Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Gépészmérnöki Kar
Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék

Balogh Nándor

Mikro-gázturbina tüzelőterének numerikus szimulációja

Konzulens:
Józsa Viktor
Doktorandusz

Budapest, 2015

Szerzői jog © Balogh Nándor, 2015.
Szerzői jog © Józsa Viktor, 2015.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés **1**

1.1. Gázturbinák bemutatása 1

1.2. A tüzelőterek típusai 3

1.3. Capstone C-30 bemutatása 5

1.4. Wágner Olivér Péter munkájának bemutatása 6

1.5. Az RSM turbulencia modell 8

1.6. A hőátadás számítása 9

1.7. Az injektor definiálása 10

2. A numerikus modell bemutatása **11**

2.1. A geometriai modell 11

2.2. Hálófüggetlenségi vizsgálat 11

2.3. A gáztüzelés vizsgálata során használt modellek 13

2.4. A folyadéktüzelés vizsgálata során használt modellek 15

3. Az eredmények értékelése **17**

3.1. Validációs vizsgálat 17

3.2. A gáztüzelés eredményei 18

3.3. A folyadéktüzelés eredményei 22

3.4. Instacionárius vizsgálat 26

4. Összefoglalás **29**

Absztrakt

Napjainkban mind a repüléstechnikában, mind pedig az energiatermelésben nagy szerepük van a gázturbináknak. Az energiatermelésben különböző teljesítményű gázturbinákat találunk, a fogyasztói igényektől függően.Lokális ellátásra gyakran alkalmaznak mikro-gázturbinákat. A dolgozat során a Capstone C30 típusú mikro-gázturbina égőterét vizsgálom numerikus áramlástani úton folyadék és gáztüzelés esetén. A gázturbinák égőtér utáni hőmérséklete nagy hatással van a teljes körfolyamat hatásfokára, ennek a hőmérsékletnek azonban felső határt szab hűtetlen lapátozás mellett az anyagtechnológia.Ezért fontos pontosan tudni a tüzelőtér utáni hőmérséklet, nyomás és áramlási viszonyokat,illetve a tervezés során törekedni kell ezek minél homogénebb eloszlására. Ezen jellemzők pontos meghatározása nem egyszerű feladat, és a kísérleti úton való megismerés mind az anyagköltségek, mind pedig a megmunkálási költségek miatt nagyon drága. Ezért ezek meghatározására numerikus szimulációkat szoktak alkalmazni. Ezek a numerikus módszerek a komplex, többfázisú áramlási tér, maga az égést leíró egyenletek összetettsége, továbbá az összetett hőátadási, hővezetési és hősugárzási problémák miatt bonyolultak, de kellően jó becslést tudnak szolgáltatni, relatíve olcsón. A dolgozat során egy Capstone C30 mikro-gázturbina tüzelőterét modelleztem CFD szoftver segítségével és a modellen különböző üzem-állapotokban és tüzelőanyagok mellett.

Abstract

Nowadays the gas turbines are really important in the field of aviation and also in the energy production. In energy production applied more types of gas turbines depends on the consumer needs. In the case of local energy supply often applied micro gas turbines. In this paper was examined a Capstone C30 type micro gas turbine's combustion chamber in more load cases with gas and liquid fuel. The gas temperature after the combustion chamber has a large impact on the thermodynamiccycle efficiency, but the material technology gives an upper border to this temperature in the case of uncooled blades. Therefor it is important to know the profile of the flue gastemperatures, pressures and velocities after the combustion chamber, and in designing it is really important to seek to make these fields homogenous. Defining this features profiles is not a simple question, and investigation in the experimental way is really expensive, because of the high price of the materials and manufacturing. Therefore to specify these profiles numerical methods are used.But these numerical methods are complicateddueto the complex and multi-phase flow, the complexity of the combustion describing equations and the complex heat transfer, however they gives prettyaccurate results with relative low prices. In this paper a CFD model was built of a Capstone C30 type micro gas turbine's combustion chamber, and some examinationswere made at more load cases and beside more types of fuel.

Köszönetnyilvánítás

Ez úton szeretnék köszönetet mondani azoknak, akik nélkül ez a dolgozat nem jöhetett volna létre.

Először konzulensemnek, Józsa Viktornak szeretném megköszönni a rengeteg segítséget, jó tanácsot amit a dolgozat elkészítése során tőle kaptam.

Másodszor Wágner Olivér Péternek mondanék köszönetet, akinek a Szakdolgozata rendkívül nagy segítséget jelentett kezdeti nehézségek leküzdése során.

Harmadszor Kun-Balog Attilának tartozom köszönettel, akinek a Diplomaterve nélkül nem tudtam volna a szimulációs modell eredményeit megfelelő módon validálni.

Végül de nem utolsó sorban pedig Kordás Pálnak tartozom hálával, amiért a szimulációk lefuttatásához rendelkezésemre bocsátotta a számítógépét.

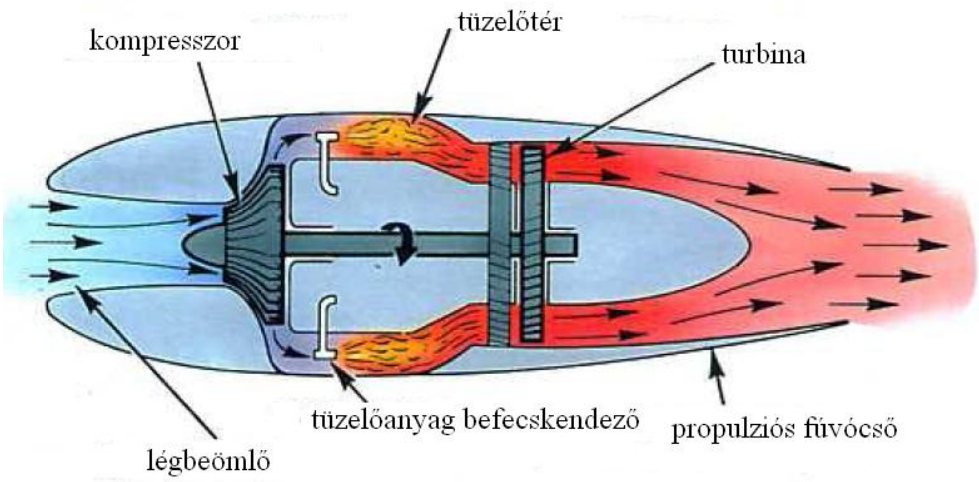
1. fejezet

Bevezetés

1.1. Gázturbinák bemutatása [1]

A gázturbinák olyan hőerőgépek, amelyek a tüzelőanyagban tárolt kémiai potenciált hasznosítják, alkalmazástól függően mechanikai vagy propulziós energiává alakítsák azt. A gázturbinákban megvalósuló körfolyamatra az első szabadalmat John Barber nyújtotta be 1791-ben, ezután pedig a gőzturbina első sikeres kísérleteivel egyidőben kezdődtek azok az akkor még sikertelen próbálkozások, melyek a Barber szabadalma szerinti körfolyamat megvalósítását tűzték ki célul. Az első működőképes gépet a francia Armengan testvérek és Charles Lemale építette meg 1909-ben. A kezdeti kísérletek azért voltak sikertelenek, mert még nem állt rendelkezésre kellő áramlástani ismeret a jó hatásfokú kompresszor megalkotásához, illetve nem tudtak olyan anyagot előállítani, ami képes lett volna ellenállni a turbinára érkező magasabb hőmérsékleteknek. Az 1930-as évek közepe felé újrakezdődtek az elméleti izobár munkafolyamat szerinti működésű gázturbina kísérletek. Jendrassik György 1938-ban 21% effektív hatásfokot ért el a 73,6 KW tengelyteljesítményű gázturbinájával, ennek a gépnek a kompresszora és a turbinája is jó hatásfokkal bírt, a fokozati hatásfok 80% feletti volt. A második világháború alatt a gázturbinák tovább fejlődtek, ennek eredményeként a háború végén már repülőgépekben is alkalmazták őket, azóta széles körben elterjedtek a repülésen kívül az energetikában és a hajózásban is. A gázturbina ellentétben a gőzturbinával egy olyan gép, ami a teljes termikus folyamatot megvalósítja, ennek a főegységei a kompresszor, a tüzelőtér és a turbina.

Az *1.1. Ábrán* a gázturbina főegységei láthatóak, ez a gép radiális kompresszorral és axiális turbinával rendelkezik. A különböző konstrukciókban a kompresszor és a turbina is lehet axiális vagy radiális. A kompresszor feladata az, hogy a környezetből beszívott levegőt összekomprimálja, miközben a közeg felmelegszik. A közeggel a turbinába lépés előtt a kompresszor és a turbina közötti tüzelőtérben elégetett folyékony vagy gáz halmazállapo-

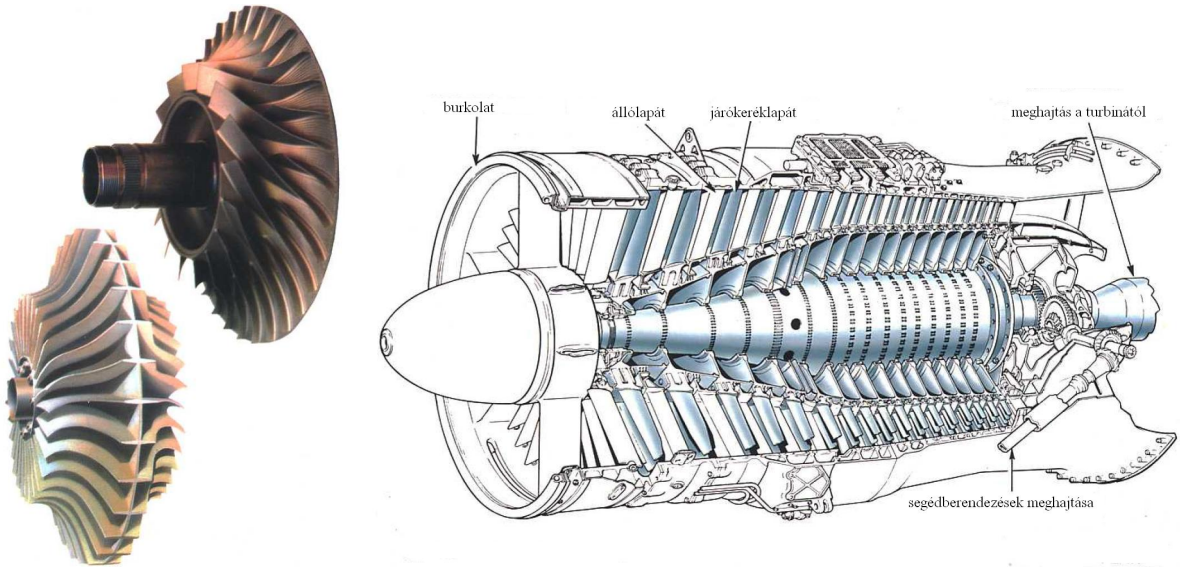


1.1. ábra. A gázturbina részei[2]

tú tüzelőanyaggal hőt közlünk, majd a turbinába a közeg a konstrukció által megengedett maximális hőmérséklettel lép be. A turbinában megy végbe az expanzió, amelynek során a munkaközeg entalpiájának csökkenéséből a turbina tengelyén hasznosítható mechanikai teljesítményt nyerünk, illetve egyes alkalmazásoknál propulziós teljesítményt. A tengelyteljesítményt szolgáltató gázturbina hasznos teljesítménye ideális esetben a turbina és a kompresszor teljesítménykülönbségéből számolható. A repülésben alkalmazott gázturbinák hasznos teljesítménye a propulziós fúvócsőben végbemenő expanzió során a nagy sebességre fölgyorsított közeg mozgási energiája.

A gázturbinákban az egyenletesebb járás érdekében örvénygépeket alkalmaznak kompresszornak. Voltak kísérletek más, tipikusan térfogat kiszorítású elven működő gépek alkalmazására, azonban a fellépő mechanikai problémák miatt ezeket mellőzték. A kompresszorokat a közeg áramlási iránya szerint nevezzük axiális illetve radiális (centrifugál) kompresszoroknak, ezekre látható példa az *1.2. Ábrán.*

A munkafolyamatban a közeg expanziója a turbinában játszódik le. A turbinákban a közeg áramlási iránya vagy közel a forgástengellyel egy irányba esik, vagy arra közel merőleges, így megkülönböztetünk axiális és radiális turbinákat. Nagy térfogatáramú gépek esetén axiális turbinákat szoktak alkalmazni. Radiális átömlésű turbinák közül a centripetálturbina elterjedése főleg kis teljesítményű gázturbináknál, turbótöltőknél vált általánossá. Mivel az ilyen turbinákban egy fokozatban nagyobb entalpiaváltozás valósítható meg, ezért összességében a felépítésük egyszerűbb mint az axiális társaiknak, valamint kis méretben nagyobb a hatásfokuk is.



1.2. ábra. Radiális kompresszor járókerekek (balra) és axiális kompresszor (jobbra)[2]

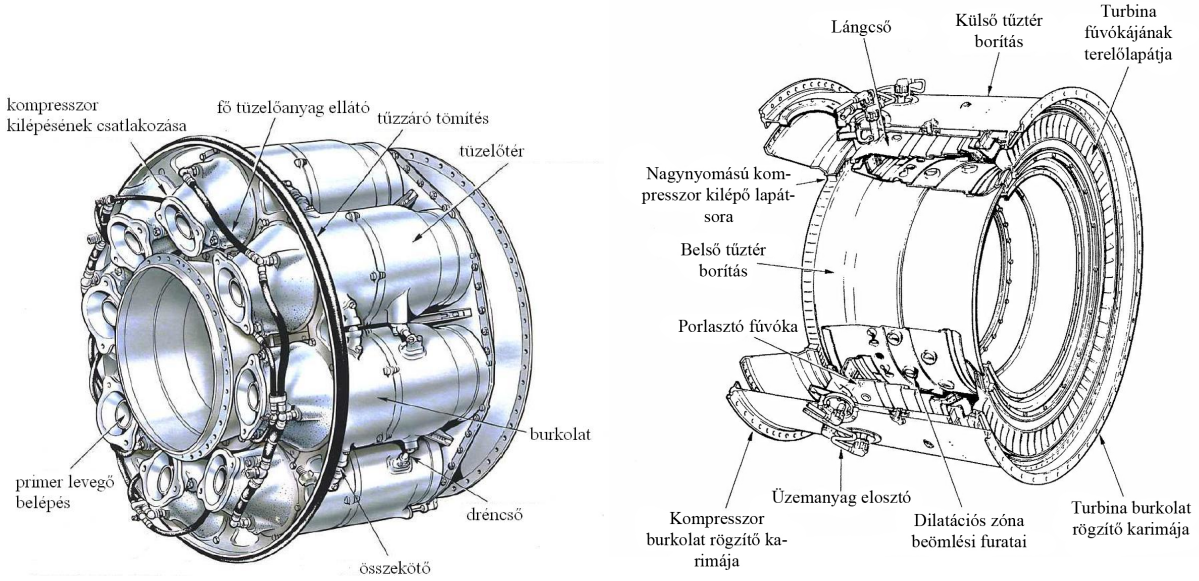
1.2. A tüzelőterek típusai[1]

A gázturbinákban a hőközlés a folyékony vagy gáz halmazállapotú tüzelőanyagban rejlő kémiailag kötött energia felszabadításával, égés útján, a tüzelőtérben megy végbe. A gázturbina tüzelőterek méretei korlátozottak, így csak az égés intenzitásának növelésével lehet a megfelelő mértékű energiafelszabadítást és a turbina előtt az egyenletes közeghőmérsékletet biztosítani. A modern tüzelőterekben a következő folyamatokat figyelhetjük meg:

- a tüzelőtérbe lépő levegő szétválasztása az égéshez szükséges primer levegőre és az égéstermékek hőmérsékletének beállításához szükséges szekunder levegőre
- keverékképzés
- a levegő-tüzelőanyag keverék folyamatos gyújtása
- stabil és folyamatos égés biztosítása

A gázturbináknál többféle tüzelőtér kialakítás is elterjedt: csöves, gyűrűs, gyűrű-csöves, silós égőterek, a csövesre és a gyűrűsre látható példa az *1.3. Ábrán.* Az elnevezések az égőtér keresztmetszetére utalnak. A csöves tüzelőtereknél megkülönböztetünk egyenáramú, ellenáramú és könyökös elrendezést.

A könyökös tüzelőtér egyik változata az úgynevezett ciklon tüzelőtér, ahol a tüzelőtérbe a belépő felületre merőlegesen és tangenciálisan belépő és örvénylő mozgást végző levegőben jön létre a közegnek primer és szekunder áramra való szétbontása és keverése. A csöves



1.3. ábra. Csöves (balra) és gyűrűs (jobbra) tüzelőtér [2]

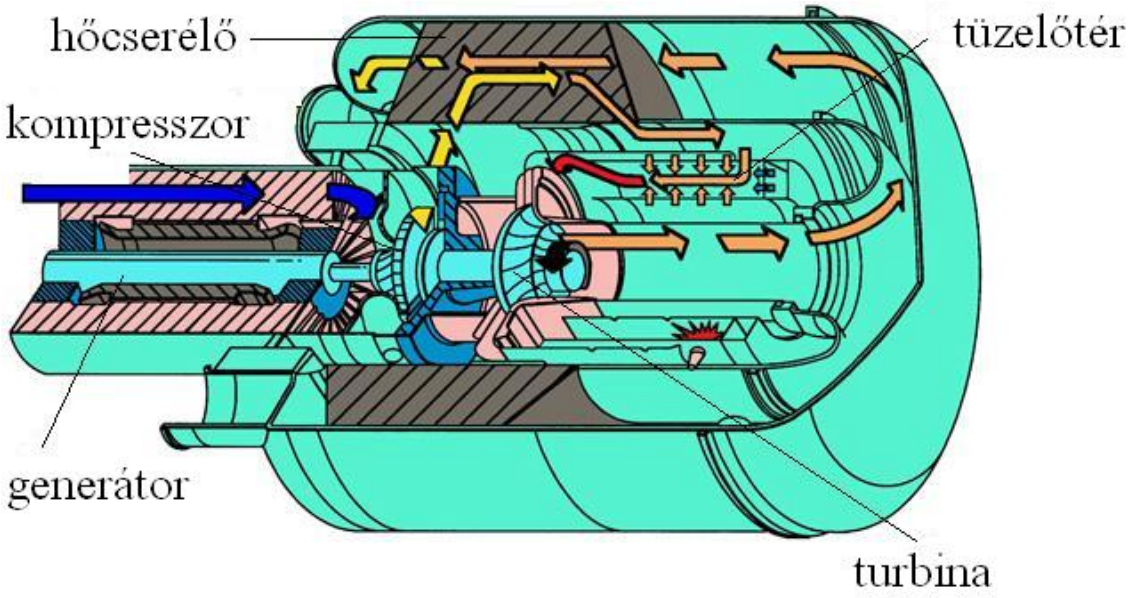
tüzelőterekben a közeg szétválasztása primer és szekunder áramra a tüzelőtér belépő keresztmetszetének megfelelő kialakításával valósítható meg. A lángstabilitást a tüzelőtér belépő részében elhelyezett lapátos örvénykeltő tovább növeli. A beporlasztott tüzelőanyag-sugár a tűztérbe belépve a levegővel keveredik majd elég.

A primer és szekunder áram keverése az úgynevezett keverési zónában valósul meg. Itt a furatokon keresztül belépő szekunder levegő a reakciózóna égéstermékével keveredve a kívánt hőmérsékletprofilt állítja be. A szárazföldi gázturbinákban a tüzelőterek általában csöves kialakításúak, de megtalálhatók más konstrukciók is. Nagyobb egységeknél a kompresszor és a turbina közötti gyűrű alakú csatornában több csöves tüzelőtér helyezhető el. Emelet alkalmaznak még gyűrűs-csöves kialakítást is, ahol a tüzelőterek önálló reakció- és keverési zónával rendelkeznek, csak a szekunder áram tere közös.

A gyűrűs tüzelőtérnél a kompresszor és a turbina közötti forgásfelülettel körülhatárolt térben megy végbe az égési reakció és a keveredés, továbbá a teljes reakciózóna vagy annak egy része, valamint a keveredési zóna közös. A gyűrűs tüzelőtér egyik legkiemeltebb problémája a tüzelőanyag és a primer levegő összekeveredése, illetve a gyűrű alakú keresztmetszetben az egyenletes tüzelőanyag-eloszlás biztosítása. Ezt úgy szokták megoldani, hogy a csöves égőterek belépéséhez hasonlóan több lángstabilizátort és tüzelőanyag porlasztót helyeznek el, így nagyjából biztosítható az egyenletes hőmérséklet-eloszlás. Az égőtereknél a keverési folyamat irányításával a turbinalapát belépésénél megkívánt tetszőleges hőmérsékletprofil is előállítható. A gyűrűs tüzelőterek egyszerűbb felépítésűek és kisebb tömegűek, mint a csöves társaik, viszont nagyobb a mechanikai igénybevételük és fejlesztésük is sokkal munka- és költségigényesebb, mivel a kísérletekhez sokkal nagyobb közegáramok szükségesek. Gyűrűs égőtereket

néhány kisteljesítményű gázturbinán kívül főleg repülőgép hajtóművekben alkalmaznak.

1.3. Capstone C-30 bemutatása[4]



1.4. ábra. A Capstone C-30 típusú mikro-gázturbina generátorral [3]

A Capstone C-30 mikro-gázturbinát, kifejezetten energetikai célra fejlesztették ki, a névleges villamos teljesítménye 30 kW. A gázturbina felépítése a *1.4. Ábrán* látható, a kompresszor és a turbina járókereke is radiális, az égőtere pedig ellenáramú gyűrűs, illetve belső hőcserélővel is ellátták. A turbina csapágya a rendkívül magas üzemi fordulatszám miatt siklócsapágy, amiben a kenést levegő biztosítja. A gép műszaki jellemzői az *1.1. Táblázatban* láthatóak.

Villamos teljesítmény	Névleges hatásfok	Névleges fordulatszám	Légnyelés	Nyomás viszony
30,9 kW	27,1%	96 000 RPM	0,313kg/s	3,64

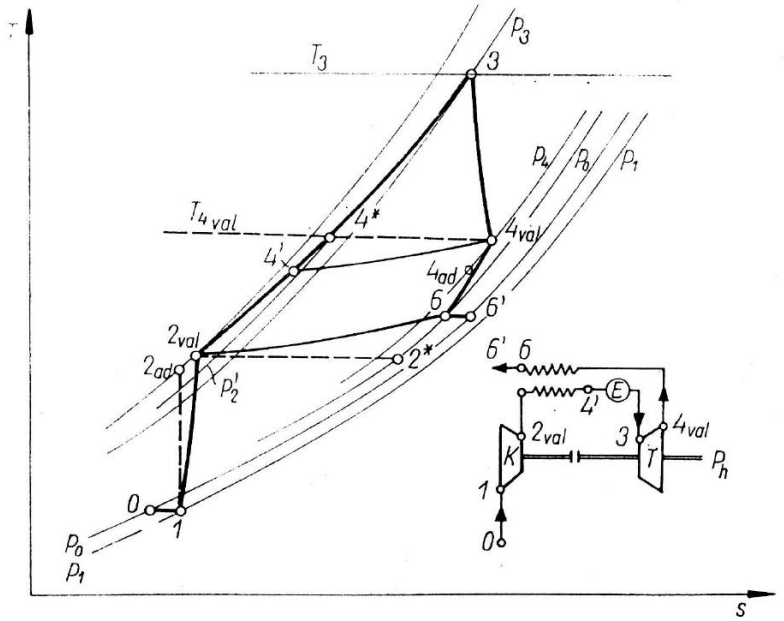
Kompresszor hatásfok	Tüzelőtér belépő hőmérséklet	Turbina belépő hőmérséklet
79%	534°C	824 °C

Turbina hatásfok	Turbina kilépő hőmérséklet	Füstgáz kilépő hőmérséklet
84,3%	593 °C	264°C

Rekuperátor hatásossága	Rekuperátor nyomásesése	Teljes nyomásesés
0,86%	5,01%	7,49%

1.1. táblázat. Capstone C30 technikai jellemzői maximális üzemállapotban[4]

A turbina tervezése során törekedtek a magas elektromos hatásfokra és a lehető legkisebb károsanyag kibocsátásra, ezért alkalmaztak ilyen égőteret, amiben a kialakuló körkörös áramlás meghosszabbítja a füstgáz magas hőmérsékleten tartózkodásának idejét. Az *1.1. Táblázatban* látható hasonló méretű gépekhez képest jó névleges hatásfok értéket egy beépített hőcserélővel érték el, így a kilépő füstgáz energiatartalmának jelentős részét tudják hasznosítani, ahogy az az *1.5. Ábrán* is látható.



1.5. ábra. A Capstone C-30 körfolyamata T-s diagramban[9]

A turbina a tüzelőanyagrendszer cseréjével képes földgázt illetve dízelolajat is hasznosítani. A kompresszor belépő levegője a generátoron keresztül érkezik, így oldva meg annak hűtését.

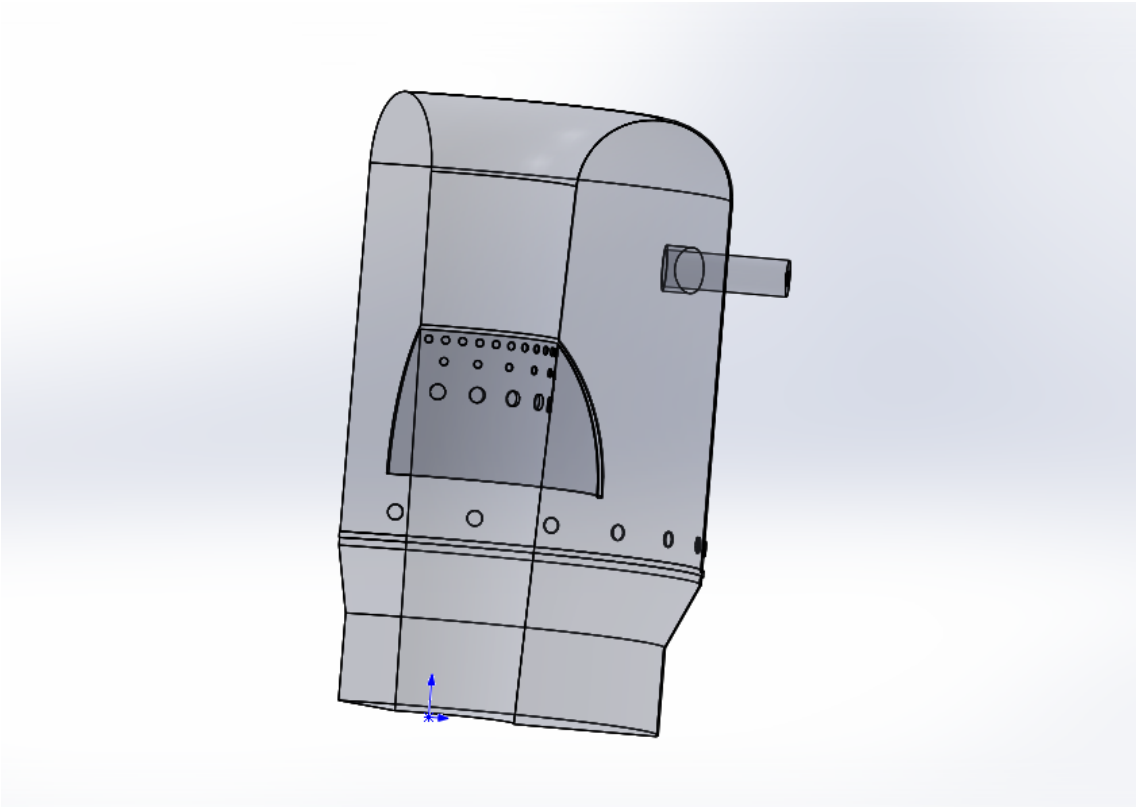
1.4. Wágner Olivér Péter munkájának bemutatása [5]

A témával előttem többen is foglalkoztak, Wágner Olivér Péter 2014-ben vizsgálta a gázturbina égőterét numerikusan. A munkáját folytattam tovább. Anno a modellezés első lépéseként a geometriát határozta meg, ezt több forrásból sikerült megoldania: boroszkópos feltérképezéssel, korábbi szerelés képei alapján, továbbá szabadalmakban megtalálható adatokból. Azonban egzakt adatok mérésére nem volt lehetősége, illetve a fellelhető irodalomban sem voltak konkrét méretek, ezért ezeket a külső, mérhető méretek és az ismert turbina átmérő alapján becsülte meg. A geometria szimmetriáját kihasználva csak az égőtér egyharmadát vizsgálta és a peremeken periodikus peremfeltételt alkalmazott, ezzel sikerült a számítást

egyszerűsítenie. További célszerű egyszerűsítésekkel is élt:

- a gázfúvóka belső, pilot ágát nem, csak a külső, fő ágat vizsgálta
- a főágban lévő perdítő elem pontos lemodellezése helyett perdületes beáramlást alkalmazott
- a szekunder szakaszban lévő hűtőlevegő beömlés furatai nagyon aprók, ezért ezt egy vonal menti levegő beáramlással helyettesítette.

Ezek nagyban segítik a számítás egyszerűsítését, a későbbiekben én is alkalmazni fogom őket.



1.6. ábra. A tüzelőtér egyszerűsített geometriája [5]

Az *1.6. Ábrán* látható a tűzelőtér egyszerűsített geometriája. A modell a konkrét valós geometriának az inverze, itt nem a határoló falak vannak modellezve, hanem az azok által körülhatárolt áramlási tér.

A szimuláció során a hálózásnál tetraéder elemeket használt, továbbá a be és kilépő keresztmetszetek közelében alkalmazott sűrítést, a háló cellaszáma 937447 volt. A modellezés pontosságához és a számítási idő kordában tartásához a háló mellett fontos a turbulencia modell helyes megválasztása is. Ő a k-ω SST turbulencia modellt választotta. Ez a modell úgy épül föl, hogy a fal közelében, mivel ott pontosabb megoldást ad, ezért k-ω modellel

dolgozik, majd a határrétegen kívül a k-ε modellt használja, mert a szabad áramlásban a k-ε modell a pontosabb.[6]

Az égések CFD-s szimulációjánál elsőként érdemes csak magát az áramlást modellezni, hiszen ha egyből bekapcsoljuk a reakciókinetikai modellt is, az könnyen divergenciát okozhat. Ezért először csak a Species Transport modellt alkalmazta, ezzel a reakcióban résztvevő anyagok keveredése követhető nyomon. Majd amikor már az áramlás bekonvergált, akkor bekapcsolta a Non-Premixed Combustion modellt. Ez a kémiai reakcióban részt vevő anyagok keveredését és az égést is figyelembe veszi. Ebben a modellben az égés egy keveredési problémára van visszavezetve. Ugyanis bizonyos feltételezésekkel élve a teljes termokémia reakció redukálható egy tényezőre: a keveredési arányra (mixture fraction). Ez az f-el jelölt skalár, a tüzelőanyagáram elégett és még el nem égett komponenseinek (pl. CxHy) tömegtörtje minden anyagra nézve (pl. CO_2, H_2O, O_2). Tiszta tüzelőanyag befúvásnál f=1 minden komponensre, hiszen csak el nem égetett esetben fordul elő, hasonlóan pedig tiszta füstgáz kilépésnél f=0. Erre az új mennyiségre már fölírható egy transzportegyenlet. Ezzel a módszerrel a rendkívül bonyolult és számításigényes reakciókinetikai problémát statisztikai feladatra lehetett visszavezetni. Az egyes komponensek mennyiségét nem a transzportegyenletek megoldásából származtatjuk, hanem egy előre felvett valószínűség-sűrűségfüggvény segítségével határozzuk meg, így a program statisztikai alapon számol és nem az egyes reakciókinetikai egyenleteket külön-külön rendezve, ezzel rengeteg számítási időt megspórolva.[12]. A peremfeltételeknek a levegő és a gáz beömléseknél tömegáramokat adott meg, ezek az értékek a *2.2. Táblázatban* láthatóak.

1.5. Az RSM turbulencia modell[6]

A szimuláció előkészítő lépéseként a kapott 3D modell alapján elvégeztem a hálózást, ehhez én is tetraéder elemeket használtam. A fali peremeknél inflációs zónát állítottam be, hiszen így a határrétegben kialakuló folyamatokat jobban tudtam modellezni, továbbá így lehetett az alacsony Reynolds számú falkezelésnél elvárt y^+-ra vonatkozó feltételt teljesíteni. Turbulencia modellnek nem a k-ω SST modellt használtam, mert az irodalomkutatás alapján az égőtérben kialakuló, a ciklonokban megjelenő áramlásokra hasonlító esetben az RSM modellt érdemes használni[6]. A két egyenletes RANS modellekben (k-ε, k-ω) általános feltételezés, hogy a turbulens feszültségek lineárisan összefüggenek a skalár turbulens viszkozitással és hogy az alakváltozások irányai megegyeznek a látszólagos feszültségek irányával. Az RSM modell anizotrop turbulencia esetén alkalmazandó, ebben a modellben a Reynolds feszültségeket minden irányban direkt számolja a program, így az egzakt Reynolds feszültség transzportegyenlettel figyelembe vehetők a különböző irányok hatásai a Reynolds feszültség mezőre. Ez a modell jobban tudja kezelni az örvények által keletkező összetett áramlási

tereket.

1.6. A hőátadás számítása[7]

A hőátadási tényező pontos számítására lehetőség van a Fluent-ben, viszont ehhez DNS azaz direkt numerikus szimuláció kell. Ezt a megoldást erre a geometriaára, ehhez a feladathoz a napjainkban elérhető számítási teljesítmény mellett, lehetetlen kivitelezni a számítási idő hosszúsága miatt. Ezért a hőátadási tényezőt analitikus úton becsültem, a következőkben leírt számítási modellhez az anyagjellemzőket a Fluent-ből vettem, így azok a konkrét keverékre vonatkoznak. Az α hőátadási tényező a következő összefüggéssel számolható.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_e} \tag{1.1}$$

A *(2.1.)* egyenletben a λ a hővezetési tényezőt jelöli. Az Nu Nusselt szám dimenzió nélküli, és teljesen felépült áramlás, állandó falhőmérséklet esetén a következő

$$Nu = \sqrt[3]{3,66^3 + 0,7^3 + \left(1,615\left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_e}{l}\right)^{\frac{1}{3}} - 0,7\right) + \left(\left(\frac{2}{1+22 \cdot Pr}\right)^{\frac{1}{6}}\left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_e}{l}\right)\right)^3} \tag{1.2}$$

[7]

alakban számítható. A *(2.2.)* egyenletben összefüggésben szereplő Re a Reynolds szám és Pr a Prandtl szám

$$Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu} \tag{1.3}$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \tag{1.4}$$

képpen számolhatók. Az összefüggésekben a ν a kinematikus viszkozitás, az η a dinamikus viszkozitás, a w az áramlási sebesség, a c_p az állandó nyomás mellett vett fajhő, a d_e pedig az egyenértékű hidraulikai átmérő, amit

$$d_e = \frac{4 \cdot A}{U} \tag{1.5}$$

úton kapunk, A az áramlási keresztmetszet, az U pedig a közeg által érintett kerület. A modellezés során a teljes hőátadó felületre konstansként adtam meg az így kapott átlagos hőátadási tényezőt.

1.7. Az injektor definiálása[12]

A folyékony tüzelőanyag égésének vizsgálatához szükséges a Discrete Phase Model bekapcsolása, ez a modell a folyadék állapotban lévő cseppek áramlását számolja. A hő-, az impulzus- és a tömeg átadást is figyelembe veszi a levegő és a tüzelőanyag részek között úgy, hogy felváltva számolja a diszkrét fázis pályáját és a gázra vonatkozó egyenleteket. Ennek köszönhetően a tüzelőanyag cseppek elpárolgását is jól modellezi. Ha az Interaction with Continous Phase opció be van kapcsolva, akkor a diszkrét fázis befolyásolni tudja a gáz fázis egyenleteit. További fontos paraméterként beállítható, hogy hány iterációt végezzen a gáz fázisra mielőtt a folyékony fázist újraszámolja. A folyékony cseppek kiindulási pontját adhatjuk meg, a cseppeket innen az áramlás sodorja el, a Fluent ezeket az elmozdulásokat numerikusan integrálja, és így határozza meg diszkrét fázis mozgásegyenletét.

2. fejezet

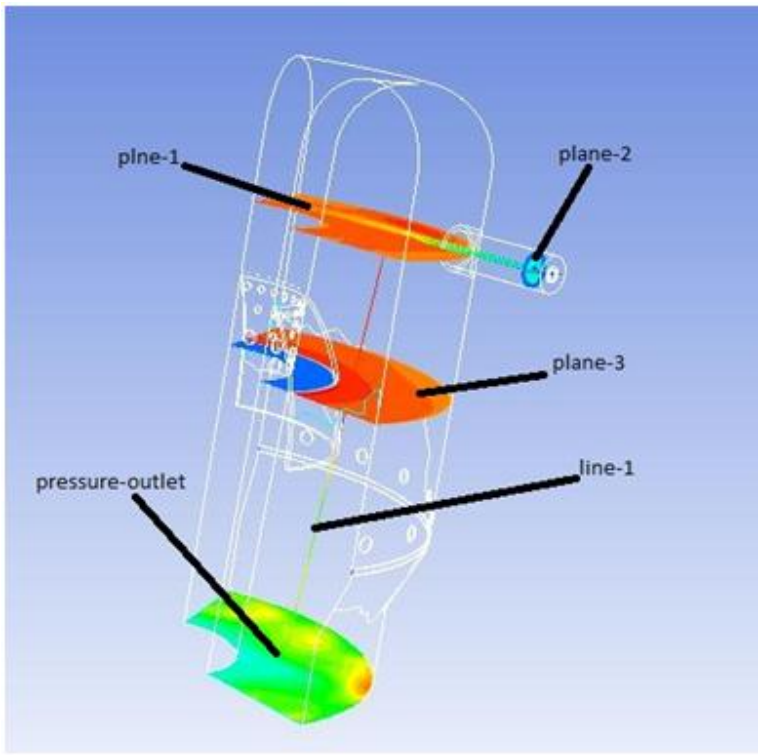
A numerikus modell bemutatása

2.1. A geometriai modell

A numerikus vizsgálat során az Ansys Fluent programcsomagot használtam. A geometria modellt egy az egyben Wágner Olivér Péter munkájából [5] vettem át, ez az *1.6. Ábrán* látható. A szimmetriát az *1.4. Fejezetben* említettnek megfelelően kihasználom, a valós geometriának csak az 1/3-át vizsgálom, és a peremeken periodikus peremfeltételt alkalmaztam.

2.2. Hálófüggetlenségi vizsgálat

A CFD szimulációk során fontos lépés a megfelelő hálóméret meghatározása, ezért több különböző cellaszámú hálót is készítettem, és azonos beállítások mellett összehasonlítottam az eredményeket. A *2.1. Ábrán* azokat a síkokat jelöltem, melyekről a referencia értékeket vettem. A háló generálásánál a fal mentén 5 rétegből álló inflációs réteget hoztam létre, hogy a határrétegben végbemenő folyamatokat minél jobban modellezhessem. A hálózásnál tetraéder elemeket alkalmaztam, mivel ennek a bonyolult geometriának a hálózása hexaéder elemekkel nagyon nehézkes lett volna. A hálózás metódusának automatikusat választottam.



2.1. ábra. A hálófüggetlenségnél vizsgált metszettek

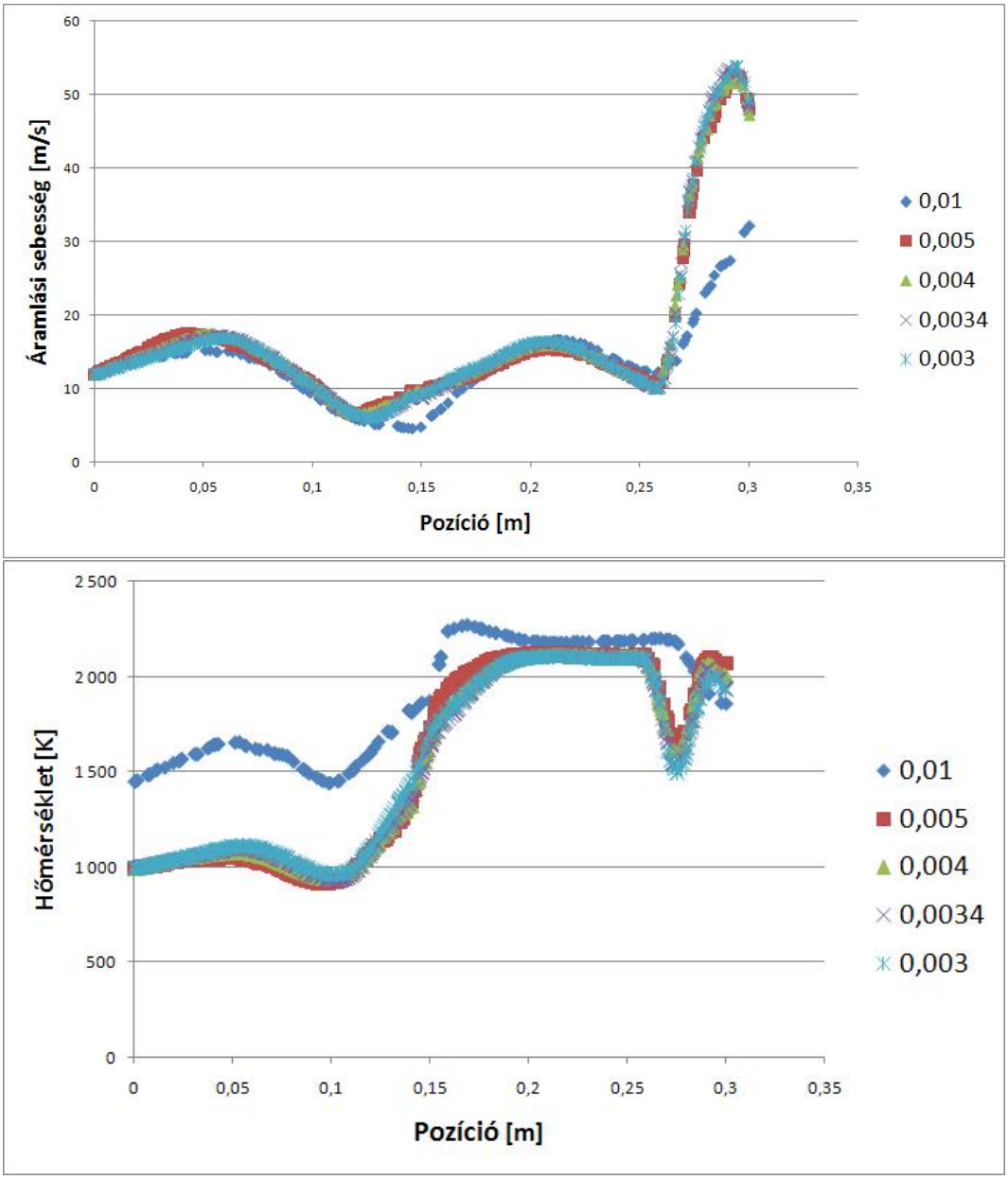
A *2.1. Táblázatban* a síkokon vett átlaghőmérsékletek láthatók, a hőmérséklet adatok alatti százalék értékeknél viszonyítási alapnak a 0,005 m-es háló értékét vettem, ehhez viszonyítottam a többit.

Elemméret	0,01 [m]	0,005[m]	0,004[m]	0,0034 [m]	0,003 [m]
plane-2 átlag hőmérséklet [K]	913,01581	873,89789	878,10657	880,8374	845,54535
eltérés [%]	4,48%	-	0,48	0,79	3,24
plane-3 átlag hőmérséklet [K]	1865,6538	1886,1116	1886,355	1882,5208	1881,531
eltérés [%]	1,08	-	0,01	0,19	0,24
pressoure_outlet átlag hőmérséklet [K]	1023,4089	1018,0828	1019,3951	1021,9813	1017,3417
eltérés [%]	0,52	-	0,13	0,38	0,07

2.1. táblázat. Hálófüggetlenség vizsgálat eredményei az egyes síkokon

A *2.2. Ábrán* jól látható, hogy a 0,01 m-es elemméretnél kisebb elemű hálók megközelítőleg azonos eredményt adnak az abszolút sebesség és a hőmérséklet értékekre a tüzelőtér hosszában felvett, a *2.1. Ábrán* látható line-1 vonal mentén. Továbbá a táblázatból látható, hogy a 0,005 m-es háló eredményei közelebb vannak a legfinomabb hálóhoz, mint a 0,01 m-

eséi, viszont a 0,004 m-es háló eredményei már annyival nem pontosabbak, ezért a további számításokhoz a 0,005 m-es hálót fogom használni.



2.2. ábra. Az áramlási sebesség és a hőmérséklet a line-1 vonal mentén

2.3. A gáztüzelés vizsgálata során használt modellek

A turbulencia modellezéséhez az RSM turbulencia modellt használtam. Ezzel a modellel az ilyen bonyolult, gyűrű alapú áramlási tér és görbült határréteg is jól modellezhető.

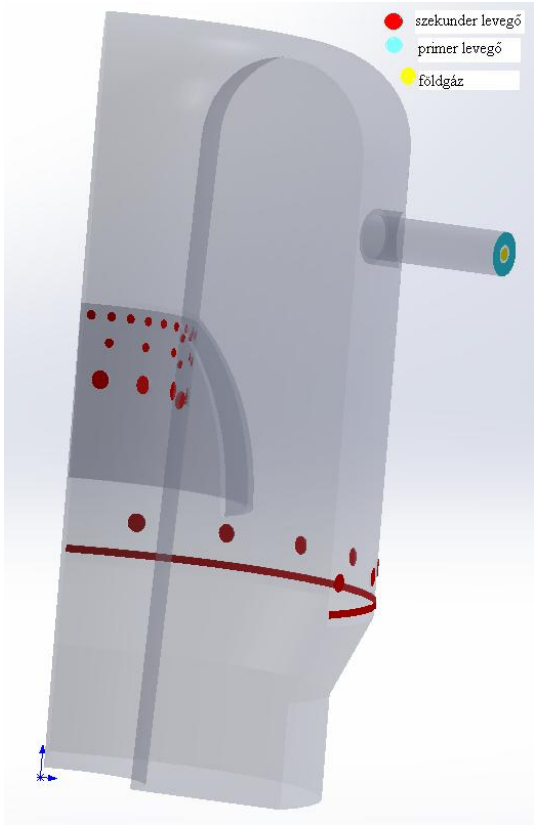
A többfázisú áramlás számolásához a Species Transport modellt használtam, ezzel a különböző anyagok keveredése nyomon követhető. Az iterációk elején célszerű ezt használni,

amíg az áramlás nem alakul ki. Miután már van egy bekonvergált áramlási tér, utána a Species Transport modellt lecseréltem a Non-Premixed Combustion-al. Ezzel az égésmodellel nem előkevert lángokat is lehet modellezni, így megfigyelhető a keveredés is és az égés is. Ehhez, miután megadtam a reakcióban résztvevő gázokat, le kellett generálni a valószínűségsűrűségfüggvényt (Probability Density Function).

A peremfeltételeknél megadtam a primer, a szekunder levegő és a földgáz tömegáramát. A primer levegőnél előperdítést alkalmaztam, oly módon, hogy a levegő hozzávezetés nem a keresztmetszetre merőlegesen, hanem félig tangenciális és axiális irányban történt, ezzel helyettesítve a perdítőelemet. A *2.2. Táblázatban* láthatóak az egyes terhelési esetekhez tartozó konkrét tömegáramok, ugyanazokat alkalmaztam, mint Wágner Olivér Péter [5], a *2.3. Ábrának* megfelelően adtam meg a tömegáramokat.

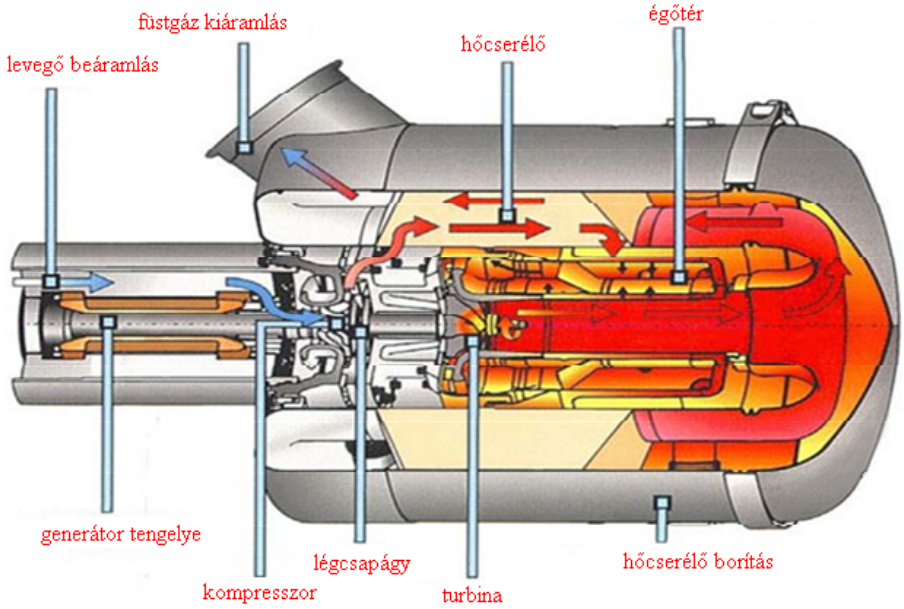
P_{vill} [kW]	7	10	15	20	25
$\dot{m}_{gáz}$[kg/s]	0,00031	0,00039	0,00051	0,00062	0,00074
$\dot{m}_{levprim}$[kg/s]	0,0061	0,0077	0,01	0,0122	0,0146
$\dot{m}_{levszek}$[kg/s]	0,046	0,053	0,062	0,071	0,076

2.2. táblázat. A peremeken megadott tömegáramok gáztüzelés esetén [5]



2.3. ábra. Az alkalmazott peremfeltételek

A fali peremfeltételnél a hőtranszportot is modelleztem, ez a jelen esetben vegyesen hőátadást és hősugárzást jelent. Habár az égőtér falán keresztül jelentős mennyiségű hő távozik, mégsem vész kárba teljesen, mert ahogyan a *2.4. Ábrán* is látható, a tűztérből hőátadással és hősugárzással távozó energia a hőcserélőben a belépő levegőt melegíti elő. Ennek megfelelően a peremfeltételnél alkalmazott külső térben vett végtelen távolságban lévő hőmérséklet a mérési eredményekből [10] kapott hőcserélő utáni hőmérséklet. Az átlagos hőátadási tényezőt a *1.6.-as fejezetben* bemutatott módszer alapján határoztam meg, a sugárzásnál a wsggm-domain-based modellt alkalmaztam. Ez megad egy a gáz összetételétől függő feketeségi fokot, így pontosabban számolható a sugárzásos hőáram, mint egy becsült általános feketeségi fokkal.[12]



2.4. ábra. A Capstone C-30 felépítése[8]

2.4. A folyadéktüzelés vizsgálata során használt modellek

A folyadéktüzelés során ugyanazokat a modelleket használtam, mint gáztüzelésnél. Annyi eltérés volt az előző esethez képest, hogy ebben az esetben az üzemanyag folyékony formában jut a tüzelőtérbe, ezért ehhez plusz egy modellt be kellett kapcsolni. A folyadék fázisú cseppek útvonalának követéséhez a Discrete Phase modellt aktiválni kellett, ezzel lehet az áramlási térben nyomon követni a folyékony halmazállapotú anyagok mozgását.

Ahhoz hogy a Discrete Phase modellnek szükséges perem feltételt megadjam, tüzelőanyag befecskendezést kellett beállítanom. A Fluent programban több injektor típus is előre definiálva van, ezek közül én a segédlevegős porlasztót alkalmaztam. A beállítások során többek között meg lehetett adni a tüzelőanyag tömegáramát, a porlasztó geometriáját, mint például a helyzetét, a befecskendezés irányát, a furat belső átmérőjét, stb. Tüzelőanyagnak a $C_{10}H_{22}$ összegképletű telített szénhidrogént használtam, mivel ezzel jól lehet modellezni az összetett dízelolajat.

3. fejezet

Az eredmények értékelése

3.1. Validációs vizsgálat

Az numerikusan számolt eredmények megítélése szempontjából rendkívül fontos, hogy mennyire közelítik meg a valóságot. Az eredmények validálása történhet analitikus úton, vagy mérési eredményekkel való összevetéssel. Ebben a feladatban nehéz lett volna olyan analitikusan számolható részt találni, amivel validálni lehetett volna az eredményeket, továbbá rendelkezésemre álltak mérési eredmények[10], ezért én azokkal hasonlítottam össze a kapott eredményeimet. A mérések során Kun-Balog Attila megállapította a turbina kilépésnél az átlag hőmérsékletet dízelolaj tüzelés esetén, majd abból analitikus úton visszaszámolta a tüzelőtér kilépő átlaghőmérsékletét több terhelés mellett. Az analitikus visszaszámolás során több paraméter mint például a nyomásveszteségi tényező, vagy a fajhőviszony becsülve voltak, ez egy kismértékű pontatlanságot vitt a mérésbe. A kilépésnél mért és számított átlaghőmérsékleteket a *3.1. Táblázatban* gyűjtöttem össze.

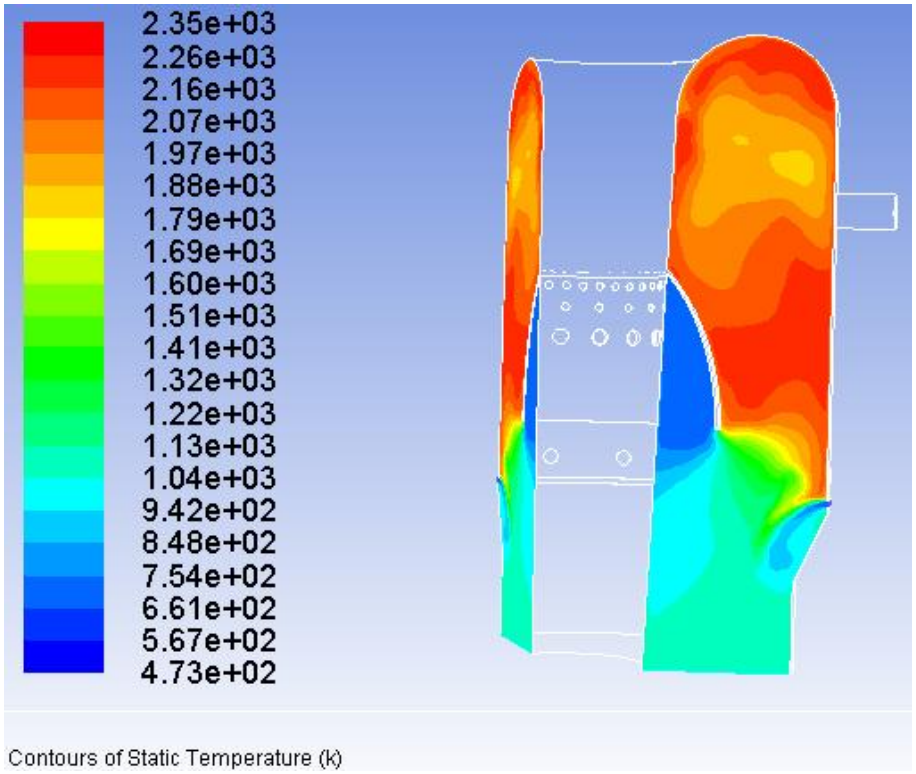
Teljesítmény [kW]	7	10	15	20	25
Mért átlaghőmérséklet [K]	1025,65	1033,83	1048,01	1065,75	1082,09
Gáztüzelés átlaghőmérséklet (CFD) [K]	1036,49	1031,84	1028,76	1028,13	1049,40
Eltérés [%]	1,05	0,20	1,84	3,53	3,02
Dízelolaj tüzelés átlaghőmérséklet (CFD) [K]	976,12	968,39	1012,11	1032,47	1050,37
Eltérés [%]	4,82	6,33	3,42	3,12	2,93

3.1. táblázat. Mért és számolt értékek összehasonlítása[10]

A megegyező turbina konstrukció miatt az eltérő tüzelőanyagok nincsenek hatással a kilépő átlaghőmérsékletre. A földgáztüzelés esetén az eltérések az értékek között kisebbek mint 5%. A folyadéktüzelés esetén már valamivel nagyobb az eltérés, 2,5-6,5% közötti. Mivel a mérés hibával terhelt, és a modellek se teljesen tökéletesen írják le a valóságot, ezért ezek az eredmények megfelelőnek tekinthetőek.

3.2. A gáztüzelés eredményei

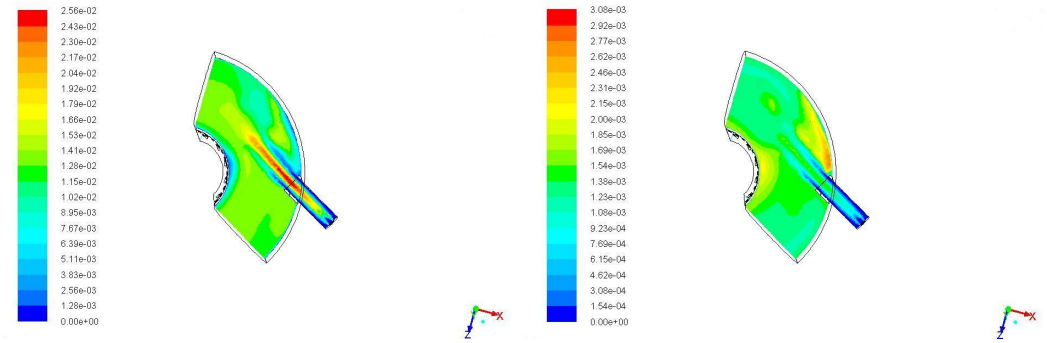
A szimuláció eredményei közül a hőmérsékletmezőt emelném ki elsőnek. A *3.1. Ábrán* látható a tűzelőtér hossza mentén vett (szimmetriasíkon) metszeten lévő hőmérséklet-eloszlás, jól megfigyelhető a primer és a hűtési zóna.



3.1. ábra. Hőmérséklet-eloszlás a tűzelőtérben

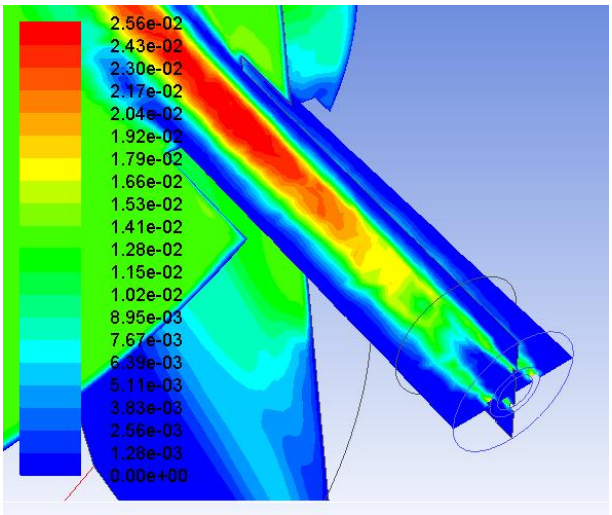
Az égőtér felső részén lévő primer zónában megy végbe a levegő-tüzelőanyag keverék égése, itt alakul ki a hőmérséklet-maximum is 2350 K értékkel. Szénhidrogének égése során keletkeznek köztes gyökök, melyek idővel átalakulnak más molekulákká, ilyen például a CO és az OH, ezek jelenléte égésre utal. A *3.2. Ábrán* látható a CO és az OH gyökök tömegtörtjeinek eloszlása, ebből arra lehet következtetni, hogy habár az égés folyamata már a keverőcsőben megkezdődik, a teljes végbemenetele a tűzelőtérben történik meg. Az is látható a *3.2. Ábrán* a bal oldali képen, hogy a keverőtérben és a tűztérben a beömlésnél van egy zóna, amiben a CO mennyisége kiugróan magas, ez jelzi azt, hogy habár az égés már elkezdődött, ahhoz azonban ott még kevés a tartózkodási idő, hogy a szénkiégés tökéletesen végbemenjen, később a tartózkodási idő növekedésével történik meg a teljes reakció. A keverőcsőben a belépésnél, a CO és az OH tömegtörtje is nulla még, ezen a ponton még a tüzelőanyag nem keveredett a levegő oxigénjével, és az égés még nem kezdődött el. Ahogy tovább haladunk a csőben, a levegő és a tüzelőanyag találkozásánál kialakul egy réteg, ahol elkezdenek összekeveredni, mivel a hőmérséklet eléri a gyulladási hőmérsékletet, ezért beindul az égés. A belépésnél

a magasabb CO és OH tömegtört értékű terület által körbevett rész határa jelöli az égés kezdetét.



3.2. ábra. A CO (balra) és az OH (jobbra) tömegtörtje

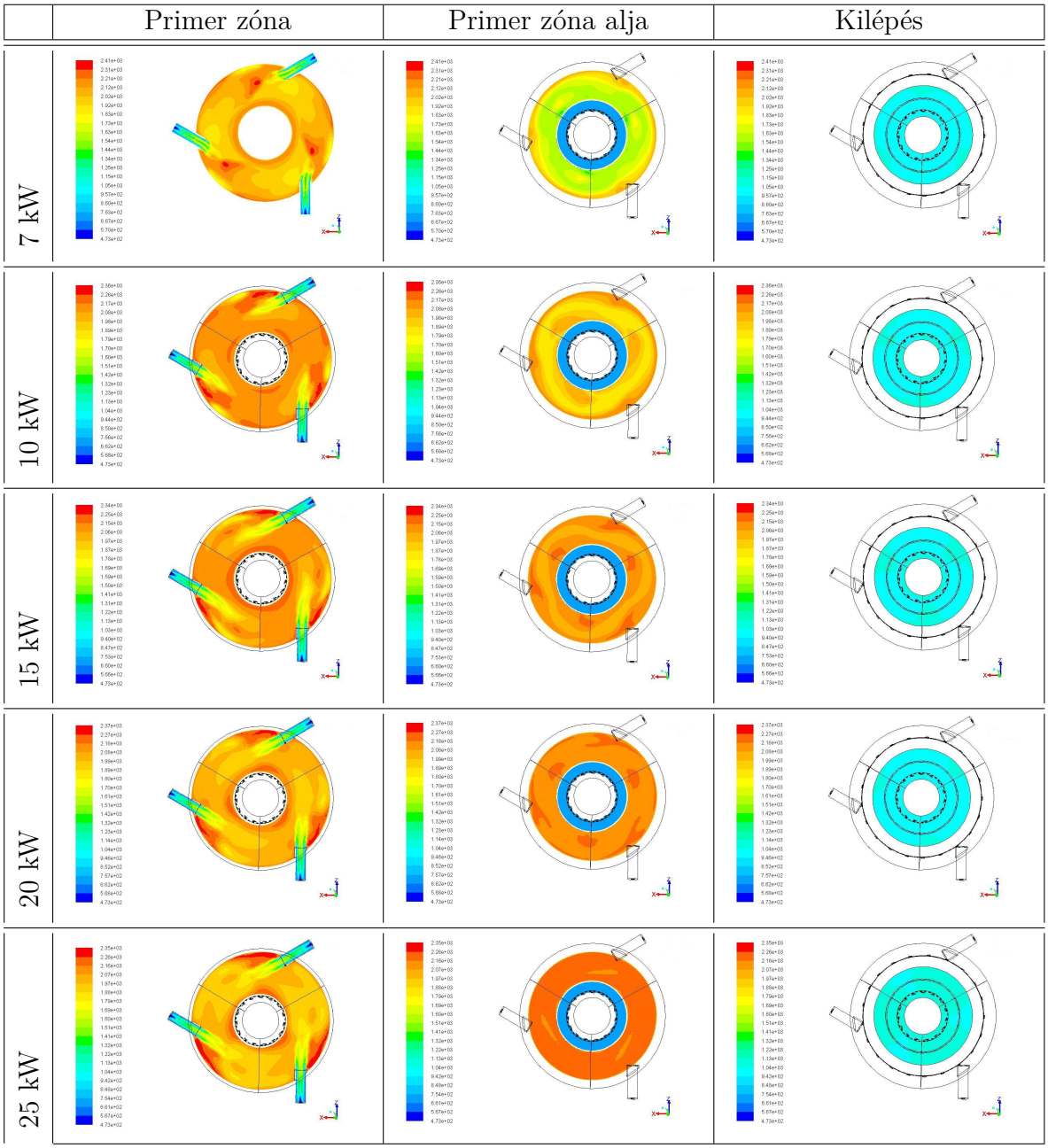
A *3.3. Ábrán* látható a szénmonoxid tömegtörtjének eloszlása két egymásra merőleges síkokon ábrázolva. A belépésnél van egy a belső CO-ban szegény zóna, azt veszi körül az égés kezdete.



3.3. ábra. A CO tömegtörtje két egymásra merőleges síkon

A tűztér keresztmetszetein a hőmérséklet-eloszlás a *3.4. Ábrán* látható, a különböző terhelések estén a hőmérsékletek is különböznek, azonban érdemes megfigyelni, hogy a primer zónában a hőmérséklet közel hasonló értékeket mutat minden esetben, a kilépő keresztmetszetben is nagyon kis különbségek vannak a hőmérsékletek között. A primer zóna végén (*2.1. Ábrán* plane-3-al jelölt sík) azonban nagy eltérés van az értékek között. A reakciózónában a hőmérsékletnek egy felső határt szab a lánghőmérséklet. Ennek a végén azonban a hőmérséklet attól függ, hogy a tüzeléssel mennyi teljesítményt vittünk be. A kilépésnél megint nem haladhatja meg azt az értéket a hőmérséklet, ami a turbinalapáton hosszútávon nem

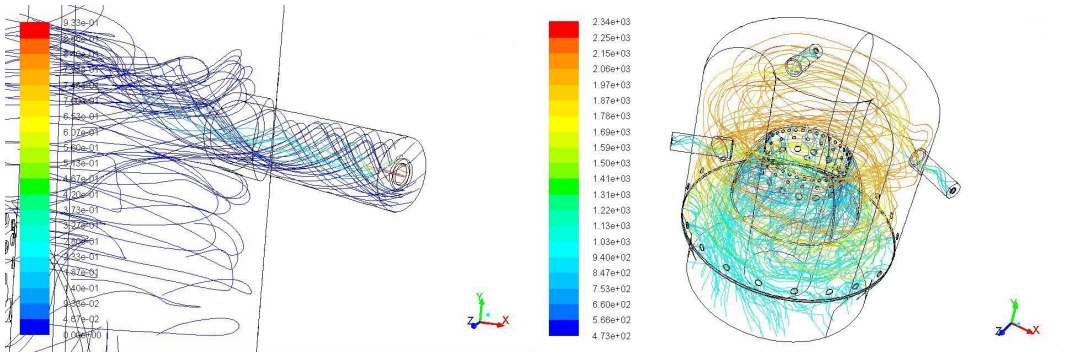
okoz tönkremenetelt, ezért a kívánt hőmérséklet profil beállításához még levegőt kevernek. Továbbá látható, hogy a keverőtérben még lényegesen kisebb a hőmérséklet, az ott kialakult keverék még oxigénben szegény, majd a tűztérben válik teljesen összekeverté.



3.4. ábra. Hőmérséklet-eloszlás a tűztér metszetein, különböző teljesítmények esetén

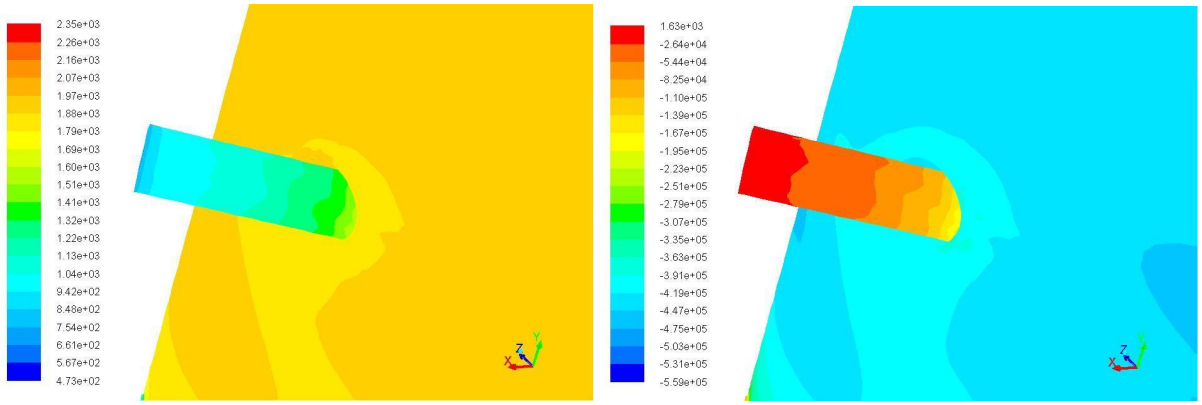
A *3.5. Ábrán* láthatók az áramvonalak a primer levegő és a tüzelőanyag belépésénél, a jobb oldali ábrán pedig a teljes égőtérben. Az előperdítő modellezésére beállított érintő és axiális irányú beáramlás nagyfokú perdületességet biztosít. A belépő csőben még csak kismértékben keveredik a földgáz a levegővel, a teljes folyamat a tűztéren belül játszódik

le. Itt viszont már a nem a belépésnél kialakuló perdület a meghatározó, hanem perdületes áramlás. A keveredésből következően az égés nagy része is szintén a tűztéren belül történik.



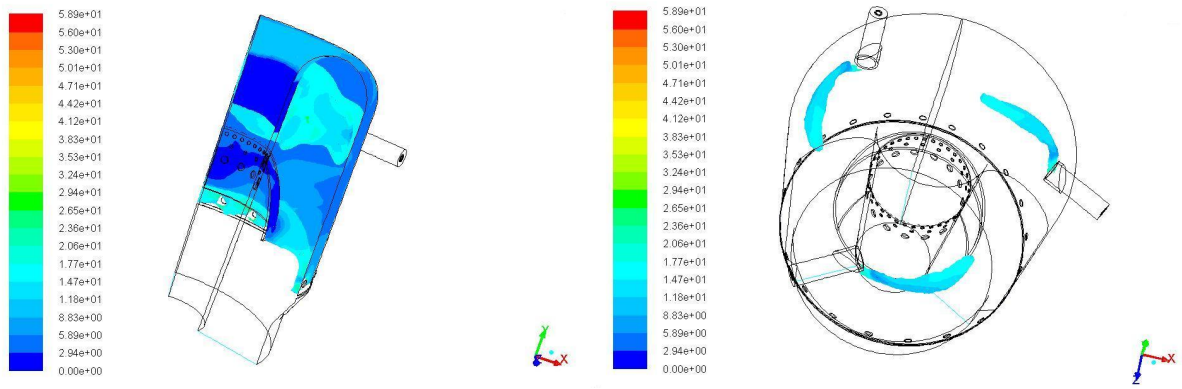
3.5. ábra. A tűztér belépésnél az áramvonalak a metán tömegtörtjével (balra) és a tűztérben kialakuló áramvonalak a hőmérséklet kontúrral (jobbra)

Abból, hogy az égés döntően a tűztéren belül zajlik, az következik, hogy a keverőcsőnek sokkal kisebb a hőmérséklete, mint az égőtér többi részén a falnak, ahogy ez a *3.6. Ábrán* is látható. Ennek következtében a cső elején még a környező tértől vesz föl hőt a fal, és csak az égőtér felé haladva kezd el hőt leadni a külső környezetnek.



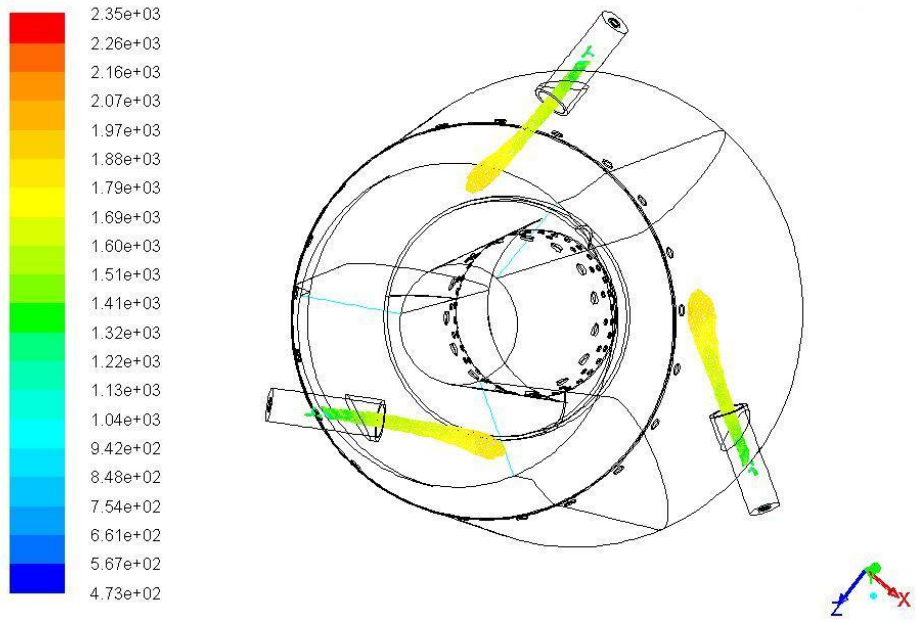
3.6. ábra. A tűztér falának hőmérséklete és hőátadása a belépésnél

Az eredmények kiértékelése során vizsgáltam még az azonos értékű felületeket. Először a hőmérséklet szerinti állandó izofelületeket vettem, és ezeken a sebességkontúrt jelenítettem meg. A *3.7. Ábrán* látható, hogy a fal melletti réteg még a primer zónában sem éri el a 2200 K-t, továbbá a tüzelőtérben a magas hőmérsékletű gázok 17 m/s sebességgel mozognak.



3.7. ábra. A 2000 [K] (balra) és a 2200 [K] (jobbra) hőmérséklethez tartozó izofelületek a sebesség abszolút értéke szerint kiszínezve

A *3.8. Ábrán* látható a CO tömegtörtjének 0,018-os értékéhez tartozó izofelületek, 25 kW-os teljesítményen, ezen a felületen a hőmérséklet-kontúrt alkalmaztam. Az égéskor keletkező köztes molekula, a szénmonoxid eloszlása kijelöli a lángot.

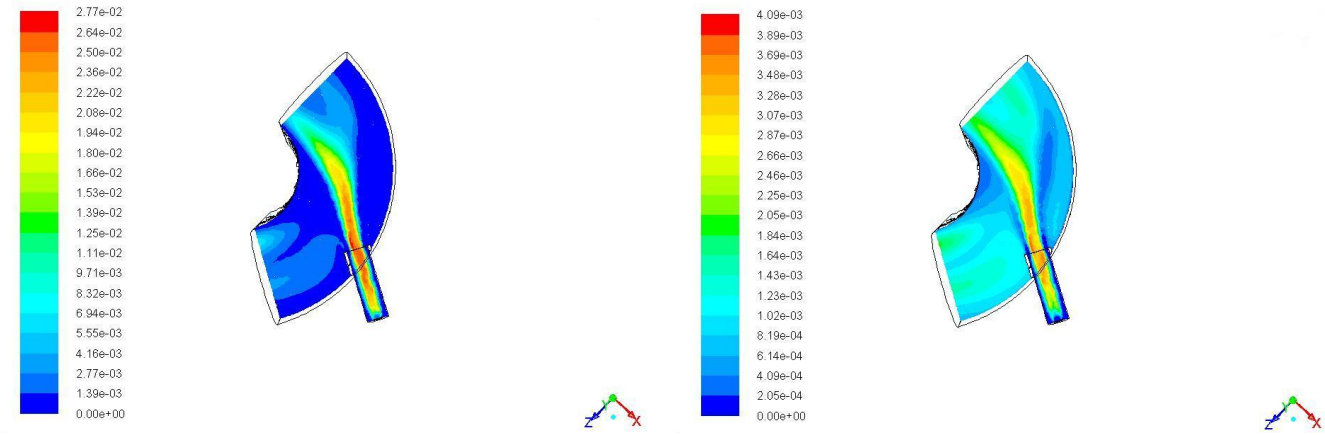


3.8. ábra. A 0,018 CO tömegtörthöz tartozó izo felület, a hőmérséklet szerint színezve

3.3. A folyadéktüzelés eredményei

A belépésnél a lángfront alakja ebben az esetben is kúppal közelíthető, azonban összehasonlítva a *3.2. Ábrát* a *3.9. Ábrával* jelentős eltérés látható, ennek a magyarázata a két tüzelőanyag szerkezeti különbségében keresendő. Az előző esetben egy rövid szénláncú molekula

gyors égése történt, a folyadéktüzelés esetén pedig egy relatíve hosszú szénláncú molekula lassabb égéséről van szó.



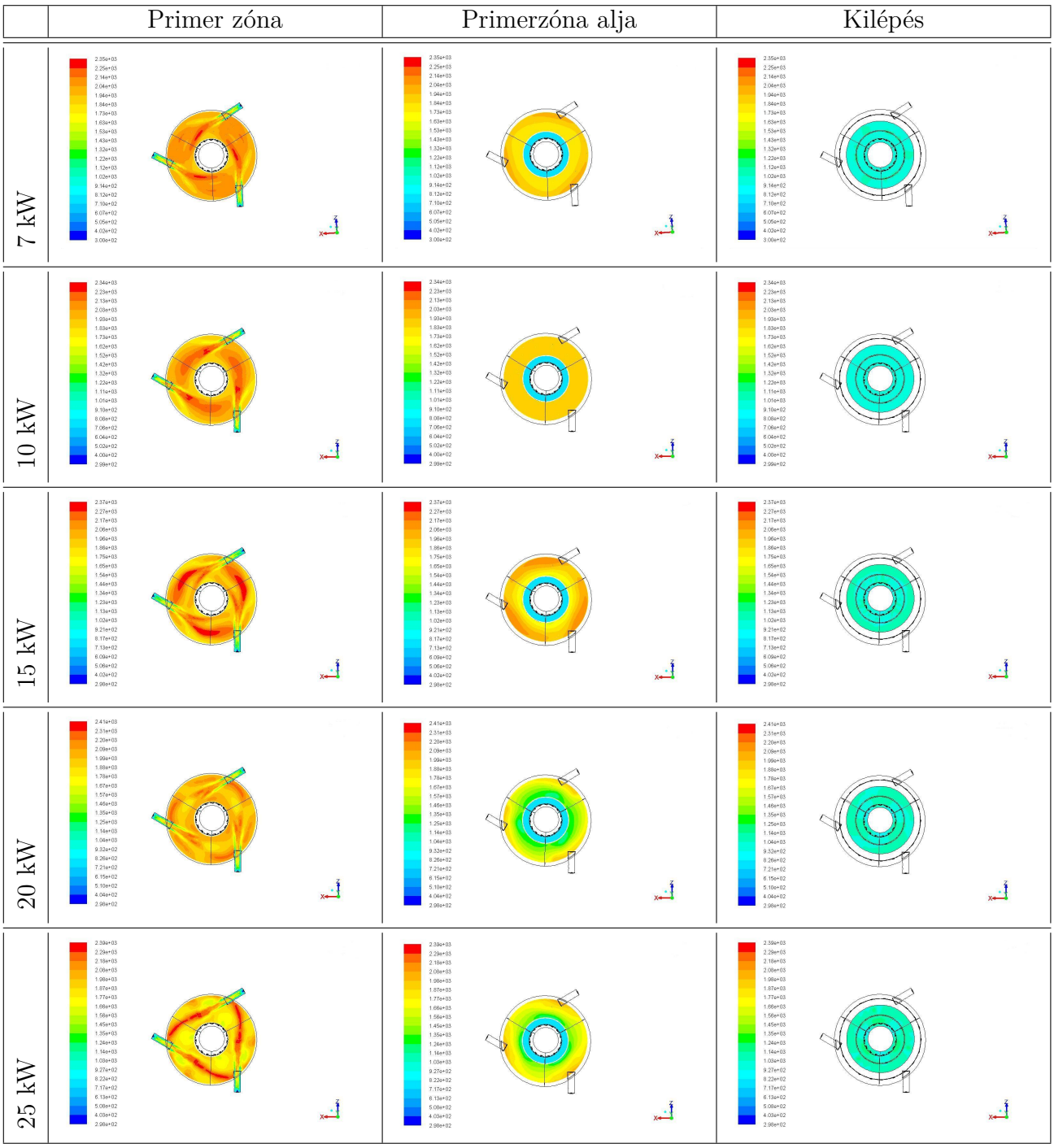
3.9. ábra. A CO (balra) és az OH (jobbra) tömegtörtje a primer zónában

Folyadéktüzelés esetén a peremfeltételekhez a tüzelőanyag és a levegő tömegáramát a mérési adatokból vettem, a primer és szekunder levegő bevezetések közötti megoszlását pedig számoltam. A primernél bevezetettet annyira határoztam meg, hogy a légfelesleg tényező 1,25 legyen, a többit pedig a szekunder beömléseknél állítottam be. Az ily módon meghatározott értékek a *3.2. Táblázatban* láthatók.

P_{vill} [kW]	7	10	15	20	25
$\dot{m}_{dízel}$[kg/s]	0,00039	0,00046	0,00060	0,00075	0,00090
$\dot{m}_{levprim}$[kg/s]	0,0079	0,0093	0,0121	0,0151	0,0181
$\dot{m}_{levszek}$[kg/s]	0,0483	0,0539	0,0640	0,0733	0,0816

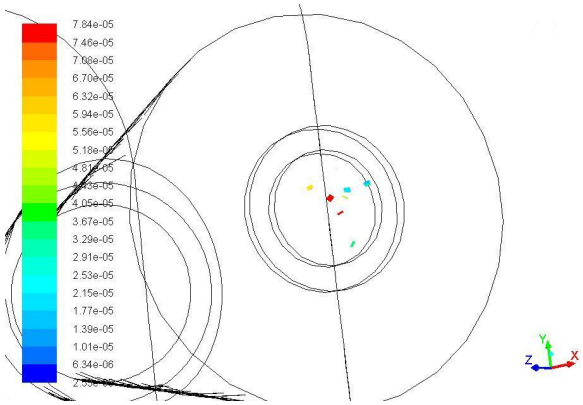
3.2. táblázat. A peremeken megadott tömegáramok folyadéktüzelés esetén

A *3.10. Ábrán* látható a hőmérséklet-eloszlás a tűztér különböző keresztmetszeteiben, dízelolaj tüzelés esetén. Ebben az esetben is megállapítható, hogy a primer zónában és a kilépésnél a teljesítménytől függetlenül közel állandó a hőmérséklet. A primer zóna alján megy végbe nagymértékű változás a különböző teljesítmények mellett. Ebben az esetben is jól látszik, hogy a kilépésnél a hőmérsékletmező már kvázi homogén, és a turbina járókerék hőterhelhetőségének megfelelő (800-850 C°) hőmérsékletű.



3.10. ábra. Hőmérséklet eloszlás a tűztér metszetein, különböző teljesítmény esetén

A *3.11. Ábrán* látható a befecskendezett tüzelőanyag cseppjeinek az útja, mivel magas hőmérsékletű levegőbe relatíve magas hőmérsékletű tüzelőanyagot fecskendezünk, ezért az nagyon hamar elpárolog. A maximális idő ami a teljes elpárolgásig eltelik, 10^{-5}s nagyságrendjébe esik (maximum $8{,}02 \cdot 10^{-5}$ s).

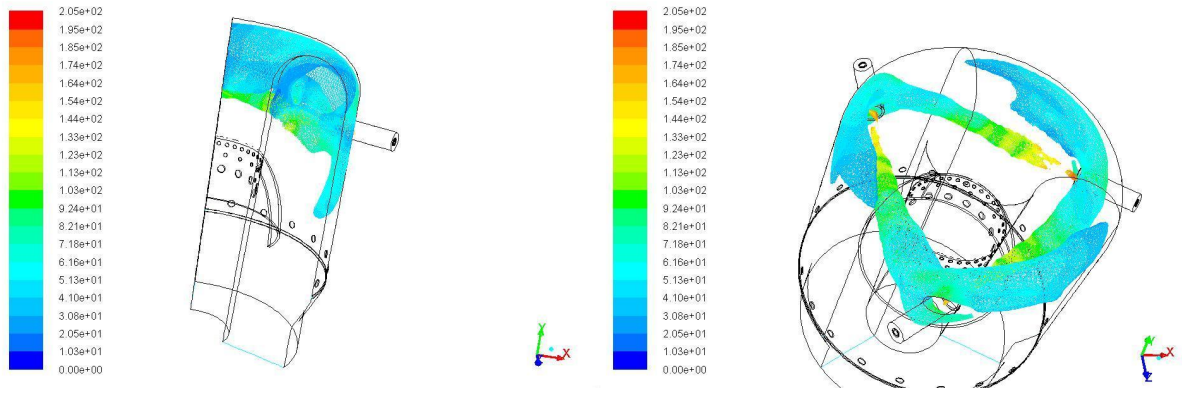


3.11. ábra. A befecskendezett tüzelőanyag-cseppek útja (a tartózkodási idő szerint színezve)

Ennek köszönhetően a *3.12. Ábrán* is látható, hogy a keveredés szempontjából nincs nagy különbség a folyadék- és a gáztüzelés között. Ebben az esetben is a keverőcsőben elkezdődik, és annak a végéig a nagy része le is játszódik a folyamat.

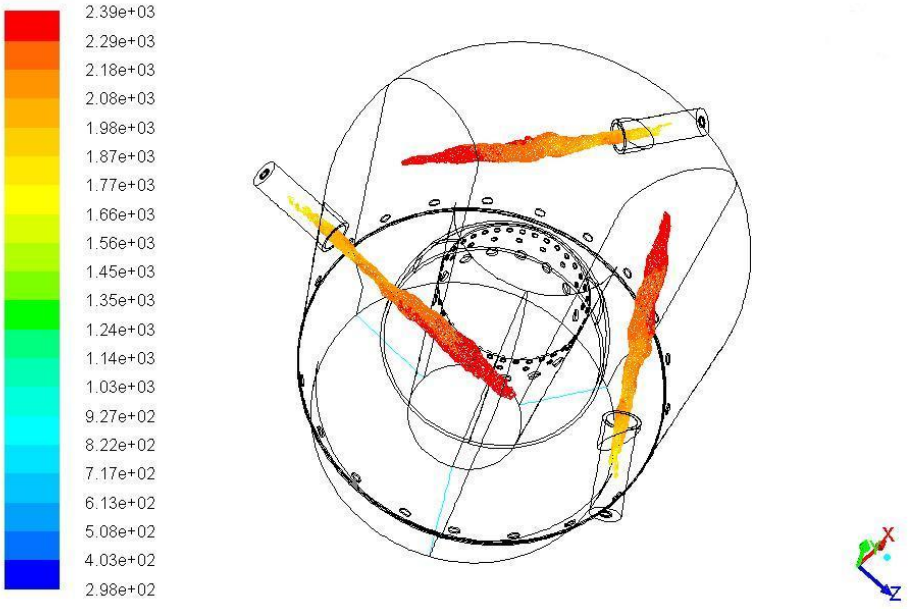
3.12. ábra. Az áramvonalak a belépésnél

A folyadéktüzelés esetén is vizsgáltam az állandó értékű felületeket, elsőnek itt is az állandó hőmérséklet szerintieket vettem. A *3.13. Ábrán* láthatók a dízelolaj tüzelés esetén a 2000 és 2200 K-hez tartozó felületek. Ami először szembetűnik, hogy ellenben a földgáztüzeléssel a 2200 K-es hőmérsékletű gázok egészen a falig elérnek, továbbá hogy a kialakuló sebességek jelentős mértékben nagyobbak, mint gáztüzelés esetén.



3.13. ábra. A 2000 [K] (balra) és a 2200 [K] (jobbra) hőmérséklethez tartozó izofelületek a sebesség kontúrral

A *3.14. Ábrán* láthatók a 0,018-os CO tömegtörthöz tartozó felületek 25 kW-os elektromos teljesítményen, hőmérséklet kontúrral. Az ábrán látható, hogy összehasonlítva a *3.8. Ábrával* a felület által körülfogott térfogat sokkal elnyújtottabb, illetve a felület hőmérséklete is sokkal magasabb, ennek oka lehet a hosszabb szénláncú molekulák elnyújtottabb és helyileg intenzívebb égése.

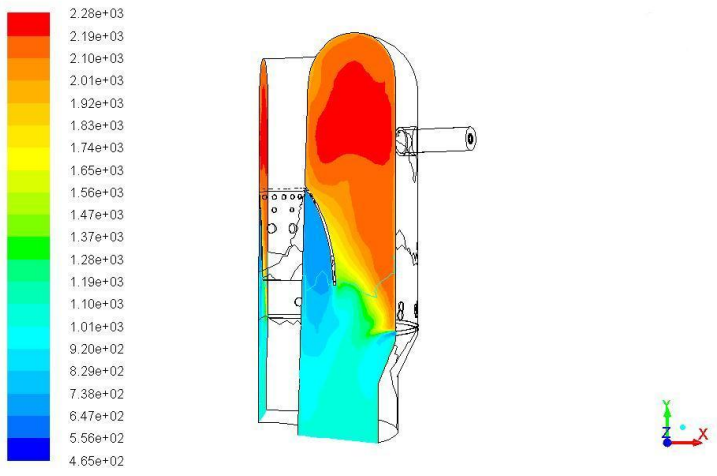


3.14. ábra. A 0,018 CO tömegtörthöz tartozó izo felület, a hőmérséklet szerint színezve

3.4. Instacionárius vizsgálat

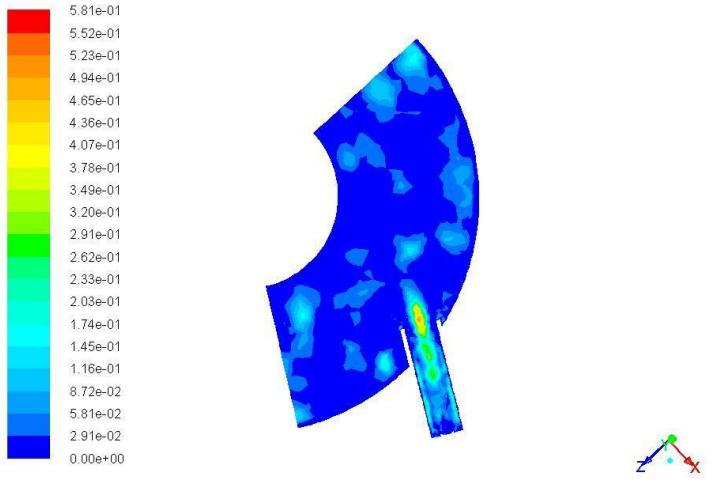
A modellen instacionárius vizsgálatot is végeztem, hogy a nagy örvények helyét meg tudjam határozni. A vizsgálat elvégzéséhez először megfelelő időlépést kellett választani, ez a Courant

szám értékének 1 alatt tartásával sikerült, így biztosítható volt a konvergencia. A turbulencia modellezésnél pedig az RSM helyett a SAS modellt választottam, ezzel instacionárius áramlások modellezése is megvalósítható[12]. A vizsgálatot földgáztüzelés esetére végeztem el, az átlagolt hőmérséklet a szimmetria síkon a *3.15. Ábrán* látható, ez jó közelítéssel megegyezik a *3.1. Ábrán* látható stacionárius esetből kapottal.

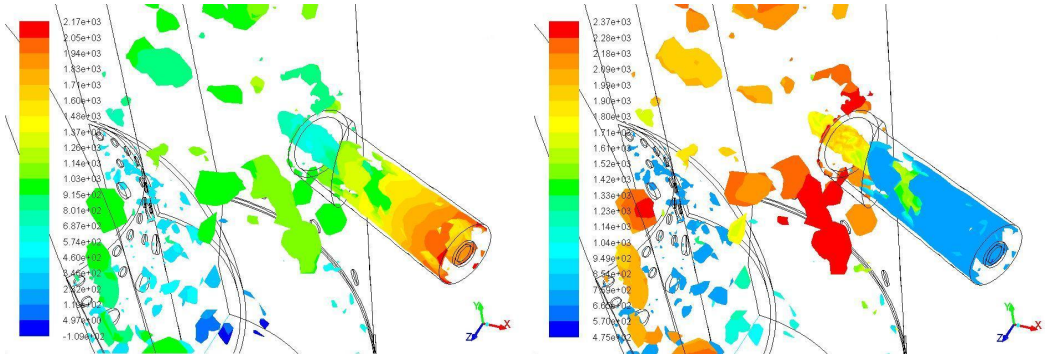


3.15. ábra. Hőmérséklet eloszlás a szimmetria síkon 25 kW-os elektromos teljesítményen

Az örvények helyzetének meghatározásához az q-kritérium módszert használtam. A q jelöli a nyíró alakváltozás és az örvénylésesség nagysága között lévő helyi arányt. Ennek a változónak a konstans értékei által kijelölt felület a különböző intenzitású örvényeket veszi körül. A nagy örvények lokalizációjának meghatározásához vettem egy felületet, amelyen normalizált q-kritérium értéke állandó, majd ezen a síkon ábrázoltam a hőmérséklet kontúrt.



3.16. ábra. A normalizált q-kritérium eloszlása a plane1 felületen.



3.17. ábra. A normalizált q kritérium 0,12-es értékű felületeken a nyomás (balra) és a hőmérséklet (jobbra) kontúr

A *3.16. Ábrán* látható 0,4 normalizált q-kritériumhoz tartozó felület, ezen látható, hogy a nagy turbulencia a keverőcsőben az előperdítő miatt alakul ki. A *3.17. Ábrán* látható az égő környékén a 0,12-os normalizált q-kritériumhoz tartozó felületek a nyomás és a hőmérséklet kontúrral. Az ábrákból megállapítható, hogy a nagy turbulenciával bíró rész a keverőcsőben alakul ki, a kisebb örvények pedig elszórtan helyezkednek el a tűztérben.

4. fejezet

Összefoglalás

A gáz- és folyadéktüzelés szimulációja sikeres volt, a kapott adatok a méréshez képest kellőképpen kis eltéréssel bírnak. A validálás során tapasztalt kis különbségek eredhetnek a nem teljesen pontos anyagparaméterekből és a modellezési bizonytalanságokból. A modell javítható még a hőátadás szempontjából fontos felületek részekre bontásával, de a bonyolult, nem lineáris összefüggések ellenére így is jó egyezést sikerült elérni.

Az eredményeket vizsgálva megállapíthatjuk, hogy mind a folyadék, mind pedig a gáztüzelés esetén a tűztér kielégíti a vele szemben támasztott hőmérséklet-eloszlásra támasztott elvárásokat. A két tüzelési mód között a reakciózóna kiterjedésében és lokalizáltságában van nagymértékű eltérés. Azonban, ahogy vártuk, a tűztér mindkét tüzelőanyag típussal alkalmas az üzemelésre.

A dolgozat elkészítése során vizsgáltam instacionárius esetben is a modellt. A nagy örvények helyének meghatározását végeztem el. Megállapítható, hogy ezek a keverőcső csatlakozásánál a alakulnak ki, és kisebb örvények elszórtam a tűztérben több helyen is megjelennek.

Irodalomjegyzék

[1] Dr. Fülöp Zoltán, Gázturbinák, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1975

[2] Rolls Royce plc, The Jet Engine, Renault Printing Ltd., Derby 1986

[3] https://en.wikipedia.org/wiki/Capstone_Turbine, 2015.10.12.

[4] Final Technical Report, Capstona Turbina Corporation, March 31, 2008

[5] Wágner Péter Olivér, Gázturbina égőterének numerikus vizsgálata, Szakdolgozat, Budapest, 2014

[6] Michael Casey Torsten Wintergerste, ERCOFTAC Special Interest Group on "Quality and Trust in Industrial CFD" Best Practice Guidelines, Fluid Dynamics Laboratory Sulzer Innotec, 2000

[7] Dr. Lezsovits Ferenc, Rieth Ágnes, Kazánok és Tüzelőberendezések, Oktatási segédanyag, Budapest 2014

[8] http://erikhare.com/2012/05/11/energy-turbine-electric-hybrids/, 2015.10.19.

[9] Dr. Sztankó Krisztián, Dr. Bereczky Ákos, Papp József, Capstone C-30 mikro-gázturbina alkalmazása a decentralizált energiatermelésben, Magyar Energetika 2004/1 37. old.

[10] Kun-Balog Attila, Megújuló tüzelőanyagok alkalmazása mikro-gázturbinában, Diplomaterv, Budapest 2009

[11] Lajos Tamás, Az áramlástan alapjai, Budapest 2008

[12] Ansys Inc., Ansys Fluent Theory Guide R15.0, Canonsburg 2013