

Beneda Károly Tamás<sup>1</sup>

## HAJTÓMŰ NYOMÁSVISZONY (EPR) ALAPÚ SZABÁLYOZÁS MEGVALÓSÍTÁSA A TKT-1 GÁZTURBINÁS SUGÁRHAJTÓMŰVÖN<sup>2</sup>

*A gázturbinás sugárhajtóművek napjaink közforgalmi és katonai repülésének elsődleges erőforrásai, így alapos ismeretük nélkülözhetetlen a mérnökök számára. A TKT-1 oktatási és kutatási céllal kifejlesztett sugárhajtóműves berendezés az osztott képzésű oktatás elméleti oldalát nagymértékben kiegészíti, jól hasznosítható gyakorlati tudást nyújt a hallgatóknak. Ennek okán folyamatos fejlesztése alapvető érdek, melynek világosan követnie kell az iparban széleskörűen elterjedt megoldásokat. Jelen cikk célja bemutatni az elmúlt évben kifejlesztésre került egy korlátozott hatáskörű, digitális elektronikus szabályozást, mely a hajtómű nyomásviszony (Engine Pressure Ratio, EPR) alapján végzi a feladatokat, valamint a mérő-adatgyűjtő rendszer további finomításait.*

### **DEVELOPMENT OF ENGINE PRESSURE RATIO (EPR) CONTROL LAW ON THE TKT-1 TURBOJET ENGINE**

*Gas turbine engines are the primary powerplants for civil and military aircraft, thus the well-founded knowledge about their operation is essential for the aeronautical engineers. The TKT-1 turbojet engine has been created to meet the goals of education and scientific investigations; it supplements the theoretical part of both BSc and MSc and it provides useful practical know-how for the students. Therefore, its continued development is an elementary interest which should clearly follow the widely spread solutions of the industry. The aim of the present article is to describe the recently introduced limited authority control system, which provides a control based on the Engine Pressure Ratio (EPR), along with the necessary refinements of the data acquisition system.*

## BEVEZETÉS

Napjaink közforgalmi és katonai repülésében a legelterjedtebb meghajtási mód a gázturbinás sugárhajtómű, melynek ismerete a repülőműszaki képzést végző hallgatók számára elengedhetetlen. A termodinamikai-áramlástan aspektuson kívül a korszerű mechatronikai megközelítés miatt elektronikai, számítás- és irányítástechnikai ismeretek is lényegesek. A korszerű szabályozórendszerek FADEC<sup>3</sup> egységeken alapulnak, melyek kutatása és fejlesztése, beleértve a hajtóművek matematikai modellezését, irányítását és diagnosztikáját is, kiemelkedő jelentőséggel bír [2]. Ez nemcsak a tantermi, elméleti tudást, hanem a gyakorlati oldalt is jelenti, melyet ennek következtében folyamatosan fejleszteni szükséges, hogy az iparban megjelenő, illetve elterjedő megoldásokat adaptálni, kedvezőbb esetben integrálni lehessen az oktatásba. Ebből kifolyólag a BME Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszékén kifejlesztett TKT-1 gázturbinás sugárhajtómű rendszereinek finomítása állandóan, több szálon is folytatódik. A legnagyobb ívű fejlesztés a teljes hatáskörű, duplikált, digitális, elektronikus szabályozórendszer (Dual FADEC) kialakítása [4], melynek előzetes lépései magukba foglalták a legegyszerűbb

<sup>1</sup> mérnök-tanár, AEROK Repülőműszaki Oktató és Szolgáltató Kft., karoly.beneda@aerok.hu

<sup>2</sup> Lektorálta: Dr. Varga Béla alezredes. főiskolai docens, Nemzeti Közszolgálati Egyetem Katonai Repülő Tanszék, varga.bela@uni-nke.hu

<sup>3</sup> FADEC: Full Authority Digital Electronic Engine Control, teljes hatáskörű, digitális hajtómű szabályozás



elektronikus szabályozót [11], ennek továbbfejlesztett, de még nem teljes hatáskörű verzióját immáron a hajtómű nyomásviszony ( $EPR^4$ ) szerinti törvényszerűséggel, melynek ismertetése jelen cikk legfőbb célja. Ezen kívül folyamatban van a Rolls-Royce Trent 900/1000 hajtóműveken alkalmazott TPR<sup>5</sup> jellemzőn alapuló szabályozórendszer [16] megvalósítása, mely az első FADEC követelményeknek rendszer lesz a TKT-1-hez, azonban a fokozatos fejlesztés logikus lépéseit figyelembe véve még csak egy csatornás (single channel) konfigurációban, hogy az ezzel gyűjtött tapasztalatok beépíthetők legyenek az áramkörök szintjén már meglévő két-csatornás (dual channel), TEDDI<sup>6</sup> fantázianevű szabályozóba.

Mindezek mellett a gázturbinás sugárhajtómű beható vizsgálatai során fény derült a centrifugális kompresszor lapátos diffúzorának rendkívül kedvezőtlen áramlástan kialakítására, mely számottevő nyomásvesztést okoz az égéstér előtt, ezzel a teljes hajtómű hatásfokát rontva. Ennek áttervezése is a megvalósítás fázisába lépett, mellyel – amennyiben sikerül az áramlás feltételein javítani – számottevően emelni lehetne a tolóerőt.

## A GÁZTURBINÁS SUGÁRHAJTÓMŰVEK SZABÁLYOZÁSA

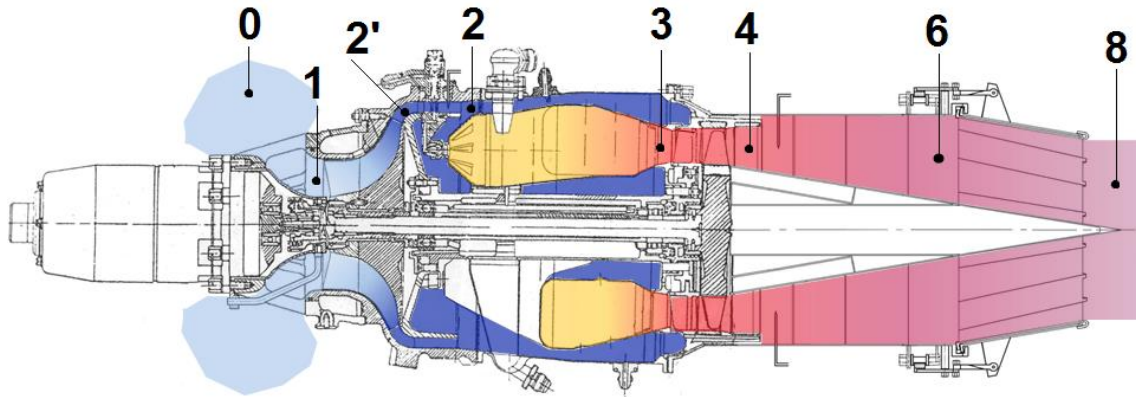
### A gázturbinás sugárhajtóművek szabályozásának szüksége

A sugárhajtóművek működését leíró megmaradási törvényszerűségek alapján felépíthető az az egyenletrendszer, mely ennek a matematikai háttérét jelenti. Az egyszerűsítés végett vizsgáljunk egy állandó geometriájú (változtatható fúvócső nélküli) egyáramú gázturbinás sugárhajtóművet, aminek elvi vázlatát mutatja az 1. ábra. A jellegzetes keresztmetszetek a következők: a 0-s pontban a hajtómű zavaró hatását még nem érezni, környezeti jellemzők uralkodnak. Az 1-es pont a kompresszor előtti, a 2' a járókerék utáni, 2 a kompresszor utáni keresztmetszet. A turbina belépését 3-mal, kilépését pedig 4-gyel jelöljük. Az esetleges utánégetést az 5-ös pont mutatná, ez azonban a TKT-1 esetében elmarad, így következik a 6-os pont, mely a fúvócső belépését jelenti. A 7-es keresztmetszet Laval-fúvócső esetén értelmezett, mégpedig a torokkeresztmetszetre utal. Így tehát a hajtóművet elhagyó közeg jellemzői a 8-as pontban mérhetőek. Ilyen viszonyok mellett két tömeg- és egy mechanikai energia megmaradási egyenlet írható fel, melyeket az (1)-(3) egyenletek mutatnak, és rendre a gázgenerátor komponensek együttműködést (égéstér tömegtároló képességét), a gázgenerátor és a fúvócső együttműködését (turbina utáni diffúzor tároló hatását) és a forgórész teljesítményviszonyait vázolja.

<sup>4</sup> EPR: Engine Pressure Ratio: hajtómű nyomásviszony,  $EPR = p_4^*/p_1^*$

<sup>5</sup> TPR: Turbofan Power Ratio, (kétáramú) sugárhajtómű teljesítményviszony  $TPR = \pi_k^* \cdot \sqrt{T_3^*/T_1^*}$

<sup>6</sup> TEDDI: Teljes hatáskörű, Duplikált Digitális szabályozórendszer



1. ábra: A TKT-1, mint egyáramú sugárhajtómű vázlata, a jellegzetes keresztmetszetek jelölésével

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_3 + \dot{m}_{üia} = \frac{dm_{23}}{dt} \quad (1)$$

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_6 = \frac{dm_{46}}{dt} \quad (2)$$

$$P_T \cdot \eta_{mech} - P_K = 4 \cdot \pi^2 \cdot \Theta \cdot n \cdot \frac{dn}{dt} \quad (3)$$

ahol

- $\dot{m}_2$  kompresszor kilépő tömegáram
- $\dot{m}_3$  turbina belépő tömegáram
- $\dot{m}_{üia}$  égéstérbe betáplált tüzelőanyag tömegáram
- $\dot{m}_4$  turbinából kilépő tömegáram
- $\dot{m}_6$  fúvócső belépő tömegáram
- $m_{23}$  az égéstérben tárolt közeg tömege
- $m_{46}$  a turbina utáni diffúzorban tárolt közeg tömege
- $t$  idő
- $P_T$  a turbina teljesítménye
- $\eta_{mech}$  mechanikai hatásfok
- $P_K$  a kompresszor teljesítményigénye
- $\Theta$  a forgórész tehetetlenségi nyomatéka
- $n$  a forgórész fordulatszáma

Amennyiben az (1)-(3) egyenletek egyes tényezőit gázdinamikai paraméterekkel helyettesítjük, belátható, hogy a három egyenlet négy független változót, a  $\pi_k^*$  kompresszor és  $\pi_t^*$  turbina torlóponti nyomásviszonyokat, a  $q_T$  tüzelőanyag-hányadot és a tartalmazzák.

A fent megállapított fizikai törvényszerűségek értelmében tehát kijelenthető, hogy tetszőleges számú forgórésszel, de állandó geometriával rendelkező sugárhajtómű esetében egy további egyenlet szükséges az egyenletrendszer zárásához [17].

## A szabályozási törvényszerűségek

Vizsgáljuk meg, milyen törvényszerűségeket alkalmaznak a gyakorlatban, melyek mindegyike alapvetően a hajtómű tolóerejének állandó értéken tartását célozza meg. Szükséges azonban figyelembe venni, hogy ezen jellemző mérése repülés közben nem lehetséges, másrészt pedig nem adna információt a hajtómű aktuális mechanikai és hőterheléseiről.

Ennek következtében a leggyakrabban alkalmazott szabályozási törvényszerűség a fordulatszám szerinti szabályozás, mely többforgórészes hajtóműveknél jelentheti a kis- vagy nagynyomású forgórészenek állandó fordulatszámra való tartását. A fizikai fordulatszám ugyan egyszerűen érzékelhető és a jel könnyen továbbítható még a korszerűtlenebb hidromechanikus szabályozóknál is, azonban korlátai révén nem képes biztosítani a tolóerő elvárt állandó értéken való tartását. Jobb közelítést ad, ha átszámított fordulatszám szerint történik az irányítás, mert ekkor a repülési sebesség növekedéséből fakadó dinamikus kompresszió hatása is figyelembe vehető, mely számottevően befolyásolja a hajtómű üzemét [14].

Amennyiben kiindulunk egy olyan feltételezésből, hogy a hajtómű fúvócsövében teljes expanzió játszódik le, akkor a hajtómű tolóereje kifejezhető a fúvócsövén keresztül távozó gázok sebességével, a repülési sebességgel és a hajtómű jellegzetes keresztmetszeteiben létrejövő tömegáramokkal:

$$F_t = \dot{m}_8 \cdot c_8 - \dot{m}_0 \cdot v_0 \quad (4)$$

ahol

- $F_t$  a hajtómű tolóereje
- $\dot{m}_8$  a fúvócsőből kilépő tömegáram
- $c_8$  a fúvócsövön távozó közeg sebessége
- $\dot{m}_0$  a hajtóműbe belépő tömegáram
- $v_0$  repülési sebesség

Fejezzük ki a kilépő impulzust a kontinuitás tételének segítségével, majd bővítsünk a fúvócső kilépő keresztmetszetében érvényes  $\kappa_8$  adiabatikus kitevővel,  $R_8$  specifikus gázállandóval, valamint  $T_8$  statikus hőmérséklettel. Ekkor a nevezőben megjelenő szorzat a fúvócső kilépő keresztmetszetében érvényes helyi hangsebesség négyzetét eredményezi, mely a számláló  $c_8^2$  értékével  $M_8^2$ -re vezet, valamint a  $\rho_8$  sűrűség,  $R_8$  és  $T_8$  szorzata a számlálóban a  $p_8$  statikus nyomással helyettesíthető az állapotegyenlet értelmében.

$$\dot{m}_8 \cdot c_8 = \rho_8 \cdot A_8 \cdot c_8^2 = \frac{\rho_8 \cdot A_8 \cdot c_8^2 \cdot \kappa_8 \cdot R_8 \cdot T_8}{\kappa_8 \cdot R_8 \cdot T_8} = \kappa_8 \cdot p_8 \cdot M_8^2 \cdot A_8 \quad (5)$$

ahol

- $A_8$  a fúvócső kilépő keresztmetszete

Hasonlóképpen fejezhető ki a belépő impulzus is, itt azonban a továbblépés érdekében szükséges a 0-ás és 1-es keresztmetszetek tömegáramainak azonosságára alapozva az  $\dot{m}_1 \cdot c_1$  impulzusra áttérni:

$$\dot{m}_0 \cdot v_0 = \kappa_0 \cdot p_0 \cdot M_0^2 \cdot A_0 \xrightarrow{\dot{m}_0 = \dot{m}_1} \dot{m}_1 \cdot c_1 = \kappa_1 \cdot p_1 \cdot M_1^2 \cdot A_1 \quad (6)$$

ahol

- $\kappa_0$  a környező levegő adiabatikus kitevője
- $p_0$  a környezeti statikus nyomás
- $M_0$  a repülési Mach-szám
- $A_0$  a hajtóműbe belépő közeg áramcsövének 0-s pontbeli paraméterekkel értelmezett keresztmetszete
- $\dot{m}_1$  a kompresszorba belépő tömegáram
- $c_1$  a kompresszorba belépő közeg sebessége
- $\kappa_1$  a kompresszorba belépő közeg adiabatikus kitevője
- $p_1$  a kompresszor előtti statikus nyomás
- $M_1$  a kompresszorba belépő közeg Mach-száma
- $A_1$  a kompresszor belépő keresztmetszete

Célszerű a statikus nyomások helyett a torlópontiak figyelembe vétele, mely a Mach-számmal és a  $\kappa$  adiabatikus tényezővel általánosságban a következőképpen írható fel:

$$p = \frac{p^*}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} \quad (7)$$

ahol

- $p$  statikus nyomás
- $p^*$  torlóponti nyomás
- $\kappa$  adiabatikus kitevő
- $M$  Mach-szám

Ennek értelmében a tolóerő felírható a következő kifejezéssel:

$$F_t = \frac{p_8^* \cdot \kappa_8 \cdot M_8^2 \cdot A_8}{\left(1 + \frac{\kappa_8 - 1}{2} \cdot M_8^2\right)^{\frac{\kappa_8}{\kappa_8 - 1}}} - \frac{p_1^* \cdot \kappa_1 \cdot M_1^2 \cdot A_1}{\left(1 + \frac{\kappa_1 - 1}{2} \cdot M_1^2\right)^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1}}} \quad (8)$$

Bővítve a kompresszor belépő torlóponti nyomásával, valamint a környezeti statikus nyomással, ezen kívül figyelembe véve, hogy  $p_8^* \approx p_4^*$ , kapjuk:

$$F_t = \frac{p_1^*}{p_0} \cdot \frac{p_4^*}{p_1^*} \cdot \frac{p_0 \cdot \kappa_8 \cdot M_8^2 \cdot A_8}{\left(1 + \frac{\kappa_8 - 1}{2} \cdot M_8^2\right)^{\frac{\kappa_8}{\kappa_8 - 1}}} - \frac{p_0 \cdot \kappa_1 \cdot M_1^2 \cdot A_1}{\left(1 + \frac{\kappa_1 - 1}{2} \cdot M_1^2\right)^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1}}} \quad (9)$$

A levezetés utolsó lépéseként azt a megfontolást tehetjük, hogy a kompresszor belépő torlóponti és környezeti statikus nyomások hányadosa a repülési Mach-szám, valamint a szívócsatorna össznyomás-visszanyerési tényezőjével számítható, így a tolóerő végképlete:

$$F_t = \left(1 + \frac{\kappa_0 - 1}{2} \cdot M_0^2\right)^{\frac{\kappa_0}{\kappa_0 - 1}} \cdot \sigma_{sz}^* \cdot \frac{p_4^*}{\underbrace{p_1^*}_{EPR}} \cdot \frac{p_0 \cdot \kappa_8 \cdot M_8^2 \cdot A_8}{\left(1 + \frac{\kappa_8 - 1}{2} \cdot M_8^2\right)^{\frac{\kappa_8}{\kappa_8 - 1}}} - \frac{p_0 \cdot \kappa_1 \cdot M_1^2 \cdot A_1}{\left(1 + \frac{\kappa_1 - 1}{2} \cdot M_1^2\right)^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1}}} \quad (10)$$

ahol

- $\sigma_{sz}^*$  a szívócsatorna össznyomás-visszanyerési tényezője,  $p_1^* / p_0^*$

Előfordul sok helyütt, hogy a turbina utáni  $p_4^*$  torlóponti nyomás helyett az azzal jó közelítéssel azonos  $p_6^*$  fűvócsöbe belépő torlóponti nyomást helyettesítik:

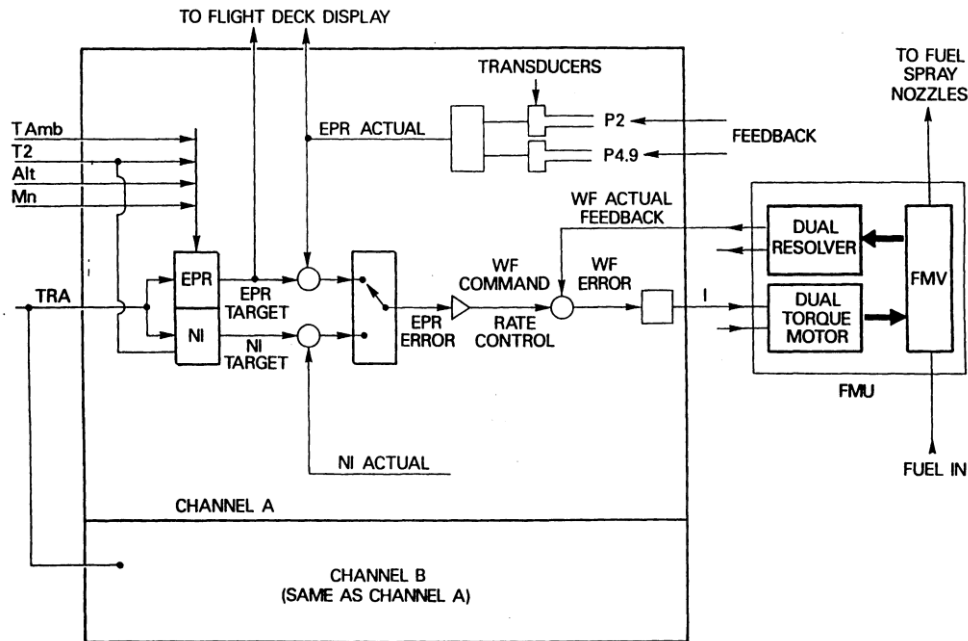
$$EPR = \frac{p_4^*}{p_1^*} \approx \frac{p_6^*}{p_1^*} \quad (11)$$

Megállapítható tehát, hogy adott repülési magasságon, mely a  $p_0$ , illetve a  $T_0$  statikus hőmérsékleten keresztül a  $\kappa_0$  adiabatikus kitevőt határozza meg, adott  $M_0$  repülési Mach-szám mellett, változatlan hajtómű üzemmódot, azaz állandó  $M_8$ ,  $\kappa_8$ ,  $\sigma_{sz}^*$  és esetleg  $A_8$  feltételezésével a tolóerő a turbina utáni  $p_4^*$  és kompresszor előtti  $p_1^*$  torlóponti nyomások viszonyának, vagyis a hajtómű nyomásviszony egyértelmű függvénye:

$$F_t = f(EPR, M_0, p_0, T_0) \quad (12)$$

Ennek értelmében azon hajtóművek esetében, ahol lehetséges ezen nyomások mérése és bevezetése a szabályozó rendszerbe, ott a tolóerő állandó értéken tartása hatékonyabban megvalósítható, mint a hagyományos fordulatszám szerint működő megoldásoknál. Mind a polgári (pl. International Aero Engines IAE V2500, [1]), mind a katonai repülőgép-hajtóművek (pl. Pratt & Whitney F1000-PW-220, [14]) tekintetében széles körben elterjedt megoldásról van szó. Érdekes megjegyezni, hogy a V2500 hajtómű esetében a szabályozó rendszer a repülési Mach-számot, környezeti hőmérsékletet és repülési magasságot az ADIRU<sup>7</sup> számítógéptől kapja, hogy a (10) képlet további tényezőit meghatározhassa. Ennek az elvi vázlata látható a 2. ábrán, melyen  $T_2$  a kompresszor belépő hőmérsékletét,  $T_{Amb}$  a környezeti hőmérsékletet jelöli,  $Alt$  a repülési magasságra,  $Mn$  pedig a repülési Mach-számra utal. A torlóponti nyomások tekintetében a  $P_2$  a kompresszor belépő,  $P_{4.9}$  pedig a turbina utáni értéket képviseli.

<sup>7</sup> ADIRU: Air Data and Inertial Reference Unit



2. ábra Az IAE V2500 hajtómű szabályozórendszerének elvi vázlatja [1]

Az F100-PW-220 hajtómű viszont rendelkezik változtatható keresztmetszetű fűvócsővel, így két-paraméteres szabályozást valósít meg a digitális elektronikus rendszer, mely ott a DEEC<sup>8</sup> nevet viseli. Ez azt jelenti, hogy a tüzelőanyag-betáplálással a ventilátor (kisnyomású kompresszor) átszámított fordulatszáma, vagyis a rajta átáramló levegőmennyiség tartható állandó értéken, míg a fűvócső keresztmetszet állításával az EPR is állandósítható, így tulajdonképpen a tolóerő legfontosabb paraméterei egyszerre kézben tarthatóak, a tolóerő változatlanóságát biztosítva [14].

Mindezek alapján megállapítható, hogy a TKT-1 sugárhajtómű szabályozórendszerének EPR szerinti működésre való felkészítése jelentős előrelépést jelent, mely az oktatásban való felhasználási területet is figyelembe véve számottevően növeli a berendezés képességeit. Földi telepített kivitele azonban olyan korlátokat is felvet, melyek éppen a repülőgép üzemmódját leíró paraméterek befolyását küszöbölik ki, tehát az előzőekben megállapítottak szerinti Mach-szám és repülési magasság jelentette hatások nem vizsgálhatóak ezzel a konfigurációval. Későbbiekben tehát szükség lesz olyan fejlesztésre, amit modell repülőgépre építve széles üzemmód-tartományban folytatott méréseket tehet lehetővé, tovább bővítve ezáltal a jelenlegi adottságokat.

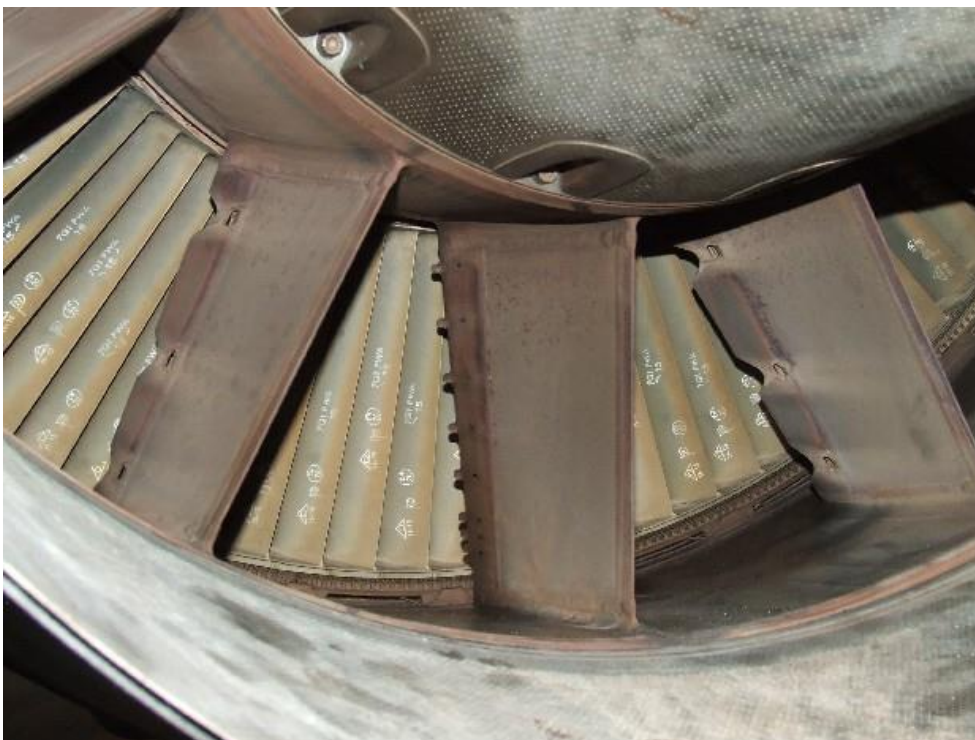
## A HAJTÓMŰ NYOMÁSVISZONY SZERINTI SZABÁLYOZÁS KIVITELEZÉSE

### A hajtóművet érintő módosítások

Jóllehet a turbina utáni nyomás mérésének igénye már a kezdetektől fogva megvolt, azonban torlóponti, statikus nyomásokat szolgáltató és iránymérést is megvalósító szondának a kiépítése anyagi korlátok miatt ennek a megvalósítása egészen 2013 elejéig váratott magára. Ekkor a tervezett új szabályozórendszer megkövetelte legalább a torlóponti nyomás mérését, melyet a

<sup>8</sup> DEEC: Digital Electronic Engine Control, az F100-PW-220 hajtómű digitális elektronikus szabályozóegysége

már meglévő elemek minimális bontásával kellett azonban létrehozni, ami nem tette lehetővé a legkedvezőbb konstrukció kialakítását. Emiatt, illetve egyéb tényezők okán a statikus nyomás mérésének kialakítását elvetettük, az iránymérésre alkalmas szonda megvalósításával együtt, és kizárólag a torlóponthoz való nyomás felvételére törekedtünk. Azon repülőgépek sugárhajtóművei esetében ugyanis, ahol a turbina utáni nyomást mérik – akár szabályozási, akár felügyeleti céllal – a turbinát követő bordákban helyezik el a nyomás felvételi csatlakozásokat. Egy ilyen megoldást lehet látni a 3. ábrán, ahol az IAE V2500 hajtóművön ezen bordák a kisnyomású turbina hátsó csapágyának megtámasztását is végzik [1].



3. ábra Az IAE V2500 hajtómű turbina utáni nyomásának mérése

A TKT-1 esetében azonban a bordákhoz való hozzáférés beépített állapotban jelentősen korlátozott, ezért független szondáknak az elhelyezése mellett döntöttünk. Az új alkatrészek a turbina utáni diffúzor központi kúpját tartó bordák mögötti térben, a kerület mentén a három borda között egyenlő osztással kerültek beszerelésre. Minden szonda három sugáron végez mintavételezést, melyek egy közös furaton keresztül, mint átlag jutnak el a három szonda jeleit átlagoló közös vezetékbe. Így összességében kilenc helyszínen eredményez egy értéket, melyet egy MPXV7025 piezorezisztív érzékelő segítségével konvertálunk a nyomással arányos feszültségjelé. Ezt már közvetlenül be lehet kötni a mérő-adatgyűjtő rendszerbe, valamint továbbítható a szabályozó irányába. A nyomásmérő szonda kialakítását mutatja a 4. ábra, melyen megfigyelhető, hogy az egyes nyomásvételi pontok előtt egy rövid, megnövelt átmérőjű előkamra található, mely a szonda irányérzékenységét hivatott csökkenteni. Erre amiatt volt szükség, mert a hajtómű matematikai modelljének adatait alapul véve, a turbinát elhagyó áramlás üzemmódtól függően 10-20 fokos szöget zár be a hajtómű hossz tengelyével, vagyis számottevő irányváltás következik be az üzemi tartományon belül is. Ezzel a megoldással azonban  $\pm 23^\circ$  eltérés esetén is 1%-on belüli hibával mérhető a torlóponthoz való nyomás [13].





4. ábra A nyomásfelvevő szonda

## Az új szabályozórendszer hardvere

Az előző szabályozóegység, a PELE 2-es verziójának kialakítása nem tartalmazott olyan mértékű továbbfejlesztési lehetőséget, mely biztosította volna az új, megnövekedett igények kielégítését. Felmerült ugyanis az, hogy a fejlesztés alatt álló szabályozó működése során nyerhesünk adatokat az általa érzékelt adatokról, megkönnyítve ezzel az esetleges hibafelderítést, valamint a felhasználó számára további beállítási lehetőségeket is nyújthat.

Az új szabályozó, a PELE3 áramköre, tekintettel a szabályozott gázturbina azonosságára, nyomokban tartalmaz hasonlóságot a régi variációval, alapjaiban azonban új konstrukció. Mivel a [6]-ben a hardver már részletezésre került, itt csak vázlatosan mutatjuk be, koncentrálnva azokra a képességekre, melyeket azóta nyert el a fejlesztés további lépései során.

A PELE2-höz képest a lehetőségek kibővítése érdekében a központi mikrokontroller (MCU<sup>9</sup>) egy Freescale MC9S08SH8 típusú IC, mely 20 lábú DIP<sup>10</sup> tokozásban kerül forgalomba, 8kB belső Flash program- és 512 bájt statikus RAM-ot tartalmaz. Analóg-digitális átalakítója 10 csatornás multiplex lehetőséggel rendelkezik, valamint a további digitális bemenetek nyomógombok kezelését is biztosítják a kétsoros karakteres LCD<sup>11</sup> mellett. Két 16 bites számlálója PWM<sup>12</sup> jelek létrehozását, illetve mérését teszi lehetővé. Az LCD vezérlését a korábbi fejlesztésekben már bevált 74164 típusú SIPO<sup>13</sup> IC-re épülő áramkör végzi, így az adatokat bájtanként fogadó LCD felé elegendő három jel, az adatvonal, valamint a SIPO IC és az LCD órajel vezetéke, szemben az adatot párhuzamosan továbbító kialakítás tíz vezetékével [8]. Így az MCU felszabaduló lábai további feladatokat végezhetnek. Az kijelző segítségével beállításokat is lehet végezni, az ezekhez szükséges kommunikációt a felhasználóval nyomógombokon keresztül biztosítja a PELE3. Az áramkör rendelkezik még egy RS232 szabvány szerinti kommunikációt biztosító résszel, mely személyi számítógéphez soros vonalon keresztül történő adattovábbítást tesz lehetővé.

<sup>9</sup> MCU: MicroController Unit, mikrokontroller

<sup>10</sup> DIP: Dual Inline Package, kétsoros lábosztású integrált áramköri tokozás

<sup>11</sup> LCD: Liquid Crystal Display, folyadékkristályos kijelző

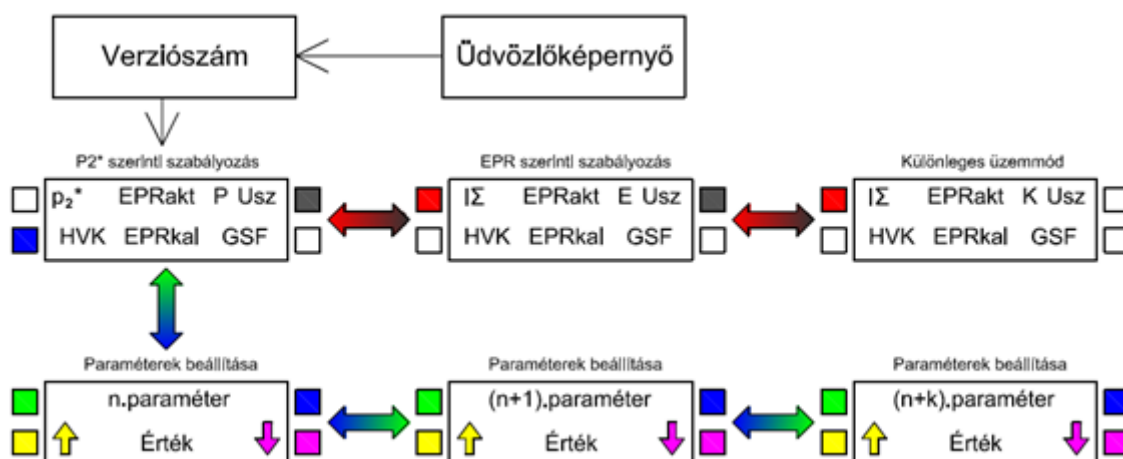
<sup>12</sup> PWM: Pulse Width Modulation, impulzus-szélesség moduláció

<sup>13</sup> SIPO: Serial In Parallel Out, soros bemenetű, párhuzamos kimenetű integrált áramkör

A hardver alapvető önellenőrzési képességekkel is fel lett ruházva. Mivel a nyomásérzékelők eleve valamilyen nullponti eltolással rendelkező jelet adnak ki, itt egyszerű volt a szenzor helyes működésének megállapítása. A HVK és a GSF vezérlő kar tekintetében kis átalakításra volt szükség, az ezekhez tartozó potenciométerekkel sorosan két további, fix ellenállás került elhelyezésre, egy a táp, egy a föld irányába. Így a potenciométerrel elérhető minimális feszültség mindig nagyobb, mint zérus, illetve mindig kisebb, mint a tápfeszültség. Ismerve a fix ellenállások értékét, meghatározható az a tartomány, amit normális körülmények között mérhetünk, és ha ebből kiesik az aktuális eredmény, akkor az az adott érzékelő hibájára utal.

## A működtetést végző szoftver

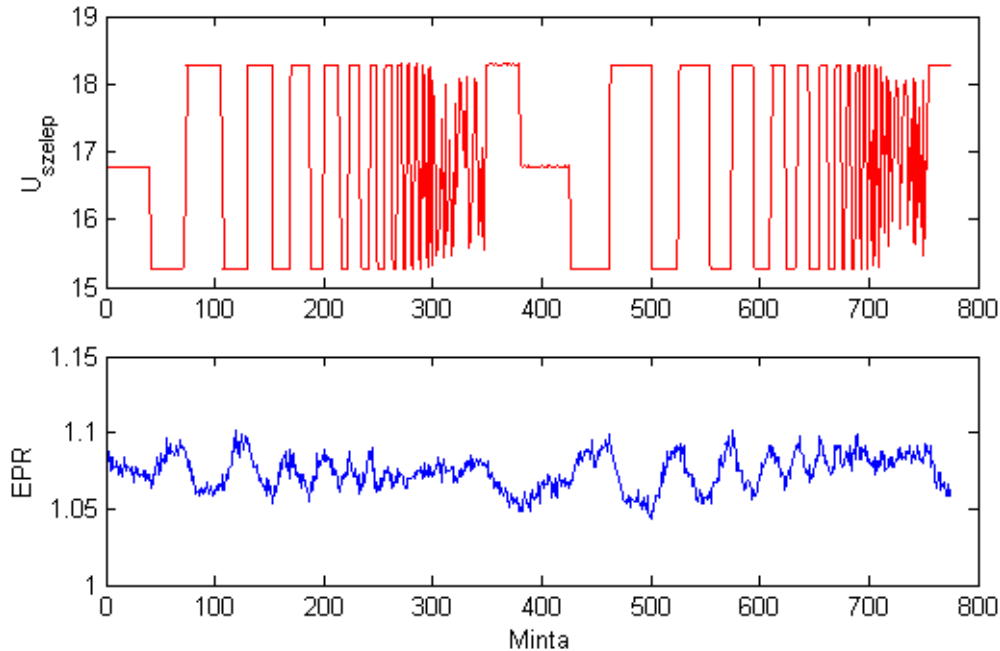
Jelentős változás a PELE2-höz képest a működés legfontosabb adatainak valós időben történő megjelenítése az erre a célra integrált LCD-n. Ennek és menügombjainak segítségével interaktív módon valósítható meg a hajtómű üzeme. Kiemelten nagy szerepe volt azonban a fejlesztésben, amikor a szabályozó helyes működésének ellenőrzésére is lehetőséget nyújtott. A számos különböző képernyő egyszerűsített vázlatát mutatja az 5. ábra.



5. ábra: A PELE3 menürendszere

Tekintettel a sugárhajtómű kutatási és oktatási céljaira, a PELE3 szoftvere az összes eddigi lehetőséget biztosítja, nem csak egyetlen szabályozási törvényszerűség vizsgálható a segítségével. A PELE2-ben megvalósított kompresszor nyomásviszony szerinti működés azonban kibővült az EPR szerinti szabályozással, valamint egy különleges üzemmóddal, mely képes a hajtómű átviteli függvényének meghatározása érdekében a szabályozó bemenetet, az arányos szelep feszültségét időben növekvő frekvenciájú négyszögjel szerint vezérelni, és az így előálló tranzienst folyamatok során meghatározható a bemenet és a kívánt hajtómű jellemző, mint kimenet közötti komplex átviteli függvény, mellyel a szabályozó rendszer tervezése megvalósítható. Az identifikáció szükséges volt az EPR alapú irányítás kialakításához, melynek egy jellemző adatsorát mutatja az 6. ábra. Ezen megfigyelhető a beavatkozó jel változása, ez a TKT-1 esetében az arányos szelepre adott feszültség [11]. Megfigyelhető a piros vonallal mutatott paraméter időbeli lefutásában, hogy egyre nagyobb frekvenciájú négyszögjellel történt a megtáplálás, mely alkalmas a változó frekvenciájú szinuszos gerjesztés helyettesítésére, tekintettel arra, hogy egyszerűbb megvalósítani, és a négyszögjel hirtelen létrejövő fel- és lefutó élei Fourier-analízissel bizonyíthatóan az alappfrekvencia páratlan egész számú többszöröseiből álló felharmonikusok alkotják [9]. A frekvencia

1/10Hz-tól kb. 10 Hz-ig került változtatásra, ami megfelel a gyakorlatban előforduló, hajtóművet érő hatások tartományának. A kék görbe jelöli a rendszer válaszát, mely esetünkben a hajtómű nyomásviszony. A kiértékelés során mindkét jellemzőt a kezdeti stabil állapotnak megfelelő kö-zépérték, mint munkapont körüli differenciaként értelmeztük.



6. ábra Az identifikációs mérés két jellegzetes adatsorozata

A kapott diszkrét időpillanatokban mintavételezett bemenő és kimenő jellemzők adatsorait MATLAB segítségével értékeltük ki, első lépésként létrehozva a diszkrét idejű rendszer átviteli függvényét Output-Error modellel, majd pedig ennek folytonos idejű megfelelőjét számítottuk a  $d2c$  függvény segítségével. A kialakult átviteli függvény a következőre adódott:

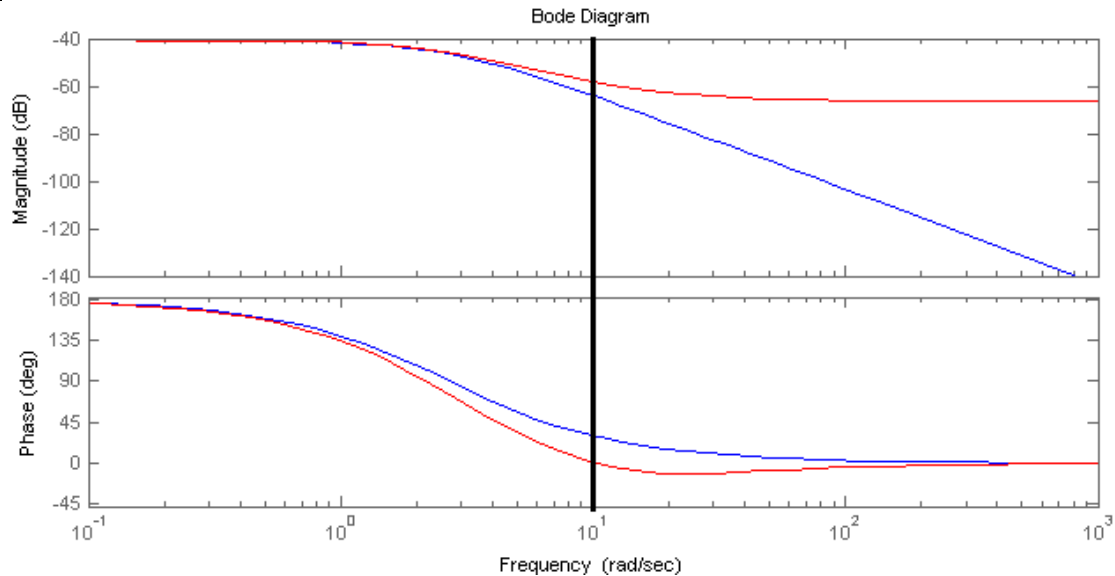
$$G(s) = \frac{0.0004898s^2 + 0.006461s - 0.06671}{s^2 + 5.282s + 7.24} \quad (13)$$

Mivel a számláló első- és másodfokú tényezői jelentősen kisebbek, mint a nulladfokú együtt-ható, célszerűnek mutatkozott egy egyszerűsítés vizsgálata, mely a (14)-ben bemutatott formájú átviteli függvényt eredményezte. Összehasonlítva az eredetivel, a 7. ábra Bode-diagramja alapján megállapítható, hogy 10 rad/s feletti körfrekvenciák esetében amplitúdóban jelentős és fázisban csekély eltérés tapasztalható. Ez a frekvencia azonban már nem jellemző a hajtómű üze-mére, tehát kijelenthetjük, hogy az általunk alkalmazott közelítés céljainknak megfelel [18].

$$G(s) = \frac{-0.06671}{s^2 + 5.282s + 7.24} \quad (14)$$

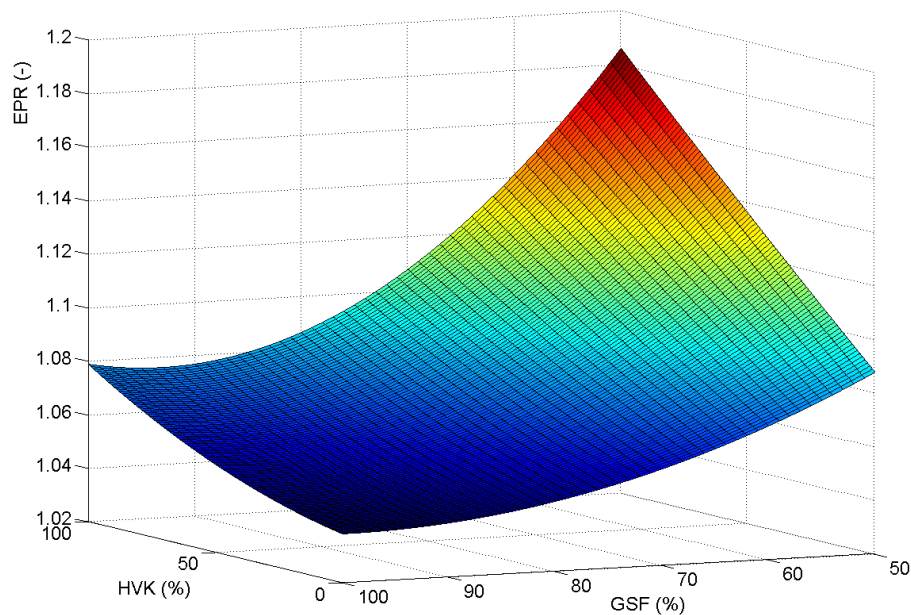
A rendszer átviteli függvényének meghatározását követően egy PID<sup>14</sup> szabályozót terveztünk, tekintettel annak sokoldalúságára, egyszerűségére [7], melynek optimális beállítását a MATLAB automatikus hangoló funkciójának segítségével értük el.

<sup>14</sup> PID: Proporcionális-Integráló-Deriváló soros kompenzációs szabályozás



7. ábra A (13) és (14) átviteli függvények összehasonlítása Bode diagramban

Tekintettel arra, hogy a változtatható geometriával rendelkező sugárhajtóművekkel ellentétben a TKT-1 esetében a GSF keresztmetszet tetszőlegesen állítható a fordulatszámától függetlenül, ezért a szabályozásban referenciaként a két független beavatkozó jelet figyelembe kellett venni. Így alakult ki az elvárt EPR jellegfelület, mely tehát a HVK és GSF állások függvénye, amit a 8. ábra mutat. Mint az jól megfigyelhető, a hajtómű nyomásviszonya csekély változást mutat abban az esetben, ha a GSF teljesen nyitva van (100%-os helyzetben), míg a hatása növekszik, amennyiben a kilépő keresztmetszet csökken, jól érzékeltetve azt a körülményt, hogy közel azonos közegmennyiséget csak jelentősen megnövekedett fűvócső rendelkezésre álló nyomásviszony képes számottevően kisebb felületen keresztül átmozgatni. A jellegfelület keresztregresszió segítségével a (15) által mutatott kétváltozós másodfokú függvényként került meghatározásra, amely ilyen formán került beprogramozásra a mikrokontrollerbe [12].



8. ábra Az elvárt hajtómű nyomásviszonya a GSF és HVK függvényeként

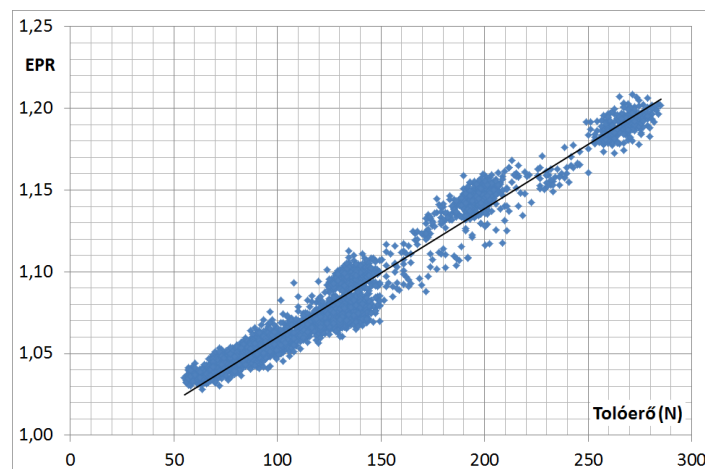
$$\begin{aligned}
 \text{EPR}(\text{HVK}, \text{GVK}) = & \frac{(0,0366 \cdot \text{GVK} - 1,3844)}{10^6} \cdot \text{HVK}^2 + \\
 & + \frac{0,000389 \cdot \text{GVK}^2 - 0,073525 \cdot \text{GVK} + 3,6397}{10^3} \cdot \text{HVK} + \quad (15) \\
 & + 0,00002 \cdot \text{GVK}^2 - 0,0039887 \cdot \text{GVK} + 1,2371
 \end{aligned}$$

Ezen kívül számos beállítási lehetőség is kialakításra került, melyekkel a szabályozó aktuális viselkedése módosítható, pl. amennyiben a működés során eltérő paraméterek tesztelése válik szükségessé a PID szabályozó valósidejű hangolása céljából, ezen beavatkozások azonnal elvégezhetőek, és hatásuk is rögtön érvényre kerül.

Míndezeken felül a PELE3 rendelkezik egy korlátozott önellenőrző képességgel (BITE<sup>15</sup>), mely a nyomásérzékelők, valamint a hajtóművet üzemeltető személyzet által adott HVK és GSF referenciák esetében képes kiszűrni a hibás adatokat, és ebben az esetben a kijelzőn az adott érték utolsó számjegye helyett „x” jelet téve a kezelő személyzet tudtára adni a rendellenességet. Ahogy ez az iparban is széles körben elterjedt és napjainkban is beható kutatások folynak ezen a területen [3], a PELE3 esetében is fontos feladat volt a BITE kiépítése, hogy ezzel megkezdjük egy alaposabb lehetőségekkel rendelkező diagnosztikai alrendszer megvalósítását, mely részint a fejlesztést hivatott segíteni, de leginkább a hajtómű üzembiztonságának növelése az elsődleges cél.

## A szabályozórendszerrel végzett mérések

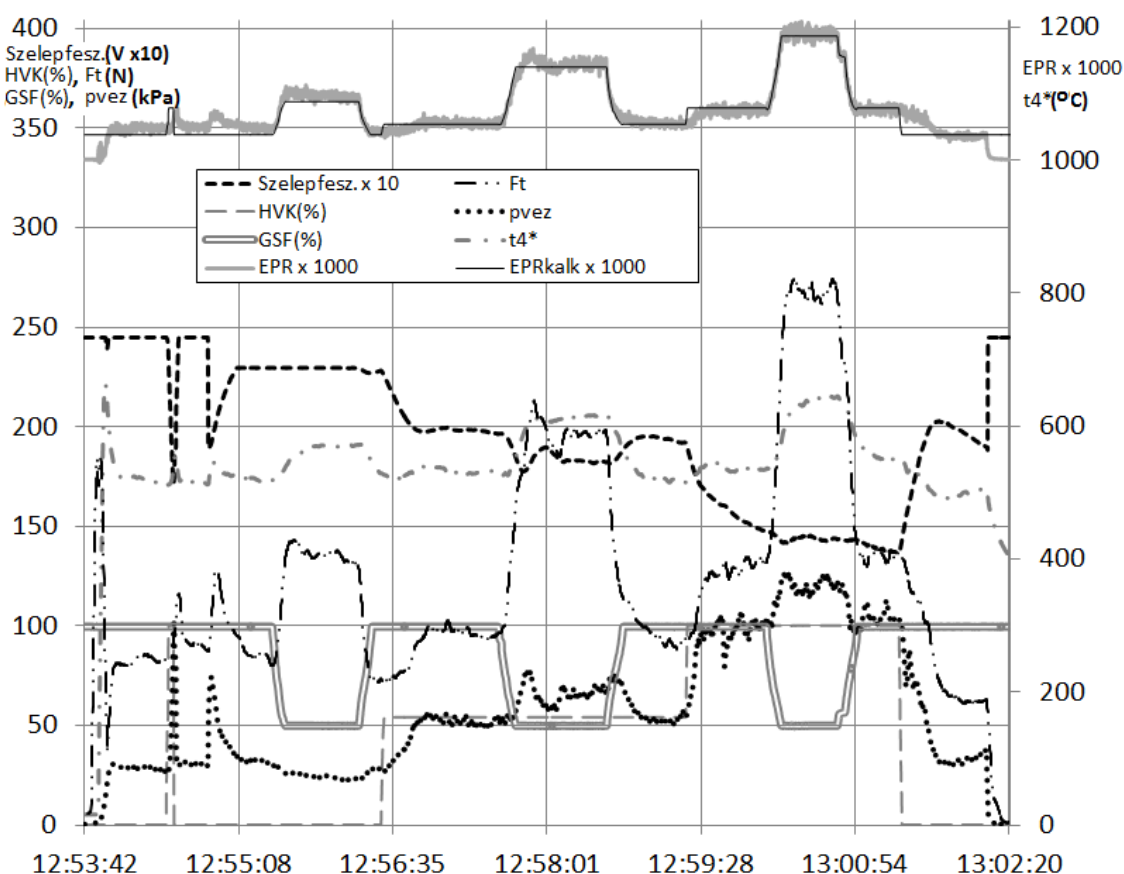
A PELE3 elkészültét követően különböző méréseknek vetettük alá, melyek javarészt sikeresnek mondhatóak, de vannak olyan területek is, ahol további fejlesztésekre van szükség. Az első ilyen mérés során néhány jellegzetes fordulatszámom végeztünk hosszabb járatásokat, annak érdekében, hogy az egyes üzemállapotok stabilizálódhassanak. Ennek eredményeképpen két fontos összefüggést mutatunk be, melyek közül az első az EPR és a tolóerő kapcsolatát írja le, és a 9. ábrán látható. Megállapítható, hogy jól korrelál a két paraméter, viszont a mérés igen zajos, a későbbiekben a nyomá szenzor pneumatikus, valamint elektromos oldalát is behatóan meg kell vizsgálni, hogy az effajta pontatlanságok csökkenthetőek legyenek.



9. ábra A hajtómű nyomásviszony és a tolóerő összefüggése

<sup>15</sup> BITE: Built-In Test Equipment, beépített önellenőrző egység

A második diagram, melyet a 9. ábra mutat, a mérés lefolyását vázolja fel a legfontosabb paraméterek tükrében. Megfigyelhető a diagram tetején a referencia és mért EPR értékek együttléte, melyről megállapítható, hogy amikor a GSF változtatás hatására jelentős EPR referencia módosulás jön létre, a szabályozó megfelelő módon követi le a változásokat. Amikor azonban HVK állítás történik, amire kevésbé erőteljesen változik a hajtómű nyomásviszony nyitott GSF mellett (tekintettel arra, hogy minden fordulatszám-változtatás előtt a fűvócsövet teljesen ki-nyitottuk), a szabályozó reakcióideje jelentősen megnyúlik, ami az elégtelen P-tag értékre utalhat. Ennek megfelelően a továbbiakban a szabályozó hangolása válik szükségessé, hogy az ilyen jellegű késleltetéseket minimális mértékre lehessen korlátozni.



10. ábra Egy jellegzetes mérés az EPR alapú szabályozóval

## EGYÉB FEJLESZTÉSEK

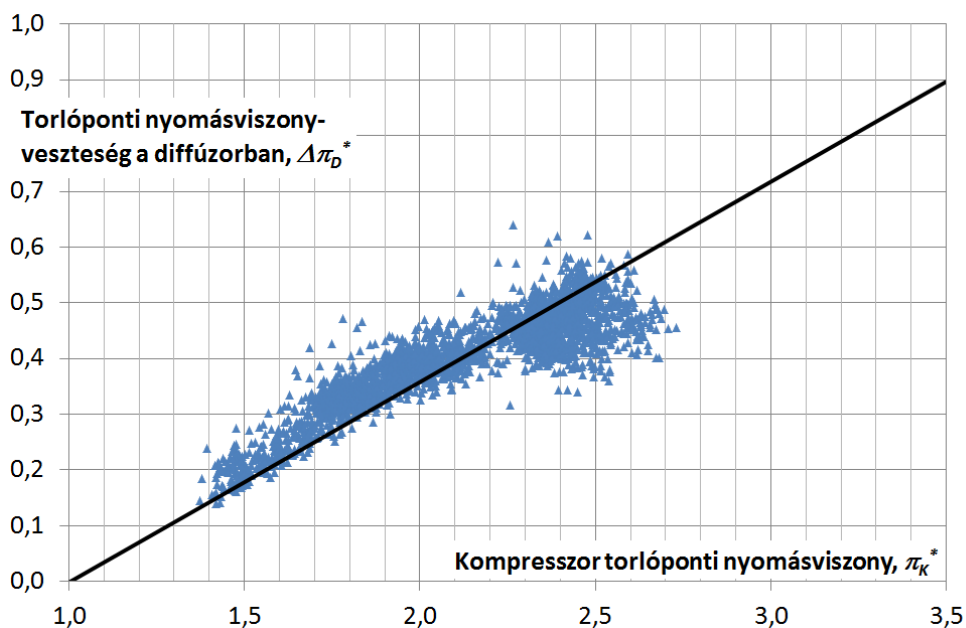
### A kompresszor állólapátosításának módosítása

A szabályozórendszer továbbfejlesztése mellett a gázturbinás sugárhajtómű kapcsán is történtek előrelépések. Ezek egyike a centrifugális kompresszor állólapátosításának (diffúzorának) áttervezése, illetve az előtervek numerikus áramlástani szoftverrel való ellenőrzése. A diffúzorlapátok megváltoztatására az adott nyomós okot, hogy a diffúzorház belső felületén egyértelmű leválási nyomokat lehet felfedezni, mely a lapátosítás elégtelen hatásfokára utal, ezt mutatja a 11. ábra.



11. ábra A TKT-1 diffúzor háza belülről a lapátok körüli leválási nyomokkal

A helyzet alaposabb megismerése érdekében a mérő-adatgyűjtő rendszer is továbbfejlesztésre került, a diffúzorházon kialakításra került négy fali statikus nyomás felvételére alkalmas csomák, melyek egy közös csövön keresztül egy újonnan beépített piezorezisztív nyomásérzékelőhöz jut, onnan pedig az adatgyűjtő egységeken keresztül a vezérlő számítógéphez. A diffúzor utáni keresztmetszetbe további négy K típusú (krómel-alumel) hőelemet helyeztünk el, statikus hőmérséklet mérése céljából, tekintettel arra, hogy energiabevezetés híján a kompresszor járókerék előtti torlóponthoz képest csak a mérési hiba okán lehetne eltérés. A négy hőelemet sorba kötve a négy mérési pont egyedi feszültségeinek összege kerül mérésre, amit aztán a hőelemek számával osztva átlagos értéket nyerhetünk. Ezen kívül a tüzelőanyag-rendszer alkalmazta eddig az égéstér köpenyén kialakított torlóponthoz képest, most egy elágazáson keresztül ezt az információt is rögzítjük. Továbbá, ami bár már régóta rendelkezésre állt, mint lehetőség, csak nyomásérzékelő híján nem tudtuk digitalizálni, a kompresszor járókerék utáni fali statikus nyomás is bekötésre került a kiértékelő rendszerbe.



12. ábra A diffúzor torlóponthoz viszonyított nyomásviszony-vesztesége

Ezzel a kibővített konfigurációval több mérést is végeztünk, hogy megállapítsuk a diffúzor veszteségét, és számottevő eltérést tapasztaltunk a diffúzor belépés és kilépés között, mely magyarázatot ad az áramlási tér belső falán található leválási nyomokra. A 12. ábrán mutatjuk be a mért összefüggést a belépő és kilépő nyomás között, valamint a veszteségi tényező értékelését. Mint az látható, a hajtómű a biztonságos érdekében messze üzemelt a névleges pontjától, a mérés során maximálisan elért 2,7-es nyomásviszony a méretezési fordulatszámunk közelítőleg 85%-ánál jön létre. Ekkor azonban már 0,5-ös nyomásviszony-csökkenésnek megfelelő veszteségnek keletkeznek a diffúzorban, amit extrapolálva a 3,5-ös névleges nyomásviszonyra [15], ott 0,9-es különbség valósulna meg. Ha a veszteségek növekedése a nagyobb fordulatszám-tartományon a mérttel megegyező tendenciát mutat, akkor ez annyit jelent, hogy a járókerék nagyjából 4,4-es torlóponti nyomásviszonyt hoz létre névleges körülmények között, melyből az állólapátózás azonnal felemészt 0,9-et, így hozva létre a végleges 3,5-es értéket. Tekintettel a járókerék radiális lapátózására, a méretezési 50500 1/min fordulatszámra, illetve a forgólapátok kilépő  $D_2 = 175\text{mm}$  átmérőjét [5], teljesen ideális viszonyokat feltételezve az előállítható elméleti nyomásviszonyt a termodinamikai és áramlástanai oldalról megközelített teljesítmény kifejezésével határozhatjuk meg. Egyszerűsítve a tömegárammal, a bal oldalon az ideális adiabatikus kompresszió technikai munkája jelenik meg, jobb oldalon pedig a perdületmentes belépést feltételező Euler turbinaegyenlete látható. Figyelembe kell venni természetesen a járókerék lapátcsatornáiból kilépő közeg perdületapadását, melyet  $\lambda \approx 0,85$  értékkel lehet közelíteni a TKT-1 esetében [5]. A gázjellemzők közül az izobár fajhőre  $c_p \approx 1012 \text{ J/kgK}$ , az adiabatikus kitevőre pedig  $\kappa \approx 1,396$  értéket lehet közelítőleg felvenni a várt hőmérséklet-tartományban.

$$c_p \cdot T_1^* \cdot \left( \pi_{K,elm}^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = u_2 \cdot c_{2u} \quad (16)$$

ahol

- $c_p$  a kompresszor munkaközegének közepes izobár fajhője
- $T_1^*$  a kompresszorba belépő közeg torlóponti hőmérséklete
- $\pi_{K,elm}^*$  a kompresszor elméleti torlóponti nyomásviszonya
- $u_2$  a járókerék külső kerületi sebessége
- $c_{2u}$  a munkaközeg kilépő sebességének kerületi komponense

Rendezve a (16) egyenletet, az elméleti nyomásviszony:

$$\pi_{K,elm}^* = \left( \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{c_p \cdot T_1^*} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left[ \frac{0,75 \cdot \left( 462,73 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{1012 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 288\text{K}} + 1 \right]^{\frac{1,396}{0,396}} \approx 5,52 \quad (17)$$

Vagyis kifejezve a névleges nyomásviszonyból számítható hasznos technikai munka segítségével a teljes kompresszor hatásfokát, valamint a feltételezett 4,4-es járókerék torlóponti nyomásviszony alapján pedig a járókerék hatásfokát kaphatjuk meg. Mint látható, a járókerék nagyjából 84%-os, a teljes kompresszor 68%-os értékekkel rendelkezik, ami közelítőleg 82%-os



diffúzor hatásfokot feltételez. Ez azt jelenti, hogy az állólapátózás közel azonos, vagy esetleg csekély mértékben kedvezőtlenebb körülményeket teremt a kompresszió során, mint a járókerék, holott ez utóbbiban pl. résvesztés és számos más hatás érvényesül, melyek alapvetően rosszabb feltételeket jelentenek.

$$\eta_K^* = \frac{c_p \cdot T_1^* \cdot \left( \pi_{K,mér}^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)}{c_p \cdot T_1^* \cdot \left( \pi_{K,elm}^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)} = \frac{(3,5^{0,2857} - 1)}{(5,52^{0,2857} - 1)} = \frac{0,4303}{0,6289} = 0,684 \quad (18)$$

$$\eta_{JK}^* = \frac{c_p \cdot T_1^* \cdot \left( \pi_{JK}^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)}{c_p \cdot T_1^* \cdot \left( \pi_{K,elm}^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right)} = \frac{(4,4^{0,2857} - 1)}{(5,52^{0,2857} - 1)} = \frac{0,5270}{0,6289} = 0,838 \quad (19)$$

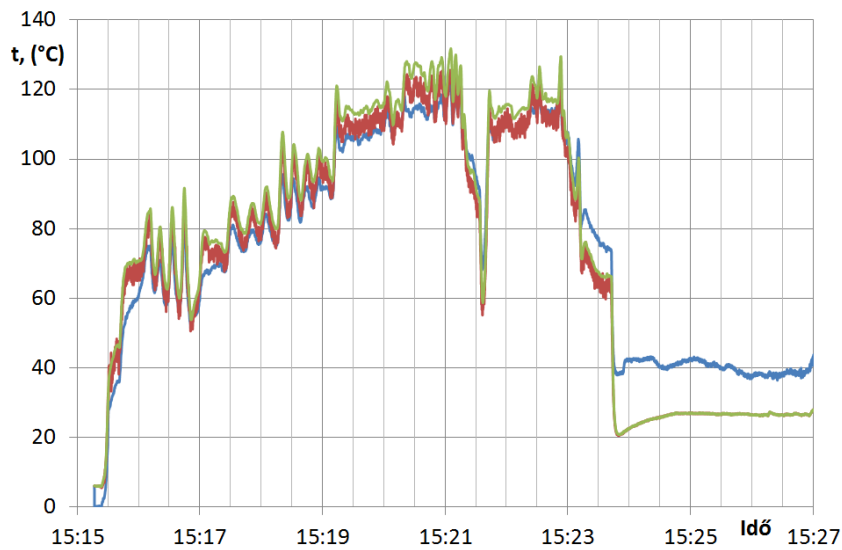
ahol

- $\eta_K^*$  a kompresszor izentrópikus hatásfoka
- $\eta_{JK}^*$  a járókerék izentrópikus hatásfoka
- $\pi_{K,mér}^*$  a kompresszor méretezési torlóponti nyomásviszonya
- $\pi_{JK}^*$  a járókerék torlóponti nyomásviszonya

Az elvégzett mérések során a kompresszor járókerék utáni  $p_2$  statikus nyomásmérő rendellenességeket mutatott, így azt a diffúzor statikus nyomásnövekedésének megállapítására nem tudtuk figyelembe venni. Azonban a  $T_2$  statikus hőmérséklet ellenőrzése megtörtént a diffúzor utáni torlóponti és statikus nyomás ismeretében, ezt az elfogadható korrelációt mutatja a 13. ábra, mely a gázdinamika alapján [10] a (20) egyenlettel írható fel, mely lényegében (7) átrendezett alakja. A torlóponti hőmérséklet csak egy érdekes összehasonlítás végett került a diagramra, mely a diffúzor hősugárzást leárnyékoló hatását szemlélteti. A hajtómű leállítását követően, nem sokkal 15:24 előtt a diffúzor előtt elhelyezett torlóponti szenzor számottevően alacsonyabb hőfokot kezd jelezni a diffúzor utáni statikus érzékelőhöz képest, ami megmarad a leállított állapot során az idősor végéig. Ennek oka a felhevült égéster köpeny hősugárzása, mely eléri a diffúzor utáni (statikus hőfokot mérő) hőelemet, viszont a járókerék utáni torlópontit nem befolyásolja.

$$T_2 = T_2^* \cdot \left( \frac{p_2}{p_2^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (20)$$

Ezek ismeretében kiemelt hangsúlyt kapott az állólapátózás áttervezése, mellyel nagymértékű javulást lehet előidézni a teljes hajtómű hatásfokát, illetve tolóerejét tekintve. Mindemellett fontos megemlíteni, hogy a diffúzor, mint álló komponens módosítása nagyobb eséllyel megvalósítható módosítás, mely mégis számottevő eredményre vezethet az áramlási csatorna veszteségeinek csökkentése terén.



13. ábra A kompresszor utáni mért (kék) és számított (piros) statikus, valamint torlóponthi (zöld) hőmérséklet

Egy készülő diplomaterv keretében részletes CFD<sup>16</sup> vizsgálatok kerültek elvégzésre a diffúzorbeli áramlások feltérképezésére, másrészt pedig a fentebb említett mérőrendszer bővítéssel ezen számítások validálása történhetett meg. A numerikus áramlástani szoftver segítségével pedig új lapátos kialakításra volt lehetőség, melyet gyors prototípus-gyártással valósítottunk meg. Az új lapátos látványterve, valamint az elkészült mintadarab a 14. ábrán láthatóak.



14. ábra Az új diffúzor lapátos látványterve és a kivitelezett példány

## ELÉRT EREDMÉNYEK, TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

Az elmúlt időszak ismételen nagy horderejű fejlesztéseket tett lehetővé a TKT-1 kísérleti és oktatási célú sugárhajtómű tekintetében. Elkészült a PELE szabályozó következő generációja,

<sup>16</sup> CFD: Computational Fluid Dynamics, numerikus áramlástan



mely az eddigieken túl a hajtómű nyomásviszony szerinti irányítást is biztosítja, valamint képes olyan előre programozott bemenő jelet létrehozni, mellyel a gázturbina beavatkozó jelekre adott válasza is mérhető. Habár még nem nevezhető teljes hatáskörű szabályozónak, fontos lépcső a bonyolultabb rendszerek megalkotásának folyamatában, az ezzel nyert tapasztalatok mind hardver, mind szoftver oldalon beépíthetőek a későbbi kutatásokba.

A továbbfejlesztés első lehetősége a már folyamatban lévő TEDDI rendszer moduláris elektronikáit illeti, melyekben a PELE3-mal nyert eredmények integrálhatóak. Ezen kívül maga a PELE rendszer is egycsatornás FADEC rendszerré alakítható, ezáltal az újabb konstrukciók további információkkal bővíthetnek, melyek a pontosabb, hatékonyabb működést szolgálják. Érdekes és egyben fontos irányzatot a PID megoldáson kívüli, további lineáris és nemlineáris irányítási algoritmusok kifejlesztése, valamint tesztelése.

Folyamatban van egy másik, elsődlegesen a 100-300N tolóerő tartományba eső modell sugárhajtóművek szabályozórendszerének kifejlesztése is, ezzel olyan lehetőségek is adódnak, melyek messze túlmutatnak a földi, telepített próbapad adta korlátokon, pl. tolóerő automata funkció létrehozása, távirányítással történő működés.

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnénk köszönetet mondani a Varinex Kft-nek, akik lehetővé tették az új diffúzor lapátozás megvalósítását gyors prototípus-gyártásuk keretében. Ezen kívül köszönet illeti HORVÁTH ÁDÁMOT és TÓTH VILMOST, a BME Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék repülőgépész hallgatóit, akik az EPR szerinti szabályozás kidolgozásában, illetve a diffúzor módosítási munkálataiban vettek részt.

---

**FELHASZNÁLT IRODALOM**

- [1] Airbus A320 Maintenance Training Manual. AEROK Kft., Budapest, 2013.
- [2] ANDOGA, R., MADARÁSZ, L., FŐZŐ, L., LAZAR, T., GAŠPAR, V.: Innovative approaches in modeling, control and diagnostics of small turbojet engines. In: Acta Polytechnica Hungarica. Vol. 10, no. 5 (2013), p. 81-99. ISSN 1785-8860.
- [3] ANDOGA, R., FŐZŐ, L., MADARÁSZ, L., KAROL, T.: A Digital Diagnostic System for a Small Turbojet Engine, In: Acta Polytechnica Hungarica. Vol. 10, no. 4 (2013), p. 45-58. ISSN 1785-8860
- [4] BENEDA Károly Tamás: A TKT-1 sugárhajtómű fejlesztése és alkalmazása a BME repülőgépes képzésében. Repüléstudományi Konferencia, Szolnok, 2010. HU ISSN 1789-770X.
- [5] BENEDA Károly Tamás: Centrifugálkompresszor fali megcsapolásán alapuló aktív pompázs-szabályzásának matematikai modellje. Repüléstudományi Konferencia, Szolnok, 2010. HU ISSN 1789-770X.
- [6] BENEDA Károly Tamás – HORVÁTH Ádám – TÓTH Vilmos: A TKT-1 gázturbinás sugárhajtómű fejlesztése. Repüléstudományi Konferencia. Szolnok, 2013. HU ISSN 1789-770X, pp.
- [7] BHATTACHARYYA, S. P.; DATTA, A.; and KEEL, L. H.: Linear Control Theory: structure, robustness, and optimization. CRC Press, Taylor and Francis Group, Boca Raton (FL), USA, 2009. ISBN 978-0-8493-4063-5.
- [8] CLIFFORD, Michelle: Water Level Monitoring. Freescale Application Note AN1950, 2006.
- [9] DORF, Richard C.; and BISHOP, Robert H.: Modern Control Systems. Tenth Edition. Pearson Educational International, Upper Saddle River, 2005. ISBN 0-13-127765-0.
- [10] GRUBER, J., SZENTMÁRTONY, T.: Gázdinamika. Egyetemi tankönyv. Tankönyvkiadó, Budapest, 1954.
- [11] HORVÁTH Ádám – TÓTH Vilmos – BENEDA Károly Tamás: A TKT-1 gázturbinás sugárhajtómű tüzelőanyag- és szabályozó rendszerének fejlesztése. Repüléstudományi Konferencia, Szolnok, 2012. HU ISSN 1789-770X, pp. 854-879.
- [12] HORVÁTH Ádám: Teljes hatáskörű digitális elektronikus szabályozórendszer tervezése kisméretű sugárhajtóműhöz. Diplomaterv, BME Vasúti Járművek, Repülőgépek és Hajók Tanszék, Budapest, 2013.
- [13] LOGAN, Earl Jr. and ROY, Ramendra (ed.): Handbook of Turbomachinery. Marcel Dekker, Inc.; New York, 2003. ISBN 0-8247-0995-0.
- [14] PRATT and WHITNEY: F100-PW-220E Training Course, Engine Familiarization. Pratt & Whitney Engine Technical Institute, Document Number ET 91-014.
- [15] Re/872. Az 55 típusú hajtómű műszaki üzemeltetési szakutasítás 2. könyv. Honvédelmi Minisztérium, 1980.
- [16] ROWE, Arthur L.; KURZ, Nikolaus: Control System for a Ducted Fan Gas Turbine Engine, United Kingdom, 1997. október 30.
- [17] SÁNTA Imre: Repülőgép hajtóművek elmélete II. Előadásvázlatok, BME Repülőgépek és Hajók Tanszék, 2009.
- [18] WATANABE, A., ÖLÇMEN, S. M., LELAND, R., WHITAKER, K. W., TREVINO, L. C.: Soft Computing Applications on SR-30 Turbojet Engine. 1st AIAA Intelligent Systems Technical Conference Chicago, September 20-22, 2004