindegyik tütte fölött és körül ugyanakkora térrész legyen biztosítva a szimmetrikus nyomáshullám jel terjedés és visszaverődés érdekében. Mindemellett azt a térfogatot határoztunk meg, amikortól a maximális tömegáram stagnálni kezd (43. ábra).



43. ábra Tömegáram változások

Ennek eredményeként a régi airbox kb. 3200 cm^3 -es térfogatát –szívócsövek nélkül– megnöveltük 5166 cm^3 -re.

A szűkítőt tartalmazó szívócső hossza és a tüttékhez képest meghatározott helyzete is kritikus pont volt. A régi airbox-on nagyon rövid kb. 150 mm -es szívócső végén lévő hatalmas (45°) fél nyílásszöggel rendelkezett. Ez az igen nagy diffúzoros hatás a CFD szimulációkon látható módon nincs jó hatással a belépő levegő áramlására, hiszen az

rendezetlenül, alacsony sebességgel érkezik be a plenum-ba. A leválások esélyének csökkentésére kisebb fél nyílásszöggel rendelkező kúppal kell beérkeznie a beáramló levegőnek ugyanolyan keresztmetszetre. Ehhez mindenképpen egy hosszabb szívócsőre van szükség. Ezzel a változtatással gyorsan, „kifésülve” érkezik a puffer tartályba a levegő. [17]

A beérkezés dőlésszögének változtatásával is javulásokat érhetünk el. A régi airbox szívócsatornája egyenesen a 2-3-as tütték felé vezették a levegőt. Az áramlástan szimulációkban is jól látható, hogy a levegő akkor is előbb az egyik középső tüttébe érkezik, ha az egyik szélsőben nyitott ki a szívószelep. Ez okolható legnagyobb mértékben a kedvezőtlen levegő elosztásért a hengerek között. Megoldást jelent a problémára olyan dőlésszög megválasztása, ami nem a tüttékre, hanem azok mögé vezeti be a levegőt. Az új airbox hátsó része hasonlóan működik, mint a Pelton-kerék kanál alakú lapátja. Ezen hátsó rész megfordítja a beáramló levegőt. Habár Newton második axiómája alapján a levegő impulzusából veszt, azonban a tütték között visszaáramló levegő találkozik a beáramló gyors levegővel, ami újra felgyorsítja azt. Ezáltal nagy sebességű, -vertikálisan és horizontálisan is- szimmetrikus levegő érkezik a tütték fölé, gondoskodva a az egyenlőbb levegő elosztásról. Ezt követően az éppen nyitott állapotban lévő henger tüttéjébe „esik bele”.

Annak céljából, hogy a hengerek által beszívott levegő mennyiségek valóban egyenlők legyenek, az új airbox geometriáját ki kell egészíteni olyan járatokkal, vagy csatornákkal, amik ezt a célt szolgálják, azonban nem bontják meg a plenum összefüggő térfogatát. Így kerültek megtervezésre az új airbox tetején elhelyezett kagylóhéj-szerű hullámok. Innen neveztük el az új airbox-ot „Shellbox-nak”. Ezek a járatok a belépő levegőt már eleve 4 részre osztja el, ami szintén az egyenlő levegő elosztást szolgálja. Egyenként vezetik az egyes tütték irányába a beszívott levegőt. A hullámok –miután elvezették a levegőt- a hátoldalon teljesen eltűnnek, hogy ne zavarják a nyomás hullámok visszaverődését.

5.2.4 Áramlási veszteségek

Az tütték és a szívócső hosszak meghatározásánál számításba kell venni azonban a csövek miatti nyomás veszteségeket, amit két kategóriába sorolunk. Az első –és egyben nagyobb- veszteség a csövek fizikai hosszából és a fal és a folyadék súrlódásából származó viszkózus veszteségekből adódnak. A második –kisebbik- veszteséget a csőben lévő

változások (hajlítás, könyökök, szelepek, csatlakozások) okozzák. A tütte 120 mm hossza miatt elhanyagoltuk ezt a megközelítést.

A szívócső oldalfalának fél nyílásszögének csökkentésével, annak alakja egyre jobban hengeres lesz, ennél fogva megnő a fizikai hosszából származó viszkózus veszteség, ami ennél a hosszúnál nem elhanyagolható szempont. Gyakorlati tapasztalatok szerint 4°-os diffúzor esetén a legkisebb a nyomás esés. [17] Ezzel a szöggel egyértelműen meghatároztuk a szívócső hosszát (260 mm); így csak a menetiránnyal ellentétesen fér el az airbox.

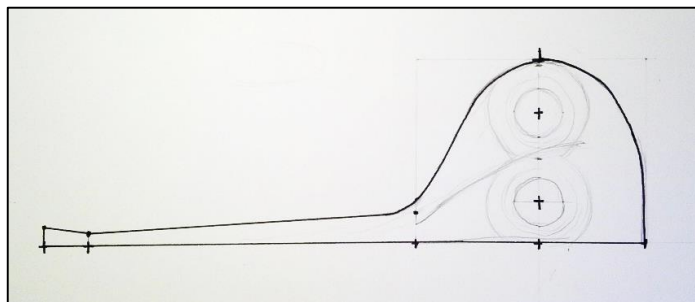
5.3 Felületmodellezés

Az egyik korábbi fejezetben (2.2) már szó esett a felületmodellezés folyamatáról. Az új airbox tervezésekor nem egy már meglévő pontfelhőre kell illeszteni a vezérgörbéket majd a felületeket. Ez sokkal könnyebbé teszi a szabadfelület elkészítését, hiszen nem kell attól tartani, hogy a megfelelő gyűrődésmentes felület létrehozásával jelentősen eltérünk az eredeti geometriától.

5.3.1 Formatervezés, vázlatok

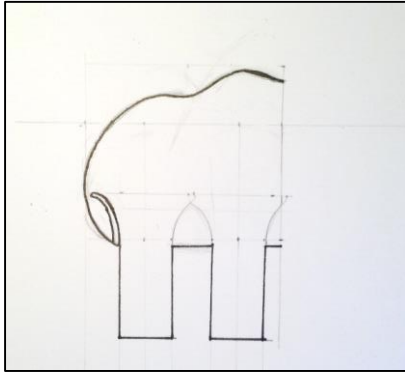
Új kihívásokkal szembesültünk, mert az előző fejezetben leírt szempontokat, méreteket, formákat és anyagtechnológiát is figyelembe kellett vennünk. Annak érdekében, hogy a fejben létező formát meg tudjuk alkotni, előzetes formatervek, rajzok kerültek elkészítésre.

Első lépésben látványterveket készítettünk, ezeket jellemzően kézzel. Ezt követően a fő nézetekben (elöl, oldalt, felül) ábrázoltuk az új airbox-ot. Itt már a jelentősebb méretek (bezárt szögek, átmérők, hosszak) szerkesztettek. A plenum kontúrvonalai szabad kézzel kerültek megrajzolásra. Néhány ezek közül, az ábrákon látható rajzok; A3-as méretű papíron, tussal készültek a későbbi megfelelő minőségű digitalizálás végett, illetve a későbbi illesztés miatt pozícionáló pontokat is bejelöltük. Ezeken a fő nézeteken határoztuk meg a metszősíkokat, szám szerint nyolcat. (44-46. ábra) Természetesen itt is ügyeltünk az általunk

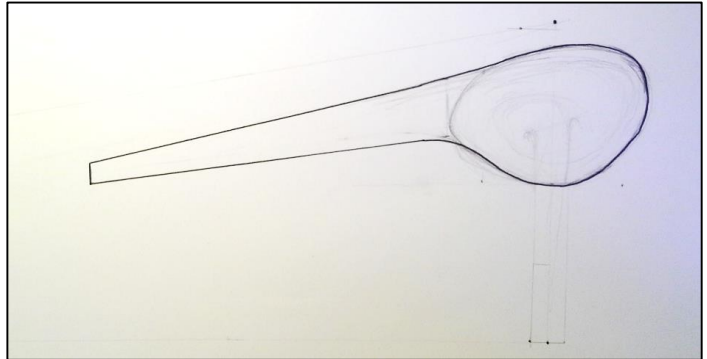


44. ábra Kézi látványterv (felül nézet)

megrajzolt kontúrvonalak esésére, görbületére, azonban itt nem volt mégsem akkora jelentősége, hiszen, ezek szabad kézzel készült skiccek csupán, csak a jellegét adja meg a későbbi modellnek.

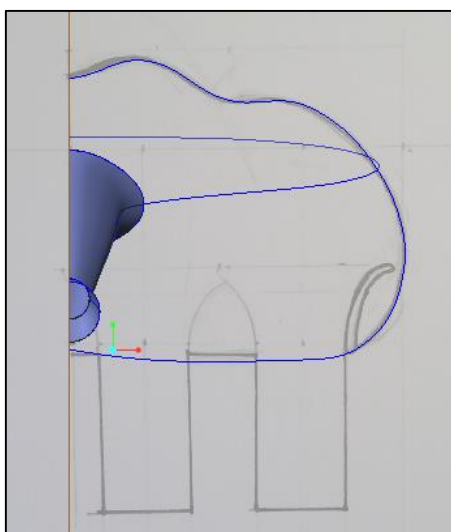


45. ábra
Kézi látványterv (elől nézet)

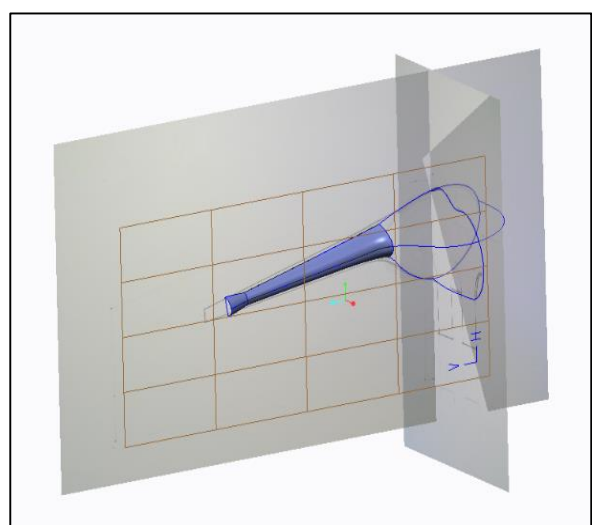


46. ábra Kézi látványterv (oldal nézet)

Miután a metszeti rajzok elkészültek, azokat digitalizáltuk, majd a korábbi felületmodellezésnél használt PTC Creo Parametric 2.0 szoftver 3D-s terében is létrehoztuk ezeket a síkokat. Ezekre a síkokra a megfelelő, digitalizált képfájlokat (.jpg) importáltuk be. A 3D-s térben minden síkban létre hoztuk a rajzon már bejelölt pozícionáló pontok virtuális mását. Ezek segítették a vázlataink pontos illesztését. Minden esetben ellenőriztük azt, hogy a rajzon felvett ismert távolságok a virtuális térben is megegyezők legyenek. Az ábrán látható módon lettek végül a helyükre illesztve a vázlatok a szoftver környezetében. (47-48. ábra)



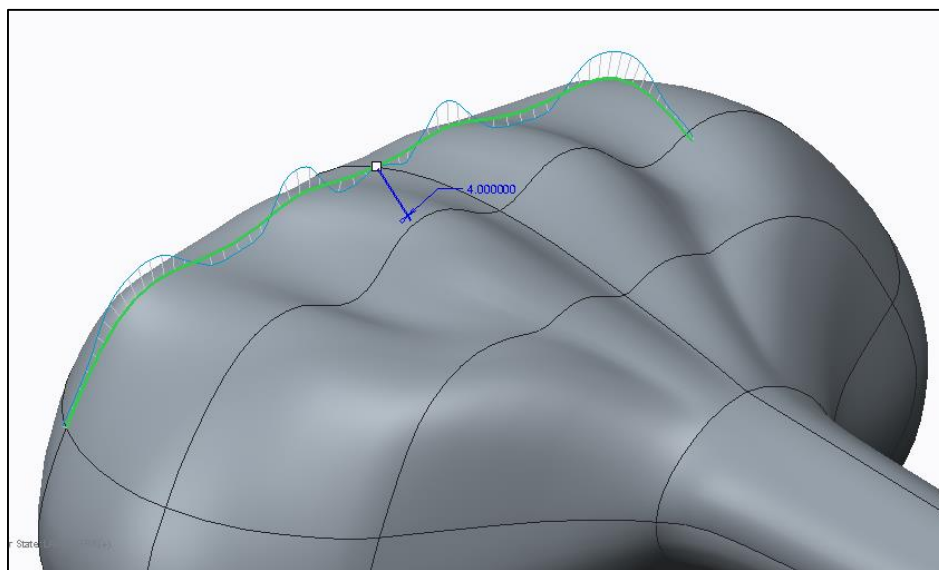
47. ábra Vázlat a szoftver környezetben- 1



48. ábra Vázlat a szoftverkörnyezetben- 2

Miután mindegyik vázlat a helyére került, újfent a Style eszközt használtuk, hiszen ez kínálja a legtöbb manipulációs lehetőséget a szabadfelület illesztés során. A korábbi fejezetben a pontfelhő metszeteiben látható kontúrvonalakra helyeztük a kontrollpontokat. Ebben az esetben nagyon hasonló volt a munkamenet, azonban itt az általunk megrajzolt vonalakra kellett illeszteni a kontrollpontokat. Itt a görbület változása kapott nagyobb prioritást, nem a kontúrvonal lehető legjobb lemásolása. Azokban a pontokban, ahol a rajz szerint túlságosan hirtelen változtak a görbületek, vagy nem voltak a megfelelő méretűek – ez a szűkítőnél, illetve a csatlakozó méreteknél fontosak voltak –, ott egyszerűen felülbíráltuk a rajzot. A vezérgörbék így sokkal szebb átmenetekkel rendelkeznek, nincsenek hirtelen változások. Azonban nemcsak egy közös érintő vektort, illetve a csomópontba beérkező és induló ívdarab görbületének megegyezését határoztuk meg, hanem azok gyorsulásának (görbe változás arányának) egyenlőségét is. Folytonosság szempontjából így G1-es szintről G2-as szintre emeltük a modellünk vezérgörbéit.

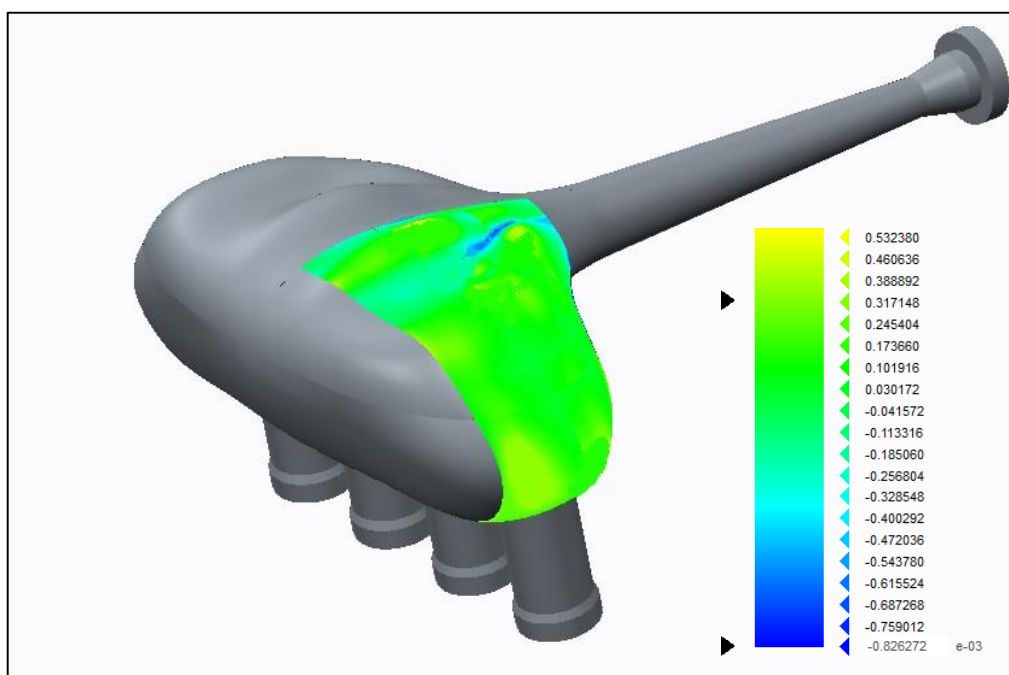
A vezérgörbék itt is egy drótvázatot alkotnak, amikre a felületeket illeszteni tudjuk. Összesen 24 felületet illesztettük. Látható, hogy lényegesen egyszerűbb a geometria a régi airbox-hoz viszonyítva, amit 78 illesztett felülettel rendelkezett. Ez egyrészt annak köszönhető, hogy kevesebb vezérgörbét használva a metszősíkok közötti felület a CAD szoftverbe írt polinomiális egyenletek szerint definiáltak, ami szintén sima átmenetet biztosít nagy görbületváltozások és hajlítások nélkül. Másrészt igyekeztünk a lehető legegyszerűbb módosítási lehetőségre. Minél több az illesztett felületek száma, annál több ideig tart a módosításuk is. Erre a következő fejezetben térünk ki részletesebben.



49. ábra A hullámok két vezérgörbéből alakultak ki

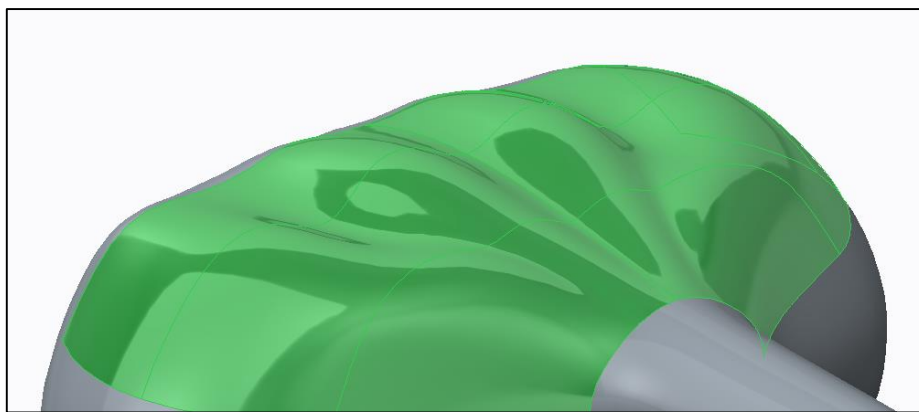
Példaként említhetjük a 49. ábrán is látható, új airbox tetején lévő hullámok három metszetben definiált vezérgörbe segítségével alakultak ki – és tűntek el- a két konvex vezérgörbéből. Mindegyik párhuzamos metszetben a hullámvölgyek és –hegyek egymáshoz képest eltolt állapotban jelennek meg, azonban a képen is látható módon, az interpolált felület tökéletesen visszaadja az elképzelt formát, elvezetve a beáramló levegőt a tüttékhez.

A vezérgörbék görbületét külön-külön ellenőriztük és illesztettük, azonban ugyanezt a felületekre is el kellett végeznünk. Az 50. ábrán látható a felületekhez tartozó görbületi értékek szín szerinti jelölése. Jelen esetben az oldalt, és a felső részen lévő felületek illeszkedését és azok folytonosságát vizsgáltuk. Az egész geometriára vonatkoztatva a minimum Gauss-féle görbület -0.000335458 , míg a maximális 0.00044604 . A negatív görbület a hullámokat leíró konkáv vezérgörbékhez tartozik.



50. ábra Felületi görbület értékelése

Mint ahogyan a régi airbox esetében, az újnál is a már elkészült felületet egy utolsó, horizontális/vertikális csíkok („zebra” csíkok) és megvilágítási effektusok tükröződésének vizsgálatát végeztük el. Az 51. ábrán látható zöld felületnél egy oldalról megvilágított tükröződéssel ellenőriztük, hogy a felület valóban sima és folytonos.



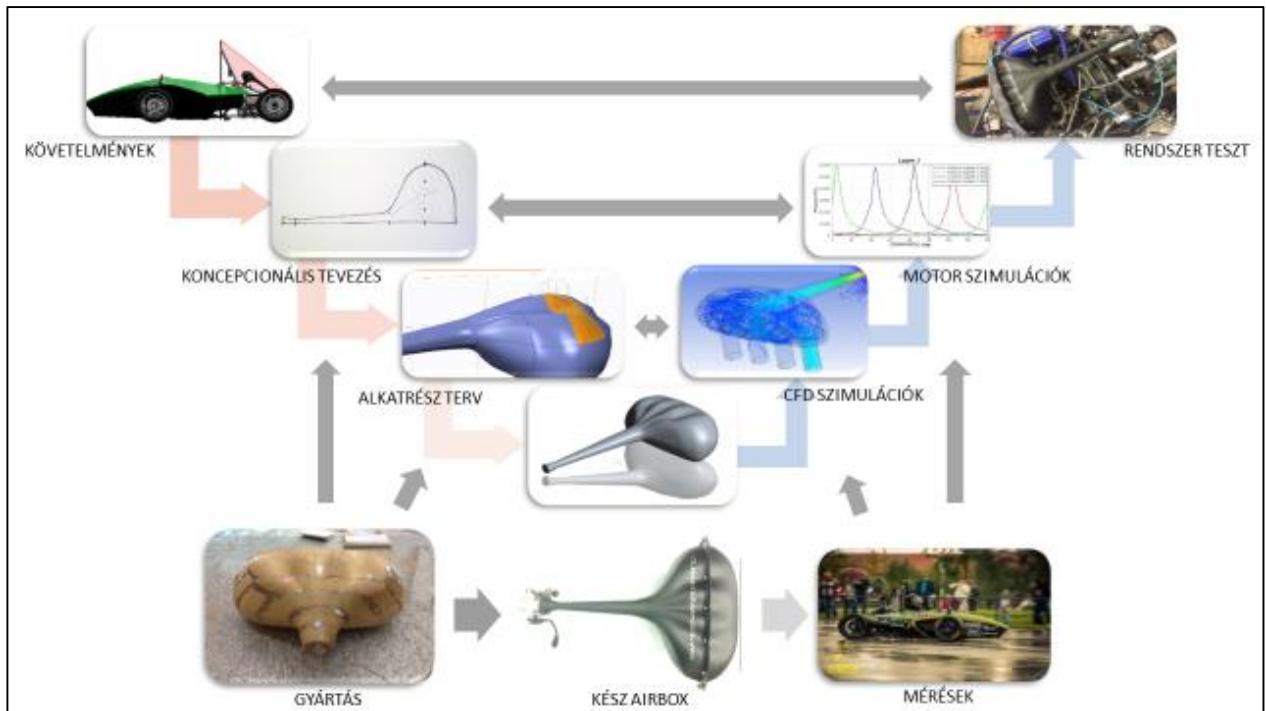
51. ábra A felület ellenőrzése

Természetesen itt is az áramlási teret alkotjuk meg, ugyanazon módszerekkel, mint ahogyan azt a régi airbox esetében is bemutattuk. Hasonlóan az airbox szívó csövére egy 8000 cm^3 –es (200x200x200 mm) kockát illesztettünk, illetve a négy tütte hossza is meghosszabbításra került további 30 mm-rel.

5.3.2 Tervezési folyamat V-modell segítségével

A V-modell egy, a német hadsereg szoftverfejlesztéséből az autóiparba átemelt termék fejlesztési és -életciklus modell, koncepció. Maga az elnevezés azonban egy egész módszertant jelöl, aminek több elemét később az ISO12207 szabványban is rögzítették. [18]

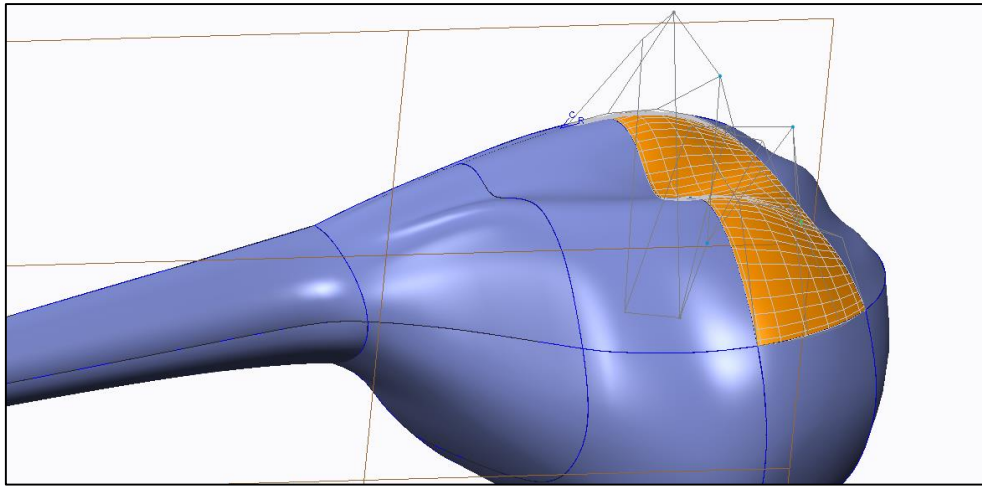
Az ok, ami miatt a jelenlegi szívórendszer optimalizálásánál is használtuk az maga a rendszer szemlélete. Fontos átlátnunk, hogy a fejlesztés során egy adott fázistevékenységhöz mely korábban létrehozott fázisok termékeit kell felhasználni, illetve ezekhez kapcsolódó milyen elkészített tervek szerint kell őket ellenőrizni. Mint az 52. ábrán is látható, a V-modell bal oldala a tervezési (fentről lefelé), míg a jobb oldal a tesztelési folyamatokat jelöli (lentől felfelé). Bár az 5.3-as Felület modellezés alfejezetén belül térünk ki a V-modell alkalmazására, azonban ez mind a motorszimulációs, mind az áramlási CFD szimulációk párhuzamos iterációit is magába foglalja. Általános esetben a V-modell legalján maga az előállított, kész termék helyezkedik el. Mi egy kissé módosítottuk ezt azzal, hogy a modell legaljára a kész 3D-s modellt helyeztük. Erre azért volt szükség, mivel az optimalizálási alap koncepciónk a különféle szimulációs szoftverek alkalmazására tér ki.



52. ábra V-modell felépítése

Az ábrán látható az új airbox-al kapcsolatos teljes tervezési struktúra. Az előző alfejezetekben eljutottunk egészen az új airbox geometriájáig (áramlási teréig). A követelményekben és a tervezési fázisban kiszámolt csőhosszak, illetve a kigondolt geometria alapján megalkotott testmodellre további szimulációk várnak.

Elsődlegesen több CFD áramlástani szimulációt végzünk el az adott modellen. (Arra, hogy pontosan milyen szempontok alapján vizsgáljuk a CFD szimulációk lefutását követően a geometriát, a következő fejezetben kitérünk.) A szimuláció lefutását követően kiértékeljük a kapott eredményeket, majd döntünk, hogy milyen paraméteren lenne célszerű változtatni. Ha lokalizáltuk a probléma forrását például egy felület változásában, akkor az ábra szerint visszamegyünk a modellfába, majd az adott kontroll pontok, vagy csomók helyzetén módosítunk, hozzáadunk vagy elveszünk. Ezután újra görbület és tükröződés analízis alá vetjük a modellt, majd újra végrehajtjuk rajta a CFD szimulációt. Mindezt addig csináljuk, amíg az áramlás teljes mértékben kielégítő eredményekkel szolgál. Ez egy nagyon hosszadalmas iteráció, hiszen egy-egy póluspont elmozdítása jelentős változásokat okoz a belső áramlásokban. (53. ábra) A fejlesztés során négyszer éltünk ilyen szintű módosítással.



53. ábra Felületmódosítás csomópontok segítségével

Miután optimalizáltuk a megfelelő belső kialakítást, következhetett a motor szimulációs szoftverben mért eredmények kiértékelése. Az egydimenziós motor szimulációs szoftver bemeneti paramétereivel nem tudunk kellő pontossággal számolni a belső geometriával, így annak eredményeivel nem tudjuk optimalizálni a felületek alakulását (például a hullámok vonulatait). Azonban olyan alapvető tulajdonságokat, mint a belső térfogat, tütte és szívócső hosszak átmérők optimalizálhatunk a segítségével, tehát az airbox tervezés egy szinttel korábbi szintjére van hatása, a koncepcionális tervezésre. Ha más térfogat vagy csőhosszat akarunk szimulálni, akkor már az alavető tervrajzokon, vázlatokon is módosítani kell. Az előzetes számításokkal pont arra törekedtünk, hogy ezen nagyon hosszadalmas folyamat számát a lehető legkevesebbre csökkentsük. Esetünkben azonban így is egyszer volt ilyen szintű módosítás.

Az optimalizált geometria azonban még nem jelenti azt, hogy további változtatásokra nincs szükség. A gyárthatóság is erősen befolyásolja a koncepcionális és alkatrész terveket. Azért, hogy a rengeteg alámetszéssel és hullámmal rendelkező, áramlástanilag optimált geometria megvalósulhasson egy új típusú anyaghoz kellett fordulni a pre-preg-hez (5.3 fejezet). Hagyományos szénszálak-kompozitos vagy üvegszálak technológia nem tette volna lehetővé a gyártást, így az alapjaiban megváltoztatta volna az airbox alakját.

Az elkészült új airbox beépítve a versenyautóba (54. ábra) jelenti a rendszer tesztet. Itt vizsgáltuk, hogy valóban megfelelőek-e a csatlakozó és meghatározott méretei, helyesen tömít-e, illetve mechanikai igénybevételnek ellenálló-e. (19. melléklet)

A beépítést követően az airbox működési környezetében tett vizsgálatok, mérések szintén visszacsatolásra kerülnek, de ezek nem közvetlenül az alkatrész vagy a koncepcionális tervezést módosítják, hanem a szimulációs szoftverek bemeneti és kimeneti paramétereit igazoljuk velük.



54. ábra Az új airbox a versenyautóba beépítve

5.3 Gyártás

Az airbox gyártását alapvetően két fő részre lehet felbontani. Elsőként szükségünk volt az airbox negatív felének, tehát a szerszámnak a legyártására, majd ezután következhetett a tényleges alkatrész elkészítése.

Előzetes tanulmányaink során korábban nem volt lehetőségünk a gyártással, illetve CAM (Computer Aided Manufacturing) szoftverekkel közelebbről megismerkedni, viszont sok szakmai segítséget kaptunk a Főiskola Eco-Marathon járműépítő csapatától, akik a gyártás gyakorlati területén több éves szakmai tapasztalattal rendelkeznek.

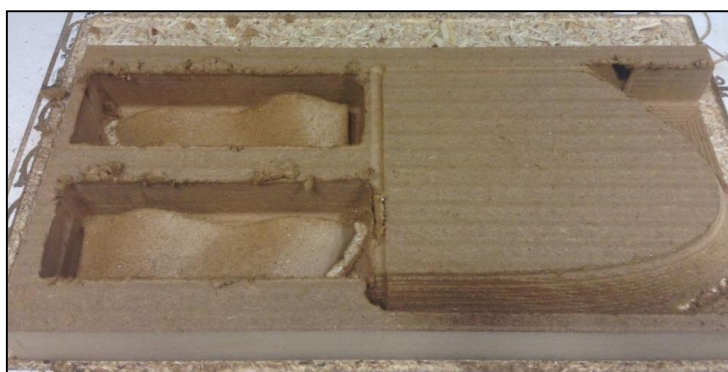
5.3.1 Szerszám

A bonyolult geometria miatt a szerszámot több munkadarabból martuk ki. A szerszám forgásszimmetrikus alkatrészeinek esztergálásához (csőhossz, tütte) perunál alumíniumot (55. ábra), míg a plenumhoz MDF lapot (56. ábra) használtunk.

A perunál alumínium anyagtulajdonságai közé tartozik a pontos megmunkálhatóság, ami esetünkben a változó átmérőjű csőhosszt illetően fontos kritérium volt. A csőhossz egy $\varnothing 50 \times 350$ mm-es munkadarabból készült két részben, amit később csavarok illesztettek össze. A tütte egy $\varnothing 70 \times 150$ mm-es anyagból lett kimarva, ahol szintén fontos volt a pontos megmunkálás.



55. ábra Perunál alumíniumból esztergált csőhossz és tütte szerszám



56. ábra Plenum szerszám gyártása MDF lapból

Elég volt egy tütte szerszámot legyártani, hiszen a későbbi laminálásnál a szerszámot többször is fel tudtuk használni.

A plenum gyártásához a Kecskeméti Főiskola GAMF Kar Járműtechnológia Tanszékének Prototípus laborjában található 2,5 D-s CNC marógépet használtuk. A marógép munkatere $380 \times 290 \times 50$ mm, ami meghatározta, hogy az MDF lap anyagvastagsága maximum 50 mm.

Első lépésként ennek megfelelő vastagságra felszeleteltük a geometriát 7 részre. Gyorsan kiderült, hogy a kagylóforma miatt alámetszések találhatók a geometrián, amit a 2,5 D-s marógép nem tud kezelni, így további „szeletelésre” volt szükség. CAM szoftverként EdgeCam-et használtunk. Végül 19 db külön kimart rész készült, ami 9 db MDF lapra került rá. A marás munkaórája: 21,5 óra. A csiszolás, ragasztás és felületbevonás után elkészült a szerszámunk. (57. ábra) A szerszám elkészülte után a következő fázisban az alkatrész gyártása következett.



57. ábra

Plenum szerszám összeragasztva még felületbevonás és csiszolás előtt

5.3.2 Airbox gyártása

Az új airbox gyártásához pre-preg anyagot alkalmaztunk, amelyet napjainkban a hajó- és repülőgépgyártás mellett a Forma 1 használ.

A pre-preg - elő-impregnált erősítő struktúra- hő és nyomás alatt, elő-katalizált gyantával átitatott szövet vagy nem szőtt erősítő szerkezet, amelyet ha a gyártó által megadott alacsony hőmérsékleten tárolnak, hetekig sőt hónapokig megőrzi eredeti tulajdonságait. Általában a megfelelő hőmérséklet $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. [22]

Ezt az anyagot használat előtt a fagyasztóból ki kell venni és várni, amíg az eléri a műhely hőmérsékletét. Ennek két oka van. Az első, hogy az által, hogy engedjük, hogy kiegyenlítődjön az anyag a műhely hőmérsékletével, megakadályozzuk, hogy a felület kondenzálódjon. Másik ok az, hogy az anyag nagyon kemény és rideg hidegen.

A pre-preg egy jól kezelhető anyag, megtartja a formáját. A laminálásnál kesztyűt kell viselni. Elsősorban nem azért, hogy megvédjük a kezünket, hanem azért, hogy a kézen lévő szennyeződések (zsír, port stb.) ne befolyásolják a felületet.

Nincs arra előírás, hogy milyen formában/mintázattal kell a szerszámot laminálni. Érdekes viszont logikusan és a nagyobb felületeken csíkokkal kezdeni, majd a sarkoknál eldolgozni az anyagot. Mi ennek megfelelően igyekeztük végezni a munkát. A pre-preg hátránya, hogy csak egyik felülete lesz teljesen sima. Esetünkben ez a belső felületet jelentette, az áramlási veszteségek csökkentése érdekében. Ez után az eljárás hasonló a vákuumzsákos technológiához, azzal a különbséggel, hogy a térhálósítás során, a prepreggyártó által megadott hőprofilnak megfelelően hőkezelik a terméket (melegítés, hőtartás, hűtés). [14]

A prepreg nagy előnye, hogy a száltartalom magas és a termék minősége egyenletes, alapanyag költsége viszont magasabb.

Számunkra optimális választásnak tűnt ez az anyagválasztás; az airbox nem nagy felülete ($0,73 \text{ m}^2$) és a háromszori laminálásnak köszönhetően kellően merev, mégis könnyű lett a kialakítása. (58. ábra)



58. ábra Az új airbox alsó és felső része tüttérrel

6. Áramlástan szimulációk II. – Összehasonlítás

Az Shellbox esetében is ugyanazon hat szimulációt végeztük el. A geometria ugyan más, de jellegét tekintve nincs különbség. A környezetet modellező 200x200x200 mm-es kocka, a ki- és bevezetések felületei, illetve az airbox oldalfalai mind megegyeznek a 4. fejezetben leírtakkal.

Ugyancsak megegyeznek a diszkretizációs paraméterek a 4.1-es alfejezetben leírtakkal, azonban a nagyobb térfogat és hosszabb csőméretek miatt növekedett a cellák darabszáma 1 423 192-re.

Ugyanazon peremfeltételeket és anyagtulajdonságokat alkalmaztuk, mint a régi airbox esetében a 4.2-es alfejezetben, így ennek részletezésére jelen esetben nincs szükség.

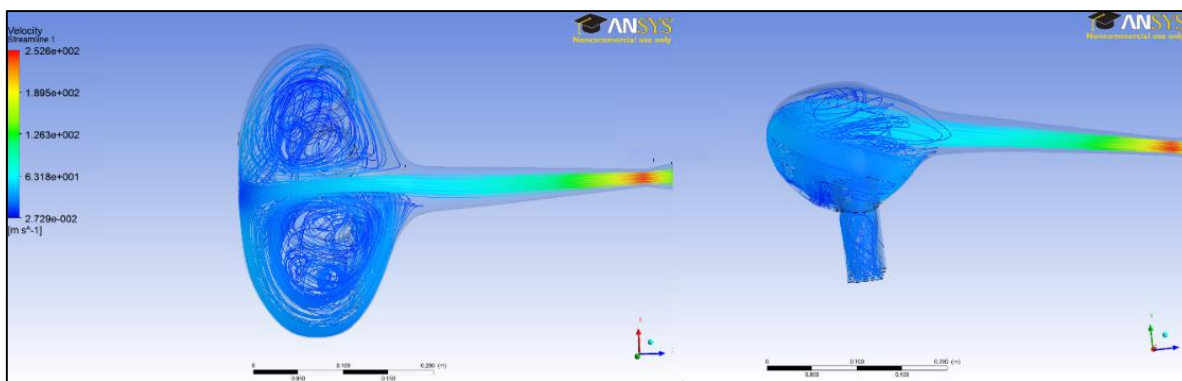
Természetesen nem csak egy modellre végeztük el az áramlástan szimulációkat. Minden esetben megvizsgáltuk az áramlást, illetve a mért értékeket összehasonlítottuk az előző verzióhoz. Ez közvetlen visszacsatolást adott a geometria alakjához, így a megkövetelt módosítást eszközölve, addig végeztük el CFD szimulációkat, amíg elsősorban a tömegáram értékek nem stagnáltak, illetve a szélső és középső hengerek tömegáram eloszlásai ki nem egyenlítődt. Az ábrán láthatóak az eredeti verziótól a véglegesig a topológiai evolúció. (59. ábra) A továbbiakban a régi és a végleges új geometria közötti eredményeket hasonlítjuk össze.



59. ábra Az airbox topológiai evolúciója

6.1 Vizsgálat mind a négy henger felől működtetve

Mint ahogyan az az ábrán is látható, az új airbox-al az áramvonalak sokkal rendezettebbek, észrevehető – amit az 5.2.3-as tervezési fázisban elvártunk –, hogy a tütték fölött egy szimmetrikus örvénylő áramlás alakul ki, ennek oka, hogy – a régi airbox-al ellentétben – nem a tüttékre, hanem a hátsó falra vezetődik a nagy sebességű levegő, ami aztán két irányba eltérítve cirkulálni kezd a tütték fölött. Teljesen visszafordulva találkozik a beérkező nagy sebességű levegővel (63 m/s), amely az irányváltásból eredő sebességvesztést újra kompenzálja nagyjából 30 m/s-ról 55 m/s-ra. Ennek eredménye, hogy folyamatosan nagy sebességű levegő kering mindegyik tütte közvetlen környezetében, ami kedvezően hat a tömegáram növekedésére és az eloszlásra. (60. ábra) (16. melléklet)



60. ábra Kialakuló szimmetrikus örvénylő áramlás az új airboxban

Összehasonlításként az 5. táblázat mutatja az értékek változását a régi airbox-hoz képest. Látható, hogy a turbulens kinetikus energiát sikerült a középső tüttéknél átlagosan 89,5%-al, míg a szélső hengereknél 25%-al csökkenteni. Ez egyértelműen annak köszönhető, hogy a levegő nem a középső tütték valamelyikébe „esik bele”, hanem strukturáltabb az áramlása.

Megfigyelhető, hogy ugyanezen ok miatt a sebesség is csökkent a középső tüttéknél, azonban 13%-al nőtt a szélsőknél, amely egyenesen arányosan növeli ezek tömegáramát is. A tömegárammal kapcsolatban 3,3%-os növekedést figyeltünk meg egyenlő lefutási idők alatt, ami a volumetrikus hatásfok növekedéséhez járul hozzá.

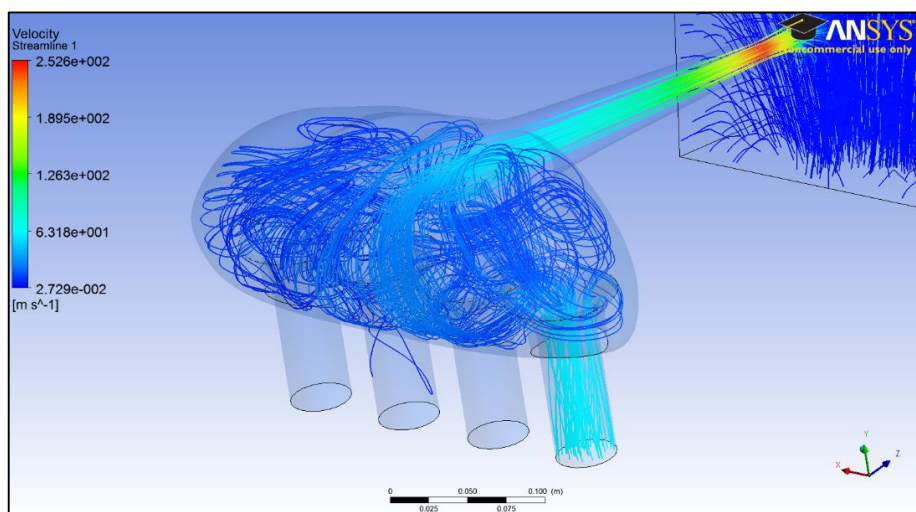
5. táblázat Régi- és új airbox összehasonlító táblázat (a)

	Mért. E.	Új airbox	Régi airbox		Heng- erszám
Turbulens Kinetikus En- ergia	J/kg	11.128	13.904	-24.95%	(1-4)
	J/kg	11.196	21.2174	-89.51%	(2-3)
Sebesség	m/s	64.3	55.9798	12.94%	(1-4)
	m/s	62.11	62.5537	-0.71%	(2-3)
Tömegáram	kg/s	0.356	0.3463	3.32%	(1-2-3-4)
	kg/s				(1-2-3-4)

6.2 Vizsgálat egyik szélső henger felől működtetve

Ez egy kritikus szimuláció volt a régi airbox vizsgálatakor, hiszen a szélső hengerek csak az után jutottak levegőhöz, miután a közelebbi középső tüttében visszafordult az áramlás.

Az új airbox-nál ezt a problémát teljesen kiküszöböltük, amint az a képen is látható. (61. ábra) (17. melléklet)



61. ábra Szélső henger felől működtetve

Abban az esetben, ha a szélső hengerek valamelyike van szívási ütemben, az áramlás ugyanazon logika szerint jut el hozzá, mint mind a négy henger működtetése esetén. Miszerint a beáramló levegő irányt változtat az oldalfalon, azonban ebben az esetben nem horizontálisan, hanem vertikálisan. Majd a szemközti falon is irányt változtatva, a felül elhelyezkedő hullámok megvezetik és „beesik” a megszívott tüttébe. A kezdetben a másik irányba elfordult légáram a másik oldalon cirkulál, ezzel előkészítve kellő mennyiségű levegőt az ezen az oldalon lévő szívószelep nyitáshoz.

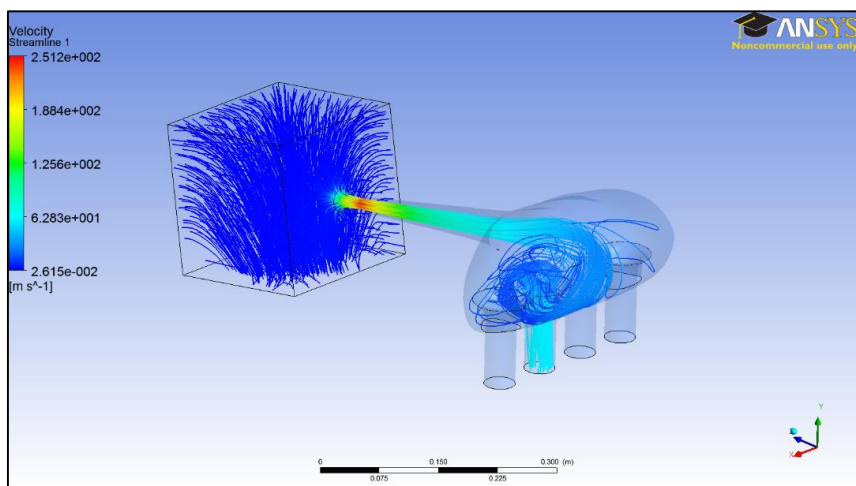
A 6. táblázatban látható a régi airbox értékeihez való viszonyítás. A turbulens kinetikus energián ezúttal is sikerült átlagosan 3,44%-ot javítani, a sebességet 5,55%-al, ezzel együtt a tömegáramot 1,5%-al növelni. Az abszolút nyomás értéke nem változott jelentősen.

6. táblázat Régi- és új airbox összehasonlító táblázat (b)

	Mért. E.	Új airbox	Régi airbox	
Turbulens Kinetikus Energia	J/kg	5.530	5.720	-3.44%
Sebesség	m/s	61.620	58.200	5.55%
Abszolút nyomás	Pa	91712.000	91002.000	0.77%
Tömegáram	kg/s	0.088	0.087	1.49%

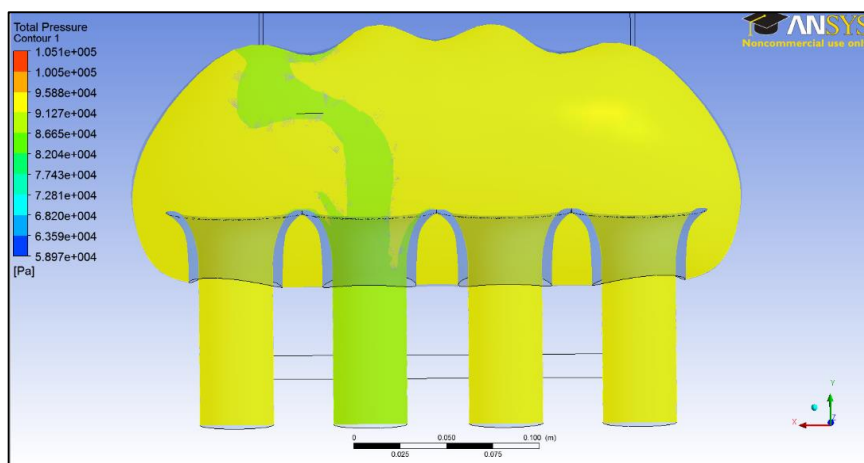
6.3 Vizsgálat egyik középső henger felől működtetve

Ha valamelyik középső henger felől szívjuk meg az áramlást, a belépő levegő itt sem rögtön a tüttébe „rohan”, hanem ugyanúgy, mint a szélső henger megszívása esetén, megkerülve a tüttéket, majd a felül elhelyezkedő hullámok segítségével irányítottan a helyére megy. (62. ábra)



62. ábra Középső henger felőli megszívás CFD szimulációja

Ha a nyomás értékek eloszlását nézzük a tüttéket felező metszősíkon, akkor látható, hogy a felül elhelyezkedő hullámoknak igenis nagy szerepük van abban, hogy az áramlást megvezetve a kellő helyre tereljék azt, szeparálva ezzel az airbox áramlásban hasznosan részt vevő, és pufferként működő részeit. (63. ábra)



63. ábra Új airbox nyomáseloszlása metszeti nézetben

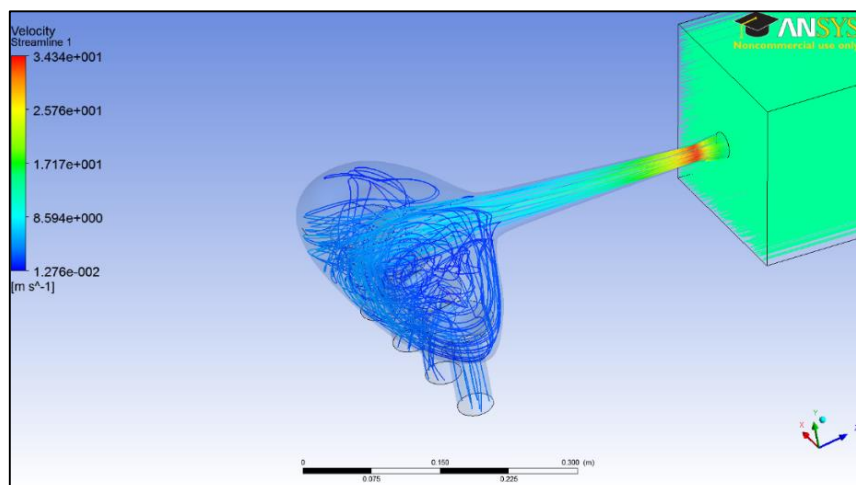
Az összehasonlító 7. táblázatot megnézve, itt is látható, hogy átlagosan 7%-al csökkenteni tudtuk a turbulens kinetikus energiát, a sebességet 3,2%-al, míg a tömegáramot 1,5%-al növelni tudtuk. Az abszolút nyomás nem változott jelentősen itt sem.

7. táblázat Régi- és új airbox összehasonlító táblázat (c)

	Mért. E.	Új airbox	Régi Airbox	
Turbulens Kinetikus Energia	J/kg	6.63	7.09	-6.96%
Sebesség	m/s	61.26	59.30	3.20%
Abszolút nyomás	Pa	91028.00	90081.20	1.04%
Tömegáram	kg/s	0.08788	0.08658	1.48%

6.4 Vizsgálat jármű sebességével megfújva

Ebből a szimulációból elsősorban az új airbox geometriájából adódó, természetes hengerenkénti eloszlását vizsgáljuk. Mivel nem a menetiránnyal szemben helyezkedik el, ezért a torlólevegő effektust elhanyagoltuk.



64. ábra Hengerenkénti elosztás CFD szimulációja

A kép alapján látható, hogy pusztán a megfújásból is nagyon hasonló áramlások alakulnak ki, természetesen jóval kisebb sebességi értékek mellett. (64. ábra)

Az összehasonlító 8. táblázat alapján azonban látható, hogy a kedvező formája miatt a régi airbox 36-64%-oshoz képest most 53-47%-os az elosztás a szélső és a középső hengerek között a tömegáram szempontjából. Fontos megjegyezni, hogy egyenlő idők alatt

– a nagyobb puffer térfogat ellenére – közel 17%-al nagyobb tömegáram értéket mértünk, mint a régi airbox esetében, ami jelentős javulás. Ettől további kedvező hatást várunk a volumetrikus hatásfok és a nyomatéki karakterisztikákban, amellet, hogy a csőhosszak és a térfogat optimalizálva lettek a leggyakoribb fordulatszám tartományra.

8. táblázat Régi- és új airbox összehasonlító táblázat (d)

Hengerszám	Új airbox		Régi Airbox	
(1-4)	0.007857 kg/s	53%	0.00440240 kg/s	36%
(2-3)	0.006864 kg/s	47%	0.0078302 kg/s	64%
Σ:	0.014721 kg/s		0.01223255 kg/s	16.91%

7. Összefoglalás

A tudományos dolgozatunk célja a Formula Student versenyautó szívórendszer tervezése és elkészítése. Ehhez első lépésben a már meglévő szívórendszer elemeit modelleztük vissza annak érdekében, hogy definiáljuk a kiindulási egy állapot. Ezt követően kerültek meghatározásra a leggyakrabban használt tartományra optimalizált főbb geometriai paraméterek.

Az elkészített felületmodell finomítását numerikus áramlástani szimulációkkal végeztük el. A visszacsatolások szerinti optimalizálás során meghatározott végleges geometriát legyártottuk, rendszer szintű tesztjeit elvégeztük, amit az alábbi görgős fékpadi mérések mutatnak. (65-66. ábra)

A 7794 min^{-1} leggyakrabban használt fordulatszám és annak $\pm 1\sigma$ szórási tartományában vizsgáltuk a nyomatéki és teljesítmény karakterisztikát. Végeredményül kimutattuk, hogy a 8000 min^{-1} fordulatszámon a korábbi 52,3 Nm helyett, az új airbox-al 56,7 Nm-t mértünk, ami 8,4%-os javulás. Szemmel látható, hogy a nagyjából 5 Nm-es hullámvölgyet sikerült a számunkra előnyös fordulatszámról 7050 min^{-1} fordulatszámra eltolni. Megjegyzendő, hogy a vizsgált tartományban a teljesítményt átlagosan 34,8%-al tudtunk javítani, érzékenységen is növelni tudtunk.

Az eredmények azt bizonyítják, hogy javulást tudtunk elérni a jármű nyomatéka és teljesítménye tekintetében. További fejlesztési területek a szívórendszeren belül a következők:

- Változtatható szívócső hosszak a fordulatszám függvényében
- Változtatható geometriájú/térfogatú airbox alkalmazása szintén a fordulatszám függvényében

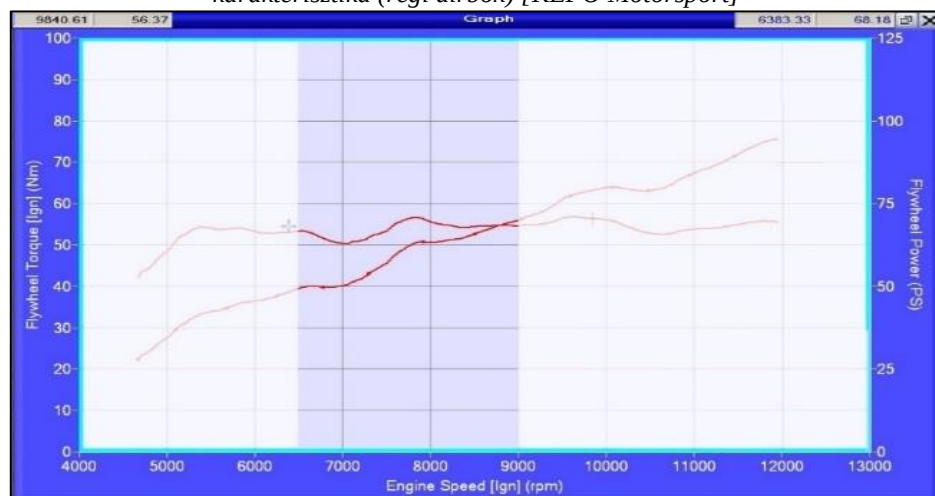
- Pillangószelep áramlási veszteségeinek csökkentése
- Szűkítő kialakításának optimalizálása
- Szelepemelési görbe optimalizálása a szívórendszerhez
- Szívócsatorna kialakítása a kedvezőbb tüzelőanyag-levegő keveredésért
- Motorvezérlő elektronika összehangolása a módosított szívórendszerhez

Ezen fejlesztési projekt rámutat arra, hogy korábban a szívórendszerek optimalizálására céljából használt nehézkes számítási metódusok és költséges kísérletek kiválthatóak olyan modern technika által nyújtott szoftverekkel és eljárásokkal, amelyeket csak az elmúlt negyed században fejlesztettek ki. Felhasználásukkal nem csak a számítási idő, hanem a költség is csökkenni tudott.

Köszönettel tartozunk a Kecskeméti Főiskola Járműtechnológia Tanszékének, az Eco-Marathon csapatnak, KEFO Motorsport csapatnak és mindenkinek, akik szakmailag segítették, támogatták a projekt létrejöttét.



65. ábra Görgős fékpádon mért nyomaték és teljesítmény karakterisztika (régi airbox) [KEFO Motorsport]



66. ábra Görgős fékpádon mért nyomaték és teljesítmény karakterisztika (új airbox) [KEFO Motorsport]

Irodalomjegyzet

- [1] SAEInternational – Formula SAE Rules & Important Documents, 2014
http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf
- [2] Yamaha Motors – YZF-R6R Service Manual, 2002 (2.1-2.10)
- [3] Kodácsi János – Gépgyártás, Kecskemét 2010 (255-261old.)
- [4] Comet Plus Online Documentation Help, 2004
- [5] Philip J. Schneider- NURBS Curves: A Grid for Uninitialisation, MacTech, 1996
- [6] AVL Boost- Theory, 2011 (2.1-2.15)
- [7] AVL Boost- Example, 2011
- [8] Normal Distribution - en.wikipedia.org/wiki/Normal_distribution 2014.08.26
- [9] Robert Bosch GmbH- Benzinmotorok irányítása, Alapok és részegységek, Maróti Könyvkereskedés és Könyvkiadó, 2010
- [10] Prof. Rolf D. Reitz – Reciprocating Internal Combustion Engines, University of Wisconsin Madison
- [11] Dr. Veress Á.- Bevezetés a numerikus áramlástanba – CFD – BME, 2014
- [12] Dr. Veress Á. – Bevezetés az áramlástan numerikus módszereibe – BME, 2002
- [13] Cardew, Basil – Jaguar CJ6L Devil Express Match Show Review, 1975
- [14] Simon McBeath- Competition car composites A practical handbook, Haynes, 145-166 old.
- [15] F.P. Mechel – Formulas of Acoustics, 2008 (945-1017 old.)
- [16] Gscheidle, Fischer, Heider, Hohmann, van Huet, Keil, Lohuis, Mann, Schlögl, Wimmer, Wormer – Modern Automotive Technology- Verlag Europa- Lehrmittel, 2014 (254-263 old.)
- [17] Munson, Young, Okiishi – Fundamentals of Fluid Mechanics, Hoboken: John Wiley & Sons, 2006
- [18] ISO Standards – www.iso.org 2014. 09. 10
- [19] Bohner, Gscheidle, Leyer, Pichler, Saier, Schmidt, Siegmayer, Zwickel – Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik, Verlag Europa-Lehrmittel, 1994 (161-164 old.)
- [20] Richard van Basshuysen, Fred Schäfer – Modern Engine Technology from A to Z, Germany, 2007 SAE International
- [21] Dr. Erdődy István – Végeselemes módszer az áramlástanban és a mechanikában Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, 2002
- [22] <http://www.novia.hu/?a=feldolgozas-technologia&id=2&technologia=prepreg-feldolgozas>