

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

**КОНЦЕПЦИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО И МЕХАНИЧЕСКОГО ДИЗАЙНА ДЛЯ
ПРЕОБРАЗОВАНИЯ МИКРО-ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ В МИКРО-ТУРБОВАЛЬНЫЙ**

" Кристоф Оттль, Рейнхард Виллингер Институт
 энергетических систем и термодинамики Технического
 университета Вены, Гетрайдемаркт 9/302, А-1060 Вена,
 Австрия 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

АННОТАЦИЯ

В данной работе представлена концепция дизайна для преобразования микро-турбореактивного двигателя в микро-турбовальный двигатель. Это обусловлено нехваткой доступных микро-турбовальных двигателей, что показано в проведенном рыночном исследовании. Таким образом, представленная концепция касается преобразования существующего микро-турбореактивного двигателя в микро-турбовальный двигатель для конкретной мощности. Преобразование показано на примере микро-турбореактивного двигателя OLYMPUS HP от AMT Нидерланды. Кроме того, одновременно разработанный аналитический предварительный дизайн дополнительной одноступенчатой турбины мощности также представлен наряду с симуляцией термодинамического цикла. Это было сделано для получения неизвестного состояния выхода газогенератора, которое аналогично состоянию входа турбины мощности. В рамках расчета цикла также были учтены потери, возникающие из-за малых размеров. В процессе проектирования были исследованы различные комбинации коэффициента работы и среднего диаметра турбины мощности, чтобы минимизировать требуемое передаточное отношение коробки передач для заданной скорости ротора с точки зрения минимизации веса. Для того чтобы снизить потери в турбине мощности, предварительный ряд лопастей в конечном итоге был улучшен с использованием расчетов CFD.

НОМЕНКЛАТУРА

a	специфическая
A	работа
b	площадь
c	поток
d	осевая хорда

с абсолютная скорость d диаметр F тяга
 h удельная энтальпия H_U
 теплотворная способность I длина
 лопасти m расход массы Ma число
 Маха p давление P мощность R_k
 степень реакции Re число Рейнольдса t
 шаг лопасти T температура и ок
 ружная скорость w относительная
 скорость y^+ безразмерное расстояние
 до стенки α абсолютный угол потока
 β относительный угол потока η
 эффективность λ коэффициент
 работы φ коэффициент потока
 Π коэффициент давления ψ
 коэффициент Цвайфеля ρ
 плотность ω коэффициент потерь
 общего давления

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

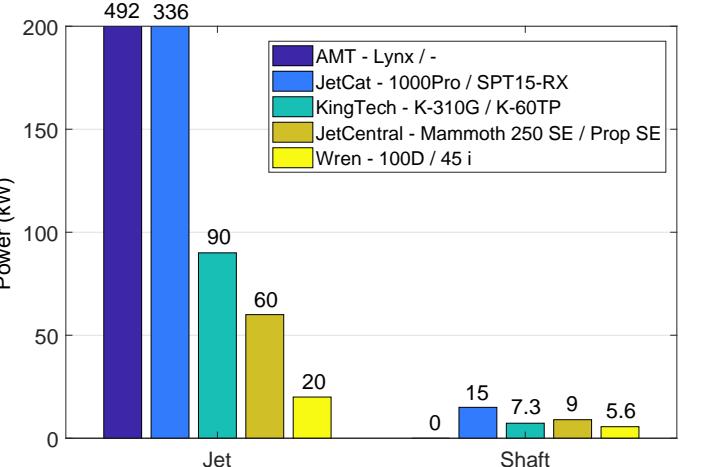


FIGURE 1. MAXIMUM AVAILABLE DRIVE POWER OF MICRO-TURBOJET AND MICRO-TURBOSHAFT ENGINES

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

Индексированные

- 4 вход статора газовой турбины генератора
- 5 вход ротора газовой турбины генератора
- 6 выход ротора газовой турбины генератора
- 7 вход статора турбины мощности
- 8 выход ротора турбины мощности
- 9 выход турбины мощности
- 10 выход соплов лопатка компрессора начальном расширенном ГГ газогенератором средняя Р винт PT турбина мощности изентропный общий турбина по окружности осевое направление

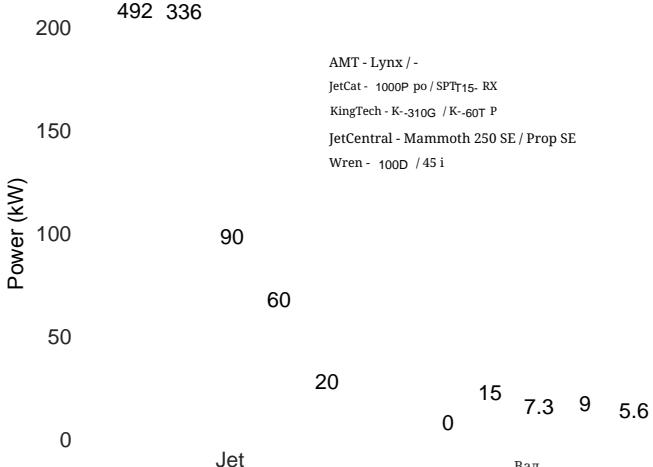


РИСУНОК 1. МАКСИМАЛЬНАЯ ДОСТУПНАЯ МОЩНОСТЬ МИКРО-ТУРБОРЕАКТИВНЫХ И МИКРО-ТУРБОВАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

в настоящее время, но диаметр пропеллера составляет около 0.7 м. Предварительное исследование рынка показало, что доступных турбовальных двигателей мощностью выше 15 кВт нет, но реактивные двигатели для более высоких эквивалентных диапазонов мощности можно получить (Рис. 1, также см. [1]). Чтобы сократить проектные усилия, существующий реактивный двигатель может быть использован в качестве основы для нового турбовального двигателя [1] с выходной мощностью более 15 кВт. Существующий турбореактивный двигатель служит газогенератором для турбовального двигателя, при этом промежуточный канал турбины (ИТД) заменяет сопло реактивного двигателя и соединяет газовую турбину генератора с турбиной мощности. В дополнение к существующей газовой турбине генератора, необходимо спроектировать только турбину мощности. Благодаря простой конструкции этих двигателей низкой мощности, проектная часть преобразования относительно легко реализуема, и существующий газогенератор легко интегрируется. Уже были проведены преобразования с использованием микро-турбореактивных двигателей JetCat-P200 [2] и Wren100 [3]. В этой статье для преобразования использовались данные двигателя Olympus HP от AMT Нидерланды [4]. Поперечное сечение этого двигателя показано на Рис. 2. Поскольку AMT предлагает "Универсальную конфигурацию", уже было опубликовано несколько работ, связанных с этим двигателем [5–9]. Бакалис и Стаматис [7] уже опубликовали калибровку модели в образовательных целях, касающуюся этого двигателя. Широкий спектр данных о производительности Olympus HP в переходных режимах работы также был опубликован Лейлем и др. [5] и Лейлем [6], а также Рахманом и Уидборном [8], на основе экспериментальных исследований и численных расчетов.

Степени

- * начальное предположением массово усредненная величина

Сокращения

- CFD вычислительная гидродинамика
- EGT температура выхлопных газов GGT
- газовая турбина генератора ITD
- промежуточный канал турбины UAV
- беспилотный летательный аппарат

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы спрос на беспилотные летательные аппараты (БПЛА) для частного и коммерческого использования быстро растет. Для питания БПЛА могут использоваться различные технологии: электрический двигатель, двигатель внутреннего горения, газовая турбина. Каждая технология имеет свои специфические преимущества и недостатки. Газовая турбина демонстрирует благоприятное поведение крутящего момента при различных оборотах, а также меньшие вибрации по сравнению с двигателями внутреннего горения, например. С другой стороны, большой вес электрического двигателя и его батареи является недостатком для любого применения в авиации. Поскольку тенденция направлена на увеличение максимального взлетного веса (максимальный взлетный вес), необходимая мощность привода возрастает. Кроме того, мощность вала необходима для propulsion дронов. Представленный концепт проектирования двигателя был создан для требований одного коптера дрона в режиме зависания. Для заданного максимального взлетного веса 25 кг оценка потребности в мощности составляет от 20 до 40 кВт в зависимости от конструкции пропеллера. Этот дизайн не известен точно.

Настоящая концепция проектирования ограничена работой при постоянной скорости ротора. Как и в случае с вертолетами, очевидно, что дроны с газотурбинным двигателем также должны работать при постоянной скорости ротора. Кроме того, производитель предоставляет только данные проектной точки. Из-за нехватки информации необходимо оценить эффективность компонентов и потери газогенератора, чтобы определить граничные условия мощности

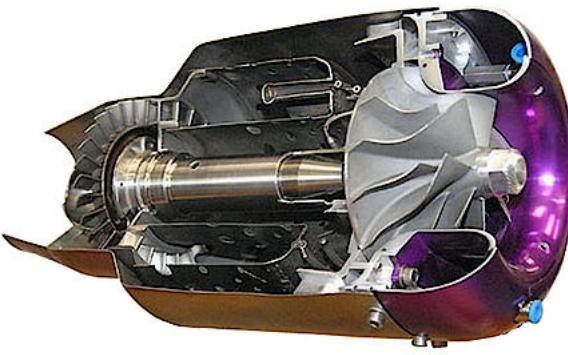


FIGURE 2. AMT OLYMPUS HP [12]

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

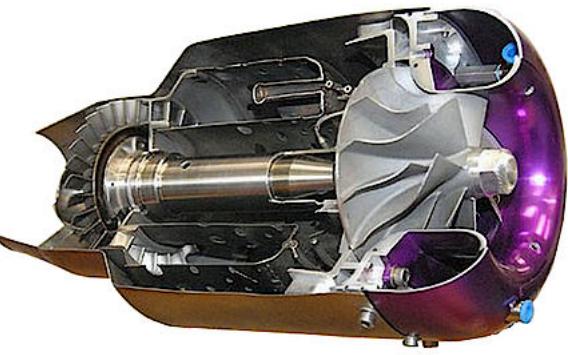


РИСУНОК 2. AMT OLYMPUS HP [12]

ТАБЛИЦА 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ OLYMPUS HP [4]

Спецификации	
Тяга [N]	230
Частота вращения [об/мин]	108500
Давление компрессора [-]	3.8
Расход массы воздуха [кг/с]	0.45
Температура выхлопных газов (макс) [°C]	700 (750)
Расход топлива [кг/с]	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

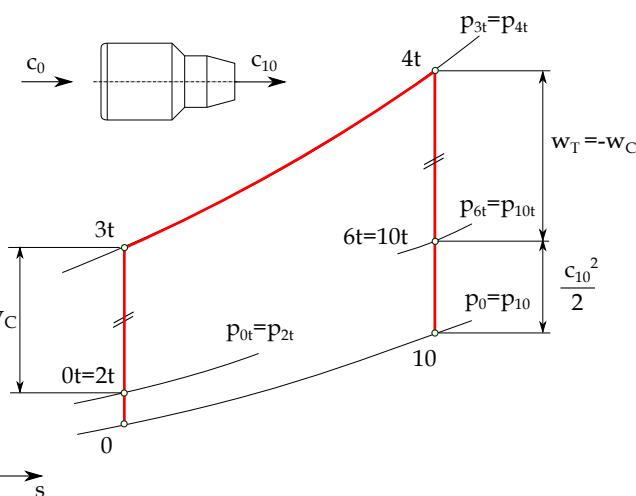


FIGURE 3. IDEAL TURBO JET CYCLE

турбины. Поэтому была разработана термодинамическая циклическая модель с использованием коммерческого программного обеспечения IPSEpro. Поскольку модель предназначена для микро двигателей, возникают дополнительные потери из-за теплопередачи [10] приводящие к неадиабатному скатию [11], которые были учтены. Кроме того, желательно, чтобы средний диаметр турбины мощности был как можно больше, чтобы поддерживать скорость вала пропеллера в низком диапазоне. При заданном коэффициенте работы скорости турбины уменьшается с увеличением среднего диаметра. Однако из-за высоких скоростей вала газогенератора невозможно достичь достаточного снижения скорости просто увеличением среднего диаметра турбины мощности. Это связано с тем, что с коростью вала пропеллера прототипа дрона рассчитана на 5000 г об/мин, в то время как вал газогенератора работает на 108500 г об/мин в проектной точке согласно спецификациям АМТ (Табл. 1). Скорость свободно вращающейся турбины мощности составляет примерно половину скорости вала газогенератора (Табл. 5). Поэтому необходимо предусмотреть дополнительный редуктор между валом мощности и валом пропеллера. Таким образом, были исследованы различные комбинации коэффициента работы и среднего диаметра турбины, чтобы определить комбинацию, приводящую к наименьшему передаточному отношению, с целью минимизации веса коробки передач. Кроме снижения веса, вначале нет ограничений в зависимости от редуктора.

Поскольку скорость входа c_0 равна 0 в случае зависания и $c_0 \ll c_{10}$ в случае вертикального подъема, можно пренебречь c_0 в уравнении (1). Более того, эквивалентное значение мощности, основанное на кинетической энергии, можно рассчитать с помощью

С помощью комбинации Уравнения (1) и (2) доступная мощность может быть окончательно получена, используя только заданные значения F и \dot{m} , как показано в Уравнении (3).

Оценка мощности для AMT Olympus HP согласно

$$\begin{aligned} c_0 &= ? \\ c_{10} &= ? \\ 4t &= ? \\ p_{3t} &= p_{4t} \\ w_T &= -w_C \\ 3t &= ? \\ 6t = 10t &= ? \\ p_{p_{10t}} &= p_{p_{1t}} \\ c_{10}^2 &= ? \\ w_C &= ? \\ 6t = 10t &= ? \\ p_{p_{10t}} &= p_{p_{1t}} \\ c_{10}^2 &= ? \\ 0t = 2t &= ? \\ 10 &= ? \\ p_{p_{2t}} &= p_{p_{3t}} \\ p_{p_{10t}} &= p_{p_{2t}} \\ 10 &= ? \\ h &= ? \\ 0 &= ? \\ s &= ? \end{aligned}$$

РИСУНОК 3. ИДЕАЛЬНЫЙ ТУРБОВЕНТИЛЯТОРНЫЙ ЦИКЛ

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.

TERMODYNAMIC 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

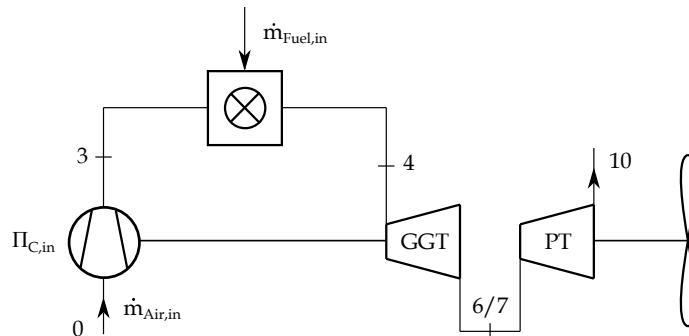


FIGURE 4. INITIAL CYCLE MODEL

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

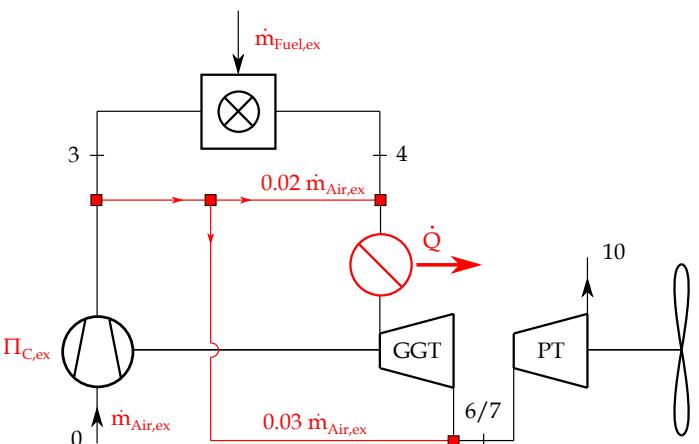


FIGURE 5. EXTENDED CYCLE MODEL

Уравнение (3) приводит к преобразуемой мощности вала $f 58.8$ кВт. Спецификации двигателя, предоставленные AMT Нидерланды, можно увидеть в Табл. 1.

отношение давления примерно на 8 % (Уравнение (4)).

Кроме того, массовый расход воздуха, указанный AMT, был увеличен на 10 % в соответствии с [6] (Уравнение (5)).

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ЦИКЛИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

В соответствии с выбранным реактивным двигателем Olympus HP была создана соответствующая модель цикла с использованием программного обеспечения IPSEpro. Первый упрощенный модель представлен на Рис. 4. Таким образом, существующий реактивный двигатель, который служит газогенератором (ГГ), был дополнен свободно работающей турбиной мощности (ТП). Поскольку заданное отношение давления компрессора Π_C определяется как статическое значение по AMT, расчет цикла был выполнен с использованием статических значений, игнорируя любые потери давления. Условия окружающей среды должны быть определены на входе компрессора, а также атмосферное давление на выходе ТП. В связи с упомянутыми условиями полета стандартная температура и давление (СТП) были определены. Неизвестные коэффициенты эффективности компонентов должны быть оценены как можно лучше в первую очередь, а теплотворная способность должна быть определена в соответствии с используемым топливом. Поскольку заданные характеристики двигателя действительны при использовании керосина Jet A-1, теплотворная способность должна соответствовать этому топливу и была установлена на $H_U=42800$ кДж/кг. Первые результаты с учетом заданных характеристик двигателя показывают, что особенно температура на выходе турбины сильно отклоняется от заданного значения (Начальная модель в Табл. 2). Поскольку условия на выходе турбины имеют наибольшее значение для конверсии, так как условия на выходе газовой турбины генератора аналогичны условиям на выходе турбины мощности, модель была дополнена несколькими модификациями для соответствия заданным 3 значениям.

(Рис. 5). Цель состоит в том, чтобы максимально точно отобразить выбранный двигатель и ограничить неизвестные параметры насколько это возможно.

Прежде всего, отношение давления компрессора было уменьшено, чтобы учесть неадиабатное сжатие [11], поскольку входной воздух предварительно нагревается из-за небольших размеров. Поскольку [5] и [7] оба измерили отношение давления $f 3.5$ по сравнению с заданным значением 3.8 от AMT в проектной точке, можно предположить, что неадиабатное сжатие можно учесть, уменьшив

Данный расход массы топлива также был уменьшен на 11 %, чтобы обеспечить соответствующий EGT на выходе из турбины в соответствии с измерениями [5], указанными в Табл. 2. Это приводит к расходу массы топлива согласно уравнению (6).

Как [5] также описывает, расход массы топлива, заданный AMT, измеряется непосредственно на выходе из топливного бака и включает топливо для смазки. Чтобы учесть это, расход массы топлива, который определяется на входе в камеру сгорания, должен быть уменьшен в данной модели. Кроме того, была учтена потеря тепла через корпус двигателя. Значение 3 кВт было принято в первой грубой оценке для статического теплопередачи. При изменении потерь тепла в диапазоне от 0 до 3 кВт оказывается, что потери тепла имеют лишь незначительное влияние на EGT в этом диапазоне. Кроме того, охлаждение диска и кожуха было учтено, как показано на Рис. 6. Согласно Rodgers [14], невозможно обеспечить внутренний канал охлаждения ротора из-за малых размеров микротурбин. В зависимости от температуры на входе GGT предполагается, что расход массы воздуха 2% для целей охлаждения диска составляет [14]. Этот расход массы не участвует в сгорании и смешивается с горячим газовым потоком на входе в турбину. Также предполагается, что другой 3% расхода массы воздуха

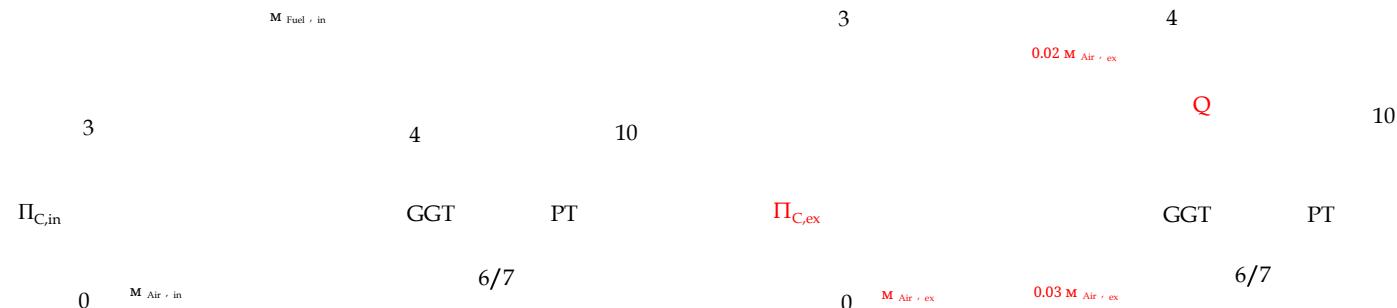


РИСУНОК 4. ИНТЕРНАЛЬНАЯ ЦИКЛИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

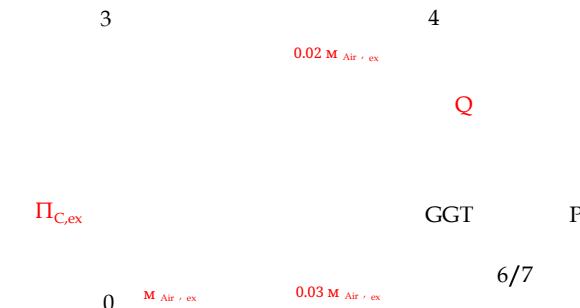


РИСУНОК 5. МОДЕЛЬ РАСПРОДЛЕННОГО ЦИКЛА

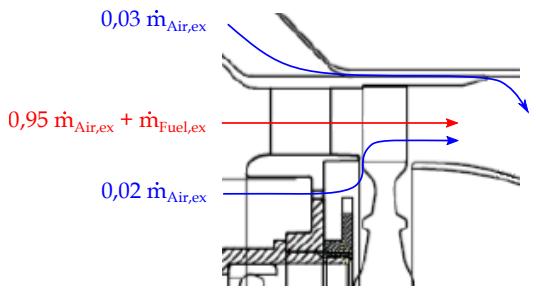


FIGURE 6. TURBINE COOLING AIR MASS FLOW [13]

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) ±2%
Exp. Leylek [5]	754
Initial model	908
Extended model	752

is shown in Fig. 5. Additionally, heat and friction 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 swirl free ($c_6 = c_{6,z}$ 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

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

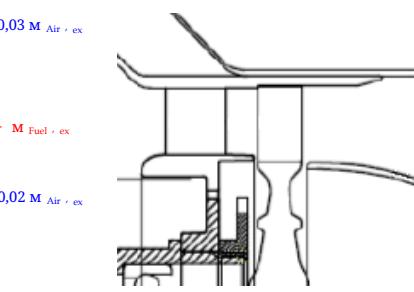


РИСУНОК 6. Поток воздуха для охлаждения турбины [13]

расход не участвует в расширении через турбину и вместо этого смешивается в газовом потоке на выходе из турбины. Это делается с целью охлаждения обечайки. Этот метод является распространенным способом охлаждения в микро-турбомашинках. Все эти соображения приводят к снижению EGT с использованием расширенной модели. Сравнение результатов показано в Табл. 2. Из-за нехватки информации эффективность компрессора и турбины была оценена как $\eta_{sC} = 0.74$ и $\eta_{sT} = 0.92$. В соответствии с [9]

($\eta_{sC} = 0.72$ и $\eta_{sT} = 0.85$), выбранные коэффициенты полезного действия представляют собой хорошее приближение, поскольку разработанная модель от Ваннуя и Каду хорошо соответствует измерениям. Коэффициент полезного действия турбины немного выше, чем в [9], но тем не менее он дополнительно снижен из-за учитываемого объема массового потока воздуха, который не участвует в расширении. Кроме того, [2] использует коэффициент полезного действия турбины 0.89 для сопоставимого двигателя (JetCat P200, $F = 230$ N, $\Pi_C = 3.7$, $\dot{m}_{Air} = 0.45$ кг/с). Сравнивая полученные EGT, наблюдается хорошее соответствие между расширенной моделью и заданными значениями. Чтобы сделать EGT сопоставимыми, статическая температура, полученная из моделирования, была преобразована в полную температуру. Также измеренное значение из [5] было экстраполировано до максимальной скорости вала ($n = 108500$ об/мин) ГГ, поскольку температура предоставляемая только при $n = 105700$ об/мин. Кроме того, расширенная модель показывает значительное улучшение по сравнению с начальной моделью. Поэтому можно предположить, что все эти факторы должны быть учтены в моделировании. Схема окончательной расширенной модели

ТАБЛИЦА 2. СРАВНЕНИЕ УСТАНОВЛЕННЫХ И РАСЧЕТНЫХ EGT С РАЗНЫМИ МОДЕЛЯМИ

Модель / Эксп.	EGT [°C]
Технические характеристики АМТ (макс)	700 (750) ±2%
Эксп. Лейлек [5]	754
Начальная модель	908
Расширенная модель	752

показано на Рис. 5. Кроме того, потери тепла и трения, вероятно, будут происходить в ИТД и могут быть легко адаптированы. Поскольку окончательные размеры ИТД в настоящее время неизвестны, эта потеря тепла не была учтена в данной модели. В дополнение к адекватному EGT, расширенная модель рассчитывает мощность вала около 60 кВт (без механических потерь), что хорошо согласуется с оценочной мощностью 58.8 кВт согласно Уравнению (3).

УСЛОВИЯ ПОТОКА ГАЗОВАЯ ТУРБИНА ГЕНЕРАТОРА

Рисунок 7 показывает однофазную осевую турбину ГГ. Давление p , плотность ρ и температура T на входе и выходе турбины (секции 4 и 6) были получены в результате расчета термодинамического цикла, однако скорости потока еще не были учтены. Тем не менее, это необходимо для проектирования турбины мощности. Поэтому необходимо знать хотя бы средний диаметр d_m и длины лопастей l_4 и l_6 , следовательно, площади потока A_4 и A_6 . Для данного двигателя размеры составляют $d_m = 73$ мм, $l_4 = 10$ мм и $l_6 = 12$ мм. В соответствии с балансом массы скорость входа направляющей лопасти c_{c4} может быть рассчитана с помощью

Из-за недостатка информации было принято предположение о свободном входе без завихрений ($c_{c4} = c = c_{4,z}$ и $\alpha_4 = 90^\circ$). Также предполагается, что турбина спроектирована таким образом, что абсолютная скорость выхода турбины также в значительной степени без завихрений ($c_6 = c = c_{6,z}$ и $\alpha_6 = 90^\circ$). Это связано с тем, что тяга в этом случае максимальна для заданной скорости. При этом предположении абсолютную скорость c_6 можно также получить с помощью баланса массы согласно уравнению (7). Для поддержки предположения был проведен анализ средней линии. Поэтому был создан итеративный цикл с использованием MATHCAD, как показано на рис. 8. С полученными энтальпиями $h_{4,6}$ из расчета термодинамического цикла и заранее рассчитанными скоростями c_{c4} и c_{c6} , можно рассчитать абсолютные и относительные скорости на сечении 5, при этом стенья реакции R_k и абсолютный угол потока α_5 также должны быть оценены с первоначальной догадкой. Поэтому можно использовать общие значения для реакционных ступеней согласно табл. 3 с.

ТАБЛИЦА 3. РУКОВОДЯЩИЕ ЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ РЕАКЦИОННЫХ СТАДИЙ

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

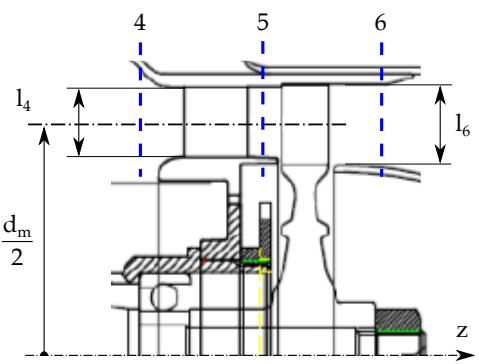


FIGURE 7. AMT OLYMPUS HP GG-TURBINE [13]

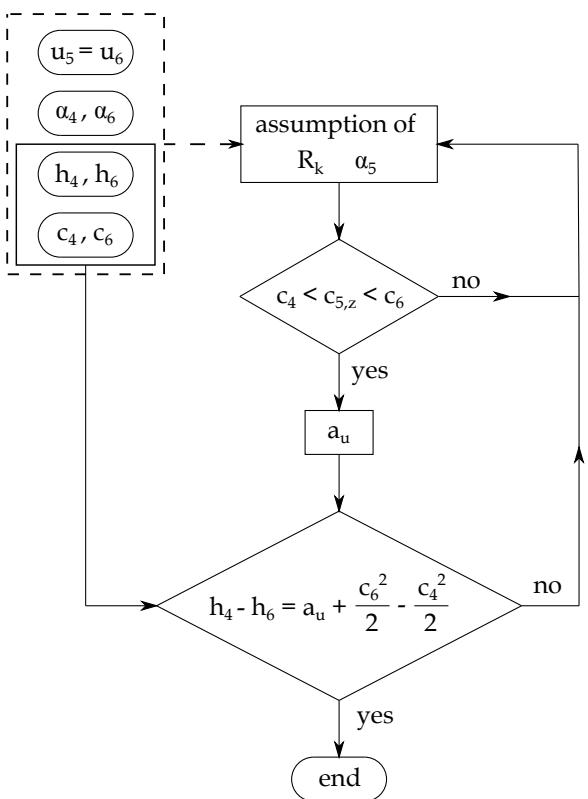


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOW CHART

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 $R_k = 0.52$

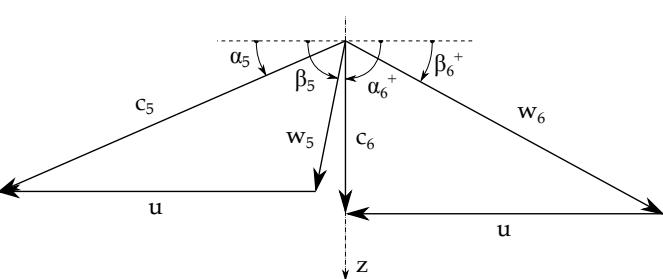


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

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

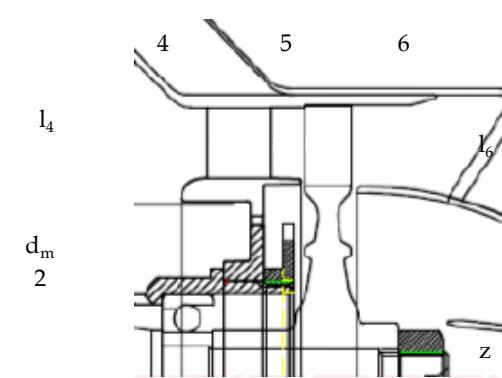


РИСУНОК 7. AMTOLYMPUSHP GG-ТУРБИНА [13]

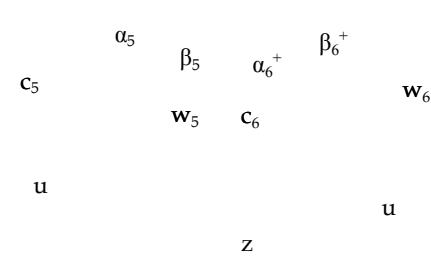


РИСУНОК 9. СКОРОСТНОЙ ТРЕУГОЛЬНИК GG-ТУРБИНЫ

принимаются обычные значения. Это также указывает на то, что предполагаемые значения довольно хорошо соответствуют реальному двигателю. Рисунок 9 показывает скорость треугольников ступени турбины. Поперечное расширение по ступени слишком слабо, чтобы обеспечить постоянную меридиональную скорость c_z для доминирующего уменьшения плотности. Поэтому очевидно, что меридиональная скорость увеличивается.

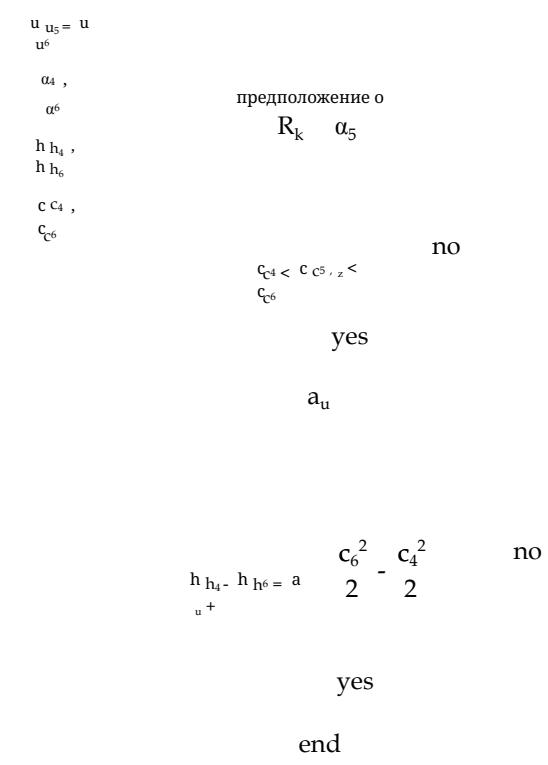


РИСУНОК 8. СХЕМА ПОТОКА GG-ТУРБИНЫ

ДИЗАЙН ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ Основные размеры

Для проектирования турбины мощности была разработана еще одна итерационная петля для получения основных размеров турбины с помощью анализа средней линии (Рис. 10). Кроме расчета скоростей потока, необходимо выполнить сохранение энергии и массы. Мощность P_P и скорость n_P вала пропеллера заданы и зависят от упомянутых требований БПЛА. Кроме того, задан расход массы, и предполагается оптимальный поток без завихрений на выходе ($\omega = 90^\circ$). Коэффициент работы λ_{PT} , средний диаметр $d_{m,PT}$ и высота лопасти l_{PT} должны быть выбраны изначально. Затем можно будет рассчитать необходимое отношение редуктора i . В качестве ориентира для первоначальной оценки были указаны следующие ограничения:

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

Наконец, специфическая работа и мощность турбины могут быть рассчитаны соответственно. Это значение теперь можно сравнить с полученным значением из расчета термодинамического цикла. В случае хорошего совпадения расчет завершен, и можно предположить, что безвихревой выход представляет собой оптимальное условие потока, к которому традиционно стремятся. Результаты для выбранного двигателя показаны в Таб. 4. Коэффициент потока $\varphi = c_{5m}/u_m = 0.68$, коэффициент работы $\lambda = a_u/u_m^2 = 0.97$ и степень реакции $R_k = 0.52$

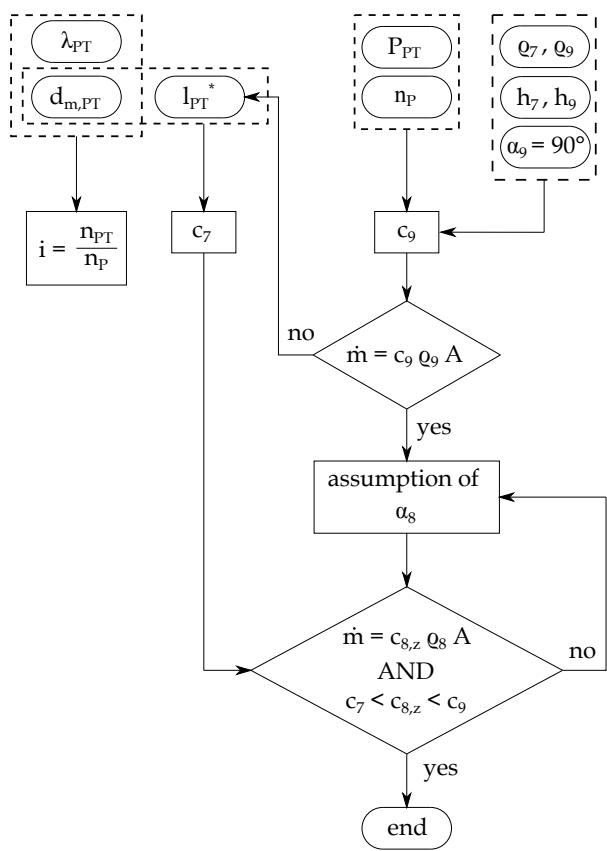


FIGURE 10. PT-TURBINE DESIGN FLOW CHART

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 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

λ [-]	d_m [mm]	i [-]	R_k [-]	α_8 [$^{\circ}$]	n_{PT} [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

λ_{PT}	P_{PT}	q^7, q^9	h_{h_7}, h_{h_9}	$a_9 = 90^{\circ}$	λ [-]	d_m [mm]	i [-]	R_k [-]	α_8 [$^{\circ}$]	n_{PT} [об/минн]
					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

РИСУНОК 10. PT-ТУРБИННЫЙ ДИЗАЙН СХЕМА ПОТОКА

мм, что приводит к высоте лопасти 12,5 мм и, кроме того, к отношению площади ITD $AR = 1,43$.

ТАБЛИЦА 5. ВАРИАНТЫ ДИЗАЙНА ТУРБИНЫ МОЩНОСТИ

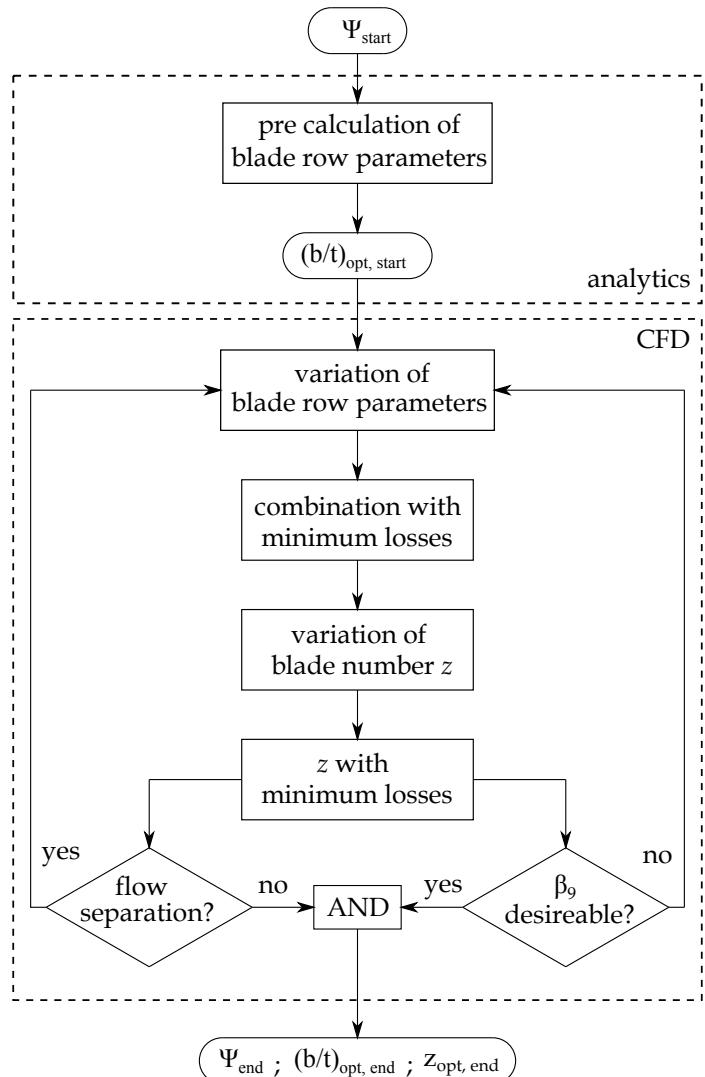


FIGURE 11. OPTIMAL BLADE NUMBER FLOW CHART

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 ω is at a minimum for this geometry, Ψ takes a value of 0.79. This cor-

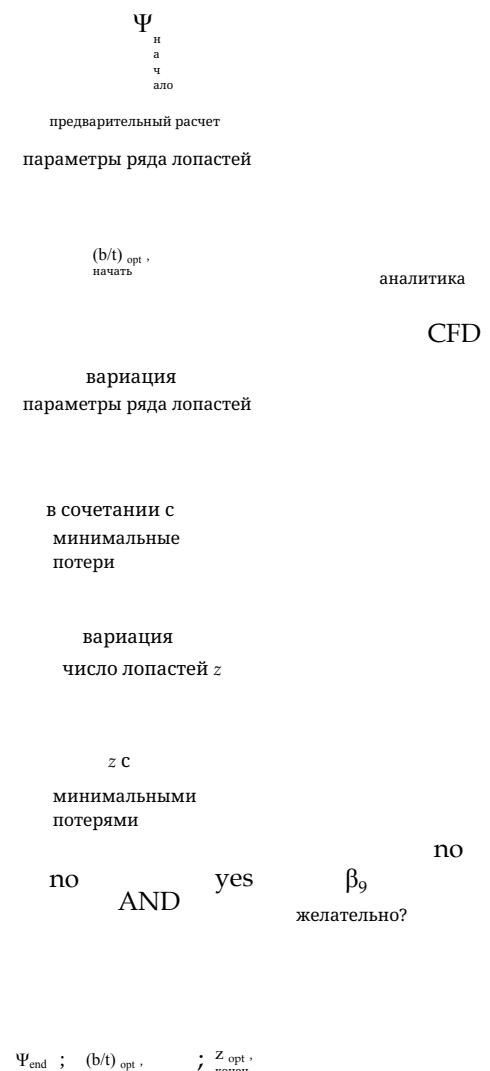


РИСУНОК 11. ГРАФИК ОПТИМАЛЬНОГО ЧИСЛА ЛОПАСТЕЙ

было выбрано. Давления были усреднены по массе. Кроме параметров ряда лопастей, число лопастей z_B изменялось для постоянной выбранной осевой хорды лопасти b . Согласно уравнению (8), оптимальное соотношение хорды к шагу можно получить, изменения число лопастей. Для каждого изменения параметров ряда лопастей число лопастей изменялось от 27 (в первый раз получено методом Уилсона) до 60. Кроме того, необходимо проверить, свободно ли рассчитанное потоковое поле от разделения потока и соответствует ли фактический угол выхода потока рассчитанному значению из анализа средней линии (Рис. 11). Из-за малых высот лопастей лопасти были спроектированы цилиндрически.

CFD настройка

CFD расчеты были выполнены с использованием коммерческого программного обеспечения ANSYS FLUENT T 18.1, предполагая стационарный, сжимаемый поток с относительным входным числом $MaxMa_{w,1} = 0.42$, которое было получено ранее через аналитический дизайн. Прежде всего, ряд лопастей был спроектирован с помощью ANSYS DESIGN MODELER, а 3D сетка была создана с использованием ANSYS TURBO GRID, состоящей из примерно 78000 ячеек на сектор лопасти с $y^+ < 1$. При предположении о равномерных условиях входного потока использовалась секторная модель с периодическими граничными условиями. Поскольку предполагается сжимаемый поток, для граничных условий использовались полное давление на входе и статическое давление с учетом радиального равновесия на выходе. Из-за малых размеров число Рейнольдса профиля находится в порядке $5 \cdot 10^4$. Для учета турбулентных эффектов использовалась модель турбулентности SST $k-\omega$ турбулентности от Menter [17], включая коррекцию для низкого числа Рейнольдса. Тurbulentная интенсивность была установлена на 2% и турбулентная длина масштаба составила $0 \cdot 01 \cdot t$ в соответствии с [18]. Была использована на входе.

Результаты

РИСУНОК 12 показывает полевое движение с линиями потока трех различных рядов лопастей на среднем сечении. РИСУНОК 12-(a) показывает геометрию начального ряда лопастей, которая была получена аналитически. Количество лопастей было выбрано для оптимального соотношения хорды к шагу в соответствии с уравнением (8) для $\Psi = 1$. Результаты расчетов показывают значительное разделение потока на всасывающей стороне из-за низкого соотношения хорды к шагу и недостаточных параметров ряда лопастей. Увеличение количества лопастей, а следовательно, увеличение отношения b/t для этой начальной геометрии лопастей показывает, что минимальные потери происходят не при $b/t = 1.12$, как ожидалось по расчетам с критерием Цвайфеля в соответствии с уравнением (8). Подозревается, что это связано с более высоким риском разделения потока на всасывающей стороне, когда число Рейнольдса профиля низкое. РИСУНОК 12-(b) показывает линии потока при оптимальном количестве лопастей для улучшенной геометрии лопастей. Можно увидеть, что разделение потока теперь меньше по сравнению с (a). Для оптимального количества лопастей ($b/t = 1.41$), где ω находится на минимуме для этой геометрии, Ψ принимает значение 0.79. Этот кор-

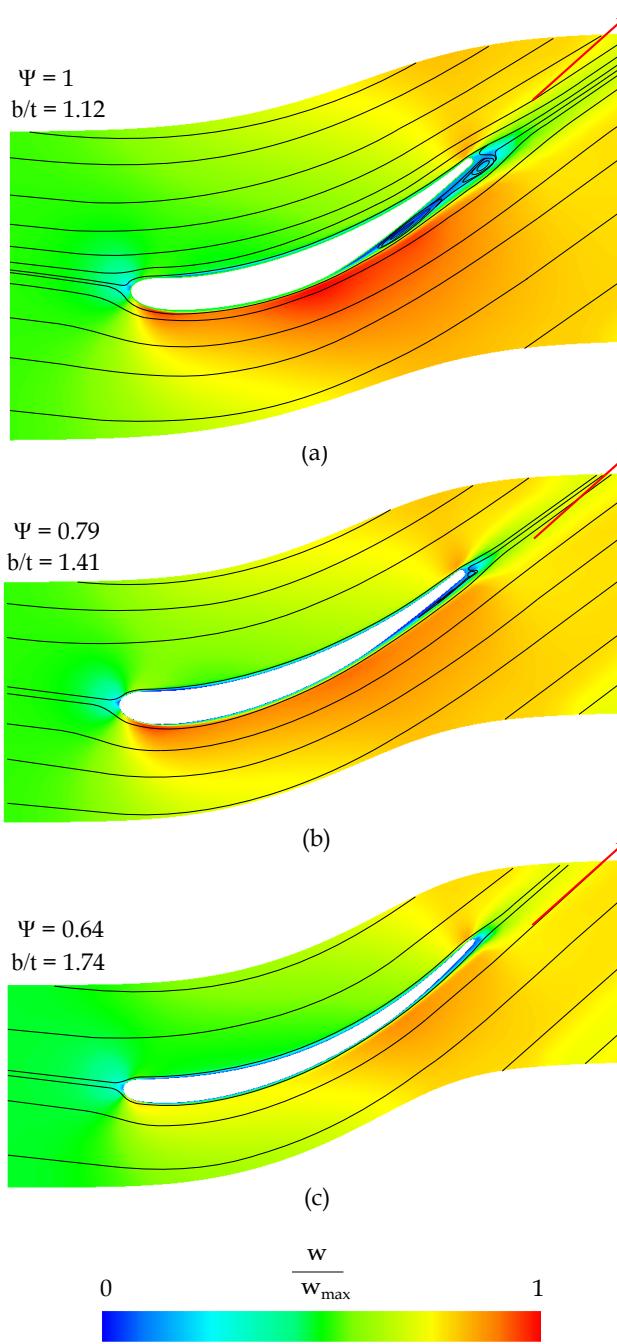


FIGURE 12. STREAMLINE-VELOCITY PLOT

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

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

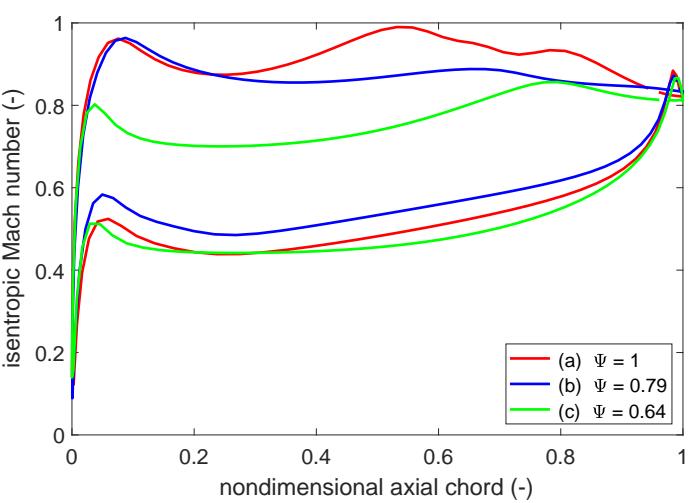


FIGURE 13. ISENTROPIC MACH NUMBER DISTRIBUTION

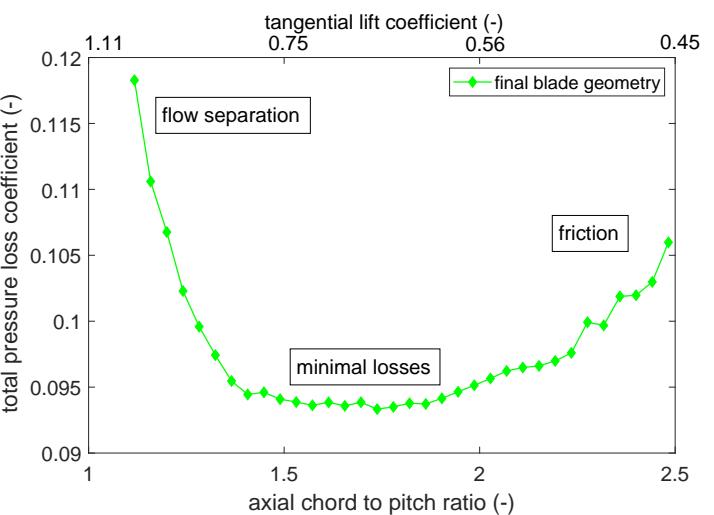


FIGURE 14. TOTAL PRESSURE LOSS

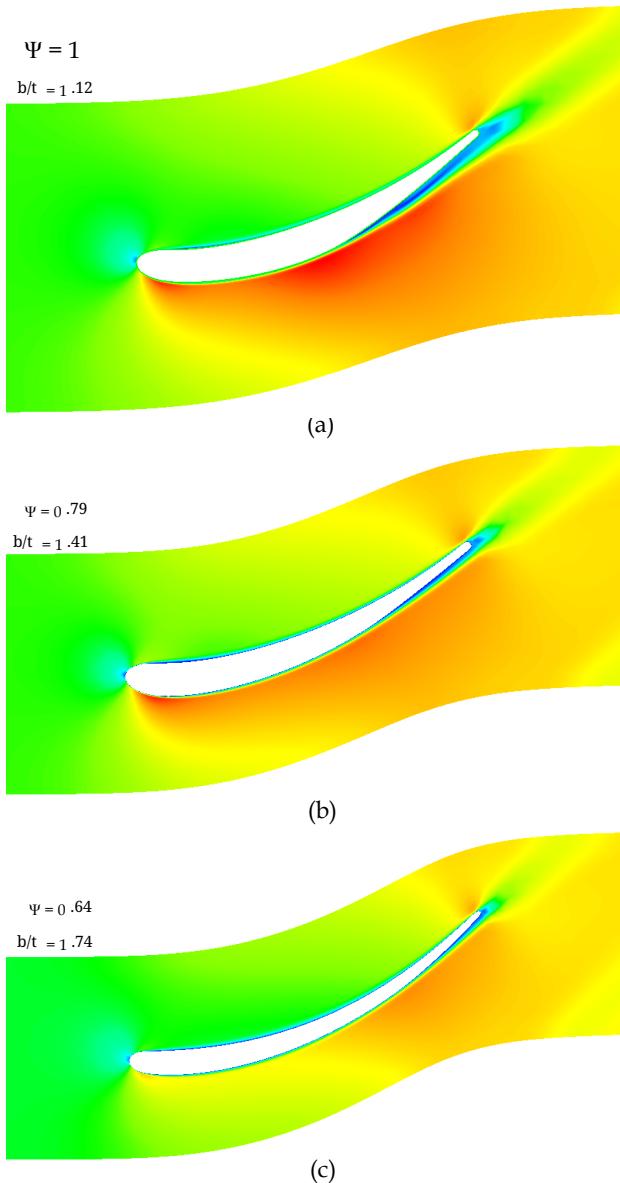


РИСУНОК 12. ГРАФИК СТРУЙНОЙ СКОРОСТИ

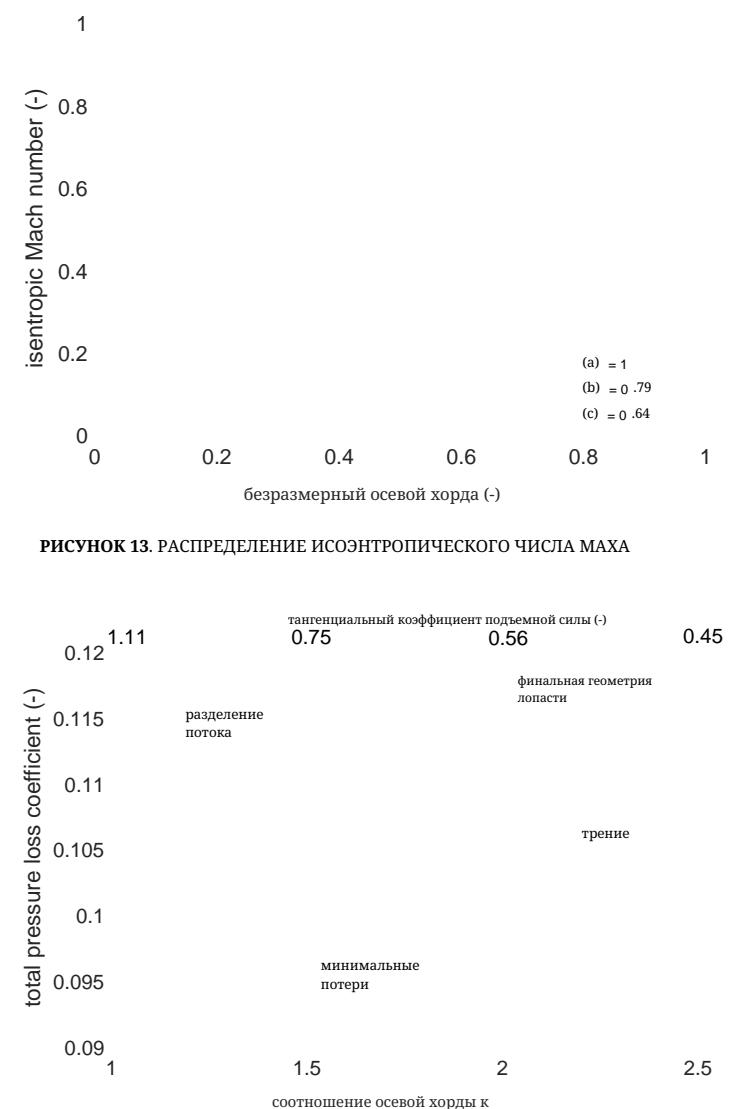


РИСУНОК 13. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ИСОЭНТРОПИЧЕСКОГО ЧИСЛА МАХА

значение, полученное в результате анализа средней линии для указанной мощности. Красная стрелка на Рис. 12 указывает желаемое направление потока на выходе. В процессе проектирования можно заметить, что геометрия лопасти становится тоньше по мере продолжения процесса. Кривизна всасывающей стороны становится более плавной в конфигурации (c), что может быть дальнейшей причиной отклонения предсказания Цвайфеля для профиля (a). Более того, максимальная скорость на всасывающей стороне смещается к заднему краю.

Распределения числа Маха по поверхностям лопастей показаны на Рис. 13. Распределения на давлении стороны в значительной степени схожи для всех случаев, поскольку геометрия давления стороны практически не изменилась. С другой стороны, распределение на всасывающей стороне демонстрирует значительные изменения в процессе улучшения. Начальный ряд лопастей показывает сильно колеблющееся

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 Stamatidis, 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.,

распределение из-за ускорения, за которым следует разделение потока из-за замедления. Улучшенный ряд лопастей (b) показывает относительно постоянное распределение, что на самом деле хорошо. Тем не менее, этот дизайн необходимо модифицировать из-за плохих условий выхода потока. Для окончательной конфигурации на Рис. 14 показана вариация коэффициента потерь общего давления в зависимости от соотношения хорды к шагу. График можно разделить на три основные области. Для небольшого количества лопастей происходят большие потери из-за разделения потока. С увеличением числа лопастей разделение потока исчезает, и потери остаются постоянными минимальными в относительно широком диапазоне. Дальнейшее увеличение числа лопастей приводит к потерям из-за трения. Ясно видно, что потери больше зависят от разделения потока, чем от трения, из-за высокого градиента при низком соотношении хорды к шагу. Предполагается, что данный широкий диапазон оптимального соотношения хорды к шагу обусловлен низким отклонением выбранного ряда лопастей. Из-за плоского минимума оптимальная конфигурация может быть найдена в диапазоне между $0.6 \leq \Psi \leq 0.8$ при почти одинаковых низких потерях. С точки зрения уменьшения веса и производственных затрат, Ψ следует выбирать как можно выше. Поскольку степень реакции ступени составляет около $t_0 / 0.5$, а геометрия лопастей для направляющей лопасти и роторной лопасти может быть спроектирована одинаково, ряд направляющих лопастей не рассматривается подробно в этом предварительном проекте.

ЗАКЛЮЧЕНИЯ

В этой работе была представлена концепция преобразования микро-турбореактивного двигателя в микро-турбовальный двигатель. С помощью первого estim-ирования можно было получить количество преобразуемой мощности вала. Кроме того, была разработана термодинамическая циклическая модель с учетом эффектов, связанных с малыми размерами. Поскольку информация о существующих двигателях обычно редка, был представлен перерасчет газогенератора выбранного двигателя для уточнения неизвестных граничных условий. С помощью одновременно проведенного анализа средней линии можно было оценить неизвестные параметры, например, эффективность компонентов. После расчета граничных условий был представлен проект дополнительной турбины мощности. Для этого также был показан аналитический предварительный метод проектирования, основанный на анализе средней линии. Кроме того, была найдена достаточная комбинация среднего диаметра и коэффициента работы турбины мощности с точки зрения минимального веса редуктора. Расчеты показывают, что минимальный вес можно получить, используя коэффициент работы 1.1 и средний диаметр 100 mm с учетом благоприятной степени реакции. Мощность РТ составляет около 50% мощности GGT при термической эффективности 13% и удельном расходе топлива $180 \cdot 10^{-6}$ (кг/с)/кВт. Кроме того, геометрия ряда лопастей была оптимизирована с использованием CFD расчетов. Особенностью было получение диапазона оптимального количества лопастей, изменяя соотношение хорды к шагу при постоянной хорде для предварительно оптимизированного ряда лопастей. Оптимальное b/t соотношение 1.74 приведет к 42 лопастям. Уменьшение количества лопастей до 34 снижает производственные затраты при почти тех же низких потерях. В качестве дальнейшей исследовательской задачи необходимо провести структурный анализ для

достигнутая геометрия лопасти. Оптимизация ИТД также может быть дальнейшей темой исследования в плане минимизации потерь и общего веса двигателя.

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы выражают благодарность Австрийскому агентству по продвижению исследований FFG за поддержку проекта JET T2S HAFT в рамках Программы исследований и технологий в области аэронавтики TAKE OFF.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Кадош, К., и Кукурель, Б., 2017. "Преобразование микро-турбореактивного двигателя в турбовентилятор с помощью бесступенчатой трансмиссии: Исследование термодинамической производительности". Журнал инженерии газовых турбин и мощности, **139**(2), февраль, с. 022603.
- [2] Эльзахаби, А. М., Мохамед, К. К., и Бадри, Б. Е., 2017. "Преобразование реактивного двигателя JetCat P200 в турбовинтовой двигатель". Международный журнал научных и инженерных исследований, **8**(3), март, стр. 1447–1453.
- [3] Голчини, Х., Омми, Ф., и Сабухи, З., 2019. Оценка подхода к преобразованию микротурбовинтовых двигателей. CSAA- Китайский журнал аэронавтики- <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Нидерланды, 2018. Спецификация Olympus HP. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Лейлек, З., Роулэнсон, Г., Андерсон, У. С., и Смит, Н., 2013. Исследование моделирования производительности небольшого газотурбинного двигателя. ASME Paper GT2013-94405 .
- [6] Лейлек, З., 2012. Исследование моделирования производительности небольшого газотурбинного двигателя. Отдел воздушных средств - Организация оборонных наук и технологий - Правительство Австралии, DSTO-TR-2757 .
- [7] Бакалис, Д. П., и Стаматис, А. Г., 2010. Расширенная инструментализация и калибровка модели для небольшой микротурбины. ASMEPaperGT T2010-22837 .
- [8] Рахман, Н. У., и Уидборн, Дж. Ф., 2008. "Численное исследование влияния отборов на производительность одноступенчатого реактивного двигателя". Труды Института механических инженеров, Часть G: Журнал аэрокосмической инженерии, **222**(7), июль, стр. 939–949.
- [9] Ваннуя, С., и Каду, К. П., 2016. Разработка и валидация модели NPSS небольшого реактивного двигателя. 52n d Конференция по совместной пропульсии AIAA/SAE/ASEE . AIAA A2016-5063 .
- [10] Верстрат, Т., Алсалхи, З. и ден Браймбусше, Р. А. В., 2006. Численное исследование теплопередачи в микрогазовых турбинах. ASMEPaperGT T2006-90161 .
- [11] Гонг, Я., Сирakov, Б. Т., Эпштейн, А. Х., и Тан, С. С.,

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 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. *Аэродинамика микро-турбомашин*. ASME Paper GT T2004-53877.
- [12] AMT Нидерланды, 2018. *Внутренние фотографии*. URL http://www.amtjets.com/internal_pics.php.
- [13] AMT Нидерланды, 2019. *Re: Olympus HP в конфигурации университета*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [14] Роджерс, К., 1968. “Техника анализа циклов для малых газовых турбин”. *Труды Института механических инженеров*, **183**(14), сентябрь, стр. 37–49.
- [15] Цвайфель, О., 1945. *Вопрос об оптимальном делении лопаток при обшивках турбомашин, особенно при большом отклонении в рядах лопаток*. BBC- Сообщения.
- [16] Уилсон, Д. Г., и Коракианитис, Т., 1998. *Проектирование высокоеффективных турбомашин и газовых турбин*. Второе издание, Prentice Hall.
- [17] Менгер, Ф. Р., 1994. “Модели турбулентности с двумя уравнениями для инженерных приложений”. *AIAA Journal*, **32**(8), август, стр. 1598–1605.
- [18] Хах, К., 1984. “Анализ уравнений Навье-Стокса трехмерных турбулентных потоков внутри рядов лопастей турбины при проектных и непроектных условиях”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **106**(2), апрель, стр. 421–429.