

THERMODYNAMIC AND MECHANICAL DESIGN CONCEPT FOR
MICRO-TURBOJET TO MICRO-TURBOSHAFT ENGINE CONVERSION

Christoph Öttl, Reinhard Willinger
Institute of Energy Systems and Thermodynamics
Technische Universität Wien
Getreidemarkt 9/302, A-1060 Vienna, Austria
christoph.oettl@tuwien.ac.at
reinhard.willinger@tuwien.ac.at

ABSTRACT

In this work, a design concept for micro-turbojet to micro-turboshaft engine conversion is presented. This is motivated by a lack of available micro-turboshaft engines which is shown in the market survey conducted. Thus, the presented concept deals with the conversion of an existing micro-turbojet engine to a micro-turboshaft engine for a specific power output. The conversion is shown using the micro-turbojet engine OLYMPUS HP from AMT Netherlands. Furthermore, the simultaneously developed analytical preliminary design of the additional single-stage power turbine is shown besides a thermodynamic cycle simulation. This has been done to obtain the unknown gas generator outlet condition which is similar to the power turbine's inlet condition. Within the cycle calculation, occurring losses due to the small dimensions have also been considered. During the design process, different combinations of work coefficient and mean diameter of the power turbine were investigated to minimize the required gear box ratio for a given rotor speed in terms of weight minimization. To keep losses in the power turbine low, the preliminary blade row has finally been improved using CFD calculations.

NOMENCLATURE

a specific work
 A flow area
 b axial chord length

c absolute velocity
 d diameter
 F thrust
 h specific enthalpy
 H_U heating value
 l blade length
 \dot{m} mass flow rate
 Ma Mach number
 p pressure
 P power
 R_k degree of reaction
 Re Reynolds number
 t blade pitch
 T temperature
 u circumferential velocity
 w relative velocity
 y^+ dimensionless wall distance
 α absolute flow angle
 β relative flow angle
 η efficiency
 λ work coefficient
 ϕ flow coefficient
 Π pressure ratio
 Ψ Zweifel coefficient
 ρ density
 ω total pressure loss coefficient

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

Christoph Öttl, Reinhard Willinger
Enerji Sistemleri ve Termodinamik Enstitüsü
Technische Universität Wien
Getreidemarkt 9/302, A-1060 Wien, 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

b özel çalışma
 A akış alanı
 b ekseniyel 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

Subscripts

4	gas generator turbine stator inlet
5	gas generator turbine rotor inlet
6	gas generator turbine rotor outlet
7	power turbine stator inlet
8	power turbine rotor inlet
9	power turbine rotor outlet
10	nozzle exit
<i>B</i>	blade
<i>C</i>	compressor
<i>in</i>	initial
<i>ex</i>	extended
<i>GG</i>	gas generator
<i>m</i>	mean
<i>P</i>	propeller
<i>PT</i>	power turbine
<i>s</i>	isentropic
<i>t</i>	total
<i>T</i>	turbine
<i>u</i>	circumferential
<i>z</i>	axial direction

Superscripts

*	initial guess
—	mass averaged quantity

Abbreviations

CFD	computational fluid dynamics
EGT	exhaust gas temperature
GGT	gas generator turbine
ITD	intermediate turbine duct
UAV	unmanned aerial vehicle

INTRODUCTION

During the last years, the demand of unmanned aerial vehicles (UAV) for private and commercial use has grown very rapidly. Various technologies can be used to power an UAV: electric motor, internal combustion engine, gas turbine. Each technology has its specific advantages and disadvantages. The gas turbine shows a favourable behaviour of torque over rotational speed as well as lower vibrations in comparison to internal combustion engines for example. Otherwise, the high weight of an electric motor and its battery is a disadvantage for any aircraft application. Because the trend is towards higher maximum take-off weights (MTOW), the required drive power increases. Furthermore, shaft power is needed for drone propulsion. The presented engine design concept was created for the requirements of a single copter drone in hover flight. For a given MTOW of 25 kg, a power demand between 20 and 40 kW depending on the propeller design is estimated. This design is not exactly known

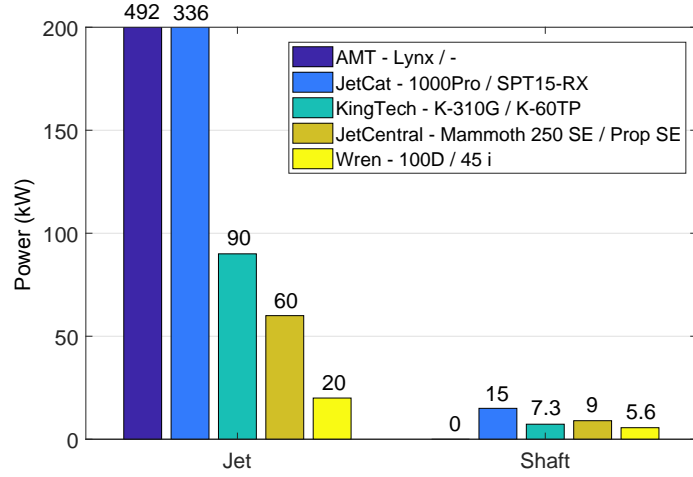


FIGURE 1. MAXIMUM AVAILABLE DRIVE POWER OF MICRO-TURBOJET AND MICRO-TURBOSHAFT ENGINES

at this time, but the propeller diamter is about 0.7 m. A preliminary market survey has shown, that there are no turboshaft engines available above 15 kW, but jet engines for higher equivalent power ranges can be obtained though (Fig. 1, also see [1]). To reduce the design effort, an existing jet engine can therefore be used as the basis of a new turboshaft engine [1] with an output of more than 15 kW. The existing turbojet engine serves as a gas generator for the turboshaft engine, whereby an intermediate turbine duct (ITD) replaces the jet nozzle and connects the gas generator turbine with the power turbine. In addition to the existing gas generator turbine, only the power turbine has to be designed. Due to the simple design of these low power range engines, the designing part of the conversion is relatively easy to realize and the existing gas generator easy to integrate. There have already conversions been conducted using the micro-turbojet engines JetCat-P200 [2] and Wren100 [3]. In this paper, data from the Olympus HP engine from AMT Netherlands were used for the conversion [4]. A cross section of this engine is shown in Fig. 2. Since AMT offers an "University configuration", several works depending this engine have already been published [5–9]. Bakalis and Stamatis [7] already published a model calibration for educational purpose concerning this engine. A wide range of performance data of the Olympus HP under transient operating conditions was also published by Leylek et al. [5] and Leylek [6], as well as by Rahman and Whidborne [8], based on experimental investigations and numerical calculations.

The present design concept is limited to operation at constant rotor speed. As with helicopters, it is obvious that drones with gas turbine propulsion also have to be operated at constant rotor speed. In addition, only design point data is provided by the manufacturer. Because of this lack of information, component efficiencies and losses of the gas generator have to be estimated in order to determine the boundary conditions of the power

Alt İndeksler

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

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

Üst simgeler

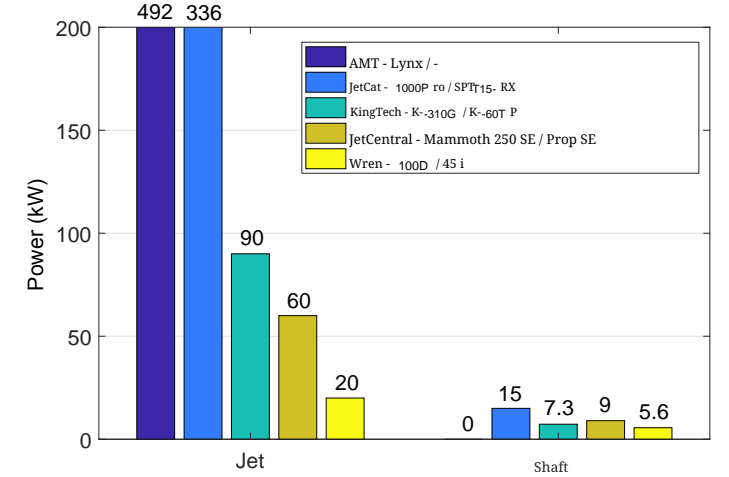
*	ilk tahminkütle
—	ortalaması miktarı

Kısaltmalar

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

Giriş

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 shaft 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-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 yayımlanmıştır. 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.

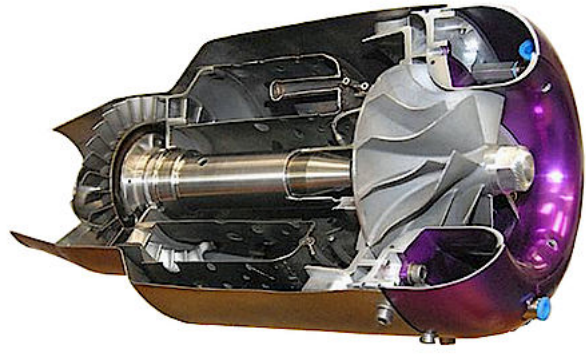


FIGURE 2. AMT OLYMPUS HP [12]

turbine. Therefore, a thermodynamic cycle model was developed with the commercial software IPSEpro. Since the model is designed for micro engines, additional losses due to heat transfer [10] leading to non-adiabatic compression [11] occur, which have been considered. Furthermore it is desirable, that the power turbine's mean diameter is as large as possible to keep the propeller shaft speed in a low range. For a given work coefficient, the turbine speed reduces as the mean diameter increases. Due to the high speeds of the gas generator shaft, however, it is not possible to achieve sufficient speed reduction simply by increasing the power turbine's mean diameter. This is because the propeller shaft speed of the prototype drone is designed to run at 5000 rpm, while the gas generator shaft runs at 108500 rpm at the design point according to AMTs specifications (Tab. 1). The speed of the free running power turbine is about half of the gas generator shaft speed (Tab. 5). It is therefore necessary to provide an additional reduction gear between the power shaft and the propeller shaft. Therefore, different combinations of work coefficient and turbine mean diameter were examined to determine the combination leading to the lowest gear ratio in order to minimize gear box weight. Beside weight reduction, there are no restrictions depending the reduction gear box at first.

POWER ESTIMATION

In the first step of the conversion, an appropriate jet engine has to be chosen. Since jet engines are usually characterized by Thrust F and mass flow rate \dot{m} , an equivalent power value must be calculated to estimate how much shaft power can be generated using a particular jet engine. According to the ideal turbojet cycle (Fig. 3), the kinetic energy $c_{10}^2/2$ represents the available amount of energy which can be converted into shaft power. Thrust can be calculated using the equation of linear momentum, as can be seen in Eqn. (1).

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

TABLE 1. OLYMPUS HP SPECIFICATIONS [4]

Specifications	
Thrust [N]	230
Rotational speed [rpm]	108500
Compressor pressure ratio [-]	3.8
Air mass flow rate [kg/s]	0.45
Exhaust gas temperature (max) [°C]	700 (750)
Fuel consumption [kg/s]	0.01

Since the inlet velocity c_0 equals 0 in case of hovering and $c_0 \ll c_{10}$ in case of vertical lift, one can neglect c_0 in Eqn. (1). Furthermore, an equivalent power value based on the kinetic energy, can be calculated with

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

Through combination of Eqn. (1) and (2), the available power can finally be obtained using only the given values F and \dot{m} , as shown in Eqn. (3).

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

The power estimation for the AMT Olympus HP according to

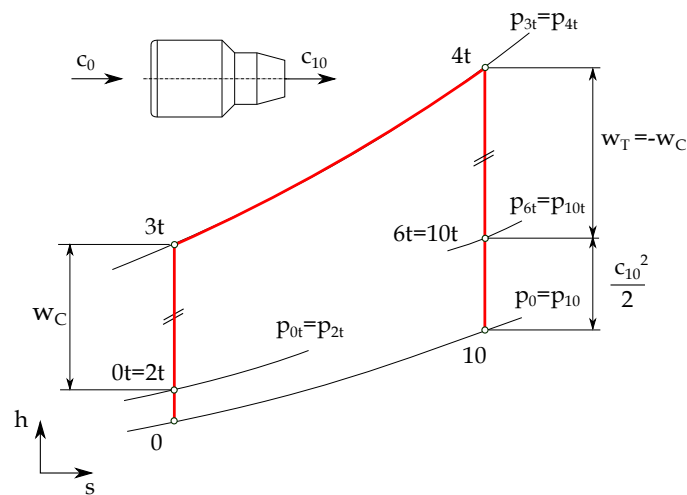
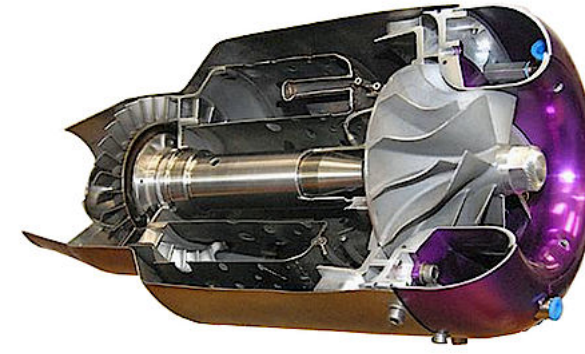


FIGURE 3. IDEAL TURBO JET CYCLE



ŞEKİL 2. AMT OLYMPUSHP [12]

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 shaft hızı düşük bir aralıkta tutulabilir. Verilen bir iş katsayısı için, ortalama çap arttıkça türbin hızı azalır. Ancak, gaz jeneratör shaftının yüksek hızları nedeniyle, güç türbininin ortalama çapını artırarak yeterli hız azaltımını sağlamak mümkün değildir. Bunun nedeni, prototip drone'un pervane shaft hızının 5000 r d/dk'da çalışacak şekilde tasarlanmış olmasıdır, oysa gaz jeneratör shaftı tasarım noktasında AMT'nin spesifikasyonlarına göre 108500 r d/dk hızında çalışmaktadır (Tablo 1). Serbest çalışan güç türbininin hızı, gaz jeneratör shaft hızının yaklaşık yarısıdır (Tablo 5). Bu nedenle, güç shaftı ile pervane shaftı 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 shaft gücü üretilebileceğini tahmin etmek için eşdeğer bir güç değeri hesaplanmalıdır. İdeal turbojet döngüsüne göre

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

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

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

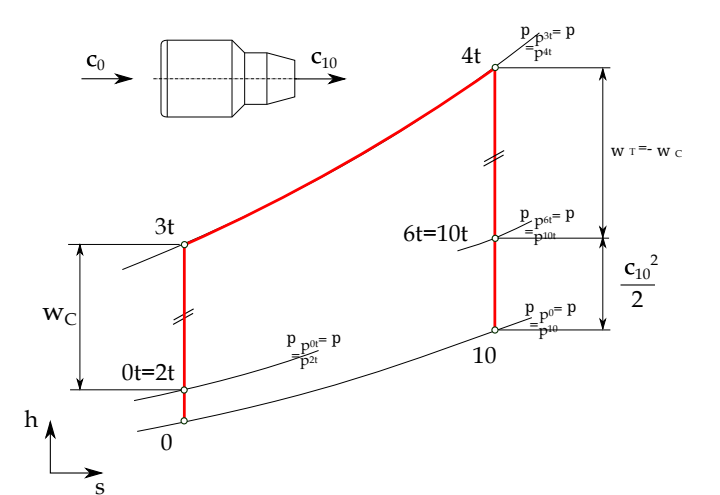
Giriş hızı c_0 durma durumunda 0 eşit olduğu ve $c_0 \ll c_{10}$ dikey kaldırma durumunda olduğu için, Denklem (1)'de c_0 göz ardı edilebilir. Ayrıca, kinetik enerjiye dayalı eşdeğer bir güç değeri hesaplanabilir.

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

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

Eqn. (3) leads to a convertible shaft power of 58.8 kW. The engine specifications given by AMT Netherlands can be seen in Tab. 1.

THERMODYNAMIC CYCLE MODEL

According to the chosen jet engine Olympus HP, an appropriate cycle model has been created with the software IPSEpro. A first simplified model is shown in Fig. 4. Therefore, the existing jet engine, which serves as gas generator (GG), has been extended by a free running power turbine (PT). As the given compressor pressure ratio Π_C is defined as a static-to-static value according to AMT, the cycle calculation has been carried out with static values neglecting any pressure losses. Ambient conditions have to be defined at the compressor inlet as well as the ambient pressure at the PT-outlet. Due to the mentioned flight conditions, standard temperature and pressure (STP) have been defined. Unknown component efficiencies have to be estimated as good as possible at first and the heating value has to be defined according to the used propellant. Since the given engine specifications are valid under the usage of Kerosene Jet A-1, the heating value must correspond to this propellant and was therefore set to $H_U=42800$ kJ/kg. First results under consideration of the given engine specifications show, that especially the turbine outlet temperature deviates strongly from the specified value (Initial model in Tab. 2). Because the turbine outlet conditions are most important for the conversion as the gas generator turbine outlet conditions are similar to the power turbine's inlet conditions, the model has been extended by several modifications to meet the given values (Fig. 5). The aim is to map the selected engine in the best possible way, to limit the unknown parameters as far as possible. First of all, the compressor pressure ratio has been reduced to consider non adiabatic compression [11], since inlet air is pre-heated due to the small dimensions. Since [5] and [7] both have measured a pressure ratio of 3.5 against the given value of 3.8 from AMT at the design point, it can be assumed that the non-adiabatic compression can be taken into account by reducing the

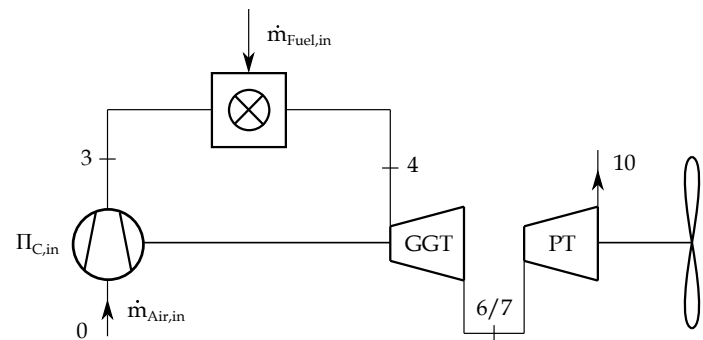


FIGURE 4. INITIAL CYCLE MODEL

pressure ratio by approximately 8 % (Eqn. (4)).

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

Furthermore, the air mass flow specified by AMT was increased by 10 % according to [6] (Eqn. (5)).

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

The given fuel mass flow rate has also been reduced by 11 %, to meet an appropriate EGT at the turbine outlet according to the measurements of [5] as listed in Tab. 2. This leads to a fuel mass flow according to Eqn. (6).

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

As [5] also describes, fuel mass flow given by AMT is measured directly at the fuel tank exit and includes fuel for lubrication. To consider this, the fuel mass flow which is defined at the combustion chamber inlet has to be reduced in the present model. Furthermore, a heat loss through the engine housing was taken into account. A value of 3 kW was considered in a first rough estimation for static heat transfer. By varying heat loss between 0 and 3 kW it turns out, that heat loss has only a minor effect on the EGT in this range. In addition, disc and shroud cooling have been considered as shown in Fig. 6. According to Rodgers [14], it is not possible to provide internal rotor cooling passage because of the small dimensions of micro-turbines. Depending on the GGT inlet temperature, an air mass flow rate of 2% for disc cooling purpose is assumed [14]. This mass flow rate does not take part at the combustion and is mixed into the hot gas stream at the turbine inlet. It is also assumed, that another 3% of the air mass flow

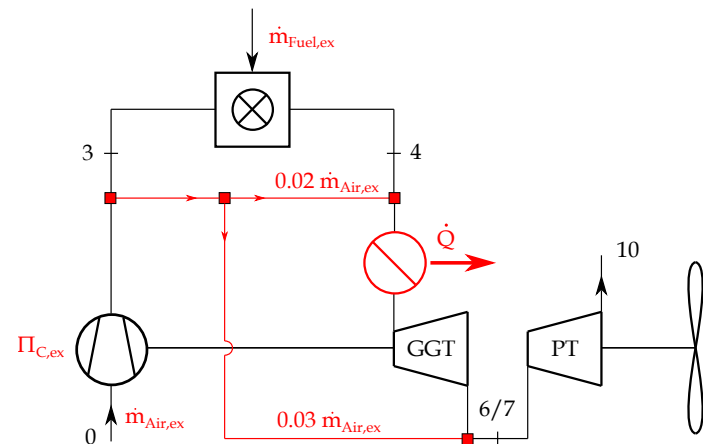


FIGURE 5. EXTENDED CYCLE MODEL

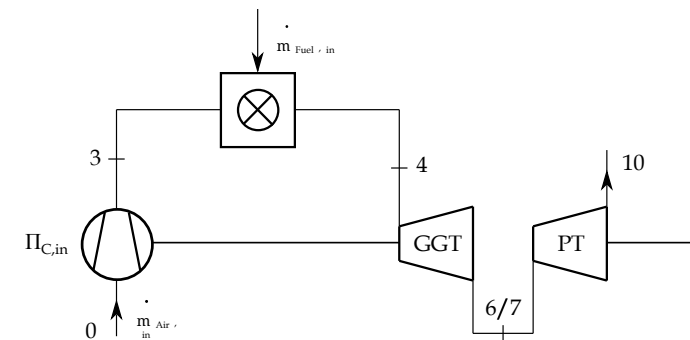
Denklem (3), dönüştürülebilir bir shaft gücüne 58.8 kW ulaşmaktadır. Engine spesifikasyonları AMT Hollanda tarafından verilenler Tablo 1'de görülebilir.

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 yakıtta göre tanımlanmalıdır. Verilen motor spesifikasyonları Kerosene Jet A-1 kullanımı altında geçerli olduğundan, ısıtma değeri bu yakıtla 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 koşulları, gaz jeneratörü 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 sıkıştırmayla dikkate alınabileceği varsayılabilir.



ŞEKİL 4. İLK DÖNGÜ MODELİ

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

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

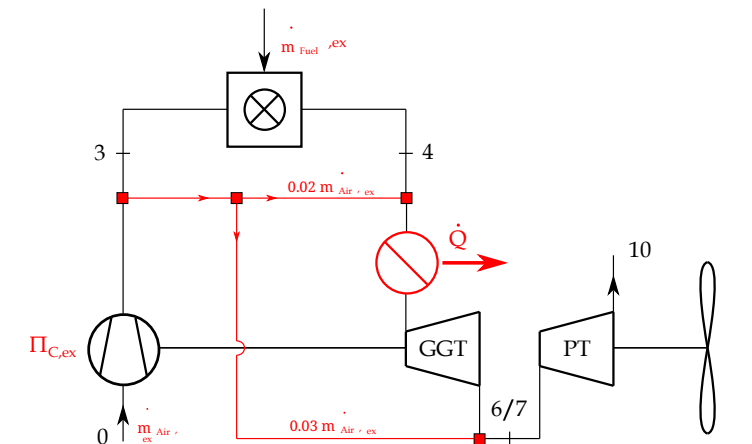
Ayrıca, AMT tarafından belirtilen hava kütle akış hızı, 10 % kadar artırılmıştır [6] (Denklem (5)).

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

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

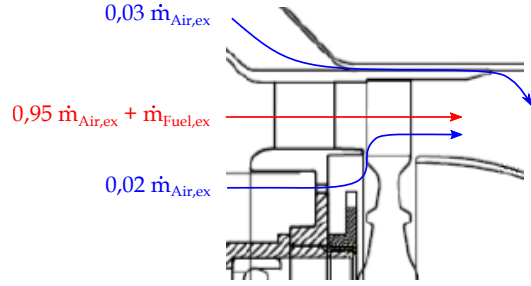


FIGURE 6. TURBINE COOLING AIR MASS FLOW [13]

rate does not take part at the expansion through the turbine and is mixed into the gas stream at the turbine outlet instead. This is done for the purpose of shroud cooling. This method is a common way of cooling within micro-turbomachinery. All these considerations lead to a reduced EGT by using the extended model. The comparison of the results are shown in Tab. 2. Due to lack of information, compressor and turbine efficiencies have been estimated with $\eta_{sC}=0.74$ and $\eta_{sT}=0.92$. In accordance with [9] ($\eta_{sC}=0.72$ and $\eta_{sT}=0.85$), the chosen efficiencies represent a good approximation since the developed model from Vannoy and Cadou fits the measurements quite well. Turbine efficiency is slightly higher than in [9] but is however further reduced due to the considered amount of air mass flow, which is not taking part on the expansion. Furthermore, [2] uses a turbine efficiency of 0.89 for a comparable engine (JetCat P200, $F=230$ N, $\Pi_C=3.7$, $\dot{m}_{Air}=0.45$ kg/s). Comparing the obtained EGTs, there is a good agreement between the extended model and the given values. To make the EGTs comparable, the static temperature gained from the modelling was converted into total temperature. Also, the measured value from [5] has been extrapolated to the maximum shaft speed ($n=108500$ rpm) of the GG, since temperature is only provided at $n=105700$ rpm. Furthermore, the extended model shows significant improvement over the initial model. It can therefore be assumed that all these factors must be taken into account in the modelling. A scheme of the final extended model

TABLE 2. COMPARISON OF SPECIFIED AND CALCULATED EGTs WITH DIFFERENT MODELS

Model / Exp.	EGT [°C]
AMT specifications (max)	700 (750) $\pm 2\%$
Exp. Leylek [5]	754
Initial model	908
Extended model	752

is shown in Fig. 5. Additionally, heat and frictions losses will probably occur at the ITD and can easily be adapted. Since the final dimensions of the ITD are not known at this time, this heat loss has not been taken into account for this model. In addition to the adequate EGT, the extended model calculates a shaft power of about 60 kW (without mechanical losses), which is in good agreement with the estimated power of 58.8 kW according to Eqn. (3).

FLOW CONDITIONS

Gas generator turbine

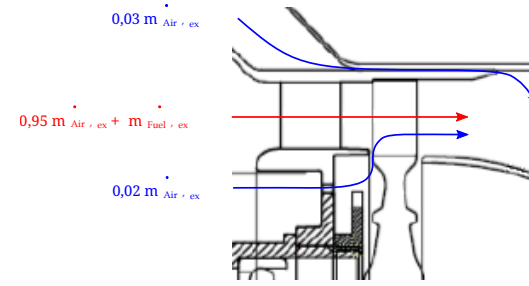
Figure 7 shows the single stage axial turbine of the GG. While pressure p , density ρ and temperature T at the turbine's inlet and outlet (section 4 and 6) have been gained through the thermodynamic cycle calculation, flow velocities have not been considered yet. However, this is necessary for the power turbine design. Therefore, at least the mean diameter d_m and blade lengths l_4 and l_6 , hence the flow areas A_4 and A_6 have to be known. For the given engine, the dimensions are $d_m=73$ mm, $l_4=10$ mm and $l_6=12$ mm. According to the balance of mass, the guide vane inlet velocity c_4 can then be calculated with

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

Due to lack of information, swirl free inflow has been assumed ($c_4 = c_{4,z}$ and $\alpha_4 = 90^\circ$). It is also to be assumed, that the turbine is designed in a way, where the absolute turbine outlet velocity is also widely without swirl ($c_6 = c_{6,z}$ and $\alpha_6 = 90^\circ$). This is because thrust is as high as possible in this case for a specified velocity. Under this assumption, the absolute velocity c_6 can also be obtained with the balance of mass according to Eqn. (7). To support the assumption, a mean line analysis has been carried out. Therefore an iterative loop using MATHCAD has been created as shown in Fig. 8. With the gained enthalpies h_4 and h_6 from the thermodynamic cycle calculation and the pre-calculated velocities c_4 and c_6 , one can calculate the absolute and relative velocities at section 5, whereby the degree of reaction R_k and the absolute flow angle α_5 must also be estimated with an initial guess at first. Therefore, common values for reaction stages according to Tab. 3 can be used.

TABLE 3. GUIDELINE VALUES FOR REACTION STAGES

R_k [-]	α_5 [°]	β_6 [°]
0,5	14-40	140-160



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, $\Pi_C=3.7$, $\dot{m}_{Air}=0.45$ kg/s). Elde edilen EGT'leri karşılaştırdığımızda, genişletilmiş model ile verilen değerler arasında iyi bir uyum vardır. EGT'leri karşılaştırılabilir hale getirmek için, modellemekten 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 türbini

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 türbini tasarımı için gereklidir. Bu nedenle, en azından ortalama çap d_m ve kanat uzunlukları l_4 ve l_6 , dolayısıyla akış alanları A_4 ve A_6 bilinmelidir. Verilen motor için boyutlar $d_m=73$ mm, $l_4=10$ mm ve $l_6=12$ mm'dir. Kütle dengesi gereği, kılavuz kanat giriş hızı c_4 hesaplanabilir.

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

Bilgi eksikliği nedeniyle, türbülanssız akış varsayılmıştır. ($c_4 = c_{4,z}$ ve $\alpha_4 = 90^\circ$). Ayrıca, türbinin tasarımının, mutlak türbin çıkış hızının da büyük ölçüde türbülanssız olacak şekilde yapıldığı varsayılmaktadır ($c_6 = c_{6,z}$ ve $\alpha_6 = 90^\circ$). Bunun nedeni, bu durumda belirli bir hız için itmenin mümkün olduğunca yüksek olmasıdır. Bu varsayım altında, mutlak hız c_6 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 $c_{4,z}$ ve $c_{6,z}$ 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 uyarınca reaksiyon aşamaları için yaygın değerler kullanılabilir.

TABLO 3. REAKSIYON AŞAMALARI İÇİN REHBER DEĞERLER

R_k [-]	α_5 [°]	β_6 [°]
0,5	14-40	140-160

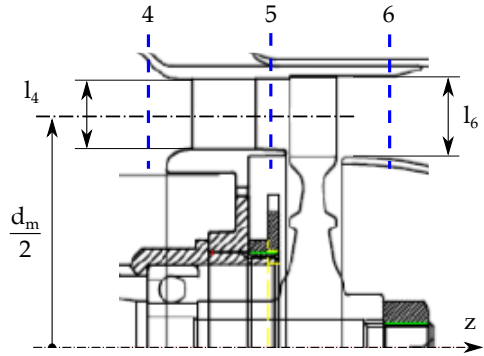


FIGURE 7. AMT OLYMPUS HP GG-TURBINE [13]

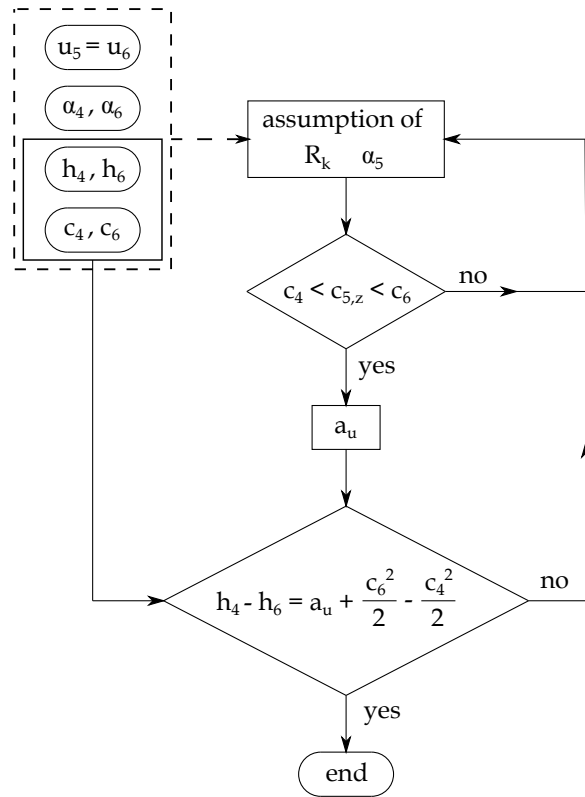


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOW CHART

Finally the specific work and the power of the turbine can be calculated respectively. This value can now be compared with the gained value from the thermodynamic cycle calculation. In case of good agreement, the calculation is finished and it can be assumed, that swirl-free outflow represents an optimal flow condition conventionally sought. The results for the chosen engine are shown in Tab. 4. Flow coefficient $\phi = c_{5m}/u_m = 0.68$, work coefficient $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$ and degree of reaction $R_k = 0.52$

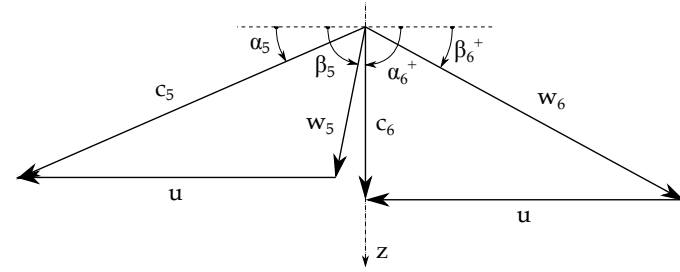


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

take conventional values. This also indicates, that the assumed values correspond quite well to the real engine. Figure 9 shows the velocity triangles of the turbine stage. The cross-sectional expansion over the stage is too weak to ensure constant meridional velocity c_z for the dominant decrease of density. It is therefore obvious that the meridional velocity increases.

TABLE 4. GG-TURBINE FLOW CONDITIONS

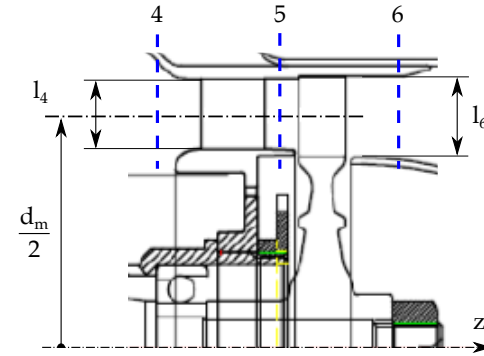
Section	4	5	6
h [kJ/kg]	1005	906	799
c [m/s]	205	490	297
c_z [m/s]	205	281	297

POWER TURBINE DESIGN

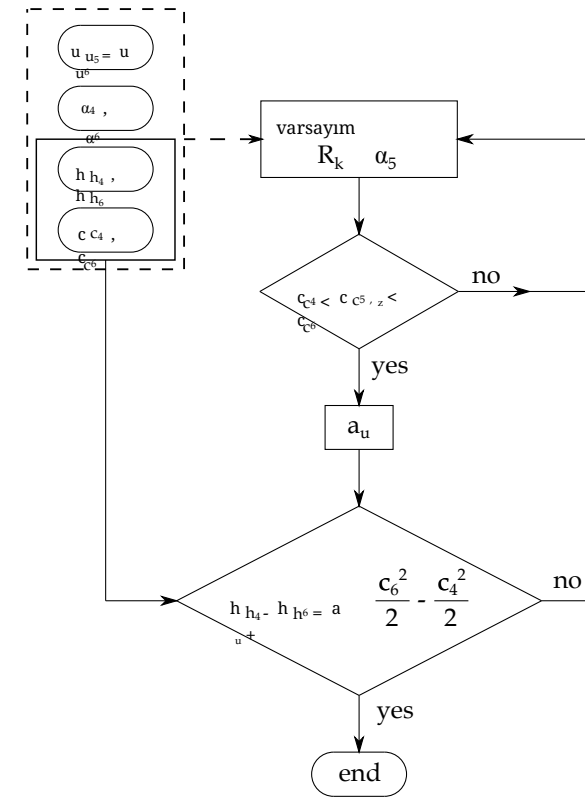
Main dimensions

To design the power turbine, another iteration loop has been developed to obtain the main dimensions of the turbine via mean line analysis (Fig. 10). Besides the calculation of the flow velocities, the conservations of energy and mass have to be fulfilled. Power P_P and speed n_P of the propeller shaft are given and depend on the mentioned UAV requirements. Furthermore, mass flow rate is given and optimal swirl free outlet flow ($\alpha_9 = 90^\circ$) is assumed. Work coefficient λ_{PT} , mean diameter $d_{m,PT}$ and blade height l_{PT}^* must be chosen initially. Then, a required gearbox ratio i can already be calculated. As a guideline for the initial guess, the following limitations have been specified:

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

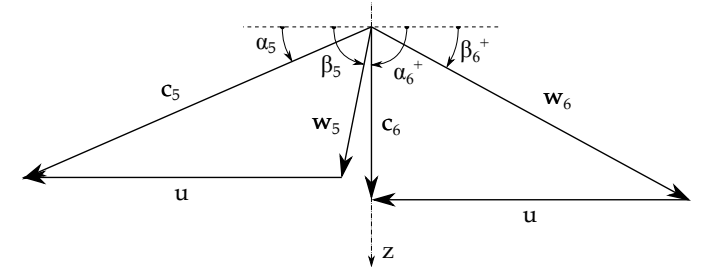


ŞEKİL 7. AMTOLYMPUSHP GG-TÜRBİN [13]



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 $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$ 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 ($\alpha_9 = 90^\circ$) varsayılmaktadır. İş katsayısı λ_{PT} , ortalama çap $d_{m,PT}$ ve kanat yüksekliği l_{PT}^* başlangıçta seçilmelidir. Daha sonra, gerekli şanzıman oranı i hesaplanabilir. İlk tahmin için bir kılavuz olarak, aşağıdaki sınırlamalar belirtilmiştir:

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

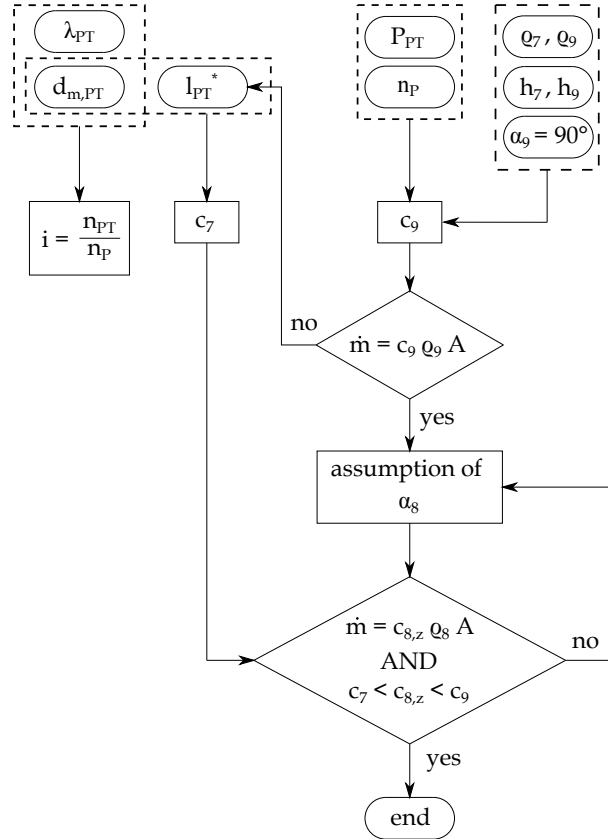


FIGURE 10. PT-TURBINE DESIGN FLOW CHART

With the energy conservation and the gained boundary conditions from the cycle calculation, the absolute outlet velocity c_9 can be obtained. Using the calculated velocity, the mass flow rate must correspond to the given value to meet the mass balance. If the values do not agree, the blade height has to be changed. It should be mentioned, that the blade height has been chosen to be constant over the whole stage. As already shown for the GG-turbine, the absolute flow angle α_8 has to be chosen to meet the mass conservation in section 8. While the cycle calculation only provides values at section 7 and 9, density at guide vane outlet has been calculated under assumption of isentropic expansion. This calculation loop was finally carried out for different work coefficients ($1 \leq \lambda \leq 1.8$). For every λ , three different mean diameters (90 mm, 95 mm and 100 mm) were chosen. This leads to different degrees of reaction, gearbox ratios, guide vane exit flow angles and circumferential velocities as shown in Tab. 5. A work coefficient of 1.1 results in a degree of reaction of ~ 0.5 . Since guide vanes and rotor blades can be designed in the same way with this configuration, these values have been chosen for the conversion. Furthermore, the gearbox with the lowest gear-box ratio was selected in favour of the lowest weight at $\lambda = 1.1$. Therefore, the mean diameter of the stage was thus set to 100

mm, what leads to a blade height of 12.5 mm and furthermore to an ITD-area ratio of $AR = 1.43$.

TABLE 5. POWER TURBINE DESIGN VARIANTS

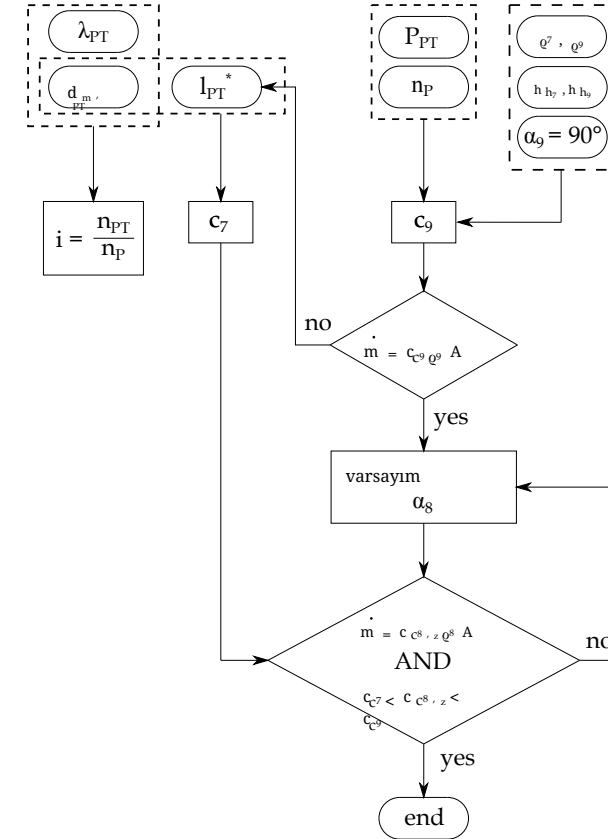
λ [-]	d_m [mm]	i [-]	R_k [-]	α_8 [°]	n_{PT} [rpm]
1.0	90	12.6			63000
	95	11.9	0.55	40	59500
	100	11.3			56500
1.1	90	12.0			60000
	95	11.4	0.51	39.1	57000
	100	10.8			54000
1.2	90	11.5			57500
	95	10.9	0.46	38.4	54500
	100	10.4			52000
1.4	90	10.6			53000
	95	10.0	0.37	37.2	50000
	100	9.6			48000
1.6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

Blade row

Based on the mean line analysis, a preliminary blade row was created. Therefore, adequate blade row parameters according to the calculated flow velocities and flow angles have to be chosen. These are basically stagger angle, chord to pitch ratio, leading edge- and trailing edge radius and wedge angles. First of all, a Zweifel coefficient Ψ was chosen, which describes the ratio of actual to maximum possible tangential aerodynamic force acting on the blade (8).

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

After that, an optimal axial chord to pitch ratio based on the obtained flow angles can be calculated according to [15]. To do this, Ψ was set to 1 at first. Common values lie in a range of $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$, as Wilson and Korakianitis show [16]. They also give good guidelines for the calculation of preliminary design of



ŞEKİL 10. PT-TÜRBİN TASARIM AKIŞ ŞEMASI

Enerji korunumu ve döngü hesaplamasından elde edilen sınır koşulları ile, mutlak çıkış hızı c_9 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]	ben [-]	R_k [-]	α_8 [°]	n_{PT} [devir/dakika]
1.0	90	12.6			63000
	95	11.9	0.55	40	59500
	100	11.3			56500
1.1	90	12.0			60000
	95	11.4	0.51	39.1	57000
	100	10.8			54000
1.2	90	11.5			57500
	95	10.9	0.46	38.4	54500
	100	10.4			52000
1.4	90	10.6			53000
	95	10.0	0.37	37.2	50000
	100	9.6			48000
1.6	90	9.9			49500
	95	9.4	0.27	36.4	47000
	100	8.9			44500
1.8	90	9.4			47000
	95	8.9	0.17	35.8	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.

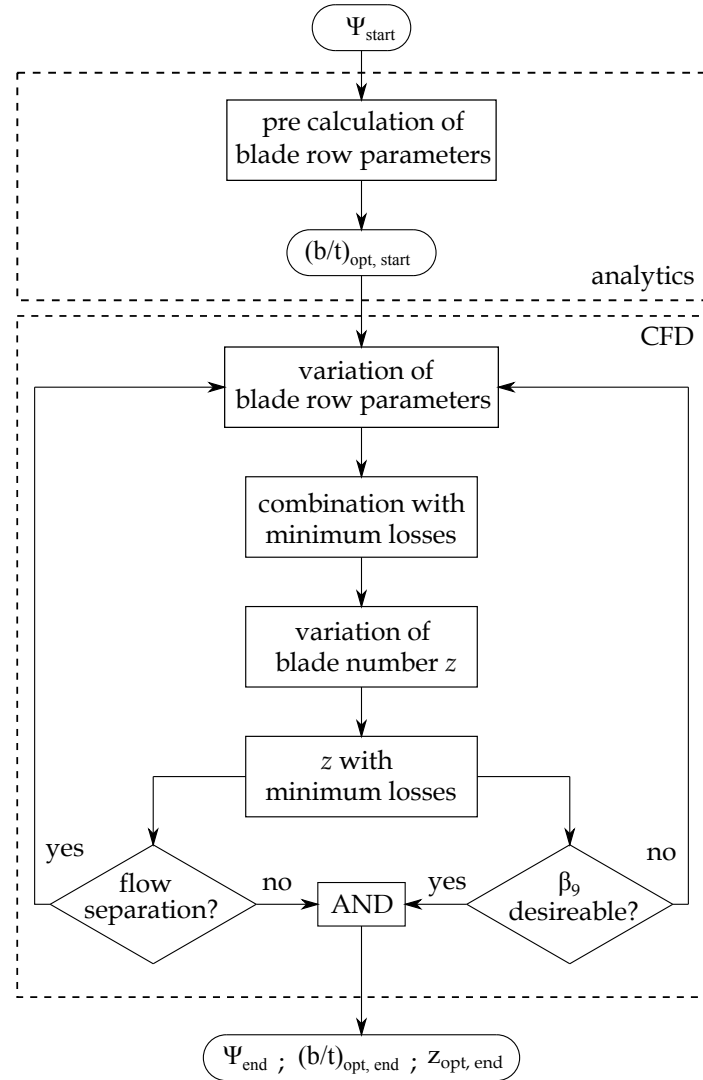


FIGURE 11. OPTIMAL BLADE NUMBER FLOW CHART

the blade profile and the selection of parameters which were used during this design. After a preliminary blade row was obtained, CFD simulations were used to improve the blade geometry in terms of minimizing losses. Therefore, different design points covering different combinations of blade row parameters have been investigated to find a configuration with minimal losses. The different design points were created automatically using optimal space filling method. The varied blade parameters were stagger angle, leading/trailing edge radius and wedge angles, throat width, throat angle and exit blade angle. As objective function, total pressure loss coefficient

$$\omega = \frac{\bar{p}_{t8} - \bar{p}_{t9}}{\bar{p}_{t9} - \bar{p}_9} \quad (9)$$

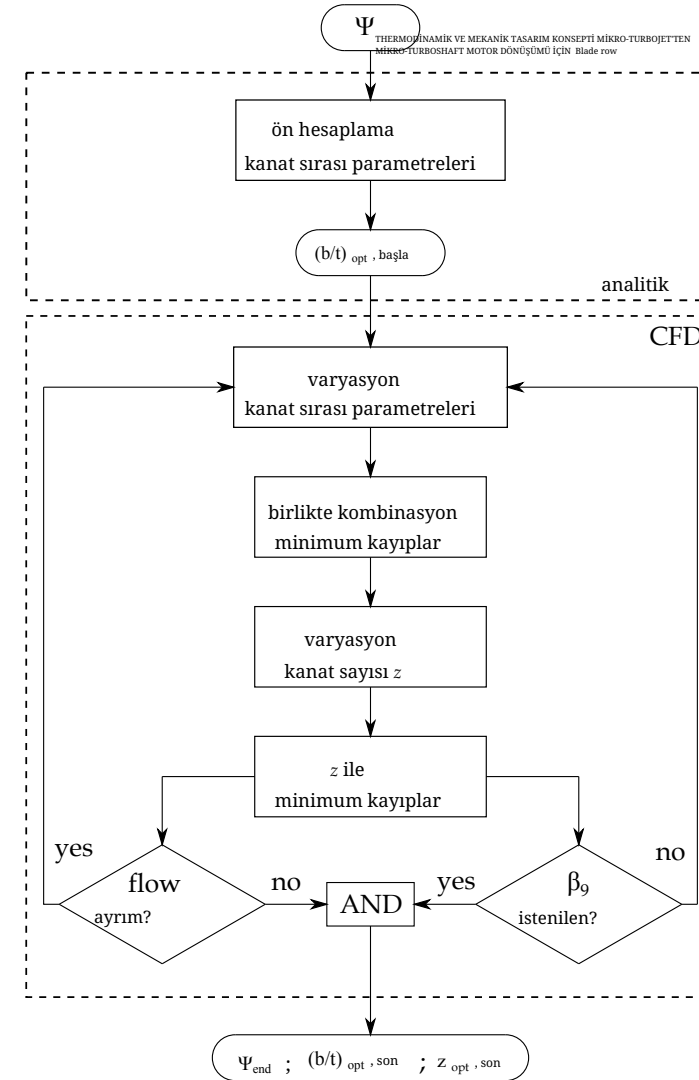
was chosen. The pressure values have been averaged by mass. Beside the blade row parameters, the number of blades z_B has been varied for a constant selected axial blade chord b . According to Eqn. (8), an optimal axial chord to pitch ratio can be obtained by changing the number of blades. For every variation of blade row parameters, the number of blades was changed between 27 (first obtained through Wilson method) and 60. Furthermore, it has to be checked, if the calculated flow field is free of flow separation and if the actual exit flow angle is in agreement with the calculated value from the mean line analysis (Fig. 11). Due to small blade heights, blades have been designed cylindrically.

CFD setup

The CFD calculations have been carried out with the commercial software ANSYS FLUENT 18.1 assuming steady-state, compressible flow with a relativ inlet Mach number of $Ma_{w,1} = 0.42$, which was obtained previously through the analytical design. First of all, the blade row has therefore been designed with ANSYS DESIGN MODELER and the 3D mesh was created with ANSYS TURBO GRID, consisting of about 78000 cells per blade sector with $y^+ < 1$. Under the assumption of uniform inflow conditions, a sector model with periodic boundary conditions was used. Since compressible flow is supposed, total pressure at inlet and static pressure under consideration of radial equilibrium at the outlet have been used as boundary conditions. Due to the small dimensions, profile Reynolds number is in the order of $5 \cdot 10^4$. To cover turbulent effects, the SST $k-\omega$ turbulence model by Menter [17] including low Reynolds number correction has been used. The turbulent intensity has been set to 2% and a turbulent length scale of $0.01 \cdot t$ according to [18] was used at the inlet.

Results

Figure 12 shows the velocity field with streamlines of three different blade rows at mean section. Figure 12-(a) shows the initial blade row geometry which was obtained analytically. The number of blades was chosen for optimum chord to pitch ratio according to Eqn. (8) for $\Psi = 1$. The calculation results show a significant flow separation at the suction side due to low chord to pitch ratio and insufficient blade row parameters. Increasing number of blades, and consequently increasing the b/t ratio for this initial blade geometry shows, that minimum losses occur not at $b/t = 1.12$ as expected through calculation with the criteria of Zweifel according to Eqn. (8). It is suspected, that this is due to higher risk of flow separation at the suction side, when profile Reynolds number is low. Figure 12-(b) shows the streamlines at optimum blade number for an improved blade geometry. One can see, that the flow separation is now smaller in comparison to (a). For optimal blade number ($b/t = 1.41$), where ω is at a minimum for this geometry, Ψ takes a value of 0.79. This cor-



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

$$\omega = \frac{\bar{p}_{t8} - \bar{p}_{t9}}{\bar{p}_{t9} - \bar{p}_9} \quad (9)$$

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 $f_0 \cdot 0.1 \cdot t$ 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-

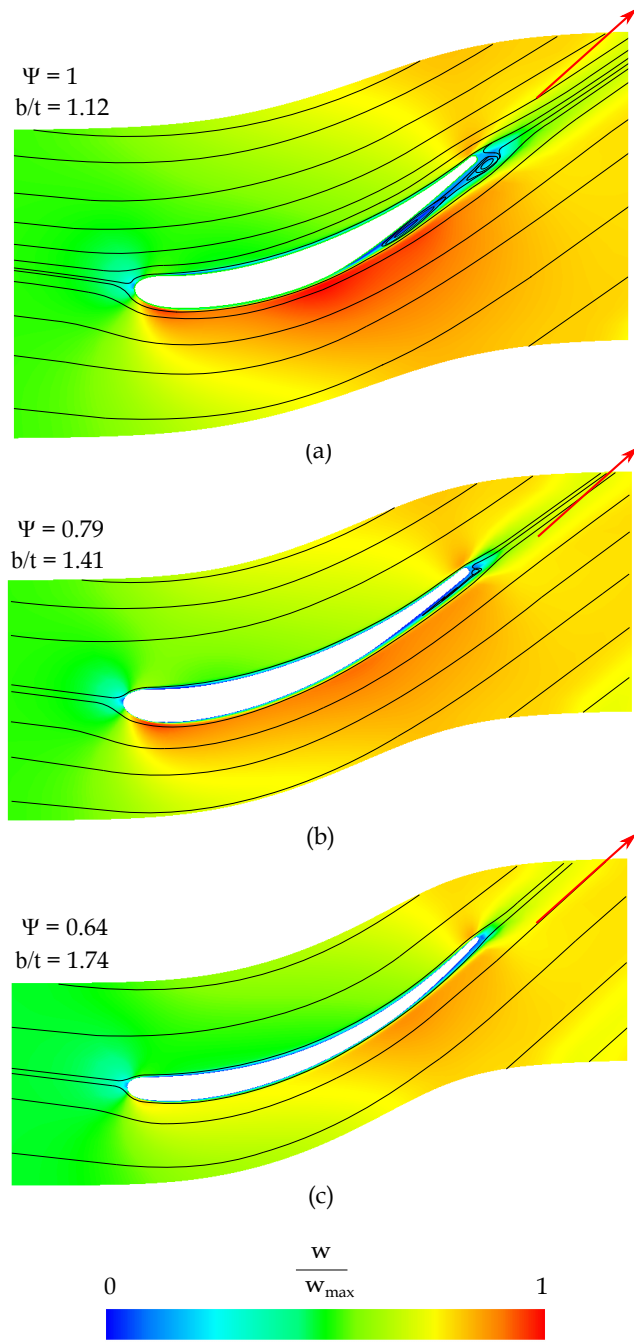


FIGURE 12. STREAMLINE-VELOCITY PLOT

responds very well to Zweifel, where optimum chord to pitch ratio takes a value of 1.40 for $\Psi = 0.8$ at given flow angles. Furthermore it can be seen, that the outflow angle β_9 meets not the required value for configuration (a) and (b). Figure 12-(c) shows the final preliminary blade row. Flow separation has now completely vanished and the exit flow angle corresponds well to the

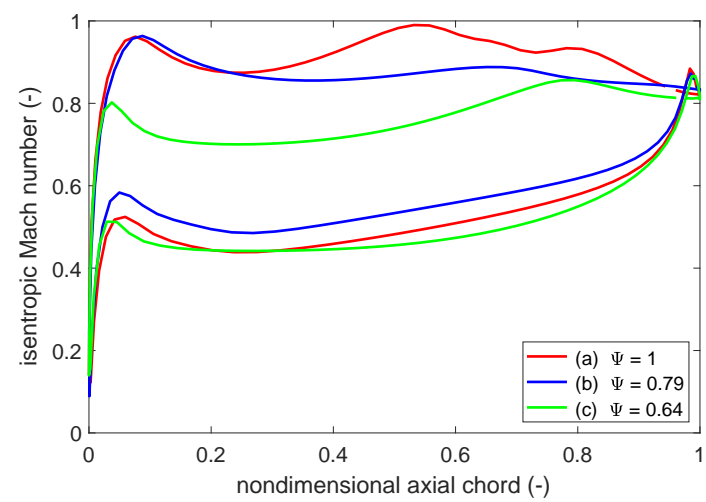


FIGURE 13. ISENTROPIC MACH NUMBER DISTRIBUTION

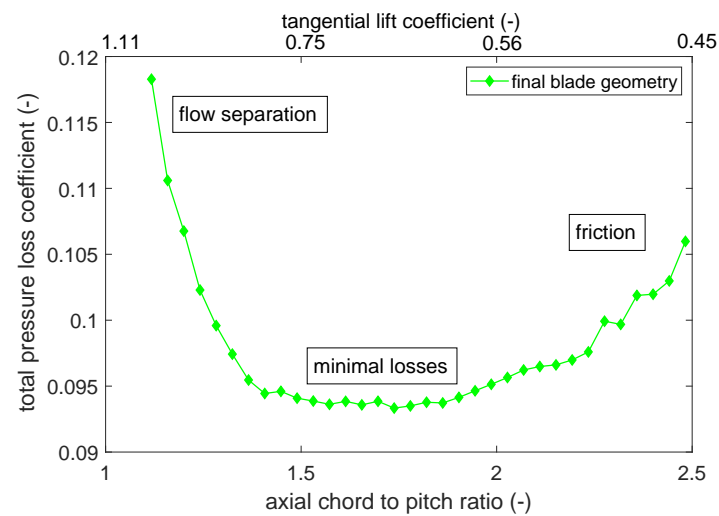
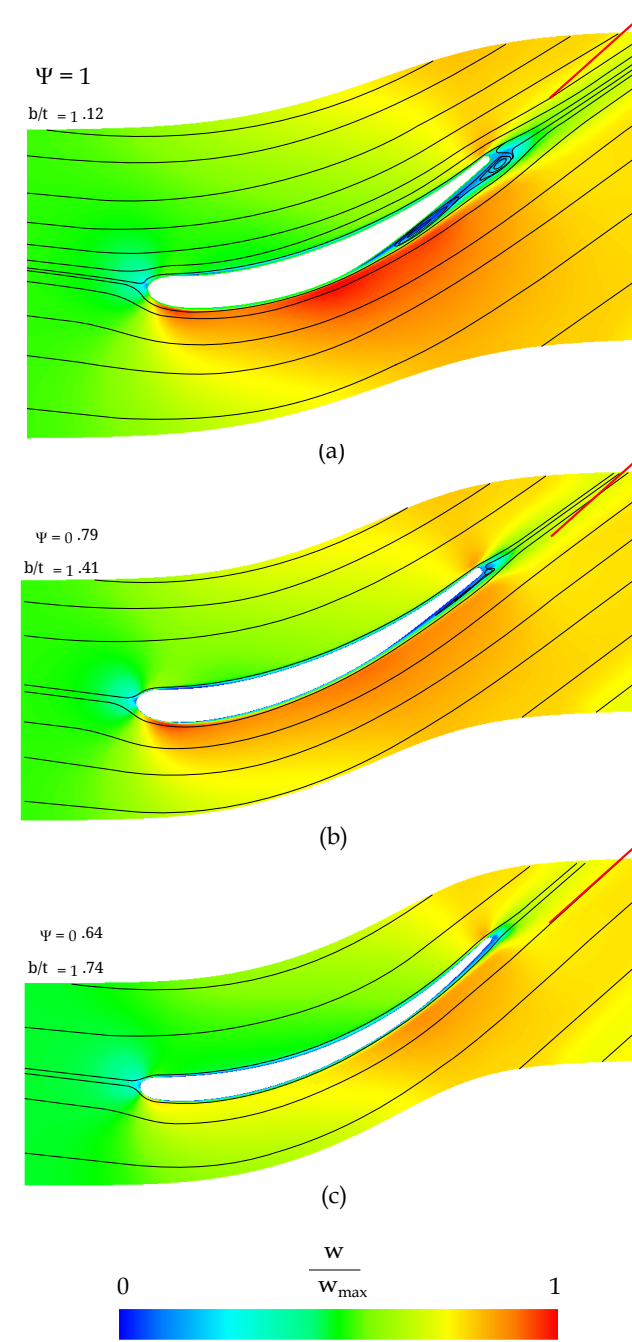


FIGURE 14. TOTAL PRESSURE LOSS

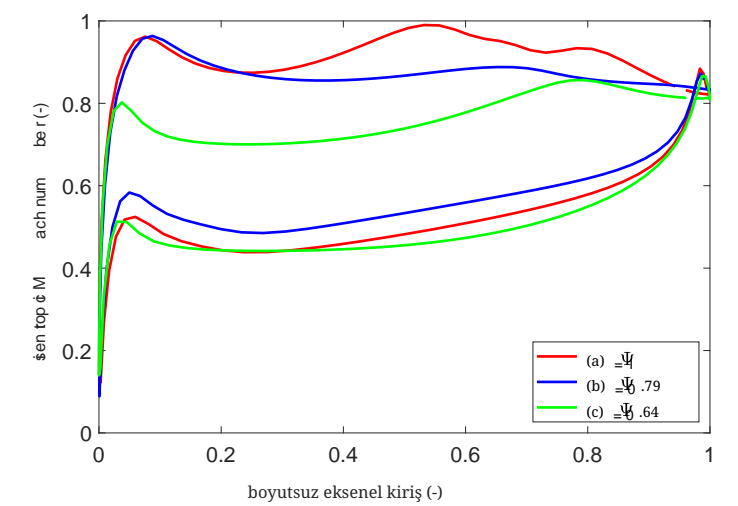
value gained through mean line analysis for the specified power output. The red arrow in Fig. 12 represents the desired exit flow direction. During the design process, one can see that the blade geometry becomes thinner as the process continues. Suction side curvature becomes more smooth towards configuration (c), what could be a further reason for the deviation of the Zweifel prediction for profile (a). Furthermore, the maximum velocity on the suction side is shifted towards the trailing edge.

The Mach number distributions over the blade surfaces are shown in Fig. 13. The distributions on the pressure side are widely similar for all cases because the pressure side geometry was hardly been changed. On the other hand, the suction side distribution shows a significant change during the improvement process. The initial blade row shows a highly fluctuating

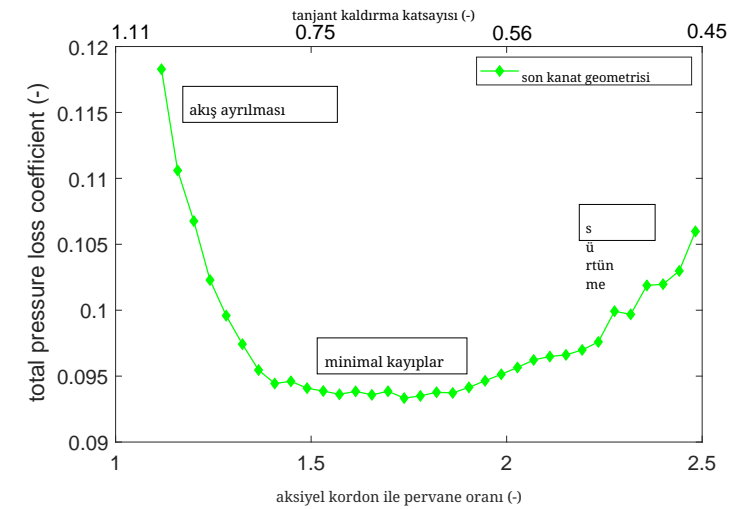


ŞEKİL 12. AKIŞ HIZI GRAFİĞİ

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_9 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 eğriligi, konfigürasyon (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.

distribution due to acceleration followed by flow separation due to deceleration. The improved blade row (b) shows a relatively constant distribution which is actually good. Nevertheless this design has to be modified because of poor exit flow conditions. For the final configuration, Fig. 14 shows the variation of total pressure loss coefficient as a function of chord to pitch ratio. The graph can be divided into three main areas. For few blades, high losses occur due to flow separation. With increasing number of blades, flow separation vanishes and losses are constant minimal for a relatively wide range. A further increase of blades lead to losses due to friction. It can be clearly seen, that losses are more influenced by flow separation than by friction due to a high gradient at low axial chord to pitch ratio. It is assumed that the present wide range of optimal axial chord to pitch ratio is due to the low deflection of the selected blade row. Due to the flat minimum, an optimal configuration can be found in a range between $0.6 \leq \Psi \leq 0.8$ at almost the same low losses. In terms of weight reduction and production effort, Ψ should be chosen as high as possible. Since the degree of reaction of the stage is about 0.5 and the blade geometry for the guide vane and rotor blade can be designed in the same way, the guide vane row is not considered in detail in this preliminary design.

CONCLUSIONS

In this work, a concept for micro-turbojet to micro-turboshaft engine conversion was presented. Through a first estimation, the amount of convertible shaft power could be obtained. Furthermore, a thermodynamic cycle model was developed considering effects due to the small dimensions. Since information of existing engines are usually rare, a recalculation of the gas generator of a chosen engine was presented to specify unknown boundary conditions. With a simultaneously carried out mean line analysis, unknown parameters e.g. component efficiencies could be estimated. After calculation of the boundary conditions, the design of the additional power turbine was presented. Therefore, an analytical preliminary design method also based on mean line analysis was shown. Additionally, a sufficient combination of mean diameter and work coefficient of the power turbine was found in terms of minimal gearbox weight. The calculations show, that minimum weight could be obtained using a work coefficient of 1.1 and a mean diameter of 100 mm under consideration of a favourable degree of reaction. The PT-power is about 50% of the GGT-power at a thermal efficiency of 13% and a specific fuel consumption of $180 \cdot 10^{-6}$ (kg/s)/kW. Furthermore, the blade row geometry was optimized using CFD calculations. Especially a range of optimum number of blades could be obtained changing axial chord to pitch ratio at a constant chord for a pre-optimized blade row. The optimum b/t ratio of 1.74 would lead to 42 blades. Decreasing the number of blades up to 34 would reduce manufacturing effort at nearly the same low losses. As a further research task, a structural analysis has to be done for

the gained blade geometry. An optimization of the ITD can also be a further topic of research in terms of minimizing losses and overall engine weight.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to acknowledge the Austrian Research Promotion Agency FFG for supporting the project JET2SHAFT in the framework of the Aeronautics Research and Technology Programme TAKE OFF.

REFERENCES

- [1] Kadosh, K., and Cukurel, B., 2017. “Micro-Turbojet to Turbofan Conversion Via Continuously Variable Transmission: Thermodynamic Performance Study”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **139**(2), February, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., and Badry, B. E., 2017. “Conversion of Turbojet Engine Jet Cat P200 to Turboprop Engine”. *International Journal of Scientific and Engineering Research*, **8**(3), March, pp. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., and Saboohi, Z., 2019. *Assessment of converting approach of micro-turboprop engines*. CSAA - Chinese Journal of Aeronautics-<https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Netherlands, 2018. *Olympus HP Specification*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., and Smith, N., 2013. *An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine*. ASME Paper GT2013-94405.
- [6] Leylek, Z., 2012. *An Investigation into Performance Modeling of a Small Gas Turbine Engine*. Air Vehicles Division - Defence Science and Technology Organisation - Australian Government, DSTO-TR-2757.
- [7] Bakalis, D. P., and Stamatis, A. G., 2010. *Extended Instrumentation and Model Calibration for a Small Micro-Turbine*. ASME Paper GT2010-22837.
- [8] Rahman, N. U., and Whidborne, J. F., 2008. “A numerical investigation into the effect of engine bleed on performance of a single-spool turbojet engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, **222**(7), July, pp. 939–949.
- [9] Vannoy, S., and Cadou, C. P., 2016. *Development and Validation of an NPSS Model of a Small Turbojet Engine*. 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference - AIAA2016-5063.
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., and den Braembussche, R. A. V., 2006. *Numerical Study of the Heat Transfer in Micro Gas-turbines*. ASME Paper GT2006-90161.
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., and Tan, C. S.,

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 $\tau \approx 0.5$ 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 şaft 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 parametreler, 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 mm ortalama çap kullanılarak minimum ağırlığın elde edilebileceğini göstermektedir; bu, uygun bir reaksiyon derecesi dikkate alındığında geçerlidir. PT-gücü, %13 termal verimlilikle ve $180 \cdot 10^{-6}$ (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- 139*(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 İn- 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 İtki Konferansı - AIAA A2016-5063 .

[10] Verstrate, T., Alsalihi, Z. ve den Braembussche, R. A. V., 2006. *Mikro Gaz Türbinlerinde ısı Transferinin Sayısal Çalışması*. ASME Kağıdı GT T2006-90161 .

[11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., ve Tan, C. S.,

2004. *Aerothermodynamics of Micro-Turbomachinery*. ASME Paper GT2004-53877.
- [12] AMT Netherlands, 2018. *Internal pictures*. URL http://www.amtjets.com/internal_pics.php.
- [13] AMT Netherlands, 2019. *Re: Olympus HP in University configuration*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [14] Rodgers, C., 1968. “A Cycle Analysis Technique for Small Gas Turbines”. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers*, **183**(14), September, pp. 37–49.
- [15] Zweifel, O., 1945. *Die Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschauelungen von Turbomaschinen, insbesondere bei grosser Umlenkung in den Schaufelreihen*. BBC-Mitteilungen.
- [16] Wilson, D. G., and Korakianitis, T., 1998. *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. Second edition, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications”. *AIAA Journal*, **32**(8), August, pp. 1598–1605.
- [18] Hah, C., 1984. “A Navier-Stokes Analysis of Three-Dimensional Turbulent Flows Inside Turbine Blade Rows at Design and Off-Design Conditions”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), April, pp. 421–429.

2004. *Mikro-Turbomakine Aeroterminamigi*. ASME Paper GT 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*. Second edition, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. “İki-Denklemli Eddy-Viskozite Tur-Mühendislik Uygulamaları için Türbülans Modelleri.” *AIAA Dergisi*, **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,