

Óbudai Egyetem

Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

Mechatronikai és Autotechnikai Intézet



TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

KISMÉRETŰ GÁZTURBINÁS SUGÁRHAJTÓMŰ TERVEZÉSE, ÉPÍTÉSE ÉS GYAKORLATI ANALÍZISE

Szerző: Paksi Dániel

gépészmérnök BSc. szak, IV. évf.

Konzulens: Dr. Szabó József Zoltán

egyetemi docens intézetigazgató
helyettes

TARTALOMJEGYZÉK

1	A gázturbina történetének és működési elvének bemutatása.....	5
2	A gázturbina felépítése, főbb részeinek ismertetése	8
2.1	A kompresszor	8
2.2	Az égőtér.....	10
2.3	A turbina	11
3	A gázturbina jellemzői.....	12
4	Kisméretű sugárhajtóművek tervezése	15
4.1	Kisméretű sugárhajtómű tervezési szempontjai.....	15
4.2	A kompresszor fokozat tervezési lépései.....	16
4.3	A diffúzor illesztése a kompresszor járókerékhez	24
4.4	Az égőtér kialakításának lehetőségei, hatásai.....	27
4.5	A turbinafokozat tervezése	29
4.6	Energiaátalakulás a turbinában	31
4.7	A fűvócső és annak hatása a tolóerőre	33
5	Sugárhajtómű fejlesztésében szerzett tapasztalatok.....	35
5.1	Előzmények.....	35
5.2	A fejlesztőmunka mérföldkövei.....	37
5.3	Az első saját konstrukció	38
5.4	Új irányelvek ateljesítmény növelés és atömegcsökkentés területén.....	40
5.5	A legújabb fejlesztések bemutatása.....	42
6	Sugárhajtómű üzemi paramétereinek mérése	45
7	A sugárhajtómű fordulatszámának mérése rezgés-analízissel.....	51
	Összefoglalás	56
	Felhasznált irodalom	57

ELŐSZÓ

A gázturbinák iránti érdeklődésem már nagyon régóta ösztönöz arra, hogy foglalkozzam a témával és mélyebben elsajátítsam azokat az alapokat, amelyek leírják a működésüket és lehetővé teszik méretezésüket. Ez motivált arra, hogy később elkezdjek modellezni. A megépítése egy működőképes sugárhajtóműnek kezdetben csak elképzelés volt. Mélyebben elemezve a működést és a felépítést, megfigyeltem, hogy a konstrukció egyszerűsége lehetővé teszi egy olyan gép házilagos építését ami akár működőképes is lehet.

A későbbiekben a hobbim során láttam, hogy ezek a gépek nemcsak hogy elkészíthetőek, hanem többen is kísérleteznek hasonló témában és ragyogó eredményeket értek el. A kísérletekben arra törekedtek, hogy egy kisméretű sugárhajtómű képes legyen modellrepülőgépek meghajtására. Ettől fogva valós igény fogalmazódott meg bennem egy saját gép tervezésével és legyártásával kapcsolatban. Ez a dolgozat nem csak egy gép építését mutatja be, hanem egy olyan tapasztalati módszert és konstrukciót, konstrukciókat, amit évek alatt kísérleteztem ki a jobb eredmény érdekében.

A cél természetesen egy alacsony költségvetésű berendezés készítése ami üzembiztosan képes működni. A tervezéshez szükséges hőtani összefüggések egyszerűek és sok helyen egyszerűsítettek, de sok szempontot kell figyelembe venni és összességében egy hőtani analízis nem jelenti azt, hogy legyártható a berendezés. A hőtani modellek csak folyamatokat és energiaátalakulásokat modelleznek, amik veszteségmentes ideális állapotokat feltételeznek, így a sugárhajtómű paraméterei számítással és kísérletezéssel határozhatóak csak meg. Sok tapasztalatot szereztem az évek alatt és saját erőből segítség nélkül eljutottam egy olyan szintre, ami lehetővé teszi, hogy bármilyen kisméretű egyfokozatú gépet képes legyen tervezni és legyártani.

Próbáltam egy olyan munkaponti matematikai modellt mérések alapján felállítani, ami csakis ilyen méretű gépek egyszerűbb tervezését segíti. A matematikai modellem a kompresszor járókerekenek modellezésére szolgál és a legfontosabb jellemzője, hogy egyszerű arányokkal és együtthatókkal számolható belőle a kompresszor nyomásviszonya. Feltételezem továbbá, hogy az áramlási veszteségek a közeg áramlási sebességének változásával nem változnak. Ez természetesen nagy egyszerűsítés, de a gyártási pontatlanságom nem teszi lehetővé a pontos modellezést. Amikor elkezdtem a modellek készítését nem állt rendelkezésemre CFD modellező ezért a későbbiekben is maradtam az egyszerű jól bevált módszeremnél.

Az egyszerűsítések, amelyek módszeres hibákat eredményeznek, a gyakorlatban minden üzemállapotban leírják a sugárhajtómű működését.

A dolgozatom célja, hogy röviden vázolja a kisméretű gázturbinák és sugárhajtóművek tervezéséhez szükséges legfontosabb hőtani összefüggéseket és bemutassa azt az általam kidolgozott egyszerű matematikai modellt, ami minden esetben használható. Célja továbbá egy fejlődéstörténet bemutatása, aminek az eredménye mindig egy jobb, megbízhatóbb gép előállítása.

Ezekre a berendezésekre természetesen többen felfigyeltek már, így számos országban találhatóak olyan cégek, akik modellrepülőgépekhez gyártanak sugárhajtóműveket. Az így legyártott gépek a legkorszerűbb technológiával és nagyobb teherbírású anyagokból készülnek ezért teljesítményük jóval nagyobb, mint azoknak a gépeknek, amik házilag készülnek Természetesen ezeknek magasabb az előállítási költségük. A fejlődésem alatt ezt a színvonalat céloztam meg a költségek jelentős (tízszeres) csökkenése mellett. Szeretném azt bebizonyítani, hogy az ilyen berendezések ára kellő idő ráfordításával jelentős mértékben redukálható.



2010-ES SAJÁT KÉP

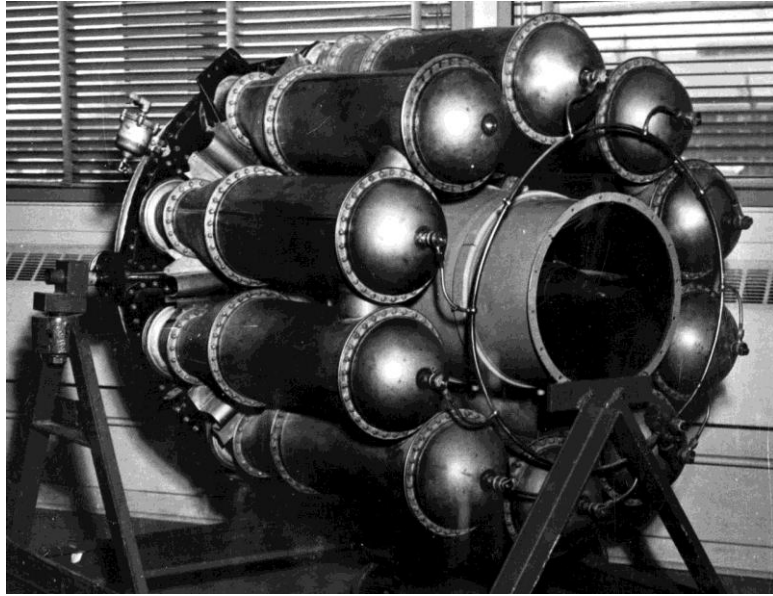
1 A GÁZTURBINA TÖRTÉNETÉNEK ÉS MŰKÖDÉSI ELVÉNEK BEMUTATÁSA

A gázturbina története

Az első szabadalmat John Barber nyújtotta be 1791-ben, ami a mai korszerű gázturbinák alapkonstrukciójának tekinthető. Kusminski orosz mérnök 1897-ben már működőképes gépet tudott készíteni, ez azonban a magas turbina előtti gázhőmérséklet miatt hamar tönkrement. A korai gázturbinák hatásfoka és élettartama nagyon alacsony volt, teljesítményük pedig szinte csak az önfenntartó működéshez szükséges energiát tudta nyújtani. Ezek a gépek közel állandó fordulatszámon voltak képesek csak üzemelni hasznos tengelyteljesítményük csekély volt.

Magyar viszonylatban Zsélyi Aladár volt, aki elsőként foglalkozott gázturbinákkal. Jendrassik György munkássága szintén számottevő volt. 1930-ban kezdte kísérleteit és 1938-ban a világon először sikerült elérnie a 21%-os hatásfokot. Több gázturbinát is épített valamint több szabadalom is a nevéhez fűződik.[1]

A gázturbinák ugrásszerű fejlődése a második világháború idején és az azt megelőző időszakban következett be. Németországban Hans von Ohain volt az, aki olyan gép elkészítésén dolgozott, ami nem csak működik, hanem elfogadható megbízhatósággal és teljesítménnyel képes repülőgépek meghajtására.



1.1 FRANK WHITTLE ELSŐ SUGÁRHAJTÓMŰVE [5]

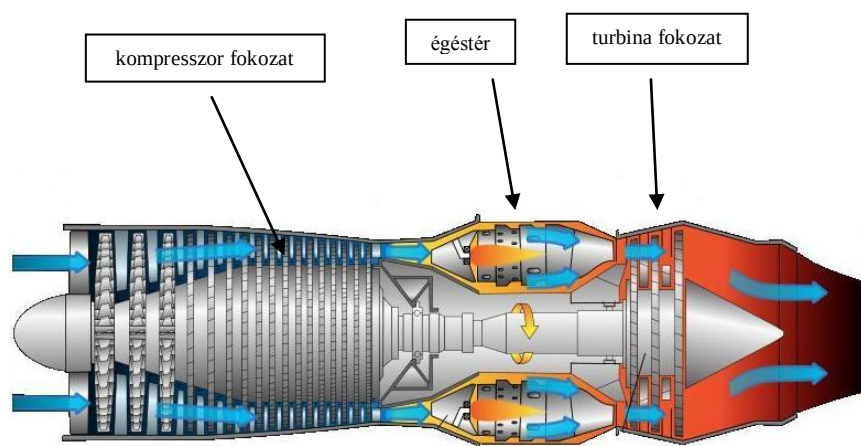
Mai szemmel nézve ismerve a korszerű gázturbinás sugárhajtóműveket Ohain hajtóműve rendkívül egyszerű berendezés volt. Ohain-nel egy időben, de tőle teljesen függetlenül egy angol mérnök, Frank Whittle is megépítette saját gázturbináját amivel Ohain-hez hasonló eredményeket ért el.

Működési elve

Mint minden hőerőgép úgy a gázturbina is a befecskendezett tüzelőanyag elégetése során felszabaduló hőenergiát hasznosítja. Szerkezeti felépítése és működése eltér a dugattyús motorokétól. Az égés folyamatos a tüzelőanyagot pedig csak az indítás idején kell begyűjtani, utána a leállításig folyamatos az égés. Fontos megjegyezni, hogy a láng stabilitása nagy jelentőségű, gyorsításkor illetve lassításkor nem szabad a lángnak kilépni az égéstérből, sem pedig kialudnia. Az első jelenség jelentősen károsíthatja a turbinát, míg az utóbbi azonnali leálláshoz vezet. A gázturbina nem tartalmaz alternáló mozgást végző alkatrészeket, ami jelentősen javítja a vibrációs tulajdonságokat és egy időben csökken a kopó alkatrészek száma. Alapvetően csak a csapágyak és a segédberendezések kopnak, a forgórész szabadon fut.

A gázturbina legfontosabb szerkezeti elemei:

- kompresszor,
- égéstér,
- turbina.



1.2 SUGÁRHAJTÓMŰ HOSSZMETSZETE [6]

A kompresszor beszívja a környezetből a levegőt és összesűríti, majd az összepréselt nagy nyomású és nagy hőmérsékletű levegő az égéstérbe jut. Az égéstérben megtörténik az üzemanyag beporlasztása és elégetése. Az égés állandó nyomáson zajlik. Az égés során megnövekedett energiatartalmú gáz a turbinán áthaladva szolgáltatja a kompresszor hajtásához szükséges tengelyteljesítményt. A turbinából kiáramló gázok ezt követően a szabadba távoznak.

2 A GÁZTURBINA FELÉPÍTÉSE, FŐBB RÉSZEINEK ISMERTETÉSE

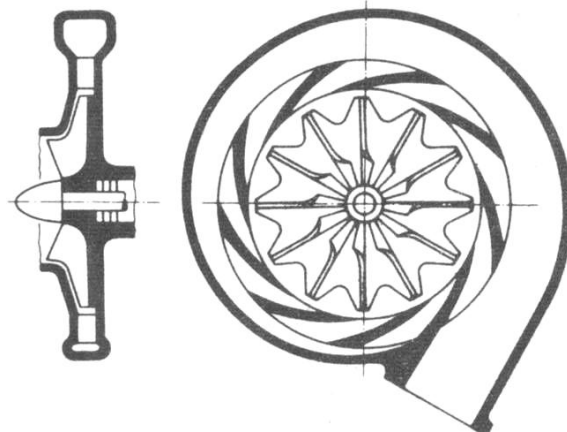
2.1 A KOMPRESSZOR

A kompresszor a levegő összesűrítését végző berendezés. Tervezés során figyelembe kell venni a kompresszor nyomásviszonyát, tömegáramát, hatásfokát. Elméletileg bármilyen típusú kompresszor használható a gyakorlatban azonban két típus terjedt el:

- a centrifugál (radiális)
- az axiális kompresszor,
- ezek kombinációi.

A radiális kompresszor

A radiális kompresszor a levegőt axiális irányból szívja be és radiális irányba nyomja ki.



2.1. ÁBRA RADIÁLIS KOMPRESSZOR [4]

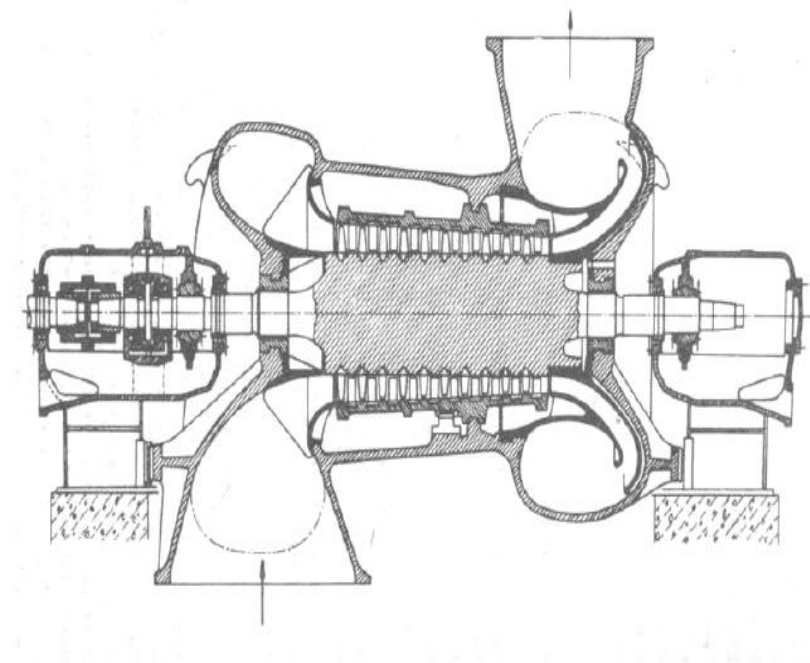
Előnyei:

- egyszerű kialakítás,
- egy fokozatban nagy nyomásviszony érhető el,
- olcsó előállítási költség,
- kis tömeg és méret

Hátrányai:

- nehézkes levegőelvezetés,
- nagy homlokfelület,
- kis tömegáram.

Az axiális kompresszor



2.2. ÁBRA STATIKUS AXIÁLIS KOMPRESSZOR [4]

Ez a típus axiális irányból szív és axiális irányba nyom, jellemzően több fokozatot építenek egymás mögé, repülőgépekben manapság ezeket alkalmazzák.

Előnyei:

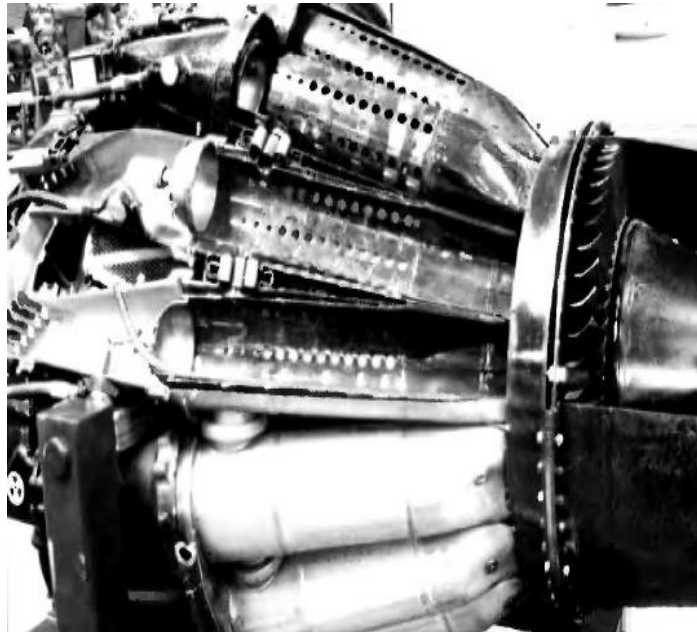
- kis homlokfelület,
- nagy tömegáram.

Hátrányai:

- bonyolult felépítés,
- drága előállítási költség,
- kis nyomásviszony.

2.2 AZ ÉGŐTÉR

Feladata a tüzelőanyag elégetése, a turbina előtti üzemi gázhő biztosítása szekunder levegő hozzákeverésével, valamint a homogén hőmérsékleti eloszlás létrehozása amennyire lehetséges. Felépítése egyszerű „lyukakkal teli dob”.



2.3. ÁBRA GÁZTURBINA ÉGŐTERE [3]

Lehetséges kialakításai a következők:

- csöves,
- gyűrűs,
- csöves-gyűrűs.

Normális üzemállapotban a láng nem ér az égőtér falához és a különböző hőmérsékletű gázok az állólapátózás előtt már teljesen összekeverednek. Anyaga lehetőleg olyan acélból készül, ami hosszú időn keresztül ellenáll a magas hőmérsékleteknek. A gázturbinák első generációja még kis gázhővel üzemelt, megközelítőleg 1000-1200 K hőmérséklet volt a turbina előtt, ma már azonban a kedvezőbb hatásfok elérése miatt nagy gázhőt biztosítanak. Ez csakis különleges anyagokkal és bonyolult hűtőfurat-rendszerrel biztosítható. Korszerű gépek esetén nem ritka az 1500-1800 K hőmérséklet a turbina előtt.

2.3 A TURBINA

A turbina olyan áramlástanai gép, ami áramló közeg energiáit alakítja forgó mozgássá. Felépítése lehet axiális vagy centripetális (radiális). Működése gyakorlatilag a kompresszoréval megegyező, de ellentétes. A turbinában a magas hőmérsékletű és nyomású égésgázok expandálnak. Az expanzió során az energia sebességgé alakul, ami a turbinán keresztülhaladva nyomatékot hoz létre a forgó turbinakeréken. Az így létrejövő teljesítmény hajtja a kompresszort, vagy szabadturbinát.



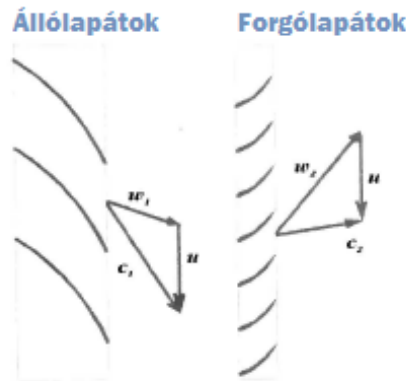
2.4. ÁBRATÖBBFOKOZATÚ AXIÁLIS TURBINA [7]



2.5. ÁBRA RADIÁLIS TURBINA JÁRÓKERÉK [8]

3 A GÁZTURBINA JELLEMZŐI

A turbina nyomatéka és teljesítménye



3.1 A TURBINA SEBESSÉGI VISZONYAI [3]

A nyomaték a kiáramló gázok irányeltérítéséből adódó impulzus nyomaték. A teljesítmény pedig az Euler-féle turbinaegyenlettel írható le:

$$c_{1u} \times u_1 - c_{2u} \times c_2 = P$$

ahol:

- u_1 :-a járókerék kerületi sebessége a belépőélen,
- u_2 :-a járókerék kerületi sebessége a kilépőéle
- c_{1u} :-az állórészből kilépő gáz sebességének kerületi összetevője
- c_{2u} :-a járókerékből kilépő gáz sebességének kerületi összetevője
- P :- teljesítmény (W/kg)

-vagy másképpen:

$$P = u \times \Delta w \quad \text{ha } u_1 = u_2 = u$$

ahol Δw az irányeltérítés

Mivel alapesetben a turbina csak a kompresszor számára szolgáltat nyomatékot ezért a gyorsító képességét csak a forgórész tömegtehetetlensége befolyásolja.

Alapvető hőtani folyamatok a gázturbinában

Ahhoz, hogy jellemezni tudjuk a berendezést ismernünk kell néhány alapösszefüggést, veszteségmentes hőtani folyamatokat, amik alapjaiban leírják a működést. Ezek minden számítás kiindulási alapjai.

A kompresszorban történő sűrítés adiabatikus folyamat melynek során a levegőnek nemcsak a nyomása, hanem a hőmérséklete is jelentősen növekszik. Ezt követően történik a tüzelőanyag betáplálása és elégetése az égőtérbe, ahol a kompresszorból kilépő, már forró levegő tovább melegszik állandó nyomáson, majd a működéshez szükséges hőmérsékletre hűtve belép a turbina állólapátoszába. Minél magasabb az üzemi nyomásviszony és a turbina előtti gázhőmérséklet, annál nagyobb termikus hatásfokkal üzemel a gázturbina. Az állórészben adiabatikus expanzió során a gáz nyomása és hőmérséklete csökken, sebessége viszont megnövekszik, ami a turbina hajtásához szükséges. A gáz ezután a járókeréken végighaladva újabb nyomásesést szenved, hőmérséklete tovább csökken és fűvócső vagy szabadturbina nélküli gépben környezeti nyomáson lép ki a szabadba.

A gázturbina tüzelőanyaga

A gázturbinák tüzelőanyag szempontjából tisztán a működési elvet figyelembe véve igénytelenek, mindenevők, mert a működés során csak a turbina előtti gázhőmérsékletet kell biztosítani. A felhasználás környezete azonban döntően befolyásolja a tüzelőanyag-választást. Mivel a gázturbina tüzelőanyag-fogyasztása magas, célszerű olyan anyagot választani, aminek magas a fűtőértéke és így kevesebbet kell belőle felhasználni. Repülőgépek esetén számos szempontot kell figyelembe venni, mint például: minimális víztartalom, alacsony dermedéspont, minimális koromképződés, alacsony kéntartalom, stb. Az alacsony kéntartalom azért fontos mert a repülőgép által kibocsájtott égéstermékben levő kén-dioxid savasesőt okoz. Légszennyezés szempontjából elmondható, hogy a gázturbina nagy légviszonnyal égeti el a tüzelőanyagot így NO_x kibocsájtása nagy, viszont a tökéletes égés miatt az egyéb szennyezőanyagok aránya alacsony.

Fajlagos tüzelőanyag fogyasztása megközelíti a dízelmotorét. A dízelmotor 50% körüli terhelés mellett éri el a tüzelőanyag-fogyasztása optimumát, addig a gázturbina fajlagos tüzelőanyag-fogyasztása a terhelés csökkenésével emelkedik. A modern gázturbinák fajlagos tüzelőanyag-fogyasztást tekintve felülmúlják a benzinmotorokat, de alulmaradnak a dízelmotorral szemben.

A gázturbina tömegének és teljesítményének aránya

A gépjármű gázturbinák tömeg/teljesítmény aránya 1.6-2.7 [kg/kW], a dízelmotoroké 5.4-6.8 kg/kW. Egyik előnye pont ez valamint a kis helyszükséglet, a nehéz kiegészítők, mint a nagy légszűrő, szívó-és kipufogócső azonban rontanak ezen az arányon.

4 KISMÉRETŰ SUGÁRHAJTÓMŰVEK TERVEZÉSE

4.1 KISMÉRETŰ SUGÁRHAJTÓMŰ TERVEZÉSI SZEMPONTJAI

A gázturbinák építést és tervezést 4 éve kezdtem el és azóta sok minden megváltozott, de az alapok és az elsődleges cél nem. Mivel a TDK dolgozat terjedelme nem teszi lehetővé a többéves tapasztalat hiánymentes megosztását, így csak a legfontosabb dolgokat említem meg. Az egyszerű felépítés ellenére az alkatrészek az esetek többségében bonyolult geometriai kialakítást követelnek, ami sajnos nem kivitelezhető a méretek miatt, ezért a tervezés során alapvetően kompromisszumokat kell kötnünk magunkban és fel kell készülni arra, hogy a gépünk hatásfoka igen alacsony lesz. A bevezetésből ismeretes, hogy az alkalmazható kompresszor típusa indifferens csupán megfelelő légtömegáramot és nyomást kell biztosítani. Kisméretű gépek esetén szinte kivétel nélkül radiális kompresszort alkalmaznak, (alkalmazok) mivel az ilyen típusú kompresszorkerekek hatásfoka ebben a mérettartományban felülmúlja az egyéb más típusokat. Kisméretű sugárhajtómű tervezése során csakis ez alkalmazható eredményesen egy fokozatban.

Komoly feladat az égéstér megfelelő kialakítása, mivel az égést tápláló primer levegő és a szekunderlevegő keveredésére csupán 35-70 mm-es szakasz áll rendelkezésre, (konstrukciótól függően) valamint megengedhetetlen az, hogy a turbina állólapátozásába lángok csapjanak akár néhány másodperces időtartamra is, mivel ez a járókerék maradandó károsodását okozhatja. Külön kihívás a csapágyak kenése, hűtése és az esetleges vibráció okozta igénybevételek elkerülése.

Mindezen feladatok végrehajtása mellett figyelembe kell még venni azt, hogy a gyártási folyamat ne igényeljen különleges szerszámgepeket és a ráfordított költség ne legyen magas. Sajnos az adott körülmények nem alkalmasak arra, hogy kiemelkedő minőségű alkatrészeket gyártsunk ezért inkább az alap hőtani összefüggéseket alkalmazva kell olyan terveket készíteni, amelyek alapján olyan sugárhajtómű készíthető, ami ennek ellenére működőképes lehet. Mivel az ekkora méretű gépek létrejöttében a tapasztalatok és a részegységek pontos mérései nagy szerepet játszottak ezért ezeket figyelembe kell venni. *Fontos szem előtt tartanunk, hogy nem csupán egy kicsinyítésről van szó, hanem szisztematikus kutatómunka eredményéről, amit több országban lelkes modellezők, mérnökök hajtottak végre.* Az ő eredményeik természetesen nem érhetőek el, szakmai titok övezi, csupán tervrajzokat lehet

venni, de nekem sikerült saját modellt és konstrukciót kidolgozni olyan alkatrészbontásban, hogy a gép modulárisan szerelhető legyen, így nyugodtan ki merem jelenteni, hogy bármilyen kompresszorhoz tudok működőképes sugárhajtóművet építeni!

Összefoglalva tehát a szempontokat:

- a tervezőnek és egyben az építőnek is olyan gépet kell terveznie, amit képes adott körülmények között kivitelezni
- ki kell választani az alkalmazandó kompresszor járókereket
- megfelelő csapágy beszerzése
- égőtér illesztése a nyomásviszonyhoz és a tömegáramhoz
- turbina geometriájának és anyagának megválasztása

4.2 A KOMPRESSZOR FOKOZAT TERVEZÉSI LÉPÉSEI

Ahogy az előzőekben említettem csak radiális kompresszort lehet egy fokozatban alkalmazni, ennek azonban két esete lehetséges, előbb viszont bevezetem a reakciófok fogalmát.[2]

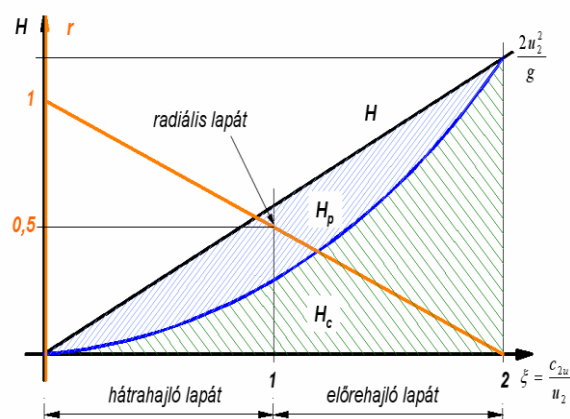
A kompresszor nem csak járókerékből áll, hanem a hozzá kapcsolódó diffúzorral egy fokozatot alkot. A diffúzorban lelassul a levegő és a nyomása tovább emelkedik, tehát a nyomásnövekedés a fokozat egészében történik, ennek megfelelően alakul a beszívott levegő entalpiája. Ezt fejezi ki a reakciófok, ami a következő módon számítható:

$$r = \frac{\Delta h_{forgórész}}{\Delta h_{fokozat}}$$

ahol:

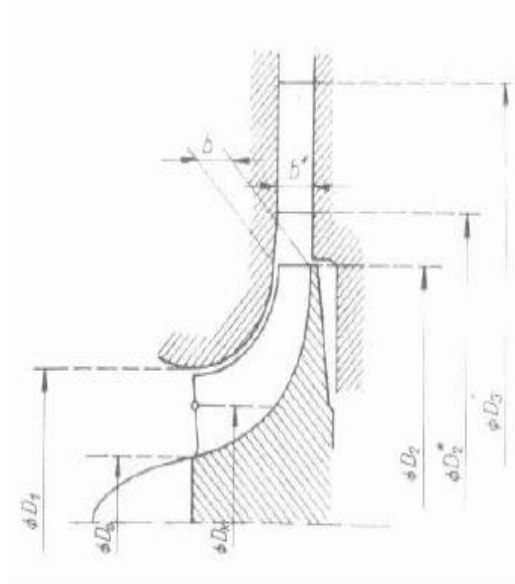
- r : -a reakciófok
- Δh : -az entalpiaváltozás

Látható, hogy a reakciófok egynél kisebb szám, de kifejezhető százalékosan is, pl.: $r=0.5$ vagy $r=50\%$. Definíció szerint a tisztán radiális lapátozás reakciófokát 0.5-nek vesszük. Hátrahajló lapátozás esetén a reakciófok növekszik, ellentétes esetben értelemszerűen csökken. 4.1 ábra.



4.1. ÁBRA REAKCIÓFOK ALAKULÁSA A HÁTRAHAJLÍTÁS FÜGGVÉNYÉBEN [4]

A sugárhajtómű tervezése a kompresszor kiválasztásával és tulajdonságainak vizsgálatával kezdődik. Elsődlegesen a létrehozható maximális nyomásviszonyt kell figyelembe venni, amit a járókerék a számunkra még elfogadható fordulatszámon képes megvalósítani. Ez főleg a kompresszor legnagyobb átmérőjétől függ. Mivel a nyomásviszony a kerületi sebességtől függ, ezért minél nagyobb a kompresszor átmérője, annál kisebb fordulatszám mellett képes nagy nyomásviszonyt előállítani. A kompresszor jellemző méreteit mutatja a (4.2. ábra). Figyelembe kell venni, hogy a járókerék hátlapja sík, vagy egyenfeszültségű a kialakítása. Utóbbi esetben a járókerék magasabb fordulatszámon üzemeltethető, ami a tömegáram és a nyomásviszony növekedését jelenti.



4.2. ÁBRA CENTRIFUGÁLIS KOMPRESSZOR JELLEMZŐ MÉRETEI [4]

A tervezést alapvetően kétféle képpen lehet elkezdeni. Az egyik, hogy a már meglévő kompresszorunkat a gyártó által végrehajtott mérések alapján vizsgáljuk meg, a másik, hogy mi magunk számolunk a geometriai méreteknak megfelelően, természetesen itt figyelembe kell venni néhány tapasztalati összefüggést és kerekítést. A vizsgálat során mindkét eljárást ismertetni fogom.

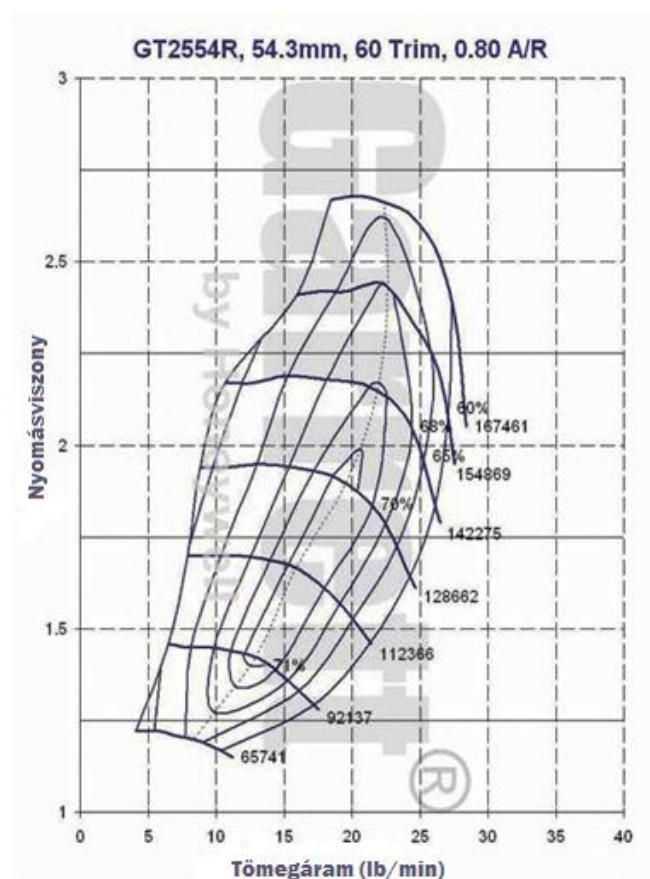
Elsőként nézzük meg az egyszerűbb lehetőséget, amikor is rendelkezésünkre áll a kompresszor gyártó által kimért karakterisztikája. Mivel a kompresszor egy turbófeltöltőből származik, a típusszám alapján ezeket a diagramokat meg lehet keresni a gyártó által közölt információk között. Fontos figyelembe venni, hogy ezt a mérést egy fix geometriájú levegőgyűjtő házzal szerelt kompresszor estében mérték, vagyis ez azt jelenti, hogy az ilyen kompresszorral szerelt turbó karakterisztikája látható a diagramon. Ez a tény részben megváltoztathatja a tervezés menetét, mivel a turbóra épített égéster esetén ezt kell figyelembe venni.

Itt jegyezném meg, hogy a turbóra épített égésterű gép nem sugárhajtómű, hanem stabil gázturbina, én soha nem építettem ilyen berendezést és nem is fogok, mivel az ilyen adott tulajdonságú gép átalakítása soha nem motivált, nem éreztem úgy, hogy különösebb tervezést igényelne, vagy tudományos értéket képviselne. Céлом mindig a repülőgép hajtására használható propulziós gép volt, aminek a tolóerő/tömeg aránya nagy.

Ilyen diagramot szemléltet a (4.3. ábra). Ezt a diagramot a Garrett cég készítette és egy 54 [mm]-es kompresszor karakterisztikáját mutatja. A „60 trim”jelölés a gyártó saját jellemzése, ami geometriai arányokat mutat meg, ami a következő összefüggéssel számolható:

$$trim = \frac{D_1^2}{D_2^2} \times 100$$

Az A/R jellemző a kompresszor levegőgyűjtő házának geometriáját adja meg, ez számunkra szükségtelen adat, mivel a levegőgyűjtő házat nem fogjuk felhasználni, viszont enélkül a grafikon csak kiindulási alapnak jó.

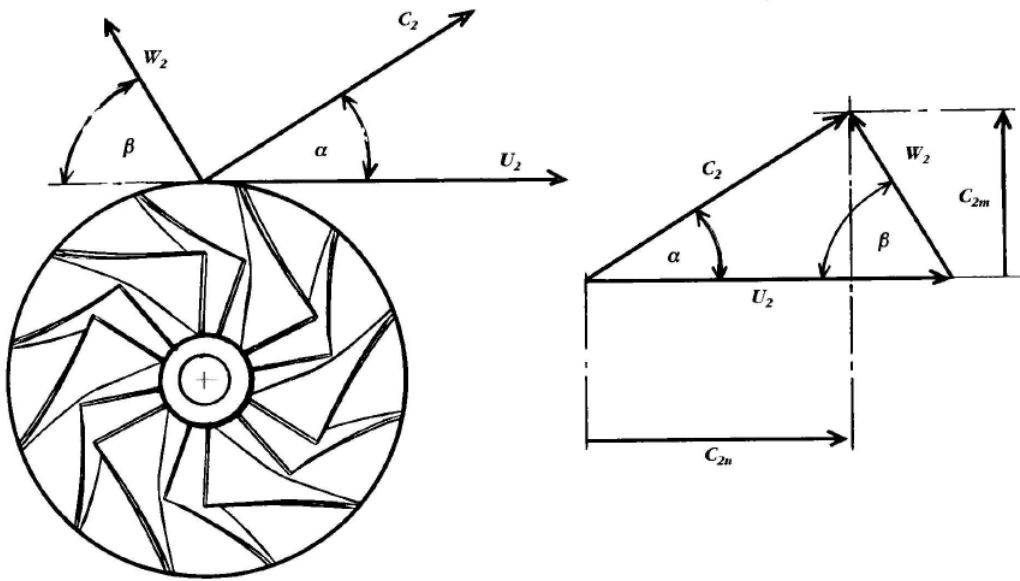


4.3. ÁBRA KOMPRESSZOR KAGYLÓDIAGRAMJA [9]

Más gyártók másképp is jellemezhetik a kompresszoraikat, a KKK cég például a trim helyett négyjegyű típusszámot használ, például: 2470, 2664, stb. Az első két szám a D_2 átmérőjének tízszeresét fejezi ki hüvelyekben, míg a másik kettő a $\frac{D_2}{D_1}$ arányát adja meg százalékosan.

Ilyen módszerű tervezés esetén a grafikon egy pontjára számítjuk a sugárhajtóművünket. Jelen esetben a vízszintes tengelyen a kompresszor tömegárama van ábrázolva font/perc-ben, Ezt át kell váltanunk SI mértékegységre a számolások miatt. ($1 \text{ (lb/min)} = 0.007575 \text{ (kg/s)}$). A függőleges tengelyen pedig a nyomásviszonyt láthatjuk. A grafikon bal szélső határoló vonala az úgynevezett pompázshatár. A pompázs olyan esetben történik a járókerékben, ha jelentős fojtást szenved, ilyenkor a levegőáram leválik a lapátózásról, ami durrogó hangként érzékelhető. Ez a jelenség a kompresszor károsodását okozhatja tehát mindenképpen kerülendő. A számokkal jelölt folytonos vonalak egy adott fordulatszámot mutatnak. Látható, hogy állandó fordulatszám mellett mind a nyomásviszony, mind a tömegáram változhat. A kagylószerű önmagukba visszatérő vonalak a hatásfokszigetek, amik megmutatják, hogy hogyan változik a hatásfok a nyomásviszonytól és a tömegáramtól függően. Szükségünk van még a reakciófok meghatározására, ez azonban az ábrából nem olvasható le, így meg kell

mérni a kompresszorkerék lapátjainak a hátrahajlítását. Az előbbieken említettem, hogy a reakciófok teljesen radiális esetben $r=0.5$, viszont kis hátrahajlítás esetén szintén ennyinek vehető az egyszerűség kedvéért, de érdekesebb pontosan kiszámolni, hogy jobb eredményt kapjunk. Léteznek előrehajlított lapátosú járókerekek is, de ezek nem használhatóak, így nem kerülnek említésre. A reakciófok egyébként a kompresszorból kilépő sebességi háromszögek alapján számolható. (4.4 ábra)



4.4. ÁBRA SEBESSÉGVISZONYOK A KOMPRESSZORBAN [3]

Ahol:

- u_2 :- a járókerék kerületi sebessége
- c_2 :- a kilépő közeg valós sebessége
- w_2 :- a kilépő közeg relatív sebessége
- α :- a kilépő közeg szöge
- β :- a hátrahajlítás szöge
- c_{2m} :- a közeg radiális sebessége
- c_{2u} :- a valós sebesség kerületi sebességre való vetülete

Mindezen adatokból a reakciófok a következőképpen számítható:

$$r = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}$$

Ezek ismeretében már minden adat a rendelkezésünkre áll, amelyek alapján elkezdhetjük a diffúzor méreteinek számítását.

A másik eljárás munkaigényes számolás és csak akkor érdemes használni, ha nem ismerjük a kompresszorkarakterisztikát. A fejlesztéseim során a későbbiekben kénytelen voltam ezt használni, mert a kompresszoraim ismeretlenek voltak és csak a geometriájukat tudtam megmérni. Ennek során feltételeznünk kell egy sebességi háromszög modellt. Radiális esetben az α szög az esetek többségében 13 és 17 [fok] között változik, hátrahajlított lapátozás esetén ez a szög nőni fog azonos tömegáramot feltételezve. A hátrahajlítás szögét tudjuk mérni. A számolást egy példán keresztül szemléltetem.

Legyen adott egy radiális kompresszor 27 fokos hátrahajlítottágú lapátokkal. A kiömlésnél 3 [mm]-es lapátmagassággal, legnagyobb átmérője pedig legyen 60 [mm]. Egyszerűsítés képpen vegyük a lapátvastagságot elhanyagolhatónak. Tételezzük fel, hogy radiális lapátozás esetén a kiáramló levegő α szöge 17 [fok], fordulatszáma pedig 100000 [1/min].

Ismerjük tehát a következő adatokat:

- $D_2=60$ [mm]
- fordulatszám=100000 [1/perc]
- $\alpha=17$ [fok]
- $b=3$ [mm]

Elsőként kiszámoljuk a kerületi sebességet, jelöljük u-val. Második lépésként számoljuk ki a reakciófokot és α tényleges értékét. A kerületi sebesség $u=314$ [m/s]. A kilépési szög alap trigonometrikus összefüggésekből és a szinusz tétel segítségével könnyedén számítható. Ekkor a radiális sebesség $v= \tan 17 \times 314$ [m/s] = 96 [m/s]. Az adatok szerkesztéssel meghatározhatóak, a levezetés mellőzése nélkül: $c_2=282$ [m/s] a szöge pedig $\alpha=19.92$ [fok]. A reakciófok $r=0.577$.

A továbbiakban feltételezzük, hogy c_2 sebességből nyomás lesz, ehhez szükséges a tapasztalati matematikai modellem, amiben feltételezem, hogy a veszteségek a sebesség növekedésével nem változnak, és a sebesség csökkenés lineárisan közelíthető egy arányszámmal. Kiinduló egyenletként írjuk fel:

$$\frac{c_2^2}{2} = \Delta h = c_p \times \Delta T$$

$$\Delta T = T_1 \times [\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1]$$

Ezek az egyenletek a kiindulási alapok ahol:

- c_p :- az állandó nyomáson vett fajhő levegőre vonatkoztatva
- T :- a hőmérséklet
- π :- a nyomásviszony
- κ :- az adiabatikus kitevő
- h :- a fajlagos entalpia

A tapasztalati matematikai modell alapján:

$$(c_2 \times (1 - 0,24) \times 0,94)^2 / 2c_p = T_1 \times [\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1]$$

Ez az összefüggés egy jó tervezési alap, ennél nem érdemes tovább lassítani a közeget.

Az egyenletben szereplő 0,24-es szorzó azt jelenti, hogy a levegő sebessége a diffúzorból kilépve 24%-ra csökken. A 0,94-es szorzó a diffúzor áramlási hatásfoka. Ez az összefüggés csak munkaponti módszer, de mérések alapján ezek az értékek nem változnak jelentősen.

Az egyenlet rendezésével megkapjuk a diffúzorban létrejövő nyomásnövekedést. Kis egyszerűsítésként vegyük a fajhőt állandónak a kompresszorfokozatban. Mivel a nyomásnövekedés arányos a hőmérsékletnövekedéssel:

$$r = \frac{\Delta h_{forgórész}}{\Delta h_{fokozat}} = \frac{\Delta T_{forgórész}}{\Delta T_{fokozat}}$$

és:

$$\pi = \pi_{forgórész} \times \pi_{állórész}$$

valamint:

$$\pi_{forgórész} = \pi^r \quad \text{és:} \quad \pi_{állórész} = \pi^{1-r}$$

A példánkban szereplő méretek alapján tehát a kompresszor nyomásviszonya a levezetés nélkül:

$$\pi=1.71$$

A továbbiakban határozzuk meg a tömegáramot. A tömegáram a kompresszorban nem változik és egyszerű képlettel leírható:

$$\dot{m}=A \times \varrho \times c_2 \text{ [kg/s]}$$

ahol:

- A - a kompresszor kilépő keresztmetszete
- c_2 - a kilépő közeg valós sebessége
- ϱ - a levegő sűrűsége

A sűrűség pedig:

$$\varrho = \frac{\pi \times p_0}{T R_s} \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

ahol:

- T - a kompresszor utáni hőmérséklet Kelvin fokban
- R_s - az univerzális gázállandó
- p_0 - a környezeti nyomás Pascal-ban
- π - a kompresszor utáni nyomásviszony (a forgórészben számolt nyomásviszony)

Ezekből az összefüggésekből már megkapjuk a kompresszorfokozatunk maximális nyomásviszonyát és a tömegáramát. A példában szereplő kompresszorfokozat számított adatai tehát a levezetések nélkül:

$$\dot{m}=0.0837 \text{ [kg/s]}$$

$$\pi=1.71$$

Ennek ismeretében már csak az ehhez szükséges teljesítményt kell megadnunk, ami a következő:

$$P= \dot{m} \times c_p \Delta T \times \frac{1}{\eta_{kompresszor}} \text{ [kW];}$$

Ezek az adatok, amelyek kiindulásként szolgálnak ahhoz, hogy elkezdhessük tervezni a sugárhajtóművünket. Természetesen ezek csak adatok, amelyek nem szemléltetik a kompresszor-karakterisztikát és mivel az alkalmazott matematikai modellben sok a kerekítés és az egyszerűsítés ezért kellőképpen pontosnak sem mondható, viszont a gyakorlatban bevált módszer és az elkészült sugárhajtóművet minden fordulatszámon jól modellezi.

4.3 A DIFFÚZOR ILLESZTÉSE A KOMPRESSZOR JÁRÓKERÉKHEZ

A kompresszor kiválasztása és szükség esetén modellezése után megfelelő diffúzort kell terveznünk. Mivel a sugárhajtóműnek kellően kisméretűnek kell lennie ezért a turbókompresszor levegőgyűjtő háza használhatatlan, tehát mindenképpen szükséges a diffúzor munkapontra történő tervezése.

Esetünkben kétféle diffúzort alkalmazhatunk, amelyek az egylépcsős illetve a kétlépcsős diffúzor. A két típus a kialakítást leszámítva nem különbözik egymástól, ezért a választás egyéni vagy a rendelkezésre álló hely alapján történik. Én kivétel nélkül egylépcsős diffúzort használok. Alapvető különbség, hogy az egylépcsős diffúzor a kompresszorból kiáramló levegőt egy osztatlan lapátkoszorúban lassítja le, ezért kevesebb ütközést szenved a levegő, viszont az irányeltérítés nagy. A kétlépcsős diffúzor egy radiális és egy axiális lapátozásból álló terelőlapát koszorú. Elmondható, hogy a levegő hatásosabban lassítható több fokozatban, viszont ebben az esetben több ütközéssel kell számolni. Léteznek lapát nélküli diffúzorok, de ezek használata nem terjedt el az ekkora sugárhajtóműveknél ezért erről a továbbiakban bővebben nem esik szó.

Mivel egylépcsős diffúzort szoktam használni ezért ezt a típust bővebben elemzem. Az előző fejezetben kiszámoltam a kompresszorból kilépő közeg irányát és sebességét. A diffúzor lapátjainak beállítási szöge ez a szög lesz, ehhez azonban hozzá kell még adnunk 1.5-2 fokot, hogy a lapátvastagságot, és a véges lapátszámból adódó torzulást kompenzáljuk. Nagyon fontos, hogy ez a szög nem térhet el jelentősen az így kapott szögeértéktől, mert ebben az esetben a hajtóművünk nem fog működni vagy hajlamos lesz a pompázs jelenségre. Áramlástanból ismeretes, hogy a diffúzor kúpszöge kritikus érték, mivel nagy szögek esetén leválik róla az áramlás. Természetesen a kompresszornál kiszámolt gázjellemzőket kell

figyelembe venni. A diffúzorból kilépő közeg nyomása csak akkor lesz a kiszámolt értékű, ha a kontinuitás tétele alapján meghatározott keresztmetszetű csatornát alakítunk ki!

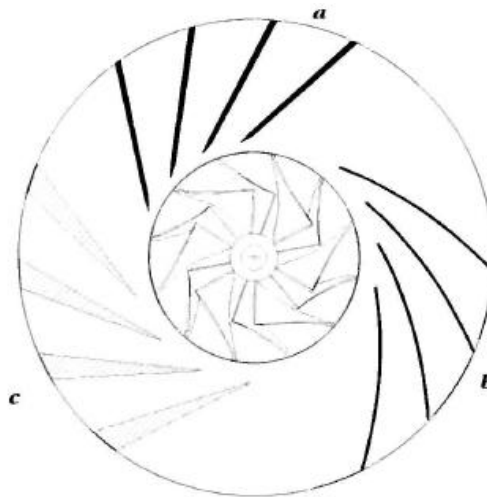
Radiális diffúzor esetében ez a szög a lapátok által egymással bezárt szög, ami 15-25 fok között kell, hogy legyen ellenkező esetben a kompresszor üzemviszonyai instabilak.[2] Nagy szögek esetén egyértelműen leválás történik, kis szögek esetén viszont hosszú csatornarendszert kell készíteni, ami elsődlegesen a fal súrlódásai miatt értelmetlen, mivel így kisebb nyomásviszony érhető el, másodsorban pedig nagy homlokfelületet eredményez, ami semmiképp sem kívánatos. Az ideális eset természetesen tökéletesen sima falú csatornarendszer, ahol a lapátvastagság elenyészően kicsi. Mivel ez kivitelezhetetlen ezért több megoldás is született. Általánosan a lapátszám a következő összefüggésből számolható:

$$z = \frac{360}{\varphi}$$

ahol:

- z - a szükséges lapátszám
- φ - a tervezett lapátok közötti szög (én 10-18 fokra szoktam hagyni)

Értelemszerűen z értékét egészre kell kerekíteni. Hogy kevesebb lapátot lehessen alkalmazni ezért szokás a diffúzor lapátok ívelt kialakítása, mivel így a csatorna bővülése a nagyobb szög ellenére kisebb mértékű lesz, vagy az ék alakú lapátok készítése, ami szintén ezt a célt szolgálja és további előnye, hogy a lapátokon keresztülvezethetőek a rögzítő csavarok. Ezeket a kialakításokat mutatja a 4.5. ábra.



4.5. ÁBRA DIFFÚZORLAPÁTOK LEHETSÉGES KIALAKÍTÁSAI [3]
A-EGYENES LAPÁTOK B-HAJLÍTOTT LAPÁTOK C-ÉK ALAKÚ LAPÁTOK

Azt, hogy a készítő melyik kialakítást alkalmazza azt a lehetőségei és a technológiai háttére fogják jelentősen befolyásolni. Lényeges, hogy a diffúzor geometriai viszonyai hogyan alakulnak. A lapátmagasságot a kompresszor lapátmagassága adja meg, míg átmérőviszonyát a következő összefüggéssel határozhatjuk meg:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.6$$

ahol:

- D_3 - a diffúzor legnagyobb átmérője
- D_2 - a diffúzor belső átmérője

Ez egy kiindulási alap, a nagyobb hátrahajlítással rendelkező kompresszorkerekek kisebb diffúzort igényelnek a nagy reakciófok miatt, míg a tisztán radiálisok a fent említett átmérőviszony körüli diffúzorral képesek jól működni. Megjegyzem, hogy a legújabb gépeken ez az érték 1,43 és tökéletesen működik. Természetesen a lapatozás nem kezdődik rögtön a kompresszorkerék után, mert az nagy veszteségekhez vezetne. A kompresszor után úgynevezett lapát nélküli diffúzort alkalmaznak, amiben a nagy kiáramlási sebességű levegő a növekvő átmérő miatt kis súrlódással lelassulhat, valamint egyenletesebbé válik a sebességeloszlás. A lapát nélküli diffúzor általában a járókerék átmérőjének 1.1-1.15- szerese.

4.4 AZ ÉGŐTÉR KIALAKÍTÁSÁNAK LEHETŐSÉGEI, HATÁSAI

Többen gondolhatják, hogy egy jól működő sugárhajtómű készítésének a titka a pontos kompresszorfokozat legyártása vagy egy jó hatásfokú turbinafokozat. Ez csak részben igaz, ugyanis ezek működhetnek jól akkor is, ha profilkialakításuk csapnivaló (vagy majd látni fogjuk a turbina járókerék esetében, gyakorlatilag nincs). Az egész sugárhajtómű „lelke” az égéstér. Ha ez az alkatrész nem tökéletes, akkor a sugárhajtóműben a láng kialudhat vagy eléghet az egész turbinafokozat. Mint azt az előző fejezetekből láthatjuk, az égőtér kis nyomásviszonyban dolgozik ezért hatásfoka meglehetősen alacsony, a gyakorlatban 94-95%-nak vehető. (meglepő módon a méréseim ennél jobb értéket mutatnak, de a fent említett számolással a becslés eredménye az lesz, hogy a turbinafokozat nagyobb nyomásviszonyt dolgoz fel, tehát a becslés jó eredményt ad és a mérések ellenére továbbra is ezt használom)

Ez nem tűnik alacsonynak, viszont nagy gépek esetén a veszteség csupán 1-2%. Az égőtér vesztesége csakis a nyomásviszony csökkenését vonhatja maga után. Megbízható működésű gép építése során ezeket figyelembe kell venni. Üzembiztos és hosszú élettartamú gép csak alacsony üzemi gázhőmérséklet mellett lehetséges, ami további hatásfok csökkenéssel jár és a teljes nyomásviszonyt a kompresszort hajtó turbinán kell feldolgozni. Technológiailag ez jól kivitelezhető, egyéb megoldás egy sor problémát vonz maga után. Mivel az égés és a keveredés csupán 35-70[mm]-es szakaszon megy végbe valamint a láng nem érhet a szekunder áramba ezért egy sor problémát kell megoldanunk. Közvetlen befecskendezés nem valósítható meg gazdaságosan, ugyanakkor tökéletes tüzelőanyag-levegő keveréket kell biztosítanunk a primeráramban. Az igényeinknek csak az úgynevezett párologtatósöves eljárás felel meg, ilyen megoldás látható a 4.6. ábrán.



4.6. ÁBRA PÁROLOGTATÓ CSÖVES TÜZELŐANYAG RENDSZER [3]

Az eljárás lényege, hogy a befecskendezett tüzelőanyag egy csőrendszeren végigvezetve elpárolog és a csőből már tüzelőanyag-gőz lép ki. Természetesen a párologtató csöveket úgy

kell az égéstérben elhelyezni, hogy azok kellő hőmérsékletűek tudjanak maradni üzem közben, de ne is égjenek el. Nagy előnye a rendszernek, hogy nem szükséges a tüzelőanyag nagynyomású befecskendezése mégis megfelelő cseppekre bontható, ami gátolja a koromképződést, csökkenti a fogyasztást és technikailag jelentősen egyszerűsíti a berendezést, nincs szükség bonyolult segédberendezésekre.

A továbbiakban megmutatom hogyan alkalmazható mindez kisméretű sugárhajtóműben.

Természetesen az égésteret indításkor elő kell melegíteni ahhoz, hogy a befecskendezett tüzelőanyag el tudjon párologni. Az előmelegítés propángáz segítségével történik, ami egy külön csővezeték- rendszert igényel. Mindez nem bonyolítja a már meglévő rendszert. Egy jól működő égéstér elkészítéséhez nélkülözhetetlen az úgynevezett cirkulációs zónák kialakítása. Ezeknek a zónáknak a feladata, hogy a primerlevegő és a szekunderlevegő is örvénylő mozgást végezzen, mert így jelentősen csökkenthető az égéstér hossza és a keveredés is könnyebben végbemegy. A párologtatócsövek számának a kiválasztása egyénileg történik, szokás szerint 6-9-12 darab, de valójában több dolog is befolyásolja. Leginkább az előállítani kívánt gázhőmérséklet és az égőtér hossza. Nagyobb gázhőmérséklet esetén többet célszerű beépíteni és rövidebb égőtér esetén is így kell gondolkodni. Elmondható továbbá, hogy a gázok homogén hőmérsékleti eloszlása javítható több, de vékonyabb párologtatócsővel. Ilyen égőtér látható a 4.7-es ábrán.



4.7. ÁBRA AZ ELSŐ HAJTÓMŰVEM ÉGÉSTERE

Ideális kialakítás esetén a csövek nem melegszenek túl, viszont a végük folyamatos izzásban van. Ez legkönnyebben úgy érhető el, ha a befecskendezés az égőtér hátsó faláról történik, vagyis innen indulnak a csövek és a végük a homlokfalhoz közel helyezkednek el. Másik

lehetőségként alkalmazható a hajlított csőrendszerű kialakítás, amikor a csövek a homlokfalból indulnak és visszakanyarodnak, ez azonban egy nagy hátránnyal jár. A párologtató csövünk csak a primer zónában fog elhelyezkedni így a hőmérséklete a teljes hosszán magas. Gyengébb anyagminőség esetén ez a cső gyors eléégéséhez vezet. Mivel ez kerülendő, így célszerű az előző megoldást választani. Ilyenkor kisebb a kigyulladás veszélye, mert csak a cső vége ég el és hiba esetén az tüzelőanyag a szekunderáramban elpárolog. Figyelembe kell venni azt is, hogy a tüzelőanyag-rendszer kibírja a magas hőmérsékletet és a kőolajszármazékokkal szemben ellenálló legyen. A kis méretek miatt nem jellemző a gyújtógyertya használata, helyette inkább átalakított izzítógyertyát alkalmaznak. Ezek a gyertyák a modellezésben széleskörűen használt eszközök. Indítás során a gyertya begyűjtja az előmelegítéshez szükséges propángázt, majd megfelelő hőmérséklet elérése után megkezdődik a valódi tüzelőanyag betáplálás. Ekkor már nem szükséges sem az izzítás sem a gáz bepumpálása. Amennyiben nem kerül beépítésre semmilyen gyújtóforrás, úgy lehetséges a turbinán keresztül történő közvetlen begyűjtás, amihez nyílt lángot kell alkalmazni. Ez a módszer kellő képpen nehézkes és tűzveszélyes, így semmikor sem javasolt.

Eddig nem említettem, de az üzemanyagellátás egy külön motorral hajtott fogaskerekes szivattyúval van megoldva, de nem azért mert nagy nyomás kell az üzemanyag befecskendezéséhez, hanem azért, mert a fogaskerekes szivattyú térfogat kiszorítású gép és könnyen felszívja a tartályból az üzemanyagot.

4.5 A TURBINAFOKOZAT TERVEZÉSE

Ez az az alkatrész, amit mi magunk döntünk el, hogy milyen típusút használunk illetve, hogy magunk készítjük vagy sem. Alapvető ötletként felmerülhet a turbófeltöltő turbinájának használata, ami rendkívül jó gondolat, viszont figyelembe kell vennünk, hogy egy autóban a turbóra jutó nyomásviszony jóval nagyobb illetve, hogy a kipufogógáz is melegebb, tehát sokkal több entalpiát dolgoz fel a turbinakerék. Ez nem jelenti azt, hogy a turbófeltöltő teljes forgórészét ne lehetne felhasználni viszont jó eséllyel nem fog működni a sugárhajtóművünk vagy épp a magas gáz hő miatt izzásba jöhet és el is éghet. Szerencsére ez típustól függő így lehet találni olyan turbófeltöltőt, amiben a komplett forgórész használható viszont ez ritka így az esetek többségében nem kivitelezhető. Ez persze nem jelenti azt, hogy nem lehet ezeket a turbinákat használni csak éppen párosítani kell őket. Más szóval több turbófeltöltőt is szét kell

szednünk és meg kell mérnünk ahhoz, hogy biztosra mehessünk. Ez rendkívül fáradtságos és költséges folyamat. Amennyiben rendelkezésünkre áll olyan turbinakerék, aminek méretei alkalmassá teszik a felhasználásra, úgy alkalmazhatjuk, de több szempontot figyelembe kell venni.

Előnyök:

- a turbinakerék már kész van
- nagyszilárdságú és hőálló inconel öntvényből készül
- tömegkiegyensúlyozása rendkívül jó

A hátrányok ismertetése kissé bonyolultabb. Mivel a sugárhajtóművünket mi méreteztük ezért a tengely méretei nem esnek egybe a turbókompresszoréval. Tehát a turbókompresszor tengelyét a járókerékig le kell esztergálni és illeszteni egy általunk méretezett tengelyre. Ez az eljárás rendkívül elgyengítené a forgórészt ezért nem célszerű. Másik alternatíva a tengelycsonk oly módon történő kialakítása, hogy az menettel csatlakozzon az általunk legyártott másik tengelyvéghez. Kivitelezés szempontjából ez a legcélszerűbb, viszont nagyon pontos munkát igényel, ezért gyengébb felszereltségű műhellyel rendelkezők körében nem terjedt el. További hátrány a nehézkes gáz hozzávezetés illetve a nagy tömeg. A nagyobb tömegű turbináknak nagyobb a tehetetlensége és így több idő szükséges a felpörgetésükhöz.

A másikfajta turbina az axiális turbina, ami már jóval könnyebb, egyszerű legyártani és egyszerű a kiválasztott kompresszorunkhoz illeszteni. A gázok turbinába vezetése kevésbé nehézkes, nincs szükség bonyolult állórészre. Továbbá úgy lehet kialakítani, hogy a leginkább megfeleljen az általunk kiválasztott célra, ezért inkább ezek a típusok kerültek előtérbe. Ilyen turbinakialakítást mutat a 4.8-as ábra. Manapság ezeknek az otthoni legyártása sem szükséges mivel több cég is gyárt hasonló turbinakerekeket. Ezek inconel 713 c jelzésű nickel ötvözetből készülnek viaszveszejtési öntési eljárással. Az így készült turbinakerekek könnyedén elviselik az üzemi körülményeket. Karbantartást nem igényelnek és garantáltan nem nyúlnak meg magas fordulatszám esetén sem. Beszerzésükkel a gyártáshoz szükséges idő jelentősen csökken a költségek viszont nőnek. Mivel a turbinakerékhez állórészt is lehet kapni, így a bonyolult alkatrészek elkészítése nem szükséges. Mindezek ismeretében kijelenthető, hogy a tengely kivételével a komplett forgó előre gyártott, ami nagy könnyítés az építő számára. Természetesen komplett sugárhajtóművet is lehet készen kapni.



4.8.ÁBRA AXIÁLIS TURBINA KISMÉRETŰ SUGÁRHAJTÓMŰ RÉSZÉRE (ÖNTVÉNY) [10]

4.6 ENERGIAÁTALAKULÁS A TURBINÁBAN

Az előző fejezet a turbinakerék kiválasztásával foglalkozott, a továbbiakban nézzük meg az energiaviszonyokat a turbinafokozatban.

Alapvetően elmondható, hogy a turbina a kompresszorhoz hasonlóan működik csak ellentétes a működése. A turbinában végbemenő folyamatok tehát fordítva történnek, mint a kompresszorban. A betüzelés hatására megnövekedett energiájú gázok a turbinán áthaladva a kompresszor hajtásához szükséges tengelyteljesítményt fogják biztosítani. Kisméretű sugárhajtóművek esetén a teljes energia a kompresszor hajtására fordítódik. A tüzelőanyag betáplálása és elégetése után a gáz összentalpiája a következő:

$$h = c_p \times T_{3\times} \left[1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]$$

ahol:

$-T_3$ -a turbina előtti gázhőmérséklet Kelvin fokban

Mivel az entalpia sebességgé alakul ezért elmondható, hogy:

$$\Delta h = \frac{c^2}{2} = c_p \times T_{3\times} \left[1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]$$

Mindez veszteségmentes esetre érvényes, a valóságban az entalpia közel 95 %-a alakul sebességgé illetve az égőtér fejezetében tárgyaltak alapján az égőtér hatásfoka miatt a maximális nyomásviszony 95%-a a hasznos nyomásviszony.

Természetesen turbina esetében is beszélnünk kell a reakciófokról. 0 %-os reakciófok esetén a teljes entalpia az állórészben alakul át, ez jó kialakítás, de kisméretű sugárhajtóművek esetén célszerű az 50%-os reakciófok, mivel így az állólapátozás és a turbina járókerék hasonló geometriával és beállítási szöggel készülhet. Ebben az esetben az összentalpia fele alakul át az állórészben illetve a forgórészben is. Az energiaátalakulás független a turbina típusától.

A turbina teljesítménye a már ismert összefüggésből számítható:

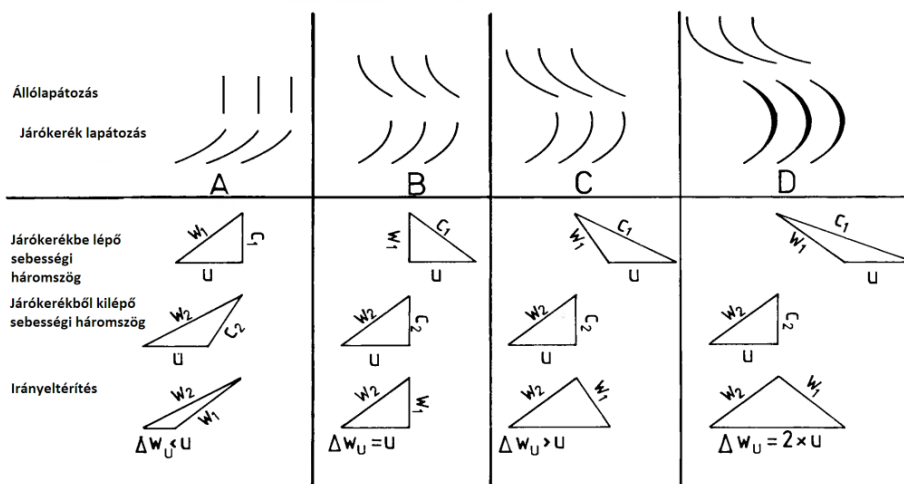
$$c_{1u} \times u_1 - c_{2u} \times c_2 = P$$

Különböző reakciófokú turbinafokozatokat láthatunk a 4.9-es ábrán. Itt jegyezném meg, hogy a turbina áteresztőképességét a kompresszor tömegárama meghatározza, ez a tervezés és az illesztés alapja, a beállítási szög már a tervezőn múlik, mivel ő határozza meg a turbina átmérőjét. A beállítási szöget úgy célszerű választani, hogy a fokozatból kilépő gázok iránya axiális legyen. A turbina áteresztő keresztmetszete a következőképpen számolható:

$$A = (D^2 - d^2) \times \pi \times \sin \alpha \times \tau / 4$$

ahol:

- D - a turbina legnagyobb átmérője
- d - a turbina legkisebb átmérője
- α - a turbinalapátok beállítási szöge
- τ - korrekciós tényező a lapátvastagság miatt, értéke 0.9-0.95 között változik a lapátok száma miatt



4.9.ÁBRA KÜLÖNBÖZŐ REAKCIÓFOKÚ TURBINAKIALAKÍTÁSOK. A REAKCIÓFOK JOBBRÓL BALRA NÖVEKSZIK [3]

4.7 A FÚVÓCSŐ ÉS ANNAK HATÁSA A TOLÓERŐRE

Ilyen kisméretű gépek esetében a fúvócsőre jutó entalpia általában 0, tehát a fúvócső nem szűkíthető, csupán áramvonalazó szerepe van. Abban az esetben, ha jut némi nyomásviszony a fúvócsőre úgy gyorsítani fogja a kiáramló gázokat, tehát növeli a tolóerőt. Természetesen a kiáramló sebesség minden keresztmetszetben hangsebesség alatti.

A tolóerő szimplán a tömegáram és a kiáramló gáz sebességének szorzata

$$F = \dot{m} \times c_{eff}$$

Amennyiben a fúvócsőre is jut entalpia úgy a kilépő sebesség:

$$\sqrt{2\left(\frac{c^2}{2} + \Delta h\right)} = c_{eff}$$

ahol c a turbina utáni axiális sebesség



4.10 GÁZTURBINA FÚVÓCSÖVÉNEK LEHETSÉGES KIALAKÍTÁSA

5 SUGÁRHAJTÓMŰ FEJLESZTÉSÉBEN SZERZETT TAPASZTALATOK

Modellező pályafutásom 2008-ban indult, de csak 2010-ben kezdtem érdemben foglalkozni kisméretű sugárhajtóművek építésével. Az első gépem nem saját konstrukció volt, viszont ezt megépítve tudtam olyan méréseket végezni, amik segítettek abban, hogy saját egyedi hajtóműveket tudjak tervezni és építeni. Erre azért volt szükség, mert a tervezéshez szükséges tapasztalatokat nem hozzák nyilvánosságra és ez a tény arra kényszeríti az embert, hogy tervrajzokat vásároljon és csak bizonyos típusokat tudjon megépíteni. Ez ösztönzött arra, hogy kutatásba és fejlesztésbe kezdjek, mert nem akartam senkire és semmire rákényszerülni, hanem a saját utamat járva tetszőleges gépeket tudjak építeni. Ez a törekvésem 3 évnyi munka után azt eredményezte, hogy a célkitűzésem sikerült és bizonyos mértékben meg is haladtam azt.

A következő fejezetben azt a fejlődési folyamatot mutatom be, amin keresztülmentem, azokon a hajtóműveken keresztül amiket azóta csináltam. Szeretném leszögezni, hogy a fejlesztéseim célja egyéni örömszerzés volt és nem állt szándékomban TDK dolgozatban leírni a munkámat ezért néhány fotótól eltekintve nem dokumentáltam a folyamatokat.

5.1 ELŐZMÉNYEK

Fontosnak tartom röviden leírni, hogy honnan indultam és hogy jelenleg hol tartok. **Megjegyzem, hogy soha semilyen anyagi támogatást nem kértem és nem kaptam senkitől, mindig is saját erőből dolgoztam, mindent saját kezűleg készítettem, ami lassú fejlődést eredményezett, de a végeredmény tagadhatatlan.**

2003-ban kezdtem el foglalkozni hajtóművekkel, de mai szemmel nézve ezek a kísérletek komolytalanok voltak, kezdetleges anyagokból, kézi szerszámokkal dolgoztam a koromnak megfelelő színvonalon, amiért mindenki megmosolygott.

2007-ben kisebb beruházást követően tanultam meg hegeszteni és kisgépekkel dolgozni, aminek köszönhetően már ránézésre is az eredetihez hasonló gépeket készítettem még mindig talált anyagokból.

2009-ben lehetőségem nyílt megtanulni esztergálni, ami hatalmas minőségi ugrást jelentett a konstrukcióimban, de sajnos a hőerőgépek működését leíró egyenleteket még nem értettem. Ez az időszak sok égési sérülést okozott nekem.

2011 volt az áttörés, amikor az ide vonatkozó irodalmat már értettem és olyan minőségben tudtam dolgozni, hogy az évekkel azelőtt megálmodott ambícióm valósággá vált és megépítettem tervrajzok segítségével az első működő gépemet ami nagy elégedettséggel töltött el és úgy éreztem, hogy elértem a célt. Később már ezt másképpen láttam, ezért írom ezt a dolgozatot.

A közelmúlt időszakát részletesebben mutatom be néhány képpel illusztrálva.

5.2 A FEJLESZTŐMUNKA MÉRFÖLDKÖVEI



5.1. ÁBRA A FEJLŐDÉSI ÁLLOMÁSOK BALRÓL JOBBRA

2010-ben több külföldi és hazai irodalmat elolvasva belefogtam egy komoly gép építésébe. Ez a gép egy német szakirodalomból átvett tervrajz alapján készült. Mivel behatárolt az elérhető technológia és saját tapasztalataim, lehetőségeim, így az eredeti tervet át kellett dolgoznom és néhol méreteznem, más alkatrészbontást terveznem, hogy le tudjam gyártani, ugyanis az első gépem hulladékanyagokból lett elkészítve.

A beindítás 2011-ben történt, ami nagy meglepetésemre sikeres volt.

Ez a hajtómű egyfokozatú kopresszor- és turbinafokozattal rendelkező gyűrűs egyenáramú égőtérrel, saját készítésű turbinafokozattal. Az alkalmazott kompresszor egy kkk k26-os turbó járókereke volt saját készítésű diffúzorral. A diffúzorlapátokat egyenként ragasztottam a helyükre. Ez egy olcsó és egyszerű megoldás, de nem a legjobb. A turbina kialakítása kézzel történt, ami fáradtságos munka és pontatlan, a kiegyensúlyozás és felszabályozás után viszont jó eredményt lehet vele elérni. Az elkészült alkatrészeket az 5.2.-es ábra mutatja.



5.2. ÁBRA AZ ELSŐ GÉPEM ALAKTRÉSZE

5.3 AZ ELSŐ SAJÁT KONSTRUKCIÓ

Visszatekintve saját tevékenységemre egy nagy áttörést tartok számon, ez 2012 május 22, amikor beindult az első olyan sugárhajtóművem, amit az utolsó csavarig saját magam terveztem.

Ez jelentős eseménynek számított, mert bebizonyosodott:

- hogy a matematikai és hőtani megközelítésem pontatlan, de nagyon jó gyakorlati eredményt lehet vele elérni
- az alkatrészbontásom ésszerű és könnyen szerelhető a berendezés
- olyan tudásra tettem szert, aminél fogva tetszőleges sugárhajtóművet tudok építeni a semmiből egyszerű szerszámok segítségével

Mikorra ez a gép elkészült, a számolásaimat és az iterációkat kénytelen voltam gépesíteni, mert több oldalas számolások után hibákat követtem el, ami az iterációnál sokszor félre vezetett.

A leprogramozott számolás tapasztalati képleteket és egyszerű hőtani összefüggéseket tartalmaz.

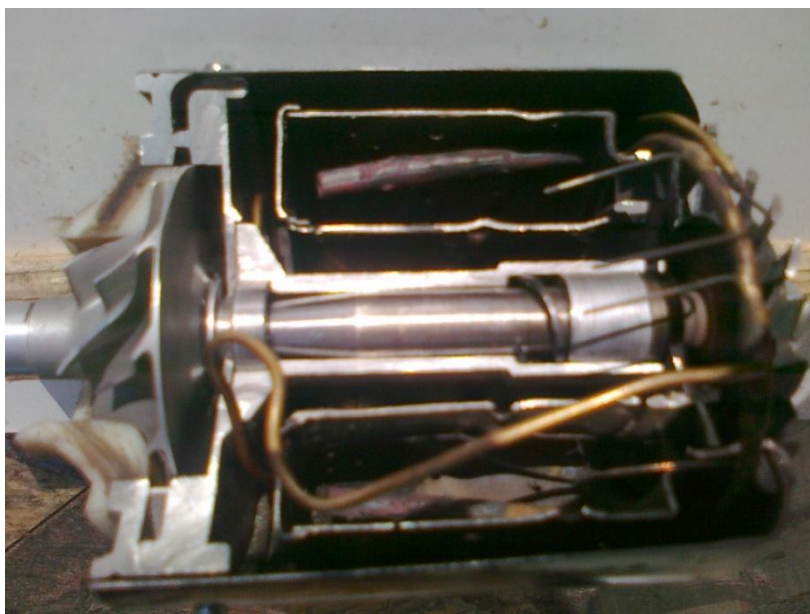
A 2. gépem esetében több technikai újítást alkalmaztam az előző hibáiból kiindulva.(mindig is ez volt a tevékenységem mozgatórugója), hogy jobb hatásfokot és alacsonyabb fogyasztást érjek el. Jobb hatásfok alatt a nagyobb propulziós hatásfokot értem.

A 2. gép kisebb lett az előzőnél, tömege 951 gramm volt, egy darabból készült diffúzorral lett szerelve és a turbina állórész gyűrűi is egy darabból lettek forgácsolva. Sajnos a kis tömegáram és kis fordulatszám miatt a tolóereje maximálisan 20 N volt. Ez tolóerő/tömeg arányban nem különbözött az előzőtől.



5.3. ÁBRA KÉZZEL ÉS EGY DARABBÓL KÉSZÜLT DIFFÚZOR

Sajnos ez a gépem egy indítás során hősokkot szenvedett és eldeformálódott ezért átalakítottam szemléltető metszetté, ami később hasznosnak bizonyult. Ezt a metszetet mutatja az 5.4-es ábra.



5.4.ÁBRA A 2. GÉPEM METSZETE

5.4 ÚJ IRÁNYELVEK A TELJESÍTMÉNY NÖVELES ÉS A TÖMEGCSÖKKENTÉS TERÜLETÉN

Tanulva az előző két sugárhajtóművem gyengeségeiből újabb célokat tűztem ki. Az előző két gépemről elmondhatom, hogy mindkettő megbízható, kiszámíthatóan üzemeltethető, viszonylag könnyen gyártható és kis tolóerejű volt.

Olyan ellentmondásos igény fogalmazódott meg bennem, hogy az új gépnek nem szabad az előző “betegségekkel” rendelkeznie, kisebbnek, könnyebbnek, nagyobb teljesítményűnek és olcsóbbnak kell lennie. A modellezésben van egy mondás: olcsó, könnyű, erős; kettőt választhatsz...

Ezzel a dilemmával én is szembe kerültem, a könnyűt és az erőt választottam, az olcsóra pedig kidolgoztam egy alternatívát, a radiális turbinát.

A radiális turbina alkalmazásának lehetősége mindig is adott volt, de használatát a kezdetektől fogva elvetettem, mert egy sor nehézséget vonz magával, úgy mint:

- üreges tengely pontos gyártása
- gázok oldat történő bevezetése
- meglévő turbina tengely újraköszörülése
- egy hajtóműben eredményesen két turbót kell házasítani
- nagyobb tömeg

Az előnyei viszont nagyon meggyőzőek, hőálló nikkel ötvözet, nagy feszültségtűrés, nagy fordulatszám, stb. Végülis belevágtam és így született meg a harmadik gépem 2012 decemberében. 5.5. ábra



5.5. ÁBRA A 3. GÉPEM AZ EDDIGI LEGKISEBB KONSTRUKCIÓ

Itt több nehézséget kellett megoldanom, célnak azt tűztem ki, hogy az alkatrészeknek be kell férniük egy szabványos méretű gázpatronba. Ez meglehetősen nehézkesé tette a kivitelezést, végül sikerült és a sugárhajtómű tömege 760 gramm, teljes hossza 142 mm lett. A kompresszor egy GARRETT T2- ből származik, a turbina pedig egy MITSUBISCHI TD04-ből.

Ez a legkisebb gépem és ez is marad, többet ilyen nem csinálok. Minél kisebb az égőtér annál nehezebb homogén hőeloszlást biztosítani a turbina előtt, illetve a gyártási pontatlanságok sokkal inkább előjönnek, pl.: 7 mm furatú csőtengely H5-ös illesztéssel való megmunkálása.

A nagy fordulatszám eléréséhez különleges drága csapágyakat kell használni, de ezt még nem sikerült beszereznem, ami nagyban behatárol, mert a gépeimet csak alapjáráshoz közel tudom járatni. Felmerül a jogos kérdés, hogy miért nem használok a turbókhoz hasonló siklócsapágyat. A válasz az, hogy ebben az esetben csak nagy ármérőjű öntöttvas csapágyházat lehet használni külön olajtartállyal és szivattyúval, valamint nem lenne célszerű gyűrűs égőtérrel használni. Mindennek az eredménye egy nagy, nehéz, bonyolultabban üzemeltethető gép lenne, ami kizárja a repülőgépben való használat lehetőségét.

A harmadik hajtóművem a kialakítása ellenére meglepően jól üzemel, ezt biztosan repülőbe fogom rakni, de tüzelőanyagnak csakis kerozint lehet használni, mert a párologtatócsövek nagyon rövidek. Az égőtér arányait mutatja az 5.6-os ábra, bal oldalon az 1. gépem égőtere látható.



5.6. ÁBRA JOBB OLDALON A 3. GÉPEM ÉGŐTERE

5.5 A LEGÚJABB FEJLESZTÉSEK BEMUTATÁSA

A legújabb gépem 2014 márciusában készült el és itt már figyelembe vettem az eddigi tapasztalataimat. Az építés célja egy olyan sugárhajtómű létrehozása, ami képes folyamatos 60N tolóerő kifejtésére, élettartama hosszabb, üzemanyagként olajjal kevert gázolajat használ és természetesen könnyű.



5.7. ÁBRA A LEGÚJABB GÉPEM ALKATRÉSZEI

A gép tömege 840 gramm és felépítését tekintve az előzőhöz hasonlít. Hosszabb égőtere van, nagyobb átmérőjű GARRETT T3 kompresszort kombináltam GARRETT GT18-as turbinával. Mindössze 6 párologtató csövet szereltem be az egyszerű kialakítás miatt. Fontos szempont volt a lehető legkevesebb alkatrészből történő felépítés, mivel így csökken az elkészítés költsége és ideje is. Ennek a sugárhajtóműnek az elkészítése egy hét alatt végrehajtható, természetesen kellő tapasztalat esetén. Az így elkészített gép ára viszonylag alacsony csapágy nélkül. A csapágyat azért szoktam külön számolni, mert annak az ára magas, viszont hagyományos csapággal szerelve is be lehet indítani, természetesen visszafogott fordulatszámon. Az eredmény egy nagy kiáramló gázsebességű kis tömegáramú hajtómű, ami jobban, és gazdaságosabban használható. A számított tolóerő maximális értéke 65N, ami azt jelenti, hogy a tolóerő/tömeg aránya 7,5 körüli lesz. Ez az érték a kezdeti 2,25-höz képest nagyon jó. Természetesen a fajlagos fogyasztás is kisebb, megközelítőleg a kezdeti érték 70 %-a.

Ez a konstrukció egy sor újabb nehézséget hozott magával. A megnövekedett támaszköz miatt vastagabb tengelyt kell alkalmaznom, de a csapágy átmérője behatárol így az olajzás és a csapágyhűtés nehezebb. A rövid párologtatócsövek miatt a gázolaj csak részben használható üzemanyagként, ami nem baj, de a tervezésnek nem ez volt acélja. A problémákat meg fogom oldani. A megoldási lehetőségek közé tartozik a meglévő párologtatócsövek hosszának növelése, illetve számuk megkétszerezése. Ebben az esetben több ideje van az üzemanyagnak a párolgásra. A csövek hosszának növelése mellett döntöttem, az eredmény olyan égőtér lett, amiben gond nélkül el tud égni a gázolaj.

Külön megemlíteném az égőtér tervezésének problémáját, ami erre és az összes eddigi gépre vonatkozik. Az égőtereket mindig egy adott légviszonnyal tervezem, ami adott gázhőmérsékletet tud eredményesen előállítani. Ettől eltérő esetben a működése megfelelő, de történhetnek problémák. A gázhőmérséklet nagysága kádgörbével írható le a nyomásviszony függvényében. Ennek a görbének ideális esetben a munkapont körül van minimuma és csak kis görbeséget mutat. A valóság ettől eltérhet és sokszor a tervezett gázhőnél magasabb üzemi gázhőt produkál a gépem. Ez adódhat az égőtér sajátosságából, a turbinafokozat a tervezettől való eltérő geometriájától. Pl.: adott egy tervezett tömegáram és hozzá tervezett égőtér; a turbina fokozat pedig nagyobb keresztmetszettel rendelkezik -ez nem feltétlen gyártási hiba, hanem áramlási hiba ugyanis a gáz arra próbál menni amerre a legkönnyebb és ez nem mindig egyezik meg a ráerőltetett útvonallal. Több lapáttal jobb az iránytartás, de a keresztmetszet szűkül és újabb probléma, esetleg pompázs következik be.-nagyobb tömegáram tud(na) keresztül menni a turbinán de nem tud és mivel adott térfogatáram mellett kisebb sűrűségű gáz fog áramlani a csatornában, a gáz hőértelemszerűen megnő. Ez a jelenség bebizonyítja, hogy az összes gépalkatrésznek együtt kell működnie a tökéletes üzem eléréséhez, ugyanakkor rávilágít arra is, hogy hiba esetén a gáz hő növekszik.

Ezért fontos, hogy az égőtér kialakításából adódóan rugalmas legyen és hiba esetén tudja a nagyobb gázhőt is produkálni. Az égőtér hibája vezethet lángkialváshoz, vagy nagy légviszonyra tervezés esetén a turbinában ég el az üzemanyag, esetleg a turbina után ég el, ebben az esetben nem fut ki alapjáratra a gép.

Az említett példa többször előfordulhat. Fennállásának esetén a konstruktőrnek képesnek kell lennie a hiba felismerésére, mert ha rossz irányba indul el akkor elég a gép és másikat kell csinálni.

Összességében elmondható, hogy a fejlesztés ideje alatt sikerült kisebb, könnyebb és erősebb gépeket gyártanom, de saját okokból a méretbeli korlátaim adottak, nem tudok tetszőlegesen kicsi gépet előállítani. A tervezéhez kidolgozott számításaim működnek és jó eredményt adnak, tehát amit számolok azt a megépítés után vissza is kapom.

6 SUGÁRHAJTÓMŰ ÜZEMI PARAMÉTEREINEK MÉRÉSE

Legfontosabb jellemzők meghatározása

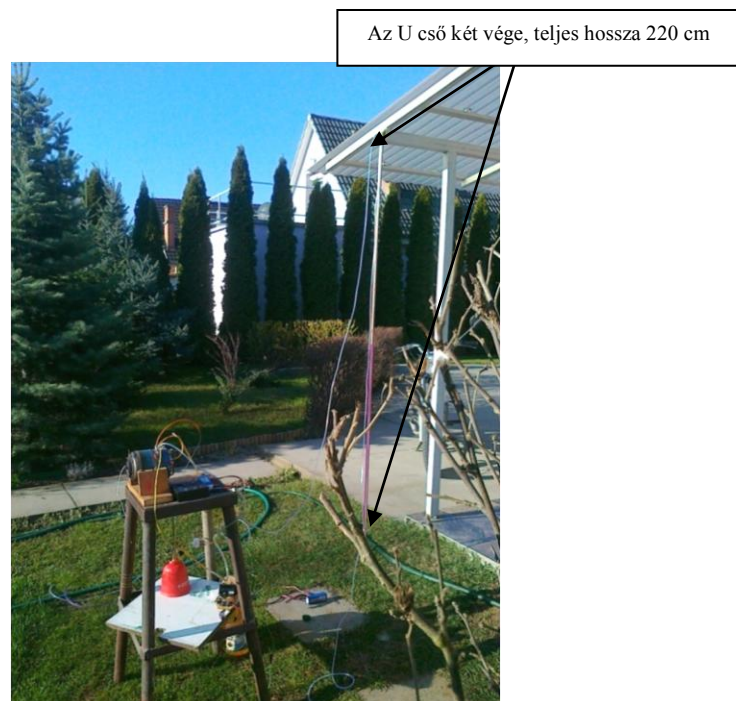
Kezdetben nem volt igényem az üzemi viszonyok mérésére, elégedett voltam a munkámmal, azzal, hogy működik a gépem és alacsony gázhő mellett. Mikor saját fejlesztésbe kezdtem szükségessé vált egy tapasztalati modell felállítása, amihez mérésekre volt szükségem, ugyanis a számítások és a valóság néha meglepő dolgokat eredményez. A méréseket az első gépemén hajtom végre, mert ebben elegendő hely van, másrésztől kísérleti gépen történő mérések alapján nem célszerű olyan modelleket felállítani, ami alapján kísérleti gép készül. Ez a hajtómű már több üzemórát teljesített ezért stabil működésűnek ítélem meg.

Reakciófokok mérése

Minden esetben fontos a turbina illetve a kompresszor reakciófokának ismerete. A turbina reakciófokát én határozom meg a kompresszoré viszont adott, amit számítás esetén fel kell venni. Ennek az értéknek a hibás felvétele a kompresszor fokozat nem megfelelő működését okozhatja. A mérésekhez saját készítésű manométert használtam. A mérési körülményeket és a manométert a 6.1 és a 6.2 ábra mutatja.



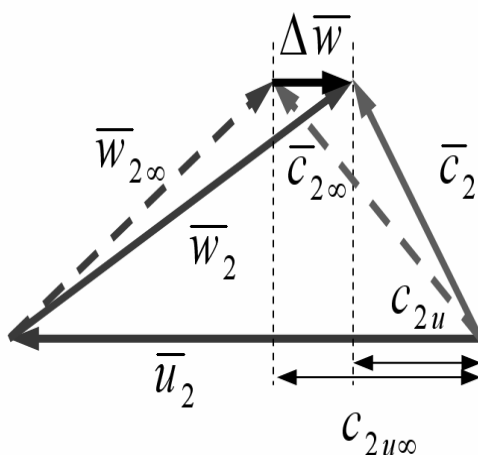
6.1. ÁBRA MANOMÉTER VÍZZEL TÖLTVE



6.2. ÁBRA A MÉRÉS ELRENDEZÉSE

A kompresszor reakciófokának mérése

A dolgozatomban elméleti részében említettem a kompresszor reakciófokának számítását. Én egy egyéni módszerrel határozom meg a reakciófokot, ami a következő: Definíció szerint a tisztán radiális 90 fokos lapátozású kompresszor reakciófoka 0,5. Feltételezek egy tömegáramot, ami egy kiáramló radiális sebességkomponenst ad. Úgy határozom meg ezt az értéket, hogy c_2 szöge 14 és 18 fok között legyen. Ha ez megvan, akkor berajzolom a relatív sebesség vonalát és a radiális komponens értékét megtartva a metszéspontokba berajzolom a valós sebesség irányát. Ebből a reakciófok a már említett összefüggésből számítható. Természetesen a valóságban ez az érték a véges lapátszám miatt torzul, a közeg “leamarad” és a reakciófok nagyobb lesz. (6.3 ábra) Ennek mértékét mérésekkel lehet meghatározni. [4]



6.3.ÁBRA VÉGES LAPÁTSZÁM HATÁSA A KILÉPŐ SEBESSÉGEKRE [4]

A mérést 2014 március 13.-án 5 esetben 5 fordulatszámon hajtottam végre. A fordulatszám helyett nyomásviszony alapján mértem, aminek során túlnyomásokat mértem a manométeren. A kompresszor reakciófokát a diffúzor előtti és utáni terek határrétegében elhelyezett mérőpontok nyomáskülönbsége alapján határoztam meg. Ezeket a mérési eredményeket a 6.1. táblázat tartalmazza.

Π	Δp [mbar]		
	égéstér	diffúzor	turbina járókerék
1,1	3	33	36
1,2	7	73	66
1,3	11	106	100
1,4	12	149	132
1,5	15	181	160

6.1. TABLÁZAT. ÁBRA MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A méréskor a környezeti nyomás értéke 1020 mbar volt.

Mivel:

$$\pi = \frac{p_n - p_0}{p_0}$$

A reakciófokok számításánál a következő összefüggést lehet használni:

$$\pi^r = \pi_{\text{járókerék}}$$

A reakciófok definíciója azt mondja ki, hogy a járókerékben átalakuló energia és az állórészben átalakuló energiák viszonya adja a reakciófokot, amit minden esetben a járókerékre vonatkoztatunk. Pl.: $r=0,6$ reakciófok azt jelenti, hogy a járókerékben az összenergia 60 %-a alakul át.

Mivel én a kompresszor esetében technológiai okok miatt a diffúzor nyomásviszonyát tudtam mérni így az összefüggést át kell írni:

$$\pi^{1-r} = \pi_{\text{állórész}}$$

Ebből r -et már könnyen ki lehet fejezni.

A kompresszor és a turbina mért reakciófokait a 6.2. táblázat és a 6.4. ábra mutatja.

Π	kompresszor
1,1	0,636
1,2	0,6206
1,3	0,6231
1,4	0,5946
1,5	0,597

6.2.TÁBLÁZAT MÉRT REAKCIÓFOKOK



6.4.ÁBRA A REAKCIÓFOKOK A NYOMÁSVISZONY FÜGGVÉNYÉBEN

A kompresszor esetében a számított reakciófok 0.55 volt, a mért ennél nagyobb, ami a véges lapátszám miatt (6.3 ábra) magyarázható. Jól látható, hogy a reakciófokok a nyomásviszony függvényében alig változnak.

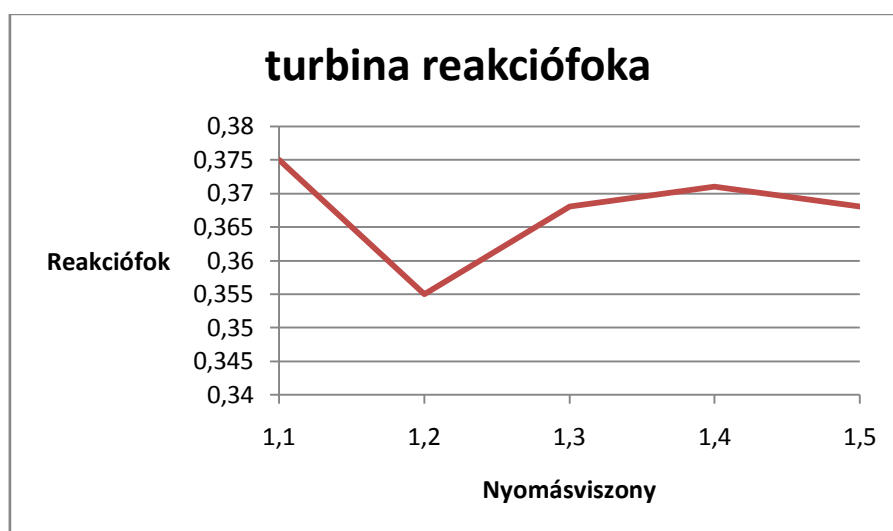
A turbina reakciófokának mérése

A turbina mérésekor legeredményesebben a járókerék előtti és utáni nyomást tudtam mérni. Megjegyzem, hogy a fokozat gyártásakor az állórész keresztmetszetét csökkentettem, a járókerékét pedig növeltem, így a számított $r=0,5$ -nél kisebb értéket kell mérni.

A kompresszorhoz hasonló elven mértem és számítottam vissza a reakciófokokat, amiket a 6.3 táblázat és a 6.5. ábra mutat be.

Π	turbina
1,1	0,375
1,2	0,355
1,3	0,368
1,4	0,371
1,5	0,368

6.3. TÁBLÁZAT A TURBINA REAKCIÓFOKA



6.5. ÁBRA A TURBINA REAKCIÓFOKA

A mért reakciófokok a várakozásnak megfelelően alakultak.

Az égőtér hatásfokának mérése

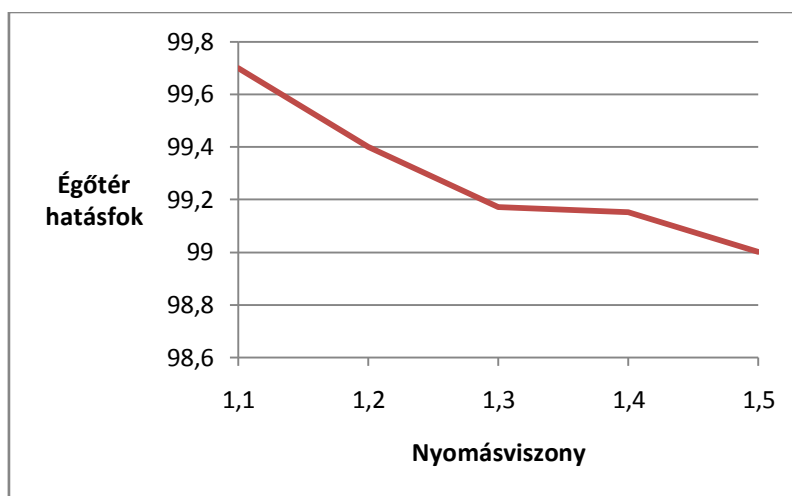
Ez az alkatrész a turbinakészítés talán legsarkalatosabb pontja, nyomásvesztesége meghatározza a gép működését. Számításaimban az égőtér hatásfokát 95%-nak vettem. Ennek pontos meghatározása fontos lehet a további fejlesztések miatt.

A mérőpontokat határrétegben helyeztem el az égőtérrel kívül és belül, ezeknek a nyomáskülönbségét arányítom az össz nyomásviszonyhoz és így kapok egy százalékos értéket.

A mért eredményeket a 6.4. táblázat és a 6.6. ábra mutatja.

Π	égőtér hatásfok
1,1	99,7
1,2	99,4
1,3	99,17
1,4	99,15
1,5	99

6.4. TÁBLÁZAT ÉGŐTÉR HATÁSFOK



6.6. ÁBRA ÉGŐTÉR HATÁSFOK A NYOMÁSVISZONY FÜGGVÉNYÉBEN

Jól látható, hogy a mért értékek lényegesen jobbak, mint a felvett érték, ami meglepő. Szintén megfigyelhető, hogy a hatásfok a növekvő nyomásviszonnyal egyre csökken ami a növekvő örvényveszteségeknek tudható be és természetes jelenség, nem konstrukciós hiba.

Ennek a 3 gépelemnek a rövid analízisével már következtethetünk a gépen belüli valós állapotokra. Azért csak következtethetünk, mert a kerületen csak egy-egy mérőponton mérünk ami nem ad pontos eredményt, mivel a csatornák kialakításának módjából adódóan azok geometriája eltérhet egymástól.

7 A SUGÁRHAJTÓMŰ FORDULATSZÁMÁNAK MÉRÉSE REZGÉS-ANALÍZISSEL

A rezgésdiagnosztikai mérés fő célja a fordulatszám meghatározása, vagyis, hogy lehet-e a gép fordulatszámát pontosan mérni ilyen módon. A rezgésdiagnosztika során felvett spektrumból gyakorlatilag minden működési sajátosságot, lengéseket, műszaki állapotot, kopást meg lehet állapítani. A mérés során az érzékelőt a kompresszor oldalra helyeztem el, így a kompresszor sajátosságait és csapágát lehet vizsgálni.

A mérésre 2014. március 10.-én került sor. A mérés körülményeit a 7.1. ábra szemlélteti.



7. 1. ÁBRA REZGÉSMÉRÉS

A mérést természetesen az első gépemen hajtottam végre, hogy az összes mért jellemző ugyanazon a hajtóművön legyen meghatározva. A mérőberendezés típusa:SKF Microlog CMV A60

3 fordulatszámon lett végrehajtva a rezgési spektrum felvétele. Az előzőekhez hasonlóan nem fordulatszám, hanem nyomásviszony értékeken történt a mérés, rendszerint 1.1, 1.2, és 1.3

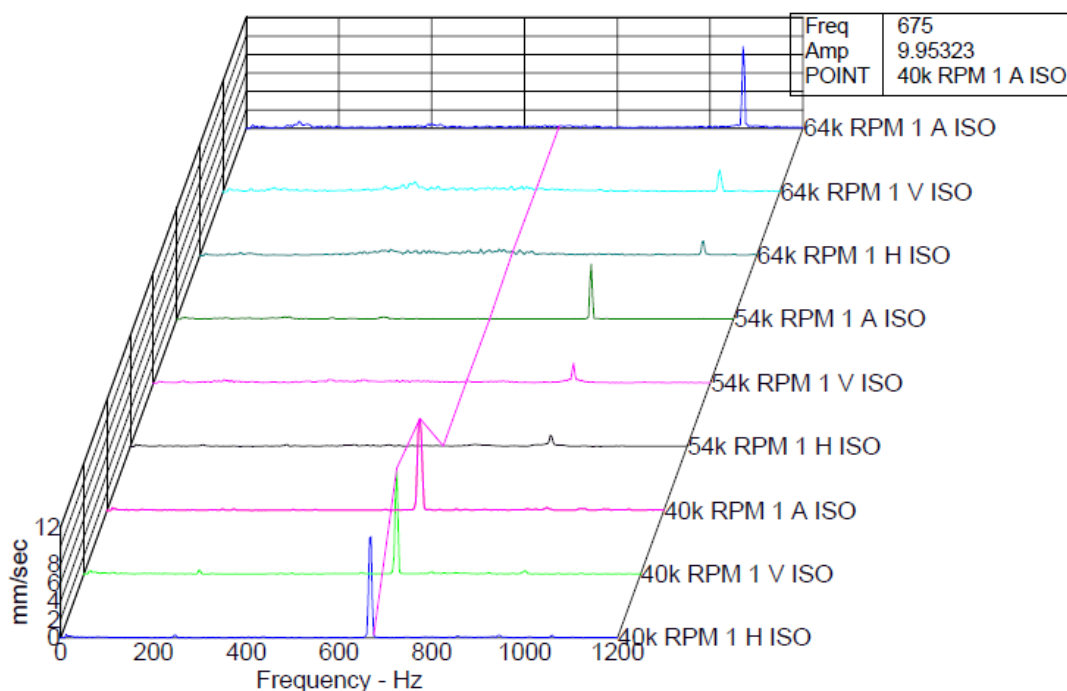
értékeknél. Ezek a valóságban egy alapjárat fordulatszám, emelt alapjárat és alacsony üzemi fordulatszám értékeknek felelnek meg. A pontos fordulatszám értékeket a rezgési spektrum alapharmonikusának frekvenciája adja meg. Természetesen a mérés ideje alatt a fordulatszámtartás nem tökéletes. A spektrumok felvétele a burkolaton kialakított mérőponton 3 irányban (horizontális, vertikális, axiális) lettek felvéve. A mérőpontot és a gyorsulásmérőt a 7.2. ábra mutatja.



7.2. ÁBRA MÉRŐPONT A BURKOLATON

A fordulatszám meghatározása mellett lehetőség nyílik meghatározni, hogy hogyan alakul a rezgések amplitúdója a fordulatszám növekedésével, illetve, hogy a rezgések közül melyik a domináns, melyik irány rezgései a legjelentősebbek. A rezgési spektrumok vízesés diagramját a 7.3-as ábra szemlélteti. A mérési eredményeket a 7.1 táblázat foglalja össze.

24-Mar-14 13:14:00



7.3 ÁBRA FORDULATSZÁM ÉS REZGÉSEK

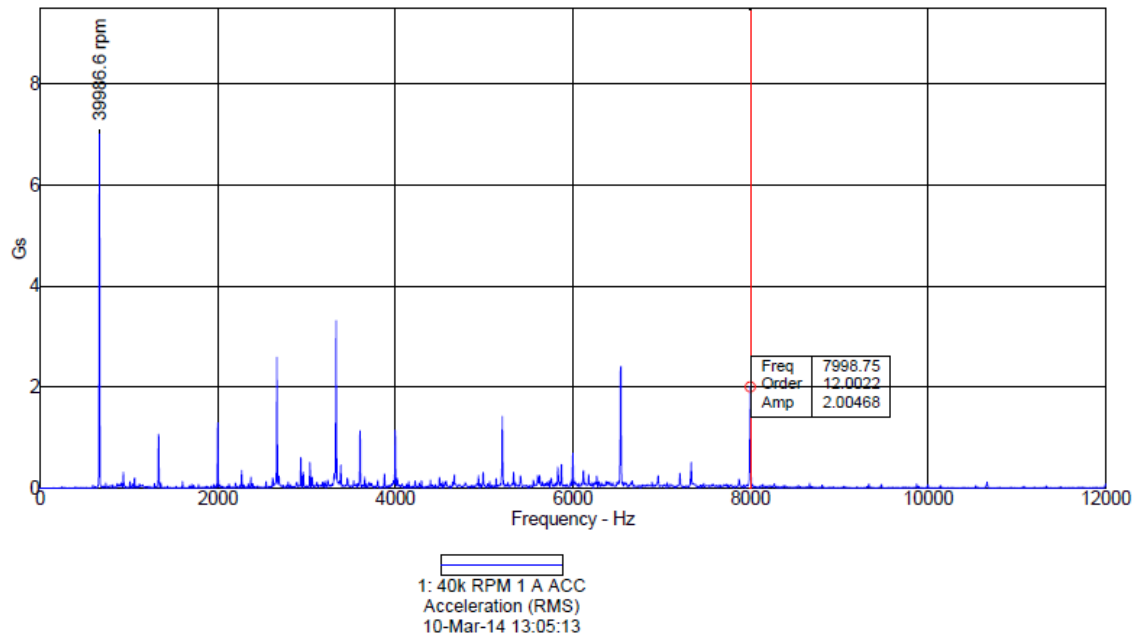
A 7.3-as ábrán láthatóak a 3 fordulatszámon felvett spektrumok. Jól látható, hogy a fordulatszám növelésével az alapharmonikusok amplitúdója csökken, ez nem minden irányra érvényes. A gyakorlatban ez annyit jelent, hogy a mérő személy a fordulatszám növelésével úgy érzi, hogy a vibráció folyamatosan csökken. Az axiális irányú rezgések kivételnek bizonyulnak, ezek növekednek, ami egyszerűen magyarázható. A tengely csapágyai rugóval vannak előfeszítve, ez egy adott erőt jelent. A kompresszor járókerék és a ház között hézag található ami a növekvő nyomásviszony miatt csökken. A kompresszor a házhoz akarja magát szívni, ezzel a turbina és a rugóerő tart ellent. Növekvő nyomásviszonynál ezek az erők is nőnek és nagyobb amplitúdójú lengéseket okoznak a spektrumban.

Last Measurements							
ID	Units	Last Value	Detection	Speed	Frequency	Lines	Date
Machine 40k RPM dP 1,1 ALAP							
40k RPM 1 H ISO	mm/sec	13.45	RMS	40000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
40k RPM 1 H ACC	Gs	9.422	RMS	40000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
40k RPM 1 H ENV	Gs Env	3.465	RMS	40000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14
40k RPM 1 V ISO	mm/sec	12.47	RMS	40000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
40k RPM 1 V ACC	Gs	8.179	RMS	40000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
40k RPM 1 V ENV	Gs Env	3.757	RMS	40000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14
40k RPM 1 A ISO	mm/sec	14.22	RMS	40000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
40k RPM 1 A ACC	Gs	10.5	RMS	40000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
40k RPM 1 A ENV	Gs Env	2.352	RMS	40000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14
Machine 54k RPM dP 1,2 KOZEP							
54k RPM 1 H ISO	mm/sec	2.24	RMS	54000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
54k RPM 1 H ACC	Gs	7.211	RMS	54000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
54k RPM 1 H ENV	Gs Env	3.459	RMS	54000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14
54k RPM 1 V ISO	mm/sec	3.169	RMS	54000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
54k RPM 1 V ACC	Gs	8.664	RMS	54000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
54k RPM 1 V ENV	Gs Env	3.901	RMS	54000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14
54k RPM 1 A ISO	mm/sec	6.233	RMS	54000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
54k RPM 1 A ACC	Gs	6.455	RMS	54000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
54k RPM 1 A ENV	Gs Env	2.293	RMS	54000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14
Machine 64 k RPM dP 1,3 MAX							
64k RPM 1 H ISO	mm/sec	4.501	RMS	64000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
64k RPM 1 H ACC	Gs	9.716	RMS	64000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
64k RPM 1 H ENV	Gs Env	4.38	RMS	64000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14
64k RPM 1 V ISO	mm/sec	5.22	RMS	64000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
64k RPM 1 V ACC	Gs	10.27	RMS	64000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
64k RPM 1 V ENV	Gs Env	4.048	RMS	64000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14
64k RPM 1 A ISO	mm/sec	9.846	RMS	64000 RPM	0 -1200 Hz	400	10-Mar-14
64k RPM 1 A ACC	Gs	10.24	RMS	64000 RPM	0 -12000 Hz	3200	10-Mar-14
64k RPM 1 A ENV	Gs Env	3.232	RMS	64000 RPM	0 -5000 Hz	3200	10-Mar-14

7.1. TÁBLÁZAT MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A mérések alapján a három mért fordulatszám 40k rpm, 54k rpm, 64k rpm.

Természetesen a bevezetésben említett módon a rezgésspektrum több dologra is utal, az egyes felharmonikusokat vizsgálva az egyes szerkezeti elemek sajátosságaira is lehet következtetni, úgy, mint például a forgórész lapátszáma. A kompresszor esetében a lapátszám 12 ami a 40k fordulatszám gyorsulás spektrumából nagyon jól kivehető. A 12. felharmonikus egyértelműen a lapátszámra utal.(7.4. ábra)



7.4 ÁBRA

A rezgésdiagnosztikai mérés segítségével további szándékom a jövőben állapotfelmérést is végrehajtani, valamint a csapágyak állapotát figyelemmel kísérni, illetve megmérni azt, hogy az axiális gyorsulás spektrumát hogyan befolyásolja a csapágyak előfeszítése.

ÖSSZEFOGLALÁS

A dolgozat során azt a célt tartottam szem előtt, hogy bebizonyítsam, hogy egy sugárhajtómű felépítését tekintve egyszerű kialakítású és működési elvű gép. Az alap elképzelésem egy olyan gép létrehozása volt, ami képes arra, hogy egy modell repülőgépet hajtson. Majd a későbbiek során szerzett saját tervezési tapasztalatot felhasználva fejlesztésbe kezdtem, aminek az eredménye több, jobb tulajdonságokkal rendelkező sugárhajtómű lett. Természetesen a sugárhajtóműveim tolóereje az általam bevezetett korlátozások miatt alacsony, de a tervezett üzemállapotban képesek a gyáriakkal azonos teljesítményt produkálni abban az esetben, ha megfelelő csapágyakat alkalmazok. A dolgozatom során bemutatom a sugárhajtóművek működési elvét és az általános felépítésüket, majd részletesen leírom az általam, mérések alapján kidolgozott matematikai modellt, ami lehetővé teszi egy tetszőleges gép tervezését. Ennek a menetét végig nem mutatom be, de egy példán keresztül a kompresszor fokozat számításait levezetem. A különböző részegységek kialakításait és típusait, azok kiválasztásának szempontjait lényegre törően leírom, valamint a jellegzetes hibákat és azok kivédéseit is bemutatom. A fejlődéstörténeti összefoglalóban szemléltetem azokat a sugárhajtóműveket, amiket az eddig szerzett tapasztalatok alapján készítettem néhány alkatrész képével illusztrálva.

A dolgozatom azon fejezete, amely a méréseket tartalmazza, azt mutatja be, hogy a számolásnál felvett kiindulási alapok mennyire tükrözik a valóságot, illetve mennyire térnek el a felvett értékektől. Ezen analízis segít a további munkában, hogy jobb eredményeket tudjak elérni a jövőben.

Természetesen az egész fejlesztési munka célja olyan gépek létrehozása, amik olcsón és kielégítően használhatóak repülőgépmodellek meghajtására. A hajtóművek mellett építettem kompozit repülőgépeket is, amikbe már ezeknek a hajtóműveknek a beépítését tervezem. Remélem a közeljövőben a levegőbe tud majd emelkedni az a repülőgép, amit én terveztem és építettem. Beleértve a futóműveket, a sárkányszerkezetet és természetesen a sugárhajtóművet is.

A dolgozatom remélhetőleg nagy segítséget nyújt azok számára, akik hasonló témával foglalkoznak, vagy esetleg sugárhajtóművet terveznek. Bízom benne, hogy az elkövetett hibáim és azok megoldásai olyan új ötleteket vetnek fel az építőkben, amikkel hosszútávon tudják segíteni egymást.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Vég Róbert: Belsőégésű Motorok I. 2004 Zrínyi Miklós Nemzetvédelmi Egyetem (főiskolai jegyzet)
- [2] Fülöp Zoltán: Gázturbinák. Műszaki Könyvkiadó 1975 Budapest ISBN 963-10-0797-9
- [3] Thomas Kamps: Model Jet Engines. 2005 ISBN 1 900371 91 x
- [4] Simongáti Győző: Járművek hő- és áramlástanai berendezései 1.(Kompresszorok, turbinák) előadásanyag
- [5] http://www.enginehistory.org/tall_tales_humor.shtml 2014 04 12
- [6] <http://marert.fw.hu/tsz21/tsz21ig/tsz21ig.htm> 2014 04 12
- [7] http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Turbine_Stage_GE_J79.jpg 2012 03 14
- [8] http://www.technologie-entwicklung.de/Gasturbines/Solar_T-62/Engine_Details/engine_details.html 2012 03 14
- [9] <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/> 2014 04 12
- [10] <http://forum.rcmodell.hu/index.php/topic,21787.255.html> 2012 03 17