



Óbudai Egyetem

Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

Motorfejlesztés Formula Student versenyautóhoz



Készítette:

Kiss Márton Péter

QVU0XN

BSc gépészmérnök

Konzulens:

Dr. Molnár Ildikó

egyetemi docens

Bevezetés

Az Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Karán tevékenykedő Óbuda University Racing Team csapatába 2021 szeptemberében csatlakoztam a motorfejlesztésért felelős Motor szekcióba, ahol később, mint szekcióvezető tevékenykedtem és fejlesztettük ki csapattársaimmal a TDK dolgozatban szereplő alkatrészeket. A fejlesztés az Óbudai Egyetem első versenyautójához készült, ami rengeteg kihívás elé állította a csapatot. A projekt nagyon széleskörű hiszen minden hallgató találhat számára megfelelő feladatot a csapatban. A dolgozat írásakor egyetemünk 6 karáról dolgoznak a csapatban különböző feladatkörökben. A csapat célja egy belsőégésű motoros Formula Student együléses versenyautó megépítése, amely nemzetközi versenyeken vehet részt más egyetemek csapatával megmérkőzve. Az első versenyautó megépítését folytatjuk jelenleg, amelynek motorfejlesztésekor a megbízhatóságot és egyszerűséget tűztük ki, mint konstrukciós irányzat. Ennek a folyamatnak eredményeiről fogok a dolgozatomban részletesen beszámolni.

Szabályrendszer ismertetése

A motor működéséhez szükséges elemek követelményei:

Levegő útja:

A levegőnek a szűrő - fojtószelepház - szűkítő cső-levegőtartály-szívócső- henger át kell áramolnia (pontosításra vár a szabályzat alapján)

CV1.7 Szívórendszer-korlátozó (2022 szabályzata)

CV1.7.1 A motor(ok) teljesítményének korlátozása érdekében egyetlen kör alakú szűkítőt kell elhelyezni a szívórendszerben, és a motor(ok) összes légáramának ezen a szűkítőn kell áthaladnia. Az egyetlen megengedett komponenssor a következő:

- Szívómotorok esetén a sorrendnek a következőnek kell lennie: fojtószelepház, szűkítő és motor, lásd az 1. ábrán.

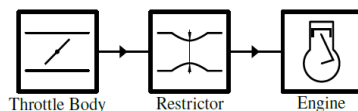


Figure 18: Intake configuration for naturally aspirated engines.

1.ábra: Szűkítő elrendezés

- A maximális korlátozó átmérők, amelyeket a verseny során mindig be kell tartani:
Benzin járművek – 20 mm
E 85 üzemanyaggal működő járművek – 19 mm

CV1.7.3 A szűkítőt úgy kell elhelyezni, hogy megkönnyítse a mérést az ellenőrzési folyamat során.

CV1.7.4 A kör alakú korlátozó keresztmetszet semmilyen módon nem lehet mozgatható vagy rugalmas, pl. a szűkítő nem lehet része a hengeres fojtószelepház mozgatható részének.

Motor kiválasztása

Azért esett a választásom a 4 hengeres motorra, mert megbízható, nagy teljesítményt kínál, üzemeltetése könnyebb és mivel sok gyártó gyárt ilyen motorokat nagy alkatrészkészletek állnak rendelkezésre az egyhengeresekkel szemben.

- Yamaha YZF R6
- Honda F4i
- Suzuki GSX- R600 K6

Suzukira esett a választás a nagy alkatrész készlet, megbízhatóbb üzemeltetés és a kiegyensúlyozottabb működési tartomány miatt. Viszont hátránya a nagy tömeg és a mérete.

1. táblázat: Motor gyári adatai

Műszaki adatok	Suzuki GSX-R600 K6
Hengerűrtartalom (cc)	599 cc
Motor típusa	4 ütemű
Hengerek száma	4
Bruttó súly	70 kg
Maximális teljesítmény	124 LE, 13500 ford/perc sebességgel
Maximális nyomaték	69.6 Nm, 11500 ford/perc sebességgel
Tüzelőanyag típusa	Benzin
Tömörítési arány	12.8:1

Motorhűtő rendszer	vízhűtés
Ár	600.000 HUF
Gyújtási rendszer	digitális elektronikus gyújtás
Kuplung	Többtárcsás
Sebességváltó	6 sebességes
Kenés	Olajteknő
Motorolaj	SAE 10W-40, API SF/SG or SH/SJ with JASO MA
Motorolaj kapacitás	2,5L
Motorindítás	elektromos

A motor, amit használunk egy 2006 Suzuki gsx-r600 K6. Ehhez a motorhoz kell tervezni a levegőrendszert. Részei a szűrő, a fojtószelepház, a szűkítő, a levegőtartály. Ez után megy a levegő a szívócsőbe az üzemanyaggal majd a hengerbe. Mivel az eredeti tervezésben a pillangószelep(ek) a levegőtartály után voltak, az eredeti tartály nem használható így az egész rendszert újra kell tervezni a szabályoknak megfelelően. Mi kész alkatrészeket veszünk, ahol a fojtószelepház a szűkítővel van így azt nem kell megtervezni, illetve a szűrőt is vásároljuk. Amit tervezni kell az a levegőtartály és a szívócső. Az elsődleges cél a motor üzembiztos működtetése.

A légszűrő kiválasztása:

Számos márka közül, mint például a k&N, Cosworth, Maxpgeen közül a ITG Maxogen Air Filter JC62 Conical 70-es méretét választottuk, mivel ezt találtuk megfelelőnek a következő két egység esetén a pillangószelep + szűkítő.

Paraméterek:

Mérete: 73 x 170 mm

A szűrő térfogata: $\pi \times (100-65)^2 \times 150 \text{ mm} = 577267,6501 \text{ mm}^3$

A fojtószelepház kiválasztása:

Első alkalommal úgy döntöttünk, hogy készen vásároljuk a pillangószelep + szűkítőt, ezért választottuk az AT Power 28mm Formula Student Individual Throttle Bodies (ITB's) modellt.

Tervezés

Tervezési folyamatok meghatározása: Az adott alkatrészek és paraméterek függvényében a levegő nyomásának és sebességnek vizsgálata szimulációs program segítségével.

Szűkítő

Elmélet:

A szívórendszerek feladata nem más, mint a lehető legtöbb levegőt eljuttatni a hengerbe 1 szívóütem alatt és hogy több üzemanyag el tudjon égni a hasznos munka érdekében. A rendszer áramlásának javulásával javul a motor általános hatékonysága. A szabályzat szerint a légáramlás korlátozásai közé tartozik a légszűrő, fojtószelepház, levegőtartály, szívócső és a szívószelepek. Ha jól megtervezettek a részegységek, akkor minden részegység áramlásra van optimalizálva. A szabályzat előírja, hogy a szívórendszer szűkítőjét a fojtószelepház és a motor között kell elhelyezni. A maximális átmérő 20 mm-ben szabták meg benzin üzemű motor esetén. Ez a korlátozó a verseny tervezési korlátjaként szolgál, amit kötelező jelleggel kell alkalmazni. A korlátozó a szűk keresztmetszett miatt csökkenti a motor teljesítményét azáltal, hogy gátolja a levegő áramlását magas fordulatszámon, akkor amikor a levegő áramlása a legnagyobb. Számos tervezési paraméter befolyásolja a szűkítő hatékonyságát. Ilyenek például a diffúzor hossza és szöge, valamint a bemenet hossza és alakja. Lehetőség van a szabályzat szerint a szűkítő kísérletezéséhez. Ezáltal a feladat a szűkítő átmérőjének a meglétében a rendszer fejlesztése, optimalizálása. Azaz a szűkítő hosszának és szögének megfelelő kombinációját keresem. A CFD szimulációs program segítségével elérhetjük a kívánt optimális elrendezést. A szimulációkhoz először is szükség van néhány számításra, hogy megfelelő adatokkal tudjunk dolgozni. A tömegáram számításnál kiszámolható, hogy a szűkítőn mennyi a beáramló levegő mennyisége, ami a további részegységeknél fontos lesz.

A maximális áramlási sebesség: $m = r * V * A$

Az ideális összenyomható gázhoz: $m_{max} = A * p_0 * \sqrt{\frac{k}{R * T_0}} * \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2*(k-1)]}$

Ahol A az a keresztmetszeti terület, amelyen az áramlás hangos, P₀ a stagnálási nyomás, T₀ a stagnálási hőmérséklet, R az a fajlagos gázállandó, és k=cp/cv a gáz fajhőviszonya. A maximális áramlási sebesség a T_i bemeneti hőmérséklettel és a P_i bemeneti nyomással fejezhető ki a stagnálási hőmérséklet és a stagnálási nyomás kifejezésével:

$$T_0 = T_i + \frac{v_i^2}{2c_p}$$

$$p_0 = p_i * \left(\frac{T_0}{T_i}\right)^{k/(k-1)}$$

Ahol V_i a bemeneti sebességet jelenti.

A tömegáram akkor tekintjük a legnagyobbnak, ha $M=1$. Ilyen körülmények között az áramlás fojtott állapotban van.

A fenti egyenletből származó tömegáram kiszámítása a következő adatok felhasználásával történik:

$$M=1$$

$$A = 0.001256 \text{ m}^2 \text{ (mivel 20 mm szűkítőt használunk)}$$

$$R=0.286 \text{ KJ/kgK}$$

$$\gamma=1.4$$

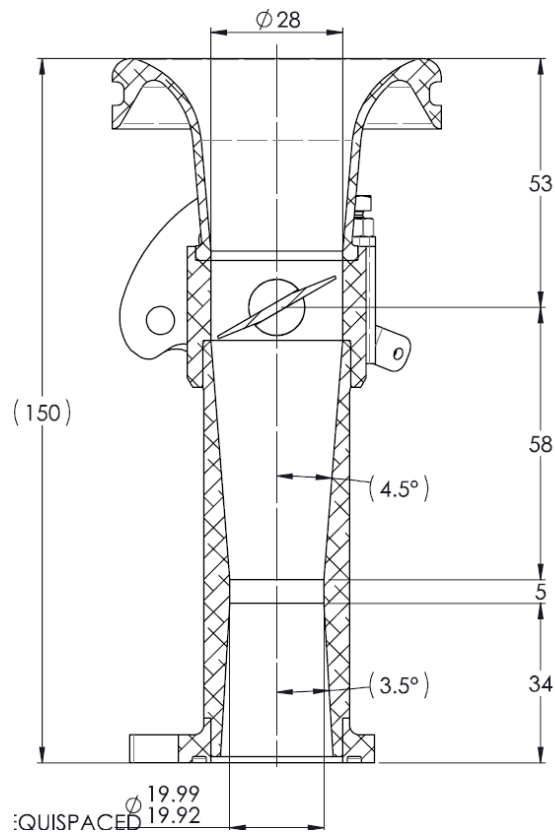
$$P_0=101325 \text{ Pa}$$

$$T=300 \text{ K}$$

$$\text{Tömegáram}=0.0703 \text{ kg/s}$$

Mivel mi készen vesszük a szűkítőt így kísérletezni nem kísérletezünk vele. A kapott adatok alapján végzünk szimulációt a CFD segítségével. Továbbá bemeneti sebességként 40 m/s sebességet használok, ezt tartom releváns értéknek, valamint a szívó oldalon a 1,6 MPa nyomást, ami a motor szívási értéke. [1][7]

A fojtószelepház hossza $L=150 \text{ mm}$,



2.ábra: Szűkítő

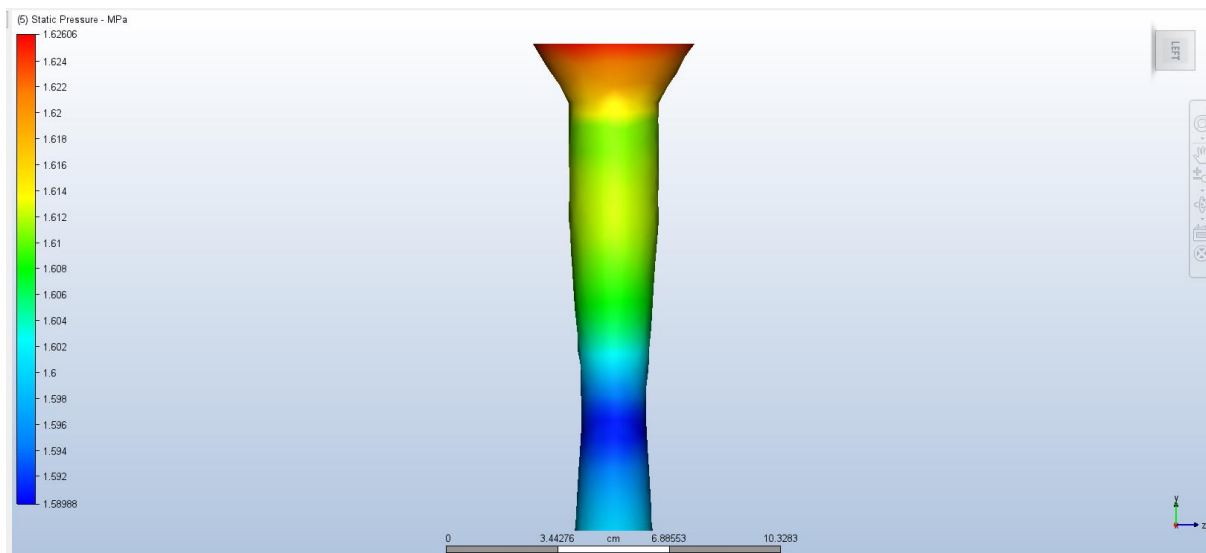
Peremfeltételek:

Bemenet: Bemeneti nyomás=1 atm

Kimenet: kimeneti tömegáramlás = 0,0703 kg/s

Az új fojtószelepház CFD szimulációjának eredménye látható a 2. ábrán. A szimuláció adatai:

- Bemenő adat: 40 m/s sebességű levegő a fojtószelep bemeneti nyílásán, ahol a légszűrő helyezkedik el.
- Airbox: 1,6 MPa nyomás 1 szívó munkaciklus során. Így megközelítő adatokat kaphatunk az új fojtószelepházban lévő légtömegáramról és az airbox belsejében keletkező nyomásról.



3. ábra: Fojtószelepház CFD szimulációja

Plenum

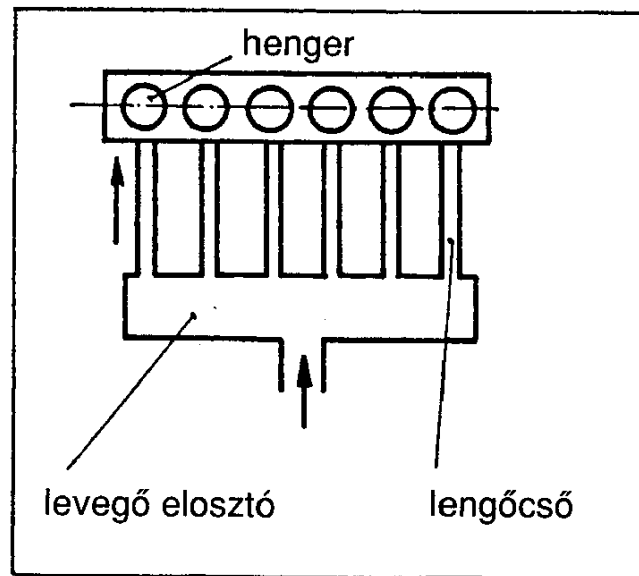
Az airbox azon része, amelyben a levegő tárolódik mielőtt a szívócsőnkba kerülne.

Elmélet:

A plenum kiválasztásának előfeltétele, hogy ismerjük azt a rendszert, amelyet szeretnénk megvalósítani. Mivel mi Ottó motort használunk így a motor feltöltésének rendszerét úgy választottuk meg, amelyet a szabályok engednek. Az a rendszer, amit mi szeretnénk megvalósítani az nem más, mint a dinamikus szívócső feltöltés. A motor karakterisztikái végett az üzemanyagot a szívószelep elé a szívócsőbe (szívócső-befecskendezés) fecskendezzük be, így közvetett befecskendezésű rendszerről beszélünk. A dinamikus feltöltés elve már mintegy fél évszázada ismert, de kezdetben csak a lengőcső keresztmetszetének és hosszának megválasztásával, a nyomatéki karakterisztika rugalmasságát fokozták a nyomatéki maximum kis fordulatszámok felé történő eltolásával. A beszívott levegő dinamikájának kihasználásán alapuló ún. nyomáshullám feltöltési eljárásoknak három alapvető változatát ismerjük:

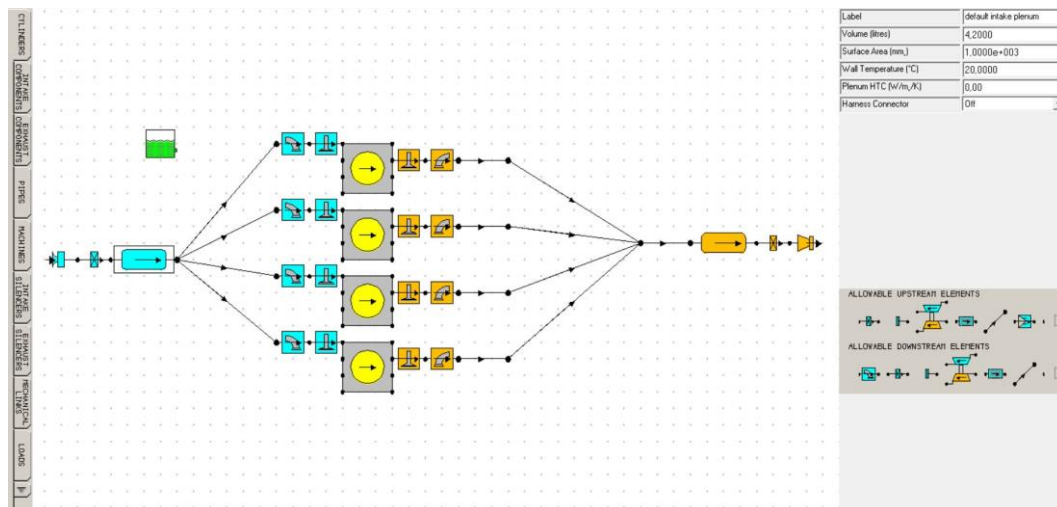
- lengőcső- feltöltés, (egyedi szívócső alkalmazása)
- rezonancia-feltöltés (egyedi tároló és rezonancia tartályok alkalmazása)
- változó szívócső geometria, (a motor fordulatszámától függő, átkapcsolható rendszer)

Mi a lengőcső feltöltés választottuk. Ezért is választottunk egy henger alakú airboxot, amely elosztó térként funkcionál.



4. ábra: Lengőcső rendszer

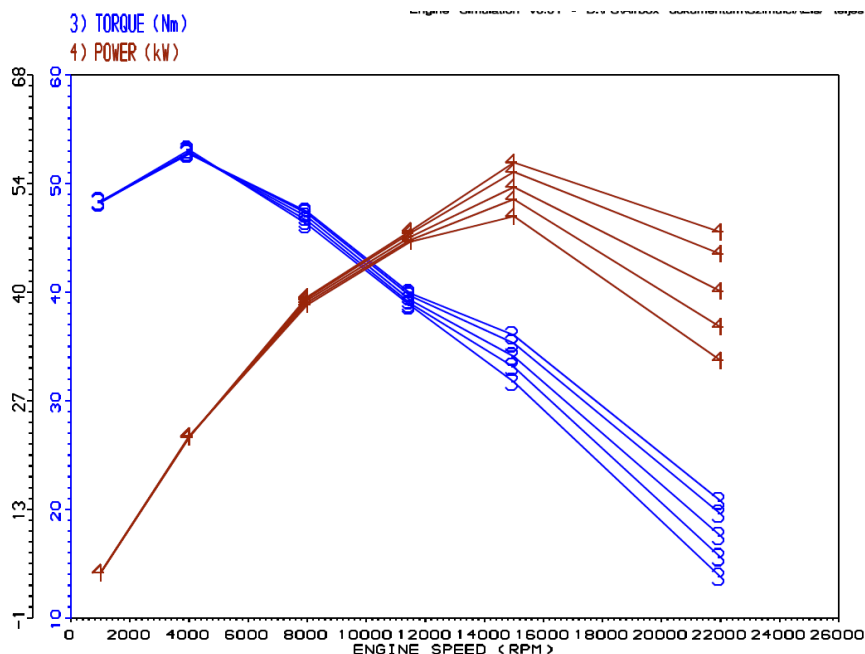
A Lotus Engine szimulációs programot használtam kísérleti szándékkal az okból, hogy a megfelelő airbox-ot tudjuk elkészíteni.



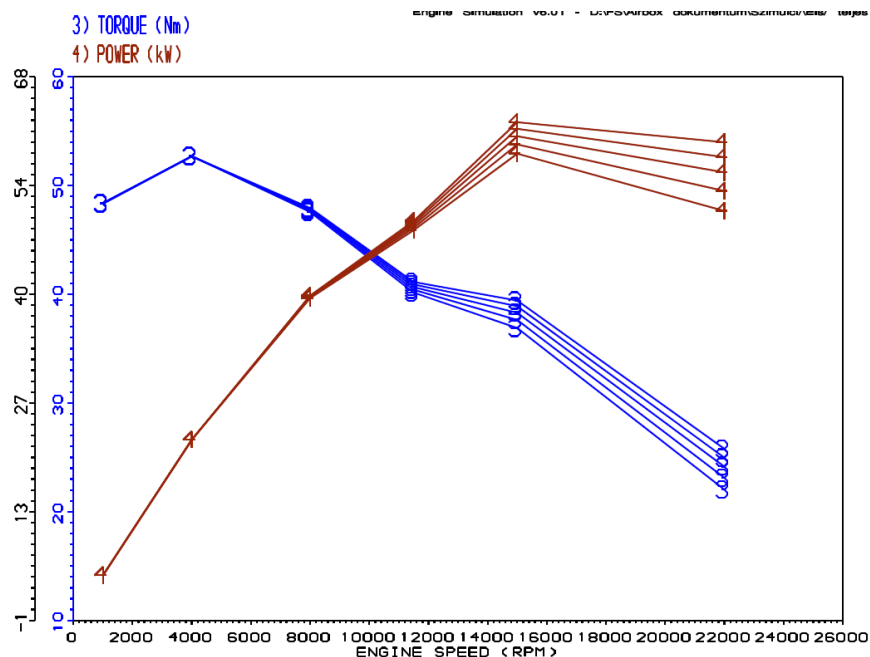
5. ábra: Motor szimuláció

Ennek eredményeképpen egy kb. 4,2 literes henger alakú airboxot terveztünk. Bár a nagyobb hengerűrtartalommal nyerhettünk volna még további nyomatékot és teljesítményt, de ezek csak kis mértékben növelték volna az értékeket, valamint a motor és a többi egység hely igénye miatt első alkalommal maradtunk a 4,2 liternél. Ami az airbox alakját illeti más alakú elrendezésű airbox nem nagyon jöhetett szóba ezen okoknál fogva. Gyártás szempontjából két részre lett

bontva az airbox alsó és felső részre, valamint, ha módosításra lenne szükség úgy nem kell az egészet újra legyártani csak elég külön az egyiket.



6.ábra: Motor szimuláció 1-5 literes példák szerint



7.ábra: Motor szimuláció 6-10 literes példák szerint

A 6-7. ábrán teljesítmény és nyomatérj görbék láthatóak, amelyek különböző airbox térfogat alkalmazása alapján készültek és alátámasztja az airbox térfogat kiválasztását. Az alsó plenumba elhelyezésre került egy MAP szenzor is az adatok kiértékelése végett.

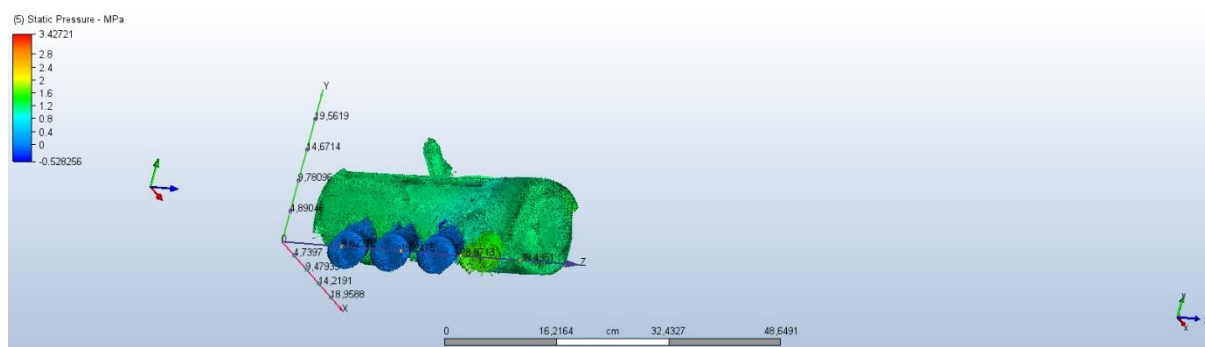
Airbox méretei:

$d=120\text{ mm}$

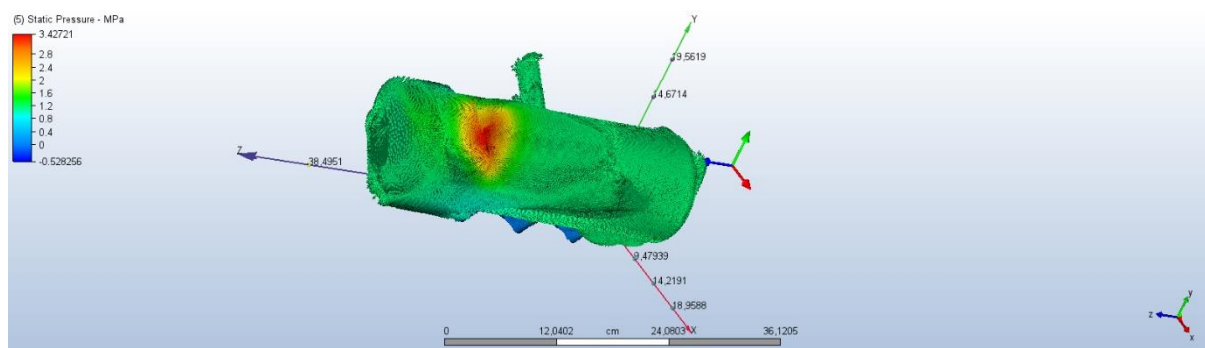
$D=130\text{ mm}$

Belső hossza: $L=365\text{ mm}$

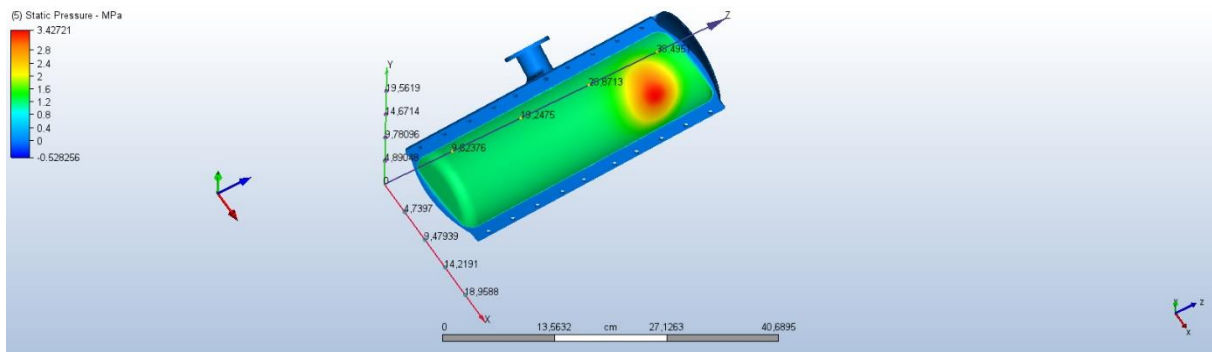
Az airbox méretei úgy lettek megválasztva, hogy a nyomásnak ellen tudjon állni, ezért is lett 5 mm falvastagság választva, illetve további merevítéseket is alkalmaztunk annak érdekében, hogy elkerüljük a szíváskor bekövetkező kritikus nyomást. A CFD szimulációs program segítségével ellenőrizni tudtuk, hogy a tervezett geometria megfelelő e számunkra. A motor kompressziós nyomási tartománya 1,2-1,6 MPa. 1,6 MPa-os szívó nyomás mellett az airbox falán nem ébred kritikus feszültség. A szívócsőnél 40 m/s sebességet állítottam be.



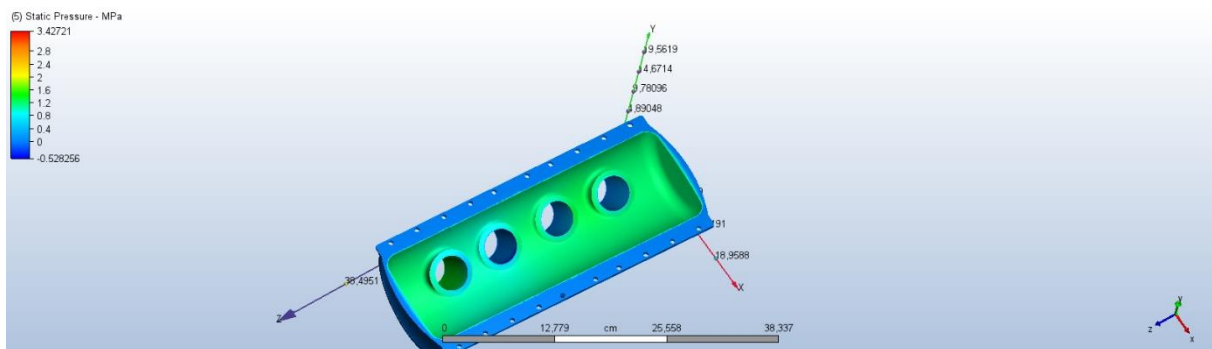
8.ábra: Airbox szimuláció



9.ábra: Airbox szimuláció



10.ábra: Airbox szimuláció



11.ábra: Airbox szimuláció

Az airbox belsejében (9. ábra) nagyjából 1-1,8 MPa nyomás uralkodik. Szíváskor az adott csőnél 2-3,4 MPa nyomás következik be (10. ábra). A tartály falát (3-11. ábra) látható módon nem alakul ki kritikus nyomás.

Kipufogórendszer tervezése

Kipufogó szerepe Otto motornál

A négyütemű belsőégésű benzinmotor utolsó munkafolyamata a kipufogás. Ennél a folyamatnál távozik az égéstérből a kipufogógáz, először a kipufogóoldali szelepeken keresztül a kipufogórendszeren át a külvilágba. Motorunk versenyszerű használatából adódóan sok szempontot kell figyelembe venni egy teljesen új kipufogórendszer megtervezéséhez.

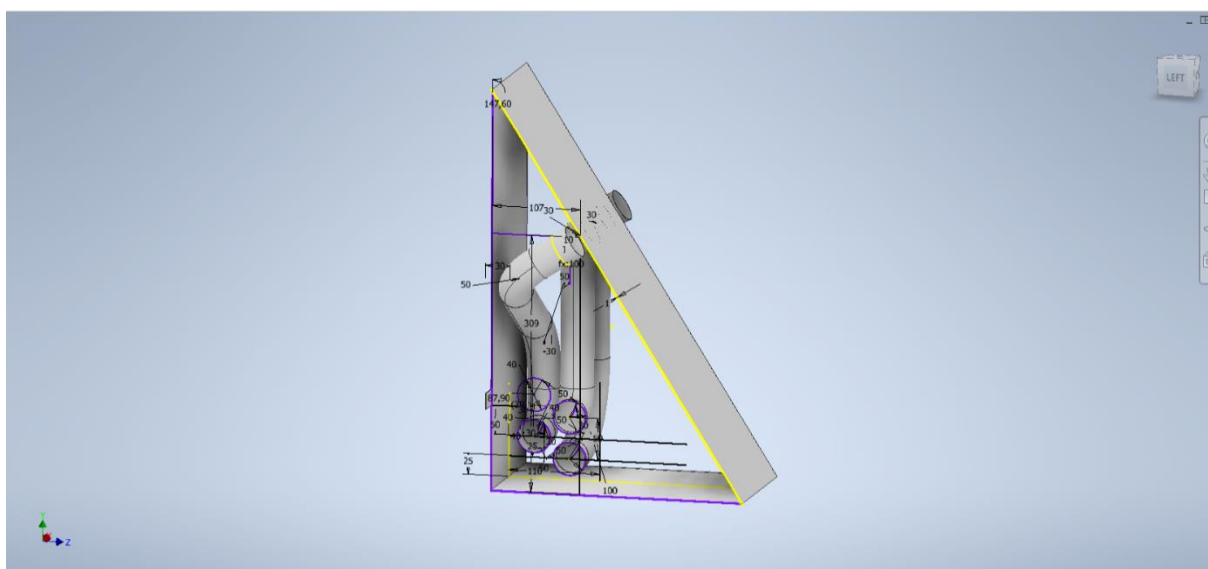
Gyári kipufogórendszer elemzése

Gyárilag a leömlő 4-2-1 elrendezésű, aminek sajátossága, hogy közép-fordulatszám tartományon képes a motor nagy teljesítményt leadni. Ez a koncepció az utcai használat miatt ideális egy sportmotorhoz. Mi 4-1 elrendezésű leömlőt terveztünk az autóhoz, aminek előnye,

hogy magas fordulatszámon ad le nagyobb teljesítményt, mint egy 4-2-1 elrendezésű. A gyári leömlő csöveinek behajlási szögei, illetve méretei sajnos nem teszik lehetővé a versenyautóba való beszereléshez.

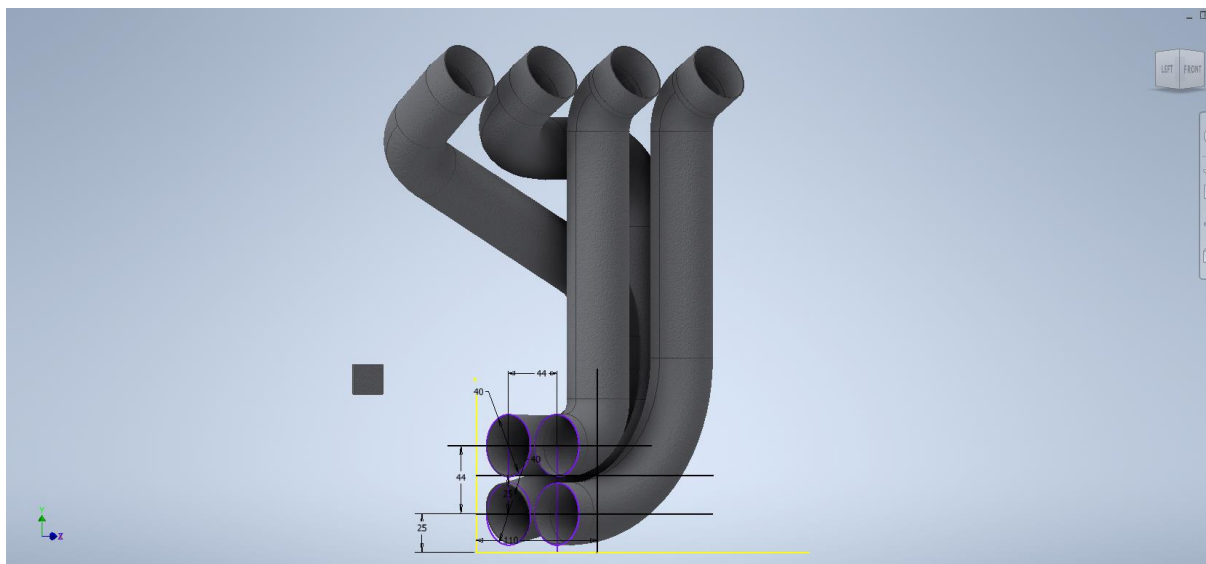
Leömlő tervezése

Miután meghatároztuk az elrendezést, fontos szempont volt, hogy a gyári csőméretekkel kezdjük el rajzolni a 4-1 es leömlőt. Az átmérője a csöveknek 40 mm és a modellben 1 mm falvastagsággal kezdtük el rajzolni az első ötleteket. A csövek elrendezése függ a motorpozíciótól, a szabály szerint elhelyezett tűzfaltól így az első lépés a leömlő elvezetéseknek behatárolása volt.



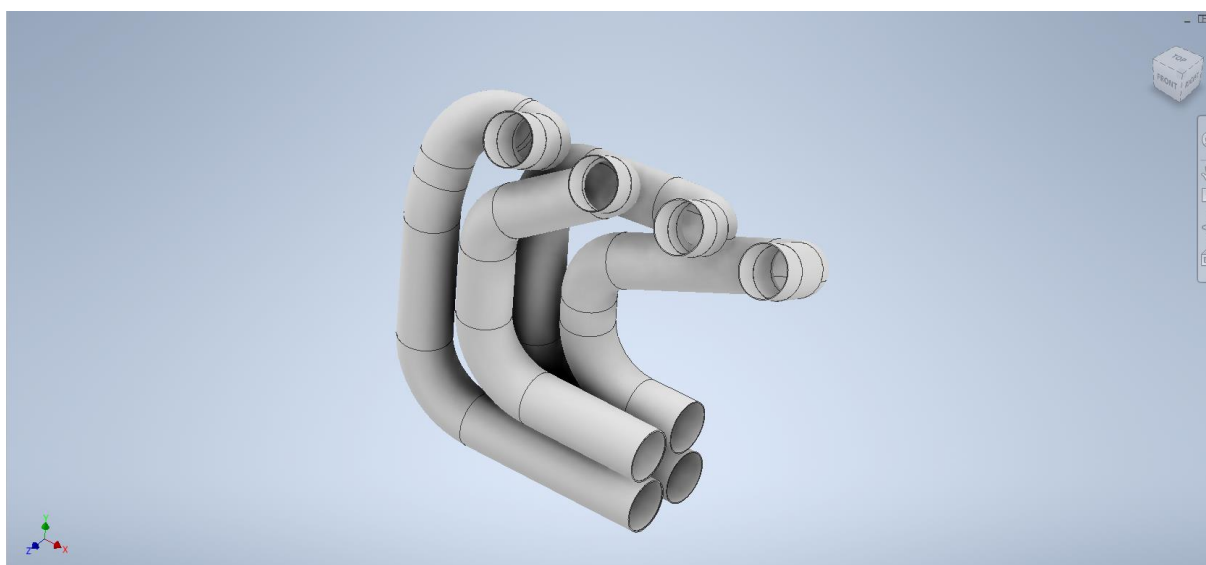
12. ábra: A leömlő első vázlatai

A 4-1 es kipufogórendszer sajátossága, hogy egy „collector” csővel köti össze a leömlőt és a szekunder csövet. Ezért a négy primercsőnek a végpontja az általunk választott collectorral kompatibilisnek kell lennie. A modellen látható, hogy először a négy cső végpozícióján kellett változtatnunk ahhoz, hogy a collectort ki tudjuk választani.

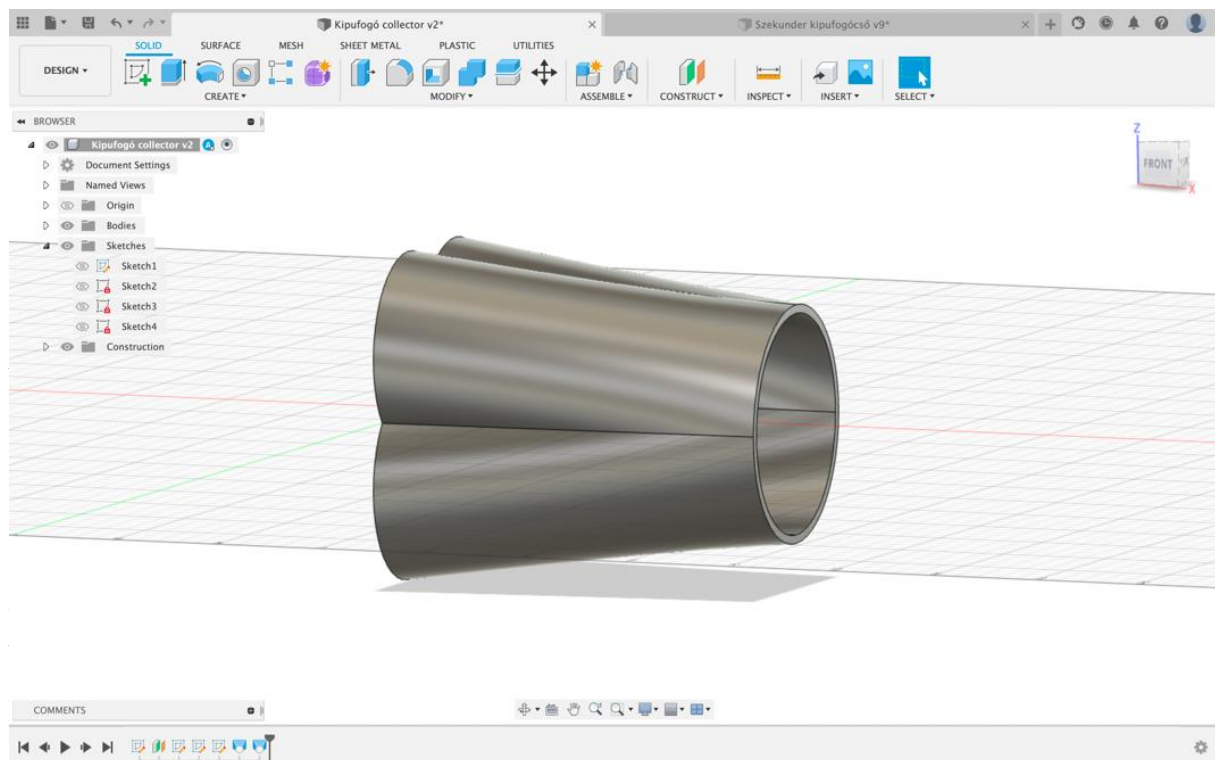


13. ábra: A leömlő csövek találkozása

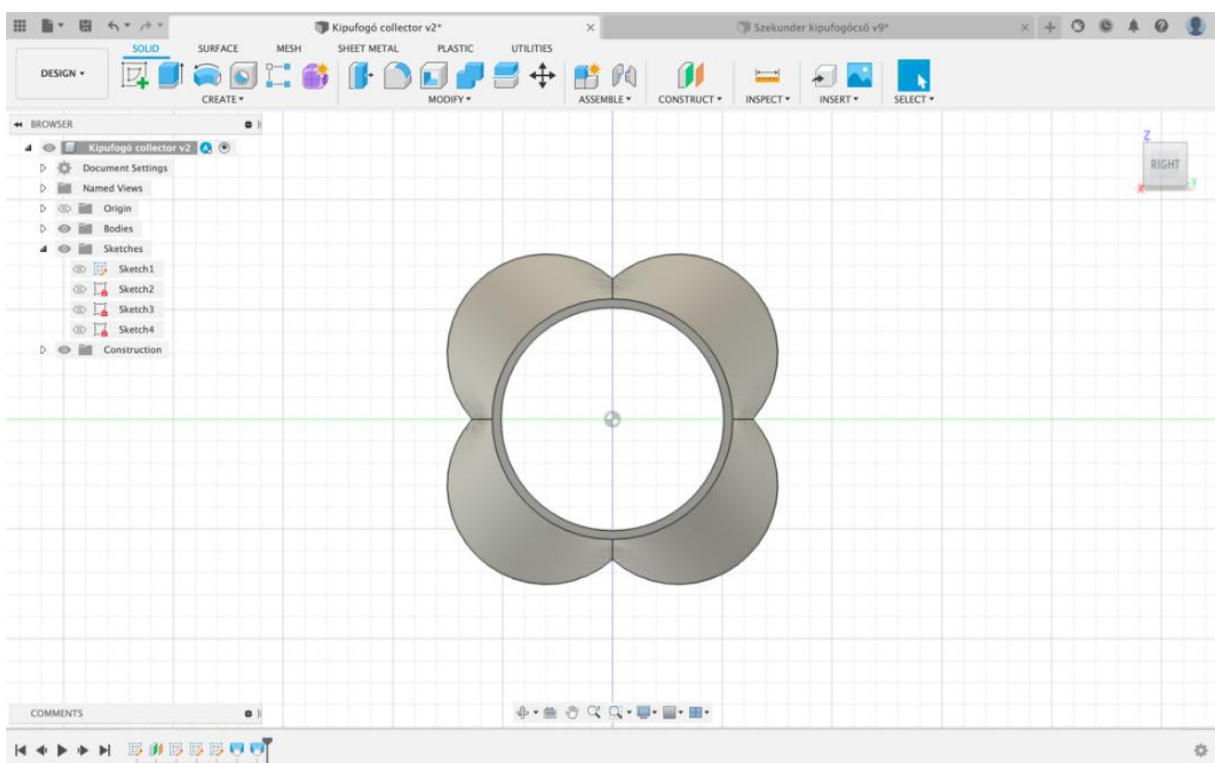
Miután megkaptuk a collector helyét szembesültünk azzal a problémával, hogy túl nagy a különbség a primercsövek közt, ami tönkre teheti az ideális töltetcsere folyamatot, így a két rövidebb primercső újra tervezésére került a sor. A tervezés során ügyeltünk olyan csőhajlítási szögekre figyelni, amelyeket vagy csőhajlítógép meg tud hajlítani, vagy meg tudjuk vásárolni hajlított formában. Továbbá a fejlesztési folyamat közben megváltoztattuk a kipufogórendszer konstrukcióját. Így a leömlőt megtükröztem és utána véglegesítettem az újra rajzolt két csőhosszt.



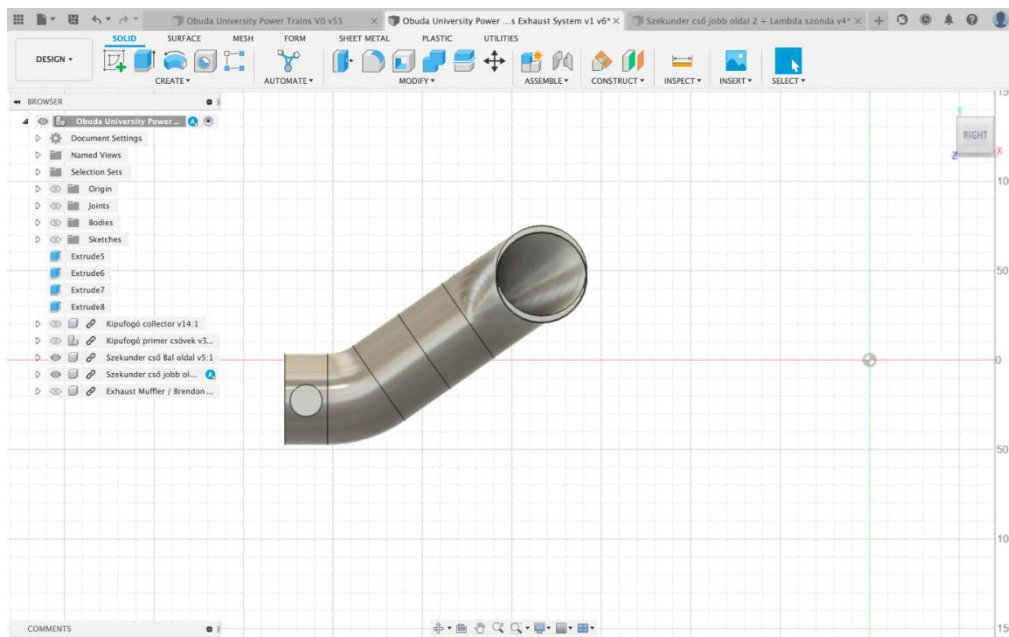
14. ábra: A leömlő csövek végleges elrendezése



15. ábra: Kipufogó collector balnézet

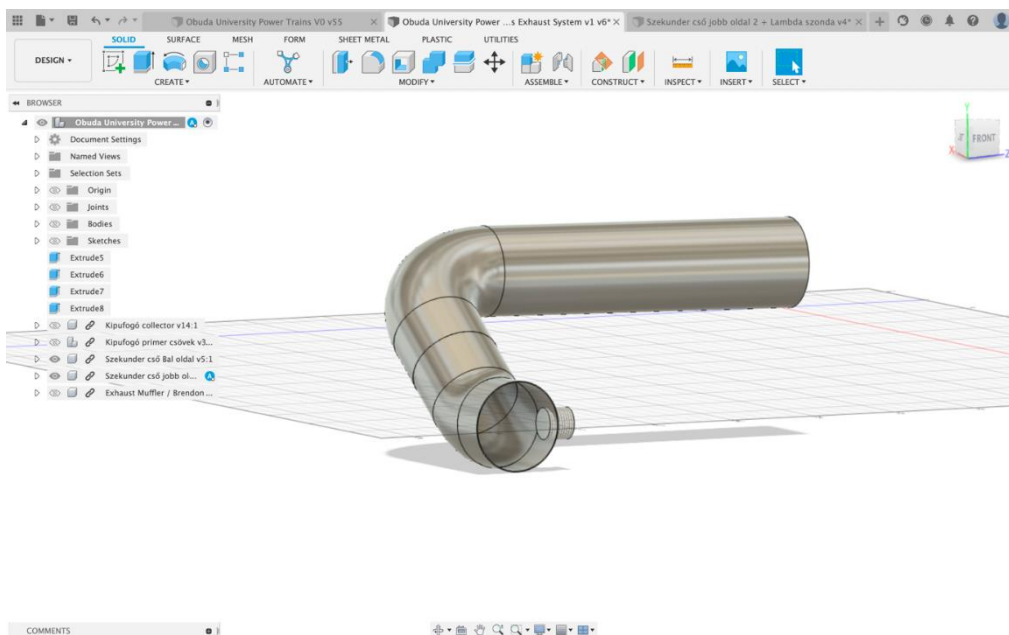


16. ábra: Kipufogó collector előlnézet



17. ábra: Szekundercső balnézet

A szekunder cső a collector és a kipufogó dob közti elem (17. ábra). Az átmérőjét a collectorhoz igazítottuk így lett 50 mm-es átmérője. A cső dobhoz közeli oldalán egy 18 mm átmérőjű furatot terveztem, melyben a Lambda-szonda fog helyet kapni. A motorprogram megírásához szükséges a lambda szonda különben nem lehet gyújtástérképet írni a motorunkhoz. Az anyaga elősorban 304-es rozsdamentes acél lenne a hőállósága és ára miatt, de ez még nem végleges



18. ábra: Szekundercső előlnézet

Kipufogódob

A kipufogódob tervezése előtt figyelembe kellett vennünk a számunkra legideálisabb típust, kialakítás, a csatlakozások és az eredményesebb felhasználhatóság szempontjából. Számunkra a legideálisabb típus, amelyben a bemeneti nyílás a dob hátulján, a kimeneti nyílás pedig a dob oldalán helyezkedik el. Ennek okát a dob elhelyezkedése idézte elő, mely az autó oldalán a burkolat alatt fog elhelyezkedni. Következő lépésünk, a dob adatainak meghatározása volt, melyre egy általános képletet használtunk, melynek segítségével a teljes számítás levezethető volt. Számításunk során figyelembe kellett vennünk a motor adatait, illetve a bemeneti és a kimeneti csatlakozások átmérőit. A képletet figyelembe véve, először a motor és a hengerek tüzelési sebességének kiszámítása történt. Ezt követően a kipufogó térfogatának számítása következett. A kapott értékből a hangtompító értékét kellett meghatároznunk, melynek segítségével egy egyenletbe való behelyettesítést követően meghatároztuk a kipufogódob átmérőjét.

Anyaghasználat: A kipufogórendszer előállításához szükséges anyag kiválasztásánál, figyelembe kellett vennünk a következő szempontokat:

- Jó alakíthatóság
- Magas korrózióállóság
- Magas hőellenállás

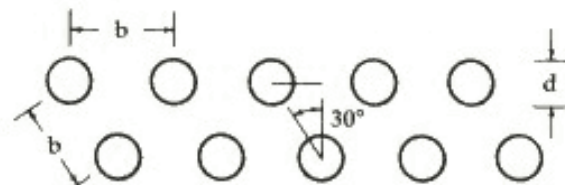
Ezen szempontok figyelembevételével jutott a választásunk a 304-es számú ausztenites rozsdamentes acélra, mely egy molibdénos ötvözetű rozsdamentes acél. Magas krómtartalmának köszönhetően nagy szilárdságot, jó alakíthatóságot és kiváló hegeszthetőséget biztosít.

2. Táblázat: Anyagjellemzők

Anyagszám/jel	Szakítószilárdság	Folyáshatár	Nyúlás	Olvadáspont
1.4401 X5CrNiMo1810	500 MPa	200 Mpa	40%	1390-1440 °C
1.4305 X12CrNiS188	450MPa	175 Mpa	45%	1450 °C

IV. Perforált belső cső tervezése:

Perforációk elrendezése:



19. ábra: Perforált cső elrendezés

Perforált belső cső adatai:

$$b=10 \text{ mm}$$

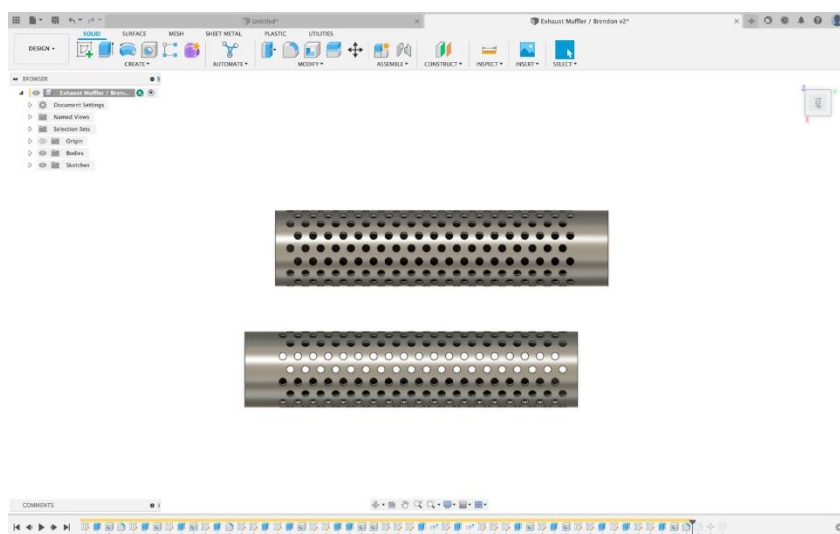
$$d=5 \text{ mm}$$

$$l=220 \text{ mm}$$

$$D_1 = 50 \text{ mm}$$

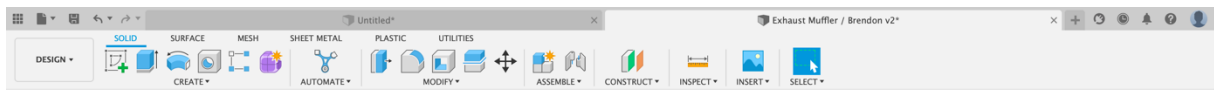
$$D_2=46 \text{ mm}$$

$$v=2 \text{ mm}$$

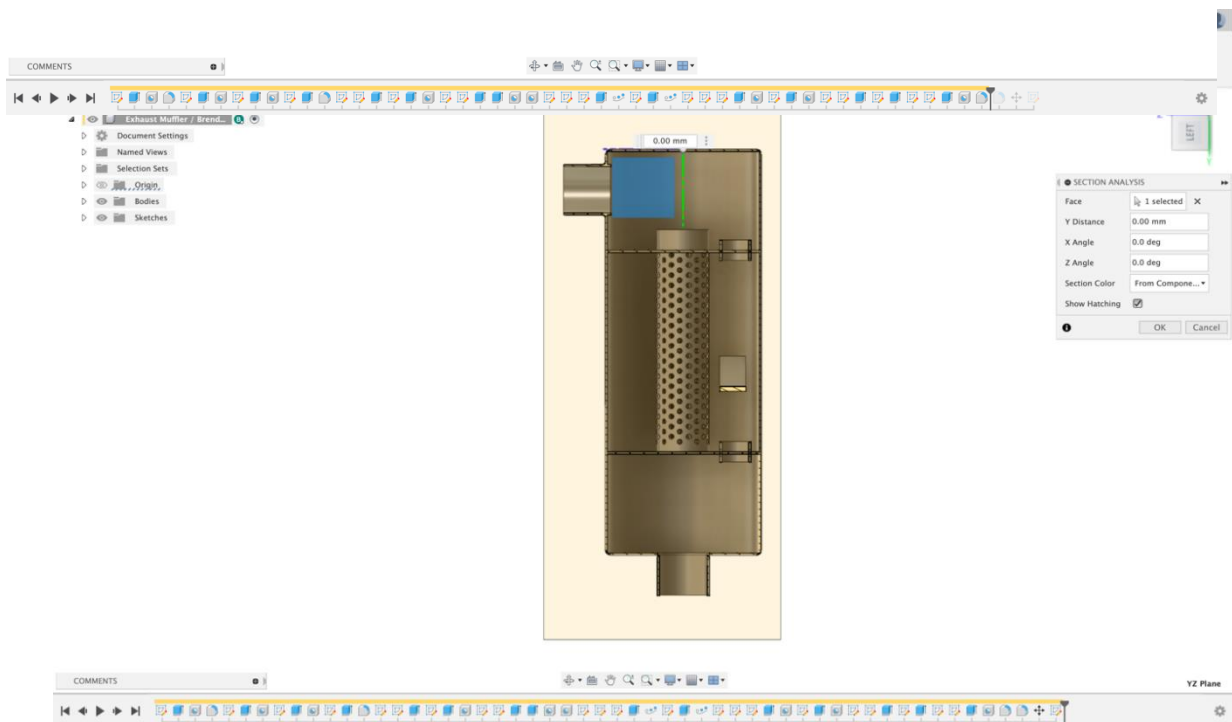


20. ábra: Perforált cső felülnézet

A perforált cső segíti a kipufogódob zajcsökkentő hatását a kipufogógáz távozásakor, gyakori bevált módszer ilyen csövet alkalmazni versenyautóknál és motoroknál.



21. ábra: Kipufogódob felülnézet



21. ábra: Kipufogódob belső keresztmetszet

A hűtésrendszer

A belsőégésű motorok üzemeltetés során magas hőmérsékletre melegsznek fel. Ez a magas hőhatás kártékony a motorra és meghibásodást okozhat a blokk alkotórészeiben. Egy belsőégésű Otto-motor üzem hőmérséklete 85 °C és 110 °C között ideális. A hűtésrendszer feladata fenntartani ezt a hőmérsékletet és megakadályozni a túlmelegedést. A hűtésrendszer fő alkotóeleme a hűtőradiátor, ami a hőcsere folyamat nagyrészéért felel és méretének helyes kiválasztása elengedhetetlen ugyanis a motor versenykörülmények között fog üzemelni. A hűtőradiátoron kívül más befolyásoló tényezők is vannak, amik segítik a motor hűlését, ilyen tényezők a versenyautó magas sebessége és a motor vázon belüli nyitott térben való elhelyezése.

Hűtőradiátor választás szempontjai

- Motor által termelt veszteségek és hőkibocsátás
- Hűtés teljesítmény magas terhelés alatt
- Autóalkatrészként könnyen beszerezhető legyen
- Megbízható működés

A motor hőkibocsátása

Egy belsőégésű Otto-motor teljesítménye számos tényezőtől függ. A hatásfok annál jobb minél nagyobb a sűrítési arány az egyszerűsített tökéletes motor esetében. Hűtésrendszer tervezésénél számos olyan tényezőt figyelembe kell venni, ami a motor üzemelése során hőkibocsátással járhat. Motorunk hatásfokát a tökéletes motor hatásfok esetével egyszerűsített körfolyamattal fogjuk számolni, amiből származtatva lesznek a motor hatásfokát befolyásoló további tényezők. Az egyszerűsített körfolyamat hatásfoka a termikus hatásfok – állandó térfogaton végbemenő hővezetés esetén a termodinamika első főtételéből vezethető le.

$$\eta_1 = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1}$$

$$\eta_1 = 1 - \left(\frac{1}{12,8}\right)^{0,41}$$

$$\eta_1 = 0,64$$

A számítások elvégzése után megkapjuk, hogy az egyszerűsített körfolyamat hatásfoka 64,8%. Ebből az adatból fogjuk származtatni a további veszteségeket.

Az Otto-motor veszteségei:

- Tüzelőanyag kémiai energiája nem alakul át tökéletesen hőmennyiséggé.
- Falveszteségek, vagyis hőátadás a munkaközegből a hűtőközegbe.
- Munkaközeg hőközlési üteme eltér a tökéletes motorétól, így eltér a diagram alakja is.
- Töltetcsere veszteségek.
- Mechanikus veszteségek.

Ezen veszteségeket F.A.F Schmidt táblázatát használva rendszerezzük, amiben a különböző veszteségek nagyjából értéke százalékosan van feltüntetve.

3. táblázat: A négyütemű belsőégésű motor veszteségei

Sorrend nagyságrendben	Megnevezés	Nagysága hűtőérték %-ban
1.	Súrlódás	4%
2.	Töltetcsere	5%
3.	Falveszteség	13%
4.	Terjeszkedés	22%
5.	Égési folyamat	25%

A 3. táblázat alapján a hőveszteségeket 45-46%-ban határoztam meg. Így a kapott érték az egyszerűsített körfolyamatból származtatva 34,58575 kW.

Hűtőradiátorra vonatkozó számítások

Hűtőfolyadékra vonatkozó számítások

A Formula Student szabályzata alapján minden vízhűtéses belsőégésű motorral rendelkező versenyautóban kötelezően desztillált vizet kell használni hűtőfolyadékként. A hőmennyiséget, amit a hűtőfolyadék felvesz, a következő képlettel lehet meghatározni.

$$q = m \times Cp(T_0 - T_i)$$

A motor ideális hőmérséklet tartománya 87-110°C között található, tekintve, hogy versenyautóban magas terhelés alatt fogjuk használni erőforrásunkat T_0 -t 95°C-ban határoztam meg. $T_i=55^\circ\text{C}$, q az előző számolásból 34,58575 kW. Az így kapott eredmény $m=0,262$ kg/s ami a légtömegáramlás mértéke a kívánt 55°C-os hűtött folyadék eléréséhez. A hűtőradiátor elrendezése gyártók egyedi megoldásaitól függően eltérhet. Számításaimnál a legegyszerűbb megoldást vettem példának, ahol két sor cső helyezkedik el egymás mögött, a csövek átmérője megegyezik a hűtőfolyadék bementi átmérőjével. A keresztmetszeti területet így a műhelyben lévő hűtőradiátorról lemérve, illetve kisebb piac kutatás után 32 mm-ben határoztam meg, a falvastagságot pedig 1,8 mm-ben. Így a kapott érték $A=36,7$ mm². Az áramlási gyorsaság befolyásolja a hőátadási tényezőt.

$$V_p = m / (\rho \times A)$$

Az áramlási gyorsaságra kapott érték: $V_p=7,13896$ m/s

Légáramlásra vonatkozó számítások

A versenyautó magas sebességénél nagy a légáramlás, ami segíti a motor hűtési rendszert a kívánt hűtés elérésében. További segítő tényező, hogy a mi járművünk csövázás így a motor körülötti nyitott térben lévő levegő is átveszi a motorból kiáramló hőt. A légáramlás teszi lehetővé a hűtőradiátor hatékony működését. Ezért fontos kiszámítanunk azt, hogy mekkora hűtőfelületű hűtőradiátorra lesz szükségünk. Mivel folyamatos a hőcsere, emiatt a folytonos hőáramlásból adódó meleg levegőt szeretnénk alacsonyabb hőmérsékletű levegőre cserélni. Ezt úgy tudjuk pontosan meghatározni, hogy a hűtőradiátor méreteit a kívánt adatoknak megfelelően méretezzük.

$$q = h \cdot A (T_{\text{levegő ki}} - T_{\text{levegő be}})$$

Az egyenlet adatait a következőképpen határoztam meg:

- Bementi levegő hőmérséklete: $T_{\text{levegő be}} = 30^\circ\text{C}$
- Kimeneti levegő hőmérséklete: $T_{\text{levegő ki}} = 5^\circ\text{C}$
- Légáramlásból adódó hőcsere együtthatója: $850 \text{ W/m}^2\text{K}$

Convective Heat Transfer Calculator

A - surface area (m²)

t_{surface} - surface temperature (°C)

t_{air} - air temperature (°C)

h_c - convective heat transfer coefficient (W/(m²K))

Heat Transfer = **38250** (W)

22. ábra: Hőátadási tényező táblázat

Így megkapjuk az általunk kívánt hűtéshez elegendő felület méretét, ami $0,6 \text{ m}^2$.

A szükséges felület meghatározásával ki tudjuk számolni az összes hűtőcső hosszát, ami a hűtőradiátorban található a következő képlettel:

$$A = (2 \times 1,8L^2 / 0,75) + (2 \times 0,32 \times L^2 / 0,75)$$

$$A = 5,28L^2$$

$$L = 0,337 \text{ m}$$

Tehát 20 hűtőcsőre lesz szükségünk a hűtőradiátorban, ami a kétsoros elrendezés miatt egymás mögött helyezkednek el, így egy sorban 10 csőnek kell helynek lennie. Az így kapott méretei a hűtőradiátornak:

- Magasság: 400 mm
- Szélesség: 320 mm

Termékválasztás:

A korábban számoltakból kiindulva a fontos paramétereket a hűtőválasztáshoz tudjuk, így a számolásban vett méreteket minimumnak vettem így a választás egyértelműen mutatja, hogy vagy pontosan megegyező vagy nagyobb méretű radiátor a megfelelő választás. Továbbá a csapat anyagi helyzetét és kapcsolatait számításba véve a Peugeot 206-os hűtőradiátorára esett a választásom, amely minden igényt kiszolgálna.

Összefoglalás

Az Óbuda University Racing Team a Formula Student versenyekre fejleszt belsőégésű motoros együléses versenyautót. A versenysorozatra nagyon szigorú szabályok vonatkoznak, amelyek jelentős kihívások elé állítja a csak egyetemi hallgatókból álló csapatot. Az egyik legkritikusabb szabály az airboxban lévő 20 mm-es szűkítő elhelyezése, mivel ez a csapatokat egyedi airbox és szívósor tervezésére és gyártására kényszeríti. Az airbox és szívósor mellett egyedileg tervezzük meg a kipufogó rendszert, a teljes hajtást a futóművet és a vázat is. Számos csapat nagyon fejlett már-már versenyautókhoz hasonló aerodinamikai csomagot is fejleszt az autójukhoz. Az egyedileg tervezett alkatrészeket a Járműdinamika osztályban dolgozó hallgatók fejlesztik, akik különböző szerepkörökben kezdik meg a fejlesztéseket. Az osztályon belül vannak szekciók (Motor, Váz, Futómű, Kompozit, Elektronika) akik az autó különböző részegységeikért felelnek. Egy teljes szezon alatt elkülönítendő a fejlesztési és a megvalósítási szakasz mivel egy ilyen versenyautónál, ami prototípus szerű nagyon sok időt kell fordítani a megvalósításhoz. A fejlesztési fázis alatt a hallgatók számos modern CAD program segítségével, és akár szimulációs programokkal is dolgoznak. Nagyon fontos törekedni a gyárthatóságra és az ésszerű fejlesztésekre, mivel olyan alkatrészt fejleszteni nem érdemes amire a jövőben nincsen anyagi keret. A fejlesztések befejeztével a hallgatók a megvalósításnál a saját fejlesztett alkatrészükért vagy feladatukért felelősek. Ezek nyomon követésére kell elkészíteni a rendszeresen vezetett dokumentációt az adott alkatrészről, hogy esetleges hibánál

legyen mihez nyúlni. Az egyedi gyártások megvalósításához nagyon fontos a szponzorációs kapcsolatok jelenléte olyan cégekkel, akik rendelkeznek olyan gépekkel és eszközökkel, amikkel az alkatrészt meg lehet valósítani.

Tartalom

Bevezetés.....	2
Szabályrendszer ismertetése.....	2
Motor kiválasztása.....	3
A légszűrő kiválasztása:	4
A fojtószelepház kiválasztása:	4
Tervezés.....	5
Szűkítő	5
Plenum.....	8
Kipufogórendszer tervezése	12
Kipufogó szerepe Otto motornál.....	12
Gyári kipufogórendszer elemzése	12
Leömlő tervezése	13
Primer csövek és szekunder cső közti átmenet.....	15
Kipufogódob	17
.....	19
A hűtésrendszer.....	20
Hűtőradiátor választás szempontjai	20
A motor hőkibocsátása.....	20
Az Otto-motor veszteségei:.....	21
Hűtőradiátorra vonatkozó számítások	22
Hűtőfolyadékra vonatkozó számítások	22
Légáramlásra vonatkozó számítások.....	22
Termékválasztás:	24
Összefoglalás	24