

MİKRO-TURBOJET'TEN MİKRO-TURBOSHAFT MOTOR DÖNÜŞÜMÜ İÇİN TERMODİNAMİK VE MEKANİK TASARIM KONSEPTİ

Christoph Ottl, Reinhard Willinger

Enerji Sistemleri ve Termodinamik Enstitüsü
Technische Universität Wien at Viyana

Getreidemarkt 9/302, A-1060 Viyana, Avusturya

christoph.oettl@tuwien.ac.at

reinhard.willinger@tuwien.ac.at

ÖZET

Bu çalışmada, mikro-turbojetten mikro-turboshaft motor dönüşümü için bir tasarım konsepti sunulmaktadır. Bu, gerçekleştirilen pazar araştırmasında gösterilen mevcut mikro-turboshaft motorlarının eksikliğinden kaynaklanmaktadır. Böylece, sunulan konsept, belirli bir güç çıkışı için mevcut bir mikro-turbojet motorunun mikro-turboshaft motoruna dönüşümü ile ilgilenmektedir. Dönüşüm, AMT Hollanda'dan OLYMPUS HP mikro-turbojet motoru kullanılarak gösterilmektedir. Ayrıca, ek bir tek aşamalı güç türbini için aynı anda geliştirilen analitik ön tasarım, bir termodinamik döngü simülasyonu ile birlikte gösterilmektedir. Bu, güç türbinine benzer gaz jeneratörü çıkış koşulunu elde etmek için yapılmıştır. Döngü hesaplaması içinde, küçük boyutlar nedeniyle meydana gelen kayıplar da dikkate alınmıştır. Tasarım sürecinde, belirli bir rotor hızı için gereken dişli kutusu oranını ağırlık minimizasyonu açısından en aza indirmek amacıyla güç türbininin iş katsayısı ve ortalama çapının farklı kombinasyonları incelenmiştir. Güç türbinindeki kayıpları düşük tutmak için, ön kanat sırası nihayetinde CFD hesaplamaları kullanılarak iyileştirilmiştir.

TERİMLER

bir özel çalışma

A akış alanı

b eksensiyel giriş uzunluğu

c	mutlak hız
d	çap
F	itme
h	özel entalpi
H_U	ısıtma değeri
l	kanat uzunluğu
\dot{m}	kütle akış hızı
Ma	Mach sayısı
p	basınç
P	güç
R_k	reaksiyon derecesi
Re	Reynolds sayısı
t	kanat açısı
T	sıcaklık
u	çevresel hız
w	göreceli hız
y^+	boyutsuz duvar mesafesi
α	mutlak akış açısı
β	göreceli akış açısı
η	verim
λ	iş katsayısı
ϕ	akış katsayısı
Π	basınç oranı
Ψ	Zweifel katsayısı
ρ	yoğunluk
ω	toplam basınç kaybı katsayısı

Alt indeksler

- 4 gaz jeneratörü türbini stator girişi
- 5 gaz jeneratör türbini rotor girişi
- 6 gaz jeneratör türbini rotor çıkışı
- 7 güç türbini stator girişi
- 8 gücturbini rotor girişi
- 9 gücturbini rotor çıkışı

- B* kanat
- C* kompresör
- in* başlangıç
- uzatılmış ex*
- GG* gaz jeneratörü
- m* ortalama
- P* pervane
- PT* güç türbini
- s* isentropik
- t* toplam
- T* türbin
- u* çevresel
- z* eksensel yön

Üst simgeler

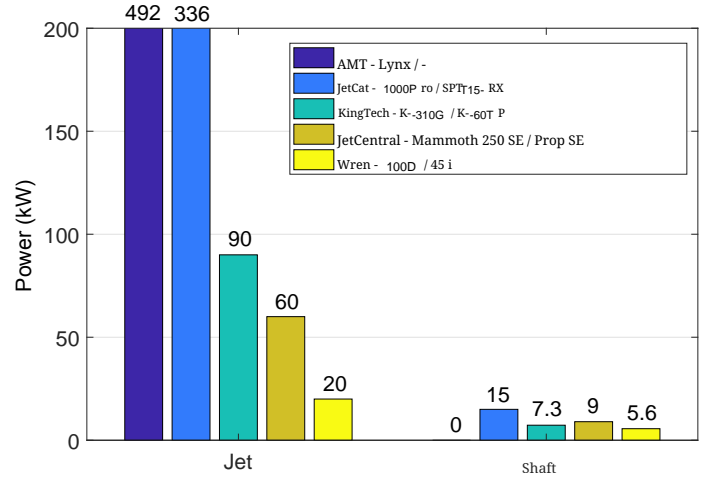
- * ilk tahminkütle
- ortalaması miktarı

Kısaltmalar

- CFD hesaplamalı akışkanlar dinamiği
- EGT egzoz gazı sıcaklığı
- GGT gaz jeneratör türbini
- ITD ara türbin kanalı
- İHA insansız hava aracı

GİRİŞ

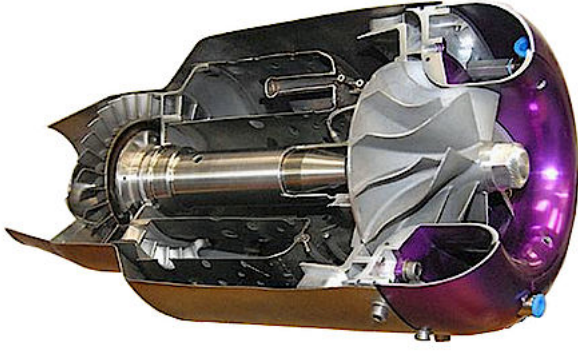
Son yıllarda, insansız hava araçlarına (İHA) olan talep özel ve ticari kullanım için çok hızlı bir şekilde arttı. Bir İHA'yı güçlendirmek için çeşitli teknolojiler kullanılabilir: elektrik motoru, içten yanmalı motor, gaz türbini. Her teknolojinin kendine özgü avantajları ve dezavantajları vardır. Gaz türbini, içten yanmalı motorlarla karşılaştırıldığında, torkun dönme hızı üzerindeki olumlu davranışını ve daha düşük titreşimleri gösterir. Öte yandan, bir elektrik motorunun ve bataryasının yüksek ağırlığı, herhangi bir hava aracı uygulaması için bir dezavantajdır. Çünkü trend, daha yüksek maksimum kalkış ağırlıklarına (MKA) doğru ilerlemektedir, bu da gereken itme gücünün artmasına neden olmaktadır. Ayrıca, drone itiş için şaft gücüne ihtiyaç vardır. Sunulan motor tasarım konsepti, bir tek pervaneli dronenin havada kalma uçuşu gereksinimleri için oluşturulmuştur. 25 kg'lık bir MKA için, pervane tasarımına bağlı olarak 20 a ile 40 kW arasında bir güç talebi tahmin edilmektedir. Bu tasarım tam olarak bilinmemektedir.



ŞEKİL 1. MİKRO-TURBOJET VE MİKRO-TURBOSHAFT MOTORLARININ MEVCUT EN YÜKSEK İTME GÜCÜ

bu zamanda, ancak pervane çapı yaklaşık 0.7 m'dir. Öncelikle yapılan bir pazar araştırması, 15 kW üzerinde mevcut turboshaft motoru bulunmadığını göstermiştir, ancak daha yüksek eşdeğer güç aralıkları için jet motorları temin edilebilir (Şekil 1, ayrıca [1] 'e bakın). Tasarım çabasını azaltmak için, mevcut bir jet motoru, 15 kW'dan fazla bir çıkışa sahip yeni bir turboshaft motorunun temeli olarak kullanılabilir [1]. Mevcut turbojet motoru, turboshaft motoru için bir gaz jeneratörü olarak hizmet eder; burada bir ara türbin kanalı (ITD) jet memesini değiştirir ve gaz jeneratörü türbini ile güç türbini arasında bağlantı kurar. Mevcut gaz jeneratörü türbini dışında, yalnızca güç türbini tasarlanmalıdır. Bu düşük güç aralığı motorlarının basit tasarımı nedeniyle, dönüşümün tasarım kısmı nispeten kolay bir şekilde gerçekleştirilebilir ve mevcut gaz jeneratörü entegrasyonu kolaydır. Mikro-turbojet motorları JetCat-P -P200 [2] ve Wren n100 [3] kullanılarak zaten dönüşümler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, dönüşüm için AMT Hollanda'dan Olympus HP motoruna ait veriler kullanılmıştır [4]. Bu motorun kesit görünümü Şekil 2'de gösterilmektedir. AMT, "Üniversite konfigürasyonu" sunduğundan, bu motora bağlı olarak birkaç çalışma zaten yayımlanmıştır [5 – 9]. Bakalis ve Stamatis [7], bu motorla ilgili eğitim amaçlı bir model kalibrasyonu yayımlamıştır. Olympus HP'nin geçici çalışma koşulları altındaki geniş bir performans verisi Leylek ve ark. [5] ve Leylek [6], t arafından, ayrıca deneysel araştırmalar ve sayısal hesaplamalar temelinde Rahman ve Whidborne [8], tarafından yayımlanmıştır.

Mevcut tasarım konsepti, sabit rotor hızı ile çalışmakla sınırlıdır. Helikopterlerde olduğu gibi, gaz türbini itişine sahip drone'ların da sabit rotor hızı ile çalıştırılması gerektiği açıktır. Ayrıca, yalnızca tasarım noktası verisi üretici tarafından sağlanmaktadır. Bu bilgi eksikliği nedeniyle, güç türbininin sınır koşullarını belirlemek için gaz jeneratörünün bileşen verimlilikleri ve kayıpları tahmin edilmelidir.



ŞEKİL 2. AMT OLYMPUSHP [12]

TABLO 1. OLYMPUSHP ÖZELLİKLERİ [4]

Özellikler	
İtme [N]	230
Dönme hızı [rpm]	108500
Kompresör basınç oranı [-]	3.8
Hava kütle akış hızı [kg/s]	0.45
Egzoz gazı sıcaklığı (maks) [° C]	700 (750)
Yakıt tüketimi [kg/s]	0.01

Bu nedenle, ticari yazılım IPSEpro ile bir termodinamik döngü modeli geliştirilmiştir. Model mikro motorlar için tasarlandığından, [10] adiabatik olmayan sıkıştırmaya [11] yol açan ek kayıplar meydana gelmektedir ve bunlar dikkate alınmıştır. Ayrıca, güç türbininin ortalama çapının mümkün olduğunca büyük olması istenmektedir, böylece pervane şaft hızı düşük bir aralıkta tutulabilir. Verilen bir iş katsayısı için, ortalama çap arttıkça türbin hızı azalır. Ancak, gaz jeneratör şaftının yüksek hızları nedeniyle, güç türbininin ortalama çapını artırarak yeterli hız azaltımını sağlamak mümkün değildir. Bunun nedeni, prototip drone'un pervane şaft hızının 5000 r d/dk'da çalışacak şekilde tasarlanmış olmasıdır, oysa gaz jeneratör şaftı tasarım noktasında AMT'nin spesifikasyonlarına göre 108500 r d/dk hızında çalışmaktadır (Tablo 1). Serbest çalışan güç türbininin hızı, gaz jeneratör şaft hızının yaklaşık yarısıdır (Tablo 5). Bu nedenle, güç şaftı ile pervane şaftı arasında ek bir dişli azaltma mekanizması sağlamak gereklidir. Bu nedenle, dişli kutusu ağırlığını minimize etmek için en düşük dişli oranına yol açan iş katsayısı ve türbin ortalama çapı kombinasyonları incelenmiştir. Ağırlık azaltımının yanı sıra, başlangıçta dişli azaltma kutusu ile ilgili herhangi bir kısıtlama yoktur.

GÜÇ TAHMİNİ

Dönüşümün ilk adımında, uygun bir jet motoru seçilmelidir. Jet motorları genellikle İtme F ve kütle akış hızı \dot{m} ile karakterize edildiğinden, belirli bir jet motoru kullanarak ne kadar şaft gücü üretilebileceğini tahmin etmek için eşdeğer bir güç değeri hesaplanmalıdır. İdeal turbojet döngüsüne göre

(Şekil 3), kinetik enerji $c_{10}^2/2$ şaft gücüne dönüştürülebilecek enerji miktarını temsil eder. İtme, doğrusal momentum denklemi kullanılarak hesaplanabilir; bu, Denklem (1)'de görülebilir.

$$F = \dot{m}(c_{10} - c_0) \quad (1)$$

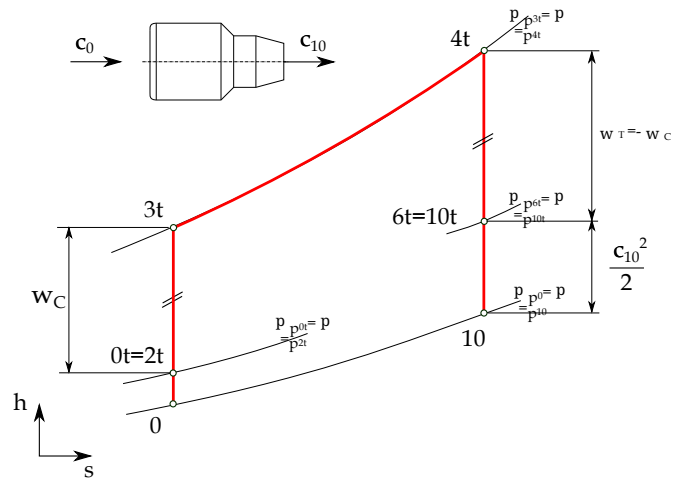
Giriş hızı c_0 durma durumunda 0 eşit olduğu ve $c_0 \ll c_{10}$ dikey kaldırma durumunda olduğu için, Denklem (1)'de c_0 göz ardı edilebilir. Ayrıca, kinetik enerjiye dayalı eşdeğer bir güç değeri hesaplanabilir.

$$P = \dot{m} \frac{c_{10}^2}{2} \quad (2)$$

Denklem (1) ve (2)'nin kombinasyonu ile mevcut güç yalnızca verilen değerler F ve \dot{m} kullanılarak elde edilebilir, bu şekilde Denklem (3)'te gösterilmiştir.

$$P = \frac{F^2}{2\dot{m}} \quad (3)$$

AMT Olympus HP için güç tahmini



ŞEKİL 3. İDEAL TURBOJET DÖNGÜSÜ

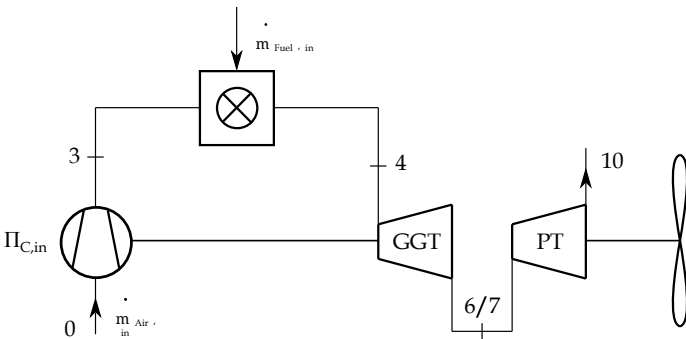
Denklem (3), dönüştürülebilir bir shaft gücüne ≈ 58.8 kW ulaşmaktadır. Engine spesifikasyonları AMT Hollanda tarafından verilenler Tablo 1'de görülebilir.

TERMODİNAMİK DÖNGÜ MODELİ

Seçilen jet motoru OLYMPUS HP'ye göre, IPSEpro yazılımı ile uygun bir çevrim modeli oluşturulmuştur. İlk basit model Şekil 4'te gösterilmektedir. Bu nedenle, gaz jeneratörü (GG) olarak hizmet veren mevcut jet motoru, serbest çalışan bir güç türbini (PT) ile genişletilmiştir. Verilen kompresör basınç oranı Π_C , AMT'ye göre statik-de-statik bir değer olarak tanımlandığından, çevrim hesaplaması statik değerlerle, herhangi bir basınç kaybı göz ardı edilerek gerçekleştirilmiştir. Çevre koşulları, kompresör girişinde ve PT çıkışındaki çevre basıncı olarak tanımlanmalıdır. Belirtilen uçuş koşulları nedeniyle, standart sıcaklık ve basınç (STP) tanımlanmıştır. Bilinmeyen bileşen verimlilikleri mümkün olduğunca iyi tahmin edilmeli ve ısıtma değeri kullanılan yakıta göre tanımlanmalıdır. Verilen motor spesifikasyonları Kerosene Jet A-1 kullanımı altında geçerli olduğundan, ısıtma değeri bu yakıta karşılık gelmeli ve bu nedenle $H_U = 42800$ kJ/kg olarak belirlenmiştir. Verilen motor spesifikasyonları dikkate alındığında, ilk sonuçlar, özellikle türbin çıkış sıcaklığının belirtilen değerden güçlü bir şekilde saptığını göstermektedir (Tablo 2'deki ilk model). Türbin çıkış koşullarının güç türbini giriş koşullarına benzer olması nedeniyle dönüşüm için en önemli olanlardır; bu nedenle model, verilen değerlere ulaşmak için çeşitli modifikasyonlarla genişletilmiştir.

(Şekil 5). Amaç, seçilen motoru mümkün olan en iyi şekilde haritalamak ve bilinmeyen parametreleri mümkün olduğunca sınırlamaktır.

Öncelikle, kompresör basınç oranı, küçük boyutlar nedeniyle giriş havasının önceden ısıtılması dikkate alınarak adiabatik olmayan sıkıştırmayı göz önünde bulundurmak için azaltılmıştır [11]. [5] ve [7] her ikisi de tasarım noktasında AMT'den verilen 3.8 değerine karşı ≈ 3.5 'lik bir basınç oranı ölçmüştür, bu nedenle adiabatik olmayan sıkıştırmanın dikkate alınabileceği varsayılabilir.



ŞEKİL 4. İLK DÖNGÜ MODELİ

basınç oranı yaklaşık 8 % (Denklem (4)).

$$\Pi_{C,ex} = 0.92 \cdot \Pi_{C,in} \quad (4)$$

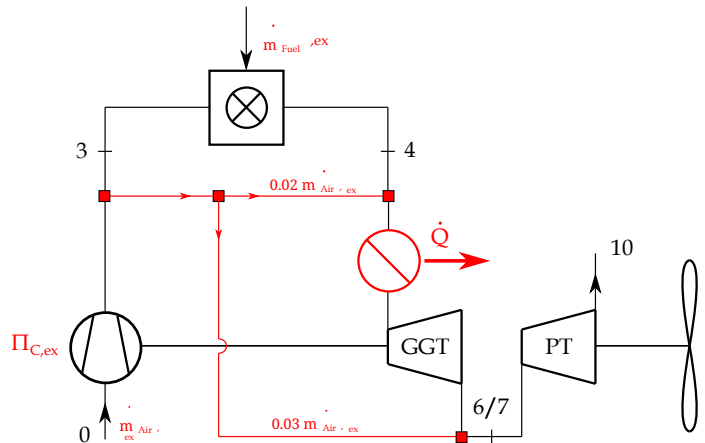
Ayrıca, AMT tarafından belirtilen hava kütle akış hızı, 10 % kadar artırılmıştır [6] (Denklem (5)).

$$\dot{m}_{Air,ex} = 1.1 \cdot \dot{m}_{Air,in} \quad (5)$$

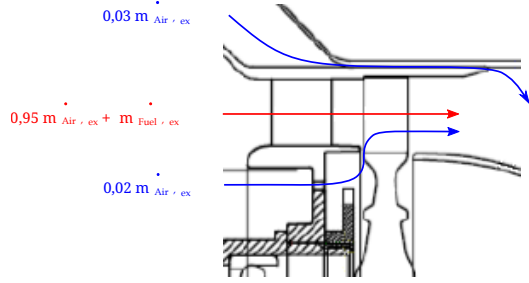
Verilen yakıt kütle akış hızı da 11 % kadar azaltılmıştır, böylece [5] ölçümlerine göre türbin çıkışında uygun bir EGT sağlanmıştır ve bu Tablo 2'de listelenmiştir. Bu, Denklem (6) ile uyumlu bir yakıt kütle akışına yol açar.

$$\dot{m}_{Fuel,ex} = 0.89 \cdot \dot{m}_{Fuel,in} \quad (6)$$

[5] tarafından da açıklandığı gibi, AMT tarafından verilen yakıt kütle akış hızı doğrudan yakıt tankı çıkışında ölçülmekte ve yağlama için yakıtı içermektedir. Bunu dikkate almak için, mevcut modelde yanma odası girişinde tanımlanan yakıt kütle akış hızı azaltılmalıdır. Ayrıca, motor muhafazası aracılığıyla bir ısı kaybı da dikkate alınmıştır. Statik ısı transferi için ilk kaba bir tahminde 3 kW'lık bir değer düşünülmüştür. Isı kaybı 0 ile 3 kW arasında değiştirildiğinde, bu aralıkta ısı kaybının EGT üzerinde yalnızca küçük bir etkisi olduğu ortaya çıkmaktadır. Ayrıca, Şekil 6'da gösterildiği gibi disk ve muhafaza soğutması da dikkate alınmıştır. Rodgers'a göre [14] mikro-türbinlerin küçük boyutları nedeniyle iç rotor soğutma geçidi sağlamak mümkün değildir. GGT giriş sıcaklığına bağlı olarak, disk soğutma amacıyla 2% bir hava kütle akış hızı varsayılmaktadır [14]. Bu kütle akış hızı yanma sürecine katılmamaktadır ve türbin girişinde sıcak gaz akışına karışmaktadır. Ayrıca, hava kütle akışının başka bir 3% olduğu varsayılmaktadır.



ŞEKİL 5. UZATILMIŞ DÖNGÜ MODELİ



ŞEKİL 6. TURBİN SOĞUTMA HAVA KİTLESİ AKIŞI [13]

oran, türbinin çıkışında gaz akışına karıştırılmakta. Bu, kaplama soğutma amacıyla yapılmaktadır. Bu yöntem, mikro-turbomakine içinde soğutmanın yaygın bir yoludur. Tüm bu hususlar, genişletilmiş model kullanılarak EGT'nin azaltılmasına yol açmaktadır. Sonuçların karşılaştırması Tablo 2'de gösterilmektedir. Bilgi eksikliği nedeniyle, kompresör ve türbin verimlilikleri $\eta_{sc} = 0.74$ ve $\eta_{st} = 0.92$ ile tahmin edilmiştir. [9] ile uyumlu olarak

($\eta_{sc} = 0.72$ ve $\eta_{st} = 0.85$), seçilen verimlilikler, Vannoy ve Cadou'dan geliştirilen modelin ölçümleri oldukça iyi bir şekilde uyduğu için iyi bir yaklaşımı temsil etmektedir. Türbin verimliliği, [9] 'tekinin biraz daha yüksektir ancak genişleme sürecine katılmayan hava kütle akışı miktarı nedeniyle daha da azaltılmıştır. Ayrıca, [2], karşılaştırılabilir bir motor için 0.89 türbin verimliliği kullanmaktadır (JetCat P 200, $F = 230$ N, $\Pi_c = 3 \cdot 7$, $\dot{m}_{Air} = 0.45$ kg/s). Elde edilen EGT'leri karşılaştırdığımızda, genişletilmiş model ile verilen değerler arasında iyi bir uyum vardır. EGT'leri karşılaştırılabilir hale getirmek için, modellemeyen elde edilen statik sıcaklık toplam sıcaklığa dönüştürülmüştür. Ayrıca, [5] 'ten alınan ölçülen değer, GG'nin maksimum shaft hızı ($n = 108500$ rpm) için ekstrapole edilmiştir, çünkü sıcaklık yalnızca $n = 105700$ rpm'de sağlanmaktadır. Ayrıca, genişletilmiş model, başlangıç modeline göre önemli bir iyileşme göstermektedir. Bu nedenle, tüm bu faktörlerin modellemede dikkate alınması gerektiği varsayılabilir. Nihai genişletilmiş modelin bir şeması

TABLO 2. BELİRLENEN VE HESAPLANAN EGT'LERİN FARKLI MODELLERLE KARŞILAŞTIRMASI

Model / Exp.	EGT [°C]
AMT spesifikasyonları (maks)	700 (750) $\pm 2\%$
Exp. Leylek [5]	754
İlk model	908
Genişletilmiş model	752

Şekil 5'te gösterilmektedir. Ayrıca, ITD'de ısı ve sürtünme kayıplarının meydana gelmesi muhtemeldir ve kolayca uyarlanabilir. ITD'nin son boyutları şu anda bilinmediğinden, bu ısı kaybı bu model için dikkate alınmamıştır. Yeterli EGT'nin yanı sıra, genişletilmiş model yaklaşık 60 kW (mekanik kayıplar olmadan) bir shaft gücü hesaplamaktadır ve bu, Eqn. (3)'e göre tahmin edilen 58.8 kW gücü ile iyi bir uyum içindedir.

AKIŞ KOŞULLARI Gaz jeneratörü türbinini

Şekil 7, GG'nin tek aşamalı eksenel türbinini göstermektedir. Türbinin giriş ve çıkışındaki basınç p , yoğunluk ρ ve sıcaklık T termodinamik döngü hesaplaması ile elde edilmiştir, ancak akış hızları henüz dikkate alınmamıştır. Ancak, bu güç türbinini tasarımı için gereklidir. Bu nedenle, en azından ortalama çap d_m ve kanat uzunlukları l_{l4} ve l_{l6} , dolayısıyla akış alanları A_{A4} ve A_{A6} bilinmelidir. Verilen motor için boyutlar $d_m = 73$ mm, $l_{l4} = 10$ mm ve $l_{l6} = 12$ mm'dir. Kütle dengesi gereği, kılavuz kanat giriş hızı c_{c4} hesaplanabilir.

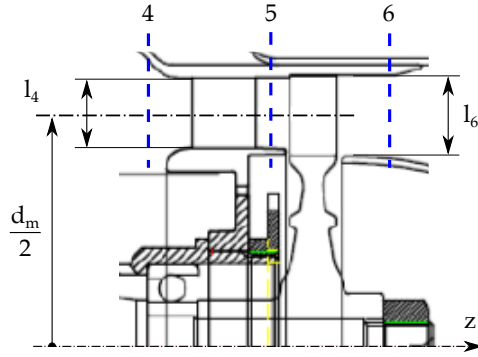
$$c_{i,z} = \frac{\dot{m}_{Air,ex} + \dot{m}_{Fuel,ex}}{\rho_i \cdot d_m \cdot \pi \cdot l_i} \Bigg|_{i=4,5,6} \quad (7)$$

Bilgi eksikliği nedeniyle, türbülanssız akış varsayılmıştır.

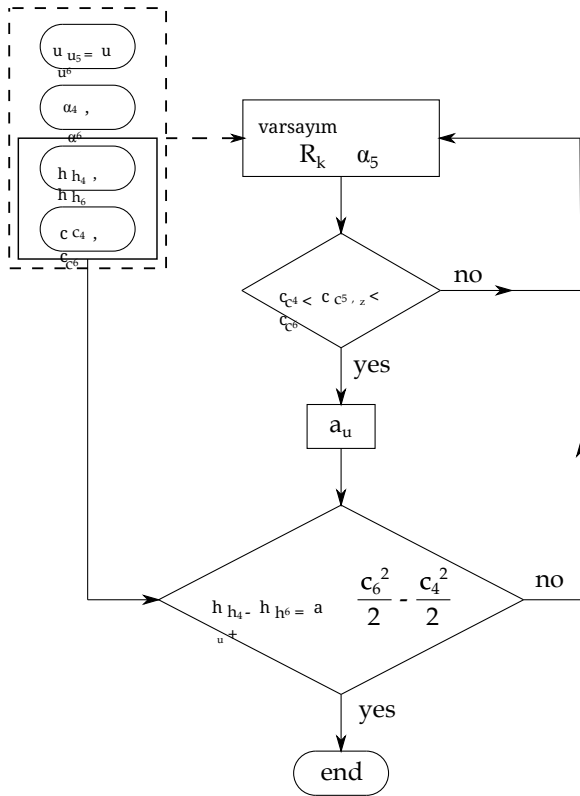
($c_{c4} = c = c_{c4,z}$ ve $\alpha^4 = 90^\circ$). Ayrıca, türbinin tasarımının, mutlak türbin çıkış hızının da büyük ölçüde türbülanssız olacak şekilde yapıldığı varsayılmaktadır ($c_{c6} = c = c_{c6,z}$ ve $\alpha^6 = 90^\circ$). Bunun nedeni, bu durumda belirli bir hız için itmenin mümkün olduğunca yüksek olmasıdır. Bu varsayım altında, mutlak hız c_{c6} kütle dengesi ile Eqn. (7) uyarınca elde edilebilir. Varsayımı desteklemek için bir ortalama hat analizi gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle, Şekil 8'de gösterildiği gibi MATHCAD kullanarak bir iteratif döngü oluşturulmuştur. Termodinamik döngü hesaplamasından elde edilen entalpiler h_{t4} ve h_{t6} ile önceden hesaplanmış hızlar c_{c4} ve c_{c6} kullanılarak, bölüm 5'teki mutlak ve relatif hızlar hesaplanabilir; burada reaksiyon derecesi R_k ve mutlak akış açısı α^5 ilk tahminle de olsa tahmin edilmelidir. Bu nedenle, Tab. 3 c uyarınca reaksiyon aşamaları için yaygın değerler kullanılabilir.

TABLO 3. REAKSİYON AŞAMALARI İÇİN REHBER DEĞERLER

R_k [-]	α^5 [°]	β_6 [°]
0,5	14-40	140-160

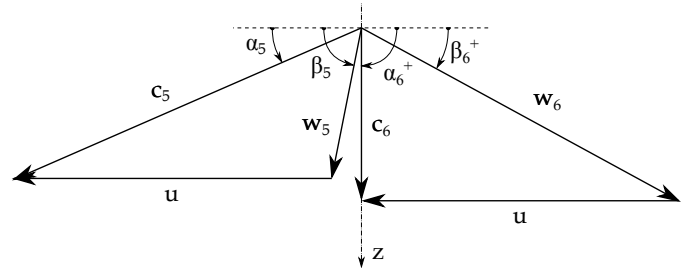


ŞEKİL 7. AMTOLYMPUSHP GG-TÜRBİN [13]



ŞEKİL 8. GG-TÜRBİN AKIŞ ŞEMASI

Son olarak, türbinin spesifik işi ve gücü sırasıyla hesaplanabilir. Bu değer artık termodinamik döngü hesaplamasından elde edilen değerle karşılaştırılabilir. İyi bir uyum sağlanması durumunda, hesaplama tamamlanır ve türbülanssız akışın geleneksel olarak aranan optimal akış koşulunu temsil ettiği varsayılabilir. Seçilen motor için sonuçlar Tab. 4'te gösterilmektedir. Akış katsayısı $\phi = c_{5m}/u_m = 0.68$, iş katsayısı $\lambda = a_u/u/u_m^2 = 0.97$ ve reaksiyon derecesi $R_k = 0.52$.



ŞEKİL 9. HIZ ÜÇGENİ GG-TÜRBİN

geleneksel değerleri alır. Bu aynı zamanda varsayılan değerlerin gerçek motorla oldukça iyi bir şekilde örtüştüğünü gösterir. Şekil 9, türbin aşamasının hız üçgenlerini göstermektedir. Aşama üzerindeki kesitsel genişleme, yoğunluktaki baskın azalma için sabit meridyen hızını sağlamak için çok zayıftır c_z . Bu nedenle, meridyen hızının arttığı açıktır.

TABLO 4. GG-TÜRBİN AKIŞ KOŞULLARI

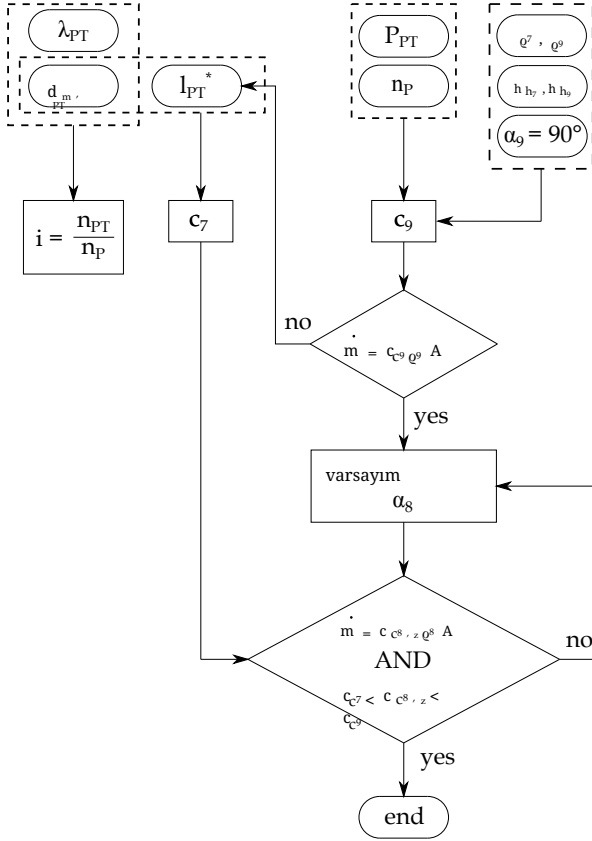
Bölüm	4	5	6
h [kJ/kg]	1005	906	799
c [m/s]	205	490	297
c_z [m/s]	205	281	297

GÜÇ TÜRBİNASI TASARIMI

Ana boyutlar

Güç türbini tasarımı için, ortalama hat analizi (Şekil 10) aracılığıyla türbinin ana boyutlarını elde etmek için başka bir iterasyon döngüsü geliştirilmiştir. Akış hızlarının hesaplanmasının yanı sıra, enerji ve kütle korunumu sağlanmalıdır. Pervane şaftının güç P_P ve hız n_P değerleri verilmiştir ve belirtilen İHA gereksinimlerine bağlıdır. Ayrıca, kütle akış hızı verilmiştir ve optimal türbülanssız çıkış akışı ($\alpha = 90^\circ$) varsayılmaktadır. İş katsayısı λ_{PT} , ortalama çap d_m , P_T ve kanat yüksekliği l_{PT} başlangıçta seçilmelidir. Daha sonra, gerekli şanzıman oranı i hesaplanabilir. İlk tahmin için bir kılavuz olarak, aşağıdaki sınırlamalar belirtilmiştir:

- $1 \leq \lambda_{PT} \leq 2$
- $\alpha_8 \leq 40^\circ$
- $d_{m,PT,max} = 2 \cdot d_{m,GG}$
- $l_{PT} \leq l_{GG}$



ŞEKİL 10. PT-TÜRBİN TASARIM AKIŞ ŞEMASI

Enerji korunumu ve döngü hesaplamasından elde edilen sınır koşulları ile, mutlak çıkış hızı $c_{9.0}$ elde edilebilir. Hesaplanan hız kullanılarak, kütle akış hızı verilen değerle örtüşmelidir, böylece kütle dengesi sağlanır. Değerler uyuşmuyorsa, kanat yüksekliği değiştirilmelidir. Kanat yüksekliğinin tüm aşama boyunca sabit olarak seçildiği belirtilmelidir. GG-türbini için daha önce gösterildiği gibi, mutlak akış açısı α_8 kütle korunumu sağlamak için seçilmelidir. Döngü hesaplaması yalnızca 7 ve 9. kesitte değerler sağlarken, kılavuz kanat çıkışındaki yoğunluk isentropik genişleme varsayımı altında hesaplanmıştır. Bu hesaplama döngüsü, farklı iş katsayıları ($1 \leq \lambda \leq 1.8$) için nihayet gerçekleştirildi. Her λ için üç farklı ortalama çap (90 mm, 95 mm ve 100 mm) seçilmiştir. Bu, Tablo 5'te gösterildiği gibi farklı reaksiyon dereceleri, şanzıman oranları, kılavuz kanat çıkış akış açıları ve çevresel hızlar ile sonuçlanmaktadır. 1.1 iş katsayısı, ~ 0.5 reaksiyon derecesi ile sonuçlanmaktadır. Kılavuz kanatlar ve rotor kanatları bu yapılandırma ile aynı şekilde tasarlanabileceğinden, bu değerler dönüşüm için seçilmiştir. Ayrıca, en düşük ağırlık için en düşük şanzıman oranına sahip şanzıman seçilmiştir $\lambda = 1.1$. Bu nedenle, aşamanın ortalama çapı 100 olarak belirlenmiştir.

mm, 12.5 mm'lik bir kanat yüksekliğine ve ayrıca $AR = 1.43$ ITD-alan oranına yol açan nedir.

TABLO 5. GÜÇ TÜRBİNİ TASARIM VARYANTLARI

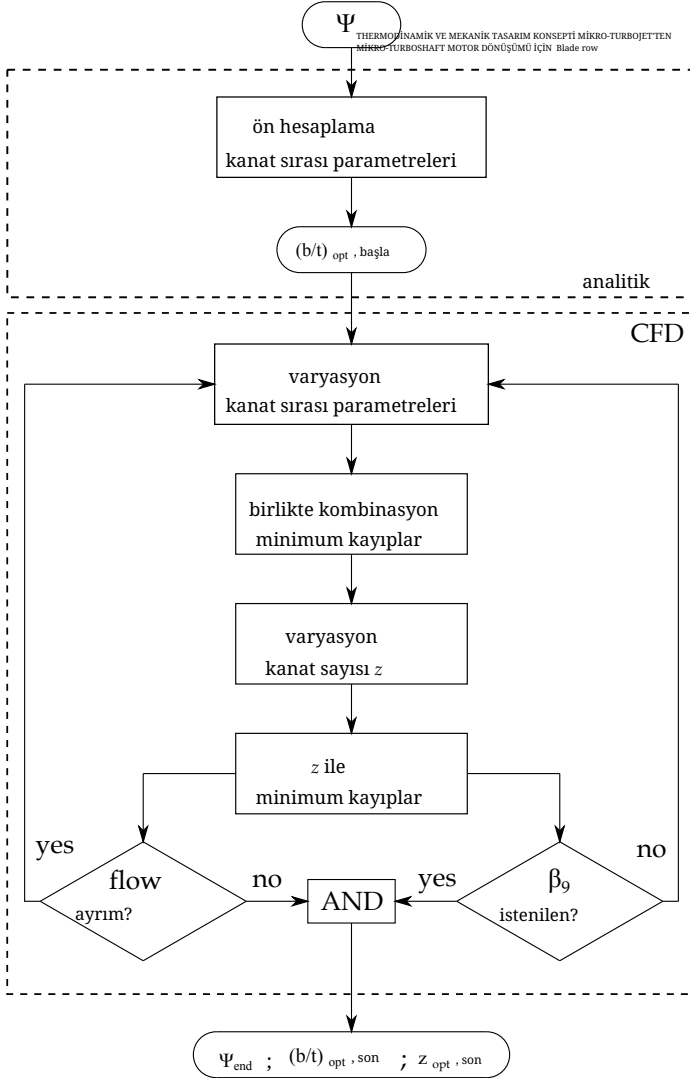
λ [-]	d_m [mm]	b_{en} [-]	R_k [-]	α_8 [°]	n_{PT} [devir/dakika]
1.0	90	12.6	0.55	40	63000
	95	11.9			59500
	100	11.3			56500
1.1	90	12.0	0.51	39.1	60000
	95	11.4			57000
	100	10.8			54000
1.2	90	11.5	0.46	38.4	57500
	95	10.9			54500
	100	10.4			52000
1.4	90	10.6	0.37	37.2	53000
	95	10.0			50000
	100	9.6			48000
1.6	90	9.9	0.27	36.4	49500
	95	9.4			47000
	100	8.9			44500
1.8	90	9.4	0.17	35.8	47000
	95	8.9			44500
	100	8.5			42500

Kanat sırası

Ortalama hat analizine dayanarak, ön bir kanat sırası oluşturuldu. Bu nedenle, hesaplanan akış hızlarına ve akış açılarına göre yeterli kanat sırası parametreleri seçilmelidir. Bunlar esasen kayma açısı, kordon ile pervane oranı, ön kenar ve arka kenar yarıçapı ile kama açılarıdır. Öncelikle, kanat üzerinde etki eden gerçek ile maksimum mümkün olan teğetsel aerodinamik kuvvet oranını tanımlayan bir Zweifel katsayısı Ψ seçilmiştir (8).

$$\Psi = 2 \left(\frac{t}{b} \right) \sin^2 \beta_9 (\cot \beta_8 - \cot \beta_9) \quad (8)$$

Bundan sonra, elde edilen akış açılarına dayalı olarak optimal eksenel kordon ile pervane oranı [15] doğrultusunda hesaplanabilir. Bunu yapmak için, Ψ öncelikle 1 olarak ayarlandı. Wilson ve Korakianitis'in gösterdiği gibi, yaygın değerler $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$ aralığında yer almaktadır [16]. Ayrıca, bu tasarım sırasında kullanılan parametrelerin seçimi ve kanat profilinin ön tasarım hesaplaması için iyi kılavuzlar sunmaktadır.



ŞEKİL 11. OPTİMAL KANAT SAYISI AKIŞ ŞEMASI

Öncelikle bir kanat sırası elde edildikten sonra, kayıpları en aza indirmek için kanat geometrisini geliştirmek amacıyla CFD simülasyonları kullanıldı. Bu nedenle, farklı kanat sırası parametrelerinin farklı kombinasyonlarını kapsayan çeşitli tasarım noktaları, minimum kayıplara sahip bir yapılandırma bulmak için incelendi. Farklı tasarım noktaları, optimal alan doldurma yöntemi kullanılarak otomatik olarak oluşturuldu. Değişken kanat parametreleri, kayma açısı, ön/arka kenar yarıçapı ve kama açıları, boğaz genişliği, boğaz açısı ve çıkış kanat açısını içermektedir. Amaç fonksiyonu olarak toplam basınç kaybı katsayısı

$$\omega = \frac{\bar{p}_{18} - \bar{p}_{19}}{\bar{p}_{19} - \bar{p}_9} \quad (9)$$

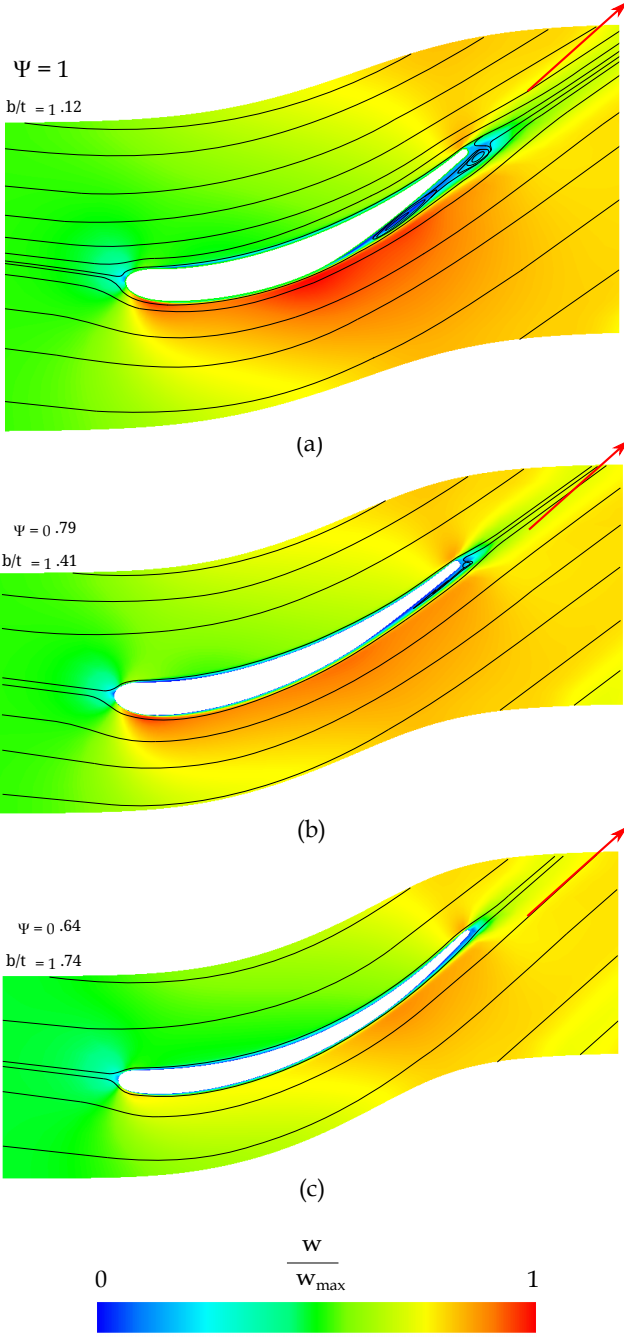
seçildi. Basınç değerleri kütle ile ortalamaya alınmıştır. Kanat sırası parametrelerinin yanı sıra, sabit seçilmiş eksenel kanat kordonu için kanat sayısı z_B değiştirilmiştir. Eşitlik (8)'e göre, optimal eksenel kordon ile pervane oranı, kanat sayısını değiştirerek elde edilebilir. Kanat sırası parametrelerinin her değişiminde, kanat sayısı 27 (ilk olarak Wilson yöntemi ile elde edilen) ile 60 arasında değiştirilmiştir. Ayrıca, hesaplanan akış alanının akış ayrılmasından arınmış olup olmadığı ve gerçek çıkış akış açısının ortalama hat analizinden hesaplanan değerle uyumlu olup olmadığı kontrol edilmelidir (Şekil 11). Küçük kanat yükseklikleri nedeniyle, kanatlar silindirik olarak tasarlanmıştır.

CFD kurulumu

CFD hesaplamaları, ticari yazılım ANSYS FLUENT T 18.1 kullanılarak, sabit durum, sıkıştırılabilir akış varsayımıyla ve analitik tasarım yoluyla daha önce elde edilen bir giriş Mach sayısı ile $Ma_{w,1} = 0.42$ varsayımıyla gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, kanat sırası bu nedenle ANSYS DESIGN MODELER ile tasarlanmış ve 3D ağı, her kanat sektörü için yaklaşık 78000 hücre içerecek şekilde ANSYS TURBO GRID ile oluşturulmuştur. Uniform akış koşulları varsayımı altında, periyodik sınır koşulları ile bir sektör modeli kullanılmıştır. Sıkıştırılabilir akış varsayıldığı için, girişte toplam basınç ve çıkışta radial denge dikkate alınarak statik basınç sınır koşulları olarak kullanılmıştır. Küçük boyutlar nedeniyle, profil Reynolds sayısı $5 \cdot 10^4$ mertebesinde. Türbülans etkilerini kapsamak için, Menter [17] tarafından geliştirilen SST $k - \omega$ türbülans modeli, düşük Reynolds sayısı düzeltmesi ile birlikte kullanılmıştır. Türbülans yoğunluğu %2 olarak ayarlanmış ve girişte $f 0.01 \cdot r$ için [18] doğrultusunda bir türbülans uzunluk ölçeği kullanılmıştır.

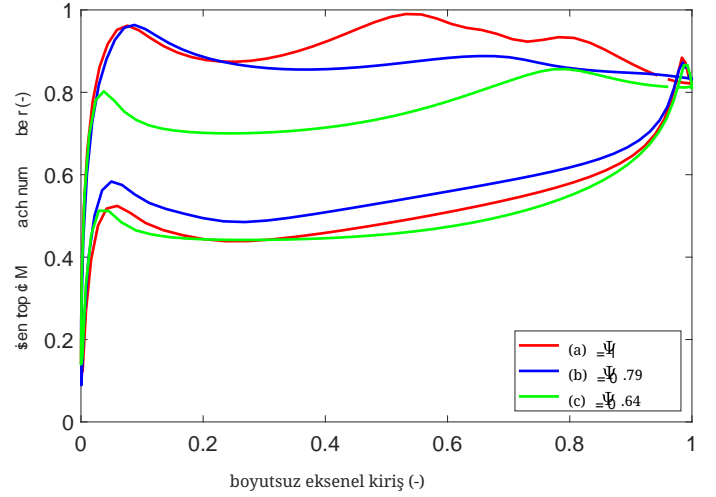
Sonuçlar

ŞEKİL 12, ortalama kesitte üç farklı kanat sırasının akış hatları ile hız alanını göstermektedir. Şekil 12. (a), analitik olarak elde edilen başlangıç kanat sırası geometrisini göstermektedir. Kanat sayısı, $\Psi = 1$ için Eqn. (8)'e göre optimum kordon ile pervane oranı için seçilmiştir. Hesaplama sonuçları, düşük kordon ile pervane oranı ve yetersiz kanat sırası parametreleri nedeniyle emiş tarafında önemli bir akış ayrılması olduğunu göstermektedir. Kanat sayısının artırılması ve dolayısıyla bu başlangıç kanat geometrisi için b/t oranının artırılması, minimum kayıpların $b/t = 1.12$ olarak hesaplamalarla beklenildiği gibi gerçekleşmediğini göstermektedir. Bunun, profil Reynolds sayısının düşük olduğu durumlarda emiş tarafında akış ayrılması riskinin daha yüksek olmasından kaynaklandığı şüphelenilmektedir. Şekil 12. (b), geliştirilmiş bir kanat geometrisi için optimum kanat sayısındaki akış hatlarını göstermektedir. (a) ile karşılaştırıldığında, akış ayrılmasının şimdi daha küçük olduğu görülmektedir. Optimum kanat sayısı $(b/t = 1.41)$, ω bu geometri için minimumda iken, Ψ 0.79 değerini almaktadır. Bu cor-

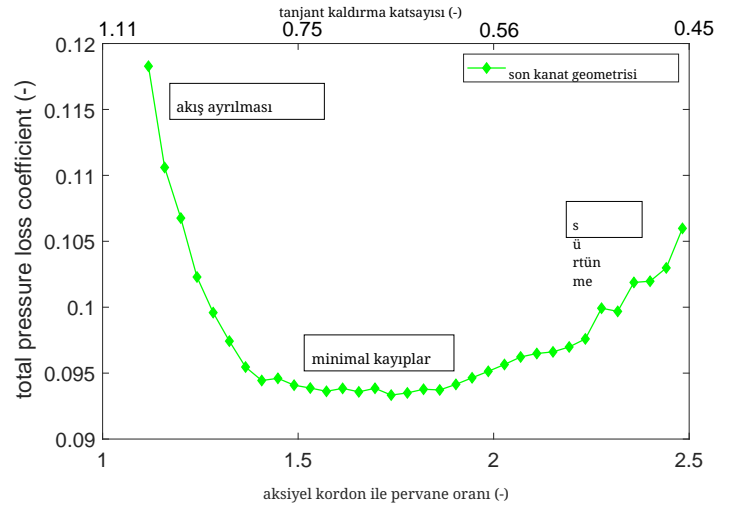


ŞEKİL 12. AKIŞ HIZI GRAFİĞİ

Zweifel'e çok iyi yanıt verir, optimum kordon ile pervane oranı $\Psi = 0.8$ için verilen akış açıları için 1.40 değerini alır. Ayrıca, çıkış açısının β_0 konfigürasyonu (a) ve (b) için gereken değeri karşılamadığı görülebilir. Şekil 12. (c) nihai ön tasarım kanat sırasını göstermektedir. Akış ayrılması artık tamamen ortadan kalkmış ve çıkış akış açısı iyi bir şekilde karşılık gelmektedir.



ŞEKİL 13. ISENTROPİK MACH SAYISI DAĞILIMI



ŞEKİL 14. TOPLAM BASINÇ KAYBI

Belirtilen güç çıkışı için ortalama hat analizi ile elde edilen değer. Şekil 12'deki kırmızı ok, istenen çıkış akış yönünü temsil etmektedir. Tasarım süreci boyunca, kanat geometrisinin sürecin ilerlemesiyle birlikte incelendiği görülmektedir. Emiş tarafı eğriliği, konfigürasyonu (c) yönünde daha düzgün hale gelmektedir; bu, profil (a) için Zweifel tahmininin sapmasının bir başka nedeni olabilir. Ayrıca, emiş tarafındaki maksimum hız, arka kenara doğru kaydırılmıştır.

Kanat yüzeyleri üzerindeki Mach sayısı dağılımları Şekil 13'te gösterilmektedir. Basınç tarafındaki dağılımlar, basınç tarafı geometrisinin pek değişmemesi nedeniyle tüm durumlar için oldukça benzerlik göstermektedir. Öte yandan, emiş tarafı dağılımı iyileştirme süreci boyunca önemli bir değişim göstermektedir. İlk kanat sırası, yüksek dalgalanma gösteren bir dağılıma sahiptir.

Bu dağılım, ivmelenme nedeniyle akış ayrılması ile birlikte yavaşla ma sonucunda oluşmaktadır. İyileştirilmiş kanat sırası (b), aslında iyi olan nispeten sabit bir dağılım göstermektedir. Ancak, bu tasarım kötü çıkış akış koşulları nedeniyle değiştirilmelidir. Son konfigürasyon için, Şekil 14, kordon ile pervane oranı fonksiyonu olarak toplam basınç kaybı katsayısının değişimini göstermektedir. Grafik üç ana alana ayrılabilir. Birkaç kanat için, akış ayrılması nedeniyle yüksek kayıplar meydana gelmektedir. Kanat sayısının artmasıyla birlikte, akış ayrılması ortadan kalkmakta ve kayıplar nispeten geniş bir aralıkta sabit minimal hale gelmektedir. Kanat sayısının daha da artması, sürtünme nedeniyle kayıplara yol açmaktadır. Düşük eksenel kordon ile pervane oranında yüksek bir gradyan nedeniyle kayıpların akış ayrılmasından daha fazla etkilendiği açıkça görülmektedir. Mevcut geniş optimal eksenel kordon ile pervane oranının, seçilen kanat sırasının düşük sapmasından kaynaklandığı varsayılmaktadır. Düz minimum nedeniyle, $0.6 \leq \psi \leq 0.8$ aralığında neredeyse aynı düşük kayıplarla optimal bir konfigürasyon bulunabilir. Ağırlık azaltımı ve üretim çabası açısından, ψ mümkün olduğunca yüksek seçilmelidir. Aşamanın reaksiyon derecesi yaklaşık $\tau 0.5$ olduğundan ve kılavuz kanat ile rotor kanadı için kanat geometrisi aynı şekilde tasarlanabileceğinden, kılavuz kanat sırası bu ön tasarımda detaylı olarak ele alınmamaktadır.

SONUÇLAR

Bu çalışmada, mikro-turbojetten mikro-turboshaft motor dönüşümü için bir kavram sunulmuştur. İlk bir tahminle, dönüştürülebilir shaft gücünün miktarı elde edilebilmiştir. Ayrıca, küçük boyutların etkilerini dikkate alarak bir termodinamik döngü modeli geliştirilmiştir. Mevcut motorlara dair bilgiler genellikle nadir olduğundan, seçilen bir motorun gaz jeneratörünün yeniden hesaplanması, bilinmeyen sınır koşullarını belirlemek için sunulmuştur. Aynı anda gerçekleştirilen ortalama hat analizi ile bilinmeyen para metreler, örneğin bileşen verimlilikleri tahmin edilebilmiştir. Sınır koşullarının hesaplanmasının ardından, ek güç türbininin tasarımı sunulmuştur. Bu nedenle, ortalama hat analizine dayanan analitik bir ön tasarım yöntemi de gösterilmiştir. Ayrıca, güç türbininin ortalama çapı ve iş katsayısının yeterli bir kombinasyonu, minimum dişli kutusu ağırlığı açısından bulunmuştur. Hesaplamalar, 1.1 iş katsayısı ve $100 \text{ m}^3/\text{s}$ ortalama çap kullanılarak minimum ağırlığın elde edilebileceğini göstermektedir; bu, uygun bir reaksiyon derecesi dikkate alındığında geçerlidir. PT-gücü, 13% termal verimlilikte ve $180 \cdot 10^{-6} \text{ (kg/s)/kW}$ spesifik yakıt tüketiminde GGT-gücünün yaklaşık 50% kadardır. Ayrıca, kanat sırası geometrisi CFD hesaplamaları kullanılarak optimize edilmiştir. Özellikle, önceden optimize edilmiş bir kanat sırası için sabit bir kordon ile pervane oranını değiştirerek optimum kanat sayısı aralığı elde edilmiştir. 1.74 'lük optimum b/t oranı 42 kanada yol açacaktır. Kanat sayısını 34 'e düşürmek, neredeyse aynı düşük kayıplarla üretim çabasını azaltacaktır. Bir sonraki araştırma görevi, elde edilen kanat geometrisi için bir yapısal analiz yapılmasıdır.

elde edilen kanat geometrisinin optimizasyonudur. ITD'nin de bir optimizasyonu yapılabilir.

kayıbı en aza indirme açısından daha fazla araştırma konusu olabilir ve genel motor ağırlığı.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, Avusturya Araştırma Kurumu'nu takdir etmek istemektedir. Proje JET T2S HAFT'i destekleyen FFG Tanıtım Ajansı Havacılık Araştırma ve Teknoloji çerçevesinde Programı TAKE OFF.

REFERANSLAR

- [1] Kadosh, K., ve Cukurel, B., 2017. "Mikro-Turbojetto Turbofan Dönüşümü Sürekli Değişken Aktarım Yoluyla- sion: Termodinamik Performans Çalışması". *Gaz Türbinleri ve Güç için Mühendislik Dergisi- I39(2)*, Şubat,
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., ve Badry, B. E., 2017. "Turbojet Motoru JetCat P P200 'nin Turboprop Motora Dönüşümü". *Uluslararası Bilimsel ve Mühendislik Araştırmaları Dergisi*, 8(3), Mart, s. 1447-1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., ve Saboohi, Z., 2019. *Değerlendirme- mikro-turboprop dönüşüm yaklaşımının motorlar*. CSAA- Çin Havacılık Dergisi- <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Hollanda, 2018. *Olympus HP Özellikleri*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., ve Smith, N., 2013. *Küçük Gaz Türbini Motorunun Performans Modelleme Üzerine Bir Araştırma*. ASME Paper GT T2013-94405.
- [6] Leylek, Z., 2012. *Küçük Gaz Türbini Motorunun Performans Modelleme Üzerine Bir Araştırma*. Hava Araçları Bölümü - Savunma Bilimleri ve Teknoloji Organizasyonu - Avustralya Hükümeti, DSTO-TR-2757.
- [7] Bakalis, D. P., ve Stamatis, A. G., 2010. *Genişletilmiş In- Küçük Mikro- için Aletler ve Model Kalibrasyonu Türbin*. ASME Kağıdı GT T2010-22837.
- [8] Rahman, N. U. ve Whidborne, J. F., 2008. "Motor kanamasının tek bobin turbojet motorunun performansı üzerindeki etkisine dair sayısal bir araştırma". *Mekanik Mühendisler Enstitüsü Bildirileri, Bölüm G: Havacılık Mühendisliği Dergisi*, 222(7), Temmuz, s. 939-949.
- [9] Vannoy, S. ve Cadou, C. P., 2016. *Küçük Turbojet Motoru için NPSS Modelinin Geliştirilmesi ve Doğrulanması*. 52nd AIAA/SAE/ASEE Ortak İtken Konferansı - AIAA A2016-5063.
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z. ve den Braembussche, R. A. V., 2006. *Mikro Gaz Türbinlerinde Isı Transferinin Sayısal Çalışması*. ASME Kağıdı GT T2006-90161.
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., ve Tan, C. S.,

2004. *Mikro-Turbomakine Aerotermodinamiği*. ASME PaperGT T2004-53877 .

- [12] AMT Hollanda, 2018. *İç resimler*. URL http://www.amtjets.com/internal_pics.php .
- [13] AMT Hollanda, 2019. *Re: OLYMPUS HP Üniversite konfigürasyonu*. URL <http://www.amtjets.com> .
- [14] Rodgers, C., 1968. “Küçük Gaz Türbinleri için Döngü Analiz Tekniği”. *Mekanik Mühendisler Kurumu Bildirisi*, **183**(14), Eylül, ss. 37–49.
- [15] Zweifel, O., 1945. *Optimal kanat dağılımı meselesi*
Turbomakine'lerin kanatlandırılmasında, özellikle
beigrosser Umlenkungin den Schaufelreihen. BBC-Mitteilungen.
- [16] Wilson, D. G., ve Korakianitis, T., 1998. *Tasarım Yüksek Verimli Turbomakinalar ve Gaz Türbinleri*. Sec-İkinci baskı, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. “İki-Denklemli Eddy-Viskozite Tur-Mühendislik Uygulamaları için Türbülans Modelleri.” *AIAA Dergisi-nal*, **32**(8), Ağustos, ss. 1598–1605.
- [18] Hah, C., 1984. “Üç-Dimensional Türbülanslı Akışların Navier-Stokes Analizi Turbina Kanat Sıraları İçinde Tasarım ve Tasarım Dışı Koşullarda.” *Mühendislik Dergisi-Gaz Türbinleri ve Güç için*, **106**(2), Nisan,