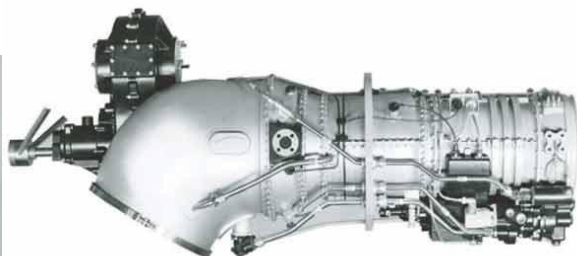


## HELIKOPTER HAJTÓMŰVEK TERMIKUS SZÁMÍTÁS EREDMÉNYEINEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA A KONSTRUKCIÓS FEJLESZTÉSEK FÜGGVÉNYÉBEN

A tanulmányunknak célja az volt, hogy összehasonlítsuk a 60 - 70-es évek, a 80-as évek és a 90-es évek konstrukciós fejlesztésének eredményeit a helikopterhajtóművek termikus számítási értékeinek vonatkozásában. Az összehasonlítást a TV2-117A, T58-GE-100, TV3-117, valamint a RTM-322-01/9 hajtóműveknél végeztük. A kiválasztott hajtóművek közül a TV2-117A és a TV3-117 a Magyar Honvédség Légierőjében is megtalálható a MI-8, MI-17 valamint a MI-24 típusú szállító és harcihelikopterekénél



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



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



3. ábra. TV3-117 hajtómű, amely megtalálható a Magyar Légierő helikopterein is



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

Az 1950-es évek elején a General Electric egy 3 millió dolláros szerződést kapott az USA 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 helikoptereikben.

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 is leváltandó az akkorra már elavuló MI-4-es helikoptereket.

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.

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 esetében alkalmaztak, eredetileg merevszárnyú repülőgépek számára tervezték). Az Izotov Iroda által tervezett új TV2-117A hajtómű és a VR-8 reduktor 1962 nyarán került leszállításra. A hajtómű felszálló üzemmódon 1500 Le (1118 kW) teljesítményt produkált, viszonylag jó fajlagos mutatók mellett. Már a 70-es években felmerült az igény egy erősebb hajtómű kifejlesztésére, amit a 80-as években sikerült több változatban kifejleszteni. Az új hajtómű a TV3-117 nevet kapta, amely hajtómű a TV2-117A-hez képest több mint 700 Le-vel tudott több teljesítményt produkálni. A hajtómű főleg a MI-17 és MI-24 helikoptereknél kerültek beépítésre, ahol gépenként két hajtóművet alkalmaznak.

A helikopter hajtóművek azóta jelentős fejlődésen mentek keresztül. Kompaktabbá váltak, súlyuk csökkent, teljesítmény és határfok 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.

Figyelembe véve, hogy az első két korai helikopter hajtómű az amerikai és a szovjet oldalról nagyjából egy időből származik, teljesítménymutatóik is hasonlóak, ami érdekessé teszi a két hajtómű összehasonlítását. Ugyanakkor a harmadik egy fejlettebb változat, míg a negyedik már egy gyökeresen új technológiai színvonalat testesít meg. Összehasonlítva az első kettővel az elemzés rávilágíthat az utóbbi 30-40 év eredményeire.

## A TERMIKUS VIZSGÁLAT

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 hasznos 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.

*Összegyűjtött hajtómű adatok*

1. táblázat

Fejlesztések évei →	Vizsgált hajtóművek			
	60-70 -es évek	80-as évek	90-es évek	
Adatok	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	0,3085	0,2702
Tüzelőanyag fűtőértéke [MJ/kg]	42,8	42,8	42,8	42,8
Tengely teljesítmény [kW]	1118	1118	1656	1799
Hajtómű súly [kg]	334	152	280	228

## 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.

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

*Hatásfokok és veszteségek*

2. táblázat

Fejlesztések évei →	60 -70 -es évek			
	TV2-117A	T58-GE-100	TV3-117	RTM-322-01/9
Szívócsatorna nyomásvesztés	0,99	0,99	0,94	0,99
Kompresszor hatásfok	0,83	0,83	0,82	0,837
Égőtér nyomásvesztés	0,97	0,97	0,97	0,98
Égőtér hatásfok	0,97	0,97	0,98	0,98
Kompresszorturbina hatásfok	0,87	0,87	0,87	0,88
Szabad turbina hatásfok	0,87	0,87	0,87	0,88
Gázvezető nyomásvesztés	0,97	0,97	0,97	0,98
Teljesítmény elvétel [kW]	30	30	50	30
Gáz gen. mechanikai hatásfok	0,99	0,99	0,99	0,99
Szabad turbina mech. hatásfok	0,99	0,99	0,99	0,99

## 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 számítások gyakorlati végrehajtásához a GasTurb 10 termikus számítást elvégző szoftvert használtuk fel.

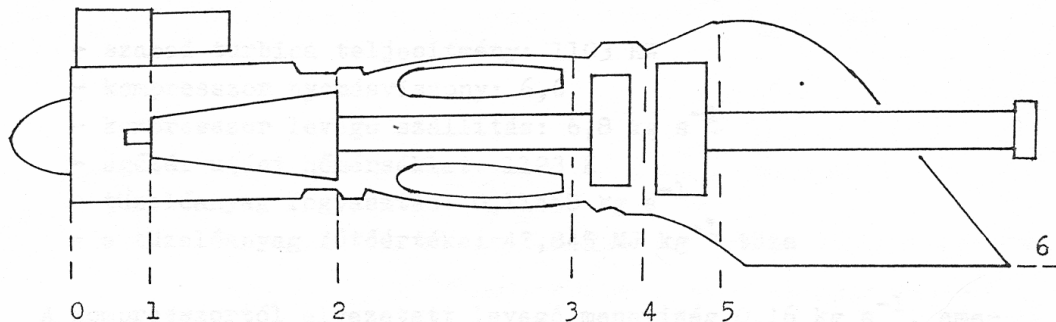
### A folyamat leírása:

- 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 szabad turbina utáni nyomás jó közelítéssel meghatározható abból a feltételből, hogy a gázáram nyomása a kilépő keresztmetszetben a környezeti nyomással lesz egyenlő. Figyelembe véve a gázelvező nyomásvesztései tényezőjét (0,97-0,98) ebből meghatározhatjuk a szabad turbina utáni nyomást. Hőmérsékletet itt is a Poisson egyenlettel, a szabad turbina 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 gázelvezőben izotermikus lesz.

### Hőmérsékletek és nyomások a különböző keresztmetszetekben

3. táblázat

Fejlesztések évei →		60 -70 -es évek		80-as évek	90-es évek
		TV2-117A	T58-GE-100	TV3-117	RTM-322-01/9
0	Szívócsatorna előtti hőmérséklet ( $T_0$ ) [K]	288	288	2,88	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	95245	100312
2	Égőtér előtti hőmérséklet ( $T_2$ ) [K]	532	573	599	678
	Égőtér előtti nyomás ( $p_2$ ) [Pa]	662058	842619	909595	1504676
3	Kompresszorturbina előtti hőm. ( $T_3$ ) [K]	1123	1145	1243	1460
	kompresszorturbina előtti nyom. ( $p_3$ ) [Pa]	642196	817340	882307	1474583
4	Szabad turbina előtti hőmérséklet ( $T_4$ ) [K]	909	895	974	1136
	Szabad turbina előtti nyomás ( $p_4$ ) [Pa]	235029	252241	269786	424957
5	Gázelvező előtti hőmérséklet ( $T_5$ ) [K]	762	738	795	844
	Gázelvező előtti nyomás ( $p_5$ ) [Pa]	104365	104365	104365	103351
6	Kilépő keresztmetszet hőm. ( $T_6$ ) [K]	762	738	795	844
	Kilépő keresztmetszet nyomása ( $p_6$ ) [Pa]	101325	101325	101325	101325



4. ábra. A hajtómű vizsgált keresztmetszetei

Az előző táblázatban összegyűjtöttem a különböző keresztmetszetek számított hőmérsékleti és nyomás adatait. A táblázat előtti vázlatos hajtómű rajz (4. ábra.) segítséget nyújt abban, hogy a hőmérsékleti és nyomásadatokat hozzá lehessen kötni a hajtómű megadott pontjaihoz.

Ezekon az adatokon 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 legritkább 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.

A mellékletben bemutatjuk a TV3-117 hajtómű példáján keresztül a GasTurb 10 szoftvert által bevitt input adatokat, valamint az output termikus számításokat és függvényeket.

## ÖSSZEFOGLALÁS

Ahogy a fentiekben említettem az első két hajtómű a 60 - 70-es évekből származnak. A leadott tengelyteljesítményük is megegyezik. Elvégzett termikus számítás azt bizonyítja, hogy a gépegységek hatásfokai veszteségei is gyakorlatilag megegyeznek. Az amerikai hajtómű fajlagos fogyasztása (T58-GE-100) egy kicsivel jobb, amit azonban a magasabb kompresszor nyomásviszony miatti magasabb termikus hatásfok okoz. A TV3-117 hajtómű csak az égőtér hatásfokban mutat javulást a TV2-117A és a T58-GE-100 hajtóművekkel szemben, a többi hatásfokban azonos értéket mutat.

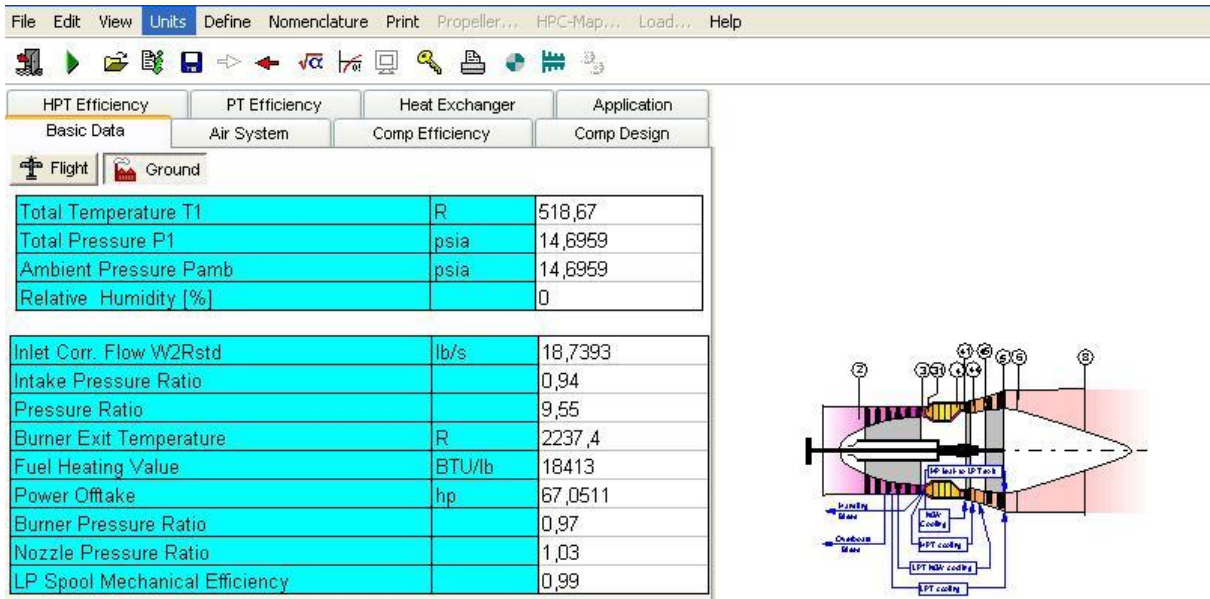
Az RTM-322 hajtóművet vizsgálva látjuk, hogy szinte valamennyi gépegység jobb hatásfokot, illetve kevesebb veszteséget produkál. Egy-egy gépegységben nem tűnik számottevőnek ez a javulás, de összegezve ezeket a javulásokat, valamint figyelembe véve a kompresszor nyomásviszony jelentős növekedéséből adódó magasabb termikus hatásfokot az RTM-322 összh hatásfoka és fajlagos fogyasztása a vártnak megfelelően szignifikánsan jobb.

## FELHASZNÁLT IRODALOM

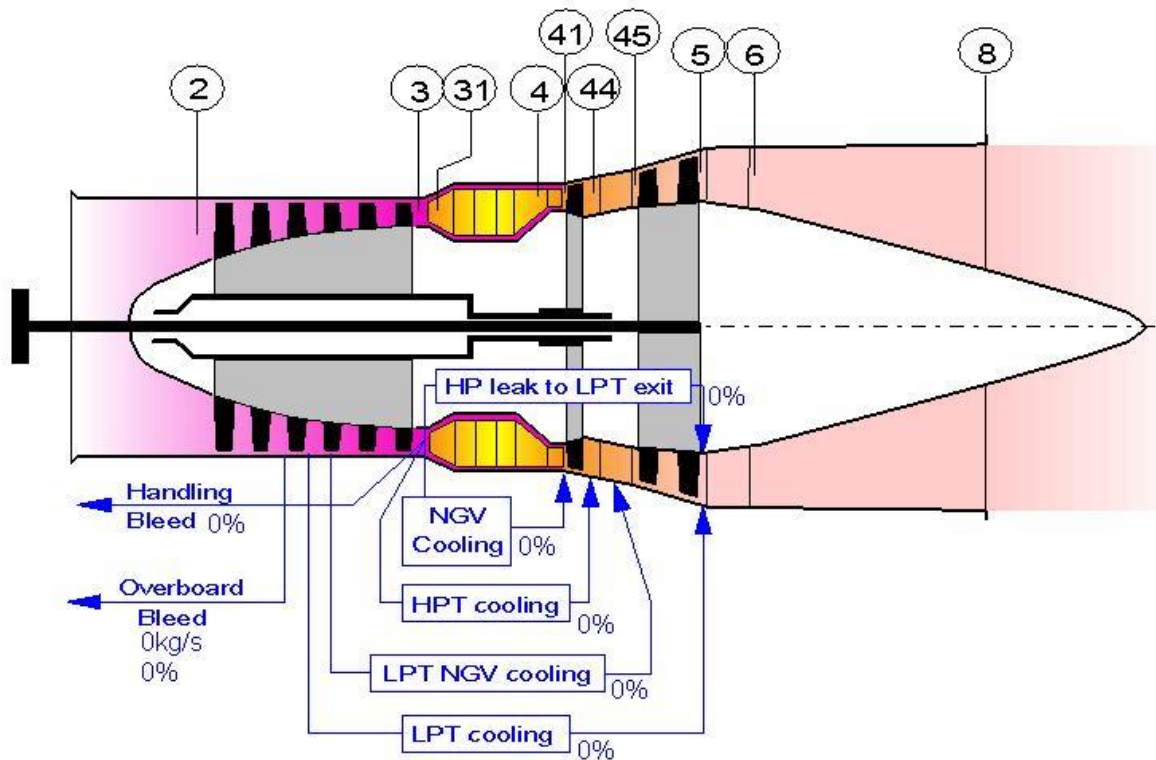
- [1] VARGA Béla: A TV2-117A hajtómű termikus matematikai modellje, Diploma munka, Budapesti Műszaki Egyetem, 1990.
- [2] <http://www.mi-helicopter.ru/eng/getarticle.php?id=275>
- [3] <http://www.aircraftenginedesign.com/TableB1.html>
- [4] [http://www.rolls-royce.com/defence\\_aerospace/downloads/helicopters/rtm322.pdf](http://www.rolls-royce.com/defence_aerospace/downloads/helicopters/rtm322.pdf)
- [5] [http://www.turbomeca.com/public/turbomeca\\_v2/html/en/produits/sous\\_famille\\_home.php?sfid=509&mid=615](http://www.turbomeca.com/public/turbomeca_v2/html/en/produits/sous_famille_home.php?sfid=509&mid=615)

## MELLÉKLET

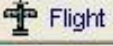

### 1. GasTurb 10 szoftvert kezelői felülete



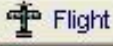
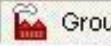
### 2. Hajtómű vizsgálati pontjai



### 3. A input adatok angolszász mértékegységrendszerben

 Flight  Ground		
Total Temperature T1	R	518,67
Total Pressure P1	psia	14,6959
Ambient Pressure Pamb	psia	14,6959
Relative Humidity [%]		0
Inlet Corr. Flow W2Rstd	lb/s	18,7393
Intake Pressure Ratio		0,94
Pressure Ratio		9,55
Burner Exit Temperature	R	2237,4
Fuel Heating Value	BTU/lb	18413
Power Offtake	hp	67,0511
Burner Pressure Ratio		0,97
Nozzle Pressure Ratio		1,03
LP Spool Mechanical Efficiency		0,99

### 4. A input adatok az SI mértékegységrendszerben

 Flight  Ground		
Total Temperature T1	K	288,15
Total Pressure P1	kPa	101,325
Ambient Pressure Pamb	kPa	101,325
Relative Humidity [%]		0
Inlet Corr. Flow W2Rstd	kg/s	8,5
Intake Pressure Ratio		0,94
Pressure Ratio		9,55
Burner Exit Temperature	K	1243
Fuel Heating Value	MJ/kg	42,8
Power Offtake	kW	50
Burner Pressure Ratio		0,97
Nozzle Pressure Ratio		1,03
LP Spool Mechanical Efficiency		0,99

## 5. Eredmények

Station	W	T	P	WRstd			
amb		288,15	101,325		PWSD	= 1663,30	
1		288,15	101,325		PSFC	= 0,3092	
2	7,990	288,15	95,245	8,500	Heat Rate	= 13235,5	
3	7,990	600,18	909,595	1,285	V0	= 0,00	
31	7,990	600,18	909,595		FN res	= 0,94	
4	8,133	1243,00	882,307	1,940	WF	= 0,14288	
41	8,133	1243,00	882,307	1,940	s NOx	= 0,21929	
43	8,133	975,29	270,614		Therm Eff	= 0,27200	
44	8,133	975,29	270,614		P45/P44	= 1,00000	
45	8,133	975,29	270,614	5,602			
49	8,133	795,37	104,365		Incidence	= 0,00000	
5	8,133	795,37	104,365	13,118	P6/P5	= 1,00000	
6	8,133	795,37	104,365		PWX	= 50	
8	8,133	795,37	104,365	13,118	P8/Pamb	= 1,03000	
P2/P1 = 0,9400					A8	= 0,15680	
Efficiencies:					TRQ [%]	= 100,0	
Compressor		isentr	polytr	RNI	P/P	eta t-s	= 0,84685
Burner		1,0000				Loading %	= 100,00
HP Turbine		0,8700	0,8526	0,757	3,260	e444 th	= 0,87000
LP Turbine		0,8700	0,8556	0,346	2,593	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	= 1630,0
Bleed Air:		PBld = 909,59	TBld = 600,2			ZWBld	= 0,00000
hum [%]	war0	FHV	Fuel				
0,0	0,00000	42,800	Generic				

## 6-7. Függvények

