

# **Bio Yakıtla Çalışan Küçük Gaz Türbinli Motor Dönüşümü ve Performans Karşılaştırması**

**Proje No: 106M180**

Prof.Dr. İbrahim Sinan AKMANDOR  
Y.Doç.Dr. Oğuz UZOL  
Mehmet KARACA

EKİM 2009  
ANKARA

## Önsöz

TUBİTAK ARDEB 1001 BİLİMSEL VE TEKNOLOJİK ARAŞTIRMA PROJELERİNİ DESTEKLEME PROGRAMI tarafından desteklenen “Bio Yakıtla Çalışan Küçük Gaz Türbinli Motor Dönüşümü ve Performans Karşılaştırması” projesi 1 Temmuz 2007 tarihinde başlamış ve 1 Temmuz 2009 tarihinde tamamlanarak ulaşılan bilimsel sonuçlar proje genel sonuç kısmında yer almaktadır.

## İçindekiler

Önsöz.....	2
Özet.....	4
Abstract.....	4
1. Giriş.....	5
2. Literatür taraması.....	5
3. RR Allison Tuboprop motor yanma odası sayısal benzeşimi.....	6
4. Kerozen ve bio-yakıtla karıştırılan kerozenin adiyabatik alev sıcaklık hesapları.....	9
5. Yakıt sprey testleri .....	13
6. Türboprop motor çalıştırma öncesi biyoyakıt yanma deneyleri.....	17
7. Türboprop motor test sehpası.....	21
8. Türbojet motor dizel ve sentetik yakıt performans testleri.....	23
9. Proje genel sonuçları.....	27
EK.2 Referanslar.....	28
TÜBİTAK Proje Özet Bilgi Formu.....	29

## Tablo ve şekil listeleri

Resim 1: yanma odası çözüm ağı.....	6
Resim 2: RR Allison yanma odası içine püskürtülen kerozen yakıtın izlediği yol ve yakıt taneciklerinin buharlaşması.....	7
Resim 3: yanma odası içinde püskürtülen yakıtın buharlaşma paterni .....	7
Resim 4: yanma odası hız vektörleri.....	8
Resim 5: yanma odası toplam sıcaklık dağılımı.....	8
Resim 6: yanma odası CO konsantrasyon dağılımı.....	9
Resim 7: yanma odası CO <sub>2</sub> konsantrasyon dağılımı.....	9
Resim 8: yanma şematiği.....	10
Resim 9: Rolls Royce Allison 250-C18 tipi türboşaft motorda yanma koşulları.....	11
Resim 10: C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> 'in Adiyabatik Alev Sıcaklığı.....	12
Resim 11: C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH'ın Adiyabatik Alev Sıcaklığı.....	12
Resim 12: C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> - C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH değişik karışım oranlarında adiyabatik alev sıcaklığı sonuçları.....	13
Resim 13: yakıt sprey test düzeneği.....	13
Resim 14 : siyah beyaz alınan 21 kerozen yakıt püskürtme fotoğrafı.....	16
Resim 15: siyah beyaz resimlerin piksel ışımaya derecesine göre renklendirilmesi.....	16
Resim 16: solda kerozen JP8, sağda GTL kero sentetik yakıt.....	17
Resim 17. kerozen spray açısının belirlenmesi.....	17
Resim 18: biyoyakıt yanma deney düzeneği.....	18
Resim 19: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlarda O <sub>2</sub> ve CO emisyonları.....	19
Resim 20: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlarda NO ve H <sub>2</sub> emisyonları.....	19
Resim 21: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlarda NO <sub>2</sub> ve NOX emisyonları.....	19
Resim 22: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlardaki sıcaklık (h=10 cm).....	20
Resim 23: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlardaki sıcaklık (h=22 cm,h = 47 cm).....	20
Resim 24: %20 ve %100 Biyodizel yakıt için değişik radial ve eksenel sıcaklık değerleri.....	20
Resim 25: Dizel ve Ethanol yakıt için değişik radial ve eksenel sıcaklık değerleri.....	20
Resim 26: yüksüz olarak çalışan gaz türbini mobil sehpasında (önceki durum).....	21
Resim 27: RollsRoyce Allison turboprop ve yük hücresi (su fren yükü-ön plan gri tambur).....	22
Resim 28: Su freni (yük hücresi) kontrol (üstte) ve motor kontrol (sağda).....	23
Resim 29: Türboprop motor komuta kontrol konsolu.....	23

Resim 30: Türbo motorun düzeltilmiş kütle akış oranı.....	24
Resim 31: Kompresör Çalışma Eğrisi.....	25
Resim 32: Yanma odası basınç düşme oranı.....	25
Resim 33: Yanma verimi.....	26
Resim 34: Yakıt-hava oranı.....	26
Resim 35: Turbin çalışma eğrisi.....	27

Tablo 1. $C_8H_{18} - C_2H_5OH$ karışımları için reaksiyon denklemleri.....	13
Tablo 2. Kerozen yakıt özellikleri .....	14
Tablo 3. Sentetik kerozen yakıt özellikleri.....	15
Tablo 4. Biyoyakıt deney konfigürasyonları.....	18
Tablo 5. RR Allison motor performansı.....	22

## Özet

Gaz türbinleri sürekli akış ve yanma esasına göre çalışan motorlar olduklarından yanma sürecindeki kısıtlamalar diğer motorlara oranla daha az olmakta, böylelikle temiz yanma sağlayacak çevreci yakıtların kullanılması yönünde geniş olanaklar sunmaktadır. Hali hazırda kojenerasyon gruplarında sıkça kullanılan doğal gazlı kojenerasyon gaz türbinlerinden uçak motorlarında kullanılan kerozen yakıtına kadar çok değişik türde yakıt ile çalışan gaz türbin motoru günümüzde güç ve itki üretmektedir. Son zamanlarda artan petrol fiyatları ile hızlanan bio yakıt kullanma eğilimi ile birlikte, gaz türbin motorlarında da bio yakıt kullanımını gündeme gelmiştir. Bio yakıt gaz türbin motorlarının emre-amadelikleri ve yüksek hava debilerinde yüksek gücü verimli üretebilme yetenekleri daha da artacaktır. Eğer önerilen proje sonunda bio yakıtla çalışan gaz türbinli motorun ölçülecek gerçek performansları hali hazırdaki motora göre üstünlük gösterebilirse, gaz türbinlerinde kullanılan yerli yakıt oranı artacağından hem ekonomimize çok önemli bir katkı söz konusudur hemde tümleşik ısı ve güç santrallerindeki verimli ve çevreci kullanım alanı genişleyecektir.

Projede öncelikle araştırılacak hava-bio yakıt karışımı doğru basınç ve sıcaklık altında yanmanın sağlanmasıdır. Değişik motor hızlarında kompresörden değişik çıkış basınçları ve debilerde hava yanma odasına gelmektedir. Farklı debilerdeki en ideal hava/bio yakıt karışım oranı sayısal çalışmalarla modellenecek ve bu oranın gaz türbin motor performansına etkisi yine deneysel olarak elde edilecektir. Bu aşamada farklı kalorifik değerlerin farklı yakıt debisi gerektirdiği ortadadır. Hava akış debisine uygun bio yakıt akışının sağlanması projenin en önemli hedeflerinden biridir. Yapılacak olan çalışma sonucunda, Havacılık ve Uzay Mühendisliği bölümünde daha önceden yapılmış ve yayınlanmış çalışmalar yardımıyla türbinli motorun bütününden alınan ölçümler kullanılarak döngüsel komponentlerin de performans özellikleri belirlenecektir. Kompresör ve türbin kademelerinin aerotermodinamik performanslarının bio yakıtla birlikte neden ve nasıl değiştiği araştırılacaktır. Bu bilgiler doğrultusunda, hem biyo-yakıtın özellikleri, hemde döngüsel komponentlerin karakteristikleri göz önüne alınarak yanma odasında yapılacak modifikasyonlar tasarlanarak uygulanacak ve projenin son aşamasında biyoyakıtla enerji üretebilen gaz türbin sistem performansı test edilecektir.

### **Anahtar Kelimeler:**

Bio yakıt, Dönüştürülmüş Gaz Türbini, Yeşil Gaz Türbini, Çevreci Gaz Türbini, Düşük Kolirifik Değerli Yanma, Bio Yakıtlı Gaz Türbin Performans Değerleri

**Abstract:**

Since the flow and the combustion processes are continuous, the limitations for fuel for gas turbines is much less when compared with other types of engines. Gas turbines enable the use of low calorific value biofuels.

Gas turbines can use wide range of fuels from natural gas at cogeneration plants to Kerosene on aircraft engines. Nowadays, increase in the petrol prices increase tendency to use bio-fuels in gas turbines for energy generation. Bio-fuels has the potential to contribute a significant portion of the electricity consumed in Turkey. In addition it provides an alternative to fossil-fuel-based energy and creates a new market for agriculture. Multifuel usage capability will increase efficient reliable operations of gas turbine engines. Combined heat and power systems using biofuels will widely spread in the energy industry and greatly contribute to the economy of our country.

The prior consideration in the project will be investigation of true air-fuel ratio, pressure and temperature on bio-fuel combustion for high efficiency. During the operation of the engine the property of the flow incoming to the combustion chamber varies. Ideal air to fuel ratios for various operating points will be obtained, and the results will be verified experimentally. Varying calorific value of the fuel will arise need for varying fuel flow rate for efficient combustion, to achieve efficient combustion using bio-fuels is one of the most important outcome of the work. At the end of the project, the results of the previously submitted thesis at the Aerospace Engineering Department will be used as to obtain performance characteristics of rotating components evaluating the measurements taken from the gas turbine. According to results obtained through the component performance estimation analysis, the modifications required to permit operation on Biofuel will be designed and applied to gas turbine. Finally, the system will be operated, and for comparing the efficiency and performance of the system with various types of fuel.

**Keywords:**

Bio Fuel, Modified Gas Turbine, Green Turbo-Turbine, Environmentally Friendly Gas Turbine, Low Calorific Value Combustion Chamber, Performance of Bio Fuel Gas Turbine

## 1. Giriş

Gaz türbinleri sürekli bir akış ve yanma esasına göre çalışırlar ve bu yüzden yüksek basınç ve sıcaklık dalgalanmalarına maruz kalmamaktadırlar. İçten yanmalı motorlara göre daha düşük basınç oranlarında çalıştıklarından daha düşük kalorili ancak daha çevreci yakıtların kullanılması yönünde türbomotorların ufukları göreceli olarak daha geniştir.

Bu motorlarda önerilen ve bu projede kullanılan sentetik biyo-jet yakıtları yeni değildir: Almanyada 1930'lardan beri Fischer-Tropsch proses ismi ile kömürden kerosene (jet yakıtı) elde edilmektedir. Ancak II.ci Dünya Savaşı sonrası ham petrol dünyada kolayca bulunabildiği ve ham petrolden elde edilen kerozen yakıtının fiyatı çok daha düşük olduğundan kimyasal işleme elde edilen kerozen yakıtına ara verilmiştir. Dünyada çok büyük kömür yatakları olan Güney Afrika devleti, ambargolar yüzünden kendi kerozen yakıtını geliştirmiştir. Yarı sentetik türdeki bir yakıt 8 senedir sertifikalı olarak kullanıcıların hizmetindedir (SASOL firması). Aynı firma 2007 yılının sonunda 100% sentetik jet motor yakıtını sertifikasını almıştır. Bu tür sentetik biyo yakıtlar CTL (Coal To Liquids) kömürden sıvı elde edilerek üretilirler. Bu durumda gazlaştırma ve Fisher-Tropsch proses üretim aşamalarına dahildir.

İlk nesil biyo-yakıtlar: Etanol ve Metanol den elde edilen ilk nesil biyo yakıtlar jet yakıtı olarak elverişli değildir çünkü bu yakıtların enerji içerikleri göreceli olarak düşüktür. Bu yakıtlar kullanıldıkları takdirde hali hazır uçaklarda daha büyük yakıt tankları, daha büyük kanatlar ve motorlar ve aynı görev için daha çok yakıt sarfiyatı gerekecektir [1].

## 2. Bio Yakıt Literatür Taraması

Makale taraması gaz türbinlerinde bio yakıt uygulamaları, dizel ve benzinli motorlarda bio yakıtla çalışmalar ve motorlarda meydana gelen performans değişiklikleri, bio yakıtın enjeksiyon ve ateşlemeye etkisi gibi birçok açıdan bio yakıtlı motorlar incelenmiştir. Çok sayıda bio yakıt ve yanmasına yönelik çalışma vardır. Ancak bio yakıtın gaz türbinlerine uyarlaması çok yenidir ve projeye en yakın ancak tek bir bilimsel çalışmaya rastlanılmıştır [2]:

Bunun başlıca iki sebebi vardır. Gaz türbin yanma odalarında ağır yakıtlar kullanılarak yüksek basınçlarda yakıtın parlaması önlenmektedir ancak biyo yakıtların çoğunun enerji içeriği kerozen'e göre daha az olduğu için performans da düşüş meydana gelmektedir. Bu sebeple gaz türbinlerinde biogaz kullanımı sentetik kerozen ile kısıtlıdır. Sentetik biyo-jet yakıtları yeni değildir: Almanyada 1930'lardan beri Fischer-Tropsch prosesi kullanılarak kömürden kerozen (türbojet, türbofan ve turbo prop yakıtları) elde edilmektedir. Ancak II.ci Dünya Savaşı sonrası ham petrol dünyada kolayca bulunabildiği ve ham petrolden elde edilen kerozen yakıtının fiyatı çok daha düşük olduğundan kimyasal işleme elde edilen kerozen yakıtına ara verilmiştir. Dünyada çok büyük kömür yatakları olan Güney Afrika devleti, ambargolar yüzünden kendi kerozen yakıtını geliştirmiştir. Yarı sentetik türdeki bir yakıt 8 senedir sertifikalı olarak kullanıcıların hizmetindedir (SASOL firması). Aynı firma 2007 yılının sonunda 100% sentetik jet motor yakıtını sertifikasını alacaktır. Bu tür sentetik biyo yakıtlar CTL (Coal To Liquids) kömürden sıvı elde edilerek üretilirler.

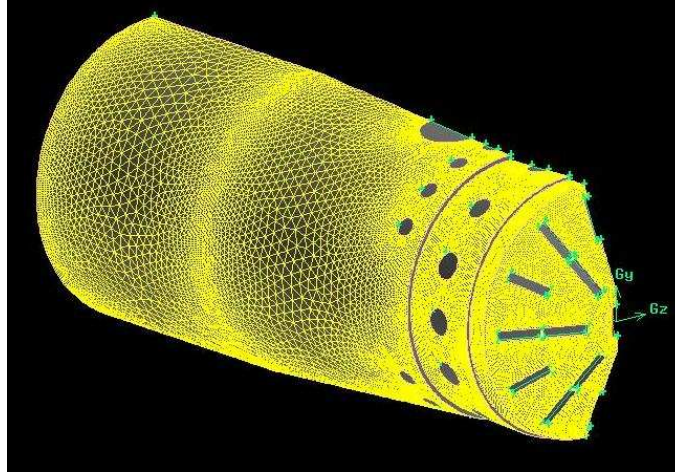
Diğer bio yakıt literatür çalışmaları:

İlk nesil biyo-yakıtlar: Etanol ve Metanol den elde edilen ilk nesil biyo yakıtlar jet yakıtı olarak elverişli değildir çünkü bu yakıtların enerji içerikleri göreceli olarak düşüktür. Bu yakıtlar kullanıldıkları takdirde hali hazır uçaklarda daha büyük yakıt tankları, daha büyük kanatlar ve motorlar ve aynı görev için daha çok yakıt sarfiyatı gerekecektir. Biogaz'a yönelik teknoloji son 50 yıldır geliştirilmektedir. Araştırmalarda daha çok biogaz üretimi ve atık işleme teknolojisine dönük olmaktadır. Biogaz kullanımına yönelik uygulamalar ise daha çok içten yanmalı motorlara dönük olmuştur [3]. [4] nolu makale değişik ülkelerde *Jatropha curcas* (Ratanjot), *Pongamia pinnata* (Karanj), *Calophyllum inophyllum* (Nagchampa), *Hevea brasiliensis* (Rubber) gibi sebzelerden ihtisal edilen yağ ve biodizel yakıtların üretimi ve karakterizasyonu üzerinde durmaktadır. Etanol'ün oksijene olduğunda emisyon azalmasında önemli rol üstlenebileceği de vurgulanmaktadır. [5] nolu makalede dizel motorlarda klasik yakıtın bio yakıtla hacim olarak 90/10 ve 80/20 oranlarında karışımların değerlendirilmesi ve karşılaştırması yapılmaktadır. Test edilen

bio yakıtlar arasında pamuk, soya ayçiçeği yağları ve bunlara karşılık gelen metil esterler vardır. Her karışım ile motor 2000 devirde orta ve tam yükte çalıştırılmakta ve yakıt sarıyatı, egzost gazı dumanı ve emisyonları (NO<sub>x</sub>, CO, HC) gözlenmekte ve ölçülmektedir. [6] ve [7] nolu makalelerde ise bir kapalı çevrim direkt enjeksiyonlu dizel motorda etanol dizel karışımlar ve bio etanol uygulanmaktadır. Yakıt enjeksiyonu modellenmektedir. Yakıt amla uharşması ve jet karışım modelleri kullanılmakta, ne kadar yakıt ve havanın bujetler ile sürüklendiği hesaplanmaktadır. C-H-O-N sistemli 11 tür içeren ve NO hesapları içinde bir üretim hız denklemei içeren bir denklem takımı kullanılmaktadır. Hacim olarak %5,10 ve 15 oranında bio karıştırılmaktadır. [8] ve [9] nolu makalelerde ise daha temel bir çalışma gerçekleştirilmektedir. 1 ve 2 nolu dizel yakıtların içine biodizel karışımların değişik basınçlarda (1-324.6 Bar ve 20-40°C arasında yoğunluk ve ses hız ölçülmüştür. Kimyasal yapıdaki farklılıklar dizel yakıtın enjeksiyon zamanını değiştirerek hem performansı hemde egzost emisyonunu etkileyebilecektir. Sonuç olarak bio yakıtlı karışımların ses hızları ve sıkışma katsayısı (bulk modulus) değerlerinin daha yüksek olduğu ve enjeksiyon zamanını değiştirdiği görülmüştür. [10] ve [11] nolu makalelerde ise bio yakıt karışımları buji patlamalı (benzinli) motorlarda denenmektedir. 10 nolu makalede 3 silindirli süpap öncesi enjeksiyonlu motorda bio yakıt (metanol-benzin) karışımı denenererek güç, tork, yakıt tüketimi ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Düşük oranda metanol benzinin içine konarak denenmiştir. Ateşleme avansı ileriye alındığında motor güç ve tork değerlerinde iyileşme olduğu görülmektedir. Ayrıca termik verim de de iyileşmeler olmaktadır. Soğuk ateşlemelerde ortaya çıkan HC ve CO emisyonlarındada azalma gözlenmektedir. 11 nolu makalede ise yeni bir karbüratör tasarlanarak %60 etanol ile %40 benzin karışım oranları denenmiştir. Yeni karburatör fazlaşma problemini çözerek daha yüksek oranlarda bio yakıt kullanımına izin vermiştir.

### 3. RR Allison Tuboprop motor yanma odası sayısal benzeşimi

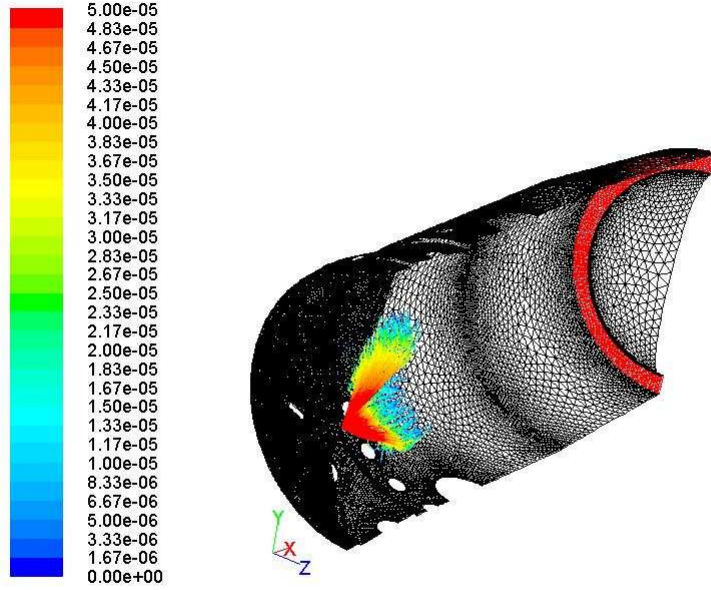
Bu dönem içerisinde RollsRoyce Allison turboprop motor yanma odası sayısal benzeşimleri yapılmıştır. Ön karışimsız yanma odasının benzeşimleri Kerozen JP-8 yakıt için yapılmıştır. Yapısız ağ kullanılarak çok detaylı 3 boyutlu geometrik model oluşturulmuştur. Yanma odasının yarısı için 740000 nokta kullanılmış ve yanma odasının boyutları ve hava girdi delikleri gerçeğine çok yakın olarak tanımlanmıştır (resim 1).



Resim 1: yanma odası çözüm ağı

Çözüm algoritması rüzgara karşı (upwind) sonlu hacim metodu kullanan ayrıklaştırılmış akış denklemlerini kullanmaktadır. Türbülans modellemesi için k-ε enerji denklemleri kullanılmıştır. Sıvı yakıt püskürtme için Larange ayrık faz modeli kullanılmıştır. Genellikle kimyasal türlerin ortalama oluşma hızları Arrhenius ifadesinden bulunmaktadır. 1971 de Spalding tarafından geliştirilen girdap parçalanma modeli "Eddy-Break-Up Model" ve geliştirilmiş girdap enerji kaybı modeli (EDM, extended Eddy Dissipation Model-Magnussen ve Hjertagr 1976) türbülanslı akışta ana tepkime kaynak terimi için bir kapama yöntemi olmaktadır. Böylelikle türbülanslı tepkimeli akışlardaki değişimin ana nedeni, sonlu hızdaki kimya kinetiği yerine göreceli olarak daha yavaş gelişen türbülanslı karışım hızı olmaktadır.

Sıvı yakıtın püskürtülmesi ve yanma odasının sıcaklığı ile buharlaşması sayısal çözüm ile modellenmiştir (resim 2). Resimde yakıt tanecik büyüklükleri ve buharlaşma öncesi izledikleri yol görülmektedir.

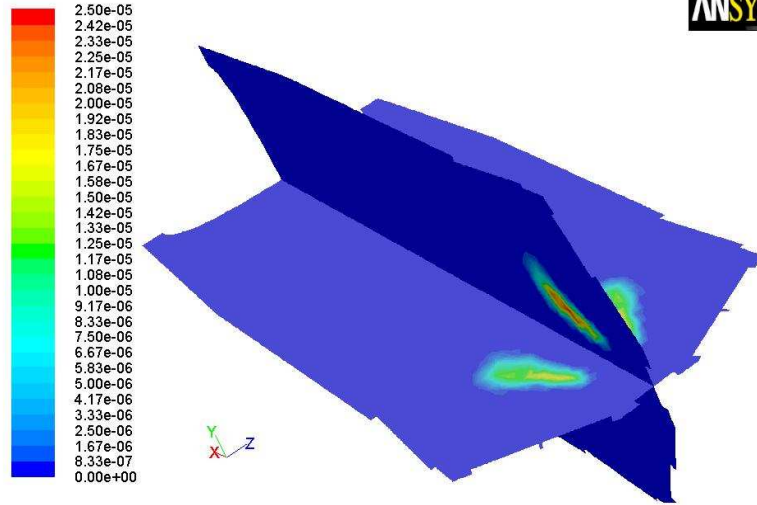


Particle Traces Colored by Particle Diameter (m)

Oct 13, 2009  
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, pdf20, ske)

Resim 2: RR Allison yanma odası içine püskürtülen kerozen yakıtın izlediği yol ve yakıt taneciklerinin buharlaşması

Yakıt buharlaşmasının birincil yanma bölgesi ile sınırlı kalması yanma verimini yükseltmektedir. Yakıt hüzmesinin buharlaşma paterni resim 3 te görülmektedir. Bu resimde yanma odasının birincil hava yakıt bölgesindeki yakıt buharlaşmasının bile 3 boyutlu olduğu anlaşılmaktadır.



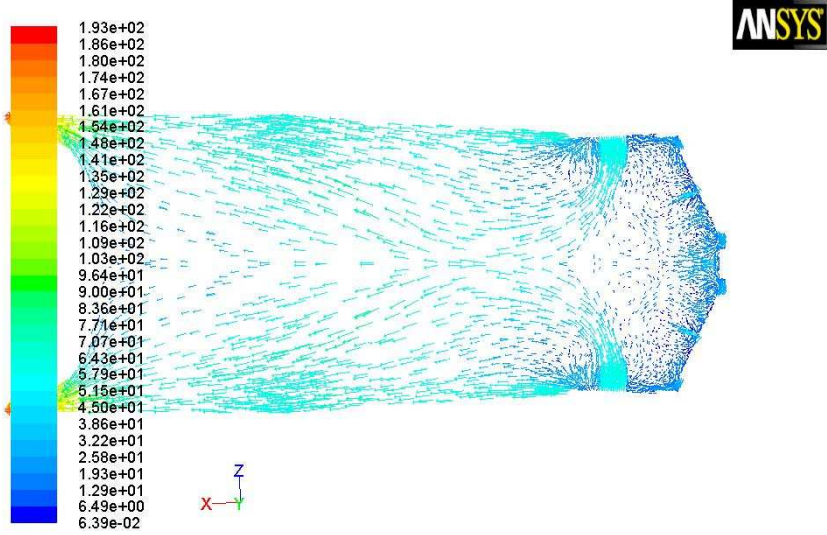
Contours of DPM Evaporation/Devolatilization (kg/s)

Oct 13, 2009  
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, pdf20, ske)

Resim 3: yanma odası içinde püskürtülen yakıtın buharlaşma paterni

Yanma odası hız vektör dağılımları Resim 4 de verilmektedir. Resimde birincil bölgede daha çok döngüsel hızların yüksek olduğu ve dolayısı ile yüksek hava-yakıt karışımının elde edildiği bölge olarak öne çıkmaktadır. Yanmanın gerçekleştiği ikinci bölgede kuvvetli yanma havası girdileri görülmektedir. Bu girişlerin hemen üstünde cidarlara yakın bölgede akım kopması olmakta ve bu bölgeler alev tutunması için ideal ortamı oluşturmaktadır.

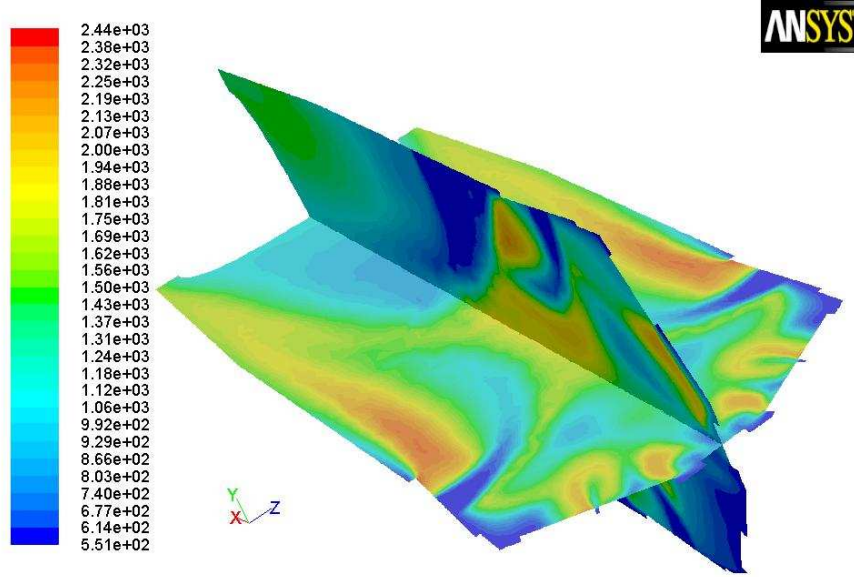




Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Oct 13, 2009  
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, pdf20, ske)

Resim 4: yanma odası hız vektörleri

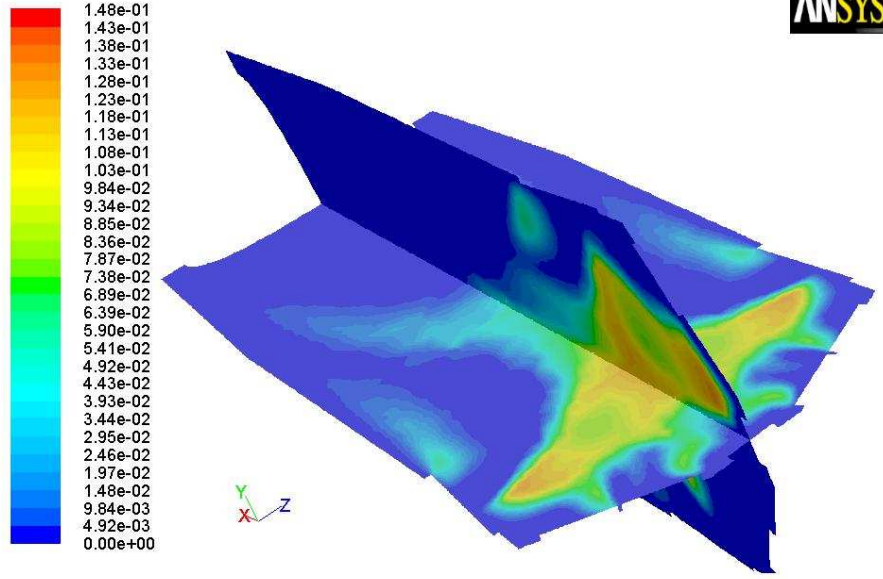
Resim 5 te görülen toplam sıcaklık dağılımı yanma odası içerisinde alevin yetişkin durumunu göstermektedir. Yanal hava girdisi olan yanma odasının orta bölgesi aynı zamanda ana yanmanın olduğu bölgedir ve en yüksek sıcaklıklar daha çok bu bölgede oluşmaktadır.



Contours of Total Temperature (k) Oct 13, 2009  
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, pdf20, ske)

Resim 5: yanma odası toplam sıcaklık dağılımı

Yanma odasının birincil bölgesinin sınırlarını tarif eden en iyi haritanın yanmanın ilk evrelerinde oluşan kimyasal tür CO konsantrasyon dağılımını gösteren sonuçlardır (resim 6).

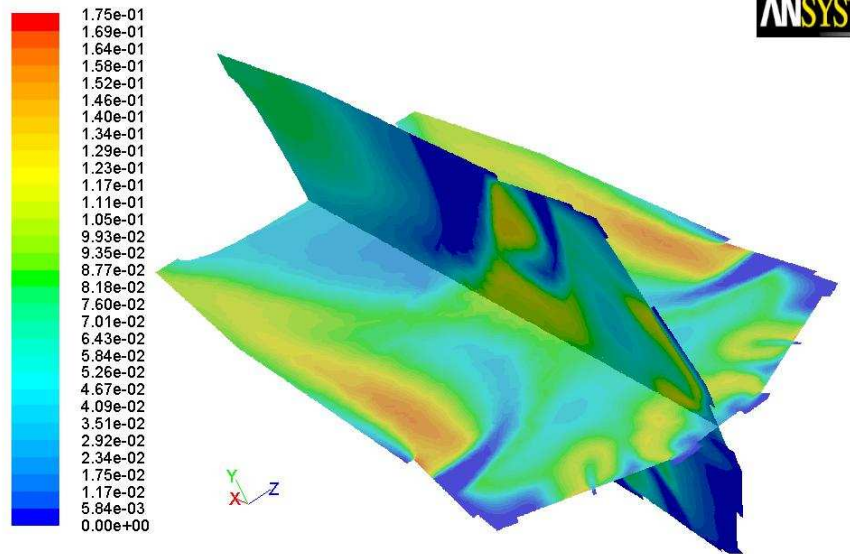


Contours of Mass fraction of co

Oct 13, 2009  
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, pdf20, ske)

Resim 6: yanma odası CO konsantrasyon dağılımı

Son olarak yanma benzeşiminde CO<sub>2</sub> konsantraynu hesaplanmıştır (resim 7). Bu resme bakarak ana yanma bölgesinin daha çok yanıl havanın geldiği yerin hemen üstü olduğu görülmektedir.



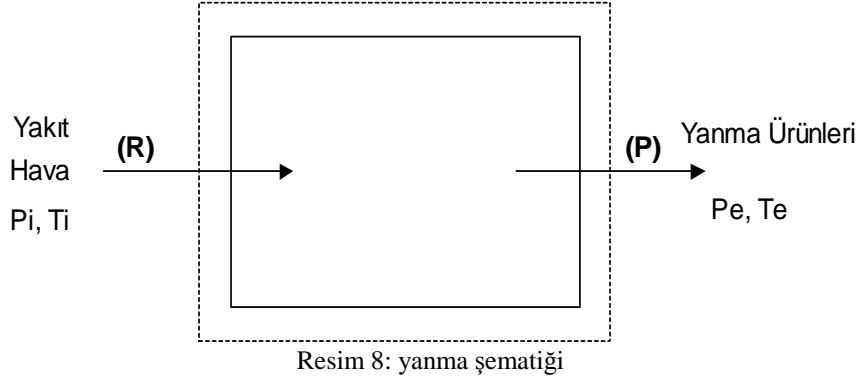
Contours of Mass fraction of co2

Oct 13, 2009  
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, pdf20, ske)

Resim 7: yanma odası CO<sub>2</sub> konsantrasyon dağılımı

#### 4. Kerozen ve bio yakıtlı karıştırılan kerozenin adiabatik alev sıcaklık hesapları

Sıvı ve göreceli olarak düşük kalorili bio yakıtlı yanma alev sıcaklığı sayısal hesaplamaları yapılmıştır. Adiabatik alev sıcaklığı, bir maddenin, ısı yalıtımı sağlanmış bir ortamda yanması sonucu elde edilen sıcaklık olarak tanımlanmaktadır [12]. Bu değer, bir maddenin yanması sonucu oluşacak teorik olarak en yüksek sıcaklık olduğu için değişik maddelerin yanma enerjileri, bu değer kullanılarak karşılaştırılabilir. Yanma işleminin sabit basınç veya sabit hacim altında olmasına göre adiabatik yanma sıcaklığı iki şekilde hesaplanabilir. Hesaplarda temel olarak enerjinin korunumu kanunu kullanılır.



Resim 8: yanma şematığı

Yukarıda gösterildiği gibi sistemde enerjinin korunumu şu şekilde yazılabilir :

$$\frac{Q_{cv}}{n_F} - \frac{W_{cv}}{n_F} = \sum_P n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_e - \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_i$$

$Q_{cv}$ , kontrol hacmindeki ("Control Volume") ısı iletimini,  $W_{cv}$  ise kontrol hacminde yapılan işi göstermektedir.  $\bar{h}_f^0$ , molar oluşma entalpisini,  $\Delta\bar{h}$  ise entalpideki değişimi göstermektedir. Alt işaret olarak verilen "i", sisteme giriş koşullarını, "e" ise sistemden çıkış koşullarını belirtmektedir. Tanım itibarıyla adiabatik alev sıcaklığı hesaplamalarında ısı transferinin olmadığı varsayılır. Bu nedenle  $Q_{cv}$  değeri, bu hesaplama için sıfır olarak alınmaktadır.  $W_{cv}$  terimi ise,  $W_{cv} = \int_{CV} p \cdot dV$

olduğu için, sabit hacim durumunda sıfır olarak alınır. Sabit basınç hesaplamalarında ise hacimdeki değişim hesaplanarak bu terim hesaplanır. Yanma denklemi yazıldıktan sonra yukarıdaki denklem kullanılarak Adiabatik Alev Sıcaklığı hesaplanabilir. Hesaplamanın detayları, [12]'de verilmiştir. Ancak [12]'deki hesaplamalar, sabit hacim sıcaklığına yöneliktir. Sabit basınç durumu için  $W_{cv}$  terimi, ideal gaz varsayımı kullanılarak hesaplanmıştır. Sabit basınç durumunda iş denklemi şu şekilde tekrar yazılabilir :

$$W_{cv} = \int_{CV} p \cdot dV = p \cdot \int_{CV} dV = p \cdot (V_e - V_i)$$

İdeal gaz denklemi, pV çarpımını, sıcaklığa bağlı olarak vermektedir :

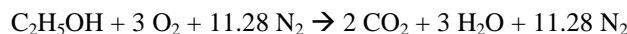
$$p \cdot V = n \cdot \bar{R} \cdot T \Rightarrow \frac{p \cdot V_i}{p \cdot V_e} = \frac{n_i \cdot \bar{R} \cdot T_i}{n_e \cdot \bar{R} \cdot T_e} \Rightarrow p \cdot (V_e - V_i) = \bar{R} \cdot (n_e \cdot T_e - n_i \cdot T_i)$$

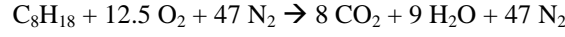
İş terimi, yukarıdaki denklem kullanılarak hesaplanabilmektedir.

#### Kullanılan Yakıtlar:

Uçak yakıtları, genel olarak Kerosen olarak adlandırılmaktadır. Aslında Kerosen, tek bir molekül değil, değişik hidrokarbonların bir karışımıdır. Bu karışımın bileşenleri de oldukça fazladır ve genelde, bütün karışımlar beraber modellenmez, onun yerine temsili karışımlar kullanılır [13]. Değişik kaynaklarda değişik karışımlar kullanılmaktadır ve bu karışımlar için termodinamik veriler pek bulunamamaktadır. Ancak genelde petrol ürünlerini temsilen  $C_8H_{18}$  molekülü kullanılmaktadır [12]. Bu nedenle bu çalışmada da motor yakıtını temsilen bu molekül kullanılmıştır.

Benzer şekilde, Biyoyakıtlar da çeşitlilik göstermektedir [14]. Ethanol ve methanol alkollerini, biyodiesel yakıtları ve bitkisel yağlardan elde edilen yakıtlara genel olarak Biyoyakıt denilmektedir. Biyoyakıtların içerdikleri moleküller çok değişiklik göstermektedir [15]. Kerosen'de olduğu gibi, Biyoyakıtlar için de termodinamik verilerin bulunmasında problem yaşanmaktadır. Bu nedenle genel bir biyoyakıt performans değerlendirmesi yapabilmek için hesaplamalarda, biyoyakıtı temsilen ethanol molekülü ( $C_2H_5OH$ ) kullanılmıştır. Belirtilen yakıtlar için termodinamik veriler, [12]'den alınmıştır.  $C_8H_{18}$  ve  $C_2H_5OH$  moleküllerinin, stoikometrik yanma denklemleri aşağıda verilmiştir :

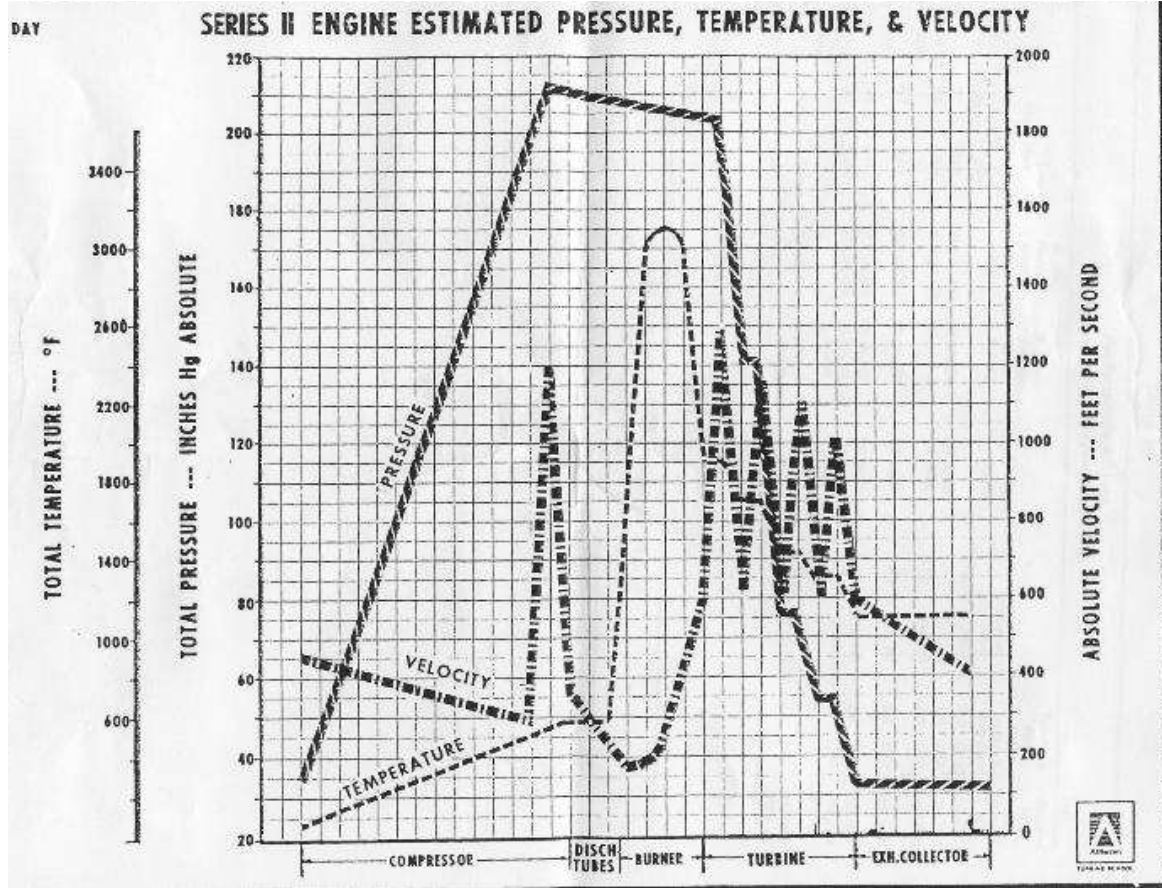




$C_8H_{18}$  ve  $C_2H_5OH$ , hem sıvı hem de gaz halde bulunabilmektedirler. Ancak turboshaft motorların yanma odası, yüksek basınç ve yüksek sıcaklığın olduğu bir ortamdır. Yakıt, bu ortama bir enjektör vasıtasıyla püskürtülmektedir. Bu nedenle moleküllerin reaksiyona girmeden önce gaz halde buldukları varsayılmıştır.

#### Yanma Koşulları

Allison 250-C18 tipi türboşaft motorda, hava akışının motor boyunca sıcaklık ve basınç değeri, [16]'den alınan, aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



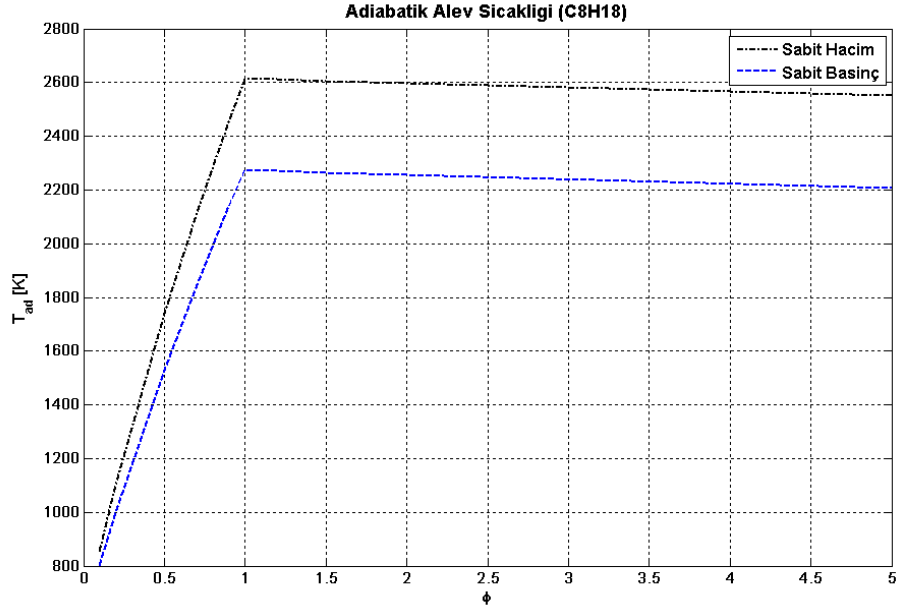
Resim 9: Rolls Royce Allison 250-C18 tipi türboşaft motorda yanma koşulları

Grafikte, yanma odası giriş değerleri, toplam basınç için 210 inchHg ve toplam sıcaklık da 600°F olarak okunmaktadır. Hız ise 37.5 fps olarak alınabilir. Hız çok düşük olduğu için, toplam basınç ve toplam sıcaklık, statik basınç ve statik sıcaklığa yakınsamaktadır. Tam hesaplama yapıldığında statik basınç 209.9186 inchHg ve statik sıcaklık da 599.886 K olarak hesaplama yapılabilir. SI birimleri kullanılarak yanma odası giriş koşulları, şu şekildedir :  $T=588.64$  K,  $P=710.866$  kPa,  $V=11.43$  m/s (0.024 Mach). Hesaplamalar, motorun bu koşulları altında yapılmıştır.

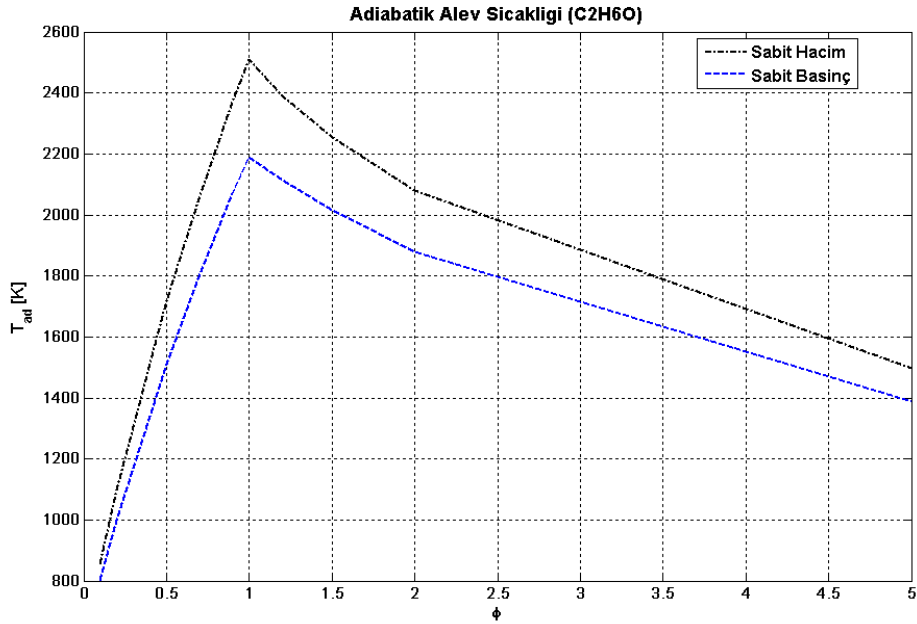
#### Adiabatik alev sonuçları

Adiabatik Alev Sıcaklığı hesaplamalarının yapılabilmesi için, MATLAB yazılımı kullanılarak bir hesaplama programı hazırlanmıştır. Bu program, değişik oranlardaki hava-yakıt karışımlarının yanması sonucu oluşan sıcaklığı ve değişik oranlardaki hidrokarbon karışımlarının stoichiometrik yanması sonucu oluşan sıcaklığı adiabatik sıcaklığı, sabit basınç ve sabit hacim koşullarında hesaplamaktadır. Program sabit hacim hesaplamalarında, [12]'de anlatılan yöntemi kullanmaktadır. Sabit basınç durumu için ise "Giriş" bölümünde açıklanan terim eklemesi yapılmıştır. Program, [12]'de verilen sayısal örnek kullanılarak doğrulanmıştır. Adiabatik Alev Sıcaklığı hesaplaması, iteratif olarak çözülebilen bir hesaplama değildir. Bu sayısal hesaplama için Newton-Raphson metodu kullanılmıştır. Bu program kullanılarak,  $C_8H_{18}$  karışımının değişik hava-yakıt oranlarındaki

(Equivalence Ratio -  $\phi$ ) adiabatik alev sıcaklığı değerleri, Şekil 9'da, Ethanol'ün adiabatik alev sıcaklığı değeri ise Şekil 10'da verilmiştir.



Resim 10: C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>'in Adiabatik Alev Sıcaklığı

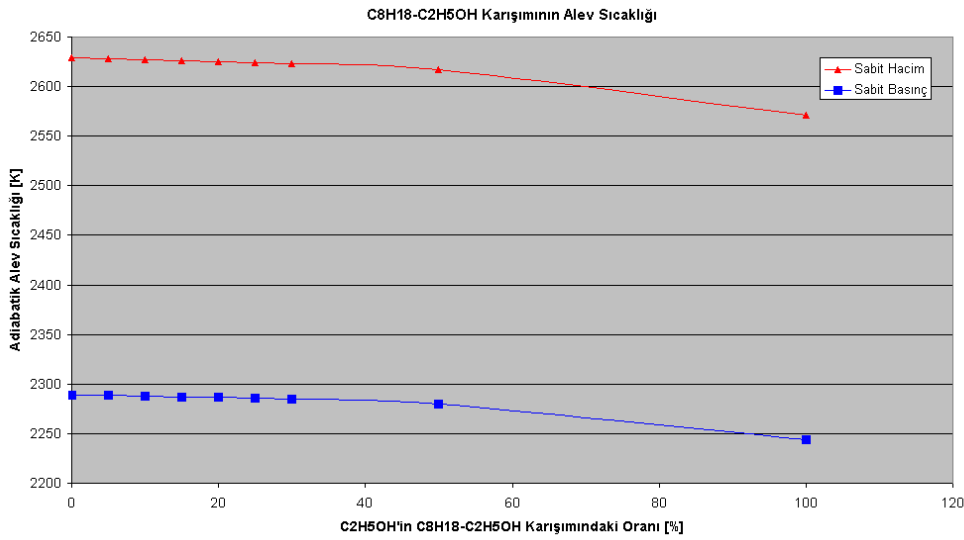


Resim 11: C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH'nin Adiabatik Alev Sıcaklığı

Aynı program kullanılarak elde edilen, değişik C<sub>8</sub>H<sub>18</sub> – C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH karışımları için adiabatik alev sıcaklığı değerleri, Şekil 11'de verilmiştir. Değişik oranlardaki C<sub>8</sub>H<sub>18</sub> – C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH karışımları için hesaplanan reaksiyon denklemleri, aşağıda verilen Tablo 1'de özetlenmiştir :

Tablo 1.  $C_8H_{18} - C_2H_5OH$  karışımları için reaksiyon denklemleri

% $C_8H_{18}$	% $C_2H_5OH$	
100	0	$C_8H_{18} + 12.5 O_2 + 47 N_2 \rightarrow 8 CO_2 + 9 H_2O + 47 N_2$
95	5	$0.95 C_8H_{18} + 0.05 C_2H_5OH + 12.025 O_2 + 45.214 N_2 \rightarrow 7.7 CO_2 + 8.7 H_2O + 45.214 N_2$
90	10	$0.9 C_8H_{18} + 0.1 C_2H_5OH + 11.55 O_2 + 43.428 N_2 \rightarrow 7.4 CO_2 + 8.4 H_2O + 43.428 N_2$
85	15	$0.85 C_8H_{18} + 0.15 C_2H_5OH + 11.075 O_2 + 41.642 N_2 \rightarrow 7.1 CO_2 + 8.1 H_2O + 41.642 N_2$
80	20	$0.8 C_8H_{18} + 0.2 C_2H_5OH + 10.6 O_2 + 39.856 N_2 \rightarrow 6.8 CO_2 + 7.8 H_2O + 39.856 N_2$
75	25	$0.75 C_8H_{18} + 0.25 C_2H_5OH + 10.125 O_2 + 38.07 N_2 \rightarrow 6.5 CO_2 + 7.5 H_2O + 38.07 N_2$
70	30	$0.7 C_8H_{18} + 0.3 C_2H_5OH + 9.65 O_2 + 36.284 N_2 \rightarrow 6.2 CO_2 + 7.2 H_2O + 36.284 N_2$
50	50	$0.5 C_8H_{18} + 0.5 C_2H_5OH + 7.75 O_2 + 29.14 N_2 \rightarrow 5 CO_2 + 6 H_2O + 29.14 N_2$
0	100	$C_2H_5OH + 3 O_2 + 11.28 N_2 \rightarrow 2 CO_2 + 3 H_2O + 11.28 N_2$



Resim 12:  $C_8H_{18} - C_2H_5OH$  değişik karışım oranlarında adiabatik alev sıcaklığı sonuçları

Şekil 12'de de görüldüğü gibi, % 50'ye kadar Ethanol eklenmesi, adiabatik alev sıcaklığını çok az değiştirmektedir (~50 K). Bu da Ethanol eklenmesinin, motor performansında çok az bir kayıp yaratacağını göstermektedir. Bu sonuç, literatürde yer alan Ethanol eklenmesinin motor performansına etkileri konusundaki yorumlarla uyumaktadır [14].

## 5. Yakıt sprey testleri

Bu dönem JP8 kerozen ve bio yakıt (GTL Kero) ile soğuk sprey testleri de yapılmıştır. Kerozen yakıt özellikleri aşağıda tablo halinde verilmiştir. biyo yakıt katkılı turboprop motorunda da aşağıdaki özelliklere yakın bir yakıt kullanma zorunluluğu vardır [17].



Resim 13: yakıt sprey test düzeneği

Tablo 2. Kerozen yakıt özellikleri

NATO Code	NATO Description	U.S. military code	Civil equivalent
F-35	Aviation turbine fuel, Aviation, Kerosene type		Jet A1
F-34	Aviation turbine fuel, Aviation, Kerosene type containing fuel system icing inhibitor	JP-8	
F-44	Turbine Fuel, Aviation Kerosene Type: High Flash Type, Containing Fuel System Icing Inhibitor	JP-5	
F-40	Turbine Fuel, Wide Cut Type: Containing Fuel System Icing Inhibitor	JP-4	Jet-B

Table 2: Selected Properties of F-54 and F-34/F-35

	F-54	F-34/35
Density kg/m <sup>3</sup>	800-845	775-840
Distillation end point °C	370 *	300 max
Flash point °C	56 min	38 min
Cloud point (F-54)/Freeze Point (F-34/45) °C	-10 max	-47 max
Viscosity		
– At 40°C mm <sup>2</sup> /s	1,5-4 max	1,2 *
– At -20°C mm <sup>2</sup> /s		8 max
Cetane number	49 min	42 *
Average calorific specific value MJ/l	36 *	34,3*
Average calorific specific value MJ/kg	–	42,8 min

\* Average, not in specification

Sentetik yakıtın (GTL Kero) özellikleri aşağıdaki tablo 3 de verilmiştir. Bu tablodanda görüleceği üzere bio yakıt kerozen jet yakıtına yakın özellikler taşımaktadır. Ayrıca Dizel yakıtı ile çok iyi karışma özelliği görülmüş. Bu nedenle deneylerimizde kullanılmasına karar verilmiştir.

Deneysel kerozen (JP8) ve GTL Kero püskürtme hüzmeleri ve çıkış açıları aşağıda fotoğraflanmıştır (resim 16). Fotoğraflar Nikon D80 kamerası ile siyah beyaz olarak çekilmiş (resim 14) ve yakıt hüzmeleri yandan ışıklandırılmıştır. Daha sonra görüntüler taneciklerin ışık yansımalarına göre renklendirilmiştir (resim 15). Fotoğrafların teknik özellikleri aşağıda verilmiştir:

- Her püskürtme basıncı için yaklaşık ~12 resim alınmıştır.
- Her fotoğrafın resim çözünürlüğü 2592 x 3872'dür
- Işık düşürme (poz) süresi 0.25 msec (1/4000)
- Pixel boyutu ~0.17 mm/pxl
- Resimler arası süre 300 msec
- Aperture boyutu f/2.8
- Yakıt debisi : 1.709 lt/min
- Akıt basıncı : 250 psi

Bu resimlerden yola çıkarak püskürtülen yakıt hüzmeleri açısı belirlenmiştir (resim 10). Bu açı taneciklerin boyutlarını belirleyen ana parametredendir. Açının ne kadar büyük olursa parçacıklar enjektörden çıkarken o kadar parçalanacak ve daha küçük tanecikler haline dönüşeceklerdir. Daha küçük tanecikler ise daha hızlı yakıt buharlaşmasına yol açacak ve daha hızlı ve iyi yakıt hava karışımı sağlanacaktır.



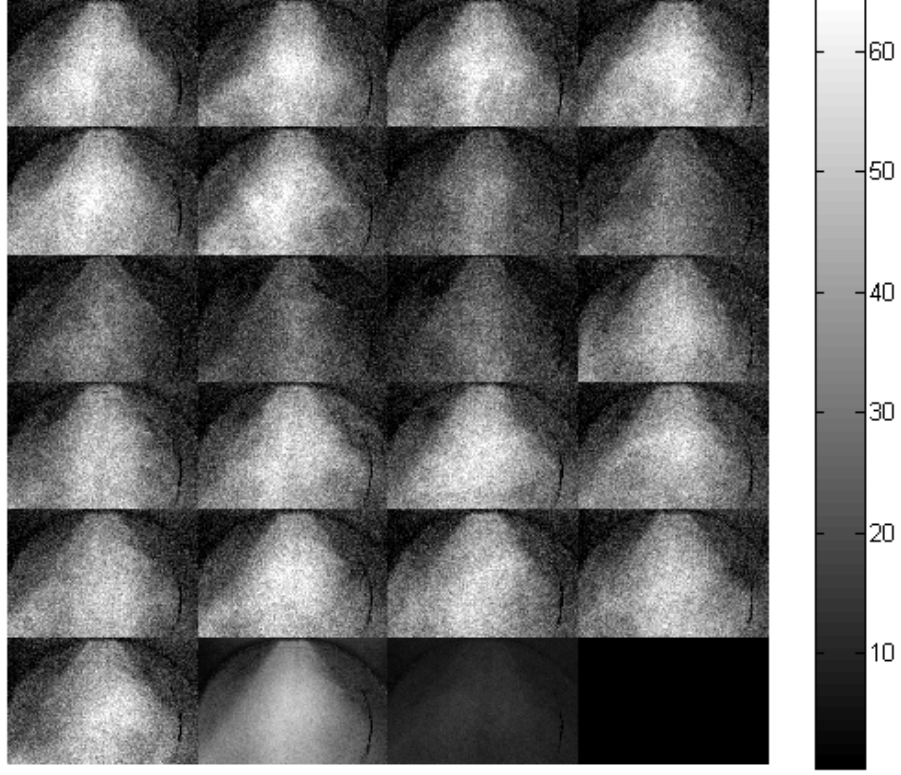
Tablo 3. Sentetik Kerozen yakıt özellikleri



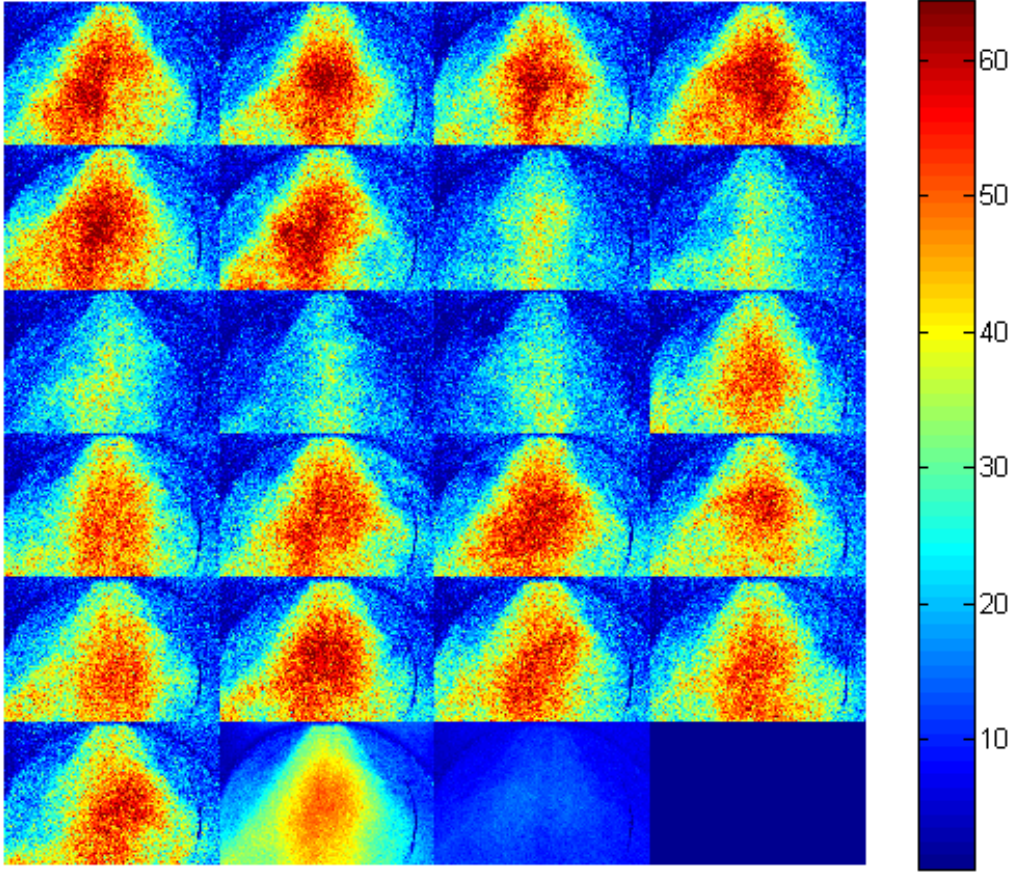
## Aviation Fuel Tests Database

Fuel Details			
Fuel Code			
SPL Code		GTL Kero sample	
MOD Code			
Process			
Test Results : F test			
<b>(THERMAL) STABILITY</b>			
JFTOT (default 260C)	D 3241/IP 323		
Visual tube rating		1	
Temperature (if not 260C)		325	(Deg C)
Test Results : Analytical test			
<b>APPEARANCE</b>			
Appearance	D 4176		
Appearance		Satisfactory	
Saybolt Colour	D 156		
Colour		+30	
Particulate contaminant	D 5452/IP423		
Total contaminant		0.05	(mg/L)
<b>COMPOSITION</b>			
Acids, total	D 3242/IP 354		
Total acidity		<0.001	(mg KOH/g)
Hydrocarbon types (FIA)	D 1319/IP 156		
FIA Aromatics		<5.0	(%V)
Sulphur, total	ISO 20846		
Total sulphur		<0.0003 by UVF	(%m/m)
Mercaptan sulphur (potentiometry)	D 3227/IP 342		
Mercaptan sulphur		<0.0003	(%m/m)
<b>VOLATILITY</b>			
Distillation	D 86/IP 123		
IBP		158.7	(Deg C)
10% recovered		163.6	(Deg C)
20% recovered		164.7	(Deg C)
50% recovered		170.1	(Deg C)
90% recovered		186.0	(Deg C)
FBP		204.3	(Deg C)
Residue		1.1	(%V/V)
Loss		0	(%V/V)
Recovery @ 200C		98.2	(%V/V)
Flash point, Abel	IP 170		
Flash point, Abel		41.5	(Deg C)
Density	D 4052/IP 365		
Density @ 15C		737.8	(Kg/m3)
<b>FLUIDITY</b>			
Freezing point	D 5972/IP 435		
Freezing point		-56.6	(Deg C)
Viscosity	D 445/IP 71		
Viscosity at -20C		2.558	(cSt)
<b>COMBUSTION</b>			
Specific energy (Heat of Comb), net	D 3338		
Specific energy, net		44.236	(MJ/Kg)
Smoke point	D 1322		
Smoke point		>45.0	(mm)
<b>Diesel Combustion</b>			
Cetane Number	D 613		
Cetane Number, CN		59.6	

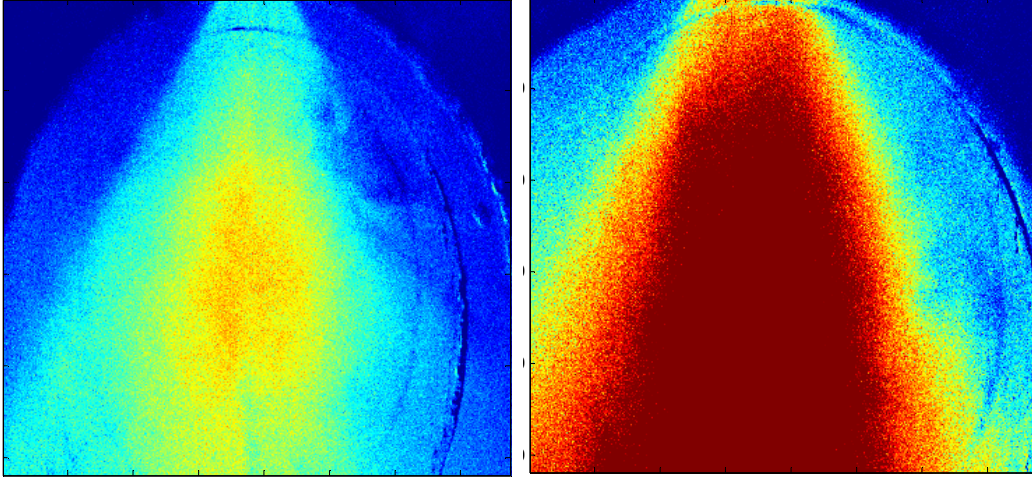




Resim 14 : siyah beyaz alınan 21 kerozen yakıt püskürtme fotoğrafı

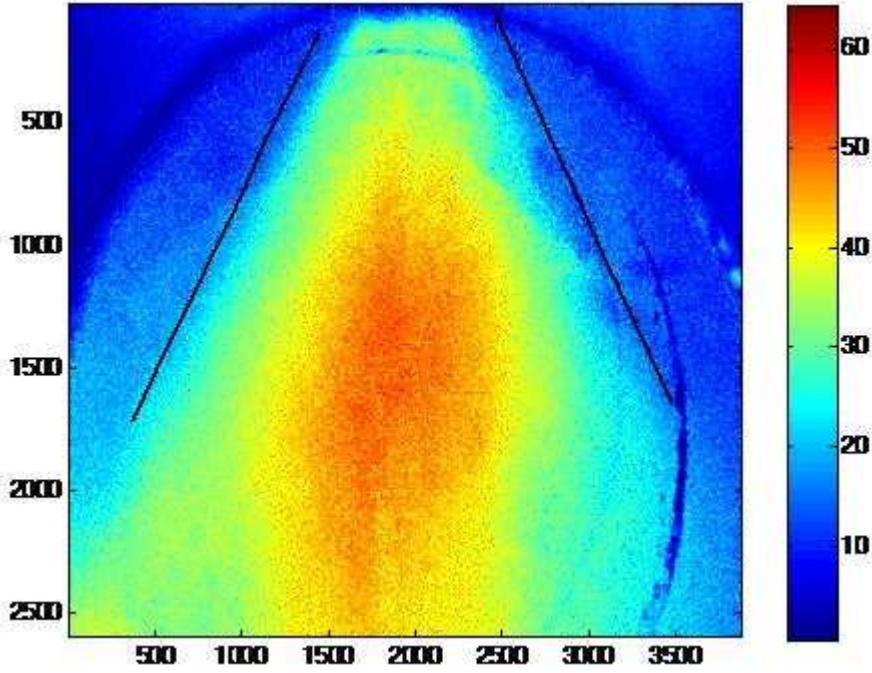


Resim 15: siyah beyaz resimlerin piksel ışıma derecesine göre renklendirilmesi



Resim 16: solda kerozen JP8, sağda GTL kero sentetik yakıt

Sprey deneyine ait 16 nolu resimde kerozen yakıt hüzmesi ile GTL Kero yakıt hüzmesi karşılaştırmalı olarak görülmektedir. GTL kero yakıtı daha ince olduğu için hüzme açısı daha genişlemektedir.



Resim 17. Kerozen spray açısının belirlenmesi

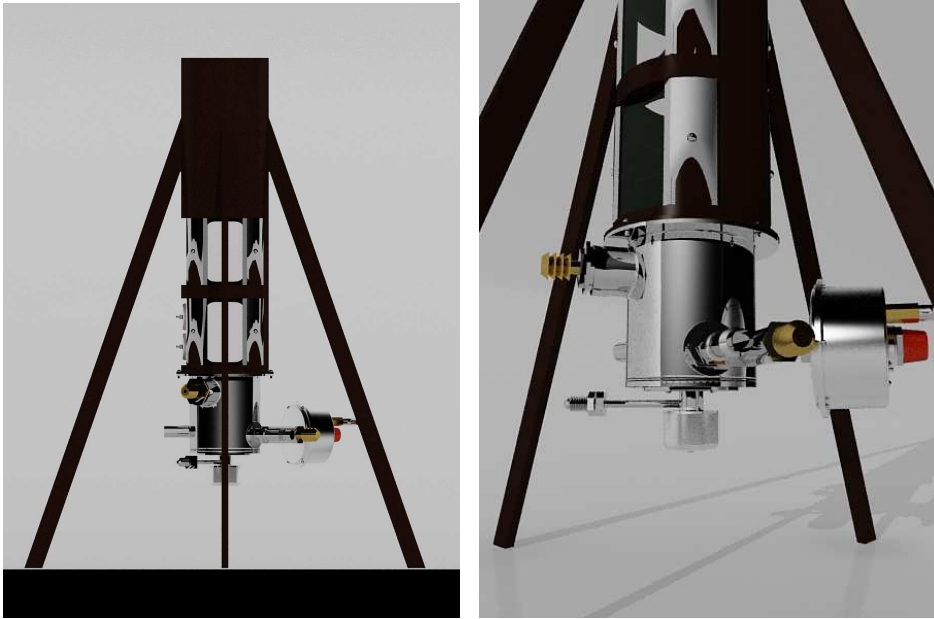
Resim 17 de görüldüğü üzere 66.81 dereceye varan bir püskürtme hüzme açısı elde edilmiştir. Hüzmeye ait dış kenarındaki taneciklerin boyut olarak daha büyük olduğu, merkezde ise hada yoğun ve küçük taneciklerin olduğu gözükmektedir.

## 6. Türboprop motor çalıştırma öncesi bio yakıt yanma deneyleri

Türboşaft motor yakıtı ikmali zor ve pahalı olduğundan motor çalıştırma öncesi bio yakıt yanma deneyleri öncesi dizel ve bio dizel karışımları ile yapılmıştır. Dizel yakıt termomekanik özellikler açısından Jet A1 yakıtına en yakın yakıttır. Tepkime ile hava/yakıt karışım ve buharlaşma olaylarının karşılıklı etkileşmelerinin deneysel ortamda irdelenmesi amaçlanmıştır. Çalışmada öncelikle yanma parametrelerinin kontrollü olarak değiştirilmesine imkan veren bir yanma odası



deney düzeneği oluşturulmuştur (Resim 28). Atmosfer basıncı altında çalışan bir yanma odasında 4 değişik yakıtın yanma özellikleri incelenmiştir. Kullanılan yakıt ve yanma odası girişleri ekteki tabloda verilmektedir. Emisyon değerleri olarak; O<sub>2</sub> değerleri yüzde olarak ve CO, NO, NO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub> değerleri de ppm cinsinden ölçülmüştür. Yanmalı akış aksel simetriğe haiz silindirik bir yapıda içinde gerçekleşmektedir ve yanma öncesi ideal bir karışım sağlanması amaçlanmıştır. Hava yakıt karışımı bir türbülatorü ile sağlanmaktadır. Problem geometrisi, eş aksel konumda olan, değişik çapta ve uzunlukta olan boruların silindirik bir yanma odasına açılmasından oluşmaktadır. En altta giriş borusu sıvı yakıtı ve püskürtme havasını, dıştaki geniş boru ise yanma ve yakıt-hava oranını seyreltme havasını taşımaktadır. Yanma sehmasına ait yanma öncesi ve sonrası hacimler, eşaksenel silindirik bölgeler olarak tasarlanmıştır. CNRS-LCRS laboratuvarında yürütülen ve kaynak [18]'den esinlenerek üretilen deney düzeneği oluşturulmuştur. Yakıt boru iç yarıçapı 4 mm, boru et kalınlığıda 2 mm alınmıştır. Hava püskürtme boru iç çapı 50 mm, boru et kalınlığı 2 mm olarak alınmıştır. Dış hava boru çapı ise yanma odası çapı kadar alınmıştır: 120 mm. Yakıt borusu uzunluğu 500 mm, püskürtme havası boru uzunluğu 1800 mm, yanma odası uzunluğu ise 1200 mm olarak alınmıştır. Eş-eksensel hava akışların hızları, kaynak [18]'e uygun olarak saptanmıştır.



Resim 28: Bio yakıt yanma deney düzeneği

#### Bio yakıt yanma sonuçlar

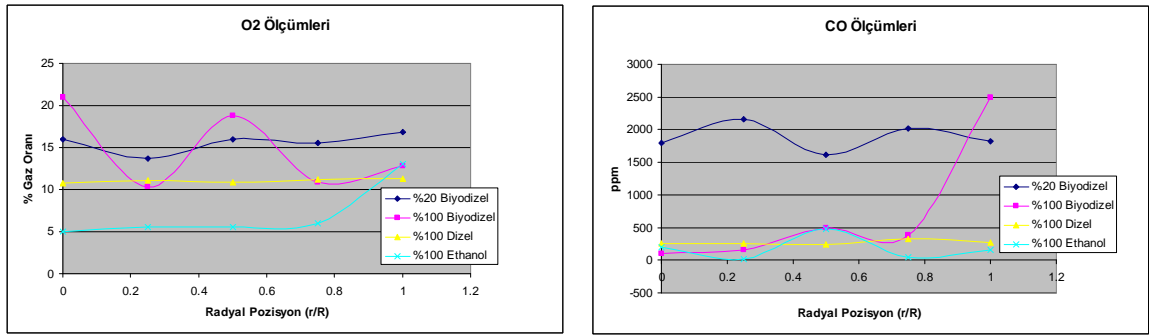
Dört değişik yakıt konfigürasyonu ile yapılan deneylerde, değişik egzoz radyal pozisyonlarında emisyon ölçümleri ve değişik aksel ve radyal pozisyonlarda sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Deney konfigürasyonları, Tablo 'de özetlenmiştir.

Tablo 4. Bio Yakıt Deney Konfigürasyonları

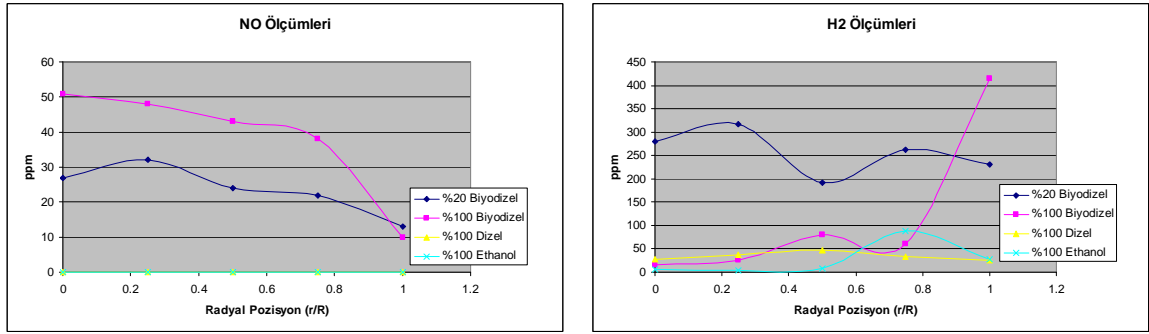
	<b>Deney 1</b>	<b>Deney 2</b>	<b>Deney 3</b>	<b>Deney 4</b>
<b>Yakıt Konfigürasyonu</b>	%20 Bio Dizel	% 100 Bio Dizel	% 100 Dizel	% 100 Ethanol
<b>Yakıt Yoğunluğu</b>	0.822 gr/ml	0.901 gr/ml	0.85 gr/ml	0.789 gr/ml
<b>Yakıt Debisi</b>	32.03 ml/dk	19.47ml/dk	8.47 ml/dk	19.48 ml/dk
<b>Hava Debisi</b>	120 l/dk	120 l/dk	120 l/dk	120 l/dk

Deneyler sırasında elde edilen emisyon ölçümleri, 19, 20 ve 21'de verilmiştir. Bu şekillerde, sırası ile yanma odası egzost çıkışında O<sub>2</sub>, CO, NO, H<sub>2</sub>, NO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> değerlerinin radial dağılımları verilmiştir. Bu dağılımlara bakıldığında, en iyi ve çevreci yanmanın ethanol ile elde edildiği görülmektedir. Daha sonra dizel yakıtlı yanmaların emisyon değerlerinin biyodizel karışımlara göre genelde daha iyi olduğu gözlemlenmektedir. Bu durum özellikle egzost gazı içindeki CO, NO ve NO<sub>x</sub> yoğunluk dağılımları için geçerlidir. Burada iki ayrı olaydan söz etmek gerekmektedir. Emisyon değerlerini etkileyen birinci neden, havaya enjekte edilen yakıt miktarıdır. İkincisi elde edilen yanma sıcaklığı dağılımıdır. Yukarıda özellikleri verilen tüm deneylerde aynı enjeksiyon memesi kullanılmıştır. Bu meme, 0,5 galon/saat %20 bio dizel yakıtı, 60° püskürtme açısı ile

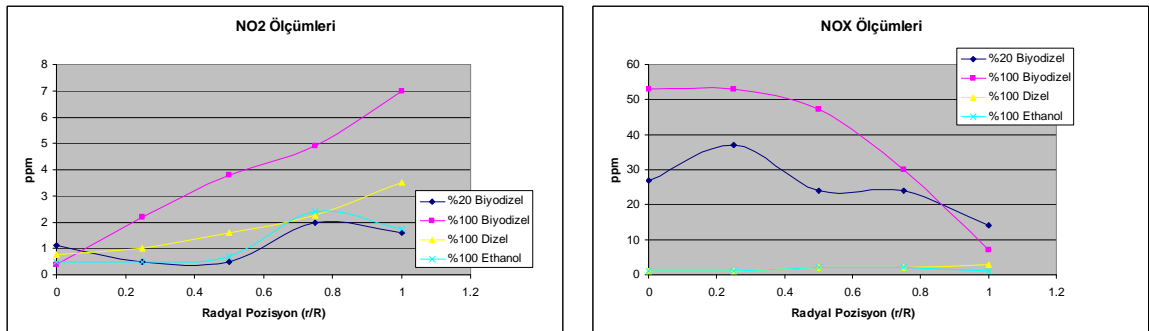
yanma odasına enjekte etmektedir. Ancak göz önünde tutulması gereken önemli husus, yakıtların vizkozitesi ve yoğunluğuna bağlı olarak yakıt miktarının değiştiği gerçeğidir. Ayrıca alev egzost'tan taşmaması içinde yakıt miktarında düzenleme yapma gereksinimi de doğmuştur. Bu durumda, Etanol yakıtın daha çok oksijen tüketerek daha iyi bir yanma yaptığı gözlenmektedir. Dizel yakıtında miktar olarak daha az enjekte edilmesine rağmen daha çok oksijen tükettiği ortadadır. %100 bio dizel yakıtın daha kararsız grafikler sergilediği ve NO<sub>2</sub> ve NOx değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. %20 bio yakıt katkılı dizel ise 100% dizel yakıtına yakın emisyon değerlerine yakın olmakla birlikte NO<sub>2</sub> değerleri hariç diğer tüm emisyon değerleri Dizel'e oranla daha yüksektir. Bunun iki nedeni vardır: birincisi daha çok bio yakıt gönderilmektedir, ikincisi bio yakıtların alev sıcaklıkları daha düşüktür (Şekil 22 ve 23). Değişik radyal ve aksel noktadaki sıcaklık ölçümleri, Şekil 22, 23, 24 ve 25 te verilmiştir. Etanol yakıtın tepe alev sıcaklığı en yüksektir. İkinci en yüksek sıcaklık 100% Dizel yakıt ile elde edilmektedir (Şekil 22). Alev uzunları ise şekil 23, 24 ve 25'den çıkarılabilmektedir: en uzun alevler, etanol ve 100% bio dizel yakıtlarla elde edilmektedir ancak etanol alevi 100% bio dizel'e göre 100°C daha yüksektir. Ölçülen bir başka özelliğe alev kalınlığıdır: bio yakıt yanmanın alevleri %100 Dizel ve etanol yakıtlı yanmalara göre daha az yaygın, çap olarak daha küçük olmaktadır. Yanma odası tasarımında bu öge göz önünde bulundurulmalıdır (Şekil 23, 24, 25).



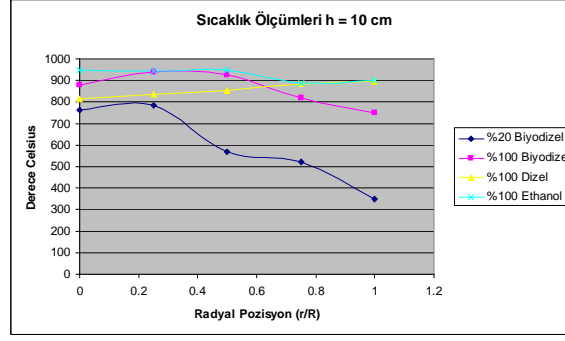
Resim 19: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlarda O<sub>2</sub> ve CO emisyonları



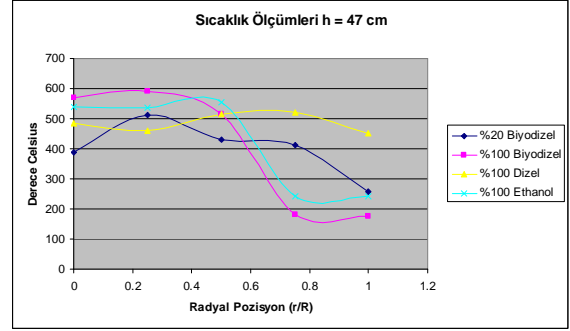
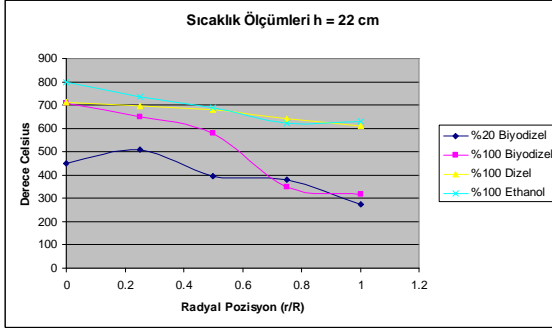
Resim 20: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlarda NO ve H<sub>2</sub> emisyonları



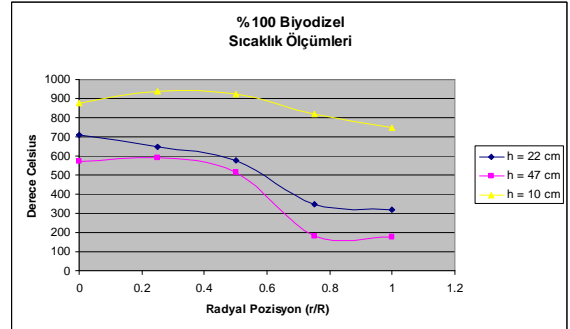
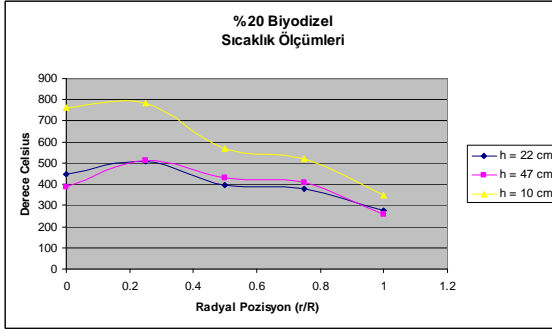
Resim 21: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlarda NO<sub>2</sub> ve NOx emisyonları



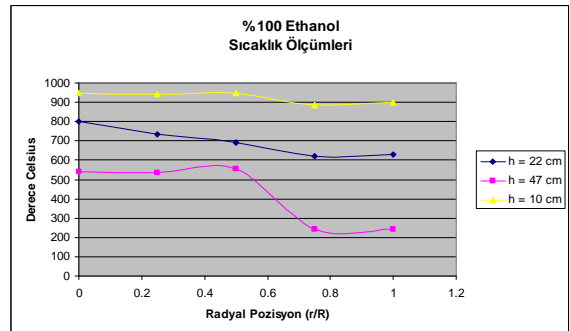
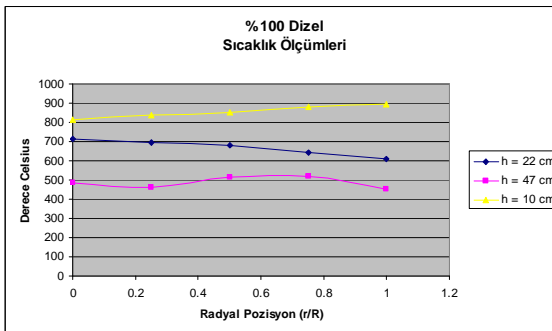
Resim 22: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlardaki sıcaklık (h = 10 cm)



Resim 23: Farklı yakıt ve değişik radial pozisyonlardaki sıcaklık (h = 22 cm ve h = 47 cm)



Resim 24: %20 ve %100 Biyodizel yakıt için değişik radial ve eksenel sıcaklık değerleri



Resim 25: Dizel ve Ethanol yakıt için değişik radial ve eksenel sıcaklık değerleri

Problem değişken ve parametreleri üzerine yorum:

Eş-eksenli (coaxial) akışlarda önem arz eden diğer bir etkende de, giriş akımlarının momentumudur. Buda yakıtların yoğunlukları ve viskoziteleri ile de ilgilidir. Bir diğer önemli parametre de hazne giriş basınçlarıdır. Bu deneylerde aynı yakıt pompası kullanılmasına rağmen

yakıtların yoğunluk ve viskozitesi farklı olduğu için pompanın basma debisinde değişkenlik göstermektedir (bakınız tablo 4). Bu deneylerde önemli etkenler başlıca, hava ve yakıt giriş hız ve basınç oranları, yanmaya kadar akış süreci, yakıt buharlaşma hızı, eş-eksenel boru çap oranları olarak sıralayabiliriz. Bio yakıtların buharlaşması yavaş olduğu için yanma tamamlanma sürecinde uzun olmaktadır. Şekil 23,24,25'den elde edilen sıcaklık dağılımlarından yüksek yanma sıcaklıklarına yol açan etkenler, hava/yakıt oranı, yakıt damla iriliği, yakıt boyut dağılımı, akış debi ve hızları olarak belirlenmiştir.

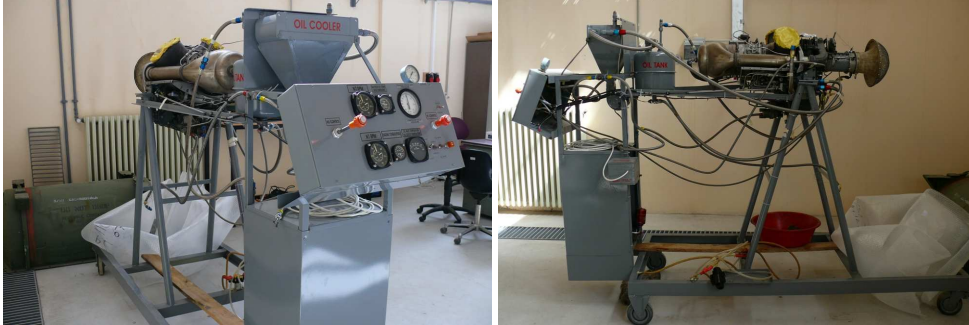
Deneysel gözlemlendiğinde, yüksek giriş hızının, yakıt akış hızını incelttiği, yakıt-hava karışımının ve yakıt buharlaşmasını geciktirdiği görülmektedir. Ancak yakıt akışı tek başına incelendiğinde, damla büyüklüklerinin bu akış içerisinde daha eşit olarak dağıldığı görülmektedir. Yakıt giriş deliğinin büyük olduğu ve giriş basıncının göreceli olarak düşük olduğu durumlarda iri taneciklerden oluşan bir sıvı akış oluşacağı öngörülmektedir. İri tanecikler çok daha uzun süre püskürtme hızında sıvı hallerini korumaktadırlar. Bu taneciklerin yol uzunluğu, hemen hemen enjeksiyon uzunluğu kadar olabilmektedir. Bu durumda buharlaşma ve karışım ardaşık olmaktadır. Yakıt giriş deliği, yakıt giriş basıncı, hava giriş hızı, hava/yakıt karışım boru uzunluğu, yakıt tanecik çapını ve dağılımını belirlemekte, iri damla boyutlarında karışımın daha çok yakıt buharlaşma sonrası olabileceği öngörülmektedir.

Tepkimeli akışın çok yüksek sıcaklık derecelerine ulaştığında yakıt taneciklerin katettiği yol boyu radyant enerjinin de etkisi ile kısalmıştır, ama genellikle ön karışım bölgesinde tam buharlaşma ancak alev önlerinde oluşmaktadır. Yakıtın hava içinde iyice seyrekleşmesi ile, düşük yakıt konsantrasyon değerleri düşük alev sıcaklıkları doğurmuştur.

Sonuç olarak, tepkime ile hava/yakıt karışım ve buharlaşma olaylarının karşılıklı etkileşmelerinin deneysel ortamda irdelenmiştir. Bio yakıtların emisyon değerleri Etanol ve 100% dizel yakıtı göre yüksek çıkmaktadır. Ayrıca alev tepe sıcaklıkları etanol ve saf dizel yakıtlarda daha yüksektir. Bio yakıtlı yanma alev çapı etanol ve dizele göre biraz daha az olmaktadır.

## 7. Türboprop motor test sehpası

Bu proje ile, Türkiye'de akademik ortamda araştırma geliştirmeye açık en büyük (200 kW) gaz türbin test düzeneği inşaa edilmiştir. Proje öncesi gaz türbin mobil test sehpasında yüksüz olarak çalıştırılmıştı (resim 26).



Resim 26: yüksüz olarak çalışan gaz türbin mobil sehpasında (önceki durum)

Proje ile turbo prop motorun yük sehpası imal edilmiştir ve motor elektronik ortamda kontrol ve veri alınır hale gelmiştir. Motor güç ölçme sistemi ile Rolls-Royce (Allison) 250C-18 turbo şaft motoruna ait performans testlerinin ve motor üzerindeki diğer noktasal ölçümlerin yapılmasına imkan sağlanmıştır. Yük ölçme sistemi aşağıda belirtilen şartları sağlamaktadır.

Dinamometre ; Dinamometre, Rolls-Royce (Allison) 250C-18 turbo şaft motorunun ürettiği şaft gücünü karşılayarak (su freni gücü olarak) harcamakta ve bu yükü tork cinsinden ölçmektedir. Çalışma noktaları dinamometrenin yükü (su seviyesi) ve tork çıkışı, su kontrol vanaları ve motor gaz kolları kullanılarak her devirde değiştirilebilmektedir. Dinamometre çalışma aralığı aşağıda belirtilen güç, hız ve tork değerlerini içermektedir. Su frenine ait su deposu 4 ton kapasitededir.

Tablo 5: RR Allison motor performansı

Ölçülen etmen:	Türboşaft çıkış gücü	Şaft Hızı	Tork
(birim)	(kW)	% (RPM)	(N.m)
Kalkış evresi	236	100 (6000)	397
En üst Sürekli (Max Cruise)	201	100 (6000)	338
Seyir A (90 %)	181	100 (6000)	338
Seyir B (75 %)	151	100 (6000)	338
Yerde yüksüz	26	75-105 (4500-6300)	-

Dinamik testler sırasında helikopter rotor ve sürücü elemanlarının ataletini simüle edebilmek maksadı ile test sistemi volan ile donatılmıştır. Motor döngüsel hız ve motor tork parametrelerini hassas olarak ayar edebilme imkanı mevcuttur. Bu şekilde güç değerlerinin sürekli ölçümü olanağı vardır. Güç ölçme ünitesine ait su kontrol çıkış valfi elektro-pneumatik yapıda olduğu için, saniye mertebesinde tepki vermekte, kararlı ve sürekli (durağan) çalışma olanağı sunmaktadır.



Resim 27: RollsRoyce Allison turboprop ve yük hücresi (su fren yükü-ön plan gri tambur)





Resim 28: Su freni (yük hücresi) kontrol (üstte) ve motor kontrol (sağda)

Türbo prop motor komuta kontrol odasından elektronik olarak kontrol edilebilmektedir (resim 29)



Resim 29: Türboprop motor komuta kontrol konsolu

## 8. Türbojet motor dizel ve sentetik yakıt performans testleri

### Türbo motora ait birimsiz parametreler:

Küçük Turbojet motoru saf dizel ve %25 GTL Kerozen sentetik yakıt katkılı olarak değişik hızlarda test edilmiştir. Veri toplama sistemi, motorunun her bir komponentinin (hava alığı, kompresör, yanma odası, turbin ve nozzle) performansı ölçülmüştür. Deneysel verileri kullanılabilir boyutlara indirgemek için standart bir yaklaşım olan birimsel analiz yöntemi kullanılmıştır. Bu yaklaşım turbojet motorun farklı çalışma koşullarındaki performans değerlendirmesini kolaylaştırmıştır. Turbomakinenin davranışları üzerinde etkisi olan temel parametreler:  $d_2$  radyal kompresör rotor uç çapı;  $N$  motor döngüsel hızı;  $P_{t1}$  ve  $P_{t3}$ , kompresör giriş ve çıkış toplam basıncı;  $T_{t1}$  ve  $T_{t3}$  kompresör giriş ve çıkış toplam sıcaklığı;  $R$ ,  $\gamma$ ,  $\mu$  havaya özgü termodinamik sabitlerdir:

$$f(d_2, N, P_{t1}, P_{t3}, T_{t1}, T_{t3}, R, \gamma, \mu) = 0$$

Birimsel analiz prensibi uygulamasıyla yukarıda belirtilen 9 parametre aşağıda gösterilen 6 birimsiz parametreye indirgenmiştir.



$$f \left[ \frac{P_{t3}}{P_{t1}}, \frac{T_{t3}}{T_{t1}}, \frac{\dot{m} \sqrt{RT_{t1}}}{P_{t1} d_2^2}, \frac{Nd_2}{\sqrt{RT_{t1}}}, \frac{\dot{m}}{\mu d_2}, \gamma \right] = 0$$

İlk iki parametre toplam basınç ve toplam sıcaklık oranlarını göstermektedir. Üçüncü parametre, birimsiz kütle akış parametresini; dördüncü parametre ise kompresörün uç hızının girişteki toplam ses hızı oranını vermektedir. Beşinci ve altıncı parametreler sırasıyla akışın Reynold sayısını ve özgül ısı oranını göstermektedir.

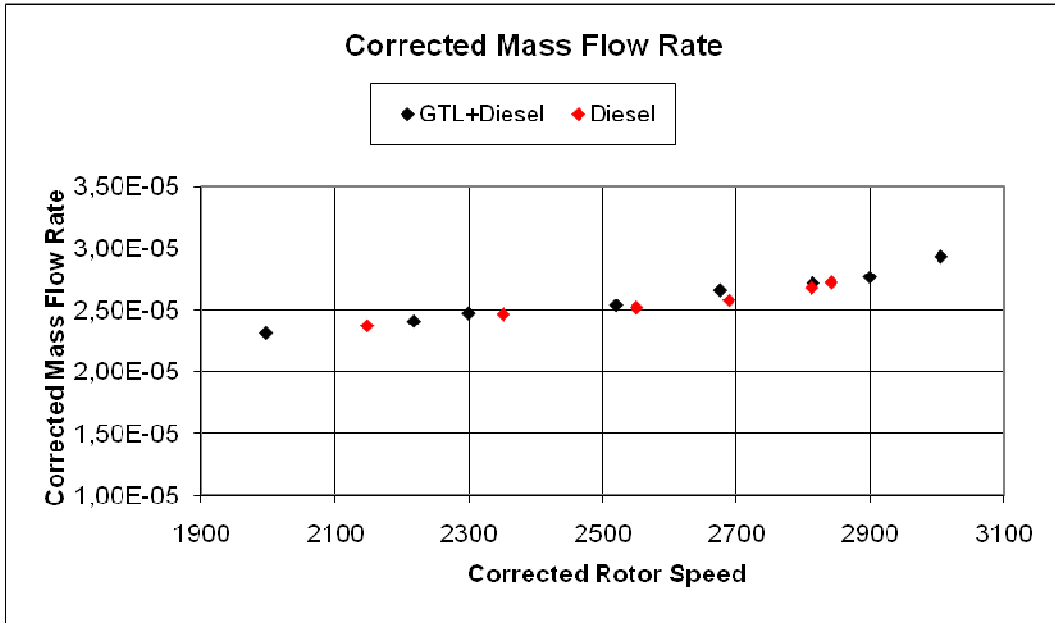
#### Motor içi akış debisi:

Aşağıda gösterilen oransal denklemlerde verilen referans sıcaklık ve basınç değerlerini kullanarak basınç  $\delta$  ve sıcaklık  $\theta$  birimsizleştirilmiştir.  $\theta$  ve  $\delta$  bağıntılarının yardımı ile düzeltilmiş kütle akış oranının son hali aşağıda en sağda verilmiş ve şekil 32,33,34, 35 da kullanılmıştır. Şekil 30 ve şekil

31'de ise düzeltilmiş kütle akış debisinin  $\frac{\dot{m} \sqrt{T}}{P}$  ilk hali kullanılmıştır.

$$\theta = \frac{T}{288.33}; \quad \delta = \frac{P}{1.013 \times 10^5}; \quad \frac{\dot{m} \sqrt{\theta}}{\delta}$$

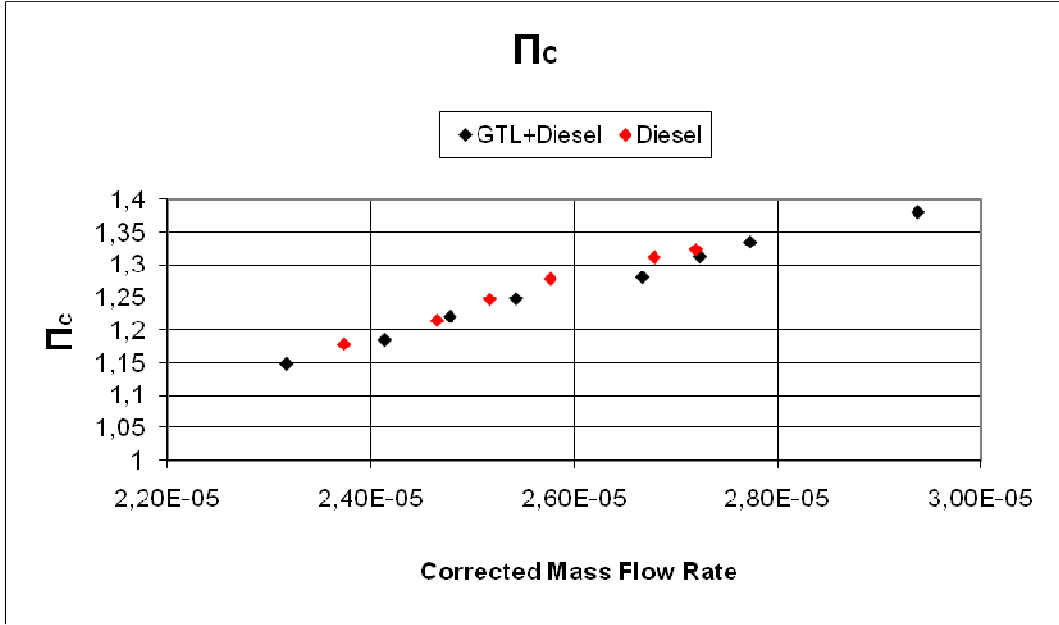
Hava alığı borusundan geçerken meydana gelen toplam basınç düşmesi akışın sürtünmesinden kaynaklanmakta ve 0.99'a ulaşmaktadır. Türbojet motor kütle akış grafiği şekil 30'da gösterilmektedir. Kütle grafiğinde sentetik katkılı yakıtta herhangi bir performans düşüşü söz konusu değildir. Bu grafikten anlaşılacağı üzere düzeltilmiş kütle akışı, düzeltilmiş hız ile birlikte lineer olarak artmaktadır.



Resim 30: Türbo motorun düzeltilmiş kütle akış oranı

#### Kompresör performansı:

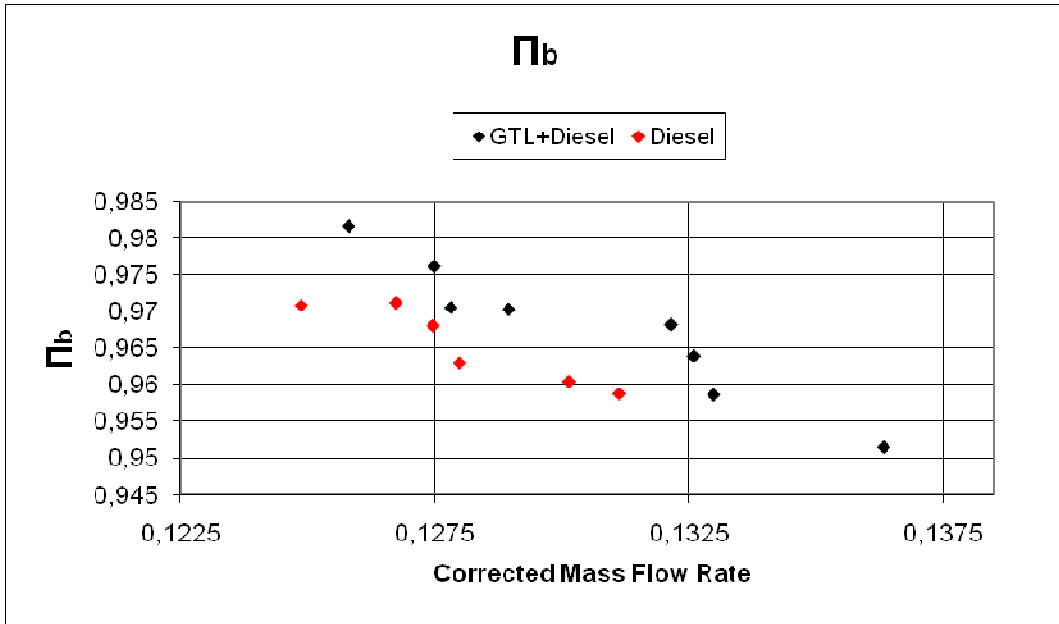
Türbo motora ait kompresör, çalışma zarfı dahilinde test edilmiştir. Şekil 31'de kompresörün çalışma eğrisi verilmektedir. Orta devirlerde (45000 rpm) sentetik katkılı yakıtın ço az da olsa daha iyi performans göstermektedir. Burada basınç oranının düzeltilmiş kütle akışına göre değişimi gösterilmektedir. Kompresör politropik verimi tasarım noktası etrafında %67 olarak bulunmuştur.



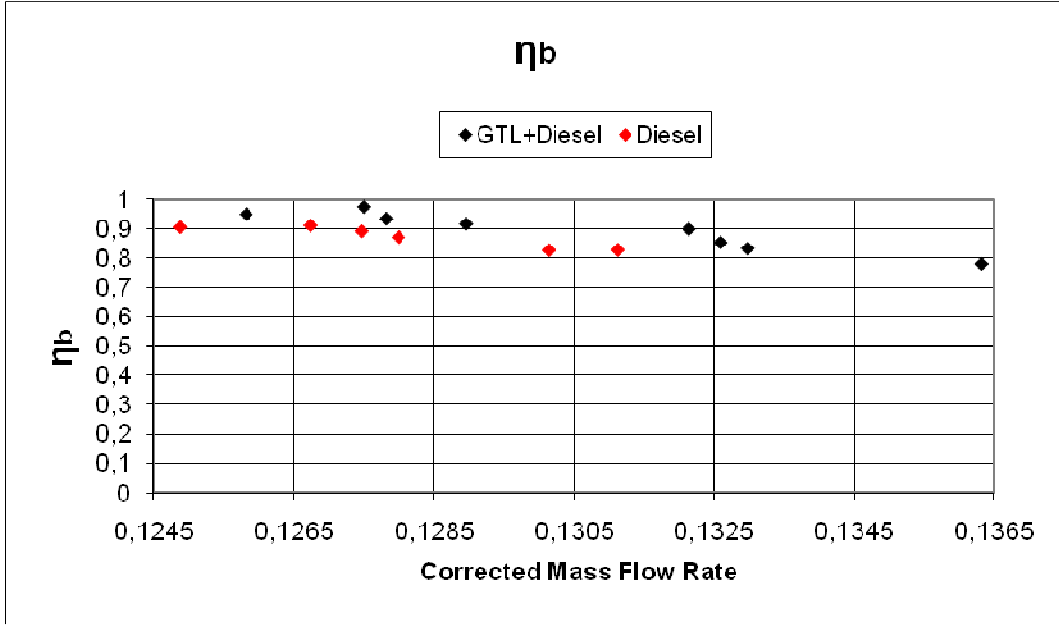
Resim 31: Kompresör çalışma eğrisi

Yanma odası performansı:

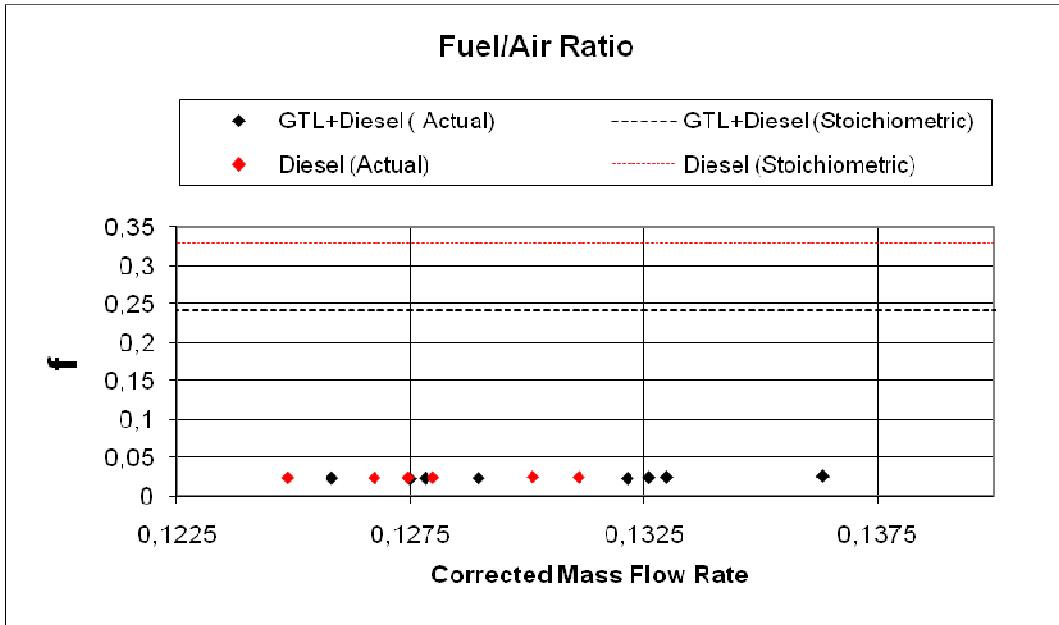
Yanma odasında oluşan basınç kayıpları ve yanma verimi yine deneysel olarak elde edilmiştir. Yanma odası toplam basınç düşme oranı düzeltilmiş kütle akış oranına bağlı olarak şekil 32’de verilmiştir. Yanma veriminin düzeltilmiş kütle akış oranına göre değişimi ise şekil 33’de gösterilmiştir. Stoichiometrik yakıt-hava oranının çizgiyle belirtildiği şekil 34’de ise yakıt-hava oranı verilmektedir. Sentetik katkılı yakıtın çok daha iyi bir performans sergilediği açıkça görülmektedir. Bunun sebebi yakıt sprey testlerinde de rahatlıkla farkedilen daha küçük taneciklerle püsküren yakıtın daha hızlı hava ile karışması neden olmuş olabilir. Düşük verimlere rağmen, yanma odasındaki alev çok kararlı ve türbin bölümüne ulaşmamıştır.



Resim 32: Yanma odası basınç düşme oranı



Resim 33: Yanma verimi

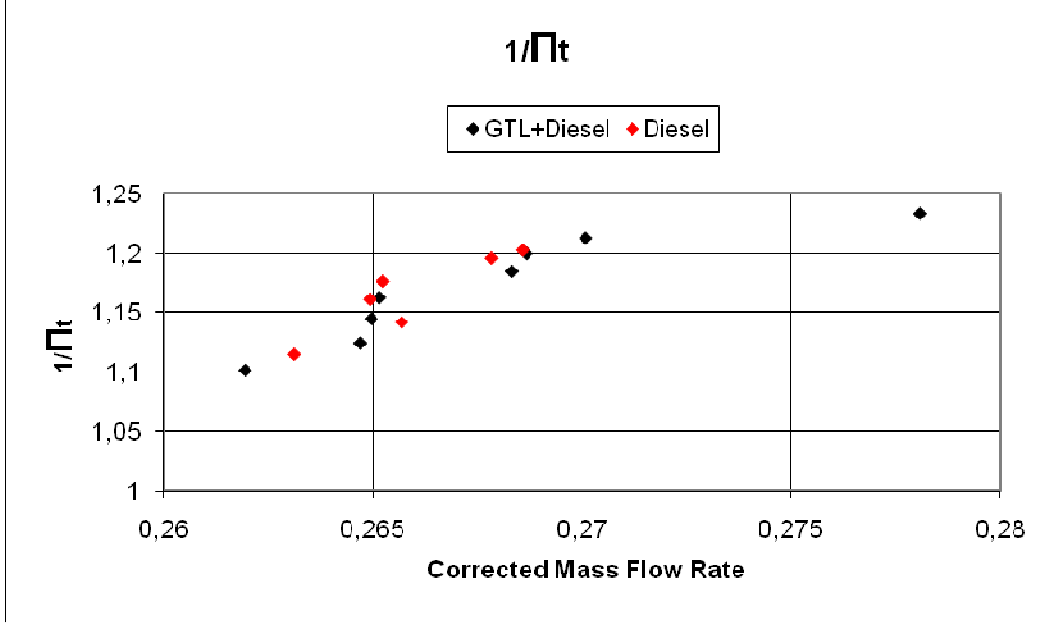


Resim 34: Yakıt-hava oranı

Türbin performansı:

Türbinde basınç ve sıcaklık düşüşleri deneysel olarak elde edilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının

türbin çıkış sıcaklığına oranı  $\frac{P_{t4}}{P_{t5}}$  nin düzeltilmiş kütle akış cinsinden şekil 35 de verilmiştir.



Resim 35: Turbin çalışma eğrisi

Türbindeki sıcaklık düşmesi turbin tarafından çekilen işin sonucudur. Turbin politropik verimi %72 olarak bulunmuştur.

#### 9. Proje genel sonuçları:

RR Allison türboprop motorun yanma odasının simülasyonu yapılmıştır. Yanma odası benzeşimlerinden alev sıcaklığının daha çok cidara yakın bölgede yüksek olduğu gözlenmiştir. Bio yakıtlara ait adiabatik sıcaklıklarının fosil (aromatik) yakıtlara göre düşük olduğu hesaplanmıştır. Bu bulgular türbo motor öncesi bağımsız bir yanma odasında doğrulanmıştır. Bunun üzerine bio yakıt yerine türbomotorlarda %25 oranında sentetik (GTL Kerozene) yakıt katkısı kullanılmasına karar verilmiştir. Sentetik kerozen yakıtın aromatik yakıtlara oranla çok daha iyi pülverize olduğu soğuk sprey deneylerinde görülmüştür. Hem dizel hemde sentetik yakıt katkılı dizel yakıtları aynı koşullarda türbo motor da kullanılmıştır. Bu motora ait komponentlerin performansları deneysel olarak belirlenmiştir. Motorun soğuk bölümleri( inlet ve kompressör), sıcak bölümlerine(yanma odası, türbin ve nozzle) nazaran daha büyük bir doğrulukla test edilmiştir. Sentetik katkılı yakıtın türbomotor yanma performansını arttırdığı açıkça görülmüştür.

## REFERANSLAR

1. RTO-TR-066 (AVT-035) *Future Technological and Operational Challenges Associated with the Single Fuel Concept* (2006)
2. Murphy C. M., Design and Construction of a Gas Turbine Combustor Test Rig for Alternative Fuel Testing, M. Sc. Thesis, Carleton University, 2001.
3. Henham A., Makkar, M.K. Combustion of simulated biogas in a dual fuel diesel engine, *Energy Conversion and Management* 39 (1998), pp.2001–2009.
4. Agarwal A. K., Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines, *Progress in Energy and Combustion Sciences* 33 (2007) 233-271.
5. Rakopoulos C. D. , Antonopoulos K. A., Rakopoulos D. C., Hountalas D. T., Giakoumis E.G., Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of Diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins, *Energy Conversion and Management* 47 (2006), pp.3272–3287.
6. Rakopoulos C. D. , Antonopoulos K. A., Rakopoulos D. C, Hountalas D.T., Multi-zone modeling of Diesel engine fuel spray development with vegetable oil, bio-diesel or Diesel fuels *Energy Conversion and Management* 47 (2006), pp.1550–1573.
7. M. Al-Hasan M. , Effect of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission, *Energy Conversion and Management* 44 (2003), pp.1547–1561.
8. Tat M. E., Van Gerpen J. H., Effect of Temperature and Pressure on the speed of sound and isentropic bulk modulus of mixtures of biodiesel and diesel fuel, *Journal of Applied Combustion* 80 (2003) 1127-1130
9. Tat M.E., Van Gerpen J.H., Soyly S., Canakci M., Monyem A., Wormley S., The Speed of Sound and Isentropic Bulk Modulus of Biodiesel at 21°C from Atmospheric Pressure to 35 MPa, *Journal of the American Oil Chemists' Society* 77 (2000) pp.285-289.
10. Shenghua L., Clemente R. C., Tiegang H., Yanjv W., Study of spark ignition engine fueled with methanol/gasoline fuel blends, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) pp.1904-1910.
11. Yüksel F., Yüksel B., The use of ethanol-gasoline blend as fuel in and SI engine, *Renewable Energy* 29 (2004) pp.1181-1191.
12. Moran M. J., Shapiro H. N., “Fundamentals of Engineering Thermodynamics,” 3rd Ed., John Wiley & Sons, 1998
13. Dagaut P., Cathonnet M., “The ignition, oxidation, and combustion of kerosene: A review of experimental and kinetic modeling,” *Prog. In Energy and Comb. Science*, 32, pp. 48-92, 2006
14. Agarwal, Avinash K., “Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines,” *Prog. In Energy and Comb. Science*, 33, pp. 233-271, 2007
15. Demirbas Ayhan, “Combustion characteristics of different biomass fuels,” *Prog. In Energy and Comb. Science*, 30, pp. 219-230, 2004
16. “Allison Gas Turbines Turboshift Models 250-C18, A, B, & C– Operation and Maintenance Manual”, General Motors Corp., 1982
17. RTO-TR-066 (AVT-035) *Future Technological and Operational Challenges Associated with the Single Fuel Concept* (2006)

**TÜBİTAK**  
**PROJE ÖZET BİLGİ FORMU**

<b>Proje No: 106M180</b>
<b>Proje Başlığı: Bio Yakıtla Çalışan Küçük Gaz Türbinli Motor Dönüşümü ve Performans Karşılaştırması</b>
<b>Proje Yürütücüsü ve Araştırmacılar:</b> <b>Prof.Dr. İbrahim Sinan AKMANDOR, Y.Doç.Dr. Oğuz UZOL, Mehmet KARACA</b>
<b>Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi: ODTÜ Havacılık ve Uzay Müh. Bölümü İtki Laboratuvarı</b>
<b>Destekleyen Kuruluş(ların) Adı ve Adresi: TÜBİTAK</b>
<b>Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri: 1/7/2007 – 1/7/2009</b>
<b>Öz (en çok 70 kelime)</b> <p>Gaz türbinleri sürekli bir akış ve yanma esasına göre çalışırlar ve bu yüzden yüksek basınç ve sıcaklık dalgalanmalarına maruz kalmamaktadırlar. İçten yanmalı motorlara göre daha düşük basınç oranlarında çalıştıklarından daha düşük kalorili ancak daha çevreci yakıtların kullanılması yönünde turbomotorların ufukları göreceli olarak daha geniştir.</p> <p>Bu motorlarda önerilen ve bu projede kullanılan sentetik biyo-jet yakıtları yeni değildir: Almanyada 1930'lardan beri Fischer-Tropsch proses ismi ile kömürden kerosene (jet yakıtı) elde edilmektedir. Ancak II.ci Dünya Savaşı sonrası ham petrol dünyada kolayca bulunabildiği ve ham petrolden elde edilen kerozen yakıtının fiyatı çok daha düşük olduğundan kimyasal işleme elde edilen kerozen yakıtına ara verilmiştir.</p> <p>İlk nesil biyo-yakıtlar: Etanol ve Metanol den elde edilen ilk nesil biyo yakıtlar jet yakıtı olarak elverişli değildir çünkü bu yakıtların enerji içerikleri göreceli olarak düşüktür. Bu yakıtlar kullanıldıkları takdirde hali hazır uçaklarda daha büyük yakıt tankları, daha büyük kanatlar ve motorlar ve aynı görev için daha çok yakıt sarfiyatı gerekecektir.</p>
<b>Anahtar Kelimeler:</b> Bio yakıt, Dönüştürülmüş Gaz Türbini, Yeşil Gaz Türbini, Çevreci Gaz Türbini, Düşük Kolirifik Değerli Yanma, Bio Yakıtlı Gaz Türbin Performans Değerleri
<b>Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu mu?</b> Evet <input type="checkbox"/> Gerekli Değil <input checked="" type="checkbox"/> Fikri Ürün Bildirim Formu'nun tesliminden sonra 3 ay içerisinde patent başvurusu yapılmalıdır.
<b>Projeden Yapılan Yayınlar:</b> Mehmet KARACA, Alp MARANGOZ, İbrahim Sinan AKMANDOR, Serkan GÜNEŞ "Bio Yakıtların Alev ve Yanma Özelliklerinin Deneysel Olarak İncelenmesi" 10. ULUSLARARASI YANMA SEMPOZYUMU, 9-10 EKİM, 2008, SAKARYA ÜNİVERSİTESİ, 10 Ekim 2008, 14:40-15:00, 3. Salon, 3.Oturum