

# Çok Küçük Gaz Türbinli Jet Motorları – Mevcut Sınırlamalar ve Geliştirme Potansiyeli

D. Hirndorf \*, A. Hupfer \*, W. Erhard \* ve H.-P. Kau \*

\*Uçuş İtme Enstitüsü

Münih Teknik Üniversitesi, 85747 Garching, Almanya

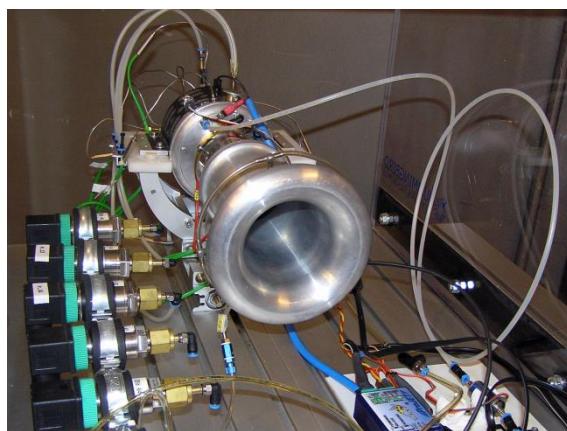
## Özet

Gaz türbini teknolojisi, geniş bir uçuş koşulları yelpazesi için mükemmel itki-ağırlık oranlarına sahip itme cihazları sunmaktadır. Ancak, mevcut küçük gaz türbin motorlarının düşük verimliliği ve yüksek işletme maliyetleri, bunların yeni ortaya çıkan pazarlardaki kullanımını önemli ölçüde kısıtlamaktadır. Bu çalışma, bir test standından elde edilen termodinamik döngü verilerine dayanarak küçük gaz türbinlerinin performansını değerlendirmektedir. Bileşen bazlı parametrelerin etkisini analiz etmekte ve verimliliği artırmak için önlemler önermektedir. Analiz yapıldıktan sonra, kompresör difüzörü ile yanma odası arasındaki kesişim, iyileştirme potansiyeli yüksek bir alan olarak belirlenmiştir.

## 1. Giriş

Son yıllarda, 1000 N ve altındaki itki aralığında (çok küçük gaz türbini jet motorları) çeşitli yeni gaz türbini jet motorları tasarlanmıştır. Küçük boyutları ve hafif ağırlıkları, bunları model uçaklar, İHA'lar, uzaktan kumandalı araçlar ve otonom uçuş sistemleri gibi yeni ortaya çıkan pazarlar için cazip kılmaktadır. Ancak, ölçekleme etkileri ve yanma odası veya kompresör difüzör kanatları gibi ana bileşenler için tasarım kılavuzluğunun eksikliği nedeniyle, bu motorların düşük verimliliği hâlâ birçok durumda kullanımını kısıtlamaktadır.

Münih Teknik Üniversitesi'ndeki Uçuş İtme Enstitüsü'nde, mevcut en son teknoloji değerlendirilmesi ve iyileştirme potansiyelinin belirlenmesi amacıyla çok küçük gaz türbinleri üzerinde araştırmalar yapılmıştır. Bir gaz türbini Frank Türbini TJ 74 [1] termodinamik döngü süreci bir test standında analiz edilmiştir (bkz. Şekil 1). Ancak, bazı temsilci durum koşulları, çevresel olarak düzensiz dağılımlar nedeniyle doğru bir şekilde belirlenmemiştir. Ölçüm belirsizliklerini hesaba katmak ve akış koşulları hakkında daha ayrıntılı bilgi sağlamak amacıyla sayısal analizler gerçekleştirılmıştır. Tasarım parametreleri ve bileşen verimlilikleri, GasTurb 12 performans yazılımı [2] kullanılarak iteratif olarak hesaplanmıştır.



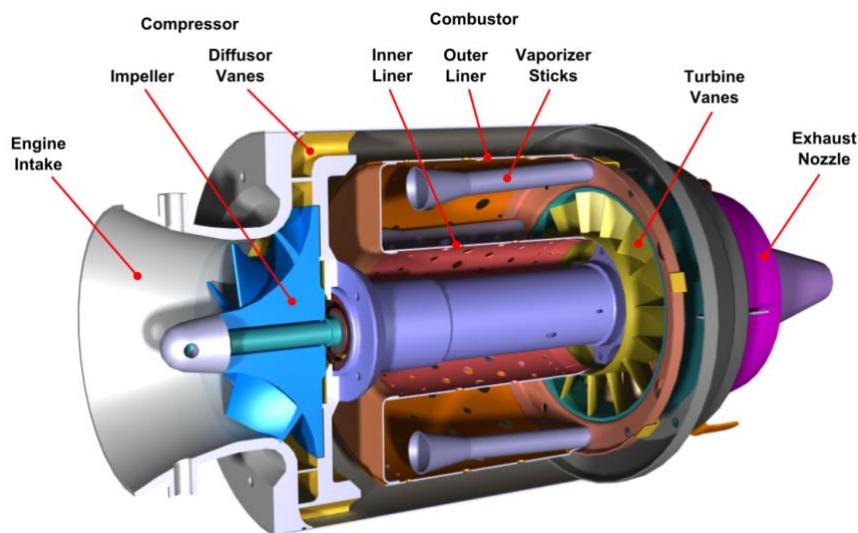
FŞekil 1: Gaz türbini Frank Türbini ile test standı

TJ 74

## 2. Küçük gaz turbinlerinin konfigürasyonu

Çoğu küçük gaz turbini jet motorunun konfigürasyonu, Kurt Schreckling'in [3] yönergelerine dayanmaktadır. Ortam havası, gaz turbinine motor girişinden girer ve kompresöre yönelir. Kompresör, santrifüj pale ve ardından gelen difüzör kanatlarından oluşur; bu kanatlar havayı eksenel yönde saptırır ve statik basıncı artırarak hızını azaltır. Hava, yanma odasının iç ve dış astarındaki birkaç delikten yanma bölgесine girer. Havanın küçük bir kısmı, yanıcı bölgenin arka tarafındaki buharlaştırıcı çubuklara yönlendirilir. Çubukların içinde bu hava kısmı, çubukların sıcak duvarında buharlaşan yakıt ile karıştırılır. Yakıt-hava karışımı, buharlaştırıcı çubuklardan çıktıktan sonra tutuşur. Yanma odasının aşağısında, egzoz gazi türbinde genişler ve kompresör paletine güç sağlar. Egzoz gazi, akışı hızlandırmak için daralan memeden gaz turbininden çıkararak itme oluşturur. Şekil 2, gaz turbininin tüm konfigürasyonunu göstermektedir.

Daha büyük gaz turbini motorlarına kıyasla önemli bir fark, yatakları soğutmak ve yağlamak için ayrı bir yağ sisteminin olmamasıdır. Bunun yerine, kerosen ve yaklaşık 5% türbin yağı karışımı hem yanma hem de yağlamayı sağlar. Karışım, yakıt pompasından sonra ayrılır, böylece toplam yakıt akışının yaklaşık 5%'si yataklardan [3] geçer. Bu oran, ana egzoz gazi akışıyla türbin bölümünden önce birleşmez – yanma odasını atlar ve bu nedenle yanmamış kalır.



Şekil 2: Çok küçük bir gaz turbininin konfigürasyonu

## 3. Tek sargılı turbojetlerin performans değerlendirmesi

Jet motorunun performansını değerlendirmek için, itme spesifik yakıt tüketimi ve spesifik itme  $\dot{m}_{fuel}$  nicelendirilebilir. Bu, yakıt kütlesi itme çıkışına ilişkilendirerek motorun genel verimliliğini karakterize eder (bkz. Denklem (1)). Spesifik itme, itme ve motor kütlesi akışının bölümündür ve bu nedenle esasen egzoz gazi hızı  $v_9$  ve dolayısıyla egzozun spesifik kinetik enerjisi ile bir fonksiyondur (bkz. Denklem (2)). Bu değer, boyutun sınırlayıcı bir faktör olduğu ve itmenin düşük kütle akışları ve yüksek hızlar ile oluşturulması gereken küçük motorlar için açıkça önemlidir.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F_N} \approx \frac{FAR}{(FAR + 1) \cdot v_9} \quad (1)$$

$$F_{sp} = \frac{F_N}{\dot{m}_0} \approx (FAR + 1) \cdot v_9 \quad (2)$$

Her iki denklem, uçuş hızının etkisinden sunulmuştur. Yakıt-hava oranı  $\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_0$ , yakıt kütle akışını motorun hava kütle akışı  $\dot{m}_0$  ile ilişkilendirir. Denklem (1) ve (2)'de gösterildiği gibi, her iki performans değeri birbirileyle yakından ilişkilidir. Ancak, kinetik enerjinin itmeye dönüşümü, genellikle daha yüksek hızlarda [4] daha az verimli hale gelir. Bu nedenle, motor tasarımu her zaman bir uzlaşma olmalıdır, çünkü düşük ve yüksek  $s_p$  aynı anda elde edilemez.

Performans değerleri, motorun tasarım parametreleri ve bileşen verimlilikleri ile ilişkilidir. Tek spool turbojet için, bu, kompresör toplam basınç oranının  $t_{c,C}$ , türbin giriş sıcaklığının  $t_{4,T}$  yanı sıra bireysel bileşenlerin verimlilikleri ve basınç kayıplarının bir sonucudur (bkz. Eq. (3)).  $\eta_{is,C}$  ve  $\eta_{is,T}$ , sırasıyla kompresör ve türbinin isentropik verimlilikleridir.  $\eta_{Comb}$ , enjekte edilen yakıtın gerçekten yanmış olan kısmını tanumlayarak yanmanın verimliliğini değerlendirir.  $\eta_{mech}$ , yatak kayıplarından kaynaklanan mekanik verimlilikdir. Giriş bölümünde, yanma odasında ve itme memesinde meydana gelen basınç kayıpları, ilgili toplam basınç oranları  $t_{t,I}$ ,  $t_{CC}$  ve  $t_{t,N}$  ile dikkate alınmaktadır.

$$SFC = f(\Pi_{t,C}, T_{t,4}, \eta_{is,C}, \eta_{is,T}, \eta_{Comb}, \eta_{mech}, \Pi_{t,I}, \Pi_{t,CC}, \Pi_{t,N}) \quad (3)$$

Yukarıda gösterilen korelasyonlar, spesifik itme  $s_p$  için de geçerlidir. Ancak, türbin giriş sıcaklığı  $t_{4,T}$  sabit kaldığı sürece yanma verimliliğinin  $\eta_{Comb}$  etkisi çok düşüktür. Bu durumda, daha az verimli bir yanma, daha yüksek bir yakıt-hava oranı gereklerecektir.

#### 4. Küçük bir jet motorunun çevrim analizi

##### 4.1 Ölçümler

Küçük bir gaz turbini jet motorunun performansını değerlendirmek için bir Frank Turbini TJ 74 test standında incelenmiştir. Termodinamik çevrim parametreleri 107 000 rpm'de yüksek yük referans çalışma noktasında ölçülmüştür. Ölçümler sabit koşullarda alınmıştır. Tüm değerler 20 saniyelik bir süre boyunca zaman ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Aşağıdaki veriler elde edilmiştir (bkz. Tablo 1):

Tablo 1: TJ 74 jet motoru için Ölçülen Çevrim Verileri

Statik Ortam Basıncı		96 kPa
Statik Ortam Sıcaklığı		280 K
Net İtme		106.4 N
Motor Hava Kütle Akışı	.	300.7 g/s
Toplam Yakıt Akısı	.	5.31 g/s
Toplam Kompresör Çıkış Basıncı		273 kPa
Statik Kompresör Çıkış Basıncı		251 kPa
Toplam Kompresör Çıkış Sıcaklığı		407 K
Toplam Yanma Odası Çıkış Basıncı		236 kPa
Toplam Türbin Çıkış Sıcaklıklar		873 K
		899 K
		869 K
Toplam Ortalama Türbin Çıkış Sıcaklığı	—	880 K

Test standda, motora standart bir çan ağızı hava giriş kanalı takıldı. Hava kütle akışı  $\dot{m}_0$ , çevresel yoğunluktan, giriş kesit alanından ve karşılık gelen ölçülen statik basınç farkından hesaplandı. Türbin çıkışındaki ortalama sıcaklık  $t_{5,avg}$ , aynı kesitte çevresel olarak dağıtılmış üç ayrı prob (a, b, c) tarafından ölçülen sıcaklıkların aritmetik ortalaması ile belirlenir.

Motorun tüm termodinamik döngüsünü analiz etmek için, giriş ve memedeki basınç kayiplarının her birinin yüzde bir olduğu tahmin edildi. Mekanik verimliliğin yüzde 98 olduğu varsayıldı. Tüm tasarım parametreleri, test standından elde edilen verilerle eşleşecek şekilde yinelemeli olarak ayarlandı. Sonuçlar, bu bölümün sonunda Tablo 2, Sütun 1'de gösterilmektedir. Döngü analizi, 49.9 g/(kNs) spesifik yakıt tüketimi SFC ve 354 m/s spesifik itme  $sp$  sağladı.

Daha büyük motorlarla karşılaşıldığında, küçük gaz türbinlerinin termodinamik verimliliği çok düşüktür. Ölçülen değer, aktif bir afterburner ile 48 g/(kNs) olan modern askeri kullanılan EJ200 motorunun elde ettiği değerden daha yüksektir.

[5] . Bu verimsizlige katkıda bulunan ana faktör, 2.87'lik düşük basınç oranı (EJ200 için 26) ve 995 K (EJ200 için yaklaşık 1800 K) olan türbin girişi sıcaklığında bulunabilir. Her iki değer de belirli kısıtlamalara bağlıdır ve bu nedenle oldukça düşük seviyelerde kalmaktadır. Türbin girişi sıcaklığı, motorun genel ömrünü belirleyen türbinin sürdürülebilir malzeme sıcaklığı ile sınırlıdır. Küçük jet motorlarının türbinleri genellikle soğutulmadığı için, türbin girişi sıcaklığı, ikincil hava sistemine sahip daha büyük motorlarla karşılaşıldığında çok daha düşük bir seviyededir. Ayrıca, bir sonraki bölümde tartışacağı gibi, sıcaklık dağılımı türbin girişi kesitinde eşit değildir. Sıcak noktalar, yerel maksimum sıcaklığı ve dolayısıyla malzeme gerilimini tanımladığından, kesit üzerindeki ortalama sıcaklık daha düşük kalır. Bazı uygula malarda, basınç oranı motorun geometrik boyutu ile sınırlı olabilir, çünkü daha yüksek basınç oranları daha büyük kompresörler gerektirir. Ayrıca, artan basınç oranlarından kaynaklanan daha yüksek kompresör çıkış sıcaklıklarını, alüminyum gibi diğer malzemeleri gerektirecektir; çelik veya titanyum gibi. Bu, motorun kütlesini ve üretim karmaşıklığını artıracak ve nihayetinde motorun toplam maliyetini yükseltecektir. Daha yüksek basınç oranları, türbin tarafından sağlanan daha fazla özel güç gerektirecektir. Bu, ikinci bir eksenel türbin aşamasının gerekliliğine yol açabilir ve bu da karmaşıklığı daha da artırır.

Birçok küçük boyut etkisi, daha yüksek kayiplara yol açar ve bu da performansı daha da etkiler. Bu, turbo bileşenleri için özellikle önemlidir. Düşük Reynolds sayıları, atalet ile viskoz kuvvetler arasındaki düşük oran nedeniyle yüksek sürtünme faktörlerine yol açar. Geometrik boyutla ters orantılı olan yüzey-alan oranı, küçük boyutlarda sürtünmeyi daha da artırır. Ayrıca, boşluk aralıklarının etkisi, üretim toleranslarından kaynaklandığı için daha belirgin hale gelir ve bu nedenle boyutla ölçeklenmez. Bu faktörler, kompresör (74. 6 % ) ve türbin (78. 5 % ) için karşılaştırılabilir düşük verimliliklere yol açar. Küçük boyut etkileri ve bunların motor performansı üzerindeki etkileri ile ilgili ayrıntılı analizler [6] ve [7] içinde sunulmaktadır.

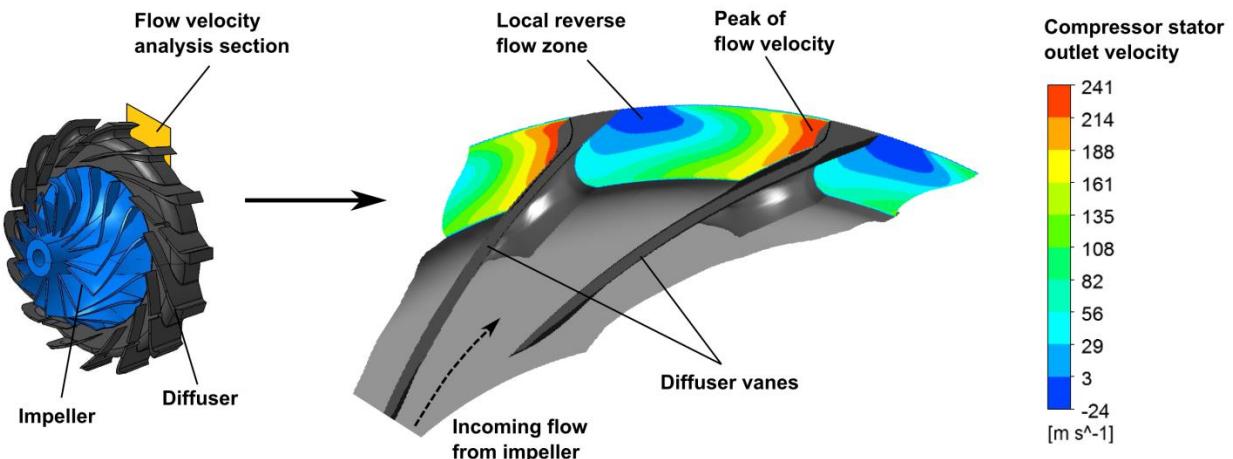
Yanma, küçük gaz türbininin performansı üzerinde başka bir önemli etki oluşturur. Daha büyük motorların yanma verimlilikleri genellikle tasarım koşullarında yüzde 99'un üzerinde iken, analiz yüzde 85.7 gibi önemli ölçüde daha düşük bir verimlilik göstermektedir. Rulmanlar üzerinden geçen yakıt akışı (toplam yakıt akışının yaklaşık 5% ) çıkarılsa bile, yanma odasında hala neredeyse yüzde on yakıt yanmamış kalmaktadır.

#### 4.2 Ölçülen değerlerin değerlendirilmesi

Ölçülen veriler, tüm termodinamik döngüyü ve dolayısıyla tüm tasarım parametrelerini ve verimlilikleri yeniden oluşturmak için yeterlidir. Ancak, ölçümün güvenilirliği değerlendirilmelidir. İtme ve yakıt kütle akışı, sırasıyla bir kuvvet sensörü ve bir Coriolis akış sensörü aracılığıyla belirlendiğinden, her iki değer de güvenilir olarak kabul edilebilir. Bu, spesifik yakıt tüketiminin doğru bir şekilde hesaplanabilecegi anlamına gelir. Ancak, motor bileşenleri arasındaki belirli kesitlerde durum değerlerini ölçerken sorunlar ortaya çıkmaktadır. Özellikle toplam değerler, genellikle çevresel olarak asimetrik olan yerel akış fenomenlerine bağlı olduğundan dikkatle ele alınmalıdır. Bu nedenle, bu ölçülen değerler üzerinde daha ayrıntılı bir inceleme yapılması gerekmektedir.

##### Kompresör çıkış basıncı

Kompresör çıkışındaki toplam ve statik basınçın ölçümü (istasyon 3) 0.35 Mach sayısı ve 141 m/s'lik karşılık gelen bir hız  $3$  vermektedir. Kompresör difüzör kanatları üzerindeki son sayısallaştırma malara göre [8] bu sayılar çok yüksektir. Şekil 3'te gösterildiği gibi, difüzörden çıkan akışın hızı iki kanat arasındaki kesit boyunca önemli ölçüde değişmektedir. Bu, pale tarafından gelen akışın açısal momentumunu sonucudur ve bu durum akışın stator kanatlarından ayrılmasına neden olmaktadır. Bu, yerel ters akış bölgelerine ve yaklaşık 240 m/s büyülüğünde hız zirvelerine yol açmaktadır. Bu alandaki ortalama mutlak akış hızı  $3,avg$ . 102 m/s'dir. Bu,  $t,3$  ölçen probun yerel hızın ortalamanadan daha yüksek olduğu bir konumda bulunduğu sonucuna varılmasına yol açmaktadır. Statik basınçın  $3$  tüm kesit boyunca sabit kaldığı ve bu nedenle doğru bir şekilde ölçüldüğü varsayımyla, kompresör çıkış toplam basıncı kesit ortalaması değeri olan 262 kPa'ya düzeltilebilir. Tasarım parametrelerindeki değişiklikler Tablo 2, Sütun 2'de gösterilmektedir.



Şekil 3: Kompresör difüzörü çıkışındaki hız profili (istasyon 3)

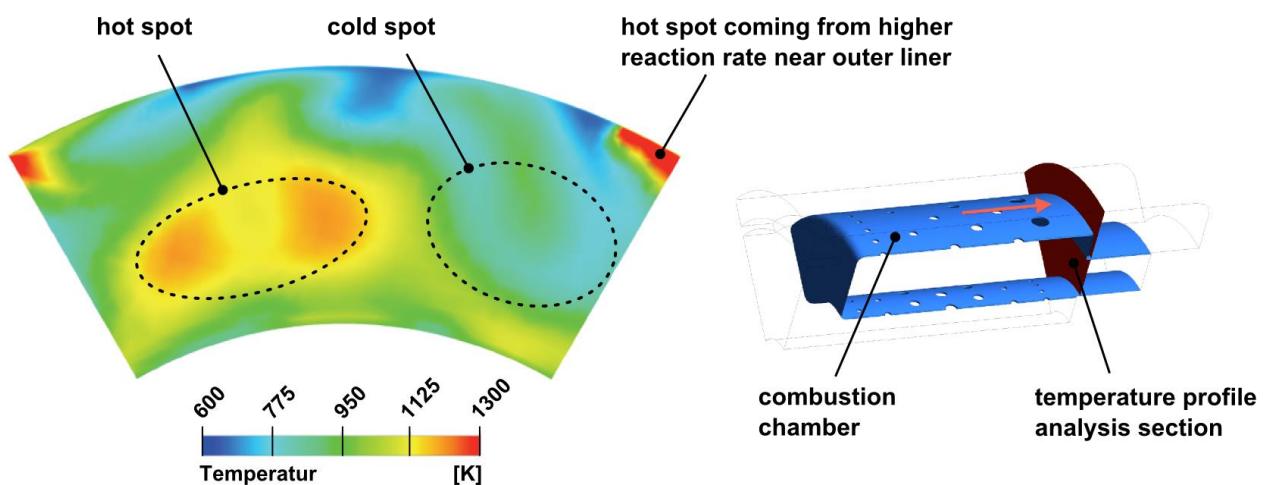
Daha düşük çıkış basıncı, doğrudan 2.76'lık bir azaltılmış kompresör basınç oranına yol açar. Ölçülen toplam yanma odası çıkış basıncı ile yanma odası basınç kaybı, %13.6'dan %10.1'e önemli ölçüde azaltılmıştır. Bu değer, sayısal araştırmalardan elde edilen yanma odası değerlerine daha yakın olduğu için daha gerçekçi görülmektedir; bu araştırmalar basınç kaybını sırasıyla %8 ile %9 ve %10 olarak tahmin etmektedir.

Dikkate değer bir etki, türbin verimliliği üzerindeki etkidir; bu verimlilik yaklaşık 2.5 baz puan azalmaktadır. Çevre basıncı, varsayılan memenin basınç kaybı ve kütle akışı, itme ve türbin çıkış sıcaklığı için ölçülen değerlerle birlikte,  $t$  noktasının sıcaklık-entropi diyagramındaki konumu (bu bölümün sonunda Şekil 5'e bakınız) belirlenmiştir. Sıkıştırma içi n gereken azaltılmış özel güç nedeniyle, toplam türbin giriş sıcaklığının düşmesi gerekmektedir. Tablo 2'de gösterildiği gibi sıcaklık düşüşü 4 K'dır. Bu analizde ölçülen toplam türbin giriş basıncı  $t_{14}$  sabit kalırken,  $t$  noktasının konumu, entropiyi düşürmek için  $t$  noktasına kayar. Bu, türbin üzerindeki entropi değişiminin  $t'$  ile  $t$  arasında artmasına yol açar ve bu da türbin verimliliğini azaltır. Ancak,  $t_{14}$  ölçümü de türbin verimliliğinin değerlendirilmesini etkileyen bir belirsizlik oluşturmaktadır. Bu etkinin değerlendirilmesi zaten [11] 'te gerçekleştirılmıştır.

#### Türbin Sıcaklık Dağılımı

Toplam türbin çıkış sıcaklığı, bu istasyonda çevresel olarak dağıtılmış probalardan alınan üç ölçümden ortalama olarak hesaplanmıştır. Kügler ve ark. [9], yanma odası çıkışında ciddi sıcak ve soğuk noktaların meydana geldiğini göstermiştir (bkz. Şekil 4). Bu, buharlaştırıcı çubuklar içeren yanma odası tasarımlarının bir sonucudur. Dış kaplamadaki sıcak nokta, yanma odası akışındaki türbülans modellemesinin bir yan etkisidir. Model, sınır tabakasında gerçekte meydana gelmeyecek çok yüksek reaksiyon hızları üretmektedir. Bu nedenle, bu etki bu analizde daha fazla dikkate alınmamaktadır. Yanma esas olarak iki çubuk arasındaki alanlarda gerçekleşir; burada, karışımı ve reaksiyonu destekleyen girdaplar oluşur. Bu sıcak noktalar, akış aşağı doğru ilerledikçe düzleşse de, türbin girişinde açıkça gözlemlenebilir. Ancak, yanma odasına dış kaplama aracılığıyla giren akış hala bir açısal momentum taşıdığı için [12] sıcak ve soğuk noktalar çevresel olarak kayar ve buharlaştırıcı çubukların konumuya artık örtüşmez. Önceki yayılarda yalnızca tek bir prob kullanılarak yapılan türbin giriş sıcaklığı ölçümleri, yazarları tarafından ya çok düşük (yalnızca niteliksiz olarak tartışılmıştır [13]) ya da çok yüksek (1300 K'ya kadar [14]) olarak bulunmuştur. Yanmadan kaynaklanan sıcak ve soğuk noktalar, bu sonuçlar için mantıklı bir açıklama gibi görülmektedir. Ancak, çok düşük sıcaklıklar, türbin ve egzoz nozulunda yanmanın kısmen devam etmesinden de az bir ölçüde kaynaklanabilir.

Weber [15] tarafından gerçekleştirilen ölçümler, şiddetli sıcak noktaların yanmadan kaynaklandığını doğrulamaktadır. Ölçümler, yanma odası çıkışında doğrudan dört farklı çevresel pozisyonda alınmış ve sıcaklıklar 746 ile 1156 K arasında değişmiştir. Bu değerler, aynı aralıkta sıcak ve soğuk noktaları tahmin eden [9], sayısal araştırma ile çok iyi bir uyum göstermektedir. Weber ayrıca türbin çıkışındaki sıcaklık için dört ölçüm almıştır. Burada, çevresel farklılıklar yanma odası çıkışına kıyasla önemli ölçüde azalmış, çünkü tüm ölçüler yaklaşık 80 K'lık bir dağılım içinde kalmıştır. Mevcut analizde ölçülen türbin çıkış sıcaklıklarını arasındaki dağılım 30 K ile önemli ölçüde daha düşüktür (bkz. Tablo 1). Ancak, problemler özel olarak yerleştirilmemiş için sıcak ve soğuk noktaların açıkça tespit edilememiş olabileceği belirtilmektedir.



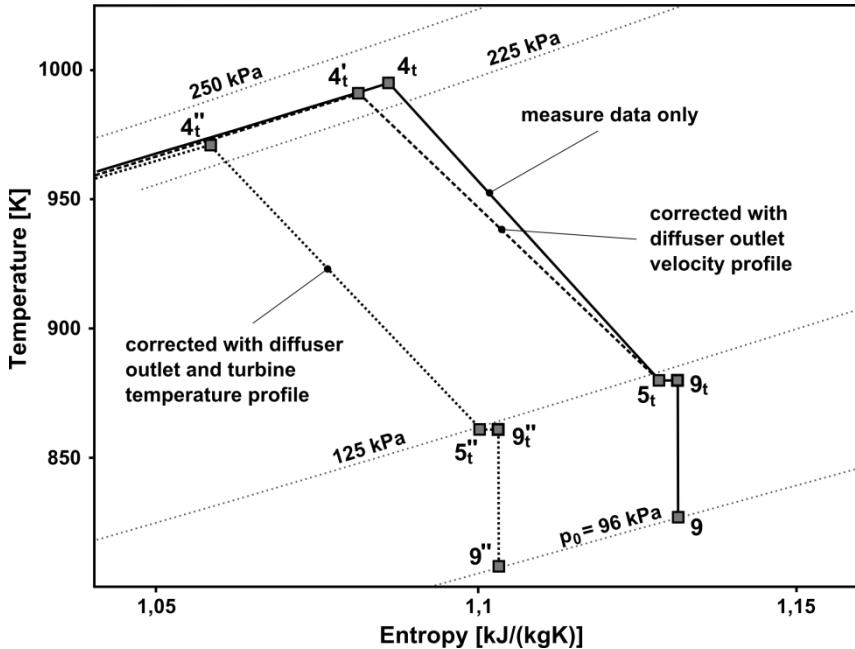
Şekil 4: Türbin girişindeki sıcaklık dağılımı

Çevresel sıcaklık profili, termodynamik döngüyü temsil etmek için uygun olan kesit ortalaması sıcaklığının ölçümlelerle doğru bir şekilde belirlenemeyeceğini göstermektedir. Yanmanın sayısal analizi, 971 K'lik bir kesit ortalaması toplam türbin girişi sıcaklığı sağlamaktadır. Döngü hesaplaması bu değere uyacak şekilde uyarlanabilir. Tasarım parametreleri ve verimlilikler için sonuçlar Tablo 2, Sütun 3'te gösterilmektedir. Sıcaklık-entropi diyagramındaki termodynamik durumların yeni konumları çift kesit işaretini ile işaretlenmiştir (bkz. Şekil 5). Kompresör çıkış hızı için düzeltme hala uygulanmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı düşerken, basınç sabit kalır,  $\text{v}_t$  daha düşük entropiye hareket eder. Türbin, kompresör için aynı gücü sağlamaya devam etmelidir, bu nedenle türbin çıkış sıcaklığı 860 K'ye düşmektedir. İtme kuvvetini sabit bir seviyede tutmak için, türbin verimliliği %76.0'dan %78.3'e yükselmektedir. Sabit bir yakıt kütleye akışı ile daha düşük türbin giriş sıcaklığı, %82.5'lik bir azalmış yanma verimliliği sağlamaktadır. Ancak, bu değer Hupfer ve ark. ile iyi bir uyum içindedir; [11] motor derecesine bağlı olarak %82.9 ile %83.7 arasında yanma verimlilikleri belirlemiştir. Rulman yakıt akış hızı çıkarıldığında, brülördeki yanma verimliliği yalnızca %86.8'dir.

Tablo 2: Hesaplanan tasarım parametreleri ve bileşen verimlilikleri

	(1)	(2)	(3)
Kompresör Basınç Oranı	Doğrudan hesaplanan ölçüm	Düzeltilmiş ile difüzör çıkış hız profili	Düzeltilmiş ile difüzör çıkış hız ve türbin sıcaklık profili
Türbin Girişi Sıcaklığı	2.87	2.76	2.76
İzentrópik Kompressör Verimliliği	995 K	991 K	971 K
İzentrópik Türbin Verimliliği	0.746	0.739	0.739
Yanma Verimliliği	0.785	0.760	0.783
Yanma Odası Basınç Oranı	0.857	0.857	0.825
	0.864	0.899	0.899

Bu analizler, çok küçük bir gaz türbininden veri ölçümü yapıldığında ortaya çıkan sorunu göstermektedir. Kompresör difüzöründeki karmaşık akış koşulları ve buharlaştırıcı çubuklarla tasarlanan yanma odası, hızlar ve sıcaklıklar gibi durum değerlerinin yüksek yerel gradyanlarını oluşturur. Ayrıca, küçük gaz türbinlerindeki akış yolları dar olduğundan, ölçüm probunun yeterince yüksek çözünürlüğü sağlanamaz. Sonuç olarak, kaybın kaynaklarının deneySEL değerlendirmesi hatalıdır. Bileşenlerin iyileştirilmesi için potansiyel kesin bir şekilde değerlendirilemez. Bu, sıcak gaz bölümündeki bileşenler için özellikle doğrudur, çünkü türbin girişindeki termal koşullar doğru bir şekilde nicelendirilemez. Bu nedenle, yanma verimliliği, yanma odası basınç kaybı ve türbin verimliliği için varsayımlar ve değerler belirsizliklerle doludur.



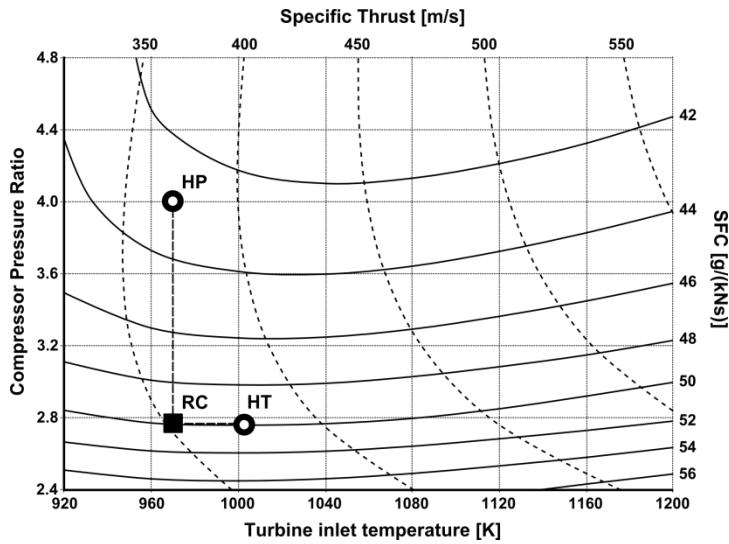
Şekil 5: Türbinde genişleme için sıcaklık-entropi diyagramı

Mevcut araştırmalar, bu etkileri hesaba katmak için sayısal analizlerle düzeltilmiş ölçümlere dayanmaktadır. Bu makaledeki daha ileri çalışmalar için, kompresör çıkış hızı ve türbin giriş sıcaklığı için düzeltmelerle hesaplanan parametreler kullanılmaktadır. Ancak, bu analizlerin hala doğrulanması gerekmektedir. Uçuş İtme Enstitüsü'nde, mevcut araştırmalar bu görevi başarmayı hedeflemektedir. Yeni bir ayarlanabilir ölçüm kurulumu geliştirmektedir. Ölçüm pozisyonu, iki stator kanadı arasındaki bir segment boyunca toplam kompresör çıkış basıncını kaydetmek için çevresel olarak kaydırılabilir. Ayrıca, yerel akış yönünü bulmak için döndürülebilen üç delikli bir basınç probu kullanılmaktadır. Bu kurulum, kompresör çıkış koşullarının daha iyi bir deneyel değerlendirmesini vaat etmektedir. Türbin giriş koşullarının araştırılması için, kesit boyunca sıcaklıkların, basınçların ve hızların detaylı ölçümünü sağlayan ayrı bir yanma odası test standı geliştirilmekte [16].

##### 5. İyileştirme potansiyelinin değerlendirilmesi

Gerçek bir Brayton çevriminin verimliliği, bileşen kayıpları ile birlikte, esasen basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığının kombinasyonu tarafından belirlenir. Türbin giriş sıcaklığı, motor bileşenlerinin izin verilen maksimum malzeme sıcaklığı nedeniyle sınırlıdır. Bu, türbinin statorunu ve rotorunu, ayrıca arka yataklamayı etkiler. Türbin statorunun, ortalama kesit sıcaklığının 971 K olduğu sıcak noktaları yaklaşık 1150 K olan bir çevresel sıcaklık profiline maruz kaldığı daha önce gösterilmiştir. Daha eşit bir dağılım sağlanabilirse, ortalama türbin giriş sıcaklığı, motorun işletme güvenilirliğini olu msuz etkilemeden artırılabilir. Ancak, Şekil 6'nın gösterdiği gibi, yalnızca türbin giriş sıcaklığının artırılması, daha iyi spesifik yakıt tüketimi sağlamaz. 1003 K'lık optimal sıcaklık, yalnızca %0.15 oranında bir azalma sağlayacaktır (Şekil 6'daki HT Noktası). Daha yüksek sıcaklıklar, tekrar artıracaktır. Bu, egzozda daha yüksek entalpi seviyesinin neden olduğu spesifik itmenin artışı ile açıklanabilir. Yüksek egzoz gazı hızları, güç dönüşümünün daha az verimli hale gelmesi nedeniyle daha yüksek spesifik yakıt tüketimlerine yol açar.

Daha iyi bir genel verimliliğin itici faktörü, kompresör basınç oranıdır. Küçük gaz türbinleri için makul değerler aralığında, daha yüksek bir basınç oranı her zaman spesifik yakıt tüketiminin azalmasına yol açar. Ancak daha önce de belirtildiği gibi, basınç oranı, küçük gaz türbinleri için geçerli olan geometri, malzeme sıcaklığı ve tek aşamalı türbin konfigürasyonu gibi kısıtlamalar nedeniyle sınırlıdır. Pazar araştırmaları, 1000 N ve altındaki itme aralığında mevcut olan motorların hiçbirinin 4'ten daha büyük bir basınç oranında çalışmadığını göstermiştir. Daha yüksek basınç oranları ayrıca, transonik olarak optimize edilmiş kanatların küçük boyutlarda üretim sorunlarına yol açması nedeniyle ek şok kayıplarına da neden olacaktır [7]. Yine de, 4'lük bir basınç oranı, analiz edilen motorun verimliliğini %14.2 oranında azaltabilir (Şekil 6'daki HP Noktası).

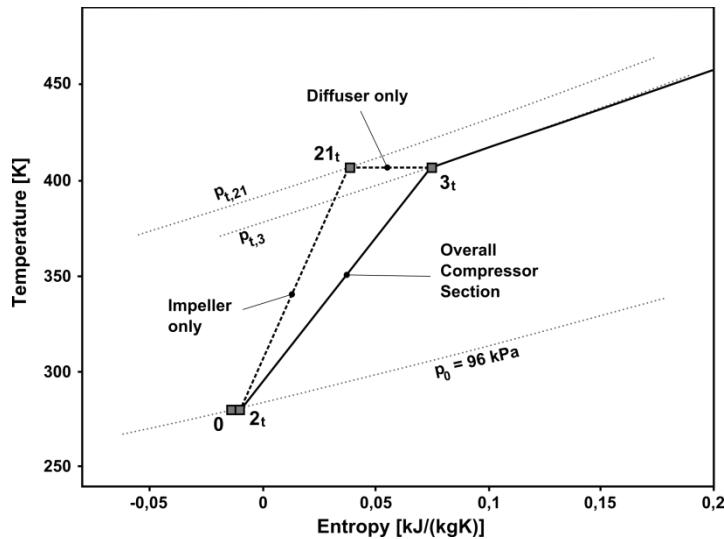


Şekil 6: Tasarım Parametreleri Üzerindeki Performans  
(RC – referans döngüsü, HT – yüksek sıcaklık, HP – yüksek basınç oranı)

### 5.1 Kaybı Faktörlerinin Tanımlanması

Basınç oranının artırmanın umut verici bir yöntemi, kompresör difüzör kanatları içinde meydana gelen kayıpları azaltmaktadır. Bu, daha yüksek kompresör çıkış sıcaklıklarını veya türbinden daha fazla iş transferi gerektirmeden verimliliğin artmasına yol açacaktır. Sayısal araştırmaya göre, difüzörün basınç kaybı %12 civarındadır.

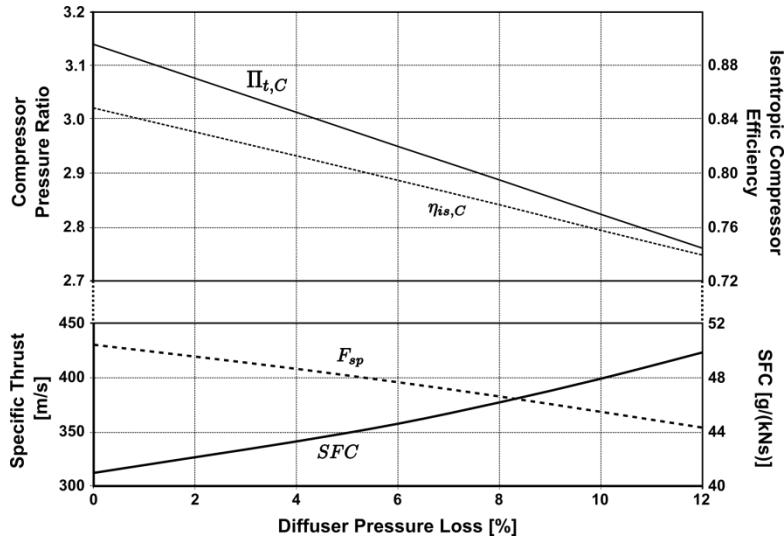
Şekil 7, sıcaklık-entropi diyagramında sıkıştırma sürecini göstermektedir.  $t$  ve  $t'$  noktaları, tüm kompresör bölümünün giriş ve çıkışındaki toplam koşulları temsil ederken,  $t$  noktası, pale ve difüzör arasındaki koşulları göstermektedir. Analiz, palenin verimliliğinin 3.14 basınç oranında %84.9 olduğunu göstermektedir.



Şekil 7: Sıkıştırma için Sıcaklık-entropi Diyagramı

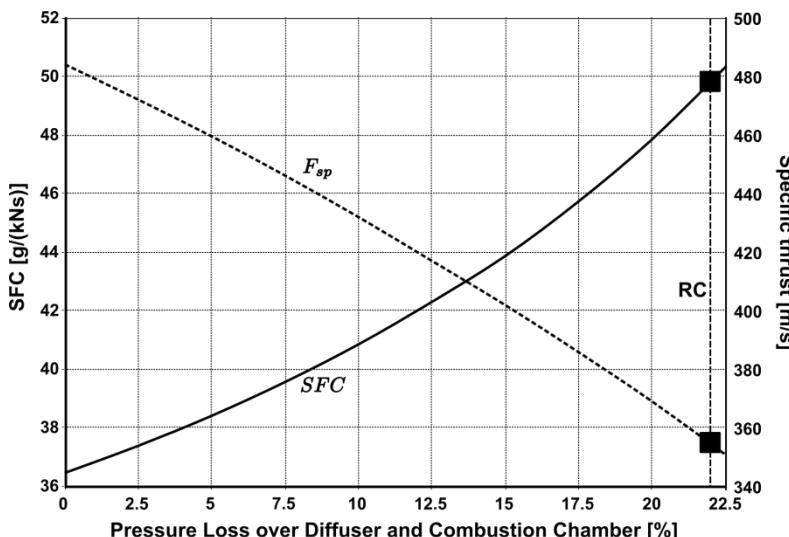
Şekil 8, kompresör difüzörü basınç kaybının spesifik yakıt tüketimi ve spesifik itme üzerindeki etkisini göstermektedir. Difüzör kayıplarının yakıt tüketiminin büyük bir kısmından sorumlu olduğu açıkça görülmektedir. İdeal bir difüzör, yakıt tüketimini % 17.8 oranında azaltacaktır. Mevcut difüzörler, öncelikle basit üretim ve düşük maliyetler açısından tasarlanmıştır. Aerodinamik olarak optimize edilmiş palet tasarımını içermemektedirler. Difüzör paletleri üzerinden akan akışın incelenmesi, ciddi akış ayrılımlarının olduğunu göstermektedir. Geliştirilmiş stator palet geometrisi, basınç kaybını azaltmaya yardımcı olabilir.

kayıpları azaltmak ve böylece genel verimliliği artırmak. Farklı geometriler üzerinde, örneğin tandem statörler gibi, sayısal analizler şu anda gerçekleştirilmektedir.



Şekil 8: Difüzör basınç kaybının etkisi

Kompresör difüzör kayıplarının termodinamik olarak ilgili etkisi, türbin giriş basıncının azalması ve dolayısıyla akışkanın genişletilmesi sırasında elde edilebilecek entalpi kazancının düşmesidir. Bu, yanma odasındaki basınç kayıpları için de geçerlidir. Bu nedenle, genel performans analizi için kayıpların kaynağı önemi değildir. Şekil 9, hem kompresör difüzör kayıplarının hem de yanma odası basınç kayıplarının bağımsız olarak değiştirildiği bir parametrik çalışmanın sonucunu göstermektedir. Etki ve  $F_{sp}$  yalnızca her iki basınç kaybının toplamına bağlıdır.

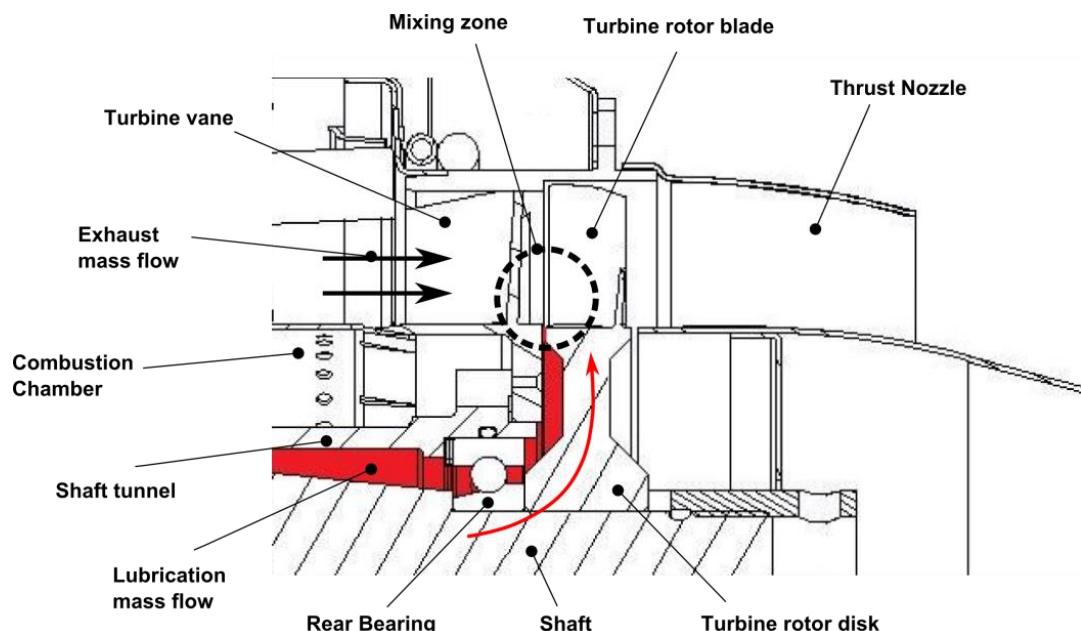


Şekil 9: Difüzör ve yanma odası basınç kaybının birelşik etkisi  
(Referans döngüsü RC %22.1)

Difüzörün ana amacı, stabil bir yanmayı sürdürmek için pale tarafından gelen akış hızını azaltmaktadır. Ancak, hız profilleri ve basınç dağılımı gibi yanmayı etkileyen parametreler henüz tam olarak anlaşılmamıştır. DeneySEL ve sayısal analizler, difüzörün akıştan açısal momentumu tamamen kaldırmadığını göstermemiştir. Ancak bu, daha iyi karşılaştırma özellikleri sayesinde yanma verimliliğine fayda sağlayabilir. Bu nedenle, difüzör ile yanma odası arasındaki kesim, umut verici bir optimizasyon potansiyeli sunmaktadır. Difüzör ve yanma odasının bireysel bileşenler olarak değil, tek bir birim olarak ele alınması gereki̇ği sonucuna varılmaktadır.

Yanma verimliliği, döngüyü sürdürmek için gerekli olan yakıt kütle akış miktaranı doğrudan etkiler. Ayrıca, egzoz kütle akışına katkıda bulunduğu için türbin ve kompresör arasındaki güç dengesinde de küçük bir etkiye sahiptir. Yanma verimliliğini artırmak iki şekilde gerçekleştirilebilir. İlk yöntem, brülörün verimliliğini artırmaktır. Yeni yanma odası tasarımlı ile optimize edilmiş astar delikleri, yanma bölgesinde karıştırma ve ateşleme süreçlerini iyileştirebilir. Yanma odası astar tasarımlı, Uçuş İtme Enstitüsü'nde mevcut araştırmaların konusudur. İkinci olasılık, yağlama yakıt kütle akışını yanma bölgesine geri dönüşturmektir. Bu, buharlaştıracı çubuklara yönlendiren boş türbin kanatları ile gerçekleştirilebilir. Ancak, bu uygulamalar henüz gerçekleştirilmemiştir. Aynı görev, ayrı bir yağ sistemi ile de gerçekleştirilebilir. Ancak, bu, 1000 N altındaki küçük jet motorları için uygulanabilir bir seçenek gibi görünmemektedir çünkü motorun boyutunu, ağırlığını, karmaşıklığını ve maliyetini artıracaktır.

Bu analizde türbin verimliliği, daha büyük eksenel türbinlerle karşılaştırıldığında çok düşüktür. Bu, kısmen düşük Reynolds sayıları, boşluk aralıkları ve yüzey kalitesi gibi küçük boyut etkileriyle açıklanabilir. Ancak, yatakların yağlama sistemi de türbin verimliliği üzerinde etkilidir. Yağlama kütle akışı, türbin kanadı ile rotor arasındaki ana egzoz gazi akışıyla birleştiğinde, karışım kayipları meydana gelir. Şekil 10'da gösterildiği gibi, yağlama kütle akışı, karışım bölgesinde 90° kesme akışına yol açan radyal bir yönedendir. Ayrıca, bu çalışmada analiz edilen TJ 74 motoru, nokta kaynaklı çelik türbin statoru kullanmaktadır. Daha yeni gaz türbinleri, nikel alaşımlarından entegre döküm parçalarla donatılmıştır. Bunun başlıca nedeni daha iyi sıcaklık direncidir. Ancak, daha pürüzsüz yüzeyler ve daha düşük üretim toleransları, sürtünme kayiplarını azaltmaya yardımcı olur ve dolayısıyla türbin verimliliğini artırır.



Şekil 10: Yağlama ve egzoz kütle akışının karışımı

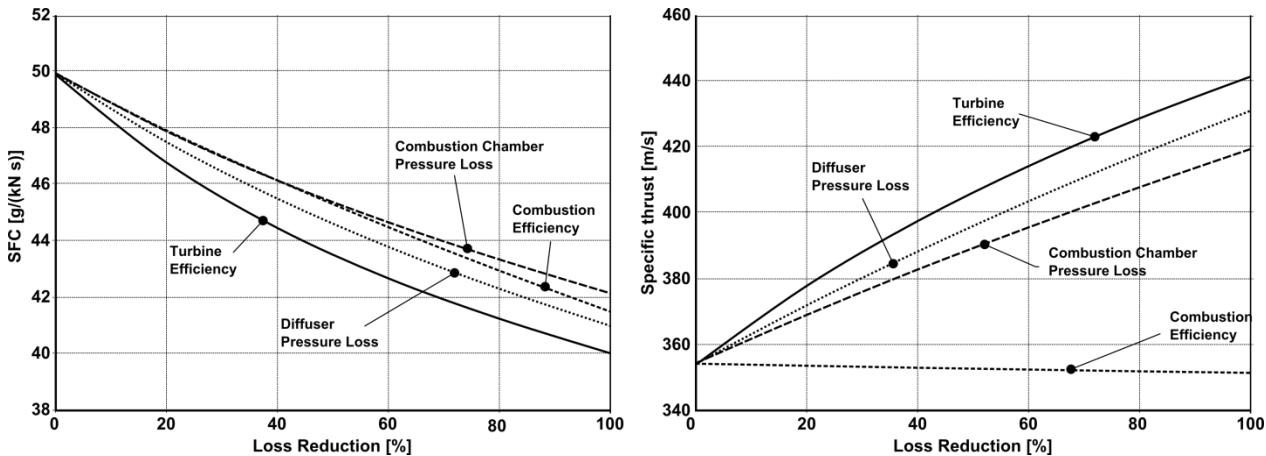
## 5.2 Performans Üzerindeki Kayıp Faktörlerinin Karşılaştırılması

Bileşenlerin iyileştirilmesi, meydana gelen kayipların göreli olarak azaltılması ile nicelendirilebilir. Kayıp azaltma  $x$  ile değerlendirilebilir

$$LR_x = 100\% \cdot \left( \frac{x - x_{ref}}{1 - x_{ref}} \right) \quad (4)$$

kayıbü faktörünü temsil eder, yani basınç kayipları meydana gelirse basınç oranları veya uygulanabilir ise verimlilikler.  $x_{ref}$  yukarıdaki döngü hesaplamasından elde edilen kayıp referans değeridir. Dolayısıyla, 1 olan basınç oranları ve sırasıyla verimlilikler kayipları %100 oranında azaltır. Şekil 11, kayıp azaltmanın spesifik yakıt üzerindeki etkisini göstermektedir.

tüketimi ve spesifik itme. Kayıp faktörleri, difüzör basınç oranı, yanma verimliliği, yanma odası basınç oranı ve türbin verimliliğidir. Grafikler, her biri tek bir parametrenin değişiminden kaynaklanmaktadır.



F Şekil 11: Performansa kayıp azaltmanın etkisi

ce

Sonuç, türbin verimliliğinin teorik olarak motor performansını artırma potansiyelinin en yüksek olduğunu göstermektedir. Yeni türbin kanadı tasarımu ve yatırımcı döküm teknigi ile kısmi bir iyileştirme sağlanabilir. Alternatif yağlama sistemleri de türbin verimliliğini artırabilir. Ancak, küçük boyut etkileri turbo makinelere devam ettiğinden, daha fazla iyileştirme sınırlı olarak değerlendirilmelidir.

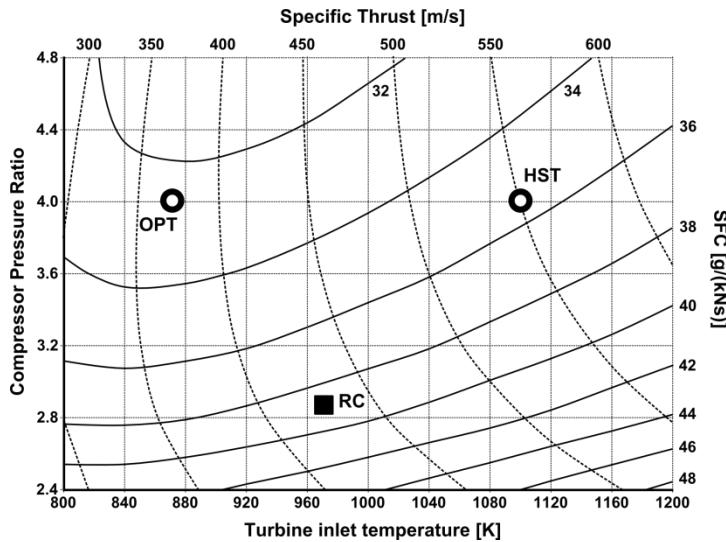
Diğer üç faktörün etkisi daha küçük ama yine de önemlidir. Yanma verimliliğinin spesifik itme üzerindeki etkisi bir istisna olup, bir iyileştirme yalnızca gereken yakıt kütlesi akışını azaltmıştır. Bu, türbinde daha yüksek bir spesifik iş çıkışını gerektiren biraz daha düşük bir egzoz kütle akışına yol açar. Sonuç, itme memesindeki entalpi seviyesinin düşmesi olup, bu da spesifik itmede küçük bir azalmayı beraberinde getirir.

Bu analiz, kompresör difüzörü ile yanma odası arasındaki kesişimin iyileştirilmesinde büyük bir potansiyelin yattığını da göstermektedir. Daha yüksek yanma verimliliği, yakıt ve hava kütleyi akışlarının daha iyi bir karışımını gerektirir. Karışım kalitesi büyük ölçüde hava kütleyi akışının yanma bölgesine nasıl enjekte edildiğinin bir sonucudur. Ancak bu, küçük gaz türbinlerinin yanma odaları ile karıştırma ve buharlaşma süreçlerinin daha iyi anlaşılmasını gerektirir. Yeni difüzör geometrisi uygun akış koşullarını sağlayabilir. Optimize edilmiş bir kesişim, hem difüzörde hem de yanma odasında basınç kayiplarının azaltılmasına da yol açabilir.

### 5.3 İyileştirilmiş bileşenlerin optimal tasarım parametreleri üzerindeki etkileri

Yağlama kütleyi akışının yanma odasına geri dönüştürülmesi, hem yanma verimliliğini hem de türbin verimliliğini artırmak bir yöntemdir. Yüzde beş yağlama yakıt akışı varsayımlıyla, yanma verimliliği yüzde 86.8'e yükselmekte ve bu da yüzde 24.6'lık bir kayıp azalması ile ilişkilendirilmektedir. Türbinde karışım kayiplarını önleyerek kayipların yüzde 10 azaltılacağı varsayımlıyla, geri dönüşüm spesifik yakıt tüketimini yüzde 8 azaltabilir ve spesifik itmeyi yüzde 3.2 artırabilir.

Aşağıda, bileşen iyileştirmelerinin optimal tasarım parametreleri üzerindeki etkisini değerlendirmek amacıyla genel bir durum sunulmaktadır; yani kompresör basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığı. Bu analiz için tüm kayıp faktörlerinde yüzde 30'luk bir azalma uygulanmaktadır. Bu, 0.773'lük yeni bir kompresör verimliliği  $i_{s,C}$ , 0.878'lük bir yanma verimliliği  $comb$ , 0.929'luk bir yanma odası basınç oranı  $t_{c,C}$  ve 0.848'lük bir türbin verimliliği  $i_{s,T}$  ile sonuçlanmaktadır. Dönme bileşenleri arasında sabit bir iş dengesi için, bu, difüzördeki kayipların azalması nedeniyle 2.88'lük artan bir kompresör basınç oranı  $t_c$  ile sonuçlanmaktadır. Şekil 12, bu durum çalışmasının sonucunu göstermektedir.



Şekil 12: Geliştirilmiş bileşenlerle Tasarım Parametreleri üzerindeki Performans  
(RC – referans döngüsü, OPT – optimal spesifik yakıt tüketimi, HST – yüksek spesifik itme)

Kayıp azaltma (Şekil 12'deki RC noktası), önceki referans çevrimine kıyasla spesifik yakıt tüketiminde yüzde 22.4'lük bir azalma ile 38.7 g/(kNs) sağlamaktadır. Spesifik itme 429 m/s olup, yüzde 21.2'lük bir artış göstermektedir. Minimum optimal türbin giriş sıcaklığı, kompresör basınç oranına bağlı olarak 800 ve 900 K arasındadır. 4'lük bir basınç oranı ve 868 K'lık bir türbin giriş sıcaklığı için 32.5 g/(kNs) spesifik yakıt tüketimi elde edilebilir (Şekil 12'deki OPT noktası). Referans çevrimine kıyasla, daha yüksek verimlilik için türbin giriş sıcaklığının azaltılması gerekmektedir. Ancak, spesifik itme daha yüksek sıcaklıklarla artmaktadır. 4'lük bir basınç oranında 1100 K'lık bir türbin giriş sıcaklığı, OPT noktasına kıyasla spesifik itmeye yüzde 49 artırarak 550 m/s'ye çıkaracak, ancak aynı zamanda yüzde 9.2'lük bir artışla 35.5 g/(kNs) yakıt tüketimine de neden olacaktır (Şekil 12'deki HST noktası). Bu performans dengesi, yüksek itme gereksinimleri olan uygulamalar için geçerli olabilir. Daha yüksek sıcaklıklar, yeni yanma odası tasarımları ile sıcak noktaların azaltılmasını veya azaltılmış ömrü gereksinimlerini talep etmektedir. Gelişmiş nikel alaşımı malzemelerin araştırmaları, tamamen eşit bir sıcaklık profili ile 1300 K'den daha yüksek türbin giriş sıcaklıklarının mümkün olduğunu göstermektedir [17].

## 6. Sonuç olarak

Küçük bir gaz turbininin deneysel testler ve sayısal simülasyonlar yoluyla incelenmesi, döngü sürecinden elde edilen doğru termodinamik verilerin erişiminin zor olduğunu ortaya koymuştur. Bu, esasen çevresel düzensiz hız ve sıcaklık profillerinden kaynaklanmaktadır. Ölçüm probunun yeterince yüksek çözünürlüğü, geometrilerin çok küçük olması nedeniyle kurulamaz. Sayısal analizler, bu tür belirsizlikleri tanımlamaya yardımcı olur; ancak henüz doğrulanmamıştır. Bir duyarlılık analizi, ölçülen verilerdeki çok küçük değişikliklerin bile iterasyonla elde edilen tasarım değerlerinde önemli sapmalara yol açabileceğini göstermiştir.

Bununla birlikte, küçük gaz turbinleri için iyileştirme potansiyellerini değerlendirmek amacıyla termodinamik analiz genişletilmiştir. Bileşen kayıp azaltmalarının tanımı, iyileştirme potansiyellerini nicelendirerek kullanılmıştır. Kompresör difüzörü ile yanma odası arasındaki kesişimin, difüzör ve yanma odası basınç kayıplarını etkilediği için önemli bir potansiyel sunduğu gösterilmiştir. Ayrıca, yanma verimliliği, difüzörden gelen hava hızı ve yönünden etkilenen karıştırma kalitesine güçlü bir şekilde bağlıdır. Korumacı yaklaşımların aksine, her iki bileşen de ayrı ayrı değerlendirilmemeli, daha çok bir bütün olarak ele alınmalıdır.

Bileşen iyileştirmeleri için gerçekçi varsayımlar, en son teknoloji motorların ulaşmasına kıyasla çok daha düşük spesifik yakıt tüketimlerine yol açar. Daha yüksek basınç oranları performansı artırırken, motorun karmaşıklığını ve ağırlığını da artırır. Yeni yanma teknikleri ile türbin bölümündeki sıcak noktaların azaltılması, ortalama türbin giriş sıcaklıklarını artırabilir ve dolayısıyla türbin ömrünü azaltmadan spesifik itmeyi artırabilir. Türbin girişinin bölümünde homojen bir sıcaklık ve hız profili, türbin verimliliğinin daha fazla optimizasyonu için önemli bir ön koşuludur.

Küçük gaz turbinlerinin uygulamalarındaki çeşitlilik nedeniyle, küçük gaz turbinlerinin genel optimizasyonu ek anahtar unsurları da içermektedir. Verimlilik ve itme gereksinimlerinin yanı sıra, küçük motor boyutu, yakıt esnekliği, düşük karmaşıklık ve edinim maliyeti gibi gereksinimler de bulunmaktadır. Küçük gaz turbini tasarımını esasen uygulama odaklı bir görev olmaya devam etmektedir, ancak ek iyileştirmeler için büyük bir potansiyele sahiptir.

#### Kaynaklar

- [1] Alfred Frank Modellturbinen. Üreticinin web sitesi: [www.frankturbine.de](http://www.frankturbine.de)
- [2] Kurzke J. 2012. GasTurb 12. Gaz turbini performans yazılımı. Web sitesi: [www.gasturb.de](http://www.gasturb.de)
- [3] Schreckling K. 1994. Model Uçaklar için Gaz Türbinleri. Traplet Yayıncıları.
- [4] Cumpsty N. A. 2003. Jet İtiş: Jet Motorlarının Aerodinamik ve Termodinamik Tasarımı ve Performansı için Basit Bir Kılavuz. Cambridge University Press, Cambridge, Birleşik Krallık
- [5] MTU Aero Engines GmbH. 2010. EJ200 Turbofan Motoru – Yenilikçi Güç. Veri Bilgi Sayfası
- [6] Head A. J., Visser W. P. J. 2012. Ölçeklendirme  $3\text{-}36k$  W Mikro Türbinler. 57<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Kopenhag, Danimarka
- [7] Rodgers C. 2003. Küçük Gaz Türbinlerinin Performansları Üzerine Boyutun Bazı Etkileri. 48<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, ABD
- [8] Nickl M., Hirndorf D. 2013. Küçük Gaz Türbinleri için Kompresör Difüzörü Üzerine Sayısal Araştırma. Yayımlanmamış Rapor. Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [9] Kügler M. E., Hirndorf D. 2013. Küçük Gaz Türbinleri için Yanma Odalarının Sayısal Araştırması. Yayımlanmamış Rapor. Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [10] Gieras M., Stankowski T. 2012. Mikro-turbine motor yanma odasındaki aerodinamik akışın hesaplamalı çalışması. Journal of Power Technologies 92, ss. 68-79 .
- [11] Hupfer A., Erhard W., Kau H.-P. 2012. Mikro Gaz Turbini Jet Motorları için Brülör Konseptlerinin Araştırılması, 23<sup>rd</sup> Uluslararası Taşıma Fenomenleri Sempozyumu, Auckland, NZL
- [12] Mayer A., Naubert M., Hupfer A. 2011. Bir model gaz turbini içinde cam brülör odasının tasarımını ve devreye alınması. Teknik Rapor. LFA-2011-007 . Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [13] Davison C. R., Birk M. A. 2004. Araştırma ve Eğitim için Bir Mikro Turbin Motoru ile Kurulum ve Operasyonel Deneyim. 49<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Viyana, Avustralya.
- [14] Gerendás M., Pfister R. 2000. Çok Küçük Hava Motoru Geliştirilmesi. 45<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Münih, Almanya
- [15] Weber M., Erhard W. 2011. Bir model gaz turbini üzerinde çalışma özelliklerinin belirlenmesi için deneySEL araştırmalar, Teknik Rapor, LFA-2011-100 , Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [16] Speidel T., Hupfer A. 2013. Küçük gaz turbini için bir brülör odası testinin tasarımını ve devreye alınması. Yayımlanmamış Rapor. Uçuş İtme Enstitüsü, Münih Teknik Üniversitesi
- [17] Visser W. P. J., Shakariyants S. A. 2010. Kombine Isı ve Güç Uygulamaları için bir  $3k$  W Mikro Türbinin Geliştirilmesi. 55<sup>th</sup> ASME Turbo Expo, Glasgow, Birleşik Krallık