



T.C.

**ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MİKRO GAZ TÜRBİN ÇEVİRİMİNİN
SİMÜLASYONU VE SİSTEM KOMPONENTLERİNİN
OPTİMİZASYONU**

Tolga ÇAKMAK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bursa, 2007



T.C.

**ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MİKRO GAZ TÜRBİN ÇEVİRİMİNİN
SİMÜLASYONU VE SİSTEM KOMPONENTLERİNİN
OPTİMİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Tolga ÇAKMAK

Danışman: Prof. Dr. Muhsin KILIÇ

Bursa, 2007

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MİKRO GAZ TÜRBİN ÇEVİRİMİNİN
SİMÜLASYONU VE SİSTEM KOMPONENTLERİNİN
OPTİMİZASYONU

Tolga ÇAKMAK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 14/08/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr. Muhsin KILIÇ Prof.Dr.İrfan KARAGÖZ Prof.Dr.Erdoğan DİLAVEROĞLU
(Danışman)

ÖZET

Bu çalışma, nesneye yönelik bir simülasyon yazılımı kullanarak, geniş bir aralıktaki termal ve mekanik yüklemeler altında bir mikro gaz türbininin çalışma şartlarını incelemektedir. Hesaplamalarda kullanılan program olan EcosimPro, basit ve karmaşık fiziksel süreçleri, cebirsel fark denklemleri ile ifade etmektedir.

EcosimPro, bir fiziksel sistemin bileşenlerini ifade eden ve yeniden kullanılabilir kütüphanelerin (termal, kontrol, turbojet vb.) oluşturulması nedeniyle birçok alana uygulanabilen bir yazılım türüdür. Bu kütüphaneler, nesneye yönelik bir programlama dili ile geliştirilmiştir. Esnek kullanıcı ara yüzü, yeni modellerin tanımlamasının çabuk yerine getirilmesini ve hızlı sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır. EcosimPro programının kullanımı ve modelin nasıl oluşturulduğu kullanıcı ara yüzü ve şematik diyagramlarla bu çalışmada açıklanmıştır. Geliştirilen mikro gaz türbin modelinin, sabit hal, parametrik ve zamana bağlı geçici rejim analizleri için simülasyonları yapılmıştır.

Ayrıca, multidisipliner optimizasyon vasıtasıyla elde edilen radyal kompresör geometri dizaynı anlatılmıştır. Radyal akışlı türbin ve kompresörün karakteristik eğrileri daha sonra EcosimPro programında kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Mikro gaz türbini, optimizasyon, güç üretimi, termodinamik çevrim

ABSTRACT

This study examines the possibilities for a micro-gas turbine operation under a wide range of thermal and mechanical load requirements using a general purpose object-oriented simulation tool. The software, that is used for the calculations, is EcosimPro, which is a user-friendly simulation tool developed for modeling simple and complex physical processes, expressing the behavior in terms of Differential-Algebraic equations and discrete events.

EcosimPro™ is a tool that can be adapted to different fields through the creation of reusable modeling component libraries representing parts or components equipment of a physical system. These libraries are developed using an object-oriented language. A flexible graphical user interface allows for quick implementation of new models and a rapid analysis of the results. A description of how to model a physical process with EcosimPro is explained and illustrated with figures of the interface. The micro-gas turbine model developed is used for steady state operation, steady state parametric study and transient performance simulations.

The design of a radial compressor impeller, by means of a multidisciplinary optimization, is also presented. The characteristics maps of the compressor and turbine, then used in EcosimPro.

Key words: Micro gas turbine, optimization, power generation, thermodynamic cycle

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
SİMGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1 Mikro gaz Türbin Sistemi	3
2.2 Model ve Simülasyon	5
2.3 Tezin Amacı, Katkısı ve Yenilikleri	6
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	7
3.1 Mikro Gaz Türbinlerinden Güç Üretimi	7
3.1.1 Mikro-gaz türbinlerinin avantajları	8
3.1.2 Mikro-gaz türbinlerinin dezavantajları.....	11
3.1.3 Mikro-gaz türbin uygulamaları	12
3.2 Termodinamik Şartlar ve Ölçekleme	14
3.2.1 Mikro-gaz türbininde ölçekleme (Minyatürleştirme) etkisi	15
3.2.2 Minyatürleştirirmenin komponentler üzerindeki etkisi	17
3.3 Radyal Kompresörün Multidisipliner Optimizasyonu.....	22
3.3.1 Optimizasyon metodu	24
3.3.2 Geometri tanımlaması	24
3.3.3 Tasarım koşulları	29
3.4 Mikro-gaz Türbin Çevriminin Termodinamik Analizi	32
3.4.1 Mikro-gaz türbin çevrimi	35
3.4.2 Mikro-gaz türbininin performans tahmini	43
3.4.3 Mikro-gaz türbininin geçici rejim (Transient) davranışı	44
3.5 Mikro-gaz türbinini EcosimPro programında tanımlama	46
3.5.1 EcosimPro programı ile çalışmak.....	49
3.5.2 EcosimPro kullanıcı ara yüzü detayları	51
3.5.3 Modelleme Metotları	53
3.5.3.1 Portlar.....	54
3.5.3.2 Komponentler	56
3.5.4 Komponentlerin girdi verisi	63
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA.....	65
4.1 Mikro-gaz Türbin Çevriminin EcosimPro ile Simülasyonu	65
4.1.1 Tasarım noktasında çalışma	66
4.1.2 Parametrik çalışma	73
4.1.3 Tasarım dışı (Off-design) çalışma durumları	77
4.1.4 Geçici rejim (Transient) analiz.....	77
4.1.5 EcosimPro ile simülasyon boyunca karşılaşılan problemler	79
4.2 Sonuç ve Öneriler	80
5. KAYNAKLAR	82

	Sayfa
EK 1 ÇEVİRİM KOMPONENTLERİNİN EL KODU	84
EK 2 KARARLI HAL SİMÜLASYON UYGULAMASI	91
EK 3 PARAMETRİK SİMÜLASYON UYGULAMASI	92
EK 4 GEÇİCİ REJİM (TRANSIENT) SİMÜLASYON UYGULAMASI	93
EK 5 KOMPRESÖR VE TÜRBİN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ	94
EK 6 MİKRO-GAZ TÜRBİNİNİN EL KODU İÇERİSİNDE KULLANILAN POLİNOM VE FONKSİYON TANIMLAMALARI	95
EK 7 MİKRO-GAZ TÜRBİN ÇEVİRİMİNİN ŞEMATİK DİYAGRAMI	99
TEŞEKKÜR	100
ÖZGEÇMİŞ	101

KISALTMALAR DİZİNİ

ANN	Artificial Neural Network (Yapay Sinirsel Ağ)
CFD	Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
CVD	Chemical Vapour Deposition (Kimyasal Buharlı Depozisyon)
DOE	Design of Experiments (Denemelerin Tasarlanması)
EDM	Electro Discharge Machining (Elektriksel Deşarjla İşleme)
EL	EcosimPro Language (EcosimPro Dili)
FEA	Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)
GA	Genetic Algorithm (Genetik Algoritma)
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LE	Leading Edge (Hücum Kenarı)
MGT	Mikro-gaz Türbini
OF	Objective Function (Amaç Fonksiyonu)
PIV	Particle Image Velocimetry (Parçacık Görüntü Hız Ölçeri)
TE	Trailing Edge (Firar Kenarı)
TGS	Türbin Giriş Sıcaklığı
YO	Yanma Odası

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 3.1 Optimize edilmiş geometrilerin temel geometri ile kıyaslanması	31
Tablo 3.2 Hedeflenen Mikro-gaz türbin sisteminin temel özellikleri	53
Tablo 3.3 Portlar, değişkenler ve denklemler	56

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1 Mikro-gaz türbin taslağı	7
Şekil 3.2 Mikro-gaz türbini ile bataryaların enerji yoğunluklarının karşılaştırılması	8
Şekil 3.3 Farklı seçenekler için güç-enerji yoğunluğu aralıkları	10
Şekil 3.4 Mikro ısı makinelerinin yakıt hücreleri ve bataryalar ile karşılaştırılması	10
Şekil 3.5 Mikro-gaz türbin uygulama alanları	13
Şekil 3.6 Mikro-gaz türbininin bazı sivil uygulama alanları	13
Şekil 3.7 Kompresörün 5 eksenli frezeleme ile üretim testi (çap 20 mm).....	19
Şekil 3.8 Türbinin 3 eksenli EDM yöntemi ile üretim testi (çap 26 mm).	19
Şekil 3.9 Optimizasyon algoritması	25
Şekil 3.10 Bezier kontrol noktaları ile tanımlanan akış dış hatları	26
Şekil 3.11 β ile tanımlanmış kanat kavis eğrisi	26
Şekil 3.12 Kanadın kavis eğrisi boyunca kalınlık dağılımı	26
Şekil 3.13 Dallandırıcı kanatlı kompresörde negatif ve dengesiz yükleme.....	29
Şekil 3.14 Optimizasyonun yakınsama geçişi	30
Şekil 3.15 Temel geometri, veritabanı ve optimizasyon için aero-gerilme penaltı dağılımı	31
Şekil 3.16 Temel geometride merkezkaç yüklemelerden dolayı von Mises gerilme dağılımı	31
Şekil 3.17 İterasyon 25 geometrisinde merkezkaç yüklemelerden dolayı von Mises gerilme dağılımı	31
Şekil 3.18 Basit gaz türbin sistemi.....	32
Şekil 3.19 Isı değiştiricili tek şaft açık gaz türbin sistemi	34
Şekil 3.20 Basit çevrim	36
Şekil 3.21 Isı değiştiricili basit çevrim	37
Şekil 3.22 Statik ve durgunluk durumları arası ilişki	39
Şekil 3.24 Kompresör giriş kanalındaki toplam basınç dağılımı	42
Şekil 3.25 Kompresör difüzörü ile kompresör giriş kanalı detayı.....	42
Şekil 3.26 Radyal kompresör karakteristik eğrileri	44
Şekil 3.27 Kompresör karakteristiklerinde geçici rejimde izlenen yörünge.....	46
Şekil 3.28 EcosimPro ana penceresi	47
Şekil 3.29 Grafikselsel model oluşturma (EcoDiagram).....	48
Şekil 3.30 EcosimPro grafikselsel sonuç penceresi	49
Şekil 3.31 EcosimPro'da komponent oluşturma adımları	50
Şekil 3.32 Keşif Alanı 3 farklı görünümü.....	51
Şekil 3.33 Uygulamalar (Experiments)	52
Şekil 3.34 Komponent hiyerarşisi.....	54
Şekil 3.35 Karakteristik eğrilerinde β 'nin tanımı	58
Şekil 3.36 Yanma odasından olan ısı transferi.....	60
Şekil 3.37 Türbin ile kompresör arasındaki ısı transferi.....	62
Şekil 4.1 Mikro-gaz türbininin şematik diyagramı	65
Şekil 4.2 Çevrim gelişiminin adımları	68
Şekil 4.3 EcosimPro sınır şartlarının seçimi	70
Şekil 4.4 Basit çevrimin tamamlanmış çevrim ile karşılaştırılması.....	72
Şekil 4.5 Kararlı hal tasarım noktasında çalışma sonucu	72
Şekil 4.6 Kararlı hal tasarım noktasında çalışma sonucu	72

Şekil 4.7 Kompresör karakteristik eğrilerinde bir dizi kararlı hal çalışma noktaları.....	73
Şekil 4.8 Türbin karakteristik eğrilerinde bir dizi kararlı hal çalışma noktaları.....	73
Şekil 4.9 Dönme hızının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi.....	74
Şekil 4.10 Türbin giriş sıcaklığının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi.....	75
Şekil 4.11 Isı değiştiricisi etkinliğinin net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi.....	75
Şekil 4.12 Kompresör giriş sıcaklığının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi.....	75
Şekil 4.13 Yanma odası veriminin net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi.....	76
Şekil 4.14 Türbin girişinden kompresör çıkışına olan ısı transferinin net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi.....	76
Şekil 4.15 Isı değiştiricisi soğuk tarafı basınç oranının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi.....	76
Şekil 4.16 Isı değiştiricisi sıcak tarafı basınç oranının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi.....	77
Şekil 4.17 Mikro-gaz türbininin kompresör karakteristik eğrisi üzerinde çalışma aralığı.....	77
Şekil 4.18 EcosimPro monitöründen geçici rejim simülasyon sonuçları.....	79
Şekil 4.19 Kompresör karakteristik eğrileri üzerine yerleştirilmiş geçici rejim simülasyon.....	79

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan	m^2
c_p	Sabit basınçta özgül ısı	J/kgK
c_v	Sabit hacimde özgül ısı	J/kgK
D	Çap	m
D_h	Hidrolik Çap	m
$DHQTJ$	Düzeltilmemiş özgül entalpi	J/kgK
$EPDJ$	Düzeltilmemiş verim	
G	Tork	Nm
\vec{G}	Geometri vektör	
GLP	Basınç düşüm katsayısı	
H	Entalpi	J/kg
h	Isı taşınım katsayısı	W/m^2K
I	Atalet Momenti	$kg.m^2$
k	Isı iletim katsayısı	W/mK
L	Karakteristik uzunluk	m
\dot{m}	Debi	kg/s
n	Dönme hızı	rpm
Nu	Nusselt sayısı	
OF	Amaç fonksiyonu	
P	Güç	W
p	Basınç	Pa
Pr	Prandtl sayısı	
PQ	EcosimPro programlama dilinde giriş/çıkış basınç oranı	
Q	Birim zamandaki ısı transferi	W
r	Basınç oranı	
Re	Reynolds sayısı	
T	Sıcaklık	K
T_a	Ortam sıcaklığı	K
TIT	Türbin giriş sıcaklığı	K
u	Hız	m/s
U	Toplam ısı transfer katsayısı	W/m^2K
V	Hacim	m^3
W	Birim zamandaki iş-güç transferi	W
WRJ	Düzeltilmemiş debi	kg/s
ρ	Yoğunluk	kg/m^3
ν	Kinematik viskozite	m^2/s
σ	Mekanik gerilme	MPa
γ	Özgül ısılar oranı (c_p/c_v)	
β	Kompresör karakteristik eğrileri için tanımlanmış parametre	
δ	Boyutsuz giriş toplam sıcaklık	
θ	Boyutsuz giriş toplam basınç	
η	Verim	
$\dot{\omega}$	Açısal ivme	

İndeks

<i>c</i>	Kompresör
<i>cc</i>	Yanma odası
<i>D</i>	Tasarım noktası şartları
<i>in</i>	Komponent girişi
<i>out</i>	Komponent çıkışı
<i>sh</i>	Şaft şartları
<i>ref</i>	Referans değerler
<i>bl</i>	Ana kanat
<i>sp</i>	Dallandırıcı kanat
<i>corr</i>	Düzeltilmiş değerler
<i>table</i>	Tablodan alınan değerler

1. GİRİŞ

Güç üretiminde kullanılmak üzere, bir mikro gaz türbinin geliştirilmesi üzerine çalışmalar devam etmektedir. Amaç, günümüzdeki ağır bataryaların yerini alacak hafif ve kompakt bir güç kaynağı geliştirmektir. Güç üretimi için mikro gaz türbinlerinden faydalanma üzerine artan ilgi, bu sistemlerin geniş bir aralıkta işletme şartlarını sağlayabilmek için, araştırmacıları çok etkin sistemler tasarlamaya yönlendirmektedir. Mikro güç üretim sistemlerini önemli kılan neden, yakıt bazlı güç üretim sistemlerinin hala en iyi şarj edilebilir güç üretim sistemlerinden 100 kat daha fazla enerji yoğunluğu içermesidir. Bu tür yakıt bazlı güç üretim sistemleri, yakıt pilleri, termoelektrik birimler, yanmalı motorlar ve gaz türbinleri gibi geniş işletme yöntemleri üzerine kurulabilir. Yakıt pillerinden beklenen yüksek verim iken mikro gaz türbinlerinden umulan yüksek güç yoğunluğunu sunmasıdır.

Turbo makinelerin 1 boyutlu analiz sonuçlarından, güç ve verimin dönme hızı arttıkça arttığı açıkça bellidir. Küçük boyutlar, turbo makinelerde kanat soğutmasını engeller, bu nedenle ulaşılabilecek maksimum türbin giriş sıcaklığı sınırlandırılmıştır. Mikro turbo makinelerde sınırlandırılmış türbin giriş sıcaklığı ve devir sayısı, performansı ve verimi etkileyen faktörlerdir. Basitçe yüksek performanslı bir gaz türbinini küçültme işlemi performans açısından iyi bir sonuç vermeyecektir.

Sorun oluşturan ana etkenler;

- Reynolds sayısındaki büyük değişiklikler,
- Sıcak ve soğuk komponentler arasındaki kütleli ısı transferi (büyük makinelerde ihmal edilebilir),
- Minyatürleşmiş komponentlerin verimleri, malzeme ve üretim zorluklarından kaynaklanan geometrik kısıtlamalar olarak belirtilebilir.

Bu etkenler, yataklar, elektrik jeneratörün, ısı değiştiricisi vb. komponentlerde yeni kavramların ortaya konulması gerekliliğini göstermektedir.

Yeni bir gaz türbin motoru tasarlandığı zaman, tasarım ve tasarım dışı (off-design) çalışma durumlarını incelemek için sistemin termodinamik modeli oluşturulur. Bu modelden elde edilen veriler daha sonra diğer analizler (gerilme, akış analizi vb.) için

girdi olarak kullanılır. Bu analizler sonucu elde edilen veriler sistemdeki tasarım değişikliklerine ve yeni eleman performanslarının ortaya çıkmasını sağlar. Bu değişimler tasarım kriterleri yerine getirilene kadar bir döngü halinde tekrarlanır (Peirs ve ark. 2002a). Bu süreç, esnek, kısa sürede sonuç verebilecek ve hızlı gerekli değişimleri tüm sistemi etkilemeden yapabileceğimiz bir modülü gerektirmektedir.

Geleneksel olarak bu tür motor çevrim analizleri Fortran ile yazılmaktadır. Nesneye yönelik programlama dilleri de kullanılarak (C++, Java, Borland Delphi vb.), modüler tasarım desteklenebilir. Diğer bir alternatif de hem kodlamayı hem nesneye yönelik kullanıcı ara yüzünü kapsayan bir program kullanmaktır. Bu çalışmada mikro-gaz türbin modelinin oluşturulması için, nesneye yönelik bir programlama dili kullanan ve EA International tarafından geliştirilmiş olan EcosimPro programı kullanılmıştır. Çalışmanın amacı, mikro-gaz türbin modelinin oluşturulması ve bu model üzerinde sabit hal, parametrik ve geçici rejim analizlerin gerçekleştirilmesidir.

Bu kapsamda 2. bölümde konu ile ilgili literatürde bulunan çalışmalar verilmiştir. 3. bölümde çalışma ile ilgili teorik altyapı ve tüm sistemin kullanılan programda tanımlanması anlatılmıştır. Ayrıca bu bölümde kompresör ve türbin geometrilerinin elde edilmesi için kullanılan multidisipliner optimizasyon yönteminden bahsedilmiştir. Son olarak 4. bölümde program çıktıları analiz edilmiştir ve sonuçlar tartışılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, çalışma kapsamında incelenen literatür özetlenecektir. Bu çalışmalar 2 başlık altında ele alınacaktır. Mikro gaz türbinleri üzerine yapılan çalışmalar, “Mikro gaz Türbin Sistemi” başlığı altında, model ve sistemin oluşturulmasında kullanılan program için yararlanılan çalışmalar, “Model ve Simülasyon” başlığı altında incelenecektir. “Tezin Amacı, Katkısı ve Yenilikleri” başlığı altında mevcut çalışmanın şimdiye kadar yapılan çalışmalardan farklılığı, hedeflediği ve gerçekleştirdiği bilimsel iyileştirme ve gelişme özetle sunulacaktır.

2.1 Mikro gaz Türbin Sistemi

Mevcut çalışma altında geliştirilmesi planlanan aynı mikro gaz türbin sistemi için ve farklı sistemler için bugüne kadar yapılan çalışmalardan burada bahsedilecektir.

Decuypere ve Verstraete (2005) tarafından yapılan çalışmada mikro gaz türbinlerinin bataryalı sistemlere karşı avantajlarından ve dezavantajlarından bahsedilmiştir. Ayrıca bu tür mikro sistemlerin potansiyel kullanım alanları öngörülmüştür. Bu çalışma mikro gaz türbinlerinin genel yapısı ve amacı hakkında önemli bilgiler sunmaktadır.

Dumand ve ark. (2005) pilotsuz uçaklar ve taşınabilir elektrik güç sistemlerinde mikro gaz türbin uygulamaları için bir takım deneyler ve simülasyonlar yapmışlardır. Bu çalışmada, özellikle yanma konusu üzerine yoğunlaşmış ve teşkil eden sorunlar incelenmiştir. Yanma odası bir HAD programı kullanılarak simule edilmiştir. Çalışma sonunda mikro yapıdaki bu tür sistemlerin geliştirilmesinin uzun zaman alacak ve farklı disiplinleri bir arada barındıran bir süreç olacağı özellikle vurgulanmaktadır.

Epstein (2003), mikro gaz türbinleri üzerine detaylı bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada yakıt olarak hidrojen kullanan bir gaz türbin modeli öngörülerek sistemin boyutları tartışılmış, termodinamik ve ölçekleme şartları irdelenmiştir. Geleneksel gaz türbin komponentleri, mikro ölçekleri ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca bu çalışmada yanma, yataklama ve malzeme konusunda önemli bilgiler verilmektedir. Mevcut çalışmanın da araştırma konusu olan, çevrimde ısı değiştiricisi kullanımının etkileri de bu çalışmada incelenmiştir.

Isomura ve ark. (2005a) Tokyo Üniversitesi’nde yaptıkları çalışmada 10 mm çaplı metal fanları üretmek için 5 eksenli mikro-frezleme yöntemini kullanmaktadır.

Isomura ve ark. (2005b) Tohoku Üniversitesi'nde bir mikro gaz türbin makinesi geliştirilmesi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmada mikro ölçekteki makinelerin güç ve enerji yoğunlukları, kullanım alanları gibi bilgiler sunulmaktadır. 100 W enerji üretimi için hedeflenen bir sistemin komponentleri üzerinde HAD analizleri ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Tüm çevrim boyunca hedeflenen termodinamik özellikler gösterilmiştir.

Matsuo ve ark. (2003) Tokyo Üniversitesi'nde yaptıkları çalışmada 8 mm çaplı metal fanları üretmek için 5 eksenli mikro-frezeleme yöntemini kullanmıştır.

Peirs ve ark. (2004) 10 mm çapında tek eksenli bir türbin modeli üzerinde araştırmalar yapmışlardır. Paslanmaz çelikten EDM metodu ile üretilen bu türbin 160.000 dev/dak'ta kadar test edilmiştir. %18 verimle çalışan türbin 28 W mekanik güç çıkışı vermiştir ve bu bir jeneratöre bağlanarak 16 W elektrik enerjisi elde edilmiştir.

Peirs ve ark. (2003) 10 mm çapında bir eksenel türbin ve bir radyal kompresör içeren bir sistem için 130.000 dev/dak'ya varan hızlarda ve 330° C'ye varan sıcaklıklarda bir takım testler yapmışlardır. Bu testler sonucunda %20 – 24 arası verim ile 50 W'a kadar mekanik güç çıkışı elde edilmiştir. Jeneratöre bağlanan sistem 36 W elektrik güç çıkışı sağlamıştır.

Peirs ve ark. (2006) rotor çapı 20 mm ve hedeflenen elektrik güç çıkışı 1 kW civarında olan bir sistemin geliştirilmesi üzerine çalışmışlardır. Bu sistemin boyutları 95 mm ile 120 mm boyutlarındaki bir silindire eşdeğerdir. Bu çalışma mevcut tez çalışmasının daha önceki çalışmalarını içermektedir. Mevcut tez çalışmasındaki tasarım şartları irdelenmiş ve kullanılabilir malzeme ve malzeme üretim metotları araştırılmıştır.

Reynaerts ve ark. (2006) yine bu tez çalışmasının konusu olan aynı sistem üzerinde çalışmalara devam etmiştir. Bu çalışmada proje grubunun yaptığı yanma odası için ve türbinden kompresöre olan ısı transferi HAD analizleri gösterilmiştir. Yataklar için yapılan testler ve 5 eksenli frezeleme yöntemi ile polimer malzemesinden üretilen kompresör örneği çalışmanın diğer araştırma konularıdır.

Tucillo ve ark. (2000) yaptıkları çalışmada bir mikro gaz türbinin değişik termal ve elektrik durumlar altında davranışını incelemişlerdir.

Tucillo (2005) hem kararlı hem geçici rejim şartlar altında bir mikro gaz türbin sistemi üzerine çalışmalar yapmıştır. Farklı yakıt sağlama yöntemlerinin de ele alındığı çalışmada ısı geri kazanımının da etkisi araştırılmıştır.

Van den Braembussche (2005) yaptığı çalışmada gaz türbinlerinin mikro boyutlara indirgenmesiyle karşılaşılabilecek sorunları araştırmıştır. Bu çalışmada, ölçekleme ile termodinamik özelliklerdeki değişimler vurgulanmıştır. Ayrıca kanat kalınlığının yüksek devirlerde merkezkaç kuvvetlerinin neden olduğu gerilmelere olan etkisi sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerle araştırılmıştır.

Verstraete ve ark. (2006a) ve (2007) mevcut tez çalışmasında da anlatılan, multidisipliner optimizasyon yönteminin sırası ile türbin ve kompresör için uygulamasını anlatılmıştır. Belirli sınır şartları altında gerilme ve akış analizleri sonucu elde edilen türbin ve kompresör geometrisinin multidisipliner optimizasyon yöntemi ile elde edilmesi bu çalışmaların temelini oluşturmaktadır. Amaç türbin ve kompresörde yüksek verim elde ederken merkezkaç kuvvetlerden dolayı oluşan gerilmeleri düşürmektir. Bu çalışmalar mevcut tez çalışması boyunca, yeni geometriler elde etmek için tekrarlanmıştır. Bu nedenden dolayı, bu çalışmalar detaylı bir biçimde “Radyal Kompresörün Multidisipliner Optimizasyonu” başlığı altında anlatılmıştır.

Verstraete ve ark. (2006b) mevcut tez çalışmasının araştırması olan mikro gaz türbin sistemi içerisindeki ısı transferinin performans üzerine etkilerini araştırmışlardır. Türbin ve kompresör arasındaki yüksek sıcaklık farkının küçük boyutlarda komponentlerin verimlerinde neden olacağı düşüş, çalışmanın temel araştırmasıdır. Mevcut tez çalışması kapsamında bu çalışmanın verilerinden yararlanılmıştır.

2.2 Model ve Simülasyon

Alexiou ve Mathioudakis (2005) bir turbofan modelinin kurulmasında, mevcut tez çalışmasında mikro gaz türbin çevriminin simüle edebilmek için kullanılan program olan EcosimPro’yu kullanmışlardır. Bu çalışmada, çevrimin, hem kararlı hal hem geçici rejim şartlarda analizleri yapılmıştır ve programın özellikleri hakkında bilgi verilmiştir.

Mevcut tez çalışmasında mikro gaz türbin çevriminin simülasyonu için EcosimPro programının kullanılmasına başlanmasıyla, programın öğrenilmesinde en çok faydalanılan kısım programın kullanıcı kılavuzu olmuştur. Ayrıca sistem benzerliği ile

program içerisinde mevcut olan turbojet kütüphanesi bu çalışma boyunca oldukça katkı sağlamıştır.

2.3 Tezin Amacı, Katkısı ve Yenilikleri

Literatür taramasından görüleceği üzere, mikro gaz türbinlerinden güç üretimi üzerine birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların birçoğu halen devam etmektedir. Bu çalışmanın da konusu olan sistem için de geçtiğimiz 3 yıl boyunca birçok çalışma yapılmıştır. Fakat bu çalışmalarda, tüm çevrimin termodinamik analizi henüz incelenmemiştir.

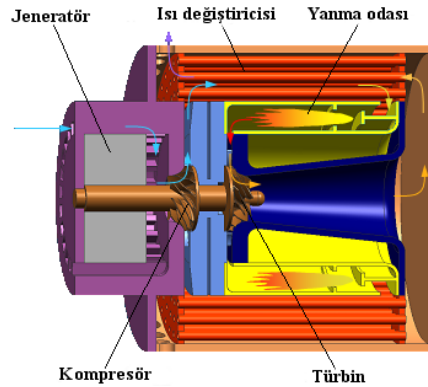
Bu çalışmada tüm çevrimin termodinamik simülasyonu, şu ana kadar yapılan ve geliştirilmekte olan komponentlerin verileri kullanılarak, simülasyon programı (EcosimPro) ile gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma boyunca ayrıca, daha öncede gerçekleştirilmiş olan, multidisipliner optimizasyon yöntemi ile geometrilerin elde edilmesi, geometrilerin iyileştirilmesi amacına yönelik tekrarlanmıştır. Tezin amacı geliştirilmekte olan komponentlerin bir araya getirilerek simule edilmesi ve mevcut çalışma noktalarının tespiti olarak nitelendirilebilir. Bu amaç doğrultusunda farklı parametrelerin tüm çevrime olan etkisi de araştırılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde öncelikle mikro gaz türbinleri hakkında genel bilgiler verilecektir. Termodinamik şartlar ve ölçeklemenin sonuçları yine bu bölümde incelenecektir. Daha önce bahsedilen multidisipliner optimizasyon yöntemi anlatılacaktır. Tüm çevrimin termodinamik analizinin incelenmesi ve son olarak sistemin EcosimPro programında tanımlanmasından yine bu bölümde bahsedilecektir.

3.1 Mikro Gaz Türbinlerinden Güç Üretimi

Son yıllarda mikro-gaz türbinleri üzerinde artan bir ilgi söz konusudur. Büyük enerji yoğunlukları (Wh/kg) bu taşınabilir güç üretim sistemlerini cazip hale getirmektedir. Isı ve güç üretim sistemlerinin birlikte kullanılabilmesi bu tür araçların, gelecekte birçok uygulama için alternatif güç kaynağı olabileceği düşünülmektedir. Bu çalışmanın konusu olan mikro-gaz türbin sistemi temel olarak Şekil 3.1’de gösterildiği gibi kompresör, ısı değiştiricisi, yanma odası, türbin ve elektrik jeneratöründen oluşmaktadır.



Şekil 3.1 Mikro-gaz türbin taslağı

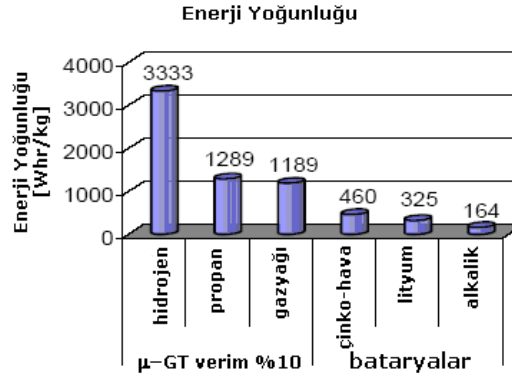
Büyük gaz türbinleri ile mikro-gaz türbinleri arasındaki temel fark, neredeyse hiç değişmeyen termodinamik çevrim boyunca kullanılan gazın miktarıdır. Bu nedenle hızlar, sıcaklık ve basınç değerleri küçültme yapılırken aynı kalmaktadır. Kompresör veya türbinin akışkan ile arasındaki iş ilişkisi çevresel hız ile orantılıdır. Bu durum devir ile çap arasında ters orantı olduğunu gösterir ve 20 mm’den daha düşük çaplı rotorlarda 500.000 dev/dak’dan daha fazla dönme hızı sonuçları ortaya çıkarmaktadır.

3.1.1 Mikro-gaz türbinlerinin avantajları

Küçük gaz türbinlerinin en büyük avantajı, yakıt bazlı sistemlerde yüksek enerji potansiyeli sağlayan bir güç sistemi olmasıdır. Bununla birlikte, işletme esnekliği, sistemdeki fazlalık ve sistem dayanıklılığı için de avantajlar sunar. Kompaktlık ve taşınabilirlik diğer avantajlar olarak sayılabilir.

Yüksek enerji yoğunluğu potansiyeli

Daha önce belirtildiği gibi küçük bir gaz türbinin, günümüzdeki bataryalara karşı en önemli avantajı, yüksek enerji yoğunluk potansiyelidir. Aslında bu avantaj, hidrokarbon ve hidrojen bazlı yakıtların enerji yoğunluğundan kaynaklanmaktadır. Örnek olarak şu andaki modern şarj edilebilir bataryaların enerji yoğunluğu 100-150 Wh/kg civarındadır. Bununla beraber güvenlik nedenlerinden dolayı lityum bazlı sistemler için teorik olarak ulaşılabilecek maksimum enerji yoğunluğu 1400-2000 Wh/kg civarındadır. Şekil 3.2'den görüldüğü gibi yakıt bazlı sistemlerin potansiyeli çok daha fazladır. Bu grafikte modern bataryalar, %10 verimli yakıt bazlı güç üretim sistemleri ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.2 Mikro-gaz türbini ile bataryaların enerji yoğunluklarının karşılaştırılması

Kaynak: Decuypere ve Verstraete 2005.

Şekil 3.2'den hidrojenin, yüksek enerji yoğunluğundan dolayı, gaz türbinlerinde kullanılabilecek en yüksek potansiyele sahip yakıt türü olduğu açıktır. Her şeyden önemlisi hidrojenin çevre dostu olması, yakıt olarak tercih edilmesinde en önemli etkenlerdendir. Ancak bu sadece sistemin ağırlığı sınırlandırıldığında geçerlidir. Sistemin hacmi önemli bir konu ise, hidrojenin yüksek enerji yoğunluğu avantajı yanında, düşük yoğunluğu büyük dezavantaj olacaktır. Sıvı hidrojenin yoğunluğu,

hidrokarbon yakıtlarının yaklaşık sadece %10'u kadardır. Her şeyin ötesinde hidrojenin kullanılması, kolay alevlenebilmesi ve tutuşması için düşük enerji yeterliliği nedenlerinden dolayı beraberinde güvenlik sorunlarını ortaya çıkarmaktadır. Yüksek ağırlık ve hacimde enerji yoğunluğu elde edebilmek için bir hidrokarbon yakıt gereklidir. Propan kararlı karakteristiği ve yüksek enerji yoğunluğu dolayısıyla parlak bir alternatif olarak görülmektedir.

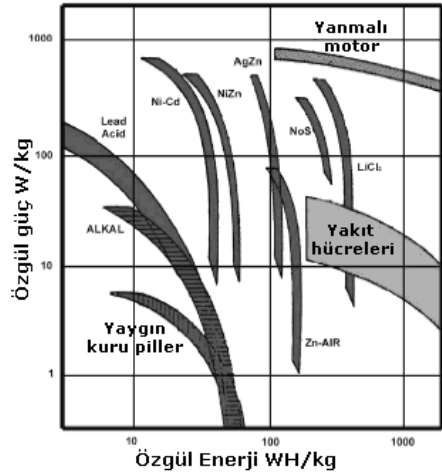
Enerji yoğunluğu avantajı haricinde, yakıt bazlı güç üretim sistemleri güç yoğunluğu avantajına da sahiptir (şekil 3.3). Daha yüksek enerji yoğunluklu bataryalar, normalde yüksek iç dirençle sahiptirler. Bu yüksek iç dirençten dolayı daha uzun ömürlü olurlar. Marş sistemi veya taşınabilir elektrik araçları gibi, kW büyüklüğündeki elektrik motorları içeren uygulamalarda, mikro-gaz türbinleri oldukça iyi bir alternatif sunmaktadır. Fakat pistonlu motorlar gibi yüksek termal verimin gerekli olduğu sistemlerde alternatif güç sistemi olarak düşünülemez. Bunların ötesinde, yakıtlı sistemler güç kaybetmeden uzun süre çalışabiliyorken, bataryaların ömürleri kısıtlıdır ve bir zaman sonra şarj edilmeleri gerekir. Fakat bu tam olarak hidrojen için geçerli değildir. Kriyojenik depolanmasından ötürü hidrojen bazı kütlelerini ve dolayısıyla potansiyelini kaybedecektir.

Şekil 3.3'ten görüldüğü gibi, içten yanmalı motorlar genelde diğer güç üretim sistemlerine karşı açık bir avantaja sahiptir. Gaz türbinleri de bunun için özel bir uygulama olarak nitelendirilebilir. Yanmalı motorlara karşı en yarışçı sistem, yakıt pilleri olarak gözükmektedir. Bununla beraber şekil 3.4'ten görüleceği üzere yakıt pilleri yüksek sistem ağırlığından dolayı, güç yoğunluğu bakımından, yanmalı motorlara kıyasla daha düşük bir değere sahiptirler. Ayrıca yine aynı şekilden mikro ısı makinelerinin, yüksek enerji gerekliliği olan sistemlerde en küçük sistem ağırlığını ortaya koyacağı açıktır. Bunlara ek olarak, yakıt pillerinin ömürleri kısıtlıdır ve pahalı platinyum ihtiyaçları vardır.

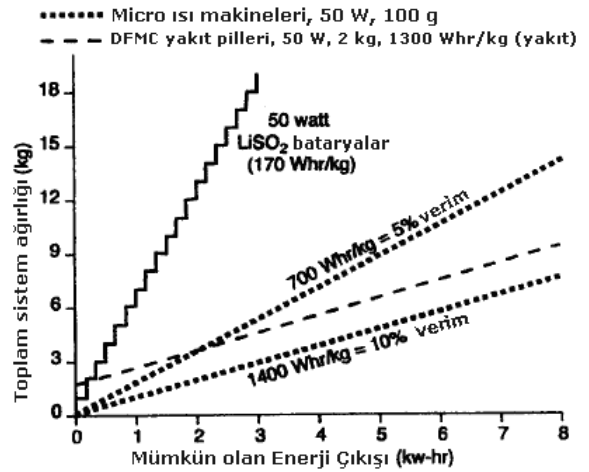
Gaz türbininin, mümkün olan tek mikro ısı makinesi uygulaması olmadığı açıktır. İçten yanmalı mikro motorlar gibi birçok mikro ısı makinesi uygulamaları dünya çapında öngörülmektedir. Tüm bu kavramlar güç üretiminin bir yakıtın yanması ile elde edilmesine dayandığı için, farklı sistemler için avantaj ve dezavantajlar benzer olarak düşünülebilir.

Arttırılmış sistem fazlalığı ve dayanıklılığı

Doğal olarak mikro-gaz türbinleri küçük boyutlarından dolayı avantaj sağlar. Nispeten artan ısı kayıpları ve düşük komponent verimlerini ihmal edersek, birim gaz türbin motor hacmi başına üretilen güç, geometrik olarak özdeş motorlar için kompaktlık ile ters orantılıdır.



Şekil 3.3 Farklı seçenekler için güç-enerji yoğunluğu aralıkları.



Şekil 3.4 Mikro ısı makinelerinin yakıt hücreleri ve bataryalar ile karşılaştırılması.

Kaynak: Decuypere ve Verstraete 2005.

$$\frac{P}{V} \propto \frac{1}{L} \quad (3.1)$$

P ; motorun güç çıkışı, V ; motor hacmi, L ; motorun karakteristik uzunluk ölçüsüdür. Açıkça belli ki, yüksek ısı kayıpları ve düşük komponent verimleri bu eğilimi negatif yönde etkilemektedir. Bununla beraber, büyük gaz türbinlerine kıyasla, birim hacim başına üretilen güç, belirli bir optimum minyatürleştirmeye kadar mümkün olmaktadır.

Aynı çevrim koşullarına (basınç ve sıcaklık değerleri) sahip, geometrik olarak benzer iki motor düşünelim. Eğer “ b ” motoru “ a ” motorundan 4 kat daha küçük ise, “ b ” motoru teorik olarak sadece “ a ” motorunun 1/16’sı kadar güç üretmektedir. Aslında, işletme koşullarının motor içinde aynı kaldığı kabul edilirse, motorun gücü, motordaki yakıt debisi ile orantılıdır. Diğer bir deyişle, büyük motorların ürettiği aynı gücü üretmek için 16 tane küçük motora ihtiyaç vardır. Fakat bu 16 motorun hacmi, büyük motorun hacminin sadece ¼’ünü oluşturmaktadır. Eğer, içyapıdaki yüksek ısı transferi ve düşük komponent verimlerinden dolayı, küçük motorun gücünün iki kat azaldığı düşünülürse, büyük motorla aynı gücü elde etmek için, sadece büyük motorun hacminin

yarısı kadar toplam hacme sahip olan küçük motorlara ihtiyaç vardır. Bu hacim kazancı, sistem fazlalığı ve güvenilirliğinin sağlamak için, daha fazla küçük motorun eklenmesi için kullanılır. Örnek olarak eğer fazladan eklenen motor sayısı 4 ise, bütün sistem, ancak en az 5 motorda hata oluşursa bozulmaktadır.

Sistem fazlalığından başka, güç üretim sorumluluğunun birçok motora dağıtılması diğer bir avantajdır. Son olarak, kısmi yüklemde (düşük TGS ve düşük devir sayılarında), bütün motorlar çalıştırılmayıp sadece gerekli olanlar çalıştırılabilir ve böylece tüm sistem veriminde, büyük bir motorun kısmi yüklemde çalışma durumuna göre, daha yüksek verime ulaşılabilir (Decuypere ve Verstraete 2005).

Artan işlevsel esneklik

Mikro-gaz türbinlerinin, taşınabilir güç üretim sistemlerinde, bataryalı sistemlere göre sağladığı diğer avantajda, bataryalı sistemlerin ağırlığının artmasına neden olan yedek batarya taşıma gerekliliği olduğu durumlarıdır. Yedek batarya taşınmaması durumunda ise mevcut bataryanın tekrar şarj olması zaman almaktadır. Mikro-gaz türbini gibi yakıt bazlı güç üretim sistemleri kullanıldığı zaman, orijinal kartuş yenisiyle kolayca değiştirilebilir. Doğal olarak taşınacak ilave kartuş sisteme ek ağırlık getirecektir, fakat bu ek yük bataryalara kıyasla çok daha küçük olacaktır. Bazı uygulamalarda da merkezi bir yakıt tankı kullanılarak, birçok küçük motorun aynı anda çalıştırılması avantaj olarak kullanılabilir (Decuypere ve Verstraete 2005).

3.1.2 Mikro-gaz türbinlerinin dezavantajları

Diğer güç üretim sistemlerine kıyasla mikro-gaz türbinlerinin en büyük dezavantajı yüksek güç çıkışı için gerekli olan yüksek işletim sıcaklığıdır. Basınç oranı 3 civarında kabul edildiğinde, pozitif çevrim verimi elde edebilmek için minimum türbin giriş sıcaklığının 1200 K civarında olması gerekmektedir (<http://www.powermems.be>, 2006) Bazı askeri uygulamalarda çok önemli sorun teşkil edebilecek, yüksek türbin giriş sıcaklığı, tüm sistemin küçük boyutlarından dolayı yüksek ısı enerjisi yaymasına neden olabilir. Yakıt pillerin düşük işletim sıcaklığı bu konudaki en önemli avantajıdır. Diğer önemli sorunlardan biri, minyatürleştirmeyle beraber yüksek viskoz kayıpları ve düşük genel çevrim veriminin ortaya çıkmasıdır.

Büyük gaz türbinlerinde, kanatlar iç soğutma ile soğutulmaktadır. Fakat mikro boyutlardaki (birkaç mm veya cm) türbinlerde soğutma günümüzde mümkün değildir.

Bu yüzden 1200 K ve daha üstü sıcaklıklara günümüzde ancak seramik bazlı malzemeler kullanılması ile ulaşılabilir. Küçük boyutlardan kaynaklanan diğer önemli sorun, sıcak türbin ve daha soğuk kompresör arasındaki aşırı sıcaklık farkıdır. Bu sıcaklık farkı, türbinden kompresöre ısı akışını meydana getirir ve bu durum komponentlerin verimlerinin ihmal edilemeyecek boyutlarda düşmesinde rol oynar. Ayrıca günümüzde bu boyutlardaki aero-termodinamik hakkında çok az bilgi mevcuttur. Mevcut türbülans modellerinin ve akış çözücülerin bu kadar düşük Reynolds sayılarında ne kadar doğru sonuçlar verdiği hala belirli değildir.

Yüksek sıcaklık ve güvenlik önlemlerinden başka, yanmış atık gazların teneffüs edilmesi sağlık açısından sorun doğuracağından, kapalı ortamlarda havalandırma sistemlerinin kullanımı gereklidir. Ayrıca, sürekli hava akışından dolayı meydana gelecek ses seviyeleri de sorun olabilir. Son olarak, uzaktan kontrollü yakıt tankları kullanıldığında taşıma da sorun olabilir. Açıkça belli ki, mikro-gaz türbinlerinde kullanımdan kaynaklanan sorunlardan önce, sistem veriminde önemli geliştirmeler yapılması gerekmektedir.

3.1.3 Mikro-gaz türbin uygulamaları

Mikro-gaz türbinlerinin uygulama alanlarını 2 ana grupta toplamak mümkündür. Birincisi bu çalışmanın da amacı olan taşınabilir güç üretim sistemleri diğeri ise itki gücü veya bir taşıtı ilerletmek için kullanılabilen güç üretim sistemleridir.

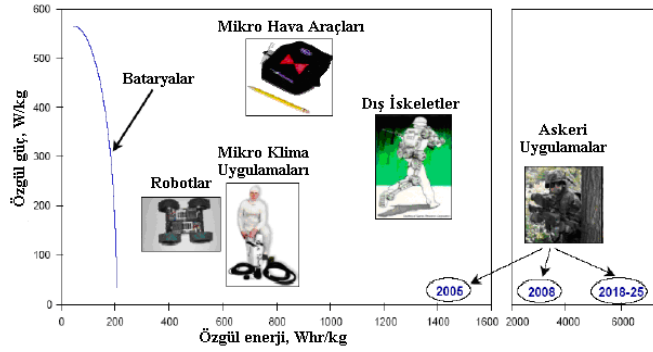
Taşınabilir güç üretim sistemleri

Daha önceden belirtildiği gibi, bataryalı güç üretim sistemlerine kıyasla, mikro-gaz türbinlerinin en büyük avantajı ulaşılabilir yüksek güç ve enerji yoğunluğudur. Fakat birçok güvenlik durumu bu durumu sınırlandırmaktadır (Örneğin, güvenliğin çok önemli olduğu askeri veya bina yapılarında olduğu gibi). Günlük hayatta bu tür sistemlerin, taşınabilir güç üretim sistemi olarak kullanımı günümüzde kısıtlı gözükmektedir.

Askeri uygulamalar

Askeri uygulamalar için yeni teknolojiler (gece görüşü, kızılötesi, bilgisayar ekranları, iletişim vb.) beraberinde taşınabilir güç üretim sistemlerinin gelişimini de

zorunlu kılmaktadır. Bazı özel durumlarda, yüksek güç ihtiyacı ve bataryaların düşük enerji yoğunluğundan dolayı, bir askerin 50 kg'a yakın teçhizat ile donanması gerekebilir. Mikro-gaz türbinlerinin kullanımı, bu yükün azalmasında yardımcı olabilir. Bununla birlikte, bataryaların pekte başarılı olamadığı birçok askeri uygulamalarda bu açığı kapatacak yeni bir güç üretim sistemi olarak düşünülebilir. Bu uygulamaların bazıları şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Mikro-gaz türbin uygulama alanları

Kaynak: Isomura 2005.

Sivil uygulamalar

Yüksek sıcaklıktaki egzoz gazlarından ve güvenlik sorunlarından dolayı, mikro-gaz türbinlerinin sivil uygulamaları sınırlandırılmış olacaktır. Hastane ve konut gibi yerlerde öncelikle kullanımı uygun görülmemektedir. Güvenlik nedenlerinden dolayı yakıt pillerinin bu alanda daha faydalı olacağı gözükmemektedir. Mümkün olabilecek bazı sivil uygulamalar şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Mikro-gaz türbininin bazı sivil uygulama alanları

Kaynak: Decuypere ve Verstraete 2005.

Şekil 3.6'da sol tarafta kablosuz bir matkap varken sağ tarafta ise cep telefonu şarj ünitesi gösterilmiştir. Eğer güvenlik sorunlarının üstesinden gelinebilirse, diz üstü bilgisayar, cep bilgisayarları vb. sistemler direkt veya harici batarya şarj mekanizması

ile mikro-gaz türbini kullanılarak güçlendirilebilir. Matkap, testere, büyük karıştırıcı makineleri vb. bu alanda büyük bir market oluşturmaktadır.

Diğer mümkün olan önemli uygulamalardan biri uçuş kontrolüdür. Bir diğeri henüz günümüzde mikro-gaz türbinlerinden yararlanamadığımız itki gücü olabilir. Kompakt, hafif, yüksek güç ve enerji yoğunluğu içeren itki güç sistemleri günümüzde önemli bir ihtiyaçtır.

3.2 Termodinamik Şartlar ve Ölçekleme

Termal güç üretim sistemleri birçok disiplini bir arada içermektedir. Sistem tasarımı komponentlerin akışkan tarafından etkilenmesi, yapısal mekanik gerilmeler, malzeme, elektriksel ve üretim yöntemlerini içerirken, bütün sistemin yapısı termodinamik yasalarına bağlı olarak gelişmektedir. Mikro ölçeklerde, mekanik ve elektronik komponentlerin tasarımındaki fiziksel kısıtlamalar, geleneksel ölçekteki sistemlere göre oldukça farklıdır.

Kavramsal olarak günümüzdeki hiçbir termodinamik sistem mikro ölçekli sistemlerle gerçekleştirilemez. Brayton ve Rankine çevrim makineleri sürekli akış cihazları iken Otto, Diesel ve Stirling çevrimli motorlar kesikli akışlıdır.

Genel olarak mikro-gaz türbinleri, bir kompresör, bir yanma odası ve yanma sonucu oluşan gaz akımının türbinde genişletilmesi ile kompresörün çevrilmesi için gerekli gücün sağlanması şeklinde çalışırlar. Bu makinelerde izlenen proses, hava girişi, sıkıştırma, genişleme ve egzoz kanalından oluşmaktadır. Atmosfer havası kompresörde emilir ve sıkıştırılır. Sıkıştırmadan dolayı sıcaklık ve basınç artacaktır. Hava bundan sonra yanma odasına geçer ve burada yakıt tankından püskürtülen yakıt ile karışır. Yanan yakıt gaz sıcaklığını yükseltir ve gazlar mekanik işin elde edileceği türbin boyunca genişler. Elde edilen işin bir kısmı kompresörü çalıştırmak için kullanılırken geri kalan iş ise diğer amaçlar (bu çalışmada elektrik enerjisi elde etmek için jeneratöre iletilir) için kullanılır. Bu çalışmanın da konusu olan enerji elde etmek için kullanılan sistemlerde, türbinin ürettiği güç kompresörü çalıştırmak için gereken güçten daha fazladır. Mikro-gaz türbininin verimini arttırmak için ısı değiştiricisi kullanımı bu çalışmanın araştırma konularındandır.

Bir makro ölçekli (giriş çapı metre büyüklüğünde olan) gaz türbini yaklaşık olarak 100 MW güç üretebilmektedir (Epstein 2003). Böylece, bu makine milimetre ölçekli olacak şekilde minyatürleştirildiğinde güç başına birim hava akışı sabit kalsaydı, onlarca watt enerji elde edilebilirdi. Bu denli bir güç yoğunluğu, yanma odası çıkış sıcaklığının 1200-1600 K ve rotor çevresel hızının 300-600 m/s civarında olmasını gerektirmektedir. Bunun sonucu olarak, dönel komponentler (kompresör, türbin) merkezkaç kuvvetlerinden dolayı yüzlerce MPa gerilmeye maruz kalmaktadır.

3.2.1 Mikro-gaz türbininde ölçekleme (Minyatürleştirme) etkisi

Mikro-gaz türbin komponentlerinin aerodinamik tasarımı boyunca, büyük turbo makineler için kullanılan bilgisayar yazılımlarının, bu denli küçük Reynolds sayıları, adyabatik olmayan akış ve nispeten büyük yüzey pürüzlülüğünde ne kadar geçerli olduğu tartışma konusudur. Bu alanda özel çalışmalar devam etmektedir. Minyatürleştirilen turbo makinelerin performans ve yapısında ve yakıt seçimi üzerinde birçok etkileri vardır. Bu etkiler aşağıda sırası ile detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Minyatürleştirme ile artan güç yoğunluğu

Boyut analizleri, turbo makinenin ürettiği gücün P , gaz yoğunluğu ρ ile doğru, çapın (D) 5. derecesi ile ve dönme hızının 3. derecesi ile orantılı olduğunu göstermektedir (Peirs ve ark. 2002).

$$P \propto \rho D^5 n^3 \quad (3.2)$$

Birim hacim başına güç ($V \propto D^3$) böylece;

$$\frac{P}{V} \propto \rho D^2 n^3 \quad (3.3)$$

Türbin boyutundan bağımsız olarak aynı termodinamik değişimleri istenmektedir, bu nedenle türbin çevresel hızı sabittir. Bu en uygun çalışma şartlarında, boyut ve hız ters orantılıdır.

$$D \times n = \text{sabit} \quad (3.4)$$

Güç yoğunluğu böylece akışkan yoğunluğu ile ters orantılıdır.

$$\frac{P}{V} \propto \frac{1}{D} \rho \quad (3.5)$$

Böylece minyatürleştirme ile turbo makinelerin güç yoğunluğu artmaktadır. Bir turbo makineyi k tane her birinin gücü turbo makinenin gücünün k 'da biri olan küçük turbo makineler ile yer değiştirildiğinde, toplam hacim ve kütle k faktörü ile azaltılabilir. Bu kütle azalımı havacılık ve uzay uygulamalarında son derece önemli bir avantajdır. Şu ana kadar belirtilen ölçekleme kuralları ancak sabit Reynolds sayısından bahsedildiği zaman değerlendirilebilir. Minyatürleştirme ile Reynolds sayısı azalmakta idi, buda güç yoğunluğu üzerinde negatif bir etkiye sahiptir. Ayrıca minyatür turbo makinelerin güç yoğunluğu teknolojik nedenlerden dolayı sınırlandırılmıştır. Küçük turbo makineler, büyük makineler gibi aynı hassasiyette yapılamaz, bu nedenle performansları ölçekleme kuralları ile tahmin edilenden daha az olacaktır. Boyutların küçülmesi ile bünyedeki ısı transferi artmaktadır ve kanatların soğutması mümkün olmamaktadır. Performans düşümüne neden olan diğer etkenler sonraki başlıklarda incelenmiştir.

Yüksek devir sayısı

Termodinamik büyüklüklerin (T,P) çevrim boyunca korunumu, devir sayısının çap ile ters orantılı değişimini beraberinde getirmektedir. 10 mm çaplı bir türbin için bu değer 650.000 dev/dak'ya çıkmaktadır (Peirs ve ark. 2002). Bu hız aynı zamanda rotorun patlamasına neden olacak hız ile sınırlandırılmıştır. Bu patlama hızı belirli bir rotor geometrisi ve malzemesi için sabit bir değerdir ve dolayısıyla boyuttan bağımsızdır.

Düşük Reynolds sayısı

Reynolds sayısı akışı karakterize eder ve şu şekilde tanımlanır;

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (3.6)$$

Burada u ; karakteristik hız, L ; karakteristik uzunluk ve ν ; kinematik viskozitedir. Hız basınç oranı ile ifade edildiğinden boyuttan bağımsız olarak düşünülebilir. Böylece Reynolds sayısı boyutla doğru orantılıdır ve bu nedenle minyatürleştirme ile

azalmaktadır. Küçük türbinler için akış daha az türbülanslı ve daha fazla laminar olacaktır. Bu da demektir ki, viskoz sürtünme kayıpları daha fazladır ve hava yakıt karışımı daha yavaştır. Bunların her ikisi de verim ve güç yoğunluğu üzerinde negatif etkiye sahiptir.

Hızlı kalkış ve durma

Rotorun küçük ataleti, türbinin kısa sürede durup kalkmasına olanak vermektedir. Bu, gücün düzenlenmesini kolaylaştırmaktadır. Bu durumda, türbin en uygun hızda çalıştırılabilir ve jeneratörden sabit voltaj üretilmesi sağlanabilir.

Artan ısı transferi

Artan yüzey/hacim oranı beraberinde bünye içerisinde daha yüksek ısı transferini meydana getirmektedir. Artan termal kayıplar, türbin verimi üzerinde negatif etkiye sahiptir. Çok küçük boyutlarda yanma ile oluşan ısı ve ısı kaybının farkı daha fazla karışımı tutuşturmak için yeterli olmayacaktır. Diğer etki ise, sıcak ve soğuk parçalar arasındaki ısı yalıtımının çok büyük bir sorun haline gelmesidir.

Kanat kalınlığı ve pürüzlülüğü

Çok küçük boyutlandırılmalarda turbo makineler için kullanılan önceki kurallar her zaman geçerli olmayabilir. Daha küçük geometriler için gerekli olan farklı üretim tekniklerine, işletme veya mekanik nedenlerden dolayı kullanılan yeni malzemelere bağlı olarak kısıtlamalar meydana gelebilir. Kanat kalınlığını, fan çapına orantılı olarak ölçeklemek, şoklara veya diğer mekanik zorlanmalara karşı yeterli mekanik dayanımı olmayan çok çok ince kanat kalınlıklarına neden olur.

Sonlu elemanlar hesaplamaları (FEA) ayrıca göstermiştir ki, kanatları kalınlaştırmak ve daha büyük çaplı kanat kökleri, gerilmeleri azaltmak için gerekebilir. Bununla beraber akışkanlar mekaniği hesaplamaları (CFD) ise, kanatların belirli bir katsayı ile kalınlaştırılmasının, verimde yaklaşık %6 civarında bir düşüme neden olduğunu göstermiştir (Van den Braembussche 2005).

3.2.2 Minyatürleştirilmenin komponentler üzerindeki etkisi

Düşük Reynolds sayılarında dönel bir kanalda, akışı PIV (Particle Image Velocity) yöntemi ile incelemek için bir düzenek hazırlanmış ve ölçümlere göre geleneksel

türbülans modellerinin dönel efektleri hesaplamada yetersiz kaldığı görülmüştür. Küçük boyutlar kompresör ve türbinin verimini azaltmaktadır. Üretim toleransları ulaşılabilecek minimum boşlukları kısıtlamaktadır. Bu yüzden gerekli basınç oranına ulaşabilmek için yüksek çevresel hızlar gereklidir (Reynaerts ve ark. 2006).

Yanma odası için kısıtlamalar

Yanma odasının küçük olması beraberinde 3 özel problemi ortaya çıkarmaktadır.

- Yakıt ve hava arasında düşük karışıma neden olan düşük Reynolds sayısı (sonuç olarak laminer akış)
- Yanma istikrarı için elverişsiz küçük Damköhler sayısı (yanma odası konaklama süresi / karakteristik kimyasal reaksiyon süresi oranı)
- Yüksek yüzey/hacim oranından dolayı dışarıya olan yüksek kayıplar

Kompresör ve türbin

Daha öncede bahsedildiği gibi, bütün komponentlerin verimi kritik bir unsurdur. Bu özellikle verimlerinin %60 – 70 civarında olması gereken kompresör ve türbin için geçerlidir. Dolayısıyla düşük Reynolds sayılarında, artan ısı transferinde ve nispeten düşük doğruluktaki geometrilerde gerekli verime ulaşabilmek gerçekten zordur. Mikro boyutlarda, 3 boyutlu yeterli derecede hassas ve düşük pürüzlülükte fan üretmenin zorluğu apaçık ortadadır.

Kompresör ve türbin üretimi

Bu çalışmada basit tek kademeli radyal kompresör tasarımı seçilmesinin nedeni, radyal kompresörlerin tek kademede daha yüksek basınç oranı sağlamasındandır (Peirs ve ark. 2003). Eksenel kompresörler ise gerekli basınç oranını sağlayabilmek için birden fazla kademeye ihtiyaç duyarlar ve kanatlarının geometrisi daha kritiktir. Üretimdeki temel zorluk hem kompresörün hem türbinin 3 boyutlu fanlarıdır. Hassasiyet ve çözünürlük açısından litografik teknikler en iyi sonuçları verse de, bu teknik türbin için daha iyi performans sağlayan 3 boyutlu rotor geometrisinde başarılı olamamaktadır. Bu nedenlerden dolayı litografi sadece en küçük mikro-türbinlerde (4-10 mm) kullanılmıştır. Mesoskopik (mikro ve makro arası) türbinlerde (8-20 mm) diğer prosesler kullanılmıştır. Stanford 12 mm çapında silikon-nitrit bir rotor üretmek için, geçici balmumu kalıbı içeren jel dökme tekniğini kullanmaktadır (Kang ve ark. 2003).

Kalıp SPM (Shape Deposition Method) yöntemi ile tabaka tabaka oluşturulmuştur. Tokyo ve Tohoku Üniversitesi 8 ve 10 mm çaplı metal fanları üretmek için 5 eksenli mikro-frezeleme yöntemini kullanmaktadır.

Bu projede bir metal kompresör ve bir seramik türbin kullanılmaya karar verilmiştir. Kompresör, 5 eksen mikro-frezeleme ile üretilecek ve şaft ile birlikte yekpare metal parçadan oluşmaktadır. Şekil 3.7 kompresör için, çapı 1mm'ye kadar düşürülen frezeleme araçları ile yapılmış ilk test çalışmalarını göstermektedir. Bu başlangıç numunesinde dallandırıcı kanatlar eklenmemiştir. Son kompresör geometrisinde dallandırıcı kanatlar olacaktır. Dallandırıcı kanatların amacı, daha sonra anlatılacak olan çalkantı akış hattından uzaklaşmak ve boğulmaya daha yakın olabilmek içindir.



Şekil 3.7 Kompresörün 5 eksenli frezeleme ile üretim testi (çap 20 mm).



Şekil 3.8 Türbinin 3 eksenli EDM yöntemi ile üretim testi (çap 26 mm).

Kaynak: Peirs ve ark. 2006.

Türbin için kullanılan Si_3N_4 – TiN seramik kompozit (Kersit 601) malzemesinden dolayı, türbin fanı üretimi daha zordur. Bugünlerde seramik prototiplerin üretimi için araştırılan teknolojilerden biri EDM (Electro Discharge Machining) metodudur. Şekil 3.8 tek bir türbin kanadının 3 eksenli EDM frezeleme yöntemi ile üretilmiş bir test numunesini göstermektedir. Burada, 3, 2 ve 1 mm çaplı bakır elektrotlar kullanılmıştır. EDM metodu ile üretilebilir olmanın tek şartı, malzemenin yeteri kadar iletken olmasıdır. Kersit 601 titanyum nitrid fazın iletkenliğinden (0.0013 W.cm) dolayı EDM metodu ile kolayca işlenebilir. Bununla beraber, bu malzeme bu tür uygulamalarda 2 tür problemle karşılaşır. Birincisi, EDM kıvılcımlarının plazma kanallarındaki yüksek sıcaklığından dolayı, silikon nitridin ayrışması ve nitrojen kabarcıkların oluşması ve bunun sonucu olarak akış kayıplarında negatif etkisi olan çok yüksek yüzey pürüzlülüğünün oluşmasıdır. İkinci problem, yüksek sıcaklıklarda bileşikteki

titanyumun okside olmasıdır. TiN içerisindeki titanyum, yüzey boyunca yayılarak, neredeyse saf TiO₂ tabakası meydana getirir. Oksijen içeriye doğru nüfuz ederek TiO₂ ve SiO₂ oluşturur. Dikkat edilmesi gereken husus, etkilenen bu tabakada ve özellikle TiO₂ tabakasının hemen altında meydana gelen boşluklardır. Zamanla bu boşluklar TiO₂ tabakasından ayrılarak artacaktır. Bu nedenden dolayı Kersit 601 örnekleri, 3 µm kalınlığındaki saf silikon nitrid (CVD Chemical Vapour Deposition) ile kaplanmaktadır. İleride seri üretim için öngörülen üretim şekli seramik toz enjeksiyon kalıp yöntemidir. Daha sonra kaplama gereğini ortadan kaldıran saf silikon nitrid kullanılabilir (Peirs ve ark. 2003).

Isı değiştiricisi

Gaz türbinlerinin tasarımında, ortalama yakıt tüketimini azaltmak için, enerjinin verimli kullanılması son derece önemlidir. Isıdan geri kazanım gaz türbinlerinde genel çevrim verimini arttırmak için sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Fakat küçük boyutlarda bu geliştirme soru işaretidir. Bilindik gaz türbinleri ile kıyaslandığında, ulaşılabilir basınç oranları ve türbin giriş sıcaklığı önemli derecede düşük, basınç kayıpları da oldukça yüksektir. Sisteme ısı değiştiricisi eklendiğinde elde edilen avantajlar, ısı değiştiricisi kanallarındaki basınç vb. kayıpların dezavantajlarından fazla olmalıdır ki sisteme bu ilave göz önünde bulundursun. İdeal olarak, ulaşılabilir maksimum hacim kısıtlamaları doğrultusunda kanallar kısa ve olabildiğince fazla olmalıdır.

Gaz türbin boyutundan bağımsız olarak, termodinamik analiz ilk önce ısı değiştiricisinin basınç kayıplarının, tercihen soğuk tarafta (hava tarafı) olmasını gerektirmektedir. Nispeten düşük basınç ve yüksek sıcaklıktan dolayı, sıcak taraftaki (gaz tarafı) kanallar, soğuk taraftakilerden büyük olmalı. Çünkü hacimsel akış çok daha fazladır ($\rho = p/RT$). Özellikle küçük boyutlarda yüksek etkinlik ve düşük basınç kayıpları ile mikro ısı değiştiricisi geliştirilmesi başlı başına zor bir aşamadır. Geleneksel boyutlardaki ısı değiştiricilerinde, gaz-hava ısı transferini daha iyi sağlayabilmek için iyi dizayn edilmiş kanal biçimleri kullanılmaktadır. Mikro ölçekteki uygulamalar için bu pahalı ve üretimi zor kanal biçimlendirmelerinin yerine alternatif tasarımlar gerekmektedir. Şu ana kadar mikro-gaz türbinlerinde, diğer komponentler ile bileşik şekilde çalışacak uygun mikro ısı değiştiricisi henüz test edilmemiştir. Genel verimin mikro ısı değiştiricileri ile arttırılmasına yönelik literatürde henüz deneysel bir

çalışma sonucu rapor edilmemiştir. Bu çalışmada, ısı değiştiricisinin genel verim üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Jeneratör

Türbine bağlanan elektrik makinesi iki amaca yönelik olarak tasarlanmıştır. Bu amaçlardan biri türbin için ilk çalıştırma, diğeri ise türbin kararlı hale ulaştığında jeneratör görevi görmek üzeredir. Bu makinenin işletme şartları 500.000 dev/dak'ya kadar hızlarda ve 450-570 K'e kadar ulaşan sıcaklıklarda olacaktır. Bu nedenle makinenin pozisyonu ve imalatı önemli bir konudur. Yüksek hızlar yüksek mekanik gerilmelere neden olmaktadır, bu nedenle rotorun geometrisi basit şekillere indirgenmiştir. Yüksek hızın diğer bir sonucu, yüksek işletme frekansıdır. Yüksek frekans elektrik devresinde çeper etkisine ve manyetik devrede eddy akımlarına neden olmaktadır. Mıknatıslar 400 K civarında özelliklerini kaybettiğinden, sürekli soğutma kaçınılmazdır. Bakırın yüksek özdirencinden dolayı, bobinlerdeki kayıplarda yüksek olacaktır. Hız ve sıcaklığın birbiri ile etkileşimli olduğu da açıktır.

Prensip olarak radyal ve aksel makineler (manyetik alan çizgilerinin yönü) arasında bir seçim söz konusudur. Aksel makineler, rotor ve stator arasında, yataklar tarafından karşılanması gereken, yüksek aksel çekim kuvvetleri oluşturmaktadır. Radyal makineler için, manyetik kuvvetler büyük oranda birbirine karşı koymaktadır. 2 radyal makine şu anda araştırılmaktadır. Bunlar, sürekli mıknatıs senkronize makine ve direnç makinesidir. Birincisi rotor içerisinde sürekli mıknatısa sahipken, ikincisi dayanıklı çelik rotora sahiptir. Bu nedenden dolayı direnç makinesi doğal olarak merkezkaç gerilmelerine karşı dayanıklıdır. Makine boyunca manyetik akım, harici bir enerji kaynağı veya sürekli mıknatıs ile harekete geçirilebilen bobinler vasıtasıyla oluşturulabilir. Yüksek çevre sıcaklıklarında bobinlerin kullanımı ilginç olabilir, fakat beraberinde ilave enerji tüketimi getirmektedir. Mıknatısların sıcaklık sorunu, jeneratörün, gaz türbininin kompresör tarafına konulması ve giriş havasının soğutma kanallarından geçirilmesiyle, çözümleri düşünölmüştür (Peirs ve ark. 2006a).

Yataklar

Yataklar mümkün olan tüm sıcaklık şartlarından etkilenmeden çalışmalıdırlar. 100°C ve 1000°C arasındaki sıcaklıklarda yatakların düzgün çalışması beklenebilir. Bu

yüksek sıcaklıklarda, ilk çalışmadaki geçici rejim sıcaklık şartları gibi, sürekli ve kararlı çalışma şartları da yataklardan beklenen özelliştir. Statik yatak yükü, başlıca hem kompresörün hem türbinin giriş ve çıkış basınç farklarından ve rotor ağırlığından dolayı artmaktadır. Dinamik yük ise, manyetik jeneratör kuvvetleri, rotorun dengesizliği ve titreşimlerinden meydana gelmektedir. Yüksek işletme hızları, sıcaklıkları ve düşük boyutlardan ötürü, uygun yatakların tasarımı, geleneksel yataklara göre oldukça zordur (Peirs ve ark. 2006a).

Şu ana kadar bahsedilenler özetlendiğinde, mikro-gaz türbinleri için kısaca şunları söyleyebiliriz; iyi mikro-gaz türbinleri, büyük gaz türbinlerinin minyatürleştirilmesi ile elde edilenler değildir. Adyabatik olmayan sıkıştırma ve genişleme, tüm termodinamik çevrimi olumsuz etkilemektedir. Yanma süresi gibi, ölçeklenemeyen özelliklerden dolayı, yanma odaları büyük türlerinden oldukça farklı olacaktır (Van den Braembussche 2005).

Gaz türbin çevrim boyunca meydana gelen entalpi ve basınç değişimlerini elde etmek için gerekli olan çok yüksek devir sayısı ana mekanik problemdir. Yeni malzemeler ve yeni üretim teknikleri gerekmektedir. Üretim maliyetleri düşük olmalıdır, çünkü yerini alması planlanan bataryalar ağır fakat ucuzdur. Önemli problemlerden biri, minyatürleştirme ile düşen kompresör ve türbin verimleridir. Malzeme ve üretim tekniklerinden kaynaklanan yüksek pürüzlülük bu verim düşümünü daha da arttırabilir. Çevrim verimindeki düşüş mikro-gaz türbinlerini ekolojik araç haline getirememektedir (Van den Braembussche 2005).

3.3 Radyal Kompresörün Multidisipliner Optimizasyonu

3 boyutlu akış nedeniyle radyal turbo makinelerin aerodinamik tasarımı oldukça karmaşıktır. Bu tasarım sürecini iki aşamalı olarak değerlendirebiliriz; makinenin genel düzenini ortaya koymak için ilk tasarım ve bunu takiben detaylı tasarım. Bütün kanat geometrisi ve makine bir takım analizler sonucu geliştirilmektedir. Sonuç olarak bu tasarım süreci zaman alan ve pahalı bir süreç olabilir. Yeni tasarım metodu geliştirilmesinin nedeni budur. Bununla beraber, turbo makinelerin verimlerini daha da iyileştirmek için, güvenilir ve ileri düzey HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği) yazılımlarını kullanmak en uygun geometriyi bulmak için gerekli hale gelmiştir. Bunun

dışında tasarım döngüsünün kısaltılması, multidisipliner kriterlerinde hesaba katılması için yapay zeka içerisinde en son teknikleri kullanan neredeyse tam otomatik tasarım sürecinin de kullanılması gereklidir.

Turbo makinelerin geometrisini optimize edebilmek için birçok farklı yöntem vardır. Hangi teknik seçilirse seçilsin, uygulanacak teknik minimum hesaplama eforu ile en uygun geometriyi bulabilmelidir. Fakat dikkat edilmesi gereken bir husus, tüm sistemin yapısal sağlamlığı garanti altına alınmadan, elde edilen aerodinamik performansın bir anlamı olmadığıdır. Bu nedenle turbo makinelerin geometrisinin optimizasyonu, multidisipliner yaklaşımı ve minimum hesaplama süresini içermesi gereken, oldukça karmaşık bir konudur.

Radyal kompresör geometrisinin multidisipliner optimizasyonu için kullanılan metod, tasarım süresini kısaltmak için, genetik algoritma ve yapay sinirsel ağ kullanılmaktadır. Amaç yüksek verim elde etmeye çalışırken aynı zamanda kanatlarda merkezkaç kuvvetlerden dolayı meydana gelen yüksek gerilmeleri düşürmektir. Uzun süren iteratif tasarım yaklaşımının yerine, aerodinamik performans ve gerilme öngörülerinin eş zamanlı analizi kullanılmıştır. Aerodinamik performans, 3 boyutlu Navier-Stokes analizleri ile maksimize edilirken, sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanan mekanik gerilmeler sınırlandırılmıştır. Gerilmeler, kanat kavisini, kanat eğilimini ve göbekteki kanat kalınlığını düzenleyerek kontrol edilmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki, performansı penalize etmeden merkezkaç gerilmelerinde önemli bir düşüş elde etmek mümkündür. Kompresör ve türbin karakteristik eğrileri, multidisipliner optimizasyon sonucu elde edilen geometriler için yapılan akış analizleri ile elde edilmiştir. Belirli bir hız (ör: 375.000 dev/dak) çizgisinde HAD analizleri farklı basınç oranları için yapılarak, belirli bir hızdaki eğri elde edilmiştir. Hem türbin hem kompresörün diğer hız eğrileri için bir varsayım yapılarak karakteristik eğrileri oluşturulmuştur. Karakteristik eğriler daha sonra EcosimPro programında, tüm sistemin termodinamik analiz hesaplamasında girdi verisi olarak kullanılmıştır.

Burada sadece kompresör geometrisi optimizasyonu anlatılmıştır. Benzer adımlar türbin geometrisi için de geçerlidir. Detaylı bilgi (Verstraete ve ark. 2006a, 2007) kaynaklarından bulunabilir. Bu çalışmada radyal kompresör geometrisi seçiminin

nedeni, tek kademede radyal turbo makinelerin daha yüksek basınç oranları sağlayabilmesidir (Isomura 2005).

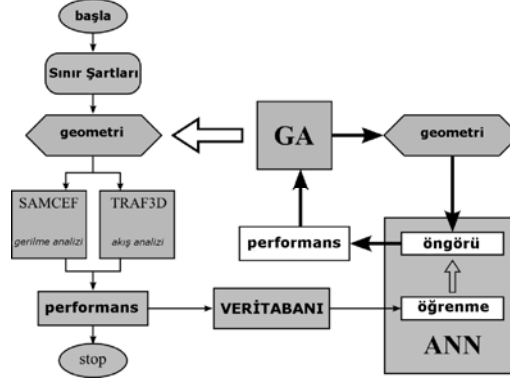
3.3.1 Optimizasyon metodu

Optimizasyon metodu, von Karman Enstitüsü'nde radyal akışlı fanlar için geliştirilmiş bir aerodinamik optimizasyon yazılımının uzantısıdır. Optimizasyon Algoritması (şek. 3.17), Genetik Algoritma (GA), Yapay sinirsel ağ (Artificial Neural Network, ANN), veri tabanı (Database), Akış Çözücü (Navier-Stokes Solver, TRAF3D), ve Sonlu Elemanlar Gerilme Analiz yazılımı (Stress Analysis, SAMCEF) içermektedir. Bu metodun temel fikri, iki aşamalı optimizasyondur. Önce, Genetik Algoritma tarafından oluşturulan geometrilerin hesaplanması ve aralarından en iyisini seçilmesi için hızlı, fakat daha az doğru analiz metodu (ANN) ve daha sonra ANN öngörülerine göre seçilen optimum geometriyi, ANN öngörülerini doğrulamak için, daha doğru fakat daha çok bilgisayar zamanı alan Navier-Stokes ve gerilme hesaplamaları ile analiz edilmesidir.

İlk optimizasyondan elde edilen geometri veritabanına eklenmektedir. Her yeni ANN uygulamasından sonra, sonraki öngörülerin daha fazla bilgiye dayalı olmasından dolayı daha doğru olması beklenmektedir. Bu optimizasyon döngüsü Navier-Stokes ve sonlu elemanlar analiz sonuçları, ANN öngörülerini doğrulayana kadar devam etmektedir.

3.3.2 Geometri tanımlaması

3 boyutlu radyal kompresör, göbek ve örtüdeki dış hatlar (şek. 3.10), ana ve dallandırıcı kanat kavis eğrisi (şek. 3.11), aynı konumdaki kalınlık dağılımı (şek. 3.12) ve kanatların sayısı ile tanımlanmıştır. Göbek ve örtü kısmındaki akış dış hatları hücum kenarından firar kenarına 3. dereceden Bezier eğrileri ile tanımlanmıştır (şek. 3.10). Kontrol noktalarının koordinatları, optimizasyon programı tarafından değiştirilebilen parametrelerdir. Tekil olarak bu noktaların değişimleri şekil 3.10'da gösterilmiştir. Birçok kontrol noktası sadece 1.dereceden serbestlik derecesine sahiptir. Çünkü bu noktalar, aksenal giriş veya radyal çıkışı garanti etmek için diğer parametrelere bağlanmıştır.



Şekil 3.9 Optimizasyon algoritması

Örtü hücum kenar çapı, fan giriş kanat yüksekliğini belirtmektedir. 3.dereceden Bezier eğrileri aynı zamanda giriş kıvrımını belirtmektedir. Radyal giriş ve fan arasında düzgün bir bağlantı elde edebilmek için Bezier eğrisinin kontrol noktaları otomatik olarak düzenlenmiştir. Kanadın göbek ve örtü kavis çizgileri, meridyonel düzlem ve kanat kavisleri arasındaki $\beta(u)$ açısının dağılımı ile belirtilmiştir. Göbek ve örtüdeki β dağılımları kübik polinomlar ile belirtilmiştir.

$$\beta(u) = \beta_0(1-u)^3 + 3\beta_1u(1-u)^2 + 3\beta_2u^2(1-u) + \beta_3u^3 \quad (3.7)$$

$u \in [0,1]$, (hücum kenarında 0, firar kenarında 1)

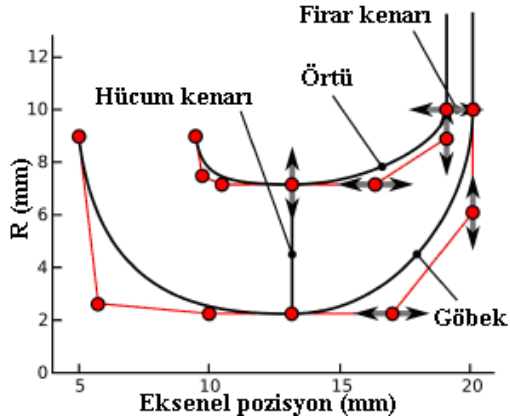
Kavis çizgisi çevresel pozisyonu θ (şek. 3.11) şu şekilde tanımlanmıştır.

$$Rd\theta = dm \tan \beta \quad (3.8)$$

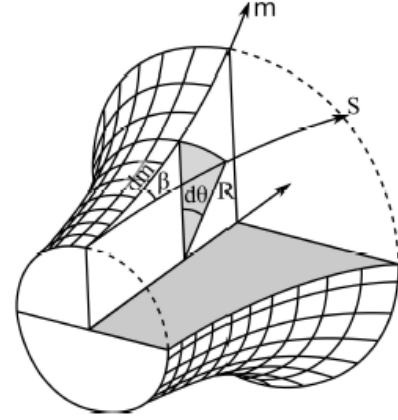
β_0 ve β_3 hücum ve firar kenarındaki kanat açılarıdır. Bu tanımlama göbek ve örtüdeki hem ana hem de dallandırıcı kanatlar için kullanılmıştır. Dallandırıcı firar kenar açıları, göbek ve örtüdeki bütün kanat değerleri ile aynıdır. Buda kavis eğrisi tanımı için 14 tasarım değişkeninin olduğu sonucunu ortaya çıkarır. Dallandırıcı kanadın akış yönü pozisyonu da bir tasarım parametresidir. Ana kanat kavis uzunluğunun bir oranı olarak tanımlanmıştır ve %20 - %35 arasında değişebilmektedir.

Göbek ve örtüdeki kanat kalınlığının dağılımı 2 parametrenin fonksiyonuydu; hücum kenarını ifade eden elipsin kalınlığı "LE" ve firar kenar kalınlığı "TE" (şekil 3.12). Örtüde kanat kalınlığı sabit tutulmuştur (LE=TE=0.3 mm). Kanat kalınlığını göbekte belirtilen bu 2 parametre tasarım parametreleridir ve değerleri 0.3 ile 0.6 mm

arasında değişebilmektedir. Aynı değerler ana ve dallandırıcı kanatlar için kullanılmıştır.

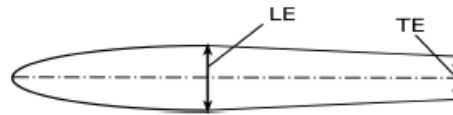


Şekil 3.10 Bezier kontrol noktaları ile tanımlanan akış dış hatları



Şekil 3.11 β ile tanımlanmış kanat kavis eğrisi

Kaynak: Vertstraete ve ark. 2007



Şekil 3.12 Kanadın kavis eğrisi boyunca kalınlık dağılımı

N.S. Çözücü

Radyal kompresörün aerodinamik performansını belirleyebilmek için TRAF3D Navier-Stokes Çözücü kullanılmıştır. Bütün hesaplamalarda veritabanındaki örneklerin doğruluğunu karşılaştırmayı garanti altına alabilmek için yapısal H-grid elemanlar (2x216x48x52 yaklaşık 1,080,000 hücre) kullanılmıştır. Bütün hesaplamalar belirtilen duvar sıcaklığına göre dayabatiktir.

FE Gerilme Analizi

Gerilme hesaplamalarında ticari kod SAMCEF kullanılmıştır. Eleman kalitesi ve otomatik ağ yapısı için ikinci dereceden dört yüzlü (tetrahedral) elemanlar kullanılmıştır. Benzer grid yapısı (250000 düğüm noktası ve 160000 eleman) bütün örnekler için kullanılmıştır. Gerilmenin büyük çıkacağı öngörülen alanlarda grid yapısı yoğunlaştırılmıştır. Periyodik sınır şartı kullanılarak geometrinin 1/7'sine analiz yapılmıştır.

Yapay Sinirsel Ağ (Artificial Neural Network, ANN)

Bu çalışmada kullanılan yapay sinirsel ağ sistemi Stuttgart Üniversitesi'nde geliştirilen bir sistemdir. 8 ayrı parametre kullanılmıştır, biri verimi tahmin etmek için, 2 tane dallandırıcı kanadın her iki tarafındaki debiyi tahmin etmek için, 4 tane tüm ana ve dallandırıcı kanatların göbek ve örtüdeki Mach sayısını tahmin edebilmek için ve bir tane geometrideki maksimum gerilmeyi tahmin edebilmek için.

Genetik Algoritma

Bu çalışmada kullanılan genetik algoritma Illinois Üniversitesi'nden David L. Carroll tarafından geliştirilmiş olan bir algoritmadır. GA'nın parametreleri daha önceki çalışmalarda optimize edilmişti.

Veritabanı

ANN öngörülerinin doğruluğu önemli ölçüde veritabanında içerilen bilgiye dayanmaktadır. DOE (Design of Experiments) metodu başlangıç veritabanını oluşturmak için kullanılmıştır. Bu metod veritabanındaki sınırlı sayıdaki geometriler hakkında bilgi miktarını maksimize etmektedir. Her bir tasarım değişkeninin iki değer alabildiği, $A2^{k-p}$ tasarım faktörü kullanılmıştır ($k=23$, $p=17$). Veritabanındaki geometrilerin tasarım noktalarının (şekil 3.10) aralıkları %25 - %75 arasındadır.

Performans

Kompresör geometrisi optimizasyonu, aero dinamik performansın düşmesiyle ve aero ve mekanik gereksinimler gerçekleşmediğinde artan bir amaç fonksiyonu (OF) tarafından sürdürülmektedir. Amaç fonksiyonu birçok penaltıyı içermektedir.

$$OF(\vec{G}) = w_{gerilme} \cdot P_{gerilme}(\vec{G}) + w_n P_n(\vec{G}) + w_{debi} \cdot P_{debi}(\vec{G}) + w_{Mach} \cdot P_{Mach}(\vec{G}) \quad (3.9)$$

İlk penaltı mekanik gerilmeler ile ilgilidir;

$$P_{gerilme} = maks \left[\frac{\sigma_{maks} - \sigma_{limit}}{\sigma_{limit}}, 0.0 \right] \quad (3.10)$$

$$\Delta G = G_t - (G_c + G_l)(basit\ tek\ şaftlı\ gaz\ türbini)$$

Burada σ_{maks} geometrideki maksimum gerilmedir. Bu penaltı, geometrideki maksimum gerilme, limit gerilme olarak tanımlanan σ_{limit} 'in altında olduğu zaman

sıfırdır ve von Misses gerilmeleri bu değeri aştıkça lineer olarak artmaktadır. Bu zayıf formülasyon bütün gereksinimleri garanti edememektedir. Bununla beraber, optimum geometriyi bulabilmek için analiz edilmiş bütün geometrilerin katılımının avantajına sahiptir. Amaç fonksiyonundaki ikinci terim verim penaltısıdır ve artan verimle birlikte azalmaktadır.

$$P_n = \max(\eta_{req} - \eta, 0.0) \quad (3.11)$$

Gerekli olan verim η_{req} , genellikle ulaşılamayacak değerlere göre (ör: 1) ayarlanmaktadır, bu nedenle diğer penaltıların aksine, bu penaltı asla 0 olamamaktadır. Bu da şu demektir ki; diğer bütün gereksinimler yerine getirilse de, verim hala maksimize edilebilir. 3. penaltı debi ile ilgilidir ve iki farklı katkı sağlamaktadır. Biri debideki hatayı teşhis ederken diğeri debideki değişimi bulmaya yarar. İlk penaltı, debi gerekli olandan %0,33'den fazla değişim gösterdiğinde artmaktadır.

$$P_{debi} = \left(\max \left[\left(\frac{|\dot{m}_{req} - \dot{m}|}{\dot{m}_{req}} - \frac{\dot{m}_{req}}{300} \right), 0.0 \right] \right)^2 \quad (3.12)$$

İkincisi ise, dallandırıcı kanadın her iki tarafındaki debi farkını penalize etmektedir.

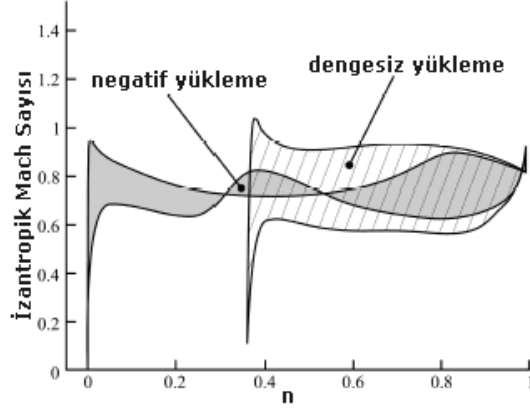
$$P_{debifarkı} = \left(\frac{\dot{m}_{üst} - \dot{m}_{alt}}{\dot{m}_{üst} + \dot{m}_{alt}} \right)^2 \quad (3.13)$$

Mach sayısı üzerindeki penaltı, verim ve tasarım dışı (off-design) işletme şartlarına göre Mach sayısı dağılımını iyileştirmeyi hedeflemektedir. İki katkısı vardır; birincisi negatif yükleme üzerinedir. Negatif yükleme basınç tarafındaki Mach sayısının emiş tarafındakinden yüksek olduğunda, emiş ve basınç tarafındaki alan ile orantılıdır (şekil 3.13).

$$P_{Mach} = \int_0^1 \max [M_{ps}(s) - M_{ss}(s), 0.0] ds \quad (3.14)$$

İkinci Mach sayısı penaltısı, ana ve dallandırıcı kanat arasındaki dengesiz yükleme ile artmaktadır. Bu penaltı, ana A_{bl} ve dallandırıcı A_{sp} kanatların Mach sayısı dağılımını ifade eden, emiş ve basınç tarafındaki alanı karşılaştırmaktadır (şekil 3.13).

$$P_{dengesizyükleme} = \left(\frac{A_{bl} - A_{sp}}{A_{bl} + A_{sp}} \right)^2 \quad (3.15)$$



Şekil 3.13 Dalandırıcı kanatlı kompresörde negatif ve dengesiz yükleme.

Amaç fonksiyonundaki (OF) ifadeler, uygulamaya bağlı olabilir ve performans veya mekanik bütünlüğe önem vermeyi mümkün kılmaktadır.

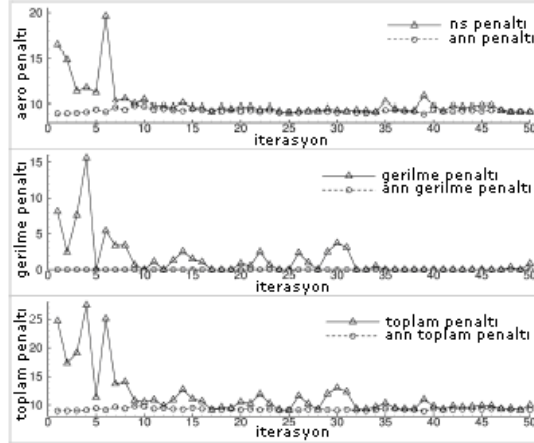
3.3.3 Tasarım koşulları

Metot 500.000 dev/dak ile dönen 20 mm çaplı bir radyal kompresör geometrisini optimize etmek için kullanılmıştır. Çok yüksek merkezkaç gerilmelerine neden olan çevresel hız 523,6 m/s'dir. Sahip olduğu yüksek, akma gerilmesi/yoğunluk (σ_{akma}/ρ) oranından dolayı Elastisite katsayısı = $113.8E+9$ Pa, poisson oranı = 0,342 ve yoğunluğu $\rho = 4.42E+3$ kg/m³ olan Titanyum TI-6AL-4V malzemesi analizlerde kullanılmak üzere seçilmiştir.

Amaç fonksiyonundaki değer faktörleri, daha önceki optimizasyondan elde edilen tecrübelerle dayanmaktadır. Giriş sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 293 K ve 101325 Pa'dır. Tasarım debisi 21 g/s'dir. Fanın duvar sıcaklığı, daha önceki mikro-gaz türbin içerisindeki ısı transferi çalışmalarından elde edilen 400 K olarak tanımlanmıştır (Verstraete ve ark. 2006b)

Optimizasyon gerilme hesabı yapılmamış, basit aerodinamik optimizasyonun sonucu ile başlamaktadır (temel geometri). Bu geometrinin verimi iyi olmasına rağmen, kullanılmamasının nedeni gerilme analizlerinde elde edilen 750 Mpa'a varan von Misses gerilmeleridir. Halbuki seçilen malzemenin akma gerilmesi 450 Mpa civarındadır. Bu geometri sonraki oluşturulacak geometriler için bir referans teşkil etmektedir. Şekil 3.14 optimizasyon yakınsama geçişini göstermektedir. Navier-Stokes ve FEA hesaplamalarının sonucu olan, verime, Mach sayısına ve debiye bağlı

olan ‘‘Aero penaltı’’, ‘‘Gerilme penaltı’’ ve ‘‘Toplam penaltı’’, ANN tarafından tahmin edilenlerle karşılaştırılmıştır. Buradan görüldüğü gibi iterasyon sayısı arttıkça aradaki uyumsuzluk azalmaktadır. Bu daha doğru ANN tahminlerini sağlayan, veritabanındaki modellerin sayısının ve dolayısıyla bilginin artmasındandır. Her iterasyon bir geometriyi ifade etmektedir ve bu geometriler arasından en uygunu seçilerek optimizasyon sonlanır.



Şekil 3.14 Optimizasyonun yakınsama geçmişi

Aero penaltısı ve gerilme penaltısı arasındaki ilişki şekil 3.15’de gösterilmiştir. Optimizasyon boyunca oluşturulan geometrilerin hepsi düşük penaltı bölgesindedirler ve çoğu veritabanındakilerden daha üstün performans göstermişlerdir. Sadece optimizasyon döngüsünün bir kaç geometrisi veritabanı ile aynı oranda penaltılara sahiptir. Bu geometriler ANN’nin hala kusurlu olduğu ilk 10 iterasyon boyunca oluşturulan geometrilerdir.

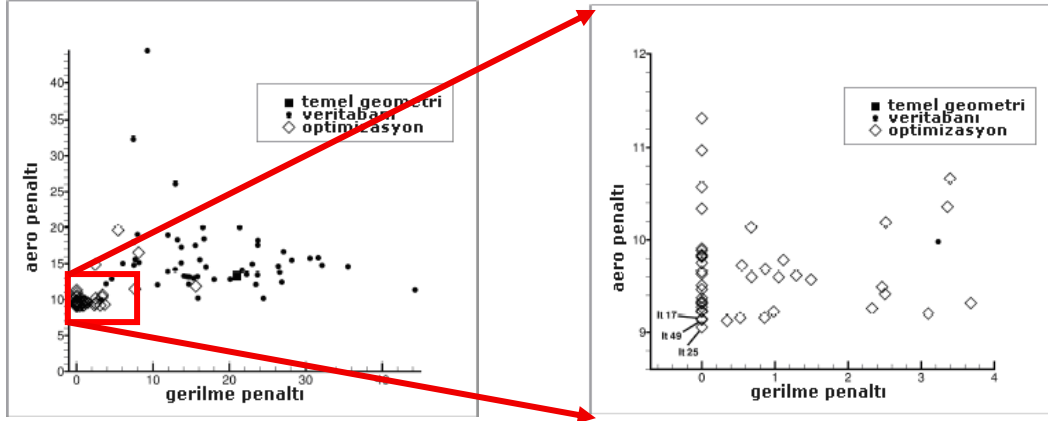
İterasyon 17, 49 ve 25 en düşük aero penaltıya sahiptirler ve detaylar tablo 3.1’de gösterilmiştir. İterasyon 2 en yüksek verime sahiptir (%60,4), fakat negatif ve dengesiz yüklemeye dolayı yüksek aero penaltıya sahiptir. Bu geometri şekil 3.15’de sağ taraftaki detaylı görünümde aralığın dışında kaldığı için görülememektedir. Bu geometri de (iterasyon 2) tablo 3.1’e eklenmiştir.

Şekil 3.16 ve 3.17 ‘‘temel’’ geometri ile ‘‘iterasyon 25’’ geometrisinin von Mises gerilmelerini göstermektedir. Gerilmelerdeki etkileyici düşüşün nedenleri şu şekilde belirtilebilir (Verstraete ve ark. 2007);

- Hücüm kenarında, hücüm kenar göbeğinde düşük merkezkaç kuvvetlere neden olan, kanat yüksekliğinin azaltılması
- Göbekteki kanat kalınlığının artımı

- Kanat kavisinin düzeltilmesi ile merkezkaç kuvvetlerce daha az büküme zorlanması

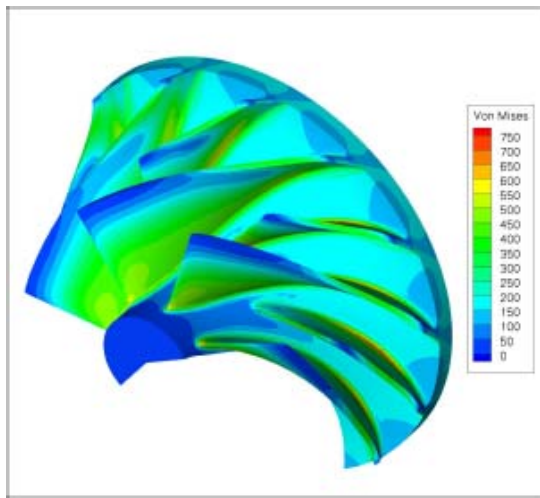
Benzer adımlar türbin geometrisinin elde edilmesi içinde tekrarlanmıştır. Elde edilen bu geometriler için akış analizleri yapılarak karakteristik eğrileri oluşturulmuş ve daha sonra bir simülasyon programına bu karakteristik eğriler empoze edilerek çevrimin termodinamik analizi yapılmıştır.



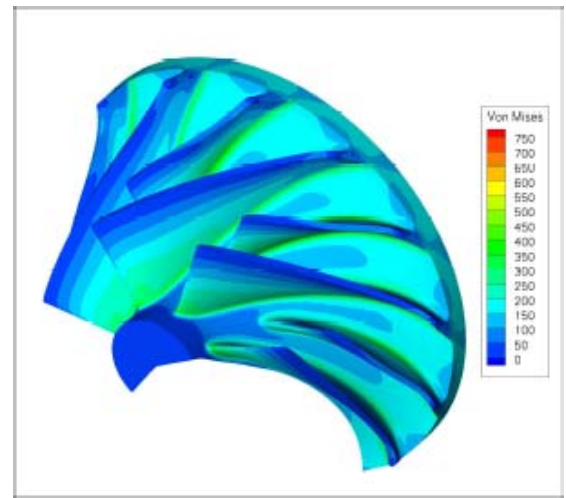
Şekil 3.15 Temel geometri, veritabanı ve optimizasyon için aero-gerilme penaltı dağılımı

Tablo 3.1 Optimize edilmiş geometrilerin temel geometri ile kıyaslanması

	temel	it 2	it 17	it 25	it 49
t-s verim	62.34	60.42	60.31	60.06	59.68
aero penaltı	13.24	14.86	9.14	9.05	9.14
Dengesiz yükleme penaltısı	0.06	3.84	0.26	0.04	0.00
Max von Mises (MPa)	749	440	389	367	396
Kanat eğilimi	-7.8°	-11.8°	-8.6°	-7.3°	-15.0°
Debi (g/s)	25.9	19.6	20.2	20.2	20.1
Güç (kW)	3.19	2.52	2.61	2.62	2.62
Özgül güç (W s/kg)	123.2	128.6	129.2	129.7	130.3



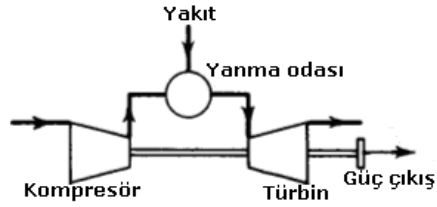
Şekil 3.16 Temel geometride merkezkaç yüklemelerden dolayı von Mises gerilme dağılımı



Şekil 3.17 İterasyon 25 geometrisinde merkezkaç yüklemelerden dolayı von Mises gerilme dağılımı

3.4 Mikro-gaz Türbin Çevriminin Termodinamik Analizi

Gaz türbinleri birçok alanda başarı ile kullanılmaya ancak, son yüzyılın ortalarında başlamıştır, ancak o zamandan beri artan bir şekilde uygulama alanları genişlemiştir. Türbin boyunca genişleme elde etmek için iş yapan akışkanda basınç oranı sağlayacak bir sıkıştırma zorunludur. Eğer sıkıştırmadan sonra iş yapan akışkan direkt olarak türbinde genişleşseydi ve hiç bir kayıp söz konusu olmasaydı, türbin tarafından üretilen güç kompresör tarafından absorbe edilene eşit olacaktı. Böylece şayet sadece ikisi beraber çalışsaydı sistem güç üretemeyip sadece dönecekti. Fakat iş yapan akışkanın sıcaklığını genişmeden önce arttırarak, türbin tarafından üretilen güç arttırılabilir. İş yapan akışkan hava olduğundan dolayı, sıcaklık artımı, sıkışmış hava içerisinde yakıtın yakılması ile gerçekleştirilebilir. İş yapan sıcak akışkanın genişmesi türbinden çok daha büyük güç üretimi sağlar, böylece bu güç, sistemdeki kayıpları telafi etmede ve kompresörü çalıştırmak için yeterli gücü sağlayabilir. Buraya kadar ki anlatım, en basit haliyle bir gaz türbin veya içten yanmalı sistemini ifade etmektedir. Bir gaz türbinini meydana getiren 3 ana komponent; bir kompresör, yanma odası ve türbin şekil 3.18’de birbirlerine bağlanmış şekilde gösterilmiştir.



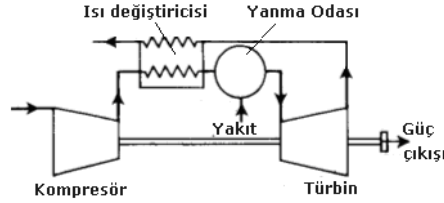
Şekil 3.18 Basit gaz türbin sistemi

Pratikte, kompresör tarafından absorbe edilen gücün artımına ve türbin tarafından üretilen gücün düşümüne neden olan kayıplar hem kompresörde hem türbin de meydana gelmektedir. İş yapan akışkanın enerjisine, bu kayıpları yenmek için, kesin ek bir enerji gerekmektedir, bu nedenle yakıt desteği gerekmektedir, böylece türbin kompresörü kolayca çalıştırabilecektir. Daha fazla yakıt ilavesi artık kullanılabilir güç çıkışı sağlayacaktır, verilen hava debisine göre bu yakıt ilavesi sınırlandırılmıştır, dolayısıyla net güç çıkışı da sınırlandırılmış olmaktadır. Maksimum yakıt/hava oranı türbin kanatlarının dayanabileceği maksimum sıcaklık ile sınırlandırılmıştır ve kritik değere ulaşamayacak bir şekilde bir oran sağlanır. Dolayısıyla bu değer türbinin malzemesinin direnme gücüne bağlıdır (Cohen ve ark. 1987).

Komponent verimleri ve türbin giriş sıcaklığı bir gaz türbininin performansını etkileyen temel 2 faktördür. Ne kadar yüksek olurlarsa sistemin performansı o kadar artacaktır. İlk denemelerin olumsuz sonuçlanmasının nedeni de komponentlerin düşük verimleri ve türbin malzemesinin direnme gücünün zayıflığındandır. Gaz türbinlerinin ilk zamanlarında, biri sabit basınçta diğeri sabit hacimde olmak üzere, iki mümkün yanma sistemi öne sürülmüştür. Teorik olarak sabit hacim çevriminin termal verimi, sabit basınç çevrimininkinden daha yüksektir, fakat mekanik zorluklar çok daha fazladır. Sabit hacimde ısı ilavesiyle, yanma odasını kompresör ve türbinden izole edebilmek için valfler gereklidir. Bu nedenle sistemin düzgün çalışmasını bozacak şekilde, yanma, sürekli olmayan, aralıklarla meydana gelmektedir. Bu şartlar altında verimli çalışacak bir türbin tasarlamak gerçekten çok zordur. Sabit basınçlı gaz türbinlerinde ise yanma sürekli bir süreçtir, böylece valflere ihtiyaç yoktur. Sabit basınçlı çevrimin sonraki çalışmalarda daha mümkün olacağı kabul edilmiştir.

Dikkat edilmesi gereken husus, gaz türbin içerisinde meydana gelen sıkıştırma, yanma ve genleşme süreçleri, pistonlu motorlardaki gibi tek bir komponent içerisinde gerçekleşmemektedir. Bu aşamalar, komponentler içerisinde bağımsız olarak gerçekleşmektedir, kendi başlarına tasarlanıp, test edilip, geliştirilebilirler ve daha sonra birçok şekilde birbirleriyle bağlanarak bir gaz türbini meydana getirirler. Mümkün olan komponent sayısı şu ana kadar belirtilen 3'ü ile sınırlı değildir. Aralarına ara soğutucular konularak başka kompresörler ve tekrar ısıtma için aralarına yanma odaları bulunan başka türbinlerde sisteme ilave edilebilir. Türbin egzozundaki enerjiyi geri kazanmak için, bu enerjiyi yanma odası girişine kazandıran bir ısı değiştiricisi kullanımı da mümkündür. Bu ilave komponentlerin eklenmesi ile elde edilen çevrim çeşitliliğinden başka, üzerinde durulması gereken husus, sistemin “açık” ve “kapalı” bir sistem olarak sınıflandırılmasıdır. Şu ana kadar bahsi geçen daha yaygın açık çevrimli gaz türbinlerinde, taze atmosferik hava sürekli olarak sisteme girmekte ve yanma odasında yakıt ilavesi sonucu, iş yapan akışkana enerji ilavesi yapılmaktadır. Bu durumda yanma sonucu oluşan gazlar türbin boyunca genleşmekte ve egzozdan dışarı atılmaktadır. Şayet gaz türbininin sabit bir hızda ve sabit yük altında işletilmesi gerekiyorsa, şekil 3.18'de gösterilen basit shaft tertibi yararlı olabilir. Bu durumda işletimin esnekliği, yani sistemdeki devir ve yükleme şartlarındaki değişim önemli değildir. Şekil 3.19'da gösterildiği gibi, ısı değiştiricisi kanallarındaki sürtünmeden

kaynaklanan basınç kayıplarından dolayı sistemin güç çıkışında yaklaşık %10'luk bir azalmaya neden olsa da, termal verimi arttırmak için sisteme bir ısı değiştiricisi ilavesi yapılabilir. Isı değiştiricisi ilavesi özellikle işletme saatleri uzunsa göz önünde bulundurulabilir.



Şekil 3.19 Isı değiştiricili tek shaft açık gaz türbin sistemi

Mikro-gaz türbin tasarım yöntemi

İlk aşama tasarım noktasında, mikro-gaz türbinin çalışmasını gerçekleştirmektir. Bu hesaplamalar komponent verimleri, değişken akışkan özellikleri ve basınç kayıpları gibi önemli bütün faktörleri hesaba katan ve basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığı gibi kısıtlanmış aralıkta sistemin çalışmasını sağlayabilecek detaylı hesaplamalardır. Temel çevrim parametrelerine bağlı olarak net güç çıkışı için bir değer belirlenmektedir.

Hava akışı, basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığının bilinmesiyle artık aerodinamik tasarım üzerine çalışmaya başlanabilir. Bu durumda ilk önce çaplar, devir sayıları ve kademe sayısı belirlenmelidir. Bu noktada, aerodinamikçinin termodinamikçiye, şayet tasarım noktasını etkileyebilecek, örnek olarak önemsiz bir sıcaklık veya basınç değişimlerinin olup olmadığını danışmasını gerektiren bir durum söz konusudur. Mekanik tasarıma ancak aerodinamik ve termodinamik tasarımlar iyi bir şekilde yerine getirildiğinde başlanılabilir.

Bu noktadan sonra karşılaşılabilecek sorun, gerilme ve titreşim problemlerinin daha fazla değişikliklere neden olup olmayacağıdır. Gerilme ve aerodinamik gereksinimler sıklıkla birbirine karşı bir tutum sergileyecektir. Aynı zamanda bu çalışmalar devam ediyorken tasarım dışı (off-design) performans ve kontrol sistemi tasarımı dikkate alınmalıdır. Tasarım dışı işletme şartları, değişen ortam şartları gibi azalan veya artan güç çıkışı şartlarını da içermektedir. Kontrol sistemini tasarlarken, sistemin güvenli ve otomatik işletme şartlarını garanti altına almak için, tüm sistem boyunca mümkün olan sıcaklık ve basınç seviyelerini ve bunların arasından kontrol parametresi olarak bazılarının seçimini öngörmek zorunludur.

3.4.1 Mikro-gaz türbin çevrimi

Çeşitli komponentlerin verimsiz de olduğu, geniş kapsamlı bir mikro-gaz türbin çevrim performans çalışması, çok sayıdaki performans eğrilerine neden olacaktır. Bu nedenle mükemmel kabul edilen komponentlerin bulunduğu ideal gaz türbin performansını incelemek faydalı olacaktır. Özgül iş ve çevrim verimi böylece sadece basınç oranı ve maksimum çevrim sıcaklığına bağlı olacaktır.

Basit ideal çevrimler

Gaz türbin çevrim analizinde kabul edilen ideal koşullar kısaca şu şekilde özetlenebilir;

- Sıkıştırma ve genişleme hal değişimleri tersinir adyabatik yani izantropiktir.
- İş gören akışkanın gaz türbinini oluşturan ünitelere giriş ve çıkışlarındaki kinetik enerji değişimi ihmal edilebilir.
- Bir gaz türbinini oluşturan emme kanalı, yanma odası, ısı değiştirici, ara-soğutucu, egzoz kanalı gibi üniteleri birbirine bağlayan elemanların hiçbirinde hiç bir basınç kaybı yoktur.
- İş gören akışkan sabit ısınma ısısında ve çevrim boyunca aynı kompozisyonda ideal bir gazdır.
- Çevrim boyunca ideal gaz kütlesi sabittir.
- Isı değiştiricisinde ısı geçişi karşıt akım şeklinde olmaktadır.

(d) ve (e) varsayımları yanma odasını sanki harici bir ısı kaynağı olarak kabul edilmesini ima etmektedir. Basit bir gaz türbinini için ideal çevrim Brayton(Joule) çevrimidir. Şekil 3.20’de 1234 ile belirtilen indisler ile enerji denklemi yazılırsa;

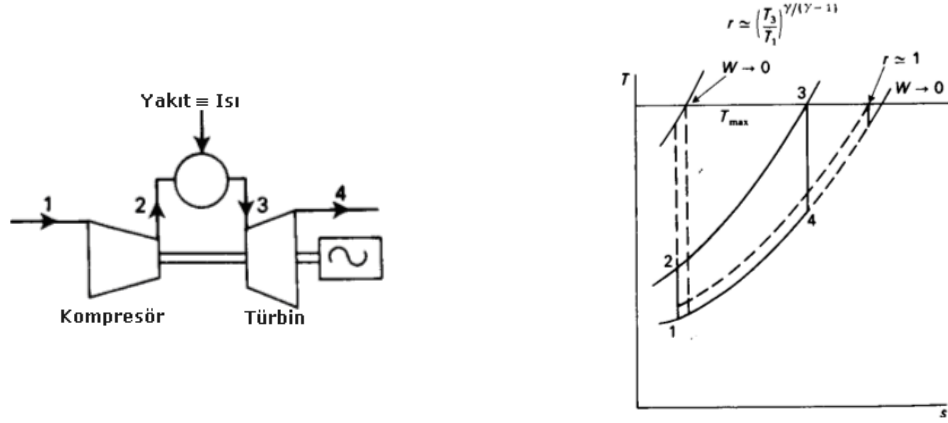
$$Q = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) + W \quad (3.16)$$

Burada Q ve W birim kg başına ısı ve iş transferleridir. Bunu bütün komponentlere uygularsak ve (b) varsayımını göz önünde bulundurursak;

$$W_{12} = -(h_2 - h_1) = -c_p(T_2 - T_1) \quad (3.17)$$

$$Q_{23} = (h_3 - h_2) = c_p(T_3 - T_2) \quad (3.18)$$

$$W_{34} = (h_3 - h_4) = c_p(T_3 - T_4) \quad (3.19)$$



Şekil 3.20 Basit çevrim

Çevrim verimi;

$$\eta = \frac{\text{net iş}}{\text{ısı ilavesi}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (3.20)$$

Basınç ve sıcaklık arasındaki izantropik ilişkiden;

$$T_2 / T_1 = r^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3 / T_4 \quad (3.21)$$

Burada r ; basınç oranıdır ($p_2/p_1 = r = p_3/p_4$). Böylece çevrim verimi;

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (3.22)$$

Böylece basit çevrimin verimi sadece basınç oranına ve gazın özelliklerine bağlıdır.

Özgül iş W , sadece basınç oranının bir fonksiyonu değil aynı zamanda maksimum çevrim sıcaklığının da bir fonksiyonudur.

$$W = c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1) \quad (3.23)$$

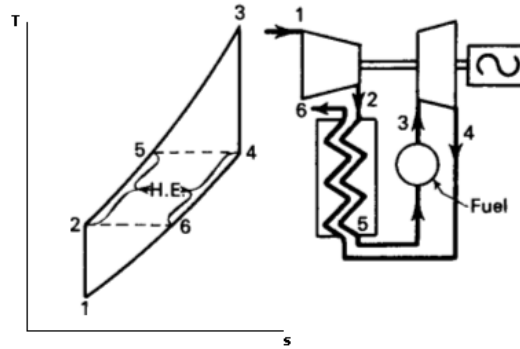
Ortam sıcaklığı hem kompresör işini (T_a ile orantılı) hem de yakıt tüketimini (T_{o3} - T_{o2} 'nin fonksiyonu) etkiler. Ortam sıcaklığındaki artış, hem net güç çıkışında hem de çevrim veriminde düşüğe neden olmaktadır, çünkü verilen bir T_{o3} sıcaklığı için, daha yüksek ortam sıcaklığı durumunda, yanma ısısı yükselmesi azalmaktadır. Bu da özellikle bir gaz türbinini tasarlarken, gerekli gücün elde edilme şartlarının, ortam sıcaklığının en yüksek olduğu şartların göz önünde bulundurularak, gerçekleştirilmesini vurgulamaktadır.

Isı-değiştiricili gaz türbini çevrimi

Şekil 3.21'in terimlerini kullanarak, çevrim verimi sisteme ısı değiştiricisi eklendiğinde şu şekilde tanımlanır;

$$\eta = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_5)} \quad (3.24)$$

Isı değiştiricisinin sisteme ilavesi, ilave basınç kayıplarından dolayı elde edilen özgül işte önemsiz bir düşüşe neden olur, genel çevrim verimini ise önemli ölçüde artırır ve maksimum verim için basınç oranını oldukça azaltır.



Şekil 3.21 Isı değiştiricili basit çevrim

Kaynak: Cohen ve ark. 1987

Durgunluk Özellikleri

Düzgün akımda enerji eşitliği basitlik için *durgun* haldeki (veya *toplam*) entalpi değerini dikkate almakla tanımlanabilir. Durgun haldeki entalpi değeri h_0 , h entalpi değerine sahip olan ve u hızı ile akan bir gazın adyabatik ve iş transferi olmaksızın durgun hale getirildiği zamanki entalpi değeridir. Böylece enerji eşitliği;

$$(h_0 - h) - \frac{u^2}{2} = 0 \quad (3.25)$$

buradan, h_0 bulunabilir;

$$h_0 = h + u^2 / 2 \quad (3.26)$$

Akışkan mükemmel gaz olduğu zaman, entalpisi $C_p T$ ile gösterilebilir. Bu durumda 3.25 denklemini aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir;

$$T_0 = T + u^2 / 2c_p \quad (3.27)$$

Burada T_0 , *durma* sıcaklığı veya toplam sıcaklık diye adlandırılır ve mükemmel bir gazın adyabatik olarak *durma* noktasına getirildiğinde erişeceği sıcaklığı gösterir. $u^2/2c_p$ terimi bu işlem sırasında oluşan sıcaklık yükselmesidir ve *dinamik* sıcaklık diye adlandırılır.

Enerji denkleminde görüleceği gibi eğer iş ve ısı transferi yoksa T_0 sabit kalacaktır. Eğer akış kanal alanı değişiyorsa veya sürtünmeden dolayı kinetik enerjinin bir kısmı rastgele moleküler enerjiye dönüşüyorsa, statik sıcaklık değişecek fakat T_0 değişmeyecektir. Adyabatik sıkıştırma için enerji denklemi şu hale gelir;

$$W = -c_p(T_2 - T_1) - \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) = -c_p(T_{02} - T_{01}) \quad (3.28)$$

Benzer olarak iş transferi olmayan ısıtma prosesi için;

$$Q = c_p(T_{02} - T_{01}) \quad (3.29)$$

Böylece, eğer *durma* sıcaklıkları kullanılırsa, kinetik enerji terimlerine ihtiyaç olmadığı açıktır. Bunun bir pratik avantajı, yüksek hızlı akışın durgunluk sıcaklığını ölçmenin, statik sıcaklığı ölçmekten daha kolay olmasıdır. Bir gaz yavaşlatıldığında ve sıcaklık arttığında aynı zamanda basıncı da artmaktadır. Durgunluk basıncı (toplam) p_0 'da T_0 gibi aynı yolla ifade edilebilir, fakat sadece adyabatik değil aynı zamanda tersinirlik özelliği göz önüne alınmalıdır. Durgunluk basıncı, böylece şu şekilde ifade edilir;

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.30)$$

Durgunluk basıncı, iş ve ısı transferi olmayan akışta, eğer sürtünme yoksa sabittir, durgunluk basıncındaki düşüm akışkan sürtünmesini ölçmek için kullanılabilir. Denklem 3.30'u giriş 1 ve çıkış 2 arasında izantropik sıkıştırmaya göre uyarlırsak, durgunluk basıncı için şu ifade elde edilir;

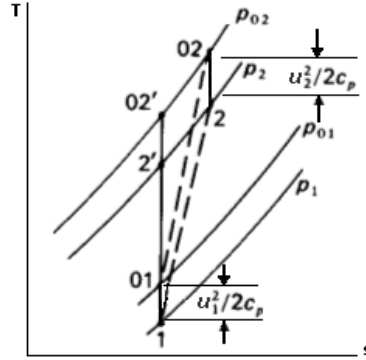
$$\frac{p_{02}}{p_1} = \frac{p_{02}}{p_2} \times \frac{p_1}{p_{01}} \times \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_{02}}{T_2} \times \frac{T_1}{T_{01}} \times \frac{T_2}{T_1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.31)$$

Benzer olarak,

$$\frac{p_{02}}{p_1} = \left(\frac{T_{02}}{T_1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.32)$$

Böylece p_0 ve T_0 , statik değerler gibi aynı yolla kullanılabilir.

Şekil 3.22 statik durumda bulunan 1 ve 2 noktaları arasındaki sıkıştırma durum değiştirmesi için çizilmiştir. Sabit, p ve p_0 basınç eğrileri arasındaki farkın kolay görülebilmesi ve açıklık getirmesi yönünden şekil büyütülerek çizilmiştir. İzentropik sıkıştırmadan sonra ulaşılabilecek ideal durgun hal, 02' ile gösterilen gerçek durgun çıkış basıncıdır.



Şekil 3.22 Statik ve durgunluk durumları arası ilişki

Kaynak: Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamuttoo, H.I.H. 1987

Kompresör ve türbin verimleri

İş alan veya üreten herhangi bir makinenin verimi, normal olarak gerçek iş ile ideal iş transferlerinin oranları şeklinde tanımlanabilir. Turbo makinelerin adyabatik makineler olması gerekir, fakat ideal durum değiştirmeler izantropik olduğundan bu makinelerin verimi izantropik verim olarak adlandırılır. Durgun haldeki entalpi ile sıcaklıkları ve akışkanın kompresöre giriş ve çıkıştaki kinetik enerjilerini dikkate alarak kompresör için;

$$\eta_c = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (3.33)$$

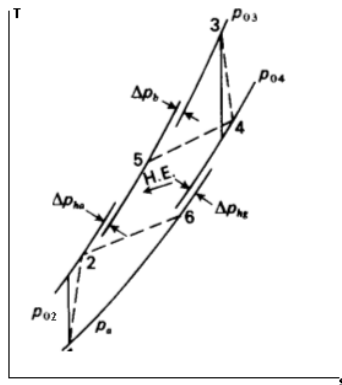
Benzer olarak türbin izantropik verimi şu şekilde tanımlanır;

$$\eta_t = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T'_{04}} \quad (3.34)$$

Basınç kayıpları

Yanma odasında, alev durgunluğunun ve karıştırıcı parçaların aerodinamik direncinden ve momentum değişimlerinden dolayı toplam basınçta (Δp_b) bir kayıp meydana gelmektedir. Eğer sistemde bir de ısı değiştiricisi varsa, ısı değiştiricisinin hava (Δp_{ha}) ve gaz (Δp_{hg}) tarafında da sürtünmeden dolayı basınç kayıpları meydana gelecektir. Şekil 3.23'de gösterildiği gibi basınç kayıpları, türbin basınç oranında, kompresör basınç oranına bağlı olarak bir düşüşe neden olmaktadır ve dolayısıyla net güçte de bir düşüş söz konusudur. Gaz türbin çevrimi tersinmezliklere karşı oldukça duyarlıdır, çünkü net güç, iki büyüklüğün (türbin gücü, kompresör absorbe gücü) farkıdır, bu nedenle basınç kayıplarının çevrim performansı üzerinde çok önemli bir etkisi vardır.

Gaz türbin komponentlerinin giriş ve çıkışındaki kanalların boyutlandırılması, öncelikli olarak düşük basınç kayıpları ve normal olarak maksimum debiye tekabül eden maksimum net güce göre gerçekleştirilecektir. Tasarımcı küçük kanal boyutları ve düşük basınç kayıpları arasında bir uzlaşmaya varmalı ve uygulamaya yönelik uygun bir seçim yapmalıdır. Çevrim hesaplamalarından verilen bir basınç kaybının etkisinin ifade edilen basınç değeri için geçerli olduğu gösterilebilir ve $\Delta p_o/p_o$ terimlerini mümkün olduğunca bütün ünitelerde düşük tutmak gereklidir. Esasında bir gaz türbinin giriş ve çıkış kanallarındaki atmosfer basıncında meydana gelen basınç kayıplarının, yanma odası veya ısı değiştiricisi soğuk tarafındaki basınç kayıplarından çok daha fazla kritik olduğu bilinmektedir. Giriş ve çıkış kanallarında hızlar, sıkıştırılmaz kabul edilebilecek kadar düşüktür. Bu nedenle Δp_o dinamik basınç ile orantılıdır.



Şekil 3.23 Basınç Kayıpları

Kaynak: Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamuttoo, H.I.H. 1987

Δp_o basınç farkı boyutsuz terimlerle ifade edilirse (Cohen ve ark. 1987)

$$\frac{\Delta p_o}{p_o} \propto \left(\frac{m\sqrt{T_o}}{p_o} \right)^2 \quad (3.35)$$

Tasarım noktasında $(\Delta p_o/p_o)_D$ ve $(m\sqrt{T_o}/p_o)$ değerlerinin bilinmesiyle, tasarım dışı (off-design) durumlar için değerler şu ifade ile verilmiştir;

$$\frac{\Delta p_o}{p_o} = \left(\frac{\Delta p_o}{p_o} \right)_D \left[\left(\frac{m\sqrt{T_o}}{p_o} \right) / \left(\frac{m\sqrt{T_o}}{p_o} \right)_D \right]^2 \quad (3.36)$$

Mikro-gaz türbin giriş kanalının basınç kaybı hesabı

Mikro-gaz türbin giriş kanal kısmındaki basınç kaybı Ansys CFX yazılımı ile hesaplanmıştır ve buradaki basınç kaybı 160 kPa bulunmuştur. Burada ifade edilen giriş kanalı şekil 3.25’de çember içinde gösterilmiştir. Giriş kanalı boyunca basınç dağılımı şekil 3.24’de gösterilmiştir. Kompresör giriş kanalı ile kompresör difüzörü arasındaki ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Hem Ansys CFX programı ile bulunan basınç kaybı değeri (şek. 3.24) hem de hesaplanan ısı transferi değeri daha sonra EcosimPro programında, tüm çevrimin termodinamik analizinde hesaba katılmıştır.

Soğuk akışkan (Kompresör giriş kanalı);

$$T = 293K$$

$$\nu = 15 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s} \text{ (havanın } 293 \text{ K’de kinematik viskozitesi)}$$

$$Pr = 0,71$$

$$k = 25,5 \times 10^{-3} \text{ W/mK} \text{ (293 K’de havanın iletkenliği)}$$

$$u = 68 \text{ m/s} \text{ (Şekil 3.24’de gösterilen hesaplama sonucu bulunan sonuç)}$$

$$D_h = 9 \text{ mm} \text{ (kompresör giriş kanalının hidrolik çapı)}$$

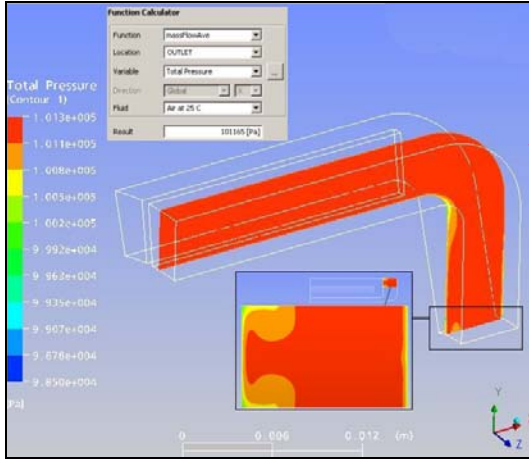
Burada hidrolik çap D_h , $2b$ olarak tanımlanmıştır. b giriş kanalının genişliğidir (4,5 mm).

$$Re_{D,cold} = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{68 \times 9 \times 10^{-3}}{15 \times 10^{-6}} = 4,08 \times 10^4 > 8000 \text{ (deneysel tecrübî değer)}$$

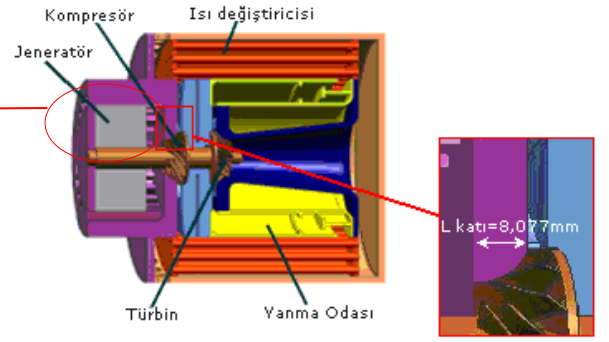
($0,6 \leq Pr \leq 160$) Türbülanslı akış için (Incropera ve DeWitt 2002);

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k} = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} = 0,023 \times (4,08 \times 10^4)^{4/5} \times (0,71)^{1/3} = 100,15$$

$$h_{cold} = \frac{100,15 \times 25,5 \times 10^{-3}}{9 \times 10^{-3}} = 283,75 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K} \text{ (soğuk tarafta taşınım katsayısı)}$$



Şekil 3.24 Kompresör giriş kanalındaki toplam basınç dağılımı



Şekil 3.25 Kompresör difüzörü ile kompresör giriş kanalı detayı

Sıcak akışkan (Kompresör difüzörü);

$$T = 430K$$

$$\nu = 15 \times 10^{-6} m^2 / s \text{ (havanın } 430 K \text{ 'de } 2 \text{ bar statik basınçta kinematik viskozitesi)}$$

$$Pr = 0,688$$

$$k = 35,9 \times 10^{-3} W/mK \text{ (} 430 K \text{ 'de havanın iletkenliği)}$$

$$u = 130 m/s \text{ (kompresör için yapılan Navier-Stokes hesaplamalarından bulunan değer)}$$

$$D_h = 2,02 mm \text{ (kompresör difüzörünün hidrolik çapı)}$$

$$Re_{D,gas} = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{130 \times 2,02 \times 10^{-3}}{15 \times 10^{-6}} = 17506,66 > 8000 \text{ (deneysel tecrübi değer)}$$

(0,6 ≤ Pr ≤ 160) Türbülanslı akış için (Incropera ve DeWitt 2002);

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} = 0,023 \times (17506,66)^{4/5} \times (0,688)^{1/3} = 50,37$$

$$h_{hot} = \frac{50,37 \times 35,9 \times 10^{-3}}{2,02 \times 10^{-3}} = 895,15 W / m^2 K \text{ (sıcak tarafta taşınım katsayısı)}$$

Isı transfer katsayısı;

$$L_{solid} = 8,077 mm \text{ (katı kısmın uzunluğu (şek. 3.25))}$$

$$k_{solid} = 15,1 W / mK \text{ (katı parçanın iletim katsayısı)}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{cold}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{hot}} = \frac{1}{283,75} + \frac{8,077 \times 10^{-3}}{15,1} + \frac{1}{895,15} \Rightarrow U = 193,42 W / m^2 K$$

Sıcak akışkandan soğuk akışkana toplam ısı transferi;

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$Q = 193,42 \times \pi \times (0,016)^2 \times (430 - 293) = 21,3 W$$

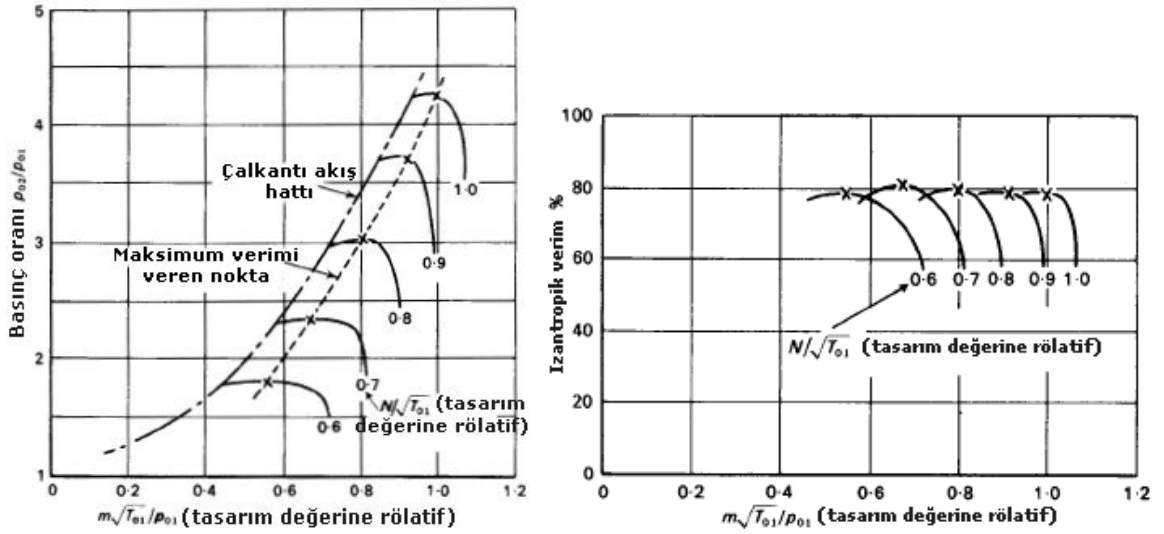
3.4.2 Mikro-gaz türbininin performans tahmini

Çevrim hesaplamalarından, hangi basınç oranının verilen herhangi bir maksimum sıcaklıkta, en yüksek verime tekabül ettiğine karar vermek mümkündür. Bu tarz ön hesaplamalar yapıldığında, herhangi bir özel uygulama için en uygun tasarım verisi seçilebilir. Daha sonra mikro-gaz türbininin komponentlerini bireysel tasarlamak mümkündür ve böylece tüm sistem tasarım noktasında çalışırken gerekli performansı verecektir. Tasarım noktasından kasıt, komponentlerin tasarlandığı özel hız, basınç oranı ve debiye tekabül eden noktadır. Bir sonraki aşama mikro-gaz türbin performansının, belirli hız ve güç aralığındaki performansını (tasarım dışı performans(off-design)) belirlemektir.

Komponentlerin bireysel karakteristikleri önceki tecrübelerden veya gerçek testlerden elde edilebilir. Komponentler birbirine bağlanıp bir sistem meydana getirdiğinde, her bir komponentin mümkün olan çalışma şartları aralığı azalacaktır. Problem, sistem kararlı bir hızda veya dengede iken, komponentler için tekabül eden çalışma noktalarının bulunmasıdır. Kompresör karakteristik eğrileri üzerinde bir seri hız değerleri için dengedeki çalışma noktaları belirlenebilir ve bu noktalar birleştirilerek denge halindeki karakteristik üzerinde çalışma hattı oluşturulabilir. Çalışma şartları elde edildiğinde, sistemin net güç çıkışının veya özgül yakıt tüketiminin performans analizi de benzer şekilde elde edilebilir.

Bu özellikle kompresör çalkantı akış hattı (surge line) ile sistemin çalışma hattı arasındaki mesafeyi de göstermektedir. Eğer dengeli çalışma hattı çalkantı akış hattı ile kesişiyorsa, gaz türbini tam hıza iyileştirici eylemler olmadan ulaşamayacaktır. Ayrıca çalışma noktalarının kompresör karakteristikleri üzerinde incelenmesi, mikro-gaz türbininin yeterli kompresör veriminde çalışıp çalışmadığını gösterir, ideal olan şekil 3.26'daki gösterildiği gibi çalışma noktasının maksimum kompresör verimi civarında olmasıdır.

Tasarım dışı performans analizlerinde ortam şartları da göz önünde bulundurulmalıdır. Yüksek ve düşük sıcaklık ve basınç şartlarının hepsi dikkate alınmalıdır. Maksimum gücün ortam şartları ile değişmesi, müşteri için öncelikli önem taşıyan ve üretici tarafından garanti edilmesi gereken bir husustur.



Şekil 3.26 Radyal kompresör karakteristik eğrileri

Kaynak: Cohen ve ark. 1987

3.4.3 Mikro-gaz türbininin geçici rejim (Transient) davranışı

Gaz türbinlerinin geçici rejim uygulamaları çok kritik olabilir. Nitekim mikro-gaz türbin uygulamaları, geçici rejim davranışın sistem hatası veya yük değişimlerinden hemen düzenlenmesi gereken, dengesiz kuvvetlerin meydana gelebileceği, çok kritik uygulamalardır. Elektrik üretiminin acil cevap vermesi gereken sistemlerde, hızlı cevap gerekmektedir. Çok kısa süre öncesine göre mikro-gaz türbininin geçici rejim davranışı hakkında çok az bir ilgi gösterilmiştir. Bugünlerde, tasarım dışı performanstan geçici rejim davranışı saptama çalışmaları yapılmaktadır.

Mikro-gaz türbininin ivmelenmesi, rotor sisteminin ataletinin açılmal momentine ve türbin kanatlarının kısa zaman aralıklarında dayanabileceği maksimum sıcaklık gibi faktörlere bağlıdır. Genelde ivmelenme için kısıtlayıcı faktör; denge çalışma hattının, çalkantı akış hattına yakınlığından kaynaklanmaktadır ve özellikle düşük güç çıkışından daha yüksek güç çıkışlarına çıkınca karşımıza çıkmaktadır.

Geçici rejim performans

Mikro-gaz türbininin tasarım dışı denge çalışma hesaplamaları komponentlerinin akışı ve işi arasındaki bağdaşmaya dayanmaktadır. Geçici rejim çalışma boyunca sistem akışın gerekliliğini yerine getirebilir, fakat iş için aynı şey söylenemez ve rotora yüklenen fazla veya eksilen güç ile şaftın pozitif veya negatif ivmelenmesi hesaplanabilir. Problem bundan sonra, yakıt debisinin artımı ile net torktaki artışın

hesaplanmasına ve dolayısıyla rotor hızındaki değişimin bulunmasına dönüşmektedir. Rotorun ivmelenmesi ve torktaki artış Newton'un 2. hareket kanunu ile açıklanabilir;

$$\Delta G = I\dot{\omega} \quad (3.37)$$

Burada I ; rotor ataletinin açısal momentumu ve $\dot{\omega}$ açısal ivmelenmedir. Torktaki artış şu şekilde ifade edilir;

$$\Delta G = G_t - (G_c + G_l)(\text{basit tek şaftlı gaz türbini}) \quad (3.38)$$

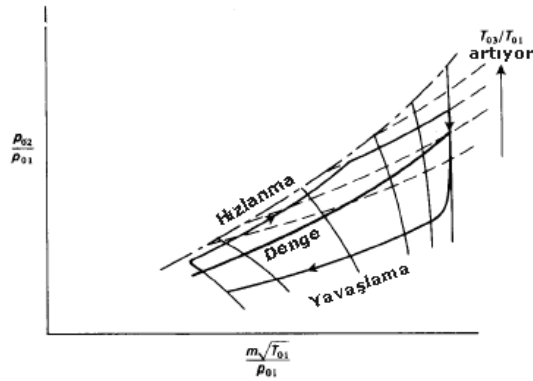
Burada indis t ; türbini, c ; kompresörü ve l ; yüklemeyi ifade etmektedir. Görüldüğü gibi net tork benzer iki büyüklüğün farkıdır ve her ikisinde de meydana gelebilecek düşük değişikliklerin ivmelenme için mümkün olan torktaki çok daha büyük değişikliklere neden olabileceği göz önünde bulundurulmalıdır (Cohen ve ark. 1987). Bir başka problem geçici rejim operasyonda gerekli torkun elde edilmesidir, rotor hızının artması veya azalmasına bağlı olarak türbinin torku kompresöründen büyük veya küçük olabilir.

Net tork elde edildiği zaman, kompresör rotorunun açısal ivmelenmesi hesaplanabilir. Bu açısal ivmenin küçük bir zaman aralığında sabit kaldığı kabul edilebilir ve hızdaki değişim bulunabilir. Bu süreç, geçici rejim çalışma hattını elde etmek için, uygun denge çalışma noktalarından başlayarak, birçok kez tekrarlanabilir. Geçici rejim çalışma hattı, türbin giriş sıcaklığı ve çalkantı akış hattına bağlı olarak elde edilebilir. Arzu edilen geçici rejim operasyon hattında çalışabilmek için gerekli yakıt debisi hesaplanabilir. Geçici rejim çalışma sürecinde, gerekli yakıt debisinin tedarik edilmesi yakıt kontrol sistem tasarımcısının sorumluluğundadır.

Şekil 3.27'de dönme hızının tipik hızlanma ve yavaşlama halinde izlediği yörünge kompresör karakteristiği üzerinde gösterilmiştir. Bu yörünge oluşumu, yüklemdeki ve dolayısıyla devir sayısındaki değişimin bir sonucudur. İlk hareketten sonra hızlanma ile beraber çalkantı akış hattına doğru yönelim, rotorun kendi hızını arttırmasından önce debideki artışı sağlayan, yakıt debisinin artması ve dolayısıyla sıcaklığın artmasından dolayıdır. Başlangıçtaki yakıt debisindeki çok büyük artış kompresörün çalkantılı akışa girmesine ve türbini tahrip edebilecek yüksek sıcaklıkların oluşmasına neden olabilir. Basit tek şaftlı elektrik üretimi için oluşturulacak mikro-gaz türbin sisteminin

ivmelenme süreci yükü uygulamadan önce rotor sistemini tam hıza getirmek ve böylece çalkantı akış probleminden kurtulmak şeklinde olmalıdır.

Yavaşlama boyunca şekil 3.27’de gösterildiği gibi çalışma noktası çalkantı akış hattından uzaklaşacak ve türbin giriş sıcaklığı düşecektir. Sorun teşkil edebilecek tek olay, yanma odasında, zayıf karışımdan dolayı alevin kesilmesidir. Yakıt debisinin çok hızlı düşüm problemini, bu azalmayı rotor hızının bir fonksiyonu gibi programlamak ile çözülebilir. Bazı motorlarda yavaşlama, yakıt debisi tamamen kesilerek gerçekleştirilmektedir, fakat daha sonra yanma sürecini, gücü tekrar arttırmak için tekrar başlatmak gerekir.



Şekil 3.27 Kompresör karakteristiklerinde geçici rejimde izlenen yörünge

Kaynak: Cohen ve ark. 1987

3.5 Mikro-gaz Türbinini EcosimPro Programında Tanımlama

Amaçlanan mikro-gaz türbin sisteminin simülasyonunu gerçekleştirmek için kullanılan yazılım, geniş kapsamı olan, nesneye yönelik bir yazılım programıdır ve EA International tarafından geliştirilmiştir. Yazılımın adı EcosimPro’dur. EcosimPro, karmaşık denklemlerin çözülmesinin, sayısal modelin optimize edilmesinin, lineer ve lineer olmayan denklemlerin çözülmesinin üstesinden kendi içinde gelebilmektedir. EcosimPro özellikle bir alanda çalışmamaktadır, birçok disiplini (kontrol, elektrik vb.) içeren mikro-gaz türbin simülasyonları için kullanılabilir. Kendi programlama diline sahiptir. Programlama konusunda, son yıllarda geliştirilen birçok avantajı içinde barındırmaktadır. Çok boyutlu diziler, kodun kısalmasına yardımcı olan ortak kodlama vb. özellikler örnek olarak verilebilir. Bir mühendisin, mevcut modellerle çalışmasını ve

bu mevcut modellerden yeni modeller oluşturmasını oldukça kolaylaştırmıştır. EcosimPro programı açık bir kodla yazılmıştır ve mevcut kütüphaneleri geliştirilebilir haldedir. Kontrol, termal, hidrolik vb. sistemler için kütüphaneler ve bu kütüphanelerde sistem ile ilgili komponentler mevcuttur.

EcosimPro programı ile bir sistemin (EcosimPro kullanıcı kılavuzu);

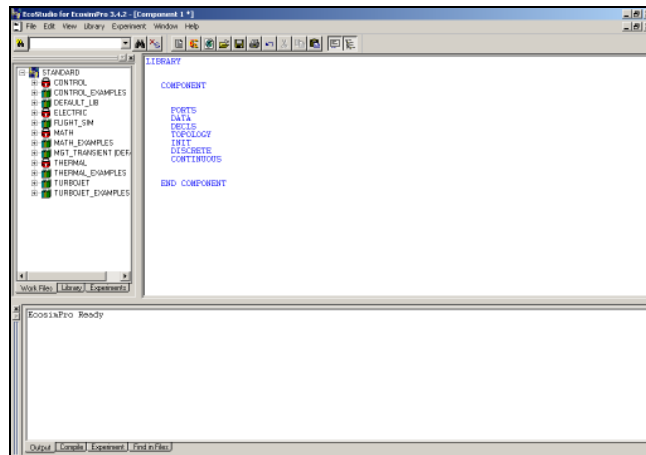
Kararlı hal (steady state) performansını,

Geçici rejim (transient) davranışını,

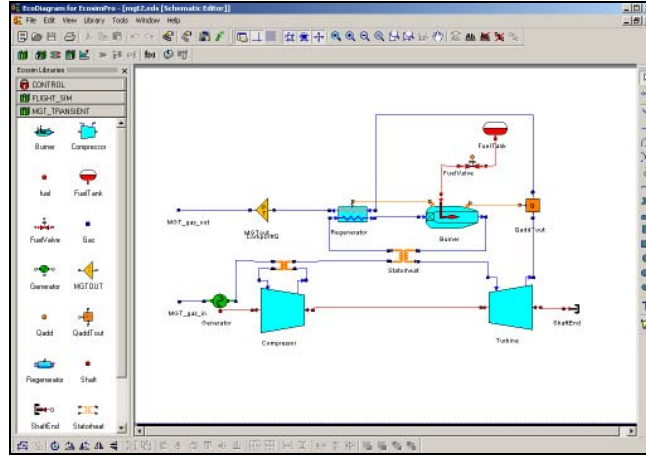
Parametrik çalışmasını,

ve Fortran, C++ gibi yazılımları birlikte kullanarak tüm sistemin karmaşık uygulamalarını yapmak mümkündür. EcosimPro, fiziksel sistemleri modellemek için EL (EcosimPro Language) adı verilen, kendi programlama diline sahiptir. EL içerisindeki en önemli kısım *komponent* (component) ifadesidir. Komponentler, gerçekte hayatta temsil ettiği fiziksel büyüklüklerin matematiksel ifadesini içermektedir. Komponentler birbirlerine *portlar* ile bağlanmaktadır. Portlar bağlantılarda değiş tokuş edilebilen değişkenleri (debi, sıcaklık, basınç vb.) ifade eder. Komponentler ve portlar kütüphanede bulunmaktadır. Simülasyonun ilk adımı bir kütüphaneyi oluşturmak veya konu ile ilgili mevcut kütüphaneyi kullanmaktır ve daha sonra komponentleri ve port tiplerini EL’i veya grafik ara yüzü (şek. 3.29) kullanarak kodlamaktır.

Kullanıcının komponentlerin kodlarını değiştirebileceği veya inceleyebileceği EcosimPro’nun ana penceresi şekil 3.28’de gösterilmiştir. Mevcut kütüphaneye yeni bir komponent tanımlamak mümkündür. Bu pencerede yapılabilecek operasyonlar; kütüphaneleri, komponentleri, portları, fonksiyonları, uygulamaları vb. oluşturmak ve grafiksel bir sonuç gerekmediğinde, simülasyonları sonuçlandırmak sayılabilir.



şekil 3.28 EcosimPro ana penceresi

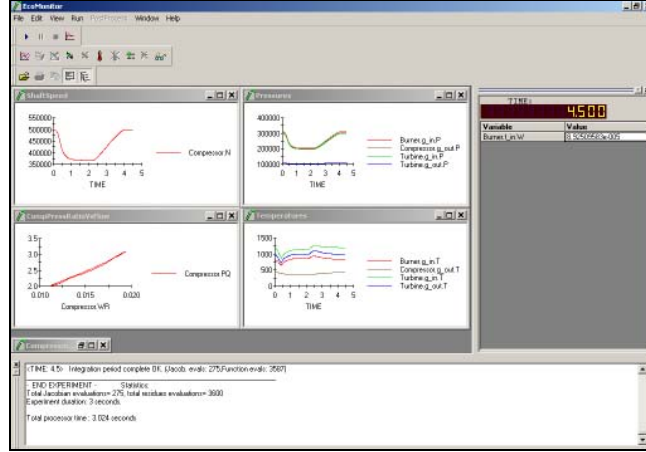


Şekil 3.29 Grafiksel model oluşturma (EcoDiagram)

Komponentlerden meydana gelen bir modeli, en kolay şekliyle oluşturmak, şekil 3.29’da gösterilen grafik ara yüzünü (EcoDiagram) kullanmaktır. Şekil 3.29’da mikro-gaz türbinini meydana getiren tüm komponentler gösterilmiştir. Pencerenin sol taraftaki kısmında her bir komponent ve portu ifade eden ikonlar bulunmaktadır. Sistemin tüm modelini oluşturmak, bu sol taraftaki kısımdan komponent ikonlarını ana pencereye sürükleyerek ve daha sonra portlarından bağlantı kurarak gerçekleştirilebilir. İlgili komponent ikonuna sürüklenip bırakıldığı ana pencere içerisinde çift tıkladığında EL kodunda girdi datası olarak belirtilen değişkenler (dönme hızı, atalet momenti vb.) yeni bir pencerede karşımıza çıkmaktadır. Bu yeni açılan pencerede kullanıcının bu değişkenlere yeni değer ataması mümkündür. Tüm sistem bu şekilde meydana getirildikten sonra şematik diyagramın derlenmesi ile komponent ve portların olduğu listeye otomatik olarak yeni bir komponent (veya birden fazla komponent içeren model) meydana gelecektir.

EcosimPro içerisinde sonuçları grafiksel bir biçimde görüntüleyebilmek için bir modül (şek. 3.30) mevcuttur. Bu kısımda kullanıcı, her bir değer için birçok grafik oluşturabilir, kararlı hal ve geçici rejim analizler yapılabilir ve dinamik verileri ve sınır şartlarını değiştirebilir. Bu modül içerisinde, değişkenlerin görüntülenebilmesi için, değişken ölçek, termometre ve ölçme aleti gibi oldukça kullanışlı araçlar mevcuttur.

Ölçme aletleri ve termometre ile kullanıcı uygulama (experiment) içerisinde değişkenler için minimum ve maksimum değerleri görüntüleyebilir. Ayrıca kullanıcı kategorisine (sınır şartı, girdi verisi vb.) bakılmaksızın herhangi bir değişkenin sayısal değerini görüntüleyebilir.



Şekil 3.30 EcosimPro grafiksel sonuç penceresi

Değişken ölçek ile kullanıcı;

- Uygulamadaki değişkenlerin minimum ve maksimum değerlerini gösterebilir.
- Uygulamaya başlamadan veya uygulama süresince bir değişkenin değeri değiştirilebilir.
- Sınır şartı veya veri girdisi olarak kategorize edilen değişkenlerin değerlerini gösterebilir.

Ölçme aletleri, termometre ve değişken ölçek ile görüntülenen değerler, kullanıcı tarafından belirtilen bir aralıkta olacaktır. Eğer bu değerler aralığın dışına çıkarsa, bu durumda minimum veya maksimum değerleri görüntülenmektedir. Gerçek değeri ise değer kutucuğunda gösterilecektir.

3.5.1 EcosimPro programı ile çalışmak

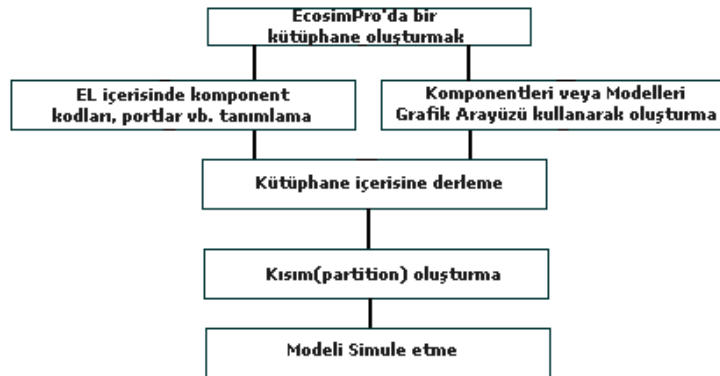
Bu başlık altında EcosimPro programında genel çalışma prosedürü ve adımları anlatılacaktır. EcosimPro içerisinde bir komponent, kodu yazılarak sıfırdan oluşturulabileceği gibi, mevcut komponentlerden faydalanılarak, türetilmeleriyle de elde edilebilir. Böylece oluşturulan komponentler miras aldıkları ortak özellikleri sergilemektedir. Ana komponentler, özet (abstract) komponentlerdir, bu komponentler için geçerli olan fonksiyonlar, portlar vb. diğer bütün alt (child) komponentler için de geçerlidir. Bu ilişki EL kodu içerisinde IS_A terimiyle ifade edilmektedir. Bu ifade bir komponentin diğer(ler)inden özellikleri miras aldığını gösterir. EL içerisinde bu şu şekilde ifade edilir;

COMPONENT Compressor IS_A GasTurbo

Bu demek oluyor ki; *GasTurbo* komponenti için geçerli olan EL içerisindeki ifadelerin hepsi *Compressor* komponenti için de geçerlidir. Bu durumda *Compressor* komponenti *GasTurbo* komponentinin alt (child) komponentidir. Ayrıca eğer *GasTurbo* komponenti bir diğer komponentin alt komponenti ise bu komponent için geçerli özellikler *Compressor* komponenti için de geçerli olacaktır. Mikro-gaz türbinin oluşturan komponentler arasındaki bu hiyerarşik ilişki şekil 3.34'ten kolayca incelenebilir. Buradan komponentler arasındaki ana ve alt komponent ilişkisi kolayca gözlemlenebilir.

Uygulama matematiksel modelin başlangıç ve sınır şartlarını ve arzu edilen çözüm şeklini (kararlı veya geçici rejim) içermektedir. Uygulamalar, dizisel, for, while ve if döngülerini kullanarak çok basit bir dilden karmaşık uygulamalara kadar bir aralıkta oluşturulabilir.

EcosimPro içerisinde bir komponenti oluşturmak için şekil 3.31'de gösterilen şu adımlar izlenmektedir; Birinci adım bir kütüphane oluşturmak veya mevcut uygun bir kütüphane varsa onu kullanmaktır. Daha sonra komponent ve port tiplerinin oluşturulması EL içerisinde kodlayarak veya grafiksel ara yüzü (EcoDiagram) (şek. 3.29) kullanarak (portlar için geçerli değil) yapılabilir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, grafik ara yüzü kullanarak sıfırdan komponent oluşturulamayacağıdır. Mevcut komponentlerin, birbiri ile bağlanarak daha karışık sistemler oluşturulabilir, bunun için ilk önce EL kodunda komponentlerin oluşturulması gerekmektedir. Bir sonraki adım, matematiksel modeli veya girdi verisi kısmındaki değişkenlerden bilinmeyenlerin belirtildiği kısmı (partition) içeren komponenti simüle etmektir, daha sonra bu kısım için bir uygulama (experiment) oluşturulur. Son olarak, simülasyon sayısal doküman olarak veya EcosimPro grafik modülünde (şek. 3.30) görsel olarak çalıştırılır.



Şekil 3.31 EcosimPro'da komponent oluşturma adımları

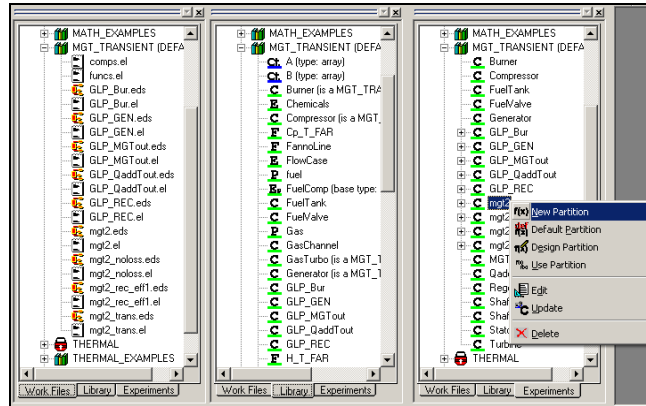
EcosimPro programı şu yazılım modüllerini içermektedir (EcosimPro kullanıcı kılavuzu);

- EcosimPro benzetim programlama dili (EL)
- Komponentlere göre disiplinlere (Enerji, itki, kontrol vb.) ayrılmış EcosimPro kütüphaneleri
- EL kullanılarak yeni komponentler oluşturmaya yarayan ana pencere (şek. 3.28)
- EcosimPro grafik ara yüzü (EcoDiagram) (şek. 3.29)
- Değişkenleri ve sonuçları görsel olarak analiz etmek için grafik modül (şek. 3.30)

3.5.2 EcosimPro kullanıcı ara yüzü detayları

EcosimPro kullanıcı ara yüzü şekil 3.28’de gösterilmiştir. Buradaki ana kısımlar;

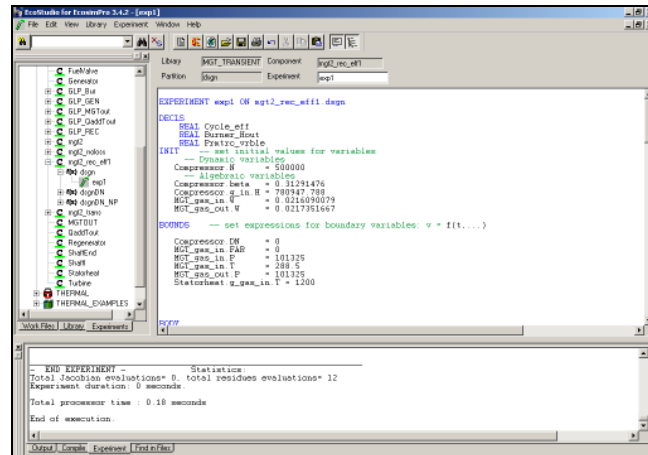
- Düzenleme Alanı (Editing Area) : Sağ taraftaki alandır. Her bir pencere, komponent, port ve fonksiyonları içeren dosyalarla ilgilidir.
- Mesaj pencereleri : Alt kısımda olan, sistemden, düzenleyiciden ve simülasyondan mesajları gösteren 3 farklı mesaj penceresine sahiptir.
- Keşif Alanı (Explorer Area) : Sol taraftaki 3 farklı görüntü imkanı sağlayan kısımdır (şek. 3.32’de detaylandırılmıştır). Bu 3 kısım;
 - Çalışma dosyaları (Work files) : Kütüphanelerle ilişkilendirilmiş EL ve EcoDiagram için çalışma dosyaları içerir.
 - Kütüphane (Library) : Aktif kütüphaneleri içerir.
 - Uygulamalar (Experiments) : Komponentleri veya modelleri simüle etmek için uygulamaları içerir.



Şekil 3.32 Keşif Alanı 3 farklı görünümü

Keşif Alanı (Explorer Area)

Kütüphanelerin 3 farklı görüntüsünü sağlayan keşif alanı şekil 3.32'de gösterilmiştir. Bu 3 kısımdan ilki, komponentlerin şematik diyagram dosyaları için, *.eds uzantılı ve komponentlerin EL kodu için *.el uzantılı dosyalarını içeren kısımdır. Bu ilk kısımdan (work files), kullanıcı komponentin veya modelin (komponentlerden meydana gelen sistem) şematik diyagramını, ilgili *.eds uzantılı dosyaya çift tıklayarak açabilir. İkinci kısım (Library), EL (EcosimPro Language) ile oluşturulmuş bütün komponent, port ve fonksiyonlar veya şematik diyagram ile oluşturulmuş modelleri içermektedir. Burada herhangi bir ikona tıklandığında ilgili komponent, port ve fonksiyonun EL koduna ulaşılabilir. 3. kısım (Experiments) modellerin simülasyonlarını içermektedir. Burada kullanıcı ilk önce komponent veya modelin, matematiksel modelini (partition) belirtmelidir. Bir model veya komponent birden fazla matematiksel model içerebilir. Örnek olarak bir sistem, girdi verisi olarak belirtilenlerin, bilinmeyen sayısını değiştirerek birden çok sınır şartına göre analiz edilebilir. Bir sonraki adım, bu modeller (partition) için uygulamaları oluşturmaktır. Uygulamalar, başlangıç ve sınır şartlarını içermektedir (şek. 3.33). Bu son kısım (3. kısım), kararlı ve geçici rejim analizleri yapmaya olanak vermektedir. Ayrıca grafik modülü kullanarak sonuçları incelemek, yine buradan yapılabilir.



Şekil 3.33 Uygulamalar (Experiments)

EcoDiagram

EcosimPro içerisinde bütün komponentler, karmaşık bir yapıya sahip olmasına rağmen EL vasıtasıyla oluşturulabilir. Fakat EcosimPro, EcoDiagram vasıtasıyla karmaşık sistemleri kolayca grafiksel olarak EL detayları ile ilgilenmeden

oluşturulmasına olanak vermektedir. Şekil 3.29 EcoDiagram içerisinde oluşturulmuş mikro-gaz türbin sistemini göstermektedir. Bu pencerenin sol tarafında her bir komponenti ve portu ifade eden ikonlar bulunmaktadır. Kullanıcı komponentleri buradan ana pencereye sürükleyerek ve daha sonra bağlantılarını yine aynı pencerede yapıp sistemi oluşturabilmektedir. Tabii öncelikle gerekli olan komponentlerin EL vasıtasıyla oluşturulmuş olması gerekir veya mevcut kütüphanelerden bu komponentler elde edilebilir. Sistem oluşturulduktan sonra “Compile” ikonu ile hem oluşturulan sistemde bir hata olup olmadığı (ör: uygun portlardan bağlantı yapılması gibi) hem de sistemin kütüphaneye eklenmesi sağlanır. Bir hata ile karşılaşıldığında, mesaj penceresindeki uyarılar dikkate alınmalıdır. Böylece sorunsuz bir şekilde sistem oluşturulduysa, kütüphanede yeni bir komponent olacaktır ve daha önce anlatılan simulasyon aşamaları ile bu sistemin analizi gerçekleştirilecektir.

3.5.3 Modelleme metotları

Bu çalışmada sözü geçen mikro-gaz türbin sisteminin, mekanik güç çıkışı 1-2 kW arasında öngörülmektedir. Diğer detaylar tablo 3.2’de gösterilmiştir.

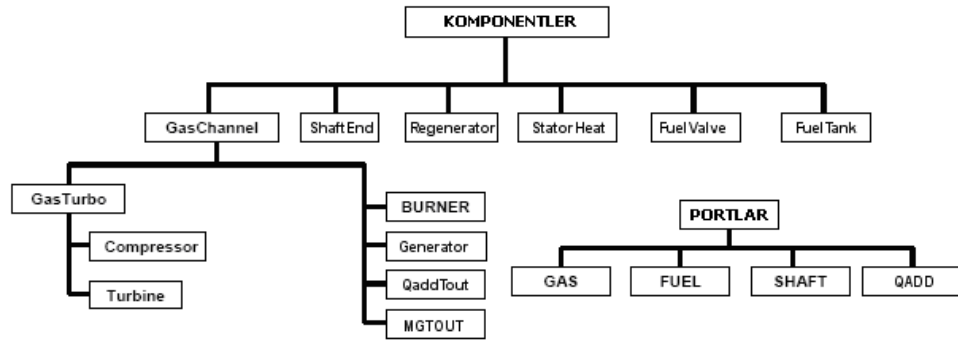
Tablo 3.2 Hedeflenen Mikro-gaz türbin sisteminin temel özellikleri

	Mikro-GT özellikleri
Mekanik düzenleme	Tek şaft
Basınç oranı	3.0
Türbin Giriş sıcaklığı	<1200 K
Mekanik güç/devir	1-2 kW / 500000 dev/dak.
Kompresör	1 radyal akışlı kompresör
Türbin	1 radyal akışlı türbin

Son zamanlarda bu konudaki teknik araştırmalardan da bilindiği gibi, azaltılmış basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı değerleri gibi parametrelerden dolayı, kabul edilebilir bir ısı verime ulaşmak için, tekrar ısıtmalı (ısı değiştiricili) bir çevrim kullanılması zorunludur. Azaltılmış basınç oranı değeri, turbo kompresör (turbocharger) teknolojisinden bildiğimiz mümkün olabilecek değer ile ilgiliyken, türbin giriş sıcaklığı değeri ise türbin kanatlarında soğutma olmadan mümkün olabilecek sınır sıcaklık ile ilgilidir (Tucillo ve ark. 2000).

Modellemedeki ilk adım fiziksel sistemi ifade eden komponentleri ve portları tanımlamaktır. Bu tanımlama, modellenen sistemin çalışma prensibinden ve bu

çalışmayı yöneten kurallar doğrultusunda gerçekleşir. Mikro-gaz türbin sisteminin modüler doğası, bu tanımlamayı ileri seviye bir süreç haline getirmektedir. Şekil 3.34 temel mikro-gaz türbin kütüphanesinin oluşturulmasında kullanılan değişik komponent ve port çeşitlerini ve bunlar arasındaki hiyerarşik ilişkiyi göstermektedir. Komponentlerin birbirlerinden miras alma özelliği doğrultusunda oluşturulan, aralarındaki hiyerarşik ilişki, kodların tekrar tekrar yazılmasını engellediği gibi, mevcut ve test edilmiş komponentlerinde tekrar kullanılmasını sağlamaktadır. Özet (Abstract) komponentler konusunda belirtilmesi gereken önemli husus, bu komponentlerin fiziksel komponentleri ifade etmediğidir. Şekil 3.34'deki hiyerarşik dallandırma statik değildir ve sistem geliştirilip komponent eklenmesiyle veya komponentlerin geliştirilmesi ile daha da genişleyebilir. Zaten bu dallandırma, basit ısı değiştiricisi olmayan çevrimden başlanarak adım adım geliştirilerek bu hale gelmiştir.



Şekil 3.34 Komponent hiyerarşisi

3.5.3.1 Portlar

Her şeyden önce, komponentler arasında bağlantıyı sağladığı için, portlar (bir komponentin girdi/çıkışlarını belirtir), tanımlanır. Portun yönü (giriş/çıkış) kullanıcı tarafından belirtilir. Bir port belirtildiği zaman değişkenin o bağlantıyı sağlayan port boyunca sabit kalacağını mı yoksa diğer portlardan gelen değişkenlerle toplanacağını mı belirtilmesi gerekir. Örnek olarak, yanma odasına yakıt deposundan gelen debi eklenirken, kompresörden ısı değiştiricisine giden havada, debi değişimi olmamaktadır. Yani yanma odası ile yakıt tankı arasındaki portlarda debinin toplanması gerektiği, fakat kompresör ile ısı değiştiricisini bağlayan portlarda ise debinin sabit kalması gerektiği belirtilmelidir. Port bağlantıları için kısıtlamalar da (ör: birden fazla bağlantı imkanı) belirtilmelidir. Bir portun dışarı ile bağlantısı portlar ile sağlanmaktadır. Portların

birbirleriyle bağlanabilmesi için gerekli olan şart, tiplerinin aynı olmasıdır. Mesela “gas” portunu “fuel” portu ile bağlamak mümkün değildir.

Port bağlantı denklemleri

Bu denklemler iki durumda gerekli olmaktadır (EcosimPro kullanıcı kılavuzu);

Bir port, birden fazla porta bağlandığında.

Bir port, diğer port(lar) ile aynı düğümde bağlandığında, IN-IN veya OUT-OUT .

Her iki durumda da portlar eşdeğer olarak değerlendirilemez ve kullanıcının portun içerdiği değişkenlerle ilgili bağlantı denklemleri tanımlaması gerekir. EL portlar için denklemler yazmaya olanak vermektedir.

3 temel davranış biçimi vardır;

EQUAL : bu davranış biçimi ile ifade edilen herhangi bir değişkenin değeri tek veya birden fazla bağlantıya bakılmaksızın bütün portlar için aynıdır.

SUM : bu akış tipi değişkenlerle alakalıdır ve bu bağlantıda giren değerlerin toplamının çıkış değerlerine eşit olacağını ifade eder.

NÖTR : değişken için bağlantı denklemi gerekmemektedir.

Bu ifadelerle bir örnek verilirse; örneğin bir komponent (kompresör) “shaft” portuna sahipse, “shaft” portu içerisinde devir sayısı “EQUAL” olarak belirtildiğinden, kompresöre bağlı herhangi bir komponentin devir sayısı kompresörünki ile aynı olacaktır. Diğer taraftan güç ise birbirine bağlı bu 2 komponent için aynı olmayacaktır. Çünkü güç, “shaft” portu içerisinde “SUM” olarak belirtilmiştir. “shaft” portu için sözü geçen ifadeleri içeren örnek kodlama şu şekildedir;

```
PORT Shaft
  SUM REAL Power "Mechanical Power (W)"
  EQUAL REAL N "Rotational Speed (rpm)"
END PORT
```

Mikro-gaz türbin kütüphanesindeki mevcut olan Gas, Fuel, Shaft ve Qadd portları Tablo 3.3’de içerdikleri değişkenler ve denklemler ile gösterilmiştir. Mikro-gaz türbin sistemi için, Ek 1’de verilen, EL kodlamasında portlar için kullanılan ifadeler incelenebilir.

Tablo 3.3 Portlar, değişkenler ve denklemler

PORT TİPİ	DEĞİŞKENLER	DENKLEMLER
Gas	Gaz Debisi, W	$WH = W * H$ $WF = (FAR / (1 + FAR)) * W$
	Gaz Basıncı, P (total)	
	Gaz Sıcaklığı, T	
	Gaz Entalpisi, H (total)	
	Yakıt Debisi, WF	
	Yakıt/Hava oranı, FAR	
	Enerji Akışı, WH	
fuel	Yakıt/Hava oranı, FAR	$WFHV = W * FHV$ $WX[j] = W * X[j]$
	Bileşim H & C, X[]	
	Yakıt ısı değeri, FHV	
	Debi H & C, WX[]	
	Enerji Akışı, WFH	
Shaft	Mekanik Güç, Power	-
	Dönme Hızı, N	
Qadd	İlave ısı, WH	-

Tablo 3.3’de örnek olarak verilen “Gas” portu için kullanılan denklemler;

$WH = W * H$ (enerji akışı = gazın debisi x gazın toplam entalpisi)

$WF = (FAR / (1 + FAR)) * W$ (yakıtın debisi = (hava/yakıt oranı / (1+hava/yakıt oranı)) x (yakıt+gaz) debisi)

Yakıtın debisini belirten bu ifade aynı zamanda bu portu kullanan tüm komponentler için de geçerlidir. Eğer bir komponent “Gas” portuna sahipse, bu komponentte yakıt debisi, “Gas” portunda ifade edildiği gibidir. “fuel” portu ise yakıt alaşımını (hidrojen, karbon vb.) ve bu alaşımların yüzdelerini içermektedir.

3.5.3.2 Komponentler

Nesneye yönelik herhangi bir komponent, mikro-gaz türbininin bir parçasını ifade etmektedir. Ortak kodlar, özet komponentlerde yazılarak kod yazılımının uzun olması engellenmiştir. Mikro-gaz türbin modelinde kullanılan tüm komponentler aşağıda detayları ile anlatılmıştır. Komponentler için girdi dataları bir sonraki bölümde anlatılmıştır;

GasChannel

Bir giriş ve bir adet çıkışta bulunmak üzere 2 “Gas” portu bulunan bir *özet komponenttir*. Tanımlı olduğu alt komponentlerde, boyutsuz toplam giriş basıncı, boyutsuz toplam giriş sıcaklığı ve basınç oranı verilerini tanımlamaktadır.

$$\theta = T_{in} / T_{ref} \quad (3.39)$$

$$\delta = p_{in} / p_{ref} \quad (3.40)$$

$$p_{out} = p_{in} \times PQ \quad (3.41)$$

Burada “in” indisi giriş şartlarını ve “ref” indisi de referans değerler olan şu terimlerdir;

$$T_{ref} = 293 \text{ K} \quad (3.42)$$

$$p_{ref} = 101325 \text{ Pa} \quad (3.43)$$

GasTurbo

Bir özet komponent olmakla beraber *GasChannel* komponentinin de alt komponenti olma özelliğine sahiptir. Her iki turbo makinenin de (kompresör, türbin), ana komponentidir. Bir giriş ve bir çıkış “*Shaft*” portu içermektedir. Atalet momenti (*I*) girdi verisini ve shaft dinamiğinin modellenme metodunu içermektedir. Bu metot şu şekilde ifade edilmiştir;

$$Power = \dot{m} \times (H_{in} - H_{out}) \quad (3.44)$$

$$I * \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 * N * DN = (Power + Power_{sh_in} - Power_{sh_out}) \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_{in} * \sqrt{\theta} / \delta \quad (3.46)$$

Burada shaftın ivmelenmesini ifade eden DN, bir komponentin giriş gücü ile komşudan/komşuya absorbe edilen/iletilem gücün arasındaki dengesizlikten dolayı meydana gelmektedir. Negatif veya pozitif olabilir. Denge durumunda ise shaft sabit hızda dönecek ve DN sıfır olacaktır.

Compressor (Kompresör)

GasTurbo komponentinin alt komponentidir ve kompresörü ifade eder. Kullanıcı tarafından girdi verisi olarak belirtilen kompresör karakteristik eğrilerini kullanarak, havanın giriş şartlarından, çıkış şartlarını hesaplar. Bu çalışmada kullanılan kompresör ve türbin karakteristik eğrileri, multidisipliner optimizasyon sonucu elde edilen geometriler için farklı basınç ve hız değerlerinde yapılmış olan akış analizleri ve bazı hız değerleri için yapılan varsayımlar sonucu oluşturulmuştur. Kompresör karakteristik

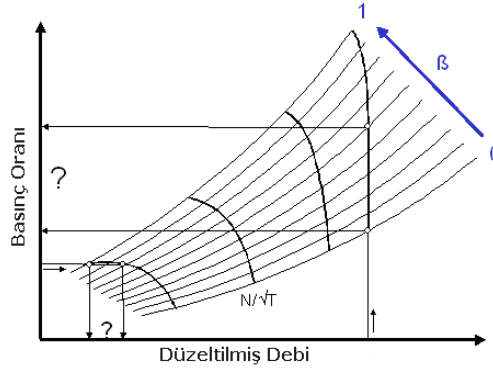
eğrilerinde debi, izantropik verim ve özgül işin farklı shaft hızı ve β (β) değerleri kullanılmıştır.

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_{in} \sqrt{\theta} / \delta \quad (3.47)$$

$$DHQJTJ = (H_{out} - H_{in}) / T_{in} \quad (3.48)$$

$$N_{corr} = \frac{N / N_{nom}}{\sqrt{\theta}} \quad (3.49)$$

Veriler 2 boyutlu tablolar halinde belirtilmiştir. EcosimPro içerisinde hem 1 boyutlu (1D) hem 2 boyutlu (2D) tablolar için kullanıcının interpolasyon metodunu (linear, spline vb.) seçme imkânı vardır. Buradaki β parametresi ise, verilen düzeltilmiş hız ve debi değerleri için, harita eğrilerinin yüksek hızlarda dikey, düşük hızlarda ise yatay olmasından dolayı, okunmasını kolaylaştırılmak istenmesindedir. β , sabit bir hız çizgisi boyunca, boğulma noktasında 0 ve çalkantı akış hattında ise 1 değerini alan boyutsuz bir parametredir. Dolayısıyla, beta (β), tek başına fiziksel anlamı olmayan, karakteristik eğrilerin matematiksel açıdan okunmasını kolaylaştırmak için kullanılan bir parametredir. β değerleri analiz boyunca 0 ile 1 arasında değişmelidir, analiz sonucunda bu aralığın dışında bulunan değerler, çalışma noktasının karakteristik eğrilerin dışına çıktığının ve mantıksız bir sonuç elde edildiğinin göstergesidir. Şekil 3.35 kompresör karakteristik eğrileri üzerinde β 'nin ifadesini göstermektedir.



Şekil 3.35 Karakteristik eğrilerinde β 'nin tanımı

Ek 5'te kompresör karakteristik eğrileri gösterilmiştir. Buradaki ifadeler;

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_{table}(N_{corr}, \beta) \quad (3.50)$$

$$\eta = \eta_{table}(N_{corr}, \beta) \quad (3.51)$$

$$DHQJTJ = DHQJTJ_{table}(N_{corr}, \beta) \quad (3.52)$$

Turbine (Türbin)

Compressor komponentine benzer şekilde, Türbin karakteristik eğrilerini kullanarak, türbin giriş şartlarından çıkış şartlarını hesaplar. Debi ve izantropik verimin farklı iş ve şaft hızı değerlerine bağlı ifadesi, türbin modelinin performansını belirlemek için karakteristik eğrilerinde kullanılan parametrelerdir. Bu ifadeler şu şekilde tanımlanmıştır;

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_{in} \sqrt{\theta} / \delta \quad (3.53)$$

$$DHQ TJ = (Power) / (\dot{m}_{in} * T_{in}) \quad (3.54)$$

$$N_{corr} = N / \sqrt{T_{in}} \quad (3.55)$$

Dolayısıyla parametrelerin değerleri şu şekildedir;

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_{table}(N_{corr}, DHQ TJ) \quad (3.56)$$

$$\eta = \eta_{table}(N_{corr}, DHQ TJ) \quad (3.57)$$

Burner (Yanma odası)

Burner komponenti yanma odasını ifade etmektedir. *GasChannel* komponentinin alt komponentidir. Yanma verimi (bu çalışmada sabit kabul edilmiştir) ve basınç kayıp katsayısı ifadelerini içermektedir. Tüm komponentlerdeki basınç kayıpları debi, sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonu olarak tanımlanmıştır ve şu şekildedir (Cohen ve ark. 1987);

$$\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right) = 1 - GLP x \left(\frac{m \sqrt{T_{in}}}{P_{in}} \right)^2 \quad (3.58)$$

Burada GLP basınç düşüm katsayısıdır ve denklem 3.36'dan şu şekilde elde edilebilir;

$$GLP = \left(\frac{\Delta p}{P_{ref}} \right)_D / \left(\frac{m \sqrt{T_{ref}}}{P_{ref}} \right)_D^2 \quad (3.59)$$

Yanma odasından, türbin çıkış difüzörüne (yakıt enerjisinin %5'i, şekil 3.36'da 2 numaralı okla gösterilmiştir) ve ısı değiştiricisine (yakıt enerjisinin %5'i, şekil 3.36'da 1 numaralı okla gösterilmiştir) olan ısı transfer etkilerini tanımlamak üzere Qadd adında yeni bir port oluşturulmuştur. Detaylar Ek 1'den incelenebilir, bu port için EL kodundaki ifade şu şekildedir;


```

COMPONENT Burner IS_A GasChannel
PORTS
  IN  fuel f_in
  OUT Qadd WH_out
  OUT Qadd WHR_out

```

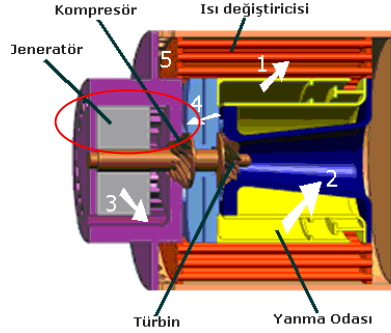
Yanma odasından, türbin difüzörüne ve ısı değiştiricisine olan ısı kayıpları ise şu şekilde tanımlanmıştır;

```

--Heat transfer to turbine outlet (%5 of fuel Energy)
WH_out.WH = f_in.W * f_in.FHV * 1000. * 0.05
--Heat transfer to recuperator gas and air side(%5 of fuel Energy)
WHR_out.WH = f_in.W * f_in.FHV * 1000. * 0.05

```

Dolayısıyla bu ısı transfer etkileri için hem ısı değiştiricisinde hem de türbin difüzörünü betimleyen QaddTout komponentinde Qadd portu kullanılmıştır.



Şekil 3.36 Yanma odasından olan ısı transferi

Generator (Jeneratör)

Generator (GasChannel'ın alt komponenti) diğer turbo makine (kompresör ve türbin) komponentleri ile bağlantıyı sağlayan "Shaft" portuna sahiptir. Jeneratörün veriminden dolayı, mekanik gücün elektrik gücüne dönüştükten sonra geri kalan enerjinin ısıya ve bu enerjiden kompresör giriş kısmına olan ısı transferini tanımlayabilmek için, jeneratör verimi girdi verisi olarak kullanıcı tarafından belirtilmektedir. Yataklardaki kayıplar da, dönme hızının bir fonksiyonu olarak bu komponentte tanımlanmıştır. Daha önce hesaplanan kompresör giriş kanalındaki basınç kaybı da (şekil 3.36'da çember içerisinde gösterilmiştir) bu komponent içerisinde tanımlanmıştır. Çünkü aynı zamanda giriş kanalı da burada betimlenmiştir.

QaddTout

Yanma odasından, türbin difüzörüne olan ısı transferini tanımlayabilmek için oluşturulmuştur. Bu ısı transferini sağlayabilmek için daha önce de belirtildiği gibi

Qadd portu kullanılmaktadır. Ayrıca türbin difüzöründe meydana gelen basınç kayıpları da bu komponent içerisinde denklem 3.58’de olduğu gibi tanımlanmıştır. Bu nedenle basınç düşüm katsayısını girdi verisi olarak kullanıcı tanımlayabilir.

MgtOut

Şekil 3.36’da 5 ile gösterilen mikro-gaz türbininin egzoz kısmındaki basınç ve ısı kayıplarını tanımlayabilmek için oluşturulmuştur. Basınç kayıpları bu komponent içerisinde denklem 3.58’de olduğu gibi tanımlanmıştır.

Recuperator (Isı değiştiricisi)

Regenerator ısı değiştiricisini ifade eden komponenttir. İki giriş ve iki çıkış “*Gas*” portuna ve yanma odasından ısı değiştiricisine olan ısı transferini tanımlayabilmek için “*Qadd*” portuna sahiptir. Bu ısı transferi, yakıt enerjisinin %5’i olarak kabul edilmiş ve 2/3’ünün ısı değiştiricisi soğuk tarafına ve 1/3’ünün ise sıcak tarafına doğru olduğu kabul edilmiştir. Her iki taraftaki basınç düşümü denklem 3.58’deki gibi tanımlanmıştır. Bu denklemde ısı transferini tanımlamak için şu denklemler kullanılmıştır;

$$Q_t = U * A * \Delta T_{in} \quad (3.60)$$

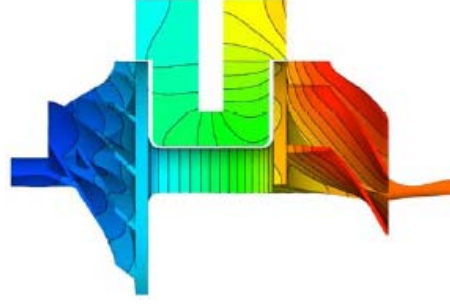
$$\dot{m}_{g_out} * H_{g_out} = \dot{m}_{g_in} * H_{g_in} + Q_{addgas} - (Q_t / \eta_{cc}) \quad (3.61)$$

$$\dot{m}_{c_out} * H_{c_out} = \dot{m}_{g_in} * H_{g_in} + Q_{addcold} + Q_t \quad (3.62)$$

Burada \dot{m} debiyi, H entalpiyi, Q_{addgas} gaz tarafına yanma odasına olan ısı transferini, $Q_{addcold}$ soğuk tarafa olan ısı transferini ifade etmektedir. Q_t ise ısı değiştiricisi içerisinde sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı transferini ifade eder. Bu komponent UA (1/ısı değiştiricisi direnci [W/K]) değerini ve her iki taraf için basınç düşüm katsayılarını girdi verisi olarak içermektedir.

StatorHeat

StatorHeat komponenti *Recuperator* (ısı değiştiricisi) komponentine benzer bir komponenttir. Tek fark bu komponent içerisinde basınç değişimlerinin tanımlanmamış Bu nedenle sadece UA değeri için girdi verisine sahiptir. Bu komponent, 4. bölümde hesaplanan kompresör girişi ile kompresör çıkış difüzörü arasındaki ve şekil 3.36’da 4 numaralı ok ile gösterilen kompresör difüzörü ile türbin girişi arasındaki ısı transferini tanımlayabilmek için kullanılmıştır.



Şekil 3.37 Türbin ile kompresör arasındaki ısı transferi

Kaynak: Verstraete ve ark. 2006b.

Şekil 3.36’da 4 numaralı ok ile gösterilen türbin girişinden, kompresör difüzörüne olan ısı transferi, daha önce von Karman Enstitüsü’nde yapılan bir çalışmada hesaplanmıştır. Şekil 3.37’de bu çalışmanın sonucu olan sıcaklık dağılımı gösterilmiştir.

Fuel Tank (Yakıt tankı)

FuelTank komponentinin bir adet “fuel” portu bulunmaktadır. Yakıtın ısıl kapasitesi ve yakıt bileşimi hakkında bilgiler içerir. Bu çalışmada yakıt Hidrojen olarak öngörülmüş ve hesaplamalar buna göre yapılmıştır.

FuelValve

Bu komponent geçici rejim hesaplamalarda yakıt debisinin düzenlenmesi için kullanılmıştır. 1 adet yakıt girişi ve 1 adet yakıt düzenlenmesi olmak üzere 2 giriş ve 1 adet yakıt çıkışı için toplam 3 adet porta sahiptir.

ShaftEnd

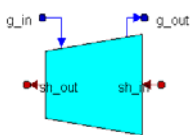
Bu komponent türbinin çıkış şaftına bağlamak için kullanılmış ve gücü sıfır olarak belirtilmiştir.

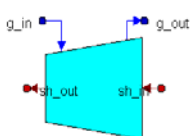
Mikro-gaz türbin kütüphanesi ayrıca, kullanıcı tarafından belirtilen, iş yapan akışkanın hava/yakıt oranı cinsinden termodinamik özelliklerini polinomlar kullanarak hesaplayabilmek için bir takım fonksiyonlara sahiptir. Bu fonksiyonlar ve fonksiyonlarda kullanılan polinomlar Ek 6’da gösterilmiştir.

Kütlenin korunumu da yanma odası (yakıt ilavesinden dolayı) hariç diğer bütün komponentlerde belirtilmiştir. Bir sonraki bölümde şekil 4.1’de mikro-gaz türbin sisteminin şematik diyagramı gösterilmiştir. Burada komponentler arası ilişki daha net olarak görülebilir.


3.5.4 Komponentlerin girdi verisi

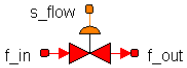
Bütün komponentlerin girdi verisi olarak kullanılan değişkenleri ve girdi/çıkışını belirten portları aşağıda verilmiştir.

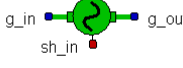
SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	Kompresör	air in, shaft in	air out, shaft out
	GİRDİ VERİSİ		
	I	= 2.93 e-7	"Atalet momenti [kgm ²]"
	ND	= 500000	"Tasarım hızı [dev/dak]"
<p>— Kompresör karakteristik eğrileri</p> <p>"İş vs boyutsuz hız & beta"</p> <p>"Verim vs boyutsuz hız & beta"</p> <p>"Düzeltilmiş debi vs boyutsuz hız & beta"</p>			


SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	Türbin	gas in, shaft in	gas out, shaft out
	GİRDİ VERİSİ		
	I	= 1.25 e-7	"Atalet momenti [kgm ²]"
	ND	= 500000	"Tasarım hızı [dev/dak]"
<p>— Türbin karakteristik eğrileri</p> <p>"Debi vs iş ve Mach sayısı"</p> <p>"Verim vs iş ve Mach sayısı"</p>			

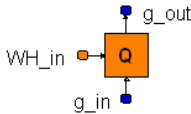
SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	Isı değişiricisi	air in, gas in	gas out, air out
	GİRDİ VERİSİ		
	UA	= 72	"1/ısı değişiricisi direnci [W/K]"
	GLPg	= 1.44879e9	"Gaz tarafı basınç düşüm katsayısı"
<p>GLPc = 1.4024e10 "Hava tarafı basınç düşüm katsayısı"</p>			

SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	Yanma Odası	air in, fuel in	gas out, WH out, WHR out
	GİRDİ VERİSİ		
	eta	= 80	"Yanma verimi"
	GLPg	= 3.45989e9	"Basınç düşüm katsayısı"

SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	Yakıt valfi	fuel in, signal in	fuel out
	GİRDİ VERİSİ		
	k = 1	"Valf katsayısı [kg/s/konum]"	

SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	Jeneratör	air in, shaft in	air out
	GİRDİ VERİSİ		
	I = 2.51e-7	"Atalet momenti [kg m ²]"	
effgen = 0.9	"Jeneratör verimi(net güç çıkışı)"		
effcom = 0.5	"Isı transfer oranı"		
GLP = 1.38512e8	"Basınç düşüm katsayısı"		
BLoss = 101	"Referans hızdaki yataklardaki kayıplar [W]"		
GLoss = 35	"Referans hızdaki Jeneratör kayıpları [W]"		

SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	Statorheat	air in, gas in	air out, gas out
	GİRDİ VERİSİ		
	UA = 0.2424	"1/statorheat direnci [W/K]"	

SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	QaddTout	WH in, gas in	gas out
	GİRDİ VERİSİ		
	GLP = 1.49437e8	"Basınç düşüm katsayısı"	

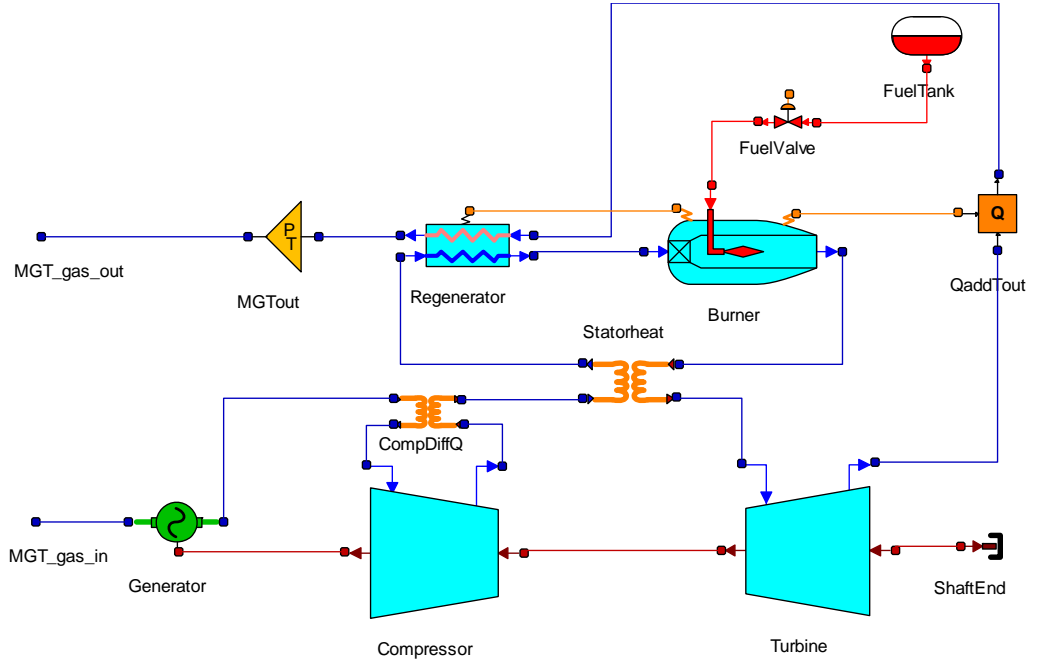
SEMBOL	KOMPONENT	PORTLAR	
		GİRDİ	ÇIKTI
	MGTout	WH in, gas in	gas out
	GİRDİ VERİSİ		
	GLP = 2.09868e8	"Basınç düşüm katsayısı"	
Qt = 50	"Isı kayıpları [W]"		

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Bu bölümde ilk önce mikro-gaz türbin çevriminin adım adım geliştirilmesi anlatılacaktır. Daha sonra ısı değiştiricisi olmayan ve ısı değiştiricisi içeren bir çevrim analizi yapılarak ısı değiştiricisinin sisteme etkisi incelenecektir. Farklı parametrelerin çevrim verimi ve net güç üzerindeki etkisi incelenerek, oluşturulan modelin güvenilirliği sunulacaktır. Son olarak da sistemin geçici rejim analizleri incelenecektir.

4.1 Mikro-gaz Türbin Çevriminin EcosimPro ile Simülasyonu

Mikro-gaz türbin kütüphanesinde oluşturulan veya mevcut turbojet kütüphanesinden alınarak geliştirilen komponentlerle birlikte tüm çevrim kurulumu şekil 4.1’de olduğu gibi yapılmıştır. Bu şematik diyagram bir önceki bölümde anlatıldığı gibi EcoDiagram içerisinde oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model kararlı hal (steady state), geçici rejim (transient) ve parametrik çalışmalar için kullanılmıştır. Parametrik çalışmada bazı parametrelerin (türbin giriş sıcaklığı, dönme hızı vb.) net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu sonuçlar grafik halinde ilerleyen konularda gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Mikro-gaz türbininin şematik diyagramı

Kararlı hal çalışmalarında denklem 3.45’deki ifadeye bulunan shaftın dönme hızının değişimi, DN sıfırdır. Analizlere ilk önce kompresör, türbin ve yanma odasından oluşan

basit bir çevrimin kararlı hal çalışmasını inceleyerek başlanmış, daha sonra ısı değiştiricisi ve basınç kayıpları ile ısı transfer etkileri eklenmesi ile çevrim adım adım geliştirilerek, şekil 4.1'deki çevrim elde edilmiştir. Böylece ısı transferi ve basınç kayıpları gibi parametrelerin net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kompresör karakteristik eğrileri üzerinde çalışma noktaları gösterilmiş, böylece parametrelerin etkisi daha net anlaşılmıştır. Kararlı haldeki herhangi bir çalışma noktasından başlayarak, yakıt debisinin ayarlanması ile geçici rejim analizlerde yapılmış ve kompresör karakteristik eğrilerinde, izlenen hızlanma ve yavaşlama eğrileri gösterilmiştir.

4.1.1 Tasarım noktasında çalışma

Girdi verisi olarak ifade edilmiş ısı transferi UA değerleri ve bütün komponentlerdeki basınç düşüm katsayılarının bilinmeyen olarak tanımlandığı tasarım noktasındaki ($TGS = 1200\text{ K}$) kararlı hal çalışması için, EcosimPro içerisinde özel bir kısım (partition) oluşturulmuştur. Buradaki amaç tasarım noktasındaki ifadelerin sınır şartı olarak ifade edilmesi ve bu şartlar altında olması gereken basınç kayıp katsayılarının ve UA değerlerinin incelenmesidir. Isı değiştiricisi UA değeri gibi benzer ifadeler (ör: ısı değiştiricisi soğuk tarafı basınç kaybı), bu projede belirli komponentler üzerinde çalışan mühendisler ve araştırmacılar tarafından belirlenmiş ve bu çevrim analizinde bu değerler kullanılmıştır.

Bilinmeyen olarak belirtilen parametreler olması durumunda, bilinmeyen sayısı kadar sınır şartı ilavesi yapılması gerekmektedir. Örneğin ısı değiştiricisi soğuk tarafı basınç düşüm katsayısı, bilinmeyen kabul edilirse, bunun yerine buradaki basınç düşüm değeri (ΔP), sınır şartı olarak belirtilmelidir. Bu durumda o şartlarda o basınç düşümünü veren katsayı, analiz sonucunda elde edilecektir. Bunun için bir örnek Ek 2'de mevcuttur. Belirli sınır şartlarında elde edilen bu katsayılar (bilinmeyen olarak belirtilen girdi verileri), bir sonraki analizde girdi verisi olarak ifade edilerek, tasarım dışı noktalar için daha doğru sonuçlar elde edilmiştir. Yani bir sonraki analizde girdi verisi olarak kullanıldıklarından, artık onların bilinmeyen oldukları zaman belirtilen sınır şartlarını tanımlamaya gerek yoktur. Bunun için örnek uygulama Ek 3'te mevcuttur. Dikkatle incelenirse Ek 3'teki sınır şartı sayısının Ek 2'den az olduğu görülebilir.

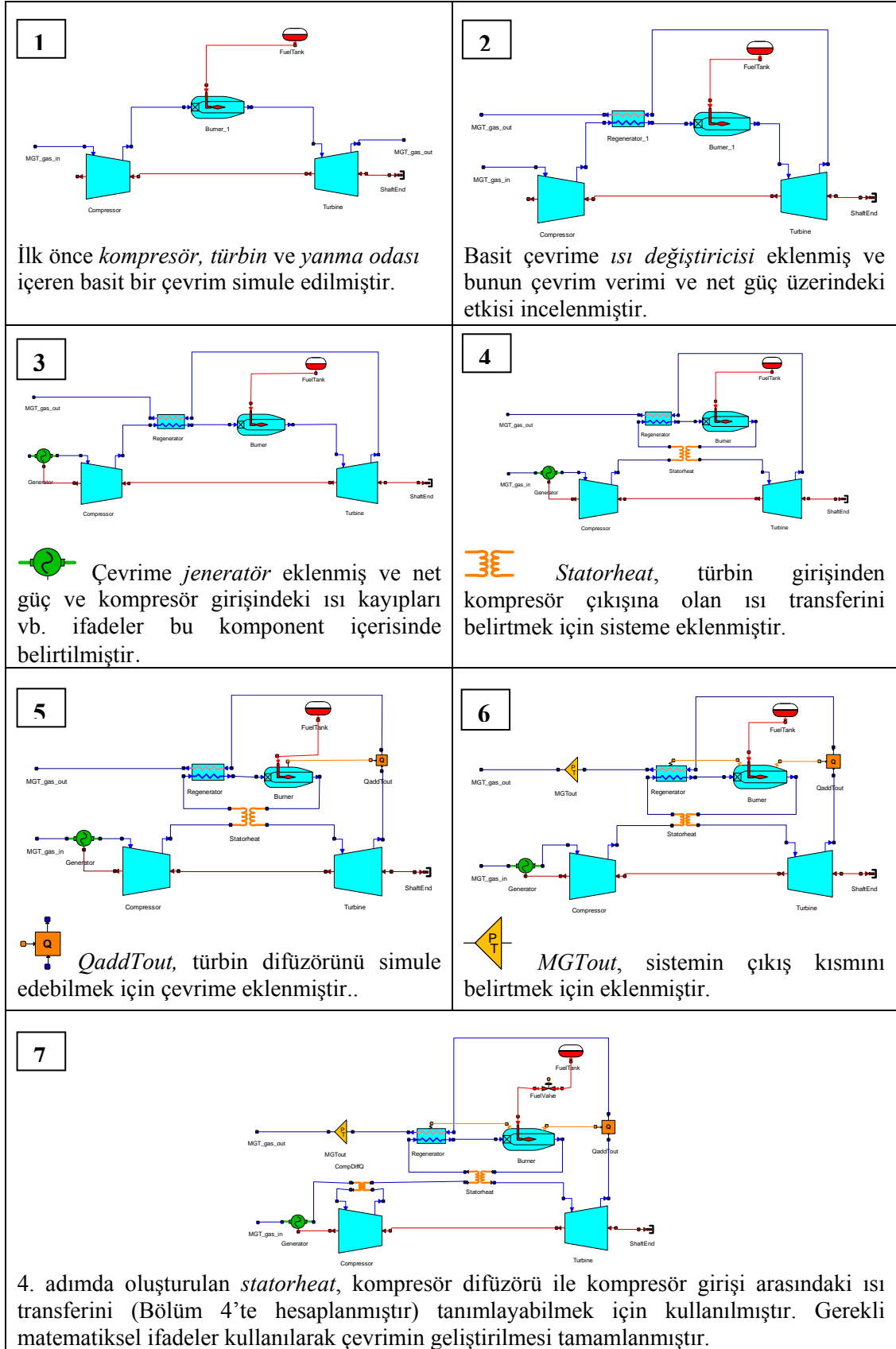
Çünkü bu analizde, artık katsayılar (basınç düşüm katsayısı vb.) bir önceki analizden bilinmektedir.

Ek 3'ten görüleceği gibi, şematik diyagramda komponentler üzerine çift tıklayarak belirtilebilecek girdi verilerini, şematik diyagrama geçmeden uygulamadan da belirtilmesi mümkündür.

Bu çalışma boyunca izlenen adımlar özetle şu şekildedir;

- Kompresör ve türbin kanat geometrileri multidisipliner optimizasyon sonucu elde edilmiştir (Bölüm 3)
- Kompresör ve türbin karakteristik eğrileri belirli bir varsayım ile oluşturulmuştur (Ek 5)
- Bu karakteristik eğrileri EcosimPro programına yüklenmiştir (EL kodundaki ifadeye göre)
- Çevrimin diğer komponentleri için veriler, o komponent üzerinde çalışan uzmanlardan alınmıştır.
- Basit çevrim (ısı değiştiricisi ve diğer geliştirmelerin olmadığı) analizi EcosimPro ile yapılmıştır.
- Çevrimin geliştirilmesi (ısı transferi, basınç kayıpları vb. eklenmesi) (şekil 4.2) ve kararlı hal analizleri yapılmıştır.
- Çevrimin parametrik çalışması yapılmıştır.
- Tamamlanmış çevrimin geçici rejim çalışması yapılmıştır.

Ayrıca bütün komponentlerin bireysel olarak düzgün bir şekilde çalıştığı yapılan analizler sonucunda teyit edilmiştir. Çevrimin geliştirilmesi adım adım şekil 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Çevrim gelişiminin adımları

Sınır şartlarının seçimi

Uygulama (experiment) içerisinde aşağıda belirtilen 4 isteğe bağlı blok dâhil edilebilir (EcosimPro kullanıcı kılavuzu);

DECLS blok değişkenler için açıklama

INIT sistemin dinamik değişkenlerinin başlangıç değerleri

BOUNDS sınır şartlarına göre tahsis edilen matematiksel ifadeler

BODY uygulamayı tanımlayan dizesel ifadeler içerir

Bu blok içerisinde if-then-else, for, while gibi bütün EL tanımlamaları geçerlidir. Ayrıca kullanıcı modelin tümlevini almak veya kararlı halini vb. hesaplamak için özel fonksiyonlar kullanılabilir.

Yüksek dizin problemi, denklemler dinamik değişkenlerin değişimlerini içerdiği zaman ortaya çıkmaktadır. Matematiksel çözümler normalde dinamik değişkenlerin birbirinden bağımsız olduğunu kabul ederek, her birinin çözümünü gerçekleştirir. Birbirine bağımlılık söz konusu ise, probleme ve çözücüye bağlı olarak bir takım durumlar ortaya çıkar (EcosimPro kullanıcı kılavuzu).

Denklemler sayısını değişken sayısı ile karşılaştırdığımızda 3 durumla karşılaşırız;

A) Değişken sayısından daha fazla denklem sayısı

B) Denklem sayısından daha fazla değişken sayısı

C) Eşit denklem ve değişken sayısı

Birinci durum (A) çözülemeyen yüksek dizin problemidir. Komponentler için tanımlı gereksiz denklemlerin olduğunu belirtir. Bir problem denklem sayısı değişken sayısından fazla değilse bile yüksek indis problemi olabilir. Kullanıcının bu durumda ilgilenmesi gereken bir sorun yoktur.

İkinci durum (B), normalde modelin denklem sayısı kadar sınır şartı içerdiğini ifade eder. Problem, uygun sınır şartlarının seçimidir. Dikkatlice geliştirilmiş bir kütüphanede normalde sınır şartları, bağlantı yapılmamış portları belirtmektedir.

EcosimPro dehası sınır şartı olarak belirtilmesi gereken değişken sayısını önermektedir, bu aşamada sınır şartlarının değerleri veya ifadeleri belirtilmemiştir, daha

sonra belirtilecektir (şekil 4.3). Bu öneri yapılmış olmasına rağmen, kullanıcı sayıyı karşılıklı olarak değiştirebilir, kısmi öneri talebinde bulunabilir ve seçimin onaylanmasını sağlar. Sınır şartları bilinen olarak belirtildiği zaman bu durumda (B) durumu (C) durumuna dönüşmektedir. Bu 6.1’de tasarım noktasında çalışma kısmının başında anlatılan olay ile aynıdır.

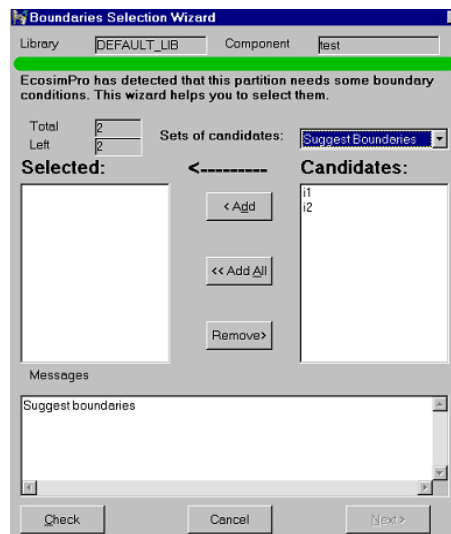
Model içerisindeki sistem denklemlerinin yüksek indis problemi olmadığı onaylandığı zaman, EcosimPro toplam denklem sayısını değişkenlerin sayısı ile karşılaştırır. 2 çeşit değişken mevcuttur; bilinenler ve bilinmeyenler. Bir değişken değişik nedenlerden dolayı biliniyor olabilir. Örneğin, değeri sabittir, bir sınır şartıdır veya diferansiyel denklem çözücüsü tarafından hesaplanmış olabilir. Son aşamadaki amaç bilinmeyen değişkenlerin değerlerini elde etmektir. Bu, iki girdisi (i1, i2) ve iki çıktısı (o1, o2) olan basit bir örnek ile detaylandırılırsa;

```

COMPONENT test
  DATA
    REAL dat=1
  DECLS
    REAL o1, o2, i1, i2
  CONTINUOUS
    o1 = dat * i1
    o2 = dat * i1 + i2
END COMPONENT

```

Bu örnek iki sınır şartı gerektirmektedir. EcosimPro dehası bunun için (i1, i2)’yi sınır şartı olarak önermektedir.



Şekil 4.3 EcosimPro sınır şartlarının seçimi

Bu öneri doğru, fakat tek seçenek değildir. Sınır şartı olarak $o1$ 'in seçilmesi ile EcosimPro $o2$ 'yi elde etmek için $i2$ 'yi sınır şartı olarak önermektedir.

$$\begin{aligned} i1 &= o1 / \text{dat} \\ o2 &= \text{dat} * i1 + i2 \end{aligned}$$

$(i1, i2)$ 'nin sınır şartı olarak seçilmesi ve kontrol (check) butonuna tıklanması ile, EcosimPro seçimi kabul edecektir ve denklem sistemi şu şekli alır;

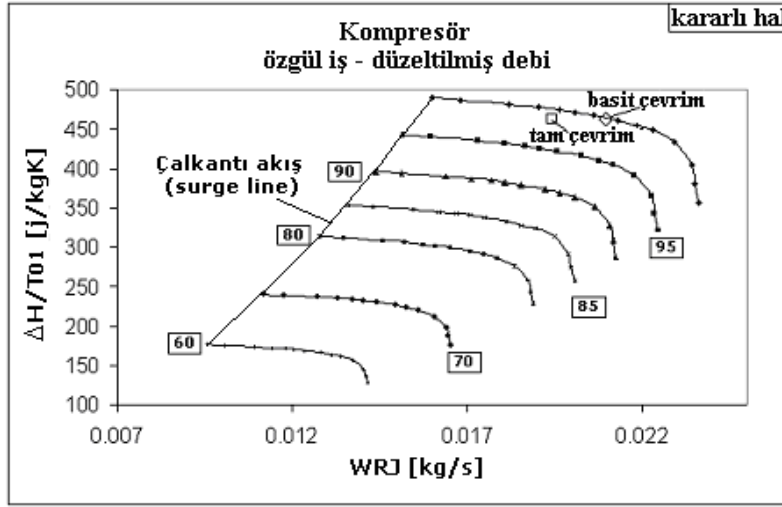
$$\begin{aligned} i1 &= o1 / \text{dat} \\ i2 &= o2 - \text{dat} * i1 \end{aligned}$$

$(i1, o1)$ 'in sınır şartı olarak seçilmesi durumunda ise, EcosimPro bu seçimle devam etmeye olanak vermeyecek ve $o1 = \text{dat} * i1$ denklemini uyarı belirtecektir.

Denklem sayısı bilinmeyen sayısına eşit olduğu zaman, EcosimPro problemin yapısal olarak tekil olmadığını ve bir sonraki adımın başlayabileceğini belirtir. Eğer bir hata söz konusu olursa bunun nedeni gereksiz denklemlerdir ve formülasyon değiştirilmelidir. Birçok farklı sınır şartı durumlarına göre analizler yapılabilir. Bu çalışmada, yanma odası çıkış sıcaklığı 1200 K ile sınırlandırıldığından, bu değer sınır şartı olarak kullanılmıştır. Bunun yerine net güç, hava/yakıt oranı, yakıt debisi gibi parametrelerde sınır şartı olarak belirtilebilir. Uygulanan sınır şartları Ek 2 ve Ek 3'teki uygulamalardan detaylı olarak incelenebilir.

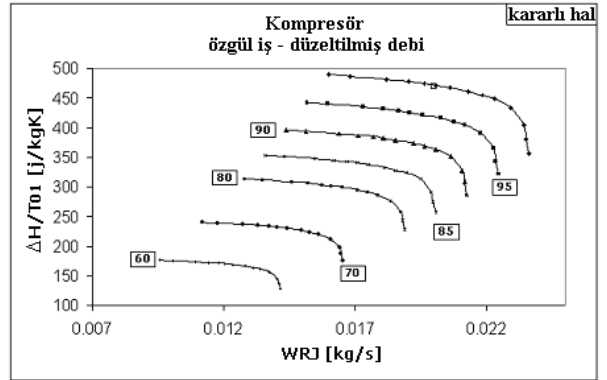
Şekil 4.2'de 1.adıma tekabül eden ısı değiştiricisi olmayan basit çevrim, 7.adımdaki geliştirilmiş en son çevrim hali ile kıyaslanmıştır. Böylece ısı değiştiricisi ve diğer basınç kayıpları ve ısı transferi gibi parametrelerin etkisi gözlemlenmiştir. Bu çevrimlerin çalışma noktası kompresör karakteristik eğrileri üzerinde şekil 4.4'te gösterilmiştir. Şekil 4.2'de 2. adım olan çevrimin ısı değiştiricisi eklendikten sonraki kompresör karakteristik eğrisi üzerindeki çalışma noktası ve çevrimin farklı noktalarındaki termodinamik özellikleri şekil 4.5'te gösterilmiştir.

	Isı değiştiricisi olmayan basit evrim	Tamamlanmış evrim
evrim verimi, η	0.135	0.222
Net Güç [W]	3150	2014



şekil 4.4 Basit evrimin tamamlanmış çevrim ile karşılaştırılması

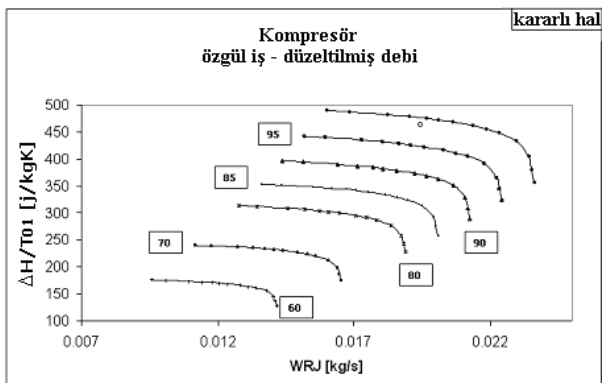
devir = 500000 dev/dak , Y.O. $T_{out} = 1200$ K			
		giriş	ıkış
Komp.	T [K]	288.5	423
	\dot{m} [kg/s]	0.0195603	
	P [Pa]	101315	314993
	Güç [W]	-2717	
Y.O.	FAR	0.00475461034	
	\dot{m}_{fuel}	9.51642973e-005	
Türbin	T [K]	1200	970
	\dot{m} [kg/s]	0.0201103265	
	P [Pa]	305135	108494
	Güç [W]	5382	
Net Güç: 2276 W		evrim verimi: 0.23	



şekil 4.5 Kararlı hal tasarım noktasında çalışma sonucu

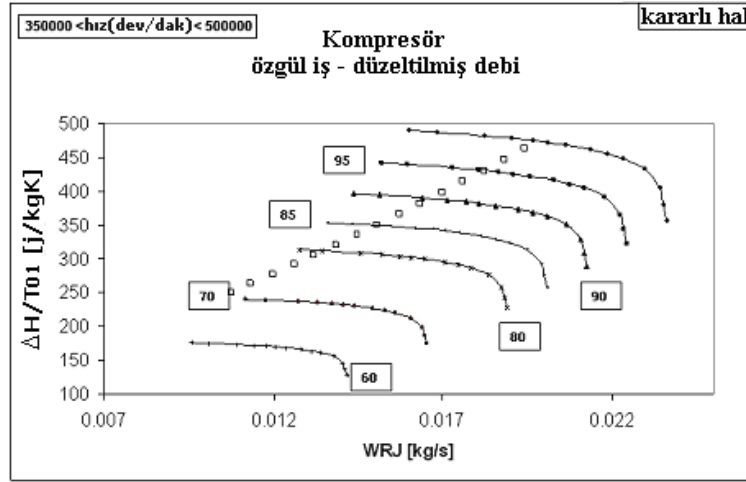
şekil 4.2'de 7. adım olan çevrimin son halinin detayları şekil 4.6'da gösterilmiştir.

devir = 500000 dev/dak , Y.O. $T_{out} = 1200$ K			
		giriş	ıkış
Komp.	T [K]	294	430
	\dot{m} [kg/s]	0.0191	
	P [Pa]	100818	311862
	Güç [W]	-2611	
Y.O.	FAR	0.004672	
	\dot{m}_{fuel}	8.92509594e-005	
Türbin	T [K]	1190	967
	\dot{m} [kg/s]	0.0191915314	
	P [Pa]	299482	108878
	Güç [W]	4985	
Net Güç: 2014 W		evrim verimi: 0.22	

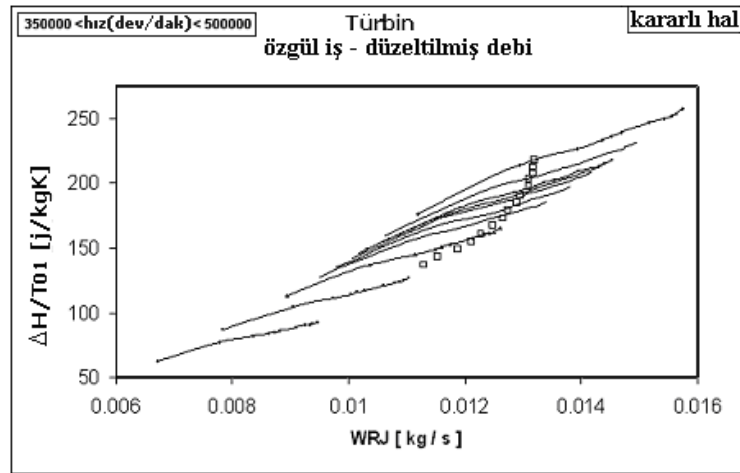


şekil 4.6 Kararlı hal tasarım noktasında çalışma sonucu

Şaft hızının 350.000 dev/dak ile 500.000 dev/dak arasında değiştiği ve aynı sınır şartlarının uygulandığı kararlı hal analizlerinin sonuçları, şekil 4.7 ve şekil 4.8'de sırasıyla kompresör ve türbin için karakteristik eğrileri üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.7 Kompresör karakteristik eğrilerinde bir dizi kararlı hal çalışma noktaları



Şekil 4.8 Türbin karakteristik eğrilerinde bir dizi kararlı hal çalışma noktaları

4.1.2 Parametrik çalışma

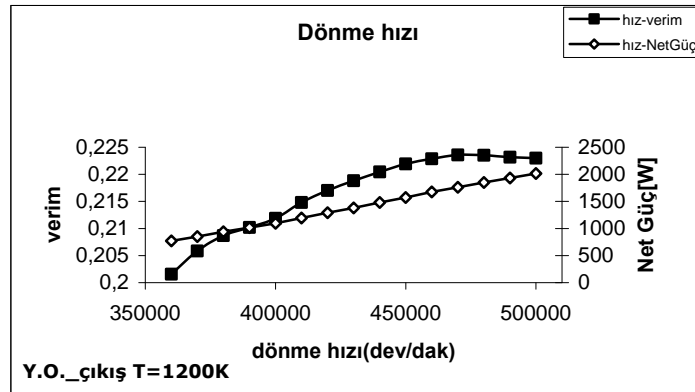
Bir önceki bölümde, değişik hızlarda aynı sınır şartları uygulanmış kararlı hal çalışmalarının benzeri, farklı parametreler içinde gerçekleştirilmiştir. Bu durumda kararlı hal simülasyonlarında, hem girdi verisi hem de sınır şartı olarak belirtilen değişkenler bu çalışmada parametre olarak kullanılabilir. Eğer parametre girdi verisi ise, yapılacak tek şey bu değişkeni girdi verisi yerine sınır şartı olarak belirtmek ve daha sonra parametrelerin aralığını ve iterasyon adımlarını tanımlamaktır. Bir parametrenin

tüm çevrim üzerindeki etkisini inceleyebilmek için, diğer tüm sınır şartları sabit olmalıdır. Parametrik değişkenin uygulamadaki ifadesi bir örnek ile aşağıda gösterilmiştir;

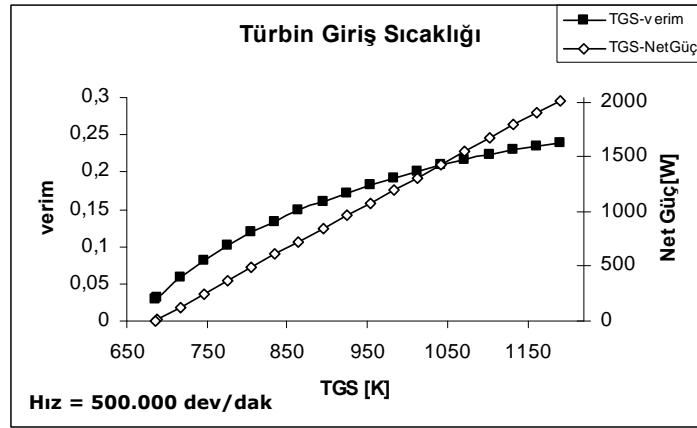
```
FOR (Prmtrc_vrble=500000; Prmtrc_vrble>350000; Prmtrc_vrble=Prmtrc_vrble-10000) Compressor.N = Prmtrc_vrble
```

Bu ifadede parametrik büyüklük olarak kompresör şaft hızı belirtilmiştir. Kompresör şaft hızı, başlangıç şartlarında dinamik değişken olarak belirtildiğinden (Ek 2'yi inceleyiniz) dolayı, parametrik değişken olarak tanımlanabilir. Parametrenin aralığı (burada $350.000 < \text{dev/dak} < 500.000$) ve parametrik değişkenin hangi adımlarla azalacağı veya artacağı (burada 10000) belirtilmiştir. Böylece EcosimPro aynı başlangıç ve sınır şartları için her bir dönme hızında analiz yapacaktır (500000, 490000, ..., 350000).

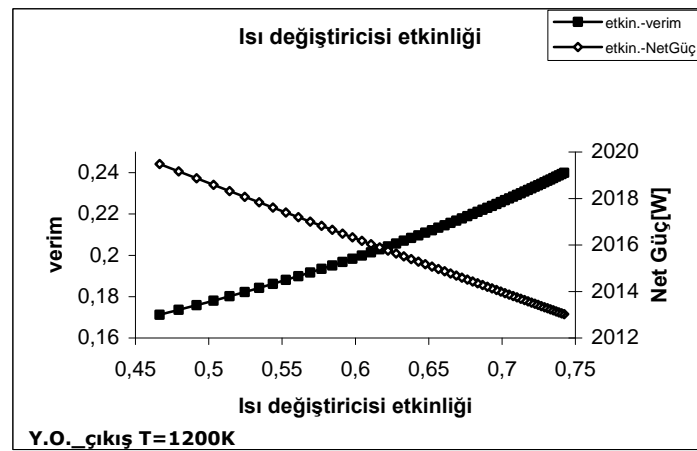
Dönme hızı, türbin giriş sıcaklığı, ısı değiştiricisinde olan ısı transferi, kompresör giriş sıcaklığı ve yanma odasının verimi vb. parametrelerin net güç ve çevrim termal verimi üzerindeki etkileri grafik şeklinde aşağıda şekil 4.9'dan 4.16'ya kadar gösterilmiştir. Bu sonuçlar sistemin tutarlı ve doğru davranışının doğrulanması hakkında bir fikir vermektedir. Bu çalışma şekil 4.6'da gösterilen kararlı hal analiz sonucundan başlanarak yapılmıştır.



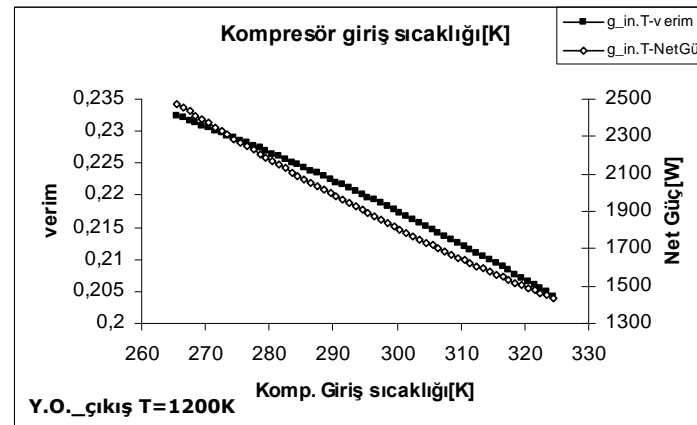
Şekil 4.9 Dönme hızının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi



Şekil 4.10 Türbin giriş sıcaklığının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi



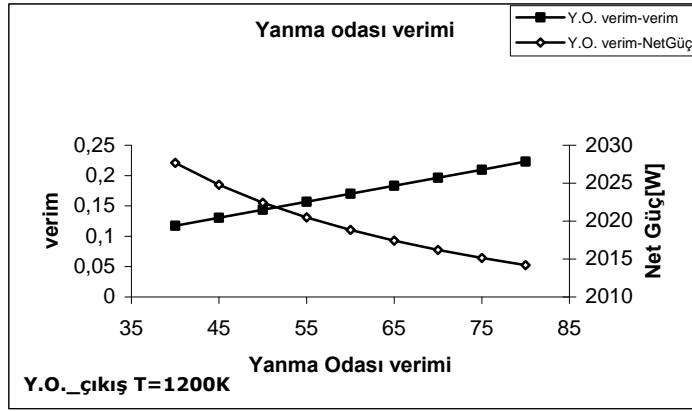
Şekil 4.11 Isı değiştiricisi etkinliğinin net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi



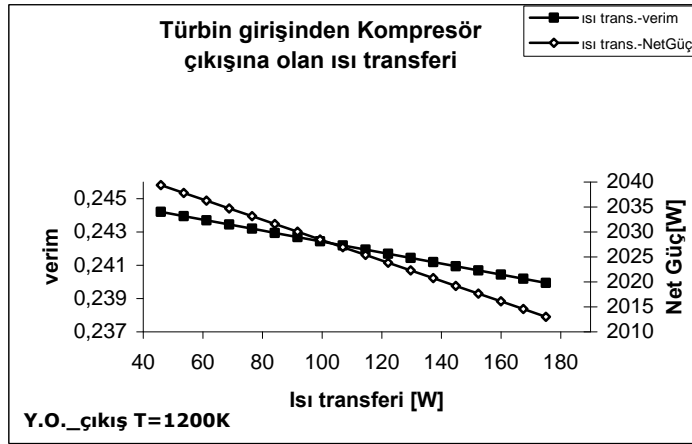
Şekil 4.12 Kompresör giriş sıcaklığının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi

Şekil 4.13'ten görüleceği gibi, yanma odası çıkışında aynı sıcaklığı elde etmek için yanma verimi arttıkça daha az yakıt debisinin gerekliliği söz konusudur. Dolayısıyla, yanma verimi artarken çevrim verimi artmıştır, net güçteki küçük azalma ise, verimdeki

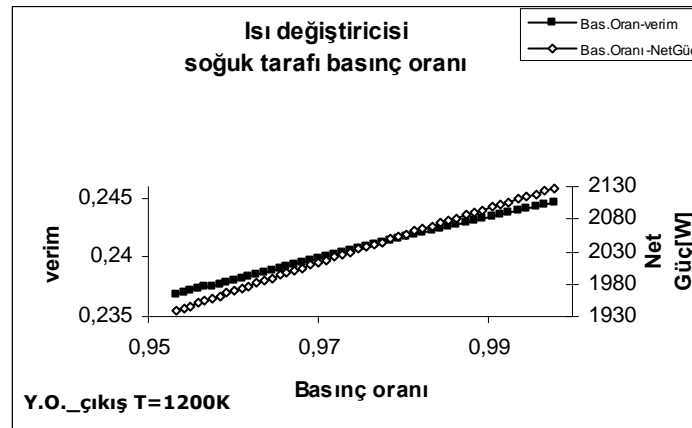
artış enerjisinin, debideki düşümün getirdiği enerji eksikliğinden daha düşük olmasındandır.



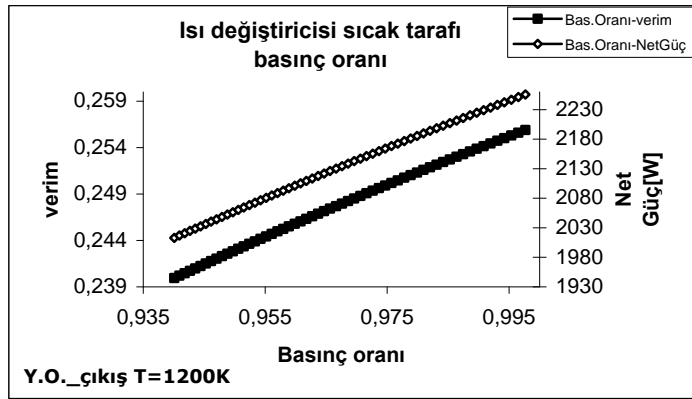
Şekil 4.13 Yanma odası veriminin net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi



Şekil 4.14 Türbin girişinden kompresör çıkışına olan ısı transferinin net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi



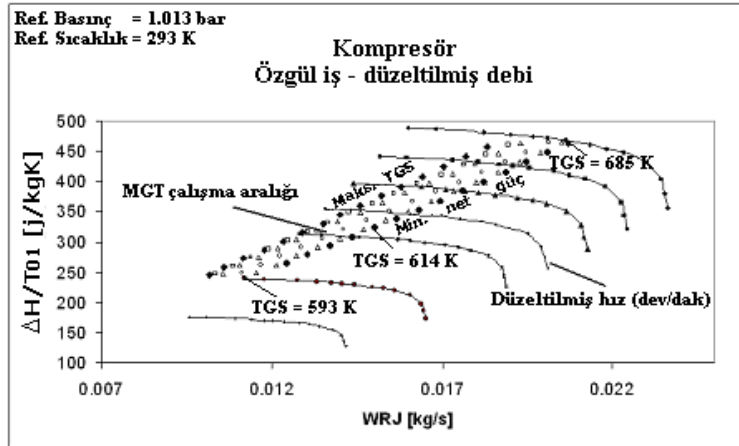
Şekil 4.15 Isı değiştiricisi soğuk tarafı basınç oranının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi



Şekil 4.16 Isı değiştiricisi sıcak tarafı basınç oranının net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkisi

4.1.3 Tasarım dışı (Off-design) çalışma durumları

Tasarım dışı çalışmalar durumunda, çalışma aralığı, her iki turbo makinenin kısıtlamaları (ör: kompresör çalkantı akış veya boğulma, türbin boğulma vb.) ve fonksiyonel durumlardan (mümkün olan maksimum türbin giriş sıcaklığı, dönme hızı, net güç vb.) ötürü sınırlanmıştır. Bir önceki konuda anlatılan parametrik çalışma da tasarım dışı noktalar için analizleri içermektedir. Şekil 4.17’de mikro-gaz türbinin değişik kısıtlamalardan dolayı mümkün olan çalışma aralığı, kompresör karakteristik eğrileri üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.17 Mikro-gaz türbininin kompresör karakteristik eğrisi üzerinde çalışma aralığı

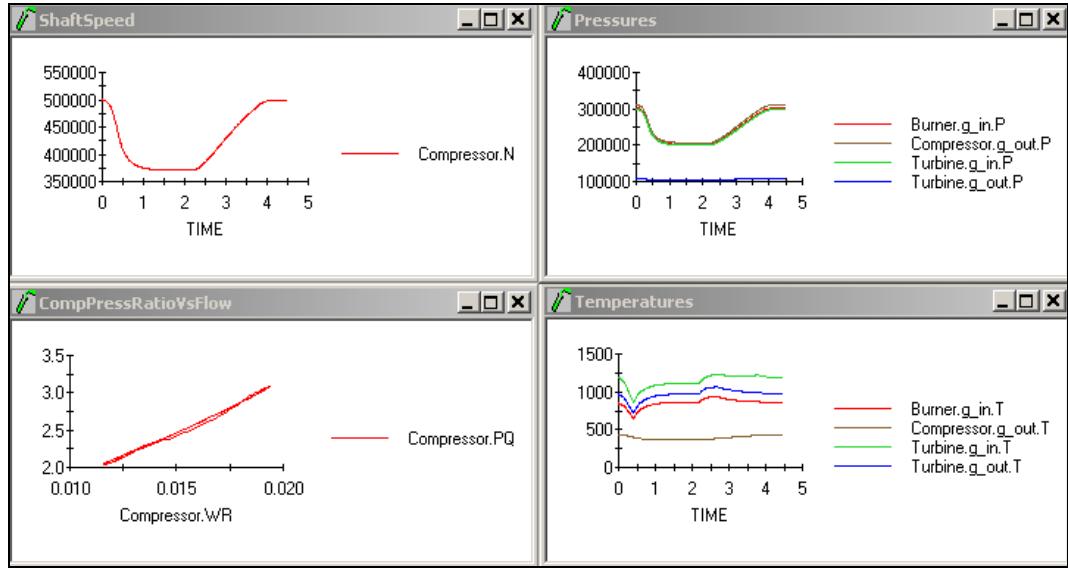
4.1.4 Geçici rejim (Transient) Analiz

Mikro-gaz türbin performansının analizinin tamamlanabilmesi için, geçici rejim elektrik yüklemelerindeki veya termal çıkış gereksinimlerinin değişimlerinden dolayı

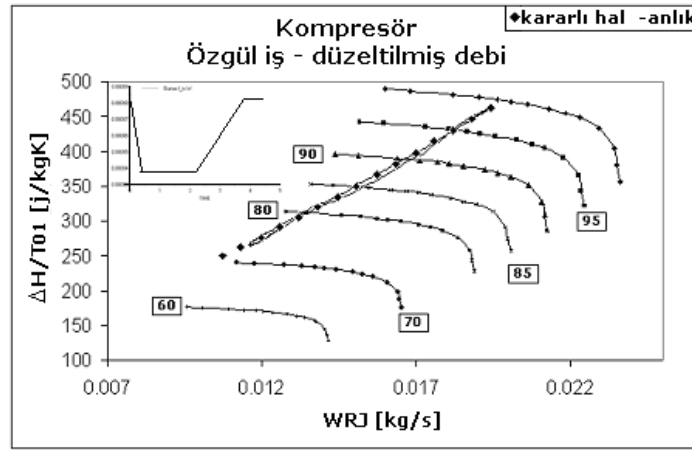
meydana gelebilecek durumların çalışmasını da incelemek gerekir. Sistemin cevap karakteristiğinin nedeni, maksimum devir, gaz sıcaklığının sınırlamaları veya yakıt enerji tüketiminden dolayı olabilir (Tucillo 2005). Kompresörün çalkantılı akışa girmesi veya türbin giriş sıcaklığının kabul edilemeyecek seviyelere çıkması, yüklemdeki ani değişimler boyunca, özellikle mikro-gaz türbin kontrol sistemi tarafından belirlenmiş yakıt ilkelerine bağlı olarak meydana gelebilir.

Bu bölümde, dönel komponentlerin ataletinden dolayı, her bir komponentin sistem cevabı gecikmesi göz önünde bulundurularak, komponentlerin eşleşme analizleri için bir yöntem anlatılmıştır. Kararlı hal yaklaşımı, sistemin gerçek mekanik ve akışkan-dinamik ataletini daha iyi simule edebilen, bir sayısal plana bağlı yakıtın doldurulup-boşaltılması ile yer değiştirilmiştir. Bu durumda, yeni termal değişimlere en yavaş uygunluğu sağlayacak komponentler yanma odası ve ısı değiştiricisidir.

Yakıt debisinin önce $6.9e-5$ kg/s'den $4.5e-5$ kg/s'ye ve daha sonra tekrar $6.9e-5$ kg/s' ye yükseltilerek, geçici rejim yavaşlama hızlanma analizleri yapılmış ve sistem cevabı gözlemlenmiştir. Şekil 4.19'da yakıt debisinin zamana göre değişimi sol üst köşede gösterilmiştir, farklı dönme hızlarındaki kararlı hal çalışma durumları noktalar halinde ve bu aralıktaki geçici rejim çalışma boyunca sistemin izlediği eğri kompresör karakteristiği üzerinde gösterilmiştir. Geçici rejim çalışmada sadece shaft dinamikleri hesaba katılmıştır. Akış ataleti ve geçici değişimlerin performans üzerinde etkisi göz önünde bulundurulmamıştır. Şekil 4.18 EcosimPro'nun geçici rejim çalışma sonucu monitör çıktısını göstermektedir. Bu grafiklerde her bir komponentteki basınç ve sıcaklık değişimlerinin yanı sıra devir sayısının zamanla değişimi görülmektedir. Sol alttaki grafikte ise kompresör basınç oranının ile düzeltilmiş debi arasındaki değişim gösterilmiştir. Bu ilişki şu ana kadar gösterilen kompresör karakteristik eğrileri (entalpi-debi) ile aynı şeyi ifade ettiğinden, şekil 4.19'daki eğri bunun ile benzerdir. Kullanıcı bunlara benzer birçok grafik çizdirebilir.



Şekil 4.18 EcosimPro monitöründen geçici rejim simülasyon sonuçları



Şekil 4.19 Kompresör karakteristik eğrileri üzerine yerleştirilmiş geçici rejim simülasyon

EcosimPro ile kararlı hal analizleri 0,22 s'den daha kısa sürmektedir. Tüm analizler için Centrino 1.6GHz, 1GB Ram özellikli dizüstü bir bilgisayar kullanılmıştır. Geçici rejim zaman süreci ise 3.8 s'dir. Bunun için CPU zamanı 1.84 s'dir. Sistem için tanımlı 372 değişken ve 183 denklem vardır, yakınsama 10^{-6} olarak tanımlanmıştır.

4.1.5 EcosimPro ile simülasyon boyunca karşılaşılan problemler

Bu çalışmalar boyunca bir takım sorunlarla karşılaşılmıştır. İleriki çalışmalarda yardımcı olabilecek bazı sorunlardan burada bahsedilmiştir.

Başlangıç şartları

Başlangıç şartları da sınır şartları kadar yakınsama sağlanmasında önemlidir. Basınç düşüm katsayılarının bilinmeyen olarak kabul edildiği ve sonraki analiz süreçlerinde, bir öncekinde elde edilen sınır şartını sağlayacak, basınç düşüm katsayılarının kullanılmasıyla beraber başlangıç şartlarının da bir önceki analiz sonuçlarına göre ayarlanmasının yakınsamada kolaylık sağladığı gözlemlenmiştir. Örnek olarak, Ek 3'te verilen uygulamadaki başlangıç sınır şartları, Ek 2'deki bir önceki analizin sonucunda elde edilen sonuçlardır.

Şematik diyagramın derlenmesi

Kullanıcı oluşturduğu şematik diyagramı EcoDiagram içerisinde derlerken (compile butonu ile) bir takım sorunlarla karşılaşabilir. Bu durumda yardımcı olabilecek çözüm, hata mesaj penceresindeki uyarıları dikkate almaktır. Problem genelde port bağlantısı ve tayin edilmemiş bir girdi verisinden (komponentlere çift tıklanarak belirtilen) kaynaklanmaktadır.

4.2 Sonuç ve Öneriler

Mikro-gaz türbininin küçük boyutları gerekli tasarım hedefleri için sorunlar çıkarmaktadır, komponentlerin verimi, üretilebilirliği ve montajlanması bu sorunların başlıcalarıdır. Yüksek termal gerilmeler ve merkezkaç kuvvetleri, tasarım zorluğunda karşımıza çıkan diğer sorunlardır.

EcosimPro programında, mikro-gaz türbininin komponentlerinden oluşan bir kütüphane, tüm sistemin kararlı hal ve geçici rejim performansının incelenebilmesi için oluşturulmuştur. Programın esnekliği, geliştirilebilirliği ve bununla beraber oldukça kullanışlı grafik ara yüzü Ecosimpro'yu sistemin termodinamik analizi için oldukça faydalı bir araç haline getirmiştir. Bu çalışmada, kompresör ve türbin karakteristik eğrileri, multidisipliner optimizasyon sonucu elde edilen geometriler için oluşturulmuştur. Karakteristik eğrileri üzerinde sistemin hem kararlı hal hem de geçici rejim performansı incelenmiştir. Bazı parametrelerin net güç ve çevrim verimi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmalar sonunda, basınç kayıpları ve sistem içerisindeki ısı transfer etkileri göz önüne alındığında, çalışma noktasının, kompresör karakteristik eğrileri üzerinde, çalkantı akış hattına (surge line) yaklaştığı

gözlemlenmiştir. Kompresör giriş sıcaklığı, türbin giriş sıcaklığı ve dönme hızının net güç ve verim üzerinde etkili olan en önemli parametreler olduğu anlaşılmıştır.

İleriki çalışmalarda C++, fortran vb. programlarda yazılmış harici fonksiyonların EcosimPro programında kullanımı ile tüm çevrim optimizasyonu için bir çalışma yapılabilir. Ayrıca turbo makinelerin karakteristik eğrilerinin oluşturulmasında her bir dönme hızı ve basınç oranı değeri için Navier-Stokes analizlerinin yapılması gerçeğe daha yakın değerler elde edilmesini sağlayacaktır.

5. KAYNAKLAR

ALEXIOU, A., MATHIOUDAKIS, K. 2005. Development of a turbofan performance model using a generic simulation tool. National Technical University of Athens.

COHEN, H., ROGERS, G.F.C., SARAVANAMUTTOO, H.I.H. 1987. Gas Turbine Theory, 3rd edition.

DECUYPERE, R., VERSTRAETE, D. 2005. Micro Turbines from the Standpoint of Potential Users. VKI-RTO-AVT-131, Micro Gas Turbines, Rhode-St-Genève, Belçika.

DUMAND, C., GUIDEZ, J., ORAIN, M., SABEL'NIKOV, V. A. 2005. Specific problems of micro turbine for micro-drones application. 1st European Conference for Aerospace Sciences (EUCASS), Moskova.

EcosimPro kullanıcı kılavuzu

EPSTESIN, A.H. 2003. Milimeter-scale, mems gas turbine engines, In Proc. ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea, and Air, Atlanta, GA.

<http://www.powermems.be>, Erişim Tarihi: 15.08.2006. Konu: Mikro-gaz Türbini.

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P. 2002. Introduction to Heat Transfer, 4th Edition.

ISOMURA, K., MURAYAMA, M., TERAMOTO, S., HIKICHI, K., ENDO, Y., TOGO, S. ve TANAKA, S. 2005a. Experimental verification of the feasibility of a 100W class micro-scale gas turbine at impeller diameter 10mm. PowerMEMS Workshop. Tokyo, Japonya.

ISOMURA, K., TANAKA, S., TOGO, S.I., KANEBAKO, H. 2005b. Development of Micromachine Gas Turbines at Tohoku University.

KANG, S., JOHNSTON, J.P., ARIMA, T., MATSUNAGA, M., TSURU, H. ve PRINZ, F.B., 2003. Micro-Scale Radial-Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride: Manufacturing and Performance. ASME Turbo Expo. GT2003-38933.

MATSUO, E., YOSHIKI, H., NAGASHIMA, T. ve KATO, C. 2003. Towards the Development of Finger-Top Gas Turbines. PowerMEMS Workshop. Makuhari, Japonya.

PEIRS, J., REYNAERTS, D., VERPLAETSEN, F. 2004. A microturbine for electric power generation. The 13th Micromechanics Europe Workshop. Sinaia, Romanya, 275-278.

PEIRS, J., REYNAERTS, D., VERPLAETSEN, F., NORMAN, F., LEFEVER, S. 2003. Development of a micro gas turbine for a electric power generation. Eurosenors

XVII, The 17th European Conference on Solid-State Transducers. Guimarães, Portekiz, 311-314.

PEIRS, J., T. WAUMANS, P. VLEUGELS, F., AL-BENDER, T., STEVENS, T., VERSTRAETE, S., STEVENS, R., D'HULST, D., VERSTRAETE, P., FIORINI, R., Van den BRAEMBUSSCHE, R.A., J. DRIESEN, R., PUERS, P., HENDRICK, M., BAELMANS, D., REYNAERTS, TD., 2006. Micro Power Generation with Micro Gasturbines: a Challenge. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science.

REYNAERTS, TD., Van den BRAEMBUSSCHE, R.A., HENDRICK, P., BAELMANS, M., DRIESEN, J., PUERS, R., AL-BENDER, F., PEIRS, J., WAUMANS, T., VLEUGELS, P., LIU, K., ALSALIHI, Z., DI SANTE, A., VERSTRAETE, T., VERSTRAETE, D., TRILLA, J., STEVENS, T., ROGIERS, F., STEVENS, S., CEYSSSENS, F. 2006. Development of a gas turbine with a 20 mm rotor: review and perspectives. PowerMEMS.

TUCCILLO, R., CAMERETTI, M.C., BOZZA, F. 2000. Adapting the Micro-Gas Turbine Operation to Variable Thermal and Electrical Requirements. ASME Paper No. -GT-38652.

TUCCILLO, R. 2005. Performance and Transient Behaviour of MGT Based Energy Systems. Vki/Rto Lecture Series On "Micro Gas Turbines".

Van den BRAEMBUSSCHE, R.A. 2005. Micro Gas Turbines – A Short Survey of Design Problems. VKI-RTO-AVT-131, Micro Gas Turbines, Rhode-St-Genève, Belçika.

VERSTRAETE, T., GARREAU, M., ALSALIHI, Z., Van den BRAEMBUSSCHE, R.A. 2006a. Multidisciplinary optimization of a radial turbine for a micro gasturbine applications. European Turbine Conference.

VERSTRAETE, T., ALSALIHI, Z., Van den BRAEMBUSSCHE, R.A. 2006b. Numerical study of the heat transfer in micro gasturbines. von Karman Institute for fluid Dynamics.

VERSTRAETE, T., ALSALIHI, Z., Van den BRAEMBUSSCHE, R.A. 2007. Multidisciplinary optimization of a radial compressor for a micro gasturbine applications. von Karman Institute for fluid Dynamics.

EK 1**ÇEVİRİM KOMPONENTLERİNİN EL KODU**

```

LIBRARY MGT_GLP
USE CONTROL
USE MATH
--

CONST REAL Pstd = 101325.
CONST REAL Tstd = 293

ENUM Chemicals = {H, C, S, N2, O2, Ar, CO2, H2Ov, SO2}

CONST REAL MW[Chemicals] = {1.00797, 12.011, 32.066, 28.013, 31.999, 39.948, 44.010,
18.014, 64.063}

SET_OF (Chemicals) FuelComp = {H, C, S}
PORT Gas
    SUM          REAL    W      RANGE 0, Inf          "Mass Flow (Kg/s)"
    EQUAL        REAL    P      RANGE 0, Inf          "Pressure (Pa)"
    EQUAL OUT    REAL    H      = 700000              "Enthalpy (J/Kg)"
    EQUAL OUT    REAL    FAR                                "Fuel Air Ratio"
    SUM IN       REAL    WF                                "Fuel Flow (Kg/s)"
    SUM IN       REAL    WH                                "Energy Flow (W)"
                REAL    T      = 500. RANGE 0, Inf    "Temperature (K)"

CONTINUOUS
    T = T_H_FAR(H, FAR)
    INVERSE(H) H = H_T_FAR(T, FAR)

    WH = W * H
    WF = (FAR / (1 + FAR)) * W

END PORT

PORT fuel
    SUM          REAL    W      RANGE 0, Inf "Mass Flow of Fuel (Kg/s)"
    EQUAL OUT    REAL    FHV = 120000.
    SUM IN       REAL    WFHV
    EQUAL OUT    REAL    X[FuelComp] "Mass fraction of H & C"
    SUM IN       REAL    WX[FuelComp] "Mass flow of H & C"

CONTINUOUS
    WFHV = W * FHV
    EXPAND (j IN FuelComp)
        WX[j] = W * X[j]

END PORT

PORT Shaft
    SUM REAL Power "Mechanical Power (W)"
    EQUAL REAL N "Rotational Speed (rpm)"

END PORT

PORT Qadd
    EQUAL REAL WH "Additional heat (W)"

END PORT

ABSTRACT COMPONENT GasChannel
PORTS
    IN Gas g_in
    OUT Gas g_out
DECLS
    REAL PQ "Pressure Quotient"
    REAL delta "Adimensionalised inlet total pressure"
    REAL theta "Adimensionalised inlet total temperature"
TOPOLOGY
    PATH g_in TO g_out
CONTINUOUS
    theta = g_in.T / Tstd
    delta = g_in.P / Pstd
    g_out.P = g_in.P * PQ
END COMPONENT

```

```

ABSTRACT COMPONENT GasTurbo IS_A GasChannel
PORTS
  IN Shaft sh_in
  OUT Shaft sh_out
DATA
  REAL I = 0.0000000995 "Inertial moment (kg m^2)"
DECLS
  REAL Power
  REAL WR "Corrected Flow Rate (Kg/s)"
  REAL N
  REAL DN
CONTINUOUS
  WR = g_in.W * sqrt(abs(theta)) / delta

<ENER> Power = g_in.W * (g_in.H - g_out.H)

  I * (2 * MATH.PI / 60.)**2 * N * DN = (Power + sh_in.Power - sh_out.Power)

  N' = DN

  sh_in.N = N

  sh_out.N = N

END COMPONENT

COMPONENT Compressor IS_A GasTurbo
DATA
  REAL ND = 500000."Design Speed (rpm)"
  REAL CG1 = 1 "Correction coefficient for mass flow (-)"
  REAL CG2 = 1 "Correction coefficient for efficiency (-)"
  REAL CG4 = 1 "Correction coefficient for work (-)"

  --Compressor Maps
  TABLE_2D F1 "Table of work vs adimensional speed & beta"
  TABLE_2D F2 "Table of efficiency vs adimensional speed & beta"
  TABLE_2D F3 "Table of corrected flow vs adimensional speed & beta"

DECLS
  REAL beta = 0.7 "Beta parameter"
  REAL DHQT "Compression work"
  REAL DHQTJ "Non corrected work"
  REAL EPDJ "Non scaled efficiency"
  REAL PCNR "Non dimensional speed"
  REAL EPD "Efficiency"
  REAL WRJ "Non corrected mass flow"
CONTINUOUS
  --Conservation of air mass
<MASS> g_in.W = g_out.W

  --Conservation of fuel mass
  g_in.FAR = g_out.FAR

  PCNR = 100. * ((sh_in.N) / ND) / ssqrt(theta)

  DHQTJ = splineInterp2D(F1, PCNR, beta)
  EPDJ = splineInterp2D(F2, PCNR, beta)
  WRJ = splineInterp2D(F3, PCNR, beta)
  DHQT = DHQTJ * CG4
  EPD = EPDJ * CG2

IMPL(beta) g_in.W * ssqrt(theta) / delta = WRJ * CG1

  g_out.H = g_in.H + DHQT * g_in.T

  (Phi_T_FAR(g_out.T, g_in.FAR) - \
  Phi_T_FAR(g_in.T, g_in.FAR)) * EPD = \
  R_FAR(g_in.FAR) * log(PQ)

END COMPONENT

COMPONENT Burner IS_A GasChannel
PORTS
  IN fuel f_in

```

```

OUT Qadd WH_out
OUT Qadd WHR_out

DATA
  REAL eta = 80           "Burner efficiency"
  REAL GLP = 1.9         "Loss coefficient"

CONTINUOUS

  g_out.W = g_in.W + f_in.W

  g_out.W * g_out.FAR / (1 + g_out.FAR) = \
    g_in.W * g_in.FAR / (1 + g_in.FAR) + f_in.W

  g_out.W * g_out.H = g_in.W * g_in.H + \
    f_in.W * f_in.FHV * 1000. * (eta / 100.)

  --Heat transfer to turbine outlet (%5 of fuel Energy)
  WH_out.WH = f_in.W * f_in.FHV * 1000. * 0.05

  --Heat transfer to recuperator gas and air side(%5 of fuel Energy)
  WHR_out.WH = f_in.W * f_in.FHV * 1000. * 0.05

  PQ = 1. - GLP * spow2(g_in.W * sqrt(g_in.T) / g_in.P)

END COMPONENT

COMPONENT Turbine IS_A GasTurbo
DATA
  REAL CG1 = 1 "Correction coefficient for mass flow (-)"
  REAL CG2 = 1 "Correction coefficient for efficiency (-)"
  REAL CG3 = 1 "Correction coefficient for speed (-)"
  REAL CG4 = 1 "Correction coefficient for power (-)"

  --Turbine Map
  TABLE_2D G1 "Mass flow vs work and Mach number"
  TABLE_2D G2 "Efficiency flow vs work and Mach number"

DECLS
  REAL DHQTJ
  REAL EPDJ
  REAL EPD = 0.83
  REAL NRJ
  REAL WRJ

CONTINUOUS
  g_out.W = g_in.W
  g_out.FAR = g_in.FAR

  DHQTJ = (Power / (g_in.W * g_in.T)) / CG4
  NRJ = (sh_out.N / sqrt(g_in.T)) / CG3

  WRJ = splineInterp2D(G1, DHQTJ, NRJ)
  EPDJ = splineInterp2D(G2, DHQTJ, NRJ)

  EPD = EPDJ * CG2

  R_FAR(g_in.FAR) * log(PQ) = \
    (Phi_T_FAR(g_out.T, g_in.FAR) - \
    Phi_T_FAR(g_in.T, g_in.FAR)) / EPD

IMPL(g_out.T)  WR - WRJ * CG1 = 0.
END COMPONENT

COMPONENT Recuperator
PORTS
  IN Qadd WHR_in
  IN Gas g_gas_in
  OUT Gas g_gas_out
  IN Gas g_cold_in
  OUT Gas g_cold_out

DATA
  REAL UA = 80.          "1/resistance of recuperator"
  REAL eta               "Efficiency of recuperator"
  REAL GLPc              "Loss coefficient at air side"
  REAL GLPg              "Loss coefficient at gas side"

```

DECLS

```

REAL DTln
REAL C_gas
REAL C_cold
REAL cp_cold
REAL cp_gas
REAL Qaddgas
REAL Qaddcold
REAL effc
REAL Qt
REAL PQc           "Pressure Quotient at cold side"
REAL PQg           "Pressure Quotient at gas side"

```

CONTINUOUS

```

g_gas_out.W = g_gas_in.W
g_cold_out.W = g_cold_in.W
g_gas_out.FAR = g_gas_in.FAR
g_cold_out.FAR = g_cold_in.FAR

DTln = ((g_gas_out.T - g_cold_in.T) - \
        (g_gas_in.T - g_cold_out.T)) / \
        log((g_gas_out.T - g_cold_in.T) / (g_gas_in.T - g_cold_out.T))

Qaddcold = WHR_in.WH * 0.66
Qaddgas  = WHR_in.WH * 0.33

g_gas_out.WH = g_gas_in.WH + Qaddgas - ( Qt / eta )
g_cold_out.WH = g_cold_in.WH + Qaddcold + Qt

Qt = UA * DTln

effc = (g_cold_out.T - g_cold_in.T) / (g_gas_in.T - g_cold_in.T)

cp_gas = (H_T_FAR(g_gas_in.T, g_gas_in.FAR) - \
          H_T_FAR(g_gas_out.T, g_gas_out.FAR)) / \
          (g_gas_in.T - g_gas_out.T)

cp_cold = (H_T_FAR(g_cold_out.T, g_cold_out.FAR) - \
          H_T_FAR(g_cold_in.T, g_cold_in.FAR)) / \
          (g_cold_out.T - g_cold_in.T)

C_gas  = g_gas_in.W * cp_gas
C_cold = g_cold_in.W * cp_cold

PQc = 1. - GLPc * spow2(g_cold_in.W * ssqrt(g_cold_in.T) / g_cold_in.P)
PQg = 1. - GLPg * spow2(g_gas_in.W * ssqrt(g_gas_in.T) / g_gas_in.P)

g_cold_out.P = g_cold_in.P * PQc
g_gas_out.P  = g_gas_in.P * PQg

```

END COMPONENT

COMPONENT Statorheat

PORTS

```

IN Gas g_gas_in
OUT Gas g_gas_out
IN Gas g_cold_in
OUT Gas g_cold_out

```

DATA

```

REAL UA = 80.           "1/resistance of recuperator"
REAL eta                "Efficiency of recuperator"

```

DECLS

```

REAL DTln
REAL C_gas
REAL C_cold
REAL cp_cold
REAL cp_gas
REAL Qgas
REAL Qcold

```

```

CONTINUOUS
  g_gas_out.W = g_gas_in.W
  g_cold_out.W = g_cold_in.W
  g_gas_out.FAR = g_gas_in.FAR
  g_cold_out.FAR = g_cold_in.FAR

  g_gas_out.P = g_gas_in.P
  g_cold_out.P = g_cold_in.P
  g_gas_out.P = g_gas_in.P
  g_cold_out.P = g_cold_in.P

  DTln = ((g_gas_out.T - g_cold_in.T) - \
          (g_gas_in.T - g_cold_out.T)) / \
          log((g_gas_out.T - g_cold_in.T) / (g_gas_in.T - g_cold_out.T))

  Qgas = g_gas_in.WH - g_gas_out.WH

  Qcold = g_cold_out.WH - g_cold_in.WH

  Qcold = Qgas * eta

  Qcold = UA * DTln

  cp_gas = (H_T_FAR(g_gas_in.T, g_gas_in.FAR) - \
            H_T_FAR(g_gas_out.T, g_gas_out.FAR)) / \
            (g_gas_in.T - g_gas_out.T)

  cp_cold = (H_T_FAR(g_cold_out.T, g_cold_out.FAR) - \
            H_T_FAR(g_cold_in.T, g_cold_in.FAR)) / \
            (g_cold_out.T - g_cold_in.T)

  C_gas = g_gas_in.W * cp_gas

  C_cold = g_cold_in.W * cp_cold

END COMPONENT

COMPONENT ShaftEnd
  PORTS
    IN Shaft sh_in
  CONTINUOUS
    sh_in.Power = 0
END COMPONENT

COMPONENT FuelValve
  PORTS
    IN fuel f_in
    OUT fuel f_out
    IN analog_signal s_flow
  DATA
    REAL k = 1 "Valve coefficient (kg/s/position)"
  CONTINUOUS
    f_in.W = k * s_flow.signal
    f_out.W = f_in.W
    f_out.FHV = f_in.FHV
    f_out.X = f_in.X
END COMPONENT

COMPONENT FuelTank
  PORTS
    OUT fuel f_out
  DATA
    REAL FHV = 120000. "Fuel Heat Value"
    REAL X[FuelComp] = {16./16., 0., 0.}\
      "Mass fractions of H, C, & S in Fuel"
  CONTINUOUS
    EXPAND (j IN FuelComp)
      f_out.X[j] = X[j]

    f_out.FHV = FHV
END COMPONENT
COMPONENT Generator IS_A GasChannel

  PORTS

```

```

      IN Shaft sh_in
DATA
  REAL I = 0.000000251 "Inertial moment (kg m^2)"
  REAL effgen          "efficiency of generator(net power output)"
  REAL effcom          "efficiency of heat transfer"
  REAL GLP             "Loss coefficient"
  REAL BLoss           "Bearing losses @ reference rpm [W]"
  REAL GLoss           "Generator losses [W]"

DECLS
  REAL N
  REAL Power
  REAL DN
  REAL Qadd            "Heat transfer from generator"
  REAL Qaddc           "Additional heat to compressor inlet section"
  REAL NP              "Net power"
  REAL N_ref           "Net power"
  REAL Mec_pow         "Mechanical Power"

CONTINUOUS
  --Conservation of air mass
<MASS> g_in.W = g_out.W

  --Conservation of fuel mass
  g_in.FAR = g_out.FAR

  N_ref = 500000

  Mec_pow = Power - (BLoss * (sh_in.N/N_ref)**3) - (GLoss * (sh_in.N/N_ref)**3)
  NP      = Mec_pow * effgen
  Qadd    = NP * ( 1 - effgen )

  Qaddc = Qadd * effcom
  g_out.WH = g_in.WH + Qaddc

  PQ = 1. - GLP * spow2(g_in.W * sqrt(g_in.T) / g_in.P)

  I * ( 2 * MATH.PI / 60. )**2 * N * DN = (sh_in.Power - Power )

  N' = DN

  sh_in.N = N

END COMPONENT

COMPONENT QaddTout IS_A GasChannel
PORTS
  IN Qadd WH_in
DATA
  REAL GLP "Loss coefficient"
DECLS
  REAL Qaddt          "Additional heat to turbine outlet"

CONTINUOUS
  --Conservation of air mass
<MASS> g_in.W = g_out.W

  --Conservation of fuel mass
  g_in.FAR = g_out.FAR

  Qaddt = WH_in.WH

  g_out.WH = g_in.WH + Qaddt

  PQ = 1. - GLP * spow2(g_in.W * sqrt(g_in.T) / g_in.P)

END COMPONENT

COMPONENT MGTOUT IS_A GasChannel
DATA
  REAL GLP "Loss coefficient"

```

```
REAL Qt "Heat Loss [W]"

CONTINUOUS
  --Conservation of air mass
<MASS> g_in.W = g_out.W

  --Conservation of fuel mass
g_in.FAR = g_out.FAR

g_out.WH = g_in.WH - Qt

PQ = 1. - GLP * spow2(g_in.W * ssqrt(g_in.T) / g_in.P)

END COMPONENT
```

EK 2**KARARLI HAL SİMÜLASYON UYGULAMASI**

```

EXPERIMENT expl ON mgt_new_comp_map.dsgn

DECLS
  REAL Cycle_eff
  REAL Burner_Hout
INIT   -- set initial values for variables
      -- Dynamic variables
  Compressor.N      = 500000
      -- Algebraic variables
  Compressor.beta   = 0.40
  Compressor.g_in.H = 771680
  MGT_gas_in.W      = 0.02
  MGT_gas_out.W     = 0.0201
  Statorheat.Qcold = 175

BOUNDS  -- set expressions for boundary variables: v = f(t,...)

  Burner.PQ          = 0.987
  Compressor.DN      = 0
  Generator.PQ       = 0.99842
  MGT_gas_in.FAR     = 0
  MGT_gas_in.P       = 101325
  MGT_gas_in.T       = 293
  MGT_gas_out.P      = 101325
  MGTout.PQ          = 0.995
  QaddTout.PQ       = 0.995
  Recuperator.PQc    = 0.973
  Recuperator.PQg    = 0.95
  Statorheat.g_gas_in.T = 1200

BODY
  REPORT_LIST("reportAll1", " * ")

  TIME = 0

  STEADY()

  PRINT(" ")

  PRINT("  ELPow  : Generator.NP          = $Generator.NP")
  PRINT("  Ceff   : Cycle_eff                = $Cycle_eff")
  PRINT("  Cbeta  : Compressor.beta           = $Compressor.beta")

  PRINT(" ")

END EXPERIMENT

```


EK 3**PARAMETRİK SİMÜLASYON UYGULAMASI**

```

EXPERIMENT expl ON mgt_new_comp_map.dsgn_prdctn

DECLS
  REAL Cycle_eff
  REAL Burner_Hout
  REAL Prmtrc_vrble
INIT  -- set initial values for variables
  -- Dynamic variables
  Compressor.N      = 500000
  -- Algebraic variables
  Compressor.beta   = 0.485610825
  Compressor.g_in.H = 776336.533
  MGT_gas_in.W      = 0.0199925115
  MGTout.PQ         = 0.995
  QaddTout.PQ      = 0.995
  QaddTout.g_in.T  = 964.020189
  Recuperator.PQg   = 0.95
  Statorheat.Qcold  = 175

BOUNDS  -- set expressions for boundary variables: v = f(t,...)
  Compressor.DN     = 0
  MGT_gas_in.FAR    = 0
  MGT_gas_in.P      = 101325
  MGT_gas_in.T      = 293
  MGT_gas_out.P     = 101325
  Statorheat.g_gas_in.T = 1200

BODY
  REPORT_TABLE("reportAll", " * ")
  TIME = 0

  Burner.GLP        = 3.45989986e+009
  Generator.GLP     = 138512185
  MGTout.GLP        = 209868370
  QaddTout.GLP     = 149437122
  Recuperator.GLPc  = 1.40249955e+010
  Recuperator.GLPg  = 1.448798e+009

FOR (Prmtrc_vrble = 500000; Prmtrc_vrble > 350000; Prmtrc_vrble = Prmtrc_vrble - 10000)
  Compressor.N = Prmtrc_vrble

  STEADY()

  PRINT("  ELPow : Generator.NP          = $Generator.NP")
  PRINT("  Reffc  : Recuperator.effc       = $Recuperator.effc")
  PRINT("  TWR    : Cycle_eff                 = $Cycle_eff")
  PRINT(" ")

  END FOR

END EXPERIMENT

```

EK 4**GEÇİCİ REJİM (TRANSIENT) SIMÜLASYON UYGULAMASI**

```

EXPERIMENT expl ON mgt_new_comp_map.transient

DECLS
  TABLE_1D fuel_flow = {
    {0. , 0.15 , 0.85 , 3.6 , 4.2 , 4.8 , 5.2 , 5.5 , 8},
    {1 , 0.70 , 0.45 , 0.45 , 0.55 , 0.65 , 0.75 , 1 , 1}
  }

  REAL Cycle_eff
  REAL Burner_Hout

INIT -- set initial values for variables
  -- Dynamic variables
  Compressor.N = 500000
  -- Algebraic variables
  Regenerator.g_cold_out.WH = 27891.0207
  Compressor.beta = 0.485132858
  Compressor.g_in.H = 776059.181
  MGT_gas_in.W = 0.0200156359
  QaddTout.PQ = 0.995
  QaddTout.g_in.T = 963.909438
  Statorheat.Qcold = 175

BOUNDS -- set expressions for boundary variables: v = f(t,...)
  FuelValve.s_flow.signal = 7.81828598e-005 * timeTableInterp(TIME, fuel_flow)
  Generator.NP = 1525.57858 * (Generator.N / 500000)**3
  MGT_gas_in.FAR = 0
  MGT_gas_in.P = 101325
  MGT_gas_in.T = 293
  MGT_gas_out.P = 101325

BODY
  REPORT_TABLE("reportAll", " * ")

  Burner_Hout = ((Burner.g_in.H * Burner.g_in.W) + (Burner.f_in.W * Burner.f_in.FHV *
1000))/(Burner.g_out.W)
  Cycle_eff = ((Turbine.g_in.H - Turbine.g_out.H) - (Compressor.g_out.H -
Compressor.g_in.H)) / (Burner_Hout - Burner.g_in.H)

  ABS_ERROR = 5.e-4
  REL_ERROR = 5.e-4

  TIME = 0

  Burner.GLP = 3.45989986e+009
  Generator.GLP = 138512185
  MGTout.GLP = 209868370
  QaddTout.GLP = 149437122
  Recuperator.GLPc = 1.40249955e+010
  Recuperator.GLPg = 1.448798e+009

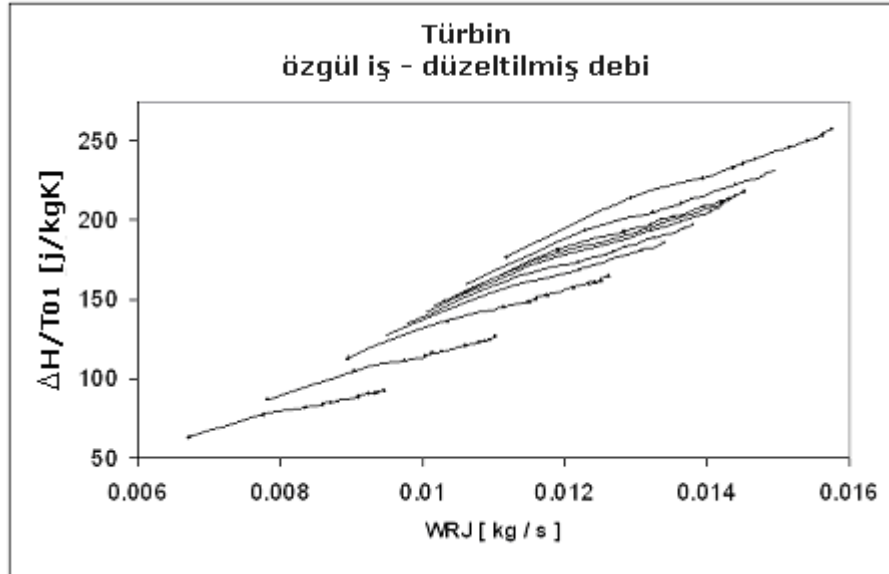
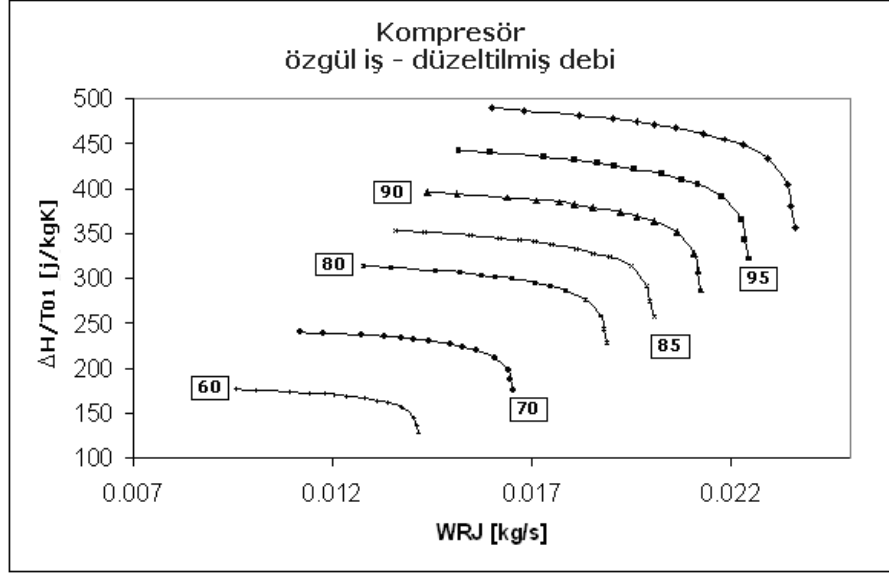
  STEADY()

  TSTOP = 7
  CINT = 0.01
  INTEG()
END EXPERIMENT

```

EK 5

KOMPRESÖR VE TÜRBİN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ



EK 6

MİKRO-GAZ TÜRBİNİNİN EL KODU İÇERİSİNDE KULLANILAN
POLİNOM VE FONKSİYON TANIMLAMALARI

```

CONST REAL A[11] = \
    { 0.992313,
      0.236688,
      -1.852148,
      6.083152,
      -8.893933,
      7.097112,
      -3.234725,
      0.794571,
      -0.081873,
      0.422178,
      0.001053 }

CONST REAL B[10] = \
    { -0.718874,
      8.747481,
      -15.863157,
      17.254096,
      -10.233795,
      3.081778,
      -0.361112,
      -0.003919,
      0.0555930,
      -0.0016079 }

--Function: T_H_FAR
--
--Purpose: Function to calculate the temperature
--         for combustion products in dry air
--
FUNCTION REAL T_H_FAR
(
    IN REAL H,    -- Enthalpy (J / kg)
    IN REAL FAR  -- fuel air ratio
)
DECLS
    REAL fun
    REAL T
    REAL Test
    REAL T1
    REAL T2
    INTEGER ilast
BODY
    IF (FAR < 0) THEN
        FAR = 0
    END IF

    Test = 0.00089 * H - 374

    T1 = 0.01
    T2 = 3000

    ilast = 0
    WHILE (ilast !=4 AND ilast >= 0)
        T = root(ilast, fun, T1 , T2, 1.e-7)
        fun = H_T_FAR(T, FAR) - H
    END WHILE
    ASSERT (ilast == 4) WARNING "Function T_H_FAR does not converge"
    IF (ilast !=4) THEN
        PRINT("\tH=$H  FAR=$FAR  T=$T")
    END IF
    RETURN T
END FUNCTION

```

```

--Function: H_T_FAR
--
--Purpose: Function to calculate the Enthalpy
--          for combustion products in dry air
FUNCTION REAL H_T_FAR
(
  IN REAL T,      -- Temperature (K)
  IN REAL FAR     -- fuel air ratio
)
DECLS
  REAL e
  REAL T1000
BODY
  IF (FAR < 0) THEN
    FAR = 0
  END IF

  T1000 = T / 1000.
  IF (T1000 < T1000_max) THEN
    e = 1.e6 * (poly_int(T1000, 9, A) + A[10] + \
      FAR / (1. + FAR) * poly_int(T1000, 8, B) + B[9])
  ELSE
    e = 1.e6 * (poly_int(T1000_max, 9, A) + A[10] + \
      FAR / (1. + FAR) * poly_int(T1000_max, 8, B) + B[9])
    e = e + Cp_T_FAR(T1000_max*1e3, FAR)*(T-T1000_max*1e3)
  END IF
  RETURN e
END FUNCTION

FUNCTION REAL poly_int
--
-- Purpose: To calculate the integral of a polynomial p(x)
--           $p(x) = A[1] + A[2] * x + \dots + A[n] * x^{(n-1)}$ 
--           $f(x) = A[1] * x + A[2] * x^{2/2} + \dots + A[n] * x^{(n)/n}$ 
--
--
(
  IN REAL      x      , -- Real value to be substituted
  IN INTEGER   n      , -- Order of the polynomial plus 1
  IN REAL      A[n]   , -- Real array of polynomial coefficients.
                  -- The dimension of the array must be n
)
DECLS
  INTEGER j          -- loop counter
  REAL y
BODY
  FOR (j = n, y = 0.; j > 0; j = j - 1)
    y = y * x + A[j] / j
  END FOR
  y = y * x
  RETURN y
END FUNCTION

```

```

--Function: Cp_T_FAR
--
--Purpose: Function to calculate Specific Heat at constant pressure
--          for combustion products in dry air
--
FUNCTION REAL Cp_T_FAR
(
  IN REAL T,      -- Temperature (K)
  IN REAL FAR     -- fuel air ratio
)
DECLS
  REAL c
  REAL T1000
BODY
  T1000 = T / 1000.
  IF (T1000 > T1000_max) THEN
    T1000 = T1000_max
  END IF

```

```

        IF (FAR < 0) THEN
            FAR = 0
        END IF
        c = 1000 * (poly(T1000, 9, A) + FAR / (1. + FAR) * poly(T1000, 8, B))
        RETURN c
    END FUNCTION

```

```

FUNCTION REAL poly

```

```

--
-- Purpose: To calculate  $f(x) = A[1] + A[2] * x + \dots + A[n] * x^{(n-1)}$ 
--
--

```

```

(
    IN REAL      x      , -- Real value to be substituted
    IN INTEGER   n      , -- Order of the polynomial plus 1
    IN REAL      A[n]   , -- Real array of polynomial coefficients.
                                -- The dimension of the array must be n
)

```

```

DECLS
    INTEGER j      -- loop counter
    REAL y

```

```

BODY
    FOR (j= n, y =0.; j > 0; j = j - 1)
        y = y * x + A[j]
    END FOR
    RETURN y

```

```

END FUNCTION

```

```

--
--Function: Phi_T_FAR

```

```

--
--Purpose: Function to calculate the Phi Function
--         for combustion products in dry air
--

```

```

FUNCTION REAL Phi_T_FAR

```

```

(
    IN REAL T,      -- Temperature (K)
    IN REAL FAR     -- fuel air ratio
)

```

```

DECLS
    REAL s
    REAL T1000

```

```

BODY
    IF (FAR < 0) THEN
        FAR = 0
    END IF

```

```

    T1000 = T / 1000.

```

```

    s = 1.e3 * (poly_dx_int(T1000, 9, A) + A[11] + \
                FAR / (1. + FAR) * poly_dx_int(T1000, 8, B) + B[10])

```

```

    RETURN s

```

```

END FUNCTION

```

```

FUNCTION REAL poly_dx_int

```

```

--
-- Purpose: To calculate the integral of a polynomial p(x) divided by x
--          $p(x) = A[1] + A[2] * x + \dots + A[n] * x^{(n-1)}$ 
--          $p(x)/x = A[1]/x + A[2] + \dots + A[n] * x^{(n-2)}$ 
--          $f(x) = A[1]*\log(x) + A[2]*x + A[3]*x^{2/2} \dots + A[n]*x^{(n-1)}/(n-1)$ 
--
--

```

```

(
    IN REAL      x      , -- Real value to be substituted
    IN INTEGER   n      , -- Order of the polynomial plus 1
    IN REAL      A[n]   , -- Real array of polynomial coefficients.
                                -- The dimension of the array must be n
)

```

```

DECLS
    INTEGER j      -- loop counter
    REAL y

```

```

BODY
    FOR (j = n, y = 0.; j > 1; j = j - 1)
        y = y * x + A[j] / (j - 1.)
    END FOR

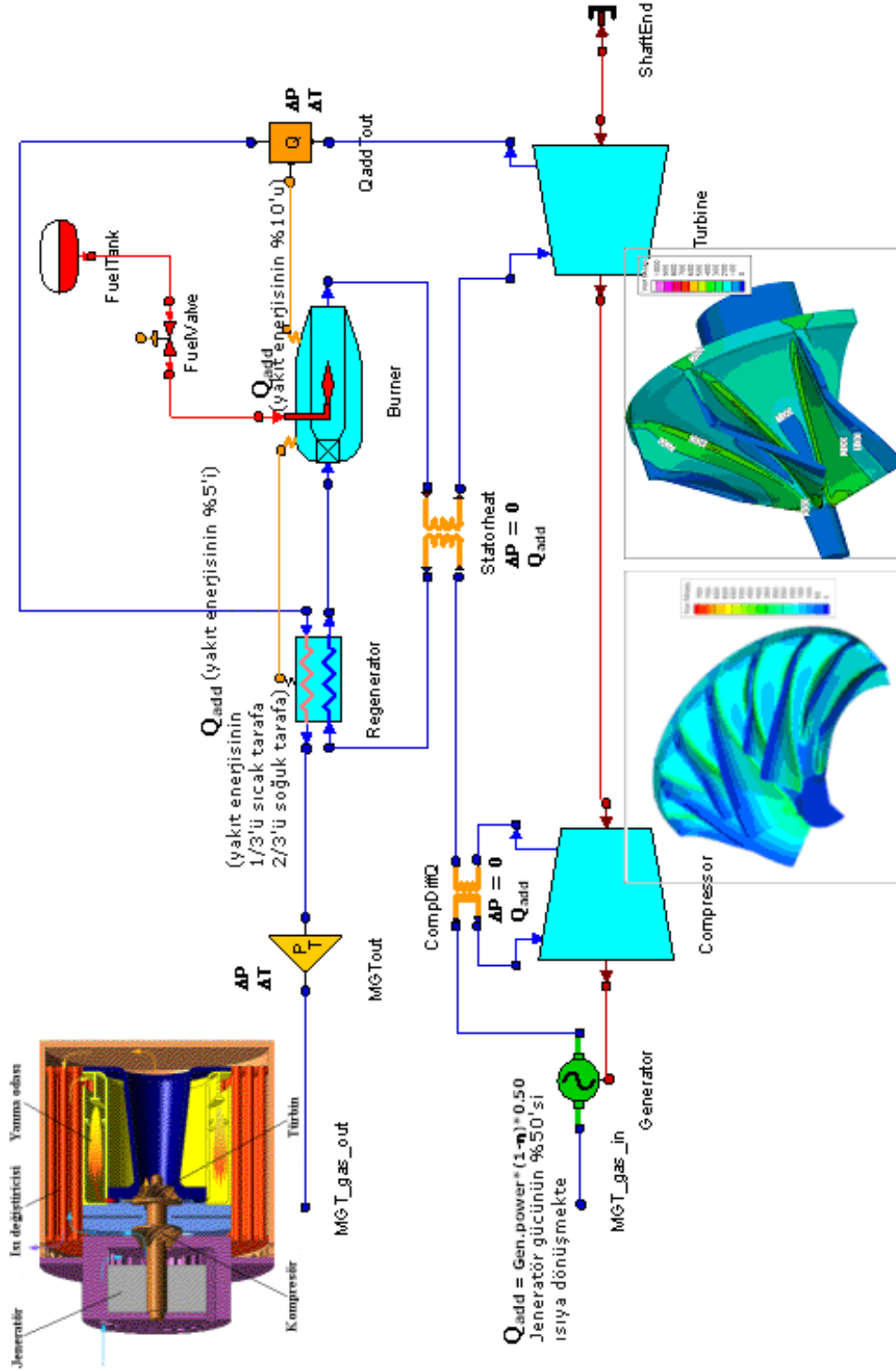
```

```
        END FOR
        y = y * x + A[1] * log(x)
        RETURN y
END FUNCTION

--
--Function: R_FAR
--
--Purpose: Function to calculate Gas constant for products of combustion
--         in dry air
--
FUNCTION REAL R_FAR
(
    IN REAL FAR    -- fuel air ratio
)
DECLS
    REAL Rgas
BODY
    Rgas = 287.05 - 0.00990 * FAR
    RETURN Rgas
END FUNCTION
```

EK 7

MİKRO-GAZ TÜRBİN ÇEVİRİMİNİN ŞEMATİK DİYAGRAMI



TEŞEKKÜR

Bu çalıőmamda bana her tűrlű desteęi sunan, yűksek lisans tez danıőmanım, deęerli hocam sayın Prof. Dr. Muhsin KILIÇ'a en içten teőekkűrlerimi ve saygılarımı sunarım.

Çalıőmanın gerçekleőmesindeki katkılarından dolayı, deęerli bilgisinden ve tecrűbesinden istifade ettięim von Karman Enstitűsű űęretim űyesi Sayın Prof. Dr. R. A. Van den BRAEMBUSSCHE, araőtırma műhendisi Dr. Zuheyr ALSALIHİ ve doktora űęrencisi Tom VERSTRAETE'ye teőekkűr ederim.

Bu alıőma, Belçika'da SBO 030288 PowerMEMS projesi tarafından desteklenmiőtir. Bu proje bűnyesinde çalıőan tűm proje űyelerine bana gerekli desteęi sundukları için teőekkűr ederim.

Son olarak en derin teőekkűrlerimi ve űűkranlarımı, bana her zaman destek olan ve hep yanımda olduklarını hissettięim annem, babam, kardeőtim ve Elçin'e sunmak isterim.

ÖZGEÇMİŞ

Tolga ÇAKMAK 1982 yılında Samsun'da doğmuştur. Orta 1. sınıfa kadar eğitimine burada devam etmiştir. Eskişehir Anadolu Lisesi'nden 2000 yılında mezun olduktan sonra aynı yıl Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne devam etmiştir. 2004 yılında Makine Mühendisi unvanını almıştır.