

Óbudai Egyetem
Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar
Gépszerkezettani és Biztonságtechnikai Intézet



TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

ATKINSON-CIKLUSÚ MOTOR DINAMIKAI VIZSGÁLATA

Szerző: **Kovács Róbert**
gépészmérnöki szak, IV. évfolyam

Konzulens: **Dr. Czifra Árpád**
egyetemi docens

Budapest, 2012

*A dolgozatom szeretett tanárom, Dr. Pomázi Lajos
emlékének tiszteletére ajánlom.*

TARTALOMJEGYZÉK

TARTALOMJEGYZÉK	1
1. BEVEZETÉS.....	4
1.1. A BELSŐÉGÉSŰ MOTOROK FEJLŐDÉSÉNEK SZAKASZAI	5
1.2. A VIZSGÁLAT AKTUALITÁSA, CÉLKITŰZÉSEI	7
2. AZ ATKINSON MOTOR.....	7
2.1 MŰKÖDÉS ALAPELVE, GYAKORLATI MEGVALÓSÍTÁSAI	7
2.2 IDEÁLIS P-V DIAGRAM FELÁLLÍTÁSA.....	11
2.3 A TERMIKUS HATÁSFOK	12
2.4 HATÁSFOK, MUNKAVÉGZÉS	13
2.5 TERJESZKEDÉSI ÜTEM VÁLTOZTATÁSA, HATÁSFOK NÖVELÉSE.....	17
2.6 A BELSŐ ÉGÉSŰ MOTOROK VESZTESÉGEI.....	21
2.7 ATKINSON-CIKLUSRA JELLEMZŐ INDIKÁTOR DIAGRAM.....	24
3. A MECHANIZMUS DINAMIKAI ANALÍZISE	26
3.1 A MÁTRIX MÓDSZER.....	26
3.2 HOMOGEN KOORDINÁTÁK.....	26
3.3 2 DIMENZIÓS TRANSZFORMÁCIÓK	27
3.4 A MECHANIZMUS MODELLJE	29
4. A FÜGGVÉNYEK ÁBRÁZOLÁSA.....	34
4.1 A DUGATTYÚ MOZGÁSJELLEMZŐI	35
4.2 A HAGYOMÁNYOS FORGATTYÚS MECHANIZMUS	38
5. KINETO-STATIKAI VIZSGÁLAT.....	45
5.1 A TÖMEGERŐK MEGHATÁROZÁSA	45
5.2 A FORDULATSZÁM JELENTŐSÉGE	50
5.3 EDDIGI EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA	52
6. CSAPÁGYVESZTESÉGEK MEGHATÁROZÁSA	54
6.1 ELMOZDULÁSMÓDSZEREN ALAPULÓ VÉGESELEM-MÓDSZER.....	54
6.2 A VIZSGÁLAT EREDMÉNYEI.....	61
7. KÖVETKEZTETÉSEK, ÖSSZEFOGLALÁS	64
IRODALOMJEGYZÉK.....	67

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Szeretném kifejezni köszönetem mindazoknak akik támogattak az eddigi munkám során, valamint ezen dolgozat elkészülésében:

Dr. Czifra Árpádnak, aki a mechanika ezen területében való elmélyülésemet elősegítette és szakmai ismereteiből igyekezett minél többet átadni;

Dr. Legeza Lászlónak, aki a szakmai támogatáson kívül élenjárt az elmúlt években abban, hogy a mérnöki gondolkodásmódot elsajátíthassam;

Moharos Istvánnak, aki mindig irányt mutatott és saját szakmai tapasztalatával segítette a munkám;

Tóthné Laufer Editnek és Dr. Hanka Lászlónak, akik a matematikai szoftver kezelésében nyújtottak nélkülözhetetlen segítséget.

Valamint szüleimnek, akik megteremtették a tanuláshoz szükséges környezetet számomra és az elmúlt években mindig támogattak és biztattak;

valamint barátaimnak, csoporttársaimnak akik hasznos ötletekkel szolgáltak és türelemmel voltak hozzám.

1. BEVEZETÉS

1.1. A BELSŐÉGÉSŰ MOTOROK FEJLŐDÉSÉNEK SZAKASZAI

Az első működésre képes négyütemű belsőégésű motort Nikolaus August Otto feltaláló 1876-ban szabadalmaztatta. Több évtizedes munkájának gyümölcse volt ez a motor, melynek szabadalmaztatását szabadalmi perek sokasága követte.

Beau De Rochas francia mérnök már 1861-ben ismertette a belsőégésű motorok működési elvét, de gyakorlatban nem valósította meg azt. Christian Reithmann német órásmester állítása szerint 1873-ban elkészített egy működő négyütemű motort, de bizonyítani nem tudta.

Kezdetben a négyütemű motorok megjelenése előtt a belső égésű motorok készítői nem ismerték fel a gyújtást megelőző sűrítés fontosságát, ezért az általuk készített motorok gazdaságtalanok, méretesek voltak. Ilyen gép volt a francia Lenoir 1860-ban elterjedt kétütemű gázgépe, melynek szívóüteme a löket feléig tartott majd a sűrítetlen gázkeverék gyújtása után a robbanás a maradék fél ütemben terjeszkedett. Alacsony hatásfokú de működőképes motor volt elődeihez képest. Ennek továbbfejlesztett változatai az 1870-es évek elején 2...4%-os hatásfok elérésére voltak képesek.

1867-ben Nikolaus August Otto és Eugene Langen szabaddugattyús forgattyú nélküli hajtómű konstrukciót készített. Az ilyen a konstrukcióval működő Otto-Langen féle atmoszférikus gázgép hatásfoka képes volt elérni a 15%-ot. Ebből a típusból néhány év alatt több mint ötezer darabot helyeztek üzembe 300-2000W teljesítménnyel.

Folyékony tüzelőanyagot először a bécsi Hock alkalmazott a Lenoir-elven működő motorban. A folyékony tüzelőanyag sikere a karburátor alkalmazásának köszönhető. A karburátor feltalálója a szakirodalom szerint Wilhelm Maybach aki, 1893 augusztusában kapta meg a francia szabadalmat találmányára. Azonban nála korábban mások is folytattak jelentős kutatásokat ezen a területen. A magyar Bánki Donát, a



1.2. ábra: Bánki Donát
(1859 – 1922)

Budapesti Műszaki Egyetem professzora és a Ganz gyár mérnöke, valamint Csonka János 1893 februárjában benyújtották „Újítások petróleum-motorokon” című tanulmányukat melynek egyik pontja az állandó nívójú és a motor szívó hatására működő fűvókás porlasztó, melyet „carburátor”-nak neveztek.

Bánki Donát 1884-ben szerkesztette első önjáró kocsiját, amelyet egy elektromos gyújtású, 0,8 lóerős, egyhengeres négyütemű motor hajtott.

Benier 1894-ben a keverék sűrítését dugattyús sűrítővel oldotta meg. Körtig motorján 1898-ban először volt egyidejűleg forgattyúház-sűrítés és résvezérlés.

1873-tól találhatóak olyan szabadalmi leírások melyekben a gáz vagy folyékony halmazállapotú tüzelőanyagot az égésfolyamat közben juttatják be az égéstérbe. Ezek tulajdonképpen a dízelmotorok közvetlen elődei.



1.1. ábra: Nikolaus A. Otto
(1832 – 1891)

Rudolf Diesel motorját 1897-ben a Maschinenbau és a Krupp cég támogatásával sikerült gyakorlati célokra alkalmas formában piacra vinni.

A kezdeti célját miszerint megvalósítja a Carnot körfolyamatot, nem sikerült teljesítenie. Mégis addig lehetetlennek tűnő határfokkal rendelkező motort sikerült készítenie kompressziógyújtás segítségével. A dízelmotor-fejlesztéssel kapcsolatban érdemes megemlíteni Jendrassik György (Széchenyi-díjas gépészmérnök, a dízelmotorok és a gázturbinák fejlesztésében ért el jelentős eredményt) nevét, aki nemzetközi szinten is elismert tevékenységet folytatott.

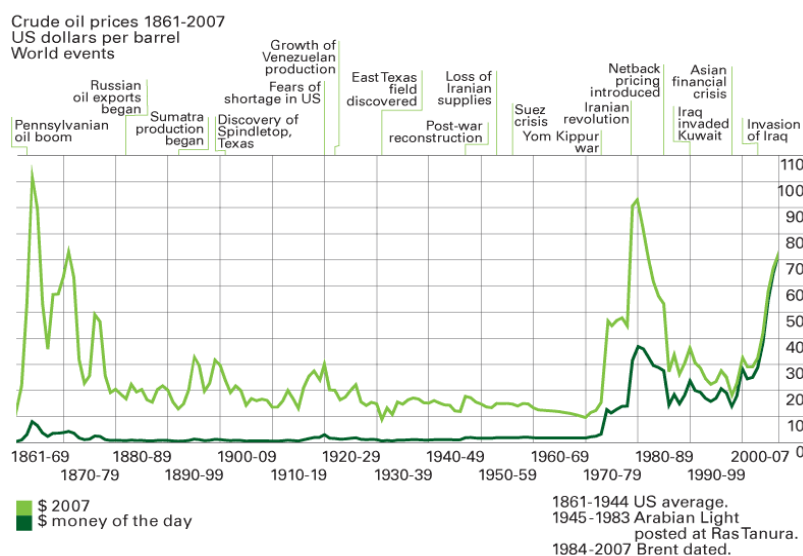
Az 1960-as évektől kezdődően a dízelmotorok gazdaságossága terén változás következett be mivel a gyártók áttértek a közvetlen befecskendezésre.

Az 1960-as, 70-es években kezdett igazán világossá válni a világ számára a belsőégésű motorok kipufogógázainak káros hatása.

A motorok gazdaságos üzemeltetése és a környezetszennyezés mérséklése érdekében a mai napig folynak a kutatások. A világ autóiiparát nagymértékben befolyásolta még a 70-es években bekövetkezett I. és II. olajárrobbanás. Az I. olajárrobbanás 1973-ban következett be, végső soron a IV. arab-izraeli háború következményeként. Izraelnek nyújtott nyugati támogatás következtében az arab országok egy év alatt négyszeresére emelték a kőolaj árát. Végül a kőolaj ára elérte a 11,65 USD/hordó árat (nem



1.3. ábra: Jendrassik György (1898 – 1954)



1.4. ábra: A világ eseményeinek hatása az olajra

Ennek következtében keletkezett problémák még az olaj árának növelésével áthidalhatóak voltak. Az 1980-ban kezdődött Iraki-Iráni háború eredményeképpen azonban a termelő területek egy része is kiesett. Ennek következménye az volt, hogy az OPEC¹ a kőolaj árát 35-37USD-ra emelte hordónként. 1979-1982 között a fogyasztás kb 5%-al csökkent évente, 20 év volt szükséges ahhoz, hogy a világ kőolaj fogyasztása elérje a '79-es csúcst (1.4. ábra²).

¹ Az „Organization of the Petroleum Exporting Countries” rövidítése, jelentése Kőolaj Exportáló Államok Nemzetközi Szervezete.

² Gács Iván (BME): Energia – Történelem – Társadalom, a XX. század energiafelhasználása és a XXI. század első éve címmű előadása alapján[23].

Napjainkban a kőolaj hordónkénti ára már elérte 100-110 USD-t. Ebben nagy szerepe van a világgazdasági válságnak. Továbbá annak köszönhető még, hogy egyre drágább a kitermelés, szinte teljesen el fog tűnni a szárazföldi lelőhelyek száma. Bizonyos vizsgálatok alátámasztják, hogy a sarkvidékeken, az úgynevezett szubpoláris vidékeken még jelentős mennyiségű kőolaj található, azonban e mezőkről való kitermelés jelentős költségekkel járna, és ráfizetésesnek tűnik.

Emellett több szakértő szerint már 3-4 éve elérte a világ az úgynevezett termelési csúcsot, ami azt jelenti, hogy sem az igények, sem a megtérülési költségek nem indokolják a kitermelés növelését. Természetesen ezek csak becslült adatok, mert nem állnak rendelkezésünkre pontos információk a fennmaradt olajkészletről sem.

1.2. A VIZSGÁLAT AKTUALITÁSA, CÉLKITŰZÉSEI

Napjainkra rendkívül megváltoztak a gazdasági és társadalmi igények, elvárások, még akár egész rövid – 1 évtizedes időszakot – tekintve is. Fokozottan előnybe kerültek a gazdaságos, energiatakarékos megoldások, melyeken folyamatosan fejlesztenek az újabb technológiai újításoknak köszönhetően. Ezen technológiák fejlődésével érdemes átgondolni a régi konstrukciókban rejlő lehetőségeket is.

Így a szakdolgozat készítésénél az alábbi célokat tűztem ki magam elé:

- elemezni az Atkinson motor működési sajátosságait,
- alkalmazási lehetőségeinek felkutatása, értékelése,
- a hatásfokbéli nyereség, illetve veszteség számszerű megállapítása.

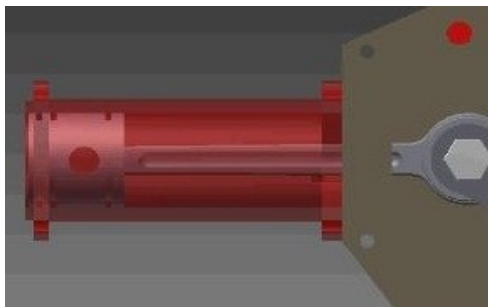
A célok megvalósítása érdekében:

- felkutattam a szakirodalmat,
- egy megépített motor mechanizmusáról mechanikai modellt készítettem,
- numerikus módszerek felhasználásával a mozgásállapotát elemeztem,
- a kapott eredményeket kiértékeltem és számszerűsítettem.

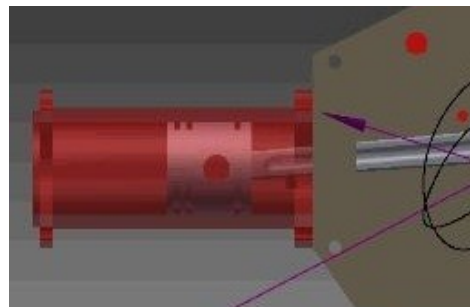
2. AZ ATKINSON MOTOR

2.1 MŰKÖDÉS ALAPELVE, GYAKORLATI MEGVALÓSÍTÁSAI

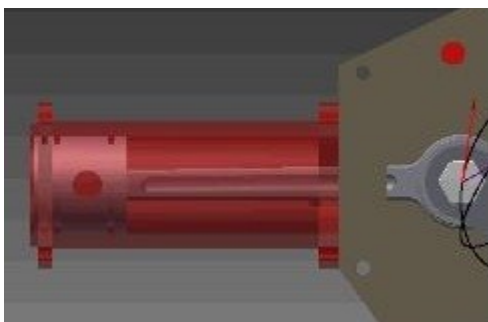
1882-ben, egy brit mérnök, James Atkinson megépítette ötletes belső égésű motorját. Az ügyes mechanikai kapcsolatok alkalmazása által az Atkinson motorban hosszabb az expanziós ütem, mint a szívási ütem. Az Atkinson-ciklusú motorokat egy darabig használták a gyakorlatban, mert hatékonyabbnak tűntek, mint az Otto-ciklus majd később háttérbe szorultak, mert a bonyolult mechanikai kapcsolatok miatt nem voltak kellőképp megbízhatóak. Manapság az Atkinson-ciklusú motorok a környezetvédelem és energiatakarékosság térhódításával újból megjelentek hibridhajtásokban.



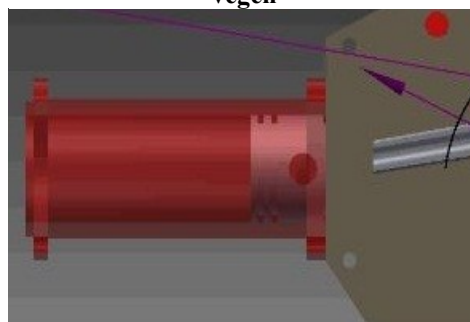
2.1. ábra: A dugattyú a szívás ütem elején



2.2. ábra: A dugattyú a szívás ütem végén



2.3. ábra: A dugattyú a munka ütem elején



2.4. ábra: A dugattyú a munka ütem végén

A fenti ábrák³ (2.1. – 2.4.) jól szemléltetik az eredeti, Atkinson által feltalált ciklus elvét. De akkoriban nem állt a mérnökök rendelkezésére olyan modern technológia, amivel behatóbban tudták volna tanulmányozni a motor működését és így nem volt pontos képük az üzemállapotról, a stabil, jó hatásfok eléréséhez szükséges optimális fordulatszám tartományról. A motor 4 ütemű, így értelemszerűen 1 teljes ciklus ad ki 2 teljes főtengeley fordulatot.

A motor tervezése alatt különös hangsúlyt kell fordítani az üzem közben fellépő tömegek kiegyenlítésére, mivel a kiegyenlítetlen tömegek már alacsony fordulatszámon is komoly mértékben terhelik a csapágyakat és jelentősen megrövidítik a motor élettartamát, valamint nem lesz egyenletes a motor járása, ami nagymértékű hatásfok csökkenéssel is jár.

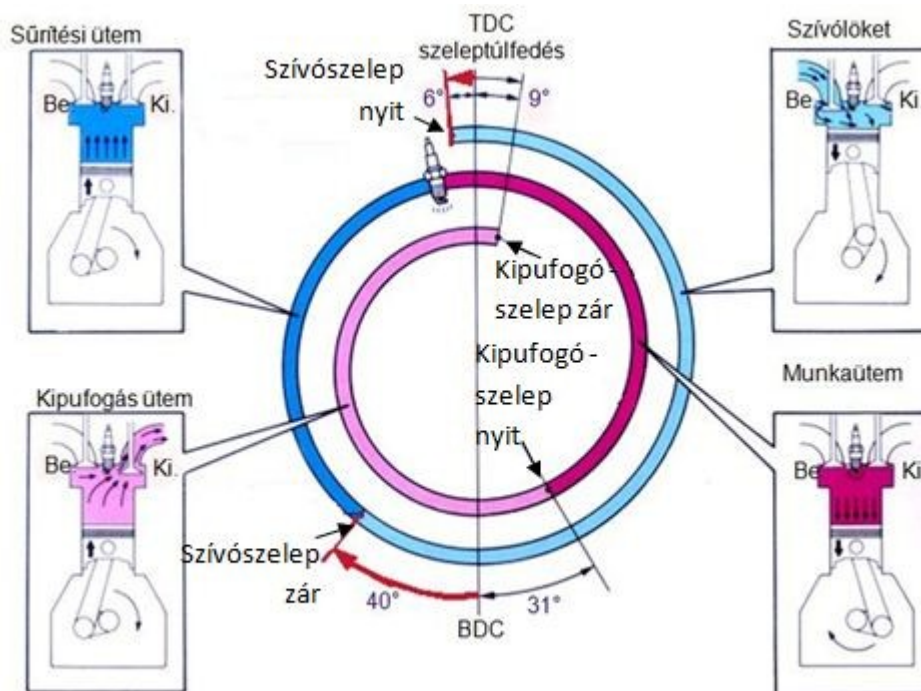
Fontos megemlíteni, hogy manapság nem az eredeti, Atkinson által kitalált mechanizmust használják fel, csak annak az elvét. Ennek egyik oka, hogy jelentősen bonyolultabb a felépítése a szokványos 4 ütemű motorokéhoz képest, így drágább is és nő a meghibásodás veszélye.

Azért, hogy az imént említett negatív tulajdonságokat a gyártók kiküszöböljék, elkerüljék, úgynevezett változó szelepezérlésű technológiát (VVT-i⁴) használnak, melyet az alábbi 2.5. ábra⁵ szemléltet.

³ Az ábrák Laky Zoltánnak, az Óbudai Egyetem intézeti mérnökének munkája alapján készültek.

⁴ A „Variable Valve Timing with intelligence” rövidítése, azaz a jelentése változtatható intelligens szelepezérlés.

⁵ Az 2.5. és 2.6. ábra a Toyota Motor Hungary Kft.-től származik.



2.5. ábra: Toyota Prius szelepeinek nyitási, illetve zárási üteme a főtengety elfordulás függvényében

Ennek az úgynevezett VVT-i technológiának a segítségével lehet közelítően megvalósítani az Atkinson motorok körfolyamatát a következő módon. Az ábrán világoskék szín jelöli a szívólöketet. Látható, hogy több, mint 180° -s főtengety elfordulás után még mindig nyitva marad a szívószelep, azaz a sűrítési ütemben az üzemanyag keverékének egy részét visszatolja a dugattyú (az eltolódást piros nyíl jelöli), így érve el, hogy a dugattyú ne végezzen munkát⁶, azaz végeredményben tekinthető úgy, mintha rövidebb lenne a szívólöket. Valamint észre kell vennünk, hogy amíg a dugattyú a felső holtponthoz (ábrán: TDC⁷) közelében tartózkodik, a kipufogó és a szívó szelep vezérlésében átfedés van, azaz a szívási ütem elején nem csak tisztán friss töltetet szív be a hengertérbe a dugattyú, de némi kipufogógázt is. A fordulatszám tartománya korlátozott, maximum 5000 fordulat/perc.

Az Atkinson-körfolyamat hatásfoka jobb, mint az Otto-körfolyamaté de erő kifejtése nem olyan jó ezért önálló alkalmazásra nem ideális választás, viszont hibridhajtásokhoz gazdaságosan alkalmazható. Például a Lexus RX 450h hajtásláncában egy 3,5 literes Atkinson ciklus elvét felhasználó, V6-os benzinmotor és két villanymotor (elől és hátul 1-1 állandómágneses szinkron motor, 640V-os feszültséggel üzemel) található, amelyek együttműködve valósítják meg az elektromos négykerék-hajtást. A nagyobb teljesítmény mellett kisebb károsanyag kibocsátás érdekében először is a mérnökök hűtött kipufogógáz visszavezetést (EGR⁸) és kipufogógáz hővisszanyerést is terveztek a motorba.

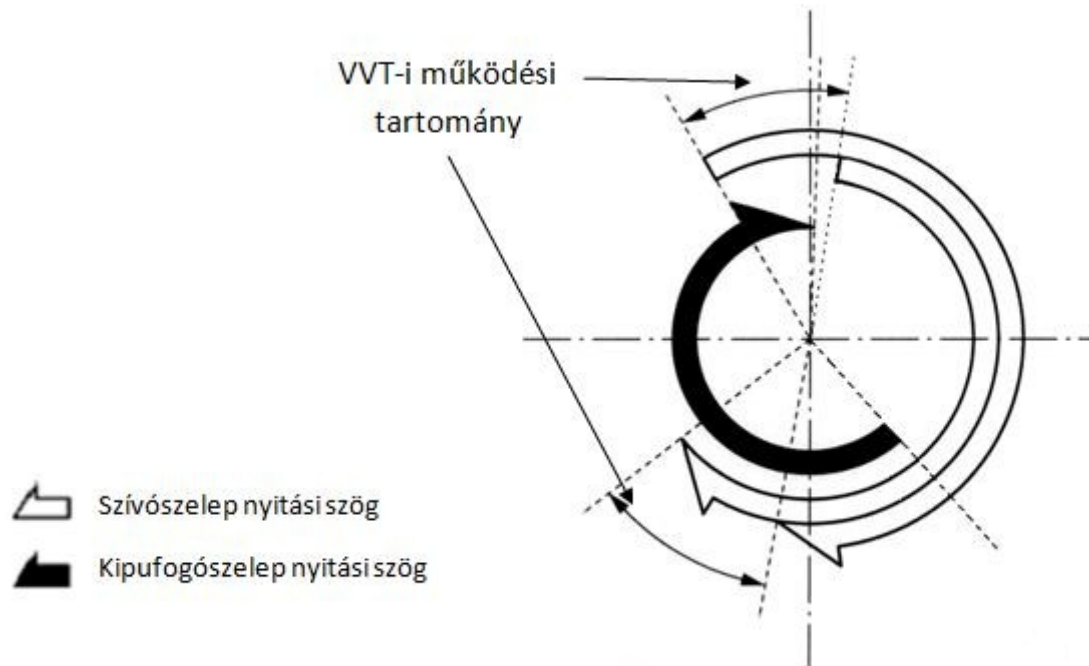
Az Atkinson-ciklus és a hűtött EGR rendszer együttes alkalmazásával javul a fogyasztás és csökken az emisszió. A hővisszanyerő rendszer a kipufogógázt felhasználva melegíti a motor hűtőfolyadékát, hidegindítást követően.

⁶ Természetesen a dugattyú falán keletkező súrlódó erő végez munkát, de ez elég csekély mértékű.

⁷ A „Top Dead Center” angol szavak rövidítése. Továbbá a 2.5. ábrán látható még a „BDC” felirat, ez a „Bottom Dead Center” szavakból ered, jelentése: alsó holtponthoz.

⁸ A „Exhaust Gas Recirculation” angol szavak rövidítése.

Ezzel lerövidül a motor bemelegedési ideje, s így megfelelő körülmények között hamarabb leállítható, ami (különösen télen) több teret enged a tisztán villanymotoros üzemnek. A hideg égővi körülmények között végrehajtott tesztek megmutatták, hogy a benzinmotor 15 perccel hamarabb áll le, mint az RX 400h esetében. Ez azt jelenti, hogy az RX 450h hideg időben 23 százalékkal kevesebbet fogyaszt, mint elődje. Meg kell említeni, ahogy a Toyota Priusban is, úgy itt is, az Atkinson ciklust a VVT-i technológiával valósították meg a mérnökök. Továbbá még egy diagram, ami a szelepvezérlés működését szemlélteti (2.6. ábra).

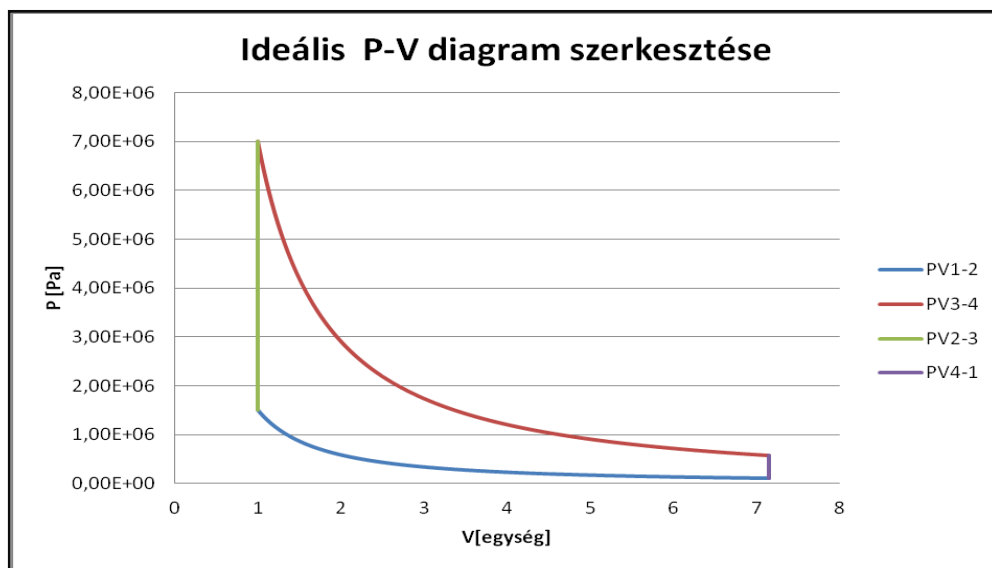


2.6. ábra: VVT-i működési tartománya a főtengely elfordulásának függvényében

Láthatóan próbálkoznak a mérnökök azzal, hogy minél gazdaságosabb, hatékonyabb és környezetkímélőbb motorokat tervezzenek, melyhez – mint említettem – esetenként a régi gondolatokat, ötleteket elevenítik fel. Ezzel tisztázódott a jelenkori helyzete ennek a típusú motornak, viszont mindenképp szót kell ejtenem egyrészt arról, hogy milyen előnyökkel járhat az alkalmazása, másrészt ezért cserébe milyen hátrányokkal kell szembesülniük a mérnököknek. Ezzel már a következő fejezetek foglalkoznak.

2.2 IDEÁLIS P-V DIAGRAM FELÁLLÍTÁSA⁹

Ebben a fejezetben bemutatom a 4 ütemű Otto-motorok ideális ciklusát. Az alábbi diagramon (2.7. ábra) látható a hengertérben fellépő nyomás változása ütemenként, egységenkénti hengerűrtartalom függvényében. A görbére jellemző értékekről a későbbiekben még szót ejtek. Ahogy a diagramon is látszik, nincs ábrázolva a szívás miatt létrejövő nyomáscsökkenés, így hiányzik a görbe alsó feléből a „hurok”. Valamint élesen elkülöníthetőek az egyes ütemeknek a szakaszai, „csúcsos” a görbe. Tisztában kell lennünk azzal, hogy ezek mind közelítések csupán a számolás megkönnyítésének érdekében.



2.7. ábra: Ideális p-V diagram

A kompresszió és az expanzió esetén két különböző politropikus kitevővel (n) kell számolni. Egyes irodalmakban az ideális motor termikus hatásfokának számítására felhasznált képletben (2.1) κ -t használnak, aminél megjegyzendő, hogy nem veszi figyelembe a fajhő hőmérséklet függését, a gázösszetétel égési folyamat közbeni változását és a tüzelőanyagot alkotó vegyületek disszociációját. Ezért κ helyett politropikus kitevővel (n) számolva jobban közelíthető az ideális motor hatásfoka, így munkám során én is ezt használtam.

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \quad (2.1)$$

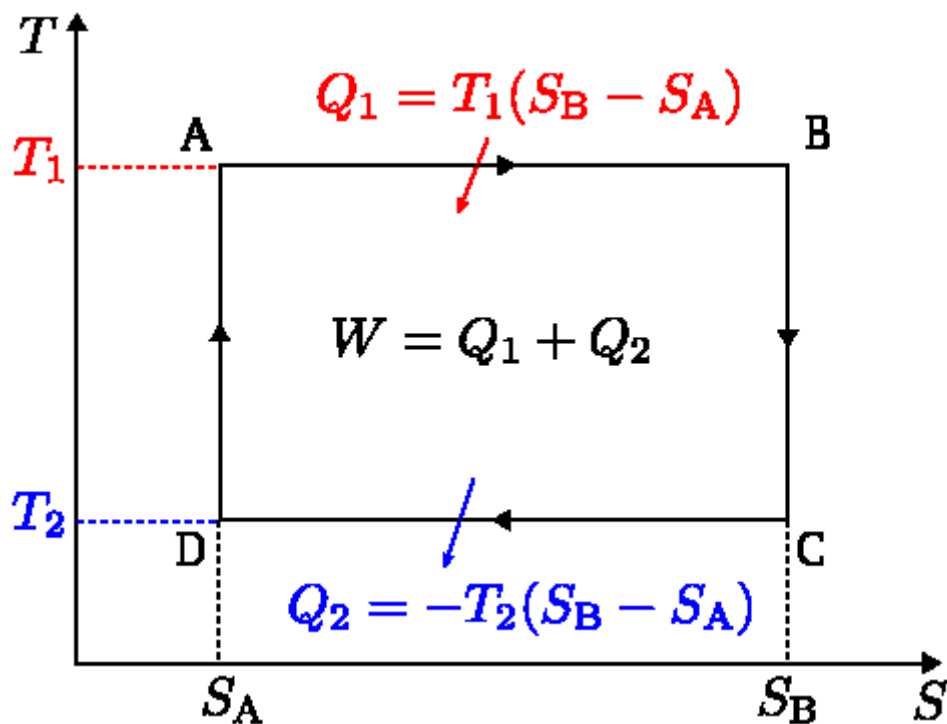
Ahol ε a sűrítési arány, κ az adiabatikus kitevő. Ebből a képletből látható, hogy a motorok termikus hatásfoka elsősorban a sűrítési aránytól és a hatványkitevő értékétől függ. Erről bővebben a következő fejezetben lesz szó. Otto motorok esetén a sűrítési arány 6-10 között, dízel üzemű motorok esetében 14-20 között szokványos. Későbbiekben látni fogjuk, hogy bár ε -tól nagyban függ a motor hatásfoka, mégsem ez az elsődleges és nincs értelme egy bizonyos határ fölé emelni az értékét, mert nem ad már számottevő növekedést a hatásfok tekintetében. Azaz ennek ténye már a tervezés során határt szab.

⁹ [1.] számú irodalom alapján.

2.3 A TERMIKUS HATÁSFOK

A termodinamikában a termikus hatásfok a hőerőgép által végzett munka és a felvett hőmennyiség hányadosa. Értékét 0 és 1 között veheti fel, 1 az elméletileg lehetséges legnagyobb termikus hatásfok.

A legnagyobb termikus hatásfok az úgynevezett Carnot-körfolyamattal érhető el, melyet az alábbi, 2.8. ábra szemléltet.



2.8. ábra: Carnot – körfolyamat T-s diagramja

A „T” a Kelvinben mért hőmérséklet, „s” az entrópia [kJ/kg].

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Ahol η a hatásfok, T_2 és T_1 a Kelvinben mért hőmérsékletek, Q_1 és Q_2 pedig a 2.8. ábrán látható diagram meghatározott görbéi alatt lévő terület mértéke, azaz a munka. Mivel a hőmérsékleteket az abszolút skálán kell számolni, így belátható, hogy a körfolyamatok többségének a kezdő és vég hőmérséklete jelentősen elmarad a 0 [K]-tól. A munkavégzésre alkalmas termodinamikai körfolyamatokban nem megoldható, hogy a végső állapot hőmérséklete a környezeti hőmérséklet alá menjen (ábrán: D pont jelöli a folyamat utolsó állapotát). Így a szokványos belső égésű motorokban a lehetséges legjobb termikus hatásfok is 50-55% körül alakul.

A következő fejezetben számításokat végzek a kinyerhető munka nagyságának, valamint a termikus hatásfok megállapításához, a sűrítési arány változtatásával, politropikus kitevővel számolva. Azaz specifikusan az Atkinson-motorra vonatkoztatva.

2.4 HATÁSFOK, MUNKAVÉGZÉS

Számításokat végeztem az ideális P-V diagram felállításához, a sűrítési arányt(ϵ) 7-nek felvéve. A sűrítés és a munka ütem folyamán politropikus állapotváltozás történik. A kiinduló adatok alapján kiszámolható és megszerkeszthető a diagram. A következőkben ezen típusú állapotváltozásra érvényes törvényt követve meg lett határozva a P_4 nyomás. A kiinduló adatokat a benzines belső égésű Otto motorokra jellemző értékek figyelembe vételével határoztam meg. Lényeges megjegyezni, hogy az alább látható hengerűrtartalom mértékegységének különösebb jelentősége nincs, az arányok szemléltetésén van a hangsúly.

A 2.7. ábrán látható P-V diagram alapadatai a következők:

Kiinduló adatok¹⁰:

Közelítő nyomásértékek:

$p_1=101325$ Pa (környezeti nyomás)

$p_2=1,5$ MPa

$p_3=7$ MPa

$p_4=?$

Közepes politrópikus kitevő értéke közelítő számításhoz benzinmotorra sűrítési ütemnél:

$n_1=1,37$

Valamint a terjeszkedési ütemnél:

$n_2=1,265$

Ezen adatok ismeretében felírható a hőtanból jól ismert politrópikus állapotváltozás a sűrítési ütemre:

$$p_1 \cdot V_1^{n_1} = p_2 \cdot V_2^{n_1} = \text{konst.}$$

Amit V_1 -re rendezve:

$$V_1 = \sqrt[n_1]{\frac{p_2 \cdot V_2^{n_1}}{p_1}}$$

V_2 helyére $0,001 \text{ m}^3$ -t helyettesítve kiadódik a 2.7. ábrán is mutatott, és ϵ által is kifejezett, $0,007 \text{ m}^3$. A helyettesítéskor ügyelni kell, hogy a két nyomás érték ugyan abban a mértékegységben szerepeljen, valamint abban kapjuk V_1 -t, amiben V_2 -t helyettesítettük.

A diagram következő szakasza az égési ütem, melynek adatai adottak, állandó térfogaton végbemenő nyomásváltozás, mely a kezdeti p_2 és a végső p_3 nyomás által meghatározott.

Ezt követi a terjeszkedési azaz a munka ütem, melyre szintén:

$$p_3 \cdot V_2^{n_2} = p_4 \cdot V_1^{n_2} = \text{konst.}$$

¹⁰ [4] irodalom alapján.

Ebből p_4 egyedül az ismeretlen, melyre rendezve az egyenletet:

$$p_4 = \frac{p_3 \cdot V_2^{n_2}}{V_1^{n_2}}$$

$$p_4 \cong 0,58 \text{ MPa}$$

Ezzel ismert minden szükséges adat az ideális p-V diagramból, így kiszámható a körfolyamatból hasznosítható, illetve az összes befektetett munka értéke. A görbe alatti terület fejezi ki a körfolyamat munkáját, melyet integrálással kapunk meg, általános formában felírva:

$$W_{12} = \int_1^2 p dV = \frac{p_1 \cdot V_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{1}{n-1} \cdot (p_1 \cdot V_1 - p_2 \cdot V_2)$$

Ahol az „1” jelű index a kezdő állapotot jelöli, a „2” jelű index pedig a végállapotot.

Így a sűrítési ütem alatti terület, most már a körfolyamatra jellemző, a 2.7. ábra jelölésrendszerében is alkalmazott indexeléssel:

$$W_{12} = \int_1^2 p dV$$

$$W_{12} = \frac{1}{1,37-1} \cdot (101325 \text{ Pa} \cdot 0,007 \text{ m}^3 - 1500000 \text{ Pa} \cdot 0,001 \text{ m}^3)$$

$$W_{12} \cong -2137 \text{ J}$$

A kapott munka értéke negatív a hőtechnikai veszteségek miatt.

A munka ütem alatti terület:

$$W_{34} = \int_3^4 p dV$$

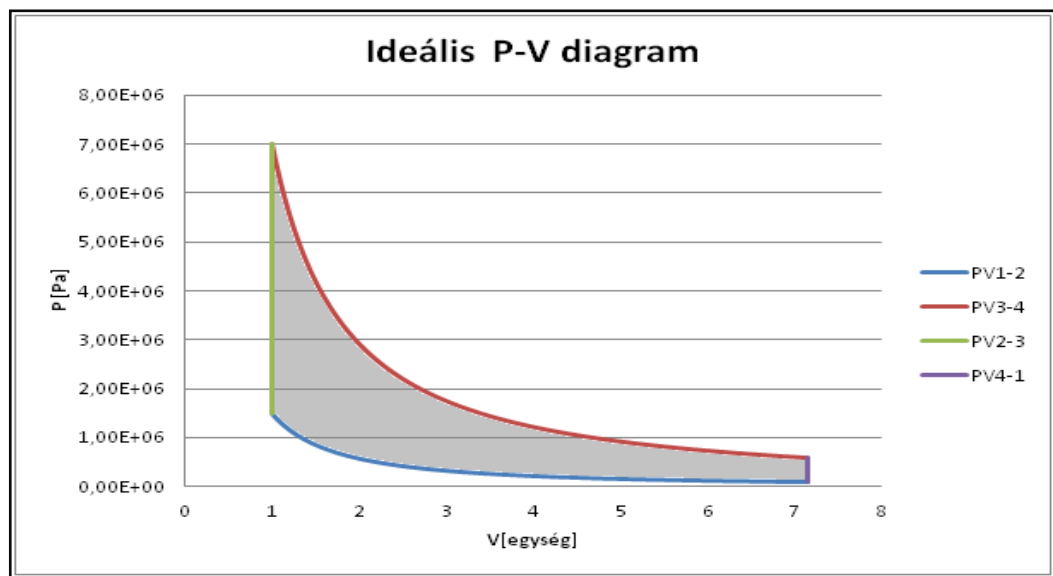
$$W_{34} = \frac{1}{1,265-1} \cdot (7000000 \text{ Pa} \cdot 0,001 \text{ m}^3 - 580000 \text{ Pa} \cdot 0,007 \text{ m}^3)$$

$$W_{34} \cong 11094 \text{ J}$$

Ez az érték a teljes területet jelenti, azaz a munkaütem görbéje alatti területet. Így, a hasznos munka, a sűrítési ütem görbéje és a munkaütem görbéje közötti terület, melyet a 2.9. ábrán láthatunk, szürkével színezve:

$$W_h = W_{12} + W_{34}$$

$$W_h = -2137 \text{ J} + 11094 \text{ J} = 8957 \text{ J}$$



2.9. ábra: A hasznos munkát ábrázoló p-V diagram

Így már kiszámolhatóvá válik az ideális körfolyamat hatásfoka.

$$\eta = \frac{W_h}{W_{34}}$$

$$\eta = \frac{8957 J}{11094 J} = 80,7 \%$$

Ez az érték csak elméleti, a valóságos hatásfok ennél lényegesen kisebb, ennek okaira a következő fejezetben térek ki.

Muszáj kicsit részletesebben is tárgyalnunk a sűrítési arány fogalmát és jelentőségét a 4 ütemű belsőégésű motorok működésében, mivel – mint azt látni fogjuk – egy kritikus értékig számottevő hatást gyakorol a motor hatásfokára[13]. A kompresszióviszonyt az úgynevezett káros, illetve hasznos hengerűrtartalmak arányaként értelmezzük,

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

ahol, V_h a hasznos térfogat, V_c a komprimált térfogat és a kettő összege adja ki az össztérfogatot, vagyis

$$V_{\bar{o}} = V_h + V_c$$

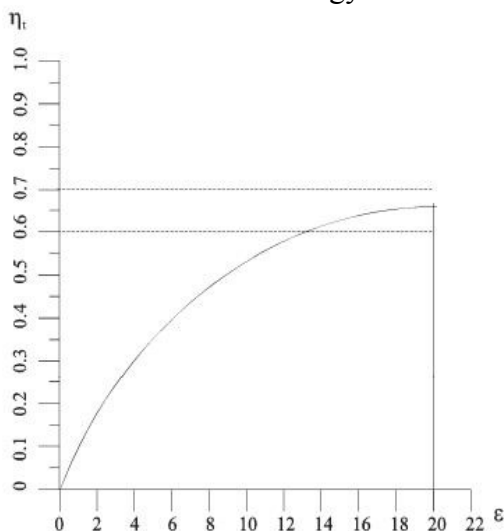
azaz összefoglalva a kompresszió viszony megmutatja, hogy a keveréket hányad részére sűrítjük össze.

Most már rátérhetünk a motornak, még a tervezési szakaszban meghatározott paraméterének jelentőségére.

Ahogy ε értéke egyre nagyobb, úgy a motor termikus hatásfoka is egyre nagyobb, melyet már az előző fejezetben ismertettem az alábbi egyenletből (2.1) kiindulva.

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1}$$

A motor termikus hatásfokának növeléséhez kézenfekvőnek tűnhet csak ε -t növelni, melyet az alábbi 2.10. ábrán is láthatunk. Bár elvben egészen magas termikus hatásfok értékek lennének elérhetőek, ennek megvalósítása során gyakorlati korlátokba ütközünk. A kompresszió mértékének a növelésével elérhető, hogy intenzívebb legyen az égés, nagyobb lesz az égési végnyomás és a hidegindítást is elősegíti. Hátránya, – és egyben a korlát is – hogy a motor kopogásra hajlamos lesz. Ez a jelenség akkor jön létre, ha nem megfelelően – adott konstrukcióhoz – optimalizált kompresszióról van szó és ez esetben még az előtt berobban a keverék, hogy a dugattyú elérné a felső holtponti helyzetét, így jelentős dinamikai hatást gyakorol a motorra, annak szerkezeti elemeire. Ezzel együtt

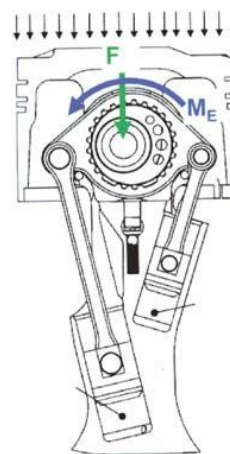


2.10. ábra: A hatásfok változása a sűrítési arány függvényében

növeljük, miközben a szívási ütemet változatlanul hagyjuk. Az Atkinson motorok működésében különösen nagy szerepet kap, ez az alapelve.

Érdekességgént megemlíteném, hogy létezik már olyan hajtórúd, mely által lehetségessé válik az üzem közbeni lökettérfogat változtatás, azaz ezzel együtt a sűrítési arány módosítása.

Lényegesen összetettebb a konstrukció. A FEV Motorentechnik GmbH által nemrégiben kifejlesztett konstrukciót a 2.11. ábra¹¹ szemlélteti. A dugattyúcsapon excentrikusan helyezkedik el a hajtórúd csatlakozása. Az alatta látható két dugattyú segítségével állíthatóvá válik a lökethossz. Működtetése hidraulikus, egy 3/2 utas szeleppel ellátott aktuátor végzi.



2.11. ábra: A FEV GmbH által kifejlesztett hajtórúd

¹¹ [25.] irodalom alapján összefoglalva, valamint a 2.11. ábra forrása.

Előnyei közé tartozik, hogy a szokványos belsőégésű motor mechanizmusát nem bontja meg túlzottan, felépítése aránylag egyszerűbb marad.

Viszont hátránya, hogy jelentősen megnő a hajtórúd tömege, mely a tömegezők miatt érdekes. Valamint szükség van hidraulikus tápellátásra is, mely a hajtórúdhoz tartozó csatornákon keresztül történik és egy visszacsapó szelep gondoskodik arról, hogy az olaj csak 1 irányba tudjon áramolni, így stabilabb a szerkezet működése. Ennek alkalmazásáról nincsenek bővebb információim, de lényegesnek tartottam szót ejteni róla, mivel ezzel kikerülhetne az Atkinson által kitalált bonyolult felépítésű mechanizmus.

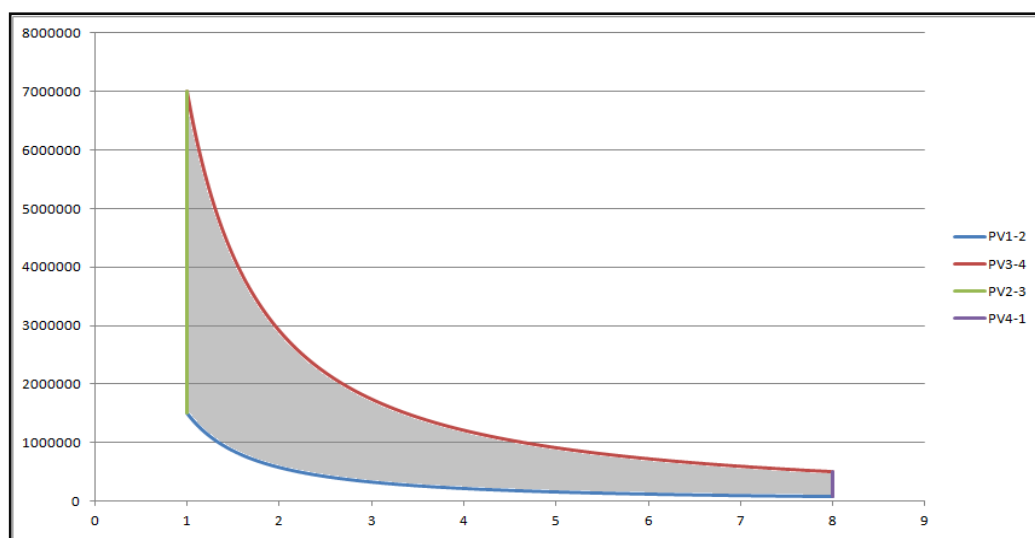
2.5 TERJESZKEDÉSI ÜTEM VÁLTOZTATÁSA, HATÁSFOK NÖVELESE

Minél nagyobb az expanziós ütem, annál több munka nyerhető ki, így a termikus hatásfok növelhető, elsősorban azzal, hogy hagyjuk a munkavégző közeget a környezeti hőmérséklet és nyomás közelébe csökkenni.

A komprimálás előtti (szívási ütem végi) térfogat és az expanziós térfogat arányának jelentős szerepe van az Atkinson-ciklusban. Azaz mind a 4 esetben a szívási és sűrítési térfogat állandó (V_{kom}), csak az expanziós térfogatot (munkaütemben megtett lökethossz) növelem lépésről lépésre. Ennek a hatását mutatom be az alábbiakban. A 2.12. – 15. ábrákon a szürkével jelzett terület mutatja a hasznos munkát. A káros térfogatot 1 egységnek vettem, ehhez képest írom fel az arányokat. Továbbiakban a számítások kirészletezését elhagyom. A kiadódó eredmények minden esetben kerekített értékek. Mivel a kerekítés mértéke az egészhez képest nagyságrendekkel kisebb, így a vizsgálat végeredményét nem befolyásolja. A számoláshoz felhasznált nyomás, térfogat, politropikus kitevő értékei az előző fejezetben közöltekkel egyeznek.

$$a) V_{exp}/V_{kom}=7/6$$

A terjeszkedés ütemét 1 térfogategységgel növelve a hatásfok 0,3%-os változását kapjuk eredményül (2.12. ábra).



2.12. ábra: Módosított p-V diagram

$$p_4 = \frac{p_3 \cdot V_2^{n_2}}{V_1^{n_2}}$$

$$p_4 = \frac{7000000 \cdot 0,001^{1,265}}{0,008^{1,265}}$$

$$p_4 \cong 0,5 \text{ MPa}$$

$$W_{34} \cong 11200 \text{ J}$$

$$\eta = \frac{W_h}{W_{34}} = \frac{11200 \text{ J} - 2137 \text{ J}}{11200 \text{ J}} = 81\%$$

$$b) V_{exp}/V_{kom} = 11/6$$

Ha terjeszkedési ütemet most további 4 egységgel növelem ($V_1 = 0,012 \text{ m}^3$), akkor így a hatásfok jelentősen, 7%-al nő meg. A szokott képleteket felhasználva adódik

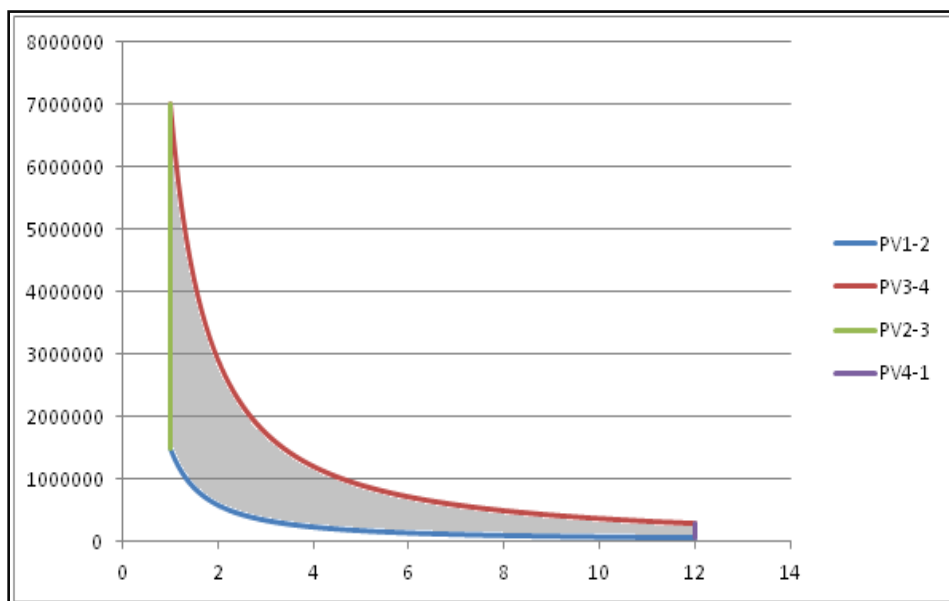
$$p_4 = \frac{p_3 \cdot V_2^{n_2}}{V_1^{n_2}}$$

$$p_4 \cong 0,3 \text{ MPa}$$

$$W_{34} \cong 17300 \text{ J}$$

$$\eta \cong 88 \%$$

melyet a 2.13. ábra mutat.



2.13. ábra: Módosított p-V diagram

A következő esetben tovább növelem az expanziós térfogatot (2.14. ábra), de észrevehető az elvileg kinyerhető munka lassabb növekedése. Hiába növeljük meg jelentősen a terjeszkedést, nem lineáris függvény szerint változik a hatásfok.

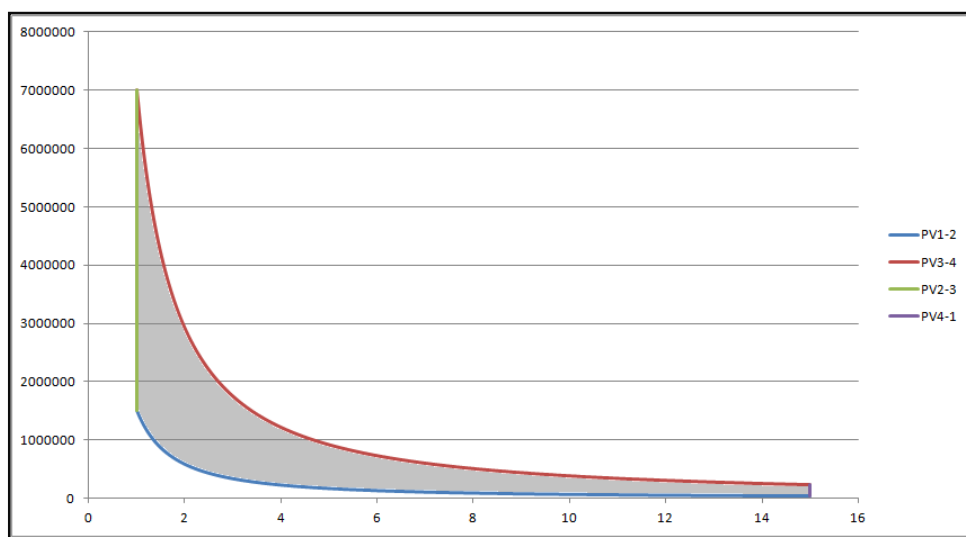
$$c) V_{exp}/V_{kom} = 14/6$$

Azaz $V_1 = 0,015 \text{ m}^3$, így

$$p_4 \cong 0,23 \text{ MPa}$$

$$W_{34} \cong 19500 \text{ J}$$

$$\eta \cong 89 \%$$



2.14. ábra: Módosított p-V diagram

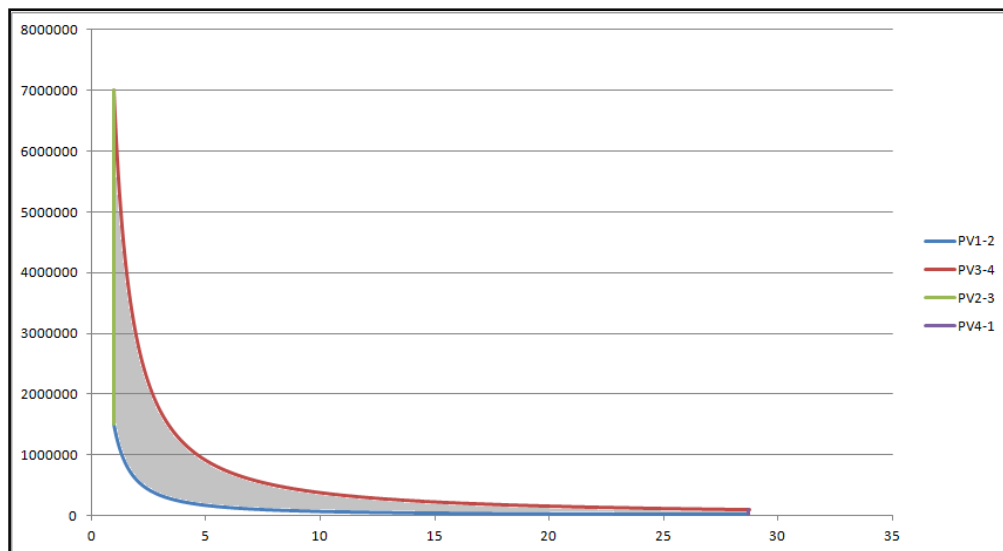
$$d) V_{exp}/V_{kom} = 27/6$$

Ebben a negyedik esetben jelentősen megnöveltem a terjeszkedés mértékét, mégis a hatásfok csak alig 2%-al lett nagyobb (2.15. ábra).

$$p_4 \cong 0,1 \text{ MPa}$$

$$W_{34} \cong 23400 \text{ J}$$

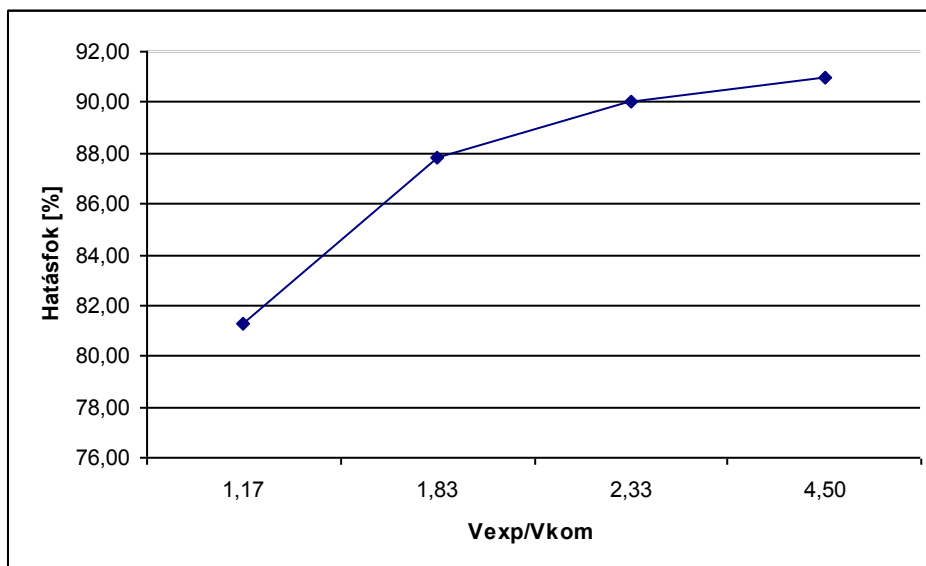
$$\eta \cong 91 \%$$



2.15. ábra: Módosított p-V diagram

A diagramokból jól látható és a ciklus végén jelentkező p_4 nyomás csökkenő értékéből is észrevehető, hogy hiába toljuk ki jelentősen a terjeszkedési ütemet, nem jelentkezik számottevő előrelépés (2.15. ábra), amelyet a diagram szürkével jelzett területtel szemléltet. A 2.16. ábra szemlélteti és összefoglalja az eddigi számításokat.

A motor mérete drasztikusan megnőne, ekkora dugattyú úthossz különbség a szívási ütem és az expanziós ütem között nem is lenne megoldható vagy csak rendkívül bonyolult mechanizmus által. Továbbá a motor mechanikai hatásfoka is romlana, melyről részletesebben a következő fejezetben lesz szó. Azaz több okból korlátokba ütközünk. Egyrészt a tervező feladata kiválasztani az optimumot a termikus hatásfok és a mechanikai hatásfok között, másrészt a megvalósíthatóság, gazdaságosság között.



2.16. ábra: A hatásfok változása a térfogatok arányának függvényében

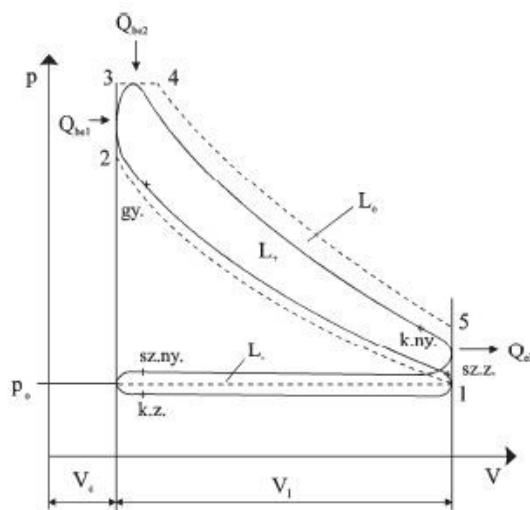
2.6 A BELSŐ ÉGÉSŰ MOTOROK VESZTESÉGEI¹²

A motorok hengerterében elégetett üzemanyag energiája (Q_b – bevezetett hőmennyiség) nem alakítható át teljes egészében a motor tengelyén hasznosítható effektív munkává (W_e).

$$W_e = Q_b - \text{veszteségek}$$

3 fő csoportra oszthatóak a motorok veszteségei:

- Alapvető veszteségek
- Mechanikai veszteségek
- Motorikus veszteségek



2.17. ábra: Az elméleti és a valós indikátor diagram [18]

A 2.17. ábrán látható indikátor diagram szemlélteti az elméleti (szaggatott vonal) és a valós (folyamatos vonal) folyamatok közötti különbséget. Az előző fejezetben már bemutatott ideális – elméleti – diagram között jól észrevehetőek a különbségek, azaz a közelítések, amelyeket az egyszerűség kedvéért tettem. Az eddig megszokottól eltérően a diagrammon L jelöli a munkát, így a jelölések értelmezése:

$$\begin{aligned} L_e & - \text{elméleti munka} \\ L_t & - \text{tényleges munka} \\ Q_{be} & - \text{bevezetett hőmennyiség } (Q_{be} = Q_{be1} + Q_{be2}) \\ Q_{el} & - \text{elvont hőmennyiség} \end{aligned}$$

Azért találhatunk a 2.17. ábrán 2 (Q_{be1} és Q_{be2}), egymástól indexben megkülönböztetett bevezetett hőmennyiséget, mert a hőbevezetés történhet állandó térfogaton ($\rightarrow$ Otto – körfolyamat) (Q_{be1}) és/vagy állandó nyomáson ($\rightarrow$ Diesel – körfolyamat) (Q_{be2}).

¹² [4] és [18] irodalmak alapján összefoglalva.

Az alapvető veszteséget a motor termikus hatásfokával jellemezzük, amely elsősorban a kompresszió (ϵ) nagyságától függ és csak kisebb mértékben egyéb paraméterektől (légfelesleg, politropikus kitevő), mint ahogy arról az előző fejezetek során szó is volt.

A valóságos motor indikátordiagramja lényegesen eltér az elméleti körfolyamattól a motorikus belső veszteségek miatt.

Otto – motor veszteségei teljes terhelésnél F. A. F. Schmidt szerint:

A veszteség oka – mértéke:

- | | |
|---|------------|
| • Súrlódás | ~ 5 – 10% |
| • Töltetcsere munka, falvesztés, véges égési sebesség | ~ 5 – 10% |
| • Befejezetlen terjeszkedés (nem környezeti nyomásig) | ~ 15 – 20% |
| • Az expanzió nem a környezet hőmérsékletéig tart | ~ 25 – 30% |

Ahol a százalékos értékek a tüzelőanyag fűtőértékében értendők.

A súrlódás az Atkinson–ciklusú motorokban kiemelt szerepet kap a több mechanikai kapcsolat, mint pl.: csapágyak, fogaskerék kapcsolat és további – a szokványostól eltérő – alkatrészek alkalmazása és a hosszabb dugattyú mozgás révén. Fontos megemlíteni, hogy a fenti százalékos értékek nem veszik figyelembe a tömegek kiegyenlítetlenségéből származó dinamikai hatásokat, melynek mértéke nem elhanyagolható. A dolgozat keretein belül egyedül a súrlódási veszteséggel foglalkozok mélyebben, melyet számszerűsíteni is fogok.

Az egyéb, lengési, tömegkiegyenlítetlenségi vizsgálatok lényegesen összetettebbek és meghaladja ennek a munkának a kereteit, így ezekre a későbbiekben nem térek ki részletesen.

A veszteségek további forrása a befejezetlen terjeszkedésből adódik, azaz nem tud a munkát végző gáz a környezeti hőmérsékletre hűlni. Gyakorlatban nem lehet megvalósítani, viszont csökkenteni tudjuk, hosszabb expanziós úthosszal, mely az Atkinson-motorok előnyére válik a többi motor típussal szemben.

Fontos tényező az égés során felszabaduló hőmennyiség távozása a hűtőközegbe (víz vagy levegő) a hengerfalon keresztül. Különösen jelentős a hőleadás az égés és az expanzió során. A hőáramlás iránya szíváskor megfordul. A rendkívül rövid idő alatt végbemenő ütemek miatt az égés nem játszódik le tökéletesen, azaz nincs elég ideje az égésnek teljesen végbemenni, így a tüzelőanyag egy része elégetlenül vagy csak részben elégve távozik a hengertérből.

A véges égési sebesség miatt a hőbevezetés állandóan változó állapot szerint történik. A szelepek nyitása és zárása sem a holtponthoz megy végbe a véges szelepnyitási sebességek miatt, valamint a szívás a környezetinél alacsonyabb, a kipufogás a környezetinél magasabb nyomáson játszódik le. Azaz a most felsorolt problémák a legtöbb belsőégésű motor esetében jelentkeznek, úgy az Atkinson-motor esetében is.

A motorikus belső veszteségeket a jósági fok jellemzi. Az indikátordiagramból meghatározott belső indikált munkának (W_i) és az elméleti munkának (W_0) a hányadosa, azaz általánosan felírva

$$\eta_j = \frac{W_i}{W_0}$$

Értéke 0.8-0.92 között változik általában.

Továbbá értelmezzük még az úgynevezett indikált hatásfok értékét, mely az indikált munka és a bevezetett hő hányadosa, azaz

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{be}}$$

ahol $Q_{be} = B \cdot H \cdot t$ helyettesítéssel

$$\eta_i = \frac{W_i}{B \cdot H \cdot t}$$

majd a $P_i = \frac{W_i}{t}$ egyszerűsítéssel

$$\eta_i = \frac{P_i}{B \cdot H}$$

ahol B a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás, H a tüzelőanyag fűtőértéke, és P_i az indikált teljesítmény.

Az indikált munkának csak egy része jelenik meg a motor tengelyén a mechanikai veszteségek miatt. A mechanikai veszteségek egyrészt a mozgó alkatrészek súrlódási veszteségeiből, másrészt a segédberendezések (szivattyúk, ventilátor, gyújtás...stb.) működtetéséhez szükséges energiából adódik össze.

A mechanikai veszteségeket az úgynevezett mechanikai hatásfokkal jellemezhetők. A motor főtengelyén fékezéssel megállapított munka, illetve teljesítmény, és az indikálással megállapított munka, illetve teljesítmény hányadosa, azaz

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i}$$

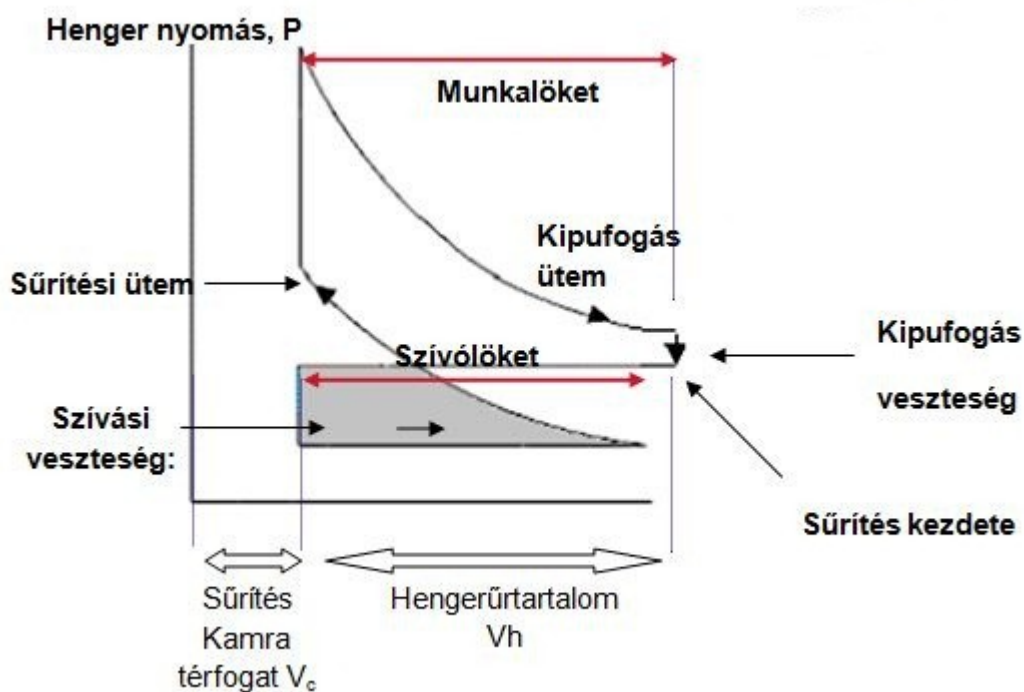
A motor tengelyén kinyerhető munkát, pedig az effektív hatásfok fejezi ki, melyet így írhatunk:

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_j \cdot \eta_m$$

Továbbá van még egy lényeges jellemző értéke a motoroknak, a volumetrikus hatásfok, mely megmutatja a hengerben lévő tüzelőanyag-keverék mennyiségét az atmoszférikus nyomású levegőhöz képest. Ennek értéke turbófeltöltő alkalmazásával javítható, akár nagyságrendekkel is. Korszerű motorokban észrevehető, hogy a légáramlást irányító szelepek konstrukciós tulajdonságainak optimalizálásával a gyártók áttértek a rövid löketű, kis tehetetlenségű és nagy térfogatáramot átengedő lemezszelepekre.

2.7 ATKINSON-CIKLUSRA JELLEMZŐ INDIKÁTOR DIAGRAM

Az előző alfejezetben általánosan ismertettem a valós és az elméleti indikátor diagram közötti különbségeket és azok okait, ebben az alfejezetben pedig megnézzük speciálisan erre a ciklusra jellemző indikátor diagramot¹³.

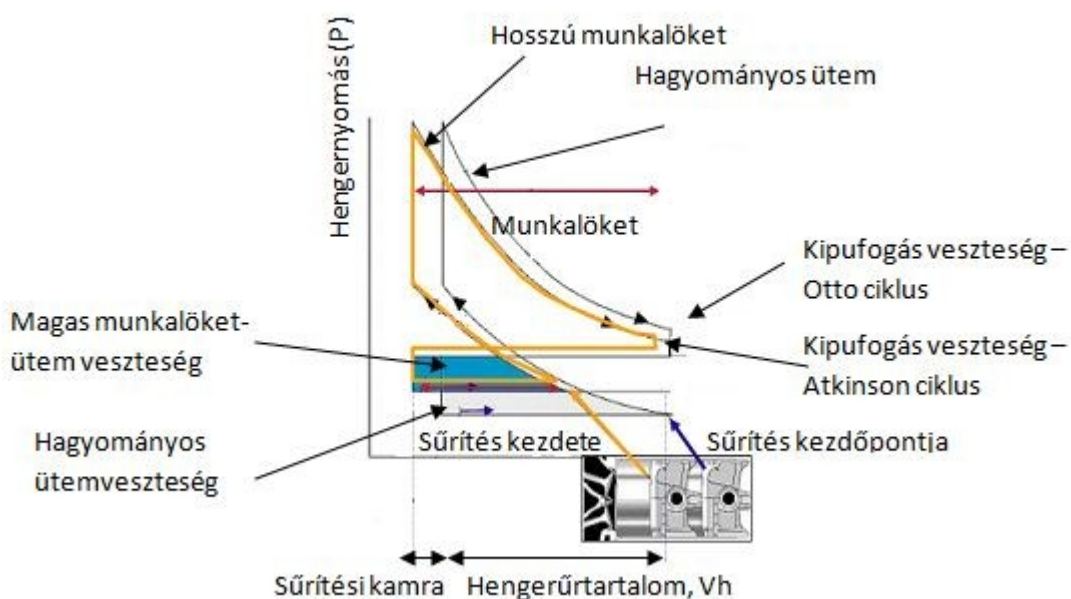


2.18. ábra: Atkinson-ciklusra jellemző indikátor diagram

A 2.18. ábra az Atkinson ciklusra jellemző p-V diagramot mutatja, a rá leginkább jellemző veszteségekkel együtt. Látható rajta a szívólöket és a munkalöket közötti kis mértékű eltérés. Ha növelnénk a terjeszkedési úthosszt, akkor a kipufogási veszteség csökkenne, mivel kevesebb mennyiségű a „felhasználatlan” hőmennyiség, kevesebb munkavégző képességű gázt engednénk ki a hengertérből, erre példát az előző fejezetben láthattunk. A szívási veszteség minden motorban fellép, ezen az ábrán nagyítva szerepel, mivel amúgy elég kicsi tartományt fed csak le. A következő, 2.19. ábrán a hagyományos Otto motor indikátor diagramjával kerül összehasonlításra és azonnal észrevehetőek a működési elvben lévő alapvető eltérések.

Mint a 2.19. ábra mutatja, és az Atkinson – ciklus felépítéséből következik, hogy a dugattyú nagyobb utat kell megtegyen a hengertérben, ezáltal növekedik a súrlódási veszteség, viszont a hosszabb terjeszkedés biztosítja az elégetett tüzelőanyagból származó energia jobb felhasználását, csökkentett kipufogási és szívási veszteséget. Mindazonáltal összevetve azzal, hogy az általános Otto-körfolyamatú motorokhoz képest sokkal bonyolultabb a mechanizmusa (és ezzel párhuzamosan az alkatrészek közötti súrlódási veszteség is nő), és hiába csökken a szívási és a kipufogási veszteség, mégis csak nagyon nehezen tervezhető és optimálható a konstrukció.

¹³ A 2.18. és 2.19. ábrák alapjai a Toyota Motor Hungary Kft-től származnak, kisebb módosításokkal kerültek feldolgozásra az átláthatóság érdekében.



2.19. ábra: Összehasonlítása az Atkinson és az Otto ciklusnak

Véleményem szerint önálló motorként való alkalmazása csak speciális helyeken, speciális követelmények kielégítésére szolgálhat egyenlőre. Ilyen speciális igény jelentkezhet például a Shell Eco Marathonon, ahol 1 liter benzinnel a lehető legnagyobb táv megtétele a cél. Stabil, rendkívül jó hatásfokú üzem feltétele, hogy a motor optimalizálva legyen mechanikai szempontból. Ennek a motor típusnak a tömeges elterjedése nem várható, és csak kiegészítő erőforrásként, pl. elektromos hajtású motorok mellé alkalmazzák.

Ebben a fejezetben részleteztem a mechanikai veszteségeket, valamint összehasonlítottam a hagyományos Otto-motorokkal, azaz a fő működési, üzemi sajátosságai tisztázásra kerültek. Valamint leszögeztük, hogy az egyedi és bonyolult mechanizmus miatt mindenképp szükség van a motor mechanikai vizsgálatára is. Ennek a mechanikai modellezésével és numerikus módszerekkel történő vizsgálatával a következő fejezet foglalkozik részletesen. Fontosnak tartom megemlíteni, hogy bár egészen elméleti szintű csupán, de mégis elengedhetetlen része egy motor tervezési folyamatának. Mint említettem, egy már megépült motor mechanikai analízisét végzem. Annak ellenére, hogy a fent leírtak szerint ez kikerülhetetlen lépés, mégsem történt meg ilyen alaposággal, melynek következményeit csak becsülni lehetett. Mint azt a későbbiekben a Kedves Olvasó is látni fogja, ezzel bizonyosságot nyerünk egyrészt arra, hogy fontos megtenni ezeket a lépéseket, másrészt pedig a kapott eredmények alátámasztják a valóságban is megtapasztalt, a motor üzeme során jelentkező problémákat, melyeket részletezni fogok.

3. A MECHANIZMUS DINAMIKAI ANALÍZISE

3.1 A MÁTRIX MÓDSZER

A mechanizmus analízise során arra törekszem, hogy az általános, szerkesztő módszert elkerüljem, mivel bár a szerkesztés kellő pontossággal kivitelezhető lenne a modern rajzoló rendszerek által, mégis ellene szól, hogy rendkívül időigényes és kizárólag diszkrét pozíciók (azaz adott időpillanatok) leírására alkalmas, mely ez esetben nem, vagy csak nagyon nehezen vezetne eredményre. Ehelyett az úgynevezett mátrix módszert alkalmazom, mivel ez esetben a felírt függvények által a mechanizmus bármely pontjának a mozgásállapota leírhatóvá válik és közvetlenül megkapjuk a sebesség és gyorsulás állapotot a főtengely elfordulásának függvényében. Továbbá természetesen egyéb függvény vizsgálatot is tudunk végezni rajta, mint például maximum és minimum értékek keresése.

Lényeges tudnivaló a módszerről, hogy a legtöbb esetben bonyolult, nehezen kezelhető matematikai összefüggést kapunk végeredményül, így ezért a mátrixok felírása után a Matlab¹⁴ nevű programmal dolgozom tovább. A továbbiakban ennek a módszernek a matematikai alapjait ismertetem röviden.

3.2 HOMOGÉN KOORDINÁTÁK¹⁵

Egy n dimenziós térben egy pont helyzetét $n+1$ koordinátával írja le, ahol a plusz koordináta egy tetszőleges nullától eltérő konstans, amellyel a többi n számú koordinátát végig szorozzuk.

Azaz

n dimenziós tér koordinátái: $(x_1; x_2; \dots; x_n)$

homogén koordinátákkal: $(hx_1; hx_2; \dots; hx_n; h)$

Összefoglalva:

$$x_i \cdot h = hx_i$$

Mivel a h konstans tetszőleges, ezért végtelen számú homogén koordinátát lehet megfeleltetni egy n dimenziós térhez. Célszerű a h -nak 1-s értéket választani, azaz ebből adódóan meg fognak egyezni egymással az n dimenziós tér koordinátái és a homogén koordináták is.

A homogén koordinátáknak előnye, hogy a geometriai transzformációkra szolgáló műveletek mátrixokkal leírhatók, melyek eredőjét akár egy közös transzformációs-, vagy hipermátrixba tudjuk foglalni, továbbá használatuk könnyen általánosítható.

¹⁴ A szoftvert az Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépészmérnöki és Biztonságtechnikai Mérnöki Karon vettem igénybe.

¹⁵ [7.] számú irodalom alapján összefoglalva.

3.3 2 DIMENZIÓS TRANSZFORMÁCIÓK

Ebben az alfejezetben részletezésre kerülnek azon mátrixok, melyek ezen számításos módszer alkalmazásakor felmerülhetnek. Természetesen feladat függő, hogy ezek közül mennyi és milyen transzformációra van szükség. Leggyakrabban használt műveletek a rotáció és a transláció, ez a legtöbb probléma megoldása során kielégítő lehet. A következőkben bemutatott elemi 2 dimenziós transzformációk 3x3-as mátrixok segítségével írhatók le.

A transzformáció után kapott koordinátákat felső indexben elhelyezett vesszővel jelölöm. Ezek – mint látni fogjuk – a homogén koordinátás vektor és a transzformációs mátrix szorzataként állnak majd elő. További kikötés, hogy az alábbi mátrixok, csak x-y koordináta-rendszerben érvényesek, mivel más síkon értelmezve átrendeződnek a mátrix elemei, melyre most részletesebben nem térek ki.

Transzláció (eltolás):

$$\begin{bmatrix} hx' \\ hy' \\ h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} hx \\ hy \\ h \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & Tx \\ 0 & 1 & Ty \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} hx + Tx \\ hy + Ty \\ h \end{bmatrix}$$

Ebből

$$x' = \frac{hx + Tx}{h} \text{ és } y' = \frac{hy + Ty}{h}$$

$$\underline{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & Tx \\ 0 & 1 & Ty \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ahol $\underline{T}$ a translációs mátrix. Látható, hogy h értékét tényleg célszerű 1-re választani, mivel ilyenkor a h-val való szorzás és az osztás is egyszerűsödik.

A koordináta rendszer origója körüli forgatás (rotáció):

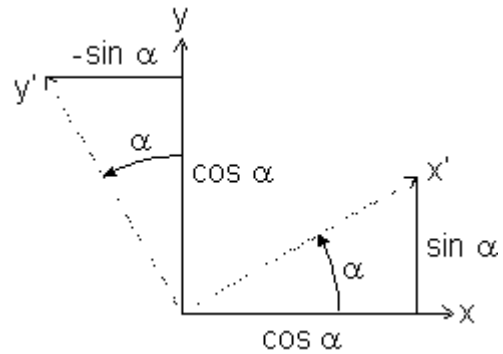
$$\begin{bmatrix} hx' \\ hy' \\ h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} hx \\ hy \\ h \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} hx \cdot \cos(\alpha) - hy \cdot \sin(\alpha) \\ hx \cdot \sin(\alpha) + hy \cdot \cos(\alpha) \\ h \end{bmatrix}$$

$$\underline{R}(\alpha) = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Fontos megjegyezni, hogy itt a forgatás iránya az óramutató járásával ellentétes, megállapodás szerint ezt tekintjük pozitív irányznak¹⁶ (3.1. ábra). Célszerű egyszerűségi okokból az alábbiakat alkalmazni egy mechanizmus vizsgálata során.

¹⁶ A 3.1 ábra a Pécsi Tudományegyetem oktatási anyagából származik.

Mielőtt eltolást alkalmaznánk a koordináta-rendszerünkön, érdemes előtte elforgatni, mivel így a translációs mátrixban csak x irányú koordináta fog szerepelni, azaz maga a mechanikai elem, a rúd hossza, mely ismert érték, vagyis paraméterként felhasználható tervezéskor. Emiatt bár egyel több mátrixunk lesz, ebben is a mechanizmusnak egy geometriai paramétere szerepel, mely jól kezelhető és tervezéskor segítséget jelenthet.



3.1 ábra: Koordináta-rendszer rotációja

Továbbá még 1 elemi transzformációs művelet létezik a 2 dimenziós síkon, ez a skálázás, vagy másképp mondva a méretarány változtatása. Az előzőekhez hasonlóan használjuk. Eltérés viszont, hogy akár tengelyenként eltérő lehet az arányossági tényező, azaz a méretszorzó.

Eltérő szorzó esetén a skálázó mátrix:

$$\underline{S}_1 = \begin{bmatrix} S_x & 0 & 0 \\ 0 & S_y & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Azonos arányossági tényező esetén ($S_x = S_y$):

$$\underline{S}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{S} \end{bmatrix}$$

Ezek felhasználásával az új koordináták:

$$x' = \frac{hx \cdot S_x}{h} \text{ és } y' = \frac{hy \cdot S_y}{h}$$

A fejezet elején említettem, hogy ezeket a mátrixokat össze lehet foglalni egy eredő transzformációs mátrixba, melyet a fenti mátrixok megfelelő sorrendű szorzásával kapunk meg. Az eredő mátrixban a transzformációs tagok megtartják az eredetileg elfoglalt helyüket. Létezik egy másik, hasonló jellegű eredő mátrix, ez a hipermátrix, mely így néz ki:

$$\underline{H} = \begin{bmatrix} R & T \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Természetesen amennyiben alkalmazunk skálázást, az is beépül ezekbe a tagokba.

A mechanizmus vizsgálata során tehát ezeket az elemi transzformációkat használtam fel arra, hogy az eredeti koordináta-rendszert transzformálva paraméterezni tudjam a mechanizmus bizonyos pontjai mozgásállapotát leíró függvényeket.

Független változóként az időt választottam, így állandónak tekinthető kimeneti szögsebesség érték esetén könnyen megállapíthatóak a mechanizmusban létrejövő sebességek, gyorsulások és az ebből adódó tömegezők nagysága és lefutása.

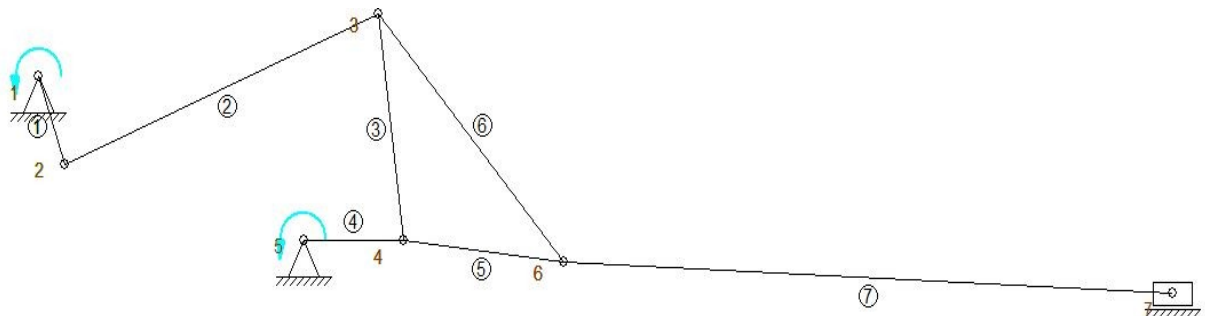
A mátrixokkal való leírás mód használata lényegesen számításigényesebb, ezért jelentős időráfordítást és megfelelő informatikai háttér szükségességét igényli a használata. A következő alfejezetben bemutatom magát a modellt és az azt leíró mátrixokat. Az így nyert diagramokat összehasonlítom az előző fejezetben közöltekkel.

A vizsgálat elején a szögsebesség értéket 4π radián/sec ($=\omega_0$) értékre választottam. Ez annyit jelent, hogy 1 másodperc alatt zajlik le a motornak 1 teljes periódusa, azaz a 2 főtengely körbefordulás. A későbbiekben paraméteresen kezelem a szögsebesség értékét, egy hányadosként (W) felvéve.

$$W = \frac{\omega}{\omega_0}$$

Erre azért van szükség, mert a matematikai modellben 4 elágazás van a cikluson belül bizonyos szögek előjelváltása révén. Ezekre az elágazásokra időbeli határértékek lettek meghatározva, melyek a fordulatszám növelésével arányosan csökkennek. Így, ezzel a W hányadossal osztva ezeket a határértékeket kezelhetővé válik a szögsebesség későbbi változóként való bevezetése.

3.4 A MECHANIZMUS MODELLJE



3.2 ábra: Atkinson-mechanizmus méretarányos modellje

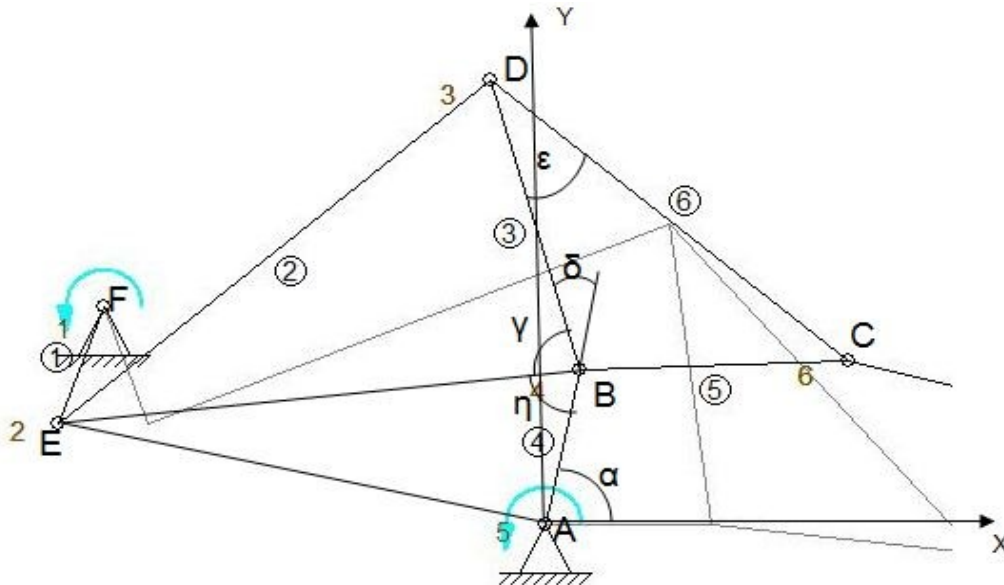
A 3.2 ábra mutatja a vizsgált szerkezet méretarányos modelljét és az azon lévő, kék színnel jelölt hajtást. A bekarikázott számok a tagok számozását jelölik. A pontokat barna számok jelölik. Az ábrán 5-s ponttal van jelölve a főtengely, azaz a kihajtás, ahol a vizsgálat során definiálunk egy szögsebességet, amit elvárunk a szerkezettől működése közben.

Az 1-es és az 5-ös pont összeköttetésben áll egy fogaskerékpár által, melynek módosítása 2. Ennél fogva az 1-es pontban jelölt hajtás ellentétes irányú, így az ott adódó szögsebességet negatív előjellel kell értelmezni. A 7-es tag végén található a dugattyú, melyet itt csúszkával modelleztem. Elmozdulásának irányát célszerű a vízszintes, x – tengellyel párhuzamosan felvenni, így az y – koordináta konstans marad. Ennek az előnye ott mutatkozik meg, mikor a mátrixokkal való utolsó transzformáció után eljutunk a dugattyúig.

Ilyenkor elég csak az x koordináta változását vizsgálni, mivel az y változása minden időpillanatban konstans, nulla. Könnyen ellenőrizhető lesz, hogy helyesen írtuk e fel a mátrixokat, bár ez még nem elég.

Érdekes a mechanizmust több pozícióban kiszerkeszteni és ellenőrizni, mert előfordulhat olyan geometriai állapot vagy időintervallum, mely alatt nem érvényesek az összefüggések, illetve változhat egyes szögek előjele.

A mátrixok felírásához szükséges definiálnunk azon szögeket, melyeket a rotációs műveletek során fel fogunk használni. Ezen szögeket érdemes a főtengely elfordulásának függvényében felvenni, de a független változó nem α , hanem az idő, mivel α az időnek lineáris függvénye.



3.3 ábra: Szögek értelmezése I.

A 3.3 ábrán láthatóak azok a szögek, melyeket felhasználtam a függvények felírásához. A halványabb rajz a kiinduló állapotot mutatja, ahhoz képest van elforgatva egy általános pozícióba. A koordináta-rendszer kezdőpontja az „A” pont. Az „A” és „F” pontok helye fix, csapágyazott tengelyek.

A számítások során a tagok hosszát l -el jelöltem, az alsó indexben utalva arra, hogy melyik tagról van szó. A rotációs mátrixot mindvégig R jelöli, melynek alsó indexében egy szám jelöli a forgatás számát. A translációs mátrixot T jelöli, alsó indexében jelölve az eltolás számát. A helyvektorokat minden esetben r betű jelöli, melynek alsó indexében két nagy betű jelöli, hogy merről merre mutat a vektor. Egy betű esetén a koordináta rendszer nulla pontja a kiindulási pont. Fontos megjegyezni, hogy minden eredmény a globális koordináta rendszerben érvényes.

Először definiálom α -t, mint szögelfordulást:

$$\alpha(t) = \omega \cdot t$$

Ahol ω a szögsebesség, általunk adott érték, melyet a főtengely állandónak tekinthető fordulatszámából ($n=[1/s]$) számolhatunk ki, mégpedig:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad [1/s]$$

Mivel most már ismert ω értéke is, így felírható a „B” pont mozgását leíró függvény. Ehhez szükségünk van egy rotációs mátrixra:

$$\underline{R}_1 = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ezzel az eredeti, globális koordináta-rendszert elforgatjuk α szöggel, így az x-tengely pontosan egybeesik a 4-es taggal. Ahhoz, hogy leírható legyen a „B” pont ebben a rendszerben, meg kell szorozni $\underline{R}_1$ mátrixot az új koordináta-rendszerben vett helyvektorral, azaz:

$$\underline{r}_B = \underline{R}_1 \cdot \begin{bmatrix} l_4 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_4 \cdot \cos(\alpha) \\ l_4 \cdot \sin(\alpha) \\ 1 \end{bmatrix}$$

Így „B” pont helyzete ismert minden időpillanatban. Az „A” és „F” pontok közötti fogaskerék kapcsolat miatt adott az 1-es tag mozgásállapota is.

$$\underline{r}_{FE} = \begin{bmatrix} \cos(-71^\circ - \frac{\alpha}{2}) \cdot l_1 \\ \sin(-71^\circ - \frac{\alpha}{2}) \cdot l_1 \\ 1 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

Mivel az 1-s tag ellentétes irányban forog a fogaskerék áttétel miatt, ezért negatív előjellel szerepel az α szög egy kezdő pozíció mellett. A lassító áttétel nagyságát pedig osztóként építettem be a vektorba. Ezáltal ismert a „B” és az „E” pont egymáshoz viszonyított helyzete is.

Ahhoz, hogy vektorosan kezelni tudjuk ezt a BE távolságot, ahhoz előbb az „F” pont helyét leíró $\underline{r}_F$ vektort kell definiálni:

$$\underline{r}_F = \begin{bmatrix} -66.4 \\ 34.8 \\ 1 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

Most már az „E” pont origóhoz viszonyított helyzete is számolható:

$$\underline{r}_E = \underline{r}_F + \underline{r}_{FE}$$

Ebből a „B” és „E” pont közötti távolság vektoriálisan:

$$\underline{r}_{EB} = \underline{r}_B - \underline{r}_E$$

Most kapnak jelentős szerepet az ábrán η -val, γ -val és δ -val jelzett szögek. Ezekre azért van szükség, hogy leírható legyen a 4-es taghoz képest a 3-5-6-al jelzett tag helyzete a periódus során.

A második koordináta-rendszer forgatáshoz meg kell határozni δ nagyságát. Ez csak úgy lehetséges, ha kiszámoljuk η -t és γ -t. Ebből már δ meghatározható, mivel írható, hogy:

$$\eta + \gamma + \delta = 180^\circ$$

Ezek közül az η -t a legkönnyebb meghatározni, mivel két ismert vektor közötti szögről van szó, így a vektorok skaláris szorzatából rendezve kapjuk:

$$\eta = \arccos\left(\frac{\underline{r}_B \cdot \underline{r}_{EB}}{|\underline{r}_B| \cdot |\underline{r}_{EB}|}\right)$$

A γ szög csak a koszinusz tétel alapján határozható meg, viszont ez nem előjelhelyesen adja meg az értékét, melyet később mindenképp figyelembe kell venni.

$$\gamma = \arccos\left(\frac{l_2^2 - |\underline{r}_{EB}|^2 - l_3^2}{-2 \cdot |\underline{r}_{EB}| \cdot l_3}\right)$$

Mivel most már ismert η és γ is, így δ meghatározható a fenti egyenlőség alapján, azaz a második forgatási transzformációs mátrix felírható, és a „D” pont koordinátái számíthatóak.

Ahhoz, hogy a „D” pontig eljussunk, további transzformációkra van szükség, melyből látni fogjuk, hogy miért kezelhető nehezen számítógép használata nélkül ez a módszer.

A 4-es tag irányába való forgatás után ($\underline{R}_1$ mátrixszal) szükségünk van egy translációra is, mellyel a „B” pontba toljuk el a 4-es tag mentén a koordináta rendszert. Ezután lehet elforgatni az $\underline{R}_2$ rotációs mátrix használatával a 3-as tag irányába.

$$\underline{r}_D = \underline{R}_1 \cdot \underline{T}_1 \cdot \underline{R}_2 \cdot \begin{bmatrix} l_3 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$\underline{T}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & l_4 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\underline{R}_2 = \begin{bmatrix} \cos(\delta) & -\sin(\delta) & 0 \\ \sin(\delta) & \cos(\delta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ezzel megkaptuk a „D” pont helyét a 4-es tag elfordulásának függvényében. Fontos észrevennünk, hogy a γ és η szögek bizonyos időintervallumokon fedésbe kerülnek, azaz más előjellel adnak csak helyes eredményt, melyeket a fenti összefüggések nem tartalmaznak. Mivel más geometriai kapaszkodót nem találtam ami ezt figyelembe veszi, így el kellett végeznem a periódusokra osztást. Így, a 2 teljes főtengely körbefordulást összesen 4 periódusra bontottam és előjelhelyesen vettem figyelembe a szögek értékeit, melyek most már az adott intervallumon helyes értéket adnak.

Amennyiben behelyettesítünk δ helyébe és rendre elvégzünk minden műveletet, a végére már egy elég nagy mátrix adódik, melynek elég nagy a számításigénye, így egy matematikai szoftver segítségét szükséges igénybe venni. Mint már említettem, a munkám során a Matlab szoftvert használtam erre a célra. Még szoftveres segítséggel sem célszerű kiírni a mátrixot, mert mérete miatt szinte teljesen átláthatatlan. Így a továbbiakban a munkám során kizárólag a szimbolikus jelölésekre támaszkodom.

Két ponttal, a „B” és „D” pontokkal adott lett a 3-5-6-os tag helyzete, így tovább léphetünk a „C” pont mozgásának a leírásához. A 3-5-6-os tagon belül a relatív szögek fixek, így egy testként mozog. Mivel az oldalak hossza ismert, így az ε szög a koszinusz tétel segítségével kiszámolható és értéke állandó. Ennek segítségével felírható a 3. forgatáshoz használt mátrix. Természetesen ahhoz, hogy a „C” pont mozgása leírható legyen, el kell tolnunk a „D” pontba a koordináta-rendszert. Így adódik:

$$\underline{T}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & l_3 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

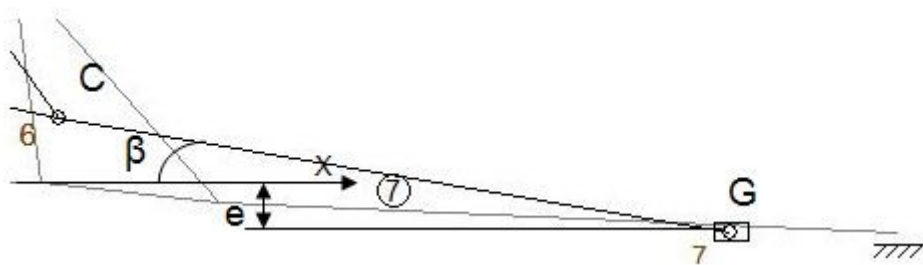
$$\underline{R}_3 = \begin{bmatrix} \cos(\varepsilon) & -\sin(\varepsilon) & 0 \\ \sin(\varepsilon) & \cos(\varepsilon) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$r_C = \underline{R}_1 \cdot \underline{T}_1 \cdot \underline{R}_2 \cdot \underline{T}_2 \cdot \underline{R}_3 \begin{bmatrix} -l_6 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Mivel $\underline{R}_3$ -al egy újabb pozitív irányú forgatást végeztem, ezért az x-tengely pozitív iránya épp ellentétesen mutat a „C” ponttal, így annak koordinátája negatív értéket kapott.

Látható, hogy minél messzebb megyünk a kiindulási pontból, annál több mátrixra van szükségünk.

Még egy pont leírására szükség van, mégpedig a dugattyút jelölő G pontra (3.4 ábra).



3.4 ábra: Szögek értelmezése II.

Ehhez szükség van egy harmadik translációs mátrixra, mellyel a „C” pontba toljuk a koordináta-rendszert.

$$\underline{T}_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -l_6 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Továbbiakban definiálnunk kell egy szöget (β), mellyel elforgatva a „C” pontban lévő koordináta-rendszert, leírhatóvá válik a „G” pont helyzete. Előbb definiálni kell egy konstans excentricitást (3.4 ábrán jele: e), melyből kifejezhető lesz a β szög. Előzőekben már kiszámoltam a „C” pont helyzetét vektor formájában, így ismert annak y koordinátája minden időpillanatban.

A matematikai szoftverben használt jelöléssel élve:

$$C_y = r_c(2)$$

Ahol az 2-es index a vektor y koordinátájára utal. Ezáltal β szög számolható:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{e + C_y}{l_7}\right)$$

Mivel a „C” pont y koordinátáját előjelhelyesen kapjuk meg, így pozitív előjellel szerepeltethető és helyesen kapjuk meg a 7-es rúdnak az x tengellyel bezárt szögét, β -t. Célszerű az utolsó, negyedik rotációs mátrixban a szöget úgy definiálni, hogy visszaforgatjuk a koordináta-rendszert az eredeti állapotába az előzőekben felhasznált α , δ és ε szögek segítségével, melyek így negatív előjellel szerepelnek. Mivel β itt minden időpillanatban negatív irányba mutat, ezért a mátrixban ez a szög is negatív előjellel fog szerepelni.

Azaz:

$$\underline{R}_4 = \begin{bmatrix} \cos(\alpha + \delta + \varepsilon - \beta) & -\sin(\alpha + \delta + \varepsilon - \beta) & 0 \\ \sin(\alpha + \delta + \varepsilon - \beta) & \cos(\alpha + \delta + \varepsilon - \beta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Így a „G” pont helye:

$$\underline{r}_G = \underline{R}_1 \cdot \underline{T}_1 \cdot \underline{R}_2 \cdot \underline{T}_2 \cdot \underline{R}_3 \cdot \underline{T}_3 \cdot \underline{R}_4 \cdot \begin{bmatrix} l_7 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Most már rendelkezésemre áll minden pontnak a koordinátája minden időpillanatban. Ezek után előállítható ezen pontok koordinátáit leíró függvények első és második idő szerinti deriváltjai, azaz a sebességek és a gyorsulások. A következő fejezet az eddigi eredményeket ismerteti.

4. A FÜGGVÉNYEK ÁBRÁZOLÁSA

Mielőtt rátérnék a címben is említett függvényekre, meg kell említenem, hogy ez a dolgozat az egy évvel ezelőtti TDK munkámra¹⁷ épül. Akkor a vizsgálatot a Solidworks Motion Analysis¹⁸ nevű beépülő moduljával végeztem.

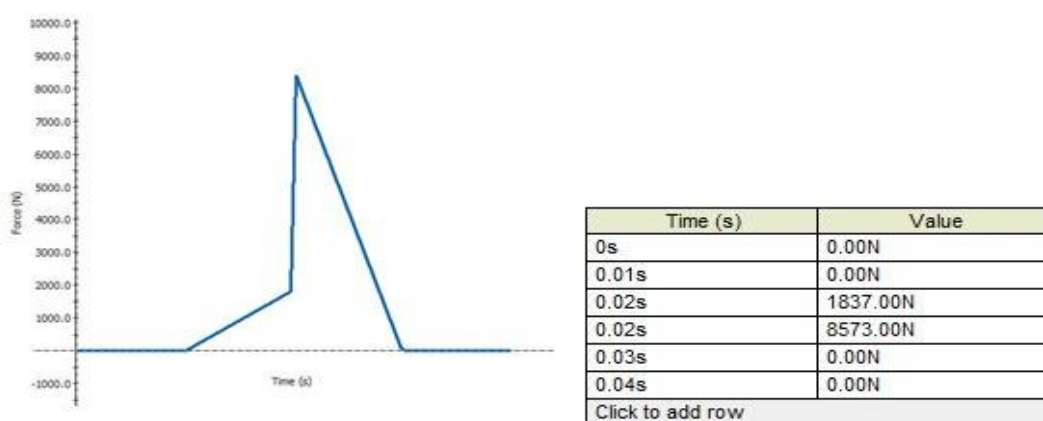
¹⁷ [1] számú irodalom alapján végeztem egy rövid összefoglalást.

¹⁸ A Solidworks szoftvert az Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépészmérnöki és Biztonságtechnikai Mérnöki Karon vettem igénybe.

Viszont a kapott eredmények – valószínűsíthetőleg a nagy sebességű változások miatt – pontatlanok, nagy az értékek szórása és mindenképp pontosításra szorulnak. Ennek a fejezetnek így elsődleges célja ezt megtenni.

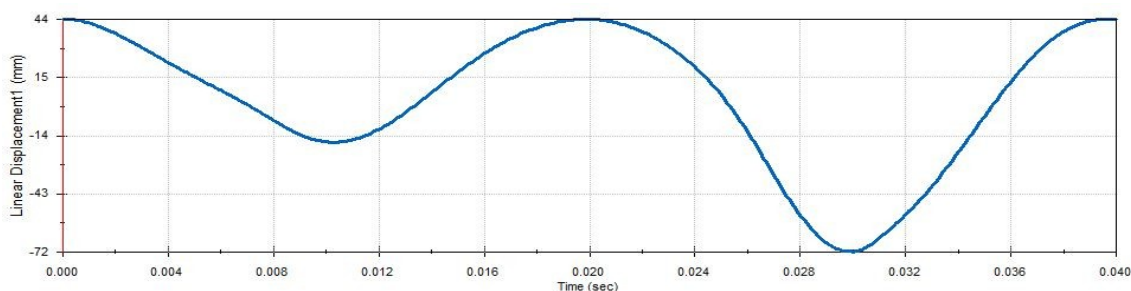
4.1 A DUGATTYÚ MOZGÁSJELLEMZŐI

Először a Solidworks szoftverrel nyert eredményeket mutatom be. Ehhez az alább látható (4.1. ábra) dugattyún lévő erő-idő görbét használtam fel. Mivel ehhez csak az előző fejezetekben ismertetett, ideális indikátor diagramhoz felhasznált értékek álltak a rendelkezésemre, így jelentős egyszerűsítéseket kellett tennem ennek felvételéhez. Mindazonáltal, hogy láthatóan csak távolról közelíti a valóságot, az egyes pontok pályájának, gyorsulás állapotának nagyságrendi becsléséhez megfelelő.



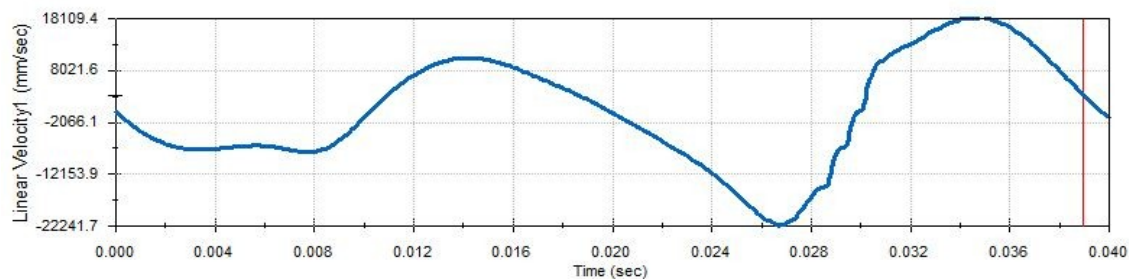
4.1. ábra: Közelítő dugattyúra ható erő-idő diagram

A következő diagramok az idő függvényében mutatják a dugattyú elmozdulásának (4.2. ábra), a sebességének (4.3. ábra), valamint a gyorsulásának a lefutását (4.4. ábra). A vizsgálat ez esetben 3000/perces fordulatszám beállítás mellett történt. Ennek megfelelően 0.01 szekundumonként változnak az ütemek, ahogy a fenti táblázat is mutatja.

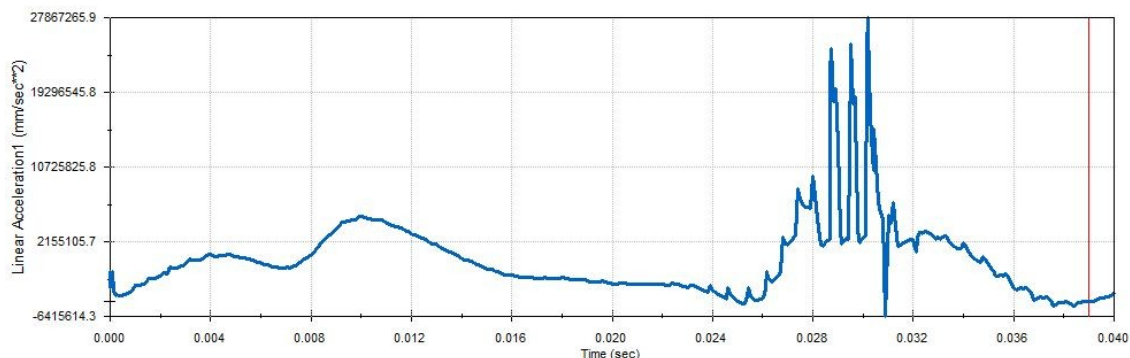


4.2. ábra: A dugattyú elmozdulása az idő függvényében

A 4.3. ábrán látható sebesség-idő görbén már rendre megjelennek a pontatlanságok. A görbében megjelenő bizonytalanságok – ahogy az később kiderült – valóban a motor számára is kritikus tartományon jelenik meg, de ez majd a következő, az előző fejezetben mátrixokkal leírt függvényből pontosan látszani fog.



4.3. ábra: A dugattyú sebesség-idő görbéje



4.4. ábra: A dugattyú gyorsulás-idő görbéje

Ebben az esetben már a pontatlanság jelentős, az értékek szabálytalanul változnak, így a 4.4. ábrán látható görbe gyakorlatilag használhatatlan. Ezzel ellentétben az elmozdulások és sebességek elfogadható pontosságúak a közelítő indikátor diagram ellenére is.

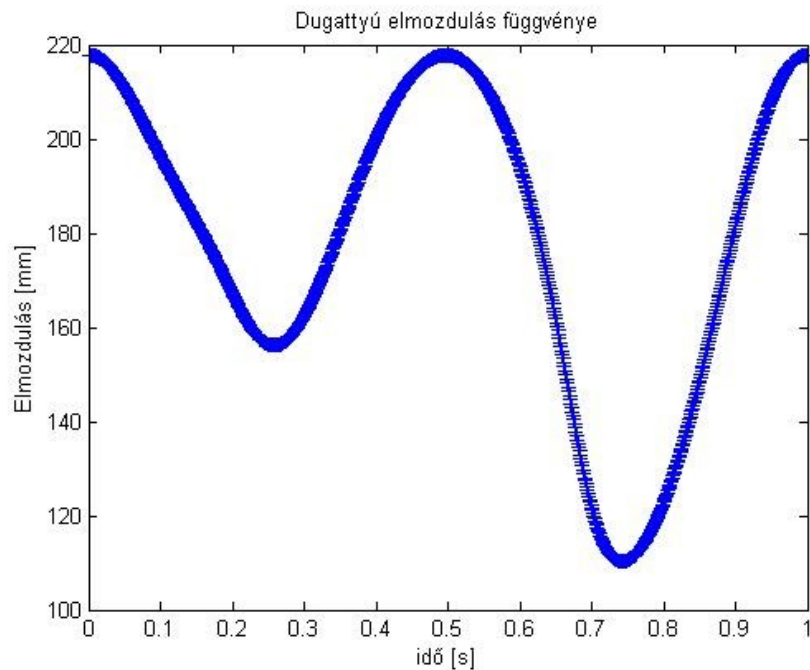
A következőkben a görbék jellegét pontosítom csak. Egy másik fejezet foglalkozik a fordulatszám hatásával, ott kerül bemutatásra a fenti, 4.4. ábrán látható görbére is jellemző fordulatszám beállítás.

A mechanikai, mátrix alapú felírás ismertetésekor is említett percenkénti fordulátértéket, azaz a 120 teljes főtengely körbefordulás/min ($\omega=12.56$ rad/s) állítottam be a vizsgálat kezdetekor. Ennek megfelelően a következő határértékek¹⁹ adódnak a belsőégésű motor ütemeire a vizsgált, 1 másodperces tartományon:

Szívási ütem: 0 – 0,25 sec
 Sűrítési ütem: 0,25 – 0,5 sec
 Munka ütem: 0,5 – 0,75 sec
 Kipufogási ütem: 0,75 – 1 sec

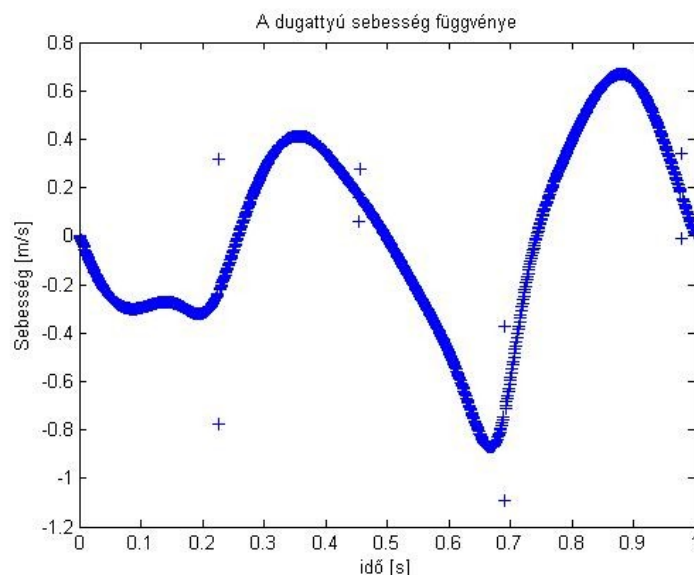
Ez figyelembe veendő, mikor a motor kritikus üzemi tartományáról esik szó. A következő 4.5. ábrán a 4.2. ábrával egyezést mutató dugattyú elmozdulás-idő görbe látható. Jól megfigyelhető a mechanizmus sajátossága, az eltérő lökethossz.

¹⁹ Ez a határérték eltér az előzőekben a szögekkel kapcsolatosan, a matematikai modellben figyelembe veendő határoktól!



4.5. ábra: Dugattyú elmozdulás-idő diagramja

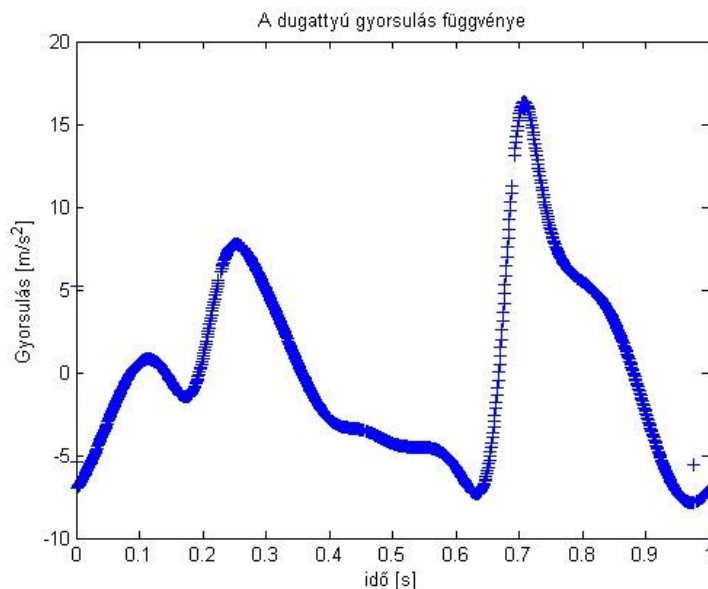
A következő, 4.6. ábrán a dugattyú sebesség függvénye látható. Így pontosításra került az 4.3. ábrán látható sebesség-idő függvény is. A helyenként 2-2 kívül eső pont a matematikai modellem hibája, mivel az időhatárértékek véges értékű konstansok. Ennek megfelelően a határértékhez már nagyon közel eső pontok – a lépésköz felbontásából adódóan – kiugró, a sorozatba nem illő értékeket adnak. Viszont ez csak elenyésző százaléka (megközelítőleg 0,1%) a teljes felbontásnak, így ez a hiba még megengedhető, nem torzít a végeredményen.



4.6. ábra: A dugattyú sebesség függvénye

A következő, 4.7. ábrán pontosítom az 4.4. ábrán látható gyorsulás függvényt. Helyenként látható, hogy a pontsereg ritkul.

Ez a gyors változásnak tudható be, azaz a programban megírt ciklus lépésközei ezen a tartományon nagyobb különbséggel adják a megfelelő értékeket. Ez a 4.3. ábrán is tapasztalható, de a 4.4. ábrán – mivel ez már a második deriváltja az elmozdulásnak – ezeket a különbségeket felnagyítva láthatjuk. Fontos, hogy nem a függvény szakad el, hanem a kiugró értékek nincsenek ábrázolva²⁰!

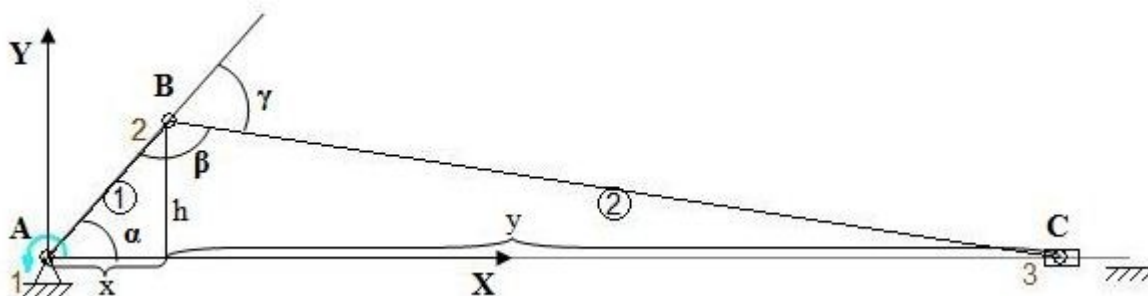


4.7. ábra: A dugattyú gyorsulás függvénye

4.2 A HAGYOMÁNYOS FORGATTYÚS MECHANIZMUS

Ahhoz, hogy a Tisztelt Olvasó pontosabb képet kapjon a nagyságrendekről, a szokványos motorokra jellemző értékekről, bemutatásra fog kerülni egy hagyományos mechanizmus is, melynek vizsgálatát – ahogy az most részletezésre is fog kerülni – ugyanilyen módszerekkel végeztem el.

Az összehasonlításhoz egy általam kitalált, az Atkinson-motor rövid löketével megegyező lökethosszúságú forgattyús mechanizmust (4.8. ábra, a felhasznált szögek feltüntetésével) vettem alapul. Ennek a két mechanizmusnak a közös elemei – tömegben és méretben – a dugattyú és a hajtórúd. A főtengely „karja” ami a hosszabb, hogy a kitűzött löket elérhető legyen. Ennek tömegét lineárisan növeltem meg.



4.8. ábra: Szokványos forgattyús mechanizmus

Az azonos lökethosszúságot úgy volt a legegyszerűbb létrehozni, ha excentricitás nélkül ($e=0$), a löket felével rendelkező hajtókart hozok létre.

²⁰ Ez a későbbiek során is tapasztalható, átszármaztatódik minden diagramra.

Mivel a mechanizmust is ugyan azzal az eljárással vizsgáltam, ennek folytán minden kimeneti eredmény összevethető lesz az Atkinson-motor mechanizmusával. A felhasznált jelölések között egyezések találhatók az előzőekben, az Atkinson-motor vizsgálatánál használt jelölésekkel. Természetesen két külön program ciklusban kerültek felhasználásra, így ezek között ütközések nem lépnek fel. Az α megegyezik mindkét mechanizmus esetében, azaz azonos ω mellett, az idő lineáris függvényeként kezelem, ahogy azt már rögzítettem.

A 4.8. ábra tartalmazza a felhasznált geometriai paramétereket is. Az „x” és „h” paraméterek a „B” pont koordinátáit jelenti.

Azaz

$$\underline{R_b} = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) \cdot l_1 \\ \sin(\alpha) \cdot l_1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

vektor x illetve y koordinátájára hivatkozva adtam meg a későbbiekben ezeket az értékeket.

Mivel így a „h” magasság és az l_2 hossza is ismert, az „y”-al jelölt hosszúság is meghatározható Pitagorasz tételével.

$$y = \sqrt{l_2^2 - h^2}$$

Mivel az „x” paraméter előjelhelyesen adódik a szögfüggvények által, ezért írható, hogy

$$a = x + y$$

Ezáltal minden időpillanatban ismert az „A” és „C” pontok távolsága, melyből koszinusz tétellel számolható a β szög.

$$\beta = \arccos\left(\frac{a^2 - l_1^2 - l_2^2}{-2 \cdot l_1 \cdot l_1}\right)$$

Ezt a γ szög számítására használom fel. Viszont észre kell vennünk, hogy 180° -onként előjelváltás történik.

Vagyis addig, amíg a hajtókar a felső térfélen van, addig:

$$\gamma = 180^\circ - \beta$$

Viszont amikor a hajtókar az alsó térfélen helyezkedik el, megváltozik a β szög előjele a fenti összefüggésben.

$$\gamma = 180^\circ + \beta$$

Így minden olyan paramétert ismerünk, amire szükség lesz a transzformációs mátrixok felírásához.

Az első forgatáshoz felhasznált mátrix:

$$\underline{\underline{R}}_1 = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

és az egyetlen translációs művelet mátrixa:

$$\underline{\underline{T}}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & l_1 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ezek felhasználásával írható, hogy

$$\underline{r}_B = \underline{\underline{R}}_1 \cdot \begin{bmatrix} l_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

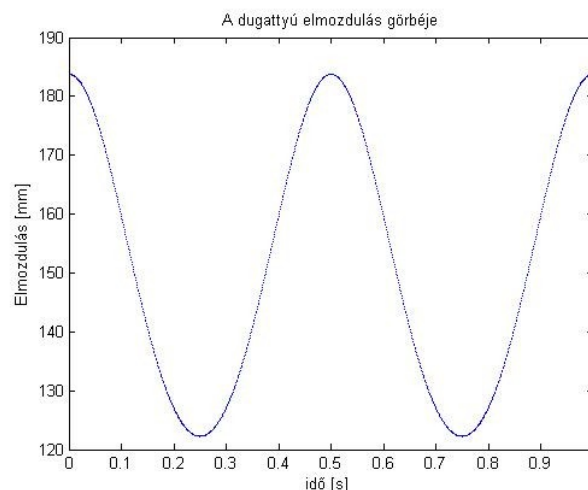
valamint

$$\underline{r}_C = \underline{\underline{R}}_1 \cdot \underline{\underline{T}}_1 \cdot \underline{\underline{R}}_2 \cdot \begin{bmatrix} l_2 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

amelyben $\underline{\underline{R}}_2$:

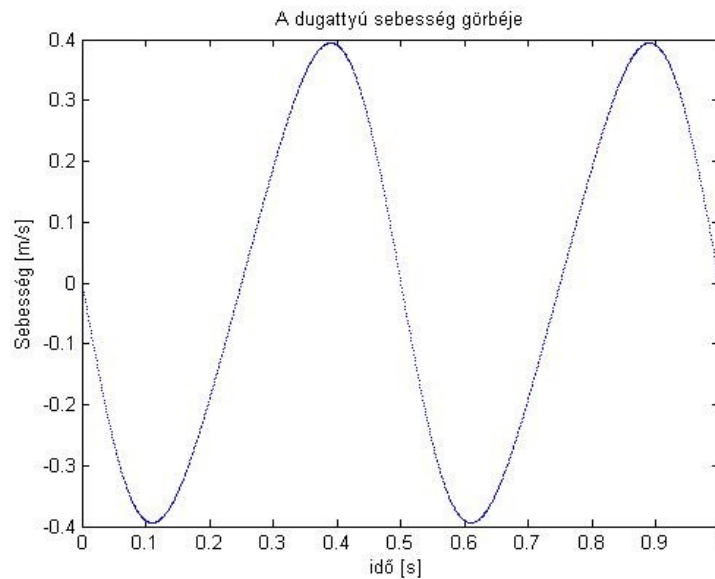
$$\underline{\underline{R}}_2 = \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ezáltal a mechanizmus csuklópontjainak koordinátáját megkaptam az idő függvényében. Számunkra a dugattyú (r_C) mozgási tulajdonságai érdekesek, melyeket még a kineto-statikai vizsgálat előtt meg kell határozni. Érdekes észrevenni, hogy mennyivel egyszerűbb a mechanizmus felépítése és ezáltal a ráépülő matematikai modell is. Elsőként a dugattyú elmozdulás görbét mutatom a 4.9. ábrán. Sokkal jobban elkülöníthető – még ránézésre is – a ciklus részeinek határai.



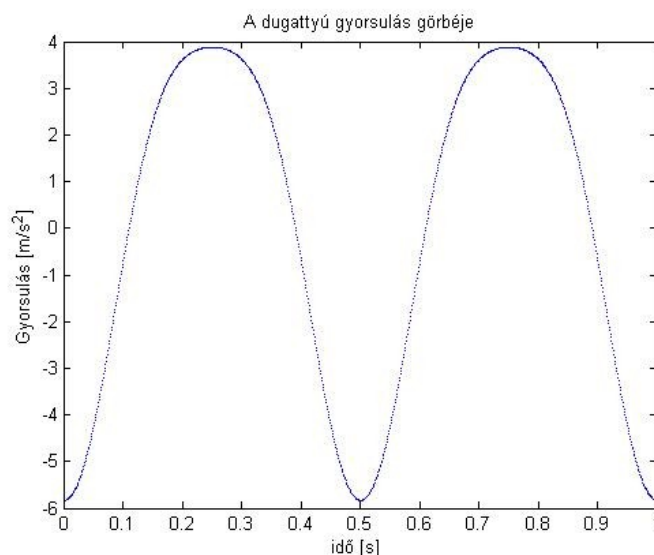
4.9. ábra: A dugattyú elmozdulás-idő grafikonja

Az elmozdulása egy koszinusz függvényt ír le, ebből kifolyólag a sebessége szinuszos, melyet a 4.10. ábra mutat.



4.10. ábra: A dugattyú sebesség görbéje

Valamint végül a gyorsulás görbe (4.11. ábra), mely szintén koszinuszos lefutású, de negatív előjellel rendelkezik. A hagyományos forgattyús mechanizmusban lényegesen „lágyabban” történik az átmenet, mint ahogy azt az ábrákon látjuk. Ezzel szemben az Atkinson-motorban nagyon hirtelen jelennek meg a gyorsulások és így a tömegek is nagyságrendekkel nagyobbak melyek terhelik a csapágyakat, továbbá a motor élettartamát csökkentik és üzemét rontják. Egy képet kapunk ezáltal az összehasonlítás által, hogy milyen lényeges eltérések vannak a két motortípus mechanizmusa között.



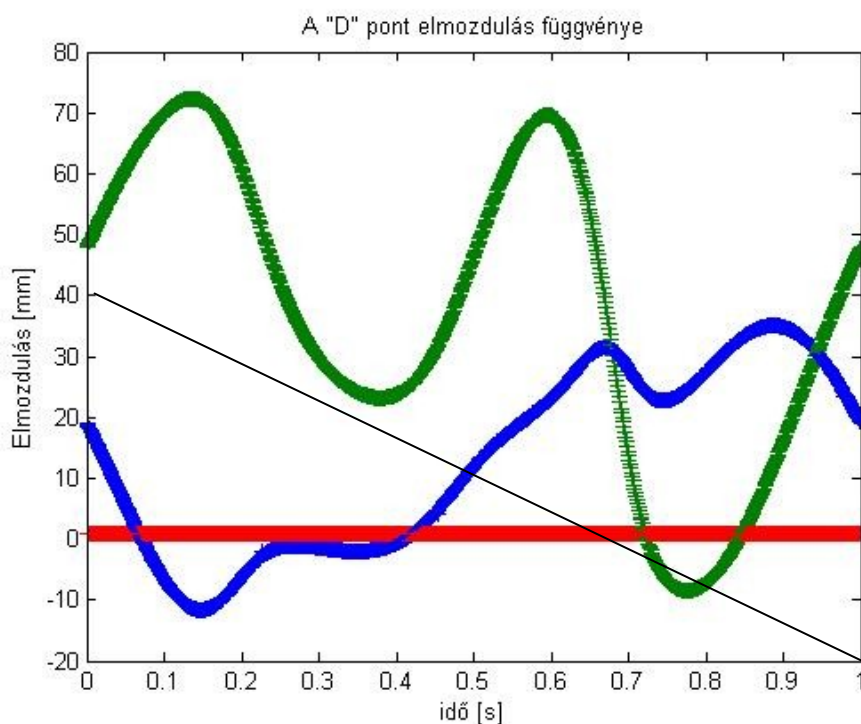
4.11. ábra: A dugattyú gyorsulás görbéje

Belátható, hogy alaposan fel kell térképezni ezeknek a hagyományoshoz képesti – plusz tagoknak mondható – szerkezeti elemek hatását a motorra. Tudnunk kell, hogy létezik-e olyan kiegészítő feltétel, amivel alkalmazni lehet a bevált módszereket.

Ezen feltételek meghatározása ennek a dolgozatnak nem célja, de későbbi kutatás témája lehet.

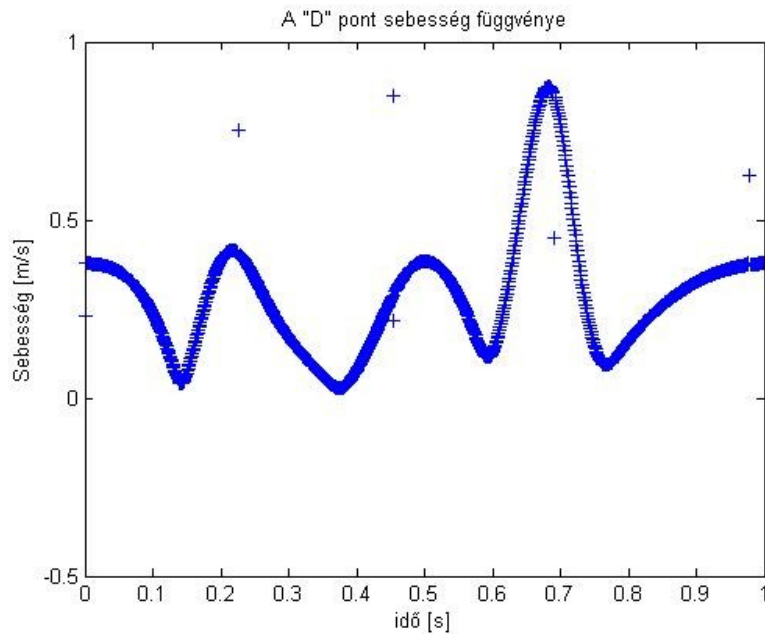
Visszatérve az Atkinson-mechanizmusra, érdekességképpen megmutatom a közbenső, 3-5-6 tagokkal alkotott test pontjai közül a „D” és „C” pont mozgásfüggvényeit is. A „B” és „E” pont mozgása egyértelműen körpálya, így azt most nem közlöm. Ennek megfelelően sebesség lefutásuk szinuszos, a gyorsulásuk pedig koszinuszos (a deriválás miatti negatív előjel megjelenik – pont úgy, ahogy az előbbi szokványos forgattyús mechanizmus esetében is). A „D” ponttal kezdem, mert az kerül hamarabb sorra a transzformációk között.

A „D” pont elmozdulását az idő függvényében a 4.12. ábra mutatja. Kékkel az x koordináta, zölddel az y koordináta értékek változását jelöltem. A piros konstans értékű egyenes a homogén koordináta miatti, előző fejezetben már részletezett érték. Érdekes megfigyelni, hogy az y koordináta a dugattyú elmozdulásához hasonló jelleget mutat. Az x koordinátahoz tartozó görbe közelítően tükrös a 0,5 s-hoz tartozó ponton átmenő, vékony fekete vonallal jelölt egyenesre. Ennek a főtengelyről történő áthajtás az oka, mivel az pont fele annyit fordul el.



4.12. ábra: A „D” pont elmozdulás függvényei

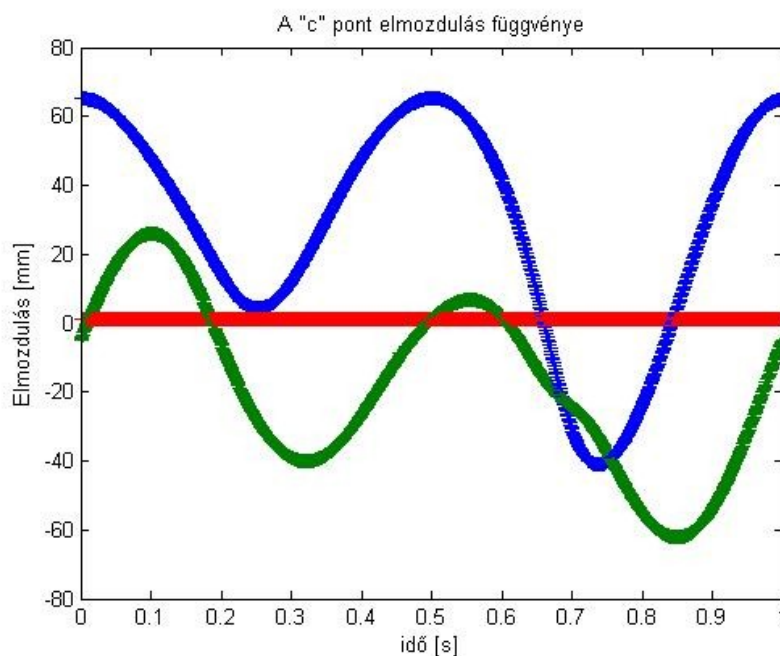
A 4.13. ábrán a „D” pont abszolút értékű sebesség lefutását láthatjuk a motor 1 teljes ciklusán belül. Láthatóan szabálytalan, a motor teljesen ciklusán belül periodicitás nem fedezhető fel benne. A változások nagyon hirtelen történnek, ez értelemszerűen káros a szerkezet élettartamára nézve is, de akár lengéskeltő hatással is bírhat. Erről pontosabb információkkal, eredményekkel nem rendelkezem, ez nem volt célja a dolgozatomnak.



4.13. ábra: A „D” pont sebesség függvénye

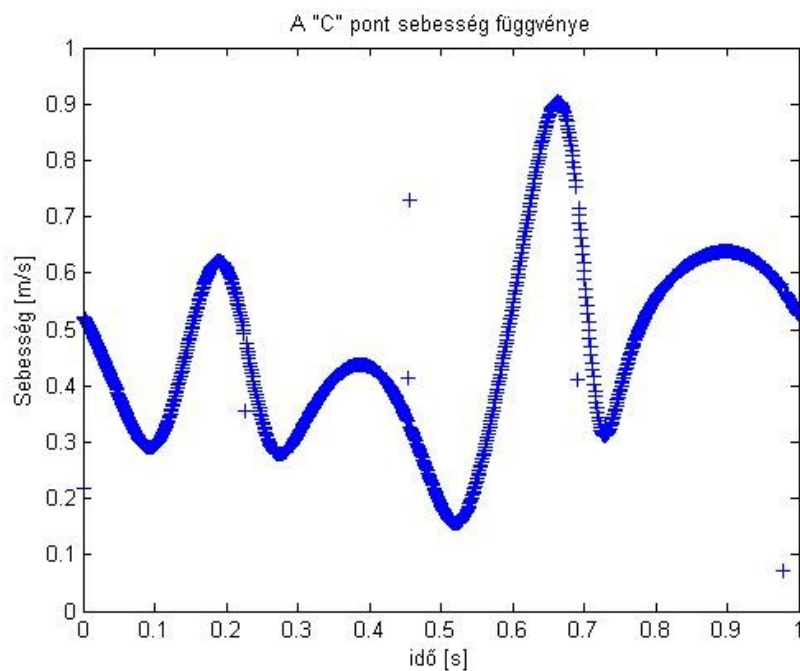
A „D” pont gyorsulás függvényét majd később, a „C” pont gyorsulásával együtt közlöm, ugyanabban a diagramban a jobb összehasonlíthatóság miatt.

A „C” pont mozgásfüggvényeinek (4.14. ábra) a jelölésére is ugyan az vonatkozik, ami az előbbieken is a „D” pont esetén. Az x koordináta változása természetesen egyezik a dugattyúéval.



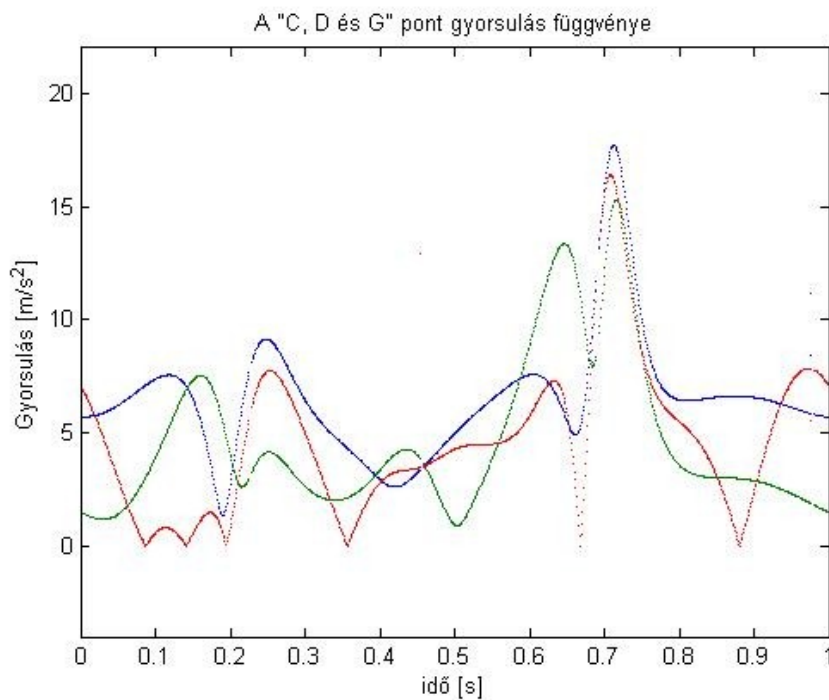
4.14. ábra: A „C” pont mozgásfüggvényei

A 4.15. ábrán látható diagramon a „C” pont abszolút értékű sebesség függvényét láthatjuk.



4.15. ábra: A „C” pont sebesség függvénye

Láthatjuk mennyire ingadozó, szabálytalan jelleget mutatnak a függvények. A „C” és „D” pontok mozgása között sok a hasonlóság, amit a következő, 4.16. ábra is szemléltet.



4.16. ábra: A „C, D és G” pontok gyorsulás függvénye

A „C” pont görbéje kék, a „D” pontté zöld, a „G” pontté (dugattyú) pedig piros színű.

Azért ábrázoltam egy diagramban ezt a 3 pontot, mert látni kell, hogy mennyire vannak összhangban a görbék.

A gyorsulások – mint ahogy a következő fejezetben is látni fogjuk – a tömegek miatt kapnak nagy jelentőséget. Minél inkább hasonlítanak egymásra a görbék, annál inkább azonos a rajtuk ébredő tömegerő nagysága és iránya is. Ez a kedvező eset, a tömegek egyszerűen kiegyenlíthetők, kevésbé terheli meg a csuklóban lévő csapágakat. Amennyiben nagy az eltérés, az értelemszerűen kedvezőtlenebbül hat, kedvezőtlenebb a terhelés.

A következő fejezetben a tömegek kerülnek meghatározásra.

5. KINETO-STATIKAI VIZSGÁLAT

5.1 A TÖMEGERŐK MEGHATÁROZÁSA²¹

Mechanizmusok kineto-statikai vizsgálatakor a tagokat tömegpontokkal helyettesítjük, redukáljuk. Ilyen esetben azzal a feltételezéssel kell élnünk, hogy ezeknek a tagoknak a „tengelyvonalán” helyezzzük el a pontokat. A helyettesítés utáni és az eredeti rendszer egymással ekvivalens kell legyen, melyet matematikai formában a következő 3 feltétellel elégíthetünk ki.

$$\sum_{i=1}^n m_i = m$$

Azaz a helyettesítő pontok össztömege megegyezik az eredeti tag tömegével. További elengedhetetlen feltétel, hogy a súlypont változatlan maradjon.

$$\sum_{i=1}^n r_i \cdot m_i = 0$$

Az utolsó feltétellel pedig kielégítjük a tehetetlenségi nyomatéki ekvivalenciát, azaz, hogy megegyezzen a tömegpontok tehetetlenségi nyomatéka az eredeti tag tehetetlenségi nyomatékával.

$$\sum_{i=1}^n r_i^2 \cdot m_i = \theta_{s_z}$$

Fontos megjegyezni, hogy a tagok tehetetlenségi nyomatékát a súlypontra számolva és a rúd hossztengelyére merőleges forgatás esetére számolom.

$$\theta_{s_z} = \frac{m \cdot l^2}{12}$$

A fenti egyenletek $n=2$ (két darab tömegpont) esetén a következőképp alakulnak.

$$m_A + m_K = m$$

²¹ [3.] számú irodalom alapján foglaltam össze.

$$\underline{r}_A \cdot m_A + \underline{r}_K \cdot m_K = 0$$

$$\underline{r}_A^2 \cdot m_A + \underline{r}_K^2 \cdot m_K = \theta_{S_z}$$

A fenti összefüggésekből kapjuk:

$$m_A = m \cdot \frac{\underline{r}_K}{\underline{r}_A + \underline{r}_K}$$

és

$$\underline{r}_A \cdot \underline{r}_K = \frac{\theta_{S_z}}{m}$$

Azaz egy tetszőlegesen választott A ponthoz hozzátartozik egy K jelű lökésközpont.

Célszerűen A pontot érdemes a tag végére felvenni, az ehhez tartozó lökésközpont helye pedig adódik:

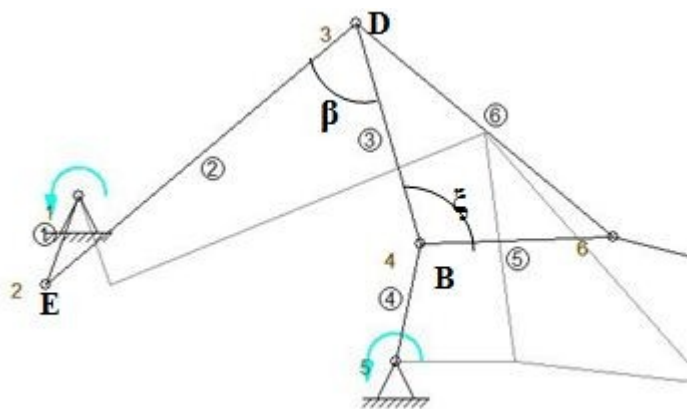
$$\frac{l}{2} \cdot \underline{r}_K = \frac{m \cdot l^2}{12m}$$

Ahol l-el és m-el egyszerűsítve megkapjuk:

$$\underline{r}_K = \frac{l}{6}$$

Ezen összefüggések birtokában meghatározhatóak a tagokhoz tartozó tömegpontok koordinátái és tömegei. Mivel célszerűen az egyik helyettesítő tömegpontot a tag végére helyeztem el, így csak a lökésközpontok helyére kell újabb mátrixokat felírni.

A tagok tömegeit a 3D-s szerkezeti modell alapján határozom meg. A valós szerkezetnek megfelelően, anyagminőségeket definiálva a Solidworks program szolgáltatja a tömeg értékeket. Így, a fent ismertetett összefüggések felhasználásával meghatározhatóvá válnak a helyettesítő tömegpontok paraméterei. A 3-5-6 jelű tagot nem 1 testként kezeltem, hanem szétbontottam az ábrán is látható, az azt felépítő rúd elemekre, és azok hosszainak arányában határoztam meg a tömegeiket. Az egymással fedésbe kerülő tömegpontokat összegeztem.



5.1. ábra: Szögek értelmezése III.

Ahhoz, hogy a vizsgálatot folytatni lehessen, nem elég csupán a fenti, kitüntetett pontok mozgásfüggvényeit ismerni.

Meg kell határozni a hozzájuk tartozó lökés középpontok koordinátáit mátrixos formában, az előzőekben már megismert homogén koordinátákkal felírva.

Az 5-ös tagon lévő lökés középpont meghatározásához, a B csúcsban lévő, 3-as és 5-ös tag által bezárt szöget definiálni kell (5.1. ábra). Ez a szög (ξ) konstans a testen belül. Az 5-ös tag irányába úgy a legegyszerűbb a forgatást elvégezni, hogy a már előbb meghatározott (3.3. ábra) δ szögből kivonjuk a ξ -t, azaz negatív irányba forgatunk.

Ennek felhasználásával:

$$\underline{\underline{R}}_5 = \begin{bmatrix} \cos(\delta - \xi) & -\sin(\delta - \xi) & 0 \\ \sin(\delta - \xi) & \cos(\delta - \xi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

A lökés középpontba mutató helyvektor pedig:

$$\underline{r}_{15L} = \underline{\underline{R}}_1 \cdot \underline{\underline{T}}_1 \cdot \underline{\underline{R}}_5 \cdot \begin{bmatrix} \frac{l_{15}}{2} - \frac{l_{15}}{6} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

A 2-es tagon lévő lökés középpontot leírásához a 5.1 ábrán lévő β szöget is meg kell határozni, mivel majd a „D” pontból fogom a forgatást elvégezni.

Mivel már ismert a „B” és „E” pontok közötti távolság, valamint az így kapott 2-3-BE háromszög minden oldala, amiből már ezelőtt a γ és η szögeket is számoltam, a szinusz tétel segítségével írható, hogy

$$\beta = \arcsin\left(\frac{\sin(\gamma) \cdot |\underline{r}_{EB}|}{l_2}\right)$$

$$\underline{\underline{R}}_6 = \begin{bmatrix} \cos(-\beta) & -\sin(-\beta) & 0 \\ \sin(-\beta) & \cos(-\beta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ezek felhasználásával tehát:

$$\underline{r}_{2L} = \underline{\underline{R}}_1 \cdot \underline{\underline{T}}_1 \cdot \underline{\underline{R}}_2 \cdot \underline{\underline{T}}_2 \cdot \underline{\underline{R}}_6 \cdot \begin{bmatrix} \frac{l_2}{2} - \frac{l_2}{6} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Természetesen ezeken kívül a többi – nem csuklópontban lévő – tömegpont meghatározására is szükség van, de ehhez elegendő a helyvektor x koordinátájának helyén – az eddigiekkel egyezően – a súlypont felétől a rúd hosszának hatod részével visszaszámolni.

A szokványos mechanizmus esetében ez lényegesen egyszerűsödik, ott ugyanis nincs szükség még több transzformációs mátrixra.

Azaz a csuklópontokon kívüli tömegpontok helyzete a hagyományos forgattyús mechanizmus esetében

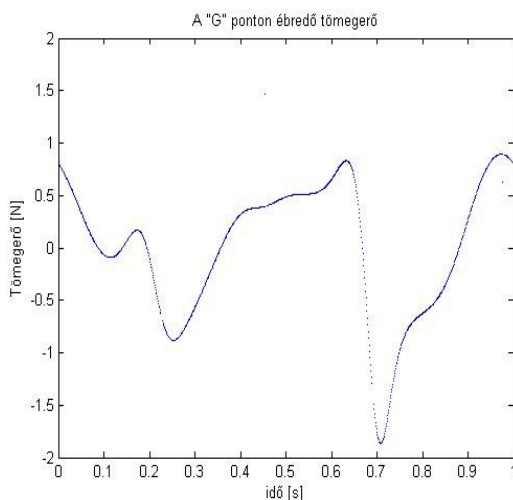
$$r_{M1} = R_1 \cdot \begin{bmatrix} \frac{l_1}{2} - \frac{l_1}{6} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

és

$$r_{M2} = R_1 \cdot T_1 \cdot R_2 \cdot \begin{bmatrix} \frac{l_2}{2} - \frac{l_2}{6} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

vektorokkal írható le.

Ezzel mindkét mechanizmus minden helyettesítő tömegpontjának mozgásleírása adott. A tömegelő meghatározhatók, általánosan felírva:



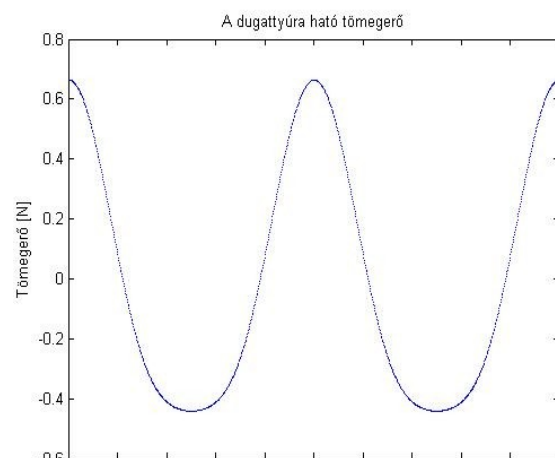
5.2. ábra: A dugattyúra ható tömegelő az Atkinson-motor esetében

görbéje a konstanssal való szorzás miatt, de ellentétes előjellel, ezt szemlélteti az 5.2. ábra az Atkinson-motor esetére és az 5.3. ábra a hagyományos mechanizmus esetére.

Két lényeges különbséget kell megemlíteni a görbékkel kapcsolatban. Az első, ami azonnal látszik és már korábban is említésre került, a görbék változásának meredeksége és szabályossága. A második lényeges információ, ami leolvasható, az a tömegelő nagysága.

$$F = -m \cdot a$$

Azaz a helyettesítő tömegpont gyorsulását meg kell szorozni annak tömegével. A tömegek értékeinek felsorolásától eltekintenek, viszont fontos megemlíteni, hogy a „G” pont, azaz a dugattyú helyén az egyik legnagyobb a helyettesítő tömegpont tömege (0,114 kg), így az kiemelt szerepet kap. Értelemszerűen a tömegelő időbeli lefutásának görbéje ugyanolyan alakot vesz fel, mint a vizsgált pont gyorsulás

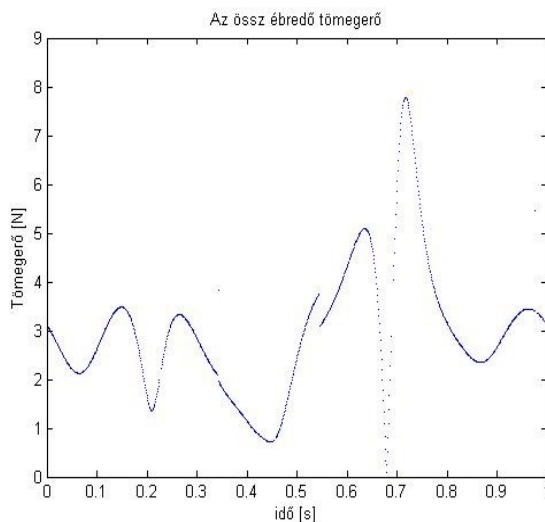


5.3. ábra: A dugattyúra ható tömegelő a hagyományos forgattyús mechanizmus esetében

Ugyan azon a fordulatszámon vizsgálva, a rövid löket esetében kétszer, a hosszú löket esetében pedig négyszer nagyobb értékek adódnak az Atkinson-motorban a hagyományoshoz képest. Ez mindenképp aggasztó, mivel a fordulatszám növelésével ez a számértékbeli különbség rohamosan megnő, de ennek részletes hatásával a következő fejezet foglalkozik.

A tömegezőkkel kapcsolatos vizsgálat akkor fog szolgáltatni kézzelfoghatóbb eredményeket, amikor a csuklópontokra redukálva, az egyes csapágyakon keletkező reakcióerőből súrlódási veszteséget számolunk. Ennek a dolgozatnak ez kiemelt célja, számszerűsítésre fog kerülni a két mechanizmus közötti különbség. Ehhez azonban további ismeretekre van szükség, mellyel csak későbbi fejezetekben foglalkozok.

Ezzel ellentétben most többet mond számunkra, ha szummázzuk a tömegezőket minden időpillanatban a ciklus során, ezt mutatja a 5.4. és 5.5. ábra, hasonló elrendezésben az előzőhöz.

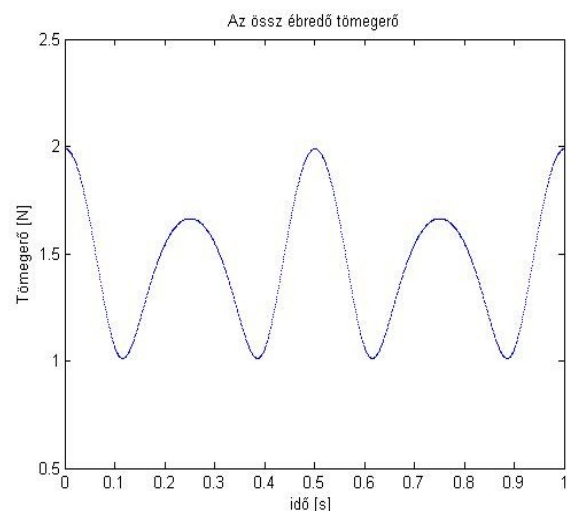


5.4. ábra: Az Atkinson-motorban ébredő tömegezők alakulása a teljes ciklus során

Mindenképp magyarázatra szorul a diagram. Elsőként le kell szögezmem, hogy a görbe természetesen nem szakad el, de mint láthatjuk a ritkuló résznél is, nincsenek összekötve az egyes pontok. Így a felbontásból adódó következő időpillanatban adódott egy nagyobb érték, ez ugrást jelent, nem pedig azt, hogy most már ennyi pont esik kívül az értelmezhető területen.

Az ábrák abszolút értékben mutatják a tömegező változását. Kritikus lehet a 0,7 s körüli tartomány az Atkinson-motor esetében (előzőekben említett ütem-idő

felosztásban ez a munkaütemet jelenti). Láthatóan nagyon gyorsan, szinte ugrás szerűen nő nulla értékről maximumra az erő értéke. Mindenképp meg kell jegyezmem, hogy ez még csak 120 1/perces fordulatszám. Magasabb fordulaton ez a változás még gyorsabb, és ez erősen dinamikus igénybevételnek teszi ki a motort. Érdemes a skálázást is szemrevételezni. Mindamellett, hogy az egyszerű forgattyús mechanizmusban szabályosan és kevésbé meredeken változik a tömegezők össz értéke a rendszeren belül, a csúcserőértékek közötti különbség itt is jelentős. Jobban összehasonlítva az is láthatóvá válik, hogy a hagyományos mechanizmus esetében 1 és 2 N között változik, addig

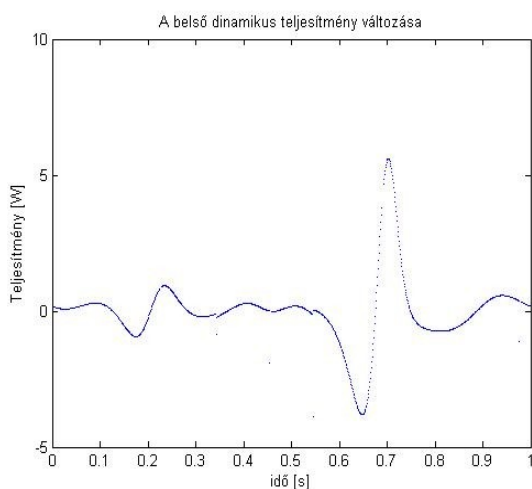


5.5. ábra: A hagyományos mechanizmusban ébredő tömegezők alakulása a teljes ciklus során

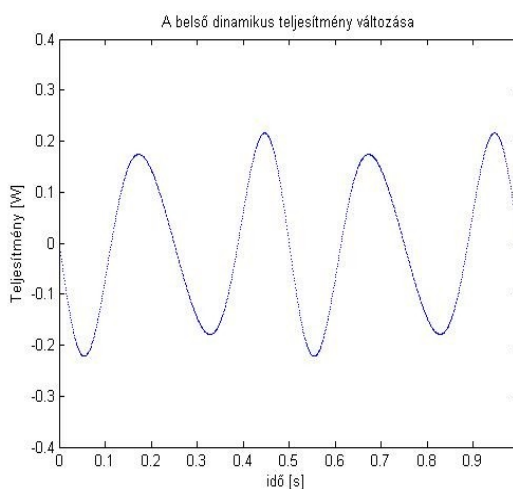
az Atkinson-ciklus esetén 2 N alá is csak ritkán megy.

Fontos továbbá ezen erők által végzett munka, illetve teljesítménye. Ezzel megkapjuk a belső dinamikus teljesítmény változását a teljes ciklus során. Ezt a 5.6. és 5.7. ábra mutatja. Erre azért van szükségünk, hogy a motor egy névleges teljesítmény értékéhez viszonyítva százalékosan megkapjuk, milyen arányú a változás a ciklus során. Amennyiben ez meghaladja a 8 – 10%-t, úgy elengedhetetlen, hogy a vizsgálat folytatódjon. Ez esetben fel kell térképezni a motor teljes dinamikai viselkedését.

A következő ábrákon látható diagramok erre a vizsgálatra még nem alkalmasak, mivel nagyon alacsony fordulatszámon lettek számolva. A vizsgált motor névleges teljesítménye 7 kW 3000 percenkénti fordulatszámon. A következő alfejezet témája lesz a fordulatszám függésében vizsgálni az eddigi görbéket.



5.6. ábra: A belső dinamikai teljesítmény változása az Atkinson-ciklus esetén



5.7. ábra: A belső dinamikai teljesítmény változása a hagyományos forgattyús mechanizmus esetén

A szokásos, eddig megállapított tényezők a két görbével kapcsolatban igazak most is, a dinamikai teljesítmények változására. Már nagyságrendi eltérés tapasztalható a két görbe csúcserőkei között.

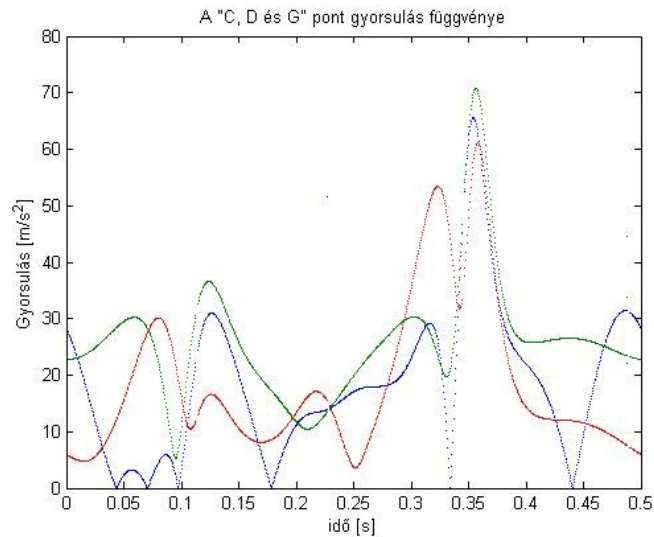
5.2 A FORDULATSZÁM JELENTŐSÉGE

Ebben az alfejezetben bemutatom a fent leírt mozgásjellemzők – gyorsulások és ezek eredőjeként származó mennyiségek – változását a fordulatszám változtatásával. Mint ahogy azt látni fogjuk, nem egyenes arányosság áll fent a fordulatszám és a gyorsulások között. Ennek figyelembevételével valós képet kapunk a motorban ébredő tömegek nagyságrendjéről és ezzel együtt a belső dinamikus teljesítmény változásáról is.

Az általam készített, egyszerű, hagyományos forgattyús mechanizmus ezen a fordulatszámon kapott adatait nem közlöm, mivel ennek az alfejezetnek a célja csupán a fordulatszám hatását bemutatni. Ennek a hatása ugyanúgy érvényesül bármilyen mechanizmusra.

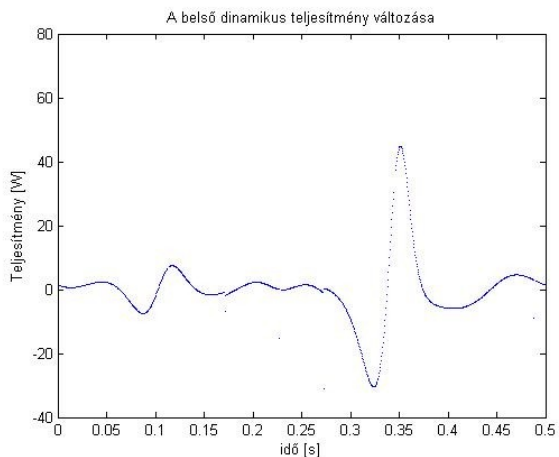
Ezzel ellentétben a belső égésű motorokra már jellemző, reális fordulatszám érték beállításakor már közölni fogom a jobb összehasonlíthatóság végett.

Először a fordulatszámot az eddigi kétszeresére, azaz 240 1/percre állítom. Mivel számunkra a gyorsulás változása érdekes, így csak ezeket a görbéket közlöm, illetve ami ebből származtatható. Az új fordulatszámhoz tartozó görbéket a 5.8. ábra mutatja.



5.8. ábra: A „C, D és G” pontok gyorsulás görbéi

Fontos észrevenni, hogy a gyorsulás értékek a négyszeresére nőttek kétszer akkora fordulatszám esetén. Természetesen a kritikus időintervallumként (előzőekben 0,7 s környezete) kezelt tartomány a fordulatszám emelésével arányos rövidül, „keményebb” lesz a motor járása, ez komoly lengés és rázkódás keltő hatású. Ebből kapott dinamikus teljesítmény változás görbét a 5.9. ábrán láthatjuk.



5.9. ábra: A belső dinamikai teljesítmény változása

A sebességekről nem ejtettem még szót. Természetesen azok növekedése egyenesen arányos a fordulatszámmal, mivel a sebességekkel kapcsolatos összefüggésekben az idő az első hatványon szerepel (erre jó példa a kerületi sebesség, ami a sugárnak és a szögsebességnek a szorzata → kétszeres szögsebesség esetén kétszeres a sebesség). A gyorsulás esetében az idő a második hatványon szerepel, azaz ahogy bizonyítva is lett, a változások is négyzetesek. Tehát az ebből eredő erők (az arányossági tényező a tömeg) is ezzel együtt változnak. A teljesítmény – mint ismeretes – az erő és a támadáspontjához tartozó sebességvektor skaláris szorzataként áll elő. Ebből kifolyólag a teljesítmény dimenziójú mennyiségek változása köbös, azaz ez esetben – a kétszeres fordulatszám növekedéshez – nyolcszoros teljesítmény változás tartozik.

Belátható, hogy a fordulatszámnak hatalmas jelentőséget kell tulajdonítani egy motor üzemének optimalizálása során, mivel a motoron belül lejátszódó folyamatok nagyon érzékenyen reagálnak a változásra.

A következő lépésben 3000/perces értékre állítom a fordulatszámot. Így várhatóan – mivel ez 25-ször nagyobb fordulát – 625-ször nagyobb gyorsulások és 15625-ször nagyobb belső dinamikai teljesítmény változás lesz tapasztalható, azaz nagyságrendekkel térnek el majd az értékek egymástól.

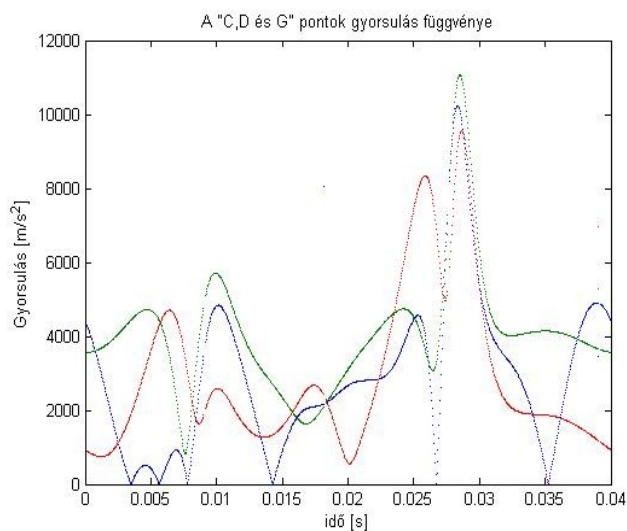
Az 5.10. és 5.11. ábrán láthatóan így is van. Az elért gyorsulás ebből kifolyólag hatalmas erőket ébreszt, nagyon rövid időtartam alatt. A tömegezők alakulását az 5.12. és 5.13. ábra mutatja, természetesen ennek mértéke is 625-szeres lett. A belső dinamikai teljesítmény alakulását pedig a 5.14. és 5.15. ábra szemlélteti. Láthatóan több nagyságrenddel lett nagyobb, mint az elején beállított, 120/perces fordulatszám. Az összehasonlítás most jut nagy jelentőséghez. Nem szorul magyarázatra a hagyományos mechanizmushoz képesti eltérés. Kis fordulatszámokon is közel nagyságrendi különbségek adódtak, ahhoz képest itt ezt hatványozva tapasztaljuk. Praktikussági okokból az 5.10. – 5.15. ábráig a következő oldalon találhatók meg.

5.3 EDDIGI EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA

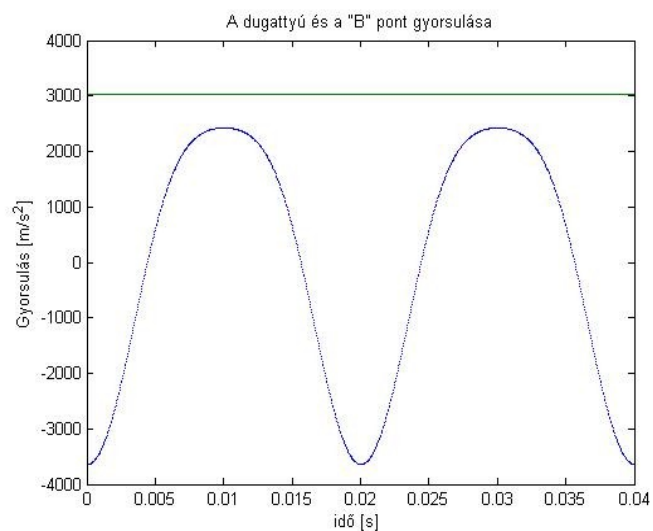
A könnyebb követhetőség végett röviden összefoglalnám az eddigi eredményeket. Megbizonyosodtunk róla, hogy jelentősen eltér egymástól a kétfajta mechanizmus, nem csupán a felépítésben, hanem az üzemi tulajdonságaikban is, annak ellenére, hogy mindkettő belsőégésű motor. Több olyan probléma vár megoldásra, mint például a lengő tömegek kiegyenlítése, a gyorsulások mérséklése, a szerkezet mechanikai szempontú optimalizálása. Az előző fejezetekben ismertetett matematikai modellel lehetőség nyílik a parametrikus felírásmód által arra, hogy első lépésben egyfajta közelítésként az eddig látott függvényekre nagyban hasonlító, de szabályosabb, hirtelen változásoktól mentes kimenet definiáljunk és a konstrukció geometriai paramétereit változóként kezelve javítsunk a motor üzemén. Természetesen ez már jóval meghaladná ennek a szakdolgozatnak a kereteit, így most csak említés szintjén foglalkoztam ezzel.

Továbbá birtokunkban van egy tetszőleges kimeneti fordulatszámértékhez a motor egy tetszőleges pontján minden időpillanatában létrejövő sebesség, gyorsulás, az ennek megfelelő tömegező, valamint ezen tömegezőknek a teljesítménye.

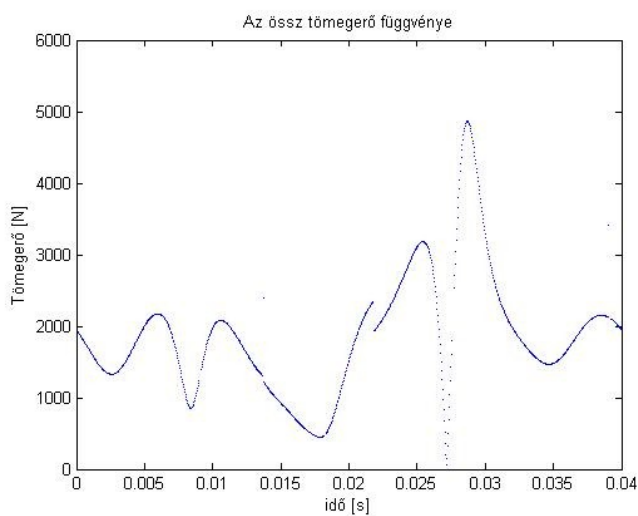
Céлом, miszerint számszerűsíteni szeretném a két mechanizmus közötti különbséget, konkrétan a súrlódási veszteségekre irányul, azon belül is a csapágyszorításvesztéseket vizsgálom. Ehhez szükség van a tagok végein – a csuklópontokban – az ébredő reakcióerőkre. A későbbi fejezetek az erre szolgáló módszert, annak rövid elméleti összefoglalóját, valamint a ráépülő mechanikai modellt ismertetik.



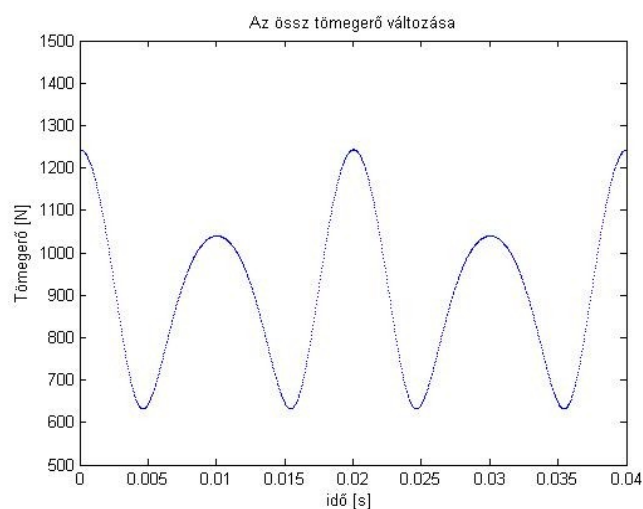
5.10. ábra: A gyorsulások az Atkinson-motor esetében



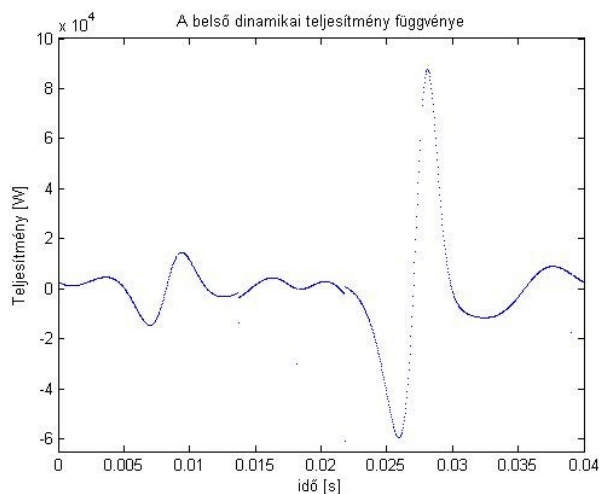
5.11. ábra: A gyorsulások a hagyományos mechanizmus esetében



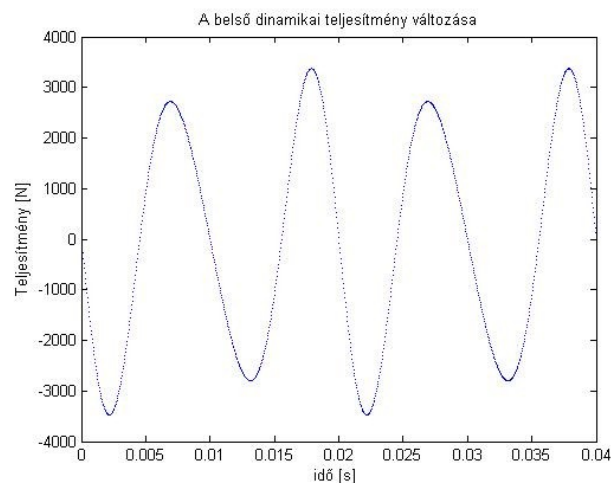
5.12. ábra: A tömegelő alakulása az Atkinson-motor esetében



5.13. ábra: A tömegelő alakulása a hagyományos motorok esetében



5.14. ábra: A belső dinamikai teljesítmény változása az Atkinson-motor esetében



5.15. ábra: A belső dinamikai teljesítmény lefutása hagyományos motorok esetén

6. CSAPÁGYVESZTESÉGEK MEGHATÁROZÁSA

6.1 ELMOZDULÁSMÓDSZEREN ALAPULÓ VÉGESELEM-MÓDSZER²²

A fejezet bevezetéseként fontosnak tartom elmondani, hogy a módszer ismertetését a teljesség igénye nélkül végzem, ez nem feladata a dolgozatomnak, valamint az irodalomjegyzékben megtalálható minden olyan forrás, ahol ennek a Tisztelt Olvasó bővebben utána tud nézni.

Ahogy az az előző fejezetben is említve volt, szükség van a csuklóknak – azaz a csapágyazási helyeken – a reakcióerők ismeretére. A legegyszerűbb a mechanizmusnak minden tagját külön-külön nézni, mivel mechanikai szempontból mind hasonlóknak tekinthető és ugyan az a mechanikai felírás mód alkalmazható az összes tagra, természetesen az azokra jellemző fizikai paraméterek felhasználásával.

Joggal vetődik fel a kérdés, hogy nem túl bonyolult-e ehhez a feladathoz ez a módszer. A mechanizmus egy tagját (rúd elemét) úgy kell tekinteni, mintha mindkét vége meg lenne fogva, azaz nincs elmozdulás megengedve, csak szögelfordulás. Ekkor a rendszer túlhatározottá válik, egyel több a kényszer a kelletténél. Azaz a hagyományosnak mondható, erőegyensúlyi és nyomatékegyensúlyi egyenletek felírása nem vezet eredményre. Továbbá mivel a módszer szintén mátrix alapú, a Matlab könnyebben és gyorsabban kezeli. A harmadik tényező, amiért ezt a módszert használtam, az az átláthatóság, mivel a mechanizmus minden tagjának mechanikai viselkedését gyakorlatilag ugyanaz a mátrix írja le. Fontos felhívnom rá a figyelmet, hogy amennyiben a szerkezeten lévő egyéb típusú terheket is vizsgáljuk (hőteher, dinamikai teher, stb...), úgy a továbbiakban közölt mátrixok egyéb elemekkel is kiegészülnek, melyek ismertetésével most nem foglalkozom.

A módszer lényege, hogy a testet elemekre kell bontani, és minden elemre fel kell tételezni egy kinematikailag lehetséges elmozdulásmezőt általunk felvett függvények segítségével. Ezután a megfelelő anyagegyenletek és geometriai egyenletek felhasználásával a peremfeltételeket is kielégítő lineáris egyenletrendszerhez jutunk. Az egyenletrendszer megoldása egy elmozdulásmező.

A levezetést mellőzve az alábbi egyenletet kapjuk:

$$\underline{K}\underline{U} - \underline{F} = \underline{0} \quad (6.1)$$

A (6.1)-es összefüggés képében megkaptuk a szerkezet végeselemes egyensúlyi egyenletét, ahol $\underline{K}$ a test merevségi mátrixa, $\underline{U}$ a test csomóponti elmozdulás vektora, $\underline{F}$ a test csomóponti terhelés vektora. Kiszámítható, ha a $\underline{K}$ nem szinguláris. Ez minden esetben egy lineáris egyenletrendszerre vezet, melynek mérete a felhasznált elemtípus szabadságfokától, az elemek számától és azok kapcsolatától függ.

Fontosnak tartom az elem merevségi mátrixát részletezni, hogy bővebb képet kapjunk annak jelentéséről és hasznáról.

²² A módszer a [26.] és [30.] számú irodalom felhasználásával került összefoglalásra.

Ehhez viszont el kell döntenünk milyen típusú végelemek (rúd elemeket) használunk fel a modellezés során. Fontos még tudni, hogy a terheléseket csak csomópontokon lehet definiálni. A mechanizmus tagjain ébredő tömegező nem egy csuklópontban ébred, hanem magán a tagon, előre definiált támadáspontban, a helyettesítő tömegpont helyén. Azaz a mechanizmus 1 tagját 2 darab elemre kell bontani, egy plusz csomópontot létre kell hozni. Pontosan ott lesz a két elem közötti kapcsolat, ahova a tömegpontot helyeztük. Ahhoz, hogy helyes eredményeket kapjunk a vizsgálat végére, figyelembe kell vennünk, hogy így az adott elemek a terhelő erő hatására hajlításnak is ki vannak téve, és ezt a hajlító nyomatékot át kell tudják adni egymásnak az adott elemek. Így ebből eredendően csak a BEAM típusú elemek jöhetnek szóba. Mivel a feladat egy síkbeli probléma, így a kiválasztott elem BEAM2D.

Ezen típusú elemek tulajdonságai közé tartozik, hogy a két végén lévő csomópont a 2 irányú elmozduláson kívül egy harmadik szabadságfokkal is rendelkezik, ez a szögelfordulás, azaz alkalmasak síkban hajlított rudak modellezésére.

A modellezés a merevségi mátrix előállításával kezdődik. A (6.1)-es egyenlet egy elem esetén:

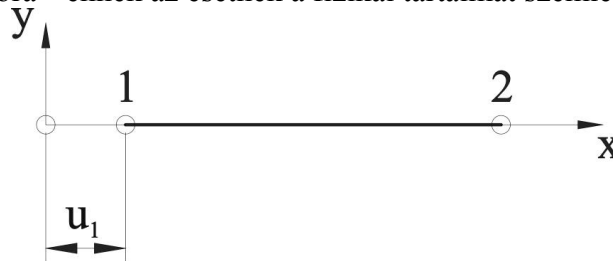
$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & k_{64} & k_{65} & k_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \varphi_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_1 \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ M_2 \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Ahol k_{ij} elemek a merevségi mátrix tagjai. Az elmozdulásmezőben és a terhelésmezőben az indexek a csomópont számára utalnak. Ennek megfelelően például u_1 az egyes számú csomópont x irányú elmozdulása, F_{1x} ebben a csomópontban ébredő (vagy ellenkező esetben terhelő) x irányú erő.

A merevségi mátrix fizikai jelentése a következő. Az oszlopok egyes elemeinek értéke az egységnyi elmozduláshoz, illetve a peremfeltételek biztosításához szükséges erők és nyomatékok. Azaz a teljes merevségi mátrix előállítható lesz az elmozdulásmező megfelelő elemének 1-es értékűre választásával, ilyenkor az összes többi elem zérussal lesz egyenlő. Az elmozdulás vektor nulla értékű elemeihez tartozó megfelelő sorokat és oszlopokat kihúzva jelentősen leegyszerűsödik az egyenlet és a következő adódik:

$$k_{11}=F_{1x}; k_{21}=F_{1y}; k_{31}=M_1; k_{41}=F_{2x}; k_{51}=F_{2y}; k_{61}=M_2$$

A következő, 6.1. ábra²³ ennek az esetnek a fizikai tartalmát szemlélteti.



6.1. ábra: Az első eset fizikai értelmezése

²³ A [26.] számú irodalom 80. oldalán található 5.3. ábrát használtam fel.

A 6.1. ábrán látható rúd terhelése nyomóerő, az egyes csomópontban csak x irányú erő fejt ki hatását pozitív irányban, melyre egységnyi, $u_1 (= \Delta l)$ elmozdulás jött létre. Felhasználva az egyszerű Hook törvényt adódik:

$$k_{11} = \frac{F_{1x}}{A} = E\varepsilon, \text{ ahol } \varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

Mivel a már említett elmozdulás értékét egységre ($\Delta l = 1$) választottuk, ezt behelyettesítve kapjuk:

$$k_{11} = \frac{E \cdot A}{L}$$

A kettes számú csomópontban egy ezzel ellentétes irányú, de azonos nagyságú reakcióerő lép fel (a peremfeltételek kielégítése végett), azaz

$$k_{11} = -k_{41}$$

$$F_{1x} = -F_{2x}$$

Az oszlop többi emele nulla.

Hasonló eljárással minden oszlopra levezethető, melyet most nem részletezek, csak kizárólag a végeredményt (6.2. ábra). Fontos megemlíteni, hogy a mátrix minden esetben négyzetes és szimmetrikus.

$$k_{ie} = \begin{bmatrix} \frac{A_i E_i}{L_i} & 0 & 0 & -\frac{A_i E_i}{L_i} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12I_i E_i}{L_i^3} & \frac{6I_i E_i}{L_i^2} & 0 & -\frac{12I_i E_i}{L_i^3} & \frac{6I_i E_i}{L_i^2} \\ 0 & \frac{6I_i E_i}{L_i^2} & \frac{4I_i E_i}{L_i} & 0 & -\frac{6I_i E_i}{L_i^2} & \frac{2I_i E_i}{L_i} \\ -\frac{A_i E_i}{L_i} & 0 & 0 & \frac{A_i E_i}{L_i} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12I_i E_i}{L_i^3} & -\frac{6I_i E_i}{L_i^2} & 0 & \frac{12I_i E_i}{L_i^3} & -\frac{6I_i E_i}{L_i^2} \\ 0 & \frac{6I_i E_i}{L_i^2} & \frac{2I_i E_i}{L_i} & 0 & -\frac{6I_i E_i}{L_i^2} & \frac{4I_i E_i}{L_i} \end{bmatrix}$$

6.2. ábra: A 6 szabadságfokú elem merevségi mátrixa

A fenti levezetés jól szemlélteti a merevségi mátrix fizikai jelentését, de más elemek, például négy oldalú elemek esetén ennek meghatározása ezzel a módszerrel lényegesen nehezebb lenne. Így fontos megjegyezni, hogy a merevségi mátrix általánosan a (6.3)-as összefüggéssel határozható meg.

$$\underline{\underline{K}} = \int_V [\underline{\underline{B}}_e(r)]^T \cdot \underline{\underline{C}} \cdot \underline{\underline{B}}_e(r) dV \quad (6.3)$$

Szót kell még ejtenem a koordináta transzformációkról. Az előzőekben közölt merevségi mátrix csak akkor használható ebben a formájában, ha a vizsgált elem helyzete megegyezik a globális koordináta-rendszer x-tengelyével.

Minden más esetben vagy a lokális koordináta-rendszer béli értékekkel számolunk, vagy transzformálni kell a globális rendszerbe. Mivel az eddigi vizsgálatok során minden eredményt a globális rendszerben kaptam, így célszerűnek találtam csak a merevségi mátrixot elforgatni a megfelelő szöggel. A szög értékek ismertek minden tag esetében, minden idő pillanatban.

$$T = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

6.3. ábra: A felhasznált transzformációs mátrix

Még egy elhagyhatatlan tényezőről nem szabad megfeledkezni. A tagokat helyettesítő, külön-külön 2 darab végeelemet egy rendszerré kell alakítani. Azaz minden tag egy külön álló rendszert képez, és minden rendszer 2 elemből fog állni. Ehhez azonban, hogy valóban egy rendszerként viselkedjen a két elem, a merevségi mátrixaik megfelelő tagjait össze kell adni. Az alább látható $\underline{\underline{K}}_1$ mátrix elemeit 3x3-as blokkokra bontom.

$$\underline{\underline{K}}_1 = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & k_{64} & k_{65} & k_{66} \end{bmatrix}$$

$$\underline{\underline{K}}_1 = \begin{bmatrix} \underline{\underline{K}}_{11}^1 & \underline{\underline{K}}_{12}^1 \\ \underline{\underline{K}}_{21}^1 & \underline{\underline{K}}_{22}^1 \end{bmatrix}$$

Eredményül egy 2x2-es mátrixot kapunk, melynek minden eleme a neki megfelelő 3x3-as blokkot jelenti. Az indexelés a következőt fejezi ki. Az „11” jelű az első csomópontban ható erők első csomópontban lévő hatását fejezi ki. A „12” jelű az első csomópontban ható erők második csomópontra kifejtett hatását jelenti. Ebből következik, hogy a „21” ennek a visszahatása. A felső index az elem számát jelenti. Esetünkben most csak az egyes elemről volt szó. Ennek megfelelően előállítható a 2 elem összekapcsolásából a 2 elemből álló rendszer merevségi mátrix ($\underline{\underline{K}}$). A megfelelő csomópontok leírására szolgáló elemeket össze kell adni egymással.

$$\underline{\underline{K}} = \begin{bmatrix} K_{11}^1 & K_{12}^1 & 0 \\ K_{21}^1 & K_{22}^1 + K_{11}^2 & K_{12}^2 \\ 0 & K_{21}^2 & K_{22}^2 \end{bmatrix}$$

Ez még természetesen a lokális koordináta-rendszerben felírt egyenletre igaz. Minden levezetést mellőzve, a transzformálás során a már ismertett transzformációs mátrixszal balról, és jobbról a transzponáltjával is szorozni kell.

Azaz a globális rendszerben így néz ki:

$$\underline{\underline{K}}_e^* = \underline{\underline{T}} \cdot \underline{\underline{K}} \cdot \underline{\underline{T}}^T$$

Ezt mérete miatt nem közlöm. Most már rendelkezünk a rendszer transzformált merevségi mátrixával ($\underline{\underline{K}}_e^*$).

Az elmozdulásmező minden tag esetén a következőképp nézett ki.

$$\underline{\underline{U}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \varphi_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \varphi_2 \\ 0 \\ 0 \\ \varphi_3 \end{bmatrix}$$

Azaz a két szélső csomópont x és y irányban fixek, azaz csapágyazottak. Csak a szögelfordulás van megengedve. A középső, 2 elem kapcsolódásában lévő kettes számú csomópont elmozdulására nincs semmilyen kitétel.

A merevségi egyenlet felírásához még meg kell határozni a terhelések vektorát. Ebből ismeretlen az első és a harmadik csomópontban ébredő erő (az elmozdulás vektor ismert elemeinek megfelelő sorokban). A kettes számú csomópontban pedig a már meghatározott tömegereket kell helyettesíteni.

$$\underline{\underline{F}} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ 0 \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ 0 \\ F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix}$$

Mivel az is vektorosan, a globális rendszerbeli értékekkel adott, így azzal semmi teendő nincs, csak a megfelelő elemekre hivatkozni a programciklusban. Mivel a merevségi mátrixot már transzformáltam a globális rendszerbe, a terhelés vektor is a globális rendszer szerint került felírásra, így az elmozdulásokat, illetve a reakció erőket is az ennek megfelelő, globális rendszerben kapjuk eredményül. Ezáltal a reakció erők közvetlenül összegezhetővé válnak a már csuklópontok helyére helyezett további tömegpontokon ébredő tömegekkel.

A merevségi egyenlet így 9 ismeretlent tartalmaz. Ennek megoldása több módon is lehetséges. Az első módszer amit felhasználtam, az az úgynevezett kondenzált merevségi mátrix előállítás. Ez annyit jelent, hogy az elmozdulásmező nulla elemeinek megfelelő sorokat és oszlopokat a merevségi mátrixban kitöröljük, így annak mérete csökken. Továbbá természetesen a terheléseket tartalmazó vektorban is elhagyjuk azon sorokat, melyeket az egyenlet másik oldalán lévő mátrixokban is. Ez a számolási időt csökkenti, ha egy erre szolgáló modellező programot veszünk igénybe. Esetemben azonban ez irreleváns, mivel a megírt programban mindenképp nekem kellett szolgálnom a Matlab számára a szükséges mátrixszal. Mivel az összes ismeretlent egyetlen vektor tartalmazza, így könnyen meghatározható a teljes elmozdulásmező. A kapott értékeket visszahelyettesítve, és a teljes merevségi mátrixszal megszorozva egyrészt visszakapjuk a már ismert terheléseket, másrészt pedig a maradék ismeretlenek is kiadódnak.

A második módszer szerint az összes ismeretlent egy vektorba kell rendezni. Ehhez el kellett végezni a mátrix szorzást, és a kapott 9 darab egyenletben szereplő együtthatókat egy újabb mátrixba beírni. Mint az előző módszer során, úgy itt is, az ismeretlenek egy oldalra kerültek, ahonnan már csak egy művelet az egyenletrendszer megoldása. Természetesen ebben az együtthatók mátrixában is csak azok az elemek szerepelnek, amit a kondenzált merevségi mátrixban is megtalálunk. A program írása során mindkét módszert elvégeztem ellenőrzés végett.

A végeselem modellező programok a nagyméretű egyenletrendszerek megoldására a Gauss-eliminációt használják, mivel előnye az egzakt algoritmus. Az első egyenletből az első ismeretlent kifejezve behelyettesítik a másodikba, majd a többi ismeretlennel is hasonlóképp jár el. Ezután visszafelé haladva minden ismeretlen meghatározható. A K merevségi mátrix sávós szerkezetű, ami annyit jelent, hogy a nem nulla elemek a főátló mentén helyezkednek el. Természetesen a sávon kívüli nulla elemeket nem tárolja a program, felesleges lenne. Továbbá mivel szimmetrikus is, ezért csak a főátló egyik oldalán, a sávba eső elemeket kell tárolni. Így, egy a sáv szélességének megfelelő mátrixot kapunk, soronkénti tárolással. Azaz a merevségi mátrix sorainak száma megegyezik a sávmátrix sorainak számával, de a sávmátrix oszlopainak száma csak a merevségi mátrixban lévő sáv szélességének a felével egyenlő. A Gauss-elimináció elvégezhető a sávmátrixszal is, mert az elemei egyértelműen megfeleltethetők a kiindulási merevségi mátrixnak.

Léteznek még egyéb módszerek is, mint például a kontúrvonal módszer, vagy a frontális egyenletrendszer megoldó, de ennek részletezését²⁴ nem közlöm.

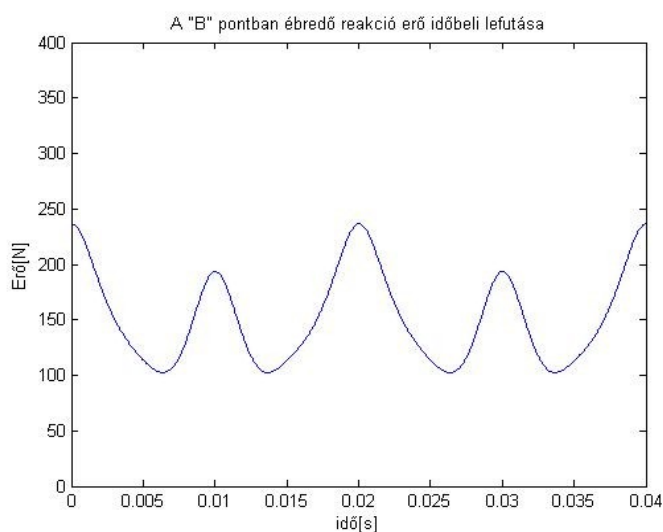
²⁴ A [30.] számú irodalom ismerteti ezeket az eljárásokat.

Ezzel eljutottam odáig, hogy ismert lett minden időpillanatban minden csapágyon ébredő reakció erő. Az ehhez szükséges mátrixokat, amelyeket fentebb is említettem, méretük miatt nincs módomban közölni. Következő lépésként az egyes csapágyakra jellemző súrlódási tényezők értékével megszoroztam a kapott, csuklópontokban ébredő erőket, mellyel így minden súrlódó erő ismert lett. Tekintettel arra, hogy rendelkezésemre áll a 3D-s szerkezeti modell is, ismert minden csapágy gördülő átmérője. Így, a csapágyon ébredő súrlódó erőt a gördülés sugarával megszorozva megkapjuk a súrlódó nyomatékot. A nyomatékot a hozzá tartozó szögsebesség értékével megszorozva meghatározható a súrlódási teljesítmény veszteség. Az 3. fejezetben már ismertettem a tagok egymáshoz képesti szöghelyzeteit. Ezen szögeknek időbeli megváltozása adja az adott csapágyra, adott időpillanatban jellemző szögsebesség értéket. Ezek részletezését az áttekinthetőség érdekében elhagyom, csak a kapott eredményeket, és azok kiértékelését közlöm.

6.2 A VIZSGÁLAT EREDMÉNYEI

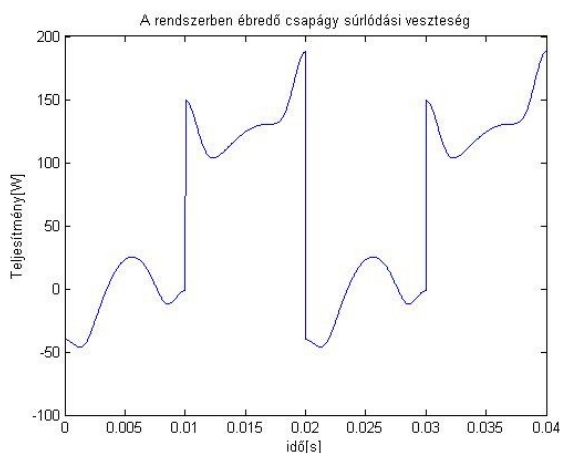
Mivel mindkét mechanizmusra, a hagyományos forgattyús és az Atkinson-mechanizmusra egyaránt elvégeztem a vizsgálatot, könnyen összehasonlíthatóvá válnak a kapott eredmények és jól szemlélteti majd a különbségeket is. Tekintettel arra, hogy a fordulatszám hatása már ismert, így a vizsgálatot kizárólag 3000/perces fordulatszámon hajtottam végre. A csapágyakra jellemző súrlódási tényező értékeit az SKF katalógusa alapján egységesen 0,0015-re választottam.

Először a hagyományos mechanizmus analízise során kapott eredményekkel kezdem. A 6.4. ábra a hajtókar és a hajtórúd csatlakozásában lévő csapágyon keletkező abszolút értékű reakció erő időbeli lefutását szemlélteti.



6.4. ábra: A hajtókar és a hajtórúd kapcsolatában ébredő erő

értéke 0,001 és 0,002 között szokványos, a súrlódó erőből származó veszteség értéke is elenyésző. Továbbá fontos szempont a csapágy mérete is. Mivel a szerkezetben található legnagyobb gördülőköri átmérjű csapágy mérete sem haladja meg az 50 mm-t, így a már csak tized N nagyságrendű súrlódó erő csaknem elhanyagolható mértékű súrlódó nyomatékot hoz létre, nagyságrendileg század, ezred Nm körüli értékekkel rendelkezik. Tekintve, hogy a gyorsulások mérsékeltek, a tagok egymáshoz képesti szöghelyzetének változása sem produkál kiugróan magas eredményt. Így a 6.5. ábrán látható a rendszeren belüli összes csapágyon keletkező súrlódó teljesítmény alakulása az idő függvényében. Láthatóan az ütemek közötti váltás pillanatában ugrásszerűen megnő az értéke. A teljesítménygörbe alatti terület adja azt az energiát, ami a csapágyakon disszipálódik. Ebben az esetben nem haladja meg a 7 J-t.



6.5. ábra: Az össz csapágy súrlódási teljesítmény változása

Ennek okai:

- az alkalmazott gördülőcsapágyak súrlódási tényezője alacsony
- a hagyományos forgattyús mechanizmusban ébredő terhelő erők és gyorsulások mérsékeltek
- a csapágyak kis méretűek, így kicsi a súrlódó nyomaték is

Tömegkiegyenlített szerkezetben a csapágyak élettartam is hosszabb, megfelelő kenéssel és karbantartással ez a veszteség alacsonyan tartható.

Érdekességgépp megemlíteném, hogy a dugattyú és a hajtókar csatlakozásában a legkisebb a csapágyveszteség. Egyrészt a terhelése is alacsony, sok esetben siklócsapágyat alkalmaznak, melynek megfelelő kenéssel a súrlódási tényezője kedvezőbb, mint a gördülő csapágy esetében. Másrészt pedig a mérete is lényegesen kisebb, mint a szerkezetben található más csapágyaké. A hosszú hajtórúd által pedig kicsi a szögelfordulás értéke is, így adódik a kis teljesítmény veszteség.

A következőkben az Atkinson-motorra jellemző diagramokat és értékeket mutatom be. Mivel az előző fejezetekben már láttuk, hogy az eltérés jelentős, így mindenképp nagyságrendileg nagyobb eredmény várható.

Aminek okai:

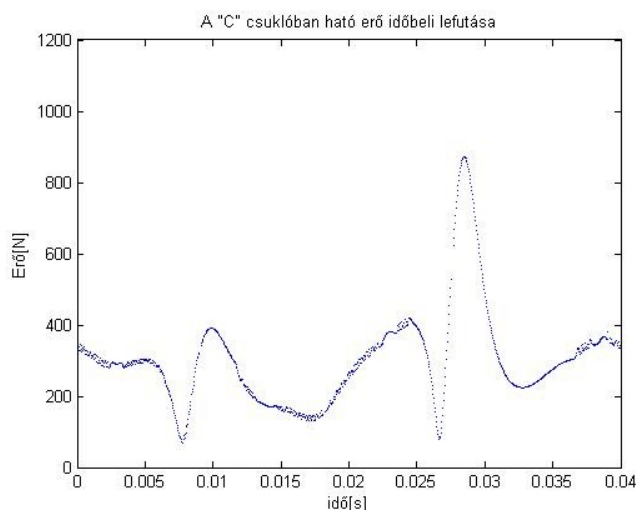
- lényegesen több csapágy található a konstrukcióban a több kapcsolat által
- nagyságrendekkel nagyobbak a terhelések, így a veszteségek is megnövekednek

Bár a csapágyak méretben és típusban nem térnek el az előzőektől a számomra rendelkezésre álló konstrukcióban, de meg kell jegyezni, hogy a várható élettartamuk a nagy fokú dinamikai igénybevétel miatt jelentősen lecsökken. Ezen csak nagyobb teherbírású csapágyakkal lehet javítani, melyből következik, hogy megnő a tömeg, az ebből eredő tömegeerő, így a terhelések is. Nagyobb csapágy nagyobb súrlódó nyomatékot eredményez.

Természetesen ez nem csak a szerkezetben található csapágyakra igaz. Hasonló módszerek felhasználásával az egyes szerkezeti elemek terhelési viszonyai is részletesen elemezhetővé válnak, melyből az ébredő feszültségek meghatározhatóak. Erre lehet optimalizálni minden alkatrészt. Viszont ilyen mértékű terhelések visszahatnak magára a szerkezet elemeire, nagyobb tömegeerők nagyobb méretű alkatrészeket igényelnek, hogy elfogadható élettartam elérhető legyen. Így, a csapágyakra is jellemző jelenség ilyen téren is érvényesül.

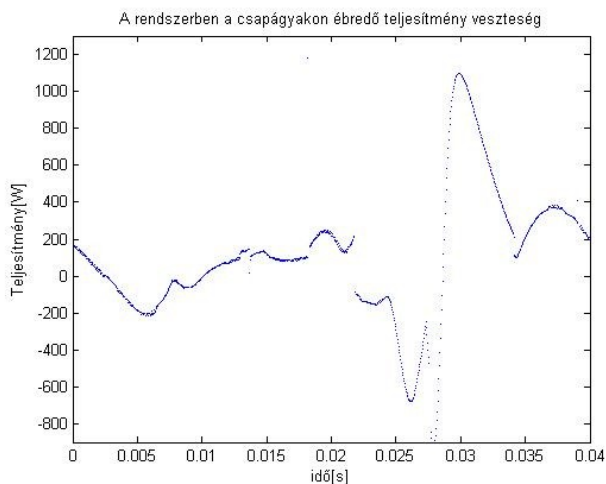
Ezen mechanizmus esetében nem 3, hanem 7 darab csapágyazási hely szükséges. Ennek megfelelően – kiegyenlített esetben is – a csapágyon disszipálódó veszteségek több, mint kétszeres mértékűek. Viszont – mint láttuk – a terhelések többszöröse hatnak a hagyományos motorokéhoz képest és ezáltal nagyságrendi különbség alakul ki a két mechanizmus között.

A fellépő dinamikai hatások szemléltetése képpen szintén a hajtórúd, ugyan azon csuklójára ható erő időbeli lefutását közlöm, melyet a 6.6. ábra szemléltet.



6.6. ábra: A „C” pontban ébredő erő időbeli lefutása

gyorsulások szabálytalan és meredek változása okozza a zavart a motor üzemében. Ennek megfelelően az előbbi 7 J körüli energia veszteség helyett lényegesen nagyobb, több, mint 760 J-ra adódik a csapágyakon disszipálódó energia mértéke. Ez rendkívül nagy. Fontos megemlítenem a dolgozat elején (2.5. fejezet, „a” pontja), az indikátor diagram alatti teljes terület mértékét, mely akkor 11000 J környéki értékre adódott, 80%-os termikus hatásfokkal. Továbbá a mechanikai veszteségeket részletező fejezetben már leszögeztük, hogy a hagyományos motorokban a súrlódás 5 – 10% közötti érték. Természetesen ez minden mechanikai kapcsolatot figyelembe vesz, ellenben a dolgozatban kizárólag a csapágyakon elvesző energia mértéke került meghatározásra. Fontos látnunk, hogy már önmagában ennek a számszerű meghatározása által kapott eredmény megközelíti a 10%-os veszteség értékét. A 6.7. ábrán a rendszerben fellépő teljesítményvesztést mutatom be az idő függvényében.



6.7. ábra: A rendszerben fellépő össz csapágyvesztés

Az eddigi fejezetekből láthatóan kiegyensúlyozatlan, optimálatlan a mechanizmus és már talán a Tisztelt Olvasó is sejti, hogy ebben a formájában nem használható fel. Zárásképp összefoglalom és értékelem az eddigi eredményeim.

Elsőként azonnal látszik, hogy az eddig megszokott jelleg szerint ugrál a görbe meredeksége, valamint a kritikus tartomány szintén változatlan. Összehasonlítva az előzőekben a hagyományos mechanizmus esetén kapott eredménnyel, megközelítőleg négyszeres erőhatás lép fel. Ahogy várható volt, a dinamikus hatás is jelentős. Ezen hatások konkrét számszerűsítése teljesen nem is lehetséges. Viszont erre nincs is szükség, mivel láthatóan a

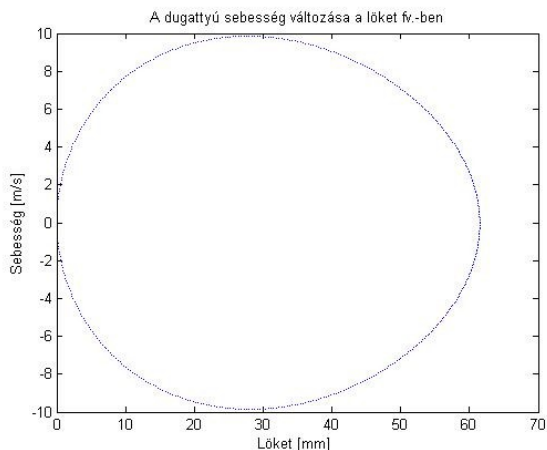
Ahogy az az előzőekben is igaz volt, a már megszokottnak tekinthető ugrások, „szakadások” szintén jelen vannak. A munka ütem alatt láthatóan van olyan időpillanat, mikor csak a csapágyakon 1 kW teljesítmény veszteség lép fel. Azaz gyakorlatilag ötszörös a különbség ilyen téren a két típusú motor között.

7. KÖVETKEZTETÉSEK, ÖSSZEFOGLALÁS

A birtokunkban lévő adatok alapján levonhatóak bizonyos következtetések a két motortípus összehasonlításából eredendően. Többek között szót ejtettem a gyorsulások

hatásáról, az ehhez kapcsolódó tömegerőkről és az ebből származó teljesítményekről. Az előző fejezetekben a valóságra is jellemző fordulatszám értéket adtam meg, így számszerűsíthetővé vált a két mechanizmus közötti eltérés a fő dinamikai mennyiségek terén.

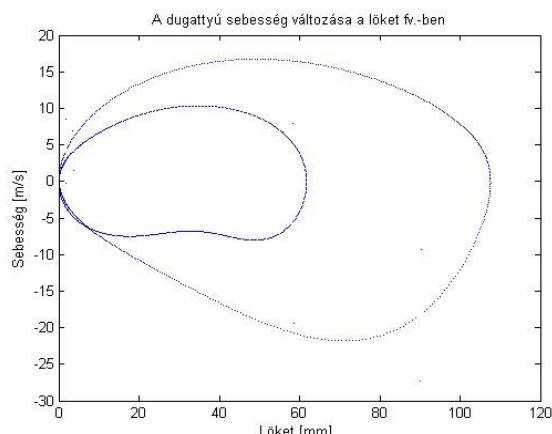
Az eltérő mechanizmusból származó különbségek által teljesen át kell értékelni a motor gyakorlati hasznát és felhasználhatóságát.



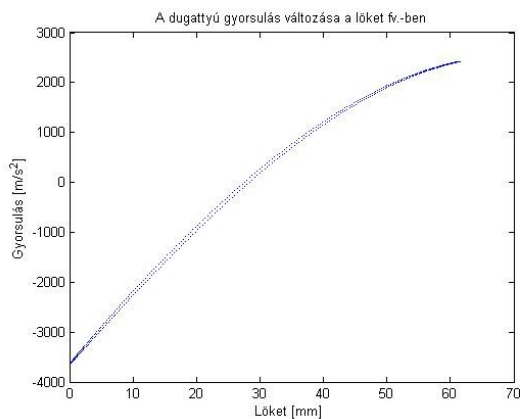
7.1. ábra: A dugattyú sebesség változása a löket függvényében

sebesség – löket függvényt mutatja. A lenti, 7.2. ábra az Atkinson-motorra érvényes függvényt szemlélteti. Jól elkülöníthető a két löket egymástól, valamint a szokványoshoz képest jelentősen torzul a görbe.

Több tényező is alátámasztja, hogy ezen fajta vizsgálatokra szükség van. Ilyen tényezőt szemléltetnek a már említett gyorsulás görbék (7.3. és 7.4. ábra), melyek csúcserőit vizsgálva – a dugattyút tekintve – közel négyszeres eltérés látható, azaz 400%-os a differencia. Hasonlóképp a teljesítmény görbéket (5.14. és 5.15. ábra) megvizsgálva, az Atkinson-motor esetében a csúcstér a 90 kW-t, a



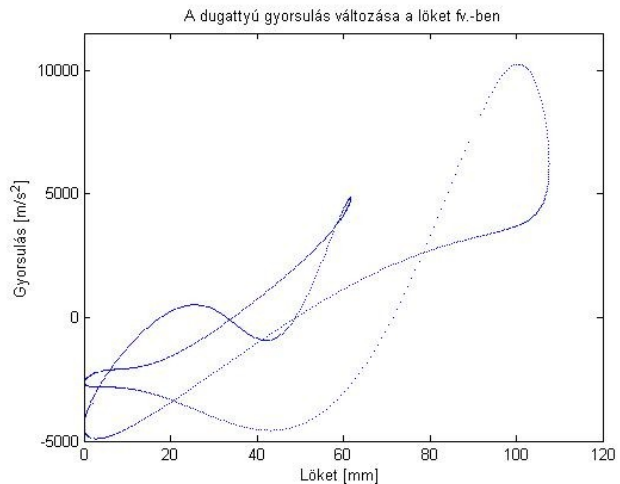
7.2. ábra: A dugattyú sebesség változása a löket függvényében az Atkinson-motor esetében



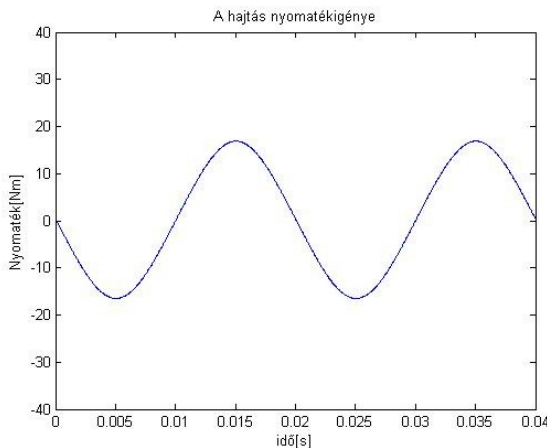
7.3. ábra: A dugattyú gyorsulása a löket függvényében a hagyományos motorok esetében

hagyományos mechanizmus esetében 3 kW fölé is alig megy. Természetesen ez a 90 kW nem azt jelenti, hogy ez a főtengelyről levehető teljesítményként szolgálna, csupán a több mozgó alkatrész miatt több a tömeg. Az Atkinson-motort tekintve a mechanizmus 8 tagból áll, ebből 7 rúd elem (+1 dugattyú), ezeken összesen több, mint kétszer annyi tömeg lép fel, mint a hagyományos mechanizmus esetében, ami összesen 3 tagból áll. Így a tömeg erők által végzett munka (dinamikai teljesítmény görbe alatti terület) is lényegesen jelentősebb,

amit tovább ront a gyorsulások kiugróan magas értéke. Valamint ezzel párhuzamosan fontos szót ejteni a hajtás nyomaték, illetve teljesítmény igényéről is. A fent leírt okokból eredendően az Atkinson-féle mechanizmus ilyen téren is jelentősen eltér a hagyományostól – hátrányára. Ez a jellegű nyomatékigény úgy értendő, hogy a főtengelyen mely időpillanatban mekkora nagyságú nyomaték tart egyensúlyt a rendszerben fellépő tömegeerőkkel. Azaz a d’Alambert elv felhasználásával minden időpillanatban kiszámoltam a főtengelyre vett tömegeerők nyomatékát, és egy azzal megegyező nagyságú, de ellentétes irányú nyomaték értéket



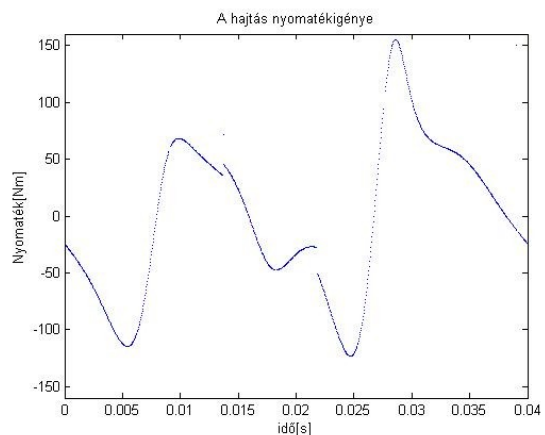
7.4. ábra: A dugattyú gyorsulása a löket függvényében az Atkinso-motorok esetében



7.5. ábra: A hagyományos mechanizmus nyomatékigénye

mértéke ugyanekkor marad, mivel az mindkét mechanizmus esetében ugyanaz.

A dolgozatban elkészült az Atkinson-mechanizmus teljes, mátrix alapú mozgástani analízise, így akár optimalizálásra is lehetőség nyílik. Ehhez a modell, a vizsgálat elején meghatározott paramétereit kell használni. Ilyen paraméterek a rudak hosszai, a dugattyú főtengelyhez képesti excentricitása, illetve a két tengely távolsága. Ezek változtatásával olyan kimeneti jellemzők érhetők el, melyek sokkal optimálisabb, üzembiztosabb tulajdonságokat biztosítanak a számunkra.



7.6. ábra: Az Atkinson-motor nyomatékigénye

Továbbá nem csak optimalizációhoz, hanem sok más egyéb mechanikai vizsgálat alapjául is szolgálhat ez a matematikai-mechanikai modell.

Említettem a dolgozat elején, hogy ez az analízis egy megépült motort vizsgál, melyre nem lett elvégezve a szükséges mechanikai optimálás. Az eddigi eredmények alátámasztják a motor üzemében tapasztalt problémákat, miszerint rendkívül kiegyenlítetlen és rezgéskeltő.

Továbbá le kell szögezni, hogy amint láthattuk, a mechanikai veszteségek teljesen más nagyságrendben mozognak ebben az esetben. Azaz a végkonklúzió, hogy amit nyerünk a termikus hatásfok növelésével, azt minden bizonnyal el fogjuk veszíteni a mechanikai veszteségek által. Megfelelő optimálással, tömegkiegyenlítéssel használható munkagéppé fejleszthető ez a motortípus. Jó példaként szolgál ez az eset arra, hogy bár ez eléggé elméleti téren szóló vizsgálat, ennek azért megvannak a gyakorlati alapjai és legalább olyan lényeges ismerni a konstrukció analízis ezen tudományát, mint a gyakorlatiasabb, szerelési, gépépítési tudományát.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Kovács Róbert: Atkinson-ciklusú motorok vizsgálata, Budapest, 2011.
- [2] Kovács Róbert: Atkinson-ciklusú motor dinamikai vizsgálata, Budapest, 2012.
- [3] Dr. Pomázi Lajos: Mechanizmusok elmélete BMF jegyzet, Budapest 1995/96.
- [4] Dr. Dezsényi György-dr. Emőd István-dr. Finchiu Liviu: Belsőégésű motorok tervezése és vizsgálata Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1989.
- [5] Fritz-Dietzel: Műszaki hőtan Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1979.
- [6] <http://highwire.stanford.edu/>
- J. Benajes, J.R. Serrano, S. Molina, R. Novella: Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in a HD diesel engine, 2008. Október 8.
- Yingru Zhao, Jincan Chen: Performance analysis and parametric optimum criteria of an irreversible Atkinson heat-engine, Yingru Zhao, Jincan Chen, 2005. December 27.
- Rahim Ebrahimi: Effects of mean piston speed, equivalence ratio and cylinder wall temperature on performance of an Atkinson engine, 2010. December 3.
- Lingen Chen, Junxing Lin, Fengrui Sun, Chih Wu: Efficiency of an Atkinson engine at maximum power density, 1996. Április 15.
- Jiann-Chang Lin, Shuhn-Shyurng Hou: Influence of heat loss on the performance of an air-standard Atkinson cycle, 2007. Május 11.
- Shuhn-Shyurng Hou: Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations, 2006. December 22.
- [7.] <http://www.agt.bme.hu/szakm/szg/homogen.htm>
- [8.] <http://prius.ecrostech.com/original/Understanding/InternalCombustion.htm>
- [9.] <http://dspace.mit.edu/bitstream/handle/1721.1/27129/56844809.pdf>
- [10.] Dr. Zsáry Árpád: Gépelemek II. kötet, Tankönyv kiadó, Budapest, 1991.
- [11.] Pomázi Diána: Magyarország és az Arab országok közötti gazdasági kapcsolatok diplomamunka, Budapest, 2006.
- [12.] http://www.autoblog.hu/zold_auto/uj_generacios_hibrid_hajtaslanc_a_lexus_rx_4_50hban.html
- [13.] Архангельский Автомобильные двигатели 1977
- [14.] <http://www.animatedengines.com/bibliography.shtml>
- [15.] <http://www.toyota.hu/innovation/technology/engines/hsd.aspx>
- [16.] http://www.omikk.bme.hu/collections/phd/Kozlekedesmernoki_Kar/2005/Gal_Peter/ertekezes.pdf
- [17.] <http://eki.sze.hu/ejegyzet/ejegyzet/zvikli/kt0202.htm>
- [18.] <ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/kalor/belsoegesu-motorok.pdf>
- [19.] ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/Belsoegesu%20motorok%20menedzsmentje/motor_manegemtn-kiad.pdf
- [20.] <http://zeus.nyf.hu/~jmg/letolt/belsoegesu/belsoegesu.pdf>
- [21.] http://www.lexus.hu/Images/Full_hibrid_RX450h_tcm614-898086.pdf
- [22.] ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/Belsoegesu%20motorok%20II/nemhagyomanyos_meghajtasok_96.pdf
- [23.] ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/Gacs_Energia-tortenelem-tarsadalom/
- [24.] <http://autotechnika.hu/archiv/gyujtas.pdf>

- [25.] <http://www.piliscar.hu/?q=node/210>
- [26.] Moharos István, Oldal István, Szekrényes András: Végeelem-módszer, Typotex kiadó, 2011
- [27.] Csébfalvi Anikó: Végeelem Modellezés, Pécsi Tudományegyetem Pollack Mihály Műszaki Kar, 2007.
- [28.] Bojtár Imre, Gáspár Zsolt: A végeelem-módszer matematikai alapjai, előadásvázlat, letöltési helye: <http://www.epito.bme.hu/me/htdocs/oktatas/oktatas.php> BME, Tartószerkezetek Mechanikája Tanszék, Budapest, 2009
- [29.] Páczelt István-Herpai Béla: A végeelem-módszer alkalmazása rúdszerkezetekre, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1987
- [30.] Kovács Ádám – Uj József: A végeelem módszer alapjai, Műegyetemi Kiadó, 2007.

Valamint a Toyota Motor Hungary Kft.