

HELIKOPTER GÁZTURBINÁS HAJTÓMŰVEK HATÁSFOK NÖVELÉSÉNEK PROBLÉMÁI

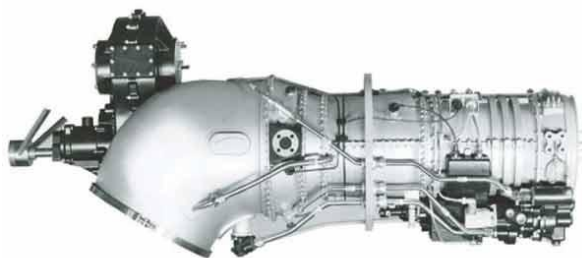
GÁZTURBINÁK MEGJELENÉSE A HELIKOPTEREKBE

Az 50-es évek elején a General Electric egy 3 millió dolláros szerződést kapott az Egyesült Államok kormányától egy új, könnyű és megbízható helikoptereken alkalmazható tengelyteljesítményt szolgáltató gázturbinára kifejlesztésére. A titkos program XT-58 elnevezéssel indult és a végeredmény egy 800 Le (596 kW) tengelyteljesítményű gázturbina lett, amely mindössze 181 kg-ot nyomott.

Továbbfejlesztve ezt a hajtóművet 1957-re a teljesítménye 1050 Le-re (783 kW) növekedett, súlya pedig 114 kg-ra csökkent. Ebben az évben két T58 hajtóművel helyettesítették egy Sikorsky HSS-1F helikopter dugattyús erőforrását és ezzel először emelkedett levegőbe az USA-ban gázturbinás helikopter. Felismerve az új fejlesztés gyakorlati jelentőségét egy sor helikopter gyártó (Sikorsky, Kaman) kezdte el alkalmazni az újonnan kifejlesztett T58 gázturbinát a helikopterekben [3].

Az első szovjet második generációs helikopter 1957-ben jelent meg. Ez a MI-6 nehéz szállító és csapatszállító helikopter volt. Az 50-es évek második felében Mikhail Leontyevich Mil, a Mil tervezőiroda vezetője elhatározta egy forradalmian új helikopter tervezését a közepes szállító kategóriában az akkorra már elavuló MI-4-es helikopterek leváltására.

1958. február 20-án a Szovjetunió Minisztertanácsa magáévá tette ezt a gondolatot és elrendelte egy 1,5-2 tonna hasznos teher szállítására alkalmas helikopter kifejlesztését V-8 típusjelzéssel, amelynek az erőforrását egy darab Ivchenko AI-24V helikopteres alkalmazáshoz igazított turbólégcsavaros hajtómű biztosította. Az egy-hajtóműves V-8 helikopter először 1961. június 24-én emelkedett levegőbe.



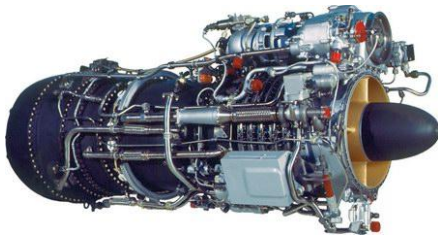
1. ábra. Az XT-58-as, mely kialakításában a mai hajtóműveket idézi.



2. ábra. Az Izotov TV2-117A hajtómű volt az első orosz helikopterbe tervezett hajtómű

Felismerve a hátrányait az AI-24V hajtóműnek, az Izotov Hajtómű-tervező Iroda utasítást kapott, egy, valóban helikopteres alkalmazásra optimalizált hajtómű kifejlesztésére (a TV-2VM és a D-25V hajtóművek, amelyeket a MI-6-os esetben alkalmaztak, eredetileg merevszárnyú repülőgépek számára terveztek). Az Izotov Iroda által tervezett új TV2-117 hajtómű és a VR-8 reduktor 1962 nyarán került leszállításra. A hajtómű felszálló üzemmódon 1500Le (1118kW) teljesítményt produkált, viszonylag jó fajlagos mutatók mellett [3].

A TV3-117 hajtómű család volt a következő generációs szovjet helikopter hajtómű erőforrás. Kialakításában hasonlít a TV2-117A hajtómű szerkezetére, eltekintve a két további kompresszor fokozattól, ami nagyobb kompresszor nyomásviszonyt biztosít, illetve a TV3-117 hajtómű tömegárama némileg magasabb. Az adatok lentebb az 1. táblázatban. Ezek a hajtóművek alkalmazásra kerültek majdnem az összes orosz közepes szállító és harci helikopterben: Mi-SMT, Mi-17, Mi-14, Mi-24, Mi-25, Mi-35, Mi-28, Ka-27, Ka-28, Ka-29, Ka-31, Ka-32, Ka-50 és Ka-52 bizonyítva megbízhatóságukat [5].



3. ábra. Az Izotov TV3-117 hajtómű a második generációs (szovjet) orosz helikopter hajtómű



4. ábra. Az RTM-322 a helikopter hajtóművek új generációjának képviselője

A helikopter hajtóművek azóta jelentős fejlődésen mentek keresztül. Kompaktabbá váltak, súlyuk csökkent, teljesítmény és hatásfok mutatóik pedig javultak. Az új generációs helikopter hajtóművek képviselője az RTM-322 hajtóműcsalád is, amely a Turbomeca Ltd., a Rolls-Royce és a Turbomeca közös vállalkozásának terméke. A hajtóműcsalád tagjai széles körben kerültek beépítésre különböző katonai és polgári helikopterekbe, így az EH101, NH90, Apache, H-92/S-92, H-60, S-70-es helikopterekbe [7, 8].

Mivel a 60-as évektől ezek a hajtóművek széleskörűen elterjedtek és alapvető szerkezeti struktúrájukban nem is változtak meg jelentősen, elemzésük tanulságos lehet. A kiválasztás szubjektív volt, de figyelembe véve, hogy a két korai helikopter hajtómű az amerikai és a szovjet oldalról nagyjából egy időből származik és teljesítménymutatóik is hasonlóak. A TV3-117 hajtóművel a 70-es évekből, illetve az RTM-322 hajtóművel az ezredfordulóból felölelik ennek a kategóriának a fejlődését. Elemezve és összehasonlítva ezeket a hajtóműveket az elemzés rávilágít az utóbbi 40-50 év eredményeire.

A TERMIKUS VIZSGÁLATHOZ SZÜKSÉGES ADATOK

Ha termikusan elemezni szeretnénk egy gázturbinát, legelőször minden fellelhető adatot össze kell gyűjtenünk róla. A gyártók általában egy, két üzemmódra viszonylag sok adatot megadnak. Azt az

üzemmódot érdemes választanunk, amelyre a legtöbb adat áll rendelkezésre. Ez legtöbbször a felszálló üzemmód. Ilyen adatok lehetnek a kompresszor nyomásviszony, a hajtómű levegőfogyasztása, levegő elvételek, az égőtér utáni hőmérséklet, az üzemanyag-fogyasztás, vagy a fajlagos üzemanyag-fogyasztás, a tengelyteljesítmény. Természetesen minél több adatunk áll rendelkezésre, annál pontosabb lehet az elemzésünk.

Az adatokat két csoportba érdemes besorolnunk az egyik csoportot alkotják azok az adatok, amelyek feltétlenül szükségesek a számítási folyamat elvégzéséhez. A másik csoportba tartozó adatokat csak a számítási folyamat elvégzése után az eredmények ellenőrzésére használjuk.

| Adatok | Vizsgált hajtóművek | | | |
|----------------------------------|---------------------|------------|---------|--------------|
| | TV2-117A | T58-GE-100 | TV3-117 | RTM-322-01/9 |
| Kompresszor nyomásviszony | 6,6 | 8,4 | 9,55 | 15 |
| Kompresszor tömegáram [kg/s] | 6,8 | 6,35 | 8,75 | 5,3 |
| Égőtér utáni hőmérséklet [K] | 1123 | 1145 | 1243 | 1460 |
| Fajl. üza. fogyasztás [kg/(kWh)] | 0,374 | 0,368 | 0,325 | 0,2702 |
| Tüzelőanyag fűtőértéke [MJ/kg] | 42,8 | 42,8 | 42,8 | 42,8 |
| Tengely teljesítmény [kW] | 1118 | 1118 | 1669 | 1799 |

1. táblázat. Összegyűjtött hajtómű adatok [1, 6]

EGYÉB ADATOK (VESZTESÉGEK, HATÁSFOKOK, GÁZJELLEMZŐK)

Természetesen nem csak ezek az adatok szükségesek a termikus elemzéshez, hanem a hajtómű különböző részeihez, gépegységeihez tartozó veszteségek és hatásfokok is. Az előző adatokkal ellentétben ezeket a gyártók sohasem közlik. Így nem is tudhatjuk a korrekt veszteség adatokat, de különböző szakirodalmakból tudhatjuk, hogy az adott korból származó hajtómű körülbelül milyen hatásfokokat produkálhat, ami kiinduló értékeknek megfelel.

| | TV2-117A | T58-GE-100 | TV3-117 | RTM-322-01/9 |
|--|----------|------------|---------|--------------|
| Szívócsatorna nyomásvesztés | 0,99 | 0,99 | 0,955 | 0,99 |
| Kompresszor izentropikus hatásfok | 0,8 | 0,8 | 0,785 | 0,815 |
| Kompresszor politropikus hatásfok | 0,845 | 0,85 | 0,84 | 0,87 |
| Égőtér nyomásvesztés | 0,98 | 0,98 | 0,97 | 0,965 |
| Égőtér hatásfok | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,98 |
| Kompresszorturbina izentropikus hatásfok | 0,89 | 0,895 | 0,88 | 0,9 |
| Kompresszorturbina politropikus hatásfok | 0,875 | 0,88 | 0,865 | 0,885 |
| Szabad turbina izentropikus hatásfok | 0,89 | 0,89 | 0,88 | 0,9 |
| Szabad turbina politropikus hatásfok | 0,88 | 0,88 | 0,865 | 0,885 |
| Gázvezető nyomásvesztés | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,98 |
| Teljesítmény elvétel [kW] | 30 | 30 | 30 | 30 |
| Gázgenerátor mechanikai hatásfok | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 |
| Szabad turbina mechanikai hatásfok | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 |

2. táblázat. Hatásfokok és veszteségek

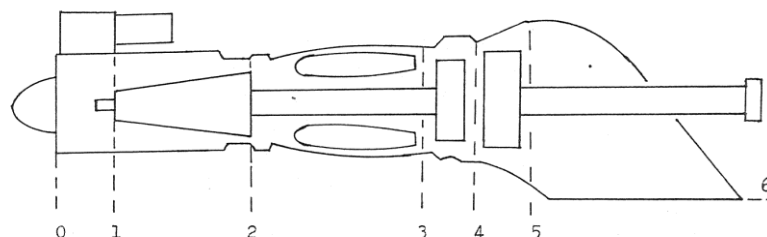
A számítási folyamathoz ismernünk kell még a gázjellemzőket, nevezetesen c_p , κ , és R értékeit, amelyek hőmérséklet függőek. Meghatározásukhoz táblázatokat használhatunk, de egy egyszerű programot szerkesztve még egyszerűbbé válik a meghatározásuk.

AZ ELEMZÉS MENETE

A számítási folyamatnál feltételezzük, hogy a hajtómű $H = 0$ m-en és $V = 0$ km/h repülési sebességen üzemel. A bemenő adatok tehát megfelelnek a Nemzetközi Egyezményes Légkör $H = 0$ m szerinti adatoknak. A számításokat az alapvető termodinamikai összefüggéseket felhasználva végezzük el.

A folyamat leírása:

- A hajtóműbe belépő közeg jellemzői megfelelnek a NEL $H = 0$ m szerinti adatoknak:
($p = 101325$ Pa, $T = 288$ K).
- A szívócsatornában lejátszódó folyamat izotermikus, mérsékelt nyomásvesztéssel (kb. 0,99).
- A kompresszor kilépő keresztmetszetében a nyomást a kompresszor nyomásviszonnyal számíthatjuk. A hőmérséklet a Poisson egyenlettel (valós adiabatikus folyamat) számítható, figyelembe véve a kompresszor izentrópikus hatásfokát.
- Az égőtér kilépési keresztmetszetére a hőmérséklet általában adott. Az égőtérben a folyamat izobár némi nyomásvesztéssel (0,97-0,98).
- A kompresszorturbina utáni paramétereket a kompresszor és a kompresszorturbina munkájának egyenlőségéből határozhatjuk meg, figyelembe véve a segédberendezések meghajtására levett teljesítményeket és a gázgenerátor egység mechanikai hatásfokát.
- A szabadturbina utáni nyomás jó közelítéssel meghatározható abból a feltételből, hogy a gázáram nyomása a kilépő keresztmetszetben a környezeti nyomással lesz egyenlő. Figyelembe véve a gázvezető nyomásvesztései tényezőjét (0,97-0,98) ebből meghatározhatjuk a szabadturbina utáni nyomást. Hőmérsékletet itt is a Poisson egyenlettel, a szabadturbina izentrópikus hatásfokát, figyelembe véve határozhatjuk meg.
- Ahogy a fenti pontban megállapítottuk a kilépő keresztmetszetben a nyomás jó közelítéssel a környezeti nyomásnak felel meg és az állapotváltozás a gázvezetőben izotermikus lesz.



5. ábra. A hajtómű vizsgált keresztmetszetei

| | | TV2-117A | T58-GE-100 | TV3-117 | RTM-322-01/9 |
|---|--|----------|------------|---------|--------------|
| 0 | Szívócsatorna előtti hőmérséklet (T_0) [K] | 288 | 288 | 288 | 288 |
| | Szívócsatorna előtti nyomás (p_0) [Pa] | 101325 | 101325 | 101325 | 101325 |
| 1 | Kompresszor előtti hőmérséklet (T_1) [K] | 288 | 288 | 288 | 288 |
| | Kompresszor előtti nyomás (p_1) [Pa] | 100312 | 100312 | 96259 | 100312 |
| 2 | Égőtér előtti hőmérséklet (T_2) [K] | 542 | 583 | 613 | 702 |
| | Égőtér előtti nyomás (p_2) [Pa] | 662058 | 842619 | 919271 | 1604988 |
| 3 | Kompresszorturbina előtti hőm. (T_3) [K] | 1123 | 1145 | 1243 | 1460 |
| | kompresszorturbina előtti nyom. (p_3) [Pa] | 648816 | 825766 | 891693 | 1548814 |
| 4 | Szabadturbina előtti hőmérséklet (T_4) [K] | 900 | 884 | 962 | 1111 |
| | Szabadturbina előtti nyomás (p_4) [Pa] | 231186 | 249485 | 260993 | 413140 |
| 5 | Gázvezető előtti hőmérséklet (T_5) [K] | 753 | 727 | 788 | 823 |
| | Gázvezető előtti nyomás (p_5) [Pa] | 103372 | 103372 | 103372 | 102853 |
| 6 | Kilépő keresztmetszet hőm. (T_6) [K] | 753 | 727 | 788 | 823 |
| | Kilépő keresztmetszet nyomása (p_6) [Pa] | 101325 | 101325 | 101325 | 101325 |

3. táblázat. Hőmérsékletek és nyomások a különböző keresztmetszetekben.

A 3. táblázatban összegyűjtöttem a különböző keresztmetszetek számított hőmérsékleti és nyomás adatait. A táblázat előtti vázlatos hajtómű rajz (5. ábra.) segítséget nyújt abban, hogy a hőmérsékleti és nyomásadatokat hozzá lehessen kötni a hajtómű megadott pontjaihoz.

Ezek az adatok túl, ami még talán fontosabb, általános képet kaphatunk a hajtóműről, részegységeinek hatásfokairól, veszteségeiről, vagyis, hogy mennyire jó az a hajtómű. Hogyan történik ez? Ahogyan a hatásfokok és veszteségek fejezetben említettem, első közelítésben a hatásfokokat, veszteségeket műszaki tapasztalatainkra, esetleg valamilyen szakirodalomra hagyatkozva vehetjük fel. Az első fordulóban a legkritikább eset, hogy a számítási eredményeink tökéletesen simuljanak az ellenőrzésre félretett adatokkal. Ennek megfelelően a hatásfok és veszteségi adatokat addig kell igazítani, ameddig a számításunk az elvárt hibahatáron belülre nem kerül (3-5%). Ebben az esetben már elfogadhatjuk számításaink eredményeit és az ekkor alkalmazott hatásfok és veszteség adatok már jól tükrözik a hajtómű általános képét. A 2. táblázatba már ezek a végleges hatásfok és veszteségi adatok kerültek be.

Fajlagos hasznos munka maximumának meghatározása valós körfolyamat esetén

Első lépésként felírjuk a termikus (gázturbinás) körfolyamat fajlagos hasznos munkáját kifejező összefüggést, (1) egyenlet, ami nem más mint az expanziós és kompressziós munka különbsége. Ez egy olyan függvény lesz, ahol a hőmérséklet határok és a folyamat veszteségeinek rögzítése mellett a fajlagos hasznos munka a kompresszor nyomásviszony függvénye. Itt a veszteségeket az előző termikus körfolyamat számítás alapján meghatározott értékeknek megfelelően vehetjük fel.

$$w_h(\pi) = c_{pg} T_3 \left(1 - \frac{1}{(\sigma\pi)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} \cdot \eta_{poh}}} \right) - \frac{c_{pl} T_1}{\eta_m} \left(\pi^{\frac{\kappa_l - 1}{\kappa_l} \cdot \frac{1}{\eta_{pok}}} - 1 \right) \quad (1)$$

Hogy meghatározzuk a maximális fajlagos hasznos munka értékét a kompresszor nyomásviszony függvényében, egyszerű függvényvizsgálati módszereket kell alkalmazni, nevezetesen a függvény első deriváltját kell egyenlővé tenni zérussal, majd a kapott egyenletet megoldva megkapjuk a maximális fajlagos hasznos munkához tartozó kompresszor nyomásviszonyt, lásd az (2) egyenletet. Ebben kiemelt szerepe van a veszteségek helyes meghatározásának, amit már korábban megtettünk a vizsgált hajtóművek termikus elemzése közben.

$$w_h(\pi) \text{ maximuma} : [w_h(\pi)]' = 0 \quad (2)$$

Kifejezve a maximális fajlagos hasznos munkához tartozó nyomásviszonyt a (3) egyenletet kapjuk:

$$\pi_{w_{h \max}} = \left(\frac{\eta_m \cdot \eta_{polt} \cdot \eta_{polk} \cdot T_3}{\sigma \frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1} \eta_{polt}} \cdot T_1 \right)^{\frac{1}{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} \eta_{polt} + \frac{\kappa_l - 1}{\kappa_l} \frac{1}{\eta_{polk}}}} \quad (3)$$

ahol:

$w_h(\pi)$: a hajtómű által termelt fajlagos hasznos munka;

π : kompresszor nyomásviszony;

$\pi_{wh \max}$: a nyomásviszony, ahol a hajtómű fajlagos hasznos munkája maximális;

κ_l, κ_g : az adiabatikus kitevő a kompressziós és expanziós folyamatra;

c_{pl}, c_{pg} : izobár fajhő a kompressziós és expanziós folyamatra;

T_3, T_1 : hőmérséklet a szívócsatorna előtt, illetve az égőtér kilépő keresztmetszetében;

σ : a teljes hajtóműre vett nyomásveszteségi tényező (szívócsatorna, égőtér, gázelvezető);

η_{polk}, η_{polt} : a kompressziós és expanziós folyamat politropikus hatásfoka;

η_m : mechanikai hatásfok és a segédberendezések által elvett teljesítmény figyelembevétele.

A TERMİKUS HATÁSFOK MAXIMUMÁNAK MEGHATÁROZÁSA VALÓS KÖRFOLYAMAT ESETÉN

A folyamat termikus hatásfokát a hasznos munka és a bevitt hő hányadosaként definiálhatjuk. A hasznos munka összefüggését már az előző fejezetben használtuk, (1) egyenlet. Az ott megbeszéltek szerint a folyamat veszteségeinek és a hőmérséklet határok rögzítése mellett ez a kompresszor nyomásviszony függvénye. Igyekeznünk kell, hogy a nevezőben a bevitt hő értékét is a kompresszor nyomásviszonyának függvényében fejezzük ki az adott hőmérséklet határok között, illetve veszteségek mellett.

$$\eta_t = \frac{w_h(\pi)}{q_b(\pi)} = \frac{c_{pg} T_3 \left(1 - \frac{1}{(\sigma\pi)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} \cdot \eta_{polk}}} \right) - \frac{c_{pl} T_1}{\eta_m} \left(\pi^{\frac{\kappa_l - 1}{\kappa_l} \cdot \frac{1}{\eta_{polk}}} - 1 \right)}{\frac{c_{pg}}{\eta_\epsilon} \left(T_3 - T_1 \cdot \pi^{\frac{\kappa_l - 1}{\kappa_l} \cdot \frac{1}{\eta_{polk}}} \right)} \quad (4)$$

Követve a fajlagos hasznos munka meghatározásánál alkalmazott függvényvizsgálati módszert, keressük a fenti (4) függvény maximumát, alkalmazva a deriválási módszernek megfelelő (5) egyenletet.

$$\eta_t(\pi) \text{ maximuma : } [\eta_t(\pi)]' = 0 \quad (5)$$

Elvégezve a deriválást és a szükséges egyenletrendezést a (6) egyenlettel jelzett végeredményt kapjuk:

$$0 = \left(\frac{c_{pl} T_1^2}{\eta_m} \cdot a + c_{pg} T_1 T_3 \cdot a - \frac{c_{pl} T_1 T_3}{\eta_m} \right) \cdot \pi^{a+b} - \left(\frac{c_{pg} T_3 T_1}{\sigma^b} \cdot b + \frac{c_{pg} T_1 T_3}{\sigma^b} a \right) \cdot \pi^a + \frac{c_{pg} T_3^2}{\sigma^b} \cdot b \quad (6)$$

ahol:

$$a = \frac{\kappa_l - 1}{\kappa_l} \cdot \frac{1}{\eta_{polk}}$$

$$b = \frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g} \cdot \eta_{polk}$$

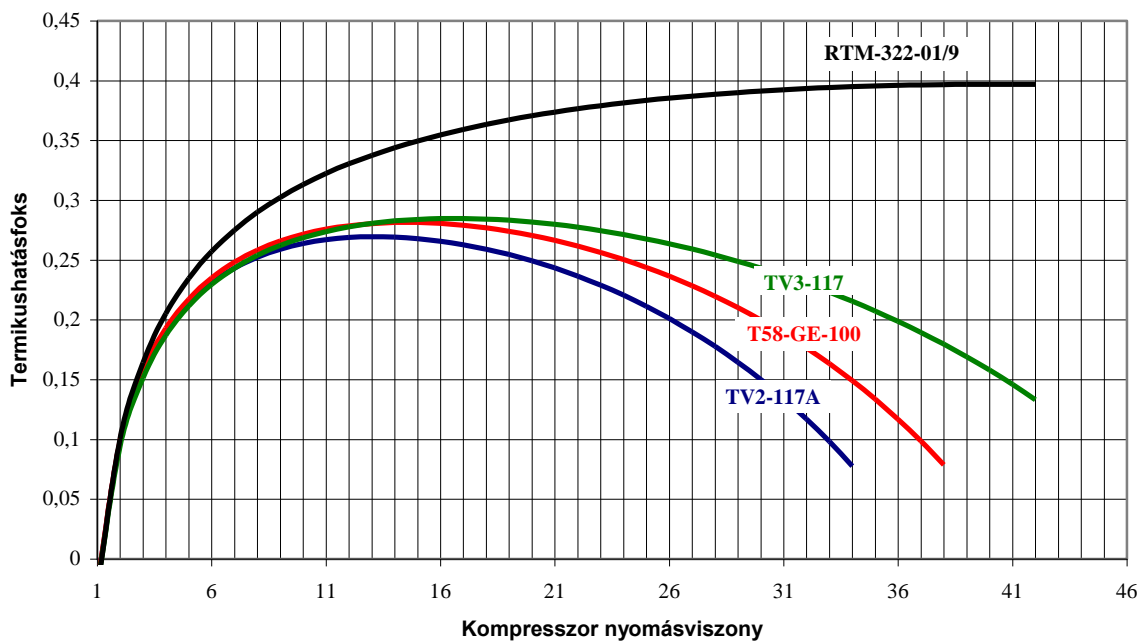
η_t : a körfolyamat valós termikus hatásfoka;

q_b : a körfolyamat során a folyamatba bevitt hő;

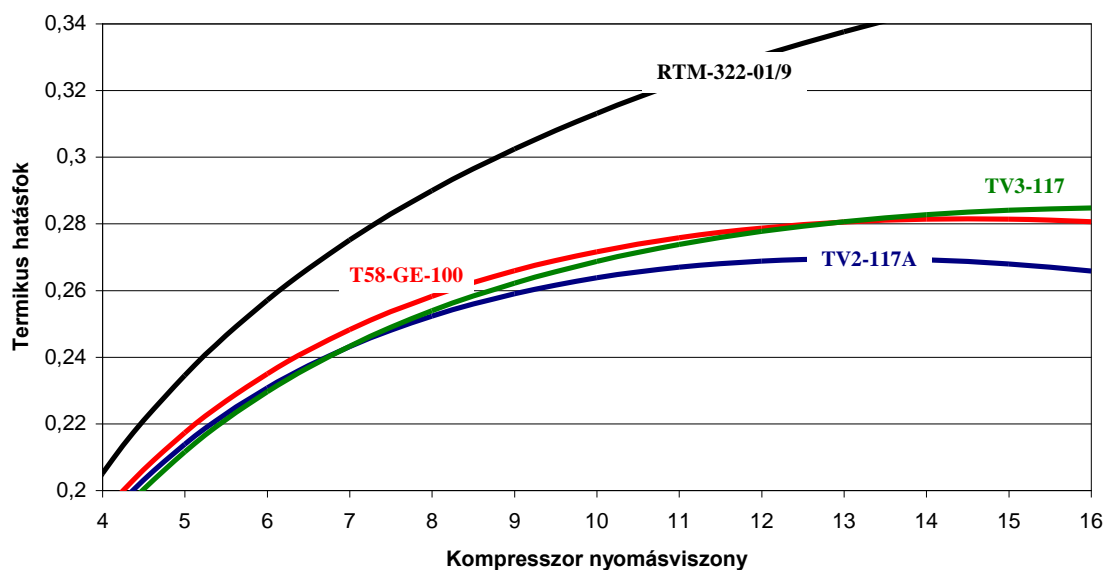
η_ϵ : égőtér hatásfok.

Sajnos a (6) egyenletnek nincs algebrai megoldása, de grafikus megoldást keresve megkaphatjuk az adott körfolyamat maximális termikus hatásfokához tartozó nyomásviszonyt.

Az 6. ábra mutatja a valós termikus hatásfok változását a nyomásviszony függvényében a vizsgált négy tengelyteljesítményt szolgáltató hajtóműre. A görbék maximumaihoz tartozó nyomásviszony értékek értelemszerűen megegyeznek a (6) egyenlet grafikus megoldása által meghatározott kompresszor nyomásviszonnyal.



6. ábra. Valós termikus hatásfok a nyomásviszony függvényében a vizsgált négy tengelyteljesítményt szolgáltató helikopter hajtóműre



7. ábra. A 6. ábra hatásfok görbéi alacsony nyomásviszony tartományban

| | TV2-117A | | T58-GE-100 | | TV3-117 | | RTM-322-01/9 | |
|-------------------------------|----------|----------|------------|----------|---------|----------|--------------|----------|
| | π | η_t | π | η_t | π | η_t | π | η_t |
| Maximális fajl. hasznos munka | 6,74 | 0,241 | 7,2 | 0,25 | 8 | 0,256 | 12,6 | 0,335 |
| Maximális tengelyteljesítmény | 6,6 | 0,238 | 8,4 | 0,262 | 9,55 | 0,268 | 16 | 0,355 |
| Maximum termikus hatásfok | 12,8 | 0,265 | 14,5 | 0,28 | 16,7 | 0,288 | 39,7 | 0,395 |

4. táblázat. Kompresszor nyomásviszonyok legjellemzőbb értékei és a hozzá tartozó hatásfokok

A 4. táblázatban összefoglaltam a hajtómű körfolyamatához tartozó jellegzetes nyomásviszonyokat és az ezekhez tartozó hatásfok értékeket. Figyelembe véve a körfolyamat számítások eredményeit, valamint a 7. diagram és az annak megfelelő 4. táblázat adatait, a következő következtetéseket vontam le.

ÖSSZEFOGLALÁS

Elemelve a fenti helikopter hajtóműveket jól látszik, hogy mint a repülés többi területe is, jelentős fejlődésen mentek keresztül. A megnövekedett kompresszor nyomásviszony, turbina belépő keresztmetszet hőmérséklet, a hajtómű részegység hatásfokok, a FADEC (az RTM-322 esetében) jelentősen javította ezeknek a hajtóműveknek a teljesítményét, hatásfokát. Mindezzel együtt elmondható, hogy sokkal kevésbé, mint ezt tapasztalhatjuk más gázturbinás hajtómű kategóriákban.

Ennek a legfontosabb oka, hogy egy átlagos tengelyteljesítményt szolgáltató gázturbina 500-2500 kW tengelyteljesítményt szolgáltat 5-15 kg/s levegőszállítás mellett. Az alkalmazott kompresszor kicsi, kis lapátmagasságokat eredményezve, különösen a hátsó fokozatokban (esetleg utolsó centrifugál fokozattal). Ez a tény jelentősen csökkenti a kompresszor politropikus hatásfokát [2]. Mivel a nyomásviszony növelése tovább csökkentené a politropikus hatásfokot, ezeknek a kompresszoroknak a nyomásviszonya nem haladja meg a ~15-ös értéket. A viszonylag alacsony nyomásviszony és kompresszor politropikus hatásfok miatt az elérhető termikus hatásfok általában nem több mint 35%, míg a nagyobb méretű gázturbinák (a tömegáram 50kg/s felett) a termikus hatásfok általában magasabb, mint 40%.

Nagyon erős összefüggés van a kompresszor politropikus hatásfoka és a hajtómű termikus hatásfoka között. Felhasználva az (1) és (4) egyenleteket 1% kompresszor politropikus hatásfok csökkenés a fajlagos hasznos munkát 3%-al, a termikus hatásfokot 0,5%-al csökkenti.

Elemelve a négy hajtóművet részegység hatásfokaik szempontjából, jól látható, hogy a TV3-117 nyújtja a legrosszabb teljesítményt. Valószínűsíthetően ez a szívócsatorna porkiválasztó miatti jelentős nyomásvesztés, illetve még szignifikánsabban a gyenge kompresszor politropikus hatásfok miatt van, amely gyengébb a jóval korosabb TV2-117A hajtómű kompresszor hatásfokánál is. Miért? A TV3-117 hajtómű a TV2-117A hajtóműhöz képest további két fokozattal rendelkezik nagyon rövid hátsó fokozat lapátokkal, ami a kompresszor politropikus hatásfok további romlásához vezetett.

A T58-GE-100 ilyen szempontból leelőzi mindkét volt szovjet vetélytársát, míg az RTM-322-01/9, nem meglepetésre koránál fogva is, kiemelkedően veri az előzőekben felsorolt hajtóműveket.

Figyelembe véve a termikus hatásfokokat a sorrend egy kicsit más, mivel itt már szerepe van a kompresszor nyomásviszonynak, illetve a turbina előtti gázhőmérsékletnek is. A tervezett maximális tengelyteljesítmény biztosító üzemmódokon a hatásfok értékek a 4. táblázatból leolvashatók.

A négy hajtóműből három tervezett munkapontja (maximális tengelyteljesítmény) a maximális fajlagos hasznos munkát biztosító és a maximális termikus hatásfokot adó nyomásviszonyok közé lett

illetve. A TV2-117A hajtóműnél ehhez a ponthoz tartozó nyomásviszony egy kicsivel alacsonyabb, mint a maximális fajlagos hasznos munkát biztosító nyomásviszony.

A jobb hajtómű részegység hatásfokok, a magasabb nyomásviszony és turbina előtti gázhőmérséklet az új generációs RTM-322-01/9 hajtómű esetében mutatja a legjobb általános képet, ami jelentős hatásfok növekedést, ezzel fajlagos üzemanyag fogyasztás csökkenést eredményezett összehasonlítva a korai helikopter hajtóművekkel.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] VARGA, B. A TV2-117A hajtómű termikus matematikai modellje, Diploma munka, Budapesti Műszaki Egyetem, 1990, p. 14-24.
- [2] Dr. PÁSZTOR, E. Szállító repülőgépek gázturbinás hajtóművei nyomásviszonya növelésének termikus problémái, 2007, Repüléstudományi Közlemények, p. 36-45.
- [3] <http://www.geae.com/engines/military/t58/index.html>
- [4] <http://www.mi-helicopter.ru/eng/getarticle.php?id=275>
- [5] http://www.vkms.ru/production_en.shtml
- [6] <http://www.aircraftenginedesign.com/TableB1.html>
- [7] http://www.rolls-royce.com/defence_aerospace/downloads/helicopters/rtm322.pdf
- [8] http://www.turbomeca.com/public/turbomeca_v2/html/en/produits/sous_famille_home.php?sfid=509&mid=615