

37. Országos Tudományos Diákköri Konferencia
Had- és Rendészettudományi Szekció
Budapest, 2025. április 22–24.
Nemzeti Közszolgálati Egyetem
Hadtudományi és Honvédtisztképző Kar

Turboshaft hajtóművek termikus körfolyamatának elemzése és paraméter érzékenység vizsgálat

Jelige: *Forgószárnyasok lelke*

Pályamunka lezárásának időpontja: 2024.05.

2025.

Köszönetnyilvánítás

Köszönöm Dr. Varga Bélának a folyamatos konzultációt, eszmecserét és a rendkívül sok tananyagot, amely lehetővé tette számomra, hogy bővítsem a látókörömet és a tudásomat a repülőgép propulziós rendszerek témában. Köszönettel tartozom a téma kidolgozásának javaslatáért is.

Köszönöm a Magyar Honvédség Kiss József 86. Helikopterdandárnak, azon belül is Klement Zsolt alezredes Úrnak a bázison szolgálatot teljesítő helikopterek gázturbinájának bizonyos adatait illetően, amelyek lehetővé tették a H225M helikopter hajtóművének analízisét.

Köszönettel tartozom a belső konzulensemnek, Dr. Hanula Barnának a konzultációk során adott hasznos észrevételekért.

Végül szeretnék köszönetet mondani a családomnak, hogy mindvégig támogattak és megteremtették az egyetemi tanulmányaimhoz szükséges feltételeket.

Kivonat

A hallgató neve: **Ébert Gábor**
A diplomamunka címe: Turboshajtóművek termikus körfolyamatának elemzése és paraméter érzékenység vizsgálata
Külső konzulens: Dr. Varga Béla alezredes
Belső konzulens: Dr. Habil Hanula Barna

A tudományos munka során elvégeztem két turboshajtómű gázturbinás hajtómű termikus körfolyamatának numerikus analízisét. A körfolyamat számítás után a két hajtóművet összehasonlítottam, azok jósági paramétereit alapján. Ezen matematikai modellt alapul véve létrehoztam egy olyan MATLAB programot, amely képes turboshajtóművek körfolyamat számításának ellenőrzésére, javítására- illetve adott esetben önálló numerikus analízisre, különböző hajtómű adatok meghatározására. A munka során paraméter érzékenység vizsgálatot végeztem, számos befolyásoló tényezőt és hajtómű adatot megváltoztatva. Ezekből az eredményekből jövőbeni fejlesztési irányokat és a hajtómű tervezésével és optimalizálásával kapcsolatos eredményeket értékeltem ki. Ezentúl a létrehozott programmal kapcsolatos jövőbeni fejlesztési irányokat is meghatároztam, amely egy szélesebb körű felhasználást tehet lehetővé.

Abstract

Candidate: **Gábor Ébert**
Title of the thesis: Analysis of the thermal cycle of turboshaft gas turbine engines and parameter sensitivity test
Consultant (external): Dr. Béla Varga
Consultant (internal): Dr. Barna Hanula

In my scientific work, I performed the numerical analysis of the thermal cycle of two turboshaft gas turbine engines. After the thermal cycle calculation, I compared the two gas turbine engines based on their major parameters. I used the mathematical model for my own MATLAB program that is capable of checking and correcting the cycle calculation of turboshaft gas turbine engines and, where appropriate, for independent numerical analysis and determination of various engine data. In my work, I performed a parameter sensitivity test, changing many influencing and important datas and paramters. From these results, I evaluated future development directions and results related to the design and optimization of an gas turbine engine. Furthermore, I also determined a future development directions for the created program, which will enable a wider use for engineers, researcher and also for students.

Tartalomjegyzék

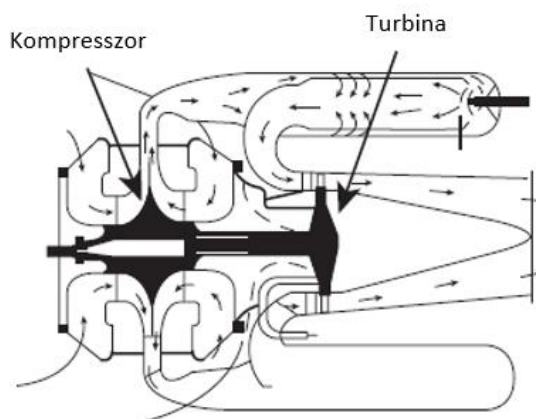
1. Bevezetés	1
2. Repülőgép propulziós rendszerek	3
2.1. Dugattyús hajtómű	3
2.2. Gázturbinás hajtóművek	4
2.2.1. Egyáramú gázturbinás sugárhajtóművek (Turbojet)	5
2.2.2. Kétáramú gázturbinás sugárhajtóművek (Turbofan)	6
2.2.3. Turbólégcsavaros hajtóművek (Turboprop)	9
2.2.4. Turbótengelyes hajtóművek (Turboshaft)	11
2.2.4.1. Fedélzeti gázturbinák (Auxiliary Power Unit)	11
2.2.5. Gázturbinák és dugattyús motorok összehasonlítása	12
2.2.6. A gázturbinás hajtóművek komponensei	15
2.2.6.1. Szívócsatorna	15
2.2.6.2. Kompresszor	18
2.2.6.3. Égőtér	20
2.2.6.4. Turbina	21
2.2.6.5. Fúvócső	23
2.2.7. A gázturbinás hajtóművek vezérlőrendszerei	24
2.2.7.1. Teljes hatáskörű, elektronikus gázturbina szabályozó rendszer (FADEC)	26
3. Turboshaft hajtóművek termikus körfolyamatának numerikus analízise	28
3.1. Klimov TV3-117VMA termikus körfolyamatának numerikus analízise	28
3.1.1. TV3 szívócsatorna előtti keresztmetszet [0.]	31
3.1.2. TV3 szívócsatorna utáni keresztmetszet [1.]	31
3.1.3. TV3 kompresszor utáni keresztmetszet [2.]	32
3.1.4. TV3 égőtér utáni keresztmetszet [3.]	33
3.1.5. TV3 kompresszor-turbina utáni keresztmetszet [4.]	33
3.1.6. TV3 szabad-turbina utáni keresztmetszet [5.]	34
3.1.7. TV3 gázelvező rendszer utáni keresztmetszet [6.]	35
3.1.8. A TV3-117VMA hajtómű termikus hatásfoka, tengelyteljesítménye	35

3.1.9. TV3-117VMA hőmérséklet-entrópia (T-s) diagramm és körfolyamat nyomás értékek	36
3.2. Turbomeca Makila 2A-2A1 termikus körfolyamatának numerikus analízise	38
3.2.1. Makila szívócsatorna előtti keresztmetszet [0.].....	41
3.2.2. Makila szívócsatorna utáni keresztmetszet [1.]	41
3.2.3. Makila kompresszor utáni keresztmetszet [2.]	41
3.2.4. Makila égőtér utáni keresztmetszet [3.]	42
3.2.5. Makila kompresszor-turbina utáni keresztmetszet [4.]	42
3.2.6. Makila szabad-turbina utáni keresztmetszet [5.]	43
3.2.7. Makila gázelvező rendszer utáni keresztmetszet [6.].....	43
3.2.8. A Makila hajtómű termikus hatásfoka, tengelyteljesítménye és entalpia változása	44
3.3. TV3-117VMA és a Turbomeca Makila 2A-2A1 gázturbinás hajtómű összehasonlítása	46
4. A turboshaft gázturbinás hajtóművek termikus körfolyamatát leíró program létrehozása.....	48
4.1. Segédablak létrehozása az input adatok számára.....	48
4.2. Egyenletek megadása a szükséges értékek kiszámításához	50
4.3. Segédablak létrehozása a kiszámított paraméterek megjelenítése céljából	51
4.4. Az elkészült program validálása a GasTurb szoftver segítségével	52
5. Paraméterérzékenység vizsgálat	54
5.1. Gépegységek izentrópikus hatásfok és nyomásvesztés adatainak paraméterérzékenység vizsgálata.....	54
5.2. Paraméterérzékenység vizsgálat a π_k és a T_3 függvényében.....	57
5.3. Alternatív tüzelőanyagok hatása különböző paraméterekre	61
6. Összegzés	64
Ábrajegyzék.....	66
Táblázatok jegyzéke.....	68
Rövidítések és szimbólumok jegyzéke	69
Irodalomjegyzék	71
Mellékletek	73

1. Bevezetés

Az első (aerostat) repülés 1783-ra tehető, azonban a belsőégésű meghajtási rendszerrel rendelkező repülés korszaka 1903. december 17.-én kezdődött a Wright fivérek által készített „Flyer I.” nevű repülőgép megépítésével, amely fából készült légcsavarral és egy általuk konstruált tizenkét lóerős négyhengeres, négyütemű, Otto-körfolyamatot megvalósító motorral volt felszerelve. [1] Ettől kezdve egészen a II. Világháború végéig különböző dugattyús légcsvár elrendezéssel megépített repülőgépek domináltak ebben az időszakban. A korszak végére az említett technológia elérte a csúcsát, amelynek köszönhetően akár 700 [km/h] repülési sebességet és 12-15000 méteres repülési magasságot is képesek voltak elérni. Elmondható, hogy egy repülőgép szükséges teljesítménye és repülési sebessége között köbös összefüggés van, ezért a nagyobb hengerűrtartalommal rendelkező motor által generált súlytöbblet, illetve a nagyszámú fegyverzet még nagyobb teljesítményszükségletet eredményezett a teljesítmény-tömeg arány javítása érdekében. [2] Ennek okán szükség volt egy új technológiára, amely rendelkezik ezekkel a paraméterekkel.

Ez a gázturbinás hajtómű volt. A repülőgépek gázturbinás hajtóműveinek története 1930 januárjában kezdődött a nagy-britanniai Frank-Whittle szabadalmával. Sir Frank Whittle az egyáramú gázturbinás hajtóművek, angolul a turbojet feltalálója, amely a Brayton-Joule körfolyamatot valósítja meg. A Whittle-féle gázturbinás hajtómű felépítését és áramlási mintáját az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra: A Whittle-féle gázturбина felépítése és áramlási mintája [1]

Az elkészített gázturbinás hajtómű minden olyan gépegységgel rendelkezett, amellyel a mai modern gázturbinák. A Whittle-féle gázturbinában a kompressziót egy kétoldalas centrifugálkompresszor biztosította. Az úgynevezett pompázs jelenség elkerülése okán kezdetben még nem alkalmaztak axiális kompresszort, mivel a divergens csatorna okozta sebesség csökkenés és nyomásnövekedés fokozza a jelenséget. Az égés egy fordított áramlású, csöves égőtérben ment végbe, a kompresszor tengelyteljesítményét pedig egy axiális felépítésű turbina szolgáltatta. [1]

A történelmi áttekintő után elmondható, hogy egy repülőgép hajtómű rendszer alatt egy erőgép és egy munkagép kombinációját- egyidőben történő alkalmazását értjük. Az erőgép általánosságban hőerőgép, amely a fent említett Otto, Diesel vagy Brayton-Joule elméleti körfolyamatot valósítja meg, de egy kisebb repülőgép vagy pilóta nélküli légijármű esetében lehet szó villamos motorról is. A munkagép pedig az a szerkezeti egység, amely biztosítja a szükséges toló-vagy vonóerő létrehozását a közegáram és/vagy a hőerőgép munkaközegének felgyorsítása által, ilyen például a légcsavar (vonóerő) vagy a fúvócső (tolóerő). Amennyiben szükséges a két részegység közé beépíthető egy közlőmű- reduktor a fordulatszám csökkentés érdekében. [3]

A rövid bevezetést követően a fent említett propulziós rendszerek és a korszerű hajtóművek vezérlései kerülnek részletesebb tárgyalásra. Ezen belül kiemelt szerepet kap a turboshaft hajtóművek leírása, majd termikus elemzése. A dugattyús motorok célzottan nem képezik a tanulmány témáját, azonban tárgyalása elősegíti annak megértését, hogy milyen előnyökkel, hátrányokkal és sajátosságokkal rendelkeznek, illetve, hogy miért szorultak ki jelentősen a gázturbinákhoz képest a XX. századi repülésben, így röviden leírásra- összehasonlításra kerülnek. A repülőgép propulziós rendszerek közé sorolható még a környezeti levegőt nem használó rakétahajtóművek, illetve a mozgó alkatrészekkel nem rendelkező torlósugar-hajtóművek, azonban ezekkel a részekkel a tanulmány a továbbiakban nem foglalkozik.

2. Repülőgép propulziós rendszerek

2.1. Dugattyús hajtómű

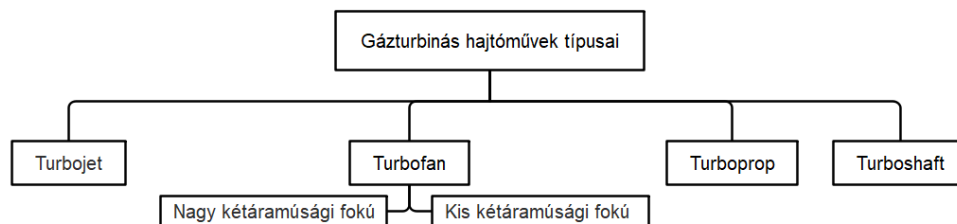
Annak ellenére, hogy a gázturbinás hajtóművek kiszorították a dugattyús motorokat még a mai napig használatosak a repülés terén egyaránt. A dugattyús motor egy olyan belsőégésű motor, amely különféle tüzelőanyagot használ energiaforrásként, hogy a kémiai energiát közvetlenül hőenergiává, majd azt mechanikai energiává alakítsa át. Különböző szempontok alapján kategorizálhatók a dugattyús motorok, legáltalánosabban beszélhetünk Otto-motorról, amely szikragyújtású (SI) és az elméleti Otto-körfolyamatot valósítja meg, illetve a Diesel-motorról, amely kompresszió által gyújt (CI) és az elméleti Diesel-körfolyamatot valósítja meg. A dugattyú mozgása szerint ezek a motorok alternáló mozgást végeznek, míg a Wankel motorok forgódugattyús motorok, amelyben az Otto-körfolyamatot egy rotor körül valósítják meg. Egy repülőgép-meghajtó rendszerben a dugattyús motor és a légcsavar kombinációja szükséges a vonóerő létrehozásához. A körfolyamat során nagy mennyiségű levegőt kell beszívni a hengerbe, ezért a dugattyús motorok gyakran csak alacsony fordulatszámon és alacsony repülési magasságon tudnak hatékonyan üzemelni. Nagy magasságban a levegő oxigén tartalma, sűrűsége csökken, amely hatással van a légnyelésre, azaz az időegység alatt bejuttatott légmennyiségre, így a teljesítményre is, hiszen kevesebb tüzelőanyag égethető el. Ez a hatás bizonyos mértékig kompenzálható feltöltéssel, amely adott esetben tömegcsökkenést is eredményezhet, hiszen azonos lökettérfogat mellett nagyobb teljesítmény realizálható. Továbbá azonos teljesítmény érhető el alacsonyabb fordulatszámon, amely légcsavar esetén fontos szempont annak érdekében, hogy a lapát ne lépje át a hangsebességet, reduktor alkalmazása nélkül pedig további tömegcsökkenés lehetséges. A második világháborúban a bombázók hajtóművei gyakran turbófeltöltőkkel voltak szerelve mivel azok adott magasságban, adott sebességen végezték feladatukat, így a hatásfok igen lényeges szempont volt. Ezzel ellentétben a vadászgépeknél a mechanikus kompresszorok domináltak, elkerülve a turbólyuk jelenséget, mivel azoknak különböző magasságban, különböző sebességen kellett feladatokat végrehajtaniuk. A repülés sajátos hengerelrendezést tett lehetővé, amely csillagmotor néven ismert, ahol a hengerek egy síkban, körben helyezkednek el. A négyütemű egysoros csillagmotorok minden esetben páratlan

hengershámmal rendelkeznek, a gyújtási problémák kikűszűbűlése és az egyenletes járás érdekében. A nagy homlokfelűlet miatt jellemzően légűtést alkalmaznak, felűleteiken pedig jelentűs mennyiségű bordázatot alakítanak ki a megfelelő hőleadás érdekében. A vadászgűepekben a légellenállás javítása- a homlokfelűlet csűkkentése érdekében gyakran soros vagy „V” hengerelrendezésű motorokat használtak. A XXI. században a kishűpes repűlés esetén a boxermotor is elterjedt típusnak számít. (pl.: Cessna család) További sajátossága a repűlűgűpbe szerelt dugattyűs motoroknak, hogy azok kettűzűtt gyűjtással rendelkeznek, azaz hengerenként két gyűjtűgyertyát alkalmaznak, amely redundáns célakat szolgál. [4]

űsszeségében a dugattyűs motorok számos előnnyel rendelkeznek, ilyen például a kiforrott technológiai háttér, amely a karbantartás és javíthatóság oldaláról fontos szempont vagy űzemeltetés oldalról az alacsony fajlagos tűzelűanyagfogyasztás. Azonban számos negatív jellemző felsorolható, amely hozzájárult a gűzturbinák elterjedéséhez. A teljeség igénye nélkül ilyen a kis teljesítműny-tűmeg arány, a sebességkorlát (leválás)- tehát alacsonyabb működési sebesség, a statikus és dinamikus kiegyensűlyozás problémái és a limitált teljesítműny (3 – 4000 kW). Ezenél a teljesítműnyeknél már a nagy karbantartás igény is ide sorolható.

2.2. Gűzturbinás hajtűművek

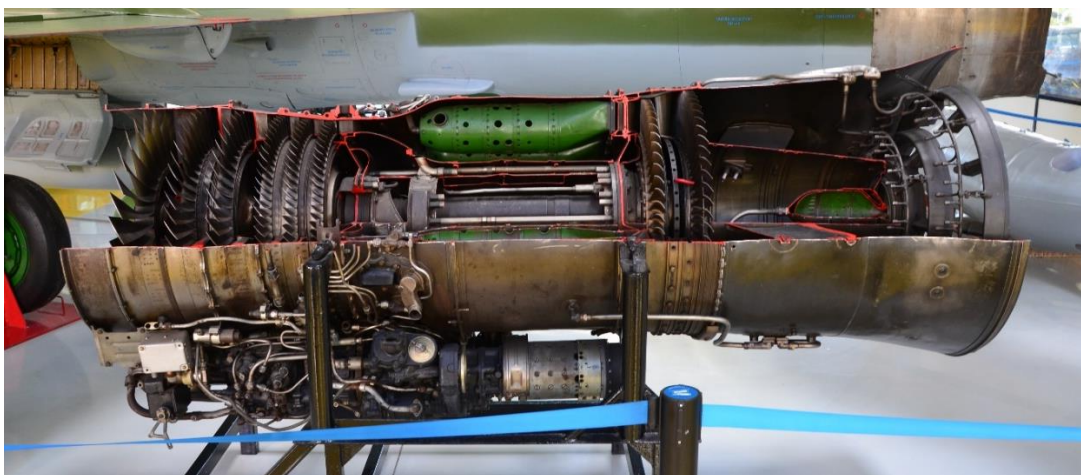
Ebben a részben tárgyalásra kerülnek a gűzturbinás hajtűművek csoportosításai és azok főbb jellemzői, a hajtűművek főbb részegységei és paraméterei, végűl pedig a hajtűművek irányítási rendszerei. A gűzturbinás hajtűművek azonos alapelv szerint működnek, azonban szerkezeti felűpítésűkben és a gűzgenerátorban keletkező hő felhasználásában mutatkoznak eltérések, ezért négy fő csoportba sorolhatók. Ezek megjelenésűk szerinti időrendbe az egyáramű gűzturbinás sugárhajtűművek, vagy angol terminológiában turbojet hajtűművek, a turbűlégcsavaros gűzturbinás hajtűművek- vagy turboprop hajtűművek, a turbűtengelyes- vagy közismerten turboshaft hajtűművek és végűl a kétáramű gűzturbinás sugárhajtűművek, amelyek további két csoportra oszthatók, ezek pedig a kis és nagy kétáraműsági fokű gűzturbinás hajtűművek. Az angol terminológia a turbofan megnevezést használja ezen kategória esetében. A gűzturbinás hajtűművek átlátható felosztását a 2. ábra szemlélteti. Az alábbi fejezetek ezt a csoportosítási metűdust követve tárgyalják a hajtűművek típusait és azok jellemzőit.



2. ábra: A gázturbinás hajtóművek csoportosítása [a szerző saját szerkesztése]

2.2.1. Egyáramú gázturbinás sugárhajtóművek (Turbojet)

Általánosságban elmondható, hogy egy gázturbinás hajtómű szívócsatornából, gázgenerátor egységből és fúvócsőből áll. A gázgenerátor egység a hajtómű középpontja, amely tartalmazza a kompresszort, az égésteret és a turbinát. Átfogó működési elve, hogy a szívócsatornán keresztül levegőt juttatunk a kompresszor lapátokhoz. Álló repülőgépek esetén ebben a szakaszban nyomesés figyelhető meg, hiszen a statikus közeget fel kell gyorsítani- illetve a közeg sűrűdik a szívócsatorna falával. Egy turboshaft hajtómű esetén egy porszűrő ezt az állapotot fokozza. A kompresszor összesűríti a beáramló levegőt, amely jelentős nyomásnövekedést eredményez. Megjegyzendő, hogy a komprimálás hőmérsékletemelkedést is magában foglal, amely hajtómű típustól függően változó nagyságú. Ez a nagy nyomású levegő keveredik a tüzelőanyaggal, amelynek elégetésével nagy hőmérsékletű, nagy energiájú gáz keletkezik. Ez a gáz hajtja meg a turbinafokozatot, amely a közös tengely lévén hajtja a kompresszort és az egyéb segédberendezéseket. A turbina előtti hőmérséklet- függően a technológiai fejlettségtől, 1100 – 2000 K is lehet. Végül a turbinát elhagyó nagy energiájú gáz entalpiájának egy része a fúvócsőben mozgási energiává alakul és tolóerőt szolgáltat az impulzustétel értelmében. Ezt hasznosítjuk a repülőgép mozgatására. Az egyáramból adódóan a beszívott levegő teljes mennyisége átáramlik a gázgenerátor egységen. Ezen kategória esetében a turbina teljesítménye csak a kompresszor hajtására fordítódik, azaz nincs kimenő tengelyteljesítmény. [5] A 3. ábrán látható a Tumanszkij R-11F-300 egyáramú gázturbinás sugárhajtómű, amely több fokozatú axiál kompresszorból áll, ezeket a kis és nagy nyomású turbinalapátok hajtják. A metszeten jól látható a három-három fokozatú axiál kompresszor (kis és nagy nyomású) és a két turbina-fokozat. Kéttengelyes- kétforgórészes kialakítású. Az égőtér csöves kialakítású. A hajtómű esetén lehetőség van utánégetésre (forszázs).



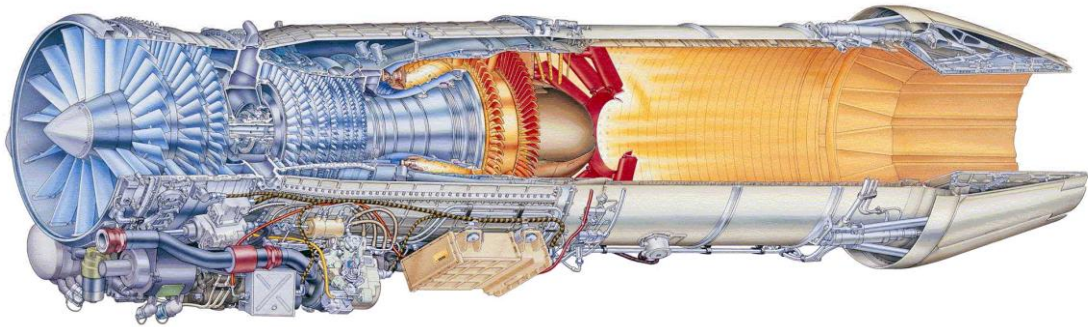
3. ábra: MiG-21 vadászpilóta nélküli repülőgép Tumanszkij R-11F-300 egyáramú gázturbinás sugárhajtóművének metszete [a szerző saját szerkesztése]

Mivel a turbina fokozat utáni nagynyomású és nagyhőmérsékletű gáz még oxigénben dús, így lehetőség van utánégető alkalmazására. Azaz a tolóerő növelése céljából további tüzelőanyag égethető el a turbina után az utánégető térben. Mivel ebben a keresztmetszetben már nincs mozgó alkatrész a megengedett hőmérséklet magasabb, mint a turbina előtti hőmérséklet. Természetesen ebben az esetben a termikus hatásfok jelentősen rosszabb, azonban akár 40%-al nagyobb tolóerő érhető el általa. Az ilyen hajtóműveket utánégetéses hajtóműnek nevezzük. Ebben az esetben szükséges a változtatható keresztmetszetű fúvócső alkalmazása a hőmérséklet növekedés okozta sűrűség csökkenés okán. Az egyáramú gázturbinás sugárhajtóműveket már nem alkalmazzák széleskörben, mivel a kétáramú gázturbinás sugárhajtóművek kiszorították őket, a magas zajszint, nagyobb termikus igénybevétel és alacsony összhatásfok okán. Az utánégetés turbofan hajtóművek esetén is alkalmazható. Napjainkban főként pilóta nélküli légi járművek (UAV) hajtóműveiként használatosak. [1]

2.2.2. Kétáramú gázturbinás sugárhajtóművek (Turbofan)

Az egyáramú gázturbinás sugárhajtóművek elérve a technológia kiforrottságát, a gázsugár kiáramlási sebességének csökkentése, a propulziós hatásfok javítása érdekében kifejlesztették a kétáramú gázturbinás sugárhajtóműveket. A tolóerő a tömegáram (megmozgatott közeg mennyisége) és a fajlagos tolóerő szorzataként határozható meg. Ebből következik, hogy amennyiben csökken a kiáramló gáz sebessége, akkor kompenzálni szükséges a fúvócsőben átáramló tömegáram

menyiségének növelésével. Azaz a turbojet és a turbofan közötti alapvető különbség az, hogy a hajtóműbe beszívott levegő két részre bomlik, egy belső és egy külső áramra. A belső áram a hagyományos egyáramú sugárhajtóművel megegyező módon működik. Ezt szemlélteti a 4. ábra, ahol egy kis kétáramúsági fokkal rendelkező hajtómű látható, amely a Magyar Honvédség által üzemeltetett JAS 39 Gripen vadászpilóta nélküli repülőgépek Volvo RM12 hajtóműve. [6]



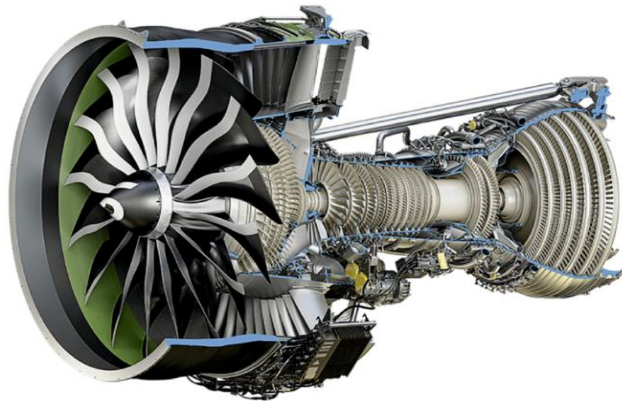
4. ábra: Kis kétáramúsági fokú gázturbinás sugárhajtómű – JAS 39 Volvo RM12 [6]

Kezdetben a kis kétáramúsági fokkal rendelkező hajtóművek jelentek meg, majd ez az érték folyamatosan növekedett. Ezen hajtóművek alapvető jellemzője tehát a kétáramúsági fok (α), amely az (1.1) képlet alapján meghatározható.

$$\alpha = \frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_b} \quad (1.1)$$

A külső és belső tömegáramok arányaként értelmezhető, ahol $\dot{m}_k$ a külső tömegáram, $\dot{m}_b$ pedig a belső tömegáram. A szakterminológiában ez a jelölés megjelenhet a hideg és meleg tömegáram arányaként is. Kis kétáramúsági fokú hajtóműveknek nevezzük azokat a hajtóműveket, ahol $\alpha < 2$. Nagy kétáramúsági fokú hajtóművek esetén $\alpha > 2$, azonban a korszerű hajtóműveknél ez a szám elérheti a 10-12 α értéket is. Azaz akár tízszer annyi levegő mehet át a külső áramban, mint a belsőben. Összeségében elmondható, hogy ezzel a technológiával jobb propulziós hatásfok, alacsonyabb károsanyag kibocsájtás és alacsonyabb tüzelőanyagfogyasztás értehető el. Emellett a zajszint és az alkatrészek termikus terhelése is csökken, így várható élettartama növekedik, karbantartási költsége csökken. Általános felhasználásuk alapján a kis kétáramúsági fokkal rendelkező hajtóműveket katonai- harcászati célú erőforrásként alkalmazzák, adott esetben utánégető alkalmazásával, amely példát a 4. ábra jól szemléltet. A nagy kétáramúsági

fokú hajtóművek jellemző felhasználása a szuperszonikus, szubszonikus kereskedelmi- vagy katonai repülőgépek. A fan fokozat egy burkolt légcsavarnak tekinthető, amely jobb hatásfokot eredményez. Stabilitás- aerodinamikailag kontrolláltabb, ezért nagyobb repülési sebesség érhető el mielőtt vibráció és hatásfokcsökkenés lépne fel a lapátokon, így egy ilyen hajtóművel szerelt gép akár 0,9 Mach szubszonikus sebességet is képes elérni. [6] Általános felépítése az 5. ábrán látható.

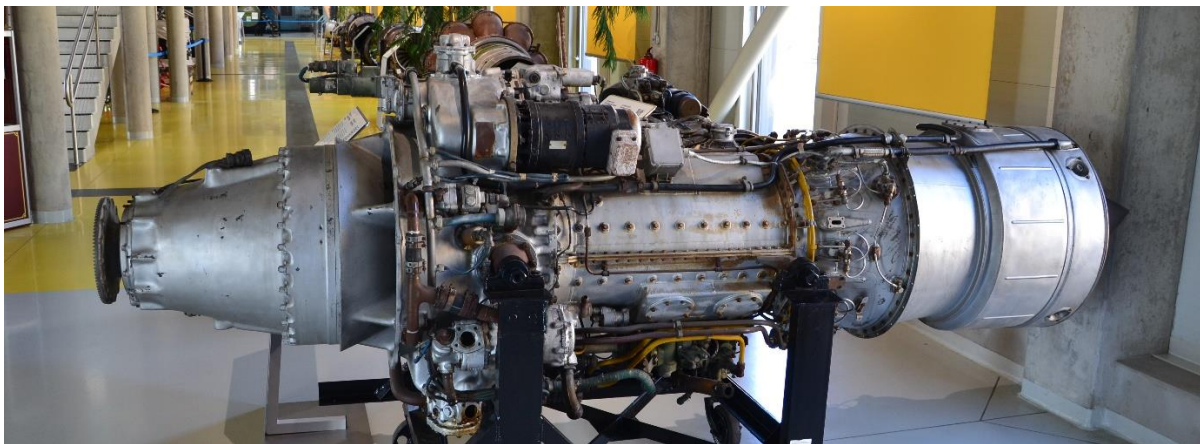


5. ábra: Kétáramú gázturbinás sugárhajtómű általános felépítése [1]

Az alacsony nyomású turbina (LPT) szolgáltat teljesítményt a ventilátor fokozatnak, illetve az alacsony nyomású kompresszor fokozatnak (LPC). A nagynyomású turbinafokozat pedig a nagynyomású kompresszor fokozatok számára biztosít tengelyteljesítményt. A kétáramúsági fok szorosan összefügg a propulziós hatásfokkal, azaz, ha növeljük a kétáramúsági fokot, növekedik a propulziós hatásfok is. Azonban az α érték növelése hátrányokkal is jár. Ilyen például a megnövekedett hajtóműméret, amely szoros összefüggésben van a hajtómű tömegének növekedésével, illetve homlokfelületének növekedésével- így a légellenállás növekedésével is. Látható, hogy minél nagyobb a kétáramúsági fok, annál nagyobb átmérőjű fan fokozat szükséges. A megnövekedett átmérő problémát okoz a lapátvégi kerületi sebességek szempontjából, a turbina fordulatszáma ezért nem egyezhet meg a fan fokozat fordulatszámaival, szükségessé válik egy reduktor (Geared Turbofan). Konklúzióként tehát elmondható, hogy a tüzelőanyagfogyasztás és a károsanyag kibocsátás csökkentése érdekében megfontolt mérnöki tervezésre és további fejlesztésekre van szükség. [7]

2.2.3. Turbólégcsavaros hajtóművek (Turboprop)

A turbólégcsavaros hajtóművek felépítése közel azonos, mint az eddigiekben tárgyalt gázturbinák esetén, rendelkeznek szívócsatornával, gázgenerátor egységgel, fúvócsővel. A különbség az, hogy megfigyelhető egy nagy átmérőjű légcsavar, illetve egy fordulatszám csökkentő közlőmű, úgynevezett reduktor. Erre a szerkezeti egységre azért van szükség, mert a légcsavar megengedett fordulatszáma jóval alacsonyabb, mint az azt meghajtó turbina fordulatszáma. Nem csak a felépítése, de a működési elve is közel azonos, azzal a különbséggel, hogy az előállított nagy hőmérsékletű, nagy nyomású gáz kinyerhető energiájának egy része- vagy egésze tengelyteljesítményként hasznosul a légcsavar meghajtására. Amennyiben munkaturbinás- vagy másnéven szabadturbinás turbólégcsavaros hajtóműről beszélünk, úgy a kompresszorturbina és a szabadturbin fokozatai mechanikusan függetlenek egymástól, csak az őket hajtó közeg azonos. Ez a hajtóműtípus jól leírja a következőkben tárgyalásra kerülő turboshaft kategóriát. [1] A 6. ábra ezt a hajtóműtípust szemlélteti.



6. ábra: Il-18 utasszállítórepülőgép AI-20M turbólégcsavaros hajtóműve [a szerző saját szerkesztése]

Gyakorlatban a vonóerő nagyrészt a légcsavar által felgyorsított környezeti levegő adja, azonban a fúvócsővön kiáramló nagy hőmérsékletű gáz is részt vehet a repülőgép mozgatásában, ez azonban jóval kisebb részt képvisel. Létezik olyan turbólégcsavaros hajtómű is, amelynél a gázból kinyerhető energia teljes része tengelyteljesítményként hasznosul, azaz a kilépő gáz már közel környezeti nyomásra expandál. Ebben az esetben nem fúvócsőről beszélünk, hanem gázelvezető rendszerről, mivel az ezen kiáramló közeg tolóerőképzésre alkalmatlan. A legjobb

propulziós hatásfokkal a turbólégcsavaros hajtóművek rendelkeznek, azonban ebben az esetben a repülési sebesség korlátozott, hasonlóan a dugattyús propulziós rendszerekhez. A repülési sebesség egy bizonyos határánál a légcsavar lapátvégein kialakuló kritikus áramlási viszonyok miatt a légcsavar hatásfoka rohamosan csökkeni kezd. Az elérhető Mach szám maximuma 0,7, azaz 0,2-el kevesebb, mint az előző fejezetben tárgyalt nagy kétáramúsági fokkal rendelkező gázturbinás sugárhajtású hajtóműveké. Repülési magasság tekintetében is alacsonyabb értékekről beszélhetünk, a jellemző alkalmazási magassága 5000-9000 méter között van. Ezekben a repülési paraméterekben alacsonyabb fajlagos tüzelőanyagfogyasztás és jobb propulziós hatásfok érhető el, így jellemzően katonai szállítógépek és regionális utasszállító repülőgépek hajtóműveiként használatosak. A jelentősen jobb teljesítmény-tömeg arány, az alacsony vibráció és a kompakt felépítés okán ebben a kategóriában kiszorította a dugattyús erőforrásokat. [2]

Egy propulziós rendszer az erőgép és munkagép együtteseként fogalmazható meg, ezért a vonóerő létrehozásának fontos eleme a légcsavar, azaz a munkagép összetevő. A már többször említett sebesség korlátok miatt a légcsavar általában a mérsékelt sebességű repülőgépek repüléséhez szükséges, vonóerőt létrehozó szerkezet. A korszerű légcsavarok alapanyaga jellemzően kompozit. A légcsavar lapátok beállítási szöge lehet rögzített és változtatható beállítási szögű. A fix légcsavarokat napjainkban már csak a kis gépes repülésben alkalmazzák. Azokat a légcsavarokat nevezzük változtathatónak, amelyeket repülés közben lehetséges különböző szögekben változtatni. Emellett lényeges jellemzője, hogy a légcsavar állandó fordulatszámon tartható. Ennek nagy előnye, hogy a teljes sebességtartományban optimális állás biztosítható, ezzel még jobb légcsavar hatásfokot elérve. További tulajdonságai közé tartozik az úgynevezett vitorla és reverz állás. Vitorla állásban jobb lesz a gép siklási tulajdonsága (kisebb lesz az ellenállása), mivel a lapátok párhuzamosan fognak állni az áramlással, amely egy hajtóműleállítás esetén fontos szerepet tölt be a légellenállás csökkentése érdekében. A fék-vagy reverz állás pedig segíti a gép lassítását a földet érést követően, hiszen negatív vonóerőt hoz létre. Természetesen a bonyolult technológia számos mélyebb hátránnyal rendelkezik, azonban olyan triviális tények, mint a megnövekedett súly és gyártási költség könnyen beláthatók. [8]

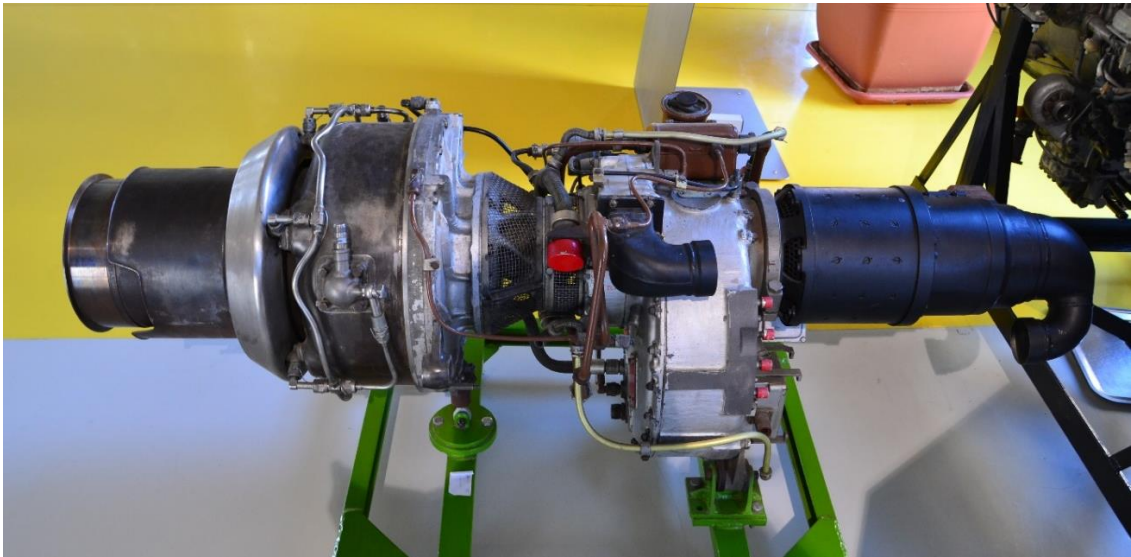
2.2.4. Turbótengelyes hajtóművek (Turboshaft)

Az előző fejezetben tárgyalt turbólégcsavaros hajtóművek mind szerkezetileg, mind működésbéli szempontok alapján hasonlóak a turboshaft hajtóművekkel. Az alapvető különbségek a két kategória között a következők. Ebben az esetben a gázgenerátort elhagyó gáz energiája teljes egészében tengelyteljesítményként hasznosul, azaz nincs fúvócső, hanem a turbólégcsavaros-szabadturbinás elrendezéshez hasonlóan gázelvezető rendszerről beszélhetünk, azaz a közel környezeti nyomásra expandált gáz nem képes tolóerőképzésre. A második jelentős különbség, hogy amíg a turbólégcsavaros hajtómű által előállított vonóerő a hajtómű bekötési pontjain adódik át a sárkányszerkezetre- azaz közvetlenül nem viseli a jármű súlyát, addig a turboshaft hajtóművek- azaz a helikopterek esetén a közlőmű szerkezetileg a sárkány részét képezi, tehát a vonóerő közvetlenül a sárkányra adódik át. A gázgenerátor egység és a szabadturbina nem rendelkezik közös tengellyel, azaz köztük nincs közvetlen mechanikai kapcsolat. Ez azt jelenti, hogy a két egység között csak gázdinamikai kapcsolat van. A kompresszor turbina a kompresszor meghajtására szolgáltatja a tengelyteljesítményt, míg a maradék energia a szabad- vagy munkaturbinán hasznosul és a forgószárny- és faroklégcsavar meghajtására szolgál, ezért ez fordulatszám független a gázgenerátor egység fordulatszámától. A forgószárny egy központi forgástengelyre van rögzítve és több rotorlapátú rendszer építi fel, amely felhajtóerőt termel. A sebességkorlát ezen rendszer esetén is adott, amely körülbelül 400 km/h. Az előre haladó lapátoknál a kritikus Mach szám elérése jelent problémát, míg a hátra haladó lapátoknál az úgynevezett visszaáramlási zóna, amely okán nyomaték keletkezik a hossztengely mentén. A jelenségek leváláshoz és nagyarányú felhajtóerő csökkenéshez vezetnek. [2]

2.2.4.1. Fedélzeti gázturbinák (Auxiliary Power Unit)

A fedélzeti gázturbinák, olyan kisméretű turboshaft hajtóművek, amelyek biztosítják a repülőgép működéséhez szükséges elektromos, pneumatikus, hidraulikus energiát, biztosítják a hajtómű indítását és egyéb fontos rendszerek üzemeltetését a földön. Az Al-20M turboprop gázturbinás hajtóművének fedélzeti gázturbinája, a TG-16 a 7. ábrán látható. A képen látható fedélzeti hajtómű rendelkezik egy egyfokozatú centrifugálkompresszorral, örvénykamrás tüzelőtérrel és axiál turbinával. A

hajtóműhöz fogaskerékáttételen keresztül csatlakozott egy egyenáramú motor-generátor, amellyel az APU-t indítani lehetett (a kép jobb oldalán, fekete egység).



7. ábra: TG-16 fedélzeti gázturbina [a szerző saját szerkesztése]

A kisegítő hajtómű egy gázgenerátor egységből áll. A gázgenerátor egység általában közvetlenül egy munkakompresszort, illetve számos egyéb segédberendezést hajt meg. Tüzelőanyagellátása a repülőgép központi rendszeréből történik. A hajtómű rendelkezik egy munkakompresszorral, amelynek szerepe a repülőgép levegőellátásának biztosítása a földön és adott esetben a felszállás során. Amikor már a repülőgépnek nincs szüksége a hajtómű teljes teljesítményére, azaz maximális tolóerő szükségletére, akkor a kisegítő egység kikapcsolásra kerül és a főhajtóművek kompresszorait csapolják meg a célra. A kisegítő hajtómű munkakompresszorának további feladata, hogy biztosítja a szükséges levegőellátást a hajtóműindításához. Összefoglalva tehát szerepe, hogy önálló indítást biztosít a repülőgép számára és függetleníti a repülőgép berendezéseit a földi kiszolgáló egységektől, amely harcászati szempontból is jelentős. [2]

2.2.5. Gázturbinák és dugattyús motorok összehasonlítása

Ebben a fejezetben rövid konklúzióként összehasonlításra kerül a gázturbinás hajtóművek és dugattyús motorok jellemzői, működésüket meghatározó paraméterek. Jelentős különbség, hogy a gázturbina áramlástechnikai gép a dugattyús motor pedig térfogatkiszorítási elven működik. Elméleti körfolyamat megvalósítása szempontjából

is rendkívül hasonlóak egymáshoz, mindkét esetben a kompresszió és az expanzió adiabatikus. A fő különbség a hőközlés és hőelvonásban van. Gázturbinában izobár, Otto motorban pedig izochor hőközlés zajlik le. A másik különbség, hogy amíg az Otto motor esetén az ε értéke, azaz a kompresszióviszony nem függ a motor üzemmódjától, azaz tervezési paraméter, addig egy gázturbinás hajtómű esetén, ahol a nyomásviszony értékével számolunk (π), jelentősen üzemmód függő. Egy egyszerű példán keresztül könnyen szemléltethető a különbség, ahol legyen $\varepsilon = 10$, $\pi = 25$. Az ideális (izentrópikus) termikus hatásfok az alábbiak alapján alakul.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{10^{1,4-1}} = 0,6 \quad (1.2)$$

$$\varepsilon = \frac{V_C + V_H}{V_C} = 10 \quad (1.3)$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{25^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 0,6 \quad (1.4)$$

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = 25 \quad (1.5)$$

Az (1.2) egyenlet szemlélteti az Otto-körfolyamat hatásfokát, ahol látható, hogy a kompresszióviszony- vagy másnéven sűrítési viszony határozza meg a motor hatásfokát, amelynek kiszámítása az (1.3) egyenlet alapján megoldható. Itt V_C a kompressziótér fogat V_H pedig a teljes lökettér fogatot jelenti. Ezzel ellentétben egy Brayton-Joule körfolyamatot megvalósító gázturbina hatásfoka (1.4) a kompresszor-nyomásviszony értékétől függ (1.5), ahol a p_1 a kompresszor előtti levegő nyomásának értéke, p_2 pedig a sűrítés utáni nyomás értéke. A példán keresztül belátható, hogy $\varepsilon = 10$, $\pi = 25$ esetén a hatásfokok azonosak, azonban egy 10-es sűrítési viszonnal konstruált Otto motor alapjáraton is 10 marad, azaz ez egy üzemmódtól független paraméter. Egy 25-ös maximum nyomásviszonnyal rendelkező gázturbinás hajtómű esetén, különböző hajtómű-üzemállapotokban ez a nyomásviszony kizárólag csökkeni fog, ami jelentős hatásfokromlást eredményez. [3]

Légviszony szempontjából (λ) a gázturbinás hajtóművek 2,5 - 4 légviszonnyal működnek, amíg egy dugattyús motor esetén ez körülbelül 0,6 - 1,5 közé tehető a gyulladási határokat figyelembe véve. A gázturbinás hajtómű nagyobb légviszonya, ezáltal nagy légfeslelege abból következik, hogy nagyobb mennyiségű levegőt juttattunk be, mint amennyi a sztöchiometrikus égéshez szükséges. Ennek oka a későbbiekben tárgyalásra kerül. Az átáramló levegő mennyisége ($\dot{m}$) gázturbina esetén 5 - 300 kg/s, dugattyús motornál 0,5 - 10 kg/s. A körfolyamat maximális hőmérséklete (T_3) korszerű gázturbinák esetén 1000 - 1600 °C (Pratt & Whitney F119 hajtómű esetén, ami az F-22 erőforrása 1650 °C a turbina előtt gázhőmérséklet), dugattyús motoroknál 2000 - 2500 °C.

A gázturbinás hajtóművek előnye a nagy teljesítménytömeg arány, amely az összehasonlíthatóság okán a gázturbinák esetén átlagosan 15 kW/kg, dugattyús motoroknál 1 kW/kg. A gázturbinás hajtóművek kevesebb mozgóalkatrészt tartalmaznak, illetve az egyirányú forgómozgás miatt kiegyensúlyozottabb működés érhető el, kevesebb rezgéssel. Aerodinamikai szempontból jobban konstruálható szerkezet. A légellenállási erő a következő képlettel számítható (1.6)

$$F_D = \frac{1}{2} \rho v^2 c_D A \quad (1.6)$$

Mivel a légellenállási erő függ a homlokfelület nagyságától (A), ezért gázturbinák használatával adott esetekben légellenállás jelentős mértékben csökkenthető. Nagy megbízhatóság, alacsonyabb NOx, CO részecskeemisszió jellemzi. Hátrányai közé sorolható, hogy költségesebb a beruházása, rosszabb a hatásfoka, amely részterheléses üzemmódokban tovább romlik, ez a fenti példán keresztül belátható. Illetve elmondható, hogy időigényes az indítási folyamata, illetve amennyiben nem rendelkezik APU-val vagy megfelelő nagyságú generátorral, úgy az indítása a földi kiszolgáló berendezéshez kötődő. Megjegyzendő, hogy egy nagyméretű belsőégésű motor indítása hasonlóan időigényes és kötődhet kiszolgáló berendezéshez (sűrített levegős indítás). Látható tehát, hogy nem véletlenül használatosak a dugattyús motorok a mai napig repülési célokra egyaránt, bizonyos felhasználási területeket érintően, például kiképzőrepülőgépek, sportrepülőgépek, pilóta nélküli légijárművek (UAV), kisebb helikopterek (pl.: Robinson R44) erőforrásaiként. [9]

2.2.6. A gázturbinás hajtóművek komponensei

A gázturbinák felépítését tekintve 5 fő csoportot taglalhatunk. Az áramlási irányt figyelembe véve ezek a következők. A szívócsatorna (amely szerkezetileg a sárkányszerkezetéhez tartozik), a gázgenerátor egység, amely tartalmazza a terelőlapátokat, a kompresszort, az égésteret, a turbinát és végül a fúvócső vagy turboshaft hajtómű esetén gázelvezető rendszer. Általánosságban kijelenthető, hogy a szívócső- kompresszor szakaszának keresztmetszete divergens, azaz bővülő, míg a turbina- fúvócső szakasz konvergens azaz szűkülő keresztmetszettel jellemezhető, amely áramlástan szempontból jelentős szereppel bír. (Bernoulli)

2.2.6.1. Szívócsatorna

A szívócsatorna termodinamikai szempontból szerves része a hajtómű körfolyamatának, annak ellenére szerkezetileg a sárkány szerkezetéhez tartozik. A gázturbinás hajtóművek szívócsatornái több csoportra oszthatók a repülési sebesség (Mach-szám) és a repülési magasság (H) figyelembevételével. Az első csoporthoz sorolhatók a szubszonikus szívócsatornák, amelyek $M < 0,8$ repülési Mach szám és $H < 13$ km magasság tartományig használatosak. A második csoport a transzonikus szívócsatornák, amelyek $M < 1,2$ repülési Mach szám, azaz mérsékelt hangsebességen túli repüléshez és $H < 15$ km magasságig alkalmazhatók. Végül a szuperszonikus szívócsatornák, amelyek $M < 5$ és $H < 25$ km repülési paraméterekhez csoportosíthatók. Az első két csoport jellemzően állandó geometriával rendelkezik, míg a harmadik esetén szükség van szívócsatorna-szabályozásra nagy repülési sebesség esetén. Az egyik legfontosabb tényező egy szívócsatorna esetén az úgynevezett relatív szállítási tényező, amelyet az (1.7) egyenlet ír le.

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}} \quad (1.7)$$

A relatív szállítási tényező a ténylegesen beszívott tömegáram és az adott belépő keresztmetszeten áthaladó maximális tömegáram hányadosaként definiálható. Álló repülőgép esetén ebben a szakaszban nyomésés figyelhető meg, hiszen a statikus közeget fel kell gyorsítani- illetve a közeg sűrűdik a szívócsatorna falával. Egy turboshaft hajtómű esetén egy porszűrő (pl.: Inlet Barrier Filter) implementálása mellett fokozottan fellépő jelenség. A szívócsatornák elsődleges feladata a levegőszállítása a

gázgenerátor egységbe, azonban egyéb feladatokkal is rendelkeznek. Ilyen például a hajtómű által kibocsátott zaj csökkentése és az idegen tárgyak beszívásának megakadályozása. [5] Utóbbi problémára jó példa a magyar-légierőben is használt Mikoyan-Gurevich MiG-29 szívócsatornájának kialakítása. Mivel ebben az esetben a földhöz közel helyezkedik el a szívócsatorna, ezért a belépő keresztmetszet zárható a hajtómű védelme érdekében, így a földi üzemállapot során a szárny felső részén történik a levegőellátás. Ez a szerkezeti megoldás a 8. ábrán látható.



8. ábra: MiG-29 szívócsatorna szerkezeti megoldása az idegen tárgyak beszívásának elkerülésére [a szerző saját szerkesztése]

Az áramlás zavartalansága okán fontos szempont a jégtelenítés, amelyet általában a kompresszor megcsapolásával hajtanak végre. A hajtómű jó hatásfokú működéséhez fontos annak megfelelő kialakítása. A nyomásnövekedés függ a diffúzor kialakításától. $M_v < 1$ esetén csak a súrlódásból adódó nyomásveszteség jelentkezik (1.8).

$$p_v = \sigma_{diffúzor} p_0 \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (1.8)$$

A súrlódásból adódó nyomásveszteséget $\sigma_{diffúzor}$ tényező fejezi ki, amelynek értéke 0,95 – 0,99. Amennyiben a repülési sebesség $M_v > 1$, megjelenik a merőleges lökéshullám okozta veszteség (1.9).

$$\sigma_{\text{össz}} = \sigma_{\text{diffúzor}} \sigma_{\text{hullám}} \quad (1.9)$$

A sebesség ugrásszerűen csökken hangsebesség alá, a hőmérséklet megnő, a nyomás pedig ugrásszerűen változik. A hullámveszteség miatt ($\sigma_{\text{hullám}}$) Δp értéke minimális. A veszteség csökkentésének alternatívája lehet a nagysebességű szabályozható szívócsatorna. Ennek ellenére a nagyobb veszteség mellett mégis inkább nem szabályozható csatornákat alkalmaznak a legtöbb esetben (pl.: F-16, JAS-39), hiszen ritkán vannak az üzemidő során $M > 1,4$ felett, ahol már jelentős lenne a veszteség. Hangsebesség feletti diffúzorok kialakítása ék vagy kúp geometria segítségével valósulhat meg. Ennek hatására több ferde lökeshullám jön létre, a szívócsatorna végén pedig egy merőleges lökeshullám. A hullámveszteség ($\sigma_{\text{hullám}}$) annál kisebb, minél több ferde lökeshullám keletkezik. Az úgynevezett λ tömítő hullám egy záró lökeshullám (merőleges lökeshullám a végén kis ferde lökeshullámokkal), amelyben a nyomás ugrásszerűen megnő, a sebesség pedig hangsebesség alá csökken. Szélsőséges esetben a λ tömítő hullám előre vágódik, fejhullámmá alakul és lerombolja a lökeshullám rendszert, amely periodikusan ismétlődik. Ennek következménye a szívócsatorna-leválás vagy szívócsatorna-pompázás, amely kompresszor pompázst, lángkialvást okozhat az égőtérben vagy az utánégető kamrában. Adott esetben a szívócsatornát is károsíthatja nagy energiatartalma okán. Amennyiben a hajtómű levegőfogyasztása túl nagy (felszállás elején) és a csatorna szűkül, a λ hullám bekerülhet a kompresszorba, amely az üveghang hatás jelenség. Ebben az esetben rezonancia jön létre, amely egy gerjesztett kényszerrezgés. A gerjesztés frekvenciája megegyezik a sárkány-szerkezet sajátfrekvenciájával. Az instabil jelenségek elkerülése érdekében fontos lehet ($M > 1,4$ esetén) a megfelelő szabályozás, amelynek alapelve, hogy a szívócsatorna által szállított levegő mennyisége megegyezik a hajtómű levegőszükségletével (2.0).

$$\dot{m}_{\text{szívócsatorna}} = \dot{m}_{\text{hajtómű}} \quad (2.0)$$

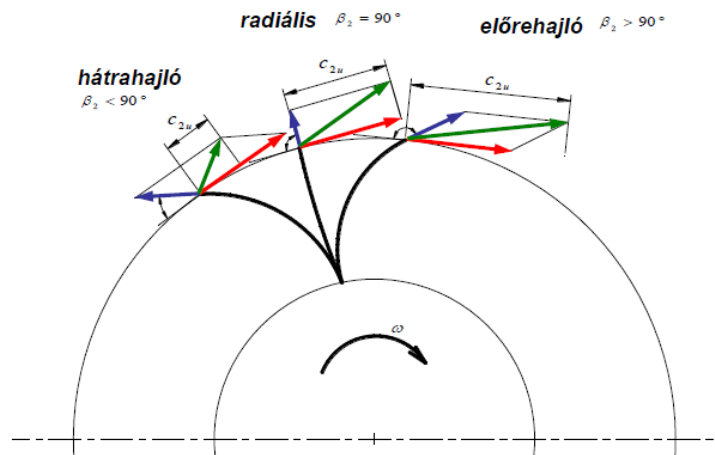
Az egyenlőség kúpok, redőnyök, betétek mozgatásával érhető el, azaz a szívócsatorna keresztmetszetének (A_{torok}) szabályozásával. [5]

2.2.6.2. Kompresszor

A bevezetőben említett divergens szakasz okán Bernoulli törvénye alapján a közeg sebessége csökkeni fog, nyomása pedig növekedik. Amennyiben a lecsökkent axiális sebesség miatt a kompresszor lapátok szöge meghaladja az α_{krit} állásszöget, és a „w” – relatív sebesség vektor iránya nem megfelelő, úgynevezett compressor stall vagy compressor surge alakul ki. Magyar megfelelője az úgynevezett pompázs jelenség. Kezdetben axiális kompresszorok esetén jelentős korlátozó ok volt, ezért látható, hogy a legtöbb korai sugárhajtású repülőgép hajtómű centrifugálkompresszorral volt konstruálva, amely nagyobb géptörzs átmérőt eredményezett és kisebb kompresszor nyomásviszonyt, azonban kevésbé volt hajlamos a kompresszor átesésre. Az áramlástan és a gyártástechnológia fejlődése, a kompresszor fokozatok állósorának állíthatósága ezen probléma megoldására nyújtott alternatívát, amely lehetővé tette az összeségében nagyobb nyomásviszonyt előállító, több fokozatú axiális kompresszorok alkalmazását. [2]

A kompresszorok olyan áramlástechnikai gépek, amelyek légnemű közeggel dolgoznak és céljuk egy nagyobb nyomású közeg előállítása. Lapátos gépek esetén két különböző felépítés különíthető el a közeg átáramlása alapján. Az átáramlás lehet tengely vagy sugárirányú, ennek megfelelően beszélhetünk axiális és radiális kompresszor esetén centrifugális kialakításról. A szakirodalom megkülönbözteti a kettő közti átmenetet, amelyet félaxiális vagy diagonális néven említ. A kompresszor kiválasztásánál fontos szempont annak kialakítása, mivel az nagyban befolyásolja az elérhető nyomásviszonyt és térfogatáramot- azaz, hogy mekkora közegmennyiség továbbítására alkalmas. [5]

A centrifugálkompresszorok jellemzően- akár egy fokozatban is viszonylag nagy nyomásviszonyt képesek előállítani, azonban mérsékelt közegeáram mellett dolgoznak. Ennek okán elsődlegesen kisméretű hajtóművek és fedélzeti gázturbinák esetén, valamint helikopter turboshaft hajtóművekben alkalmazzák, mert ebben a mérettartományban jobb hatásfokkal képesek üzemelni, mint az axiális felépítésű kompresszorok, illetve stabilabb működés jellemzi őket, helikopterek esetén pedig a méretük nem okoz számottevő problémát. A járókerék lapátozás szempontjából három kategória különböztethető meg, amely lehet előrehajló, hátrahajló és radiális lapátozású. Az ezekhez tartozó sebességi háromszögek a 9. ábrán láthatóak. [2]



9. ábra: A sebességi háromszögek szemléltetése különböző járókerék lapátozás megvalósítása esetén [9]

A 9. ábrán megfigyelhető, hogy az előrehajló lapátozás esetén jelentős sebességgel lép ki a közeg, amelyet nagy mértékben kell lefékezni, hogy statikus nyomást hozzunk létre, illetve szilárdságtanilag sem kedvező. A kilépő sebesség oldaláról a hátrahajló lapátozás ideális, azonban szilárdságtani szempontból ez sem kedvező. A radiális lapátozás előnye, hogy szilárdsági méretezése egyszerű, könnyen gyártható. Azonos gyártástechnológiát és anyagot feltételezve az előző okokból kifolyólag a radiális lapátozás esetén érhető el a maximális nyomásviszony. Lapátok számát tekintve, amennyiben csökken a lapátszám, úgy csökken a súrlódásból adódó veszteség, de ezzel párhuzamosan csökken a kompresszorba bevihető munka. Az optimális lapátszám tizenhét és huszonkettő között van. A lapátszám mellett a kerületi sebesség és az átmérő is befolyásolja az elérhető maximális nyomásviszonyt. A centrifugálkompresszorok általánosságban egy fokozatúak (kivétel pl.: MTR-390), mert a kettő közti átvezetés bonyolult, így a korszerűhajtóművekben gyakran előfordul, hogy axiális fokozatok mögé építik be zárófokozatként. [5]

Az axiális kompresszor egy olyan gázdinamikai gép, amelyben a közeg tengelyirányban áramlik. Az axiális felépítés egy fokozatban kisebb nyomásviszonyt tud előállítani, így a gyakorlatban a hajtóművek mindig több fokozattal rendelkeznek. Egy fokozat egy forgó lapátkoszorú és egy állólapát sor egységéből épül fel. Kompresszor esetén ez mindig járókerékkel kezdődik. Az axiális kompresszorok jelentősen nagyobb közegáram mellett dolgoznak. A kerületi sebességük a lapátvégeknél $u = 250 - 350 \text{ m/s}$, a korlátozó tényező itt is a hangsebesség átlépésének korlátja, mint ahogy az a légcsavarak esetén is tárgyalásra került ($M < 1$). A mai korszerű 3D-s tervezésű lapátozás (lapátprofilok) miatt akár 90%-os

izentrópikus hatásfok érhető el. A centrifugális kompresszorokkal összevetve a hátrányuk, hogy viszonylag költséges az előállításuk és gyártásuk a jó hatásfok érdekében nagy pontosságot igényel. Napjainkban a hajtóművek többsége axiális kompresszort alkalmaz. [9]

A kompresszor rész veszteségeit vizsgálva nagyrésze áramlási veszteség. Ez nyomásesést és entrópia növekedést eredményez, azaz a komprimálás nem adiabatikus folyamat. A kompresszorok két hatásfokkal jellemezhetők, izentrópikus és politrópikus hatásfokkal. [2] A politrópikus hatásfok alkalmasabb összehasonlítást biztosít két különböző kompresszor összehasonlítására kompresszor hatásfok szempontjából.

2.2.6.3. Égőtér

Az égőterek tervezése során számos feltételnek megfelelően kell létrehozni azok felépítését. Elsődleges feladatuk a tüzelőanyag megfelelő porlasztása, keverése, azonban számos más tényezőt is figyelembe kell venni. Ilyen például a tökéletes, stabil égés fenntartása, a forró gázok megfelelő visszahűtése annak érdekében, hogy a turbinalapátok ne károsodjanak. Fontos a megfelelő szabályozhatóság és a széles működési tartomány stabil égés fenntartása mellett. A repülésben rendkívül fontos a méret és súlycsökkentés, így ez az égéstér szempontjából is rendkívül importáns. Napjaink egyik legfontosabb kérdése a károsanyag kibocsátás csökkentése, amely az égőtér fejlesztésével tovább csökkenthető. Fő cél az égőtérveszteségének csökkentése, az égési hatásfok növelése. Turbina élettartam szempontjából az is fontos, hogy az égés az égőtérben valósuljon meg és az ne terjedjen tovább a turbina lapátokig, hiszen a termikus terhelés jelentősen csökkentené azok várható élettartamát. Felépítésük szempontjából több konstrukció taglalható. Az első a csöves égőterek, amelyek több tűzcsővel rendelkeznek. Ezek egyenes áramúak. Hátránya, hogy a nem egyenletes hőterhelés kedvezőtlen a turbinalapátokra nézve. A következő nagy csoport a gyűrűs égőterek, amelyek rendelkeznek primer és szekunder árammal. Itt a kerület mentén létrejövő hőterhelés egyenletes. A kettő kombinációja is megtalálható, amelyek a csöves-gyűrűs égőterek csoportját alkotják. A fejlesztések palettáján találhatunk dupla- vagy dual-gyűrűs égőtereket, amelyeknek szerepe a különböző teljesítmények közti átmenet biztosítása. Az égőtérben különböző veszteségek lépnek fel. Ilyen a súrlódásból és hőellenállásból származó veszteség. $\sigma_{\text{égőtér}} \approx 0,95 - 0,97$. Mivel az égés nem tökéletes, tehát marad elégtelen tüzelőanyag

részecske az égéstérben ezért annak teljes energiatartalma nem jelenik meg a gázban. A sztöchiometrikus keverékben a légviszony értéke $\lambda = 1$, azaz pontosan annyi levegő van az égéstérben, amennyi az égéshez elméletileg szükséges a kémiai reakció alapján. Gázturbinák esetén a gázhőmérséklet elérheti a 2700K-t, amely károsíthatja a nagynyomású turbinalapátokat, ezért a gázáramot hűteni szükséges. Ennek okán a gázturbinák $\lambda = 3 - 4$ légfelesleg tényezővel működnek. Ez azt jelenti, hogy 3-4-szer annyi levegő van az égőtérben, mint amennyi szükséges az égéshez, azaz a keverék tüzelőanyagban szegény. A primer zónában $\lambda = 1$, a maradék a keveredési zónában hasznosul a gázáram és tűzcső hűtésének céljából. [10]

A megfelelő égés szempontjából fontos a turbulens áramlás. Mivel a turbulens lángsebesség gyorsabb, ezért az intenzívebb keveredést biztosít. A turbulens áramlásra jellemző a nagy Reynolds szám, amely az alábbiak alapján határozható meg (2.1).

$$R_e = \frac{vx\rho}{\mu} \quad (2.1)$$

Azaz befolyásolja az áramlási sebesség (v), a közeg sűrűsége (ρ), egy jellemző hosszúság (x) és a dinamikai viszkozitás (μ). Az örvényáram súrlódást és nyomáscsökkenést okoz, azonban lamináris áramlás esetén rosszabb a keveredés, így az égés is. Hasonlóan a belsőégésű motoroknál alkalmazott megoldásokhoz (tumble – Otto, drall vagy perdület – Diesel motor esetén), a gázturbinák esetén is megjelennek örvénykeltő lapátok, fúvókában kiépített örvénykamrák a turbulens áramlás létrehozása céljából, így az égés folyamatának javítása érdekében. Az égőterek főbb részegységei a diffúzor, amely a közeg lassításáért felelős, az utóbbiakban említett örvénykeltők és a fúvókák, amelyeknek feladata a megfelelő porlasztás és keverés, a tűzcső és a belső gyűrű, amely a jó hatásfokú égésért felelős, a primer áram és a szekunder áram, amely javítja az égést és hűti a közeget a turbinalapátok előtt. [10]

2.2.6.4. Turbina

A turbina esetén mindig konvergencia, azaz szűkülő keresztmetszet figyelhető meg, ahol a közeg nyomása csökken, a sebessége pedig nő. Az áramlás gyorsuló jellege miatt itt nem jellemző az áramlás-átadás a lapátokon, így már a korai szakaszban jó hatásfokkal működő turbinák üzemeltek.

A turbinák olyan lapátos gépek, amelyek nagynyomású és magas hőmérsékletű közeg energiáját alakítják át mechanikai munkává. A kompresszorokhoz hasonlóan a turbinákat is két fő csoportra bonthatjuk. Hajtóművekben gyakoribb az axiális felépítés alkalmazása, ritkábban a radiális vagy másnéven centripetális. A radiális felépítésű turbinák főként autók turbófeltöltőiben alkalmazandók. A turbina teljesítménye növelhető a turbina előtti hőmérséklet növelésével, ezért elmondható, hogy a turbinák mindig nagy hőmérsékletű közeggel dolgoznak. Mivel a termikus hatásfok növelhető a turbina előtti gázhőmérséklettel, így ez importáns része a hajtóműtervezésnek és fejlesztésének. Az axiális turbinákban a közeg tengely irányba áramlik. Az axiális kompresszornál említett sorrenddel ellentétben, az axiális turbinák mindig állólapátkoszorúval kezdődnek. Ezután következik a forgó lapátkoszorú, amelyben a közeg lelassul, de energiájának egy része mechanikai munkává alakul. Ez az átalakult teljesítmény a kompresszorokat hajtja, illetve adott esetben egyéb segédberendezések hajtását biztosítja. Turbófan hajtómű esetén hajtja a fan fokozatokat, illetve turboprop, turboshaft hajtómű esetén a légcsavarokat, forgószárnyakat. A turbinák fokozatszámja jellemzően 1-7. A kompresszorhoz hasonlóan megkülönböztethetünk nagy, közepes és kisnyomású turbinarészeket, természetesen a kompresszorhoz képest épp ellenkező sorrendben, amennyiben az áramlási irány képezi a referenciát. [9]

Míg dugattyús motorban egylépcsős, addig lapátos gépekben kétlépcsős az energia átalakulás. Álló és forgólapátkoszorúban történik az entalpia változás. A reakciófok azt fejezi ki, hogy az adott fokozatban létrejövő összes entalpia változásának hányad része jött létre a forgó lapátkoszorúban. Ennek mértéke a (2.2) egyenlet alapján kiszámítható.

$$r = \frac{\Delta h_{forgó}}{\Delta h_{forgó} + \Delta h_{álló}} \quad (2.2)$$

Reakciófok szempontjából két típus különböztethető meg, akciós és reakciós turbinák. Akciós turbinák forgólapát koszorújában nincs entalpia változás, azaz $r = 0$. Reakciós turbináról akkor beszélünk, ha $r = 0,1 - 0,5$. Az izentrópius hatásfok reakciós turbina esetén nagyobb. A lapátozás kialakítását figyelembe véve akciósnál aszimmetrikus, míg reakciósnál ($r = 0,5$ esetén) szimmetrikus, amely gyártási szempontból előnyös. Akciós turbinával nagyobb fokozatmunka érhető el, így kevesebb fokozat szükséges, amely súlycsökkenést eredményez. [2]

A turbinalapátok nagy hőterhelésnek (akár 2000 K) és nagy mechanikai igénybevételnek (10000 1/min) vannak kitéve. A lapátokra a centrifugális erő miatt húzó-igénybevétel, a kerületi erők miatt pedig hajlító igénybevétel hat. Ez az anyag kúszásához, fáradásához, akár töréséhez vezet, ezért nagy jelentőséggel bír az anyagtechnológia, illetve a turbina lapátok hűtési technológiája. A lapátok élettartama korlátozott, a megnyúlástól függően a szerkezet károsodik. A mai korszerű anyagtechnológia okán az egykristály szerkezetű lapátok kevésbé hajlamosak a megnyúlásra. Anyaga általában szuperötvözet, intermetalikus vegyület (pl.: $\gamma - TiAl$). A másik fontos tényező a turbinalapátok hűtése a kis- és nagynyomású kompresszor fokozatok megcsapolásával. A nagynyomású turbinalapátok hűtéséhez a kompresszor utolsó (nagynyomású) fokozatai által elvezetett levegő egy része kerül hűtésre, hiszen nagy nyomás szükséges annak eljuttatásához. [2]

2.2.6.5. Fúvócső

Az első gázturbinás hajtóművek esetén (turbojet) a tolóerő létrehozásáért felelős munkagép teljes egészében a fúvócső volt. A kétáramú gázturbinás sugárhajtóművek esetén már más az eloszlás, mivel ott körülbelül a tolóerő 20%-át képezi a fúvócsövön kiáramló gáz, a nagyrészt pedig a hideg- vagy külső áramon kiáramló közeg hozza létre, amelyet a fan fokozat gyorsít fel. Ebben az esetben is két megoldás jöhet szóba, vagy elkülönített keresztmetszetben jut az atmoszférába vagy közös keverőtér által ugyanazon fúvócsövön keresztül. Turboprop és turboshaft hajtóművek esetén elmondható, hogy a vonóerő- akár teljes részét a légcsavar, illetve forgószárny hozza létre, így itt nem a fúvócső, hanem a gázvezető cső- vagy rendszer elnevezés használatos, hiszen az tolóerőképzésre nem alkalmas. [11]

Az expanziós folyamat azonos a turbinában lezajló expanziós folyamattal, azzal a különbséggel, hogy az izentrópus határfoka jobb, az egyszerű szerkezet okán. A turbinában mechanikai munka, a fúvócsőben pedig mozgási energia jön létre. Teljes expanzió esetén $p_5 = p_0$. Szűkülő fúvócsőben a maximális expanzió mértéke $\pi_{krit} \approx 1,89$, ennél nagyobb nyomásviszony esetén a gáz nem képes teljesen leexpandálni, a nyomáskülönbségből azonban tolóerő származik. $\pi = \pi_{krit} * 5,5$ esetén a részleges expanziós veszteség már olyan mértékű, hogy Laval (szűkülő-bővülő) csövet kell használni. A kompresszor tárgyalásánál említésre került, hogy a kompresszorfokozatok 3-4-szer annyi levegőt állítanak elő, mint amennyi az égéshez szükséges, ezért az oxigéndús tüzelőanyag keverék okán lehetőség van

utánégetésre. Utánégetéses hajtóművek esetén keresztmetszet szabályozására van szükség, nem képződhet fojtás a fúvócsőben. A kritikus keresztmetszet (legsűkebb keresztmetszet) szabályozása az alábbi képlet alapján határozható meg (2.3).

$$A_{kritikus_{utánégetés}} = A_{kritikus} \sqrt{\frac{T_{utánégetés}}{T_{utánégetés-nélkül}}} \quad (2.3)$$

A kilépő vagy végkeresztmetszet szabályozás alapelve, hogy úgy legyen méretezve, hogy bármilyen fúvócső nyomásviszonynál közelítőleg teljes expanziót biztosítson. Azaz az expanzió mértékét a kilépő keresztmetszet és a kritikus keresztmetszet hányadosa határozza meg $\frac{A_{kilépő}}{A_{kritikus}}$. Az optimális eset a teljes expanzió, ilyenkor maximális a vonóerő. Részleges expanziónál kisebb a veszteség, a rövidebb cső miatt csökken a súly és a méret, ezzel együtt csökken a hűteni szükséges felület nagysága is. Ezzel együtt a nagyobb felület nagyobb hőveszteséggel is jár. Túlexpanzió esetén a fúvócsőben keletkező örvények megnövelik a veszteségeket. Utánégetés esetén romlik a fajlagos tüzelőanyagfogyasztás a propulziós hatásfok csökkenése miatt (2.4).

$$\eta_{prop} = \frac{2v}{(w - v) + 2v} \quad (2.4)$$

Mivel a kilépő gáz sebesség (w) nő, a propulziós hatásfok csökken. A másik veszteség a termikus hatásfok romlása utánégetés esetén (2.5).

$$\eta_{term} = \frac{w_h}{q_{be}} = \frac{q_{be} - q_{ki}}{q_{be}} \quad (2.5)$$

Minél alacsonyabb a bevitt hő (q_{be}) és minél magasabb az elvont (q_{ki}), annál magasabb lesz a termikus hatásfok. [10]

2.2.7. A gázturbinás hajtóművek vezérlőrendszerei

Repülőgép gázturbinás hajtóművek esetén az ideális levegő-tüzelőanyag arány a 45-80:1-hez. A levegő komponens oldaláról mérhető a tömegáram, illetve a hőmérséklet, ami függ a repülési sebességtől és magasságtól. Mivel ez befolyásolja a hajtómű teljesítményét, így ezen paraméterek figyelése elengedhetetlen. A tüzelőanyag mennyisége azonnal változtatható, azonban a kompresszor által szállított

levegő mennyisége nem. Ez számos problémát okozhat, például kompresszor pompázst, lángkialvást, magas fordulatszámot. Látható tehát, hogy a korszerű hajtóművezérlés elsődleges célja, hogy a pilótát függetlenítsen a belépő levegő paramétereinek monitorozásától, így automatikusan elkerülve a fentebb említett veszélyes üzemmódokat. Másodlagos célként említhető a magas hatásfok elérése, a károsanyag kibocsátás csökkentése és a széles magasság és sebesség tartomány biztosítása. A szabályozórendszerek fejlődése a gázturbinák megjelenésétől kezdődik, amikor megjelent a mechanikus szabályozás. Ebben az esetben a pilóta közvetlenül beavatkozott a tüzelőanyag adagolásba a gázkar segítségével. Figyelte a gázhőmérsékletet, a forgórész fordulatszámát, azaz a pilóta a szabályozási kör része ebben az esetben. A következő mérföldkő a hidromechanikus szabályozás időszaka. A hidromechanikus szabályozás alapeleme a fojtás. [12] A fojtáson átfolyó közeg mennyisége az alábbiak alapján meghatározható (2.6).

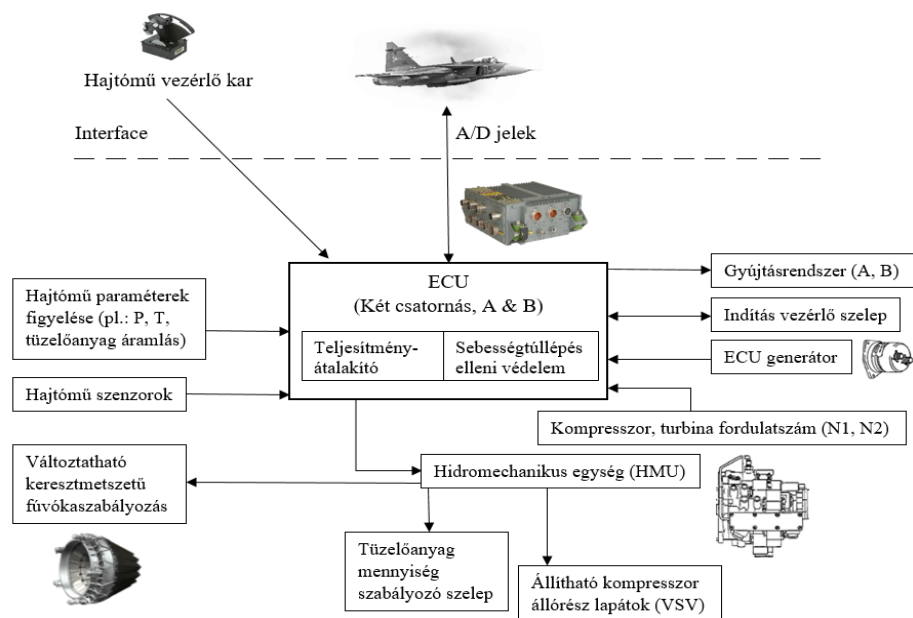
$$\dot{m} = \alpha A_f \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (2.6)$$

Azaz a fojtáson átfolyó közeg mennyisége függ a fojtás keresztmetszetétől (A_f) és a nyomáskülönbségtől (Δp). A α értéke a fojtásra jellemző állandóra utal. Megjegyzendő, hogy inkompresszibilis, súrlódásos áramlás esetén, a súrlódásból adódóan hő keletkezik, ahol az energiamegmaradás törvénye alapján a közeg belső energiája nő. A fojtás utáni örvényes zóna további súrlódással jár, ami nyomásleesést okoz. A hidromechanikus szabályozás elemei közé sorolható a nagynyomású szivattyú. Ez lehet fogaskerekes vagy axiál-dugattyús. Ebből adódóan két nagy csoportra oszthatók, hidromechanikus rendszerek állandó szállítású szivattyúval vagy változtatható szállítású szivattyúval. A betáplálás innen történik, általában egy állandó fojtáson keresztül. Állandó szállítású szivattyú esetén (fogaskerekes) a többlet tüzelőanyagot visszajuttatjuk a kisnyomású ágba. A gázkar mozgatása változtatja a szervótér elvezetésének nyomását, amely az adagoló tűt mozgatja (pl.: amennyiben nő a szervótér nyomása az adagoló tű felfelé mozdul). Axiál-dugattyús szivattyú esetén a szervótér és a nagynyomású szivattyú mechanikai kapcsolatban áll egymással, ezzel változtatva a szállított tüzelőanyag mennyiségét. A mechanikus és hidromechanikus szabályozás nagy előnye, hogy ha valamilyen oknál fogva megszűnik az áramellátás a hajtómű továbbra is üzemképes marad. Az elektronika fejlődésével a szabályozórendszerek hidromechanikus egységeinek funkcióit kezdték

átvenni a különböző áramköri egységek. A következő korszak az analóg elektronikus hajtómű szabályozó rendszerek megjelenése volt. Nevéből adódóan analóg jelekkel történt a hajtómű szabályozása, ezzel feljavítva a hidraulikus rendszerek működését. Hátránya volt a jelek elektromos interferenciájának kiküszöbölése. Ez volt az a szabályozórendszer technológia, amely átmentet képzett a FADEC rendszer felé. [12]

2.2.7.1. Teljes hatáskörű, elektronikus gázturbina szabályozó rendszer (FADEC)

Az 1970-es évektől kezdődően a NASA és a Pratt and Whitney közös együttműködésével kezdődött meg a digitális hajtómű szabályozó rendszerek fejlesztése, amelynek általános felépítését a 10. ábra szemlélteti.



10. ábra: A FADEC rendszer általános felépítése [a szerző saját szerkesztése]

Az angol terminológiában elterjedt mozaikszó a „FADEC”, azaz Full Authority Digital Engine Control kifejezés használatos. A hajtómű szabályozás elektronikus, azaz nincs mechanikai kapcsolat a gázkar és a tüzelőanyag adagoló szelep (hajtómű) között. Ebben az esetben a pilóta már nem a szabályozási kör része, azaz a teljes jogosultság a vezérlőrendszeré. [13] A beágyazott rendszer analóg és digitális jelek formájában kommunikál a buszrendszeren keresztül. A rendszer fő komponense az úgynevezett Electronic Control Unit (ECU) vagy másnéven Electronic Engine Control (EEC) másodpercenként akár hetven bemenő jelet is kaphat a hajtóműtől és a repülőgéptől a hajtóművezérléshez szükséges kimeneti jelek generálásához. Ebből

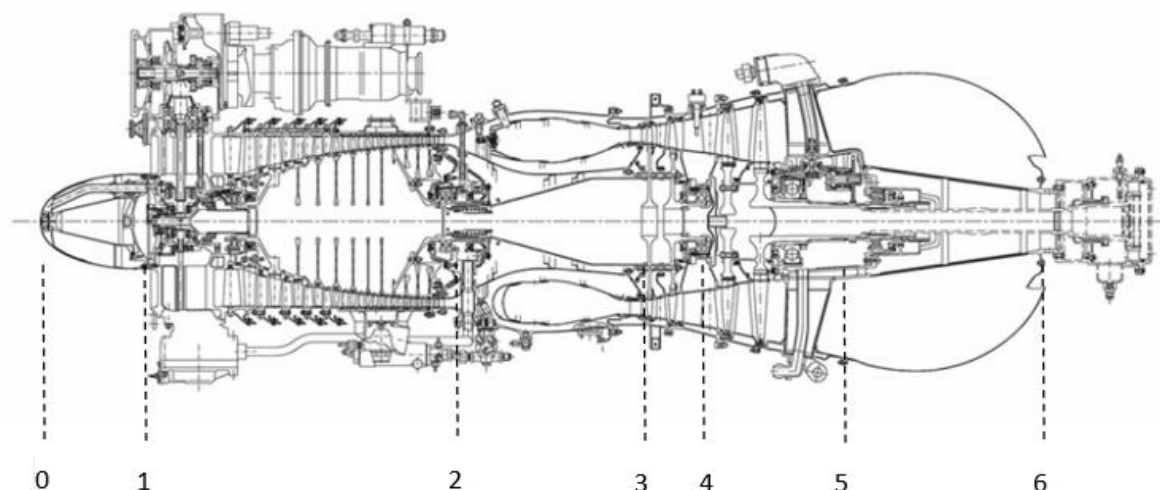
adódóan egy modern FADEC rendszerrel szemben támasztott fő követelmény a nagy számítási teljesítmény megvalósítása, illetve a gyors és precíz vezérlő jelek generálása. Az ECU fő feladata a hajtómű vezérlése. Mivel a vezérlőrendszer „intelligenciáját” a szoftver tartalmazza, így az azt hordozó hardver biztonsága potenciális kérdés a hajtómű és a repülőgép működésére nézve. Ennél a pontnál megjegyzendő, hogy amennyiben az elektronika működésképtelen úgy a gázturbina üzemképtelenné válik. A FADEC fejlesztésének tendenciája az, hogy még összetettebb funkciókat építenek be a vezérlőszoftverbe, így egy másik fő követelmény a vezérléssel szemben az elektronikus- számítógépes meghibásodások elkerülése. Ennek implementálására számos alternatíva megoldást kínál, például két vezérlőrendszer beépítése, amelynek köszönhetően az összehasonlító hardver hibajelzést ad ki eltérés esetén. A nagyobb hardver többlet költség miatt azonban a legtöbb FADEC kétsávós- „egy számítógépes” rendszerként van konfigurálva. Azaz rendelkezik egy „A” és egy „B” csatornával. Ezentúl úgynevezett biztonsági időzítő áramköröket építhetnek be, angol nevén Watch Dog Timer (WDT), amelynek feladata, hogy újraindítsa a vezérlőt, ha az végtelen ciklusba kerülne valamelyik műveletnél. Az elektronikus elemek meghibásodásának oka lehet például a chip korróziója, forrasztási kötések kopása, rosszul gyártott áramköri lapok elhasználódása. [14] Ezen hibaforrások előfordulási valószínűsége növekszik az elhasználódási szakaszban, a fürdőkád görbéből adódóan. A FADEC rendszer képes támogatni a repülő- illetve hajtómű védelmére kifejlesztett automatikus vészrendszereket, ilyen például a fordulatszám elleni védelmi logika. A rendszer szabályozza az indítás folyamatát, benne a gyújtást, illetve érzékeli azokat a helyzeteket amikor indokolt a gyújtás automatikus bekapcsolása, a tüzelőanyag befecskendezés mennyiségét, a tüzelőanyag-levegő keverék arányát. Működési elvét tekintve adatokat fogad a különböző szenzoroktól parancsokat fogad a pilótafülkéből. Ezt követően feldolgozza az adatokat, majd a vezérlő jelek segítségével- a működtető rendszereken keresztül végrehajtja azokat. A szenzorokból származó adatok az ECU-ban kerülnek feldolgozásra, elemzésre. Ezt követően beállításra kerülnek a működési paraméterek, mint például tüzelőanyag áramlás, állórész lapátok, légtelenítő szelepek helyzete. A FADEC rendszer számos üzemmódot szabályoz, beleértve az indítást, alapjáratot, tolóerő szabályozást, sugárfék szabályozást. Ezzel a határfok növelése- fajlagos tüzelőanyag fogyasztás csökkenése érhető el. Karbantartási szempontból elérhetővé teszi a hajtómű karbantartási jelentésének elérését. [15]

3. Turboshaft hajtóművek termikus körfolyamatának numerikus analízise

Egy hajtómű mélyebb vizsgálata, összehasonlítása vagy fejlesztése előtt, rendkívül fontos annak termikus körfolyamatának analízise, kiértékelése. A hajtómű termikus körfolyamatának meghatározott adatai lehetőséget nyújtanak további kutatások alapjaként, mint például szilárdságtani, több-test dinamikai vagy áramlástani szimulációk esetén. A gyártók által megadott hajtómű adatok csekély információkat hordoznak önmagukban, azonban a legtöbb esetben elégségesek a termikus körfolyamat meghatározásához. Ilyen bemenő paraméterek a turbina előtti hőmérséklet, a kompresszió viszony, a levegő és tüzelőanyag tömegáram. A következőkben a Magyar Honvédség által üzemeltetett Mil-Mi17 turboshaft hajtóművének egy változatát és annak váltótípusát az Airbus H225M közepes szállítóhelikopter gázturbinás hajtóművének termikus körfolyamatát határozom meg, majd hasonlítom össze. Továbbá ezalapján kerül létrehozásra egy olyan program, amely a fontos bemenő adatok által képes meghatározni adott turboshaft hajtómű termikus körfolyamatának kimenő paramétereit, illetve megfelelő alapként szolgál egy komolyabb, részletesebb szoftver létrehozásában a jövőben.

3.1. Klimov TV3-117VMA termikus körfolyamatának numerikus analízise

A Klimov tervezőiroda által konstruált TV3-117 turboshaft hajtómű számos forgószárnyas hajtóműveként funkcionál, többek között az MH. Kiss József 86. Helikopter dandár által üzemeltetett Mi-17 szállító és Mi-24 harcihelikopterekben. A hajtómű szerkezeti felépítését tekintve tizenkét fokozatú axiális kompresszorlapát komprimálja a levegőt, amely összesen 9,4-es kompresszor nyomásviszonyt állít elő. Felszálló üzemmódban a maximális teljesítmény 1640 [kW] (2200 SHP). Ez jóval nagyobb teljesítmény, mint az előd TV2-117 esetében, emellett pedig a fajlagos hasznos munka és a termikus hatásfok értéke is nőtt. [2]



11. ábra: TV3-117 metszeti ábrája és a termikus vizsgálat keresztmetszetei [a szerző saját szerkesztése [1] alapján]

A termikus elemzés a 11. ábra felosztása alapján készült el, amelyben a 0. keresztmetszet a szívócsatorna előtti rész, az 1. a kompresszor előtti rész, a 2. a kompresszor utáni, a 3. az égőtér utáni, a 4. a kompresszor-turbina utáni, az 5. a munka vagy szabad-turbina utáni, végül a 6. a gázelvező rendszer utáni jellemző keresztmetszetek számításainak helyét mutatja. Az elemzés során több különböző csoportba sorolható adathalmazt hoztam létre és használtam fel, mind a két hajtómű számítás esetében. Az első csoport a gyártó által megadott adatok. Ezek különböző forrásokból fellelhetők, amelyek az általános- hétköznapi felhasználó számára elérhetőek az interneten. A TV3-117VMA esetében ezek a következők (1. táblázat). A táblázat tartalmazza a számításban használt jelöléseket is.

1. táblázat neve: Gyártó által megadott, kigyűjtött adatok [a szerző saját szerk.]

Gyártó által megadott paraméterek:	
Kompresszor nyomásviszony (π_k)	9,4
Turbina előtti hőmérséklet (T_3)	1223 [K]
Kompresszor tömegáram ($\dot{m}_{lev}$)	8,7 [kg/s]
Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás ($\dot{m}_{tüza}$)	0,308 [kg/kWh]
Tengelyteljesítmény (P_{szt})	1640 [kW]

Az adatok második csoportja képezi az iterációs folyamatot- illetve a későbbiekben a paraméterérzékenység vizsgálat egy részét, mivel ezek azok az adatok, amelyeket a gyártók nem adnak meg. A termikus körfolyamat számítás ezzel lehetőséget nyújt ezen gépegység veszteségek és hatásfokok közelítő meghatározására a folyamat végén. Az iteráció alapjaként szolgált az irodalomkutatásban fellelhető- illetve a külső konzulensem által meghatározott műszaki adatok, tapasztalatok adathalmaza. A 2. táblázat az iteráció végén meghatározott hatásfokokat és veszteség adatokat mutatja. Az általam felállított hiba megengedhető értéke 3% volt, így ennek megfelelően végeztem az iterációt, amíg hibahatáron belül nem volt az eredmény. A táblázat tartalmazza a számításban használt jelöléseket is.

2. táblázat: Megbecsült hajtómű hatásfok és veszteségek adatok [a szerző saját szerk.]

Megbecsült hatásfok és veszteség adatok:	
Szívócsatorna nyomásveszteségi tényező (σ_d)	0,96
Égőtér nyomásveszteségi tényező (σ_e)	0,96
Gázvezető nyomásveszteségi tényező (σ_g)	0,96
Kompresszor izentrópus hatásfok (η_{i_k})	0,8
Kompresszor turbina izentrópus hatásfok (η_{i_t})	0,88
Szabadturbina izentrópus hatásfok ($\eta_{i_{szt}}$)	0,89
Gázgenerátor egység mechanikai hatásfok (η_{m_k})	0,99
Szabadturbina mechanikai hatásfoka ($\eta_{m_{szt}}$)	0,99

Az adathalmaz utolsó csoportját a munkaközeg termikus jellemzői tartalmazzák. Ezek az adatok a specifikus gázállandó (R), az adiabatikus kitevő (κ) és az állandó nyomáson vett fajhő (c_p). Vizsgálatuk jelentős, mert értéküket befolyásolja a közeg összetétele és hőmérséklete, amely gyakorlatilag minden vizsgált keresztmetszetben eltér egymástól. A turbina utáni keresztmetszeteknél figyelembe kell venni, hogy a közeg tartalmaz tüzelőanyagot, így meg kell határozni az egy kg levegőre eső tüzelőanyag mennyiségét, amely a számított hajtómű esetében $q(t)=0,0161$ volt. Az adatok iterációt alkalmazva meghatározhatóak táblázat- vagy kezelni képes program segítségével. A külső konzulensem által létrehozott programot felhasználva (2. sz. melléklet), adott keresztmetszetekre az adatok a következők (3.táblázat).

3. táblázat: Gázjellemzők adott keresztmetszetekre bontva [a szerző saját szerk.]

Gázjellemzők:	Specifikus gázállandó [J/kgK]	Adiabatikus kitevő	Állandó nyomáson vett fajhő [J/kgK]
[1.] Szívócsatorna	287,04	1,4	1003,68
[2.] Kompresszor	287,04	1,39	1020,3
[3.] Égőtér	287,39	1,332	1153,33
[4.] Kompresszor-turbina	287,39	1,3187	1189,26
[5.] Szabad-turbina	287,39	1,337	1141,19
[6.] Gázvezető rendszer	287,39	1,345	1120,52

A számítás során felhasznált végleges adatok meghatározását követően levezethető a TV3-117VMA gázturbinás hajtómű termikus körfolyamatának numerikus analízise, amely a 11. ábrán látható sorrendet figyelembe véve kerül részletezésre.

3.1.1. TV3 szívócsatorna előtti keresztmetszet [0.]

A Nemzetközi Egyezményes Légkör (NEL) adatait vettem figyelembe referencia értéknek. A helikopter állóhelyzeti üzemét vizsgáltam, azaz $H=0$ [m] és $V_r=0$ [$\frac{m}{s}$] repülési sebesség mellett. Ezért a kezdeti hőmérséklet $T_0=288$ [K], a légköri nyomás pedig $p_0=101325$ [Pa]. A Clapeyron-egyenlet segítségével meghatározásra került a fajlagos térfogat (2.7).

$$v_0 = \frac{R_0 T_0}{p_0} = \frac{287,04 \times 288}{101325} = 0,8159 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (2.7)$$

3.1.2. TV3 szívócsatorna utáni keresztmetszet [1.]

Mivel a repülési sebesség zérus, így a szívócsatorna utáni hőmérséklet megegyezik a kezdeti hőmérséklettel, azaz $T_0 = T_1 = 288$ [K]. A statikus közeget fel kell gyorsítani, illetve az sűrűdik a szívócsatorna falával, ezért a nyomás csökken, amely a következőként változik (2.8).

$$p_1 = p_0 \sigma_a = 101325 \times 0,96 = 97272 \text{ [Pa]} \quad (2.8)$$

A fajlagos térfogat a szívócsatorna utáni keresztmetszetben a következő, ahol R_1 a kompresszorban lévő specifikus gázállandó értéke (2.9).

$$v_1 = \frac{R_1 \times T_1}{p_1} = \frac{287,04 \times 288}{97272} = 0,85 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (2.9)$$

3.1.3. TV3 kompresszor utáni keresztmetszet [2.]

Ebben a keresztmetszetben a levegő adiabatikus komprimálása megy végbe. Mivel a komprimálás entrópia növekedéssel jár együtt, így a nyomás növekedése mellett várható a jelentős hőmérséklet emelkedés is. A keresztmetszet számítását az izentrópikus hőmérséklet meghatározásával kezdem, amely a kompresszor nyomásviszony felhasználásával meghatározható (3.0).

$$T_{2_i} = T_1 \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288 \times 9,4^{\frac{0,39}{1,39}} = 540 [K] \quad (3.0)$$

A kompresszor izentrópikus hatásfokát (megbecsült) felhasználva kiszámítható a valós kompresszor utáni hőmérséklet (3.1).

$$\eta_{i_k} = \frac{T_{2_i} - T_1}{T_2 - T_1} \rightarrow 0,8 = \frac{540 - 288}{T_2 - 288} \rightarrow T_2 = 603 [K] \quad (3.1)$$

A komprimálás utáni nyomásviszony meghatározható az összes kompresszor lapát által előállított nyomásviszony szorzatával, amely jelen esetben 9,4. Ezzel meghatározható az a nyomásérték, amely az égőtérben keveredik a tüzelőanyaggal (3.2).

$$p_2 = p_1 \pi_k = 97272 \times 9,4 = 914356,8 [Pa] \quad (3.2)$$

Az előzőekben meghatározott adatokat felhasználva kiszámítható a fajlagos térfogat a második keresztmetszetben, amely a következő (3.3).

$$v_2 = \frac{R_2 \times T_2}{p_2} = \frac{287,04 \times 603}{914356,8} = 0,189 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (3.3)$$

Végül meghatározom a kompresszor teljes teljesítményszükségletét, amely magában foglalja a kompresszor által felvett teljesítményt (P_k), illetve a segédberendezések által felvett teljesítményt is (P_{sb}). Utóbbi adat esetében abból a feltételezésből indultam ki a műszaki tapasztalatokat figyelembe véve, hogy annak értéke 2-3% körül mozog, így azt 50 kW-ban határoztam meg. A számítást a (3.4) és (3.5) egyenlet taglalja.

$$P_k = \frac{\dot{m}_{lev} c_p (T_2 - T_1)}{\eta_{m_k}} = \frac{8,7 \times 1020,3(603 - 288)}{0,99} = 2824375 [W] \quad (3.4)$$

$$P_{szüks} = P_k + P_{sb} = 2824,375 + 50 = 2874,375 [kW] \quad (3.5)$$

3.1.4. TV3 égőtér utáni keresztmetszet [3.]

Az égőtérben létrejött nagynyomású, nagy hőmérsékletű gáz hűközlése közel állandó nyomáson történik, azaz izobár állapotváltozás megy végbe. Mivel a közeg a súrlódik, illetve a hőellenállás okán létrejön egy minimális nyomáscsökkenés, ezért azt az égőtér nyomásvesztéségi tényezővel korrigáltam (3.6). A láng hőmérsékletet leszámítva a turbina előtti hőmérséklet lesz a legnagyobb hőmérséklet a folyamatban, amelyet a gyártók a legtöbb hajtómű esetén feltüntetnek a hajtómű leírásban. Ebben az esetben a turbina előtti hőmérséklet $T_3 = 1223K$.

$$p_3 = \sigma_e p_2 = 0,96 \times 914356,8 = 877782,53 [Pa] \quad (3.6)$$

A harmadik keresztmetszetben a fajlagos térfogat esetén már a megváltozott specifikus gázállandót kell figyelembe venni, hiszen a közeg már tartalmaz tüzelőanyagot, így ez a következő (3.7).

$$v_3 = \frac{R_3 T_3}{p_3} = \frac{287,39 \times 1223}{877782,53} = 0,4 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (3.7)$$

3.1.5. TV3 kompresszor-turbina utáni keresztmetszet [4.]

Ebben a keresztmetszetben adiabatikus állapotváltozás megy végbe, ahol a nagy energiatartalmú gáz entalpiájának egy része expandál és mechanikai munkává alakul át, amely meghajtja a kompresszor fokozatokat. A kompresszor-turbina teljesítménye (P_t) meg kell, hogy egyezzen a kompresszor fokozatok és a segédberendezések teljesítmény szükségletével, azaz a második keresztmetszetben számolt $P_{szüks}$ -el (3.8).

$$P_{szüks} = P_k + P_{sb} = P_t = 2874,375 [kW] \quad (3.8)$$

Ezt követően meghatározható a kompresszor-turbina utáni keresztmetszet valós hőmérséklete. Fontos megjegyezni, hogy az itt megjelenő levegő tömegáramot több

tényező is befolyásolja, mint például a kompresszorból elvett- megcsapolt levegőmennyiség, a megnövekedett tömegáram a tüzelőanyag elégetése miatt. A hajtóműleírás konkrét információt nem tartalmazott ezzel kapcsolatban ezért a feltételezés az, hogy a kompresszorból elvett levegőmennyiség megegyezik a tüzelőanyag elégetéséből származó tömegnövekedéssel (3.9).

$$T_4 = T_3 - \frac{P_t}{\dot{m}_{lev} c_p} = 1223 - \frac{2874375}{8,7 \times 1189,26} = 945,19 [K] \quad (3.9)$$

A kompresszor-turbina utáni izentrópikus hőmérséklet szükséges az adott keresztmetszeti nyomásérték meghatározásához, amely kiszámítható a kompresszor-turbina hatásfokának egyenletéből (4.0).

$$\eta_{it} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4i}} \rightarrow T_{4i} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_{it}} = 1223 - \frac{1223 - 945,19}{0,88} = 907,31 [K] \quad (4.0)$$

A negyedik keresztmetszet izentrópikus hőmérsékletének eredményével és a Poisson-egyenlet segítségével meghatározható a keresztmetszetben lévő nyomás értéke (4.1).

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_{4i}}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 877782,53 \times \left(\frac{907,31}{1223} \right)^{\frac{1,3187}{0,3187}} = 255177,35 [Pa] \quad (4.1)$$

Végül a fajlagos térfogat meghatározható a negyedik keresztmetszetben (4.2).

$$v_4 = \frac{R_4 T_4}{p_4} = \frac{287,39 \times 945,19}{255177,35} = 1,065 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (4.2)$$

3.1.6. TV3 szabad-turbina utáni keresztmetszet [5.]

Ebben a keresztmetszetben folytatódik az adiabatikus állapotváltozás, ahol a gáz entalpiája tovább expandál és mechanikai teljesítménnyé alakul a szabad-turbinában, amely teljesítményt szolgáltat a forgószárny és faroklégcsavar számára. Mivel a gázelvező rendszerben a gáz közel környezeti nyomásra expandál, ezért a gázelvező rendszer nyomásvesztési tényezőjével visszaszámolva és a környezeti nyomást alapul véve meghatároztam a keresztmetszetben lévő nyomás értékét (4.3).

$$p_5 = \frac{p_0}{\sigma_g} = \frac{101325}{0,96} = 105546,88 [Pa] \quad (4.3)$$

Poisson-egyenlet segítségével meghatározható a szabad-turbina keresztmetszetében uralkodó izentrópikus hőmérséklet (4.4).

$$T_{5_i} = T_4 \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 945,19 \times \left(\frac{105546,88}{255177,35} \right)^{\frac{0,337}{1,337}} = 756,63 \text{ [K]} \quad (4.4)$$

Az izentrópikus szabad-turbina hatásfokot felhasználva meghatározható az ötödik keresztmetszet valós hőmérséklete (4.5).

$$\begin{aligned} \eta_{i_{szt}} &= \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5_i}} \rightarrow T_5 = T_4 - \eta_{i_{szt}}(T_4 - T_{5_i}) = \\ &= 945,19 - 0,89 \times (945,19 - 756,63) = 777,37 \text{ [K]} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Végül a kiszámított értékek alapján ebben a keresztmetszetben is meghatározható a fajlagos térfogat (4.6).

$$v_5 = \frac{R_5 T_5}{p_5} = \frac{287,39 \times 777,37}{105546,88} = 2,117 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (4.6)$$

3.1.7. TV3 gázelvező rendszer utáni keresztmetszet [6.]

Ebben a keresztmetszetben izotermikus állapotváltozás megy végbe, a gáz közel környezeti nyomásra expandál, amely tolóerőképzésre már nem alkalmas. Ezért $p_6 = 101325 \text{ [Pa]}$, a hőmérséklet pedig $T_6 = 777,37 \text{ [K]}$. A Clapeyron-egyenlet segítségével itt is meghatározható a fajlagos térfogat (4.7).

$$v_6 = \frac{R_6 T_6}{p_6} = \frac{287,39 \times 777,37}{101325} = 2,205 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (4.7)$$

3.1.8. A TV3-117VMA hajtómű termikus hatásfoka, tengelyteljesítménye

A folyamat befejezéseként kiszámításra kerül a hajtómű ideális és valós termikus hatásfoka (4.8) és (4.9). A fajlagos tüzelőanyag fogyasztásból meghatározható a tüzelőanyag másodpercenkénti tömegárama, amely ebben az esetben $0,14 \text{ [kg/s]}$ lesz. A fűtőérték (H) alapjaként a JP-10 tüzelőanyag szolgál, amelyet széles körben használnak katonai alkalmazások során. Értéke $H = 42,0755 \text{ [MJ/kg]}$.

$$\eta_{t_i} = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{9,414^{\frac{0,4}{1,4}}} = 0,4728 = 47,28 \% \quad (4.8)$$

$$\eta_{t_v} = \frac{P_{szt}}{\dot{m}_{t\ddot{u}za} \left(\frac{kg}{s} \right) H} = \frac{1640000}{0,14 \times 42075500} = 0,2784 = 27,84 \% \quad (4.9)$$

A szabad-turbina teljesítménye (P_{szt}) a hajtómű leírásból kigyűjtött adatok között megtalálható (1. táblázat). A termikus körfolyamat adataiból szintén meghatározható annak teljesítménye (P_{szt_s}), amely lehetőséget ad a körfolyamat ellenőrzésére (5.0). A hiba értékét 3%-ig határoztam meg elfogadhatónak, így ezt használtam referencia értéknek az iteráció során (5.1).

$$P_{szt_s} = \eta_{m_{szt}} \dot{m}_{lev} c_p (T_4 - T_5) =$$

$$= 0,99 \times 8,7 \times 1141,19 \times (945,19 - 777,37) = 1649 [kW] \quad (5.0)$$

$$Hiba = \frac{P_{szt_s}}{P_{szt}} = \frac{1649}{1640} = 0,55 \% \quad (5.1)$$

A termikus körfolyamat adatait felhasználva az általam kapott eredmény 0,55 %-ban tér el a gyári szabad-turbina teljesítmény értékétől. Ez a 3 %-os hiba határon belül van, így a kapott eredményt elfogadhatónak értékelem.

3.1.9. TV3-117VMA hőmérséklet-entrópia (T-s) diagramm és körfolyamat nyomás értékek

A keresztmetszetek hőmérsékletei meghatározásra kerültek a körfolyamat számítás során. Az entrópia változást a következő képlet segítségével határoztam meg (5.2).

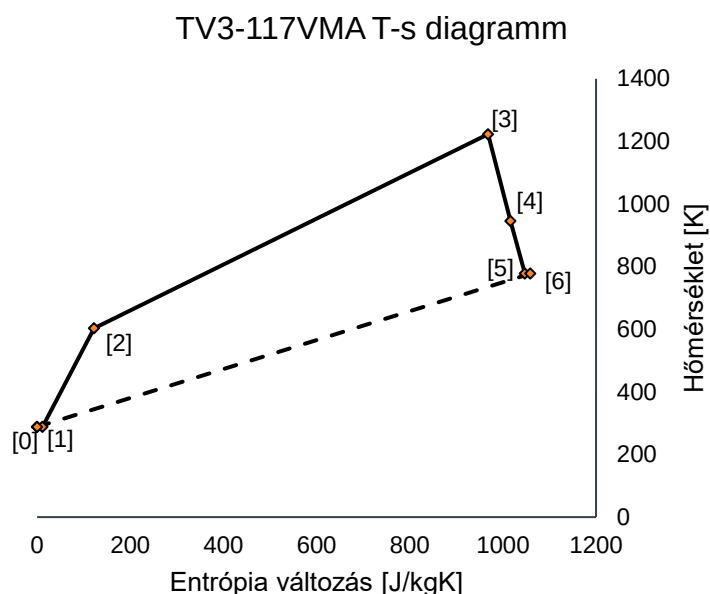
$$\Delta s = c_{p(n)} \ln \frac{T_n}{T_{n-1}} + R \ln \frac{p_{n-1}}{p_n} \quad (5.2)$$

Az entrópia változások eredményeit, keresztmetszetekre lebontva a 4. táblázat szemlélteti.

4. táblázat: Entrópia változások eredményei a különböző keresztmetszetekben [a szerző saját szerk.]

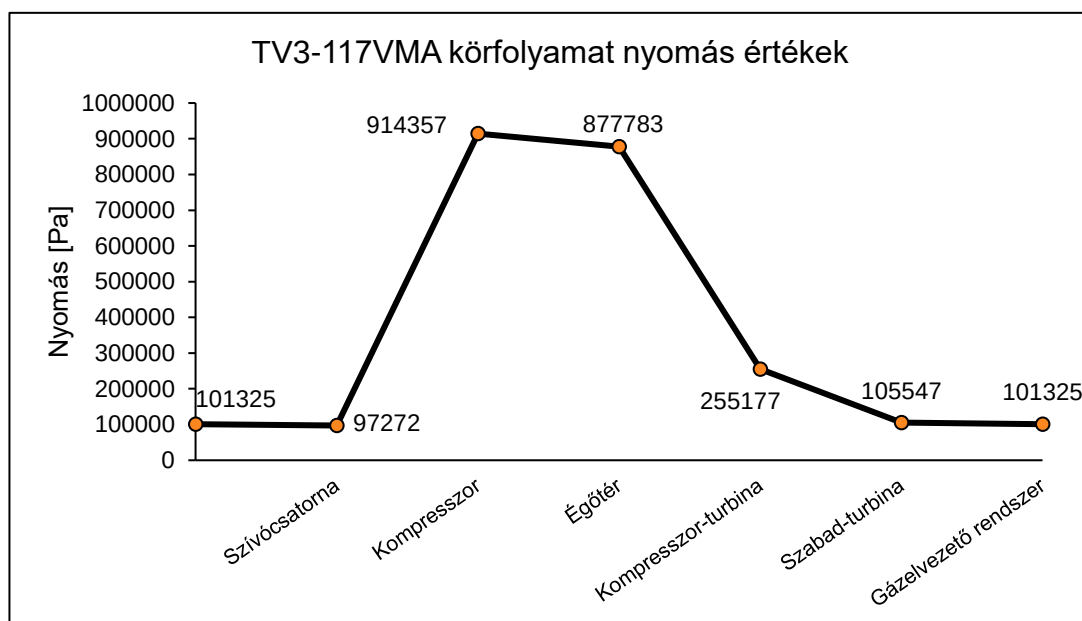
Gépegység keresztmetszet	Entrópia változás [J/kgK]
[1] Szívócsatorna	11,71
[2] Kompresszor	110,78
[3] Égőtér	845,57
[4] Kompresszor-turbina	48,61
[5] Szabad-turbina	30,64
[6] Gázelvezető rendszer	11,73

A hőmérséklet és az entrópia változások adatai alapján létrehoztam a TV3-117VMA hőmérséklet-entrópia diagrammját, amelyet a 12. ábra szemléltet.



12. ábra: TV3-117VMA turboshaft hajtómű hőmérséklet-entrópia diagrammja [a szerző saját szerkesztése]

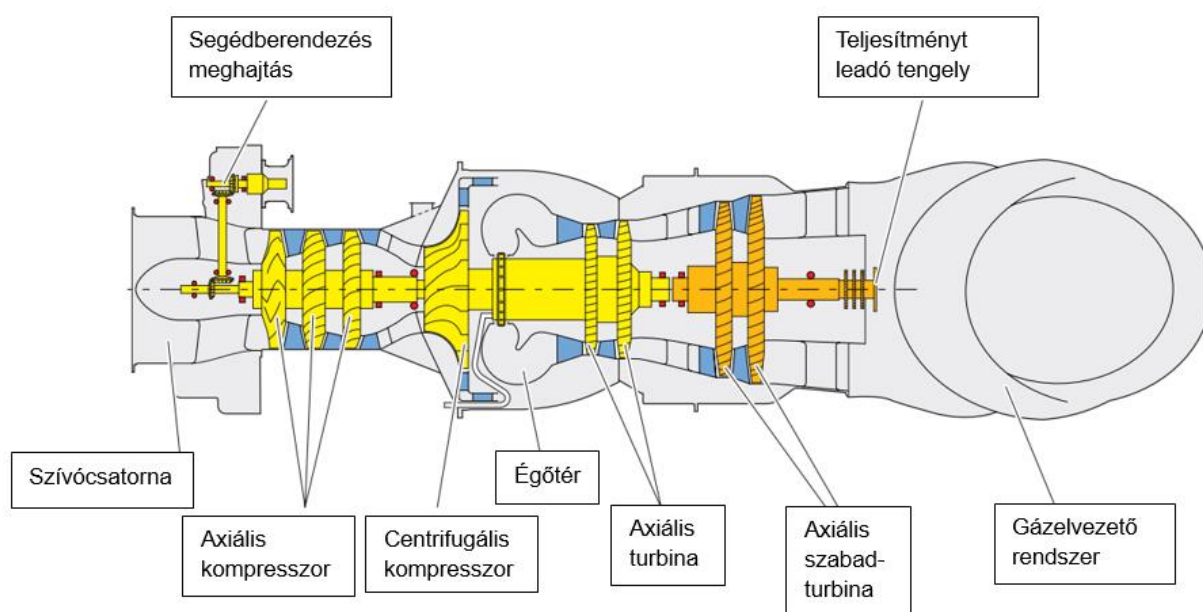
A diagramm egy egyszerűsített T-s diagrammnak tekinthető, hiszen az nem ábrázolja a konkrét állapotváltozásokat, így csak a meghatározott pontok tartalmazznak korrekt eredményt. A 13. ábra bemutatja a körfolyamatban kiszámolt nyomás értékek változását [Pa]-ban feltüntetve.



13. ábra: TV3-117VMA turboshaft hajtómű termikus körfolyamatának nyomás értékei [a szerző saját szerkesztése]

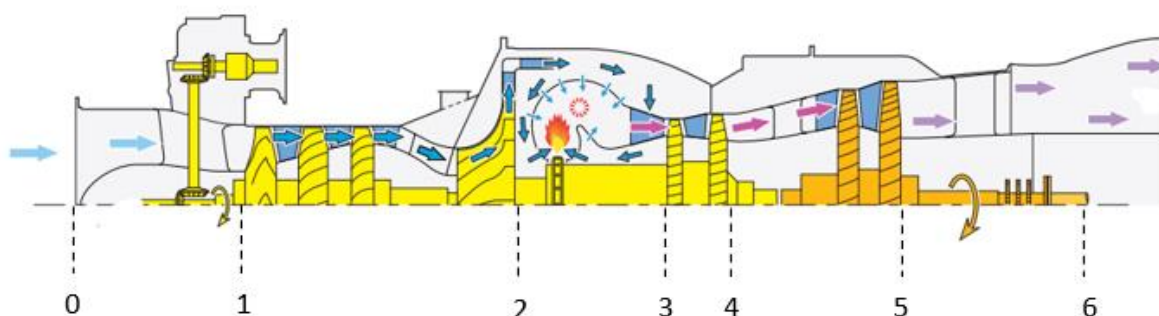
3.2. Turbomeca Makila 2A-2A1 termikus körfolyamatának numerikus analízise

A Safran gyártó által konstruált szabad-turbinás gázturbinás hajtómű alap verziója már 1979-ben megjelent. Több továbbfejlesztett verzió elkészült az évek alatt, a 2A1 2008-ban mutatkozott be, amely a H225M közepes katonai szállítóhelikopter gázturbinás hajtóműve. A típus elemzésének relevanciája, hogy 2023-tól ez a helikopter típus váltja a Magyar Honvédségben eddig üzemeltetett Mi-17 típusokat. A gázgenerátor egységet vizsgálva elmondható, hogy a kompresszor rész három fokozatú axiális és egy egyfokozatú (zárófokozat) centrifugálkompresszorból áll, amely 11,5-es maximális nyomásviszonyt képes előállítani. Már ebben a tekintetben látható a szerkezeti különbség a két hajtómű között, hiszen a TV3 esetében nem volt centrifugálkompresszor. Az égőtér gyűrűs kialakítású, centrifugális tüzelőanyag befecskendezéssel. A lánghőmérséklet elérheti a 2773 [K]-t, a turbina előtti hőmérsékleti pedig 1353 [K]. A turbina részt vizsgálva mind kompresszor-turbina, mind a szabad turbina egy-egy kétfokozatú axiális turbinából áll. A gázgenerátor egység tengelyének fordulatszáma 33200 [1/min], mivel a szabad-turbina külön tengelyen van, ezért az eltérő fordulatszámmal forog, amely 22962 [1/min]. [16] A hajtómű szerkezeti felépítését a 14. ábra szemlélteti.



14. ábra: Turbomeca Makila 2A-2A1 szabad-turbinás gázturbinás hajtómű szerkezeti felépítése [16]

A termikus körfolyamat analízisét a TV3-117VMA elemzéshez hasonlóan végzem el. Első lépésként meghatározom a hajtómű vizsgált keresztmetszeteit, megadom az adathalmaz három csoportját, majd elvégzem az elemzést. A fő különbséget az jelenti, hogy ebben az esetben rendelkezésemre áll a hajtómű karbantartás oktatási jegyzete, amelyből kinyerhetők a fent említett fontos bemenő adatok, illetve a folyamat végén kétlépcsős ellenőrzést hajtok végre, mivel adott keresztmetszetekben ismert a nyomás és a hőmérséklet is. Az elemzés felosztását a 15. ábra alapján hoztam létre és végeztem el.



15. ábra: Turbomeca Makila 2A-2A1 termikus vizsgálat keresztmetszetei [16]

Azt adathalmaz irodalmi tartalma és felosztása megegyezik az előző számításokban leírtakkal, így az külön tárgyalásra nem kerül. Az 5. táblázat tartalmazza a [16] forrásból kigyűjtött hajtómű adatokat.

5. táblázat: Turbomeca Makila 2A-2A1 hajtómű paraméterek [a szerző saját szerk.]

Gyártó által megadott paraméterek:	
Kompresszor nyomásviszony (π_k)	11,5
Turbina előtti hőmérséklet (T_3)	1353 [K]
Kompresszor tömegáram ($\dot{m}_{lev}$)	6,36 [kg/s]
Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás ($\dot{m}_{tüza}$)	0,219 [kg/kWh]
Tengelyteljesítmény (P_{szt})	1303 [kW]

A 6. táblázat tartalmazza a hajtómű hatásfok és veszteség megbecsült adatait. Ezek az adatok már az iterációt követő, hibahatáron belüli számokat tartalmazza.

6. táblázat: Turbomeca Makila 2A-2A1 hajtómű hatásfok és veszteség adatai [a szerző saját szerk.]

Megbecsült hatásfok és veszteség adatok:	
Szívócsatorna nyomásveszteségi tényező (σ_d)	0,965
Égőtér nyomásveszteségi tényező (σ_e)	0,955
Gázvezető nyomásveszteségi tényező (σ_g)	0,96
Kompresszor izentrópikus hatásfok (η_{i_k})	0,76
Kompresszor turbina izentrópikus hatásfok (η_{i_t})	0,85
Szabadturbina izentrópikus hatásfok ($\eta_{i_{szt}}$)	0,85
Gázgenerátor egység mechanikai hatásfok (η_{m_k})	0,99
Szabadturbina mechanikai hatásfoka ($\eta_{m_{szt}}$)	0,99

Végül a 7. táblázat tartalmazza az iterációt követő gázjellemzők adathalmazát.

7. táblázat: Gázjellemzők adott keresztmetszetekre bontva – Makila [a szerző saját szerk.]

Gázjellemzők:	Specifikus gázállandó [J/kgK]	Adiabatikus kitevő	Állandó nyomáson vett fajhő [J/kgK]
[1.] Szívócsatorna	287,04	1,4	1003,68
[2.] Kompresszor	287,04	1,389	1025,21
[3.] Égőtér	287,31	1,3267	1166,63
[4.] Kompresszor-turbina	287,31	1,3148	1199,90
[5.] Szabad-turbina	287,31	1,3324	1151,64
[6.] Gázvezető rendszer	287,31	1,34	1131,02

A számítás során felhasznált végleges adatok meghatározását követően levezethető a Makila 2A-2A1 gázturbinás hajtómű termikus körfolyamatának numerikus analízise, amely a 15. ábrán látható sorrendet figyelembe véve kerül részletezésre. Mivel a körfolyamat vizsgálatának módszere közel azonos a TV3 hajtómű termikus elemzésének metodikájával, ezért a számítások során ismertetett lépéseknél és folyamatoknál csak a szükséges fontos (például számítás menete, oka) és az új információkat tüntetem fel az ismételtes elkerüléséből adódóan.

3.2.1. Makila szívócsatorna előtti keresztmetszet [0.]

Ebben az esetben is a Nemzetközi Egyezményes Légkör (NEL) adatait vettem figyelembe referencia értéknek. A helikopter állóhelyzeti üzemét vizsgáltam, azaz $H=0$ [m] és $V_r=0$ [$\frac{m}{s}$] repülési sebesség mellett. Ezért a kezdeti hőmérséklet $T_0=288$ [K], a légköri nyomás pedig $p_0=101325$ [Pa]. A fajlagos térfogat ebben a keresztmetszetben megegyezik az előzőekben vizsgált hajtómű keresztmetszetével, azaz $0,8159$ [$\frac{m^3}{kg}$].

3.2.2. Makila szívócsatorna utáni keresztmetszet [1.]

Ebben az esetben is a repülőgép álló helyzetében vizsgálom a hajtóművet, ezért $T_0 = T_1 = 288$ [K]. A nyomásvesztés a Makila esetében a következő (5.3).

$$p_1 = p_0 \sigma_d = 101325 \times 0,965 = 97778,625 \text{ [Pa]} \quad (5.3)$$

$$v_1 = \frac{R_1 \times T_1}{p_1} = \frac{287,04 \times 288}{97778,625} = 0,845 \text{ } [\frac{m^3}{kg}] \quad (5.4)$$

3.2.3. Makila kompresszor utáni keresztmetszet [2.]

$$T_{2_i} = T_1 \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288 \times 11,5^{\frac{0,389}{1,389}} = 570,75 \text{ [K]} \quad (5.5)$$

A kompresszor izentrópikus hatásfokát 0,76 értékben határoztam meg, így a keresztmetszet valós hőmérséklete a következő (5.6).

$$\eta_{i_k} = \frac{T_{2_i} - T_1}{T_2 - T_1} \rightarrow 0,76 = \frac{570,75 - 288}{T_2 - 288} \rightarrow T_2 = 660,04 \text{ [K]} \quad (5.6)$$

$$p_2 = p_1 \pi_k = 97778,625 \times 11,5 = 1124454,188 \text{ [Pa]} \quad (5.7)$$

$$v_2 = \frac{R_2 \times T_2}{p_2} = \frac{287,04 \times 660,4}{1124454,188} = 0,168 \text{ } [\frac{m^3}{kg}] \quad (5.8)$$

Mivel a hajtómű méretben és teljesítményben hasonló kategóriának tekinthető, ezért a szükséges teljesítmény komponenseként a segédberendezések által felvett teljesítményt ebben az esetben is $P_{sb} = 50 [kW]$ -ban határoztam meg, a 3 %-os műszaki tapasztalatokra alapozva, így a $P_{szüks}$ az alábbiak szerint alakul (5.9-6.0).

$$P_k = \frac{\dot{m}_{lev} c_p (T_2 - T_1)}{\eta_{m_k}} = \frac{6,36 \times 1025,21 (660,04 - 288)}{0,99} = 2450329 [W] \quad (5.9)$$

$$P_{szüks} = P_k + P_{sb} = 2450,329 + 50 = 2500,329 [kW] \quad (6.0)$$

3.2.4. Makila égőtér utáni keresztmetszet [3.]

A gyártó adatai alapján a turbina előtti hőmérséklet $T_3 = 1353 [K]$, ebből a nyomás pedig a következő (6.1).

$$p_3 = \sigma_\epsilon p_2 = 0,955 \times 1124454,188 = 1073853,75 [Pa] \quad (6.1)$$

$$v_3 = \frac{R_3 T_3}{p_3} = \frac{287,31 \times 1353}{1073853,75} = 0,362 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (6.2)$$

3.2.5. Makila kompresszor-turbina utáni keresztmetszet [4.]

A kompresszor-turbina teljesítményének (P_t) meg kell egyeznie a kompresszor fokozatok és a segédberendezések teljesítmény szükségletével, azaz az előzőekben számolt $P_{szüks}$ -el, ezért a feltételezés az, hogy $P_{szüks} = P_t = 2500,329 [kW]$. Hasonlóan a TV3-as hajtóműelemzésnél, itt is azt feltételezem, hogy a kompresszorból elvett levegőmennyiséget kiegyenlíti a tüzelőanyag elégetéséből származó tömegnövekedés. Így a valós hőmérséklet a következő (6.3).

$$T_4 = T_3 - \frac{P_t}{\dot{m}_{lev} c_p} = 1353 - \frac{2500329}{6,36 \times 1199,9} = 1025,36 [K] \quad (6.3)$$

Az izentrópikus turbina hatásfokot ebben az esetben 0,85 értékben határoztam meg, így az izentrópikus hőmérséklet számítható a kompresszor-turbina utáni keresztmetszetben (6.4).

$$\eta_{it} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4i}} \rightarrow T_{4i} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_{it}} = 1353 - \frac{1353 - 1025,36}{0,85} = 967,54 [K] \quad (6.4)$$

Poisson-egyenlet segítségével a p_4 a következő (6.5).

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_{4i}}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 1073853,75 \times \left(\frac{967,54}{1353} \right)^{\frac{1,3148}{0,3148}} = 264672,42 [Pa] \quad (6.5)$$

$$v_4 = \frac{R_4 T_4}{p_4} = \frac{287,31 \times 1025,36}{264672,42} = 1,113 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (6.6)$$

3.2.6. Makila szabad-turbina utáni keresztmetszet [5.]

A gázelvező rendszer nyomásvesztési tényezőjét és a környezeti nyomást alapul véve az ötödik keresztmetszetben a nyomás a következő (6.7).

$$p_5 = \frac{p_0}{\sigma_g} = \frac{101325}{0,96} = 105546,875 [Pa] \quad (6.7)$$

Poisson-egyenlet segítségével az ötödik keresztmetszet izentropikus hőmérséklete (6.8).

$$T_{5i} = T_4 \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1025,36 \times \left(\frac{105546,75}{264672,42} \right)^{\frac{0,3324}{1,3324}} = 815,21 [K] \quad (6.8)$$

A szabad-turbina izentropikus hatásfokát 0,85-re határoztam meg, így a keresztmetszet valós hőmérséklete az alábbiak alapján a következő (6.9).

$$\begin{aligned} \eta_{iszt} &= \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5i}} \rightarrow T_5 = T_4 - \eta_{iszt} (T_4 - T_{5i}) = \\ &= 1025,36 - 0,85 \times (1025,36 - 815,21) = 846,73 [K] \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$v_5 = \frac{R_5 T_5}{p_5} = \frac{287,31 \times 846,73}{105546,875} = 2,305 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (7.0)$$

3.2.7. Makila gázelvező rendszer utáni keresztmetszet [6.]

A fúvócsővel ellentétben a gáz közel környezeti nyomásra expandál, ezért $p_6 = p_0 = 101325 [Pa]$. A hőmérséklet megegyezik az előző keresztmetszetben számolt hőmérséklettel, ezért $T_6 = 846,73 [K]$. A Clapeyron-egyenlet segítségével itt is meghatározható a fajlagos térfogat (7.1).

$$v_6 = \frac{R_6 T_6}{p_6} = \frac{287,31 \times 846,73}{101325} = 2,4 \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (7.1)$$

3.2.8. A Makila hajtómű termikus hatásfoka, tengelyteljesítménye és entalpia változása

A fajlagos tüzelőanyag fogyasztásból meghatározható a tüzelőanyag másodpercenkénti tömegárama (7.2), amely szükséges a valós termikus hatásfok számításához.

$$m_{\text{tüza}(\frac{kg}{s})} = \frac{m_{\text{tüza}} \times P_{szt}}{3600} = \frac{0,219 \times 1303}{3600} = 0,079 [\frac{kg}{s}] \quad (7.2)$$

A folyamat számításának zárásaként kiszámításra kerül a hajtómű ideális és valós termikus hatásfoka (7.3) és (7.4). Hasonlóan az előző körfolyamat számításánál a tüzelőanyag fűtőértékének referenciájaként a JP-10 tüzelőanyagot vettem alapul.

$$\eta_{t_i} = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{11,5^{1,4}} = 0,5023 = 50,23 \% \quad (7.3)$$

$$\eta_{t_v} = \frac{P_{szt}}{\dot{m}_{\text{tüza}(\frac{kg}{s})} H} = \frac{1303000}{0,079 \times 42075500} = 0,3920 = 39,2 \% \quad (7.4)$$

A szabad-turbina teljesítménye (P_{szt}) a hajtómű leírásból kigyűjtött adatok között ebben az esetben is megtalálható (5. táblázat). Ezért itt is elvégzem a körfolyamat hiba becslését (7.5). A hiba értékét az előzőekben felállított 3 %-os határban határoztam meg elfogadhatónak, így ezt használtam referencia értéknek az iteráció során.

$$\begin{aligned} P_{szt_s} &= \eta_{m_{szt}} \dot{m}_{lev} c_p (T_4 - T_5) = \\ &= 0,99 \times 6,36 \times 1151,64 \times (1025,36 - 846,73) = 1295,279 [kW] \end{aligned} \quad (7.5)$$

$$Hiba = \frac{P_{szt_s}}{P_{szt}} = \frac{1295,279}{1303} = 0,6 \% \quad (7.6)$$

A termikus körfolyamat adatait felhasználva az általam kapott eredmény 0,6 %-ban tér el a gyári szabad-turbina teljesítmény értékétől. Ez a 3 %-os hiba határon belül van, így a kapott eredményt elfogadhatónak értékelem. A Makila 2A-2A1 1St Line Maintenance Training Notes dokumentumot felhasználva az előző számításhoz képest egy másodlagos ellenőrzést végeztem el, mivel a dokumentum tartalmazza az általam számolt keresztmetszetek többségében a hőmérsékletet és a nyomás értékeket. Azaz összehasonlítom a gyári adatokat a termikus analízis által számolt adatok értékével, amelyet a 8. táblázat tartalmaz.

8. táblázat: Megadott gyári adatok összehasonlítása a körfolyamat analízise során meghatározott paraméterekkel, négy különböző keresztmetszetben [a szerző saját szerk.]

Keresztmetszetek	Gyári hőmérséklet [K]	Analízis során számolt hőmérséklet [K]	Gyári nyomásérték [kPa]	Analízis nyomásérték [kPa]
Égőtér előtt [2.]	643	660	1125	1124
Égőtér után [3.]	1353	1353	1074	1073,85
Kompresszor-turbina után [4.]	1043	1025,36	290	264,7
Szabad-turbina után [5.]	823	846,73	100	105,55

A gyári adatok lehetőséget adtak egy második ellenőrzés végrehajtására. A táblázat alapján látható és megállapítható, hogy a körfolyamat numerikus analízise során kiszámolt adatok közel azonosak az összes feltüntetett keresztmetszetben a Training Notes dokumentumban megadott adatok értékével összehasonlítva. Ennek okán a kiszámított adatokat továbbra is validnak, elfogadhatónak értékelem. A keresztmetszetek hőmérsékletei meghatározásra kerültek a körfolyamat számítás során. Az entrópia változást a következő képlet segítségével határoztam meg (7.7).

$$\Delta s = c_{p(n)} \ln \frac{T_n}{T_{n-1}} + R \ln \frac{p_{n-1}}{p_n} \quad (7.7)$$

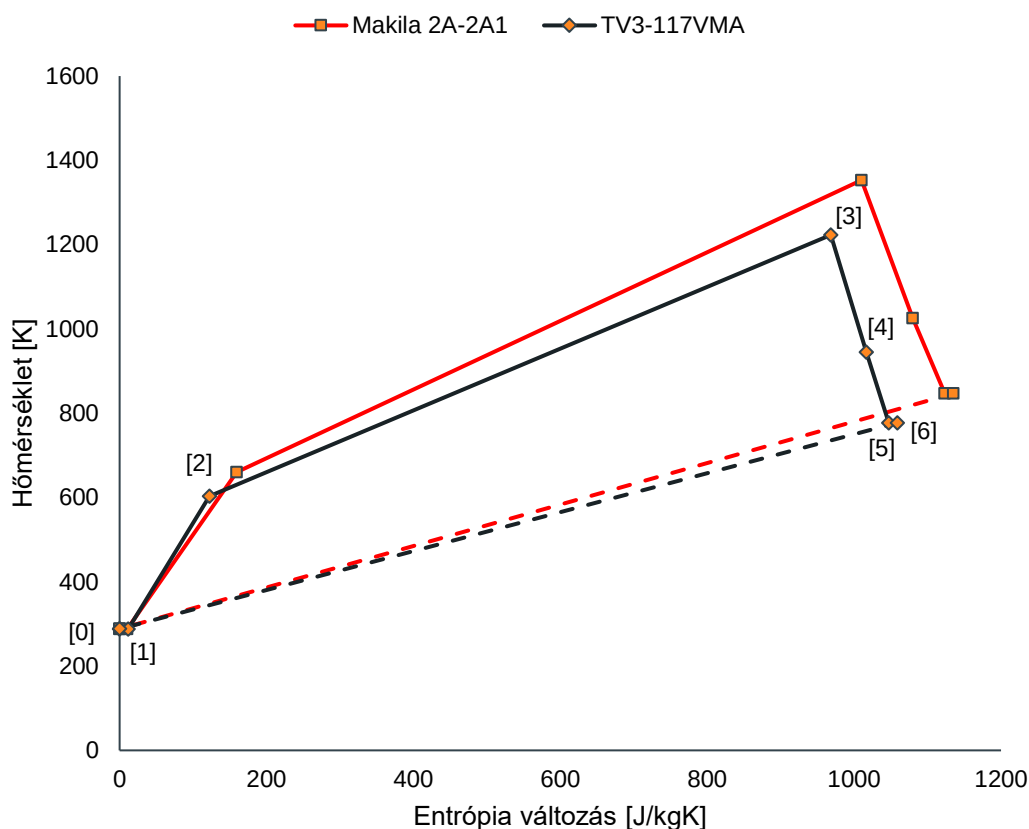
Az entrópia változások eredményeit, keresztmetszetekre lebontva a 9. táblázat szemlélteti, amelyet a következőkben a 16. ábra létrehozásában használtam fel.

9. táblázat: Entrópia változások eredményei a különböző keresztmetszetekben - Makila [a szerző saját szerk.]

Gépegység keresztmetszet	Entrópia változás [J/kgK]
[1] Szívócsatorna	10,23
[2] Kompresszor	149,20
[3] Égőtér	850,61
[4] Kompresszor-turbina	69,67
[5] Szabad-turbina	43,69
[6] Gázelvezető rendszer	11,73

3.3. TV3-117VMA és a Turbomeca Makila 2A-2A1 gázturbinás hajtómű összehasonlítása

Az előző pontban (3.2) meghatározásra került a Turbomeca összes felhasználható paramétere, így a következőkben a két hajtómű összehasonlítását mutatom be. Az összehasonlítás relevanciáját adja az a tény, hogy a Magyar Honvédség Mi-17-es közepes méretű szállítóhelikopterének hajtóműve és annak váltótípusa az Airbus H225M közepes méretű szállítóhelikopterének hajtóműve kerül összevetésre. A 9. táblázat adatai alapján létrehoztam a Turbomeca Makila T-s diagrammját, azonban ezt külön nem jelenítem meg. A 16. ábrán látható a két turboshaft gázturbinás hajtómű T-s diagrammjának összehasonlítása, ahol a fekete a TV3, a piros terület pedig a Makila termikus körfolyamatát szemlélteti.



16. ábra: TV3-117VMA és a Turbomeca Makila 2A-2A1 T-s diagrammjának összevetése [a szerző saját szerkesztése]

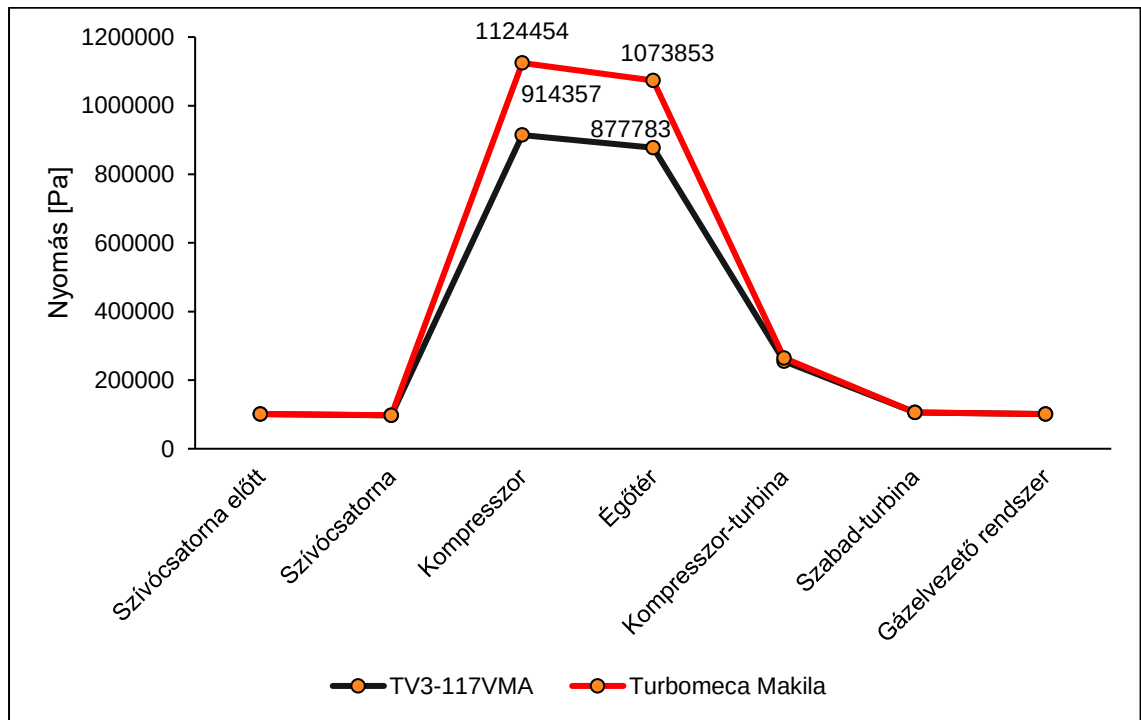
A diagramm alapján is látható, hogy a Makila hajtómű turbina előtti hőmérséklete magasabb, amely visszavezethető az anyagtechnológia, a hűtéstechnológia és

gyártástechnológia fejlődésére a turbinalapátokat illetően. A fajlagos hasznos munkát összehasonlítva kiderül, hogy a Makila esetén az érték nagyobb, tehát több energiát állít elő egységnyi tömegű gázra vonatkoztatva, amelyet a (7.8) egyenlet taglal.

$$W_{h_{Makila}} = \frac{P_{szt}}{\dot{m}_{lev}} = \frac{1303}{6,36} = 204,87 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (7.8)$$

$$W_{h_{TV3}} = \frac{P_{szt}}{\dot{m}_{lev}} = \frac{1640}{8,7} = 188,5 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (7.9)$$

Az összehasonlítást a két hajtómű termikus körfolyamatának numerikus analízise során kiszámolt keresztmetszeti nyomások összevetésével zárom, amelyet a 17. ábra mutat be.



17. ábra: TV3-117VMA és a Turbomeca Makila 2A-2A1 keresztmetszeti nyomás értékeinek összehasonlítása [a szerző saját szerkesztése]

Mivel a Makila hajtómű kompresszor nyomásviszonya magasabb, ezért az axiális és centrifugálkompresszorok egysége nagyobb végnyomást képes előállítani, mint a TV3 esetén. Összeségében elmondható, hogy a Turbomeca Makila jobb termikus hatásfokot, magasabb fajlagos hasznos munkát és alacsonyabb fajlagos tüzelőanyag fogyasztást mutat a termikus körfolyamat numerikus analízise alapján. Ezen paraméterek vizsgálatát nézve a hajtómű megfelel a korszerűsítés elvárásainak, így termikus analízis szempontjából effektívebb hajtóműnek tekinthető az elődhez képest.

4. A turboshaft gázturbinás hajtóművek termikus körfolyamatát leíró program létrehozása

A tudományos munka további célja egy olyan program létrehozása, amely képes támogatni a felhasználót turboshaft gázturbinás hajtóművek termikus körfolyamatának numerikus analízisében. A program célja felgyorsítani a körfolyamat számítás módszerét, javítani a kiszámított paraméterek pontosságát. Lehetőséget nyújt már meglévő körfolyamatok számításának ellenőrzésére. További felhasználás szempontjából alkalmas különböző paraméterek, például hatásfok és veszteség adatok változtatásával paraméterérzékenység vizsgálatra. Látható tehát, hogy a program többcélú, annak létrehozása több terület támogatására is alkalmas.

A létrehozás kiválasztott eszköze a MATLAB programra esett, amelynek elsődleges oka az, hogy az iparban gyakran használt szoftverként említhető, így a létrehozott programkód futtatása, alkalmazása lehetőséget nyújt széleskörű felhasználói réteg számára. A MATLAB rövidítése a Matrix Laboratory rövidítéséből ered, a programozási nyelve egy mátrix manipulációs fejlesztői környezet, amely alkalmas numerikus számítások elvégzésére, így a körfolyamatszámító program létrehozására is. A programkód megírása a MATLAB R2019b szoftveren készült el. Az elkészítés során az elsődleges cél egy olyan valid program létrehozása volt, amely függetleníti a felhasználót mind a „Script”, mind pedig a „Command Window” használatától. A létrehozás az előző fejezetben, kézzel számolt körfolyamat metodikájára és matematikai modelljére épült fel.

4.1. Segédablak létrehozása az input adatok számára

A program elindításakor a MATLAB létrehoz három különböző ablakot, amelyekben megadhatók a kezdeti paraméterek. Ennek felosztása megegyezik a kézi körfolyamatszámítás adatbekérésével. Azaz az első ablakban a felhasználó megadhatja a kezdeti paramétereket a légköri nyomást és a külső hőmérsékletet. Ezentúl az összes publikusan megtalálható hajtómű paraméter adatot, illetve a használt tüzelőanyag fűtőértékét. Az „Ok” gomb lenyomásával a második ablakban megadhatók a hajtómű egyes gépegység veszteség és hatásfok adatai. Ez a két ablak nyújt lehetőséget a továbbiakban a felhasználó számára a paraméterérzékenység vizsgálat végrehajtására. Az utolsó ablakban megadhatók a körfolyamat gázjellemzői. A leírtak gyakorlati megjelenítését a 18. ábra tartalmazza.

Hajtómű adatok	Veszteség és hatásfok...	Gázjellemzők
Nyomás a hajtómű előtt (p_0) [Pa]: 101325	Szivócsatorna nyomásvesztési tényező (szigma_d): 0.96	Adiabatus kitevő szivócsatorna (k_1): 1.4
Hőmérséklet a hajtómű előtt (T_0) [K]: 288	Égőtér nyomásvesztési tényező (szigma_e): 0.96	Adiabatus kitevő kompresszor (k_k): 1.39
Kompresszióviszony (π): 9.4	Gázvezető nyomásvesztési tényező (szigma_g): 0.96	Adiabatus kitevő turbina (k_t): 1.3187
Turbina előtti hőmérséklet (T_3) [K]: 1223	Kompresszor hatásfok (η_{kzen_k}): 0.8	Adiabatus kitevő szabad-turbina (k_{szt}): 1.337
Szabad-turbina tengelyteljesítmény (P_s) [W]: 1640000	Turbina hatásfok (η_{tzen_t}): 0.88	Állandó nyomáson vett fajhő kompresszor (c_{p_k}) [J/kg*K]: 1020.3
Kompresszor tömegáram (tomegaram_lev) [kg/s]: 8.7	Szabad-turbina hatásfok ($\eta_{tzen_{szt}}$): 0.89	Állandó nyomáson vett fajhő turbina (c_{p_t}) [J/kg*K]: 1189.26
Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás (tomegaram_tuza_gyari) [kg/kWh]: 0.308	Gázgenerátor mechanikai hatásfok ($\eta_{tzen_{mech}}$): 0.99	Állandó nyomáson vett fajhő szabad-turbina ($c_{p_{szt}}$) [J/kg*K]: 1141.19
Fűtőérték (H) [J/kg]: 42075500	Szabad-turbina mechanikai hatásfok ($\eta_{tzen_{mech_{szt}}}$): 0.99	

18. ábra: A létrehozott program input paramétereinek megadására szolgáló felhasználói interface [a szerző saját szerkesztése]

A felhasználói interface bekéri az adatokat, majd a megadott értékeket hozzárendeli a megadott képletekben található paraméterekhez. Az ábrán a TV3-117VMA hajtómű adatai kerültek megadásra. Jelen program alapbeállítása az, hogy ezeket az adatokat tartsa meg alapértelmezettként, hiszen így a paraméterérzékenység vizsgálat során csak az adott paramétereket, például a veszteség és hatásfok adatokat kell módosítani, így felgyorsítva a folyamatot. Ennek ellenére ezek a mezők helyettesíthetők null- vagy üres cellaként is. A programkód egy részletét a 19. ábra szemlélteti, a további adatokat az 1. sz. melléklet tartalmazza.

```
% Hajtómű adatok bekérése
prompt_hajtomu = {'Nyomás a hajtómű előtt (p0) [Pa]:', ...
    'Hőmérséklet a hajtómű előtt (T0) [K]:', ...
    'Kompresszióviszony (pi):', ...
    'Turbina előtti hőmérséklet (T3) [K]:', ...
    'Szabad-turbina tengelyteljesítmény (Ps) [W]:', ...
    'Kompresszor tömegáram (tomegaram_lev) [kg/s]:', ...
    'Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás (tomegaram_tuza_gyari) [kg/kWh]:', ...
    'Fűtőérték (H) [J/kg]'};

dlgtitle_hajtomu = 'Hajtómű adatok';
dims = [1 50];
definput_hajtomu = {'101325','288','9.4','1223','1640000','8.7','0.308','42075500'};
hajtomu_data = inputdlg(prompt_hajtomu,dlgtitle_hajtomu,dims,definput_hajtomu);
```

19. ábra: A kezelői interface programkódjának részlete – hajtómű adatok bekérése [a szerző saját szerkesztése]

A programkód természetesen lehetőséget nyújt további input paraméterek hozzáadásához- vagy elvételéhez a program fejlesztésétől függően. Ezenkívül változtatható az ablak mérete (dims), az ablak fejlécének címe (dlgtitle) és a már említett kezdő paraméterek értéke is (definput). A megadott értékeket a „str2double” utasítás rendeli a megfelelő, megadott paraméterhez.

4.2. Egyenletek megadása a szükséges értékek kiszámításához

A program matematikai modellje közel azonos a 3. fejezetben részletesen taglalt megoldással, így többségében ezen egyenletek felhasználásával került létrehozásra a programkód. Az egyenleteket a MATLAB programnyelvének megfelelő formában kellett megváltoztatni. Az egyenletek a megadott mértékegységeket figyelembe véve, mértékegység-helyesen számolnak, így az egyenletek adott esetben ezek alapján kerültek korrigálásra. Hasonlóan az előző alfejezet esetén, ebben az esetben is módosítható a programkód új egyenletek megadásával, így kiterjeszthető annak használati értéke és jelentősége egy fejlesztést követően. A teljes programkód megtalálható az 1. sz. mellékletben, ahol az egyenletek megadását tematikusan építettem fel és megjegyzésekkel („%”) került kiegészítésre, annak átláthatósága okán. A programkódba beépítésre került az „R” specifikus gázállandó meghatározása, amelyet a következő képlettel határoz meg a program (8.0).

$$R = 287,04 \times \frac{1 + 1,0775667 \times q(t)}{1 + q(t)} \quad (8.0)$$

$$q(t) = \frac{\dot{m}_{\text{tűzelőanyag}} \left[\frac{kg}{s} \right]}{\dot{m}_{\text{levegő}} \left[\frac{kg}{s} \right]} \quad (8.1)$$

A turbina utáni keresztmetszeteknél fontos változás, hogy a közeg már tartalmaz tüzelőanyagot, így a (8.1) egyenlet alapján az egy kg levegőre eső tüzelőanyag mennyiségét szükséges meghatározni. Természetesen a szívócsatornában és a kompresszorban ez az érték zérus, így $R = 287,04$ minden gázturbinás hajtómű esetében. Ennek köszönhetően a specifikus gázállandó megadása szükségtelen a bemenő adatoknál, illetve meghatározható a „v” fajlagos térfogat az összes hajtómű keresztmetszetben. További eltérés, hogy a valós termikus hatásfokot, a fajlagos hasznos munkát és a fajlagos fogyasztást a hajtóműkörfolyamat adataiból határozza meg, nem a gyári szabad-turbina tengelyteljesítményből, ezáltal elvégezhető a paraméterérzékenység vizsgálat különböző adatok módosítása után.

4.3. Segédablak létrehozása a kiszámított paraméterek megjelenítése céljából

A gázjellemzők megadását követően, az „Ok” gomb megnyomásával a program lefut és meghatározza a termikus körfolyamat számos adatát. Meghatározza az alapvető értékeket, azaz különböző keresztmetszeteket hőmérséklet (beleértve az izentrópus hőmérsékletet), nyomás és fajlagos térfogat adatait. Ezenkívül egyéb paramétereket, mint például a szabad-turbina tengelyteljesítményét, a hajtómű termikus hatásfokát, fajlagos hasznos munkáját és fajlagos tüzelőanyagfogyasztását. Ezenkívül megjeleníti a gyári szabad-turbina tengelyteljesítmény megadott értékéhez képest, a körfolyamatban számított teljesítményhez viszonyított eltérést, azaz a becslés hibaszázalékát. Egyúttal a körfolyamatszámítás pontosságát. Olyan egyéb paraméterek is kiírásra kerültek, mint a kompresszor és segédberendezések által felvett teljesítmény (amely megegyezik a kompresszor-turbina teljesítményével). Az előző pontokhoz hasonlóan ez a rész is könnyen módosítható és kiegészíthető új paraméterek megjelenítésével. Az eredmény segédablak a 20. ábrán látható.

Turboshaft hajtómű termikus körfolyamatának eredménye

Meghatározott paraméter	Eredmény
T1 [K]	288
T2 [K]	603.0538
T2i [K]	540.043
T4i [K]	906.5405
T4 [K]	944.5157
T5i [K]	756.7557
T5 [K]	777.4093
T6 [K]	777.4093
p1 [Pa]	97272
p2 [Pa]	914356.8
p3 [Pa]	877782.528
p4 [Pa]	254283.1082
p5 [Pa]	105546.875
p6 [Pa]	101325
v1 [m³/kg]	0.84986
v2 [m³/kg]	0.18931
v3 [m³/kg]	0.41333
v4 [m³/kg]	1.1019
v5 [m³/kg]	2.185
v6 [m³/kg]	2.2761
Tüzelőanyag tömegáram [kg/s]	0.14031
Sűrítéshez szükséges teljesítmény [W]	2824858.1138
Teljes teljesítményszükséglet (sűrítés + segédberendezések) [W]	2881355.2761
Szabad-turbina tengelyteljesítmény (körfolyamatból) [W]	1642500.4387
Hiba (%)	0.15247
Valós termikus hatásfok (%)	27.8217
Izentrópus termikus hatásfok (%)	47.2814
Fajlagos munka [J/kg]	188793.1539
Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás (körfolyamatból) [kg/kWh]	0.30753

20. ábra: Kiszámolt paraméterek megjelenítése – TV3-117VMA [a szerző saját szerkesztése]

A program elsődleges célja az volt, hogy egy olyan valid program készüljön el, amely függetleníti a felhasználót a „Command Window” használatától. Ennek egyik előnye, hogy a kapott eredmények egy elkülönített ablakban, egységesen, könnyen kezelhetők, átláthatók, amely megkönnyíti a kiértékelés folyamatát. Továbbá az input interface felhasználásával egybekötve olyan felhasználó számára is kezelhető program készült el, amely nem igényel sem MATLAB, sem programozási ismereteket. A görgethető ablak lehetővé teszi, hogy a felhasználó további adatokat jelenítsen meg, amennyiben az szükséges. Az programkód lehetővé teszi az ablak fejléc címének módosítását, az oszlopok címének és méretének módosítását és természetesen a kiszámolt paraméterek nevének és értékének megjelenítését.

4.4. Az elkészült program validálása a GasTurb szoftver segítségével

A validáció magyar nyelvű megfelelője az összehasonlítás a valósággal. Jelen numerikus, mérnöki megoldás esetén a valóság egy másik, kereskedelmi szoftverrel történő összehasonlítást foglal magában, azaz az elkészült program eredményei összehasonlításra kerülnek a GasTurb program eredményeivel. Az összehasonlítás alapját a meghatározott paraméterek értékeinek összevetése képezi. A GasTurb egy olyan professzionális, megvásárolható szoftver, amely különböző típusú gázturbinák paramétereinek meghatározása céljából készült. A program gázturbinákkal foglalkozó vállalatok számára jött létre, amely lehetőséget nyújt turboshaft hajtóművek paramétereinek vizsgálatára, így megfelelő alapot ad az általam létrehozott program validálására. A GasTurb programhoz való hozzáférést a külső konzulensem biztosította.

Az összehasonlítás bemeneti paramétereit a TV3-117VMA gázturbinás hajtómű bemeneti értékei adják mindkét szoftver esetében, amelyek megtalálhatóak az 1.-2.-3. táblázatban. Mindkét szoftver lefuttatását követően az adatok összehasonlításra kerültek. Az általam létrehozott program kimenő paramétereinek adatai a 20. ábrán láthatóak. A GasTurb által lehívott eredményeket a 2. sz. melléklet tartalmazza. Itt a „PWSD” a shaft power delivered, azaz a szabad-turbina tengelyteljesítmény, a „PSFC” a power specific fuel consumption, azaz a fajlagos tüzelőanyagfogyasztás, illetve a „Therm Eff”, amely a valós termikus hatásfokra utal. Ennek megfelelően kerültek kiírásra és összehasonlításra a szoftver adatok, amelyet a 10. táblázat szemléltet.

10. táblázat: Szoftver validálása – a saját és a GasTurb szoftver eredményeinek összevetése a TV3-117VMA hajtómű adatainak felhasználásával [a szerző saját szerk.]

Paraméterek	Saját program adatai	GasTurb szoftver adatai
$T_1 [K]$	288	288
$T_2 [K]$	603	604
$T_4 [K]$	944	950
$T_5 [K]$	777	777
$p_1 [Pa]$	97272	97272
$p_2 [Pa]$	914356	914357
$p_3 [Pa]$	877782	877782
$p_4 [Pa]$	254283	262123
$p_5 [Pa]$	105546	105378
$P_{szts} [kW]$	1642	1664
$\dot{m}_{tüza} [\frac{kg}{kWh}]$	0,308	0,315
$\eta_{tv} [\%]$	27,82	27,10

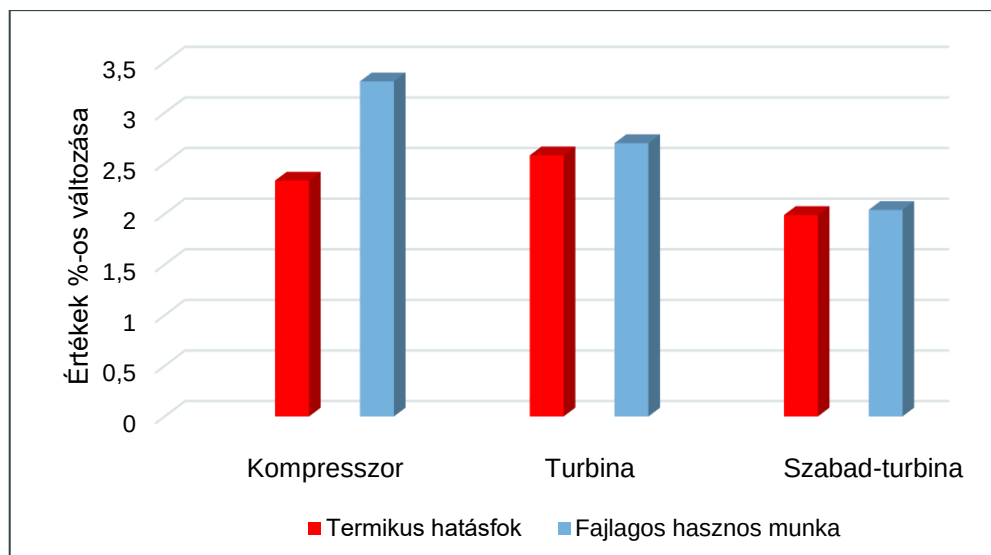
A validálás során tizenkettő fontos kimenő paraméter került összehasonlításra, amelyet mindkét szoftver képes meghatározni, ezek az első oszlopban láthatóak. A táblázat középső oszlopa tartalmazza az általam létrehozott program eredményeit, míg a harmadik a GasTurb szoftver által kiértékelt számokat. Az összehasonlítást követően levonható a következtetés. Ez alapján az összes feltüntetett adatot beleértve az eltérések minimálisnak tekinthetők (a legnagyobb eltérés a p_4 értéknél tapasztalható, amely 3%-os), több paraméter esetén a számok teljesen megegyeznek, így az általam létrehozott programot validnak értékelem turboshaft gázturbinás hajtóművek termikus körfolyamatainak numerikus analízisének ellenőrzéséhez. A 3. fejezetben, kézzel számolt TV3-117VMA gázturbinás hajtómű termikus analízisének értékei hasonlóan megegyeznek a két szoftver eredményeivel, ezért a tudományos munkában elvégzett számítások, így a matematikai modell is helyesnek tekinthető.

5. Paraméterérzékenység vizsgálat

Ebben a fejezetben azt vizsgálom, hogy a különböző paraméterek megváltoztatása milyen hatással lesz a valós termikus hatásfokra (η_{tv}), a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra ($\dot{m}_{tüza}$) és a fajlagos hasznos munkára (W_h), azaz a hajtómű hatékonyságára. Ezek a hajtóművek azon fontos jósági paraméterei, amelyek alapján numerikusan összehasonlíthatóvá válnak különböző szempontokat és célokat figyelembe véve. A hajtómű paramétereinek érzékenysége hatással van az üzemeltetési költségekre, a hatékonyságra, a környezetre gyakorolt hatására, így a károsanyag kibocsátásra és a tüzelőanyag fogyasztásra, illetve a biztonságra is, ezért vizsgálatuk jelentős szereppel bír. A különböző paraméterek megváltoztatása eltérő mértékben befolyásolja, változtatja meg a hajtómű működését, így abból a szempontból is fontos, hogy melyek azok a paraméterek egy turboshaft hajtómű esetén, amelyek nagyobb figyelmet kaphatnak egy fejlesztés- vagy karbantartás során. Ezen kívül alkalmazható hajtómű hibadiagnosztikára (rendelleneségek monitorozása), adott esetben költségcsökkentésre is. Nem utolsó sorban az optimalizálás szempontjából elengedhetetlen eszköze a kompresszor nyomásértékének paraméterérzékenység vizsgálata.

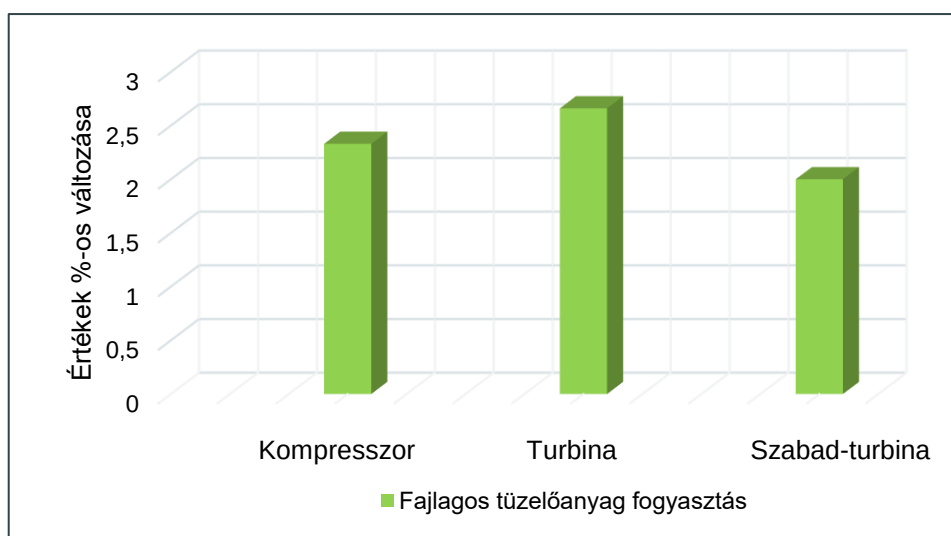
5.1. Gépegységek izentrópus hatásfok és nyomásveszteség adatainak paraméterérzékenység vizsgálata

A kompresszor, a turbina és a szabad-turbina izentrópus hatásfokát figyelembe véve, azaz összefoglaló néven a hajtómű gépegységeinek izentrópus hatásfokát vizsgáltam. Ebben az esetben a kompresszor nyomásviszony (π_k) és a turbina előtti hőmérséklet (T_3) rögzített, fix értéket vesz fel, azaz a paraméterérzékenység során nem változtatom, és az megegyezik a TV3-117VMA hajtómű adataival. A paraméterérzékenységet úgy végeztem el, hogy a hatásfok adatok eredeti értékét 2%-kal növeltem, majd a referencia értékhez képest vizsgáltam a paraméterek százalékos változását a 21. ábrán látható módon. Az „y” tengelyen megtalálható a valós termikus hatásfok és a fajlagos hasznos munka %-os változása. Az „x” tengelyen a három nagy gépegység hatásfok felosztása látható, csoportokba rendezve. A górcső alá vett paraméterek a körfolyamat számítás során a következő jelölésekkel jelentek meg η_{ik} , η_{it} , η_{isz} .



21. ábra: Gépegységek izentrópius hatásfok adatainak paraméterérzékenység vizsgálata [a szerző saját szerkesztése]

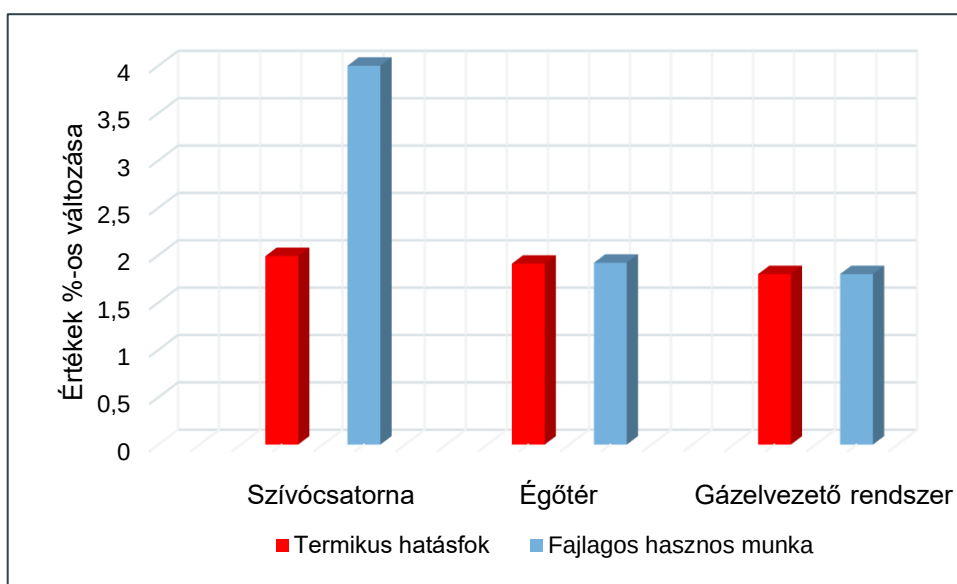
A 21. ábra alapján megállapítható, hogy a termikus hatásfokra a kompresszor-turbina izentrópius hatásfokának megváltoztatása volt legnagyobb hatással. Ezzel ellentétben a fajlagos hasznos munkára a kompresszor izentrópius hatásfokának változtatása gyakorolta a legnagyobb növekedést. Konklúzióként elmondható, hogy a két hatásfok növekedése (vagy adott esetben csökkenése) lesz legnagyobb hatással a fajlagos munkára és a termikus hatásfokra, a gépegységek izentrópius hatásfokait figyelembe véve. A következő, 22. ábrán bemutatásra kerül a gépegység-hatásfokok növekedésének hatása a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra.



22. ábra: Gépegységek izentrópius hatásfok változtatásának hatása a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra [a szerző saját szerkesztése]

A gépegység hatásfokok változása ebben az esetben is 2%-os. A külön ábrázolás elsődleges oka, hogy a gépegység hatásfokok növekedésével a fajlagos tüzelőanyagfogyasztás csökkenő tendenciát mutat, ezért annak %-os változása, illetve értelmezése eltér az előzőekben tárgyaltaktól (ahol növekedett mind a fajlagos hasznos munka, mind a termikus hatásfok). Konklúzióként kijelenthető, hogy a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás csökkenésére a kompresszor-turbina izentrópikus hatásfok növekedése van legnagyobb hatással, hasonlóan a termikus hatásfok esetén.

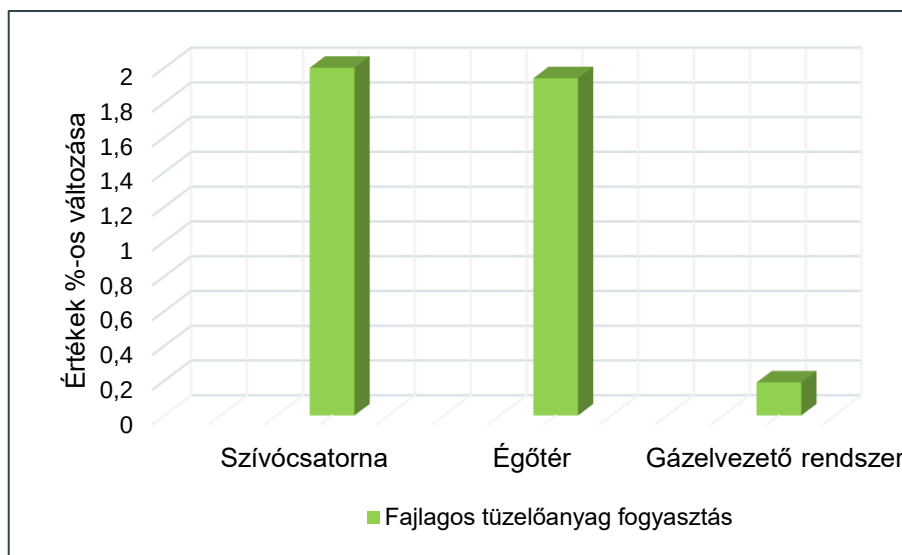
Ezt követően a nyomásveszteségek csökkenésének paraméterérzékenység vizsgálatát végeztem el. Ez magában foglalja a diffúzor (szívócsatorna), az égőtér nyomásveszteségi tényezőjének és a gázelvezető rendszer nyomásveszteségi tényezőjének vizsgálatát. A veszteség-adatokat 2%-kal csökkentettem. Numerikus értelemben az érték növekedett, azonban veszteség adatok lévén a tényező növekedése a körfolyamatszámítás szempontjából a veszteség-adat csökkenésével jár. A vizsgált veszteség paraméterek változásait a 23. ábra szemlélteti.



23. ábra: Veszteség adatok csökkentése paraméterérzékenység vizsgálatának céljából [a szerző saját szerkesztése]

A nyomásveszteség tényezőinek csökkentése a termikus hatásfok és a fajlagos hasznos munka növekedésével jár, amelynek mértéke a 23. ábrán látható. Ezek a paraméterek a körfolyamatszámításban σ_d , σ_e , σ_g jelölésekkel jelentek meg. Konklúzióként elmondható, hogy a fajlagos hasznos munkát a szívócsatorna- (vagy diffúzor) nyomásveszteségi tényezőjének csökkenése növeli a legnagyobb mértékben, amely kiugró 4%-os fajlagos munka változás a referencia adathoz képest.

A termikus hatásfok változását figyelembe véve, közel azonos a három veszteségtényező esetén, annak %-os értékét alapul véve. Hasonlóan az előző vizsgálathoz, ebben az esetben is külön diagrammon értékeltem ki a fajlagos tüzelőanyag fogyasztást, amelynek változását a 24. ábra mutatja be.



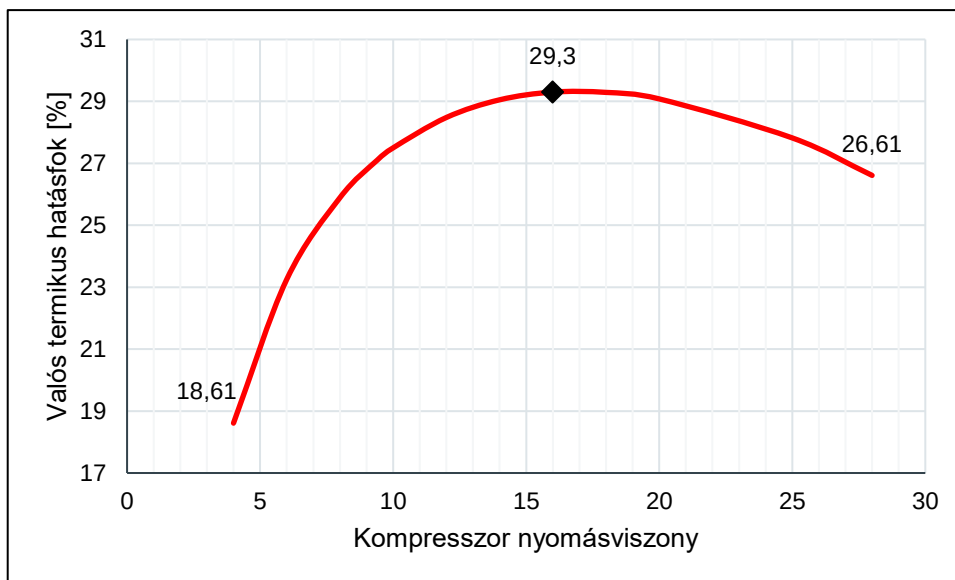
24. ábra: Veszteség adatok csökkentése a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás vizsgálatának céljából [a szerző saját szerkesztése]

A veszteség tényezők csökkentése a fajlagos fogyasztás csökkenéséhez vezet. A fenti paraméterérzékenység vizsgálat során a szívócsatorna nyomásveszteségi tényezőjének csökkentése okozta a legnagyobb fajlagos tüzelőanyag fogyasztás csökkenést, de az égőtér nyomásveszteségi tényezőjének csökkentése közelítően hasonló fajlagos tüzelőanyag fogyasztás csökkenéssel járt.

5.2. Paraméterérzékenység vizsgálat a π_k és a T_3 függvényében

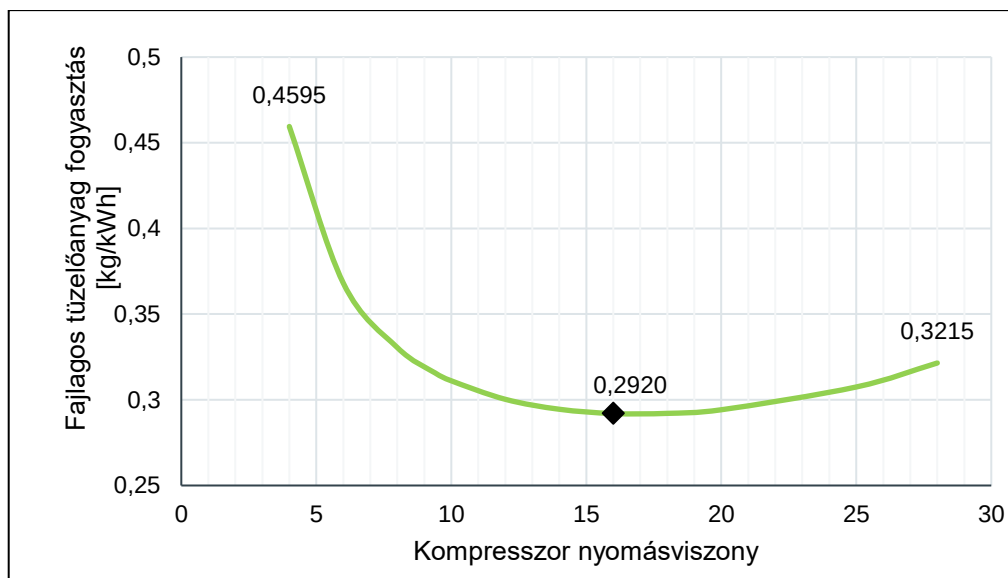
Ebben az alfejezetben az eredeti gépegység-hatásfokok és nyomásveszteségi tényezők alapján (2. táblázat), a kompresszor nyomásviszony és a turbina előtti gázhőmérséklet értékeit változtatva vizsgálom a hajtómű jósági paramétereit. A vizsgálat célja megnézni azt, hogy a kompresszor nyomásviszony és a turbina előtti hőmérséklet hogyan befolyásolja a hajtómű valós termikus hatásfokát, fajlagos tüzelőanyag fogyasztását és a fajlagos hasznos munkát. Ezen információk fontos szereppel bírnak egy hajtómű optimalizálása vagy tervezése során. A 25. ábrán bemutatásra kerül a kompresszor nyomásviszony változtatása, illetve annak hatása a valós termikus hatásfokra. Itt keresem a görbe maximumát, amely megmutatja, hogy

az elérhető legnagyobb termikus hatásfok- adott hajtómű esetében milyen kompresszor nyomásviszony esetében érhető el. Ebben az esetben a turbina előtt gázhőmérséklet változatlan (1223 [K]) értéket vesz fel. A vizsgálatokat $\pi_k = 4 - 28$ tartományban végeztem el tizenkét mintavételi pontot figyelembe véve.



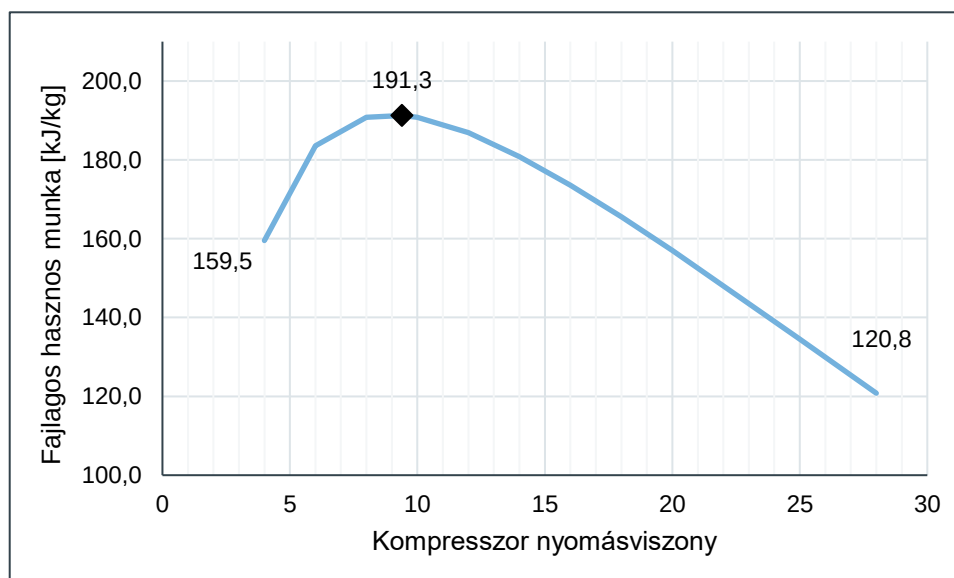
25. ábra: Kompresszor nyomásviszony értékeinek változtatása- és annak hatása a valós termikus hatásfokra [a szerző saját szerkesztése]

A 25. ábrán látható görbe értékei azt mutatják, hogy a legmagasabb valós termikus hatásfok $\pi_k = 16$ kompresszor nyomásviszony esetében érhető el, amely a körfolyamat maximális termikus hatásfokához tartozó nyomásviszony. Ebben az esetben a termikus hatásfok $\eta_{tv} = 29,3$ [%]. Itt van a hajtómű optima ezen paraméter szempontjából. Jelen TV3-117VMA hajtómű kompresszor nyomásviszonya $\pi_k = 9,4$ -re van optimalizálva, ekkora a termikus hatásfok $\eta_{tv} \approx 27$ [%], amelynek levezetése a 3.1. fejezetben részletesen megtalálható. A következő görbe a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás alakulását mutatja a kompresszor nyomásviszony változtatásának következtében (26. ábra). Mivel itt a fajlagos tüzelőanyag fogyasztást vizsgálom, ezért a görbe minimumát keresem, azaz azt a nyomásviszonyt, amelynél az elérhető legalacsonyabb a vizsgált paraméter értéke. Mivel a termikus hatásfok és a fajlagos tüzelőanyagfogyasztás fordított arányosságban áll egymással (minél magasabb a termikus hatásfok, annál alacsonyabb a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás) az optimum azonos pontra várható.



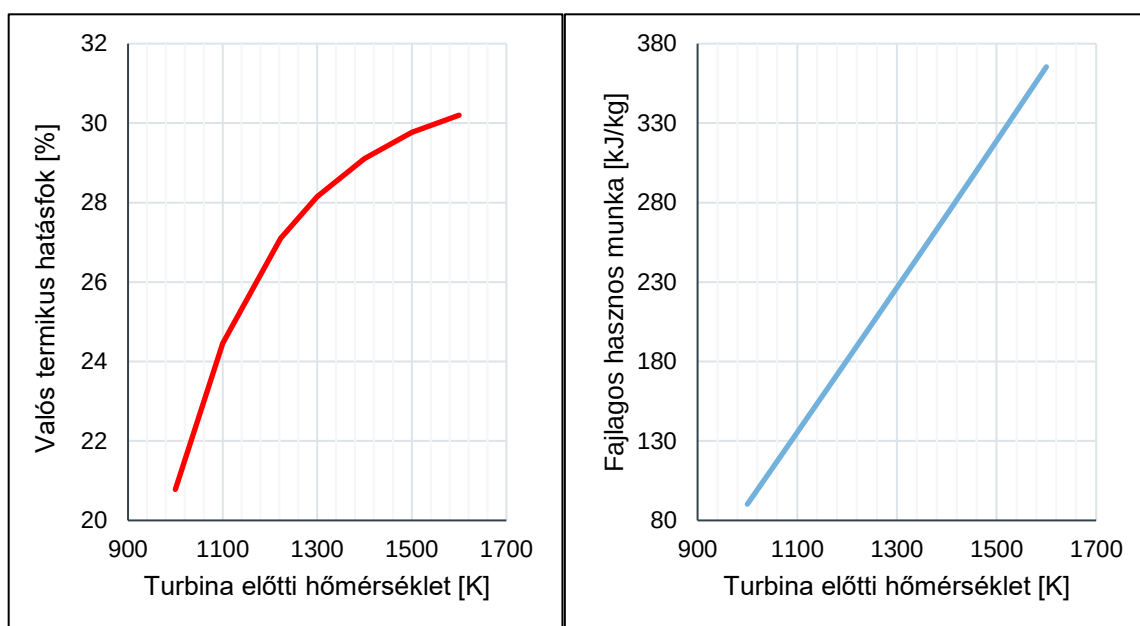
26. ábra: Kompresszor nyomásviszony értékeinek változtatása- és annak hatása a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra [a szerző saját szerkesztése]

A 26. ábrán létrehozott görbe értékei- hasonlóan a termikus hatásfok alakulásánál, azt mutatják, hogy $\pi_k = 16$ kompresszor nyomásviszony esetén érhető el a legalacsonyabb fajlagos tüzelőanyag fogyasztás, azaz ebben a pontban található meg a görbe minimuma. Ebben az esetben $\dot{m}_{tűza} = 0,292 \left[\frac{kg}{kWh} \right]$. A következő ábrán a fajlagos hasznos munka alakulását mutatom be (27. ábra).



27. ábra: Kompresszor nyomásviszony értékeinek változtatása- és annak hatása a fajlagos hasznos munkára [a szerző saját szerkesztése]

Ezen paraméter vizsgálata során azt a függvényértéket kerestem, ahol a görbe maximuma van, hiszen itt érhető el a legnagyobb fajlagos hasznos munka a hajtómű szempontjából. Azaz vizsgálom azt a hajtómű által előállított hasznos energia mennyiséget, amely egy kilogramm tömegű gázra vonatkozik. A diagrammot vizsgálva megállapítható, hogy a görbe maximuma $\pi_k = 9,4$ kompresszor nyomásviszonynál van, ebben az esetben a fajlagos hasznos munka értéke $W_h = 191,3 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$. Következtetésként levonható, hogy a TV3-117VMA hajtómű esetén a tervezők a fajlagos hasznos munka optimumának pontjában tervezték meg a kompresszor nyomásviszony értékét. A következő paraméterérzékenység vizsgálat során a kompresszor nyomásviszony konstans értéket vesz fel ($\pi_k = 9,4$), a vizsgálat célja a turbina előtti hőmérséklet hatásának megfigyelése a valós termikus hatásfokra és a fajlagos hasznos munkára (28. ábra). Az érzékenységi vizsgálatot 1000 – 1600 [K] tartományban végeztem el, hét mintavételi pontot figyelembe véve.



28. ábra: Turbina előtti gázhőmérséklet változtatása- és annak hatása a valós termikus hatásfokra és a fajlagos hasznos munkára [a szerző saját szerkesztése]

A 28. ábra alapján kijelenthető, hogy a turbina előtti gázhőmérséklet nagymértékben befolyásolja az elérhető maximális termikus hatásfokot és fajlagos hasznos munkát. A hőmérséklet növekedésével mindkét paraméter folyamatos növekedést mutat, a fajlagos hasznos munka esetén exponenciális növekedés figyelhető meg. A maximális hőmérsékletet elsősorban az anyag, gyártás és

hűtéstechnológia határozza meg. A fentiek alapján összeségében elmondható, hogy a turboshaft hajtóművek termikus hatásfoka, fajlagos hasznos munkája és fajlagos tüzelőanyag fogyasztása függ a turbina előtti hőmérséklettől, a kompresszor nyomásviszonytól és a gépegység hatásfokok- illetve nyomásveszteségek értékétől.

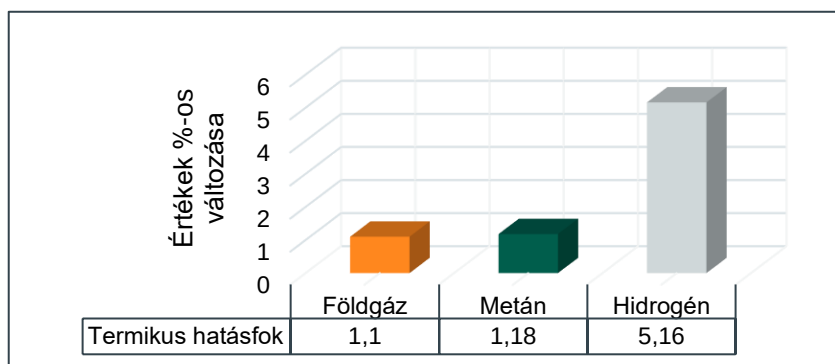
5.3. Alternatív tüzelőanyagok hatása különböző paraméterekre

A vizsgálat tárgyát négy tüzelőanyag összehasonlítása képezi. Ez a kerozin, a földgáz, a metán és a hidrogén. A tüzelőanyagok összetétele változhat, ezért a 11. táblázat értékeit vettem alapul a paraméterérzékenység vizsgálat során.

11. táblázat: A felhasznált tüzelőanyagok fűtőértékeinek adatai [a szerző saját szerk.]

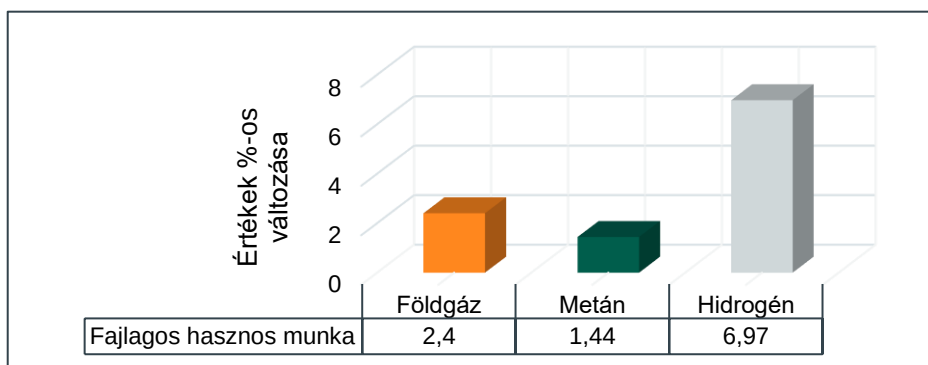
Tüzelőanyag típus	Fűtőérték [MJ/kg]
Kerozin (JP-10)	42,0755
Földgáz	49,7365
Metán	55,533
Hidrogén	118,429

A vizsgálat fűtőértékét a GasTurb program beépített adatai adták. A paraméterérzékenység során az előzőekben is vizsgált termikus hatásfok, fajlagos hasznos munka és fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra gyakorolt hatásokat vizsgálom. A munka csupán a paraméterérzékenység vizsgálatra irányul, olyan mélyebb kérdésekkel nem foglalkozik, mint például a különböző tüzelőanyagok fedélzeten való tárolása, tűzveszélyessége. A referencia értéket a kerozin adta, a diagrammokon az ehhez képesti %-os változásokat mutatom be. A 29. ábrán a tüzelőanyagok termikus hatásfokra gyakorolt hatása látható.



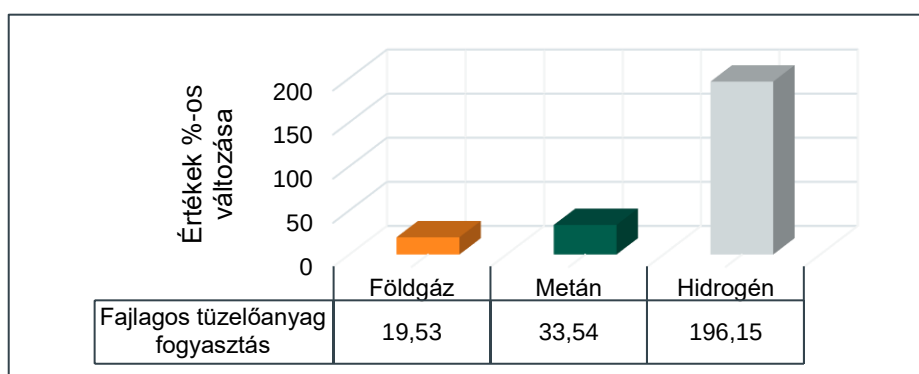
29. ábra: Különböző tüzelőanyagok használatának hatása a termikus hatásfokra [a szerző saját szerkesztése]

A körfolyamat paraméterek (hatásfokok, veszteségadatok, turbina előtti hőmérséklet, kompresszor nyomásviszony stb.) megegyeznek az eddigiekben használt értékekkel. Ezen adatok alapján látható, hogy a három különböző tüzelőanyagot görcső alá véve, hány %-kal magasabb termikus hatásfok érhető el a különböző tüzelőanyagok elégetése során. Kiemelkedik a hidrogén, amelynél 5,16%-os termikus hatásfok növekedés tapasztalható. A 30. ábrán a fajlagos hasznos munkára gyakorolt hatás látható.



30. ábra: Különböző tüzelőanyagok használatának hatása a fajlagos hasznos munkára [a szerző saját szerkesztése]

Az előző kiértékeléssel megegyezően ebben az esetben is a hidrogén esetén érhető el a legmagasabb fajlagos hasznos munka növekedés, amely jelen esetben 6,97%-os. Végül megvizsgáltam a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra gyakorolt hatásukat (31. ábra).



31. ábra: Különböző tüzelőanyagok használatának hatása a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra [a szerző saját szerkesztése]

A fajlagos tüzelőanyag fogyasztás jelentős csökkenést mutat mindhárom alternatív tüzelőanyag esetén, ahol a hidrogén kiugróan nagy csökkenést reprezentál a

kerozinhoz képest. Összegzésként elmondható, hogy mindhárom tüzelőanyag vizsgálata pozitív hatást gyakorolt a hajtómű jósági paramétereit figyelembe véve. Mivel mindhárom tüzelőanyag fűtőértéke magasabb, mint a keroziné, ezért kevesebb tüzelőanyagra van szükség (ugyanazon turbina előtti hőmérséklet fenntartása érdekében), ennek okán pedig mindhárom esetben csökkent a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás, amelyet a 31. ábra is reprezentál. További következtetés, hogy az alacsonyabb széntartalmú és magasabb hidrogén tartalmú tüzelőanyag típusok (földgáz, metán, kerozin) növelik a hajtómű hatékonyságát- és adott esetben csökkentik a károsanyag kibocsájtást is.

6. Összegzés

A munka során összehasonlítottam két turboshaft hajtómű termikus körfolyamatát- illetve ezen keresztül azok jósági paramétereit. Az összehasonlítás elsődleges motivációja az volt, hogy két olyan helikopter hajtóműve került összevetésre, amelyek a Magyar Honvédség kötelékében szolgálnak, illetve amelyek rövid határidőn belül váltani fogják egymást. A számítások numerikus megoldását később felhasználtam a tudományos munka további részeiben. A dolgozat egyik célja egy olyan program létrehozására irányult, amely képes turboshaft hajtóművek termikus körfolyamatának numerikus analízisére. A program elkészítése során törekedtem arra, hogy egy olyan felhasználó-barát programot írjak, amely függetleníti a felhasználót, mind a script- mind a command window-tól, azaz a MATLAB saját kezelő felületeitől. További cél volt egy olyan matematikai modell létrehozása, amely megfelelő input paraméterek megadásával valid értékeket produkál a körfolyamat adatok szempontjából. A validálást a GasTurb program segítségével elvégeztem. A program jelen állapotában alkalmas turboshaft hajtómű körfolyamatok számítására- amely bizonyos mértékben csökkenti a számítások időráfordítását, továbbá már meglévő körfolyamat értékek pontosítására (pontosabban számol) és azok értékeinek ellenőrzésére. A program lehetőséget nyújt alapvető paraméterérzékenységgel kapcsolatos összefüggések rávilágítására. A szoftver elsődleges fejlesztési iránya a gázjellemzők meghatározására irányul, ezáltal kiterjeszthető annak képessége, pontossága és használhatósági területe egyaránt. A jelenleg elkészült program tökéletes alapot nyújt a cél megvalósításában. A munka további célja a turboshaft hajtómű paraméterérzékenység vizsgálatát emelte ki. A paraméterérzékenység vizsgálat elengedhetetlen egy hajtómű fejlesztése, optimalizálása és vizsgálata során, illetve a tanulmány számos összefüggésre rávilágít ennek segítségével, amelyek a következők. Összeségében elmondható, hogy a turboshaft hajtóművek termikus hatásfoka, fajlagos hasznos munkája és fajlagos tüzelőanyag fogyasztása függ a turbina előtti hőmérséklettől, a kompresszor nyomásviszonytól és a gépegység hatásfokok- illetve nyomásveszteségek értékétől. Egy gázturbina valós termikus hatásfokának és fajlagos hasznos munkájának értéke rendelkezik egy maximális értékkel. Ezeket az értékeket a tudományos munka során meghatároztam a TV3-117VMA esetében és ezalapján kijelenthető, hogy a maximális értékeket a kompresszor nyomásviszony értékével lehet jellemezni, illetve, hogy ezekhez a

maximumhoz tartozó értékek jelentősen eltérnek egymástól. Ebből adódóan az is belátható, hogy a két optimum egyszerre nem produkálható. Az alternatív tüzelőanyagok vizsgálata pozitív hatást gyakorolt a hajtómű jósági paramétereit figyelembe véve- mind a termikus hatásfokot, mind a fajlagos hasznos munkát vizsgálva. Mindhárom tüzelőanyag fűtőértéke magasabb volt, mint a kerozin esetén, ezért kevesebb tüzelőanyagra volt szükség (ugyanazon turbina előtti hőmérséklet fenntartása érdekében), ennek okán pedig csökkent a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás. A tüzelőanyagok vizsgálata során kizárólag a paraméterekre gyakorolt hatásukat vizsgáltam, így olyan fontos alkalmazási szempontok, mint például az tüzelőanyag tárolása- vagy tűzveszélyessége, elérhetősége nem került górcső alá. Az elkészült program fejlesztési potenciálján kívül a paraméterérzékenység megmutatta, hogy a gépegység hatásfokok és nyomásveszteségi tényezők milyen mértékben befolyásolják egy gázturbina működését- ezáltal azok jövőbeni fejlesztési potenciálját. A turbina előtti hőmérséklet növelésének vizsgálata megmutatta, hogy az nagy mértékben befolyásolja a hajtómű termikus hatásfokát és fajlagos hasznos munkáját. Ennek növelése olyan fejlesztési lehetőség kutatásának ösztönzését kínálja, mint a turbinalapátok anyagának fejlesztése (pl.: szálerősítésű-kompozitok, intermetalikus vegyületek alkalmazása), turbinalapátok hűtéstechnológiájának fejlesztése (pl.: belső hűtésű turbina lapátok), új típusú gyártástechnológia (additív gyártási eljárások) alkalmazása. A fejlesztési lehetőségek magasabb turbina előtti gázhőmérsékletet eredményezhetnek, amely jobb hatásfokú gázturbinás hajtómű létrehozásában játszhatnak fontos szerepet.

Ábrajegyzék

1. ábra: A Whittle-féle gázturbina felépítése és áramlási mintája
2. ábra: A gázturbinás hajtóművek csoportosítása
3. ábra: MiG-21 vadászpilóta repülőgép Tumanszkij R-11F-300 egyáramú gázturbinás sugárhajtóművének metszete
4. ábra: Kis kétáramúsági fokú gázturbinás sugárhajtómű – JAS 39 Volvo RM12 [6]
5. ábra: Kétáramú gázturbinás sugárhajtómű általános felépítése
6. ábra: Il-18 utasszállító repülőgép AI-20M turbólégcsavaros hajtóműve
7. ábra: TG-16 fedélzeti gázturbina
8. ábra: MiG-29 szívócsatorna szerkezeti megoldása az idegen tárgyak beszívásának elkerülésére
9. ábra: A sebességi háromszögek szemléltetése különböző járókerék lapátozás megvalósítása esetén
10. ábra: A FADEC rendszer általános felépítése
11. ábra: TV3-117 metszeti ábrája és a termikus vizsgálat keresztmetszetei
12. ábra: TV3-117VMA turboshaft hajtómű hőmérséklet-entrópia diagrammja
13. ábra: TV3-117VMA turboshaft hajtómű termikus körfolyamatának nyomás értékei
14. ábra: Turbomeca Makila 2A-2A1 szabad-turbinás gázturbinás hajtómű szerkezeti felépítése
15. ábra: Turbomeca Makila 2A-2A1 termikus vizsgálat keresztmetszetei
16. ábra: TV3-117VMA és a Turbomeca Makila 2A-2A1 T-s diagrammjának összevetése
17. ábra: TV3-117VMA és a Turbomeca Makila 2A-2A1 keresztmetszeti nyomás értékeinek összehasonlítása
18. ábra: A létrehozott program input paramétereinek megadására szolgáló felhasználói interface

19. ábra: A kezelői interface programkódjának részlete – hajtómű adatok bekérése
20. ábra: Kiszámolt paraméterek megjelenítése – TV3-117VMA
21. ábra: Gépegységek izentrópus hatásfok adatainak paraméterérzékenység vizsgálata
22. ábra: Gépegységek izentrópus hatásfok változtatásának hatása a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra
23. ábra: Veszteség adatok csökkentése paraméterérzékenység vizsgálatának céljából
24. ábra: Veszteség adatok csökkentése a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás vizsgálatának céljából
25. ábra: Kompresszor nyomásviszony értékeinek változtatása- és annak hatása a valós termikus hatásfokra
26. ábra: Kompresszor nyomásviszony értékeinek változtatása- és annak hatása a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra
27. ábra: Kompresszor nyomásviszony értékeinek változtatása- és annak hatása a fajlagos hasznos munkára
28. ábra: Turbina előtti gáz hőmérséklet változtatása- és annak hatása a valós termikus hatásfokra és a fajlagos hasznos munkára
29. ábra: Különböző tüzelőanyagok használatának hatása a termikus hatásfokra
30. ábra: Különböző tüzelőanyagok használatának hatása a fajlagos hasznos munkára
31. ábra: Különböző tüzelőanyagok használatának hatása a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra

Táblázatok jegyzéke

1. táblázat: Gyártó által megadott, kigyűjtött adatok
2. táblázat: Megbecsült hajtómű hatásfok és veszteségek adatok
3. táblázat: Gázjellemzők adott keresztmetszetekre bontva
4. táblázat: Entrópia változások eredményei a különböző keresztmetszetekben
5. táblázat: Turbomeca Makila 2A-2A1 hajtómű paraméterek
6. táblázat: Turbomeca Makila 2A-2A1 hajtómű hatásfok és veszteség adatai
7. táblázat: Gázjellemzők adott keresztmetszetekre bontva – Makila
8. táblázat: Megadott gyári adatok összehasonlítása a körfolyamat analízise során meghatározott paraméterekkel, négy különböző keresztmetszetben
9. táblázat: Entrópia változások eredményei a különböző keresztmetszetekben - Makila
10. táblázat: Szoftver validálása – a saját és a GasTurb szoftver eredményeinek összevetése a TV3-117VMA hajtómű adatainak felhasználásával
11. táblázat: A felhasznált tüzelőanyagok fűtőértékének adatai

Rövidítések és szimbólumok jegyzéke

$\dot{m}_b$	– Belső levegő tömegáram
$\dot{m}_k$	– Külső levegő tömegáram
$\dot{m}_{lev}$	– Levegő tömegáram
$\dot{m}_{tüza}$	– Fajlagos tüzelőanyagfogyasztás
A_f	– Fojtási keresztmetszet
C_D	– Légellenállási együttható
F_D	– Légellenállási erő
P_k	– Sűrítéshez szükséges tengelyteljesítmény
P_{sb}	– Segédberendezések által felvett tengelyteljesítmény
$P_{szüks}$	– Összes szükséges tengelyteljesítmény
P_{szt}	– Szabad-turbina tengelyteljesítmény
Re	– Reynolds-szám
V_H	– Teljes lökettérfogat
V_c	– Kompresszió térfogat
W_h	– Fajlagos hasznos munka
c_p	– Állandó nyomáson vett fajhő
η_{ik}	– Kompresszor izentrópikus hatásfok
η_{iszt}	– Szabad-turbina izentrópikus hatásfok
η_{it}	– Turbina izentrópikus hatásfok
η_{mk}	– Gépegyeségek mechanikai hatásfoka
η_{mszt}	– Szabad-turbina mechnaikai hatásfoka
η_{prop}	– Propulziós hatásfok
η_{term}	– Termikus hatásfok
π_k	– Kompresszor nyomásviszony
$\sigma_{\dot{e}}$	– Égőtér nyomásveszteségi tényező
$\sigma_{hullám}$	– Merőleges hullám okozta veszteség
σ_d	– Diffúzor nyomásveszteségi tényező
σ_g	– Gázelvezető rendszer nyomásveszteségi tényező
Δh	– Entalpia változás
Δs	– Entrópia változás
A	– Homlokfelület
ECU	– Electronic control unit
EEC	– Electronic engine control
FADEC	– Full authority digital engine control
H	– Repülési magasság

H	– Fűtőérték
M	– Mach szám
p	– Nyomás
PSFC	– Power specific fuel consumption
PWSD	– Shaft power delivered
$q(t)$	– Egy kg levegőre eső tüzelőanyag mennyiség
r	– Reakciófok
R	– Specifikus gázállandó
T	– Hőmérséklet
v_r	– Áramlási sebesség / repülési sebesség
v	– Fajlagos térfogat
WDT	– Watch dog timer
α	– Kétáramúsági fok
ε	– Kompresszióviszony
κ	– Adiabatikus kitevő
λ	– Légviszony
μ	– Dinamikai viszkozitás
φ	– Relatív szállítási tényező
ϱ	– Sűrűség

Irodalomjegyzék

- [1.] Farokhi, S. Aircraft propulsion. John Wiley & Sons. The University of Kansas, USA, 2014. Oldalszám: 1048.
- [2.] Varga, B. Helikopter gázturbinás hajtóművek technikai elemzése. Repüléstudományi Közlemények, 30(1), 7-28. 2018.
- [3.] El-Sayed, A. F. Aircraft propulsion and gas turbine engines. Zagazig, Egypt, 2008. Oldalszám: 867.
- [4.] Zhang, B., Song, Z., Zhao, F., & Liu. Overview of propulsion systems for unmanned aerial vehicles. Shenzhen Research Institute, City University of Hong Kong, Shenzhen 518057, China. 2022.
- [5.] Beneda, K. Repülőgép-hajtóművek szerkezete. Akadémiai Kiadó, Budapest, 2018.
- [6.] Walsh, P. P., & Fletcher, P. Gas turbine performance. John Wiley & Sons, 2004. Oldalszám: 658. Mattingly, J. D. Elements of gas turbine propulsion (Vol. 1). New York: McGraw-Hill 1996. Oldalszám: 1125.
- [7.] Beneda K., Főző, L. A CFM LEAP-1A hajtómű közelítő termodinamikai analízise. Repüléstudományi Közlemények, 30(2), 261-274. 2018.
- [8.] Alekszandrov, V. L. Légcsavarok. Tankönyvkiadó, Budapest, 1953.
- [9.] Fűzy Olivér: Áramlástechnikai gépek, Tankönyvkiadó, 1978.
- [10.] Varga, B., Kavas, L. Gázturbinás hajtóművek égőtereinek és nyomásvesztésük becslése. Repüléstudományi Közlemények, 29(2), 85-94. 2017.
- [11.] Fülöp Zoltán: Gázturbinák, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1975.
- [12.] Varga, B., Békési, L. FADEC szerepe a korszerű katonai helikopterek képesség növelésében. Szolnoki Tudományos Közlemények, XIII.: pp. 2-6. 2009.
- [13.] Beneda, K. Teljes hatáskörű digitális gázturbina szabályzás (FADEC) fejlesztése kisméretű sugárhajtóműves berendezéshez. Repüléstudományi Konferencia. 2009.

- [14.] Schwamm, F. FADEC computer systems for safety critical application. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 78668, p. V005T15A017. American Society of Mechanical Engineers. 1998.
- [15.] Bagwan, L. J., Raibhole, V. N., & Meshram, C. Full authority digital engine control: overall system, function and its application. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 3, 01-04. 2017.
- [16.] Safran Helicopter Engines Academy. MAKILA 2A-2A1 1st Line Maintenance Training Notes. 2021.

Mellékletek

1. sz. melléklet: Termikus körfolyamat numerikus analízisét meghatározó teljes programkód

```
function hajtomuprogram_vegleges_TV3_1()

% Hajtómű adatok bekérése
prompt_hajtomu = {'Nyomás a hajtómű előtt (p0) [Pa]:', ...
                  'Hőmérséklet a hajtómű előtt (T0) [K]:', ...
                  ...
                  'Kompresszióviszony (pi):', ...
                  'Turbina előtti hőmérséklet (T3) [K]:', ...
                  ...
                  'Szabadturbina tengelyteljesítmény (Ps) [W]:', ...
                  'Kompresszor tömegáram (tomegaram_lev) [kg/s]:', ...
                  'Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás (tomegaram_tuza_gyari) [kg/kWh]:', ...
                  'Fűtőérték (H) [J/kg]'};

dlgtitle_hajtomu = 'Hajtómű adatok';
dims = [1 50];
definput_hajtomu = {'101325','288','9.4','1223','1640000','8.7','0.308','42075500'};
hajtomu_data = inputdlg(prompt_hajtomu,dlgtitle_hajtomu,dims,definput_hajtomu);

% Veszteség és hatásfok adatok bekérése
prompt-veszteseg_hataseff = {'Szívócsatorna nyomásvesztési tényező (szigma_d):', ...
                              'Égőtér nyomásvesztési tényező (szigma_e):', ...
                              'Gázelvező nyomásvesztési tényező (szigma_g):', ...
                              'Kompresszor hatásfok (eta_izen_k):', ...
                              'Turbina hatásfok (eta_izen_t):', ...
                              'Szabadturbina hatásfok (eta_izen_szt):', ...
                              'Gázgenerátor mechanikai hatásfok (eta_izen_mech):', ...}
```

```

                                'Szabadturbina mechanikai
hatásfok (eta_izen_mech_szt):'};
dlgttitle_veszteseg_hataseff = 'Veszteség és hatásfok
adatok';
definput_veszteseg_hataseff =
{'0.96','0.96','0.96','0.8','0.88','0.89','0.99','0.99'};
veszteseg_hataseff_data =
inputdlg(prompt_veszteseg_hataseff,dlgttitle_veszteseg_hata
seff,dims,definput_veszteseg_hataseff);

% Gázjellemzők bekérése
prompt_gazjellemzok = {'Adiabatikus kitevő szívócsatorna
(k_1):', ...
                        'Adiabatikus kitevő kompresszor
(k_k):', ...
                        'Adiabatikus kitevő turbina
(k_t):', ...
                        'Adiabatikus kitevő szabadturbina
(k_szt):', ...
                        'Állandó nyomáson vett fajhő
kompresszor (cp_k) [J/kg*K]:', ...
                        'Állandó nyomáson vett fajhő
turbina (cp_t) [J/kg*K]:', ...
                        'Állandó nyomáson vett fajhő
szabadturbina (cp_szt) [J/kg*K]:'};
dlgttitle_gazjellemzok = 'Gázjellemzők';
definput_gazjellemzok =
{'1.4','1.39','1.3187','1.337','1020.3','1189.26','1141.19
'};
gazjellemzok_data =
inputdlg(prompt_gazjellemzok,dlgttitle_gazjellemzok,dims,de
finput_gazjellemzok);

% Konvertálás
p0 = str2double(hajtomu_data{1});
T0 = str2double(hajtomu_data{2});
pi = str2double(hajtomu_data{3});
T3 = str2double(hajtomu_data{4});
Ps = str2double(hajtomu_data{5});
tomegaram_lev = str2double(hajtomu_data{6});
tomegaram_tuza_gyari = str2double(hajtomu_data{7});
H = str2double(hajtomu_data{8});

sigma_d = str2double(veszteseg_hataseff_data{1});
sigma_e = str2double(veszteseg_hataseff_data{2});
sigma_g = str2double(veszteseg_hataseff_data{3});
eta_izen_k = str2double(veszteseg_hataseff_data{4});

```

```

eta_izen_t = str2double(veszteseg_hataseff_data{5});
eta_izen_szt = str2double(veszteseg_hataseff_data{6});
eta_izen_mech = str2double(veszteseg_hataseff_data{7});
eta_izen_mech_szt =
str2double(veszteseg_hataseff_data{8});

k_1 = str2double(gazjellemzok_data{1});
k_k = str2double(gazjellemzok_data{2});
k_t = str2double(gazjellemzok_data{3});
k_szt = str2double(gazjellemzok_data{4});
cp_k = str2double(gazjellemzok_data{5});
cp_t = str2double(gazjellemzok_data{6});
cp_szt = str2double(gazjellemzok_data{7});

%Fajlagos térfogat számításához szükséges paraméterek
tomegaram_tuza = tomegaram_tuza_gyari*[Ps*(10^-3)/3600];
qt = tomegaram_tuza / tomegaram_lev;

R1 = 287.04;
R2 = 287.04;
R3 = 287.04 * [(1+1.0775667 * qt) / 1 + qt];
R4 = 287.04 * [(1+1.0775667 * qt) / 1 + qt];
R5 = 287.04 * [(1+1.0775667 * qt) / 1 + qt];
R6 = 287.04 * [(1+1.0775667 * qt) / 1 + qt];

% 1. Szívócsatorna
T1 = T0;
p1 = p0 * szigma_d;
V1 = (R1 * T1) / p1;

% 2. Kompresszor
T2i = T1 * pi^[(k_k-1)/(k_k)];
T2 = (T2i - T1 + (eta_izen_k * T1)) / eta_izen_k;
p2 = pi * p1;
Pk = [tomegaram_lev * cp_k * (T2 - T1)] / eta_izen_mech;
Pszukseges = Pk + (Pk * 0.02);
V2 = (R2 * T2) / p2;

% 3. Égőtér
p3 = szigma_e * p2;
V3 = (R3 * T3) / p3;

% 4. Turbina
T4 = T3 - [Pszukseges / (tomegaram_lev * cp_t)];
T4i = T3 - ((T3 - T4) / eta_izen_t);
p4 = p3 * (T4i / T3)^((k_t/(k_t - 1)));
V4 = (R4 * T4) / p4;

```

```

% 5. Szabadturbina
p5 = p0 / szigma_g;
T5i = T4 * (p5/p4)^((k_szt-1)/(k_szt));
T5 = T4 - eta_izen_szt * (T4 - T5i);
V5 = (R5 * T5) / p5;

% 6. Gázelvező rendszer
T6 = T5;
p6 = p0;
V6 = (R6 * T6) / p6;

% Egyéb paraméterek meghatározása

Pszts = eta_izen_mech_szt * tomegaram_lev * cp_szt * (T4-
T5);

Hiba = [(Pszts / Ps) * 100]-100;

Termikus_hatasfok_izentrop = (1 - [1 / pi^[(k_1-
1)/(k_1)]])*100;

Termikus_hatasfok = [Pszts / (tomegaram_tuza * H)]*100;

Fajlagos_munka = Pszts / tomegaram_lev;

Fajlagos_tuza = (3600 * tomegaram_tuza) / (Pszts * 10^-3);

% Eredmények összegyűjtése
results = {
    'T1 [K] ', num2str(T1);
    'T2 [K] ', num2str(T2);
    'T2i [K] ', num2str(T2i);
    'T4i [K] ', num2str(T4i);
    'T4 [K] ', num2str(T4);
    'T5i [K] ', num2str(T5i);
    'T5 [K] ', num2str(T5);
    'T6 [K] ', num2str(T6);
    'p1 [Pa] ', num2str(p1);
    'p2 [Pa] ', num2str(p2);
    'p3 [Pa] ', num2str(p3);
    'p4 [Pa] ', num2str(p4);
    'p5 [Pa] ', num2str(p5);
    'p6 [Pa] ', num2str(p6);
    'v1 [m^3/kg] ', num2str(V1);
    'v2 [m^3/kg] ', num2str(V2);
    'v3 [m^3/kg] ', num2str(V3);
    'v4 [m^3/kg] ', num2str(V4);
    'v5 [m^3/kg] ', num2str(V5);

```

```

        'v6 [m^3/kg] ', num2str(V6);
        'Tüzelőanyag tömegáram [kg/s] ',
num2str(tomegaram_tuza);
        'Sűrítéshez szükséges teljesítmény [W] ',
num2str(Pk);
        'Teljes teljesítményszükséglet (sűrítés +
segédberendezések) [W] ', num2str(Pszukseges);
        'Szabadturbina tengelyteljesítmény (körfolyamatból)
[W] ', num2str(Pszts);
        'Hiba (%) ', num2str(Hiba);
        'Valós termikus hatásfok (%) ',
num2str(Termikus_hatasfok);
        'Izentrópikus termikus hatásfok (%) ',
num2str(Termikus_hatasfok_izentrop);
        'Fajlagos munka [J/kg] ', num2str(Fajlagos_munka);
        'Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás (körfolyamatból)
[kg/kWh] ', num2str(Fajlagos_tuza);
    };

% Ablak létrehozása és cím beállítás
fig = uifigure('Name', 'Turboshaft hajtómű termikus
körfolyamatának eredménye');

% Táblázat létrehozása és a kiszámolt eredmények betöltése
uitable(fig, 'Data', results, 'Position', [50 50 400 400],
'ColumnName', {'Meghatározott paraméter', 'Eredmény'},
'RowName', [], 'ColumnWidth', {400, 200});

end

```

2. sz. melléklet: Külső konzulens által létrehozott gázjellemzők meghatározására szolgáló Excel-program

T ₁ =	288	K	T ₂ =	603	K	q(t)=	0,0000	kg _{sz} /kg _{le}
R=	287,0400	J/kgK	κ=	1,3915		C _{pg} =	1020,2991	J/kgK
						C _{vg} =	733,2591	J/kgK

Használati utasítás:

- * A gázjellemzők meghatározása polinomok segítségével történik. Használatkor nem kell módosítani őket, így ezek a sorok rejtettek.
- * Beviteli mezők a zölddel jelzett cellák.
- * Ha levegő gázjellemzőit akarjuk meghatározni, a harmadik zöld cella (q(t)) értéke zérus marad.
- * A hőmérséklet behelyettesítése Kelvinben történik.
- * Ha egy adott hőmérsékletre akarjuk meghatározni a gázjellemzőket mindkét zöld hőmérséklet cellába (T₁, T₂), az adott hőmérsékletet írjuk be.
- * Ha tartományra számított közepes értéket szeretnénk meghatározni, akkor az első zöld cellába (T₁) a tartomány alsó hőmérséklet határát, a második zöld cellába (T₂) a tartomány felső hőmérséklet határát helyettesítjük.
- * Égéstermék esetén a harmadik zöld cellába [q(t)=m_{tüza}/m_{levegő}] az egy kilogramm levegőre eső üzemanyag mennyiséget kell bevinni.
- * Gázjellemzők értéke a lila cellákban olvasható.

3. sz. melléklet: GasTurb szoftver eredményeinek értéke a TV3-117VMA bemenő adatait felhasználva validáláshoz

Turboshaft SL static, ISA -0 C										— □ ×	
File Diagrams Extra Help											
Summary Stations											
Station	W	T	P	WRstd							
amb		288,00	101,325			PWSD	=	1664,70			
1		288,00	101,325			PSFC	=	0,3157			
2	8,354	288,00	97,272	8,700		Heat Rate	=	13283,0			
3	8,354	604,48	914,357	1,341		V0	=	0,00			
31	8,354	604,48	914,357			FN res	=	1,12			
4	8,500	1223,00	877,782	2,021		WF	=	0,14598			
41	8,500	1223,00	877,782	2,021		s NOx	=	0,22466			
43	8,500	950,28	262,123			Therm Eff	=	0,27102			
44	8,500	950,28	262,123			P45/P44	=	1,00000			
45	8,500	950,28	262,123	5,967							
49	8,500	777,04	105,378			Incidence	=	0,00000			
5	8,500	777,04	105,378	13,422		P6/P5	=	1,00000			
6	8,500	777,04	105,378			PWX	=	50			
8	8,500	777,04	105,378	13,422		P8/Pamb	=	1,04000			
P2/P1	= 0,9600					A8	=	0,14036			
Efficiencies:	isentr	polytr	RNI	P/P		TRQ [%]	=	100,0			
Compressor	0,8000	0,8506	0,961	9,400		eta t-s	=	0,85736			
Burner	1,0000			0,960		Loading %	=	100,00			
HP Turbine	0,8800	0,8633	0,773	3,349		e444 th	=	0,88000			
LP Turbine	0,8900	0,8780	0,350	2,487		WHcl/W2	=	0,00000			
HP Spool Eff	1,0000	Nominal Spd	38000			WLcl/W2	=	0,00000			
PT Spool Eff	0,9900	Nominal Spd	10000			WBld/W2	=	0,00000			
Generator	0,9800					PW_gen	=	1631,4			
Bleed Air:	PBld = 914,36	TBld = 604,5				ZWBld	=	0,00000			
hum [%]	war0	FHV	Fuel								
0,0	0,00000	42,076	Generic								
Input Data File:											
D:\hajtomu_all\hmu_elm_I\GasTurb10Demo\TV3-117.CYS (modified)											
Title:											