

Varga Béla mk. főhadnagy:

A TV2-117A TÍPUSÚ GÁZTURBINÁS HELIKOPTER-HAJTÓMŰ TERMIKUS
KÖRFOLYAMATÁNAK VIZSGÁLATA

Bármely hajtómű részletesebb vizsgálatához az első lépés a hajtómű termikus körfolyamatának elemzése. A termikus számítás eredményeit számos ehhez kapcsolódó probléma megoldásához felhasználhatjuk. Pl.: az egyes gépegységek további áramlástani vagy szilárdsági vizsgálatához, vagy a számítógépes technika fejlődésével egyre elterjedtebb termikus matematikai modellek felépítéséhez.

Ebben a cikkben ezt a számítási folyamatot szeretném bemutatni a fent említett hajtóműre. A témát azért tartom időszerűnek, mert a hallgatók a műszaki hőtan és gázturbinás hajtóművek foglalkozásokon ugyan megismerkednek a gépegységekben lejátszódó folyamatokkal (kompresszió, hőközlés, expanzió), valamint ezek számításával, azonban az ismereteknek komplex, az egész hajtóműre kiterjedő alkalmazására nincs idő. Ez a munka útmutatást nyújthat mindazoknak, akik a továbbiakban valamilyen hajtómű vizsgálatával szeretnének foglalkozni.

Maga a körfolyamat-számítás igen izgalmas feladat. A munka az adott hajtómű leírásának tanulmányozásával kezdődik. Megvizsgáljuk, milyen alapvető üzemmódjai vannak a hajtóműnek. Ha elég csak egy üzemmódra elvégezzünk a körfolyamat-számítást, akkor kiválasztjuk azt az üzemmódot, amelyre a leírásban a legtöbb adatot találtuk. Természetesen annál könnyebb lesz a dolgunk és annál pontosabbak lesznek a számított értékeink, minél több bázisadatunk van. Egyrésztől kevesebb lesz az olyan adat, amit meg kell becsülnünk, másrésztől pedig, ha olyan adatunk van, amit a körfolyamat-számítás során nem használtunk fel, lehetőség van számításaink ellenőrzésére. Viszátérve a becslésre, különösen a gépegységekre vonatkoztatott határfokok, illetve veszteségi tényezők felvételénél lesz szükség arra, hogy elővegyük műszaki érzékünket. A becslésben segíthet, ha szakirodalomban esetleg hasonló kategóriájú és műszaki színvonalú hajtóműre találunk adatokat. Azonban bármilyen gondosan válogatjuk ki, illetve becsüljük meg a kiinduló adatokat, nagy az esély rá, hogy az első körben egy vagy esetleg több kapott adatunkról kiderül, hogy irreális.

Következik a finomítás. Erre elsősorban a fentebb említett határfokok és veszteségi tényezők adnak lehetőséget, természetesen a reális műszaki határok között.

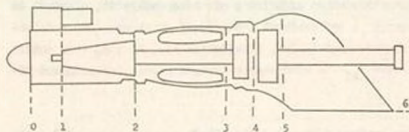
Ezt addig folytatjuk, amíg minden adatunk ezen határok közé esik, illetve az esetleges ellenőrző számítások során kapott eredményeink és a fel nem használt bázisadatok között nem lesz több eltérés 3-5 %-nál. Hihetnénk, hogy ennyi bizonytalansági tényező kizárja, hogy használható eredményekhez jussunk. Azonban, ha a fenti utat betartottuk, várható, hogy a már említett 3-5 %-os tűréson belül leszünk, ami már lehetővé teszi, hogy ezeket a hajtómű-paramétereket további elemzéshez figyelembe vegyük.

Ennek megfelelően az alábbi termikus számítás eredményei is csak közelítő eredmények, és a felépítés módja is egy a sok lehetsége közül.

1./ A TV2-117A hajtómű rövid elemzése

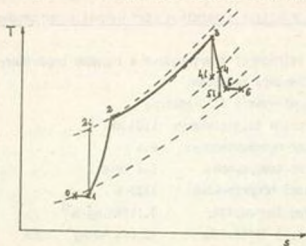
A hajtómű egy tízfokozatú axiális kompresszorral, gyűrűs égőtérrel, kétfokozatú axiális kompresszorral hajtott turbinával, illetve kétfokozatú axiális szabad turbinával szerelt légsavaras gázturbinás hajtómű.

A két turbina között csak gázdinamikai kapcsolat van. Vázlatos rajzát az 1. ábrán, a hozzá tar-



1. ábra

tozó termikus körfolyamat T-s diagramját a 2. ábrán láthatjuk.



2. ábra

Az ábrának megfelelő keresztmetszetek:

- 0 - diffúzor előtti keresztmetszet
- 1 - kompresszor előtti keresztmetszet
- 2 - kompresszor utáni keresztmetszet
- 3 - égőtér utáni keresztmetszet
- 4 - kompresszor-turbina utáni keresztmetszet
- 5 - szabad-(munka) turbina utáni keresztmetszet
- 6 - gázvezető rendszer kilépési keresztmetszete

A pontokat követve láthatjuk, hogy a levegő a hajtómű rövid szívócsövében végighaladva minimális fojtásos nyomásvesztéssel szelődik (0-1). A kompresszorban bekövetkező valóságos kompresszió után (1-2) az égőtérben közel állandó nyomáson történik a hőközlés (2-3). A közeg a magasnyomású kompresszorturbinában veszteségesen expandál (3-4), majd az alacsony nyomású szabad-turbinában tovább expandál (4-5), fedezve a forgószárny teljesítményigényét. A gázvezető rendszerből további nyomásvesztés után (5-6) a közeg környezeti nyomáson a szabadba távozik.

A felsorolt keresztmetszetekben számítottam a gáz hőmérsékletét, nyomását és fajtérfogatát. Ezeknek a jellemzőknek indexelését értelem szerűen a felsorolt keresztmetszeteknek megfelelően alakítottam ki. Pl.: p_3 - az égőtér utáni nyomás, illetve T_{41} - a kompresszor-turbina utáni izentrópikus hőmérséklet.

Mivel minden pontban fékezett jellemzőkről van szó, így a "x" jelölést külön nem alkalmaztam.

2./ Az üzemmód kiválasztása a termikus körfolyamat számításához

A hajtómű leírásokat megvizsgálva a legtöbb rendelkezésre álló adatot a felszálló üzemmódra találtam.

Ezek szerint a rendelkezésre álló adatok:

- szabad turbina teljesítmény: 1103 kW
- kompresszor nyomásviszony: 6,6
- kompresszor tömegárama: $6,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- égőtér utáni hőmérséklet: 1123 K
- tüzelőanyag fogyasztás: $0,11458 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- a tüzelőanyag fűtőértéke: $42,845 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ tüza

A kompresszortól elvezetett levegő mennyiség $0,16 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, amelyet részben jégtelenítésre, részben pedig a turbínatárcsák és lapátok hűtésére fordítanak.

Az elosztás aránya nincs meghatározva, így úgy vettem, hogy a turbínák hűtésére fordított levegő $0,1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, amelyből $0,05 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ áramlik vissza a kompresszor-turbínába, illetve $0,05 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a szabad-turbínába.

Az adatok a NEL szerinti $H = 0 \text{ m}$ magasságra, illetve a $V = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ repülési sebességre vonatkoznak.

3./ A közeg termikus jellemzőinek meghatározása

A termikus anyagjellemzők, azaz az adiabatikus kitevő (κ), az izobár fajhő (C_p) és a gázállandó (R) értékeire szükségünk van a gépegyesekben lejátszódó folyamatok számításakor.

A gázállandó (R) értéke csak a közeg összetételének függvénye, míg az izobár fajhő (C_p) és az adiabatikus kitevő (κ) ezen kívül a közeg hőmérsékletétől is függ.

Ennek megfelelően ezeket a jellemzőket minden gépegyesre meg kell határoznunk. Két lehetőségünk van.

Az első, hogy utánanéznünk valamilyen, a gázok termikus jellemzőivel foglalkozó kézikönyvben. Ez a nagyobb hibalehetőséget nyújtó megoldás.

A másik lehetőség, hogy felhasználjuk a BME Közlekedésmérnöki karán kidolgozott módszert, ami szemre bonyolultabb, de egy 5-10 soros primitív, kis számítógépes programban feldolgozva könnyedén kaphatjuk bármilyen hőmérsékletre és tüzelőanyag bevitelre a szükséges termikus jellemzőket.

Ezzel a módszerrel:

- gázállandó

$$R(q_t) = 287,04 \frac{1 + 1,0775667 \cdot q_t}{1 + q_t} \quad [\text{J (kgK)}^{-1}]$$

ahol, q_t - egy kilogramm levegőre jutó tüzelőanyag mennyiség.

- izobár fajhő

$$C_p(q_t, T) = \sum_{i=0}^5 A_i \cdot q_t \left(\frac{T}{1000} \right)^i \quad [\text{J (kgK)}^{-1}]$$

ahol A_i - a következő összefüggéssel fejezhető ki:

$$A_i(q_t) = \frac{4,1887 \cdot 10^3 \cdot (a_i + b_i \cdot q_t)}{1 + q_t}$$

- adiabatikus kitevő

$$\gamma(q_t, T) = \frac{C_p}{C_p - R}$$

a_i és b_i értékei a következő táblázatban láthatók:

1.sz. táblázat

	a_i	b_i
0	0,24479305	0,23290897
1	-0,6033306 10^{-1}	0,95849748
2	0,18687685	-0,74269761
3	-0,13690545	-0,41826828
4	0,42075233 10^{-1}	-0,12851627
5	-0,47272233 10^{-1}	-0,15198589 10^{-1}

q_t értéke a kompresszió esetén zérus, az expanziónál pedig a tüzelőanyag-fogyasztás és a kompresszor tömegáram értékeiből számítható. A valósághoz legjobban akkor közelíthetünk, ha a fenti összefüggésekre a gépegységre vonatkoztatott közepes hőmérsékletet helyettesítjük, amely a kezdeti és vég-hőmérséklet számtani közepe (valójában a gázjellemzők folyamatosan változnak a hajtóműben történő áramlás közben).

Maga a végrehajtás egy iterációs számítási módszert jelent, amelyet a következő sorrendben végezhetünk egy adott gépegységre:

- Meghatározom a gázállandó (R) értékét.
- A kezdeti hőmérsékletet behelyettesítve meghatározom az izobár fajhő (C_p) adiabatikus kitevő (γ) értékét.
- Ezekkel az értékekkel számítom a gépegységben kialakuló véghőmérsékletet.
- A kezdeti és véghőmérsékletből számtani közepet számítok.
- A közepes hőmérsékletre újra meghatározom C_p és γ értékeit, majd az új C_p és γ értékekkel az új véghőmérsékletet.

A számítást addig folytatom, míg a véghőmérséklet és az előző számítási kör véghőmérséklete közötti eltérés egy bizonyos határon belül nem kerül, pl. 1 foknál kevesebb lesz. Általában már a második számítási forduló után helyes eredményt kapunk.

4./ Felvett hatásfokok, veszteségek, illetve segédberendezések teljesítmény felvétele és indoklásuk

$\sigma_d = 0,99$ - diffúzor nyomásveszteségi tényező, a diffúzor kialakítása jó, az áramlási sebesség nem nagy;

$\eta_{ik} = 0,83$ - kompresszor izentrópiikus hatásfoka, az utolsó fokozatok kis lapátmagassága miatt alacsonyabb hatásfok;

$\sigma_e = 0,97$ - égőtér nyomásveszteségi tényezője, gyűrűs égőtér, hirtelen áramlás eltérítés nincs;

$\eta_e = 0,97$ - égőtér hatásfok, a vonatkozó irodalom alapján;

$\eta_{ikt} = 0,88$ - kompresszor-turbina izentrópiikus hatásfok, a vonatkozó irodalom alapján;

$\eta_{iszt} = 0,88$ - szabad-turbina izentrópiikus hatásfok, a vonatkozó irodalom alapján;

$\zeta_{gv} = 0,97$ - a gázvezető rendszer nyomásveszteségi tényezője, hosszú gázvezető rendszer, irány eltérítés van;

$\zeta_{km} = 0,99$ - gázgenerátor egység mechanikai hatásfoka;

$\zeta_{sztm} = 0,99$ - a szabad turbina egység mechanikai hatásfoka ;

$P_{sb} = 30$ kW - segédberendezések teljesítményfelvétele, nem pontos adat, csak az indítómotor-generátor 18 kW-os teljesítmény felvétele adott.

Mint említettem, ezeket az adatokat szakirodalom alapján való becslés, illetve némi kísérletezgetés után választottam. Ennek megfelelően ezek azok a hatásfok- és veszteségi tényező értékek, amelyekkel azt a körfolyamatszámítást végeztem, amelynek eredményeit már helyesnek fogadtam el.

Kezdődhet tehát maga a körfolyamatszámítás ismertetése.

A számítások értelmezésénél sokat segíthet az 1. és 2. ábra követése.

5./ Diffúzor előtti (0.) keresztmetszet

- hőmérséklet: $T_c = 288$ K

- nyomás: $p_0 = 101325$ Pa

- fajtérfogat: $v_0 = 0,816$ m³ kg⁻¹

A belépőél előtti hőmérséklet, nyomás és fajtérfogat értékeket a Nemzetközi Egyezményes Légkör előírásai szerint vettem fel $H = 0$ m magasságra. A leírásban megadott adatok is ilyen környezeti körülményekre vonatkoznak.

6./ Kompresszor előtti (1.) keresztmetszet

- hőmérséklet: $T_1 = 288$ K

- nyomás: $p_1 = p_0 \cdot \zeta_d = 101325 \cdot 0,99 = 100311$ Pa
 $R_L \cdot T_1 \quad 287,04 \cdot 288$

- fajtérfogat: $v_1 = \frac{R_L \cdot T_1}{p_1} = \frac{287,04 \cdot 288}{100311} = 0,824$ m³ kg⁻¹

A diffúzor a gázáramlás szempontjából fojtást jelent, mivel a repülési sebesség zérus és fékezett paramétereiről van szó, így $T_1 = T_0$. A súrlódásból adódó nyomásvesztés mértékét a diffúzor nyomásvesztési tényezője (ζ_d) fejezi ki. Az általános gáztörvényt alkalmazva, az adott keresztmetszet nyomásának és hőmérsékletének ismeretében számítható a gáz fajtérfogata, melynek segítségével felrajzolható a körfolyamat p-v diagramja is.

7./ Kompresszor utáni (2.) keresztmetszet

- hőmérséklet:

$$T_{2i} = T_1 \cdot \sqrt[k]{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 288 \cdot 6,6^{\frac{0,39}{1,39}} = 489 \text{ K}$$

$$\zeta_{1k} = \frac{T_{2i} - T_1}{T_2 - T_1} \quad T_2 = 530 \text{ K}$$

- nyomás:

$$p_2 = \sqrt[k]{\zeta_k} \cdot p_1 = 6,6 \cdot 100311 = 662057 \text{ Pa}$$

- fajtérfogat:

$$v_2 = \frac{R_L \cdot T_2}{p_2} = \frac{287,04 \cdot 530}{662057} = 0,229 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Először az izentrópus kompresszió véghőmérsékletét (T_{2i}) számítom ki a kompresszor nyomásviszony segítségével. Majd ebből a kompresszor izentrópus hatásfokot felhasználva a valóságos véghőmérsékletet (T_2) határozom meg.

Nem szabad megfeledkeznünk a harmadik fejezetben ismertetett iterációs módszerről. Itt és valamennyi további keresztmetszetben is a számításokban megjelenő gázjellemző (C_p, κ) és hőmérsékletértékek az iterációs számítások végleges megoldását jelentik.

A kompresszió végnyomás (p_2) a kompresszor nyomásviszonyának ismeretében könnyen számítható.

8./ Égőtér utáni (3.) keresztmetszet

- hőmérséklet: $T_3 = 1123 \text{ K}$

- nyomás: $p_3 = \zeta_{\text{é}} \cdot p_2 = 0,97 \cdot 662057 = 642195 \text{ Pa}$

- fajtérfogat:

$$v_3 = \frac{R_G \cdot T_3}{p_3} = \frac{287,41 \cdot 1123}{642195} = 0,5026 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Az égőtér utáni hőmérséklet (T_3) a hajtómű leírásban adott. Lásd a 2. fejezetet!

A nyomásveszteség nagyságát az égőtér nyomásveszteségi tényezője ($\zeta_{\text{é}}$) fejezi ki.

9./ Kompresszor turbina utáni (4.) keresztmetszet

A kompresszor turbina utáni hőmérsékletet a kompresszor, valamint a segédberendezések teljesítményfelvételéből számítottam, mivel a kompresszor turbina által leadott teljesítménynek fedeznie kell a kompresszor, illetve a segédberendezések teljesítményfelvételét.

- a kompresszor teljesítményfelvétele:

$$P_{kv} = \frac{\dot{m}_k \cdot c_{pL} \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_{km}} = \frac{6,8 \cdot 1018,7 \cdot (530 - 288)}{0,99} = 1693,3 \text{ kW}$$

$$P_{sz} = P_{kv} + P_{sb} = 1693,3 + 30 = 1723,3 \text{ kW}$$

ahol, P_{kv} - a kompresszor által felvett valós teljesítmény

P_{sb} - a segédberendezések által felvett teljesítmény

P_{sz} - az a szükséges teljesítmény, amit a kompresszor turbinának biztosítani kell

\dot{m}_k - kompresszor tömegáram

A teljesítmények meghatározása után a

- hőmérséklet:

$$T_4 = T_3 - \frac{P_{sz}}{\dot{m}_{kt} \cdot c_{pG1}} = 1123 - \frac{1723300}{6,8045 \cdot 1111,8} = 895 \text{ K}$$

ahol \dot{m}_{kt} - a kompresszor turbinán áthaladó tömegáram

- nyomás:

$$\eta_{ikt} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{41}} \quad T_{41} = 864 \text{ K}$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_{41}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 642195 \left(\frac{864}{1123} \right)^{0,348} = 232499 \text{ Pa}$$

- fajtérfogat:

$$v_4 = \frac{R_G \cdot T_4}{p_4} = \frac{287,41 \cdot 895}{232499} = 1,106 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Két fontos dolog van, amelyről nem feledkezhetünk meg. Egyrészt a kompresszor-turbina tömegárama nem egyezik meg a kompresszor tömegáramával. Ez adódik a tüzelőanyag-bevezetésből, valamint egyéb hajtóműsajátosságokból, mint jelen esetben is.

A kompresszor 8. fokozatától levegőelvezetés van, melynek egy része visszavezetésre kerül a kompresszor-turbinába hűtőlevegőként. Lásd a 2. fejezetet.

Másrészt figyelniük kell arra, hogy az expanzió véghőmérsékletének (T_4) meghatározásához itt is iterációs módszert kell alkalmazni.

10./ Szabad-turbina utáni (5.) keresztmetszet

- nyomás:

$$p_5 = \frac{p_0}{\zeta_{gv}} = \frac{101325}{0,97} = 104458 \text{ Pa}$$

Az 5. keresztmetszet nyomását visszafelé határoztam meg a 6. keresztmetszet nyomásából (környezeti nyomás) a gázvezető nyomás veszteségi tényezőjének (ζ_{gv}) segítségével.

Ezt megtehetjük, mert állandósult üzemmódról van szó, és így állíthatom, hogy a gáz környezeti nyomáson hagyja el a gázvezető rendszert. A gondolatmenet ilyen jellegű megfordítása nem okoz problémát, ha egyébként helyes megfontolásokból indultunk ki. Nem kötelező számunkra, hogy valamely keresztmetszet adatainak meghatározásához csak az azt megelőző keresztmetszetek adatait használjuk fel. Ennél a megoldásnál az ismert szabad turbina teljesítményt a számítási folyamat ellenőrzéséhez tartalékkoltam. Lásd a 12. fejezetet!

Másik megfontolás esetén az ismert szabad-turbina teljesítményből számolhattam volna a szabad turbina utáni hőmérsékletet és nyomást. Ekkor az ellenőrzéshez az expanzió végnyomás és a környezeti nyomás viszonyát vizsgálhattam volna meg, melynek egy reális gázvezető-rendszer nyomásvesztési tényező (ζ_{gv}) értéket kellett volna adnia.

- hőmérséklet:

$$T_{5i} = T_4 \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 895 \cdot \left(\frac{104458}{232499} \right)^{1,354} = 726 \text{ K}$$

$$\eta_{isz} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5i}} \quad T_5 = 746 \text{ K}$$

- fajtérfogat:

$$v_5 = \frac{R_G \cdot T_5}{p_5} = \frac{287,41 \cdot 746}{104458} = 2,052 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Természetesen, ha pontosan akarunk dolgozni, a szabad-turbinánál már nem számolhatunk a kompresszor-turbinára meghatározott gázjellemzőkkel (C_p, κ), hanem újabb iterációval határozhatom meg a szabad-turbina expanziójának vég hőmérsékletét.

11./ Gázvezető rendszer kilépési (6.) keresztmetszet

- hőmérséklet: $T_6 = 746 \text{ K}$

- nyomás: $p_6 = 101325 \text{ Pa}$ (környezeti nyomás)

- fajtérfogat:

$$v_6 = \frac{R_G \cdot T_6}{p_6} = \frac{287,41 \cdot 746}{101325} = 2,116 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

A gázvezető rendszer keresztmetszete bővülő. A gázáramlás sebessége a kilépő keresztmetszetben minimális. A kilépési hőmérséklet gyakorlatilag megegyezik a szabad-turbina utáni hőmérséklettel ($T_6 = T_5$).

12./ A szabad-turbina teljesítményének számítása, a körfolyamat-számítás ellenőrzése

A szabad-turbina teljesítmény adott. A termikus körfolyamat során számított adatok alapján szintén lehetséges a szabad-turbina teljesítmény számítása, ami lehetővé teszi, hogy a két adatot összevetve ellenőrizhessük a termikus számítás pontosságát.

$$P_{\text{sz}} = \dot{m}_{\text{sz}} \cdot c_{pG2} \cdot (T_4 - T_5) = 0,99 \cdot 6,8545 \cdot 1097,6 \cdot (895 - 746) = 1105 \text{ kW}$$

ahol \dot{m}_{sz} - a szabad-turbinán áthaladó tömegáram.

A hajtómű leírásában 1103 kW a megadott szabad-turbina teljesítmény. A számítás során 1105 kW teljesítményt kaptam, ami csak 0,18 %-os hibát jelent.

Tehát a termikus számítást helyesnek fogadom el.

A termikus számítás eredményeinek összefoglalása

2.sz. táblázat

keresztm. [-]	hőmérséklet [K]	nyomás [Pa]	fajtérf. [m ³ · kg ⁻¹]
0	288	101325	0,816
1	288	100311	0,824
2	530	662057	0,229
3	1123	642195	0,502
4	895	232499	1,106
5	746	104458	2,052
6	746	101325	2,116

A körfolyamat ábrázolása T-s diagramban

A T-s diagramban történő ábrázoláshoz szükséges a gépegységekben lejátszó entrópia-változás meghatározása.

Jelen esetben a vízszintes tengelyen a fajlagos entrópia megváltozását ábrázolom. Mértékegysége: J (kgK)⁻¹.

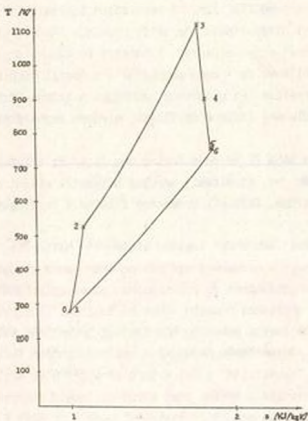
Az entrópia megváltozás mértékének ábrázolása csak egy tetszőlegesen kiválasztott bázisértékhez lehetséges, ezért s₀ értékét megválasztottam, és ehhez képest ábrázoltam az entrópia-változásokat.

Az értékeket a következő egyenlettel határoztam meg:

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_{i+1}}{T_i} + R \cdot \ln \frac{p_i}{p_{i+1}}$$

Entrópia változások:

- diffúzor: $2,88 \text{ J} \cdot \text{kgK}^{-1}$
- kompresszor: $82,92 \text{ J} \cdot \text{kgK}^{-1}$
- égőtér: $709,00 \text{ J} \cdot \text{kgK}^{-1}$
- kompresszor-turbina: $38,77 \text{ J} \cdot \text{kgK}^{-1}$
- szabad-turbina: $29,62 \text{ J} \cdot \text{kgK}^{-1}$
- gázvezető rendszer: $8,75 \text{ J} \cdot \text{kgK}^{-1}$



3. ábra

A T-s diagram méretarányos ábrázolásával (3. ábra) befejezem a körfolyamatszámítás elemzését. A körfolyamatra jellemző legfontosabb adatok rendelkezésünkre állnak felszálló üzemmódon. Ezek ismeretében lehetőség van a hajtómű további vizsgálatára. A következő számokban szeretném ezeket az adatokat felhasználva elvégezni a kompresszor illetve a két turbina vizsgálatát. Ez a vizsgálat magában foglalja majd a fokozatjellemzők meghatározását és a fokozatok sebességi háromszögeinek felépítését.