

A JÖVŐ járműve

A MAGYAR JÁRMŰIPAR TUDOMÁNYOS LAPJA

2011
112

www.jret.sze.hu | www.ejtt.bme.hu

MODERN JÁRMŰIRÁNYÍTÁSI
RENDSZEREK

FORMULA STUDENT
MAGYARORSZÁGON

ALTERNATÍV
HAJTÁSMÓDOK

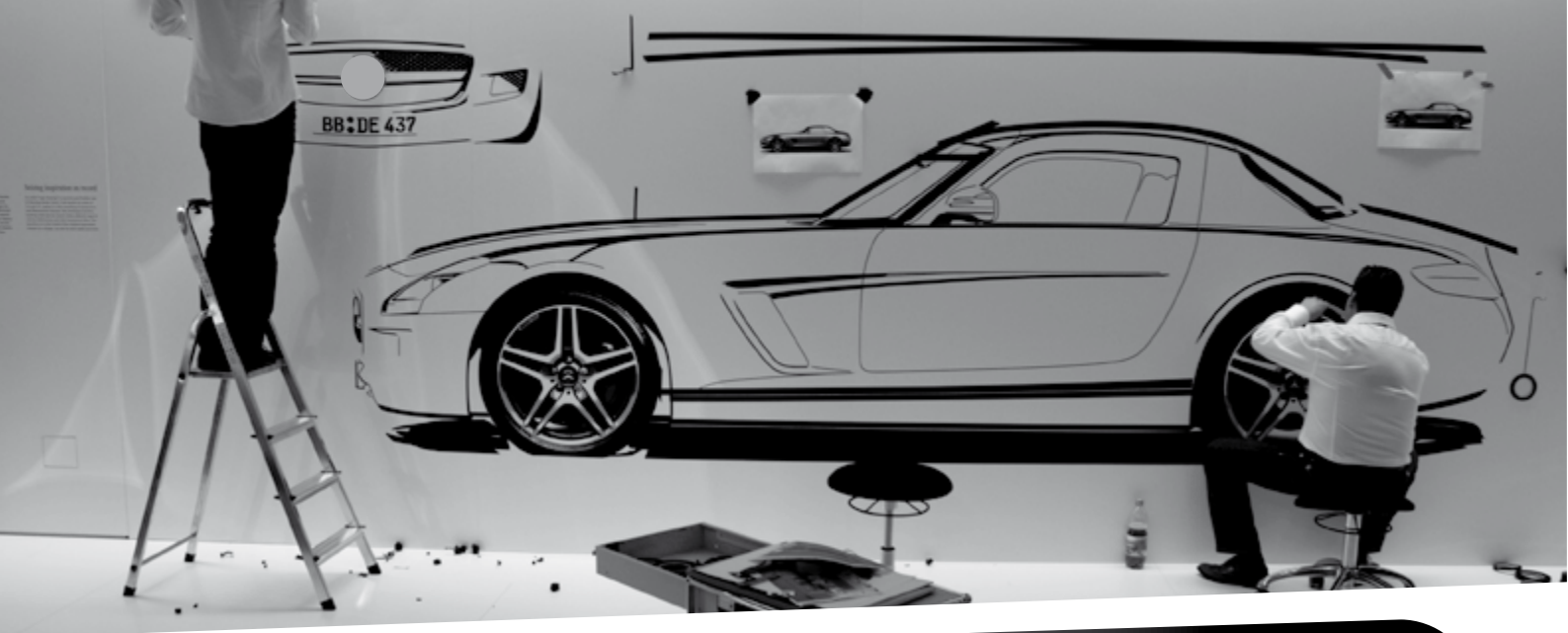
KORSZERŰ SZIMULÁCIÓS
ELJÁRÁSOK

60 ÉVES
a BME
Közlekedésmérnöki
és Járműmérnöki kar

Fotó: FORTEPAN

AUTÓTECHNIKA szakkiállítás

Hungexpo Budapesti Vásárközpont, B pavilon



A GÉPJÁRMŰ FENNTARTÓ szakma nagy ünnepe

A TELJES HAZAI szakmát bemutató paletta

A MUNKA ÉS AZ OKTATÁS TALÁLKOZÓJA

InnoMobilitás edu+work

JÖVŐTUDATOS AUTÓZÁS, környezetbarát technológiák

**A szakma ott lesz.
És Ön?**

www.hungexpo.hu/autotechnika
www.autotechnika.hu

 MEDITOR

AUTOTECHNIKA



2011. november 10-12.



hungexpokiállítás
programod van

DR. HABIL KULCSÁR BÉLA

egyetemi tanár, dékán

Köszöntő

60 ÉVES A BME KÖZLEKEDÉSMÉRNÖKI ÉS JÁRMŰMÉRNÖKI KARA

A nemzetek gazdasági fejlődésének meghatározó tényezője a közlekedés rendszerének fejlettsége. A XXI. század gazdasági és társadalmi folyamatai egyre nagyobb kihívásokat támasztanak a közlekedési rendszerekkel szemben. Ma a korszerű ipari termelés tér-idő bázisa szinte az egész világra kiterjeszthető, ennek realizálása sokféle infrastruktúrára és eszközökre épülő, bonyolult folyamatok alkotta rendszerekkel lehetséges. E rendszerek egyik metszete a közlekedési rendszer a maga folyamataival, járműveivel és mobil gépeivel, pálya- és irányítási infrastruktúrájával, egymástól el nem választható rendszerkapcsolatokkal. A közlekedés gazdasági stratégiai jelentőségén túl az emberi élet minőségének, mint társadalmi feladatnak is meghatározó tényezője.

A Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar jogelődjét, az önálló Közlekedési Műszaki Egyetemet 1951-ben Szegeden alapították. Az új Közlekedési Műszaki Egyetem (KME) az eredeti elképzelések szerint széles profilú lett volna, felölelve az út- és vasútépítés eszközeivel és berendezéseivel kapcsolatos valamennyi szakmai ágazatot, továbbá a vasúti-, közúti-, vízi-, és légi közlekedés területét. Első lépésként a vasútépítési és vasúti üzemeltetési szakok indultak. 1952-ben az egyetemet Szolnokra helyezték át. 1956 elején megkezdődött a KME Budapestre költöztetése és betagozódása az Építőipari Műszaki Egyetem (ÉME) és a KME összevonásából létesült Építőipari és Közlekedési Műszaki Egyetembe (ÉKME). 1967-ben került sor a BME és az ÉKME egyesítésére, BME elnevezéssel.

Az egyetem szegedi és szolnoki székhelyein, illetve Budapesten az Építőipari és Közlekedési Műszaki Egyetem (ÉKME) Közlekedési Üzemmérnöki Karaként, majd a BME Közlekedésmérnöki Karaként az elmúlt 60 évben közel 7100 okleveles mérnököt bocsátott ki a közlekedés, mint önálló nemzetgazdasági ág részére. Tevékenységüket elismerés és megbecsülés övezte.

A 60 éves évforduló egyben a számvetés ideje is, a múlt eredményeinek értékelése, és a jövő feladatainak kitűzése. A közlekedés és a járműipar nagy fejlődés előtt áll. A járműipari végtermékgyártás Magyarországon a bruttó hazai termékhez (GDP) 3,1 százalékban járul hozzá, amely aránynál a világon csak a német és a cseh járműipar

hozzájárulása nagyobb, mindkét országban 3,7 százalék. Az AUDI, a Daimler, és a GM döntése 2012 után alapjaiban változtatja meg a fenti helyzetet. A közlekedés ágazatai is jelentős fejlesztések előtt állnak

A Karon folyó oktató és kutatómunka célja rendszer szemléletű közlekedésmérnökök, logisztikai mérnökök és járműmérnökök alapképzése, szakmai és tudományos továbbképzése. Ez a képzési és tudományos tevékenység alapot szolgáltat a hazai és nemzetközi közlekedéspolitika megvalósításában való részvételre.

A Kar 2006. szeptemberétől bevezette a kétlépcsős lineáris képzést. A BSc szintű Közlekedésmérnöki alapképzési szak tanterve a lehetőségként kapott szakirányok keretében nem tudta biztosítani azoknak a közlekedésmérnöki, logisztikai mérnöki és járműmérnöki ismereteknek az átadását, amellyel a Kar a közlekedésnek, a szállításnak és a járműiparnak a gazdasági fejlődéshez elengedhetetlenül szükséges minőségi szakember-igényét ki tudta volna elégíteni. Az iparstruktúrában a járműipar súlya és a felmerülő szállítási-logisztikai feladatok miatt jelentkező szakemberigények kielégítésére a Kar 2010-ben, a tantervek átalakításával akkreditáltatta és elindította a képzést a Járműmérnöki alapszakon. Akkreditálás alatt van a Logisztikai mérnöki alapszak is, amelyen 2012-ben indul a képzés. A fenti három szakra épülő mesterszakok (MSc) – Közlekedésmérnöki mesterszak, Logisztikai mérnöki mesterszak és Járműmérnöki mesterszak – így erősebb alapozású és gyakorlati ismeretekkel rendelkező, tudományosan elmélyült, a gyakorlat által felvetett üzemeltetési, tervezési, fejlesztési és kutatási feladatok megoldására alkalmas szakembereket képeznek. A mesterképzési diszciplínák alapozzák meg tudományos továbbképzésünket és doktori képzésünket.

A magyar ipari struktúrán belül a járműipar meghatározóvá válása, a járműtudomány, mint önálló diszciplína kialakulása, és e folyamatokban a Kar küldetése indokolja, hogy ez a járműképzést végző Kar elnevezésében is megjelenjen. A BME Közlekedésmérnöki Kar Tanácsa és a BME Szenátusa úgy határozott, hogy 2011. július 1-től a Közlekedésmérnöki Kar neve Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Karra változzon.

Tartalom

- 03 KÖSZÖNTŐ**
60 ÉVES A BME KÖZLEKEDÉSMÉRNÖKI ÉS JÁRMŰMÉRNÖKI KARA
Dr. habil Kulcsár Béla
- 05 KÖZLEKEDÉSI RENDSZERBE INTEGRÁLT ALTERNATÍV JÁRMŰHAJTÁSOK**
Pézsza Nikolett, dr. Ailer Piroska, Trencsényi Balázs, dr. Palkovics László
- 09 VIZSGÁLATOK A GÉPJÁRMŰ-LÉGKONDITIONÁLÓ BERENDEZÉSEK TERVEZETT EURÓPAI ENERGETIKAI MINŐSÍTŐ ELJÁRÁSÁNAK KIALAKÍTÁSÁHOZ**
Kovács János, Szabados György
- 16 A MŰSZAKI ÉRTELMSÉGNEK KULCSSZEREPE VAN A GAZDASÁGBAN**
2011. május 5-én tartották a magyar műszaki értelmiség napját
- 18 FORMULA STUDENT – A MAGYAR FELSŐOKTATÁS JÖVŐJE?**
Interjú dr. Mathias Roman Dreyerrel
- 20 MOTORFEJLESZTÉS A FORMULA STUDENT VERSENYSOROZATBAN**
Szigeti Márk, Bárány Gábor, Keresztes Dávid, Osvald Géza, Bárány Zsolt, Büki Dániel, Gombkötő Gábor
- 26 BEMUTATKOZIK A KECSKEMÉTI FŐISKOLA FORMULA STUDENT CSAPATA**
Molnár Gábor, Bári Gergely
- 28 STEER-BY-WIRE KORMÁNYRENDSZER JÁRMŰMODELL-ALAPÚ IRÁNYÍTÁSA**
Lapis Leonárd, dr. Fazekas Csaba, dr. Kiss Bálint
- 33 INTERESTING ISSUES ABOUT THE INTEGRATED WHEEL END CONTROL**
Bári Gergely
- 37 ACTIVE STEERING STRATEGIES OF COMMERCIAL VEHICLES**
Hankovszki Zoltán, dr. Palkovics László, Kovács Roland
- 41 OLDALKÚSZÁSBECSLÉS HASZONJÁRMŰVEKRE**
Hankovszki Zoltán, dr. Palkovics László, Kovács Roland
- 46 AUTOMOTIVE COMMUNICATION PROTOCOLS FOCUSED ON THE X-BY-WIRE APPLICATIONS**
dr. Kandár Tibor, dr. Gianone László
- 50 TOLATÓMOZDONYOK DÍZELMOTORJAI TRANZIENS ÜZEMÉNEK JAVÍTÁSA**
Bátai András, dr. Németh Huba, Trencsényi Balázs, dr. Stukovszky Zsolt
- 57 LÉGFÉKRENDSZER SZIMULÁCIÓJA FIX LÉPÉSKÖZZEL**
Baldauf András, Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, dr. Palkovics László
- 63 CFD ANALYSIS OF A CONCEPT CAR IN ORDER TO IMPROVE AERODYNAMICS**
Darko Damjanovic, Drazan Kozak, Marija Zivic, Zeljko Ivandic, Tomislav Baskaric
- 71 CALCULATION PROCESS DEVELOPMENT FOR OPTIMIZING GEOMETRY AT SEPARATED FLOW CONDITION**
Veress Árpád, dr. Palkovics László
- 75 ÚJ LEHETŐSÉGEK A RONCSOLÁSMENTES VIZSGÁLATI TECHNIKÁBAN**
dr. Czinege Imre, Csizmadia Ferencné dr., Kozma István
- 83 BIOETHANOL PRODUCTION AND APPLICABILITY**
Pézsza Nikolett, Szemerey Szabolcs
- 86 NONLINEAR VISCOELASTICITY AND THIXOTROPY OF A SILICONE FLUID**
Kókuti Z., Kokavecz J., Holczer I., Danyi A., Gábor Z., Szabó G., Pézsza N., Czirják A., Ailer P., dr. Palkovics L.
- 89 A MAGYAR KÖZÚTI JÁRMŰPROGRAM**
Kocsis Bence, Pomázi Gyula

IMPRESSZUM

A JÖVŐ járműve

A MAGYAR JÁRMŰIPAR TUDOMÁNYOS LAPJA

A JÖVŐ JÁRMŰVE JÁRMŰIPARI INNOVÁCIÓ

V. évfolyam, 2011/1-2. szám

Alapítva: 2006

Megjelenés: negyedévente

HU ISSN 1788-2699

ALAPÍTÓK:

**Budapesti Műszaki és
Gazdaságtudományi Egyetem –
Elektronikus Jármű és Járműirányítási
Tudásközpont (EJIT)**
1111 Budapest, Stoczek u. 6., J épület 516.
Tel.: 1/463-1753. Fax: 1/463-3255.
E-mail: info@ejit.bme.hu

**Széchenyi István Egyetem –
Járműipari Regionális Egyetemi
Tudásközpont (JRET)**
9026 Győr, Egyetem tér 1.
Tel.: 96/613-680. Fax: 96/613-681.
E-mail: jret@sze.hu

**X-Meditor Lapkiadó, Oktatás-
és Rendezvényszervező Kft.**
9023 Győr, Csaba u. 21.
Levelezési cím: 9002 Győr, Pf. 156
Tel.: 96/618-062. Fax: 96/618-063.
E-mail: ajj@xmeditor.hu

KIADÓ:

**X-Meditor Lapkiadó, Oktatás-
és Rendezvényszervező Kft.**
Felelős kiadó: Pintér-Péntek Imre

SZERKESZTŐSÉG:

**Autómédia, Fenntartás, Fejlesztés
X-Meditor vállalatcsoport autóipari divíziója**
Felelős szerkesztő: dr. Nagyszokolyai Iván
Lapmenedzser: Dudás Alexander
Lapkoordinátor: dr. Komócsin Zoltán,
Nagy Viktor
Szerkesztő: Sándorné Tamási Rita
Tel.: 96/618-074. E-mail: auto@xmeditor.hu

A SZERKESZTŐBIZOTTSÁG TAGJAI:

dr. Bercsey Tibor, dr. Bokor József,
dr. Czigány Tibor, dr. Czinege Imre,
dr. Kardos Károly, dr. Keviczky László,
Lepsényi István, dr. Michelberger Pál,
dr. Náday László, dr. Palkovics László,
dr. Réti Tamás, dr. Stukovszky Zsolt,
Szilasi Péter Tamás, dr. Tisza Miklós

NYOMDAI ELŐÁLLÍTÁS:

Palatia Nyomda és Kiadó Kft.
9026 Győr, Víza utca 4.
PÉLDÁNYSZÁM: 1500

Közlekedési rendszerbe integrált alternatív járműhajtások

PÉZSA NIKOLETT

Budapesti Műszaki és
Gazdaságtudományi Egyetem
Gépjárművek Tanszék

DR. AILER PIROSKA

Kecskeméti Főiskola,
GAMF Kar

TRENGSÉNI BALÁZS

Budapesti Műszaki és
Gazdaságtudományi Egyetem
Gépjárművek Tanszék

DR. PALKOVICS LÁSZLÓ

Kecskeméti Főiskola,
GAMF Kar

ALTERNATÍV MEGOLDÁSOK ALKALMAZÁSÁNAK SZÜKSÉGSZERŰSÉGE A KÖZLEKEDÉSBEN

A klímaváltozás, az energiafüggőség és a kimerülő olajkészletek összetett problémaköre az összes fosszilis energiát felhasználó szektort – és így a közlekedési szektort is – alternatív megoldások keresésére sarkallja.

Napjainkban a közlekedési szektor felelős a globális – energiafelhasználással összefüggő – CO₂-kibocsátás egynegyedéért, és a közlekedési szektornak a legnagyobb a kőolajtól való függősége is (98%). A járműállomány prognosztizált növekedése a szén-dioxid-emisszió további növekedését vonja maga után, valamint a szektor kőolajtól való függőségét is csak tovább növeli. A jelenlegi 900 milliós járműállomány több mint 2 milliárdra való növekedése várható 2050-re, mellyel párhuzamosan a szén-dioxid-emisszió elérheti a 2-3 gigatonnát. [1][2]

A mobilitás iránti igény is növekszik. A legnagyobb igény a fejlődő országokban, úgymint India és Kína várható, ahol főként az egyéni közlekedés növekszik nagy sebességgel, mivel a gyors népességnövekedés, a gazdasági és társadalmi fejlődés meg lehetőségen nagy mobilitás iránti igényt teremt. [2]

A fenntartható fejlődéshez hasonlóan definiálható a fenntartható mobilitás is. Míg az elmúlt évtizedekben a fenntarthatóságon belül leginkább a gazdasági hatás jelentette a fenntarthatóságot, addig ma egyre inkább erősödik a társadalmi és a környezetvédelmi tényezők térnyerése. Egyre többen látják be, hogy nem lehet a környezetünket a végtelenségig kihasználni.

Mindezenáltal nincs mobilitás energia nélkül, a mobilitást „tűzelőanyaggal kell ellátni”. A közlekedési szektor számára nagy kihívást jelent, hogy a növekvő mobilitási igényeket a szektor levegőszennyezésre, klímaváltozásra és társadalomra gyakorolt hatásának figyelembevételével kell kielégítenie. A közlekedési szektorban olyan megoldásokat kell tehát találni, amelyek a legkevésbé terhelik a környezetet, és megfelelnek a társadalmi igényeknek. [2]

Mindezt olyan módon kell elérni, hogy az gazdaságilag is kedvező legyen, mert a költségcsökkentés minden szinten – úgymint a gyártók, az üzemeltetők és a társadalom szintjén is – cél.

A globálisan jelentkező problémák, úgymint a szén-dioxid-emisszió, az energiafüggőség és az olajkészletek kimerülése az összes érintett szektort – és így a közlekedési szektort is – alternatív megoldások keresésére ösztönzi. Az egyes alternatívák közötti választás bonyolult szempontrendszer alapján történik. Cikkünk célja egy olyan integrált szemléletű modell bemutatása, amely alkalmas arra, hogy az alternatívák értékelési szempontjait összekapcsolja, és így módon segítséget nyújt adott feltételekre az optimális megoldás megtalálásában.

Global problems such as carbon dioxide emission, energy dependency and the depletion of oil reserves urge for alternative solutions in all affected sectors and therefore also in the transport sector. The choice among the alternatives is made according to a complex system of aspects. This paper aims at introducing an integrated model, which is capable of combining the evaluation aspects of the different alternatives and by this means it helps to find the most optimal solution for the given conditions.

Alternatív megoldások

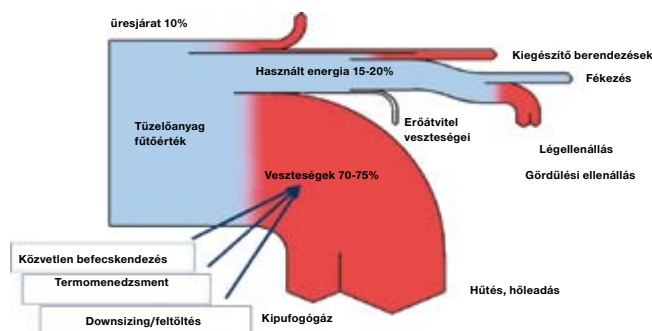
Az alternatív megoldások keresésekor többszintű megközelítést érdemes alkalmazni, kihangsúlyozva, hogy az egyes megközelítési módok szinergikus hatásúak. Cikkünkben mégis az alternatív tűzelőanyag és hajtásrendszerek alkalmazásának témakörére fókuszálunk.

A többszintű megközelítés szintjei:

- a hagyományos hajtáslánc és elemeinek optimalizációja;
- járműcsoport-szabályozás (forgalomszabályozás, járműkövetés, flottamenedzsment);
- alternatív tűzelőanyagok, hajtásrendszerek és az energiarekuperció bevezetése.

A hagyományos hajtáslánc és elemeinek optimalizációja

Ismert, hogy a tűzelőanyag fűtőértékének 70–75%-a veszteségként jelentkezik. Ezért a belső égésű motorok gyártói, fejlesztői a veszteségek csökkentése, a tűzelőanyag-fogyasztás és emissziós jellemzők javítása érdekében számos újítást vezettek be, vagy módosítottak a motorok keverékképzésén, égési folyamatain, töltetcserején és sűrűdési tulajdonságain. Néhány ismert példa: a közvetlen befecskendezés, a termomenedzsment és a feltöltés, turbófeltöltés mindegyike a veszteségek csökkentésére ad lehetőséget **1. ábra**.



1. ábra: a hagyományos hajtáslánc elemeinek optimalizációs lehetőségei

Járműcsoport-szabályozás

A járműcsoport szabályozása feltételezi az intelligens rendszerek alkalmazását. A rendszer részét képezik az intelligens jármű (IVS: Intelligent Vehicle System), az ITS1 (Intelligent Transport System 1), illetve az ITS2 (Intelligent Transport System 2) alrendszerek.

Az intelligens járműrendszerek gyári rendszerek, használatuk lehet kötelező vagy opcionális, fő funkciójuk a járműbiztonság növelése.

Az ITS1 rendszerek lehetnek gyárilag vagy utólagosan beépített rendszerek, használatuk lehet kötelező vagy opcionális, fő funkciójuk pedig az információ átadása. A gyakorlatban ez a járművek egymással, illetve GPS-szel való kommunikációját jelenti.

Az ITS2 rendszerek szintén lehetnek gyárilag vagy utólagosan beépítettek, csak speciális flottáknál alkalmazhatók, használatuk az optimalizációt gazdasági szempontból célozza meg. A gyakorlatban ez azt jelenti, hogy a járművek egy központtal is kommunikálnak, így például forgalmi dugók esetén egy másik útszakaszra irányíthatók át a járművek.

Alternatív tüzelőanyagok és hajtásrendszerek

Belső égésű motorok alternatív tüzelőanyagai lehetnek:

- a bioetanol
- a biodízel
- az LPG
- a CNG (Compressed Natural Gas, sűrített földgáz)
- a hidrogén.

Mindegyik tüzelőanyagoknak léteznek előnyei és hátrányai. A bio-tüzelőanyagok alkalmazásakor mindig felmerül az etikai kérdés, hogy szabad-e tüzelőanyag-előállításra felhasználni élelmiszer-növényeket, amikor a világ egy részét éhínség sújtja. Ez a vita a második generációs bio-tüzelőanyagok megjelenésével látszólag feloldódott, hiszen ezek esetében a kiindulási nyersanyag nem élelmiszer-növény. Azonban második generációs nyersanyagból kiinduló üzemű biotüzelőanyag-termelés Magyarországon még nincs.

Az LPG és a CNG alternatív tüzelőanyagoknak minősül, de nem megújuló energiaforrás. Járművek tüzelőanyagaként való alkalmazásuk azonban környezetvédelmi előnyökkel jár, hiszen károsanyag-kibocsátásuk kedvezőbb a hagyományos fosszilis tüzelőanyagokénál (benzin, gázolaj). A CNG üzemű buszok bevezetésével például jelentősen javítottak egy-egy nagyváros levegőtisztaságán (Tokyo, Delhi).

A szakemberek véleménye megegyezik abban, hogy a távoli jövőben az általános tüzelőanyag feladatát a hidrogén látja majd el, arról azonban megoszlanak a vélemények, hogy a megfelelő infrastruktúra hogyan és mikorra alakulhat ki. [3]

Alternatív üzemmód lehet:

- a hibrid hajtás
- az elektromos hajtás
- és a tüzelőanyag-cella.

Több járműgyártó is megjelent már hibrid hajtású járműveivel a piacon. Az elektromos hajtás és a tüzelőanyag-cella térhódítása a jövőben várható.

A hibrid hajtású járművek előnye leginkább városi forgalmi viszonyok között mutatkozik meg a kedvező fogyasztással és károsanyag-kibocsátással.

Jelenleg az elektromos hajtás elterjedésének kerékkötője az akkumulátorok kis teljesítménye, amely befolyásolja a jármű hatótávolságát.

Fejlesztési korlát	Benzin	LPG	Bio-etanol	Akkumulátor	Hibrid	Dízel-olaj	CNG	Bio-dízel
Technológiai/technikai	●	●	●	●	●	●	●	●
Földrajzi, geopolitikai	●	●	●	●	●	●	●	●
Környezetvédelmi	●	●	●	●	●	●	●	●
Törvénykezési és intézményi	●	●	●	●	●	●	●	●
Biztonsági	●	●	●	●	●	●	●	●
Gazdasági	●	●	●	●	●	●	●	●
Nyilvános elfogadhatóság	●	●	●	●	●	●	●	●

● Nagyon erős ● Erős ● Közepes ● Gyenge

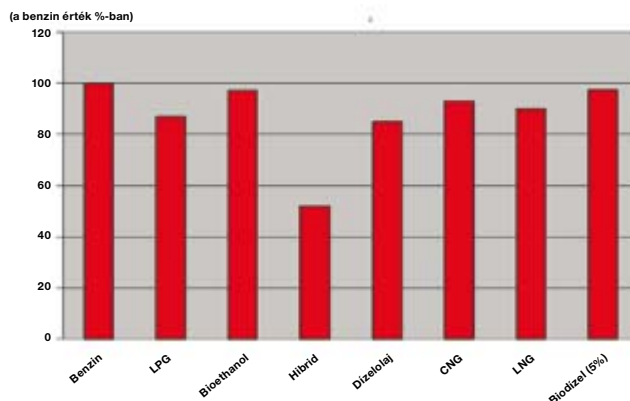
2. ábra: az alternatív megoldások fejlesztési korlátai [4]

ALTERNATÍV MEGOLDÁSOK ÉRTÉKELÉSÉNEK SZEMPONTRENDSZERE

Az egyes alternatívák közötti választás bonyolult, összetett szempontrendszer alapján történik. A **2. ábra** nyújt összefoglaló képet a fejlesztési korlátokról.

Az egyes alternatívák értékelésénél fontos kiemelni, hogy olyan általános megoldás, mint jelenleg a kőolaj, nem létezik egyetlen alternatív tüzelőanyag és hajtásrendszer esetében sem. Nincs egyetlen általános megoldás, amely minden szempontnak megfelel. Egy alternatív megoldás mellett döntéshozatal mindig kompromisszumot jelent. A **2. ábrán** feltüntetett fejlesztési korlátok különböző súlyozófaktorral szerepelhetnek. Más szempontok kapnak nagyobb hangsúlyt, amikor városi közlekedési viszonyok között szeretnénk egy alternatívát kiválasztani, és megint más szempontok, ha országúti vagy autópályán történő közlekedést vizsgálunk.

A hibrid és CNG-üzemű járművek például jó alternatív megoldásnak bizonyulnak városi közlekedési viszonyokat feltételezve, azonban országúti szakaszokon már nem mutatnak fel előnyöket. A hibrid járművek fogyasztása városi körülmények között kedvezőbb, országúton azonban már elveszik ez az előny. A CNG üzemű járművek gazdaságos üzemeltetésből származó előnyüket Magyarországon szintén elveszítik országúti viszonyok között, legfőképp azért, mert a CNG töltőállomás-hálózat kiépítettsége messze elmarad a hagyományos tüzelőanyagok tankolására alkalmas töltőállomás-hálózat kiépítettségétől. A töltőállomás-hálózat nem



3. ábra: az egyes alternatívák well-to-wheel CO₂-kibocsátásának összehasonlítása

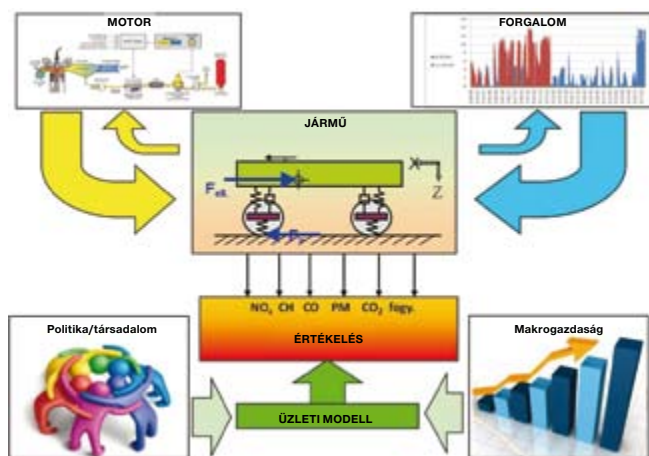
megfelelő kiépítettsége nagyobb súlyzófaktorral szerepelhet egyéni járműfelhasználóknál, mint flottaüzemeltetőknél, hiszen utóbbiak számára egy saját töltőállomás üzemeltetése nem jelent problémát.

Az egyes alternatívák megítélésénél fontos az életciklus szemlélet, amely egy integrált megközelítés és magába foglalja egy termék összes előállítási lépésének környezetvédelmi és gazdasági hatását. Két kategóriának van kiemelkedő jelentősége: a fosszilisenergia-felhasználás és az üvegházhatású gázkibocsátás. Az életciklus-elemzés egy speciális – a járművekre vonatkoztatott – változata a well-to-wheel analízis, amely végigköveti a tüzelőanyag útját az előállítástól kezdve a járműben történő felhasználásig. Az egyes alternatívák well-to-wheel CO₂-kibocsátásáról ad átfogó képet a **3. ábra**.

Az egyes alternatív módok elterjedésének határt szab a gazdaságosság, vagyis csak akkor várható egyre nagyobb számban való megjelenésük, ha egyértelmű gazdasági előnyöket képesek felmutatni.

INTEGRÁLT MODELL – A KÖZLEKEDÉSBEN RÉSZT VEVŐ FLOTTA INTEGRÁLT MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGI MODELLJE

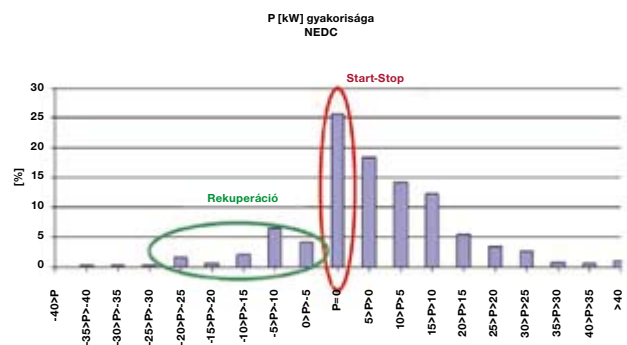
Az általunk kidolgozott integrált szemléletű modell alkalmas arra, hogy az egyes alternatív tüzelőanyagok és hajtásrendszerek értékelési szempontjait összekapcsolja, és ily módon adott feltételekre az optimális megoldás megtalálásában segítséget nyújtson. A modell felépítését a **4. ábra** szemlélteti.



4. ábra: a vizsgálati módszertan részei

A vizsgálati módszer részét képezi a motor, a forgalom, valamint a jármű modellezése. A forgalmi viszonyok hatást gyakorolnak a vizsgált jármű mozgására, dinamikájára, és a jármű dinamikai tulajdonságai visszahatnak a forgalmi viszonyokra. A kombinált jármű- és motormodellel a károsanyag-kibocsátásokat tudjuk megbecsülni. A modell alkalmazásának eredményeként megkapjuk a különböző emissziós értékeket: a nitrogén-oxidok, a szénhidrogén, a szén-monoxid és a részecskeemissziót, valamint a fogyasztást és az ezzel arányos szén-dioxid-emissziót is.

Az emissziós értékek ismerete fontos egy alternatív megoldásra történő váltásnál, azonban az alternatívát csak akkor fogják választani, hogyha az gazdaságilag megtérül. Ezért a vizsgálati módszertan részét képezi egy üzleti modell is, amely figyelembe veszi egyrészt a politikai/társadalmi, másrészt a gazdasági hatásokat.



5. ábra: a forgalomszimuláció eredményeként kapott sebességprofilból számított teljesítményigény

A forgalomszimuláció a forgalomszámlálási és -irányítási adatokból nyert, a forgalom időbeli eloszlását jellemző sűrűségfüggvényből határozza meg egy adott jármű adott időszakokra számított legvalószínűbb sebességprofilját. Ebből a jármű mozgathatóságához vagy fékezéséhez szükséges teljesítményigény meghatározható. Első közelítésben a teljesítményigény alapján vonhatunk le következtetést az alkalmazható alternatívákra.

A motormodell leírja a belső égésű motor folyamatait. A modell magában foglalja a motor minden egyes részének – a szívórendszer, a keverékképző rendszer, a hengergeometria, a szelepvézelés, a turbulens égésmoделl és a kipufogórendszer – áramlástan, hőtani és mechanikai egyenleteit. A motor belső folyamatainak számítási eredményeként előállnak a motor karakterisztikái: teljesítmény-, fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás és emissziós jellegzők.

A járműmodell figyelembe veszi a járműfelépítményre ható ellenállásokat, leírja annak a hossz- és keresztirányú dinamikáját.

A járműmodellből végeredményben meg tudjuk határozni, hogy adott hosszúságú út adott sebességgel történő megtétele mennyi energiát igényel (**6. ábra**).

Az összetett műszaki modellből (amely magában foglalja a forgalom, a belső égésű motor és a jármű szimulációit), megkapjuk a jármű emissziós és fogyasztási értékeit.

A gazdasági modellel határozhatók meg a költségek és a megtérülés. Hiába rendelkezik egy alternatíva nagyon kedvező emissziós tulajdonságokkal: ha az gazdasági előnyként nem jelenik meg, akkor racionális piaci szereplőktől nem várható az adott alternatíva melletti döntés meghozatala.

A gazdasági modell figyelembe veszi a fő költség tényezőket. Az üzleti modell részletes ismertetésére egy korábbi cikkünkben térünk ki. [5]

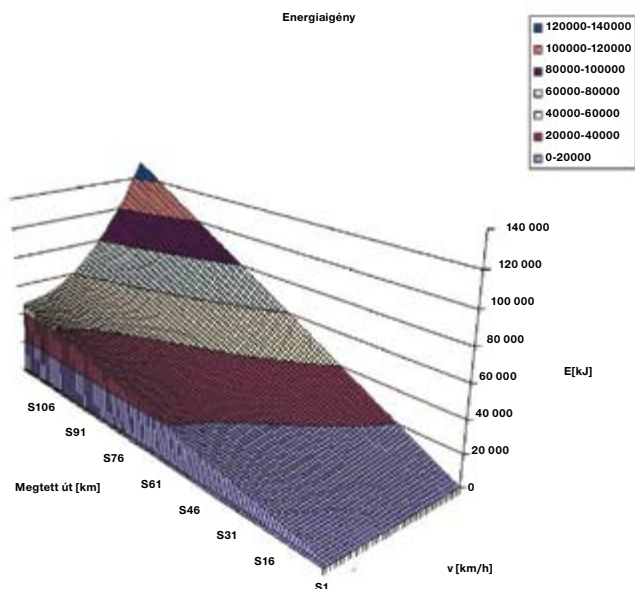
Az üzleti modellel meghatározhatók az egyes alternatív járművek beszerzésekor várható megtérülési idők, továbbá érzékenységvizsgálatot végezve információt kapunk arról, hogy milyen feltételek mellett térülne meg az alternatív járműbe való beruházás. Ez fontos információ lehet a döntéshozók számára, mert így képet kaphatnak arról, hogy milyen ösztönző intézkedésekkel segíthetik elő az alternatív járművek elterjedését.

Az üzleti modell továbbá alkalmas arra is, hogy a közlekedés okozta externális költségeket kifejezze. A modell ezen részének részletes leírásával egy előző cikkben foglalkoztunk. [4]

Az általunk kidolgozott vizsgálati módszertan tehát alkalmas arra, hogy műszaki és gazdasági szempontokat is figyelembe véve segítse a döntéshozatalt egy alternatív jármű kiválasztásakor.

A modell alkalmazásával kapott eredmények

A fenti modellezési eljárással a mai körülmények között vizsgáltuk a budapesti közlekedési viszonyokat, feltételezve, hogy a megfelelő alternatíva kiválasztása elsősorban zárt járműflotta üzemeltetők számára történik.



6. ábra: a járműmodellezés eredményeként kapott energiaigény

A legmegfelelőbb megoldás – a jelenlegi viszonyokat feltételezve – a hibrid és a CNG-üzemű jármű, kedvező károsanyag- és fogyasztási értékeknek, valamint gazdaságosságuknak köszönhetően. Az alternatív járműbe való beruházás megtérülése így 3–5 év alatt várható.

Általánosságban az állapítható meg, hogy rövid távon a gáz és bio-tüzelőanyagoknak, középtávon a hibrid-elektromos és a vegyes hibrid hajtásnak, hosszú távon pedig a villamos és a hidrogén-hajtásnak van létjogosultsága.

ÖSSZEFOGLALÁS

A közlekedési szektorban az alternatív megoldások keresését egyrésztől sürgetik a globális problémák mérséklésére való törekvések. Másrésztől azonban az jelent hajtóerőt, hogy a társadalmi, gazdasági fejlődésnek azon a fokán állunk, amely alkalmassá tesz minket arra, hogy már most alternatív megoldásokban gondolkodjunk, még mielőtt az olajtartalékok kifogynának. A „kőkorszaknak sem azért lett vége, mert elfogyott a kő” (Sheikh Zaki Yamani, volt szaúd-arábiai olajminiszter) gondolatmenetét folytatva az olajtartalékok sem fognak ki máról holnapra, azonban egyre inkább társadalmi igényként jelentkezik az új, fenntarthatóbb technológiák iránti igény.

Olyan integrált műszaki és gazdasági modellt dolgoztunk ki, amely alkalmas arra, hogy segítse az alternatív jármű kiválasztását. Fontos kihangsúlyozni, hogy az egyes alternatívák közül egyik sem egy minden szempontból optimális megoldás. Minden egyes alternatív jármű csak az adott feltételekre, adott körülmények között vizsgálva lehet a legjobb; különböző feladatokra, eltérő viszonyokat feltételezve más megoldások lehetnek a legmegfelelőbbek.

IRODALOM

- [1] R. Quadrielli, S. Peterson: The energy-climate challenge: Recent trends in CO₂ emissions from fuel combustion, Energy Policy 35 (2007) pp5938-5952
- [2] K. Döhm, Future Mobility from a Fuels Perspective, 29. Internationales Wiener Motorensymposium 2008
- [3] I. Emőd, Z. Tölgyesi, M. Zöldy: Alternatív Járműhajtások, Maróti Könyvkereskedés és Könyvkiadó Kft., Budapest, 2006
- [4] B. Trencsényi, Zs. Stukovszky: Alternatív tüzelőanyagok és hajtásrendszerek követelményei és értékelése üzleti modell alapján, A jövő járműve 2010. 1–2. szám.
- [5] N. Pézsa, B. Trencsényi: Alternatív jármű-tüzelőanyagok elterjedésének üzleti modellje, A jövő járműve 2009. 1–2. szám.



Vizsgálatok a gépjármű-légkondicionáló berendezések tervezett európai energetikai minősítő eljárásának kialakításához

KOVÁCS JÁNOS

tudományos munkatárs
KTI Nonprofit Kft.
JKE Tagozat, Motorteknikai
és Levegőtisztaság-védelmi
Laboratórium vezető

SZABADOS GYÖRGY

tudományos segédmunkatárs
KTI Nonprofit Kft.
JKE Tagozat, Motorteknikai
és Levegőtisztaság-védelmi
Laboratórium vezetőhelyettes

A KTI Közlekedéstudományi Intézet Nonprofit Kft. a TNO, a TUG és a LAT együttműködésében egy konzorcium tagjaként vett részt az „Adatok gyűjtése és értékelése, valamint vizsgálati eljárás specifikálása / fejlesztése a légkondicionáló berendezés (MAC), és a fokozatválasztást jelző berendezés (GSI) a gépjármű típusjóváahagyási eljárásába építésének támogatására” című munkában. A vizsgálatok szoros együttműködésben folytak a konzorcium többi tagjával. A vizsgálatok kölcsönös megállapodás szerint elkészített metódusok és mérési eljárások szerint lettek végrehajtva.

The KTI Non-profit Ltd. member of the TNO, TUG, LAT, KTI Consortium has completed the activities undertaken within the framework of the work: "Collection and evaluation of data and specification / development of test procedures in support of legislation on mobile air conditioning (MAC) efficiency and gear shift indicators (GSI)". The tests were carried out in close co-operation with the other members of the Consortium. The tests were performed according to mutually agreed methods and measurement principles. This final report includes detailed test data, as well as their evaluation.

BEVEZETÉS, A VIZSGÁLATOK CÉLJAI

A konzorcium célkitűzései a kutatási témában

- Olyan vizsgálati módszer kidolgozása, amely a személygépjármű típusvizsgálata során hatékonyan értékeli a járművek légkondicionáló berendezéseinek (MAC) energiateljesítményét, a kipufogógáz-emisszióra és üzemanyag-fogyasztásra gyakorolt hatását.
- Előtanulmányokkal, mérési eredményekkel alátámasztani, megalapozni a típusvizsgálati módszer kidolgozását.

A KTI feladatai a konzorcium tagjaként

- A konzorcium többi tagjával közösen egyeztetett és kidolgozott vizsgálati módszerek alapján, egységes körülmények között kivitelezett vizsgálatokból, mérésekből származó adatok gyűjtése és elemzése.
- Tapasztalatok gyűjtése a vizsgálatok különböző laboratóriumokban történő kivitelezhetőségére, reprodukálhatóságára vonatkozóan.

Kérdések amelyekre válaszokat kerestünk

- A vizsgálati körülmények – úgymint környezeti hőmérséklet, környezeti páratartalom, környezeti légsebesség – milyen hatással vannak a MAC okozta emisszió- és fogyasztásváltozásra?
- Milyen menetciklust használunk a vizsgálatokhoz?
- Melyik az a ciklus, amely a leghitelesebb képet szolgáltatja a MAC okozta emisszióról és fogyasztásról?
- A felmerült lehetőségek, javaslatok:
 - TUG MAC Step ciklus,
 - ACEA MAC Step ciklus,
 - NEDC,
 - CADC.
- Az utastér klimatikus viszonyai milyen hatással vannak a MAC okozta kipufogógáz-emisszió és tüzelőanyag-fogyasztás változására?

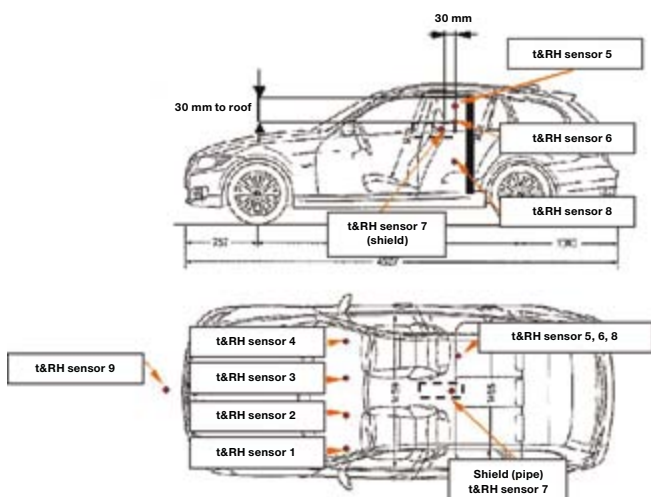
- A MAC beállításai (felhasználói szokások),
- A használt ventilátorfokozat,
- További hőbevitel az utastérben (napsugárzás hatásának szimulálása).

RÖVIDÍTÉSJEGYZÉK

MAC	Mobile Air Conditioning (Légkondicionáló berendezés)
GSI	Gear Shift Indicator (Sebességváltás-kijelző berendezés)
NEDC	New European Driving Cycle (Új európai menetciklus)
CADC	Common Artemis Driving Cycle (Közös Artemis menetciklus)
ACEA	European Automobile Manufacturers Association (Európai Autógyártók Szövetsége)
TNO	Netherlands Organisation for Applied Scientific Research (Alkalmazott Tudományok Kutatóintézete, Hollandia)
TUG	Graz University of Technology (Grazi Műszaki Egyetem)
LAT	Aristotle University of Thessaloniki (Thessaloniki Műszaki Egyetem)
KTI	Közlekedéstudományi Intézet Nonprofit Kft.
MAC be	MAC bekapcsolva
MAC ki	MAC kikapcsolva
t	temperature (hőmérséklet) [°C]
RH	Relative Humidity (Relatív páratartalom) [%]

MAC / GSI VIZSGÁLATI TERV A KTI-NÉL			
A VIZSGÁLAT SORSZÁMA	AZ ISMÉTLÉSEK SZÁMA	CIKLUS	VIZSGÁLATI JELLEMZŐK
MAC ALAPVIZSGÁLAT			
1.	3x	ACEA MAC Step ciklusvizsgálat	t=25 °C / RH=40%, Valós idejű mintavétel csak a konstans sebességű szakaszokon.
MAC ÉRZÉKENYSÉGVIZSGÁLAT			
2.	2x	ACEA MAC Step ciklusvizsgálat	T=30 °C / RH=40%, Valós idejű mintavétel csak a konstans sebességű szakaszokon.
3.	1x	ACEA MAC Step ciklusvizsgálat	t=25 °C / RH=40%, Elektromos fűtés a kabinban. Valós idejű mintavétel csak a konstans sebességű szakaszokon.
4.	2x	TUG MAC Step ciklusvizsgálat	t=25 °C / RH=40%, Két zsákba történő mintavétel (65 km/h és alapjárat) 1. vizsgálat alkalmával MAC ki, 2. vizsgálat alkalmával MAC be.
5.	2x	NEDC hidegindítás	A vizsgálati jellemzők a vonatkozó előírás szerint. Két zsákba történő mintavétel (városi rész és városon kívüli rész) MAC ki
6.	2x	NEDC üzemmeleg-indítás	A vizsgálati jellemzők a vonatkozó előírás szerint. Két zsákba történő mintavétel (városi rész és városon kívüli rész) MAC ki
7.	2x	NEDC üzemmeleg-indítás	A vizsgálati jellemzők a vonatkozó előírás szerint. Két zsákba történő mintavétel (városi rész és városon kívüli rész) MAC be.
GSI VIZSGÁLATOK			
8.	2x	GSI vizsgálat. NEDC üzemmeleg-indítás	Sebességváltási pont a GSI szerint. Két zsákba történő mintavétel (városi rész és városon kívüli rész)
9.	2x	GSI vizsgálat. CADC üzemmeleg-indítás	1. vizsgálat: A sebességváltási pont a CADC szerint 2. vizsgálat: A sebességváltási pont a GSI szerint Három zsákba történő mintavétel (város, országút és autópálya)

1. táblázat: a kutatás során elvégzett vizsgálatok



1. ábra: a hőmérséklet- és relatív páratartalom érzékelők elhelyezkedése

Step ciklusból áll. Az ún. MAC érzékenységi vizsgálat sorozat háromfajta ciklusra épül, az ACEA ciklusra, a TUG MAC Step ciklusra és az új európai menetciklusra (NEDC). Ezek különböző környezeti körülmények között, különböző ismétlésszámmal kerültek elvégzésre. Az utolsó vizsgálat sorozathoz – amely a sebességfokozat-kijelző rendszer által okozott emisszió- és tüzelőanyag-fogyasztás változást volt hivatott megvizsgálni – két ciklus tartozott (NEDC, CADC).

Az ACEA és a TUG vizsgálati ciklusok

Az ACEA MAC Step ciklus

Az ACEA ciklus több, mint 4000 s időtartamú és három részből áll. Az első szakasz egy rövid felgyorsítás után 1800 s-ig tartó 90 km/h-s állandó sebességű menetet jelent. A következő két ciklus azonos felépítésű, amely a következő szakaszokból áll: 340 s alapjárat, ezután felgyorsítás 50 km/h sebességre, 50 km/h állandó sebesség tartása szintén 340 s ideig, majd tovább gyorsítás 100 km/h sebességre, és ezen a sebességen való haladás ismét 340 s-ig, majd a sebesség csökkentése 0-ra és ezzel a ciklus befejeződik.

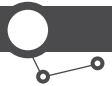
A TUG MAC Step ciklus

A TUG MAC Step ciklus az előző ciklusnál még egyszerűbb, két részből áll. Az első rész itt is állandó sebességen (65 km/h) való haladást jelent 1160 s időtartamig. Majd a sebesség lecsökken 0-ra, és a ciklus végéig a motor alapjáraton jár, a járműkerek sebessége 0 km/h. A ciklus teljes időtartama 2450 s.

ÁLTALÁNOS VIZSGÁLATI FELTÉTELEK

A vizsgálati terv a KTI esetében

Az 1. táblázat az elvégzett vizsgálatok összefoglaló táblázata. A vizsgálat sorozat alapvetően három részre bontható. Az első rész az ún. MAC alapvizsgálat 3-szor megismételt ACEA MAC



A vizsgált gépjármű

- A vizsgált gépjármű egy korszerű dízelmotorral felszerelt közép-kategóriás jármű.
- Referenciatömeg: 1490 kg
- Váltó: 6 fokozat, kézi kapcsolású
- Gumiabroncsok nyomása: 3 bar
- Gumiabroncsok típusa: Bridgestone Blizzak LM-23 205/55R16
- A jármű fel van szerelve mind légkondicionáló berendezéssel, mind pedig a sebességfokozat-választást jelző berendezéssel.

Általános vizsgálati feltételek

A vizsgálókamra fő paraméterei:

- Elérhető legalacsonyabb hőmérséklet: -30 °C
- Kamratérfogat: 200 m³
- Fűtési teljesítmény: 7 kW
- A ventilátor maximális szélessége: 20 m/s.

Görgős padi jellemzők az összes vizsgálat során:

- Ekvivalens tehetetlenségi tömeg (a jármű referenciatömege alapján): 1470 kg
- Ciklus: 70/220/EEC, III. melléklet, 2. függelék szerint
- „a” együttható = 7,4 N; „b” együttható = 0,0502 N/(km/h)².

A szenzorok elhelyezése

A beltéri hőmérsékletek és páratartalmak mérésére 9 szenzort használtunk. Ahogy az **1. ábrán** látható, 4 szenzor (1–4.) került elhelyezésre a műszerfal négy befűvónyílásánál, három szenzor (5–7.) a jobb oldali ülés mögött különböző magasságokban, egy szenzor (8.) a jármű hossz tengelyén a hátsó ülés előtt, a 9. érzékelő pedig a jármű előtt a klíma-rendszer-kondenzátorba belépő levegő jellemzőinek mérése érdekében.



2. ábra: a légkondicionáló berendezés beállítása

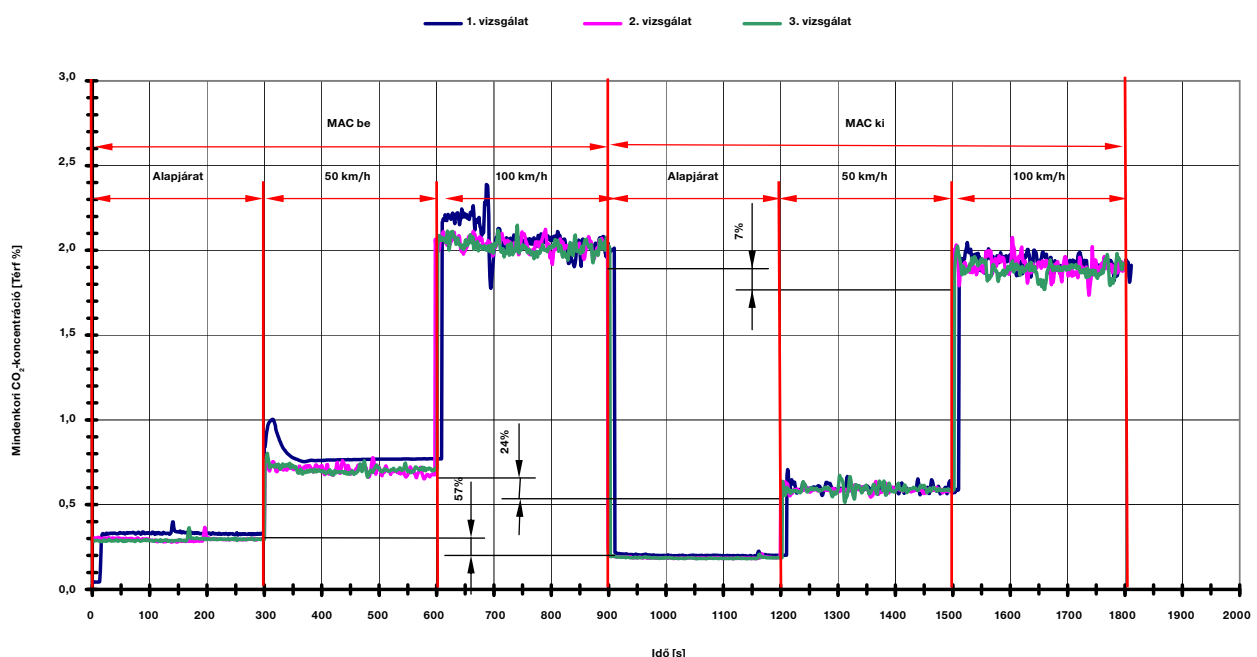
A vizsgálatok során mért adatok

- Az utastér hőmérséklete (8 érzékelő),
- Az utastér páratartalma (8 érzékelő),
- A jármű hűtőrácsába belépő levegő hőmérséklet- és páratartalma
- A szén-dioxid és a szabályozott komponensek kibocsátása
- A jármű kerekének sebessége, a görgőkön megjelenő fékerő
- A motor fordulatszáma.

MAC berendezés beállítása

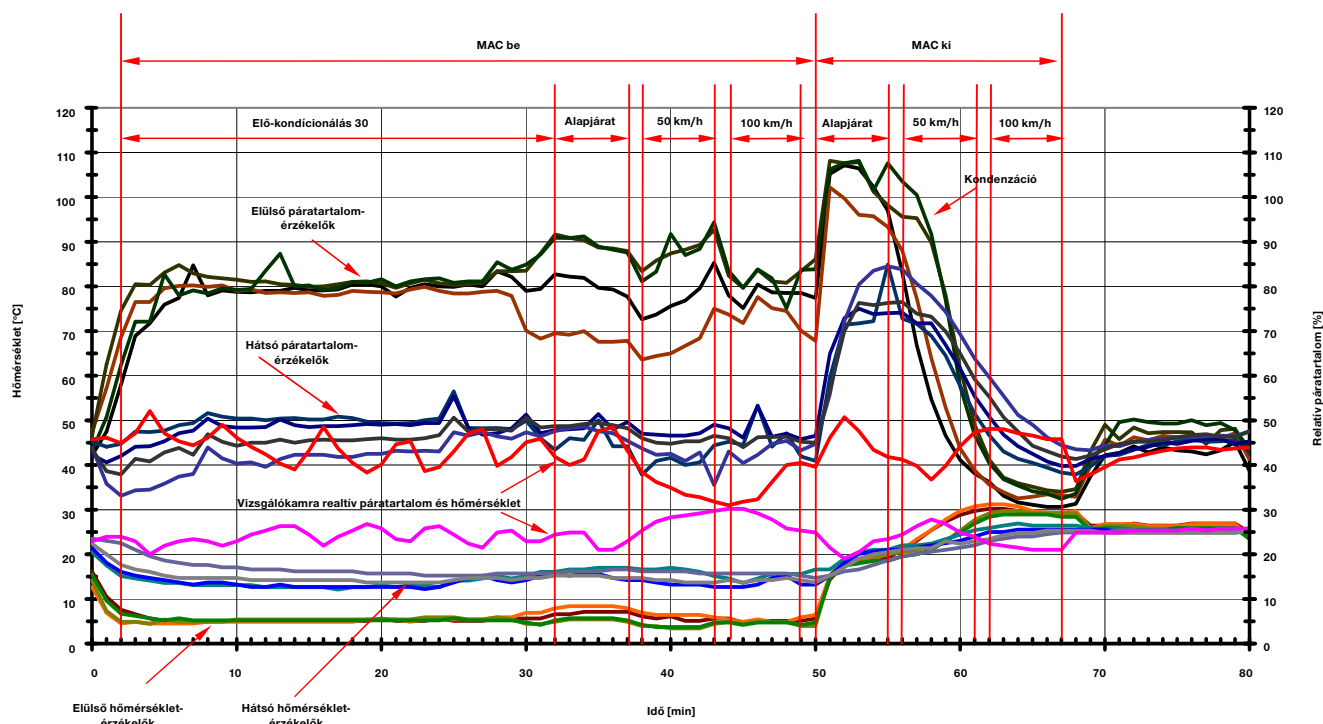
A következő ábra mutatja a légkondicionáló berendezés beállításait, amely az összes olyan vizsgálat során azonos volt, amikor a berendezés be volt kapcsolva. A beállítások a következők: – 16 °C utastér-hőmérséklet, – ventilátor 3. sebességi fokozata (**2. ábra**).

Mindenkori CO₂-kibocsátás változása az ACEA ciklus során (Vizsgálati jellemzők: t= 25 °C, relatív páratartalom = 40%)



3. ábra: a valós idejű mintavételi CO₂-értékek az ACEA ciklusok során

Hőmérsékletek és relatív páratartalmak a vizsgálókamrában és a jármű utasterében az ACEA ciklus során (25°C / 40%, 1. vizsgálat)



4. ábra: a hőmérsékletek és a relatív páratartalmak változása az ACEA ciklus (1. vizsgálat) során

A LÉGKONDITIONÁLÓ BERENDEZÉSSEL (MAC) KAPCSOLATOS VIZSGÁLATOK

MAC alapvizsgálat

A MAC alapvizsgálat az ACEA MAC Step ciklust tartalmazza 3-szor megismételve a következő vizsgálati feltételek mellett:

- 25 °C hőmérséklet és 40% relatív páratartalom a vizsgálókamrában, nincs elektromos fűtés a járműben.
- MAC beállítások: az utasterbe belépő hűtőlevegő hőmérséklete kisebb, mint 15 °C a hűtés során 90 km/h sebesség mellett (a mérés kezdetétől számított 20 perc eltelte után, 500 s időtartamig)
- Az utasterbe belépő levegő tömegárama nagyobb, mint 230 kg/h (3. ventilátorfokozat), minden kiömlőnyílás középső pozícióban, csak a hátsó kiömlőnyílás van teljesen nyitott állapotban.
- A menetszél-ventilátor sebessége a jármű kerekei sebességének függvényében a következők szerint került beállításra:
 - 0 km/h (motoralapjárat): szélsősebesség 5 km/h
 - 50 km/h járműsebességnél: szélsősebesség 50 km/h
 - 100 km/h járműsebességnél: szélsősebesség 70 km/h.

A mért jellemzők:

- Az utastér hőmérséklete 8 mérőponton
- Az utastér relatív páratartalma 8 mérőponton
- A görgőkön mérhető fékerő
- Szén-dioxid, és a szabályozott kipufogógáz-komponensek valós időben történő folyamatos mintavétele kizárólag a konstans sebességű szakaszokban.

Az alapvizsgálat keretében az ACEA ciklus során valós időben mért CO₂-kibocsátási jellemzőket mutatja a következő, **3. ábra**.

A három ciklus átlagolt értékeiből levonható következtetések A MAC működése:

- alapjáraton 57% többlet CO₂-kibocsátást okozott.
- 50 km/h állandó sebességen 24% többlet CO₂-kibocsátást okozott.
- 100 km/h állandó sebességen 7% többlet CO₂-kibocsátást okozott.

A **4. ábra** mutatja a hőmérséklet- és a relatív páratartalom értékek változását az 1. ACEA vizsgálat során.

MAC érzékenységi vizsgálat

A MAC érzékenységi vizsgálat sorozat tartalmaz ACEA ciklus, valamint a TUG ciklus szerinti és az NEDC ciklus szerinti vizsgálatokat különböző vizsgálati feltételek mellett és ismétlési számokkal. A vizsgálat sorozat célja annak meghatározása, hogy az egyes hőmérséklet-paraméterek, jellemzők milyen hatással vannak a MAC energiafogyasztására.

Az ACEA ciklus szerinti vizsgálatok

Az általános vizsgálati feltételek az előző ACEA ciklusvizsgálatokkal azonosak, kivéve a hőmérsékletet és a páratartalmat.

A hőmérséklet- és a páratartalom-jellemzők a következők:

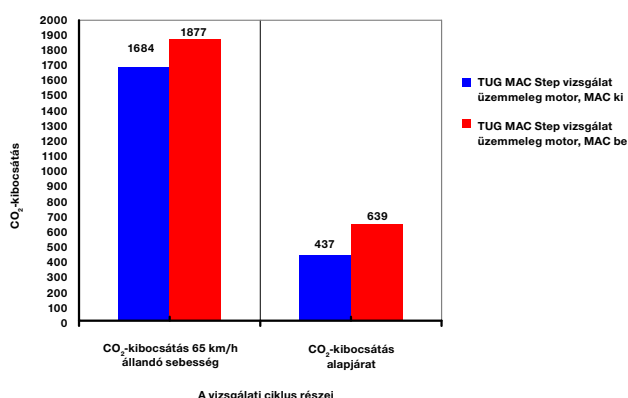
- Az 1. és a 2. vizsgálat során 30 °C hőmérséklet és 40% relatív páratartalom, a jármű utasterében az elektromos fűtés nélkül
- A 3. vizsgálat során 25 °C hőmérséklet és 40% relatív páratartalom, a jármű utasterében az elektromos fűtőtest fűti a kabint (napsugárzás hatása). A **2. táblázat** a vizsgálatok során mért CO₂-értékeket, valamint a bekapcsolt klímaberendezés okozta változások mértékét mutatja.



A KÜLÖNBÖZŐ VIZSGÁLATOK ÉS A VIZSGÁLATOK SORÁN MÉRT ÉRTÉKEK ÁTLAGAI (CO ₂ -KIBOCSÁTÁS) [VOL %]	1. VIZSGÁLAT 30 °C / 40%	2. VIZSGÁLAT 30 °C / 40%	1. ÉS 2. VIZSGÁLATOK ÁTLAGA	A MAC OKOZTA TÖBBLET-KIBOCSÁTÁS [%]	3. VIZSGÁLAT 25 °C / 40% FÜTÉSSEL AZ UTASTÉRBEN	A MAC OKOZTA TÖBBLET-KIBOCSÁTÁS [%]
Átlag, alapjárat, MAC be	0,292	0,299	0,296	56%	0,300	60%
Átlag, 50 km/h, MAC be	0,723	0,738	0,730	25%	0,728	25%
Átlag, 100 km/h, MAC be	2,069	2,100	2,085	8%	2,045	8%
Átlag, alapjárat, MAC ki	0,189	0,191	0,190		0,187	
Átlag, 50 km/h, MAC ki	0,589	0,583	0,586		0,584	
Átlag, 100 km/h, MAC ki	1,918	1,927	1,923		1,886	

2. táblázat: az ACEA ciklussal elvégzett érzékenységi vizsgálatok eredményeinek összefoglaló táblázata

A MAC működésének hatása a TUG MAC Step ciklus során CO₂-kibocsátás (65 km/h állandó sebesség és alapjárat)



5. ábra: az össz. CO₂-kibocsátás változása a különböző ciklusrészek alatt

Az ACEA ciklus szerinti vizsgálatok eredményeiből levonható következtetések

A MAC működése:

- alapjáraton 30 °C mellett 56% többlet CO₂-kibocsátást eredményez.
- 50 km/h állandó sebesség és 30 °C mellett és 25% többlet CO₂-kibocsátást eredményez.
- 100 km/h állandó sebesség és 30 °C mellett 8% többlet CO₂-kibocsátást eredményez.
- alapjáraton 25 °C mellett, elektromos fűtéssel az utastérben 60% többlet CO₂-kibocsátást eredményez.
- 50 km/h állandó sebesség és 25 °C mellett, elektromos fűtéssel az utastérben 25% többlet CO₂-kibocsátást eredményez.

A MAC működése 100 km/h állandó sebesség és 25 °C mellett, elektromos fűtéssel az utastérben 8% többlet CO₂-kibocsátást eredményez. (A relatív páratartalom minden esetben 40%.)

Főbb megállapítások:

A vizsgálókamra 25 °C és a 30 °C hőmérséklet mellett végzett vizsgálatok eredményeiben lévő különbségek nem jelentősek.

Az elektromos fűtéssel és anélkül végzett vizsgálatok eredményeiben nincs jelentős különbség.

A TUG ciklus szerinti vizsgálatok

A vizsgálati jellemzők:

- 25 °C hőmérséklet / 40% relatív páratartalom, MAC beállítások a korábbiak szerint.
- A mintavétel 2 zsákba történik (65 km/h és alapjárat).

Vizsgálatok: 1. vizsgálat MAC ki, 2. vizsgálat MAC be.

Menetszélventilátor-beállítások:

- Alapjárat: szélesebbesség: 0 km/h.
- Járműsebesség 65 km/h: szélesebbesség 65 km/h.

Az 5. ábra a vizsgálat eredményeit mutatja a CO₂-kibocsátás tekintetében a különböző ciklusrészekhez rendelve.

A TUG ciklus szerinti vizsgálatok eredményeiből levonható következtetések:

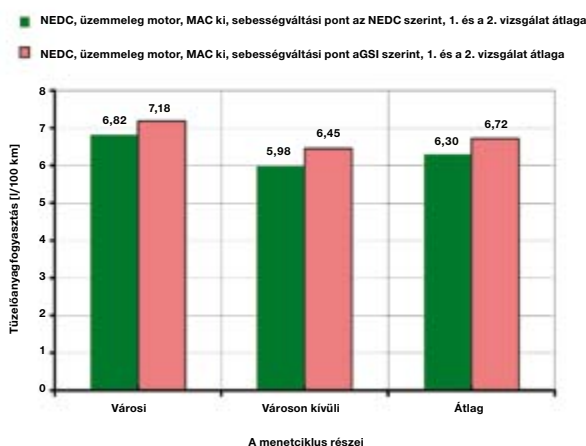
- A MAC működésének hatása 65 km/h állandó sebességnél 11% (0,52 l/100 km) többletfogyasztást eredményez.
- A MAC működésének hatása alapjáraton 46%-kal több CO₂-kibocsátást eredményez.

Az NEDC ciklus szerinti vizsgálatok

- A vizsgálati feltételek: a vonatkozó előírásnak megfelelően
- Két zsákba történő mintavétel (város és városon kívül).
- A menetszél-ventilátor beállításai: a jármű sebességének megfelelően, de maximum 70 km/h.
- MAC beállítások: az előzőekben ismertetetteknek megfelelően.

A 3. táblázat mutatja az NEDC ciklusok során mért tüzelőanyag-fogyasztások eredményeit.

A GSI használatának hatása az NEDC ciklus során



6. ábra: a vizsgálati eredmények oszlopdiagramokban az NEDC ciklus során

A KÜLÖNBÖZŐ VIZSGÁLATOK ÉS A TÜZELŐANYAG-FOGYASZTÁSI EREDMÉNYEK	TÜZELŐANYAG-FOGYASZTÁS [L/100 KM]		
	VÁROS	VÁROSON KÍVÜL	ÁTLAG
NEDC, üzemmeleg motor, MAC ki, sebességváltási pont az NEDC szerint, 1. és 2. vizsgálat átlaga	6,82	5,98	6,30
NEDC, üzemmeleg motor, MAC ki, sebességváltási pont a GSI szerint, 1. és 2. vizsgálat átlaga	7,19	6,45	6,72
A GSI használatának hatása (üzemmeleg motor) [%]	5%	8%	7%
A GSI használatának hatása (üzemmeleg motor) [l/100 km]	0,37	0,47	0,42

4. táblázat: a vizsgálati eredmények értékei az NEDC ciklus során

Az NEDC ciklus szerinti vizsgálatok eredményeiből levonható következtetések

- A MAC használata a városi szakaszon 32% (2,2 l/100 km) többletfogyasztást eredményez.
- A MAC használata a városon kívüli szakaszon 11% (0,65 l/100 km) többletfogyasztást eredményez.
- A MAC használata átlagban 20% (1,23 l/100 km) többletfogyasztást eredményez.

A sebességfokozat-választást kijelző berendezéssel (GSI) kapcsolatos vizsgálatok

A GSI-vel kapcsolatos vizsgálatok lényege az, hogy a ciklus futása során a sebességváltás a GSI rendszer kijelzése alapján történik, és nem a ciklusban rögzített pontok szerint. A GSI berendezést a gyártók a gazdaságos üzem (kis tüzelőanyag-fogyasztás) elérése érdekében építik be a járművekbe. A vizsgálat sorozat az NEDC és a CADC vizsgálatok kétszeri megismétléséből áll.

A GSI vizsgálata európai menetciklus (NEDC) során

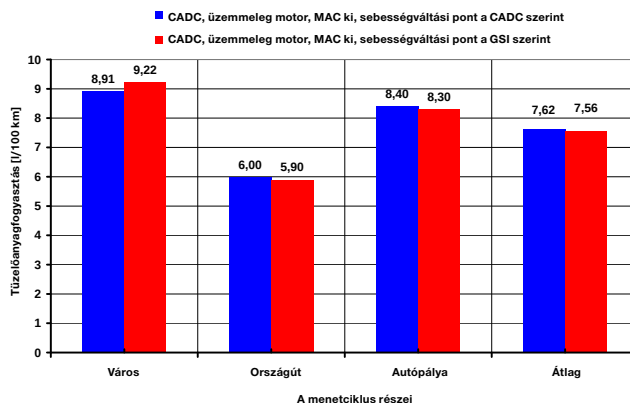
- A vizsgálati feltételek: a vonatkozó előírásnak megfelelően.
- Két zsákba történő mintavétel (város és városon kívül)
- Menetszélventilátor-beállítások: a jármű sebességének megfelelően, de maximum 70 km/h sebességig.
- Sebességváltási pontok a GSI kijelzése szerint.

A vizsgálatok eredményeit a következő táblázat foglalja össze, és a **6. ábra** szemlélteti.

Az NEDC ciklusú vizsgálatok eredményeiből levonható következtetések:

- A GSI használata a városi rész során 5%-kal (0,37 l/100 km) több fogyasztást eredményez.
- A GSI használata a városon kívüli rész során 8% (0,47 l/100 km) többletfogyasztást eredményez.
- A GSI használata átlagosan 7%-kal (0,43 l/100 km) több tüzelőanyag-fogyasztást eredményez.

A GSI használatának hatása a CADC ciklus során



7. ábra: a vizsgálati eredmények oszlopdiagramokban az CADC ciklus során

A KÜLÖNBÖZŐ VIZSGÁLATOK ÉS A TÜZELŐANYAG-FOGYASZTÁSI EREDMÉNYEK	TÜZELŐANYAG-FOGYASZTÁS [L/100KM]		
	VÁROS	VÁROSON KÍVÜL	ÁTLAG
NEDC, hideg motor, MAC ki, 1. vizsgálat (Bázisvizsgálat)	8,12	6,33	7,00
NEDC, hideg motor, MAC ki, 2. vizsgálat (Bázisvizsgálat)	7,97	6,50	7,05
Az 1. és a 2. vizsgálat átlaga (A hidegmotorú bázisvizsgálatok átlaga)	8,05	6,42	7,03
NEDC, üzemmeleg motor, MAC ki, 1. vizsgálat (Bázisvizsgálat)	6,80	5,95	6,27
NEDC, üzemmeleg motor, MAC ki, 2. vizsgálat (Bázisvizsgálat)	6,84	6,01	6,32
Az 1. és a 2. vizsgálat átlaga (Az üzemmeleg motorú bázisvizsgálatok átlaga)	6,82	5,98	6,30
NEDC, üzemmeleg motor, MAC be, 1. vizsgálat	9,04	6,62	7,52
NEDC, üzemmeleg motor, MAC be, 2. vizsgálat	9,02	6,65	7,53
Az 1. és a 2. vizsgálat átlaga	9,03	6,64	7,53
A MAC működésének hatása (üzemmeleg motor) [%]	32%	11%	20%
A MAC működésének hatása (üzemmeleg motor) [l/100 km]	2,21	0,65	1,23

3. táblázat: a MAC eredmények az NEDC ciklus során



A KÜLÖNBÖZŐ VIZSGÁLATOK ÉS A TÜZELŐANYAG-FOGYASZTÁSI EREDMÉNYEK	TÜZELŐANYAG-FOGYASZTÁS [L/100 KM]			
	VÁROS	ORSZÁGÚT	AUTÓPÁLYA	ÁTLAG
CADC, üzemmeleg motor, MAC ki, sebességváltási pont a CADC szerint	8,91	6,00	8,40	7,62
CADC, üzemmeleg motor, MAC ki, sebességváltási pont a GSI szerint	9,22	5,90	8,30	7,56
A GSI használatának hatása (üzemmeleg motor) [%]	3%	-2%	-1%	-1%
A GSI használatának hatása (üzemmeleg motor) [l/100 km]	0,31	-0,1	-0,1	-0,06

5. táblázat: a vizsgálati eredmények értékei a CADC ciklus során

A GSI vizsgálata CADC ciklus során

- A vizsgálati feltételek: a vonatkozó előírásnak megfelelően.
- Három zsákba történő mintavétel (város, országút és autópálya)
- Menetszélventilátor-beállítások: a jármű sebességének megfelelően, de maximum 70 km/h sebességig.
- Vizsgálatok:
 - 1. vizsgálat: sebességváltási pontok a CADC szerint
 - 2. vizsgálat: sebességváltási pontok a GSI szerint
 - Sebességváltási pontok a GSI kijelzése szerint.

A vizsgálatok eredményeit a következő, **5. táblázat** foglalja össze, és a **7. ábra** szemlélteti.

A CADC ciklusú vizsgálatokból levonható következtetések:

- A GSI használata a városi részben 3% (0,31 l/100 km) fogyasztásnövekedést eredményez.
- A GSI használata az országúti részben -2% (-0,1 l/100 km) fogyasztáscsökkenést eredményez.
- A GSI használata az autópálya részben -1% (-0,06 l/100 km) fogyasztáscsökkenést eredményez.
- A GSI használata átlagban -1% (-0,06 l/100 km) fogyasztáscsökkenést eredményez.

ÖSSZEFOGLALÁS

Ciklusvizsgálatokra vonatkozóan

A TUG és az ACEA ciklusok alkalmasak a MAC hatásának értékelésére. A jármű sebességének és a motor fordulatszám-tartományának nagyobb mértékű kihasználása még jelentősebb különbségeket szolgáltatna. A TUG ciklus meglehetősen egyszerű, de az ACEA ciklus figyelembe veszi a nagy járműsebességet is.

A vizsgálókamra jellemzőit illetően

A 25 °C hőmérséklet és a 40% relatív páratartalom alkalmasak a MAC hatásának értékelésére. Ezek a paraméterek közel vannak a normál körülményekhez. Az 50% relatív páratartalom a vizsgálókamrában nehezen kivitelezhető.

Az utastéri elektromos fűtés, amely a napsütés szimulálására szolgált, nem volt jelentős hatással a mért jellemzőkre.

A MAC beállítások tekintetében

Szükséges lenne meghatározni a MAC működésének hatását a tüzelőanyag-fogyasztásra, akkor is, amikor az a legnagyobb teljesítménnyel működik (legkisebb hőmérséklet, legnagyobb ventilátorsebesség). Ez csökkentené a hibákat és a félreértéseket. ●

IRODALOM

- [1] Az Egyesült Nemzetek Szervezete Európai Gazdasági Bizottságának (ENSZ-EGB) 83. sz. előírása – egységes rendelkezések járművek jóváhagyására vonatkozóan a kibocsátott szennyezőanyagok tekintetében a motor üzemanyagigénye szerint.
- [2] Az Egyesült Nemzetek Szervezete Európai Gazdasági Bizottságának (ENSZ/EGB) 101. előírása – Egységes feltételek csak belső égésű motorral vagy hibridhajtású elektromos motorral felszerelt személygépkocsik jóváhagyására szén-dioxid-kibocsátásuk és üzemanyag-fogyasztásuk mérése és/vagy elektromosenergia-fogyasztásuk és elektromos hatósugaruk mérése szempontjából, és M1 és N1 kategóriájú csak elektromos meghajtású járművek jóváhagyására az elektromosenergiafogyasztás és elektromos hatósugár mérése szempontjából.
- [3] A BIZOTTSÁG 692/2008/EK RENDELETE (2008. július 18.) a könnyű személygépjárművek és haszongépjárművek (Euro 5 és Euro 6) kibocsátás tekintetében történő típusjóváhagyásáról és a járműjavítási és -karbantartási információk elérhetőségéről szóló 715/2007/EK európai parlamenti és tanács rendelet módosításáról és végrehajtásáról.
- [4] AZ EURÓPAI PARLAMENT ÉS A TANÁCS 715/2007/EK RENDELETE (2007. június 20.) a könnyű személygépjárművek és haszongépjárművek (Euro 5 és Euro 6) kibocsátás tekintetében történő típusjóváhagyásáról és a járműjavítási és -karbantartási információk elérhetőségéről

A műszaki értelmiségnek kulcsszerepe van a gazdaságban

2011. MÁJUS 5-ÉN TARTOTTÁK A MAGYAR MŰSZAKI ÉRTELMISÉG NAPJÁT

Szerencsésnek nevezte dr. Cséfalvay Zoltán, a Nemzetgazdasági Minisztérium államtitkára A Magyar Műszaki Értelmiség Napja idei helyszínválasztását, hiszen Kecskemét – ahogyan az államtitkár fogalmazott – a térképre került az ipari, műszaki fejlesztés területén – utalva ezzel elsősorban a Mercedes-beruházásra. Ennek megfelelően alakult a rendezvény tematikája, amely a járműipar, a közlekedés és a logisztika köré szerveződött. A résztvevők elfogadtak egy felhívást is, amelyben nemcsak a kormánnyal szembeni elvárásait, hanem saját vállalásait is megfogalmazták.

Magyarország csak akkor állhat stabil fejlődési pályára, ha a műszaki és természettudományok területén mélyreható, komplex fejlesztési programok indulnak a közoktatásban és a felsőoktatásban, valamint ha a társadalmi, gazdasági és jogi környezet megfelelő mértékben támogatja a műszaki és természettudományos kutatás-fejlesztést és az innovációt – szerepel abban a felhívásban, amelyet A Magyar Műszaki Értelmiség Napja alkalmából tettek közzé Kecskeméten.

A felhívásban a műszaki értelmiség saját vállalásait is megfogalmazta. Ezek szerint az ország kulturális, erkölcsi és szakmai felemeléséért a következő területeken kívánnak cselekedni: a műszaki-természettudományos szakemberek erkölcsi igényességének és szaktudásának emelése; a szakterületre vonatkozó módszerek és eszközök magas színvonalú oktatása, terjesztése és alkalmazásának segítése; az oktatás magas színvonalának elősegítése, a műszaki-természettudományos ismeretek széles körű terjesztése.

A rendezvényt széles körű összefogással ötödik alkalommal rendezte meg a Magyar Tudományos Akadémia, a Magyar Rektori Konferencia és több, a műszaki értelmiséget tömörítő civil szervezet. A délelőtti programban a kecskeméti Katona József

Színházban dr. Cséfalvay Zoltán államtitkár többek között arról beszélt, hogy európai szinten 2020-ra halasztották annak a vállalkásnak a teljesítését, hogy a GDP 3%-át fordítsák kutatás-fejlesztésre, jelenleg ez a szám 1,9 százalék. Európa lemaradóban van. Magyarországon a kormányváltást követően ezen a területen a legfontosabb feladat a kutatás-fejlesztés – ahogyan az államtitkár fogalmazott – szinte működésképtelen intézményrendszerének átalakítása volt, ami időbe tellett, de megtörtént.

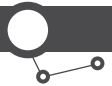
Dr. Kroó Norbert, az MTA alelnöke arról beszélt, milyen út vezet ma az alapkutatásoktól a mérnöki alkalmazásokig, dr. Michelberger Pál akadémikus pedig szubjektív áttekintést adott a magyar mérnökök szerepéről 200 év járműiparában. Frank Klein, a Mercedes-Benz ügyvezetője a kecskeméti beruházás részleteit mutatta be.

A rendezvény délután a szekcióülésekkel a Kecskeméti Főiskolán folytatódott, majd a Benkó Dixieland Band koncertjével zárult. A Magyar Műszaki Értelmiség Napjának kezdeményezője Benkó Sándor volt, így együttesével hagyományosan színesíti a programot.

A SZERVEZŐBIZOTTSÁG TAGJAI

Magyar Rektori Konferencia
Magyar Tudományos Akadémia
Magyar Innovációs Szövetség
Magyar Mérnöki Kamara
Magyar Mérnökakadémia
Műszaki és Természettudományi Egyesületek Szövetsége
Dr. Benkó Sándor – Benkó Dixieland Band
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Kecskeméti Főiskola





Felhívás A Magyar Műszaki Értelmiség Napjának alkalmából

Hazánk műszaki értelmiségének képviselőiben a 2011. évi Magyar Műszaki Értelmiség Napja alkalmából a rendező szervezetek az alábbi felhívással fordulnak az országunkért és a műszaki-természettudományos hagyományainkért felelősséget érző minden személyhez, szervezethez és intézményhez.

Összefogással hazánk erkölcsi és szakmai felemeléséért

Magyarország jelenlegi gazdasági és társadalmi válságából való felemelkedésének szükségszerű útja társadalmunk kulturális, erkölcsi és szakmai felemelkedésének elősegítése a közjó középpontba állításával, az ember méltóságának, a munka kultúrájának és az egyén és a közösség harmóniájának a helyreállításával.

A kultúra társadalmunk erkölcsi és szakmai életében meghatározó szerepet játszik. Közös kötelességünk ezért szellemi értékeink megőrzése és továbbadása. Kulturális felemelkedésünk érdekében mind a közoktatásban, mind a felsőoktatásban oktatni kell a filozófiát, a tudományos érvelést, a rendszer- és hálózati elmélet alapjait. Segítségül kell hívni és támogatni kell az értékátadó médiát a kultúrát romboló média ellenében.

A kultúrán alapuló erkölcsi rend helyreállításával biztosítani kell az ember méltóságának, a munka kultúrájának, valamint az egyén és a közösség életének a harmóniáját. Mindezek érdekében mind a közoktatásban, mind a felsőoktatásban magas színvonalon oktatni kell az erkölcsöt, az etikát. Csak akkor van hazánknak esélye arra, hogy a gazdaságban, a közéletben és a személyes életvitelben felemelkedő pályára álljon, ha társadalmunk erkölcsi alapvetése a közjó szolgálatára épül.

Társadalmunknak lelki és szellemi megújulásra is szüksége van. A fogyasztói társadalom torz, értékteremtő szemlélete ellenében kötelességünk a szakmai ismeretek mellett felhívni a figyelmet az emberi természet lényegéhez tartozó lelki, szellemi értékek fontosságára az oktatásban és a mindennapi életben.

A műszaki és természettudományokkal foglalkozó szakemberek is segíteni fogják az értékteremtő minőségügy hatékony, széles körű alkalmazását. A fenti elveket követve a minőségügy oktatásának színvonalát és súlyát a műszaki és természettudományos területeken is jelentősen emelni kell.

A fenti célok elérése érdekében a műszaki-természettudományos társadalmi szervezetek elsősorban a következő főbb területeken fognak cselekedni hazánk kulturális, erkölcsi és szakmai felemeléséért:

- a műszaki-természettudományos szakemberek erkölcsi igényességének és szaktudásának emelése;
- a műszaki-természettudományos ismeretek, módszerek és eszközök magas színvonalú oktatása, terjesztése és alkalmazásának segítése;
- a gazdaság/társadalom szereplői számára a műszaki-természettudományos rendszerek és módszerek erkölcsös, szakmailag magas színvonalú kiépítésének és működtetésének támogatása;
- a műszaki-természettudományos oktatás magas színvonalának elősegítése, a műszaki-természettudományos ismeretek széles körű terjesztése.

A Magyar Műszaki Értelmiség Napját szervező szakmai szervezetek ismételt felhívják a figyelmet arra, hogy a hazánk versenyképességét meghatározó műszaki- és természettudományok és azok képviselői, a magyar műszaki értelmiség mind a mai napig nem kapta meg a társadalmi és gazdasági életben a méltó helyét és elismerését. Ezért, fenntartva a 2008 májusában és a 2010 májusában elkészített felhívások fontosságát, ismételt nyomatékosan felhívjuk a döntéshozók figyelmét arra, hogy Magyarország csak akkor állhat stabil fejlődési pályára, ha a műszaki és természettudományok területén mélyreható, komplex fejlesztési programok indulnak a közoktatásban és a felsőoktatásban, valamint ha a társadalmi, gazdasági és jogi környezet megfelelő mértékben támogatja a műszaki és természettudományos kutatás-fejlesztést és az innovációt.

Kecskemét, 2011. május 5.

A Magyar Műszaki Értelmiség Napja
Szervezőbizottság

Formula Student

A MAGYAR FELSŐOKTATÁS JÖVŐJE?



Dr. Mathias Roman Dreyer

A Formula Student egy nemzetközi versenysorozat, amely során hallgatók csapatai versenyjárműveket fejlesztenek és építenek, hogy azokkal a későbbiekben komoly versenyeket teljesítsenek. A nemzetközi példák azt mutatják, hogy a Formula Student világa tökéletes gyakorlóterepet jelent a jövő mérnökei számára, ám több ennél, hiszen kiváló platformot kínál szponzorok számára, hogy kapcsolatba kerüljenek a jövő munkaerőivel. Egy ideje már Magyarországon is egyre növekvő népszerűségnek örvendhet a Formula Student, egyre több csapat alakul és már a Formula Student Hungary is debütált. Győri hallgatóink, akik 2009-ben megalakították a „SZEngine” névre hallgató csapatukat, azt a feladatot tűzték ki maguknak, hogy ezen sorozat szabályai szerint kifejlesszenek egy speciális versenymotort, melyet aztán a járműépítő csapatoknak kínálnak fel. Dr. Mathias Roman Dreyerrel beszélgettünk erről az érdekes témáról. Dreyer úr egyrészt a győri Széchenyi István Egyetem Audi Hungaria Belső Égésű Motorok Tanszék vezetője, másrészt az Audi Hungaria Motor Kft. műszaki fejlesztésének különleges projektéért felelős vezetője.

– Mi a véleménye a Formula Studentről? Mi az, amiben újat hozott az egyetemi oktatásba?

– A hallgatók képzésének szempontjából különösképpen fontosnak tartom a Formula Studentet, mivel ennek segítségével megtanulnak önállóan projekteket kidolgozni. Ezt úgy értem, hogy kiválóan kiegészíti az általunk nyújtott oktatást. A tanórákon a hallgatók elméleti és gyakorlati tudást is kapnak, a mi esetünkben ez belső égésű motorokkal kapcsolatos, ám sajnos nem áll módunkban a törzsanyag keretében nagyobb volumenű projekteket végigvinni. A Formula Studentben az a különleges, hogy a részt vevő csapatoknak nagyvállalatokhoz hasonló módon kell működniük, felépülniük, hogy fejlesztőmunkájuk eredménye a megfelelő legyen. A versenyeken nemcsak a dinamikus versenyszámok számítanak, hanem a műszaki kivitelezés és a hallgatók tevékenységének szervezetsége is beleszámítanak az értékelésbe. A szakmai témák kidolgozása mellett fontos, hogy a hallgatók megtanulnak felelősséget vállalni maguk és társaik tetteiért, valamint a megtanultakat a valóságba átültetni.

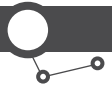
– Mi volt az első gondolata, amikor megtudta, hogy 2010-ben megrendezik az első magyar Formula Student versenyt?

– Nagyon örültem neki, hiszen a Formula Student alapvetően nagyon fontos a hallgatók számára. Ha egy ilyen rendezvényt hoznak az országba, az ösztönző hatást gyakorol a többi egyetemre és főiskolára, hogy további csapatokat alakítsanak. Másrészt egyetemenként is nagyon érdekes ez számunkra, hiszen ezáltal a világ számos országából látogatnak el hozzánk hallgatók, akik megismernek minket, környezetünket, saját csapatunkat és az Audi Hungaria telephelyét.

– Miért fontos az ön, az egyetem és az Audi Hungaria számára, hogy ez az esemény az említett helyek környezetében kerül megrendezésre?

– Mint ahogy azt az előbb mondtam, nagyon fontos, hogy nagyobb figyelmet ébresszünk a Formula Student iránt. Egyre több ember fog megismerkedni a versennyel. Ez kedvező a verseny számára és ezen kívül egy kiváló reklám a Magyarországon, különösképpen a Győrben tanuló hallgatók számára. Tény, hogy az





érettségiző tanulókat, egyetemi hallgatókat kiválóan motiválhatjuk egy versenyautó fejlesztésének, gyártásának és versenyeztetésének lehetőségével.

– Ezt érthetjük úgy, hogy ez jelenthet olyan reklámot is, melynek hatására középiskolai tanulók a gépészmérnöki képzést választják továbbtanulásuk esetén?

– Pontosan! Az a határozott véleményem, hogy ez a verseny hozzájárulhat ahhoz, hogy a szakterület mind a tanulmányok, mind a munkavégzés szempontjából is vonzóbbá váljon. A Formula Student egyszerűen megragadja az embereket. A járművek és az autóversenyzés vonzzák a fiatalokat, és ha megtudják, hogy az egyetemen lehetőségük van megvalósítani egy ilyen projektet, akkor ez természetesen vonzerővel bír. Ez a reklámhatás pozitív egyetemünk, de itteni üzemünk számára is, hiszen nagy szükségünk van végzett mérnökökre, főleg, hogy mostanság bővítjük az üzemet. Ezen okokból kiemelt fontosságú számunkra minél több hallgatót a gépészmérnöki tanulmányok irányába vonzani.

– A 2011-es szezonban egy újabb magyar verseny csapat indul útjára, mégpedig a Kecskeméti Főiskola csapata. Mi a véleménye erről? Ez egy olyan példa, melyet érdemes követni?

– Éppen erre gondolok. Nagyon is jónak tartom, hogy lesz Kecskeméten egy csapat. Természetesen ez konkurenciát jelent, de ez az a fajta konkurencia, mely az egészséges versenyszellem révén ösztönöz bennünket, s melyre éppen hogy szükségünk van, ahhoz, hogy a Formula Studentet előrébb vigyük.

– Meglátogatta a tavalyi győri versenyt? Milyennek tartja a rendezvényt?

– Igen, természetesen. Nagyon tetszett a rendezvény. Különösen elégedett voltam a szervezés és a verseny felépítettségének minőségével.

– Jó ötlet a Formula Studentet az oktatásba integrálni?

– Erre a kérdésre a válaszom egy határozott igen, hiszen, mint ahogy már említettem, egy kiváló kiegészítése oktatási tevékenységünknek. Továbbá támogatom azt a gondolatot is, hogy oktatási keretek közt ismerjük el és jutalmazzuk egy Formula Student projektben részt vevő hallgató teljesítményét, amennyiben annak tartalma kapcsolódik a hallgató képzésének tematikájához.

– Ez a téma nagy aktualitásnak örvend Magyarországon egyetemen. Ön hogyan képzelné el ezen integrációt a Széchenyi István Egyetemen?

– Mi a Formula Studentet már most sokrétűen integráltuk oktatásunkba. Például azáltal, hogy Formula Student témájú szakdolgozatokat írunk ki, és részben projektmunkákba is beépítjük. Minden alkalommal, amikor a hallgatóknak lehetőségük nyílik szabadon témát választani, mód nyílik ilyen témákat befogadni és ezáltal a Formula Studentet tartalmilag integrálni. Azonban szándékunkban áll egy további lépést előre tenni azzal, hogy bizonyos választható tanegységeket kifejezetten a Formula Student projektben részt vevő hallgatók szükségletei szerint kínálunk fel. Mint

például bizonyos szoftveres alkalmazások és hasonlókat oktatása. Az új BSc, illetve MSc szakokon belül olyan kurzusokat kínálunk, melyekben még célirányosabban koncentrálunk a belső égésű motorok fejlesztésére, a mi esetünkben ez egy erősebb kiegészítő hatást jelent a Formula Student projektünk kapcsán.

– Mit tanácsolna egyetemi oktatóként és az AHM fejlesztésének egyik vezetőjeként szerzett tapasztalatai alapján a többi felsőoktatási intézménynek ebben a témában?

– Tanszékvezetőként minden felsőoktatási intézménynek azt tanácsolom, hogy szálljanak be a Formula Studenthez hasonló hallgatói projektekbe. Mindenképpen kifizetődő olyan tanulmányi versenyekben részt venni, melyekben a hallgatók ilyen jellegű projektmunkákkal birkóznak meg és projektcsapatokat alakítanak, annak érdekében, hogy egy konstrukciós vagy hasonló feladatot teljesítsenek.

– Egy járműipari vállalat alkalmazottjaként már teljesen tisztán látszik a dolog. Ha egy hallgató egy olyan projektben dolgozott, melyet hallgatók önállóan építettek fel, valósítottak meg, akkor ez a hallgató már olyan sokat tanult, és olyan tudásbéli előnnyel rendelkezik, amivel a legtöbb kollégája előtt jár. Egy jelentkező alkalmazásának kérdésében egészen pontosan megvizsgálám, hogy tanulmányai mellett milyen további tevékenységekben vett részt, és azokból mit tanult. Hiszen munkaadóként a legjobbak legjobbjaira van szükségünk. ●

BELÉPŐ A JÖVŐ FORMULA-1 MÉRNÖKEINEK VILÁGÁBA



2011. augusztus 18-21. Győr Formula Student Hungary

A 2010-ben 11 csapat részvételével megrendezett felsőoktatási formula-autó versenyre idén 14 ország 32 csapata érkezik. A hazai verseny vonzerejét jelzi, hogy az indulók listája alig 2 perc alatt telt be.

Európában a 2011-es idényben a Győr-Gönyűi Kikötőn kívül 6 helyszínen rendeznek versenyt, olyan ismert pályákon is mint Silverstone vagy Hockenheim.

A Formula Student deklarálta a Formula-1 technológiai előszobájá. Itt azonban a pályán kívül, az előadótermekben is összemérjük tudásukat a világ legképzettebb mérnök-, közgazdász- és joghallgatói. Aki itt kiemelkedő nyújt, az autós szakma figyelmének központjába kerül.

Jegyezze be a naptárjába a Formula Student Hungary idei versenyét, hogy Ön is részese legyen a jövőnek!

Motorfejlesztés a Formula Student versenysorozatban

SZIGETI MÁRK
csapatvezető

BÁRÁNY GÁBOR
konstruktőr

KERESZTES DÁVID
fejlesztési vezető

OSVALD GÉZA
konstruktőr

BÁRÁNY ZSOLT
hengerfej csoport vezető

BÜKI DÁNIEL
konstruktőr

GOMBKÖTŐ GÁBOR
gyártási csoport vezető

SZEngine motorfejlesztő csapat
Széchenyi István Egyetem, Győr

A győri Széchenyi István Egyetemen működő SZEngine motorfejlesztő csapat célja egy versenymotor kifejlesztése a Formula Student versenysorozatba. Az értekezés a motor általános paramétereit, hengerfejének tervezési menetét és a méretezési, ill. döntési folyamat fázisait mutatja be. Általános leírást ad a forgattyús hajtóműről, a szívórendszerrel és a tengelykapcsolóról.

The goal of the SZEngine Engine Development Team at the Széchenyi István University is to develop an Engine for the Formula Student race series. This disquisition will show the general parameters of the engine, the procession of the cylinderhead construction and the phases of sizing and decision making. It gives a general description of the crank mechanism, the intake system and the clutch.

BEVEZETÉS

Csapatunkat 2008. őszi szemeszterében alapította az Audi Hungaria Belső Égésű Motorok Tanszék az Audi Hungaria motorfejlesztő részlegének támogatásával, azzal a céllal, hogy egy hallgatókból álló csoport kifejlesszen és megépítsen egy egyedi versenymotort a Formula Student versenysorozatba. Jelen cikk ezen első csapat eredményeinek egy részét hivatott bemutatni. Az évek alatt szerzett tapasztalatok, zsákutca, megoldások és eredmények dokumentálásával több száz oldalt meg lehetne tölteni, amire itt a rendelkezésre álló keretek miatt természetesen nincs lehetőség.

CÉLJAINK

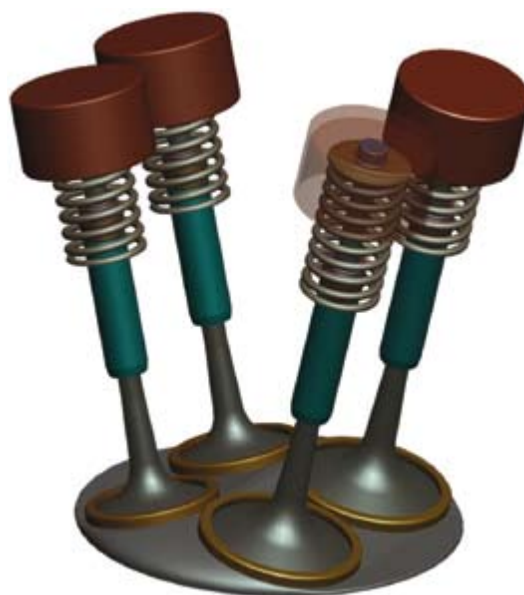
- Kifejlesztteni és megépíteni egy teljesen új motort a 2011-es évre
- Részt venni a 2012-es versenyévadban
- Együtműködni a bécsi TUW Racing járműépítő csapattal
- A folyamatos fejlesztés révén kompetens motorbeszállítóvá válni a versenysorozatba
- és természetesen célunk a legjobb motort kifejlesztteni a Formula Studentbe.

KONCEPCIÓNK

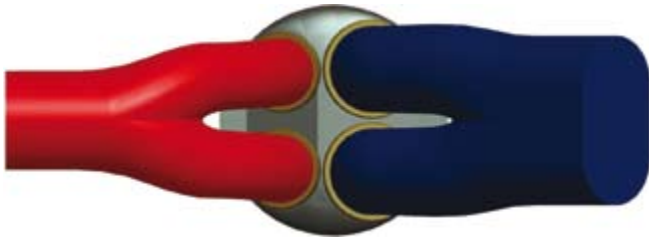
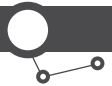
A versenyszabályok korlátozásai miatt (pl. a kötelező szűkítő vagy a legtöbb esetben az álló kivételből fakadó relatív magas súlypont) az utcai használatra tervezett motorokat a csapatoknak alaposan át kell alakítani ahhoz, hogy használhatóak legyenek a versenyen. Ezeket a motorokat azonban nem ilyen körülmények közé tervezték, ezért egy kifejezetten ebbe a versenysorozatba tervezett versenymotor rengeteg újítási lehetőséget kínál.

Első lépésként összegyűjtöttük a lehető legtöbb információt a versenysorozatról és a benne használt motorokról. Majd statisztikát készítettünk, hogy mely motorok a legeredményesebbek és a legelterjedtebbek. Ez képezte az alapját a motorbeszerzésünknek, aminek keretein belül 4 különböző motort (KTM LC4, Honda CBR 600RR, Mahle SAE V0, Suzuki RMZ 450) szereltünk szét és fotó-

dokumentáltunk. A cél itt az volt, hogy a lehető legjobban megismerkedjünk a manapság használt konstrukciós megoldásokkal és technológiákkal. A következő lépés egy döntési mátrix felállítása volt, ahol a célunk a lehetséges motorkoncepciók numerikus összehasonlítása volt az általunk meghatározott szempontok szerint. Ezt a táblázatot kitöltöttük az Audi Hungaria motorfejlesztésének munkatársaival, a bécsi TUWien Racing járműépítő csapatával, illetve mi magunk is kitöltöttük. Az így kapott 3 táblázat egybehangzó eredménye az volt, hogy egy egyhengeres szívómotor lenne összességében a legmegfelelőbb ebbe a versenysorozatba. (A 2010. 10. 09-én a bécsi Iparkamarában tartott ÖVK előadáson Prof. Dr. Friedrich Indra ugyanerre a következtetésre jutott, ami egy jó visszaigazolás volt, hogy annak idején jól döntöttünk.) Ezek után a koncepciónk kidolgozása volt a következő feladat. Moto-
runk paraméterei a következők:



1. ábra: az égéstér, a rajta elhelyezkedő szelepevezérlés elemeivel



2. ábra: a szívó- (kék) és kipufogó- (piros) csatornák

- Egyhengeres fekvő szívómotor
- Hengerűrtartalom: 503 cm³
- Célnyomaték: 50 Nm
- Célteljesítmény: 55 kW
- Széles használható fordulatszám-tartomány
- Jó nyomatékrugalmasság
- Alacsony súlypont
- Kedvező üzemanyag-fogyasztás (E85)
- Kompakt konstrukció.

Terveink szerint ezek a paraméterek nagyon jó menettulajdonságokat eredményeznek. Ezek után a GT-Power programban felépítettük a motorunkat, ahol termodinamikai szimulációkat végeztünk és meghatároztuk a lehető legtöbb adatot és keretfeltételt a CAD-es tervezéshez és az azt követő szimulációkhoz. A következő fejezetekben röviden ismertetjük a motor egyes részegységeit.

HENGERFEJ

Bevezetés

A hengerfej tervezésekor az első kérdés a hengerfej konstrukciójának kiválasztása volt. Olyan koncepció mellett kellett dönteni, amely nemcsak megfelel a Formula Student versenyszabálynak és a motorral szemben támasztott követelményeknek (könnyű, kompakt, minél nagyobb teljesítmény, lehető legalacsonyabb fogyasztás), hanem mindemellett a mechanikai és termikus igénybevételeknek ellenáll, és megbízható. A döntés egy négyszepes, két felülfekvő vezérműtengelyes (DOHC), közvetlen szelepműködetésű hengerfejre esett.

A tervezés megkezdése előtt az alapötlet az volt, hogy a tervezést úgy hajtuk végre, hogy a hengerfejben elhelyezkedő összes alkatrész 3D-s modelljét elkészítjük és elhelyezzük egy még nem létező hengerfej-összeállítási modellben. Miután minden alkatrész elhelyezésre került, mechanikai, termikus igénybevételeknek, illetve egyes esetekben áramlástani szempontoknak megfelelően, akkor kezdődhet meg a nyers öntvény tervezése.

Égéstér

Az égéstér kialakításakor csupán néhány tényezőt kellett szem előtt tartani, ilyenek az égéstér formája, az égéstér térfogata és az égéstér befolyása a szelepek dőlési szögére.

Az ideális gömb égéstér négyütemű motoroknál a szelepek miatt nem kivitelezhető, ezért általában háztetőformára hasonlítanak. Az általunk tervezett égéstér is ezt a formát követi (**1. ábra**).

A sűrítési viszonyszámot a használt üzemanyag kompressziótűrésének figyelembevételével határoztuk meg, ami a benzínmotorokhoz képest valamivel magasabb, 14:1. Az égéstér térfogata így, beleszámítva a hengerfejtömítést is, 35 cm³. Fontos még megemlíteni, hogy mivel az égéstér a szelepek állási szögét befolyásolja, ezek a szögek előzetesen, az idevágó szakirodalom által megadott összefüggések alapján lettek meghatározva. [2] Az,

hogy a szelepek milyen szögben állnak, jelentősen befolyásolja a motor leadott teljesítményét, nyomatékgörbét és nem utolsósorban az egész konstrukció kialakítását.

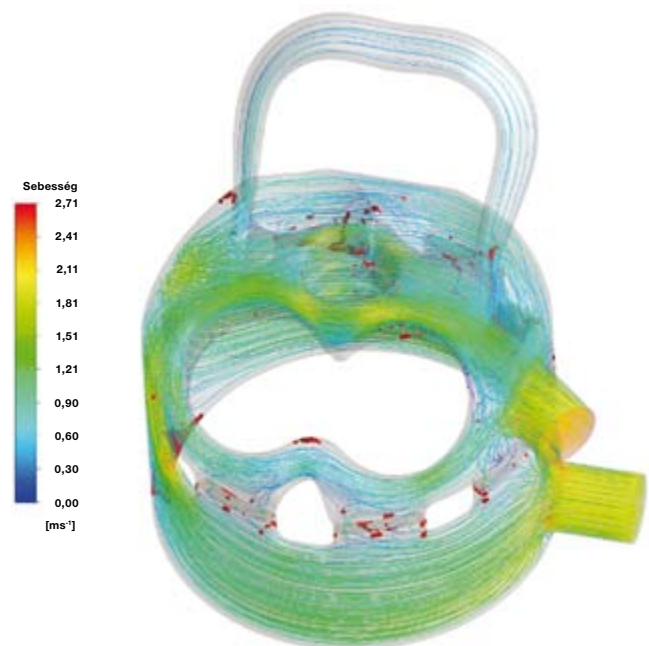
Szívó- és kipufogócsatornák [4] [5]

A két csatorna kialakításának szabályai teljesen eltérnek egymástól. A szívócsatorna esetében nagyon fontos a szívócsővel együtt egy olyan geometria megalkotása, amely a legkevésbé akadályozza a tüzelőanyag-levegő keverék áramlását. A töltet bejutását a hengerbe szívási ütemben, a henger és a szívócsőben lévő nyomáskülönbség teszi lehetővé. Ez a nyomáskülönbség – a szelepek mozgása miatt – az idő függvényében folyamatosan változik. Minél nagyobb ez a különbség, egységnyi idő alatt annál nagyobb hengertöltési fok érhető el. Maximális értéke a motorunk esetében 0,5 bar. Ezt az értéket az általunk korábban elvégzett szimulációs eredmények alapján kaptuk. A szimulációhoz a GT-power programot használtuk.

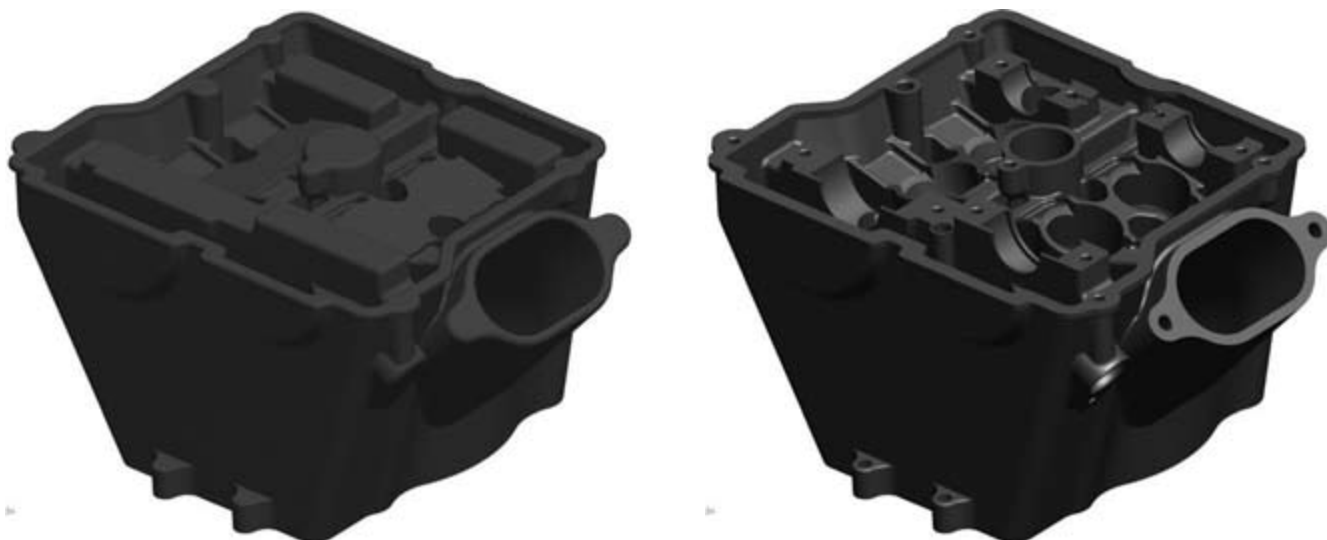
A kipufogócsatorna esetében a nyomáskülönbségek a hengerben és a kipufogócsőben – szintén szimulációs eredmények alapján – a 10 bar-t is elérik. Ennek a különbségnek köszönhetően a kipufogócsatorna tervezése nem annyira igényes munkát követel, mint a szívócsatorna, hiszen ekkora nyomáskülönbség hatására a gázok hangsebességgel hagyják el a csatornát. [5] Amire viszont a kipufogócsatorna tervezésénél fontos figyelni, hogy az öntvény minél kisebb hőterhelést kapjon. Ez úgy érhető el, ha a forró gázok a lehető legrövidebb úton jutnak ki a hengerfejből. A két csatorna modellezése szilárd testként történik. Ezek az úgynevezett szolid modellek tulajdonképpen a gázok áramlási térfogatait adják meg és legfőképp az öntés során a csatornák homokmagjait képezik (**2. ábra**).

Hűtőfolyadék-csatorna tervezése és optimalizációja

Kezdő lépésként a motor szükséges hűtési teljesítményét mértük fel, melyek alapján a hűtőfolyadék percenkénti térfogatáramát meghatároztuk. Ezt az értéket szakirodalomból vett számítási képletek segítségével kaptuk meg [3]. A következő fázisban a hengerfej különböző pontjainak hűtési igényét térképeztük fel. A hőterhelésnek legjobban kitett pontok az égéstér és a kipufogó-



3. ábra: a hűtőfolyadék-csatornában az áramlás alakulása



4. ábra: a nyers és megmunkált hengerfejöntvény

csatorna, ugyanakkor a gyertya és a szeleplékek környéke is melegebb, mint a hengerfej egyéb részei. Az öntvény e részeinél kiemelten fontos a hűtés. A hűtőfolyadék-csatornatervezés nem egzakt tudomány. A különféle motorgyártók kísérletek és szimulációk sorozata alapján jutottak el egy-egy motor hengerfejének optimális hűtésének megalkotásához. A gyakorlatban a hengerfejben rendelkezésre álló szabad területet általában a tervezőmérnökök kihasználják. Ez azt jelenti, hogy a korábban már megtervezett és egy 3D-s összeállítási modellben elhelyezett 3D-s alkatrészek – méreteinek és pozícióinak – ismeretében kezdődhet meg a hűtőfolyadékter kialakítása. Ezek az alkatrészek az égéstér, a szívó- és kipufogócsatorna, valamint a szelepezérlés elemei. A hűtőfolyadék áramlása a motorunk esetében a következő irányban történik: a beáramlás a hengertömbnél kezdődik, megkerüli a hengerfalat, majd a hengerfejtömítés szabályozófuratain keresztül feláramlik a hengerfejbe, keresztülfolyik rajta, majd kiáramlik a kiömlőcsatornában. A hengerfejben lévő kiömlőcsatorna helyének és átmérőjének meghatározásakor egyrészt figyelembe vettük a konstrukció által megengedett kialakítási lehetőségeket, másrészt az egyetem nagy teljesítményű számítógépein futtatott szimulációink eredményeit. A szimulációk elkészítésében nagy segítségünkre volt az egyetem Matematika és Számítástudomány Tanszéke.

Az optimalizálás folyamata

Az optimalizálás során elsősorban a nagyon alacsony sebességű hűtőfolyadék-tartományok (pangó tartományok) kiküszöbölésére fektettünk nagy hangsúlyt. Mindemellett a geometriák nyomásveszteségének minimalizálása is fontos szempont volt az optimális geometria kiválasztásához. A 3. ábrán látható szimulációs eredmény nemcsak a hengerfej hűtőfolyadék-csatornájának szimulációját mutatja, hanem a hengertömböt is. Úgy gondoltuk, hogy célszerű a motor egész hűtőkörét vizsgálni, ezért a két egységet egy egésként kezeltük és nem külön-külön vizsgáltuk őket.

A 3. ábrán látható modellen már egy olyan áramlástanilag kedvező geometriát sikerült kialakítanunk, amivel sikerült a kitűzött célokat elérnünk.

A hengerfejöntvény tervezése [3]

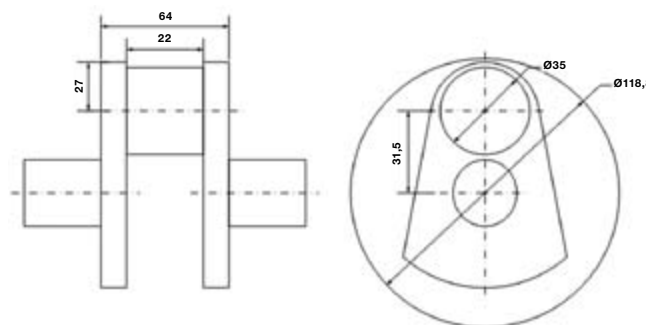
A fent részletezett tervezési lépések után a hengerfejöntvény tervezése, gyártás-előkészítése és legyártatása a jelenlegi feladatunk. A 4. ábrán a hengerfej „nyers” (öntés utáni) és a megmunkálás utáni modellje látható. A gyártás-előkészítés a győri és a linzi NEMAK

öntödék fejlesztési részlegeivel közösen történik. A gyártás-előkészítés során a hengerfej modelljét ellátjuk a szükséges öntési oldalferdeségekkel, illetve a kedvezőtlennek ítélt falvastagságokon módosítunk. A hengerfej szükséges öntőmagjai hagyományos belöveses eljárással (műanyag szerszámba lőtt homokkal), míg a víztér és az olajtér háromdimenziós nyomtatás segítségével készülnek el. Az égéstér negatívját egy acélbetét képezi, melyet a tűzoldali magszekrénybe illesztenek. Ennek a célja, hogy az öntés során az olvadt alumínium-szilícium ötvözet az égéstér körül a lehető leggyorsabban lehűljön és megdermedjen, melynek következtében az anyag az égéstér környezetében a mechanikus és termikus igénybevételekkel szemben ellenállóbb lesz.

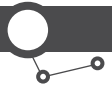
FORGATYÚS HAJTÓMŰ

Koncepció

A motor koncepciójából fakadóan néhány meghatározó méret és konstrukciós jellemző adott. Ezek közé tartozik a henger furata, amely 100 mm és a löket, amely 63 mm. Ehhez a furatátmérőhöz került kiválasztásra a dugattyú. Mivel egy dugattyú és a hozzá tartozó hajtórúd kifejlesztése hosszas kutató-fejlesztő munkával jár, ezért a csapatunk ezeket az alkatrészeket a kereskedelmi forgalomból szerzi be. Az alkatrészek igénybevételei nagyobbak az utcai motorokénál, ezért professzionális tuningalkatrészeket használunk. Ezeket eredetileg a KTM 450 SX-F motorkerékpárhoz gyártották. A készlet tartalmazza a dugattyút, a dugattyúgyűrűket,



5. ábra: kiinduló adatok a főtengely tervezésénél



a dugattyúcsapszeget, a hajtórudat, a forgattyúcsapot, valamint a hajtórúdcsapágyat.

A beszerzett alkatrészek köré épül a forgattyús hajtómű. A forgattyús tengely saját tervezésű alkatrész. Erre csatlakozik egy lendítőkerék, egy lánckerék, amely a vezérlés hajtásához elengedhetetlen, egy fogaskerék az olajszivattyú hajtásához, és az egyedi tengelykapcsolónk.

A tervezés előzményei

A tervezés megkezdése előtt sor került néhány motorkerékpár-motor vizsgálatára. Ezek mindegyike egyhengeres motor: KTM LC4, BMW G450X, Suzuki RMZ és KTM 450 SX-F. Mind a négy motor szerelt forgattyús tengellyel készül. Egyedül a Suzuki RMZ esetében nem alkalmaznak kiegyenlítő tengelyt (**5. ábra**).

Tervezés [2] [7] [8]

Mivel a forgattyúcsap a kereskedelemről való, ezért annak a méretei adottak. Ezen túl a motor lökete az, ami alapvetően meghatározza a tengely kialakítását. A kiinduló adatok az **1. ábrán** láthatók. A tömegkiegyenlítés szempontjából fontos még a kiegyenlítő súlyok mozgásterét meghatározó átmérő.



6. ábra: a mechanizmus modellje

A tengely darabjainak gyártása a kis darabszám és az egyedi kialakítás miatt marással történik. Ezért a tervezés során az egyes alkatrészeket ennek megfelelően alakítottuk ki. Emiatt bizonyos esetekben nem használhatók olyan formák, amelyek egyéb gyártási eljárás esetén (pl. öntés) lehetségesek lennének.

A tömegkiegyenlítést a GT-Suite programcsomag GT-Crank modulja segítségével valósítottuk meg. A Pro/Engineer Wildfire 4-ben elkészített modellek adatai (jellemző méretek, tömegek, tehetetlenségi nyomatékok, anyagtulajdonságok) bekerültek a GT-Crank modellbe, amely a hajtómű mozgástörvényei alapján különböző, számunkra fontos mérési adatokat szolgáltat. Ezekből az adatokból láthatóak a különböző irányú és rendű tömegeroók amplitúdói. A kapott adatokból visszacsatolva módosíthatóak a kiegyenlítő tömegek méretei, majd a módosított geometria jellemzőit újra beírva a GT-Crank-be ellenőrizhető a hatásuk. A tapasztalataink alapján 4-5 lépésben elérhető a kívánt kiegyenlítettség.

A tömegcsökkentés miatt wolframbetéteket építünk be a sonkába, amelyek a forgó tömegeroókat teljesen kiegyenlítik, az elsődrendű alternáló tömegeroókat pedig 50%-ban átfordítják mérőleges irányba. A wolfram sűrűsége több mint kétszer akkora, mint az acélé. Mivel a külső sugáron már nem áll rendelkezésre

több hely, ezért a nagyobb sűrűségű wolframmal növelhető a külső sugáron elhelyezett tömeg. Így elérhetővé válik a kitűzött kiegyenlítettségi fok.

A forgattyús tengely ágyazására hengergörgős csapágyakat használunk. A görgős csapágyakkal csökkentjük a súrlódási veszteségeket, továbbá kisebb a kenési igényük is. A megvizsgált motorokban NJ2..-E sorozatú csapágyakat használnak. Mivel ez a csapágy a cikk tárgyát képező forgattyús mechanizmushoz is megfelel, ezért a 30 mm-es csapátmérőnkhez az NJ206-E típusú csapágy a megfelelő. Ez a hengergörgős csapágy illeszkedik a forgattyús hajtóműben fellépő igénybevételekhez és fordulatszámokhoz.

A vezérlésoldali tengelyvégen 3 mm-es furat kerül kialakításra. Ez azért szükséges, mert a hajtórúdcsapágyhoz el kell vezetni a kenőolajat. Az olaj a tengelyvégen keresztül jut el a forgattyúcsaphoz, onnan pedig egy furaton keresztül a csapágyhoz.

A tengelyvégekre DIN 5481 szabvány szerinti 21x24 bordázattal csatlakoznak az alkatrészek. A vezérlésoldali tengelyvégre egy fogaskerék (olajszivattyú-hajtás), egy lánckerék (vezérlés-hajtás), egy lendítőkerék és egy jeladórcsa kapcsolódik. Ezek közül a lendítőkerék és a lánckerék kapcsolódik bordázattal a tengelyhez. A jeladórcsa a lendítőkerékre van felcsavarozva, a fogaskereket pedig hengeres szegekkel hajtja a lánckerék. A másik tengelyvégre ugyanilyen bordázattal a tengelykapcsoló csatlakozik.

A mechanizmus modellje a **2. ábrán** látható. A CAD szoftverben elkészült alkatrészeket végeselem-programokkal ellenőriztük és optimaltunk. A jövőben elkészülő alkatrészeket a motorba való beépítés után motorfékpadi vizsgálatokon is ellenőrizzük. A járatás során esetlegesen felmerülő hibák kiküszöbölése után a forgattyús hajtómű folyamatos fejlesztése nem áll meg. Cél a tömegek redukálása és a súrlódások további csökkentése.

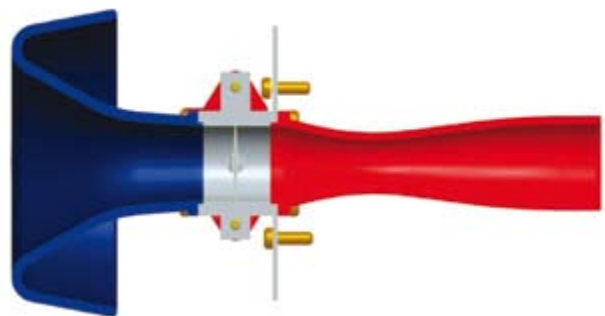
SZÍVÓRENDSZER

Főbb szabályzati kitételek

A versenyszabályzat a levegőellátó rendszerre vonatkozó szabályozásai közül a legfontosabb a motor levegőellátó rendszerében kötelezően elhelyezendő szűkítő előírása, amin a motor által felhasznált levegő teljes mennyiségének át kell áramolnia.

A versenymotor szívórendszerében lévő főbb egységek sorrendje (fojtószelep-szűkítő-szívócsatorna) is meghatározott a szabályok által [6], így a fojtásnak a levegőellátó rendszer elején kell lennie a szűkítőt megelőzően. Ennek kialakítására nincs technikai előírás, tehát használható mind a hagyományos pillangószelepes, mind ettől eltérő megoldás is.

A rendszer elemeinek egy az autó kerekei és a bukókeret által meghatározott biztonsági síkon belül kell elhelyezkedniük, hogy egy esetleges borulás esetén ne váljanak le a járműről.[6]



7. ábra: a fojtórendszer és a szűkítő kapcsolata

A rendszer általános felépítése

A szűrő beépítése következtében a motor bizonyos üzemiállapotaiban nem jut megfelelő mennyiségű levegőhöz, emiatt egy ún. puffertartályt (légüst vagy airbox) kell elhelyezni a szűrő és a motor szívócsatornája közé, hogy ezt a negatív hatást kiküszöböljük. A tartály (későbbiekben airbox) térfogatának és kialakításának meghatározása során több fontos feltételnek kell eleget tenni. Ezek közül a két legfontosabb, hogy a motor a mindenkor üzemállapotának megfelelő mennyiségű levegőhöz jusson tartós magas fordulattal mellett is, illetve az airbox elhelyezése ne korlátozzon egyéb szerkezeti elemeket. A motor elhelyezkedését figyelembe véve az airboxot a vázon kívül helyeztük el, méghozzá úgy, hogy a beszívó száj az áramlással szemben áll. Ennek a kialakításnak a segítségével minden kritérium a lehető leginkább kielégíthető.

A rendszer elemeinek és főbb tervezési kritériumainak bemutatása

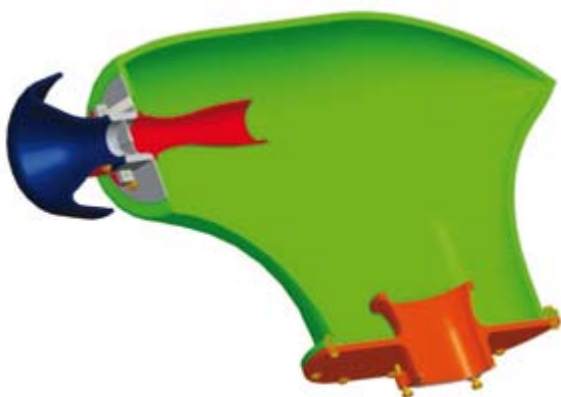
Az elemek bemutatása a belépéstől a hengerfejig a levegő áramlásával megegyező sorrendben történik.

A motor fojtásos vezérlése következtében a rendszerben el kell helyezni egy a fojtást megvalósító elemet, melynek a lehető legkisebb az áramlásra káros hatással kell rendelkeznie, ugyanakkor a lehető legkönnyebbnek és egyszerűbbnek is kell lennie. Ezek az egymásnak némileg ellentmondó kritériumok csak kompromisszumokkal teljesíthetők. A leginkább kielégítő rendszer a hagyományosnak is mondható pillangószelepes megoldás. Ez azonban teljes terhelésnél a fojtott keresztmetszetben mint akadály és káros elem marad. A kedvezőtlen hatás ugyanakkor a szelep átmérőjének növekedésével jól kompenzálható. Ezen kívül a befoglalómérete, illetve tömege ennek a kialakításnak a leginkább megfelelő a számunkra.

A következő elem, mely a rendszerben elhelyezkedik, a szűrő. A szabályokban rögzítve van, hogy az általunk használt E85 tüzelőanyag mellett 19 mm átmérőjű kör keresztmetszet az engedélyezett, mely a méretét semmilyen módon sem változtathatja meg [6]. A kialakítása során törekedtünk arra, hogy a rajta átáramló levegő nyomásesése a lehető legkisebb legyen, emiatt a kialakítása különösen hangsúlyos.

A szűrőt az airboxon belül helyezzük el. Térfogatát a munkánk során használt számítógépes szimulációs programból (GT Power) jó közelítéssel megkaphatjuk. A nyomatéki karakterisztikák összevetése alapján arra jutottunk, hogy a még érzékelhető teljesítménynövekedéssel járó térfogat 7 l-nél adódik.

A motor az airboxból a szívócsövön és a szívócsokon keresztül szívja a mindenkor üzemállapotának kívánatos mennyiségű levegőt. A szívócső kialakítása a lehető legkedvezőbb áramlás elérése miatt a szívócsatorna alakját követi törésmentesen. Hosszát



8. ábra: az airbox és a hozzá kapcsolódó elemek kapcsolata



9. ábra: a levegőellátó rendszer RP-technológiával gyártott elemei

sintén a GT Power programmal határoztuk meg. Motorunk külső keverékképzésű, a befecskendezés a szívócsőben történik, emiatt a tervezés során gondoskodtunk ennek helyes kialakításáról is.

Az elemek gyártása

Az elemek vagy CNC-megmunkált könnyűfémek vagy Rapid Prototyping (RP) eljárással készített műanyag elemek. Mindkettő előnye a nagyon magas minőség mellett a tervezés során a nagyfokú szabadság, mely által a tervezésnél a legkevesebb kompromisszumot kellett kötnünk. A Rapid Prototyping technológiával előállított alkatrészeinket a Varinex Zrt. készítette el számunkra.

TENGELYKAPCSOLÓ

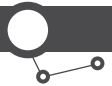
A tengelykapcsoló esetében először megvizsgáltuk az autókban használt kuplungszerkezeteket, de sajnos itt egyrészt a számunkra nagy átmérő, másrészt a kézi működtetéshez túl nagy kinyomó erő miatt nem találtunk használhatót. A motorkerékpároknál használt tengelykapcsolók pedig az áthajtási rendszerük miatt nem jöhettek szóba. Ezért úgy döntöttünk, hogy egy egyedi tengelykapcsolót tervezünk úgy, hogy a lehető legtöbb helyen már meglévő alkatrészeket használunk fel.

Kiinduló adatok:

- 1 henger/4 ütem, E85 üzemanyag
- Nincs kiegyenlítőtengely és lendkerék
- A főtengely és a nyeles tengely egy vonalba esik
- Maximum nyomaték: 90 Nm
- Maximum fordulatszám: 12 000 1/min
- Kézi működtetés
- Helyszükséglet: átmérő max. 160 mm
- Autó tömege: ~250 kg.

Tervezési követelmények és szempontok:

- Nyomatékátvitel biztosítása
- Oldhatóság: a nagy fordulatszám miatt az egymáson csúszó alkatrészeknél figyelembe kell venni az összeszorulás veszélyét
- Működtetőerő és út: mivel a kuplung kézi működtetésű lesz, ezért nem lehet nagy kinyomó erőt használni
- Nagy fordulatszám, nagy centrifugális erők hatnak a szerkezetre
- Nincs áttétel a motor és a kuplung között: a kuplung és a motor fordulatszáma megegyezik



A konstrukcióelemzés után kiválasztott koncepció jellemzői:

- Bordás tengelyvégek
- Az összeszorító erőt tányérrugó biztosítja
- Nincs csapágyazás a be- és kihajtóelemek között
- Elektronikus aktuálás.

A főbb részegységek bemutatása

A motor főtengelye egy bordázaton keresztül hajtja a kuplungkosarat, melynek feladata átadni a nyomatékot a főtengelyről a lamellákra, valamint a fedél és azon keresztül a többi alkatrész pozicionálása. Geometriai kialakítását a benne elhelyezkedő lamellák nagybán meghatározták, a további méretoptimalizálást pedig végeelem módszer segítségével végeztük.

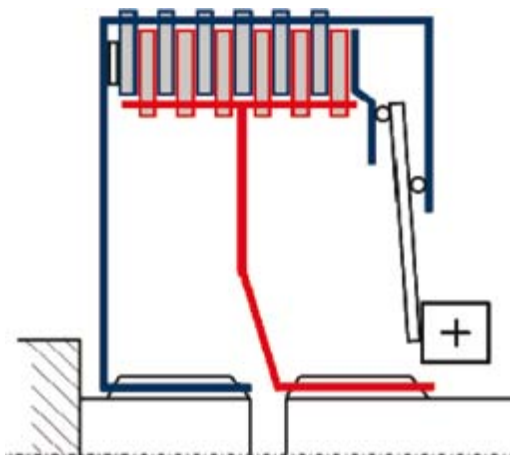
A kuplungkosáron elhelyezett fedél biztosítja a tányérrugó felfogatását. A két gyűrű közé helyezett tányérrugót hat darab csap pozicionálja a fedélen. A fedél másik fontos feladata, hogy számottevő deformáció nélkül elviselje a tányérrugó által kifejtett összeszorító erőt.

A lamellákról a kuplungagy feladata átadni a hajtást a nyeles-tengelyre egy bordázaton keresztül. Fontos, hogy az agyat biztosítanunk kellett axiális irányú elmozdulás ellen.

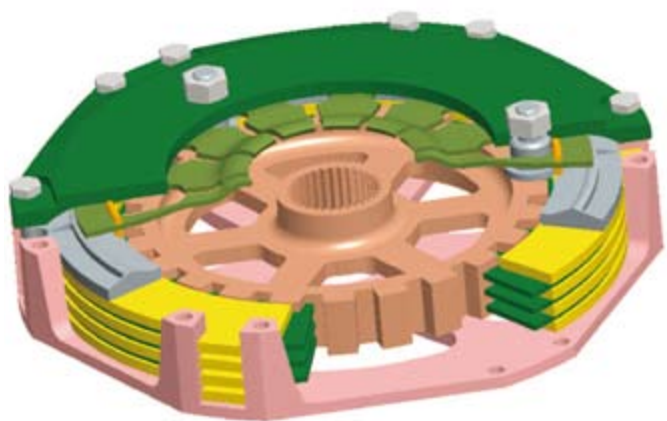
A kuplungban a Ducati 1098 típusú motorkerékpár lamellaszettjét használjuk. Mivel ezt a lamellaszettet eredetileg egy nagyobb nyomatékú motoron alkalmazzák egy lassító áttétel után, számunkra elegendő volt a szett felét (4+3 lamellát) használni.

A tányérrugó összeszorító erejét a nyomólap adja át és osztja el az első lamellán. A szériagyártásban figyelembe vett hőelvezetés a mi esetünkben nem volt lényeges tervezési szempont.

A tányérrugó feladata zárt állapotban az összeszorító erő biztosítása. Paramétereinek meghatározása a Clusys nevű program segítségével történt.



10. ábra: a tengelykapcsoló elvi felépítése



11. ábra: a tengelykapcsoló

Az elektronikus kinyomórendszer jelenleg még fejlesztés alatt áll.

A tengelykapcsoló kifejlesztésében csapatunk két tagja vett részt a LuK Savaria Kft.-nél töltött gyakorlat keretein belül.

ÖSSZEFOGLALÁS

Projektünk jelenleg a gyártás-előkészítés/gyártás szakaszban tart, ami a tervezési fázishoz hasonlóan szintén számos új kihívást tartogat csapatunk számára. Ezután a következő lépés az összeszerelt motor fékpadi tesztelése lesz, ami rengeteg mérési eredménnyel fog szolgálni, és lehetővé teszi a modelljeink pontosítását. A fékpadi tesztek eredményeitől függően aztán egy módosítási szakasz következne, amiben változtatnánk a problémás alkatrészeket. Ezt a módosított motort aztán egy következő fékpadi tesztnek vetnénk alá, amiből aztán reményeink szerint már a versenyben is használható koncepció születik.

A projektünknek, illetve magának az egész Formula Studentnek azonban nemcsak egy együlési versenyautó, vagy jelen esetben egy versenymotor kifejlesztése és megépítése a célja, hanem a lehető legmagasabb szakmai és szakmán túli képességekkel rendelkező hallgatók kitermelése is. Az a tapasztalat, hogy a részt vevő hallgatók rengeteget fejlődnek a projektben töltött idő alatt. Ez természetesen jó a hallgatók, az egyetem és a projektet támogató cégek számára is. A többi csapathoz hasonlóan mi is első körben olyan cégekkel építettük ki a kapcsolatot, melyek profilja az általunk legyártandó alkatrészek köré csoportosul. A jövőben azonban szándékunkban áll még több, az autóiparban, illetve azon kívül tevékenykedő cég támogatásának elnyerése. Ennek érdekében egyre magasabb szakmai színvonalra és még jobb eredmények elérésére törekszünk mind itthon, mind külföldön. ●

IRODALOM

- [1] <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2011fsaerules.pdf>
- [2] Michael Trzesniowski; Rennwagenteknik; Wiesbaden 2008; ISBN 978-3-8348-0484-6
- [3] Eduard Köhler-Rudolf Flier; Verbrennungsmotoren; Wiesbaden 2006; ISBN-10 3-528-43108-3
- [4] Daniel J. Holt; Design of racing and high performance engines 1998-2003; ISBN 0-7680-1298-8
- [5] John B. Heywood; Internal Combustion Engine Fundamentals
- [6] 2011 Formula SAE® Rules - B8.4.-B8.8. pontok
- [7] Gál Péter, Csizmazia József: Gépjárműmotorok II.; J 19-641
- [8] Dr. Zsáry Árpád: Gépelemek II.; ISBN 963 19 1166 7

Bemutatkozik a Kecskeméti Főiskola Formula Student csapata

MOLNÁR GÁBOR
gépészmérnök-hallgató
Kecskeméti Főiskola

BÁRI GERGELY
tudományos munkatárs
Kecskeméti Főiskola

Hazánkban az autópálya előretörésének eredményeképpen, egyre nagyobb igény mutatkozik a megfelelően képzett járműgyártó szakemberek iránt. Az elméleti tudás biztosított, azonban a legtöbb felsőoktatási intézmény sajnos nem tud elegendő szakmai gyakorlati lehetőséget teremteni hallgatói számára. Ezen megfontolásból születtek meg az olyan hallgatói járműépítő versenyek, mint például a Formula Student, melynek során a mérnök-hallgatók maguk terveznek, építenek és versenyeztetnek meg egy igazi versenyautót. Idén a Kecskeméti Főiskola hallgatói úgy döntöttek, hogy más versenyeken elért sikereiken felbuzdulva belevágnak ebbe az óriási kihívást jelentő projektbe és KEFO Motorsport néven Formula Student csapatot alapítottak.

In Hungary because of the expanding automobile industry the claim for the appropriately educated vehicle engineers highly increased. The theoretical knowledge is available but unfortunately most of the higher education institutions are not able to provide enough practical opportunity for their students. For this reason many vehicle building competitions for students like Formula Student were born. While taking part in this project students design, build and race a real race car. In this year the students of Kecskemét College decided to launch their project, encouraged by their success at other competitions and they founded a Formula Student team called KEFO Motorsport.

A KEFO MOTORSPORT TÖRTÉNETE

A KEFO Motorsport (KMS) 2010 októberében alakult és a Kecskeméti Főiskola motorsportok iránt érdeklődő hallgatóinak nyújt lehetőséget arra, hogy részt vegyenek a Formula Student versenyekben, hogy átélhessék, hogyan is működik egy versenycsapat, milyen kihívásokat jelent egy versenyautó tervezése, építése és üzemeltetése. A csapatban eltöltött idő alatt a diákok megtanulják a csoportos munka alapvető eszközeinek használatát, szembesülnek az együttműködés, a közös munka problémáival. Nemcsak a gépészmérnök-hallgatóknak teremt jó lehetőséget egy ilyen projektben való részvétel, hanem az intézmény műszaki menedzser, illetve informatika szakos hallgatói is nagy szerephez jutnak. A főiskolán folyó képzés átalakulóban levő profiljába is beleillik a csapat tevékenysége, hiszen idén már a járműgyártó szakirány is a választható szakok között szerepelt, valamint jövőre a főiskolára bekerülők már járműgyártó alapszakon is megkezdhetik felsőfokú tanulmányaikat.

Mindemellett mondhatni már törvényszerű volt egy Formula Student csapat alapítása, hiszen a GAMF kar hallgatói, már korábban is kiváló eredményeket értek el egyéb járműépítő versenyeken.

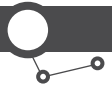


A csapat logója

Nemrég tért haza Németországból a Shell Eco-marathon versenyt megjárat kecskeméti csapat, mely a világ jó néhány nagy egyetemét megelőzve a prototípus kategóriában az előkelő ötödik, míg a benzines kategóriában a negyedik helyet szerezte meg. Büszkék lehetnek eredményeikre a GAMF-os elektromobil csapatok is, hiszen a miskolci verseny abszolút győzteseiként ünnepelehetek, de a pneumobilosok is kitettek magukért, és háromszor is dobogóra állhattak. Mindezek tükrében elmondható, hogy lelkesedésből és szakértelemből nincs hiány a hallgatók részéről, ezért jó néhányuk már egy ideje a KMS tagjaként tevékenykedik. Az intézmény vezetősége is belátva ezen versenyek fontosságát, az idei tanévben az alkotói szabadságot növelendő, egy jól felszerelt hallgatói műhelyt adott át, ahol a diákok a nap huszonnégy órájában dolgozhatnak.



A Megaméter II. 2277 km-t is képes lenne megtenni 1 liter benzinnel



A versenyautó látványterve

EGYÜTTMŰKÖDÉS A BME FRT-VEL

A Budapesti Műszaki Egyetem Formula Student csapata több éve már, hogy egyedülként képviseli hazánkat ezen a rangos versenysorozaton, és most, hogy egy másik hazai csapat szeretne nyomdokaikba lépni, rivalizálás helyett inkább segítik a kecskeméti munkáját. A budapestiekkel megvalósult kooperáció jóvoltából ugyanis a KEFO Motorsportnak nem kell a „nulláról” kezdeni a járműépítést, hanem a BME FRT tavalyi autójából kiindulva építhetik meg első Formula Student versenyautójukat. Ez óriási segítség egy újonc csapatnak, hiszen ezáltal jó néhány akadályt buktatóiktól mentesen tudnak venni, gördülékenyebbé téve azon tapasztalatok megszerzését, melyek jövőre az alapjait jelenthetik majd egy teljesen új versenyautó tervezésének és kivitelezésének.

CÉLOK A GYŐRI VERSENYRE

A KEFO Motorsport első megmérettetésének színhelyéül Győr fog szolgálni az augusztusban megrendezésre kerülő Formula Student Hungary verseny keretein belül. Ez a hazai verseny második alkalommal kerül megrendezésre és már az on-line regisztrációnál is szükség volt a gyorsaságra, mivel a versenyszervezőség harmincra maximalizálta az elfogadható jelentkezők számát, amit aztán később még kettővel kibővített. A nevezési lista kevesebb mint két perc alatt megtöltődött Európa rangosabbnál rangosabb egyetemének csapataival, akik közé a kecskeméti is beférkőztek.

Túl nagy célokat a csapat, első versenyével kapcsolatban, nem tűzött ki, csupán szeretnék teljesíteni az összes versenyszámot. Legfőbb cél inkább, hogy a felkészülési idő alatt egy versenyautó tervezéséhez és működéséhez szükséges ismeretanyagot a csapattagok elsajátítsák, illetve hogy megismerjék azokat a kritériumokat, melyeket a szervezőség támaszt a kötelezően beadandó dokumentációkkal kapcsolatban. További cél, hogy a csapat ezen idő alatt kapcsolatot teremtsen a potenciális támogatókkal is. Jó



A hallgatók egy jól felszerelt műhelyben készíthetik fel versenyautójukat

próbája lesz ez a statikus versenyszámokra felkészülő csapatoknak, hiszen nemcsak a műszaki angoltudásukról kell majd számot adniuk, hanem próbára tehetik előadásmódjukat, ezzel is gyarapítva tapasztalataikat.

TERVEK

A KEFO Motorsport ideai tervei közt főként a másodlagos funkciókkal rendelkező részrendszerek átalakításával és tökéletesítésével való tapasztalatszerzés szerepel.

Az egyik ilyen átalakítás a motor hűtésrendszerét érinti, mely során alapvetően a hagyományos rendszer vízszivattyúja kerülne lecserélésre egy elektronikus PWM szabályzású rendszerre, valamint a vízrendszer csövezése is átgondolásra kerül. Az üzemanyag-ellátó rendszer is változásokon fog átesni, ezzel kapcsolatban első lépésként egy új üzemanyagtartály kerül legyártásra és beépítésre. A futóművel kapcsolatban a himba átalakítása az egyik cél, a szárazsúrlódás csökkentésének érdekében.

A csapat nagy hangsúlyt fektet a kompozitokkal való munkára is, annak érdekében, hogy a jövőben ezek az anyagok minél nagyobb arányban kerüljenek felhasználásra. Ebben a témában elsőként egy szénszálas burkolat, egy ülés, valamint egyéb takarékelemek kerülnének legyártásra. A burkolat előállításához szükséges szerszám CNC-vezérlésű marógéppel, nagy sűrűségű polisztirolhabból való kimunkálása van folyamatban, míg az ülés esetében az ősminta, gazdaságossági okokat is figyelembe véve, kézzel készül, szintén polisztirolhabból. A pontos megmunkáláshoz a háromdimenziós modellből készült szelvények nyújtanak segítséget.



A futóműhimba cseréjére is szükség lesz

Nagy hasznára válik a csapatnak a már említett Eco-marathon verseny során a kompozitok terén szerzett szaktudás, melyre alapozva a csapat a jövőben egy karbon-monocoque kifejlesztését is fontolóra veheti.

Az ideai verseny fontos eleme lesz a KEFO Motorsport jövőjét meghatározó tényezőknek. A szereplés híre majd sokkal könnyebben eljutatja a köztudatba a csapat létezését, ezzel is elősegítve a legmegfelelőbb csapatösszetétel kialakulását, valamint zökkenőmentesebbé teheti a lehetséges támogatókkal való kapcsolat-teremtést. Mivel az egyes részfeladatok jól illeszkednek a főiskola képzésébe, az sem elképzelhetetlen, hogy ezek tananyagba történő integrációja még a közeljövőben megvalósulhat.

Mindezen felül a KMS hosszú távú célja, hogy a Kecskeméti Főiskola autóipar felé történő nyitásának keretében a Formula Student versenyeken kívül, más autósport-kategóriákban is növelni tudja a főiskola elismertségét. ●

Steer-by-wire kormányrendszer járműmodell-alapú irányítása

LAPIS LEONÁRD

PhD-hallgató
BME IIT
ThyssenKrupp Presta
Hungary Kft.

DR. FAZEKAS CSABA

fejlesztőmérnök
ThyssenKrupp Presta
Hungary Kft.

DR. KISS BÁLINT

docens
BME IIT

Ideális kormányrendszerrel a jármű kanyarodását közvetlenül lehet meghatározni a kormánykerékkel a körülményektől függetlenül, miközben a jármű dinamikájáról és a környezetről is visszacsatolást kell biztosítani a vezető részére a kormányrendszeren keresztül. Ehhez ún. steer-by-wire technológia szükséges. Célunk egy ideális kormányrendszer szabályozórendszerének kifejlesztése. Egyszerű, lineáris jármű- és kormányzási modellt állítottunk fel, melyeket mérések alapján identifikáltunk. Az egyesített modellre különböző szabályozókat (PID, LQ, H_∞) terveztünk, melyek performanciáit megvizsgáltuk nemlineáris veDYNA járműszimulációs rendszerben.

The ideal steering system directly determines the direction of the car independently from the effects of the environment while it provides a feedback to the driver. It requires the use of steer-by-wire technique. Our aim is to develop the control of the ideal steering system. Linear vehicle model and steering model are established and they are identified based on realistic vehicle simulation (veDYNA). These models are integrated. Different controllers (PID, LQ, H_∞) are designed based on the integrated model. Their performances are analyzed in the vehicle simulator.

BEVEZETÉS

A gépjárművekben jelenleg használt kormányrendszerekkel a jármű kerekeinek iránya határozható meg közvetlenül, amely azonban a kúszás jelensége miatt nem egyezik meg a jármű kanyarodási irányával. Azonban egy ideális kormányrendszerrel a jármű kanyarodását közvetlenül lehet meghatározni a kormánykerékkel a körülményektől (pl. úttól) függetlenül. Továbbá kormányzás közben a jármű dinamikájáról és a környezetről is visszacsatolást kell biztosítani a vezető részére a kormányrendszeren keresztül.

Ideális kormányzási rendszerhez ún. steer-by-wire [10] (SBW) technológia szükséges, mert így nincs direkt kapcsolat a kormány és a kerekek között. A SBW alsó rendszere a jármű közvetlen irányításáról gondoskodik (az elektromos motor a fogaslécen keresztül kormányozza a kerekeket), a felső rendszer pedig a vezető kormányzási szándékát közvetíti az alsó rendszernek, ill. egy másik elektromos motor segítségével nyomaték-visszacsatolást ad a vezetőnek.

Célunk egy ideális kormányrendszer szabályozási rendszerének kifejlesztése. Első lépésben a jármű irányítását vizsgáljuk

PARAMÉTER	JELÖLÉS	ÉRTÉK	M.E.	FORRÁS
járműtömeg	m_g	1296	kg	veDYNA
tengelytáv	l	2,57	m	veDYNA
első tengely és tömegközéppont távolsága	l_e	1,25	m	veDYNA
hátsó tengely és tömegközéppont távolsága	l_h	1,32	m	veDYNA
z tengelyre vonatkoztatott tehetlenségi nyomaték	J_{gz}	1750	kgm ²	veDYNA
első kanyarmerevség	C_e	n.a	N/rad	identifikáció
hátsó kanyarmerevség	C_h	n.a	N/rad	identifikáció
kormánykerék-első kerék áttétel	$i_{stw2whl}$	0,0625	-	[9]

2. táblázat: biciklimodell paramétere

VÁLTOZÓ	JELÖLÉS	M.E.
első tengely oldalerő	F_{se}	N
hátsó tengely oldalerő	F_{sh}	N
kerékszög	δ	rad
oldalkúszási szög	β	rad
legyezési szögsebesség	$\dot{\psi}$	rad/s
első kúszási szög	α_e	rad
hátsó kúszási szög	α_h	rad
járműsebesség	v	m/s

1. táblázat: biciklimodell változó

meg visszacsatolás nélkül. Egy egyszerűsített lineáris kormányzási és járműmodellt állítottunk fel mérések alapján, ill. a modellek egyesítésével kapott lineáris modellen terveztünk több, különböző szabályozót. Megvizsgáltuk a zárt szabályozási körök performanciáját annak eldöntésére, hogy milyen további hatások figyelembevétele és milyen szabályozási struktúra használata lehetséges, ill. szükséges.

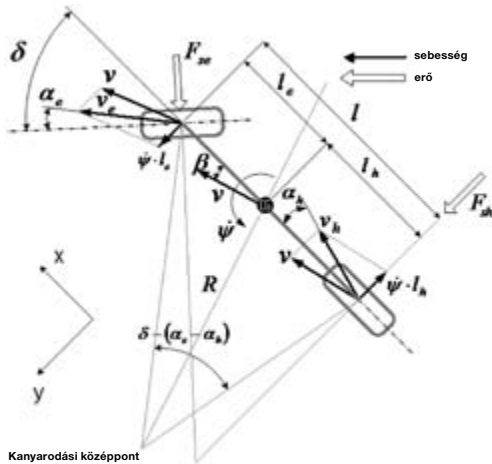
A megvalósítás MATLAB/Simulink környezetben történt, a méréseket a TESIS veDYNA [11] nemlineáris járműszimulációs szoftverben végeztük el, amely nagy működési tartományban reprodukálja a jármű valósághoz közeli viselkedését. A szabályozótervezéshez felhasználtuk a [7],[8] Toolboxokat.



A cikk felépítése a következő: először ismertetjük a lineáris járműmodellt, majd bemutatjuk annak paraméter-identifikációját; ezután felállítjuk a SBW alsó rendszer modelljét, majd paraméterezzük korábbi mérésekre alapozva [13], illetve egyesítjük a járműmodellel; végül megtervezük erre a lineáris modellre a szabályozókat, amelyeket összehasonlítottunk a nemlineáris veDYNA rendszerben, illetve megfogalmazzuk a továbblépési irányokat.

JÁRMŰMODELL

Vizsgálatainkat egyszerű lineáris járműmodellen, az ún. bicikli-modellen [1] végeztük, mely már elég összetett ahhoz, hogy közelítőleg jellemezze a jármű irányváltási tulajdonságait a vizsgálni kívánt tartományban. A biciklimodell használatához a következő feltételezésekkel éltünk: (a1) az egyes tengelyeken lévő kerekek redukálhatók a jármű hossztengetyre; (a2) dőlés, bólintás elhanyagolható; (a3) tömegközéppontba redukálható a járműtömeg; (a4) függőleges erők állandóak; (a5) hosszirányú erők elhanyagolhatóak; (a6) állandó járműsebesség; (a7) az oldalerő arányos a kúszási szöggel. Az előzetes várakozásaink alapján a modell értelmezési tartománya a 20–40 m/s járműsebesség- és 1–5 fokos kerékszögtartomány, ami 16–80 fokos kormányaszögnek felel meg [9]. A biciklimodellt és a használt jelöléseket mutatja az **1. ábra**. A változók, illetve a paraméterek definícióját és értékeit az **1. és 2. táblázatban** adtuk meg.



1. ábra: biciklimodell felépítése és a használt jelölések

A járműmodellezés célja az irányváltás leírása, ezért a β oldal-kúszási szög és a legyezési szögsebesség a számunkra fontos modellkimenetek. A modell bemenete δ kerékszög. Az **1. ábra** alapján felírhatók az (1) dinamikai egyenletek, továbbá előállíthatók az oldal-erők és a kúszási szögek kapcsolatát kifejező (2) összefüggések.

$$m_g v \begin{pmatrix} \dot{\psi} + \dot{\beta} \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} = F_{se} + F_{sh} \quad J_{gz} \ddot{\psi} = F_{se} l_e - F_{sh} l_h \quad (1)$$

$$F_{se} = C_e \alpha_e \quad F_{sh} = C_h \alpha_h \quad (2)$$

Az értelmezési tartományon belüli kerékszögek esetén jó közelítéssel érvényesek a (3) geometriai összefüggések.

$$\alpha_e = \delta - \beta - \frac{l_e \dot{\psi}}{v} \quad \alpha_h = -\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \quad (3)$$

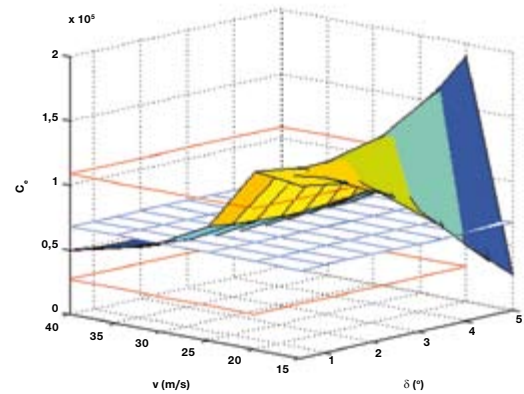
Felhasználva a (2) és (3) egyenleteket, (1) felírható a (4) állapot-egyenlet formájában.

$$\begin{aligned} \dot{x}_{bic} &= A_{bic} x_{bic} + B_{bic} \delta = \\ &= \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_e l_e^2 + C_h l_h^2}{m_g v} & \frac{-(C_h l_h - C_e l_e)}{J_{gz}} \\ \frac{-(m_g v^2 - C_e l_e + C_h l_h)}{m_g v^2} & \frac{-C_e + C_h}{m_g v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi \\ \beta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_e l_e}{J_{gz}} \\ \frac{C_e}{m_g v} \end{bmatrix} \delta \\ y_{bic} &= C_{bic} x_{bic} + D_{bic} \delta = \begin{bmatrix} \psi \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi \\ \beta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta \end{aligned} \quad (4)$$

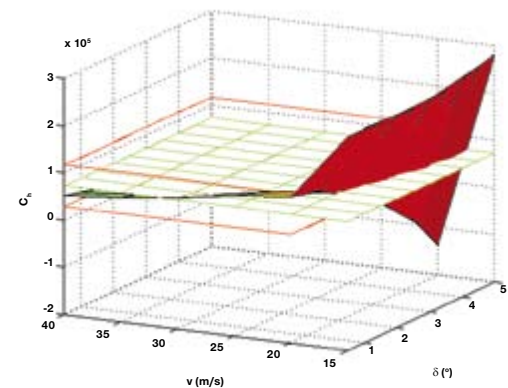
JÁRMŰMODELL PARAMÉTER IDENTIFIKÁCIÓ

Az identifikáció célja a kanyarmerevségek és a modell értelmezési tartományának meghatározása. Az identifikációhoz szükséges mért jeleket a TESIS veDYNA járműszimulációs szoftver segítségével állítottuk elő. Különböző állandó sebességeken és kerékszögállások mellett a tranziensek lecsengése után regisztráltuk a mért kimenetek (legyezési szögsebesség és oldalkúszási szög) végértékét, majd az így adódó munkapontokban visszaszámoltuk a C_e és C_h kanyarmerevség-értékeket az (5) összefüggés alapján, amit a (4) állapotegyenletből nyerhetünk állandósult állapotban.

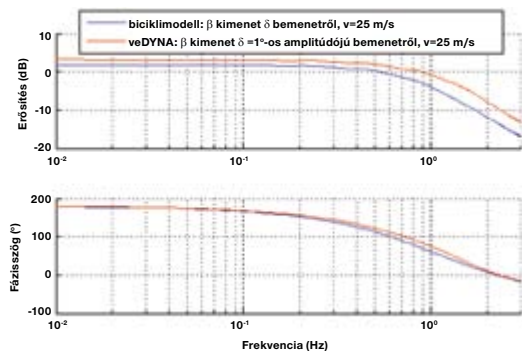
$$\begin{bmatrix} C_e \\ C_h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_e^2 \dot{\psi}(\infty) + l_e v(\beta(\infty) + \delta(\infty)) & -l_h^2 \dot{\psi}(\infty) - l_h \beta(\infty) v \\ -l_e \dot{\psi}(\infty) + v(-\beta(\infty) + \delta(\infty)) & l_h \dot{\psi}(\infty) - v \beta(\infty) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ m_g v^2 \dot{\psi}(\infty) \end{bmatrix} \quad (5)$$



2. ábra: első kanyarmerevség v és δ függvényében



3. ábra: hátsó kanyarmerevség v és δ függvényében



4. ábra: dinamikus verifikáció 25 m/s sebességen, 1 fokos amplitúdójú kerékszögbemenet esetén

A munkaponti kanyarmerevség-értékek láthatók a **2. és 3. ábrákon**, illetve piros vonalakkal jeleztük a modell értelmezési tartományát a v járműsebesség és δ kerékszög függvényében. Ezek alapján a $C_e = 68\,000$ N/rad és $C_h = 73\,000$ N/rad kanyarmerevség-értékeket választottuk, melyeket egy-egy síkkal is ábrázoltunk a **2. és 3. ábrákon**. Feltételezéseink szerint ezen értékek függetlenek a kerékszögtől és a járműsebességtől.

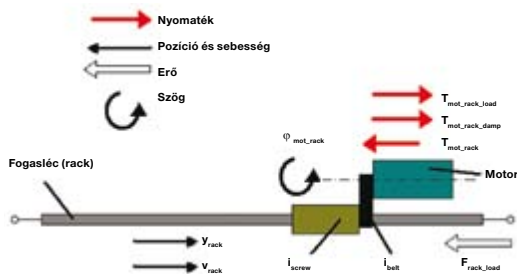
DINAMIKUS VERIFIKÁCIÓ

Növekvő frekvenciájú 1 fokos amplitúdójú szinuszos kerékszöggel gerjesztve a veDYNA-t és a biciklimodellt, megállapítható a **4. ábra** alapján, hogy 0,01 és 1 Hz közötti frekvenciatartományban várhatunk el közelítőleg hasonló viselkedést. A nagyobb frekvenciákon már jelentősen eltér a két rendszer erősítése.

SBW ALSÓ RENDSZER MODELL

Az alsó rendszer tehetetlenségét, csillapítását és az elektromos motor dinamikáját tartalmazó lineáris modellt állítottunk fel. A paramétereket [13] alapján vettük fel.

A következő modellezési feltételezésekkel éltünk: (b1) nincs statikus súrlódás; (b2) állandó áttételek; (b3) elektromos motort egy egytárolós tagnak tekintjük a kikért és az aktuális nyomaték között; (b4) a motor maximálisan 10 Nm nyomatékot tud kifejteni. A feltételezések alapján a modellre ható erők, illetve a modell főbb adatai az **5. ábrán** láthatóak. A változók, illetve a paraméterek definícióját és értékeit a **3. és 4. táblázatokban** adtuk meg.



5. ábra: SBW alsó rendszer modell és a használt jelölések

Az **5. ábra** alapján felírhatóak a (6) dinamikai egyenletek.

$$\begin{aligned} J_{mot_rack} \ddot{\phi}_{mot_rack} &= T_{mot_rack} - T_{mot_rack_load} - T_{mot_rack_damp} \\ \dot{T}_{mot_rack} &= \frac{T_{req_mot_rack} - T_{mot_rack}}{\tau_{motor}} \end{aligned} \quad (6)$$

A dinamikai egyenletbe behelyettesítjük a csillapítási és terhelő nyomatékokra felírt (7) egyenleteket.

$$\begin{aligned} T_{mot_rack_damp} &= b_{mot_rack} \dot{\phi}_{mot_rack} \\ T_{mot_rack_load} &= \frac{1}{i_{belt} i_{screw}} F_{rack_load} \end{aligned} \quad (7)$$

VÁLTOZÓ	JEL	MÉRTÉKEGYSÉG
motornyomaték	T_{mot_rack}	Nm
terhelés nyomatéka a motor tengelyén	$T_{mot_rack_load}$	Nm
motor csillapítási nyomaték	$T_{mot_rack_damp}$	Nm
fogasléc-terhelőerő	F_{rack_load}	N
motor szöggyorsulás	$\ddot{\phi}_{mot_rack}$	rad/s ²
motor szögsebesség	$\dot{\phi}_{mot_rack}$	rad/s
kikért motornyomaték	$T_{req_mot_rack}$	Nm
fogaslécpozíció	y_{rack}	m
fogaslécsebesség	v_{rack}	m/s

3. táblázat: SBW alsó rendszer modell változói

PARAMÉTER	JEL	ÉRTÉK	MÉRTÉKEGYSÉG
motor tehetetlenségi nyomaték	J_{mot_rack}	0,0003	kgm ²
szíjártétel	i_{belt}	2,5	–
golyósorsó-ártétel	i_{screw}	650	rad/m
motor-időállandó	τ_{motor}	0,0025	s
motorcsillapítás	b_{mot_rack}	0,002	Ns/m

4. táblázat: SBW alsó rendszer modell paraméterei [13]

A (6) és (7) egyenletek alapján előállítható a (8) állapotegyenlet.

$$\begin{aligned} \dot{x}_{sbw_rack} &= A_{sbw_rack} x_{sbw_rack} + B_{sbw_rack} T_{req_mot_rack} = \\ &= \begin{bmatrix} \dot{\phi}_{mot_rack} \\ \dot{T}_{mot_rack} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{b_{mot_rack}}{J_{mot_rack}} & \frac{1}{J_{mot_rack}} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_{motor}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{mot_rack} \\ T_{mot_rack} \end{bmatrix} + \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{\tau_{motor}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{req_mot_rack} \\ F_{rack_load} \end{bmatrix} \\ y_{sbw_rack} &= C_{sbw_rack} x_{sbw_rack} + D_{sbw_rack} T_{req_mot_rack} = \\ &= \begin{bmatrix} y_{rack} \\ v_{rack} \\ T_{mot_rack} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{i_{belt} i_{screw}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{i_{belt} i_{screw}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{mot_rack} \\ T_{mot_rack} \end{bmatrix} + \\ &+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{req_mot_rack} \\ F_{rack_load} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

EGYESÍTETT MODELL

Az egyesített modell célja a biciklimodell és a SBW modell összekapcsolása. Ehhez a bemenetek és a kimenetek közötti kapcsolat megfelelő definiálása szükséges, ahogyan az a **6. ábrán** is látható. A biciklimodell kerékszöge és a fogasléc között kinematikai kapcsolat áll fenn, az áttételt [13] alapján

$i_{rack2wheel} = 6,25$ rad/m értékűnek választjuk. A modellek közötti kapcsolatot a (9) egyenletek írják le.

$$\delta = i_{rack2wheel} y_{rack} \quad F_{rack_load} = F_{se} = C_e \left(\delta - \beta - \frac{l_e \dot{\psi}}{v} \right) \quad (9)$$

A (4),(8),(9) összefüggésekből felírható az egyesített modell (10) állapotegyenlete.

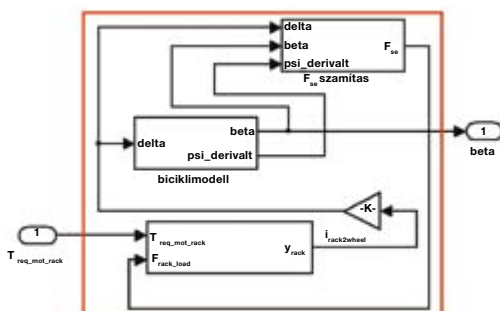
$$\begin{aligned} \dot{x}_{int} &= A_{int} x_{int} + B_{int} T_{req_mot_rack} = \begin{bmatrix} \dot{x}_{bic} \\ \dot{x}_{sbw_rack} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} A_{bic} & C_{rack}(1:2,1:2)B_{bic}i_{rack2whl} & zeros(2,2) \\ A_{int}(4,1) & A_{int}(4,2) & A_{int}(4,3) & A_{sbw_rack}(:,2:end) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{bic} \\ x_{sbw_rack} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} zeros(2,1) \\ B_{sbw_rack}(:,1) \end{bmatrix} T_{req_mot_rack} \\ y_{int} &= C_{int} x_{int} + D_{int} T_{req_mot_rack} = \\ &= \begin{bmatrix} \psi \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{bic} \\ x_{sbw_rack} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot T_{req_mot_rack} \\ A_{int}(4,1) &= \frac{C_e l_e}{i_{belt} i_{screw} J_{mot_rack} v} \\ A_{int}(4,2) &= \frac{C_e}{i_{belt} i_{screw} J_{mot_rack}} \\ A_{int}(4,3) &= \frac{-C_e i_{rack2wheel}}{(i_{belt} i_{screw})^2 J_{mot_rack}} \end{aligned} \quad (10)$$

SZABÁLYOZÁS TERVEZÉSE

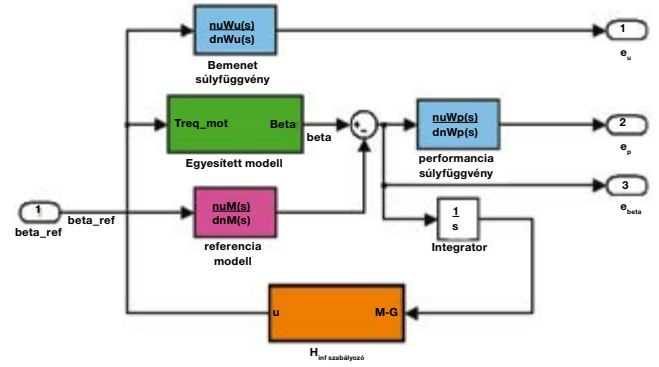
A jármű irányításához szükséges szabályozó tervezését állandó sebességen (25 m/s) valósítjuk meg a lineáris egyesített modellen. Az egyesített modell szabályozott jellemzője a β oldalkúszási szög, a beavatkozójel pedig a $T_{req_mot_rack}$ kikért motornyomaték. A szabályozás célja a valóságot közelítőleg jól leíró nemlineáris veDYNA szimulátor járművének referenciakövetése minimális végértékhibával és túllövással, gyors dinamikával az értelmezési tartományban. A PID szabályozó a további szabályozókhoz viszonyítási alapot jelent adott munkapontban, az LQ szabályozótól a stabilitást és a gyors performanciát várjuk el egy viszonylag széles tartományban, a H_∞ szabályozótól pedig robusztusságot és megfelelő performanciát várunk el.

A PID szabályozó [2] tervezéshez a MATLAB\Simulink beépített PID blokkját használjuk, a paraméterek hangolása az **5. táblázatban** összefoglalt eredményeket adta, a fázistartalék 75 fok.

Az LQ [3],[6] szabályozó tervezéséhez az egyesített modell kimeneténél csak az oldalkúszási szöget hagyjuk meg, így SISO rendszert kapunk. A teljes állapot-visszacsatolással történő szabályozáshoz az egyesített modell állapotvektorának minden eleme



6. ábra: egyesített modell



7. ábra: H_∞ szabályozó P-K tervezési struktúra

előállítható a veDYNA-ból, illetve az alsó rendszer lineáris modelljéből, megfigyelő tervezése nem szükséges. A szabályozótervezéshez a MATLAB lqy parancsát használjuk, hogy a beavatkozó és a kimeneti energiát közvetlenül súlyozhassuk. A kimeneti és a beavatkozójel súlymátrixai a (11) egyenletekben láthatók.

$$Q = 10^{10} \quad R = 1 \quad (11)$$

A H_∞ [4],[5],[6] szabályozó tervezésekor az LQ szabályozónál is felhasznált egyesített modell egybemenetű-egykimenetű változatára tervezzük a szabályozót. A tervezéshez MATLAB hinfsyn parancsát használjuk. A **7. ábrán** látható a tervezéshez használt P-K struktúra.

PID PARAMÉTER	ÉRTÉK
arányos tag (P)	10
integráló tag (I)	170
deriváló tag (D)	4,5
szűrő együttható (N)	100

5. táblázat: PID szabályozó paraméterei a lineáris modellen hangolva

A szabályozás tervezési paraméterei: a referenciamodell (12) átviteli függvénye (mely egy kéttárolós lengőtag, a zérusokat a szabályozó-tervező algoritmus numerikus stabilitása érdekében vettük fel); a performancia és a beavatkozójel súlyfüggvényei (13).

$$M(s) = \frac{10^{-6}s^2 + 10^{-5}s + 1}{2,5 \cdot 10^{-3}s^2 + 8 \cdot 10^2s + 1} \quad (12)$$

$$W_u(s) = \frac{0,5623 \cdot s + 562,3}{0,1778 \cdot s + 10^8} \quad W_p(s) = \frac{1,679 \cdot s + 149,6}{3,981 \cdot s + 79,43} \quad (13)$$

SZABÁLYOZÁS TESZTELÉSE

A lineáris modellen realizált szabályozásokat beépítettük veDYNA-ba és a lineáris modellen megtalált paramétereket kezdeti értéként használva finomhangoltuk. A PID szabályozó paramétereit nem volt szükséges módosítani, a fázistartalék 75 fok maradt. Az LQ szabályozó újrhangolt kimeneti súlymátrixa a (14) összefüggésben látható. A H_∞ szabályozó újrhangolt bemeneti súlyfüggvényét pedig a (15) összefüggés adja meg.

$$Q = 1,1 \cdot 10^7 \quad (14)$$

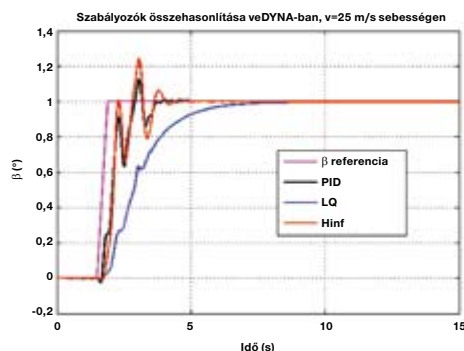
$$W_u(s) = \frac{0,5623 \cdot s + 562,3}{0,1778 \cdot s + 3,162 \cdot 10^9} \quad (15)$$

Az egyes szabályozók összehasonlítását számos sebesség és referenciaérték esetén elvégeztük. A **8. ábrán** látható ezek közül egy esetben a szabályozott jel, továbbá a **9. ábrán** ugyanezen esetben látható a beavatkozási alakulása a különböző szabályozók esetén.

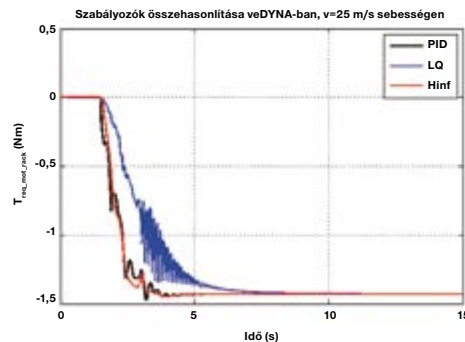
A **8. ábrán** látható, hogy a munkapontban a PID és a H_∞ szabályozó közel azonos gyorsasággal és túllendüléssel reagálnak. Az LQ lassabb dinamikával működik, mert a bemeneti súly további növelésével a beavatkozási jel erőteljesen oszcillálni kezd, ahogyan az már a **9. ábrán** is kezd megmutatkozni. A H_∞ szabályozó túllendülése további hangolásokkal csökkenthető, de robusztusságának köszönhetően már ilyen paraméterek mellett is alacsonyabb sebességeken (a bicikli-modell értelmezési tartományán kívül) még megfelelő performanciával és stabilan működik, ellentétben a másik két szabályozóval.

TOVÁBBLÉPÉSI LEHETŐSÉGEK A JÁRMŰMODELLBEN

A modellalapú tervezés tényleges előnyei egy pontosabb járműmodell esetén markánsabban érzékelhetők. A jelenleg használt lineáris modell egy igen szűk tartományban használható, a továbblépés mindenképpen nemlinearitások bevezetését jelenti. A járműmodell célszerű bővítési lehetősége egy gumimodell használata, melynek eredménye a kanyarmerevségek folyamatos változása lenne a di-



8. ábra: szabályozók összehasonlítása veDYNA-ban 25 m/s sebességen 1 fokos oldalkúszási szög referencia mellett – referenciakövetés



9. ábra: szabályozók összehasonlítása veDYNA-ban 25 m/s sebességen 1 fokos oldalkúszási szög referencia mellett – beavatkozási jel

namikai állapottól függően. A változó járműsebesség bevezetése a hosszirányú átterhelődést modelleznél, mely a gumimodell kombinálva jelentősen szélesítheti az értelmezési tartományt, elsősorban a gyorsabb irányváltások felé. A bicikli-modell kétnyomú modellé való fejlesztése az oldalirányú átterhelődést is figyelembe venné, mely a gumimodell, illetve a változó sebesség figyelembevételével feltehetőleg kielégítő lenne a mi járműirányítási igényeinknek.

ÖSSZEFOGLALÁS

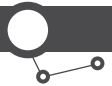
Ideális kormányrendszer szabályozóköreinek fejlesztéséhez végeztünk előzetes vizsgálatokat. Lineáris jármű- és SBW rendszermódellet állítottunk fel, melyek paramétereit identifikáltuk nemlineáris járműsimulátoron végzett mérések alapján. Az integrált rendszerre különböző szabályozókat terveztünk, melyeket a nemlineáris járműsimulátoron finomhangoltunk és a szabályozók performanciáit összehasonlítottuk. A lineáris modell értelmezési tartománya nagyon szűk, így megadtuk a modellfejlesztés további irányait, melyek már a nemlinearitás irányába mutatnak.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatást az ÚMFT TÁMOP-4.2.1/B-09/1/KMR-2010-0002 programja és az Országos Tudományos Kutatási Alapprogramok K-71762 projektje és a Thyssen Krupp Presta Hungary Kft. támogatta. ●

IRODALOM

- [1] Zomotor Ádám: Gépjármű-menetdinamika, IbB Mérnöki Szakértői Iroda, Budapest, 2006
- [2] Lantos Béla: Irányítási rendszerek elmélete és tervezése I., Akadémiai Kiadó, Budapest, 2005
- [3] Lantos Béla: Irányítási rendszerek elmélete és tervezése II., Akadémiai Kiadó, Budapest, 2003
- [4] D. W. Gu – P. Hr. Petkov – M. M. Konstantinov: Robust Control Design with MATLAB, Springer, London, 2005
- [5] Rödönyi G – Gáspár P: Robusztus szabályozó tervezése járműirányítási feladatok megoldására, A jövő járműve, II. évfolyam, 1–2. szám, 32–35. o, 2007
- [6] Hankovszki Z. – Kovács R. – Palkovics L.: Aktív kormánybeavatkozással kiegészített haszongépjármű-ESP, A jövő járműve, V. évfolyam, 1–2. szám, 57–63. o, 2010
- [7] Control System Toolbox User's Guide, MathWorks, 2010
- [8] G Balas – R Chianf – A Packard – M Safonov: Robust Control Toolbox User's Guide, MathWorks, 2010
- [9] Y. E. Ko – C. K. Song: Vehicle Modeling with nonlinear tires for vehicle stability analysis, International Journal of Automotive Technology, Vol. 11, No. 3, pp. 339–344, 2010
- [10] P Setlur – J R. Wagner – D M. Dawson – D Braganza: A trajectory tracking steer-by-wire control system for ground vehicles, IEEE Transactions on vehicular technology Vol. 55, No.1, pp. 76–85, 2006
- [11] TESIS DYNAWare veDYNA 3.10 User Manual, Technische Simulation Dynamischer Systeme GmbH, 2010
- [12] Bokor J. – Gáspár P.: Irányítástechnika járműdinamikai alkalmazásokkal, Typotex, Budapest, 2008
- [13] Cs. Fazekas: Models and Controllers of Steer-by-wire System, ThyssenKrupp Presta Report, 2010



Interesting Issues about Integrated Wheel End Control

GERGELY BÁRI,

Faculty of Engineering
and Automation,
Kecskemét College,
HUNGARY

The paper aims to introduce the reader, to the so called Integrated Wheel End Control concept, and tries to highlight the main issues relating to this topic. First, after a short introduction, the wheel end control concept is explained, which is followed by the presentation of some interesting problems relating to this topic. Next, issues about the HMI and sensor systems of wheel-end-controlled vehicles are presented, and finally the questions of the necessary control methods, energy storage systems and electric drives are mentioned.

Az intelligens járműrendszerek száma egyre nagyobb a mai járművekben. A járműmozgás befolyásolására egyre több lehetőség nyílik, akár fékrendszeren, akár kormányrendszeren, vagy hajtásrendszeren keresztül. Napjainkban a legkorszerűbb sorozatgyártású járművekben aktív elemek jelennek meg a futóművekben is, melyekkel nem csak az utazási kényelem, hanem a jármű sajátkormányozottsági tulajdonságai is befolyásolhatók. Az integrált járműirányítások, e részrendszerek működését összehangolva egy komplex irányítási struktúrát hoznak létre, melynek révén jobb minőségi jellemzőkkel rendelkező szabályzások alakíthatók ki. Ennek az intergációnak egy következő szintje az ún. kerékmodul irányítás, melynek alapja hogy a járművön olyan kerekeket helyezünk el, melyek lehetővé teszik a keréktalpponton ébredő erők precíz szabályzását. A cikkben az ilyen kialakítású járművek által felvetett problémák, fejlesztési lehetőségek bemutatása történik meg.

1 INTRODUCTION

The social need for transportation is as old as the civilization. They evolve together giving people safer and more comfortable ways for changing their location. For centuries, animal power has been the main energy source for transport systems, but in the last hundred years, thanks to the invention of the internal combustion engines, fossil fuels became dominant in this area. Nowadays, because of the industrial development and global trends, the disadvantages of fossil fuels, (environmental impact, pollution, decreasing global sources) are getting more and more attention, therefore looking for alternative energy sources becomes a popular topic in vehicle design, too.

As part of this process, electric vehicles appeared and electric drive line development became more frequent. Though electric powertrains has been used in transport applications for a long time, but in ground vehicles, they started to spread only in the last decade. These systems have good control properties and

make possible to design more advanced active safety and vehicle dynamics control systems. The mentioned evolution of electric drivelines makes possible to think different about ground vehicles and create advanced control system structures. One new research field in this topic is the so called integrated wheel end control. (WEC)

About integrated vehicle controls

Lately, control of steering, braking, traction and suspension aiming for better comfort and safety has appeared on the market. Numerous works have been published on the subject of combining the effects of these systems. The problems, arising from the increasing number of control systems in the vehicle have been referred as "Integrated Vehicle Control". Recently, more and more papers are written about the possible control strategies in this area. A comprehensive study about this topic can be seen in [1]. According to this paper, the main question of the

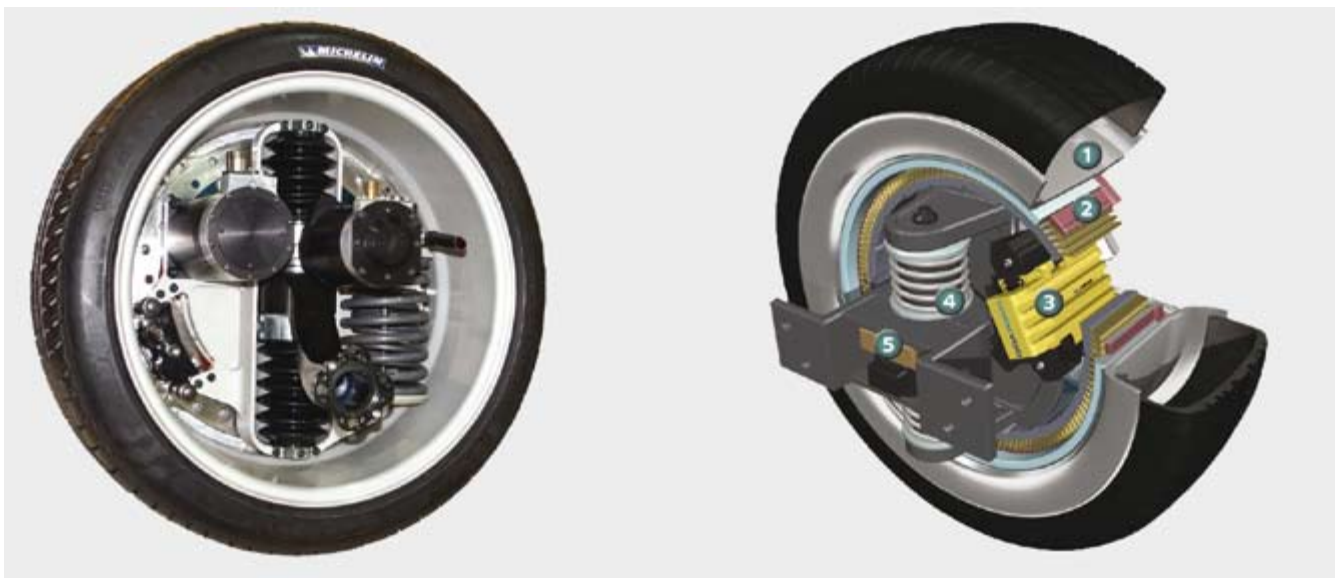


Figure 1, Michelin Active Wheel (left) and Siemens eCorner (right) concepts

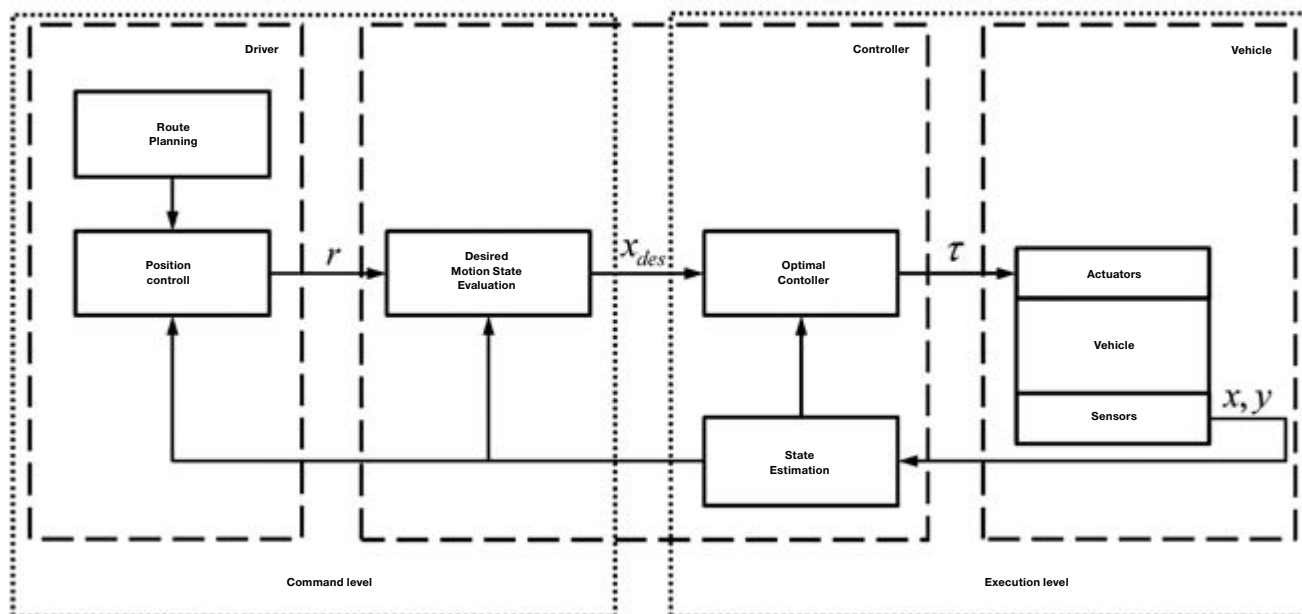


Figure 2: Possible control architecture for solving the motion control problem

topic can be summarized as: "What would the car be like if the microprocessor had been invented before the automobile?" In this case, the optimal vehicle system structure would have found probably sooner, and engineers would have had the opportunity to use intelligent actuators and build mechatronic systems earlier too. In this way, the first automobiles would have used the so called "integrated wheel end control" structure too. This is an advanced integrated control, where the wheel modules at the four corners of the car are treated as a force production device. They are actuators which can produce the necessary forces to create the desired vehicle motion.

In Figure 1, two wheel end concepts can be seen. The picture on the left shows the Michelin Active Wheel and picture on the right shows the Siemens VDI eCorner. The numbers in the latter shows the key components of the system. A hub motor (2) is located inside the wheel rim (1). The electronic wedge brake (3) uses pads driven by electric motors and there is an active suspension (4) and electronic steering (5) to replace the conventional hydraulic systems. In a pure electronic wheel module, there are three actuators. Each one is intended to create one necessary component of the contact patch force vector. The electric motor is integrated in the wheel which makes possible to control the longitudinal slips thus the longitudinal forces on each wheels. The forces in the lateral direction can be controlled through the side slip angles which are controlled by changing the steer angle of the wheels. In the vertical direction, linear electrical actuators are used to generate the necessary force component. To control a vehicle equipped with such wheel end units, is a challenging task and there are several questions that has to be solved.

2 ISSUES RELATED TO THE TOPIC OF WEC

The aim of designing a vehicle equipped with wheel end units is to get from one point to an other. During this movement, the task is to solve a general motion control problem, that is, to let the vehicle follow the prescribed motion in longitudinal, lateral and yaw direction. The necessary tasks for solving this problem are summarized in Figure 2.

The first step is the route planning. In this level, the discrete key-points of the desired vehicle motion path are calculated, which can be done according to GPS, traffic or road map information too. For example, if the motion objective is to go to the workplace from home, these keypoints can be the turnouts, street corners, etc. which defines the route to the workplace.

In the position control level, a continuous trajectory connecting the points of the route is calculated. Note, that according to the WEC problem, it is indifferent if these tasks are done automatically or by the driver, since this level is far from the point where the necessary wheel end actuator forces are defined. If the vehicle is controlled autonomously, the information about the whole trajectory is available, so the desired motion state can be calculated relatively easily, according to this planned trajectory.

If the vehicle is controlled by a driver, then all of the mentioned tasks are done by the driver. In this case, to define the desired motion state of the vehicle is not so simple, since there is no adequate information about the future inputs of the driver, and the desired future trajectory is not known. After the desired motion state is known, the task is to reach this state, by controlling the actuators properly. This is represented by the controller box in Figure 2. For this control, not only the desired, but also the actual motion state is necessary. Since it is not always possible to measure these variables directly, it is important to create an algorithm that calculates the necessary information based on the available sensor signals, as shown by the state estimation box. A different breakdown structure can be seen in Figure 3, where the physically separable units can be seen.

The main functions of the subsystems numbered 1-5 in Figure 1.3 are the followings: (1) is for gathering information about the vehicle. On the one hand, the driver defines the required motion through the Human-Machine Interface (HMI), and on the other hand sensors give important information about the vehicle itself. The control unit (2) has a very complicated task. Based on the available information (driver inputs, sensor signals, etc.), it calculates the desired and the actual vehicle motion, and controls the actuators in the wheel end modules to minimize the difference between them. The aim of the energy management system (3), is to provide the necessary energy flow for the movement at every

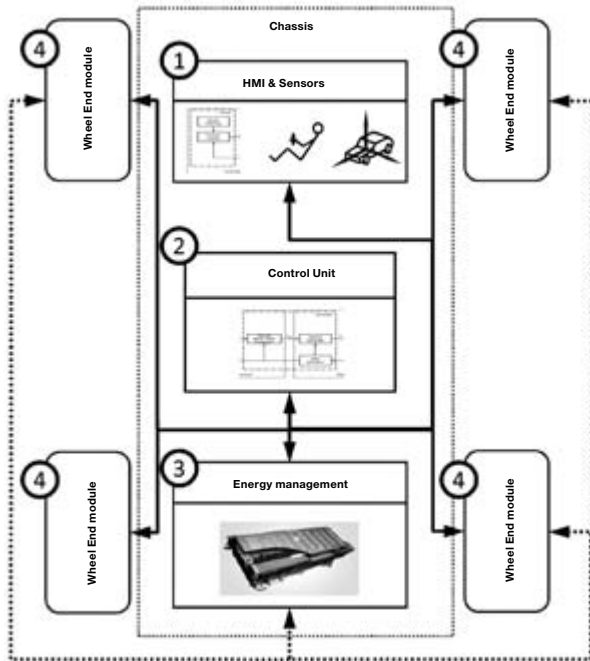
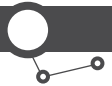


Figure 3: Subsystems of a WEC system

time. In the four corners of the vehicle, there are four wheel end modules (4). As mentioned earlier, these devices produce the necessary forces that create the desired rigid body motion of the vehicle body. In the followings, the problems in the field of WEC will be presented.

Human-Machine Interface

The human-machine interface (HMI) is where people and technology meet. This people-technology intercept can be as simple as the grip on a hand tool or as complex as the flight deck of a jumbo jet. In case of passenger cars, the most important control interfaces are the steering wheel and pedals, since the driver indicates the desired motion through these controls.

There are several problems according the HMI in a WEC system. Usually the first question is, if it is necessary to use steering and pedal layout anyway? Since there is no mechanical connection between the controlled actuators and the control devices, it is possible to use any other way for control, e.g. joysticks. There are several opinions about this question, and further investigation is necessary.

It is also an interesting question that how many control inputs should be used? The main motion of the vehicle is the in plane motion which means 3 state variables (the yaw rate, the lateral and longitudinal velocities), while with the common steering & pedals layout, the driver has only two inputs. With the usual front wheel steered vehicles, the lateral and yaw motion are coupled, so they can be controlled together with the steering, and the longitudinal motion can be controlled with the pedals. In a WEC system, defining the desired motion state variables based on these inputs is not trivial. This task is performed by the desired motion state evaluation function as shown in **Figure 2**. This algorithm is part of the control logic, so some considerations about it will be given later.

If it is supposed that the vehicle is controlled by a conventional steering & pedals layout, the other interesting topic is how to give feedback to the driver through the HMI. As mentioned earlier, there is no mechanical connection between the steered wheels

and the control interfaces in case of a WEC system. This is the reason why investigating the role of the steering torque, which is felt by the driver is so important.

Historically the aim of the first power steering applications to make the steering torque smaller was. This meant that a certain torque was added to the driver torque, and thus the steering became easier. Though this solved the problem of the too big desired driver torque, but also introduced the problem of "the steering feel", which meant that the big assist torque blurred the "feeling" of the tyre forces and gave lack of feedback to the driver. As the steering systems evolved, and more sophisticated control systems were designed, the problem of the steering feel became more critical.

One of the main questions of this topic is whether the primary control input of the driver is the steering torque or the steering angle. It's easier to answer this question in case of longitudinal acceleration, since it is known that the driver uses position control for the accelerator pedal. In case of braking, there is a difference between commercial vehicles, where the brake pedal position is the key input, and passenger cars where rather the pedal force is relevant, but it is also quite simple to decide this. In case of steering, the answer for this question is not so trivial.

In [2], a detailed analysis can be found about this topic. The experiments showed that drivers basically use position (angle) control for steering, but as they are getting used to the car, as they learning more and more about the vehicle, they are changing to force (torque) control, as it is less demanding for the muscles.

Another important role of the steering torque is that it gives information to the driver about the state of the vehicle, which helps him to control and stabilize the vehicle system. This statement is also supported by the fact that the "steering feel" (the adequate steering torque feedback) is important mostly in sport cars and race cars, where drivers often have to stabilize the car and manoeuvre at the tyre grip limit, and it is not so critical in case of commercial vehicles and comfortable passenger cars, where the drivers do not reach the limits of their vehicles. In the latter cases, the advantage of controlling the steering torque is that it makes possible to give better and faster feedback about what is happening on the tyre-road contact patch, and the appropriate steering input can be suggested to the driver.

Usually the main advantage of electric control systems is that they have faster response, and usually they can work based on measurements that are not "felt" by the driver directly (eg.: wheel speeds). On the other hand it is also a fact that the human brain can control very complex systems too if it has proper feedback information. This is shown by the fact that controlling the human body, and reproducing the humanoid motion is quite a challenging task, but every human being can perform it. In a WEC system, there are twelve possible control inputs. (steering torque, driving/braking torque and normal force, at each wheel). It is an interesting question that what would happen, if a driver were put into a vehicle, in which HMI would be installed that would make possible to control each actuator and would give proper feedback about all the necessary information (wheel slips, forces, accelerations, etc.) The learning process of the driver, and the way he controls such a vehicle could provide valuable information for the design of other WEC vehicles.

Sensors

As it was mentioned in previous sections, the proper feedback information about the vehicle state is very important, not only for the driver, but also for any kind of closed loop control. From this point of view, more and more sensors would be desired on a vehicle, while on the other hand, the necessary sensors can be very expensive. In serial production these expenses are not allowed, so there is a need for placing less sensors on the

vehicle. This motivates the very intensive research in the field of state estimation, which means that the necessary information are not measured directly, rather calculated, estimated from other, cheaper sensor signals.

The most important information are the following:

- Motion state of the vehicle: longitudinal velocity, lateral velocity (Body slip angle), yaw rate.
- Wheel forces: longitudinal, lateral, vertical.
- Vehicle parameters: mass, inertia, center of gravity (CoG) position, wheel rolling radius.
- Environment parameters: road friction coefficient, road bank angle.

In the last years, the lateral speed or body slip angle estimation was a very popular topic, since it is a very important motion state variable, that describes the in plane motion of the vehicle (together with the yaw rate), if the longitudinal speed is treated as constant. In WEC systems, the knowledge of other variables become important, too. These are basically the ones that describe the motion state of the wheels, such as the longitudinal and lateral wheel slips and wheel forces. In [3], an organized collection of side slip estimation methods is presented. The newest results show good estimation performance even near the grip limit in the nonlinear slip region too [4].

The existing methods for wheel slip measurement are very expensive. There are researches that aim to develop cheaper sensors for these measurements [5]. Although these solutions have some shortcomings that prevent using them in serial production,

but these systems can be good alternatives of the more expensive systems for test track measurements.

Depending on the chosen control method, the wheel force measurement also can be very important. In [6], an estimation method is presented for this purpose, which performs well, but based on measurements, more accurate results can be achieved. In [7], wheel load measurement is presented with the help of load sensing bearings implemented in the wheel hub.

There are also some other interesting issues that cannot be detailed in the scope of this article. Such as: necessary control methods, the mechanical construction of the wheel end unit and the questions about the onboard energy storage and power managing system of such a vehicle. These topics are in the scope of future papers.

3 CONCLUSIONS

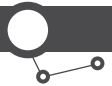
In the paper, the wheel end control concept was introduced, and interesting issues about the HMI, and sensor systems were discussed. Even based on this short work, it can be seen that there are a lot of research possibilities in this filed. Although there are papers already which are dealing with the mentioned issues, the existing solutions are not perfect, and there are still a lot of research possibilities in this filed. That's why deeper investigation in this topic is started on the Faculty of Engineering and Automation, in the Kecskemét College. ●

REFERENCES

- [1] J. Andreasson, C. Knobel, and T. Bunte, On road vehicle motion control striving towards synergy, in Proceedings of the Eighth International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC06), Taipei, Republic of China, 2006, pp. 20–24
- [2] A. Pick and D. Cole, Neuromuscular dynamics and the vehicle steering task, in The dynamics of vehicles on roads and on tracks: proceedings of the 18th IAVSD Symposium held in Kanagawa, Japan, 2003, vol. 41, pp. 182-191
- [3] G. Bari, Basics of side slip estimation, Master's thesis, BME, 2006. in Hungarian
- [4] K. Eggers, Side slip angle estimation using sliding mode observers and lateral forces, Master's thesis, TU Delft, August 2008.
- [5] V. L. Takacs T., Kalman V., Robotics, Automation and Control, ch. Optical Speed Measurement and Applications. I-Tech Education and Publishing, 2008
- [6] J. Boot, Atv control regulating a 4wd/4ws autonomous guided vehicle, Master's thesis, TU/e, 2004-2005.
- [7] E. Holweg, Load sensing and vehicle dynamics control, Annual ATC Congress, 2008.

AUTHOR DATA

Gergely Bari: Faculty of Engineering and Automation, Kecskemét College. Postal address: 6000 Kecskemét, Izsáki u. 10., Hungary.
E-mail: baigr82@gmail.com.



Active Steering Strategies of Commercial Vehicles

ZOLTÁN HANKOVSKI

PhD student
BME GJT

DR. LÁSZLÓ PALKOVICS

deputy head of department
BME GJT

ROLAND KOVÁCS

head of development team
Knorr-Bremse
Fékrendszerek Kft.

Folyton visszatérő és aktuális probléma a járművek aktív biztonságának fejlesztése [1]. Haszonjárművek esetén még nehezebb a problémák megoldása. A személygépjárművekhez képesti különbségek főként a megnövekedett tömegben és inerciában keresendők. Ugyanakkor az alacsonyabb gyártási számok olcsó megoldásokat követelnek. Ebben a tekintetben cél az olcsó megoldások keresése a magasabb kinetikus energia kezelésére.

It is a timeless and actual problem to develop the active safety of vehicles [1]. In case of commercial vehicles problems can be solved even with more difficulties. Increased mass and inertia are the fundamental differences between a usual passenger car and a truck. At the same time, the low series number requests cheap solutions. The aim is to ensure low cost solutions in this way to control increased kinetic energies.

COMMERCIAL VEHICLES

As it was mentioned, increased mass and inertia are the fundamental sources of problems. To control these physical quantities, special braking and steering systems are often needed [2]. Another problem is the varying of these masses and inertias. A 12-ton truck's empty weight is less than half of the laden weight. The measurement of these changes is not solved perfectly; the reason is partially the cost of the sensors. There are some estimation methods which are used for example by brake control logics – but the accuracy of these estimations is not high enough for an active steering system. During braking, a lot of stochastic phenomena are playing an important roll [3]. This inaccuracy requires a simple PID controller which is sometimes combined with state machines. For active steering control this way is not acceptable. The aim is hard to reach: developing a controller which is working with significantly inaccurate parameters, but the control signal is accurate and “smooth” enough.

DESIGN ENVIRONMENT

To develop the necessary active steering logic, we used simulations. Simple models built in Matlab Simulink and validated vehicle models built in SIMPACK [4]. The controller's environment was based on a real EBS (Electronic Braking System). It worked with 10ms discrete step time and the sensors, noise content was also measured. But these noises were not filtered in our controllers. The reason is that the simulated sensors contain integrated noise filters [5]. Simple Simulink models were used to compare control

strategies. These models represented several load cases. The base truck for these was an Iveco Eurocargo ML120E22P [6] – **Table 1**. In the truck's used load cases it could be seen that the empty and fully laden truck's axle loads significantly differ. It is also the case for masses and inertias. The Simulink model's basis is a bicycle model – (1) and (2) define the necessary phenomena. **Table 3** contains the used notation meanings.

$$m \cdot a_y = m \cdot \left(\frac{d\beta}{dt} + \frac{d\psi}{dt} \right) \cdot v_x = F_1 + F_2 \quad \text{where} \quad \beta \approx \frac{v_y}{v_x} \quad (1)$$

$$J \cdot \frac{d\dot{\psi}}{dt} = F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot l_2 + M \quad (2)$$

where

$$F_i = c_i \cdot \alpha_i = c_i \cdot \left(-\beta + \delta_i + (-1)^i \cdot \frac{l_i}{v_x} \cdot \dot{\psi} \right)$$

In (2), cornering stiffness is a constant. For this simple model a linearized tire model was used. In this, 90% of the tire normal force was the maximum lateral force, which was reached at 0,08rad lateral slip. Over this slip value, no further lateral force increase was taken. The developed final controller was also tested with validated tractor model. This was based on measurements of an MAN TGA tractor. Another investigation option was the tire wear conditions. A new set of truck tires costs more than 4000€, so owners use tires as long as it possible. But in case of any other happenings which cause tire grip loss, it is a requirement to ensure the highest safety. We investigated tires with 30% gripping ability.

VEHICLE STATE	MASS [KG]	COG FROM 1ST AXLE [M]		INERTIA IN COG [KGM ²]		
		X	Z	X	Y	Z
Empty	4111	-1,085	0,935	2344	14178	13527
Semi-laden	8045	-2,364	1,529	5311	30889	27271
Fully laden	11980	-2,605	1,733	6330	32631	27995

Table 1. Truck load cases

THE STRATEGIES

To figure out which control strategy is the best, five techniques were investigated:

- PID control, LQ regulation (LQR) and Neuro-Fuzzy approach
- H_∞ control
- Adaptive Reference Model (ARM)

With this list, we tried to select simple empirical strategies (PID and Neuro-Fuzzy) and some strategies optimized in theoretical ways (LQR and H_∞). The fifth strategy (ARM) is working with special solutions which are only valid for this model.

The controller's aim was to ensure the best reference yaw rate following property. In case of comparisons the control signal was equation (2)'s external control torque – M . This input is acting around the vehicle's vertical axle. Every time the design was based on a semi-laden truck's parameters, which is running with new tires. The reference yaw rate was originated from a semi-laden truck model, whose steering behaviour was neutral. We present only PID, H_∞ and ARM results, because LQR and Neuro-Fuzzy results are very similar to PID.

PID Control

The control signal was only yaw rate difference from the ideal vehicle state. For the tuning of this controller, some physical calculations were made. Redefining (2) to a steady state (yaw rate is constant), left side of (3) is given. From this with neglecting the steering angles and sideslip angle, the right side of (3) could be written. It says that the yaw rate is proportional to the external torque in a steady state case where velocity and cornering stiffness parameters are constants.

$$M = F_2 \cdot l_2 - F_1 \cdot l_1 \Rightarrow M = (c_2 \cdot l_2^2 + c_1 \cdot l_1^2) \frac{\dot{\psi}}{v_x} \quad (3)$$

So, (3) provided a proportional gain value, but that wasn't accurate enough. To reach a good reference signal following property, another integrator part was needed, and we didn't use a derivative part for this control logic. As it was mentioned increased mass (relative to passenger cars) results in lower vehicle behaviour frequencies, and the steering system has also a relative high latency. Both things show in that way, which is not requesting fast control behaviour.

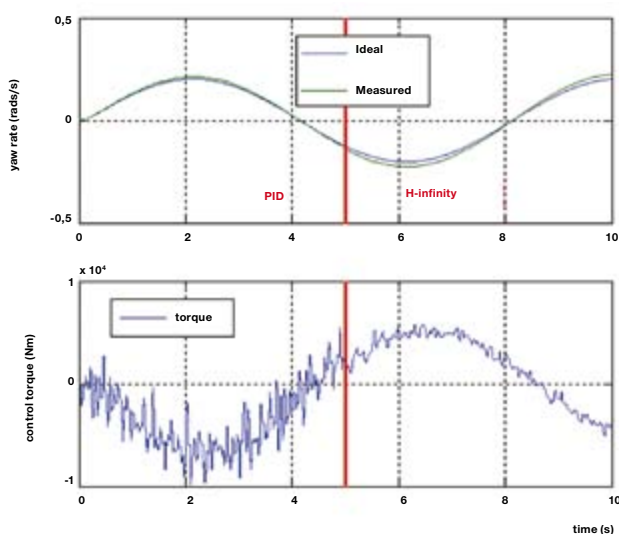


Figure 1: With PID and H_∞ strategies and ARM control signal

H_∞ control

With this method, another approach could be used for the controller design: the aim is to hold the measured outputs below a predefined limit [7]. For this also predefined inputs are the excitations, whose amplitudes are defined, but the

GRIPPING COEFFICIENT		LOAD CASE		
Front	Rear	Empty	Semi laden	Fully laden
1,0	1,0	0,6249	0,6050	0,7015
0,3	1,0	0,6099	0,6025	0,6012
1,0	0,3	0,7225	0,6395	0,9912
0,1	0,1	0,6290	0,6132	0,6106

Table 2: H_∞ norms with several tires

carrying frequencies could be theoretically anything from 0 to infinite. The highest singular value of the closed loop system (the controlled system with the controller) will be the H_∞ norm [8]. If it's less than 1, the system is defined as robust. We investigated the number of internal states of the resulted controller (because this method results in a full state space controller): Matlab's hinfsvn command and HIFOO [9] were used. With hinfsvn, a full order controller could be computed. With HIFOO, the order of the controller could be given by the user, or the software searches the lowest order robust controller. In our case (steered wheel angle is the noise input; external torque is the control input; lateral acceleration, yaw rate and control torque are the measured outputs; lateral acceleration and yaw rate are the controller inputs), the HIFOO algorithm found zero order controllers as lowest order controllers (the third order is the full order for this state space realization). But without internal state variable, the control signal wasn't smoother than in the previous cases. With 1, 2 or 3 controller states, the control signal noise ratio could be decreased. The lowest H_∞ norm was reached by the 1st order controllers. As it was mentioned, we also investigated the worn tire effects with 30% gripping ability. Our final H_∞ controller performs in every case less than 1 as H_∞ norm. The conclusion was that the "stronger" controllers were not enough robust in case of worn rear tires – **Table 2**. As it can be seen, the mentioned case is the most dangerous.

Adaptive Reference Model

It is common in the previous control techniques that in every case the control signal is resulted by some difference between the actual and ideal vehicle states, so there is a negative feedback from the controlled signal to the control signal. The control signal decreases the difference between the ideal and actual states, which decreases the control signal's amplitude. This phenomenon results in that good reference signal following property could be achieved only with an integrator part. Our aim was to separate the controller's input signals from the control signal's effect – to reach a control loop without a feedback from the controlled signals to the control signal. As it was mentioned, the cornering stiffness parameters in (2) are constants. In the linear zone of the vehicle's behaviour, they are in reality also approximately constants (which depend on the average road friction only in this case, if the wheel forces are summarized in each axle). With the defined bicycle model ((1) and (2)) equations, it is easy to estimate the cornering stiffness parameters. For this, the bicycle model's axle sideslip angles have to be estimated – it is possible with using a state estimator. So there are two vehicle trajectories: the first one is resulted by

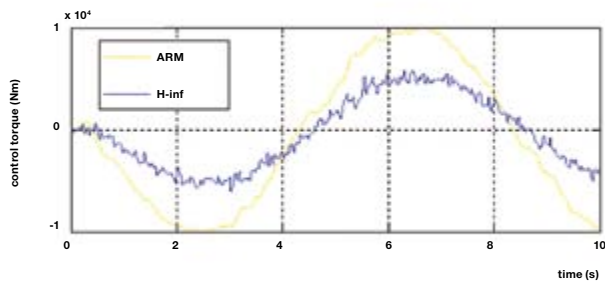
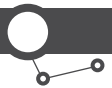


Figure 2: Comparison of H_{∞} and ARM control signal

the classical reference model. The second one is resulted by the adaptive reference model. Both are independent from the vehicle's actual state (controlled or not). With the difference of these reference models' resulted outputs (4), the necessary control torque could be easily calculated.

$$M = \frac{c_1 \cdot l_1 + c_2 \cdot l_2}{2} \cdot (l_1 + l_2) \cdot \frac{\Delta \dot{\psi}}{v_x} \quad \text{where} \quad \Delta \dot{\psi} = \dot{\psi}^{\text{ideal}} - \dot{\psi}^{\text{ARM}} \quad (4)$$

Comparison of results

For the representation of the control techniques, a laden simple vehicle model is chosen, which is light oversteered. As it was mentioned, only the H_{∞} strategy has an integrated integrator part – the controller's internal state. This property results in much smoother control signal, **Figure 1** proves this. It could be also seen, that the H_{∞} strategy resulted in weaker reference signal following property. LQR and Neuro-Fuzzy results aren't represented here, because they are very similar to PID results. **Figure 2** shows the comparison of the H_{∞} and ARM control signal. The ARM control results in stronger control signal (and better reference following, which is not presented because it is also very similar to the PID case), and what is more, the control torque is smoother and has smaller phase latency – probably this control strategy lets the driver feel more direct reaction.

In **Figure 3's** left the mentioned validated MAN TGA, the tractor's uncontrolled state could be seen. There are three signals: ideal, which is resulted by a classical reference model; original, which is estimated by the ARM; measured, which is the vehicle's measured state. Our aim is to move the measured state from the

original to the ideal, and at the same time, the estimated ideal and original states should be the same. The result is shown by the right of Figure 3 – the control is done with active front wheel steering. As it can be seen, the reference models both estimated states stayed the same, and the vehicle state moved to the ideal state.

CONCLUSIONS

Our aim was to find the best control logic for an active steering control. The logic has to work in case of low frequency excitations – in the high-frequency range braking, units start to work, which does not allow the steering unit's accurate control. In these cases, PID controls with state machines are the best choices.

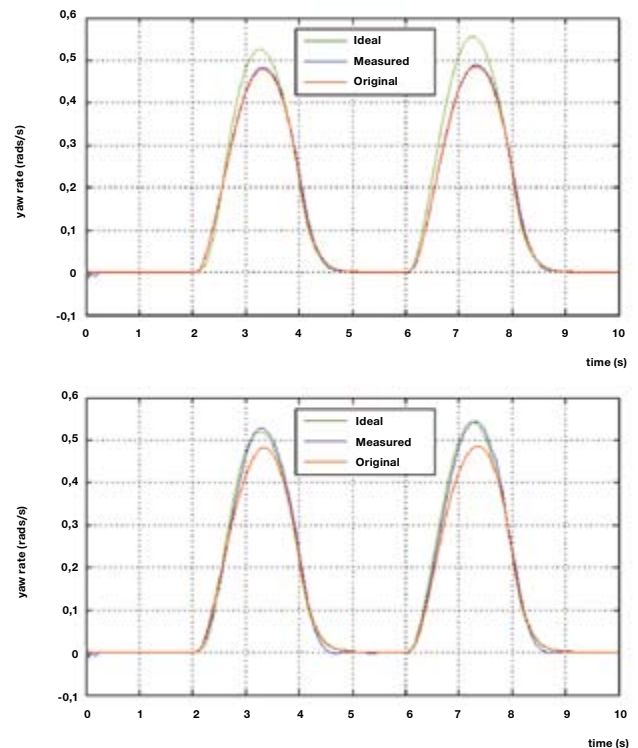


Figure 3: MAN TGA's uncontrolled and ARM active steering controlled states

Appendix

MARK	MEANING	UNIT
δl	first steered wheel angle	rad
β	vehicle sideslip angle	rad
ψ	yaw angle	rad
t	time	s
l_i	axle distance from COG	m
if $i=1$	front axle	w/o unit
if $i=2$	rear axle	w/o unit
M	external control torque	Nm
m	vehicle mass	kg
a_y	lateral acceleration	m/s ²

Table 3: The used notations

MARK	MEANING	UNIT
F_i	axle lateral force	Nm
v_x	longitudinal vehicle velocity	m/s
v_y	lateral vehicle velocity	m/s
J	vertical vehicle inertia	kgm ²
c_i	axle cornering stiffness	N/rad
α_i	axle sideslip angle	rad
$\Delta \dot{\psi}/dt$	yaw rate difference	rad/s
$\Delta \dot{\psi}_{\text{ideal}}/dt$	ideal yaw rate	rad/s
$\Delta \dot{\psi}_{\text{ARM}}/dt$	ARM's estimated yaw rate	rad/s
$\Delta \delta_l$	additive active steering angle	rad

We compared several techniques with simulation models, but real measurements are needed later. PID, LQR and Neuro-Fuzzy use direct feedback from the controller signal to the control signal – often a simple proportional gain is calculated (even if the gain's actual value is a lookup table). These techniques result in high control signal noise ratio, which is not allowed in an active steering system. The H_∞ technique contains internal controller states; it is very useful to decrease the control signal's noise ratio. Another method is used in case of ARM. The developed controller's efficiency was high enough in the investigated cases. Further

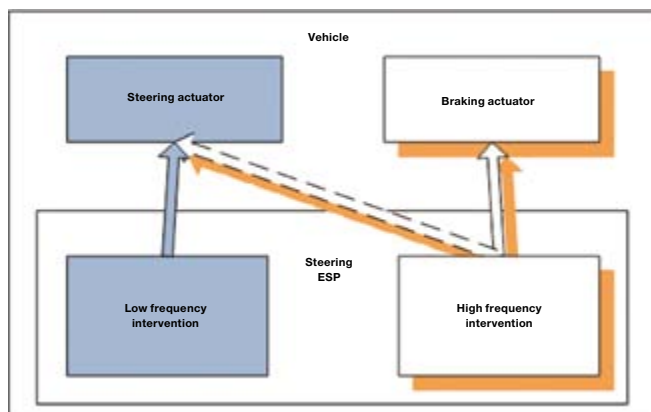


Figure 4

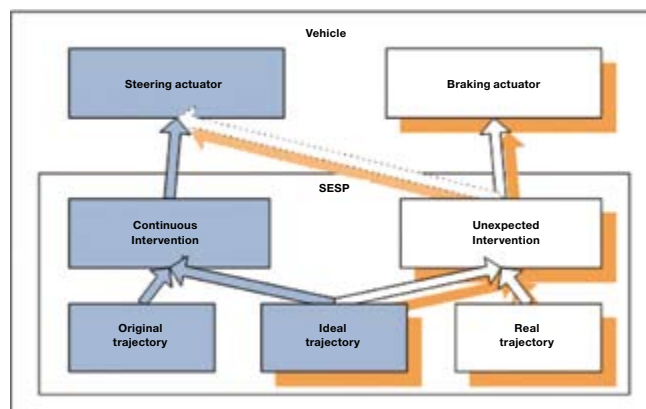


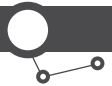
Figure 5

tests and investigations are needed to figure out how useful and stable this solution is.

In the future, active steering control will be hopefully available also in case of commercial vehicles. Probably, the first series of commercial vehicles active steering systems will control only the rear steered axle, if it's integrated – this solution is already in use, but the used logics don't control the vehicle stability. The efficiency of this control option is high enough to test several solutions. With the developed ARM, an active servo engine control could be also created, which could teach the driver where the vehicle's actual limits are. ●

REFERENCES

- [1] E. K. Lieberman, K. Meder, J. Schuch, G. Nenninger: Safety and Performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control (ESP), 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, June 6-9, 2005, Washington D.C.
- [2] Knorr-Bremse GmbH Systeme für Nutzfahrzeuge, Product Documentation Site, <http://www.knorr-bremsecvs.com/en-gb/documentation/Pages/Documentation.aspx>
- [3] Hans B. Pacejka: Tyre and Vehicle Dynamics Second Edition, ISBN-10: 0-7506-6918-7, Chapter 1.2.
- [4] SIMPACK AG, SIMPACK Multi-Body Simulation Software, <http://www.simpack.de>
- [5] Robert Bosch GmbH, Automotive Sensors – The Bosch Yellow Jackets, 2002, ISBN-13: 978-0-8376-1087-0
- [6] Iveco ML120E22P technical data sheet, http://web.iveco.com/uk/collections/technical_sheets/Documents/eurocargo/Eurocargo-120/120E22_truck.pdf
- [7] Kemin Zhou, John C. Doyle, Keith Glover: Robust and Optimal Control, Cloth, 1996, ISBN 0-13-456567-3
- [8] Bruce A. Francis: A Course in H_∞ Control Theory, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1987, ISBN 3-540-17069-3
- [9] S. Gumussoy, D. Henrion, M. Millstone and M.L. Overton, Multiobjective Robust Control with HIFOO 2.0, Proceedings of the IFAC Symposium on Robust Control Design, Haifa, Israel, 2009



Oldalkúszásbecslés haszonjárművekre

HANKOVSKZI ZOLTÁN

PhD-hallgató
BME GJT

KOVÁCS ROLAND

fejlesztési csoportvezető
Knorr-Bremse Fékrendszerek Kft.

DR. PALKOVICS LÁSZLÓ

tanszékvezető-helyettes
BME GJT

Az aktív biztonság további növelésének érdekében fejlett jármű-állapotbecslési algoritmusok szükségesek, többek között azért is, hogy minél pontosabb képet lehessen alkotni a jármű aktuális képességeiről. Az egyik legfontosabb becslendő paraméter a jármű oldalkúszási szöge.

To reach further active safety improvement advanced vehicle state estimation methods are necessary, among others to win a more accurate shape about the vehicle's actual capabilities. One of the most important parameters, what should be estimated, is the vehicle's sideslip angle.

OLDALKÚSZÁSI SZÖG

Fizikai jelentés és hétköznapi szerep

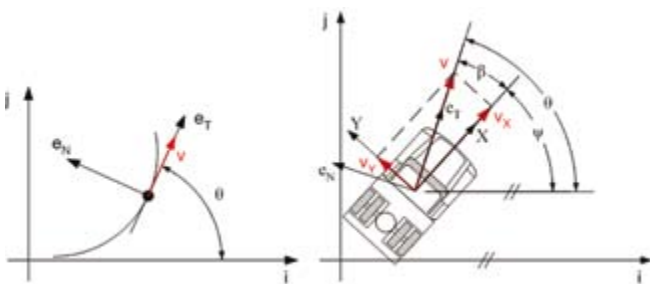
Az oldalkúszási szög szerepének megértéséhez az alapvető dinamikai összefüggésekhez kell visszanyúlnunk [1]. Az **1. ábra**, valamint (1), (2) és (3) az ábra bal oldalára felírt síkban mozgó, de elfordulni képes pontszerű test esetére mutatják annak gyorsulását. Eszerint a testre ható erők eredője által okozott „a” gyorsulásnak két tagja van: egy hossz- és egy keresztirányú. Előbbi a „dv/dt” sebességváltozással, utóbbi pedig a „v” sebességgel és annak „dθ/dt” irányváltozásával arányos. Természetesen ezen összefüggések teljes mértékben ekvivalensek a más módon levezetett mechanikai képletekkel. Az ábra jobb oldalára tekintve ugyanezen helyzetet egy járműre felvázolva tekinthetjük meg. Míg a bal oldali esetben a pontszerű testnek nem volt irányultsága, addig ebben az esetben már rendelkezik a jármű – mint kiterjedt test – irányultsággal. És ezen irányultság nem feltétlen esik egybe a test mozgási sebességének irányultságával. A két irány közötti „β” szögekülönbség az, amit oldalkúszásnak nevezünk.

$$\underline{a} = \frac{dv}{dt} \cdot \underline{e}_T + v \cdot \frac{d\underline{e}_T}{dt} \quad \text{ahol} \quad \underline{v} = |\underline{v}| \cdot \underline{e}_T = v \cdot \underline{e}_T$$

$$\underline{e}_T = \underline{i} \cdot \cos(\theta) + \underline{j} \cdot \sin(\theta) \quad (1)$$

$$\frac{d\underline{e}_T}{dt} = -\frac{d\theta}{dt} \cdot \underline{i} \cdot \sin(\theta) + \frac{d\theta}{dt} \cdot \underline{j} \cdot \cos(\theta) = \frac{d\theta}{dt} \cdot \underline{e}_N \quad (2)$$

$$\underline{a} = \frac{dv}{dt} \cdot \underline{e}_T + v \cdot \frac{d\theta}{dt} \cdot \underline{e}_N \quad (3)$$



1. ábra: pontszerű test és járműdinamika



2. ábra: abroncsdeformáció

Továbblepve, az oldalkúszási szög kialakulásához természetesen valamilyen oldalkúszási szögsebességen keresztül jutunk el. Ahhoz, hogy egy jármű egy adott köríven haladjon, a sebességvektorának irányváltoztatása szükséges, hogy a körívnek és a sebesség nagyságának megfelelő mértékű legyen. Ez az irányváltozás az ábra jobb oldala szerint a „β” oldalkúszási szög és a „ψ” legyezési szög együttesének változásából adódik. A ma használatos járművekbe szerelt menetdinamikai mérőrendszerek giroszkópja e két komponens közül a legyezési szögsebesség mérésére alkalmas csupán, mivel az a járműhöz van rögzítve, és nem képes a tényleges sebességvektor irányának megfelelő érzékelésre. Hasonló módon az oldalkúszási szög közvetlen mérése sem megoldott nagyszériás gyártás esetén, így ezeket ismeretlenként kezelve és sok esetben figyelmen kívül hagyva működik a jelenleg használatos menetdinamikai stabilizálórendszerek jó része. Eme elhagyások azonban nem eredményeznek olyan rossz hatásfokot, mint ahogy az hangzik. Ugyanis míg kvázi-statisztikus állapotok esetén a legyezési szögsebesség haszonjárművek esetén is elérhet könnyűszerrel 0,4 rad/s értéknél is magasabbat, az oldalkúszási sebesség változása zérus. Tranziens folyamatok esetén sem kell jelentős oldalkúszási szögsebességgel számolni, ugyanis stabil esetekben közepes vagy annál nagyobb sebességeknél hozzávetőleg 0,04 rad alatt marad igen jó eséllyel az oldalkúszási szög értéke.

A becslés előnye

Mindezek alapján felmerül a kérdés eme szög ismeretének hasznosságát illetően. Négy pontot lehet a becslés mellett felhozni:

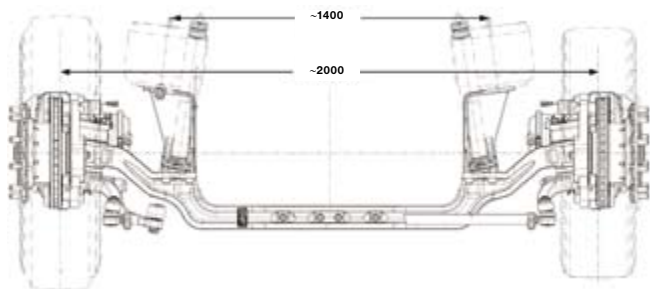
- Vannak olyan esetek, amikor a legyezési szögsebesség ideálistól való eltérése túrésen belüli (jellemzően közepesen alacsony tapadású felületen), ugyanakkor e csekély eltérés a jármű oldalkúszási szögsebességében jelentkezik, és így a jármű viszonylag rövid idő alatt kontrollálhatatlan mértékű oldalkúszásra tesz szert. Tapasztalatok alapján egy átlagos vezető 2° ($\sim 0,035$ rad) feletti oldalkúszás jelentkezése esetén már nem képes a járművet kontrollálni – természetesen ez nem igaz igen alacsony sebességű manőverezésekre, melyek esetén az Ackermann-geometria még hatékonyan érvényesül.
- Csupán legyezési szögsebesség alapú stabilizálás esetén túl korainak érződik egy-egy menetstabilizáló általi beavatkozás. Ilyenkor bár a kormányzó és a sebesség alapján elvárt legyezési szögsebesség nem megfelelő, mégis a vezetők az alacsony oldalkúszás miatt még kezelni képesek a járművet.
- Az oldalkúszás ismerete esetén, csupán arra alapozva a szabályozást szükségtelenné válik minden egyes járműtípushoz külön referenciamodell készítése és hangolása. Ez jelentős költségmegtakarításhoz vezethet.
- Ezen felül megfelelő becslő esetén az alkalmazkodik a jármű különféle terhelési állapotaihoz és tapadási viszonyaihoz (melyeket a gumibroncsok típusa vagy a levegőnyomás is befolyásolhat az útfelület minőségén túl), és nem egy előre beállított állapot szerinti viselkedéshez igyekszik a jármű mozgásállapotát igazítani. Az alkalmazkodás feltétele az abroncsok oldalirányú tapadásának becslése is, ennek felhasználásával pedig további lehetőségek nyílnak meg a menetdinamikai szabályozás területén – például nagy pontosságú aktív kormányzást végző logika készíthető, de egy adaptív referenciamodell is könnyedén megvalósítható, mely a jármű terheléséhez és a tapadási körülményekhez igazított semleges kormányzást biztosít mindig.

OLDALKÚSZÁSI SZÖG BECSLÉSE

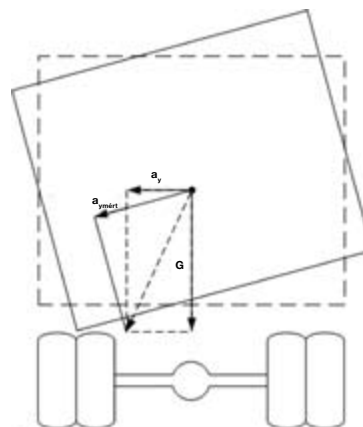
Problémák haszonjárművek esetén

Szakirodalomban már számos módszer került publikálásra ebben a témában: Lyapunov stabilitási kritériumok [2], tapadásbecslés és tapasztalat alapú kerékmodell [3], pszeudointegrátor [4], különféle megfigyelők [5] [6], kiterjesztett Kálmán-szűrő [7] és neurális hálózatok [8] segítségével történtek módszerkidolgozások. Mindezek közül a legígéretesebb talán a holland TNO intézet módszere, melyhez hasonlót már szériában alkalmaz a Bosch is [9].

Haszonjárművek esetén e módszerek közös alappillére jelentősen meggyengül: a jármű működése során annak terhelési állapota rendkívül széles skálán mozog. Egy tehergépjármű terheletlen súlyának kétszeresét is felveheti rakomány gyanánt.



3. ábra: átlagos haszonjármű-nyomtáv és rugótáv



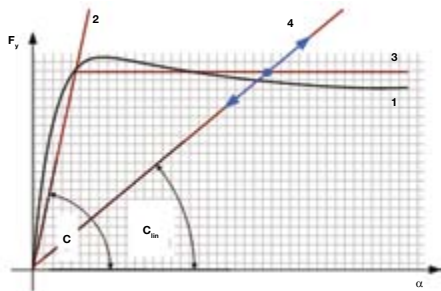
4. ábra: a gravitáció hatása az oldaldőlés mérésére

Személygépjárművek esetén az öntömeg körülbelül 40%-a a jármű teherbírása. További speciális probléma, hogy e tág tartományban mozgó terhelés akár menet közben is változhat jelentősen – egyszerű példa erre egy locsolóautó, vagy azok a városi áruterítő járművek, melyeket gyújtáslevétel nélkül is pakolhatnak igen rövid idő alatt a minél gyorsabb haladás érdekében. Mindezekben felül tengelypár esetén lehet probléma az, hogy az aktuális terhelésmegoszlás nem ismert pontosan.

A gumibroncsokat tekintve szintén haszonjárműves specialitás az igen magas oldalfal: személygépkocsi esetén a futófelület arányában körülbelül 50–60% a tipikus abroncs-oldalmagasság – és minél szélesebb az abroncs, ez annál inkább lecsökken. Haszonjárművek esetén gyakori abroncsméret például a 315/80 R22,5 vagy szuper széles abroncs esetén a 445/55 R22,5. Mindegyiknél körülbelül 250 mm az abroncs oldalmagassága, személyautóknál ez az érték a legkomfortosabb változatok esetén sem haladja meg a körülbelül 110 mm-t. A 2. ábra egy 205/75 R17,5 jelű abroncsra mutatja a deformáció következtében az abroncsra megjelent kopások nyomait – Ikarus 405 típusú midibusszal történt tesztelés után. Mint látható, az oldalfelület jelentős része érintkezett az aszfalttal, ugyanakkor a busszal elért oldalgyorsulások alig haladták meg a $0,4G$ -t – személygépjárművek esetén ez akár $0,8$ – $1,0G$ is lehet, extrém esetekben e föltt is. A jelentős abroncsdeformáció jelentős nemlinearitást eredményez azok jellegében, ez pedig sok egyszerűsített modellt tesz nagymértékben pontatlanná.

Hátránya a haszonjárműveknek az igen magas súlypont is, illetve a futóműgeometria. Utóbbit illetően egy átlagos haszonjármű körülbelül 2 m-es nyomtávjához hozzávetőleg 1,4 m rugótáv tartozik (3. ábra), ami nagymértékben növeli az oldaldőlés mértékét – a rugótávolság kismértékű növelése változatlan paraméterek mellett jelentős laterális stabilitásnövekedéshez vezetne, azonban ez az abroncsok és a rugó fizikai méretei miatt korlátozottan lehetséges.

A jelentős oldaldőlés számottevő mérési hibához vezet (4. ábra). Ugyanis a menetdinamikai mérőrendszerek a járművázon, a becsült tipikus súlypontokhoz minél közelebb kapnak helyet. Ennek eredményeképp a szenzor együtt mozdul a járművázzal. Körülbelül 4 m/s^2 az oldalgyorsulásnak azon mértéke, mely alatt jó eséllyel még nem lép fel borulásveszély egy haszonjárműnél (a súlypont tipikus magassága 1–1,5 m). Azonban ilyen mértékű oldalgyorsulás esetén már akár jóval 10° feletti oldaldőlés is felléphet, amely esetén a gravitációs gyorsulás 20%-a is beleszámíthat az oldalgyorsulás-szenzor mérési eredményébe, vagyis a mérési hiba 50%-os! Legyezési szögsebességet tekintve az említett oldaldőlés csupán 3%-os mérési hibát okoz, mivel itt nem jelenik meg egyéb a mérést jelentősen befolyásoló komponens hatása.



5. ábra: oldalirányú abroncskarakterisztikák

Mindezeket összefoglalva az igények egy hasznójárműves oldalkúszásbecslővel szemben:

- Érzéketlenség a becsült tömeg és a vertikális inercia pontatlanságára. Sok esetben a járművek menet közbeni tömegbecslése ugyanis pontatlan lehet, mivel nem mindig állnak rendelkezésre ideális körülmények a becsléshez. Lehetőség szerint a jármű-tömegtől akár független becslési módszer kidolgozása is cél.
- Nemlineáris kerékmodell vagy ennek megfelelő hatású abroncstapadás-számítás használata.
- Oldalgyorsulás mérési pontatlanságára robusztus viselkedés, multiplikatív hibát feltételezve – additív hibáktól jelenleg tekintünk el, ezek az útdőlésből adódnak és plauzibilitási tesztekkel kiszűrhetőek a jelenlegi rendszerekben is.
- Akár 40° feletti kormányzott kerékszög esetén is megfelelő működés – hasznójárművek esetén gyakori a maximális el-kormányzási szög ilyen nagy mértéke.
- További feltétel, melyet biztosítani kívánunk a minél effektívebb működés érdekében:
- Adhézió és keréktapadás implicit kezelése. Ezen értékeket belső változóként kell a rendszernek kezelnie, valamint fel kell ismerni a tapadásvesztés esetét.
- Mindezt fáziskésés és oszcilláció nélkül kell a becslőnek végzenie.

Az abroncsmodell

A fentebb említett TNO-intézet által használt kiterjesztett Kálmán-szűrőnek három alapelve van:

- Visszacsatolás az előző lépésből becsült mérhető paraméterek tényleges és becsült értéke közti különbségei alapján.
- Linearitás/linearizálás a rendszer aktuális állapota körül nemlineáris rendszerek esetén is.
- Korrelációs mátrixok használata a zajokat illetően.

Ezen alapelvek közül az utolsó használata szándékosan mellőzésre került a végleges megoldásban. A cél ezzel az volt, hogy a mérési zajok elkülönítését figyelmen kívül hagyva a bizonytalanságok egy széles skáláját le tudja kezelni a becslő. Az első két alapelv kombinálva került használatra: az abroncskarakterisztika egy lokális linearizálás segítségével vesz részt a visszacsatolási mechanizmus biztosításában – lásd később.

Az „ α ” gumiabroncs-oldalkúszás – „ F_y ” oldalerő-összefüggés valós jellege nem lineáris még konstans jellemzők esetén sem, ahogy az **5. ábrán** látható. Ezen felül a főbb befolyásoló tényezők a terhelőerő, az abroncsnyomás, az abroncshőmérséklet, a tapadási viszonyok és a hosszirányú szlip. Az ábra 1. számú görbéje egy valós jelet mutat. Ebből születik lineáris modellekhez sokszor a kezdeti felfutáshoz illesztett 2. számú egyenes, mely kis szögek esetén jól közelíti a valóságot, ám a létrejött abroncs-erő gumiabroncs-oldalkúszástól való egyszerű „ c ” lineáris függése miatt nincs limitálva, ezért nagy szögek esetén a modell nem reális. A 3. számú görbe egy felső maximum bevezetésével születik a 2. számúból. Ez lineáris modelleknél is alkalmazva már nagymértékben javítja azok minőség-

gét nagyobb gumiabroncs-oldalkúszási szögek esetén. Azonban becslő esetén felmerül a kérdés, hogy hol történjen a maximum meghúzása: a maximált szakaszon mozogva az adott nagyságú létrejött abroncs-erő a gumiabroncs-oldalkúszás változásának hatására nem változik már, így a becslő érzéketlenné válhat. Továbbá a valóságban a jármű áttérhelődése miatti nagyobb függőleges irányú abroncs-terhelés nagyobb oldalerőt is eredményezhet, és bár a stacionárius abroncskarakterisztika alapján az oldalerő nem nőne, a megnövekedett terhelőerő mégis nagyobb oldalerőt eredményez. Ennek orvoslására becslést lenne szükséges végezni az abroncsok dinamikus terhelésére is, vagy a 4. számú görbével „ clin ” lokális linearizálást végzünk. Ebben az esetben, ahogy az **5. ábrán** is látható, teljesen eltér a becslő által használt oldalirányú abroncskarakterisztika a valóstól, azonban a késsel jelölt pont közelében mozgó abroncsállapot jobban követi a jármű állapotváltozását. Ez lokális linearizálást jelent a Kálmán-szűrőhöz hasonlóan.

A fenti eljárás oly módon került alkalmazásra a becslőben, hogy minden lépésben egymást követve kerül becslésre a jármű oldalkúszása az előző lépésbeli oldalirányú abroncskarakterisztikából, majd ebből az abroncsok oldalkúszásának számításával az abroncsok oldalirányú karakterisztikája – vagyis a „ clin ” lineáris együttható – kerül frissítésre. Ezek egymásra hatása a következőkben bemutatott módon biztosított.

A becslő felépítése

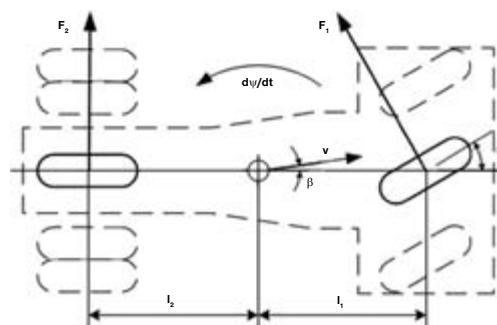
Menetdinamikai stabilizáláshoz használt algoritmusok gyakori alapja az ún. biciklimodell. Ez leegyszerűsíti a tengelyeket egy-egy darab kerékre, alapösszefüggései az oldalgyorsulásra (4) és a legyezési szöggyorsulásra (5) épülnek. Lényeges eleme a kerékerőket létrehozó alapelv (6), mely a linearizált oldalirányú abroncskarakterisztikára és becsült abroncs-oldalkúszási szögekre épül. Ezen egyenletek jelen esetben szögfüggvények felhasználása nélkül kerülnek ismertetésre az egyszerűség kedvéért. A lokális linearizálás egyébiránt képes a szögfüggvények hiánya okozta trigonometrikus hiba kompenzálására is sok esetben. (**6. ábra**)

$$a_y \cdot m = F_1 + F_2 \quad \text{ahol} \quad a_y \approx v \cdot \left(\frac{d\psi}{dt} + \frac{d\beta}{dt} \right) \quad (4)$$

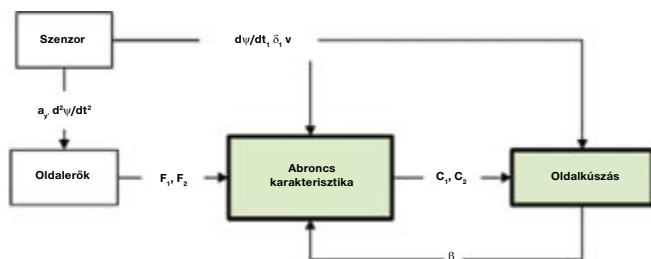
$$\frac{d^2\psi}{dt^2} \cdot I_z = F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot l_2 \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_1 \cdot c_1 \\ \alpha_2 \cdot c_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(-\beta - \frac{l_1}{v_x} \cdot \frac{d\psi}{dt} + \delta_1 \right) \cdot c_1 \\ \left(-\beta + \frac{l_2}{v_x} \cdot \frac{d\psi}{dt} \right) \cdot c_2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Maga a becslő működésének számítási részei (4), (5) és (6) szerint alakulnak. Azonban a **7. ábrán** zölddel jelölt „Abroncskarakterisztika” és „Oldalkúszás” blokkba további plauzibilitási fo-



6. ábra: kéttengelyes biciklimodell

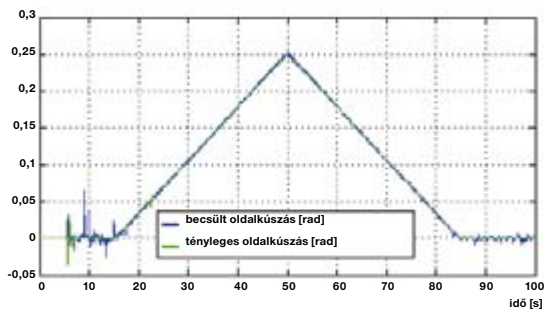


7. ábra: becslési folyamatábra

lyamatok vannak beépítve – javarészt ezek biztosítják a megfelelő működést, ugyanis sok esetben az „Abronskarakterisztika” és az „Oldalkúszásbecslő” blokkok egymásra hatása instabil munkapontokat eredményez. E feltételek többek közt ellenőrzik a kalkulált oldalirányú karakterisztikák mértékét, és szaturálják azokat. Szintén szaturálva van az oldalkúszás számított értéke is minden becslési lépés után az abroncskarakterisztikák alapján.

Mivel a becslés során (4), (5) és (6) zárt rendszerét használja a becslő folyamatosan, és (4) és (5) alapján az „ m ” járműtömeg és az „ I_z ” vertikális inercia is multiplikatívan szerepel az egyenletek bal oldalán, így azok abszolút értéke a becslés során nem, csupán egymáshoz viszonyított arányuk lényeges. Ezen arány hatása a becslés végkimenetelére a tapasztalataink alapján nem jelentős.

Hasonló módon az oldalgyorsulás multiplikatív hibája is a (4) bal oldalán jelentkező szorzatként fogható fel. Ez a tömeg és inercia viszony analógiáján tovább lépve szintén nem zavarja meg jelentős mértékben a becslőt, sőt tapasztalatok alapján a pontos mért oldalgyorsulás-érték esetenként rosszabb becslést eredményez, mint a korrigálatlan érték. Ez valószínűleg a legyezési szöggyorsulás zajos (bár szűrt) jeléből adódó pontatlanságok elnyomásából eredhet az „Oldalerők” blokk keretein belül, főleg kismértékű oldalirányú járműdinamika esetén.



8. ábra: alacsony sebességű spirál

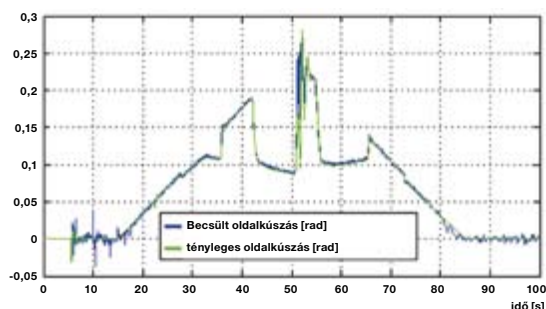
Az „Oldalkúszás” blokk által számított járműoldalkúszás derivált értékének egynél nagyobb súllyal történő figyelembevétele sikeresen felgyorsíthatja az iterációs folyamatokat a tapasztalatok alapján. Statikus értékeket kismértékben zajosabban, de összességében pontosabban képes tartani a becslő, dinamikus folyamatok esetén pedig akár még elősietés is elérhető a tényleges jelenséghez képest, igaz ezt esetenként ezzel arányos túllendülés követheti.

A becslő működése

A fentebb említetteknek megfelelően szimulációs méréseket végeztünk az algoritmus kifejlesztésekor és tesztelésekor. Ezen szimulációink során szenzorajókat is alkalmaztunk [10]. A kapott eredményeket a közeljövőben optikai oldalkúszásméréssel kívánjuk validálni. A szimulációhoz használt modell egy validált MAN TGA típusú nyerges vontató, mely komplex hajtáslánccal is rendelkezik a szimulációs környezetben.

A **8. ábra** egy 4 m/s sebesség mellett készült teszt eredményeit mutatja. A maximális kerékelkormányzási szög 35° volt. Ez egy statikus jellegű, a lineáris szögtartományból kilépő manőver, melynek során az alacsony sebesség ellenére közel 7 m/s^2 oldalgyorsulás és $0,9 \text{ rad/s}$ szögsebességet ért el a jármű (melyben az is közrejátszott, hogy terheletlen volt, így nem lépett fel már kisebb gyorsulásoknál borulásveszély a súlypont magassága miatt).

A **9. ábra** egy hasonló situációt mutat azzal a különbséggel, hogy itt egy alacsony tapadású zónába fut bele a jármű, melyben a súrlódási együttható $0,7$ -ről $0,2$ -re csökken. A becslőnek két fontos szerepben kellett bizonyítania: fel kellett ismernie a jeges felületre való ráhajtást és az arról való kihajtást. Ezek több alkalommal is lezajlottak, mint ahogy látható, és a becslő minden alkalommal követte a változásokat.



9. ábra: alacsony sebességű spirál jégre futással

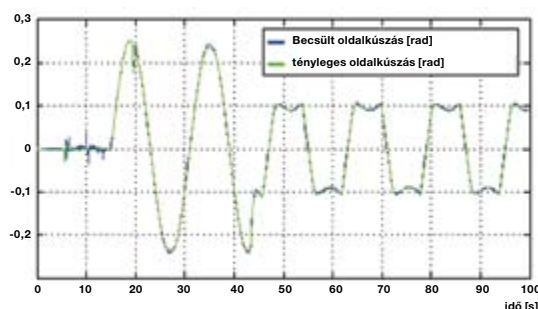
A **10. ábra** a 9. ábrán vázolt teszt körülményeit örökölte, azonban itt a zónába csak egyszer történik behajtás, utána pedig végig ott halad a jármű. Amint látható, ennél a tesztnél is alacsony és magas tapadású esetekre is megfelelően működik az algoritmus.

A **11. ábra** szintén egy alacsony tapadású zónába való behajtást mutat szinuszos kormányzással, ám itt már nagyobb sebesség – 50 km/h – mellett zajlik a becslés. Látható, hogy az alacsony tapadás és a nagyobb sebesség mellett már nem képes jelentős oldalkúszás kialakulni. A 28. másodperctől egy erőteljes megcsúszás zajlik le, melyet a logika nemcsak felismer, hanem kismértékben előre is siet a megcsúszáskor – ennek egyúttjárója, hogy a 37. másodpercben kissé túllendül a becslő állapot a ténylegesen. Hangolással egy kívánt egyensúly beállítható a két jelenség között.

OLDALKÚSZÁS FELHASZNÁLÁSA

Aktív kormányzás és további funkciók

A hagyományos fékalapú ESP-beavatkozás támogatásán felül az oldalkúszás becslése további lehetőséget biztosít számunkra, hogy fejlesszük a menetdinamikai rendszereket: az első tengely abroncsainak oldalirányú karakterisztikáját aktuálisan ismerve



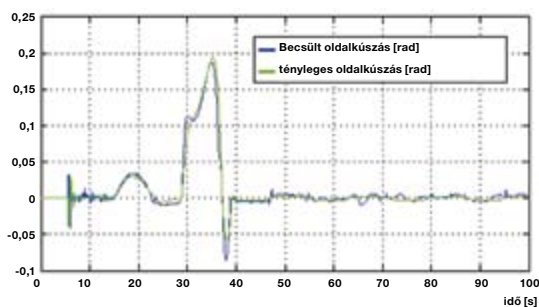
10. ábra: alacsony sebességű szinuszhullám

megállapíthatók például határ kormányzások adott sebesség és járműállapot mellett, ha definiálunk maximális oldalgyorsulást vagy oldalkúszási szöget. A 12. ábra egy ilyen szituációt mutat: gyorsítást lassítás követ, és közben konstans 0,1 rad a vezető által kívánt kormányzott kerékszög. A legalsó grafikontól látható, hogy az aktív kormányzással módosítva mi lett a megvalósult kormányzóg, ennek eredménye pedig, hogy a beállított 4 m/s^2 oldalgyorsulás és 0,035 rad oldalkúszási limitek nem kerültek túllépésre.

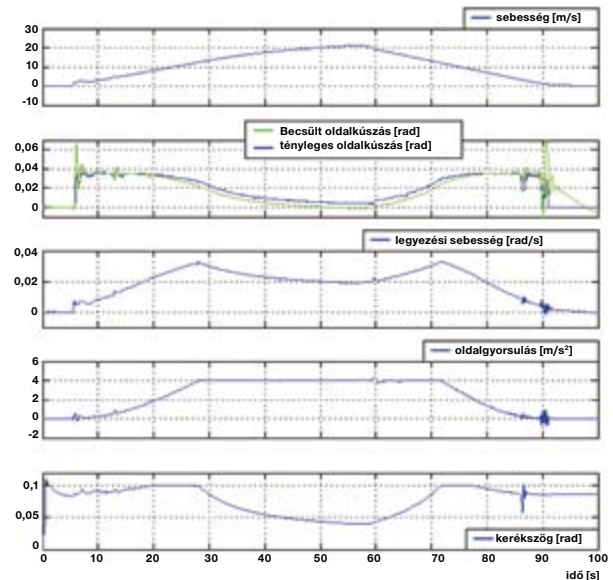
Hasonló módon maximális sebesség megállapítására is képes lehet a rendszer adott járműállapot és kormányzóg mellett (az oldalgyorsulás és oldalkúszás biztosítására), ez a jelenleg is meglévő motornyomatékon keresztül járműsebességet kontrolláló ESP-funkció támogatására lehet alkalmas.

A kormánygeometria ismeretét is figyelembe véve megállapítható az előzők analógiájára maximális kormánynyomaték is, és ennek tükrében a kormány szervó szabályozásával tanítható a járművezető a jármű aktuális hatáira – egy elkormányzás függvényében gyengülő rásegítés figyelmeztető jel lehet a vezető számára, hogy veszélyes zóna felé közeledik.

Az oldalirányú abroncskarakteristikák közül az arányosan jobban tapadó tengely abroncskarakteristikájára alapozva egy semleges tapadású referenciamodellel állítható fel. Erre támaszkodva járműterheléstől és adhéziós lehetőségektől függő adaptív referenciamodellel alkotható, mely minden esetben az adott körülmények között semlegesen kormányzott járművet tekint referenciának.



11. ábra: szinuszhullám



12. ábra: aktív kormányzásbeavatkozás

KONKLÚZIÓ

Célunk a becslő elkészítésével a járműállapot még pontosabb becslése haszonjárművek esetén. Ennek felhasználásával a menetdinamikai szabályozók új lehetőségei nyílnak meg, melyek segítségével eddig fel nem ismert rizikóhelyzetek vagy túl korai beavatkozások kerülhetők el, sőt a járművezetőt akár tanítani is képes lehet a logika.

Mivel haszonjárművekre készül a technológia, így ezek speciális kérdéseit tartjuk szem előtt. Ezek alapján a személygépjárművekhez képesti sokkal tágabb paraméterhalmazra, illetve zavarokra lehet számítani.

A kezdeti eredmények bár jelenleg csak szimulációs környezetben léteznek, biztató jeleket mutatnak. További járműves mérésekkel célunk, hogy minél robusztusabbá tegyük a rendszert, és mindezt valós mérésekkel is validáljuk.

IRODALOM

- [1] Mark D. Ardema: Newton-Euler Dynamics, Springer Science+ Business Media, Inc., USA, 2005, ISBN 0-387-23276-3
- [2] Anne von Vietinghoff, Marcus Hiemer, Uwe Kiencke: Nonlinear observer design for lateral vehicle dynamics, IFAC 2005, Prague, Czech Republic, July 4-8, 2005
- [3] Aleksander Hac, Edward Bedner: Robustness of sideslip estimation and control algorithms for vehicle chassis control, 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicle, Lion, France, June 18-21, 2007
- [4] Aleksander Hac, David Nichols, Daniel Sygnarowicz: Estimation of vehicle roll angle and side slip for crash sensing, SAE 2010 World Congress and Exhibition, Detroit, USA, April, 2010
- [5] Hwan-Seong Kim, Sam-Sang You: Estimation of vehicle sideslip angle for four-wheel steering passenger cars, Automation and System Engineering Vol. 3, No. 2, June, 2001
- [6] Havard Fjær Grip, Lars Imsland, Tor A. Johansen, Thor I. Fossen, Jens C. Kalkkuhl, Avshalom Suissa: Nonlinear vehicle side-slip estimation with friction adaption, Automatica, Vol. 44, pp. 611-622, 2008
- [7] Roel Leenen, Hanno Schouten: Virtual sensors for advanced vehicle stability control, 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Loughborough, UK, August 22-26, 2010
- [8] S. Melzi, E. Sabbioni: On the vehicle sideslip angle estimation through neural networks: numerical and experimental results, Mechanical Systems and Signals Processing (2010), doi:10.1016/j.ymssp.2010.10.05
- [9] Gépjárművek menetstabilizáló rendszerei, BOSCH Gépjárműtechnika, Sárga füzetek sorozat, ISSN 1789-1578, 2004
- [10] Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, dr. Palkovics László: Aktív kormánybeavatkozással kiegészített haszongépjármű-ESP, A jövő járműve, 2010/1-2, 57-63. oldal, X-Meditor Lapkiadó, Oktatás- és Rendezvényszervező Kft., HU ISSN 1788-2699

Automotive communication protocols focused on the x-by-wire applications

DR. TIBOR KANDÁR

Electronic Hardware
Development, Knorr-Bremse
R&D Institute, HUNGARY

DR. LÁSZLÓ GIANONE

Platform Software
Development, Knorr-Bremse
R&D Institute, HUNGARY

This paper presents an overview of automotive communication technologies, in particular, the wired communication protocols. Then, a review of the most widely and long-time used automotive networks is given. Next, the latest technology developments, which can be used in x-by-wire applications, are presented. X-by-wire systems are not functional without establishing a fast and reliable communication network between the electrical control units (ECUs). Finally, a case study is presented where redundant network topology is used for brake-by-wire in commercial vehicles.

A cikk áttekintést ad az autóiipari kommunikációs technológiákról, azon belül a vezetékes kommunikációs protokollokról. Összefoglalja a legszélesebb körben és hosszú ideje alkalmazott autóiipari kommunikációs hálózatokat. Majd áttekintést ad a közelmúltban kifejlesztett, új autóiipari kommunikációs technológiákról, amelyek használatát az x-by-wire alkalmazások hozták magukkal. Egy ilyen rendszer működéséhez elengedhetetlen a vezérlőegységek közötti gyors és megbízható kommunikációs hálózat. Végül a cikk bemutat egy esettanulmányt, ahol redundáns hálózati topológia került alkalmazásra haszongépjárművek elektronikus vezérelt fékrendszere (brake-by-wire) kommunikációs hálózatának megvalósításához.

1 INTRODUCTION

Automotive technology is more and more involved by electronically controlled systems and subsystems. A today's luxurious passenger car has 60-70 electronic control units (ECUs). To establish the necessary communication lines among the controllers of the subsystems would be practically impossible by point-to-point connections. A network of well-organised digital communication buses is built up to communicate the some thousands of signals. This complexity establishes strong requirements on the today's automotive communication.

2 COMMUNICATION REQUIREMENTS

The requirements on different communication channels are determined by the needs of the vehicle's components. The type of the component (if it is a central ECU of a subsystem, or an intelligent actuator, or a sensor) and its functional and safety requirements determine the type of communication channel used among the components.

In [1], five various requirements are discussed regarding performance and robustness of the communication, which include fault tolerance, determinism, bandwidth, flexibility and security.

Fault tolerance: In safety-critical applications, fault tolerance is a key factor. The required safety integrity level [2] determines also the needed fault tolerance of the communication. A fault can be caused by external (electromagnetic) disturbance, loose contact, defective wire and defective circuit. With built in software and/or hardware redundancy, communication can be made tolerant against faults, or a communication failure caused by any fault can be detected and handled.

Determinism: A deterministic communication system provides guarantees in terms of timeliness, i.e., it makes it possible to know the transmission time of a message. Deterministic communication requires correct reception of messages. Many safety-critical automotive subsystems also have strong real-time requirements which need determinism, i.e. messages have to be sent at pre-

defined time instants (or within precise time intervals) to fulfil the intended subsystem functionality.

Bandwidth: As the number and the complexity of the electronically controlled automotive subsystems increase, the need for higher and higher bandwidth increases as well. Naturally, there is a trade-off between the required bandwidth and the cost of providing such a bandwidth. In many cases, it is more desirable selecting a cheaper communication bus with lower bandwidth due to strong requirements on cost. Moreover, due to system architecture or security reason, the connection of components may also allow communication with lower bandwidth.

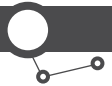
Flexibility: Flexibility can be seen as the possibility to cope with varying load and/or number of messages, scalability and extensibility of the network (without need of reconfiguration of the already configured communication).

Security: When the communication is reachable from outside the automotive system by, e.g., diagnostic tools, wireless connections and telematics, it is important to ensure that no unauthorized access to the system is possible. The currently used automotive communication protocols are generally not secured by their standards. Typically additional security handling is realised on application level for specific functions.

As it was seen, fault tolerance and security are features that basically require some redundancy over the pure information to communicate. Flexibility and determinism are often contradicting requirements. We can distinguish between the following two communication channel access methods used in automotive systems.

Time division multiple access (TDMA) is a channel access method for shared medium networks. It allows several users to share the same frequency channel by dividing the signal into different time slots. [3]

Carrier sense multiple access (CSMA) is a probabilistic Media Access Control (MAC) protocol, in which a node verifies the absence of other traffic before transmitting on a shared transmission medium. [4]



TDMA handles the messages time-triggered, thus it is deterministic, but all message transmissions must be predetermined off-line. CSMA results in an event triggered transmission, whose triggering depends on the actual load of the communication channel, thus it is not deterministic. But the networks message transmissions are resolved online, therefore it is considered more flexible than the former. The most advanced networking technologies – like FlexRay, which is going to be presented more detailed in this paper – relax in some way the fixed structure of TDMA message transmissions.

3 AUTOMOTIVE COMMUNICATION PROTOCOLS, WIRED TECHNOLOGIES

CAN (Controller Area Network) [5] [6] [7] is the most widely used network in the automotive industry. It was originally developed by Bosch in 1983. It is a multi master broadcast serial bus of CSMA type providing an up to 1 MBps bandwidth. Over the years, several different CAN standards have been developed and used in different applications. There are differences mainly in transmission speeds and higher layer protocols as well as the applications, in which they are used. Two-wire balanced signaling scheme in twisted pair format with a bandwidth of 250 KBps is used as the most common physical layer in automotive industry.

LIN (Local Interconnect Network) [8] is an inexpensive 19.2 KBps network with one-wire master-slave communication. It was initiated by a consortium of automotive companies together with Motorola in 1998. Its 2.0 version was standardised in 2003. It is typically used in non-safety-related body and comfort subsystems. But nowadays it appears also as backup communication lines in case of the main communication on CAN fails as well as safety-relevant sensor communication lines. It is often used together with CAN building up a common communication network in the vehicle using ECUs having (also) gateway roles.

SENT (Single Edge Nibble Transmission) [9] aims to define a new low cost implementation of the digital pulse scheme for

reporting sensor information. It was first standardised in 2007 and most recently in 2010. It is intended for use in applications where high-resolution data need to be communicated from a sensor to an ECU. It is intended as a replacement for the lower-resolution methods of 10 bit A/D's and PWM. In this manner, it is a low cost alternative to CAN or even LIN. It is a unidirectional communications scheme from sensor to receiving ECU without a coordination signal from the ECU. The sensor signal is transmitted as a series of pulses with data encoded as falling to falling edge periods with an up to ca. 64 KBps bandwidth. The way of coding and the only 4 bit CRC checksum provides only a low tolerance against faults. Therefore, SENT is targeted at systems that can tolerate undetected faulted messages. In case additional robustness is needed, application level diagnostics should be used.

PLC (Power line communication or power line carrier) are common names for systems for carrying data on a conductor primarily used for electric power transmission. The data are transmitted by modulating an additional signal with low amplitude on top of it. Since considerable noises may appear on the electric power transmission lines, this type of data transmission is not suitable for safety-critical communication (or only as backup). However, there are examples for the realization of LIN and even CAN communication protocols over PLC [10].

FlexRay communication protocol: FlexRay [12] is a high-speed, deterministic and failure-tolerant bus system, which was developed especially for the automotive industry. In 2000, the FlexRay consortium was formed by BMW, Daimler-Chrysler, Motorola (Freescale) and Philips (NXP) to develop a new protocol as the de-facto industry standard to meet the more and more increasing requirements and future needs on communication systems of the vehicles. Among other things, the demand on the bandwidth, the number of the safety-critical applications are increasing, which requires real-time and reliable behaviour of the new protocol. This new protocol should be the solution for the introduction of x-by-wire and advanced systems. In the middle of 2004, the FlexRay protocol specification was made public. The first mass-production vehicle, which used FlexRay network for adaptive damping system, was the BMW X5. This FlexRay network based on the 1.1 revision of the protocol. The today's latest specification is 2.1.

The FlexRay protocol can be realised on either single channel or dual channel. The bandwidth of each channel is 10Mbit/s. The channels can be used either independently or redundantly in order to increase the reliability of the communication. FlexRay is a time-triggered communication protocol but it offers the choice of two media access schemes within one communication cycle. These are a static TDMA scheme, and a dynamic mini-slotting (flexible TDMA) based scheme. These two access schemes make e.g. the multimedia data transmission in dynamic segment without disturbance of the data transmission of the safety-critical systems in the static segment possible.

FlexRay network topology: The FlexRay network topology can be very varied. The architecture can be either bus or star network. Each combination of the channels and architectures can be applied: passive bus, active star and hybrid topology (shown in **Figure 1**). A FlexRay network usually contains two channels: Channel A and Channel B. Each FlexRay network node can connect to one or both channels. In case of star topology, each network channel must be free of closed rings, and there can be no more than two star couplers on a network channel.

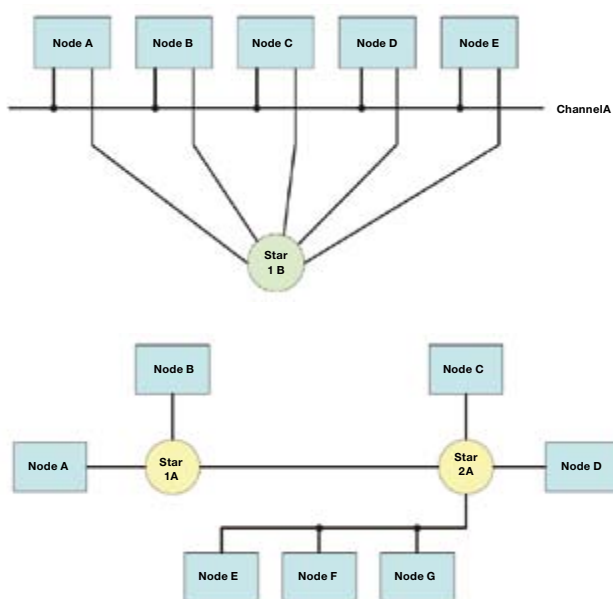


Figure 1: Single- and dual-channel hybrid topology example [12, pp. 20-21]

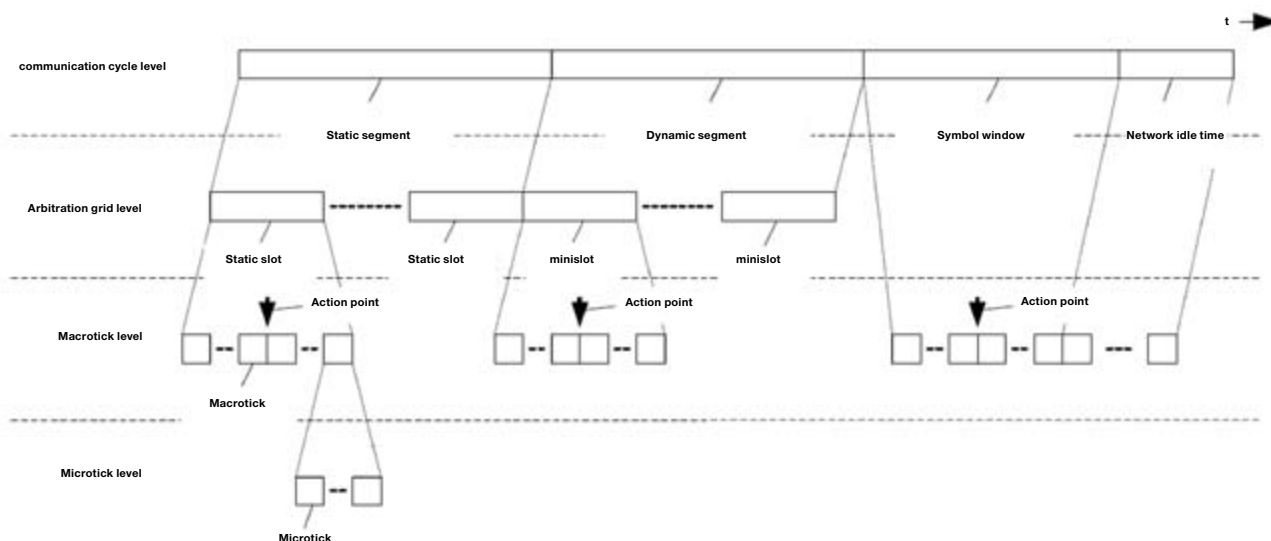


Figure 2: FlexRay communication cycle

FlexRay node architecture: One communication controller, one host, one power supply unit, two bus guardians (optional) and two bus drivers are built in one FlexRay node. Each communication channel has one bus driver to connect the node to the channel. The host provides control and configuration information to the communication controller and provides payload data that is transmitted during the communication cycle. The communication controller provides status information to the host and delivers payload data received from communication frames. There are some microcontrollers on the market, where the host and the communication controller is integrated together.

FlexRay communication cycle (Figure 2): The highest level of the timing hierarchy of the FlexRay protocol is the communication cycle level. It contains the static segment, the dynamic segment, the symbol window and the network idle time slot. The arbitration grid level contains the arbitration grid that forms the backbone of FlexRay media arbitration.

In the static segment, all communication slots are of equal, statically configured duration and all frames are of equal, statically configured length. In the dynamic segment, the duration of communication slots may vary in order to accommodate frames of varying length.

4. CASE STUDY: REDUNDANT COMMUNICATION TOPOLOGY FOR BRAKE-BY-WIRE IN COMMERCIAL VEHICLES

In this section, a short overview is given about an EU-funded project, SPARC (Secure Propulsion Using Advanced Redundant Control), where a redundant communication topology was used to provide a reliable control of a whole vehicle.

The goal of SPARC is to substantially improve traffic safety and efficiency for heavy goods vehicles using intelligent x-by-wire technologies in the powertrain. To prove this standardised concept a SW/HW platform was developed that is scalable down to small passenger cars (sPC) and is integrated therein.

The architectural design of the system is driven by the requirement that even with the occurrence of one major failure, the system shall perform in a safe way i.e. it shall not produce any unsafe situation for the driver or the surrounding environment. Anyway, a functional degradation will be accepted. In order to meet these central requirements, events such as communication failure or power failure shall not lead to the loss of safe-state motion of the vehicle. The proper functioning of safety-related subsystems like steering and braking and also the central control-platform shall exhibit a fail-operational/fail-passive behaviour.

On tractor, a duo-duplex FlexRay network is used to ensure the reliable, failure-tolerant communication channels between the ECUs. On semi-trailer, different protocols are applied on two separate lines to maintain fault tolerant communication (ISO11992, which is the current standard of electronic trailer communication and PLC). See [11] for demonstrating CAN over PLC in truck-trailer communication (**Figure 3**).

Brake-by-wire system of the tractor: An EBS (Electronically Controlled Brake System) was developed for project SPARC. The main objective was to integrate the brake system in the vehicle redundant electric architecture. The main EBS function is integrated in the PTC (Powertrain Controller), which is responsible for the execution of motion vector from a decision control algorithm. The brake actuators (wheel ends) are modular components; either electro-pneumatic or electro-mechanic actuators can be connected via the same interface.

The brake system of SPARC vehicle combination has to provide all functions of a today's 2p1e (2 pneumatic and 1 electric)

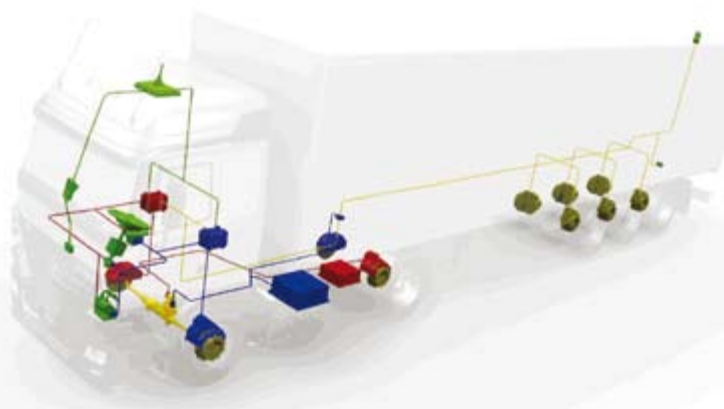


Figure 3: SPARC vehicle combination

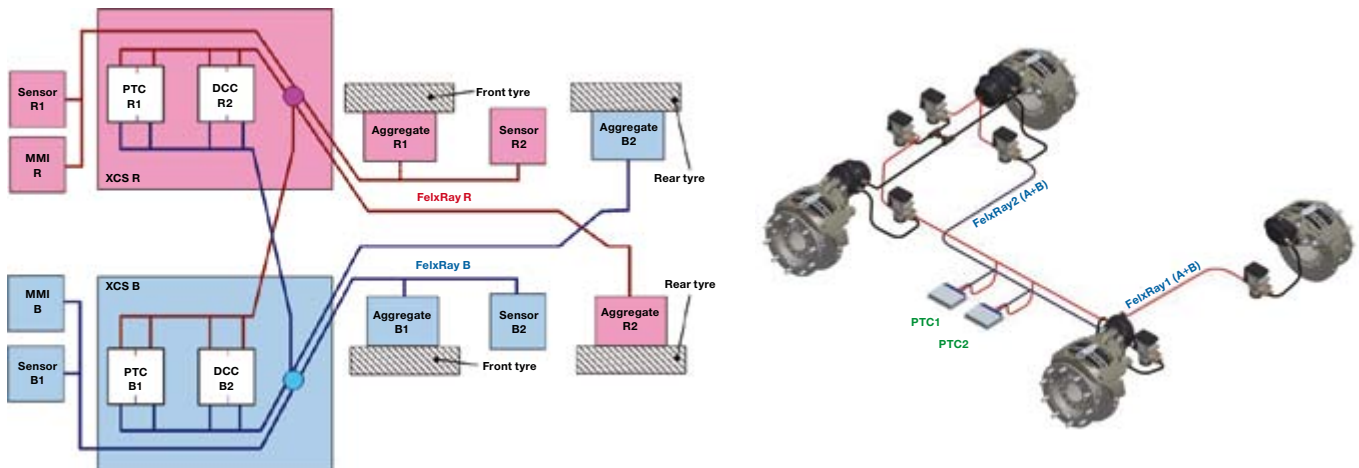
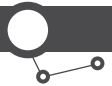


Figure 4: SPARC 4x2 tractor brake system with electro-pneumatic brake actuation

circuit EBS, but here, the control is electronically redundant (2e) and there is no pneumatic back-up. The main control of the vehicle consists of two physically separated FlexRay communication lines (see **Figure 4**). Half of the brake actuators are connected to one of the FlexRay lines; the other half is connected to the other. In case of serious failure in one of the communication lines, one half of the actuators are still available (**Figure 4.**).

The EBS application software runs in the PTC. There are two PTCs operating on the vehicle, thus the same EBS applications run parallel in the following way: Either PTC is passive, which means that it gets all inputs, the calculations run, but it does not make any intervention. The output signals of active PTC are transmitted to the aggregates, which are the wheel ends in case of EBS system.

Both PTC have access to both FlexRay communication lines, which means that both have direct access to the wheel ends.

In case of any failure the PTCs can reconfigure themselves and provide a redundant control.

5 CONCLUSIONS

An overview of the requirements on the automotive communication and an introduction of the most commonly used communication protocols were provided. As a case study, a redundant communication topology is presented for brake-by-wire control system for commercial vehicles. The latest developed communication protocols are suitable for providing safe-redundant communication in a complex system, but to introduce a full x-by-wire for serial production gives still some challenges to the developers of the automotive industry. ●

REFERENCES

- [1] Thomas Nolte, Hans Hansson, Lucia Lo Bello: Automotive Communications - Past, Current and Future, 10th IEEE Conference on Emerging Technologies and Factory Automation (Catania, 2005), 992-999.
- [2] IEC EN 61508, <http://www.iec.ch/>
- [3] http://en.wikipedia.org/wiki/Time_division_multiple_access
- [4] http://en.wikipedia.org/wiki/Carrier_sense_multiple_access
- [5] Robert Bosch GmbH, CAN, <http://www.semiconductors.bosch.de/en/20/can/index.asp>
- [6] ISO 11898, <http://www.iso.org/>
- [7] SAE J1939, <http://www.sae.org/standardsdev/groundvehicle/j1939.htm>
- [8] LIN Consortium, <http://www.lin-subbus.org/>
- [9] SAE J2716, <http://www.sae.org/>
- [10] Yamar Electronics Ltd, <http://www.yamar.com/DCB500.html>
- [11] Yair Maryanka, Ofer Amrani, Amir Rubi: The Vehicle Power Line as a Redundant Channel for CAN Communication, SAE 2005 World Congress & Exhibition (Detroit, 2005), Session: In-Vehicle Networks (Part 2 & 3 of 3)
- [12] FlexRay Consortium: FlexRay Protocol Specification, Version 2.0, 2004

AUTHOR DATA

Dr. Tibor Kandár: Electronic Hardware Development, Knorr-Bremse R&D Institute, 1119 Budapest, Major u. 69., Hungary.
E-mail: tibor.kandar@knorr-bremse.com

Dr. László Gianone: Platform Software Development, Knorr-Bremse R&D Institute, 1119 Budapest, Major u. 69., Hungary.
E-mail: laszlo.gianone@knorr-bremse.com

Tolatómozdonyok dízelmotorjai tranziens üzemének javítása

BÁTAI ANDRÁS
ügyvivő szakértő
BME EJJT

DR. NÉMETH HUBA
kutatási igazgató
BME EJJT

TRENCSENI BALÁZS
ügyvivő szakértő
BME EJJT

DR. STUKOVSKY ZSOLT
igazgató
BME EJJT

A cikk a MÁV-Trakció számára készített kutatás keretében, M47 tolatómozdony tranziens üzemének javítására beépített sűrített levegő befúvásos rendszer kiépítését ismerteti. A beépítésre került rendszerrel teherautóknál és buszoknál már sikerült kedvező eredményeket elérni, azonban ilyen nagy lökettérfogatú motorral és hajtáslánccal még nem voltak tapasztalatok. A cikk a kiépítés folyamata mellett a méréssel igazolt eredményeket is tartalmazza.

This paper presents the application of a pneumatic boost system on an M47 shunter locomotive, to improve its transient behaviour within a research project for MÁV-Trakció. With this system significant improvements were achieved on commercial road vehicles, but there were no experiences on such large displacement engine and different type of drivelines like the case on locomotives. Beside the installation procedure the achieved results and measurements are also presented.

BEVEZETÉS

Dízelmozdonyok belső égésű motorjainál is elterjedt teljesítménynövelési eljárás a turbófeltöltő alkalmazása. Ez egy kis helyigényű, gazdaságos műszaki megoldás, melynek lényege, hogy a kipufogógáz energiájának segítségével növeljük a szívóoldali, és így a hengertérbeli nyomást. Működésmódjából fakadó hátránya a nagy válaszdíó, amely a terhelés, ill. a motor fordulatszámának hirtelen megváltozásakor jelentkezik. Ez a jármű dinamikáját, tüzelőanyag-fogyasztását és károsanyag-kibocsátását is alapvetően befolyásolja. Ha például gyorsításkor nagy nyomatékigényt támasztunk a motorral szemben, azaz annak terhelését növeljük, több tüzelőanyagot juttatunk az égéstérbe. A gyorsítás kezdetén az alacsony fordulatszám-tartományban a csekély kipufogógáz-tömegáram miatt, valamint a feltöltő járókerék tehetetlenségénél fogva lassan pörög fel a feltöltő, aminek köszönhetően késedelmesen kezdi a megfelelő levegőmennyiséget szállítani, így a tüzelőanyag-dózist is alacsonyabb szintre le kell korlátozni a névleges szinthez képest az elálló alacsony légfelesleg elkerülése érdekében. Ez viszont a motor nyomatékának a felépülését késlelteti. Ezt a késedelmi időt nevezzük feltöltő késedelemnek vagy „turbólyuknak”.

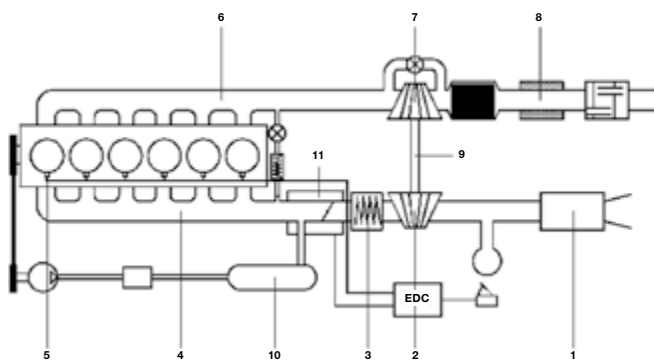
A késedelem csökkentésére több lehetőség adódik. Alkalmazhatunk kisebb turbinaméretet megkerülő (waste gate) szeleppel, változó geometriájú turbinát, vagy hajthatjuk a feltöltőt

elektromotorral. Jelentős javulást sikerült azonban elérni használgépjármű-dízelmotorok tranziens üzemében sűrített levegő befúvásával [1]. A levegő rövid befúvásával egyrészt a hengertöltet mennyiségét lehet rövid idő alatt megnövelni, mellyel növelhető a nyomaték. Másrészt a befúvás alatt a kompresszort leválasztva a motor szívóoldalaról, a növelt mennyiségű és energiájú kipufogógáznak köszönhetően a turbófeltöltő jóval rövidebb idő alatt lesz képes felpörögni.

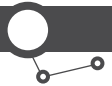
A megvalósításhoz a hagyományos felépítésű kompressziógyújtású feltöltött motor töltetcsererendszerét ki kell egészíteni néhány új elemmel. A motor töltetcsere-rendszerének fő elemeit mutatja az **1. ábra**, melyek a levegőszűrő (1), feltöltő kompresszora (2), töltőlevegő-visszahűtő (3), szívótartály (4), motorblokk (5), kipufogó-gyűjtőcső (6), feltöltő turbinája megkerülő szeleppel (7), katalizátorok és kipufogódob (8), turbófeltöltő-járókerék (9), sűrített levegő-tartály (10), sűrített levegő-befúvó modul (11) és az elektronikus motorvezérlő egység (EDC).

A (11) sűrített levegő befúvó modul (Pneumatic Booster System – PBS) a szívórendszer nagynyomású részében, a töltőlevegő-visszahűtő után, a szívótartály előtt helyezkedik el. A modult a jármű fedélzeti sűrített levegő-rendszere látja el levegővel. A modul tartalmazza a működtetéséhez szükséges elektronikus szabályzóegységet, a befúvást végrehajtó mágnesszelepeket, valamint egy elektromechanikusan működtetett pillangószelepet. Ez utóbbi képes leválasztani a töltőlevegő-visszahűtőt a szívócsatornától.

A rendszer működése következőképpen foglalkozható össze. Normál körülmények között, amikor a turbófeltöltő nagy fordulatszámmal forog, a kompresszor megnöveli a levegő nyomását, melynek aztán a töltőlevegő-visszahűtőn csökken a hőmérséklete. Ebben az esetben a (11) befecskendezőmodul pillangószelepe teljes mértékben nyitott állapotban van, és a töltőlevegő-visszahűtőből érkező nagynyomású levegő közvetlen a szívócsatornába áramlik. Kis motorfordulatszámnál, amikor a feltöltő nem képes jelentős nyomásviszonyt előállítani, a motort külső forrásból, a jármű fedélzeti sűrített levegő-rendszeréből látjuk el megfelelő nyomású levegővel egy befúvószelepen keresztül. Ezalatt a pillangószelep teljesen zárt állapotba kerül, hogy a szívócsőben megakadályozzuk a visszaáramlást a turbókompresszor irányába. Miután elértük a kívánt feltöltőnyomást, a légbefúvás megszűnik, a pillangószelep megfelelő szinkronizálással kinyit, és a turbófeltöltő kompresszorának szál-



1. ábra: sűrített levegő rásegítésű feltöltött dízelmotor felépítése



2. ábra: PBS-modul

lítása helyreáll. Így a motor ismét a lehető legnagyobb töltési nyomással képes gyorsítani a járművet. Annak érdekében, hogy az elektronikus vezérlőegység képes legyen a fenti folyamatot irányítani, két nyomásérzékelőt kell beépíteni a sűrítettlevegő-befúvó modul pillangószelepeinek mindkét oldalára. Motorméret függvényében egy feltöltőmodulban két befúvószelep (fúvóka) is helyet foglal, melyek átömlő-keresztmetszete eltérő, hogy a különböző tömegáramigények kielégítésére minél pontosabban nyíljon lehetőség.

A rendszer növeli a jármű sűrítettlevegő-fogyasztását, ezért a levegőrendszer kiegészítő elemeinek méretezésére és ellenőrző vizsgálatokra van szükség. A rendszer a jármű fedélzetén elhelyezett önálló tartályból kapja a sűrített levegőt, amelyet a fedélzeti kompresszor tölt fel. Szükséges tehát a kiegészítő tartály méretének meghatározása, valamint a meglévő kompresszor szállítási kapacitásának ellenőrzése a bővített levegőrendszerre, illetve a levegő-előkészítő rendszer vizsgálata. Tisztázandó a sűrítettlevegő-befúvó modulok száma és elhelyezése (beépített nyomásérzékelőkkel), valamint a beépítésükhöz szükséges kiegészítő csövek és csöcsatlakozások kivitele.

MOTORSZIMULÁCIÓ

A motor és a hajtómű szimulálásához a GT-SUITE egydimenziós motorszimulációs programot használtuk [2]. Ez a program lehetővé teszi a motor áramlási, égési és mechanikai folyamatainak szimulációját, mely elősegíti a tartályméretek, modulszelepméretek meghatározását és a várható eredmények előrejelzését. A szimuláció pontosságát nagymértékben befolyásolja a szívó- és kipufogócsatornák geometriájának megfelelő leírása. A modell felépítése során sikerült egy szétszerelt motort megvizsgálni és a szükséges geometriai méreteket lemérni. Feltöltött dízelmotor lévén az áramlási jellemzőket nagymértékben befolyásolják a turbótöltő-turbina és kompresszor jellegzői. Sajnos a turbótöltő működési jelleggörbéi nem álltak rendelkezésre, ezért becsült turbótöltő-karakteristikákat kellett alkalmazni. További nehézség volt, hogy a vasúti jármű hajtóművének hidrodinamikus tengelykapcsolójának a be-, illetve kimenő karakterisztikái sem álltak rendelkezésre.

A hiányosságok miatt a motort csak a maximális kimenő teljesítménygörbe alapján lehetett behangolni (részterhelés és tran-

ziens állapotokról nem állt rendelkezésre elegendő információ). A hajtómű működéséről is csak egy vonóerőgörbe állt rendelkezésünkre, mely sem a váltótöltésről, sem a fordulatszámokról nem tartalmazott információt, így a hajtómű kellően pontos hangolása sem végezhető el ahhoz, hogy pontos eredményeket kapjunk. A megalkotott modell ugyan pontos eredményeket nem nyújt, de nagy segítséget nyújtott a kiindulási méretek meghatározásához és a várható eredmények előrejelzésére.

A szimuláció alapján a nagy lökettérfogat miatt egy sűrített levegős feltöltőmodul nem volt elegendő a megfelelő töltőnyomás biztosítására. A két egymást követő, tartályutántöltés nélküli befúváshoz a szükséges tartályméret minimális értéke 240 literre adódott.

PBS-MODUL

A kiválasztott korszerűsített M47-es tolatómozdonyba az MTU 12V 2000 R80 típusú motor került beépítésre, mely lökettérfogata 23,9 liter [3–8]. A haszongépjárműveknél előforduló legnagyobb lökettérfogat 16 liter, ez magyarázza a szimuláció alapján meghatározott, hatékony működéshez szükséges két modul szükségét.

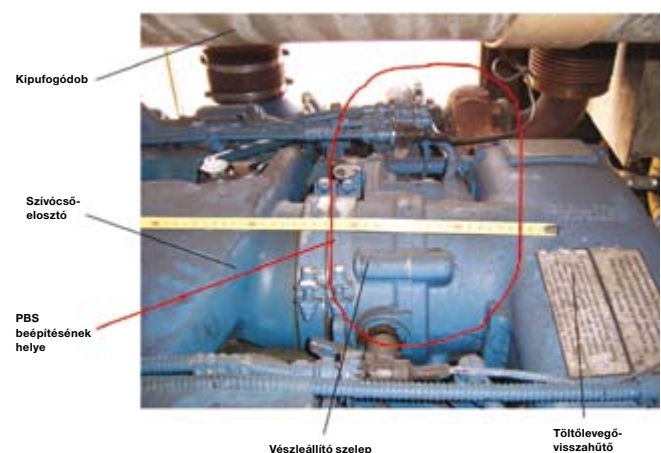
A beépítésre kerülő PBS-modul a **2. ábrán** látható. A légtorok belső átmérője: Ø 80 mm.

A mechanikai csatlakozás kialakítása módosításokat igényel a motor szívórendszerében. A PBS-modulokat a töltőlevegő-hűtő után, a közös szívótartály előtt kell elhelyezni az áramlási irány figyelembevételével. A szívórendszer elemeinek átalakítása során törekedni kellett az alábbiakra:

- Megfelelő áramlási keresztmetszetek biztosítása
- Jelentősen ne növekedjen a nyomásesés
- A lehető legkisebb térfogat legyen a modul és a hengerek között.

BEÉPÍTÉSI KÖRNYEZET

A segédberendezések elhelyezése miatt korlátozott hely állt rendelkezésre az M47-es mozdony motorterében a befúvómodul csatlakoztatására és beépítésére. Az MTU motoron a közös szívótartályt egy öntvényben képezték ki mindkét hengernak, amely tartalmazza a hengerenkénti szívócsatornák járatait, vagyis közvetlen a hengerfejhez csatlakozik. A töltőlevegő-hűtőhöz a gyújtócső egy rövid, de viszonylag nagy átmérőjű csőszakaszon kapcsolódik (150 mm). A két alkatrész jelenlegi elhelyezése nem teszi lehetővé a PBS-modulok beépítését. A töltőlevegő-hűtő házának kilépő keresztmetszetére csavarozott vészleállító fojtó-

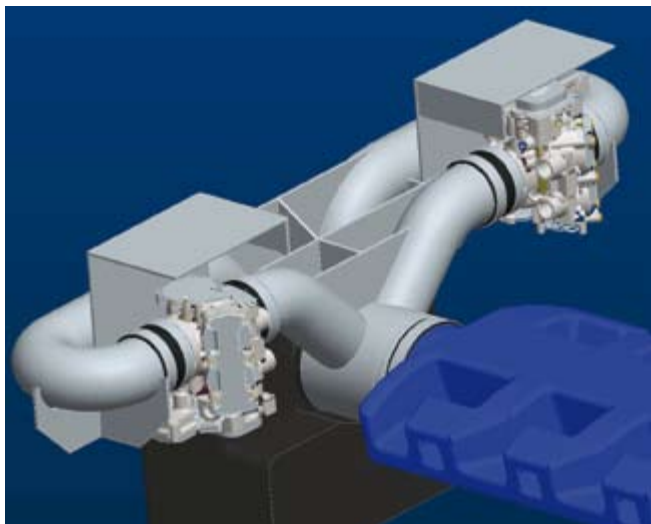


3. ábra: motortér: töltőlevegő-hűtő, vészleállító és szívócsőelosztó látható. A piros vonallal jelölt hely lett volna legkedvezőbb a PBS-modulok beépítésére

szelepház helye lenne ideális a PBS-modulok beépítésére, hiszen a vészleállító funkciót a PBS-modulokba integrált pillangószelepek képesek ellátni (szívócsatorna lezárása). Mivel ennek az átmérője jóval nagyobb a PBS-modulokhoz képest, ezért a töltőlevegő-hűtő kilépő keresztmetszetén egy elágazás kialakítása szükséges, melyben a két modul elhelyezhető. Az elágazás kialakításához szükséges azonban a töltőlevegő-hűtő átalakítása. Az eredeti motor szívóoldalának összeállítása a **3. ábrán** látható.

Az elágazás két ágát vissza kell vezetni a szívótartály eredeti beemenetéhez, melyhez szintén kevés hely állt rendelkezésre. A hely megnagyobbításához a töltőlevegő-hűtő eltolására volna szükség, ami a turbótöltők és vízcsövek merev csatlakozása miatt csak nagy nehézségek árán valósítható meg. A hűtő az egyszerűbb kivitelezés miatt az eredeti helyén maradt. Így módon a maximális rendelkezésre álló hely a két egység között csupán egy 175 mm hosszú sáv, ami erősen ívelt légszűrő-kialakítást követel meg. A rendelkezésre álló helyre tervezett elágazó csatorna, mely a modulok befoglalását is tartalmazza, több változat közül került kiválasztásra. A gyárthatóság, beépíthetőség és hőterhelési szempontoknak legjobban megfelelő konstrukció került kialakításra, amely a **4. ábrán** látható.

Az áramlási geometria nyomásalakulást számítógépes áramlási számítások segítségével ellenőriztük. A kapott eredmények az **5. ábrán** láthatóak, melyen jól látszik, hogy a megkerülő csatorna csekély mértékben rontja csak az áramlási viszonyokat.



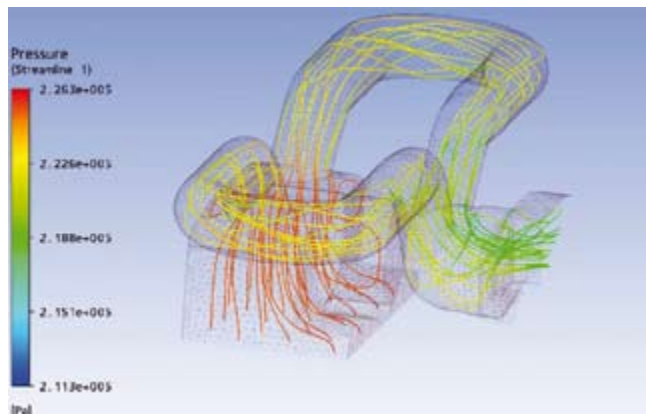
4. ábra: a PBS-modulok beépítési terve

A töltőlevegő-hűtő anyaga alumínium, ezért a hozzá hegesztendő megkerülő csatornát is alumíniumból kell elkészíteni. A motor rezgéséből és a modulok tömegéből adódóan fennáll a veszélye a rezonanciának, mely a szerkezeti anyag kifáradásához vezethet, tehát mindenképpen elkerülendő. Ebből a célból saját-frekvencia-vizsgálatot végeztünk, hogy megállapítsuk, szükség van-e további geometriai módosításra.

Az elágazó szívócső saját-frekvencia-vizsgálatát végeसेlemes program segítségével végeztük el. A vizsgálat célja, hogy a motor működéséből származó rezgések ne essenek egybe a szerkezet saját-frekvenciájával.

A beépített MTU 2000 R80-as motor üzemi fordulatszám-tartománya 600 és 1800 fordulat/perc között változik, amely megfelel 10 és 30 Hz között alapharmonikus gerjesztőfrekvenciának.

A vizsgálat során az első húsz saját-frekvencia-értéket kerestük meg. A 20. saját-frekvencia értéke 812 Hz, mivel ez jelentősen magasabb a gerjesztőfrekvenciánál, ezért a további értékek meghatározására nincs szükség.



5. ábra: a nyomás alakulása az elágazó csatornában névleges motorfordulaton

Az elágazó szívóegység kritikus lengései a megkerülő csatorna függőleges és vízszintes irányában adódnak, mely törést okozhat az illesztéseknél. Az első kritikus frekvencia a 10. saját-frekvencia, melynek értéke 210 Hz. Ennél a frekvenciánál a megkerülő csatorna hosszú, 180°-os ívet tartalmazó része jön lengésbe függőleges irányba. Mivel a kiszámolt maximális gerjesztőfrekvenciánál ez az érték lényegesen nagyobb, a rezonancia veszélye nem áll fenn.

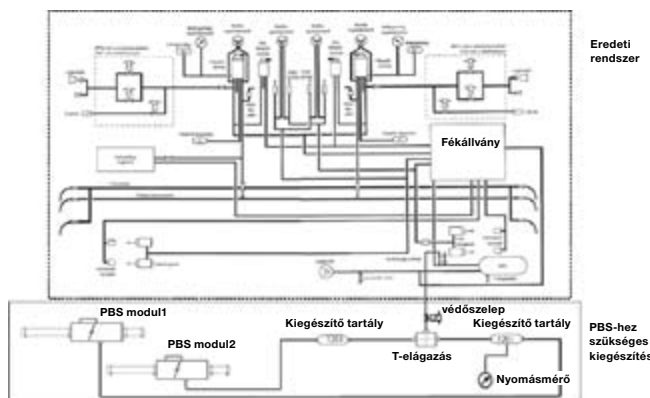
SŰRÍTETTLEVEGŐ-ELLÁTÁSA

A modulok sűrítettlevegő-táplálásához modulonként egy darab 120 literes tartályt építünk be. A tartályok töltését a fő légtartályból tápláltuk egy golyósszelepen és egy automata védőszelepen keresztül. A pneumatikus rendszer vázlata a **6. ábrán** látható.

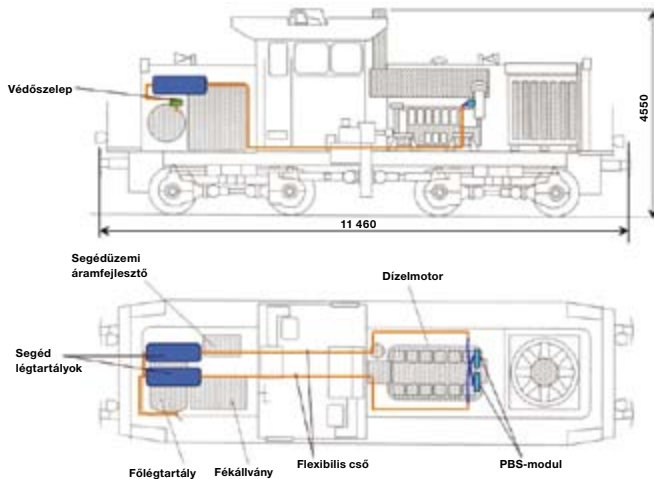
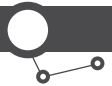
A két segéd légtartályt a mozdony rövid orrában helyeztük el a fő légtartály fölé. A PBS-modulok a motoron helyezkednek el a hosszú orrán, ezért a tartályoktól a motorig csőszelvény kiépítése szükséges. A rövid orr és a hosszú orr között a vezetőfülke alatt lehet eljutni. A csővezetés terve a **7. ábrán** látható.

A TÖLTŐLEVEGŐ-VISSZAHŰTŐ ÁTALAKÍTÁSA

Az eredeti töltőlevegő-hűtőt ki kell egészíteni a megkerülő csatornával, melyhez két furatot kellett készíteni a hűtő tetejére új kilépő keresztmetszetnek, és az eredeti kivezetés csövét le kell vágni és lezárni. Ezután kerül felhegesztésre a megkerülő csatorna, mely



6. ábra: kiegészített pneumatikus rendszer



7. ábra: PBS-modulok sűrítettlevegő-ellátó rendszerének elhelyezése

a modulokat is rögzíti. Az eredeti hűtő a **8. ábrán**, az átalakított hűtő pedig a **9. ábrán** látható.

Az átalakított töltőlevegő-hűtőt ki kellett cserélni a motor eredeti hűtőjével. A cseréhez a motort ki kellett szerelni a mozdonyból. A szerelési munkálatok a Szombathelyi Vasjármű Járójavító és Gyártó Kft. segítségével kerültek kivitelezésre. A beépített módosított töltőlevegő-hűtő és a bekötött PBS-modulok a **10. ábrán** láthatók.

MOTORVEZÉRLÉS

A vasúti dízelmozdonyok károsanyag-kibocsátásának korlátozására bevezetett szabványoknak (Stage I-III) való megfelelés érdekében a részecskékibocsátást is csökkenteni kellett a motorgyártóknak. Az a dízelmotor, amely üzem közben lát-

ható füstöt bocsát ki, gyakorlatilag nem felel meg a mai elvárásoknak.

A füst (részecske) keletkezésének legfőbb oka az alacsony légviszony és magas égési hőmérséklet, mely a tranziensek során a turbónyomás késedelve következtében alakul ki. Ennek elkerülésére a motor fordulatszám-növelését korlátozták, így 600-as percnkénti fordulatu alapján a maximális 1800 percnkénti fordulatszámot közel 17 másodperc alatt érte el a motor. A lassú fordulatemelkedés miatt a turbótöltőknek bőven van idejük felpörögni és a szükséges töltőnyomást felépíteni.

A PBS-modul előnyeinek kiaknázásához a fenti módszer nem megfelelő, mivel nem kerül sor levegőbefűjást igénylő tranzien állapotra.

A vizsgálat előtt a motor fordulatszám-gradiensének növelésére volt szükség, melyet a motorvezérlő szoftver átparaméterezésével lehetett elérni. A motorvezérlő paramétereinek megváltoztatásához speciális interfészre és az MTU diagnosztikai programjára (DiaSys) volt szükség. A szükséges eszközök biztosítását és az átprogramozást az MTU (K&W) szakembere végezte el igényeiknek megfelelően.



8. ábra: eredeti töltőlevegő-hűtő



9. ábra: módosított töltőlevegő-hűtő felszerelt PBS-modulokkal

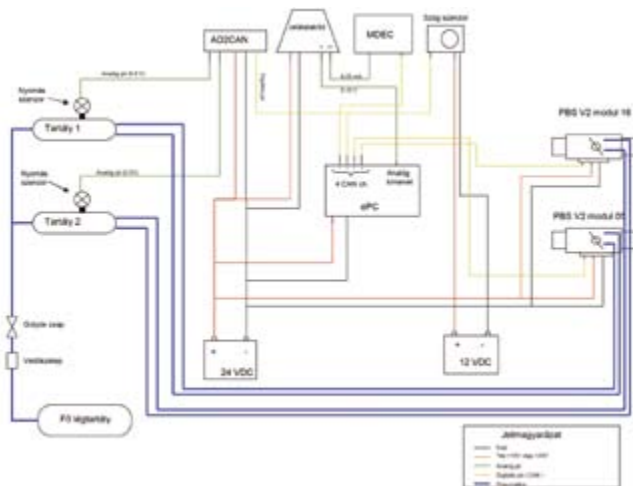


10. ábra: a módosított levegővezetés PBS-modullal

Az eredeti beállításokkal 1200 1/min-ig 85 RPM/s-os fordulatszám-változás volt engedélyezve, 1200 1/min felett pedig 65 RPM/s-os gyorsulás volt beállítva.

A motorvezérlő átparaméterezésénél a lehető legnagyobb, 900 RPM/s-os gyorsulásra került felhasználásra. Ezzel az értékkel a maximális (1800 RPM) fordulatszámot az alapjáratról 1,3 másodperc alatt lehet elérni.

A mozdonyban található idővezérelt gázkar nem alkalmas a fordulatszám-alapjel gyors módosítására, helyette egy útarányos gázkar beépítésére volt szükség, melyet egy szögjeladó és szervomotor segítségével valósítottunk meg.



11. ábra: a villamos rendszer felépítése

A PBS-modulok működtetése CAN-buszon keresztül valósítható meg. A mozdonyon ugyan található CAN, de az csak a motorvezérlő egyes adatait tartalmazza, továbbá az adatátviteli sebessége is lassabb a PBS-modulok által használtnál. A szükséges jelek mérésére, átalakítására és CAN-hálózaton való továbbításához egy mérőszámítógépet és AD2CAN-átalakítót használtunk. A kiépített rendszer architektúrája a **11. ábrán** látható.

A MÉRÉSEK CÉLJA

A mérések célja a terhelt mozdony részecskeemissziójának összehasonlító mérése. Az összehasonlítás két esete:

PBS inaktív (nincs addicionális levegő-hozzáadás tranzienzenben)

PBS aktív (addicionális levegő-hozzáadás tranzienzenben)

A környezetvédelmi előírások a megengedett határértéket g/kWh-ban, a fényelnyelés százalékában vagy a fényelnyelési együttható egységben adják meg (jelölése K, mértékegység [m⁻¹]):

$$K = -\frac{1}{L} \cdot \ln \left(1 - \frac{N}{100} \right) \quad (1)$$

ahol

N a relatív fényelnyelési együttható [%]

K az abszolút fényelnyelési együttható [m⁻¹]

L a fény a mérendő gázon keresztül megtett effektív úthossza.

Az abszolút elnyelési együttható akkor egységnyi, ha 1 m hosszú gázrétegen áthaladva a belépő fény intenzitása 1/e-ed részére (36,8%) csökken. A K meghatározása azért előnyös, mert értéke a fényelnyelő anyagok koncentrációjával arányos.

A MÉRÉS MENETE

A mérésre előkészített M47-1222 mozdonyra egy befékezett V43 jelű mozdonyhoz csatlakoztunk.

A mozdony leterhelését követően teljes gázt adtunk. A maximális fordulatszám elérését követően kb. 10 másodperc eltelté után vettük el a gázt, és hagytuk, hogy ismét beálljon az alapjárat.

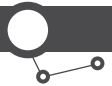
A rendszer előnyeinek értékelése érdekében kétféle eljárást alkalmaztunk. Vizuális képrögzítéssel, valamint opaciméter módszer használatával.

MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A **12. ábrán** egy rövid összefoglaló kép bemutatásával szemléltetjük a vizuális eredményeket. A motor leterhelése során a bal oldalon a PBS inaktív, ezért nincs levegőbefúvás, a motor feltöltéséről csak a turbófeltöltők gondoskodnak. A feltöltő késedelme miatt szemmel jól érzékelhető füst távozik a kipufogón. Ezzel szemben a jobb oldalon a PBS aktív, tehát sűrített levegős rásegítéssel történt a motor nyomatkának felépítése, melynek hatására vizuálisan nem érzékelünk füstöt.

Az opaciméter mérőfejének pozicionálásához változtatható geometriájú tartószerkezet állt rendelkezésre (**lásd 13. ábra**).

Az első méréssorozat alatt a mérőműszer folyamatosan jelezte az aktuális értéket, így rögzíteni lehetett a dinamikus füstkibocsátást. A második méréssorozat alatt a mérőműszer a mérés során a legnagyobb értéket mutatta, ezzel összehasonlíthatjuk, mennyivel csökkent a maximális részecske kibocsátás. A K értékek időbeli lefutása a **14. ábrán** látható. A füstkibocsátás jelentős mértékben csökkent a sűrített levegő befúvása hatására.



12. ábra: bal oldalon a PBS inaktív, jobb oldalon a PBS aktív

A fenti tranziensek során a PBS-modulok működését a **15. ábrán** figyelhetjük meg. A diagramokon a PBS beavatkozási fázisát mutatja a modul pillangószelep-állása (zöld görbe), így jól nyomon követhető a befúvás kezdete és időtartama is. A 0°-os szöghelyzet a teljesen nyitott pillangószelepet jelenti, ez esetben nincs levegőbefúvás. A magas szöghelyzetérték a teljesen zárt pillangószelep-állásnak felel meg, ilyenkor a pillangószelep zárását sűrített levegő-befúvás követi.

A felső diagram a PBS inaktív állapotot mutatja, a pillangószelep mindvégig nyitott, tehát nincs befúvás. A töltőnyomás a fordulatszám-növekedés kezdeténél visszaesik, majd 2,5 másodperc alatt nő a maximális fordulatszám eléréséig, ezután a növekedés lelassul és csak az 5. másodpercben éri el a maximális értéket. A fordulatszám közelítően lineárisan emelkedik, a névleges értéket a gyorsítás folyamán kis mértékben átlépi, majd ezután stabilizálódik a névleges értéken.

Az alsó diagram a PBS aktív állapotot mutatja, a pillangószelep a fordulatszám emelkedésének kezdetétől, mindaddig zárva van, amíg a turbótöltő nyomása el nem éri a befúvással megvalósított nyomást. A feltöltőnyomás-görbén jól látható,

hogy a levegőbefúvással nyomásvisszaesés nem tapasztalható, már a fordulatszám-növekedés kezdetétől rendelkezésre áll 1 bar-os töltőnyomás, melyet mindaddig tartja a PBS-modul nyomásszabályzója, amíg a turbótöltő nyomása ezt el nem éri. Ezt követően a maximális töltőnyomás már 3,5 másodperc után rendelkezésre áll. A fordulatszám fél másodperccel előbb eléri a maximális értékét és a stabil állapot túllendülés nélkül beáll. Tehát a dinamikai tulajdonságok is javultak a károsanyag-kibocsátás mellett.

A mért legnagyobb fényelnyelési tényezők a PBS aktív és inaktív esetekben az **1. táblázatban** láthatók.

Érdekes megfigyelni a töltőnyomás alakulása mellett a befecskendezésre került tüzelőanyag-dózis és a megengedett legnagyobb dózis alakulását is. A dózisértékek a **16. ábrán** láthatóak.

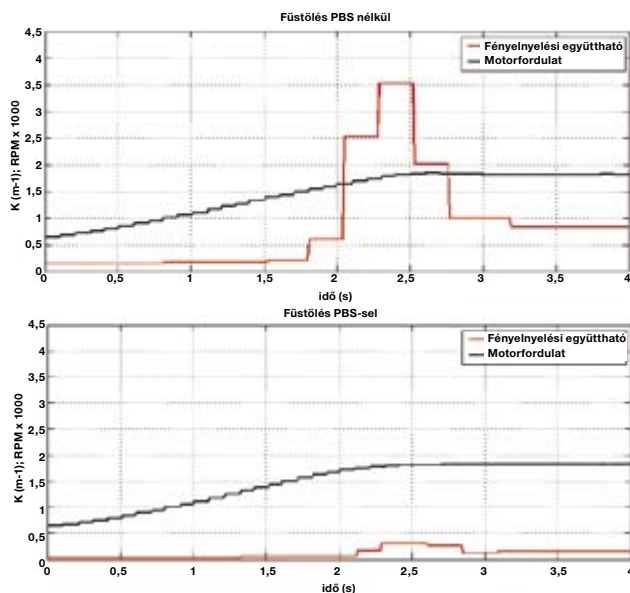
A felső grafikon a PBS inaktív állapotot mutatja. A befecskendezett dózis (kék görbe) eléri a dózishatárt, azaz a motor füstkorlátját, ez esetben a motor teljesítménye is korlátozódik, az adott körülmények mellett nem képes nagyobb teljesítmény leadására.



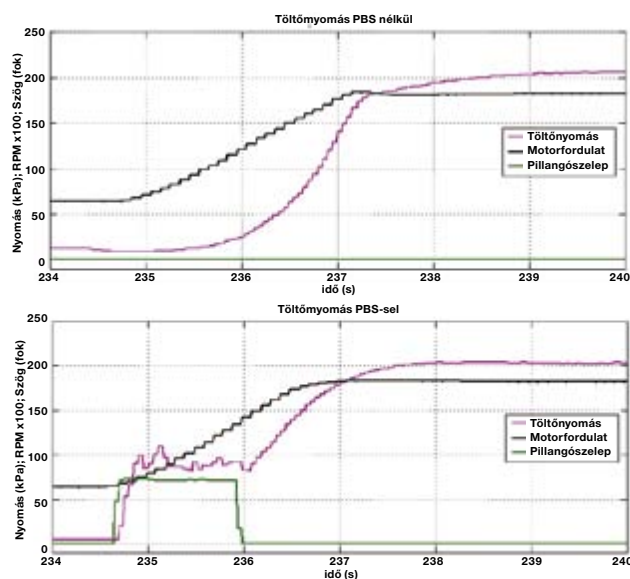
13. ábra: opaciméter elhelyezése a kipufogócsövön

PBS	INAKTÍV	AKTÍV
Fényelnyelési tényező maximuma	3,87 m ⁻¹	0,54 m ⁻¹

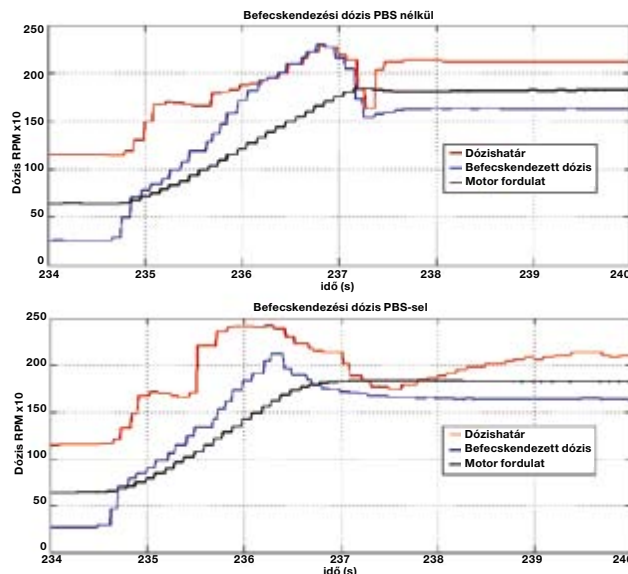
1. táblázat: maximális fényelnyelési tényező



14. ábra: műszeres fényelnyelési együttható-mérés eredményei



15. ábra: a PBS-rendszer működése



16. ábra: a PBS-rendszer működésének hatása a keverékképzésre

Az alsó grafikon a PBS aktív állapotot mutatja. A magasabb töltőnyomás miatt a dózishatár megnövekedett, tehát igény esetén a motor gyorsabb leterhelése is lehetséges, aminek a mozdony jelenlegi hajtóműve szab határt. A nagyobb légfelesleg miatt tökéletesebb az égésfolyamat a hengerekben (magasabb az indikált hatásfok), ezért kevesebb tüzelőanyagra van szükség azonos, illetve még kis mértékben nagyobb teljesítmény leadásához. A motor nagyobb teljesítményleadását a gyorsabb fordulatszám emelkedése jelzi. A fordulatszám-gradiens korlát, illetve a hajtómű vezérlése miatt a motorról levett teljesítményt nem tudtuk tovább növelni.

ÖSSZEFOGLALÁS

A PBS-rendszer kiépítésével sikerült a kiválasztott tolatómozdony eredeti üzemdinamikáját úgy visszaállítani, hogy a részecskeki-bocsátás – amely miatt az MTU a dinamikát korlátozta – nem növekedett. Amennyiben felmerül az igény további mérésre és tesztüzemre, a rendszer további hangolásra és pontosabb mérő-műszeres mérésre van szükség.

A motorfordulat növelése során tapasztalt fogyasztáscsökkenés hatását a hosszú távú tranziens üzem ismerete nélkül nehéz meghatározni. Ezért hosszabb tesztüzemi vizsgálatra van szükség, hogy a tartályok töltése, a nagyobb motordinamika és a fogyasztáscsökkenés milyen hatást eredményez. De a várhatóan szigorodó emissziós követelményeknek való megfelelés is megfelelő alapot ad a rendszer használatára. ●

IRODALOM

- [1] Németh Huba, Sűrített levegős motorfeltöltés haszonjárművek számára, A jövő járműve, 2009. 3–4. szám, p. 66–69.
- [2] Gamma Technologies Inc., GT-SUITE User manual, Westmont, 2006.
- [3] Kóródi Lajos: Korszerűsített MÁV tolató mozdonytípusok összehasonlító vizsgálata, Vasútgépészet, 2002. 1. szám
- [4] Galmus Dániel, Horváth András: Szűrőtechnikai alkalmazások a vasútüzemben, Vasútgépészet, 2009. 8. szám
- [5] Liszt Antal, Varga Miklós: Az M47-1000 sorozatú dízelmozdony felújítása és korszerűsítése, Vasútgépészet, 2000. 1. szám
- [6] Kóródi Lajos: A „rég”i, és az „új” M41-es, Vasútgépészet, 2003. 3. szám
- [7] Dr. Baránszky–Jób Imre (szerk.): Vasúti jármű szerkezetek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1979
- [8] Csárádi János (szerk.): M43 és M47 sorozatú mozdonyok szerkezete és működése, Közlekedési Dokumentációs Vállalat, Budapest, 1987

Légfékrendszer szimulációja fix lépésközzel

BALDAUF ANDRÁS

gyakornok
Knorr-Bremse Fékrendszerek Kft.

KOVÁCS ROLAND

fejlesztési csoportvezető
Knorr-Bremse Fékrendszerek Kft.

HANKOVSKI ZOLTÁN

PhD-hallgató
BME, Gépjárművek Tanszék

DR. PALKOVICS LÁSZLÓ

tanszékvezető h.
BME, Gépjárművek Tanszék

A számítógépes szimulációs eljárások fontossága fejlesztések során vitathatatlan napjainkban. Ezen műfajnak több iránya is található: a részletes modellek főleg hő- és áramlástechnikai valamint szilárdsági modellezések során jutnak szerephez. Amennyiben a futásidő és számítási kapacitás alacsonyan tartása is követelményként lép fel, kompromisszumokat kell kötni. Célunk a prezentált rendszerrel e kompromisszumok optimalizálása.

Nowadays there is no doubt about computer based simulations' importance in case of development. There are several directions in this art: complex models are rather for thermo or fluid dynamic's analysis and solidity investigations. If running time's and computing performance's minimalizations are also substantial, compromises cannot be neglected. Our aim is to reach an optimal compromise with the presented system.

SZOLVER ÉS LÉPÉSKÖZ VÁLASZTÁSA

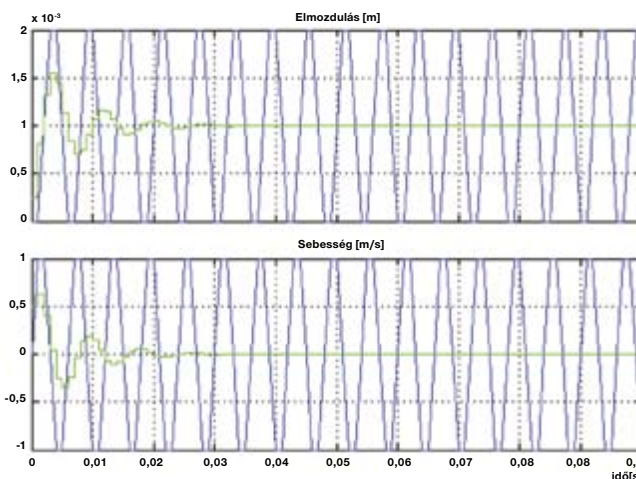
Szimulációs szoftver készítésekor mindig a kitűzött cél alapján kell a szolvert megválasztani: milyen pontosságot és futásidőt várunk el a szimulációtól. Amennyiben kiszámítható futásidőű szoftverre van szükségünk, mely például tipikus követelménye egy HIL (Hardware-In-the-Loop – hardver a kör folyamatban) rendszernek, fix lépésközü szolvert kell választanunk dinamikus folyamatok modellezéséhez. Változó lépésközü szolver esetén a lépésköz függ a számított folyamat dinamikájától: gyorsan változó rendszer esetén csökken a lépésköz, hogy megfelelő pontosságot tudjon a szoftver tartani a számításokban. Ugyanakkor lassan változó rendszer esetén nő a lépésköz a szükséges számítások mellőzése miatt. Azonban előbbi okán sok esetben az elaprózódó lépéshosszak a számítási időigényt nagyon megnövelhetik. Ez valós idejű alkalmazások esetén megengedhetetlen. Ilyenkor a fix lépésköz kínálkozik egyedi megoldásként, ám ebben az esetben gondoskodni kell arról, hogy a szimuláció során csak olyan folyamatok zajlódhassanak le, melyek számításához minden körülmények között megfelelő méretű az alkalmazott lépésköz [1].

Fix lépésközü szolverek esetén is több lehetőségünk nyílik: a legegyszerűbb megoldás az Euler-szolver. Itt bármilyen plauzibilitási vizsgálat vagy egyéb megfontolás nélkül az aktuális lépésben számolt változóérték az előző lépésbeli érték és differenciálérték (valamint természetesen a lépésköz) függvénye. Ez eredményezi a leggyorsabb megoldást, de ez is rejtja a legnagyobb veszélyeket magában. Változó lépésköz esetén például a szolver vizsgálhatja az előző érték és differenciál nagyságát, és megfelelő méretű lépésközt állapít meg, akár többszörös iterációval is. Ezzel a cél az, hogy minden számított integrálérték az előző lépésben elért érték valamely előre meghatározott résznagyságánál kisebb mértékben változzon, így biztosítva a kapott megoldás adott hibahatáron belül maradását. Fix lépésköz esetén például ez az ellenőrzés elmarad, a számítási hiba nagysága pedig a szolver által így kontrollálatlan. További lehetőség lehet a megoldás során a számított integrálérték súlyozott figyelembevétele – például valamilyen arányú súlyozással az aktuálisan számított és előzőleg kapott értékek között.

Egy manapság átlagosnak mondható asztali számítógépen (2,7 GHz órajelű CPU és 2GB RAM memóriával ellátva) az 1 ms lépésköz nevezhető a legjobb választásnak egy viszonylag komp-

lex rendszer szimulálásához – így az általunk bemutatni kívánt légfékrendszerhez is. Fontos, hogy ebből a lépésközből elő lehet állítani a 10 vagy 20 ms-os frissítési idejű CAN üzeneteket például – követelmény, hogy minden a szimulációs modell kimenetei által használt lépésköz az egész számú többszöröse legyen az alrendszer lépésközének. Kisebb lépésköz választása esetén (például 1 ms-os trigger igényekor minimum 0,5 ms-os lépésköz szükséges) célszerű a szimulált rendszer egyes elemeit minél nagyobb lépésközü alrendszerekbe csoportosítani a számítási igények csökkentése végett – természetesen amennyiben ezt a megoldani kívánt egyenletek engedik.

Fentiek alapján célunk volt egy viszonylag gyors, de mindenképpen legalább valós idejű futási sebességgel rendelkező szimulációs modell megalkotása. Továbbá célul tűztük ki ezek mellett olyan folyamatok leírását, mint a nyomásterjedés a légfékrendszerben, vagy az igen kis tömegű és viszonylag nagy erővel mozgatott dugattyúk mozgásegyenlete. Ezen kompromisszumok eredménye lett a már említett okokból is praktikus 1 ms lépésköz, illetve a számított egyenletek sokasága miatt a legegyszerűbb Euler-szolver alkalmazása. Utóbbi viszont azt jelenti, hogy a választott paraméterekkel kell arról gondoskodnunk, hogy a felírt egyenletrendszerek megoldhatóak legyenek az 1 ms



1. ábra: stabil és nem stabil megoldások lengőrendszerre

lépésközzel. Vagy ha ez nem lehetséges, akkor az egyenleteket kell numerikusan olyan módon átalakítani, hogy megoldhatóak legyenek már ilyen mértékű mintavételezéssel is.

LINEÁRIS DIFFERENCIÁLEGYENLETEK NUMERIKUS MEGOLDÁSA

Elsőfokú és másodrendű, de nem feltétlenül állandó együtthatós egyenletek kerültek alkalmazásra a modell megépítése során. Utóbbira példa egy dugattyú felütközése a ház falára (lásd **lentebb**). Ökölszabályként elmondható, hogy egy adott frekvenciájú jel leírásához legalább egy nagyságrenddel nagyobb mintavételezés szükséges. Mindez ebben az esetben annyit tesz, hogy az 1 ms lépésköz 1000 Hz-es mintavételnek felel meg, így körülbelül 100 Hz-es frekvenciájú jeleket képes a rendszer még jól leírni. Vagyis olyan lengőrendszereket leíró differenciálegyenletek oldhatóak meg jó eséllyel elvileg, melyek sajátfrekvenciája a 100 Hz-es határ alatt van. Abban az esetben, ha az 1ms-os lépésköz nem bizonyul megfelelően kicsinek egy egyenlet megoldásához, annak numerikus, diszkrét lépésközü felírása és átalakítása után még nyílhat esély a megoldásra. Vegyünk példának egy egyszerű mozgásegyenletet külső gerjesztéssel, mely szintén nem tartalmaz az adott határnál nagyobb frekvenciájú jeleket (1–3).

$$F_G[k] = m \cdot a[k] + D \cdot v[k] + S \cdot s[k] \quad (1)$$

$$v[k] = a[k-1] \cdot \Delta t + v[k-1] \quad (2)$$

$$s[k] = v[k-1] \cdot \Delta t + s[k-1] \quad (3)$$

$$\gamma = \sqrt{\frac{S}{m} - \left(\frac{D}{2 \cdot m}\right)^2} \quad (4)$$

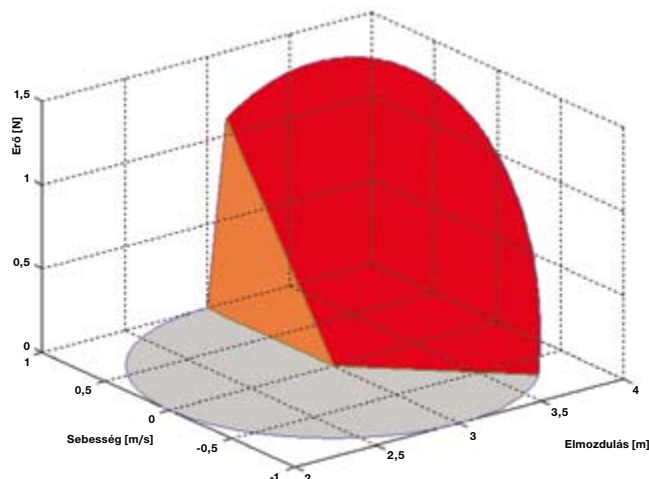
A (4) szerint meghatározhatjuk a lengőrendszer csillapított sajátfrekvenciáját (bár az adott szolვეrrel való megoldhatóság során szerepet játszik a csillapítatlan sajátfrekvencia értéke is). Esetünkben tipikusan alulcsillapított leírások fordulnak elő. Az 1 ms lépésköznek megfelelően körülbelül 100 Hz-es határig képes az Euler-szolვეr megfelelően megoldani egy ilyen típusú egyenletet – a tranziensek kevésbé pontos megoldásának igényével ez a határ kitolható akár 200 Hz felé is, ilyenkor a lengések számítása már pontatlan, ugyanakkor a megoldás statikus értéke helyes lesz, és a megoldó a tapasztalatok szerint még stabilan működik. Körülbelül 300 Hz felett azonban a rendszer már önmagát gerjesztheti az egyre kevésbé pontos megoldásokkal, és ilyenkor nem jut stabil munkapontra.

$$v[k] = a[k] \cdot \Delta t + v[k-1] \quad (5)$$

$$s[k] = a[k] \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2} + v[k-1] \cdot \Delta t + s[k-1] \quad (6)$$

$$\frac{F_G[k] - v[k-1] \cdot (D + \Delta t \cdot S) - s[k-1] \cdot S}{m + \Delta t \cdot D + \frac{(\Delta t)^2}{2} \cdot S} = a[k] \quad (7)$$

A (2-3) egyenletek egyszerű Euler-szolvert alkalmaznak, melyet a Matlab/Simulink különálló blokkként magában foglal, és az

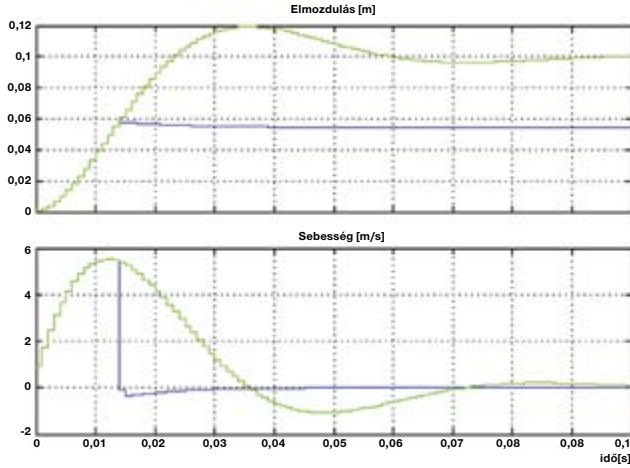
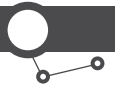


2. ábra: ütközőbak elmozdulás-sebesség erődiagramja

egyenletek felépítésekor nem kell nekünk ily módon az integrátorokat megépíteni. Ezen integrátorok kibontásával és módosításával azonban lokálisan a visszacsatolt Euler-szolvert integrálási módszerét kaphatjuk az (5-6) egyenletek szerint. Utóbbiak megoldása nem olyan triviális, mint előbbieké, hiszen az aktuális érték kiszámításához szükséges aktuális deriváltérték függ magától az aktuális értéktől. Egyszerűbb esetekben azonban megoldható még ez a látszólagos algebrai hurok, így esetünkben (1, 5, 6) megoldása (7). Ennek alkalmazásával tulajdonképpen egy alrendszer szintjére mi magunk készítjük el a módosított szolvert. Megfelelő paraméterválasztással elérhetünk akár 1000 Hz-es sajátfrekvenciájú lengőrendszerek esetén is stabil megoldást – az **1. ábra** egy 866 Hz-es sajátfrekvenciájú lengőrendszer megoldását mutatja 1 ms Euler-szolvert által biztosított integrátorral (kék), illetve az (5, 6, 7) alapján elkészített visszacsatolt Euler-integrátorral (zöld) tartalmazó modellel (mely szintén Euler-szolvert használ, de a megoldásban nem szerepel a szolvert által megoldandó integrálási feladat). Utóbbi az ábrán zöld színnel látható.

Egy dugattyú tömege dkg nagyságrendű, a fémek merevsége igen magas, csillapításuk pedig az ideális körülbelül 2%-ára tehető tapasztalatok alapján. Mindezek mellett egy 1000 Hz-es „paraméterszett” összeállítása is már a valóság torzítása árán lehetséges csak: a dugattyú tömege befolyásolja annak nyitási/zárási idejét, ámbar ez a nyomásáramlás megindulásához képest viszonylag jelentéktelen. Kismértékben így lehetséges növelni annak tömegét, illetve a ház fala merevségének csökkentése is megengedhető, mivel nem releváns, hogy a kis tömegű dugattyú mozgására szánt erőter által létrehozott 100 N nagyságrendű erő egy 107 N/m vagy 106 N/m merevségű falon hoz létre deformációt, hiszen ezek az elmozdulások az átömlési keresztmetszet hosszához képest több nagyságrenddel kisebbek.

A ház falának való felütközés ábrázolására [2] ad jó szemléletet. A **2. ábra** ez alapján egy grafikus ábrázolást mutat: a pirossal jelzett ferdesík metszi a horizontot. Mivel egy ütközéses kapcsolatban csak nyomóerők léphetnek fel, így a fellépett ellenerő síkja a horizont által határolt. A narancssárga sík szintén határolja ezt a síkot: ennek szerepe praktikus okokból van: amint az látható, a felütközés 3 m-es elmozdulásnál kezdődik. Pozitív ütközési sebesség esetén ilyenkor bár még csak megtörtént a kontaktus és deformáció még nem lépett fel, máris a belépési sebességből adódna egy egységugrás szerű erőhatás. Ezt elkerülendő a narancssárga sík lelapolja a horizont, a piros sík és a 3 m-es határnál állított függőleges sík által bezárt teret. Ennek értelmezése egy lokális rugóként lehetséges. Mindezeket összefoglalva (8) mutatja a felütközés



3. ábra: felütközés folyamata

mint feltételes kapcsolat értelmezését, a **3. ábra** pedig egy példát mutat: a zölddel jelzett elmozdulás lenne a test eredeti je bak nélkül, és a kékkel jelölt módosulat jelzi a felütköztetett állapotot. Továbbá a (8) szerinti előző lépésben számított elmozdulás és sebességértékek cseréjével az aktuális lépésbeliekre (gyakorlatilag (7)-be való integrálásával) még tovább javítható a folyamat megoldhatósága.

$$F_G[k] = \max \left(0, \min \left((s[k-1] - s_0) \cdot S_{\text{lokális}}, (s[k-1] - s_0) \cdot S_{\text{bak}} + v[k-1] \cdot D_{\text{bak}} \right) \right) \quad (8)$$

ELEMI MODELL

Mivel a haszongépjárművek felhasználási céljai és körülményei nagyon sokrétűek lehetnek, ennek megfelelően a pneumatikus fékrendszerekből is rengeteg különböző konfiguráció érhető el. Célunk egy olyan modellcsomag megalkotása volt, amelyből a felhasználó tetszőlegesen kiválaszthatja a számára szükséges komponenseket, és összerakhatja az általa elképzelt rendszert. Mivel a modell a fenti mechanikai egyenleteken felül a nyomásterjedés modellezésére is alkalmas kell hogy legyen, szükséges volt egy alapvető pneumatikai lánc kialakítása, mely minden variációnál [3] kielégíti a kontinuitás és az energiamegmaradás törvényét. Minden komponenst és csövezeteket egy kamrának (vagy kamrarendszernek) tekintünk, melyeket fojtások kötnek össze. Ezen fojtásokon (9) szerinti tömegáram definiálható, az áramlási sebességet pedig (10) mutatja [4].

$$\dot{m} = \rho \alpha A v dt = \frac{p_{be}}{R \cdot T_{be}} \alpha A v dt \quad (9)$$

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \cdot T \cdot \left(\left(\frac{p_{be}}{p_{ki}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{be}}{p_{ki}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (10)$$

Utóbbi képlet addig érvényes, amíg az áramlás sebessége el nem éri a lokális hangsebességet. Ennél magasabb nem lehet az áramlás sebessége, ezért ha a nyomásviszony a kritikusnál alacsonyabb, akkor a fenti képlet (11) szerint módosul:

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \cdot T \cdot \left(\frac{2}{\Pi^{\frac{2}{\kappa}}} - \Pi^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (11)$$

Ahol:

$$\Pi = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (12)$$

Ezzel a modellel kerül számításra a kamrák közötti térfogat-áram. A kamrák szimulációjánál a következő (a szimuláció céljaival összhangban levő) feltételezéseket használtuk:

- A hőmérséklet és nyomáeloszlás egyenletes a teljes térfogaton
- A gáz fizikai tulajdonságai, mint pl. a gázállandó vagy fajhő minden nyomáson és hőmérsékleten állandó
- A teret ideális gáz tölti ki
- A kamra felületén hőátadás van a környezet felé
- A kamra térfogata állandó.

Mint említettük, a szimulációval szemben támasztott egyik követelmény a kontinuitás törvényének kielégítése. Ennek megfelelően a kamrákban levő tömeg mindig egyenlő kell hogy legyen a kezdeti tömeggel, valamint a ki- és beáramló tömegek összegével:

$$m = m_0 + \int \sum \frac{dm_{be}}{dt} dt - \int \sum \frac{dm_{ki}}{dt} dt \quad (13)$$

A másik elvárás pedig az energiamegmaradás törvényének szem előtt tartása. A fent említett közelítéseket figyelembe véve a kamra energiaváltozása a következő képlettel írható le:

$$\frac{dU}{dt} = \sum \frac{dm_{be}}{dt} \cdot h_{be} - \sum \frac{dm_{ki}}{dt} \cdot h_{ki} + \dot{Q} \quad (14)$$

Ahol a hőáram és az entalpia:

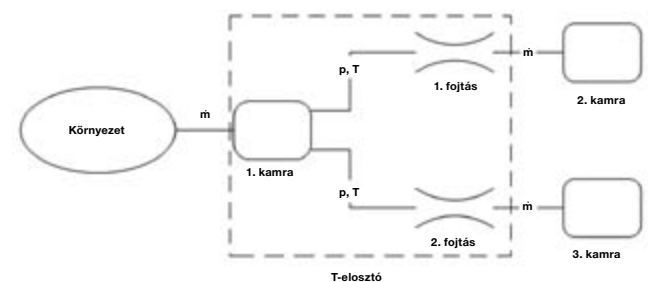
$$\dot{Q} = A_{\text{kamra}} \cdot k \cdot (T_k - T_{\text{körny}}) \quad (15)$$

$$h = c_v \cdot T \quad (16)$$

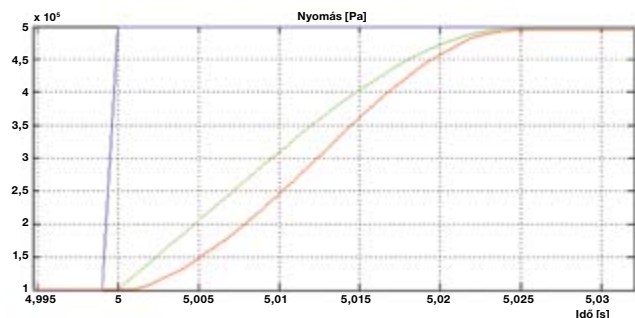
Felhasználva a belső energia és a nyomás közti összefüggést:

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_k} \left(\sum \frac{dm_{be}}{dt} T_{be} - \sum \frac{dm_{ki}}{dt} T_{ki} \right) + \frac{\kappa - 1}{V_k} \dot{Q} \quad (17)$$

A nyomás és a tömeg ismeretében – lévén a térfogatot állandónak feltételezzük – a kamra hőmérséklete az általános gáz-törvényből nyerhető ki (18):



4. ábra: T-elosztó struktúrája



5. ábra: a nyomások alakulása

$$T_k = \frac{p_k \cdot V_k}{m \cdot R} \quad (18)$$

Ezeket a modelleket használva a valós nyomásterjedéshez igen közelálló szimulációs eredmények érhetők el. Egy nagyon egyszerű komponensen, az ún. T-elosztón szemléltethető ezen elemi egységek felhasználásának módja (**4. ábra**).

Mint látható, a csatlakozóhoz vezető csőszakaszt egy kamra modellezi. A csatlakozótól kétfelé elvezető csőszakaszokra is ez az elemi modell lett használva, de ezek már egy másik komponens bevezető szakaszai lesznek (azon komponenseké, amelyeket a T-elosztó után kötünk). Így a T-elosztó modellje egy tömegáramot igényel bemenetként (valamint a bemenő szakaszon uralkodó nyomást és hőmérsékletet), és két tömegáramot ad kimenetként. Ha az elosztó két végére egy kimenettel nem, csak egy bemenettel rendelkező (egyforma méretű) kamrákat kötünk, akkor a szimuláció a következő eredményeket adja a kamrák nyomásaira – **5. ábra**.

Mint látható, a környezet nyomását (kék görbe) egy exponenciális felfutással közelíti először a T-elosztóban uralkodó nyomás (zöld), majd egy kis késéssel a T-csatlakozó után kapcsolt kamrák nyomása (piros).

ABS- ÉS EBS-ALAPÚ RENDSZEREK

Az utóbbi évtizedek növekvő közlekedésbiztonsági követelményei miatt az ABS (Antilock Braking System – blokkolásgátló fékrendszer) már régóta törvényileg kötelező [5] felszerelés a haszongépjárműveknél. Emellett napjainkban az EBS (Electronic Braking System – elektronikus fékrendszer) [6] alapú rendszerek is egyre nagyobb teret hódítanak. A két rendszer közötti alapvető különbség, hogy normál üzemmódban a vezető által támasztott fékigény az EBS-szel szerelt rendszerekben elektronikus jel formájában jut el a modulátorokig és az alakítja át nyomássá, míg ABS-alapú rendszereknél a fékpedáltól a fékkamráig végig pneumatikus jelként terjed. Azonban mivel biztonsági okok miatt EBS-rendszerekben is kötelező egy pneumatikus tartalékkör az elektronika meghibásodásának esetére, így a szimuláció szempontjából nagyon hasonlóan épül fel a két rendszer. A különbségek magában az ABS- ill. EBS-moduloknak a működésében vannak, valamint az utóbbival szerelt rendszerekben gazdaságossági megfontolások miatt több modul (mint pl. a fékerő-szabályozó, illetve a kipörgésgátló) feladatát is az EBS feladatai közé integrálták.

Ennek megfelelően itt részletesebben egy standard, ABS-alapú ESP-vel és fékerőszabályzóval szerelt 2 tengelyes haszongépjármű fékrendszerének felépítésével foglalkozunk.

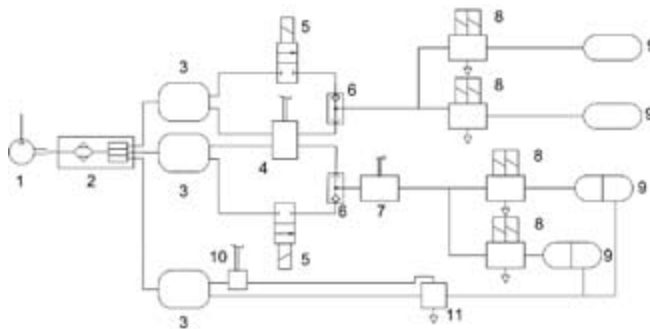
A rendszer első eleme a kompresszor (1), ami a környezeti levegőből állítja elő a rendszer működéséhez szükséges sűrített levegőt. A kompresszor annyiban eltér a többi komponenstől, hogy nem a fent leírt elemi modellekből épül fel, hanem – a

futásidő csökkentésének érdekében – egy méréseken alapuló függvény helyettesíti, mely a motor fordulatszáma és a nyomóoldal nyomása alapján adja meg a kompresszor által generált tömegáramot. Ez a tömegáram jut be a levegő-előkészítő egységbe (2). Ennek modellje szimulálja egyrészt a légszűrő által generált nyomáscsökkenést, másrészt pedig a sűrített levegő útja visszacsapószelepeken és nyomásszabályzó szelepeken (melyeknek modelljére e cikkben nem térünk ki) keresztül vezet, ami egyrészt megakadályozza a légtartályok (3) leeresztését a levegő-előkészítő egység meghibásodása esetén, másrészt pedig egy feltöltési sorrendet határoz meg a tartályok között. Mivel a biztonság szempontjából az üzemi fékkör a legkritikusabb, ezért először az ezt ellátó tartályok töltődnek fel, és csak ezután kezd a kompresszor által biztosított tömegáram egy része a kiegészítő rendszereket (rögzítőfék, légrugók, tengelykapcsoló stb.) ellátó tartályokba ömleni. Ezen tartályok modellje gyakorlatilag az említett elemi kamra modell.

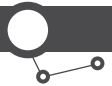
Az ezekben a levegőtartályokban uralkodó nyomás jelenik meg a fékpedálmodul (4) bemeneténél. Ezen modul a valóságban egy összetett mechanikai rendszer, melynek – fentebb kifejtett okok miatt – modellezése nehézkes az adott lépésköznél. Emellett viselkedése nagyban hasonlít egy P szabályzóhoz, ezért – mivel így a számítási kapacitásigény is jelentősen csökken – egy elfogadható kompromisszum a pedál e szabályzóval való helyettesítése. Ennek a lényege, hogy a fékpedálállás függvényében (ez a fékrendszer szempontjából egy külső jel, vezérelhetjük direkt módon, esetleg generálhatja egy sofőrmódel) vezérli a tartály és a környezet felé nyíló fojtások átmérőjét, ezzel növelve vagy csökkentve a nyomást a pedál után kötött komponensben.

ESP-vel (Electronic Stability Program – elektronikus stabilitásprogram) szerelt fékrendszerek esetén a fékpedálból kijövő nyomás egy select-high szelep (6) egyik bemenetéhez van kötve. A másik ágra a TCV-szelep (Traction Control Valve – tapadási kontrollszelep) által generált nyomást engedjük. Ha ezen, az ABS-elektronika által irányított 2/2-s szelep (5) nyitva van, akkor ez a tartálynyomással nyitja egybe a select-high szelepet: ezzel az elektronika a sofőrt felülbírálvá fékezi be a kerekeket. Ennek a kerék esetleges kipörgésénél, illetve túl nagy sebességű kanyarvételkor lehet például hasznos hatása.

Ha a TCV nem avatkozik be, akkor a hátsó fékkörön a fékerő-módosítón (7) a fékpedál által szabályozott nyomás jelenik meg. Ennek működése elviekben hasonló a fékpedálhoz: egy külső jel függvényében (mely jelen esetben nem a pedálállás, hanem egy a hátsó tengely terhelésével arányos érték) szabályozza, mekkora nyomás szükséges a hátsó tengelyen. Ezen modul használatának oka, hogy haszongépjárműveknél a hátsó tengely terhelése drasztikusan változik terhelte és terheletlen esetben, és így az optimális féknyomás is. ABS-alapú rendszerekben ez a szerkezet lehet pneumatikus (ilyenkor a hátsó légrugók nyomá-



6. ábra: egy kéttengelyes fékrendszer blokkdiagramja

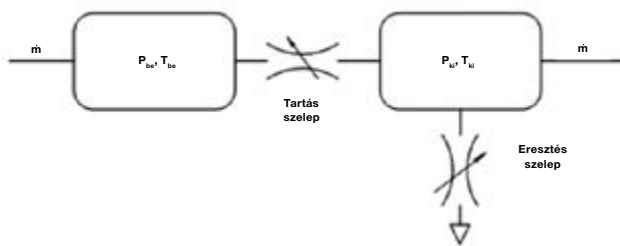


sa a szabályzójel), vagy mechanikus. Mindkét esetben szükség van a kocsiszekrény relatív pozíciójára a tengelyekhez képest, melyet megadhatunk direkt módon, illetve ha a fékrendszert egy járműdinamikai modellel integráljuk, akkor onnan is kaphatja e pozíció aktuális értékét. Az ezután következő ABS-modul (8) modelle a későbbiekben külön részletezésre kerül. A pneumatikus láncot a fékkamra (9) zárja, melynek modelle két részből áll. Az egyik egy módosított kamramodell, mely abban különbözik a korábban leírttól, hogy térfogata változik a dugattyú elmozdulásának függvényében. A másik rész pedig a nyomás hatására elmozduló dugattyú, melynek modellezése a korábban kifejtett elveket szem előtt tartva történt.

A rögzítőfékkör is modellezésre került, ennek első eleme a már részletezett fékpedálhoz nagyon hasonló (10) kézifékszelep. A külső jel itt – amire a modellnek szüksége van – a kézifékkar pozíciója. Ehhez kapcsolódik a fékkamrák előtt egy relészelep (11). A relészelep feladata, hogy gyorsítsa a nyomásfelépülést a fékkamrában: a kézifékből jövő jel egy kis tömegáramú (ezáltal gyors) vezérlőjel, mely alapján a légtartállyal közvetlen összeköttetésben levő relészelep beállítja a rögzítőfékkamrákban a nyomást.

AZ ABS-SZELEP FELÉPÍTÉSE

Nagymértékű fékezésnél – különösen csúszós útviszonyok esetén – a kerekek blokkolhatnak. Ilyenkor egyrészt jó eséllyel megnő a fékút, másrészt pedig az autó nehezen irányíthatóvá válik és a vezető könnyen elvesztheti uralmát a jármű felett. Az ABS-szelep feladata, hogy ezt megakadályozandó limitálja a fékkamrákban megjelenő nyomást, amikor a járművezető erősebben fékez, mint az adott helyzetben optimális lenne. A szimulációban egy minden valós funkcióval bíró, de a valós szelep egy több szempontból egyszerűsített változata került modellezésre:



7. ábra: az ABS-modul felépítése

A modellezett ABS-szelep egy bemeneti és egy kimeneti kamrából, valamint 2 mágnesszelepből áll. A mágnesszelepek nyitását, ill. zárását a valóságban az ABS-logika szabályozza többek közt a keréksebesség-szenzor jelek függvényében. A fékrendszer modellben ez szintén vagy direkt adható meg, vagy össze lehet kapcsolni egy járműmodellel (amiből kinyerhetők a szükséges keréksebesség-adatok), valamint egy ABS-logikával.

Ha az elektronika úgy érzékeli, hogy beavatkozásra van szükség, akkor ezt kétféleképpen teheti meg. Ha kisebb a blokkolás veszélye, akkor meghúzhatja az ún. „tartás” szelepet. A bemeneti és a kimeneti kamrát összekötő fojtás mérete a mágnesszelep elmozdulásával arányos: ha az nullára csökken (meghúzásra adunk parancsot), akkor a fojtás mérete és ezzel a (9) alapján a tömegáram is nullára csökken. Ennek köszönhetően a kimeneti kamrában és az azzal összekapcsolt fékkamrában nem nő tovább a nyomás, hiába ad erre utasító fékjelet a sofőr.

Ha a fékkamrákban levő nyomás még így is túl magas és blokkolni kezdenek a kerekek, akkor a drasztikusabb beavatkozási lehetőség az ún. „eresztés” szelep kinyitása, mely a légköri nyomással köti össze a kimeneti kamrát, ezáltal leengedve a nyomást.

A valóságban az ABS-logika feszültséget kapcsol a mágnesszelepre működtetés esetén. Mivel az itt fellépő késleltetés, a mágnesszelep mozgásának karakterisztikája nagy hatással van a nyomásváltozások alakulására a szelepből, ezért ennek modellezése is szükséges volt. Az áramerősség alakulásának egyenlete a mágnesszelepből [7]:

FÜGGELÉK		
JELÖLÉS	JELENTÉS	MÉRTÉKEGYSÉG
k	lépésszám	–
F_G	gerjesztőerő	N
m	tömeg	kg
D	csillapítás	Ns/m
S	rugóállandó	N/m
a	gyorsulás	m/s/s
v	sebesség	m/s
s	pozíció	m
Δt	idő	s
γ	sajátfrekvencia	Hz
S_{bak}	ütközőbak merevsége	N/m
D_{bak}	ütközőbak csillapítása	Ns/m
$S_{lokális}$	lokális merevség	N/m
ρ	sűrűség	kg/m ³
α	kontrakciós tényező	–
A	fojtás keresztmetszete	m ²
v	áramlási sebesség	m/s
p_{be}	belépő nyomás	Pa
p_{ki}	kilépő nyomás	Pa
T_{be}	belépő hőmérséklet	K
T_{ki}	kilépő hőmérséklet	K
m_0	kezdeti tömeg	kg
U	belső energia	J
h	entalpia	J
Q	hőáram	W
A_k	kamra felülete	m ²
T_k	kamra hőmérséklete	K
$T_{körny}$	környezet hőmérséklete	K
R	gázállandó	kJ/kg/K
κ	adiabatikus kitevő	–
U	feszültség	V
I	áramerősség	A
R_M	szolenoid ellenállása	ohm
R_Σ	mágneses hurok ellenállása	ohm
N	tekercsszám	–
μ_0	mágneses permeabilitás	H/m
A_M	mágneses keresztmetszet	m ²

1. táblázat: az alkalmazott jelölések

$$\frac{dI}{dt} = \frac{U - I \cdot R_m + \frac{N^2}{R_\Sigma \cdot \mu_0 \cdot A_M}}{\frac{N^2}{R_\Sigma}} \quad (19)$$

A szelepre ható gerjesztőerő:

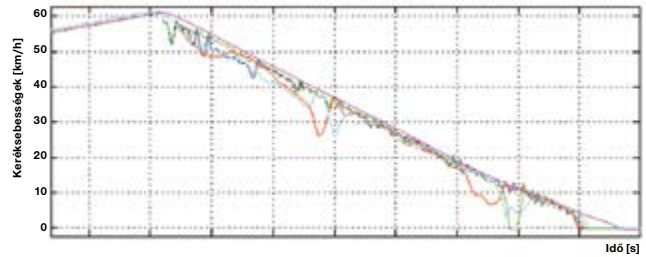
$$F_G = \frac{N^2 I^2}{\mu_0 A_M \cdot 2R_\Sigma} \quad (20)$$

A szelep mozgásállapota e pillanatnyi gerjesztőerő ismeretében (7) alapján számolható. A szimulációs eredményeket a felütközés lefutására a **3. ábra** mutatja.

A **8. ábra** egy közepes tapadású felületen félig terhelt nehéz-ha-szongépjárművel végrehajtott ABS aktív fékezés szimulációja során rögzített keréksebességeket és járműsebességet szemlélteti. Látható, hogy a keréksebességek több alkalommal is túlzott csökkenésnek indulnak, majd visszagyorsulnak közel a jármű sebességéig. Ez a folyamat az említett nyomástartó és -csökkentő szelepek szimulációjával lett kialakítva – akár a valóságban.

ÖSSZEFOGLALÓ

- Célunk volt egy olyan moduláris fékrendszer felépítése, mely:
- determinisztikus és valóságnál gyorsabb futásidejével alkalmas HIL szimulációs környezetbe integrálásra,
 - mindezt a teljesítményét egy átlagos órajelű és memóriatartal-mú PC-n képes nyújtani,



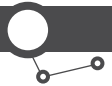
8. ábra: ABS-fékezés közepes tapadású felületen

- a valós alkatrészeknek megfelelő fizikai paraméterű egyenleteket képes megoldani (kivételek a modellezett folyamatok pontosságát érdemben nem befolyásoló részek),
- egyszerű alapfelépítésével lehetővé teszi sokféle variáns elkészítését,
- paramétereizhetőségével és az alkalmazott modelljeivel képes valós fékrendszerek mérési eredményeit reprodukálni, és validálható teljesítményt nyújtani.

A bemutatott módszerek és eljárások segítségével ezen célkitűzéseinket szem előtt tartva sikerült egy optimális megoldást felállítani. A kapott rendszert számos alkalommal és változó körülmények között próbára tettük már, eddig megfelelő eredményekkel. Reményeink szerint a jövőben felmerülő visszajelzések alapján további javításokat – főleg kezelőfelület területén – alkalmazhatunk, és a lefektetett rendszer robusztussága idővel bizonyítást nyer. ●

IRODALOM

- [1] Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, Trencsényi Balázs: Többtestalapú, valós futásidejű járműmodellek készítése Matlab/Simulink környezetben, Innováció és fenntarthatósági felszíni közlekedés, Budapest, 2010. szeptember 2–4.
- [2] Dr. Zobory István: Járműrendszer-dinamika II. jegyzetek, PhD-kurzus, BME, 2010
- [3] Kőfalusi Pál, dr. Szócs Károly, dr. Varga Ferenc: Fékrendszerek, Maróti Könyvkereskedés és Kiadó, 2002
- [4] Lajos Tamás: Az áramlástan alapjai, Műegyetemi Kiadó, 2000
- [5] Bosch Sajtóinformációk: A Bosch ABS blokkolásgátló 25 éve – az innovációtól a szeríafelszerelésig, <http://www.bosch.hu/sajto/presstext.phtml?id=185>
- [6] Knorr-Bremse EBS 2.2 fékrendszer, <http://www.knorr-bremse.hu/magazin/zips/magazin20002.zip> <http://www.knorr-bremse.hu/magazin/200002/hun-old5.htm>
- [7] Dr. Nagy István, dr. Megyeri János – Analóg elektronika, Műegyetemi Kiadó, 1996



CFD analysis of a concept car in order to improve aerodynamics

DARKO DAMJANOVIĆ
DRAŽAN KOZAK
MARIJA ŽIVIĆ
ŽELJKO IVANDIĆ
TOMISLAV BAŠKARIĆ

Mechanical Engineering
 Faculty in Slavonski Brod,
 Josip Juraj Strossmayer
 University of Osijek, Croatia

Car is designed using the software package Autodesk 3ds Max. Polygonal modeling method was used and the designed car represents a new conceptual solution of car design. After modeling a car with the mentioned software, final digital images are generated too. Final digital images are generated using the Mental Ray rendering tool as a default rendering tool of Autodesk 3ds Max. Attention is given only to the external design of the car, while the interior is not modeled. Furthermore, using the software ANSYS Fluent, 2D simulation of the airflow around the side contour of the vehicle was made in the purpose of making changes in the geometry of the vehicle to improve the design in terms of reducing air resistance and improving aerodynamics. Most attention is given to changing value of angle between the hood and front windshield of the car, and analysing the back of the car with and without the rear wing. Leading to the obtained 2D simulation and leading with modifications of the initial 2D model, an existing 3D car model is redesigned. According to our assumption, new 3D car model has better aerodynamic properties. The 3D analysis of the redesigned car model in terms of mentioned changes is performed too in order to analyse possible improvements compared to the initial design.

1 INTRODUCTION

The importance of aerodynamics can be seen from a simple example: If we need to raise the top speed of Ferrari Testarossa from 180 mph (≈ 289 km/h) to 200 mph (≈ 321 km/h) like Lamborghini Diablo, and without altering its shape, we need to raise its engine power from 390 hp to 535 hp. Besides, another approach is to analyse geometry in wind tunnel and making CFD analysis to decrease its Cd (Drag Coefficient) from 0.36 to 0.29, and with that we can do the same thing [1].

2 CAR 3D MODEL AND RENDERINGS

The car model is made with the software Autodesk 3ds Max. Polygonal modeling method was used for creating the car geometry. The final model with all details consists of 507 984 polygons and 568 254 vertexes. The polygonal model is presented in **Figure 1**.

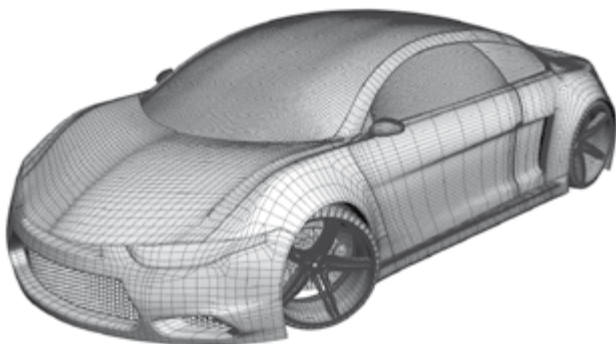


Figure 1: Polygonal car model

3 COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)

There are two possibilities to analyse the aerodynamic features of vehicles and especially the turbulences: the wind tunnel and computational fluid dynamics (CFD). The efficiency and the financial aspect make CFD a better solution. Even the visualization and the accuracy are other aspects which show the advantages of CFD.

New turbulence models and the increasing computing power make CFD much more important [2].

Finite volume method (FVM) was used in CFD analysis of airflow around a car. For 2D analysis of the airflow around the side contour of a car, the software GAMBIT was used as preprocessor for modeling and discretization of the problem, and the software FLUENT was used as solver and postprocessor. For 3D analysis of the airflow around the car geometry, the software ANSYS CFX was used.

3.1 Theory

The governing equations for computational fluid dynamics are based on conservation of mass, momentum and energy. Both FLUENT and ANSYS CFX use a FVM to solve the governing equations. The FVM involves discretization and integration of the governing equations over the finite volume [4].

The flow is said to be turbulent when all the transport quantities (mass, momentum and energy) exhibit periodic, irregular fluctuations in time and space. Such conditions enhance mixing of these transport variables. There is no single turbulent model that can resolve the physics at all flow conditions. FLUENT and ANSYS CFX provides a wide variety of models to suit the demands of individual classes of problems. The choice of the turbulent model depends on the required level of accuracy, the available computational resources and the required turnaround time [5].

For the problem analysed in this paper, standard $\kappa - \epsilon$ turbulent model is selected for both 2D and 3D analysis. The $\kappa - \epsilon$ model is one of the most common turbulent models. It is a semi-empirical, two-equation model, which means, it includes two extra transport equations to represent the turbulent properties of the flow. The first transport variable is the turbulent kinetic energy κ . The second transport variable is the turbulent dissipation ϵ . It is the variable that determines the scale of the turbulence, whereas the first variable k determines the energy in the turbulence.

The model transport equation for k is derived from the exact equation, while the model transport equation for ϵ is obtained using physical reasoning and bears little resemblance to its mathematically exact counterpart [5].

3.1.1 Governing equations

The continuity and momentum equations (Navier - Stokes equations) with a turbulence model were used to solve the airflow [9]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right) + B_x, \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right) + B_y, \quad (3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} \right) + B_z. \quad (4)$$

Where u is x - component of velocity vector, v is y - component of velocity vector and w is z - component of velocity vector. ρ is density of air, p is static pressure, τ is shear stress and B_x, B_y, B_z are body forces [9].

3.1.2 Transport equations for standard κ - ε turbulent model

-for turbulent kinetic energy k :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5)$$

-for dissipation ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (6)$$

In these equations, G_k represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients. G_b is the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy. Y_M represents the contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ and $C_{3\varepsilon}$ are constants. σ_k and σ_ε are the turbulent Prandtl numbers for κ and ε , respectively. S_k and S_ε are user-defined source terms [5].

3.1.3 Turbulent viscosity

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

where C_μ is constant [5].

3.1.4 Production of turbulent kinetic energy

From the exact equation for the transport of k , this term may be defined as:

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

To evaluate G_k in a manner consistent with the Boussinesq hypothesis:

$$G_k = \mu_t S^2, \quad (9)$$

where S is the modulus of the mean rate - of - strain tensor, defined as:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad (10)$$

$$\text{where } S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad [5]. \quad (11)$$

3.1.5 The generation of turbulence due to buoyancy

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}, \quad (12)$$

where Pr_t is the turbulent Prandtl number for energy and g_i is the component of the gravitational vector in the i - th direction. For the standard and realizable models, the default value of Pr_t is 0.85 [4].

The coefficient of thermal expansion β is defined as:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad [5]. \quad (13)$$

3.1.6 The dilatation dissipation

The dilatation dissipation term Y_M is included in the k equation. This term is modeled according to:

$$Y_M = 2\rho a M_t^2 \quad (14)$$

where M_t is the turbulent mach number, defined as:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (15)$$

where a is the speed of sound:

$$a \equiv \sqrt{\gamma RT} \quad [5]. \quad (16)$$

3.1.7 Model constants

The model constants $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k and σ_ε have the following default values:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3.$$

These default values have been determined from experiments with air and water for fundamental turbulent shear flows including homogeneous shear flows and decaying isotropic grid turbulence. They have been found to work fairly well for a wide range of wall - bounded and free shear flows [5].

4 TWO-DIMENSIONAL CFD ANALYSIS OF SIDE CONTOUR OF THE CAR

2D analysis are very helpful and usually preceded by a 3D analysis, because they can provide some basic guidelines that could be redesigned on the product in order that the resulting 3D analysis provide better and more acceptable results. This approach can significantly shorten the time of analysing a problem, because the 2D analysis in relation to 3D is of course much simpler and the time for obtaining a solution is much shorter. So, the 2D analysis is a good indicator of the real state, however it is necessary to note that the results could significantly change when the same problem is considered in 3D.

4.1 Discretization of the 2D domain

After meshing problem in GAMBIT, the mesh consists of quads and triangulars. As **Figures 3** and **4** show, the mesh is discretized

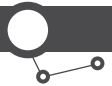


Figure 2: Dimensions and discretization of 2D domain



Figure 3: Finite volume mesh of the first case of car geometry (initial car geometry)



Figure 4: Finite volume mesh of the second case of car geometry (redesigned geometry)

as structured close to the car contour and on the top and the bottom of the domain too. Dimensions of analysis domain are presented in **Figure 2**, where $L = 4500$ mm.

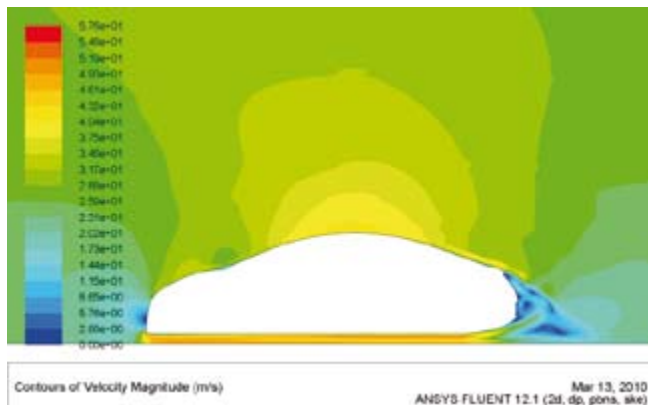


Figure 5: Velocity contours over the initial car geometry (first case)

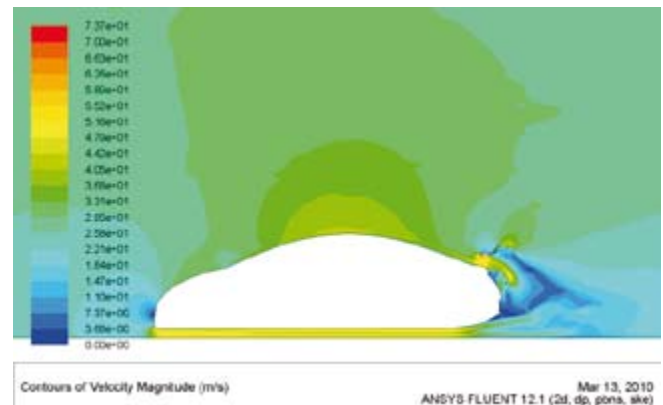


Figure 6: Velocity contours over the redesigned car geometry (second case)



Figure 7: Static pressure contours over the initial car geometry (case one)

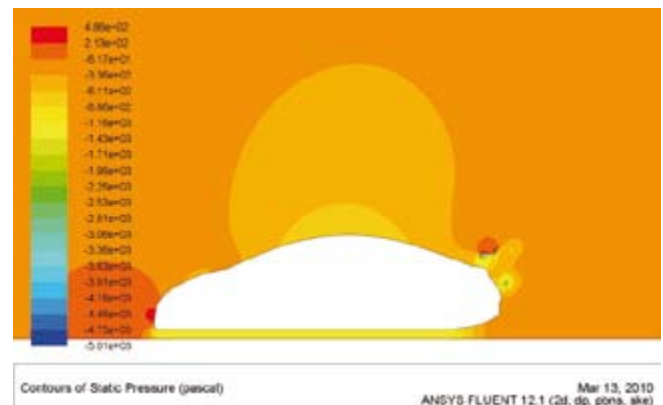


Figure 8: Static pressure contours over the redesigned car geometry (case two)

As mentioned earlier, two cases of car geometry was analysed. The first case is the initial design, so the geometry of the existing model and the second case are redesigned geometry in terms of increasing the angle between the hood and the front windshield to get a better airflow around the car. Also, in the redesigned car geometry, rear wing is added in the purpose to see changes and analyse airflow with the rear wing. **Figure 3** shows the finite volume mesh of the first case of car geometry and **Figure 4** shows the second case of car geometry with the mentioned changes.

4.2 Boundary conditions

Velocity of the air at the inlet boundary condition is set in FLUENT with a value of 27.7 m/s (≈ 100 km/h) and with a temperature of 300 K ($\approx 26.85^\circ\text{C}$). The outlet boundary condition is set to pressure outlet with the gauge pressure of 0 Pa. The car contour, the top and the bottom of the virtual wind tunnel are set as walls. The density of air is set as 1.225 kg/m³ and the viscosity of air is 1.7894×10^{-5} kg/(ms).

4.3 Results

Figure 5 shows the velocity contours of the initial car geometry, and **Figure 6** shows the velocity contours of the redesigned car geometry. Figures show that the air velocity is decreasing as it is approaching the front of the car. Then air velocity increases away from the car front. In the second case, the velocity magnitude increases with a higher gradient, which means that the air resistance is smaller.

Figures 7 and **8** shows static pressure contours. It is obvious from the Figures that there is a higher pressure concentration on the car front in both cases, and at the rear wing in the second case.

Particularly, the air slows down when it approaches the front of the car and results in that more air molecules are accumulated into

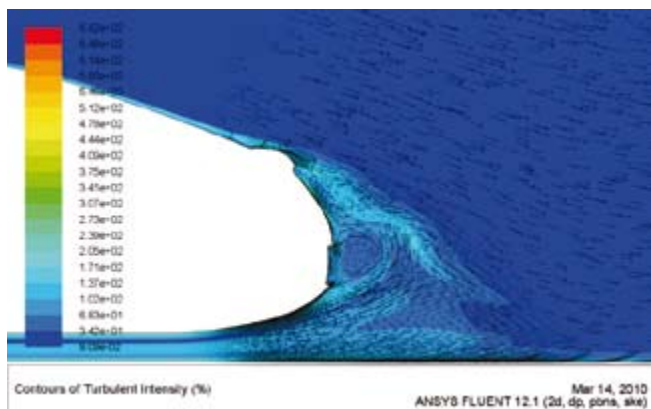


Figure 9: Turbulence intensity contours + vectors over the initial car geometry (first case)

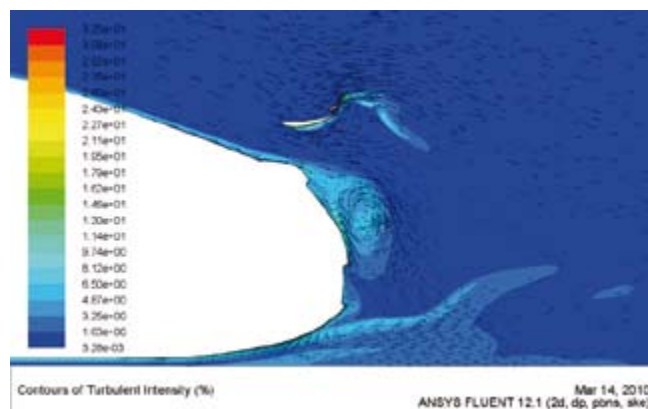


Figure 10: Turbulence intensity contours + vectors over the redesigned car geometry (second case)

a smaller space. Once the air stagnates in front of the car, it seeks a lower pressure area, such as the sides, top and the bottom of the car. As the air flows over the car hood, pressure is decreasing, but when reaches the front windshield, it increases briefly. When the higher-pressure air in front of the windshield travels over the windshield, it accelerates, causing the decrease of the pressure. This lower pressure literally produces a lift - force on the car roof as the air passes over it [6].

Also, **Figure 8** shows that there is a larger amount of pressure on the top surface of the rear wing. That pressure is generating a bigger down - force resulting in better stability of the car and increasing traction. The wing is a very efficient aerodynamic add - in, because it creates lots of down - force and thereby with small effect to increasing drag.

Figures 9 and 10 show turbulence intensity contours + vectors for both cases of car geometry. It is obvious from the presented Figures that the rear wing has big significance to the turbulences. It can be seen that in case of the redesigned car geometry there is less turbulences behind the car and the turbulent zone is cleaner.

5 REDESIGNED CAR MODEL

Leading to the modifications of an existing model in terms of the redesigned side contour of the car and leading with the obtained 2D results of the airflow around the car, the existing 3D car model has been redesigned. The new model has a slightly larger number of polygons due to the added rear wing. After applying materials and textures to each part of car and scenery, each photograph takes about

2,5 hour for rendering. The mental Ray rendering tool was used for rendering as a default rendering tool of Autodesk 3ds Max.

Figure 11 shows the design of the rear wing, and **Figure 12** shows some of the renderings of the new, redesigned car model.

6 THREE DIMENSIONAL CFD ANALYSIS OF CAR

Also in this case, both geometries of the car were analysed. Some details such as car wheels, breaks, exhaust, etc. are disposed from the 3D analysis in the purpose of simplifying the model and the analysis too. However, in spite of the fact of that the model consists of quite number of elements.

6.1 Discretization of the 3D domain

Due to the full symmetry of the problem, only one half of the domain is meshed and after meshing the domain in ANSYS, the mesh consists of 1874264 nodes and 6148164 elements in case of the initial car geometry, and of 2854713 nodes and 9560271 elements in case of the redesigned car geometry. **Figure 13** shows dimensions of the analysis domain, where $L = 4500$ mm.

The mesh is discretized as structured close to the car contour and on the bottom of domain too. **Figure 14** shows the surface mesh of the full meshed domain, and **Figure 15** shows some surface mesh details of the structured mesh around the car geometry.

As in the case of the 2D analysis, to get the most accurate results and within the most identical conditions, the mesh is discretized in 3D cases of the geometry with the same density. The



Figure 11: Design of the rear wing



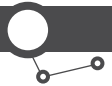


Figure 12: Renderings of the redesigned car model

only difference is that in case of the redesigned car geometry, the mesh has a higher number of elements. That is because the rear wing is added in the redesigned car geometry, and the mesh is generated around it with more density, **Figure 16** and **17**.

Figure 16 and 17 show the volume mesh and some details of the structured volume mesh around the rear wing and the side mirror.

6.2 Boundary conditions

The material is set as “Air Ideal Gas” and the velocity of the air at the inlet boundary condition is set in ANSYS CFX with a value of 27,7 m/s (≈ 100 km/h) and with a temperature of 300 K ($\approx 26,85^\circ\text{C}$). The $\kappa - \epsilon$ turbulent model is selected. The whole car body and the bottom of the virtual wind tunnel are set as smooth wall with the option of “No Slip Wall”. The top and the side of the tunnel are set as “Wall” with the option of “Free

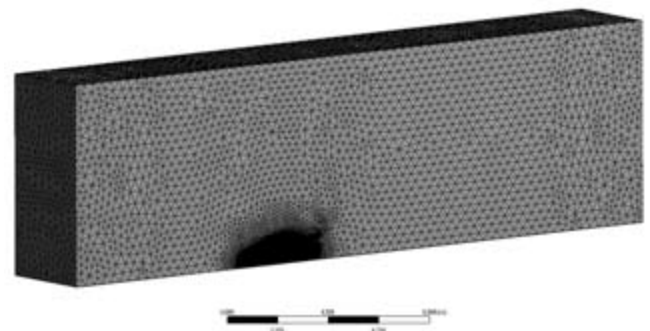


Figure 14: The meshed domain

Slip Wall”. The outlet boundary condition is set to “Outlet” with the relative static pressure of 0 Pa. And the “Symmetry” boundary condition is set to the symmetry plane. **Figure 18** shows the boundary conditions of the 3D domain.

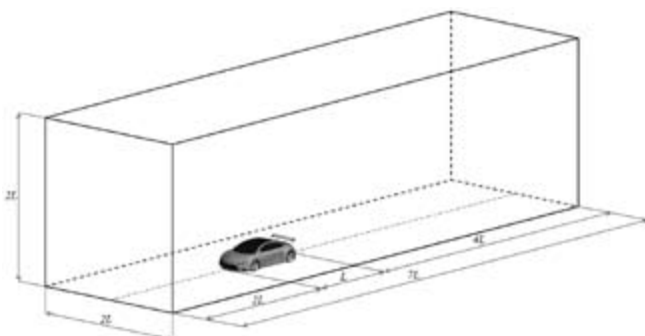


Figure 13: Dimensions of the 3D domain

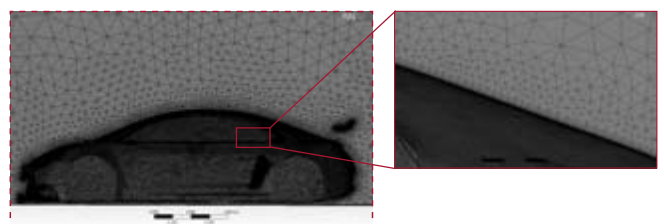


Figure 15: Surface mesh of the domain

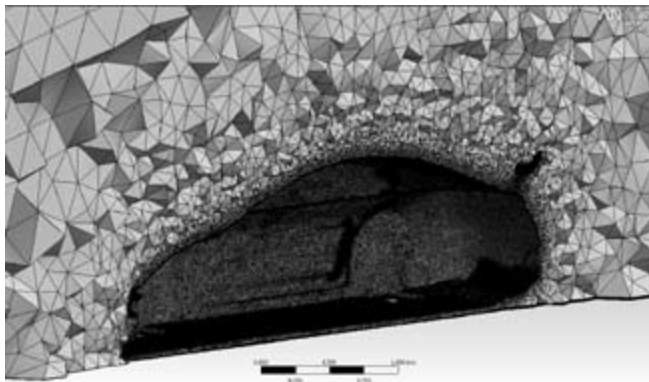


Figure 16: Details of the finite volume mesh around the car geometry

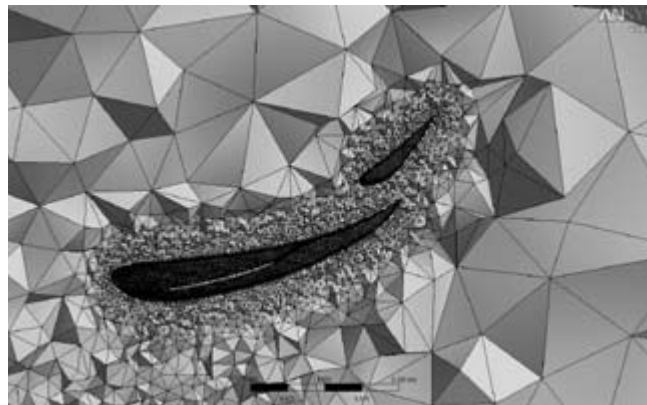


Figure 17: Details of the structured mesh on the side mirror and the rear wing

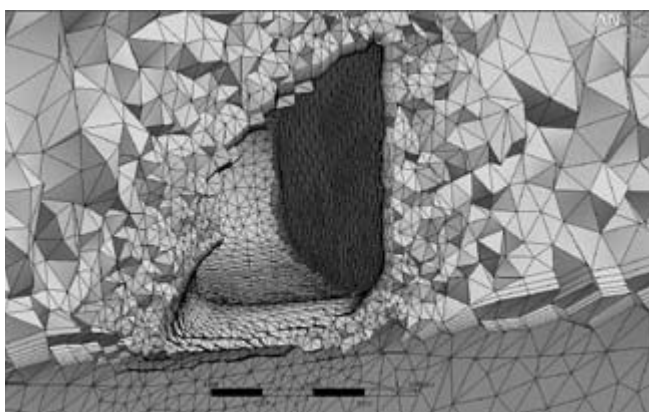


Figure 18: Boundary conditions of the 3D domain

6.3 Results

Unfortunately, due to the lack of computer equipment, the geometry of the car is simplified, and thus the CFD analysis, so among other things, the wheels are ejected from the analysis.

In a further work, the aim is to create a CFD simulation of a car in motion, so with rotating wheels and moving ground. Also in the performed analysis, the entry of the air into the front and the side air intakes are not taken into consideration, which quite changes a realistic picture of the results, so in a further work, our plan is to take that into consideration too.

Figure 19 shows the pressure distribution on 3D model of the car and the ground from front and rear of the car. As expected, from pressure contours it is obvious that there is a larger pressure amount in front of the car, especially at the front and the side air

intakes. In case of the redesigned car geometry, the maximum pressure amount is on the top surface of the rear wing, and the result of that is generating a down - force. How wings generate down - force, will be discussed hereafter.

Figures from 20 to 22 shows velocity streamlines over both car geometries, from different angles and for some individual parts of the car.

Figure 22 shows velocity streamlines below the car. As shown in the 2D analysis, once again, it is confirmed that by adding a rear wing on a car, there is less turbulences behind the car. It is also obvious that the velocity streamlines by distancing from the initial car geometry are expanding, while in the opposite situation, in case of a car with rear wing, velocity streamlines are narrowing. This means that the turbulent zone behind the redesigned car is smaller.

More turbulence behind the initial car geometry is also obvious from **Figure 21**, which presents the velocity streamlines on the symmetry plane, so the eddy's are easier to see.

The reason for the expanding of velocity streamlines in the case of geometry without rear wing is that the air after passing over the rear windshield travels directly to the ground. That air has a higher speed and comes into collision behind the car with the air from below the car which has a lower speed. So the expanding of velocity streamlines are caused by distancing from the car. By using the rear wing, the opposite occurs, because the airflow is directing upwards by the rear wing and thus allows slower air from below the car to free flow by distancing from the car, so there is no expanding of the airflow, **Figure 22**.

Figure 23 shows the velocity and the pressure distribution over the rear wing. The rear wings are nearly irrelevant in ordinary passenger cars, but when it comes to sports cars, especially those for race,

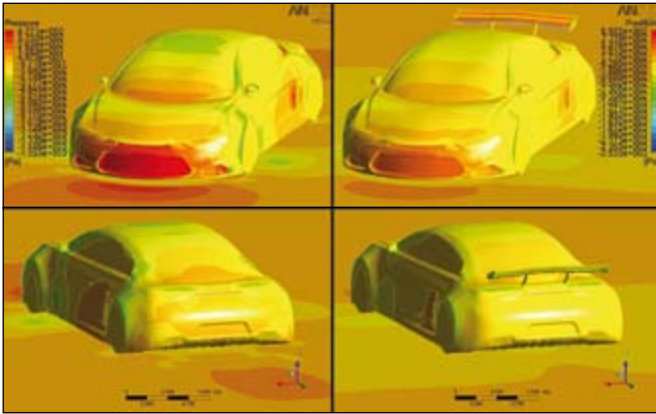
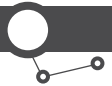


Figure 19: Pressure distribution on the car body and the ground

these are the most important aerodynamic add - ins. For example, for a F1 car, the rear wing creates around a third of the car down - force [7]. But running at high speeds the drag from the rear wing is huge. It would be the best to achieve the following: more down - force at lower speeds in the purpose of increasing traction and thus better acceleration, and less down - force at higher speeds when the car is on a straight line and doesn't need down - force.

A wing generates down - force due to its profile accelerating airflow on its lower surface in relation to the flow over the top surface. If the flow is accelerated, the pressure is decreasing, resulting in a pressure differential between the upper and lower surface of the wing and thus generating a down - force [8].

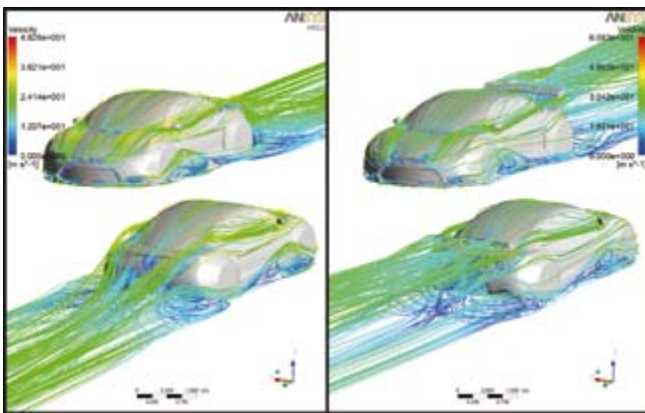


Figure 20: Velocity streamlines over the car body

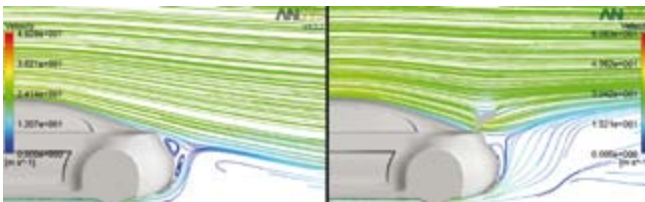


Figure 21: Velocity streamlines on the symmetry plane of the car

As the air flows over the surface of a wing, it has a tendency to slow down and separate from the wing, particularly underneath the wing which runs at a lower pressure than the top surface, **Figure 23**. This separation initially reduces efficiency and the airflow totally breaks up and the wing stalls. When a wing stalls, it loses most of its down - force (that is required at higher speeds) [7]. But at lower speeds, the aim is to prevent separation. So it is needed to speed up the flow near the wing

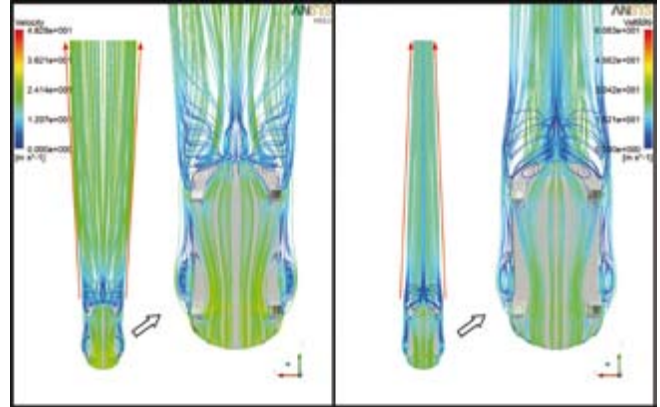


Figure 22: Velocity streamlines from below the car

surface [7]. To achieve both, dual element wings are used, **Figure 23**. These allow for some of the high pressure flow from the top surface of the lower wing to bleed to the lower surface of the upper wing. This increases the airflow speed under the wing, increasing down - force and reducing the boundary flow separation [8].

Otherwise, because there is an increased loading that comes with higher speeds on the straight and due to flexi upper wing it will deflect (or just part of it), and thus the upper wing will move closer to the lower wing resulting in the gap between them becoming smaller. This leads to the separation and wing stalls, so that sheds down - force and with that drag.

In order to prove this, the 2D simulation of the airflow around the side contour of the vehicle was made for the velocity of 250 km/h, because the assumption is that at this speed the upper wing will deflect and move closer to the lower wing. **Figure 24** shows that this leads to the separation and the wing stalls.

However, the question is: "How such design of the rear wing affects the aerodynamic drag - force"? Surely, this type of rear wing increases drag - force at higher speeds. So, by different analysis, (CFD and analysis in wind tunnel) it is necessary to find out the compromise solution which will reduce enough down - force at the higher speeds, but of the some time doesn't influence the increase of the drag - force greatly.

7 CONCLUSIONS

On the basis of the car model, 2D and 3D simulations were performed for both car geometries to visualize the airflow and pressure distribution. The mentioned CFD analyses are achieved to see critical places in geometry which are resulting in bad aerodynamics. Leading to the obtained 2D simulation and leading with modifications of an existing 2D model in terms of the redesigned side contour of the car, the existing 3D car model is redesigned. Redesign is in terms of increasing angle between the hood and the front windshield of the car, and adding the rear wing. Furthermore, the 3D analysis of airflow around the redesigned car geometry was achieved. With the obtained 2D and 3D results, it is concluded that the mentioned changes in the geometry of the redesigned car are resulting in better airflow around the car, and producing more down - force using the rear wing. Bigger amount of down - force is resulting in better stability of the car and the increasing traction.

A dual element wing is used because of the possibility to achieve more down - force at lower speeds in the purpose of increasing traction and thus better acceleration and less down - force at higher speeds when car is on a straight line and doesn't need a down - force. Wings are very efficient aerodynamic add - ins, because they create a lot of down - force and thereby with

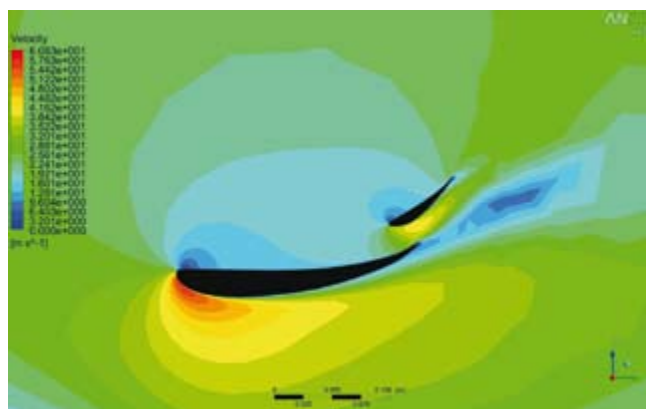


Figure 23: Pressure and velocity contours over the rear wing, deflecting of upper wing

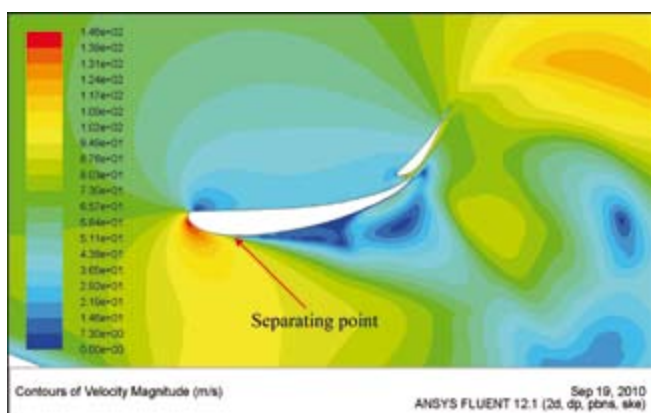


Figure 24: Velocity contours over the rear wing at speed of 250 km/h

small effect on the increasing drag. It is also established that in case of the redesigned car geometry there is less turbulences behind the car and the turbulent zone is cleaner.

Because of the observation that dual-element rear wings are increasing drag - force at higher speeds, it would be necessary to find out the compromise solution which will reduce enough the down - force at the higher speeds, but at the same time doesn't influence the increasing of drag - force greatly.

8 FURTHER WORK

Our aim is to create a CFD simulation of a car in motion, so with rotating wheels and moving ground. Also the entry of air into the front and side air intakes was not taken into consideration in these analyses, which quite changes the realistic picture of the results, so in a further work, our plan is to take that into consideration too. With that we will get a more realistic picture of the pressure distribution on the car body and the air flow around the car.

Depending on the capabilities, another plan is the verification of the results obtained with CFD analysis in a way to create a model that will be tested in a wind tunnel. ●

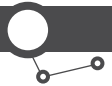
REFERENCES

- [1] http://www.autozine.org/technical_school/aero/tech_aero.htm (17.06.2010)
- [2] Milad Mafi, "Investigation of Turbulence Created by Formula One™ Cars with the Aid of Numerical Fluid Dynamics and Optimization of Overtaking Potential", Competence Centre, Transtec AG, Tübingen, Germany
- [3] Virag, Zdravko, Lectures from the course "Numerical methods"
- [4] Luke Jongbloed, "Numerical Study using FLUENT of the Separation and Reattachment Points for Backwards - Facing Step Flow", Mechanical Engineering Rensselaer Polytechnic Institute, Hartford, Connecticut, December, 2008
- [5] ANSYS Fluent, Release 12.1: Help Topics
- [6] <http://www.up22.com/Aerodynamics.htm> (25.07.2010)
- [7] <http://scarbsf1.wordpress.com/2010/03/04/blown-rear-wings-separating-and-stalling/> (07.09.2010)
- [8] <http://www.racecar-engineering.com/articles/f1/449813/f-ducts-how-do-they-work.html> (08.09.2010)
- [9] Popat, B.C., 1991. Study of Flow and Noise Generation from Car A-pillars, Ph.D. Thesis, Department of Aeronautics, Imperial College of Science, Technology and Medicine, The University of London, UK.

AUTHOR DATA

Darko Damjanović, Dražan Kozak, Marija Živić, Željko Ivandić, Tomislav Baškarić
 Mechanical Engineering Faculty in Slavonski Brod, Josip Juraj Strossmayer University of Osijek. Trg Ivane Brlić Mažuranić 2, HR-35000 Slavonski Brod, Croatia.
 E-mail: darko.damjanovic@gmail.com, dkozak@sfsb.hr, mzivic@sfsb.hr, zivandic@sfsb.hr, tomlav.baskaric@gmail.com.

This paper was presented in a similar form at the International Scientific and Expert Conference TEAM 2010, Kecskemét, November 4-5, 2010 as a plenary/keynote lecture.



Calculation Process Development for Optimizing Geometry at Separated Flow Condition

ÁRPÁD VERESS

Department of
Aircraft and Ships,
Budapest University of
Technology and Economics,
HUNGARY

LÁSZLÓ PALKOVICS

Knorr Bremse R&D Centre
Budapest,
HUNGARY

A publikáció célja egy olyan számítási eljárás kidolgozásának és tesztelésének bemutatása, amely segítségével optimalizálható a leválásos áramlásban elhelyezkedő szilárd falak geometriai kialakítása. A módszer egy, a súrlódásmentes áramlás modellezésére és tervezésére alkalmas inverz eszköz kidolgozásán alapul, amely egy nulla gradiensű (belső áramlásra) és egy optimális fali nyomáeloszlást (külső, profil körüli áramlásra) alkalmaz bemeneti feltételként. Ez utóbbi esetben a nemlineáris és korlátozott optimalizációs feladat megoldására az SQP (Sequential Quadratic Programming) eljárás szolgál, kiegészítve Stratford leválást becslő módszerével. A két-dimenziós numerikus áramlástani eljárás alapegyenletei az Euler egyenletek, amelyek diszkretizációjára egy cella központú véges térfogat módszer és Roe által közelített Riemann megoldó került alkalmazásra. Az optimalizációs módszer tesztelése belső és külső (profil körüli) áramlás figyelembevételével történt. Belső áramlás esetén nulla gradiensű nyomáeloszlás és külső áramlások esetén SQP alapú optimalizált nyomáeloszlás lett előírva az inverz tervező eszköz bemeneti feltételeként.

The goal of the present publication is to introduce a new surface-morphing technique which implies CFD (Computational Fluid Dynamics) and evolution-strategy-based inverse design method for the optimization of geometry at separation flow conditions in internal and external flows. The calculation process is based on an inviscid inverse design method. In order to have an optimum pressure distribution for the inverse design method, zero gradient and optimized pressure distributions are generated. A non-linear constrained SQP (Sequential Quadratic Programming) method coupled with Stratford's limiting flow theory is used in the second case. As a framework, a two-dimensional flow solver is developed to solve Euler equations numerically. They are discretized by a cell centred finite volume method with a Roe's approximated Riemann solver. The optimization process is tested over the internal and external flow applications. Zero pressure gradient flow conditions are imposed in case of internal flow and the SQP-based optimization is used for testing external flow application.

1 INTRODUCTION

Not only on drag, loss, supply parameters and so the performance, but also on fuel consumption and emission are strongly influenced by the shape, thickness, curvature and diffusivity of different aerodynamic geometries or pipe systems as intake and exhaust manifolds, which are generally found in vehicle systems. The pressure and velocity variation over the specific geometries are controlled by the solid walls, and these surfaces are not necessarily aligned with the flow. Several stagnation points, separations, choked flow conditions can be evolved in the complex geometry. Hence, a surface-morphing method is going to be developed, tested and presented herein to improve design specifications by means of approaching the optimal wall shapes belonging to the previously imposed, favourable graduated pressure distribution.

Today, the optimization methods and especially the possibilities of its coupling with flow solvers are under intensive research due to the cost, capacity and time reduction of design and development processes. There are several direct methods which have already been implemented in different applications. They typically utilize some sort of search techniques (gradient-based optimizer), stochastic-based algorithms (e.g. evolutionary strategies, genetic algorithms), artificial neural networks or some other optimization methods. These procedures can be computationally expensive because several flow solutions have to be completed to determine the direction of deepest descent, fitness of individuals in the population, etc. in order to determine the shape changes. Furthermore, the required number of flow solutions increases dramatically with the number of design variables. Some interesting applications of CFD with different optimization methods are found in [1].

In case of a specific set of the inverse design-type methods [2 and 3], the geometry modification is based on the prescribed set of the pre-defined variables at the wall by simple, fast and robust algorithms, which makes them especially attractive amongst other optimization techniques. The wall modification can be completed within much less flow solutions for inverse design techniques than for direct optimization methods. Thus, the inverse design methods typically are much more computationally efficient and they are very innovative to be used in practice. The main drawback of inverse design methods is that the optimum pressure or velocity distributions are not available. Also, one cannot guarantee that an arbitrarily prescribed pressure/velocity distribution will provide mechanically correct airfoils, for example without negative thickness or opened geometry. Hence, the main goal of the present project, beside the testing of the capability of the inverse design method, is to develop a computational process, in which a specific optimization procedure results in target pressure distribution for the inverse design method and it provides the geometry belonging to target pressure distribution.

2 NUMERICAL METHOD

Due to the high-speed aeronautical applications with the assumption of no separation, the conservative form of the unsteady 2D compressible Euler equations has been used as a governing equations for flow modelling, which are given by (1) in Cartesian coordinate system in (x,y) , where $x, y \in R$ and $t \in R^+$.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} + \frac{\partial G(U)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

Finite volume discretization method has been applied in the present report, by which the system of eq. (1) is integrated over a control volume Ω bounded by interface Γ and applying the Gauss divergence theorem gives,

$$\frac{\partial}{\partial t} \iint_{\Omega} U d\Omega + \int_{\Gamma} \bar{H} n d\Gamma = 0, \quad (2)$$

where $\bar{n} = (n_x, n_y)$ is the local outward pointing unit normal vector, $\bar{H} = F\bar{e}_x + G\bar{e}_y$ and $\bar{H}\bar{n}$ is given by (3),

$$H_n = \bar{H}\bar{n} = \begin{pmatrix} \rho V_n \\ \rho u V_n + p n_x \\ \rho v V_n + p n_y \\ \rho V_n H \end{pmatrix}, \quad U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho E \end{pmatrix}, \quad F(U) = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ \rho u H \end{pmatrix}$$

and $G(U) = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho vu \\ \rho v^2 + p \\ \rho v H \end{pmatrix}.$ (3)

In order to pass from continuous to a discrete form, a choice about the type of representation of the solution vector over the finite volume has to be made. Replacing the second integral by a summation over the number of faces N_f of the chosen control volume $\Omega_{i,j}$, eq. (2) can be written in the following semi-discrete form for the point i, j ,

$$\frac{\partial}{\partial t} U_{i,j} = -\frac{1}{\Omega_{i,j}} \sum_{k=1}^{N_f} [H_n]_{i,j,k} \Gamma_{i,j,k} = \Re_{i,j}^n \quad (4)$$

where $[H_n]_{i,j,k}$ is the total inviscid flux normal to the cell interface with the length of $\Gamma_{i,j,k}$ cell boundary exchanged between points i, j and k . $\Re_{i,j}^n$ represents the residual, the scalar value of the line integral in (2). In case of upwind differencing schemes, the quantity $[H_n]_{i,j,k}$ is characterized by a flux function $\tilde{H}_n$ which takes into account the sign of the Jacobian matrices. Then, the $\tilde{H}_n(U^L, U^R)$ can be evaluated by a linear wave decomposition, where a unique average state denoted by a hat, originally developed by Roe, of the left and right states exist [4],

$$\tilde{H}_n(U^L, U^R) = \frac{1}{2} \{H_n(U^L) + H_n(U^R) - [\hat{D}_n(U^L, U^R)](U^R - U^L)\} \quad (5)$$

The method of Roe is highly non-dissipative and closely linked to the concept of characteristic transport. It is one of the most powerful linear Riemann solvers due to the excellent discontinuity-capturing property including shear waves. However, the entropy condition is not always satisfied. Hence, the method of Yee [5] has been used for entropy correction. The MUSCL (Monotone Upstream Schemes for Conservation Laws) approach is implemented for higher order spatial extension and Mulder limiter for monotonicity preserving [5]. For the minimum computational storage and the large stability range with the optimal choice of its parameters, the 4th order Runge-Kutta method is used to solve the time derivatives of the conservative variables. The coefficients of the scheme are derived to maximize the CFL number. Local time stepping has been used to optimize the time step behind the stability criterion.

3 BOUNDARY CONDITIONS

Concerning the boundary conditions, the theory of characteristics is used to determine the number of the physical and the numerical boundary conditions. In case of subsonic inlet condition there are three ingoing and one outgoing waves. Hence, 3 parameters; total pressure p^o , total temperature T^o and flow angle α are imposed as a physical boundary condition. Converting the characteristic problem into the cell normal and tangential direction, the $dn/dt = Vn - c$ curve has a negative slope, hence the fourth compatibility equation belongs to

$$\begin{pmatrix} \partial W_n^{(1)} \\ \partial W_n^{(2)} \\ \partial W_n^{(3)} \\ \partial W_n^{(4)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \partial p - c^2 \partial \rho = 0, & \text{on the curve } dn/dt = V_n \\ \partial V_s = 0, & \text{on the curve } dn/dt = V_n \\ \partial p + \rho c \partial V_n = 0, & \text{on the curve } dn/dt = V_n + c \\ \partial p - \rho c \partial V_n = 0, & \text{on the curve } dn/dt = V_n - c \end{pmatrix} \quad (6)$$

$\partial W_n^{(4)}$ in (6) is considered as a numerical boundary condition in its discretized form [6]. The combination of the energy and adiabatic Poisson state equation is used to derive the second equations for missing variables. The Newton-Raphson method has been implemented to solve the system of two mentioned equations for pressure and normal velocity at the new time level.

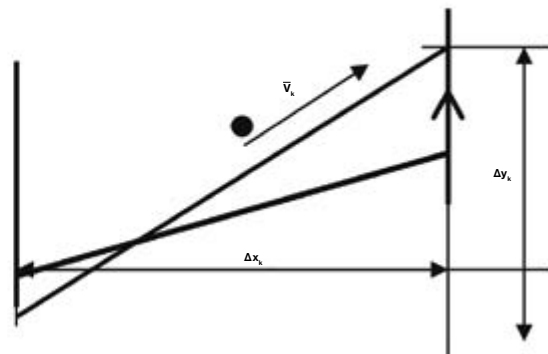
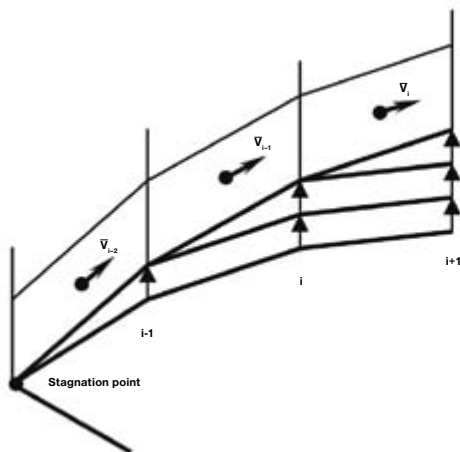


Figure 1: Schematic view of the wall modification process based on the local velocity vector

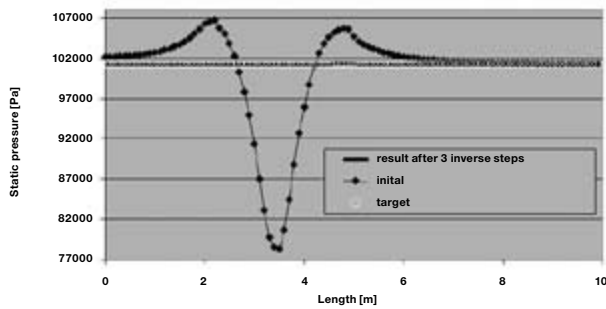
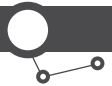


Figure 2: Pressure distribution along the lower solid wall of the flow channel for "initial", "target" and "result after 3 inverse steps" computational analysis and design.

The static temperature and the components of the velocity vector are recovered by using ideal gas law and inlet flow angle, while the tangential velocity component is kept to be constant.

The characteristic method has also been applied at the subsonic outlet to determine the number and values of the unknown variables. In this case, there are three outgoing and one ingoing characteristics, hence the equations belonging to first three variable; $\partial W_n^{(1)}$, $\partial W_n^{(2)}$ and $\partial W_n^{(3)}$ in (6) are used in their discretized form. The static pressure at new time level $n+1$ is given by a physical boundary condition, hence the system of equations can be directly solved for density, normal velocity and tangential velocity at next time level. The static temperature is calculated by ideal gas law also.

The solid wall boundary conditions are considered as an outlet with the restriction of normal velocity is set to be zero across the wall. Hence, the equation belonging to $\partial W_n^{(1)}$, $\partial W_n^{(2)}$ and $\partial W_n^{(3)}$ in (6) are used to determine missing variables at the wall with $(V_n^{n+1} = 0)$. The static temperature is calculated by ideal gas law also.

Meanwhile the expected pressure distribution is imposed at the solid wall boundary in the inverse mode of the solver, the opening boundary is used instead of solid wall to control the local flow direction determined by the pressure difference between the boundary and computational domain. The main outcome of the present mode is to have velocity profile over the geometry, by which the wall is going to be changed in the wall modification module.

The method of characteristics is called upon also for determining unknown parameters at opening boundary. The curve $dn/dt = Vn - c$ is always the case as an outgoing characteristic, hence compatibility equation belonging to $\partial W_n^{(3)}$ in (6) is always considered. Two additional characteristics are considered, if the flow is outcoming ($V_n^{n+1} > 0$); $\partial W_n^{(1)}$ and $\partial W_n^{(2)}$ in (6). In case of incoming flow, the total pressure and total temperature are supposed to be constant over the entire flow field due to the adiabatic flow assumption, and these parameters are used to determine the static temperature and the magnitude of the velocity at the next time level. The density and tangential velocity are easily recovered by ideal gas law and Pythagoras rule, if the direction of tangential velocity is the same as in the previous time step.

The opening boundary condition is also used also at the remaining (bounding) domains (between the inlet and outlet BC's) far enough from the profile for example in case of external flows.

The validation of the described method is found in [7].

4 WALL MODIFICATION ALGORITHM

While the incoming and outcoming velocity distribution is given at the solid wall, based on the inverse mode of the analysis, the last step of the iterative design cycle is the modification of the

geometry. The new position of the solid boundary coordinates are calculated by setting the wall parallel to the local velocity vector,

$$\Delta y_i(x_i) = \sum_{k=L_e}^i \left(\frac{v_k}{u_k} \Delta x_k \right), \quad (7)$$

where u and v are the Cartesian component of the velocity vector. The wall modification starts from the leading edge or inlet stagnation point till the trailing edge or the outlet stagnation point and completed in vertical directions (Fig. 1.).

5 APPLICATIONS OF THE INVERSE DESIGN-BASED OPTIMIZATION

It has been pointed out in the 1st chapter that the inverse design methods require optimal pressure or velocity distributions to determine the belonging geometry. Two different approaches are described. The simplest one is the zero pressure gradient for the internal flows. The second one is more complex, it is based on Stratford's experimental investigation [8] on separation prediction and SQP nonlinear constraint optimization algorithm, which can be applied for external flows like flow over a wing profile to maximise lift force.

Sinusoidal bump in channel test case has been used for testing the inverse design optimization method for internal flows. The rectangular computational domain is bounded by inlet, outlet and two opposed walls. A sinusoidal bump has been found at the first third part of the lower wall. The boundary conditions are the following; total inlet pressure: $p_{tot,in} = 110729$ [Pa]; total inlet temperature: $T_{tot,i} = 293.15$ [K]; static outlet pressure: $p_{stat,out} = 101325$ [Pa]. 100×40 rectangular mesh has been used. Zero pressure gradient is imposed as target distribution for the inverse method (see as "target" in Fig. 2.).

The test of inverse design method is completed successfully within 3 inverse cycles. The pressure distributions along the lower wall surface are shown in Fig. 2. The "target" (required) and "results after 3 inverse steps" pressure distributions cover each other, the differences are negligible. The corresponding geometry is found in Fig. 3. as "result after 3 inverse steps". The sinusoidal bump is disappeared completely.

The maximisation of the lift force can be a goal function of the optimization in case of external flows like flow over a wing profile. The pressure distribution should be as low as possible over the solid surface of the suction side at given operational conditions. However, the adverse pressure gradient must present after the location of the maximum velocity and minimum pressure in order to recover downstream conditions. Stratford's flow limiting theory [8] is used coupling with the SQP nonlinear constraint optimization to provide such a pressure distribution, which gives the maximum

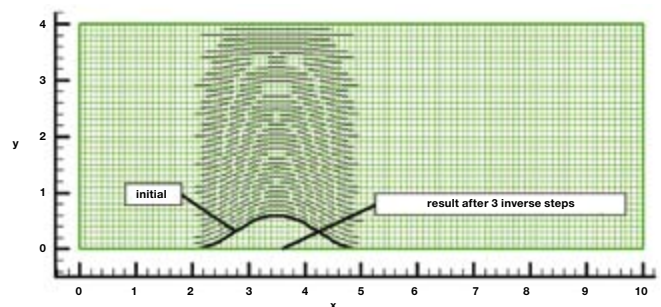


Figure 3: Original ("initial") and redesigned ("result after 3 inverse steps") wall geometry of the flow channel with numerical mesh belongs to pressure distributions found in Fig.2

lift force close to the separation. The qualitative results are shown in Fig. 4. The pressure distribution of the "target" and the "result" of the optimization process cover each other, the desired condition is reached. The optimized geometry has improved design and off-design specifications.

6 CONCLUSION

A new computational procedure has been proposed for determining the optimal wall geometry at adverse pressure gradient flow conditions. The flow solver is based on the Euler equations, which are discretized by Roe's approximated Riemann method with MUSCL approach and Mulder limiter. The boundary conditions are based on the theory of characteristics. The optimal pressure distribution is determined by internal and external flows separately. A rectangular channel flow is used with a sinusoidal bump

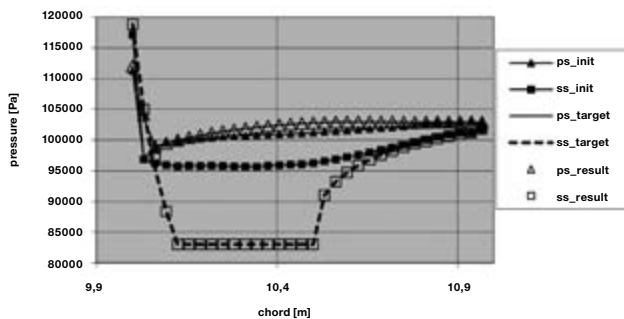


Figure 4: Pressure distribution of the initial (init), optimum (target) and result (of the inverse design based optimization procedure) cases (ss: suction side, ps: pressure side)

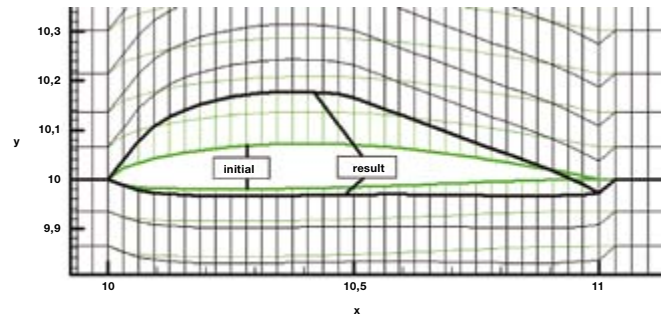


Figure 5: Original ("initial") and redesigned ("result") wall geometry of the profile with numerical mesh belongs to pressure distributions found in Fig. 4

inside of it for internal flow and zero pressure gradient is imposed as optimal pressure distribution. An aerodynamic profile has been used for the external flow testing of the optimization method. In this case, the goal function of the SQP non-linear constraint optimization is the maximum area of the closed surface bounded by the suction and pressure side pressure distributions in the function of the chord length, meanwhile Stratford's limiting flow theory is used to evaluate pressure in each point of the suction side providing maximum flow deceleration close to the separation. Inverse design methods are finally successfully applied in both test cases to recover the geometry belonging to the required and previously imposed pressure distributions.

ACKNOWLEDGEMENTS

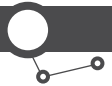
This work has been supported by the Hungarian National Fund for Science and Research (OTKA) under the fund No. F 67555.

REFERENCES

- [1] D. Thévenin, G. Janiga: Optimization and Computational Fluid Dynamics, Hardcover, ISBN 978-3-540-72152-9, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008, Berlin
- [2] A. Demeulenaere: An Euler/Navier-Stokes Inverse Method for Compressor and Turbine Blade Design, Von Kármán Institute for Fluid Dynamics, Inverse Design and Optimization Methods, Lecture Series (1997-05), 1-45
- [3] L. De Vito, R. Van den Braembussche, H. Deconinck: A Novel Two-dimensional Viscous Inverse Design Method for Turbomachinery Blading, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Amsterdam, PAYS-BAS (03/06/2002) 2003, vol. 125, n2, pp. 310-316
- [4] P. L. Roe: Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference Schemes, Journal of Computational Physics, Vol. 43 pp. 357-372, 1981
- [5] H. C. Yee: A class of high-resolution explicit and implicit shock-capturing methods, VKI lecture series 1989-04, March 6-10, 1989; NASA TM-101088, Feb. 1989
- [6] O. Leonard, R. Van den Braembussche: Subsonic and Transonic Cascade Design, AGARD-VKI Special Course on Inverse Methods in Airfoil Design for Aeronautical and Turbomachinery Applications, May, 14-18, 1990
- [7] Á. Veress, T. Gallina, J. Rohács: Fast and Robust Inverse Design Method for Internal and Cascade Flows, International Review of Aerospace Engineering, February issue, <http://www.praiseworthyprize.com/irease.htm>, 2010
- [8] B. S. Stratford: The Prediction of Separation of the Turbulent Boundary Layer, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 5. pp 1-16, 1959

AUTHOR DATA

Árpád Veress: Department of Aircraft and Ships, BME, Budapest, 1111 Sztoczek u. 6. J. ép. 426. Hungary. E-mail: averess@rht.bme.hu
László Palkovics: Knorr-Bremse R&D Centre Budapest, 1119, Major u. 69., Hungary. E-mail: laszlo.palkovics@knorr-bremse.com



Új lehetőségek a roncsolásmentes vizsgálati technikában

DR. CZINEGE IMRE

egyetemi tanár
Széchenyi István Egyetem

CSIZMAZIA FERENCZÉ DR.

főiskolai docens
Széchenyi István Egyetem

KOZMA ISTVÁN

egyetemi tanársegéd
Széchenyi István Egyetem

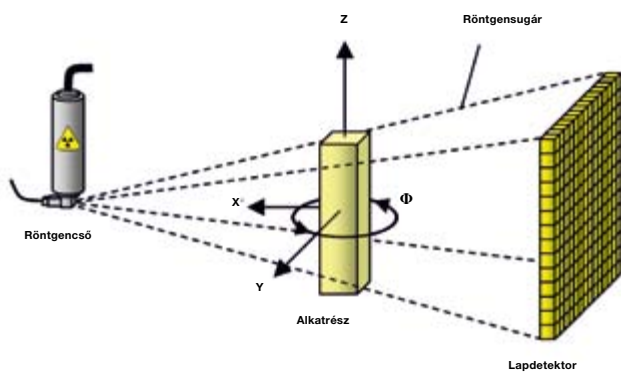
Az optikai digitális képalkotás és képelemzés a roncsolásmentes anyagvizsgálatban egyre gyakrabban alkalmazott technika. Segítségével a mikroszkópos és sztereomikroszkópos felvételek, endoszkópos képek, repedésvizsgálatokkal kimutatott felületi hibák, felületi topológiai jellemzők, klasszikus ultrahangos és röntgenvizsgálati jelek értékelése automatikusan, szubjektív hibáktól mentesen megoldható.

Ebből a gazdag kínálatból két témakörre fókuszál a jelen publikáció: a háromdimenziós képalkotást megvalósító ipari komputertomográfiára (CT), valamint a felületi topológia térbeli ábrázolására és mérésére alkalmas fénymikroszkópra és konfokális lézermikroszkópra. Mindkét eljárás közös jellemzője az, hogy valós térbeli képet ad, amely kép a korszerű vizualizáló- és elemzőszoftverekkel sokoldalúan jellemezhető.

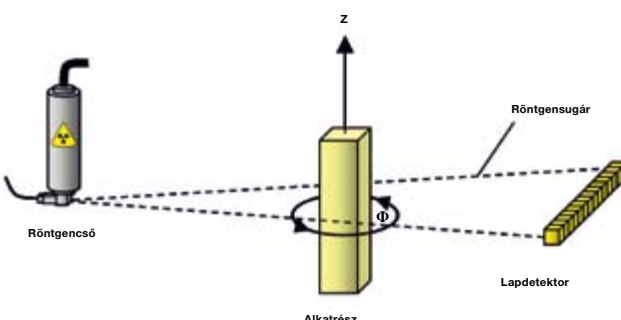
Optical digital image generation and analysis is more frequently used technique in non-destructive testing. Using this method the evaluation of optical and stereo microscopic images, endoscopic images, surface defects, surface topology characteristics, classical ultrasonic and X-ray signals can be solved automatically, without subjective errors. Present paper is focusing on two topics from this very rich offer: on the industrial computer tomography (CT), which enables three dimensional image analysis and on the spatial description and measurement of surface topology using optical and confocal laser microscopy. Common feature of both processes that they give real stereoscopic images, which can be characterized at a high level by up-to-date visual and analytical software.

AZ IPARI KOMPUTERTOMOGRAF MŰKÖDÉSI ELVE

A komputertomográf segítségével összetett külső és belső geometriák ellenőrizhetők nagy pontossággal, a síkbeli röntgenfelvételeknél lényegesen gazdagabb információ nyerhető a belső hibákról és a felbontástól függően az anyag szerkezetéről is, mindezt gyorsan és roncsolásmentesen kapja kézhez az anyagvizsgáló szakember. A térfogati anyaghibákat (üregek, zárványok) a kiértékelő rendszer automatikusan detektálja. Ezek a hibák



a. Érzékelés lapdetektorral



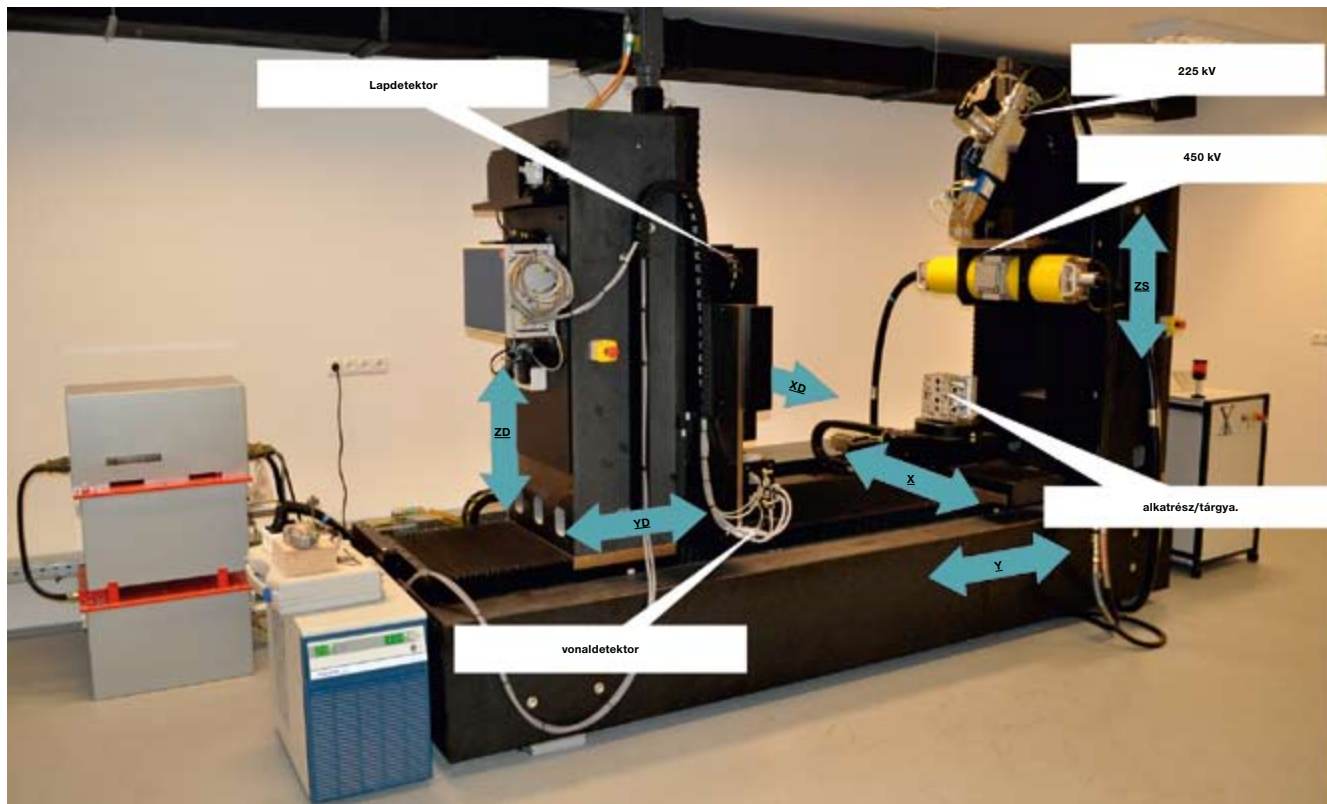
b. Érzékelés vonaldetektorral

1. a) és b) ábra: CT-vizsgálat elrendezése

mind a 3D-s geometrián, mind a 2D-s metszeten vizualizálhatók. További előnye a technikának, hogy komplex, több anyagból és alkatrészből álló szerkezetek felépítése, esetleges hibái is ellenőrizhetők, az egyes alkatrészek és azok kapcsolata a szerkezetből kiemelten is megjeleníthető.

Az ipari CT az orvosi diagnosztikai eszközhöz hasonlóan 2D-s röntgenfelvétel-sorozatot készít a vizsgálandó objektumról úgy, hogy a tárgyasztal és az azon fekvő alkatrész egy kis szöggel sorozatosan elfordul. Ez addig ismétlődik, amíg az alkatrész teljesen körbe nem ér, és ez idő alatt minden egyes szögelfordulásakor egy röntgenkép készül. A munkadarab ellentétes oldalán elhelyezett sík- vagy vonaldetektor érzékeli az intenzitásváltozást. Az **1. ábra** a vizsgálati elrendezést mutatja. Az **1. a) ábra** hasonlít a klasszikus röntgentechnikához azzal a különbséggel, hogy nem egyetlen 2D-s átvilágítás készül az alkatrészből, hanem a tárgy minden egyes kis szögelfordulásakor egy röntgenképet tárol a készülék. Az **1. b) ábrán** vonaldetektor érzékeli az intenzitáskülönbségeket, ennél a vizsgálatnál a röntgensugár és a vonaldetektor együtt mozog függőlegesen, és közelítően milliméterenként készül egy szelet a forgó tárgyról. Emiatt a vizsgálat hosszadalmas, például egy hengerfej leképezése több óráig is eltarthat, ugyanakkor az így kapott kép élessége jobb, mint a síkdetektorral felvett képé. Mindkét leképezési mód esetében a mért jelek feldolgozását és sokoldalú elemzését hatékony 3D szoftver segíti.

A Széchenyi István Egyetem Anyagismereti és Járműgyártási Tanszékén 2010 júniusa óta üzemel egy YXLON Y.CT Modular ipari CT-berendezés (**1. c ábra**). A gép különlegessége, hogy 2 röntgensugárcsővel és két detektorral van felszerelve. A kisebb csőfeszültségű (225 kV) mikrofokuszú röntgensugárcsővel akár a 7 µm-es, a nagyobb feszültségű csővel (450 kV) pedig 50 µm-es felbontás érhető el. Az átvilágítható falvastagság acélok esetén 70 mm, alumíniumöntvényeteknél 120 mm. A berendezés 7 manipulátorral működő portálrendszerével 800x1200-as kubatúrájú alkatrészek vizsgálhatóak. A gép vizsgálati lehetőségei széles körűek, használható 3D geometriai rekonstrukcióra, inhomogenitásvizsgálatra (porozitás, zárványok, fogyási üregek), falvastagság és egyéb geometriai jellemzők mérésére. Ezen funkciók minőség-biztosítási és kutatási célokra egyaránt alkalmassá teszik.



1. c) ábra: CT-vizsgáló berendezés

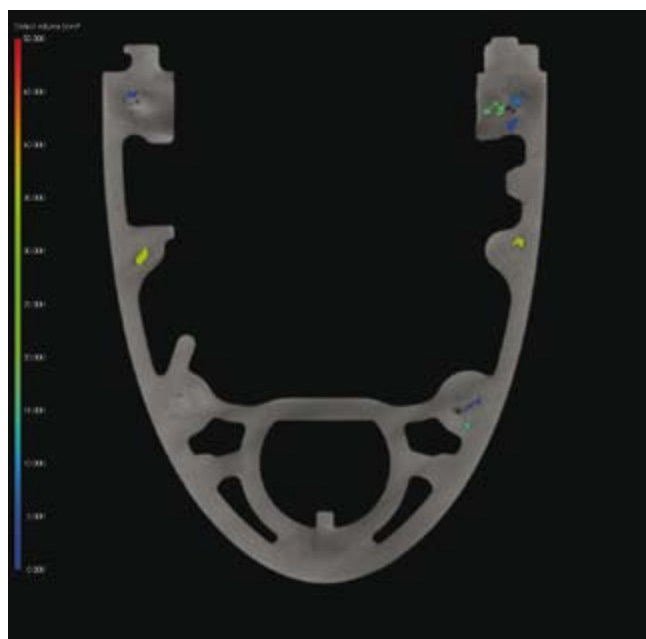
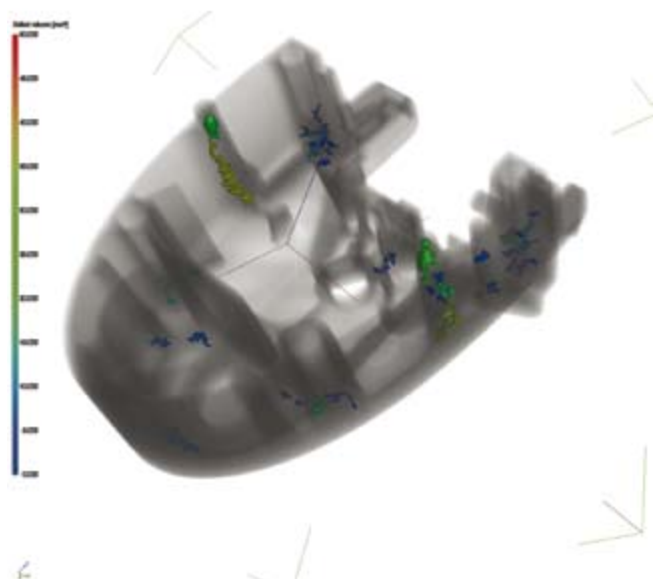
A CT-VIZSGÁLAT ALKALMAZÁSI TERÜLETEI, VIZSGÁLATI TAPASZTALATOK

Az elmúlt időszakban sokféle vizsgálati igénytel jelentkeztek a környező járműipari és egyéb alkatrész-beszállító vállalkozások. Jelentős volt az érdeklődés alumíniumöntvények belső hibáinak kimutatására és komplex szerkezetek elemzésére. A további példák az itt szerzett tapasztalatokat mutatják be.

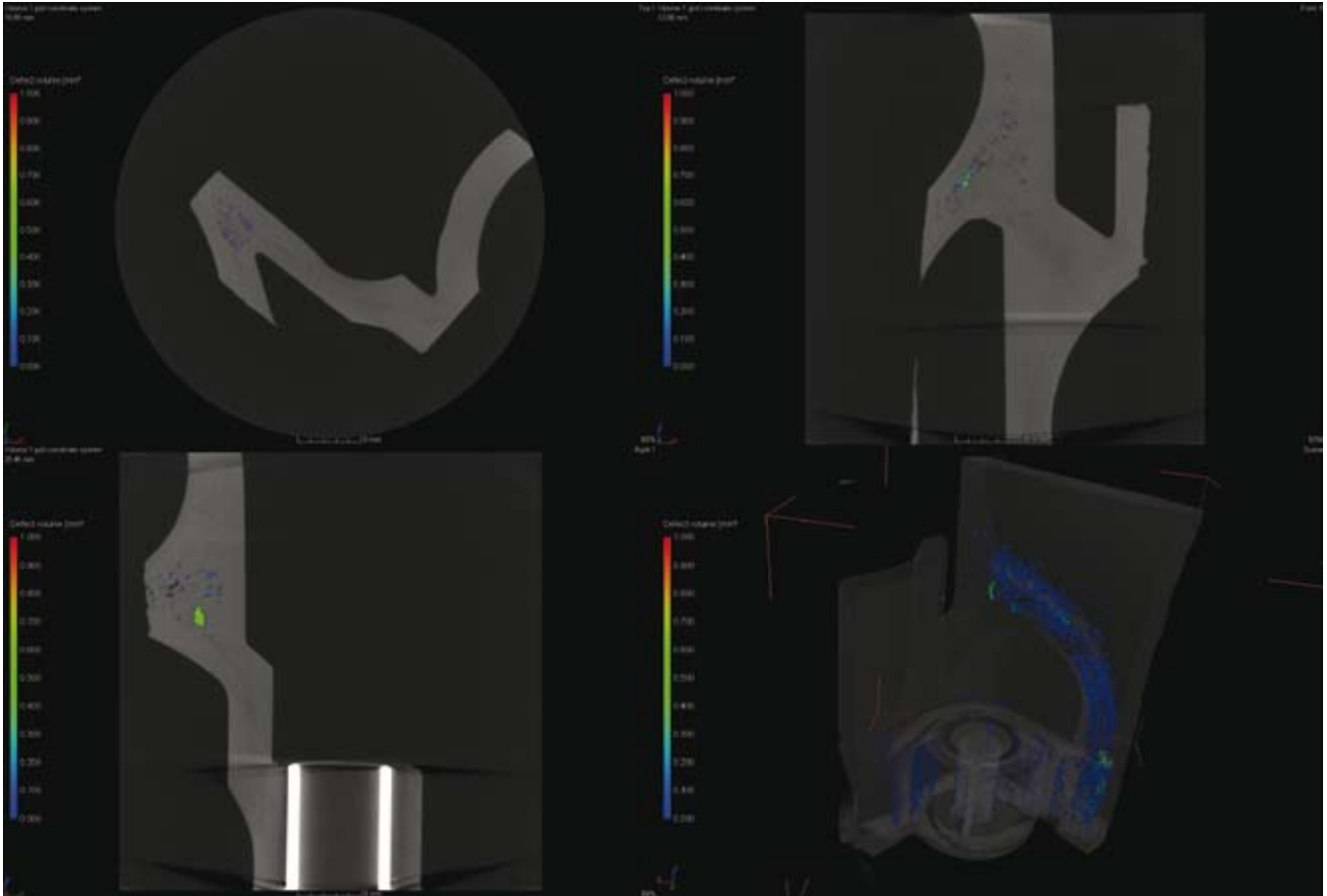
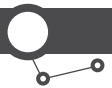
Alumíniumöntvények vizsgálata

Féknyereg komplex ellenőrzése:

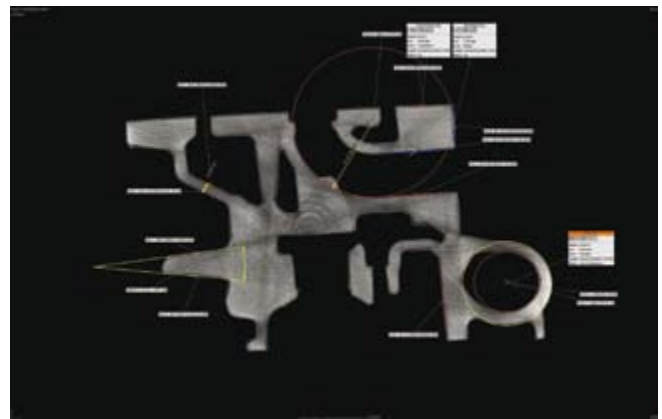
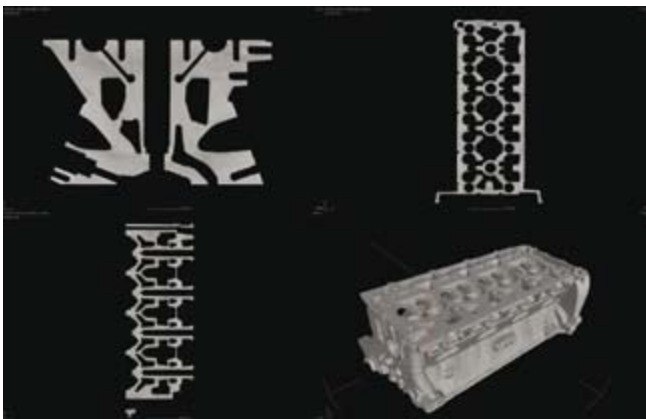
A **2. ábrán** látható alkatrész térbeli felvétele jól mutatja a belső üregek elhelyezkedését, emellett az értékelőszoftver eltérő színekkel mutatja az automatikusan detektált hibák méretét (választható térfogati és hossz méret is). Egy tetszőleges metszeten is bemutatathatók a hibák, és azokról táblázatos adatok is kérhetők, ahol megjelenik a hiba helye és fő méretei. Mód van egyes pórusok mérésére és ábrázolására is.



2. ábra: féknyereg 3D-s és metszeti képe



3. ábra: vízpumpa Al öntvény felvételei



4. ábra: hengerfej komplex vizsgálata

Vízpumpaház vizsgálata

E vizsgálat beszállítói minőség-ellenőrzés céljából készült, ugyanis esetenként szivárgás volt tapasztalható a szerkezetben. A különböző metszetekről bemutatott képek jól illusztrálják az észlelt hibákat, amelyekből a szivárgás útjára lehetett következtetni (3. ábra).

Hengerfej geometriai méreteinek ellenőrzése

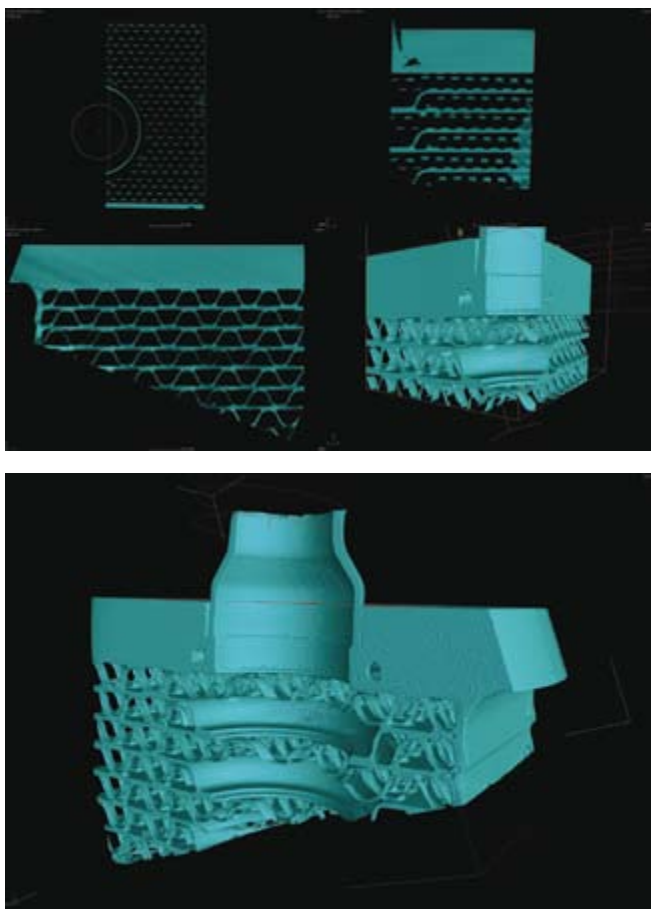
E vizsgálat célja a széria indításakor kötelező mesterdarab-ellenőrzés volt. Korábban a vizsgálatot két részre bontva lehetett elvégezni, a külső geometriai méreteket a GOM digitális optikai mérőrendszerrel végezte az egyetem, a belső hibák detektálására pedig klasszikus röntgenfelvételek készültek. A CT-vizsgálat mindkét vizsgálat elvégzésére alkalmas azzal a többlettel, hogy

ily módon az öntvény belsejében lévő geometriai méretek is ellenőrizhetők, ahogy a 4. ábra jobb oldali képe mutatja.

KOMPLEX SZERKEZETI EGYSÉGEK ELEMZÉSE

Szerelt és forrasztott olajhűtő vizsgálata

Az 5. ábrán látható olajhűtőt rétegenként szerelik össze, majd speciális forrasztási technológiával egyesítik. A vizsgálat célja az volt, hogy egy ilyen komplex szerkezeti egységről egyáltalán milyen információk nyerhetők, lehet-e észlelni az esetleges forrasztási hibákat vagy geometriai eltéréseket? A vizsgálatok azt mutatták, hogy a térbeli geometrián sokoldalúan szemléltethetők az egyes részletek és detektálhatók a kérdéses eltérések.



5. ábra: olajhűtő szerkezeti részletei

Katalizátor vizsgálata

Ez a vizsgálat egy hosszabb ideig üzemelő katalizátor lerakódásainak, porszenyvedéseinek detektálására irányult. A megbízó szerint ezeket a változásokat eddig csak roncsolásos úton lehetett vizsgálni, mert a hagyományos röntgenfelvételek nem mutatták ki a változásokat. Az ábra tanúsága szerint a CT-felvételen kitűnően tanulmányozható a katalizátor szerkezete, és a metszeteken jól láthatók a keresett lerakódások (6. ábra).

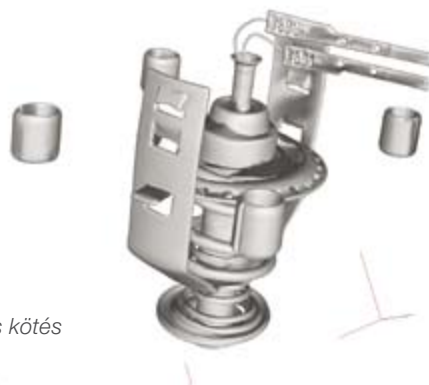
Termosztát szerkezet fásztása

A 7. ábrán látható termosztát a járműmotorra felszerelve esetenként hibás jelzéseket továbbított a vezérlés felé. A helytelenül működő egységek vizsgálata a termosztátérzékelő villamos kontaktusának

megszakadását mutatta. A magas hőmérsékleten végzett ciklikus rázó vizsgálat közben a villamos érintkezés megszűnését lehetett detektálni, de a termosztát belsejében bekövetkezett vezetékszakadás helyét csak roncsolásos vizsgálattal lehetett megállapítani. A műszer beérkezése után elvégzett CT-vizsgálattal a hagyományos gondolkodásmódtól teljesen eltérő, új lehetőségek tárultak fel azzal, hogy az összetett, különböző anyagú alkatrészekből álló szerkezet tökéletesen megjeleníthető volt térbeli ábrán, az egyes alkatrészek külön kiemelhetők és elemezhetők voltak. Ezáltal a szerkezet fásztás közben, az egyes komponensek elhasználódása az idő függvényében kitűnően tanulmányozhatóvá válik, ha ugyanazt az egységet különböző igénybevételi számok után kiemelve vizsgáljuk, majd tovább fásztjuk.

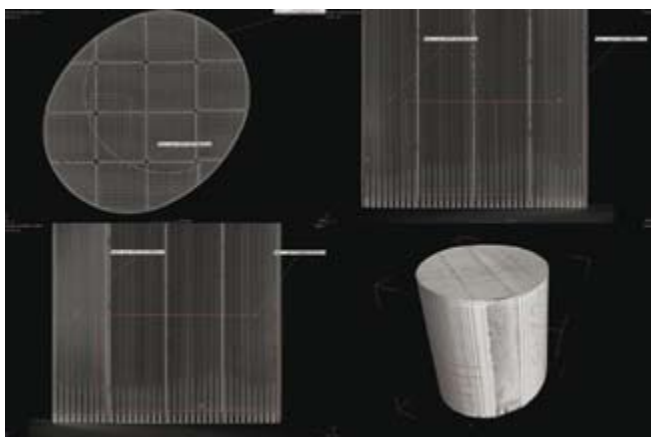


Termosztát fényképe

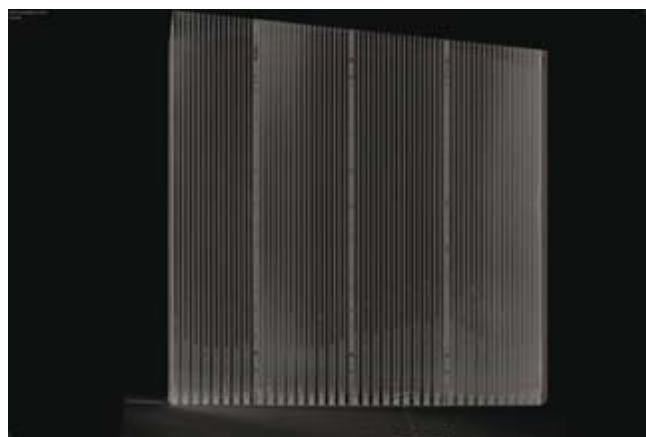


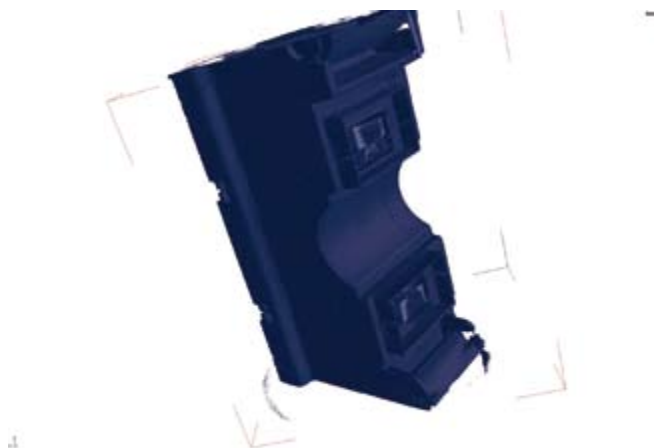
A villamos kötés

7. ábra: termosztát belső szerkezetének vizsgálata



6. ábra: katalizátorban felgyűlt por detektálása





8. ábra: árammérő szonda képe és a mérőtekercs kiemelése

Árammérő szonda vizsgálata

Az árammérő szonda vizsgálati igénye hasonló volt a termosztáthoz. Itt azt kellett megállapítani, hogy a tekercs stabilizálása érdekében a tekercs és a ház közé beöntött műgyanta vastagsága, ezáltal a tekercs helyzete megfelelő-e? A 3D felvételek ezeket az eltéréseket jól kimutatták (8. ábra).

Kompozit vízpumpaház vizsgálata

Egyes szállítóktól származó vízpumpaházakon repedés jelent meg, a feladat az ok kiderítése volt. Hipotézisként kínálkozott, hogy az erősítő karbonszálak nem megfelelő eloszlása okozza a hibát. A probléma megoldását két irányból közelítettük: Moldflow-szimulációval elemeztük a szálak várható elrendeződését, CT-felvételekkel pedig a repedés környezetének vizsgálatára került sor. A CT-vizsgálat kimutatta, hogy a repedés alatti térben a karbonszálak rendezetlenül helyezkednek el és a fröccsöntés során üregek keletkeztek. A hiba a meglövési pont változtatásával korrigálható (9. ábra).

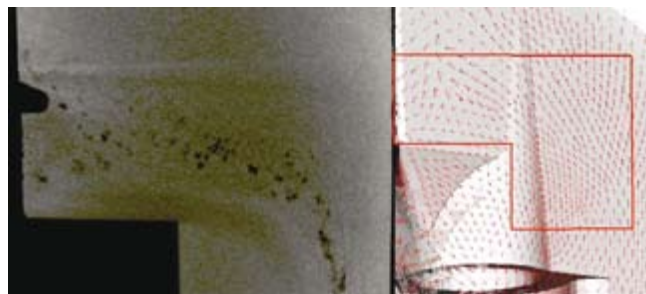
Mindkét eljárásnak megvannak az előnyei és hátrányai, a vizsgálati cél dönti el, hogy mikor melyiket célszerű alkalmazni. Az 1. táblázat mutatja az összehasonlítást:

FELÜLETTOPOLÓGIAI VIZSGÁLATOK FÉNYMIKROSKÓPPAL ÉS KONFOKÁLIS LÉZERMIKROSKÓPPAL

Optikai mikroszkópos vizsgálatoknál közismert az, hogy egy görbült felületnek egyszerre csak egyes részletei élesek, de a fókusztávolság változtatásával más rétegek is élessé tehetők. Ha tehát a mikroszkóp célszerűen választott lépéstávolsággal



Vízpumpa fényképe és a repedés



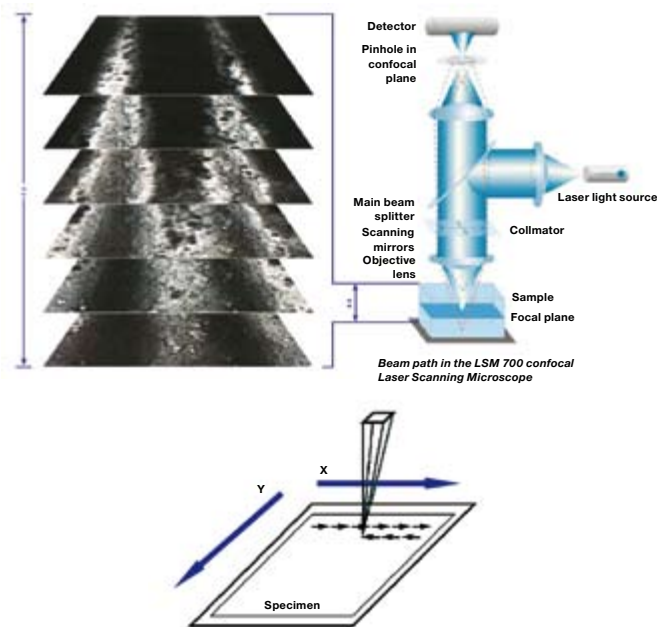
A repedés környezetében megjelenő fogyási üregek és a szimulált kép

9. ábra: vízpumparepedés analízise

A CT ÉS HAGYOMÁNYOS RÖNTGENTECHNIKA ÖSSZEHASONLÍTÁSA

CT RÖNTGENBERENDEZÉS	HAGYOMÁNYOS IPARI RÖNTGEN
Teljes 3D képköptetés	Egy vetítési irányból 2D kép
Hibaméret és koordináta	Hibaméretek vetületben láthatók
CAD-modell alkotás	Csak vetített kép látható
Bármilyen külső v. belső méret megmérhető	Méretek korlátozottan láthatók, becsülhetők
A berendezés ára magas	A berendezés ára elfogadható
A felvétel ideje több óra is lehet	Gyors felvét elkészítés
Csak laboratóriumi vizsgálatra alkalmas	Helyszíni vizsgálat terjedelmes szerkezeteken lehetséges

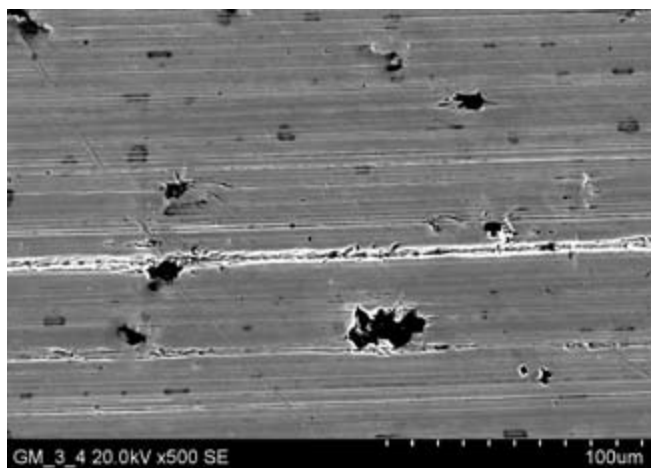
1. táblázat



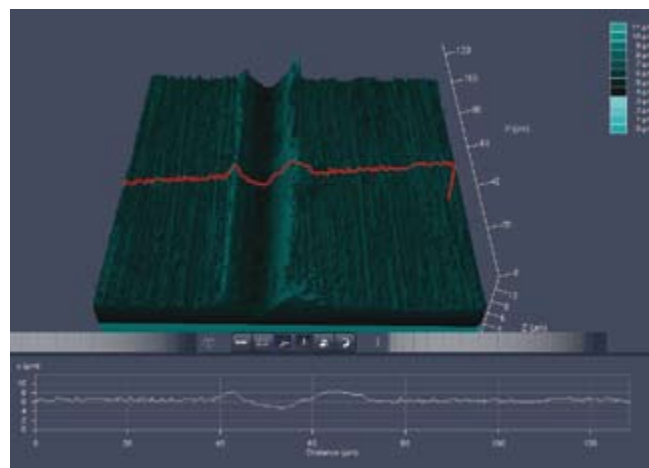
10. ábra: topológiai felvétel készítésének elve konfokális lézermikroszkóppal és a felület pásztázásának megoldása

változtatja a lencse és az objektum közötti távolságot, és az így felvett éles részleteket térbeli képpé egyesíti, akkor olyan felvételdatumsorozat jön létre, amelyhez z-irányú méretek rendelhetők. Ezáltal a hagyományos optikai mikroszkóp az értékelőszoftver segítségével valós térbeli képet ad a felületről, amelyből nagyon sok információ nyerhető. A magassági eltéréseket a szintvonalakhoz rendelt színekkel lehet megjeleníteni, tetszőleges metszetről profilogram vehető fel, amellyel karcok szélessége és mélysége mérhető meg, és a felület kollektív tulajdonságai, például az átlagos érdesség vagy az érdességmagasság is meghatározható. Ugyanezek a mérési lehetőségek adódnak a konfokális lézermikroszkóp alkalmazásával is, de az előbbinél lényegesen nagyobb felbontásban. A leképezés elvét a **10. ábra** mutatja.

A bal oldali kép a különböző élességű felvételsorozatot mutatja, amelyet a képen látható „z” távolság felosztásával állít elő a mikroszkóp. A berajzolt sugármenetek jelzik a különböző fókusz távolságokat. A jobb oldali kép azt mutatja, hogyan pásztázza le a lézersugár a látómezőt. Megjegyzendő, hogy a mikroszkóppal x-y irányú mozgatásával egy felületről több látómező is felvehető automatikusan, ezek a mozaikképek, amelyekből a szoftver egységes képet hoz létre. A topológiai mérésekre alkalmas mikroszkópok a pásztázó elektronmikroszkóp hasznos kiegészítői lehetnek azzal az előnyös tulajdonságukkal,

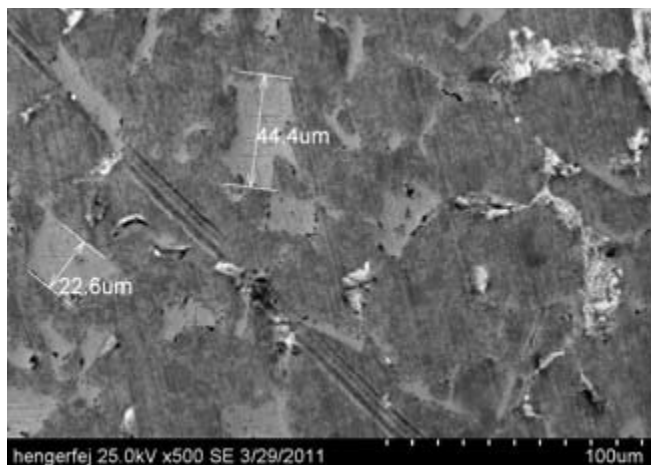


a) Pásztázó elektronmikroszkóp

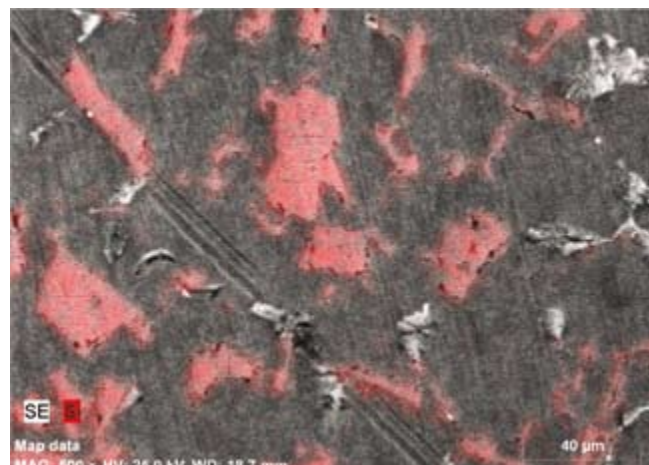


b) Konfokális lézermikroszkóppal felvett profilgörbe

11. ábra: szuperfiniselt felület képe

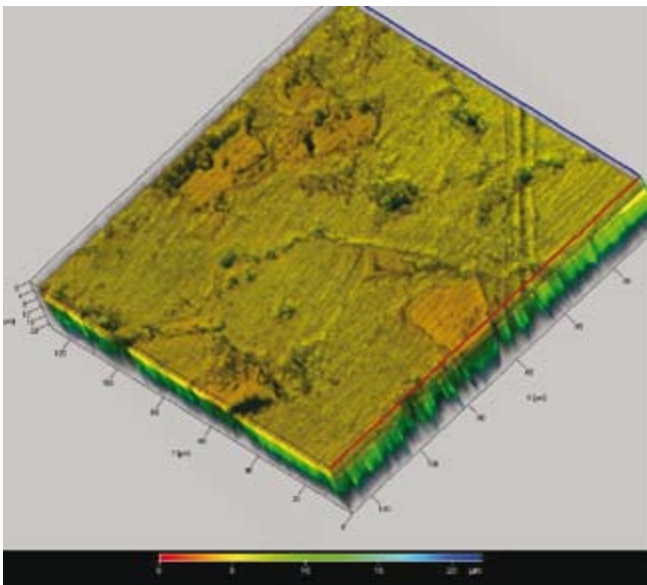
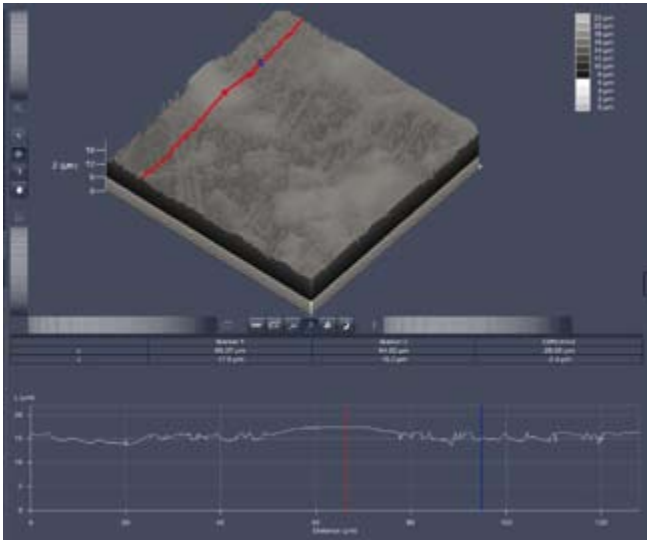
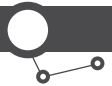


a) Pásztázó elektronmikroszkópos felvétel



b) EDS-elemzés: Si-kristallitok

12. ábra: alumíniumblokk futófelületének képe



13. ábra: topológiai felvétel és profilgörbe konfokális lézermikroszkóppal felvéve

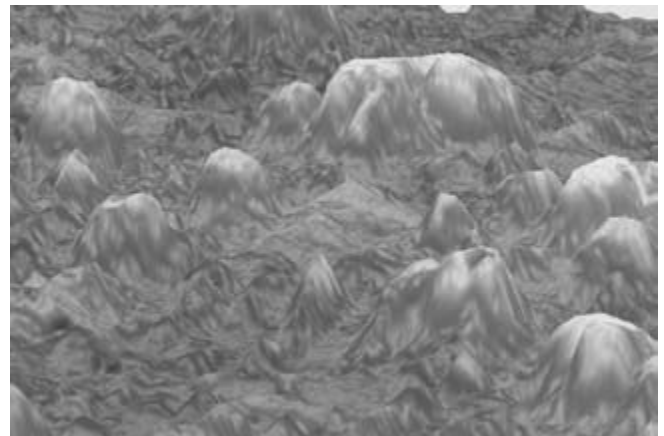
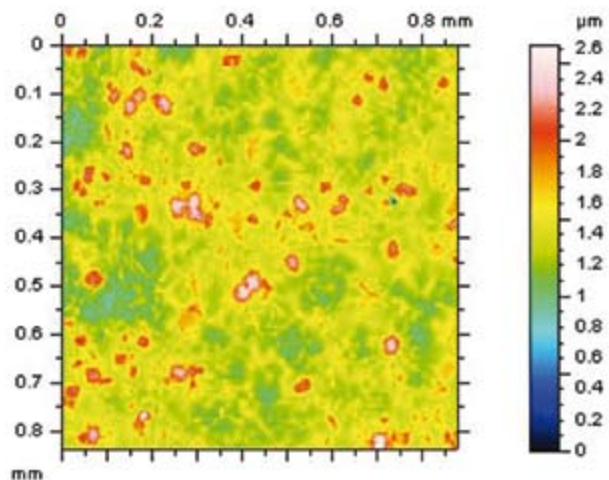
hogy a szkenningsképek gazdag információtartalmát a z-irányú mérési lehetőséggel egészítik ki. A továbbiakban a mérési lehetőségek összehasonlítását mutatjuk be.

A **11. ábrán** látható képek gömbgrafitos öntöttvasból készült főtengely löketcsapjának szuperfiniselt felületét mutatják. A pásztázó elektronmikroszkópos képen jól látható egy éles karc, de annak mélységéről nem ad információt a felvétel. A lézermikroszkópos felvételen jól látható a térbeli képen kijelölt metszősík, az alsó képen pedig a profilmagasság változása.

A **12. ábra** a hipereutektikus alumínium-szilícium ötvözetből készült motorblokkok felületét mutatja megmunkált állapotban. A felületkezelési technológia lényege az, hogy hónolás után a primer szilíciumkristályok körül elhelyezkedő lágyabb eutektikumot mechanikus vagy vegyi kezeléssel mélyítik, ezáltal a futófelületet a nagy keménységű primer szilíciumkristallitok alkotják. A bal oldali kép a pásztázó elektronmikroszkópos felvételt mutatja, ahol a Si-kristallitok jól azonosíthatók, és síkbeli méreteik is meghatározhatók. A jobb oldali kép ugyanezen felület EDS-elemzéssel felvett képét mutatja, ahol szintén jól kiemelkednek a Si-kristallitok.

A **13. ábra** ugyanennek a felületnek egy másik részletét mutatja konfokális lézermikroszkópos felvételen. A szilíciumkristalliton áthaladó metszősík definiál egy felületi profilgörbét, amelyen tetőszöleges pontok jelölhetők ki a magasságirányú méretek jellemzésére. A piros jelölővonal a Si-kristallit platóját, a kék jelölővonal az eutektikum mélypontját jelöli. A kettő közötti magasságkülönbség $2,4\ \mu\text{m}$, amely reális érték.

Összehasonlításként megvizsgáltuk a felületet Talisurf CL200 típusú profilmérővel is. A színezett topológiai képet és a letapogatott térbeli alakzatot a **14. ábra** mutatja. Látható, hogy a tűs letapogatás miatt a felület kissé más képet mutat, mint a konfokális mikroszkópos felvételen, de jellegük hasonló, és a z-irányú méretkülönbség is $2,5\ \mu\text{m}$ körüli értékre adódik.

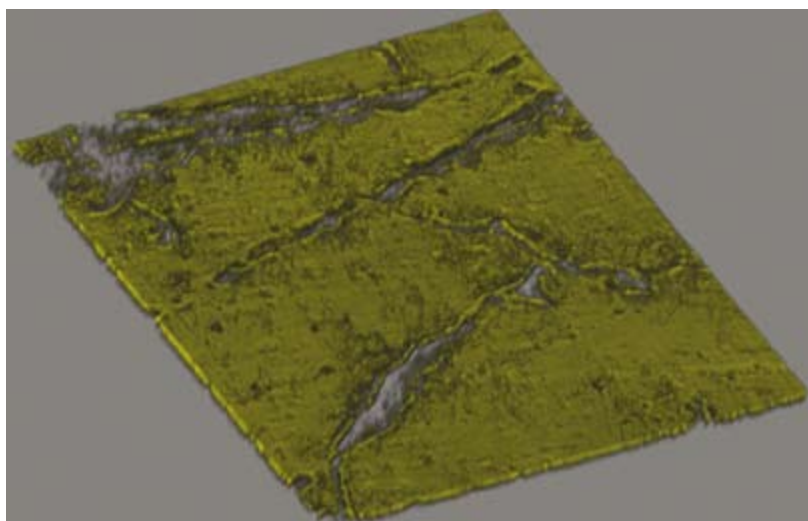
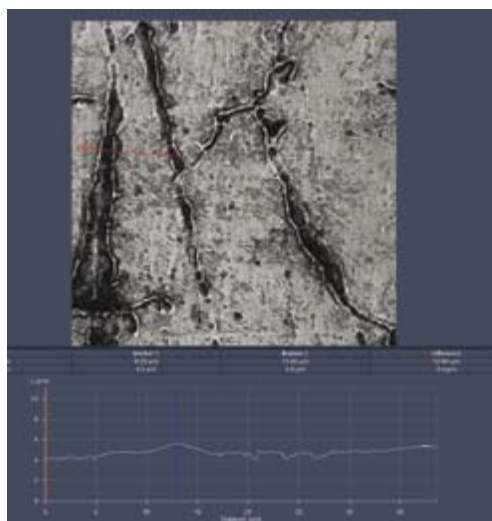


14. ábra: tűs letapogatású felvétel (lépésköz $0,5\ \mu\text{m}$)

A bemutatott felvételek egymást megerősítik a topológiai rajzolat és a mért magasságkülönbségek tekintetében. A konfokális lézermikroszkóp legnagyobb előnye a letapogatással szemben az, hogy lényegesen gyorsabban eredményt ad, és a felületet valóságához közelebbi módon képezi le, ugyanis a tű geometriájából adódó torzulások nem jelentkeznek.

Egy másik érdekes felvételsort mutat a **15. ábra**, amely öntöttvas blokklézerrel kezelt futófelületéről készült. A grafit-lemez legmélyebb pontja és a lemez peremén lévő enyhe dudor magassága közötti különbség $1,4\ \mu\text{m}$, ez a mérés korábban semmilyen mikroszkópos technikával nem volt elvégezhető. Ugyanezen ábra jobb oldali képe a felület 3D ábrázolását mutatja.

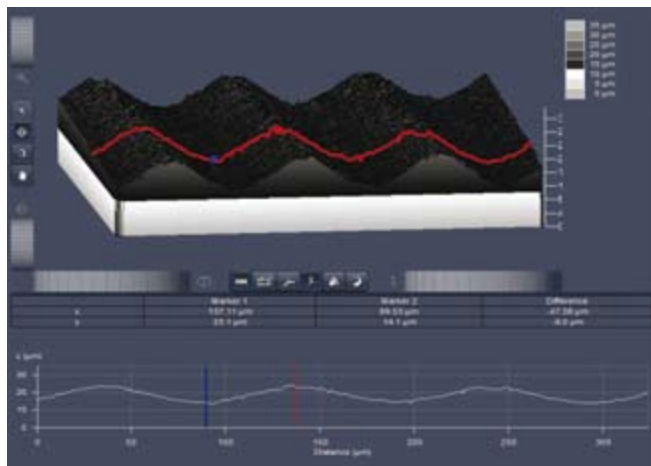
A mért értékek hitelességét érdességi etalonon végzett ellenőrzéssel valósítottuk meg. Az $Rz=9\ \mu\text{m}$ -es etalon csúcs-



15. ábra: lézerrel kezelt öntöttvas hengerfelület

HAGYOMÁNYOS MIKROSKÓP ÉS PÁSZTÁZÓ ELEKTRONMIKROSKÓP	KONFOKÁLIS MIKROSKÓP (LÉZER- ÉS FÉNYSZÓRÓ MIKROSKÓP)
Hagyományos mikroszkóp és pásztázó elektronmikroszkóp	Konfokális mikroszkóp (lézer- és fénymikroszkóp)
Az optikai mikroszkóp csak sík felületről ad éles képet	Görbült vagy térbeli alakzatokról éles képet ad
A SEM felvételek mélységélessége jobb	A mélységélesség 3D ábrázolásban tökéletes
Csak 2D mérések végezhetők	Z irányú mérések végezhetők
Az optikai mikroszkóp relatíve olcsó, a SEM azonos árban van	A konfokális lézer- vagy fénymikroszkópok ára magas
Egyszerűbb felvételtétel és dokumentálás	A leképezés és értékelés bonyolult
Az összehasonlításból látható, hogy mindkét technikának vannak előnyei és hátrányai, az alkalmazási feladat dönti el, mikor melyiket célszerű alkalmazni.	

2. táblázat: a hagyományos és topológiai mikroszkópia összehasonlítása



16. ábra: érdességi etalon mérése

magassága a méréskor ugyanerre az értékre adódott. Mindezek a vizsgálatok igazolják, hogy a konfokális lézermikroszkópos felvételek jól kiegészítik a pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálatokat (16. ábra).

ÖSSZEFOGLALÁS

A bemutatott példák egyértelműen igazolják, hogy az ipari komputertomográf a hagyományos radiográfiát messze meghaladó információkat szolgáltat az alkatrészek geometriai méreteiről, belső hibáiról, illetve magáról az elkészült szerkezeetről. Ezzel a roncsolásmentes vizsgálatok hatékonyságát jelentősen növeli. A mikroszkópos felülettopológiai vizsgálatok a roncsolásmentes eljárásoknak egy új alkalmazását nyitja meg azzal, hogy számszerű eredményeket szolgáltat a felület térbeli méreteiről, a felületi képződményekről, valamint a kollektív felülettopológiai mérőszámokról. ●

IRODALOM

- [1] Effenberge, I.: Computed Tomography for Quality Inspection in Rapid Manufacturing, Yxilon belső publikáció
- [2] Julien Noel, J.: Advantages of CT in 3D Scanning of Industrial Part, North Star Imaging Inc – 3D Scanning Magazine, 2008 december
- [3] Kasperl, S., Hiller, S.J.: Artefaktkorrekturen beim dimensionellen Messen mit Röntgen-Computertomographie – Technische Messen, 2009/9
- [4] ZEISS AG: AxioVision User's Guide
- [5] www.wikipedia.de
- [6] <http://ctsim.org/>

Bioethanol Production and Applicability

NIKOLETT PÉZSA

Department of Automobiles,
Budapest University of
Technology and Economics,
HUNGARY

SZABOLCS SZEMEREY

Első Honi Biogáz Kft.,
HUNGARY

Rising CO₂ emission levels, energy dependency and oil dependency also affect the transport sector. The application of alternative fuels offers one way to tackle global challenges. Among alternative fuels the application of biofuels has caused worldwide concern. The evaluation of biofuels depends on a lot of factors, such as applied production technology, feedstock and location. However, the debate on food versus energy production still remains, first generation biofuels are competitive in some regions of the world. With the application of second generation biofuels most of the problems concerning biofuels are expected to be overcome. However, second generation biofuels are unlikely to become commercial before 2015.

The aim of this paper is to give an overview of the current status of biofuels worldwide and to introduce the situation and future possibilities in Hungary.

A növekvő szén-dioxid-koncentráció, az energia- és olajfüggőség a közlekedési szektort is érinti. A globális problémák kezelésére egy megoldást jelenthet az alternatív tüzelőanyagok alkalmazása. Az alternatív tüzelőanyagokon belül a bio-tüzelőanyagok alkalmazása világszerte nagy aggodalmat váltott ki. A bio-tüzelőanyagok értékelése számos faktortól függ, úgymint az alkalmazott előállítási technológiától, a nyersanyag típusától és a helytől. Annak ellenére, hogy az élelmiszer kontra energia vita az első generációs bio-tüzelőanyagok esetében még mindig fennáll, ezen tüzelőanyagok a világ bizonyos részén versenyképesek. A második generációs bio-tüzelőanyagok alkalmazásával a bio-tüzelőanyagokat érintő problémák várhatóan megoldódnak. Kereskedelmi forgalomban való elterjedésük azonban 2015 előtt nem valószínű. Cikkünk célja a bio-tüzelőanyagok jelenlegi helyzetének áttekintése világviszonylatban és a jelenlegi helyzet és jövőbeli perspektíva bemutatása Magyarországon.

1 INTRODUCTION

Global problems such as CO₂ emission, energy dependency and oil dependency urge for solutions in all affected sectors and therefore also in the transport sector. The biggest challenge for the transport sector is that CO₂ emissions energy dependency and oil dependency have to be reduced at the same time when increased mobility needs have to be met. The increase of energy efficiency and the application of alternative fuels are alternatives to tackle global problems in the transport sector. [1]

Several countries have introduced policies for encouraging the production and use of biofuels, including the United States, where the Energy Independence and Security Act 2007 mandates a significant increase in the use of both first and second generation biofuels by 2020. China has a target to 2020 and the European Union has a target for biofuels to meet 10% of road transport demand by 2020. [2]

Australia, New Zealand, Colombia, South Africa, Thailand, Japan, Indonesia, Mexico and Canada also have mandates for ethanol blends. [2]

2 GLOBAL STATUS OF BIOFUELS

Projections concerning future biofuel output are very sensitive to assumptions.

The IEA's World Energy Outlook 2008 Reference Scenario projects the world biofuels output to meet 5% of road-transport fuel demand by 2030 (Figure 1), while in the WEO Alternative

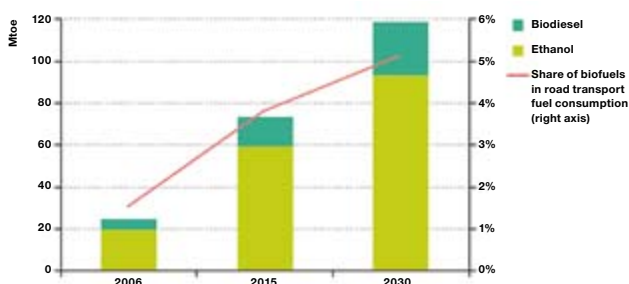


Figure 1: World biofuels consumption [2]

Scenario output reaches 7% of road-fuel use in 2030. The IEA's Energy Technology Perspectives (2006) suggests bioethanol and biodiesel could meet some 13% of global transport fuel demand and contribute some 6% of global emission reductions by 2050. [2]

The world's largest producers of bioethanol are Brazil and the United States.

As it can be seen in Figure 2, compared to Brazil and the United States, the European Union's fuel alcohol sector is rather small. Nowadays the United States produces more every month than the EU in a year. The biggest EU producers of ethanol are France, Germany, Spain, Poland followed by Sweden and the UK. [3]

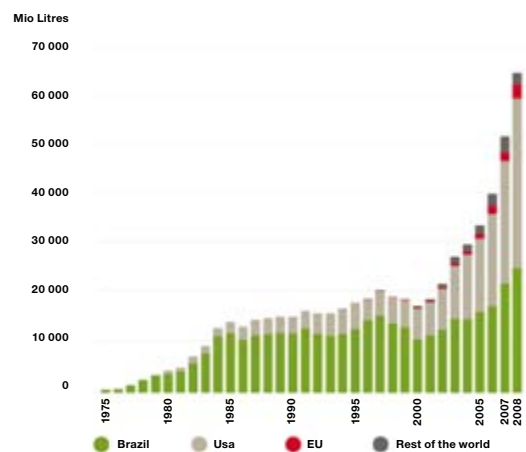


Figure 2: The world's bioethanol production [3]

3 BIOETHANOL PRODUCTION

The conventional production of bioethanol is based on the conversion of 6-carbon sugars to ethanol by fermentation. If the sugar content is present in forms of polymers then the sugar content of the polymer must be released, which is mostly done with the application of enzymes. The production process is finished with the distillation step, where ethanol is distilled to fuel grade. In practise, this process is used to produce ethanol from starchy biomass. A wide range of available feedstocks exist for conventional ethanol

production: cereal crops, corn (maize), sugar cane, sugar beet, potatoes, sorghum, cassava. [4]

The world's largest producers of bioethanol are Brazil and the United States. In Brazil, bioethanol production is based on sugar cane, while in the United States, it is based on corn.

While conventional bioethanol production uses only sugar and starch components, advanced bioethanol production processes may utilize all available cellulosic materials, such as energy crops, agricultural residues (straw, corn stover), waste streams (MSW, food waste) and forestry resources. [4]

Lignocellulosic feedstocks are heterogeneous both in structure and chemical composition. This heterogeneity has a strong influence on the production process design. [5]

Ethanol production of lignocellulosic feedstocks is composed of pretreatment, hydrolysis, fermentation, separation and distillation steps. The role of pretreatment to release the cellulose and hemicellulose became more relevant. In some feedstocks 5-carbon sugars might also be present. [4]

The possible presence of 5-carbon sugars influences the hydrolysis and fermentation steps, since appropriate enzymes have to be chosen to hydrolyse the polymers containing 5-carbon sugar and in the fermentation step, appropriate microorganisms have to be selected, which are capable of the co-fermentation of both 6 and 5-carbon sugars. [5]

4 ENERGY REQUIREMENT AND EMISSIONS

Fossil energy input and emission levels from biofuel production depend on a lot of factors, such as the applied process, the feedstock and local conditions. In Brazil, the production of bioethanol from sugar cane is energy efficient, due to the fact that sugar can be easily extracted, and crop yield per hectare is high. If bagasse is used for providing heat and power to the process, the fossil energy input required for each ethanol energy unit can be very low. This results in a low well-to-wheel CO₂ emission, 0.2-0.3 kg CO₂/litre ethanol. Compared to 2.8 kg CO₂/litre for conventional gasoline, this means a 90% reduction. In the case of sugar beet, more energy input is needed and therefore only 50-60% emission reduction can be reached compared to gasoline. [4]

Ethanol production based on cereal and corn feedstock can be even more energy intensive, since fossil energy input can reach 60-80 % of the energy contained in the final fuel. As a result, CO₂ reductions compared to gasoline are around 15-20 %. [4]

CO₂ emission reductions from ligno-cellulosic feedstock can be 70% compared to gasoline and there is a further possibility of improvement with the application of electricity cogeneration.

5 PRODUCTION COSTS

Ethanol energy content by volume is two-thirds that of gasoline, so in the literature costs mostly refer to litre of gasoline equivalent (lge).

Main factors contributing to the cost of biofuels are feedstock types, applied production processes, labour costs, credit for by-products, agricultural subsidies, food and oil markets.

In Brazil, ethanol made from sugar cane (\$0.30/lge) is cost-competitive with gasoline (\$0.3-\$0.4/lge). However, in other regions, costs can be more than \$0.40-\$0.50/lge.

Ethanol made from maize, sugar beet and wheat costs \$0.6-\$0.8/lge, with a potential to be reduced to \$0.4-\$0.6/lge.

Ethanol made from ligno-cellulosic feedstock cost around \$1.0/lge at the pilot scale. The costs of ligno-cellulosic ethanol are projected to decrease in the future, due to process improvement, the application of low-cost waste feedstock and co-production of other by-products.

Figure 3 shows possible biofuel cost ranges in the future. [4]

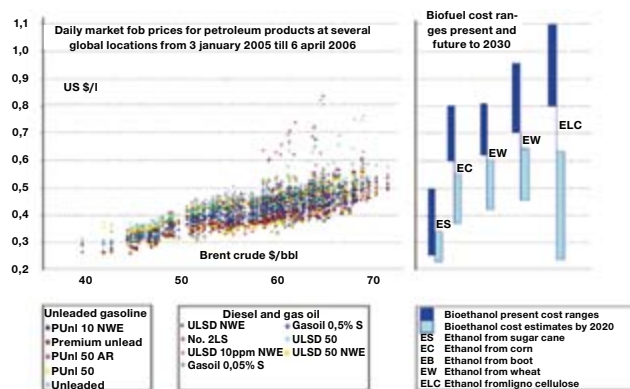


Figure 3: Projected cost of biofuels compared to gasoline [4]

6 CONCERNS REGARDING BIOFUELS

The application of first generation bioethanol has raised worldwide concern. The food versus fuel production debate still remains an issue. First generation biofuels are accused to rise food prices due to competition with food crops. They are considered to be an expensive option for energy security and they can only provide limited GHG reduction benefits. An effect on accelerating deforestation and a negative impact on biodiversity are also often mentioned drawbacks. [6]

It must be mentioned though that not all drawbacks refer to every type of first generation biofuels, since the evaluation of biofuels depends on a lot of factors.

Most of the problems associated with the first generation biofuels could be overcome with the application of second generation biofuels.

However, second generation biofuels are relative immature and projections for second generation fuels to become commercial are wide-ranging, but considered to be unlikely to occur before 2015. As it can be seen in Figure until 2007, second generation biofuels have remained around 0.1 % of total bioethanol production. [6]

7 SECOND GENERATION DEMONSTRATION PLANTS

Integrated research programmes deal with combining process development units with pilot or demonstration-scale facilities around the world.

Main operating process development units are at University of British Columbia, at Lund University (Sweden), at RISO/DTU

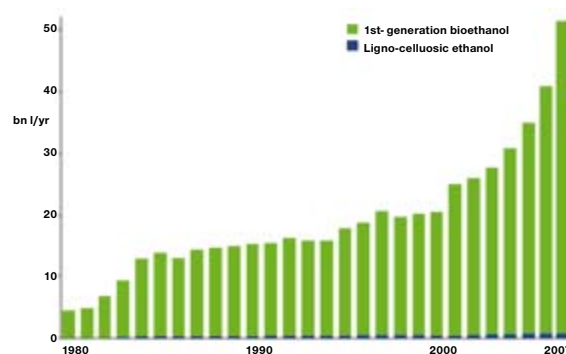
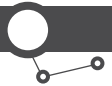


Figure 4: The world's ethanol production deriving from first generation and ligno-cellulosic feedstock. [6]



(Denmark) and at the US National Renewable Energy Lab. Pilot facilities can be found in Sweden (Etek Etanolteknik), in Spain and the USA (Abengoa) and in Canada (Iogen) (Figure 4). [6]

8 APPLICATION IN VEHICLES

Ethanol has a high octane number and therefore it is unlikely to cause knocking in spark ignition engines.

5-10% ethanol blends can be used in conventional spark ignition engines without significant technical changes.

In more complex engines with injector, alcohol can damage the high-precision injection unit. This might also happen to the intake valve and to the valve seat. New flex-fuel vehicles can run on up to 85% ethanol blends. New flex-fuel vehicles are mainly running in Brazil, in the United States and in Sweden. [4]

9 STATUS IN HUNGARY

Table 1 gives an overview about the current Hungarian biofuel potential. Possible feedstocks for bioethanol production are primarily maize and wheat. To a smaller extent, other sugar and starch-containing plants, such as sugar beet, potato and artichoke can also be taken into account. [7]

The wide-spread use of ligno-cellulosic second generation biofuels is only expected by 2012-2015. Among industrial waste streams, paper sludge could be an alternative feedstock for bioethanol production. 50000 tonnes of paper sludge are produced in Hungary yearly. [8]

The Hungarian ethanol production capacity is 210 million litres/year in two factories. The US-based ethanol giant Fagen is going to construct a bioethanol factory (with a capacity of 200 million litres) in Hungary based only on corn.

As a member of the European Union, the target set by the Directive 2003/30/EC also applies to Hungary. According to the directive, fuels should contain 5.75% biocomponents. [9]

	THOUSAND TONNES/ YEAR	ENERGY CONTENT PJ/YEAR
Biofuels		55,8
corn (maize)	2000	24
wheat/rye	1800	21,6
rapeseed	460	7
sunflower	200	3,2

Table 1: Hungarian biofuel potential [7]

10 CONCLUSION

Global problems such as CO₂ emission, energy dependency and oil dependency urge for solutions in the transport sector. One way to mitigate the global problems is the application of biofuels. First generation biofuels have caused concerns worldwide. Most of the problems of first generation biofuels are expected to be overcome when second generation biofuels will be commercially available. However, this is unlikely before 2015.

The evaluation of biofuels is difficult and no general rules can be applied, since the evaluation depends on a lot of factors, such as location, production technology and feedstock.

Main factors in the evaluation are energy balance and cost-competitiveness. Although first generation biofuels have a lot of drawbacks, they are now commercially available and are also cost competitive with fossil fuels in some regions of the world.

Projections for biofuel output are also very sensitive to assumptions, but the growing tendency for biofuels is common in all assumptions.

More and more countries start to introduce aggressive policies for the promotion of biofuels.

In Hungary, the current bioethanol production capacity is 210 million litres/year. In the future, a new factory is going to be built based on corn. ●

REFERENCES

- [1] K. Dörmel, Future Mobility from a Fuels Perspective, 29. Internationales Wiener Motorensymposium 2008, ISBN:978-3-18-363912-0
- [2] World Energy Outlook 2008, <http://www.worldenergyoutlook.org/> 2010-10-04
- [3] <http://www.ebio.org/policy.php> 2010-10-03
- [4] IEA Energy Technology Essentials, Biofuel Production OECD/IEA 2007 www.iea.org 2010-10-03
- [5] K. Olofsson, M. Bertilsson, G. Lidén, A short review on SSF- an interesting process option for ethanol production from lignocellulosic feedstocks Biotechnology for Biofuels, <http://www.biotechnologyforbiofuels.com/content/1/1/7>
- [6] From 1st to 2nd generation Biofuel Technologies, http://www.iea.org/papers/2008/2nd_Biofuel_Gen.pdf 2010-10-03
- [7] Magyarország 2020-as megújuló energiahasznosítási kötelezettségvállalásának teljesítési ütemterv javaslata, Műszaki-gazdasági megújuló energiaforrás potenciál vizsgálata a célkitűzés teljesítésére vonatkozó NCST bontása szerinti forgatókönyvek. http://etanol.info.hu/oldal/Szakmai_anyagok, 2010-09-14
- [8] Zs. Kádár, Zs. Szengyel, K. Réczey, Simultaneous saccharification and fermentation (SSF) of industrial wastes for the production of ethanol, Industrial Crops and Products 20, 2004, 103-110
- [9] DIRECTIVE 2003/30/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 8 May 2003 on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport <http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32003L0030:EN:NOT> 2010-09-14

AUTHOR DATA

First Author: Department of Automobiles, Faculty of Transportation Engineering, Budapest University of Technology and Economics. 1111 Budapest Stoczek u. 6., J bld., Hungary. E-mail: pezsa.nikolett@auto.bme.hu

Second Author: Első Honi Biogáz Kft, 6000 Kecskemét, Vízmű u. 9., Hungary. E-mail: szemerey@ehbkft.eu

Nonlinear viscoelasticity and thixotropy of a silicone fluid

Z. KÖKUTI
J. KOKAVECZ
I. HOLCZER
A. DANYI
Z. GÁBOR
G. SZABÓ

Institute of Engineering and
 Materials Science,
 University of Szeged,
 HUNGARY

P. AILER
L. PALKOVICS
 Faculty of Mechanical
 Engineering and
 Automation,
 Kecskemét College,
 HUNGARY

N. PÉZSA

Department of Automobiles,
 Budapest University of Tech-
 nology and Economics,
 HUNGARY

A. CZIRJÁK

Institute of Engineering and
 Materials Science,
 University of Szeged,
 HUNGARY

Department of
 Theoretical Physics,
 University of Szeged,
 HUNGARY

The nonlinear rheological properties of a silicone fluid (PDMS) sample of high viscosity are reported in this paper. Small amplitude oscillatory shear curves and steady shear flow curves of the sample are measured in the temperature range from 0 °C to 120 °C. This silicone fluid obeys the time-temperature superposition feature, which enabled to set up a 5-element Maxwell model that accurately describes the viscoelastic properties of the silicone fluid in the linear region. However, this silicone fluid is shear thinning, the samples obey the Cox-Merz rule, and other measurements also indicate that it is a nonlinear material regarding both the viscous and the elastic properties. Multimode White-Metzner model is constructed that accurately describes the nonlinear viscous properties. Long time shear flow measurements show that these samples are thixotropic at 80 °C.

A cikk bemutatja egy nagy viszkozitású szilikonolaj-minta nemlineáris reológiai tulajdonságait. Megmértük a kis amplitúdós oszcillációs nyírás, valamint a konstans nyírású folyásgörbéket a 0-tól 120 °C-ig terjedő hőmérséklet-tartományban. Ez a szilikonolaj rendelkezik az idő-hőmérséklet szuperpozíció tulajdonságával, ami lehetővé tette egy 5 elemes Maxwell-moddal felállítását. Ez pontosan leírja a szilikonolaj viszkoeasztikus tulajdonságait a lineáris tartományban. Mindazonáltal ez a szilikonolaj nyírásra folyósodik és a minták mérései a Cox-Merz törvénnyel írhatók le. Más mérések szintén azt jelzik, hogy ez az anyag nemlineáris viselkedésű mind a viszkózus, mind az elasztikus tulajdonságokat tekintve. Felállítottunk egy többmódusú White-Metzner-moddal, mely pontosan leírja a nemlineáris viszkózus tulajdonságokat. A hosszú időtartamú folyásgörbéméréseink azt mutatják, hogy ezek a minták 80 °C-on tixotróp viselkedésűek.

1 INTRODUCTION

Silicone fluids (poly-dimethyl-siloxane, PDMS) have important applications in many branches of modern industry, such as automotive, electric and electronic, domestic and medical appliances [1]. Their advantages include high temperature and chemical resistance, optical transparency, and good electrical properties. Certain application areas and processing steps require a reliable rheological model. The only known previous work on the rheology of PDMS reports about PDMS samples with viscosities of 1 and 30 Pas [2]. In the present paper the silicone fluid sample AK1.000.000 is reported which is of much higher viscosity: its kinematic viscosity is approximately 1 000 000 mm²/s at 25 °C. Our aim is to create a lumped parameter model which describes the viscoelastic properties of this silicone fluid sample in shear flow [3, 4].

2 LINEAR MODEL BASED ON TTS RULE

Rotational rheometer (Anton Paar, MCR 101) is used for our measurements. Small amplitude oscillatory shear (SAOS) curves of the silicone fluid samples in the angular frequency range of 0.628 - 628 rad/s have been measured in a broad temperature range: from 0 °C to 120 °C in 10 °C steps.

The measured data show that the sample is thermo-rheologically simple, i.e. it obeys the time-temperature superposition (TTS) feature in this temperature range [5, 6]. **Fig. 1** illustrates this with the plots of the storage and loss moduli vs. the angular frequency

at temperatures of 0 °C, 60 °C, and 120 °C, shifted to the reference temperature of 60 °C. This enabled us to create a master curve for the reference temperature of 60 °C with an increased angular frequency range of 0.2 to 2500 rad/s by using the Williams-Landell-Ferry (WLF) formula. The horizontal and vertical shift parameters are shown in **Fig. 2**.

A 5-element Maxwell model has been matched to the measurements for the description of the master curve with the usual method

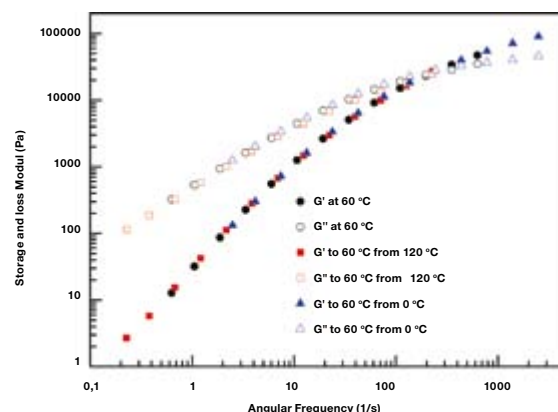


Figure 1: Time Temperature Superposition of AK1.000.000 silicone fluid. Storage (G') and loss (G'') moduli, measured at 0 °C, at 60 °C and at 120 °C are plotted, both the 120 °C and the 0 °C data are already shifted to 60 °C, using the shift parameters of Fig. 2.

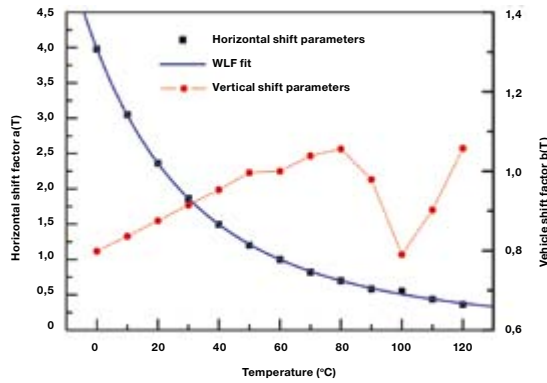


Figure 2: Horizontal (■) and vertical (●) shift parameters versus temperature are plotted. The thick blue curve represents the WLF fit (see Equation (1)) for the horizontal shift parameters with: $c_0 = -6.409$ and $c_1 = 338.2874^\circ\text{C}$.

[6]. The accuracy of the model is good: the relative error of the complex viscosity is within 2.5 % in the whole frequency range.

Fig. 3 shows the measured loss and storage moduli of the master curve in comparison with the computed values at 60 °C.

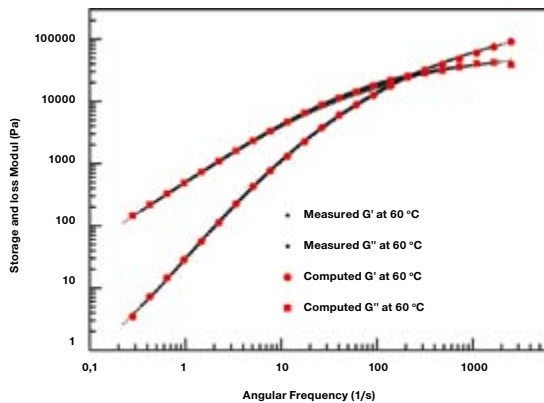


Figure 3: The master curve for 60 °C (lines), based on the measured storage and loss moduli in the temperature range of 0 °C -120 °C and their computed counterparts (symbols), calculated from the 5-element linear Maxwell model

3 NONLINEAR MODEL

The measurement of steady shear flow curves revealed that the sample is shear thinning and it obeys the Cox-Merz rule, i.e. the magnitude of the complex viscosity at an angular frequency equals the shear flow viscosity at that shear rate which equals the angular frequency [7]:

$$|\eta^*(\omega)| = \eta(\dot{\gamma}) \Big|_{\dot{\gamma} = \omega} \quad (1)$$

Fig. 4 shows the measured data with full symbols. Here, we must note that the shear flow measurements are limited to shear rate values below 20 1/s, since at higher shear rates the sample flows out of the sample holder due to the Weissenberg effect [8].

In order to take into account the shear thinning behavior of the silicone oil, the 5-element Maxwell model is generalized in analogy of the White-Metzner model [9]. The constitutive equations are the following:

$$\tau_i(t) + \frac{\eta_i(\dot{\gamma})}{k_i} \dot{\tau}_i(t) = -\eta_i(\dot{\gamma}) \cdot \dot{\gamma}(t), \quad (2)$$

where $i = 1, 2, \dots, 5$ is the mode index, and the shear rate dependent viscosity parameters are defined as

$$\eta_i(\dot{\gamma}) = \frac{\eta_i}{\sum_j \eta_j} \cdot |\eta^*(\omega)| \Big|_{\dot{\gamma} = \omega}. \quad (3)$$

In Eq. (2) and (3), the k_i and the η_i are the parameters of the 5-element linear Maxwell model, while the $\eta^*(\omega)$ is the measured complex viscosity. The accuracy of this 5-element White-Metzner model is tested by numerical simulation of the SAOS. The open symbols of Fig. 6 show that the agreement with the measured data is excellent.

4 THIXOTROPY

The behavior of the silicone fluid has been also tested during long time steady shear flow with constant shear rate, at temperatures of 30 °C and 80 °C.

These tests show that there is no change in the viscosity even after an hour of shear flow at 30 °C. However, at 80 °C, the viscosity decreases with time, i.e. the silicone fluid is thixotropic at this temperature. Fig. 5 shows the viscosity of the sample at 80 °C during shear flow with a shear rate of 20 1/s. The inset plots the same viscosity data vs. shear rate, in order to show the hysteresis explicitly.

Thixotropy means that the change in the material properties (caused and also maintained by the shear load) is just temporary, thus the material properties returns to their original values within a comparable time after elimination of the load. In Fig. 6 the SAOS tests of the silicone fluid are plotted in order to show how these curves after the long time shear flow of Fig. 5 approach the initial curves.

The thixotropic behavior of the silicone fluid makes its rheological modelling more complex, this modelling work is presently in progress.

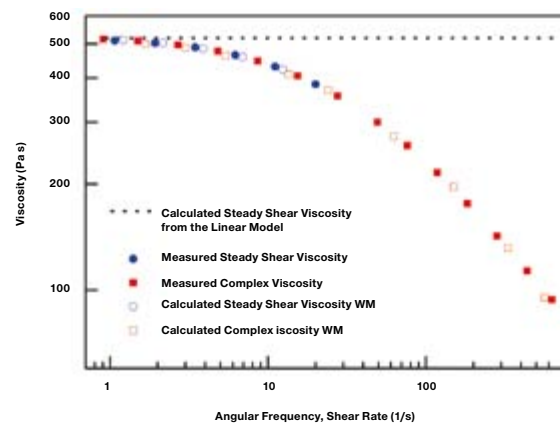


Figure 4: Measured and calculated complex viscosities vs. angular frequency, as well as measured and calculated steady shear viscosities vs. shear rate. The outstanding agreement between the measured steady shear and complex viscosities (at 60°C) means that the sample obeys the Cox-Merz rule. The data computed with the 5-element White-Metzner model are in excellent agreement with the measured values. A linear model would fail to describe the shear thinning of the sample.

5 CONCLUSIONS

The rheological properties of a silicone fluid (PDMS) sample are investigated in this paper with the aim of the construction of a lumped parameter model for shear flow. Based on measured SAOS and flow curves in a broad temperature range, using TTS, a 5-element Maxwell model is defined which accurately describes the viscoelastic properties of the silicone fluid in the linear regime. A 5-mode White-Metzner model is also constructed which has built-in that the silicone fluid sample obeys the Cox-Merz rule, thus

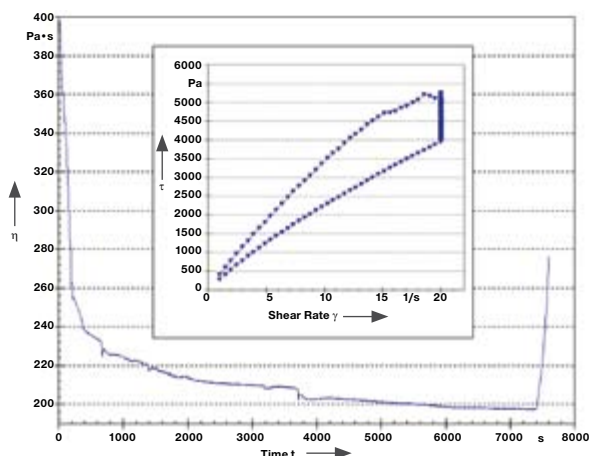


Figure 5: Viscosity of the silicone fluid at 80 °C during long time shear flow with a shear rate of 20 1/s. The inset plots the corresponding shear stress data vs. shear rate, in order to show the hysteresis more explicitly. At the start and at the end of the long time shear flow, the shear rate is ramped between 0 and 20 1/s.

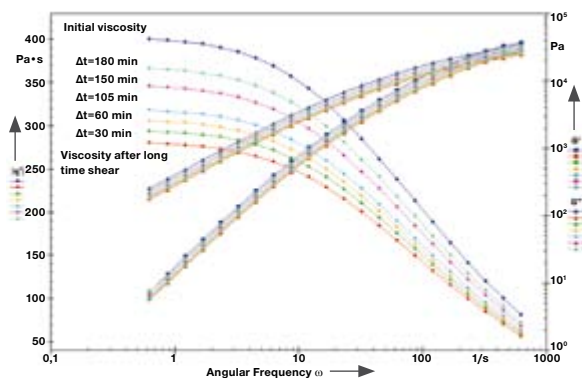


Figure 6: SAOS curves of the silicone fluid before (blue), right after (red) and with the indicated time delay (other colors) after the long time shear flow of Fig. 5. These curves show how the rheological properties of the sample approach their initial values after the long time shear flow, which means that the fluid is thixotropic.

it accurately describes the nonlinear viscous properties of the sample. The silicone fluid is thixotropic in a certain temperature range, which makes its modeling more complex.

ACKNOWLEDGEMENTS

We would like to thank Prof. I. Erős for the access to the rheometer of the Department of Pharmaceutical Technology, and Prof. I. Dékány for the access to the rheometer of the Department of Physical Chemistry and Materials Science, University of Szeged.

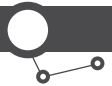
This research work is supported by the National Office for Research and Technology of Hungary by the contract OMFB-01107/2009 and through the project TRUCKDAS.

REFERENCES

- [1] Jerschow P: Silicone Elastomers, Smithers Rapra Technology, (2002)
- [2] Ghannam MT, Esmail MN: Rheological Properties of Poly(dimethylsiloxane), Ind. Eng. Chem. Res., 37 (1998) 1335-1340
- [3] Bird RB, Armstrong RC, Hassager O: Dynamics of Polymeric Liquids [Volume 1: Fluid Mechanics]. New York, Wiley, (1987)
- [4] Larson RG: Constitutive Equations for Polymer Melts and Solutions, Butterworth-Heinemann, (1988), pp. 364
- [5] Ferry JD: Viscoelastic Properties of Polymers, New York, Wiley (1980)
- [6] Morrison FA: Understanding Rheology, Oxford University Press (2001)
- [7] Cox WP, Merz EH: Correlation of dynamic and steady flow viscosities, Journal of Polymer Science, 28 (1958) 619-622
- [8] Freeman SM and Weissenberg K: Conf. British Rheologists' Club, 36 K (1946)
- [9] White JL, Metzner AB: Development of constitutive equations for polymeric melt and solutions, Journal of Applied Polymer Science, 7 (1963) 1867-1889

AUTHOR DATA

Z. Kókuti: Institute of Engineering and Materials Science, University of Szeged, 6720 Szeged, Dóm tér 9., Hungary; E-mail: kokzol@physx.u-szeged.hu
 J. Kokavecz: Institute of Engineering and Materials Science, University of Szeged, 6720 Szeged, Dóm tér 9., Hungary; E-mail: kjanos@physx.u-szeged.hu
 A. Czirják: Department of Theoretical Physics and Institute of Engineering and Materials Science, University of Szeged, 6720 Szeged, Tisza L. krt. 84-86., Hungary; E-mail: czirjak@physx.u-szeged.hu
 I. Holczer: Institute of Engineering and Materials Science, University of Szeged, 6720 Szeged, Dóm tér 9., Hungary; E-mail: h149532@stud.u-szeged.hu
 A. Danyi: Institute of Engineering and Materials Science, University of Szeged, 6720 Szeged, Dóm tér 9., Hungary; E-mail: danyia@physx.u-szeged.hu
 Z. Gábor: Institute of Engineering and Materials Science, University of Szeged, 6720 Szeged, Dóm tér 9., Hungary; E-mail: gaborzo@physx.u-szeged.hu
 G. Szabó: Institute of Engineering and Materials Science, University of Szeged, 6720 Szeged, Dóm tér 9., Hungary; E-mail: gszabo@physx.u-szeged.hu
 N. Pézsa: Department of Automobiles, Budapest University of Technology and Economics, 1111 Budapest, Stoczek u. 6., Hungary; E-mail: pezsza.nikolett@auto.bme.hu
 P. Ailer: Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Kecskemét College, 6000 Kecskemét, Izsáki út 10., Hungary; E-mail: ailer.piroska@gamf.kefo.hu
 L. Palkovics: Faculty of Mechanical Engineering and Automation, Kecskemét College, 6000 Kecskemét, Izsáki út 10., Hungary; E-mail: palkovics. laszlo@gamf.kefo.hu



A magyar közúti járműprogram

SIKERTÖRTÉNET MAI HATÁSOKKAL ÉS TANULSÁGOKKAL

KOCSIS BENCE
ügyvivő szakértő
BME EJJT

POMÁZI GYULA
ügyvezető igazgató
Provice Kft.

A magyar nagyipari járműgyártást az 1968-ban indított közúti járműprogram alapozta meg, a '90-es évek elején elkezdődött járműipari struktúraváltás erre az alapra épült. A program eredményeképp létrejöttek a járműipar és kapcsolódó ágazatok nagyvállalatai, a velük együttműködő beszállítói hálózatok, kialakult a szükséges képzési háttér, valamint létrejöttek a K+F+I-hoz kapcsolódó különböző intézmények. Jelen cikk egy kutatási projekt első fázisaként ennek a programnak az eredményeit foglalja össze – mai szemmel. A kutatási projekt célja, hogy analógiát építve az akkori és a mai helyzet között, olyan következtetéseket vonjon le, amelyek hasznosíthatóak a hasonló méretű ipartelepítési feladatok kapcsán.

It was the vehicle program of 1968 which established the great scale vehicle production of Hungary, serving as a basis of structure changes in the nineties. In consequence of this program, the Hungarian vehicle industry and associated branches were born. Thanks to the network of these large enterprises and their suppliers, necessary educational background evolved as did R&D and innovation institutes. This article, as the first part of a research project, summarizes the results of this program with a point of view of the present. Aim of the research is to draw conclusions, which can be utilized in present large-scale investments of similar kind, by building analogy between past and present.

A PROGRAM ELŐZMÉNYEI ÉS GAZDASÁGI KÖRNYEZETE

Az 1968-as közlekedéspolitikai koncepció egyik oldalról a keskeny nyomtávú vasút végét, míg másik oldalról a magyar járműgyártás első lépéseit jelentette. Negyven éve távlati fejlesztésnek nevezték, ma a stratégia illene rá a legjobban. 1960-ban a vasúthálózat 9300 km hosszú volt, aminek húsz százaléka teljesen veszteségesen üzemelt. A veszteséges vonalak a teljes forgalomból a személyszállításban 1,2 százalékot, míg a teherszállításból három százalékot tettek ki. Ebből adódóan a fejlesztési forrásokból sem jut ezekre a pályaszakaszokra. Egyéb szállítási formák még csak ekkortájt vannak kialakulóban.

1963-ban kezd a szállítási válság eluralkodni az országon, ez az elégtelen közúti, vízi, légi és csővezetékes szállítás kiépítése, illetve a szállítás és a termelés teljes összehangolatlansága miatt következett be. Ennek eredményeképpen a szállítási kapacitások alig tudták kielégíteni a termelést, és 1965-re teljes fejtelenség lett úrrá az országon. Először 1963-ban merült fel miniszteri szinten a jármű- és traktorfejlesztés koordinált elindítása. A döntés viszont csak később, 1964. december 28-án született meg, ekkor azonban már javában tartott a válság. Ennek ellenére a járműipar kiemelt fejlesztésű gépipari ágazat maradt.

Korábban kiemelt ágazati státusza hiányában, a költségvetésnek csak töredéknyi részét kapta meg támogatásként, amit 1959-től a Műszaki Fejlesztési Alap forrásaival egészítettek ki. 1960-ban a költségvetésből való részesedés 20,4 millió forint volt, míg a MÜFA-ban 80 000 forint állt rendelkezésre. A korlátozott források következtében csak alacsonyszámú fejlesztést lehetett előirányozni, és tovább rontotta a képet, hogy a gyártás- és gyártmányfejlesztés között egyenlőtlenül, 80% – 20% arányban oszlott meg a költségvetési támogatás. Ebből adódóan a gyártmányfejlesztés folyamatosan lemaradt a gyártásfejlesztéshez képest. Az 1959–60 évre előirányzott ágazati szintű fejlesztések:

- célgépek beszerzése,
- összeszerelési technológiák (a gyárak profiljának megfelelően),
- új öntészeti eljárások,
- jobb minőségű alapanyagok.

A valóságban ezen programoknak csak egy része valósult meg, de amelyek megvalósultak, azok nagyban hozzájárultak a termelési hatékonyság növekedéséhez, így pl. a precíziós és kokilla öntészet bevezetése az öntvények minőségének ugrásszerű javulását tette

lehetővé, a célgépbeszerzés jelentős hatással volt a termelési folyamatok hatékonyságára. A nagy termelési hatékonyságú hosszú sorozatokat gyártó célgépek hiánya azonban még mindig problémákat okozott, és ezáltal a gépipari gyártók termelési profilja változatlan maradt – alacsony gépesítettség mellett sok manuális megmunkálás jellemezte a kialakult termelési rendszereket (jó példa erre, hogy az Ikaruszban még mindig kézzel alakították a karosszériaelemeket).

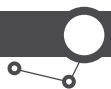
A DÖNTÉS MEGSZÜLETÉSE ÉS A PROGRAM ELINDÍTÁSA

1965-ben két lehetőség mutatkozott az ágazat irányítói előtt az autóipar fellendítésére. Az első egy olyan átfogó, nagy összegű állami támogatás mentén megvalósuló termelési tényezők fejlesztésére vonatkozó program lett volna, ami az autóipart generálisan, egészében próbálta volna meg felzárkóztatni. Ehhez azonban nem állt rendelkezésre megfelelő mennyiségű forrás és kapcsolódó iparpolitikai akarat. Így maradt az időközben a KGST által a tagországok részére megfogalmazott specializáció, ami Magyarország esetében a nagy kategóriájú buszok (távolsági, vonal-, turistabusz) gyártását jelentette, és az egyedüli profilgazdává tette a keleti blokkban hazánkat.

Ennek megfelelően születhetett meg a döntés, hogy a harmadik ötéves terv (1965) keretein belül 1970-re két és félszeres termelési kapacitás-bővítést irányoztak elő. Sajnálatos módon, a korábbi évek forrás- és fejlesztésszegény környezete most bosszulta meg magát, a gyárak mind profiljukban, mind eszközeikben, berendezéseikben, mind termelési rendszereik kialakításában alkalmatlannak voltak ilyen szintű és mértékű tömegtermelésre.

A miniszteri döntéssel felemelt járműipari fejlesztés legfőbb leteleményesei az Autó- és Traktoriipari Tröszt három nagyvállalata: a Csepel Autógyár, a Vörös Csillag Traktorgyár és az Ikarus voltak. Az ötéves terv idejére 1,775 milliárd forint fejlesztési forrás áll rendelkezésre (összehasonlításképpen 1960, 20,4 millió forint), míg a MÜFA 1965-ös költségvetése 129 700 forintra duzzadt.

A meghatározó változást az említett gyárak életében a valódi profilisztizálás és a szerkezeti átalakítás jelentette. A gyárak profiljukat tekintve teljesen vegyes képet mutattak, ami a fejlesztési erőforrások megosztásához és szétforgácsolásához vezetett. A gyártási profilok elhatárolása, a termékpaletta elkülönítése, és előírt specializációja, illetve a felesleges termelési profilok elhagyása új irányt jelentett



a szervezetek életében. Ezzel párhuzamosan folyt a logisztikát, a termelést és a gyártás egyéb új aspektusait is szem előtt tartó gyárátalakítási program, gyárlebontásokkal, átépítésekkel (a Csepel Autógyárban 50 különböző raktárból történő termelés kiszolgáltatását ekkor kezdték jelentős mértékben racionalizálni).

Minden gyárban bevezetésre kerültek a gép- és jármű-összeszerelő sorok – 1968-as befejezési határidőkkel –, így nemcsak a jármű-összeszerelő gyárakban, hanem a főegységeket és részegységeket gyártó üzemekben ugyanúgy, mint a festő-fényező üzemekben. Kísérletet tettek a – mai szóval élve – gépjármű-platformosításra, azaz egységes vázszerkezetek kialakítására és csereszabatos alkatrészek kifejlesztésére. A '60-as években a kohászat területén elért fejlesztések következtében az öntvények termékfejlesztése lépést tartott a gyártásfejlesztéssel. Olyan új megoldások születtek, mint pl. a kevesebb utómegmunkálás érdekében megvalósuló új öntvénykialakítás vagy a csökkentett öntési ráhagyásokat és kisebb falvastagságokat lehetővé tevő eljárások stb.

Gazdaságossági szempontból a gyártás bizonyos formáit újragondolták, és a költséghatékonyabb – esetenként teljesen új – gyártási technológiák, megoldások alkalmazása került előtérbe nem egyszer jelentős ráfordítási idő és erőforrás-megtakarítást eredményezve (hegesztés, lemezalakítási technológiák, hengerelt alapanyagok stb.). A termelés ilyen mértékű gépesítéséhez az ATT (Autó és Traktoripari Tröszt) 323 új gép beszerzését látta szükségesnek, amiből 99 nyugati konstrukció volt. Erre azért is szükség volt, mert Magyarország a nyugati és egyéb országok (Afrika, arab országok) felé is nyitni kívánt a KGST országain felül.

A PROGRAM KÖVETKEZMÉNYEI ÉS EREDMÉNYESSÉGE

A magyar járműipar a távlati terv és a fejlesztést megcélzó ötéves terv előtt is jócskán exportra termelt, a buszok 90%-a, a teherautók 70%-a, a billenőplatós teherautók 80%-a, míg a traktorok esetén 30 százalék talált gazdára a KGST országokban, ami a teljes magyar export 45 százalékát jelentette. A járműipar fellendülésének gátló tényezője – a gyárkapacitások hiányosságain és elavult felszereltségén túl – egy olyan vezérmű hiánya, mint pl. megfelelő paraméterű kiforrott konstrukciójú motor, amely több évtizedre előre megoldotta volna az ország gépjárműmotor-igényeit, és az ebből adódó problémákat. Ennek kiküszöbölése érdekében 1967-ben, 3 év késéssel sikerül a szakma képviselőinek és irányítóinak teljes egyetértésében megvásárolni a MAN D2146 MH1 motor licencét – amivel a magyar autóbuszgyártás egy világviszonylatban is sikeres korszaka kezdődik el.

1968-ban az ágazat vezetése, a hosszú távú stratégiai tervek megvalósítása érdekében egy központi kutató-fejlesztő intézet létrehozását tűzi ki célul. Ekkor jön létre a JÁFI, azaz a Járműfejlesztési Intézet, amely biztosítja az ipar és a nagyvállalati igények érdekében megvalósuló kutatás-fejlesztési eredményeket, megoldásokat. A központi tervlebontásos tervezés megszűnésével a középtávú stratégiai tervezés felértékelődésével a vállalatok egyre nagyobb önállóságra tesznek szert. Az ágazat közös összefogása érdekében elkészül a sokak számára azóta már rossz emlékkévé vált Közlekedéspolitikai koncepció is, melynek céljai az alábbiak voltak:

Személy- és áruszállítás gazdaságos kielégítése, minőségük javításával (az ehhez kapcsolódó ipar párhuzamos fejlesztésével).

A közlekedés gazdaságosságának növelése, fajlagos erőforrás-ráfordítás csökkentése (veszteséges részegységek felszámolása, kapacitáskihasználás növelése, erősebb kereskedelmi szemlélet, nemzetközi piac jobb kihasználása).

Ésszerű és megfelelő munkamegosztás a szállítmányozás területén (vasúti forgalmak közútra terelése, hajózás és csővezetékes szállítás fejlesztése).

A közlekedés munkaerő-gazdálkodás problémáinak megoldása (csak a szükséges létszám biztosítása, ágazatok közötti munkaerő-mozgás segítése).

A fejlesztések koordinálása érdekében a fejlesztési feladatokat szétválasztják, a JÁFI felel egyedül a jövőben a stratégiai termék- és fődarab-fejlesztésért, mialatt a vállalatok az általuk gyártott termékek követő termékfejlesztését végzik.

A felülről vezérelt fejlesztési koncepciónak már rövid távon is megmutatkoztak a hatásai. Az Ikarus buszait két nemzetközi versenyen is kitüntették, 1969-ben Nizzában és 1970-ben Monacóban. A nyugati piacon való megjelenés érdekében a Német VöV (Közlekedési Vállalatok Szövetsége) normáinak megfelelő autóbusz (Ikarus 190) fejlesztésébe kezd, aminek eredményeképpen 1977-ig 154 ilyen buszt szállít a Hamburg-Holstein-i közlekedési vállalatnak.

A program további eredményeit az alábbiakban foglaljuk össze:

- A szállítmányozás teljesítménye jelentősen nőtt – a közutak, a menetrend szerinti járatok száma, a teherautó-flotta korszerűsödött, a személyautók megsokszorozódtak.
- A mozdonyokat korszerűsítették, a vonalakat villamosították.
- A folyami és tengeri flotta bővült.
- Az olaj- és földgázhálózat kiépült.

Csak ez alatt az ötéves intervallum alatt a személyszállítás forgalma megháromszorozódott (Magyarország 1420 lakos/ 1 busz, 12. hely; Svájc 1350 lakos/ 1 busz 11. hely; Norvégia 545 lakos/ 1 busz 1. hely). A teherszállítás forgalma 75 százalékkal nőtt, ebből a közúti szállítványozás forgalmának megkétszereződésével vette ki a részét. Ez a fejlődés részben a „legkisebb szükséges ráfordítás elvének” is volt köszönhető.

Visszatérő probléma maradt azonban a megfelelő számosságú és képzettségű munkaerő biztosítása. A harmadik ötéves terv idejére 50 százalékos munkaerőtöbblet-igénnyel számoltak, de ezt a Csepel Autógyáron kívül sehol sem sikerült kielégíteni. Ezt is csak más, alacsony kihasználtságú gyárak humán erőforrásainak átirányításával sikerül orvosolni. Az akkori szakvélemények szerint „a szükséges számú szakmunkás és mérnök-technikus biztosítása hagyományos módszerekkel rövid távon megoldhatatlan problémát jelent még a beiskolázás drasztikus emelése mellett is”.

Noha a tömegtermelés sikeresen megvalósult, a termékminőség nem tudott ezzel lépést tartani. Ez részben a gyártmányfejlesztésre jutó fejlesztési források elégtelen hányadának (20%) volt köszönhető. Másrészt a végtermék minőségét nagyban befolyásoló alkatrészminőség jelentette a legnagyobb problémát. Az alkatrészgyártók számára a fejlesztés sokszor ismeretlen fogalom volt (műszergyártás), vagy egész egyszerűen nem voltak olyan színvonalon, hogy minőségben és mennyiségben is meg tudjanak felelni a beszállítói rendszerek elvárásainak (teljes gumiipar).

KONKLÚZIÓ

A történelem ismétli önmagát, ebből adódóan ez a fejlesztési terv egy kiváló eszköz a folyamatok megfigyelésére, azaz, hogy azelőtt vonhassunk le következtetéseket, mielőtt bármit is lépnénk. A fejlesztés általános menetéből, a folyamatok sorrendiségéből és az elkövetett hibákból, hiányosságokból fel lehet úgy készülni, hogy egy jövőbeni komplex fejlesztés esetén ezek ne forduljanak elő. Egyértelműen látszik, hogy az egyes részek összehangolása nélkül egy jó szándékú törekvés is könnyen kisiklik. Az egyik kulcsfontosságú paramétere a beruházásnak a kutatás-fejlesztés volt, mindegy, hogy evidensnek tűnő szervezettefejlesztésről van szó (pl. 50 különböző raktár központosítása) vagy hosszú távra szóló motorfejlesztésről, egyik sem elhanyagolható. ●

ATZ/MTZ worldwide az interneten

Az ATZ/MTZ szakmai folyóiratok szerkesztősége a 2008/1-es lapszám editorial rovatában, angolul tájékoztatta az olvasóközönséget a népszerű tudományos folyóiratokat érintő aktuális változtatásokról, „Moving into the Global Village” címmel. Az ATZ/MTZ folyóiratok fő cikkeinek angol nyelvű tömörítvényeit tartalmazó ATZ/MTZ worldwide nyomtatott változata ugyanis 2008-tól megszűnik, de on-line hozzáférhetővé tették a www.atzonline.com weboldalon, amely a jól ismert All4engineers portál utódja. A továbbiakban a főszerkesztő leveléből idézünk.

„Dear Readers,

You might be somewhat surprised that I am writing you in English this time. There's no need to worry – we will continue to publish ATZ in German, as most of our readers find it more comfortable to read articles presented in this language. I would simply like to take this opportunity to address our international readers and all those of you who work in an international environment.

ATZ and its publishing house initiated a policy of internationalization some ten years ago. Since then, ATZworldwide has provided a translation of the main articles in a text supplement. Six years ago, the publisher took the next important

step: the launch of AutoTechnology, a global magazine that reports on developments on a highly technical level. It was not long before this magazine became the official journal of FISITA, the world body for automotive engineers.

From 2008 on we will move even further ahead: in the future, ATZworldwide will include all the pictures. And it will reach you all over the globe on the very same day it is published in Germany. How is this possible? ATZworldwide had become an electronic magazine. Subscribers also receive the FISITA magazine ATZautotechnology (formerly AutoTechnology) 10 times a year – free of charge. The new magazine will cooperate more intensively with ATZ and MTZ, will become more scientific and will appeal to more readers in the developing economies.”

A változási folyamat aktív részese csak az lehet, aki **a megfelelő tudással rendelkezik**. Az autó- és motorfejlesztés szakembereinek ezért naprakésznek kell lenniük a kutatásfejlesztés legújabb eredményeiben, tendenciáiban.

Szakkiadványainkban nemcsak tényekről és számokról olvashat, hanem aktuális kutatási eredményekről, tudományosan megalapozott szakmai ismeretekről és az ágazat aktuális híeiről. Ez a koncepció teszi a német nyelvű, de angol nyelvű kivonattal is megrendelhető ATZ és MTZ folyóiratokat olyan kiadványokká, melyekből ön naponta profitálhat. Hozzá szeretne járulni jövőnk formálásához? Örömmel tölt el bennünket, hogy segíthetünk ebben, és a megfelelő tudáselőnyt nyújthatjuk önnek.

Kérjen ingyenes próbaszámot!



További információkat a www.atzonline.com honlapon, az autóiipari mérnökök

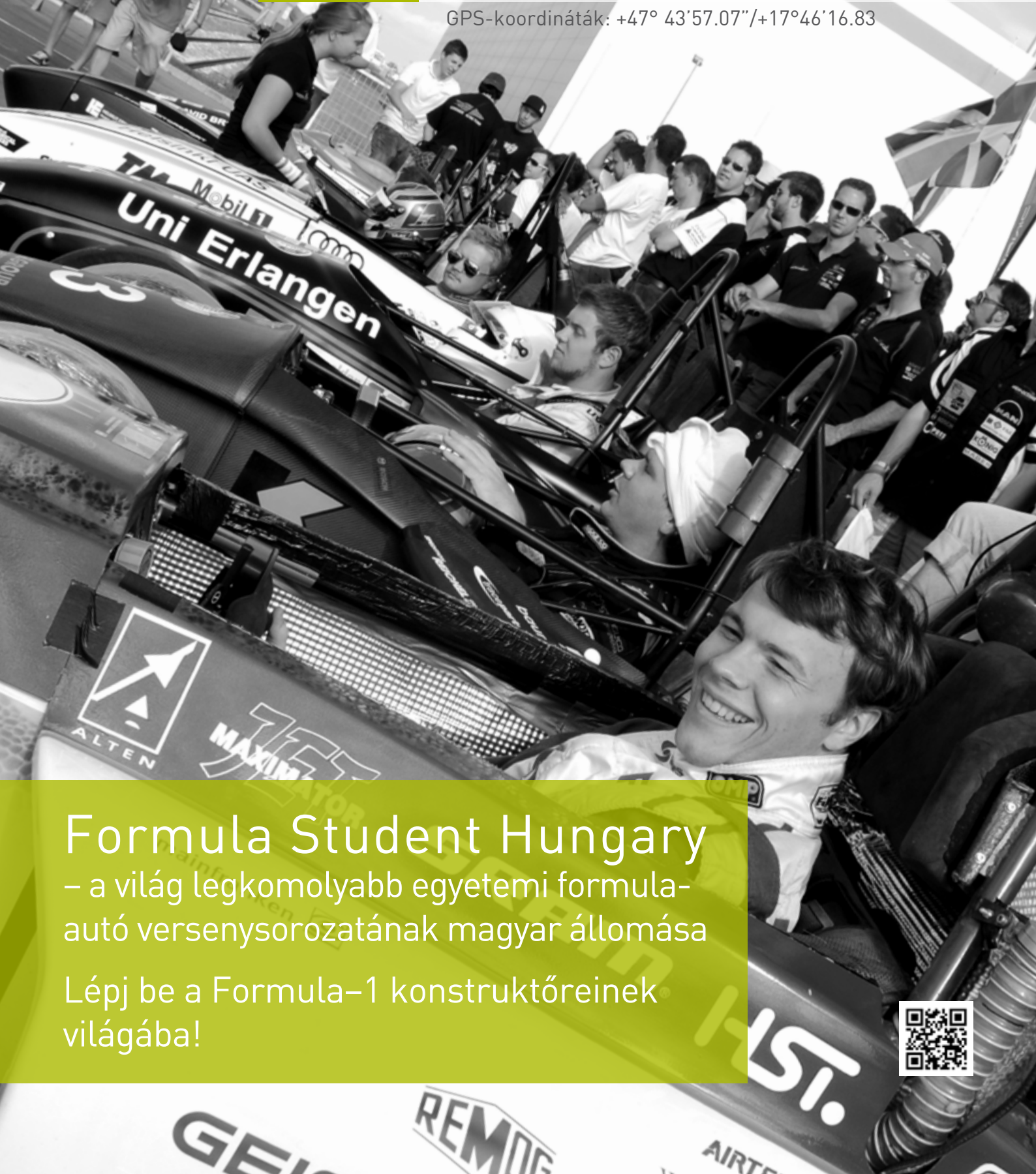
tudásportálján olvashat, ahol az ön munkáját egyedülálló on-line szakkikkarchívum is segíti.





2011. 08. 18. – 2011. 08. 21.
GYŐR-GÖNYŰI KIKÖTŐ
hu.fshungary.hu

GPS-koordináták: +47° 43'57.07"/+17°46'16.83



Formula Student Hungary
– a világ legkomolyabb egyetemi formula-
autó versenysorozatának magyar állomása

Lépj be a Formula-1 konstruktőreinek
világába!

