

**GT2020-14498**

**GT T2020-14498**

**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

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

**Christoph Ottl, Reinhard Willinger**  
 Enerji Sistemleri ve Termodinamik Enstitüsü  
 Technische Universität Wien  
 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**

<i>a</i>	specific work
<i>A</i>	flow area
<i>b</i>	axial chord length

<i>c</i>	absolute velocity
<i>d</i>	diameter
<i>F</i>	thrust
<i>h</i>	specific enthalpy
<i>H<sub>U</sub></i>	heating value
<i>l</i>	blade length
<i>m̄</i>	mass flow rate
<i>Ma</i>	Mach number
<i>p</i>	pressure
<i>P</i>	power
<i>R<sub>k</sub></i>	degree of reaction
<i>Re</i>	Reynolds number
<i>t</i>	blade pitch
<i>T</i>	temperature
<i>u</i>	circumferential velocity
<i>w</i>	relative velocity
<i>y<sup>+</sup></i>	dimensionless wall distance
$\alpha$	absolute flow angle
$\beta$	relative flow angle
$\eta$	efficiency
$\lambda$	work coefficient
$\varphi$	flow coefficient
$\Pi$	pressure ratio
$\Psi$	Zweifel coefficient
$\rho$	density
$\omega$	total pressure loss coefficient

**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 turbinine 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 azı indirmek amacıyla güç turbininin iş katsayısi ve ortalama çapının farklı kombinasyonları incelenmiştir. Güç turbinindeki kayıpları düşük tutmak için, ön kanat sırası nihayetinde CFD hesaplamaları kullanılarak iyileştirilmiştir.*

**TERÜMLER**

<i>bir</i>	özelleştirme
<i>A</i>	akış alanı
<i>b</i>	eksensiyel kiriş uzunluğu

<i>c</i>	mutlak hız
<i>d</i>	çap
<i>F</i>	itme
<i>h</i>	özel entalpi
<i>H<sub>U</sub></i>	isıtma değeri
<i>l</i>	kanat uzunluğu
$\dot{m}$	kütle akış hızı
<i>Ma</i>	Mach sayısı
<i>p</i>	basınç
<i>P</i>	güç
<i>R<sub>k</sub></i>	reaksiyon derecesi
<i>Re</i>	Reynolds sayısı
<i>t</i>	kanat açısı
<i>T</i>	sıcaklık
<i>u</i>	çevresel hız
<i>w</i>	göreceli hız
<i>y<sup>+</sup></i>	boyutsuz duvar mesafesi
$\alpha$	mutlak akış açısı
$\beta$	görelî akış açısı
$\eta$	verim
$\lambda$	ış katsayısı
$\varphi$	akış katsayısı
$\Pi$	basınç oranı
$\Psi$	Zweifel katsayısı
$\rho$	yoğunluk
$\omega$	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
B	blade
C	compressor
in	initial
ex	extended
GG	gas generator
m	mean
P	propeller
PT	power turbine
s	isentropic
t	total
T	turbine
u	circumferential
z	axial direction

## Superscripts

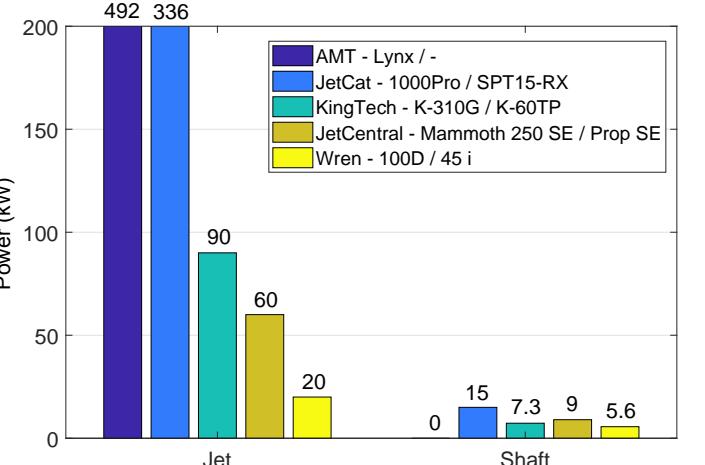
*	initial guess
—	mass averaged quantity

## 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 diameter 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 stator girişi
5	gaz jeneratör turbini rotor girişi
6	gaz jeneratör turbini rotor çıkışı
7	güt turbini stator girişi
8	güt turbini rotor girişi
9	güt turbini rotor çıkışı

B kanat

C kompresör

in başlangıç

uzatılmış ex

GG gaz jeneratörü

m ortalama

P pervane

PT güt turbini

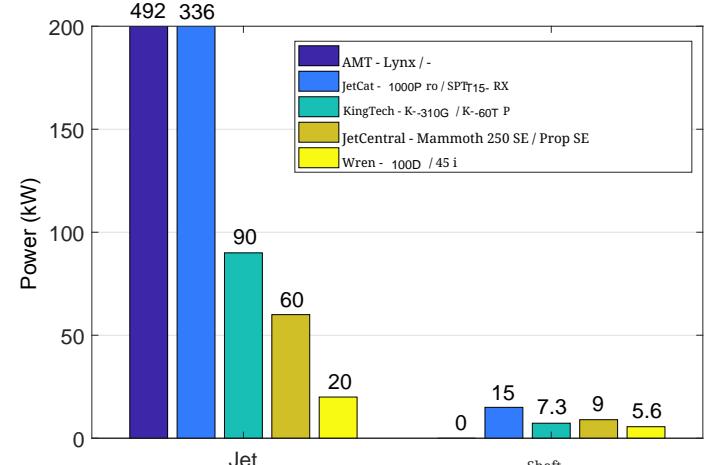
s isentropik

t toplam

T türbin

u çevresel

z eksensel yön



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

bu zamanda, ancak pervane çapı yaklaşık  $t = 0.7$  m'dir. Öncelikle yapılan bir pazar araştırması, 15 k W 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 memesi değiştirmir ve gaz jeneratörü turbini ile güt turbini arasında bağlantı kurar. Mevcut gaz jeneratörü turbini dışında, yalnızca güt turbini tasarlanmalıdır. Bu düşük güç aralığı motorlarının basit tasarımını 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 yayımlamıştır. Olympus HP'nin geçici çalışma koşulları altındaki geniş bir performans verisi Leylek ve ark. [5] ve Leylek [6], t arafından, ayrıca deneyel araştırma ve sayısal hesaplamalar temelinde Rahman ve Whidborne [8], tarafından yayımlanmıştır.

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

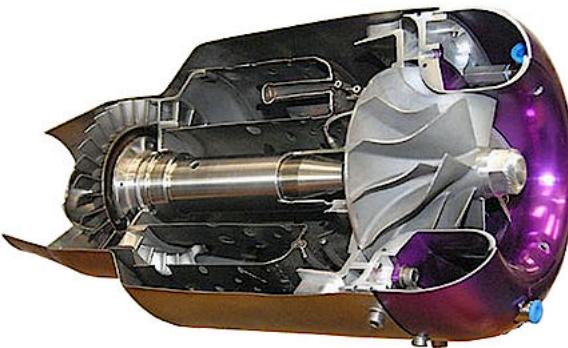


FIGURE 2. AMT OLYMPUS HP [12]

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.

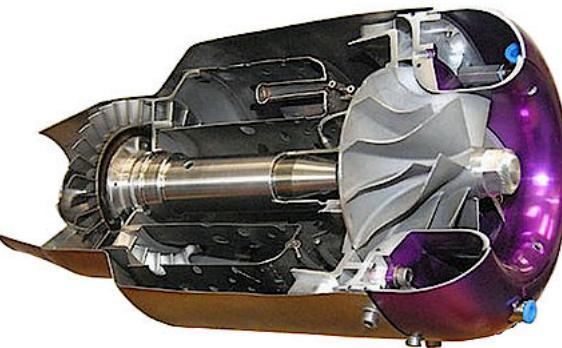
#### POWER ESTIMATION

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



ŞEKİL 2. AMT OLYMPUSHP [12]

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

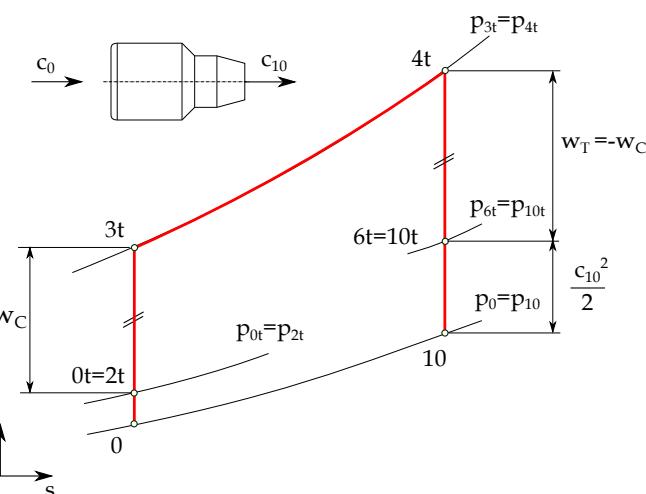


FIGURE 3. IDEAL TURBO JET CYCLE

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

#### GÜÇ TAHMİNİ

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

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

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

TABLO 1. OLYMPUSHP ÖZELLİKLERİ [4]

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

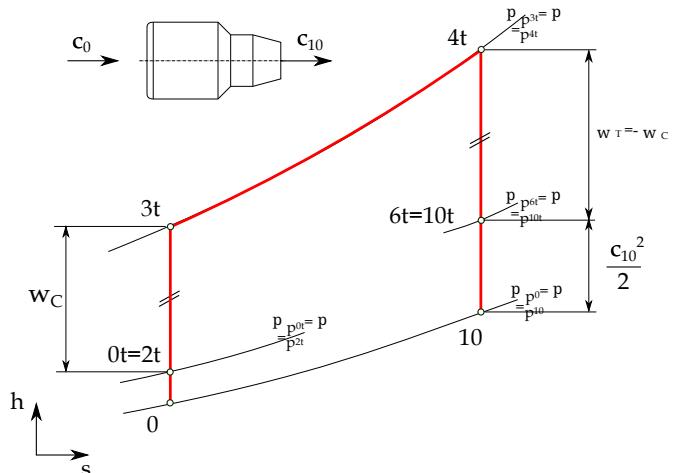
Giriş hızı  $c_0$  durma durumunda  $s_0$  eşit olduğu ve  $c_0 \ll c_{10}$  dikey kaldırma durumunda olduğu için, Denklem (1)'de  $c_0$  göz ardı edilebilir. Ayrıca, kinetik enerjiye dayalı eşdeğer bir güç değeri hesaplanabilir.

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

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  $\Pi_{C,in}$  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

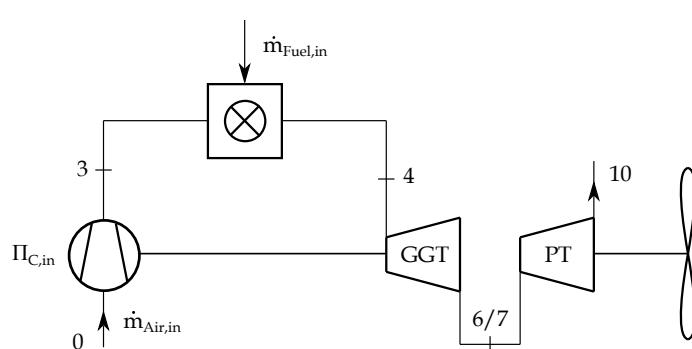


FIGURE 4. INITIAL CYCLE MODEL

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

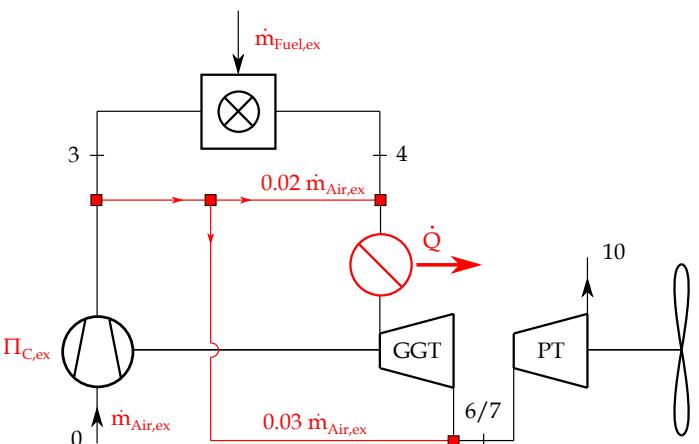


FIGURE 5. EXTENDED CYCLE MODEL

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

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

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

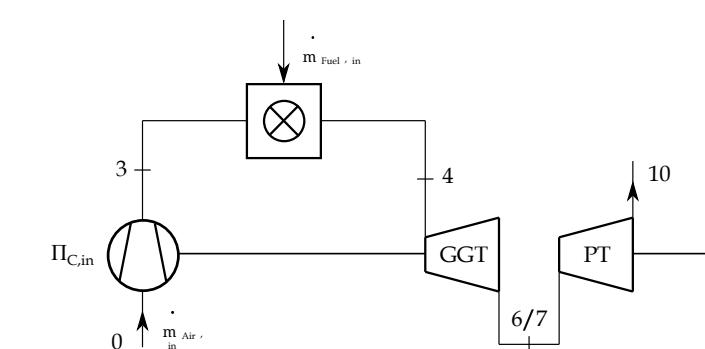
Ayrıca, AMT tarafından belirtilen hava kütle akış hızı, 10 % kadar artırılmıştır [6] (Denklem (5)).

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

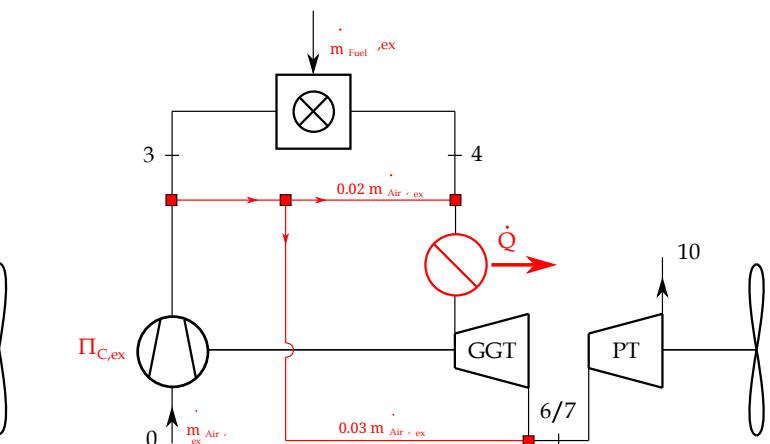
Verilen yakut kütle akış hızı da 11 % kadar azaltılmıştır, böylece [5] ölçümllerine göre türbin çıkışında uygun bir EGT sağlanmıştır ve bu Tablo 2'de listelenmiştir. Bu, Denklem (6) ile uyumlu bir yakut kütle akışına yol açar.

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

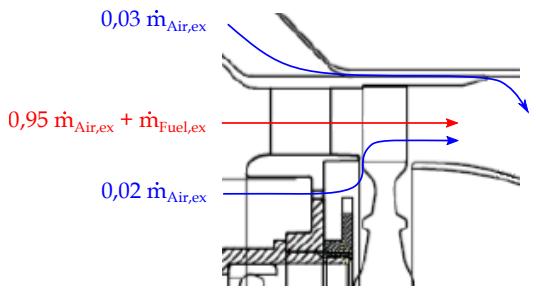
[5] tarafından da açıklandığı gibi, AMT tarafından verilen yakut kütle akış hızı doğrudan yakut tankı çıkışında ölçülmekte ve yağlama için yakut içermektedir. Bunu dikkate almak için, mevcut modelde yanma odası girişinde tanımlanan yakut kütle akış hızı azaltılmıştır. Ayrıca, motor muhafazası aracılığıyla 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 4. İLK DÖNGÜ MODELİ



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,  $\Pi_C = 3.7$ ,  $m_{Air} = 0.45$  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) ±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

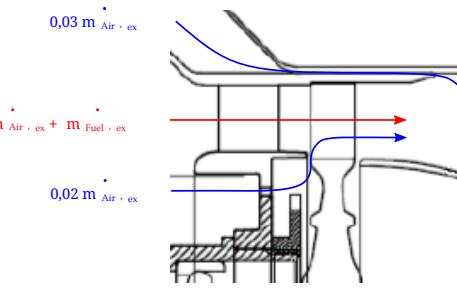
Figure 7 shows the single stage axial turbine of the GG. While pressure  $p$ , density  $\rho$  and temperature  $T$  at the turbine's inlet and outlet (section 4 and 6) have been gained through the thermodynamic cycle calculation, flow velocities have not been considered yet. However, this is necessary 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  $\alpha_5$  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

$R_k [-]$	$\alpha_5 [^\circ]$	$\beta_6 [^\circ]$
0,5	14-40	140-160



**ŞEKİL 6.** TURBİN SOĞUTMA HAVA KİTLESİ AKIŞI [13]

oran, turbinin çıkışında gaz akışına karıştırılmaktır. 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 turbin 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. Turbin verimliliği, [9] 'tekinin biraz daha yüksektir ancak genişleme sürecine katılmayan hava kütlesi miktarı nedeniyle daha da azaltılmıştır. Ayrıca, [2] , karşılaştırılabilir bir motor için 0.89 turbin verimliliği kullanmaktadır (JetCat P200,  $F = 230$  N,  $\Pi_C = 3.7$ ,  $m_{Air} = 0.45$  kg/s). Elde edilen EGT'leri karşılaştırıldığımızda, genişletilmiş model ile verilen değerler arasında iyi bir uyum vardır. EGT'leri karşılaştırılabilir hale getirmek için, modellemeden elde edilen statik sıcaklık toplam sıcaklığı dönüştürülmüştür. Ayrıca, [5] 'ten alınan ölçülen değer, GG'nin maksimum şaft 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 modellemeye dikkate alınması gerektiği varsayılabılır. Nihai genişletilmiş modelin bir şeması

**TABLO 2.** BELİRLENEN VE HESAPLANAN EGT'LERİN FARKLI MODELLERLERLE KARŞILAŞTIRMASI

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

Şekil 5'te gösterilmektedir. Ayrıca, ITD'de ısı ve sürtünme kayiplarının 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 t 60 kW (mekanik kayıplar olmadan) bir şaft gücü hesaplamaktadır ve bu, Eqn. (3)'e göre tahmin edilen 58.8 kW gücü ile iyi bir uyum içindedir.

## AKIŞ KOŞULLARI Gaz jeneratörü turbini

Şekil 7, GG'nin tek aşamalı eksenel turbinini göstermektedir. Türbinin giriş ve çıkışındaki basınç  $p$ , yoğunluk  $\rho$  ve sıcaklık  $T$  termodinamik döngü hesaplaması ile elde edilmiştir, ancak akış hızları henüz dikkate alınmamıştır. Ancak, bu güç turbinin t asarımı için gereklidir. Bu nedenle, en azından ortalama çap  $d_m$  ve kanat uzunlukları  $l_{4,z}$  ve  $l_{6,z}$ , dolayısıyla akış alanları  $A_{4,z}$  ve  $A_{6,z}$  bilinmelidir. Verilen motor için boyutlar  $d_m = 73$  mm,  $l_{4,z} = 10$  mm ve  $l_{6,z} = 12$  mm'dir. Kütle dengesi gereği, kılavuz kanat giriş hızı  $c_{4,z}$  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, türbülansız akış varsayılmıştır. ( $c_{4,z} = c = c_{4,z}$  ve  $\alpha_4 = 90^\circ$ ). Ayrıca, turbinin tasarımının, mutlak turbin çıkış hızının da büyük ölçüde türbülansız olacak şekilde yapıldığı varsayılmaktadır ( $c_{6,z} = c = c_{6,z}$  ve  $\alpha_6 = 90^\circ$ ). Bunun nedeni, bu durumda belirli bir hız için itmenin mümkün olduğunda yüksek olmasıdır. Bu varsayımda, mutlak hız  $c_{6,z}$  kütle dengesi ile Eqn. (7) uyarınca elde edilebilir. Varsayımda 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  $h_{4,z}$  ve  $h_{6,z}$  ile önceden hesaplanmış hızlar  $c_{4,z}$  ve  $c_{6,z}$  kullanılarak, bölüm 5'teki mutlak ve relativ hızlar hesaplanabilir; burada reaksiyon derecesi  $R_k$  ve mutlak akış açısı  $\alpha_5$  ilk tahminle de olsa tahmin edilmelidir. Bu nedenle, Tab. 3 c uyarınca reaksiyon aşamaları için yaygın değerler kullanılabilir.

**TABLO 3.** REAKSİYON AŞAMALARI İÇİN REHBER DEĞERLERİ

$R_k [-]$	$\alpha_5 [^\circ]$	$\beta_6 [^\circ]$
0,5	14-40	140-160

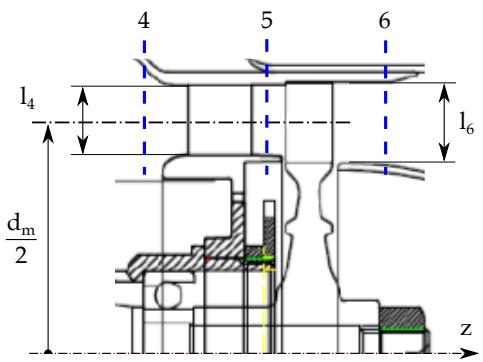


FIGURE 7. AMT OLYMPUS HP GG-TURBINE [13]

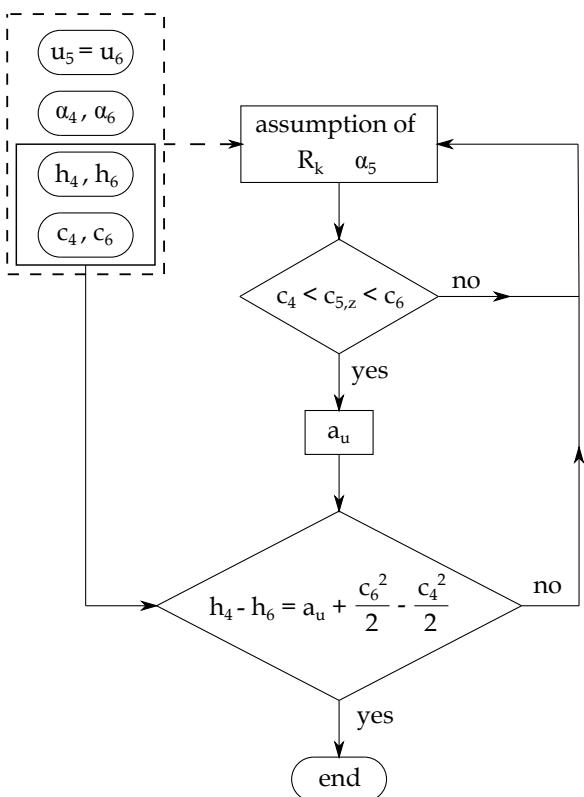


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOW CHART

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  $\varphi = c_{5m}/u_m = 0.68$ , work coefficient  $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$  and degree of reaction  $R_k = 0.52$

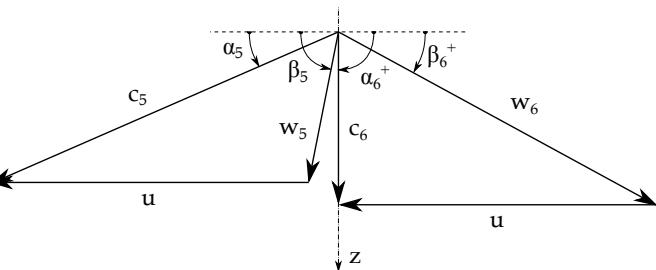


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

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

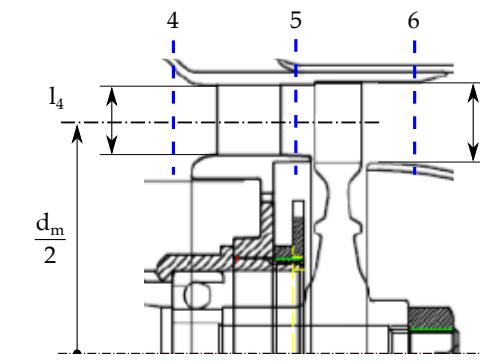
Section	4	5	6
$h$ [kJ/kg]	1005	906	799
$c$ [m/s]	205	490	297
$c_z$ [m/s]	205	281	297

## POWER TURBINE DESIGN

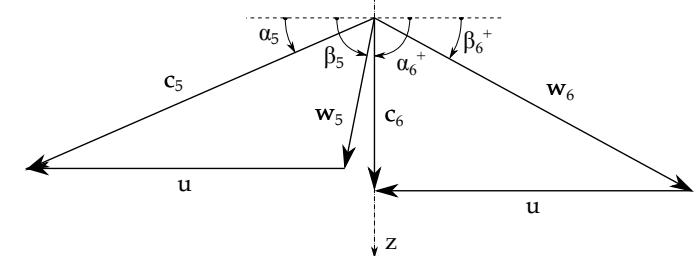
### Main dimensions

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  $\lambda_{PT}$ , 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:

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

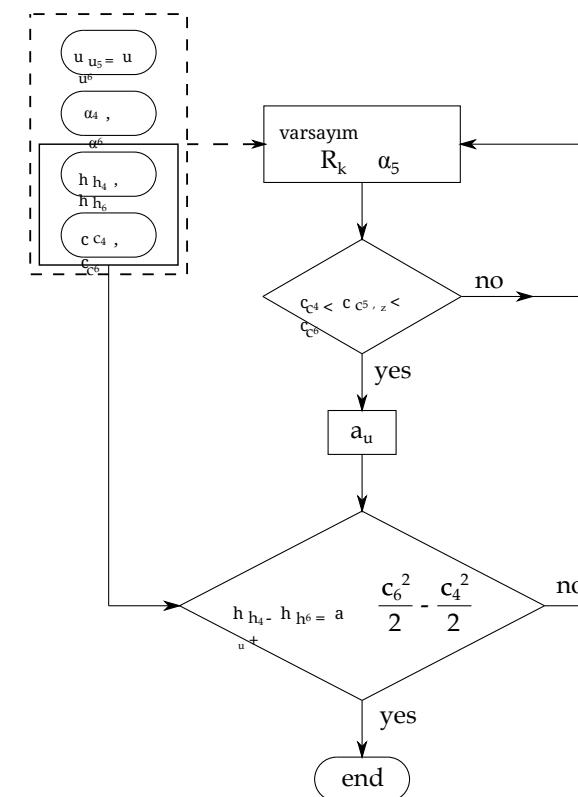


ŞEKİL 7. AMTOLYMPUSHP GG-TÜRBİN [13]



ŞEKİL 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 zayıf  $c_z$ . Bu nedenle, meridyen hızının arttığı açıklar.



ŞEKİL 8. GG-TÜRBİN AKIŞ ŞEMASI

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

## GÜC TÜRBİNASI TASARIMI

### Ana boyutlar

Güç turbinin tasarımları için, ortalama hat analizi (Şekil 10) aracılığıyla turbinin ana boyutlarını elde etmek için başka bir iterasyon döngüsü geliştirilmiştir. Akış hızlarının hesaplanması yanısıra, enerji ve kütle korunumu sağlanmalıdır. Pervane şaftının güç  $P_P$  ve hız  $n_P$  değerleri verilmiştir ve belirtilen İHA gerekliliklerine bağlıdır. Ayrıca, kütle akış hızı verilmiştir ve optimal türbülansız çıkış akışı ( $\alpha_9 = 90^\circ$ ) varsayılmaktadır. İş katsayısi  $\lambda_{PT}$ , 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:

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

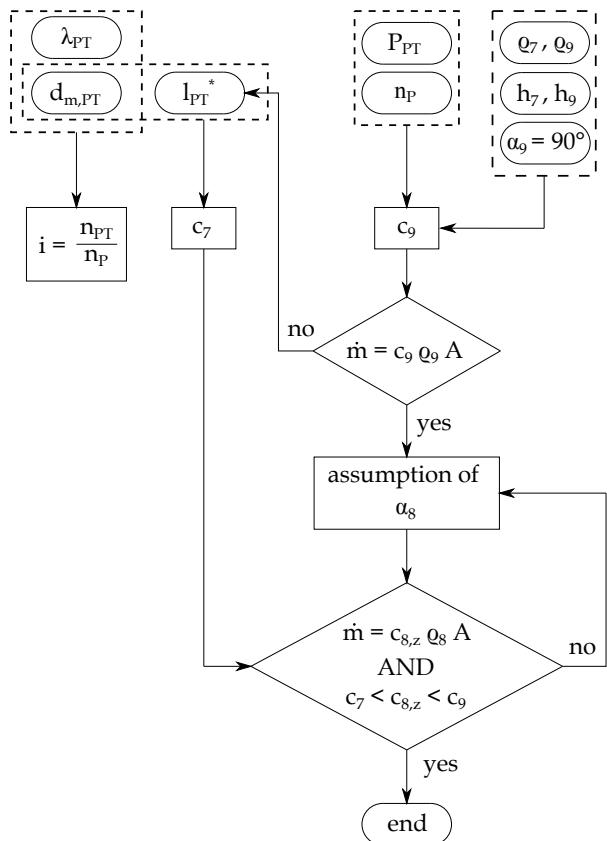


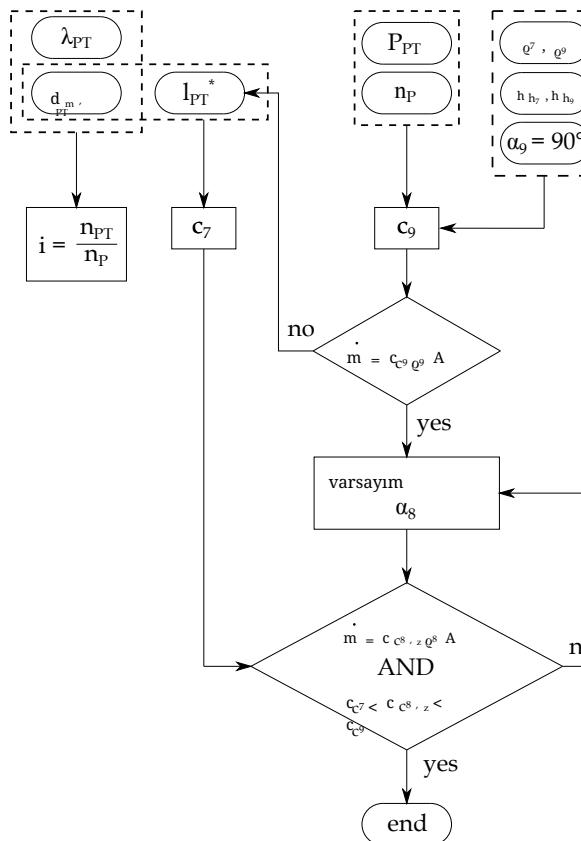
FIGURE 10. PT-TURBINE DESIGN FLOW CHART

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  $\alpha_8$  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  $\lambda$ , 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  $\sim 0.5$ . 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 gearbox 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

$\lambda [-]$	$d_m [\text{mm}]$	$i [-]$	$R_k [-]$	$\alpha_8 [^\circ]$	$n_{PT} [\text{rpm}]$
	90	12.6			63000
1.0	95	11.9	0.55	40	59500
	100	11.3			56500
	90	12.0			60000
1.1	95	11.4	0.51	39.1	57000
	100	10.8			54000
	90	11.5			57500
1.2	95	10.9	0.46	38.4	54500
	100	10.4			52000
	90	10.6			53000
1.4	95	10.0	0.37	37.2	50000
	100	9.6			48000
	90	9.9			49500
1.6	95	9.4	0.27	36.4	47000
	100	8.9			44500
	90	9.4			47000
1.8	95	8.9	0.17	35.8	44500
	100	8.5			42500



ŞEKİL 10. PT-TÜRBİN TASARIM AKIŞ ŞEMASI

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

TABLO 5. GÜÇ TÜRBİNİ TASARIM VARYANTLARI

$\lambda [-]$	$d_m [\text{mm}]$	$b_{en} [-]$	$R_k [-]$	$\alpha_8 [^\circ]$	$n_{PT} [\text{devir/dakika}]$
	90	12.6			63000
1.0	95	11.9	0.55	40	59500
	100	11.3			56500
	90	12.0			60000
1.1	95	11.4	0.51	39.1	57000
	100	10.8			54000
	90	11.5			57500
1.2	95	10.9	0.46	38.4	54500
	100	10.4			52000
	90	10.6			53000
1.4	95	10.0	0.37	37.2	50000
	100	9.6			48000
	90	9.9			49500
1.6	95	9.4	0.27	36.4	47000
	100	8.9			44500
	90	9.4			47000
1.8	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  $\Psi$  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,  $\Psi$  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

Enerji korunumu ve döngü hesaplamasından elde edilen sınır koşulları ile, mutlak çıkış hızı  $c_{e9}$  elde edilebilir. Hesaplanan hız kullanılarak, kütte akış hızı verilen değerle örtüşmelidir, böylece kütte dengesi sağlanır. Değerler uyusmuyorsa, kanat yüksekliği değiştirilmelidir. Kanat yüksekliğinin tüm aşama boyunca sabit olarak seçildiği belirtilmelidir. GG-türbini için daha önce gösterildiği gibi, mutlak akış açısı  $\alpha_8$  kanat korunumu sağlamak için seçilmelidir. Döngü hesaplaması yalnızca 7 ve 9. kesitte değerler sağlanırken, kılavuz kanat çıkışındaki yoğunluk isentropik genişleme varsayımu altında hesaplanmıştır. Bu hesaplama döngüsü, farklı iş katsayıları ( $1 \leq \lambda \leq 1.8$ ) için nihayet gerçekleştirildi. Her  $\lambda$  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 açıları ve çevresel hızlar ile sonuçlanmaktadır. 1.1 iş katsayısı,

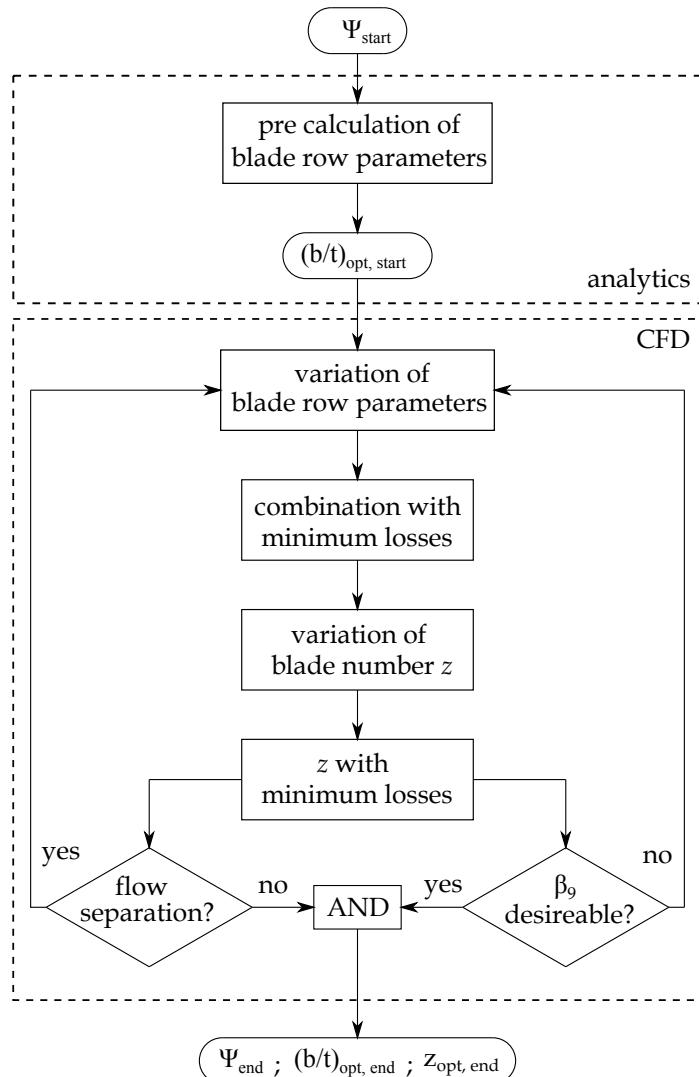
$\sim 0.5$  reaksiyon derecesi ile sonuçlanmaktadır. Kılavuz kanatlar ve rotor kanatları bu yapılandırma ile aynı şekilde tasarlanabileceğinden, bu değerler dönüşüm için seçilmiştir. Ayrıca, en düşük ağırlık için en düşük şanzıman oranına sahip şanzıman seçilmiştir  $\lambda = 1.1$ . Bu nedenle, aşamanın ortalama çapı 100 olarak belirlenmiştir.

### 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 tegetsel aerodinamik kuvvet oranını tanımlayan bir Zweifel katsayı  $\Psi$  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 optimaleksenel kordon ile pervane oranı [15] doğrultusunda hesaplanabilir. Bunu yapmak için,  $\Psi$  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 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 are stagger angle, leading/trailing edge radius and wedge angles, throat width, throat angle and exit blade angle. As objective function, total pressure loss coefficient

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

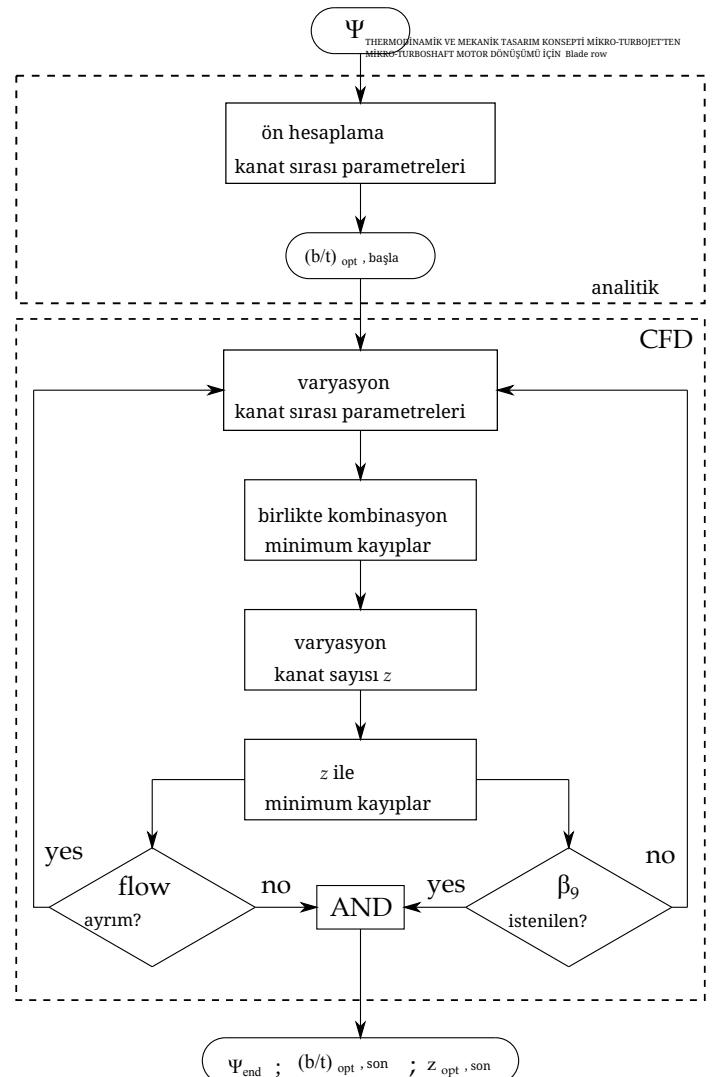
was chosen. The pressure values have been averaged by mass. Beside the blade row parameters, the number of blades  $z_B$  has been varied for a constant selected axial blade chord  $b$ . According to Eqn. (8), an optimal axial chord to pitch ratio can be obtained by changing the number of blades. For 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 previosly 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  $\omega$  is at a minimum for this geometry,  $\Psi$  takes a value of 0.79. This cor-



**ŞEKİL 11.** OPTİMAL KANAT SAYISI AKIŞ ŞEMASI

Öncelikle bir kanat sırası elde edildikten sonra, kayipları en azı indirmek için kanat geometrisini geliştirmek amacıyla CFD simülasyonları kullanıldı. Bu nedenle, farklı kanat sırası parametrelerinin farklı kombinasyonlarını kapsayan çeşitli tasarım noktaları, minimum kayiplara 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 katsayıısı

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

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 değiştirek 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 ayrılımasından 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 varsayımlı ve analitik tasarım yoluya daha önce elde edilen bir giriş Mach sayısı ile  $Ma_{w,1} = 0.42$  varsayımlıyla gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, kanat sırası bu nedenle ANSYS DESIGN MODELER ile tasarlanmış ve 3D ağ, her kanat sektörü için yaklaşık 78000 hücre içerecek şekilde ANSYS TURBO GRID ile oluşturulmuştur. Uniform akış koşulları varsayımlı altında, periyodik sınır koşulları ile bir sektör modeli kullanılmıştır. Sıkıştırılabilir akış varsayılglığı için, girişte toplam basınç ve çıkışta radial denge dikkate alınarak statik basınç sınır koşulları olarak kullanılmıştır. Küçük boyutlar nedeniyle, profil Reynolds sayısı  $5 \cdot 10^4$  mertebesindedir. Turbülans etkilerini kapsamak için, Menter [17] tarafından geliştirilen SST  $k-\omega$  turbülans modeli, düşük Reynolds sayısı düzeltmesi ile birlikte kullanılmıştır. Turbülans yoğunluğu 2% olarak ayarlanmış ve girişte  $f \cdot 0.01 \cdot t$  için [18] doğrultusunda bir turbülans uzunluk ölçüği kullanılmıştır.

### Sonuçlar

ŞEKİL 12, ortalama kesitte üç farklı kanat sırasının akış hatları ile hız alanlarını 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 seçilmişdir. Hesaplama sonuçları, düşük kordon ile pervane oranı ve yetersiz kanat sırası parametreleri nedeniyle emis tarafında önemli bir akış ayrılıması olduğunu göstermektedir. Kanat sayısının artırılması ve dolayısıyla bu başlangıç kanat geometrisi için  $b/t$  oranının artırılması, minimum kayipların  $b/t = 1.12$  olarak hesaplamalarla beklenildiği gibi gerçekleşmediğini göstermektedir. Bunun, profil Reynolds sayısının düşük olduğu durumlarda emis tarafında akış ayrılıması riskinin daha yüksek olmasından kaynaklandığı şüphelenilmektedir. Şekil 12-(b), geliştirilmiş bir kanat geometrisi için optimum kanat sayısındaki akış hatlarını göstermektedir. (a) ile karşılaştırıldığında, akış ayrılımasının şimdi daha küçük olduğu görülmektedir. Optimum kanat sayısı ( $b/t = 1.41$ ),  $\omega$  bu geometri için minimumda iken,  $\Psi$  0.79 değerini almaktadır. Bu cor-

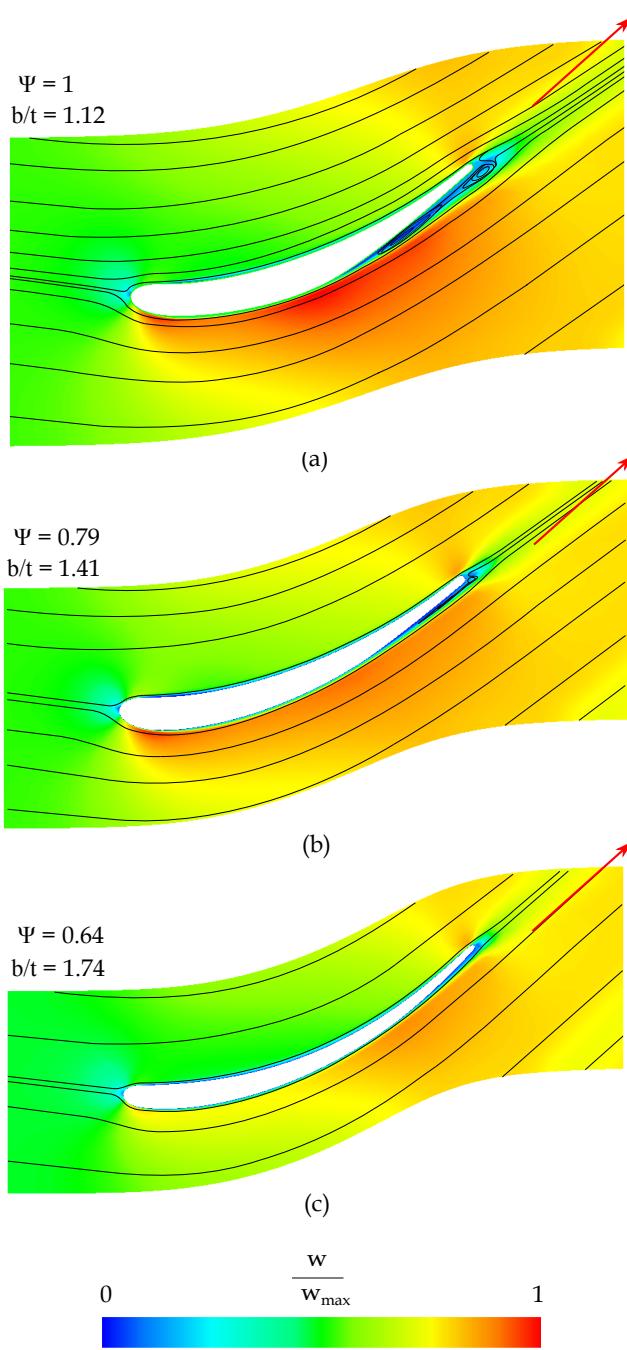


FIGURE 12. STREAMLINE-VELOCITY PLOT

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  $\beta_9$  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

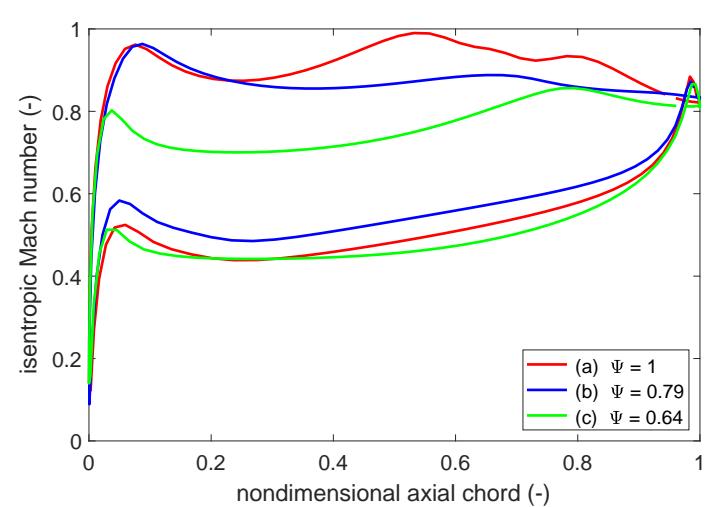


FIGURE 13. ISENTROPIC MACH NUMBER DISTRIBUTION

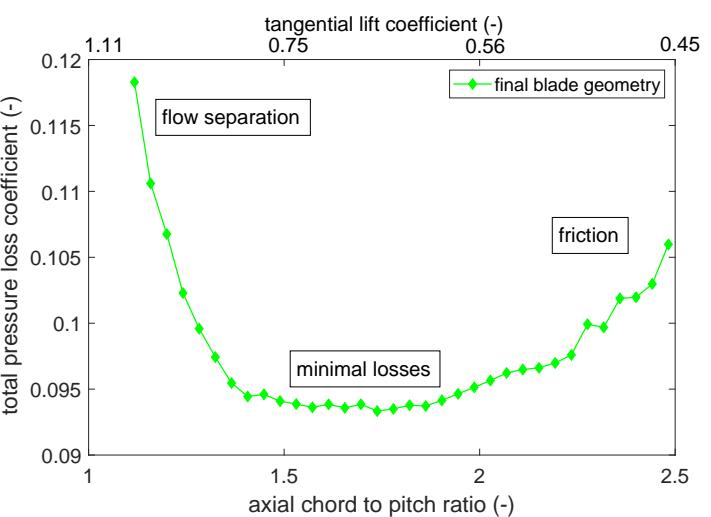
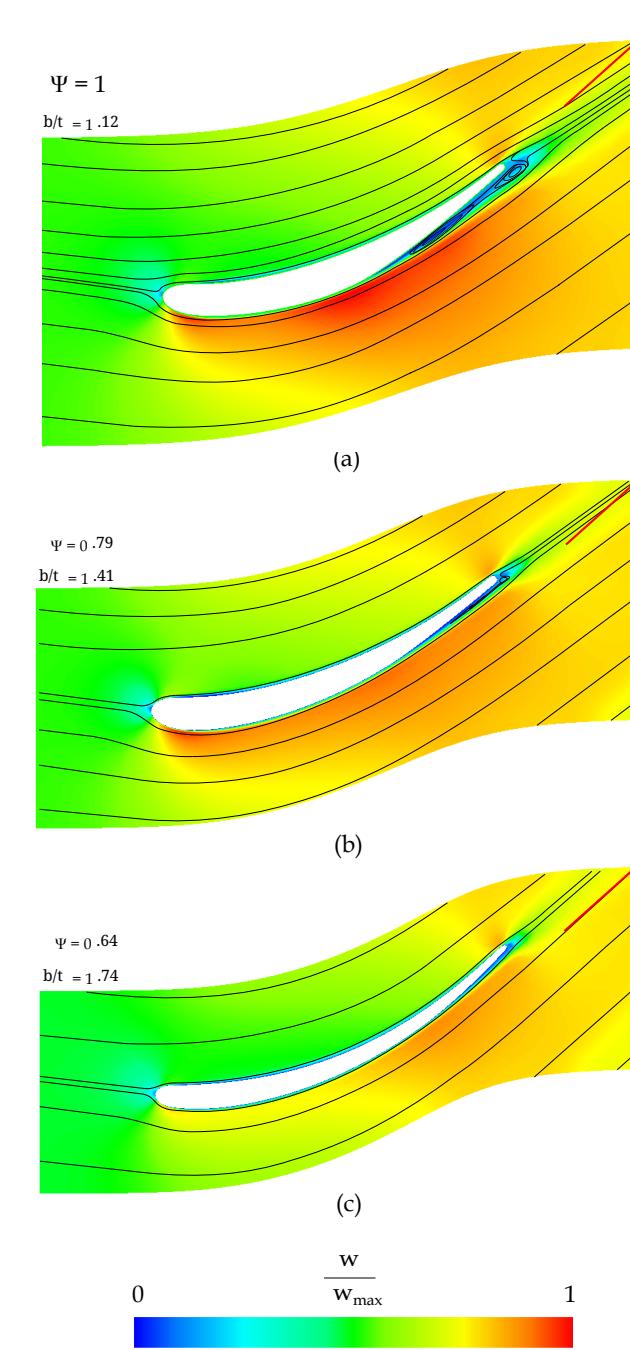


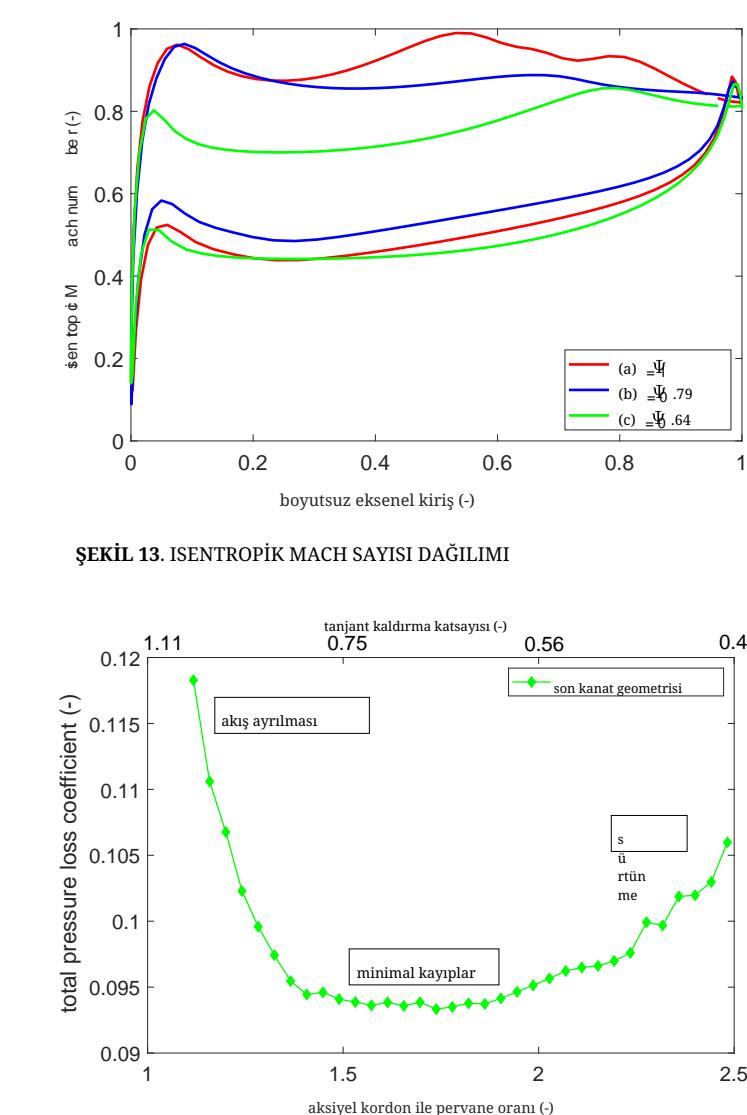
FIGURE 14. TOTAL PRESSURE LOSS

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.

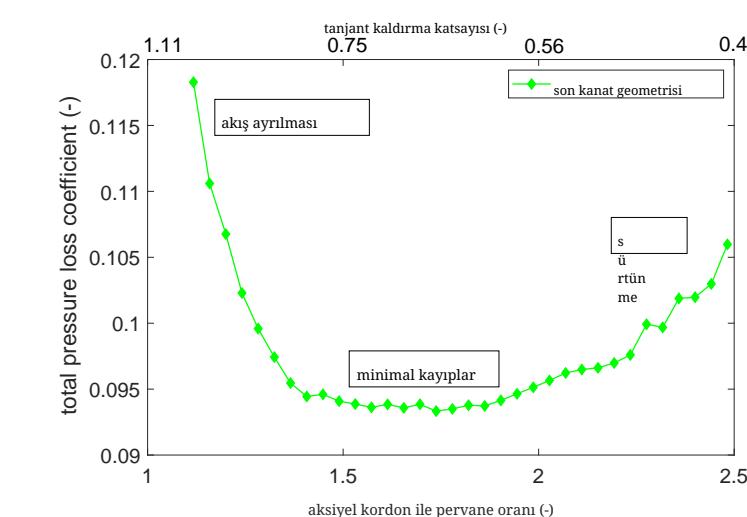
The Mach number distributions over the blade surfaces are shown in Fig. 13. The distributions on the pressure side are widely similar for all cases because the pressure side geometry was hardly been changed. On the other hand, the suction side distribution shows a significant change during the improvement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



ŞEKİL 12. AKIŞ HIZI GRAFİĞİ



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 yönünü temsil etmektedir. Tasarım süreci boyunca, kanat geometrisinin sürecin ilerlemesiyle birlikte inceldiği görülmektedir. Emiş tarafı eğriliği, konfigürasyon (c) yönünde daha düzgün hale gelmektedir; bu, profil (a) için Zweifel tahmininin sapmasını 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,  $\Psi$  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 yavaşlama 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 fonksiyon 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 aralıktaki 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 ayrılımasından 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,  $\Psi$  mümkün olduğunda yüksek seçilmelidir. Aşamanın reaksiyon derecesi yaklaşık  $t = 0.5$  olduğundan ve kilavuz kanat ile rotor kanadı için kanat geometrisi aynı şekilde tasarlanabileceğinden, kilavuz kanat sırası bu ön tasarımda detaylı olarak ele alınmaktadır.

## 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 termodynamik döngü modeli geliştirilmiştir. Mevcut motorlara dair bilgiler genellikle nadir olduğundan, seçilen bir motorun gaz jeneratörünün yeniden hesaplanması, bilinmeyen sınırlı koşullarını belirlemek için sunulmuştur. Aynı anda gerçekleştirilen ortalama hat analizi ile bilinmeyen para metreler, örneğin bileşen verimlilikleri tahmin edilebilmiştir. Sınır koşullarının hesaplanması ardından, ek güç turbininin tasarımları sunulmuştur. Bu nedenle, ortalama hat analizine dayanan analitik bir ön tasarım yöntemi de gösterilmiştir. Ayrıca, güç turbininin ortalama çapı ve iş katsayısının yeterli bir kombinasyonu, minimum dişli kutusu ağırlığı açısından bulunmuştur. Hesaplamlar, 1.1 iş katsayısı ve  $100 \text{ m}$  ortalama çap kullanılarak minimum ağırlığın elde edilebileceğini göstermektedir; bu, uygun bir reaksiyon derecesi dikkate alındığında geçerlidir. PT-gücü,  $13\%$  termal verimlilikte ve  $180 \cdot 10^{-6}$  (kg/s)/kW spesifik yakıt tüketiminde GGT-gücü'nün 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  $b/t$  orani 42 kanada yol açacaktır. Kanat sayısının 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. kaykı 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: Termodinamik Performans Çalışması". *Gaz Turbinleri ve Güç İçin Mühendislik Dergisi*, **139**(2), Şubat, 139(2), Şubat,
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., ve Badry, B. E., 2017. "Turbojet Motoru JetCat P 200 'nin Turboprop Motora Dönüşümü". *Uluslararası Bilimsel ve Mühendislik Araştırmalar Dergisi*, **8**(3), Mart, s. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., ve Saboohi, Z., 2019. *Değerlendirme-mikro-turboprop dönüşüm yaklaşımının motorları*. 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 Turbini Motorunun Performans Modelleme Üzerine Bir Araştırma*. ASME Paper GT T2013-94405 .
- [6] Leylek, Z., 2012. *Küçük Gaz Turbini 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 İnce Küçük Mikro- için Aletler ve Model Kalibrasyonu Turbin*. 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 Turbinlerinde Isı 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](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 Beschaufelungen 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 Aerotermodinamigi*. ASME Paper GT2004-53877.
- [12] AMT Hollanda, 2018. *İç resimler*. URL [http://www.amtjets.com/internal\\_pics.php](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 kanatlandırmasında, özellikle bei grosser Umlenkung in den Schaufelreihen*. BBC-Mitteilungen.
- [16] Wilson, D. G., ve Korakianitis, T., 1998. *Tasarım Yüksek Verimli Turbomakinalar ve Gaz Türbinleri*. Sekizinci baskı, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. "İki-Denklemlı Eddy-Viskozite Turmühendislik Uygulamaları için Tübünlans Modelleri". *AIAA Dergisi*, **32**(8), Ağustos, ss. 1598–1605.
- [18] Hah, C., 1984. "Üç-Dimensional Tübünlanslı Akışların Navier-Stokes Analizi Turbina Kanat Sıraları İçinde Tasarım ve Tasarım Dışı Koşullarda". *Mühendislik Dergisi-Gaz Türbinleri ve Güç için*, **106**(2), Nisan,