

## CONCEPT DE CONCEPTION THERMODYNAMIQUE ET MÉCANIQUE POUR LA CONVERSION DE MICRO-TURBOJET EN MICRO-TURBOSHAFT

**Christoph Ottl, Reinhard Willinger**

Institut des systèmes énergétiques et de thermodynamique

Technische Universität Wien

Getreidemarkt 9/302, A-1060 Vienne, Autriche

christoph.oettl@tuwien.ac.at

reinhard.willinger@tuwien.ac.at

### RÉSUMÉ

Dans ce travail, un concept de conception pour la conversion de micro-turbojet en moteur micro-turboshaft est présenté. Cela est motivé par un manque de moteurs micro-turboshaft disponibles, comme le montre l'enquête de marché réalisée. Ainsi, le concept présenté traite de la conversion d'un moteur micro-turbojet existant en moteur micro-turboshaft pour une puissance de sortie spécifique. La conversion est illustrée en utilisant le moteur micro-turbojet OLYMPUS HP d'AMT Pays-Bas. De plus, la conception préliminaire analytique simultanément développée de la turbine de puissance à étage unique supplémentaire est présentée, ainsi qu'une simulation de cycle thermodynamique. Cela a été fait pour obtenir la condition de sortie du générateur de gaz inconnue, qui est similaire à la condition d'entrée de la turbine de puissance. Dans le calcul du cycle, les pertes survenant en raison des petites dimensions ont également été prises en compte. Au cours du processus de conception, différentes combinaisons de coefficient de travail et de diamètre moyen de la turbine de puissance ont été étudiées pour minimiser le rapport de boîte de vitesses requis pour une vitesse de rotor donnée en termes de minimisation du poids. Pour maintenir les pertes dans la turbine de puissance à un niveau bas, la rangée de pales préliminaire a finalement été améliorée en utilisant des calculs CFD.

### NOMENCLATURE

*un travail spécifique*

*Une zone d'écoulement*

*b longueur de corde axiale*

<i>c</i>	vitesse absolue
<i>d</i>	diamètre
<i>F</i>	poussée
<i>h</i>	enthalpie spécifique
<i>H<sub>u</sub></i>	valeur de chauffage
<i>l</i>	longueur de l'aile
<i>m</i>	débit massique
<i>Ma</i>	nombre de Mach
<i>p</i>	pression
<i>P</i>	puissance
<i>R<sub>k</sub></i>	degré de réaction
<i>Re</i>	nombre de Reynolds
<i>t</i>	aile de pas
<i>T</i>	température
<i>u</i>	vitesse circonférentielle
<i>w</i>	vitesse relative
<i>y<sup>+</sup></i>	distance sans dimension par rapport au mur
<i>α</i>	angle de flux absolu
<i>β</i>	angle de flux relatif
<i>η</i>	efficacité
<i>λ</i>	coefficient de travail
<i>φ</i>	coefficient de débit
<i>Π</i>	rapport de pression
<i>Ψ</i>	coefficient de Zweifel
<i>ρ</i>	densité
<i>ω</i>	coefficient de perte de pression totale

## Indices

- 4 entrée de stator de turbine à gaz
- 5 entrée de rotor de turbine à gaz génératriceur
- 6 sortie de rotor de turbine à gaz génératriceur
- 7 entrée de stator de turbine de puissance
- 8 entrée de rotor de la turbine à puissance
- 9 sortie de rotor de la turbine à puissance
- 10 nozzle exit
- B* aile
- C* compresseur
- in* initial
- ex* étendu
- GG* générateur de gaz
- m* moyenne
- P* hélice
- PT* turbine de puissance
- s* isentropique
- t* total
- T* turbine
- u* circonférentiel
- z* direction axiale

## Exposants

- \* estimation initiale quantité
- moyenne de masse

## Abréviations

- CFD dynamique des fluides computationnelle
- EGT température des gaz d'échappement
- GGT turbine génératrice de gaz
- ITD conduit de turbine intermédiaire
- VANT véhicule aérien non piloté

## INTRODUCTION

Au cours des dernières années, la demande de véhicules aériens sans pilote (VANT) pour un usage privé et commercial a fortement augmenté. Différentes technologies peuvent être utilisées pour alimenter un VANT : moteur électrique, moteur à combustion interne, turbine à gaz. Chaque technologie a ses avantages et inconvénients spécifiques. La turbine à gaz présente un comportement favorable du couple par rapport à la vitesse de rotation ainsi que des vibrations plus faibles par rapport aux moteurs à combustion interne, par exemple. D'autre part, le poids élevé d'un moteur électrique et de sa batterie est un inconvénient pour toute application aéronautique. Comme la tendance est à des poids maximum au décollage (MTOW) plus élevés, la puissance de propulsion requise augmente. De plus, la puissance de l'arbre est nécessaire pour la propulsion de drone. Le concept de conception de moteur présenté a été créé pour les exigences d'un drone monocoptère en vol stationnaire. Pour un MTOW donné de 25 kg, une demande de puissance entre 20 a et 40 kW en fonction de la conception de l'hélice est estimée. Cette conception n'est pas exactement connue.

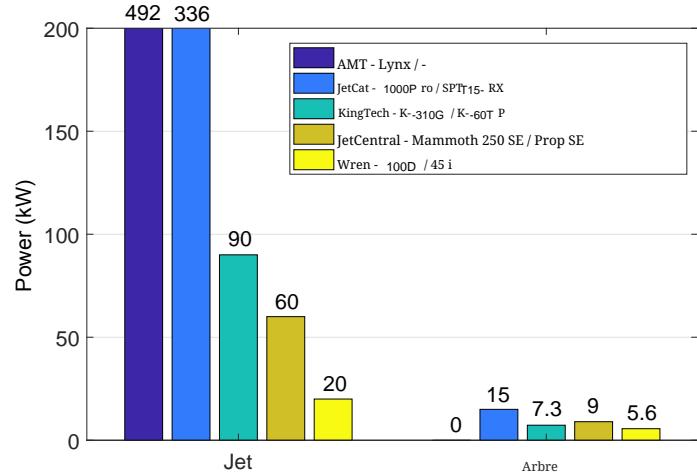


FIGURE 1. PUISSEUR DE PROPULSION MAXIMALE DISPONIBLE DES MICRO-TURBOJETS ET DES MICRO-TURBOSHAFTS

à ce moment, mais le diamètre de l'hélice est d'environ  $\varnothing 0.7$  m. Une enquête préliminaire de marché a montré qu'il n'y a pas de moteurs turboshaft disponibles au-dessus de 15 kW, mais des moteurs à réaction pour des plages de puissance équivalentes plus élevées peuvent être obtenus (Fig. 1, voir aussi [1]). Pour réduire l'effort de conception, un moteur à réaction existant peut donc être utilisé comme base d'un nouveau moteur turboshaft [1] avec une puissance de plus de 15 kW. Le moteur à réaction existant sert de générateur de gaz pour le moteur turboshaft, un conduit de turbine intermédiaire (ITD) remplaçant la buse de jet et connectant la turbine de générateur de gaz avec la turbine de puissance. En plus de la turbine de générateur de gaz existante, seule la turbine de puissance doit être conçue. En raison de la conception simple de ces moteurs à faible puissance, la partie conception de la conversion est relativement facile à réaliser et le générateur de gaz existant est facile à intégrer. Des conversions ont déjà été réalisées en utilisant les moteurs micro-turbojet JetCat-P -P200 [2] et Wren<sub>n</sub>100 [3]. Dans cet article, des données du moteur Olympus HP d'AMT Pays-Bas ont été utilisées pour la conversion [4]. Une coupe transversale de ce moteur est montrée dans la Fig. 2. Puisqu'AMT propose une "configuration Université", plusieurs travaux dépendant de ce moteur ont déjà été publiés [5 – 9]. Bakalis et Stamatis [7] ont déjà publié une calibration de modèle à des fins éducatives concernant ce moteur. Une large gamme de données de performance de l'Olympus HP sous des conditions de fonctionnement transitaires a également été publiée par Leylek et al. [5] et Leylek [6], ainsi que par Rahman et Whidborne [8], sur la base d'investigations expérimentales et de calculs numériques.

Le concept de conception actuel est limité à une opération à vitesse de rotor constante. Comme pour les hélicoptères, il est évident que les drones avec propulsion à turbine à gaz doivent également être opérés à vitesse de rotor constante. De plus, seules les données de point de conception sont fournies par le fabricant. En raison de ce manque d'informations, les rendements des composants et les pertes du générateur de gaz doivent être estimés afin de déterminer les conditions limites de la turbine de puissance.

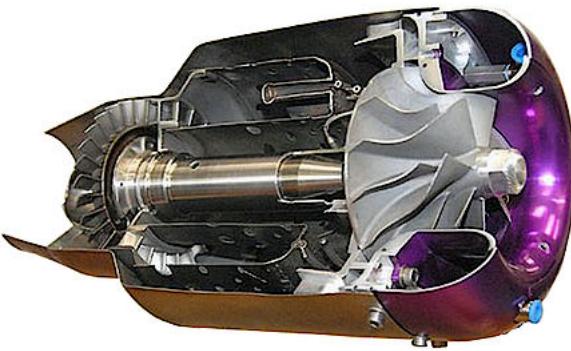


FIGURE 2. AMT OLYMPUSHP [12]

Par conséquent, un modèle de cycle thermodynamique a été développé avec le logiciel commercial IPSEpro. Étant donné que le modèle est conçu pour des micro-moteurs, des pertes supplémentaires dues au transfert de chaleur [10] menant à une compression non adiabatique [11] se produisent, ce qui a été pris en compte. De plus, il est souhaitable que le diamètre moyen de la turbine de puissance soit aussi grand que possible pour maintenir la vitesse de l'arbre d'hélice dans une plage basse. Pour un coefficient de travail donné, la vitesse de la turbine diminue à mesure que le diamètre moyen augmente. Cependant, en raison des vitesses élevées de l'arbre de générateur de gaz, il n'est pas possible d'atteindre une réduction de vitesse suffisante simplement en augmentant le diamètre moyen de la turbine de puissance. En effet, la vitesse de l'arbre d'hélice du drone prototype est conçue pour fonctionner à 5000 r tr/min, tandis que l'arbre de générateur de gaz fonctionne à 108500 r tr/min au point de conception selon les spécifications d'AMT (Tab. 1). La vitesse de la turbine de puissance en libre fonctionnement est d'environ la moitié de la vitesse de l'arbre de générateur de gaz (Tab. 5). Il est donc nécessaire de fournir un réducteur supplémentaire entre l'arbre de puissance et l'arbre d'hélice. Par conséquent, différentes combinaisons de coefficient de travail et de diamètre moyen de la turbine ont été examinées pour déterminer la combinaison menant au rapport de réduction le plus bas afin de minimiser le poids du réducteur. En dehors de la réduction de poids, il n'y a pas de restrictions concernant le réducteur au départ.

#### ESTIMATION DE PUISSEANCE

Dans la première étape de la conversion, un moteur à réaction approprié doit être choisi. Étant donné que les moteurs à réaction sont généralement caractérisés par la poussée  $F$  et le débit massique  $\dot{m}$ , une valeur de puissance équivalente doit être calculée pour estimer combien de puissance de l'arbre peut être générée en utilisant un moteur à réaction particulier. Selon le cycle turbojet idéal

(Fig. 3), l'énergie cinétique  $c_{10}^2/2$  représente la quantité d'énergie disponible qui peut être convertie en puissance de l'arbre. La poussée peut être calculée en utilisant l'équation de la quantité de mouvement, comme on peut le voir dans l'équation (1).

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

TABLE 1. SPÉCIFICATIONS OLYMPUSHP [4]

Spécifications	
Poussée [ N ]	230
Vitesse de rotation [ rpm ]	108500
Rapport de pression du compresseur [-]	3.8
Débit de masse d'air [ kg/s ]	0.45
Température des gaz d'échappement (max) [ °C ]	700 (750)
Consommation de carburant [ kg/s ]	0.01

Puisque la vitesse d'entrée  $c_{c0}$  est égale à  $s_0$  dans le cas du vol stationnaire et  $c_{c0} \ll c_{c10}$  dans le cas du levage vertical, on peut négliger  $c_{c0}$  dans l'équation (1). De plus, une valeur de puissance équivalente basée sur l'énergie cinétique peut être calculée avec

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

Grâce à la combinaison des équations (1) et (2), la puissance disponible peut finalement être obtenue en utilisant uniquement les valeurs données  $F$  et  $\dot{m}$ , comme indiqué dans l'équation (3).

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

L'estimation de la puissance pour l'AMT Olympus HP selon

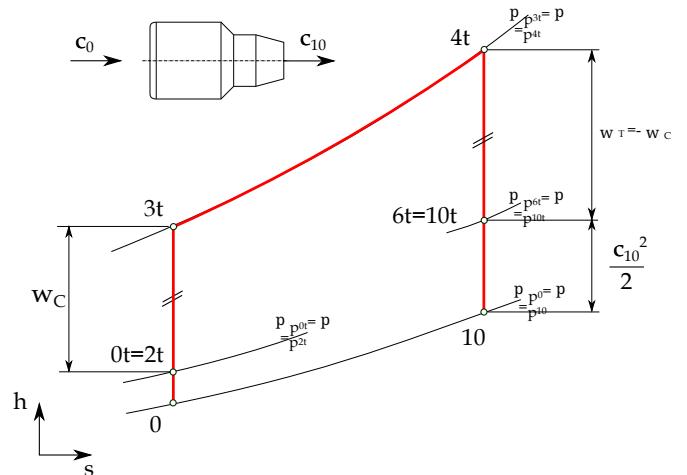


FIGURE 3. CYCLE TURBOJET IDÉAL

L'équation (3) conduit à une puissance de l'arbre convertible de  $f 58.8 \text{ kW}$ . Le rapport de pression d'environ 8 % (Équation (4)). Les spécifications du moteur fournies par AMT Pays-Bas peuvent être vues dans Tab. 1.

### MODÈLE DE CYCLE THERMODYNAMIQUE

Selon le moteur à réaction choisi, l'Olympus HP, un modèle de cycle approprié a été créé avec le logiciel IPSEpro. Un premier modèle simplifié est présenté dans la Fig. 4. Par conséquent, le moteur à réaction existant, qui sert de générateur de gaz (GG), a été étendu par une turbine de puissance (PT) fonctionnant librement. Comme le rapport de pression du compresseur donné  $\Pi_{C,in}$  est défini comme une valeur statique à statique selon l'AMT, le calcul du cycle a été effectué avec des valeurs statiques en négligeant toute perte de pression. Les conditions ambiantes doivent être définies à l'entrée du compresseur ainsi que la pression ambiante à la sortie de la PT. En raison des conditions de vol mentionnées, la température et la pression standard (STP) ont été définies. Les efficacités des composants inconnus doivent d'abord être estimées aussi précisément que possible et la valeur calorifique doit être définie selon le propulseur utilisé. Étant donné que les spécifications du moteur fournies sont valables sous l'utilisation de Kérosène Jet A-1, la valeur calorifique doit correspondre à ce propulseur et a donc été fixée à  $H_U = 42800 \text{ kJ/kg}$ . Les premiers résultats, en tenant compte des spécifications du moteur données, montrent que la température de sortie de la turbine s'écarte fortement de la valeur spécifiée (Modèle initial dans Tab. 2). Comme les conditions de sortie de la turbine sont les plus importantes pour la conversion, étant donné que les conditions de sortie de la turbine de générateur de gaz sont similaires aux conditions d'entrée de la turbine de puissance, le modèle a été étendu par plusieurs modifications pour répondre aux valeurs données.

(Fig. 5). L'objectif est de cartographier le moteur sélectionné de la meilleure manière possible, afin de limiter les paramètres inconnus autant que possible. Tout d'abord, le rapport de pression du compresseur a été réduit pour tenir compte de la compression non adiabatique [11], puisque l'air d'entrée est préchauffé en raison des petites dimensions. Étant donné que [5] et [7] ont tous deux mesuré un rapport de pression de  $f 3.5$  par rapport à la valeur donnée de 3.8 par AMT au point de conception, on peut supposer que la compression non adiabatique peut être prise en compte en réduisant le

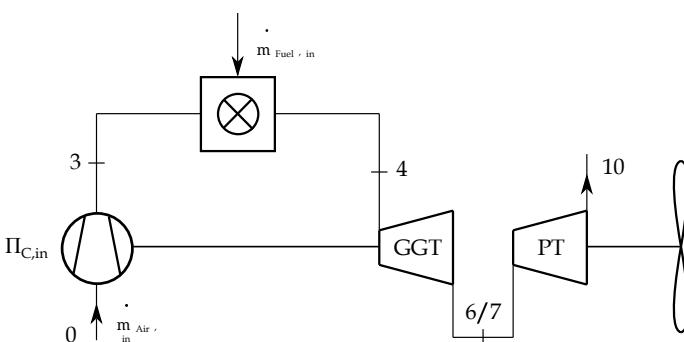


FIGURE 4. MODÈLE DE CYCLE INITIAL

rapport de pression d'environ 8 % (Équation (4)).

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

De plus, le débit de masse d'air spécifié par AMT a été augmenté de 10 % selon [6] (Eqn. (5)).

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

Le débit massique de carburant donné a également été réduit de 11 % pour atteindre une EGT appropriée à la sortie de turbine selon les mesures de [5] comme indiqué dans Tab. 2. Cela conduit à un débit de masse de carburant selon l'Eqn. (6).

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

Comme [5] le décrit également, le débit de masse de carburant donné par AMT est mesuré directement à la sortie du réservoir de carburant et inclut le carburant pour la lubrification. Pour tenir compte de cela, le débit de masse de carburant qui est défini à l'entrée de la chambre de combustion doit être réduit dans le modèle actuel. De plus, une perte de chaleur à travers le carter du moteur a été prise en compte. Une valeur de 3 kW a été considérée dans une première estimation grossière pour le transfert de chaleur statique. En faisant varier la perte de chaleur entre 0 et 3 kW, il s'avère que la perte de chaleur n'a qu'un effet mineur sur l'EGT dans cette plage. De plus, le refroidissement par disque et par carénage a été pris en compte comme montré dans Fig. 6. Selon Rodgers [14], il n'est pas possible de fournir un passage de refroidissement interne du rotor en raison des petites dimensions des micro-turbines. En fonction de la température d'entrée du GGT, un débit de masse d'air de 2% pour le refroidissement par disque est supposé [14]. Ce débit de masse ne participe pas à la combustion et est mélangé dans le flux de gaz chaud à l'entrée de la turbine. Il est également supposé qu'un autre 3% du débit de masse d'air

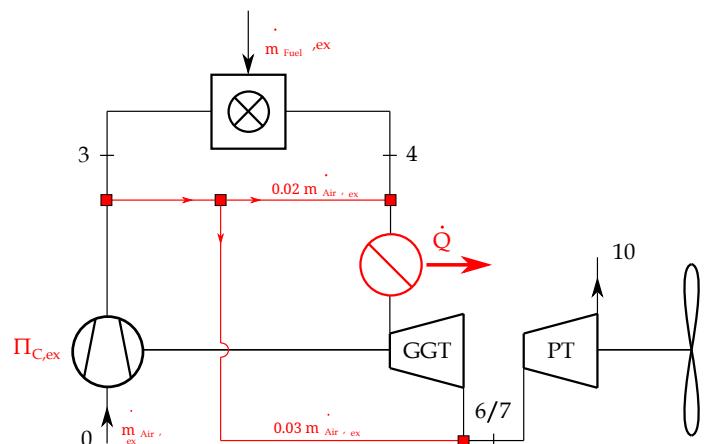


FIGURE 5. MODÈLE DE CYCLE ÉTENDU

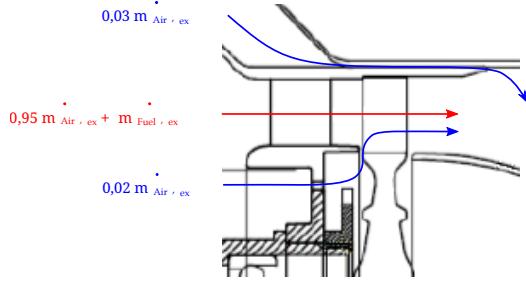


FIGURE 6. DÉBIT D'AIR DE REFROIDISSEMENT DE TURBINE [13]

le débit ne participe pas à l'expansion à travers la turbine et est mélangé dans le flux de gaz à la sortie de turbine à la place. Cela est fait dans le but de refroidir le carénage. Cette méthode est une façon courante de refroidir au sein de micro-turbomachines. Toutes ces considérations conduisent à une réduction de l'EGT en utilisant le modèle étendu. La comparaison des résultats est montrée dans Tab. 2. En raison du manque d'informations, les rendements du compresseur et de la turbine ont été estimés à  $\eta_{c} = 0.74$  et  $\eta_{t} = 0.92$ . Conformément à [9]

( $\eta_{c} = 0.72$  et  $\eta_{t} = 0.85$ ), les rendements choisis représentent une bonne approximation puisque le modèle développé par Vannoy et Cadou correspond assez bien aux mesures. Le rendement de la turbine est légèrement supérieur à celui de [9] mais est cependant réduit en raison de la quantité considérée de débit de masse d'air, qui ne participe pas à l'expansion. De plus, [2] utilise un rendement de turbine de 0.89 pour un moteur comparable (JetCat P200,  $F = 230$  N,  $\Pi_C = 3.7 \cdot m_{Air} = 0.45$  kg/s). En comparant les EGT obtenus, il y a une bonne concordance entre le modèle étendu et les valeurs données. Pour rendre les EGT comparables, la température statique obtenue par modélisation a été convertie en température totale. De plus, la valeur mesurée de [5] a été extrapolée à la vitesse maximale de l'arbre ( $n = 108500$  rpm) du GG, puisque la température n'est fournie qu'à  $n = 105700$  rpm. En outre, le modèle étendu montre une amélioration significative par rapport au modèle initial. Il peut donc être supposé que tous ces facteurs doivent être pris en compte dans la modélisation. Un schéma du modèle étendu final

TABLE 2. COMPARAISON DES EGT SPÉCIFIÉS ET CALCULÉS AVEC DIFFÉRENTS MODÈLES

Modèle / Exp.	EGT [°C]
Spécifications AMT (max)	700 (750) ±2%
Exp. Leylek [5]	754
Modèle initial	908
Modèle étendu	752

est montré dans la FIG. 5. De plus, des pertes de chaleur et de frottement se produiront probablement au niveau de l'ITD et peuvent facilement être adaptées. Étant donné que les dimensions finales de l'ITD ne sont pas connues à ce stade, cette perte de chaleur n'a pas été prise en compte pour ce modèle. En plus de l'EGT adéquat, le modèle étendu calcule une puissance de l'arbre d'environ 60 kW (sans pertes mécaniques), ce qui est en bon accord avec la puissance estimée de 58,8 kW selon l'équation (3).

#### CONDITIONS D'ÉCOULEMENT Turbine de générateur de gaz

La Figure 7 montre la turbine axiale à une seule étape du GG. Alors que la pression  $p$ , la densité  $\rho$  et la température  $T$  à l'entrée et à la sortie de la turbine (sections 4 et 6) ont été obtenues par le calcul du cycle thermodynamique, les vitesses d'écoulement n'ont pas encore été prises en compte. Cependant, cela est nécessaire pour la conception de la turbine de puissance. Par conséquent, au moins le diamètre moyen  $d_m$  et les longueurs de pales  $l_{l_4}$  et  $l_{l_6}$ , ainsi que les zones d'écoulement  $A_{A_4}$  et  $A_{A_6}$  doivent être connus. Pour le moteur donné, les dimensions sont  $d_m = 73$  mm,  $l_{l_4} = 10$  mm et  $l_{l_6} = 12$  mm. Selon l'équilibre de la masse, la vitesse d'entrée de l'aube directrice  $c_{c4}$  peut alors être calculée avec

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

En raison du manque d'informations, un écoulement sans tourbillon a été supposé ( $c_{c4} = c = c_{4,z}$  et  $\alpha_4 = 90^\circ$ ). Il est également à supposer que la turbine est conçue de manière à ce que la vitesse absolue de sortie de turbine soit également largement sans tourbillon ( $c_{c6} = c = c_{6,z}$  et  $\alpha_6 = 90^\circ$ ). Cela est dû au fait que la poussée est aussi élevée que possible dans ce cas pour une vitesse spécifiée. Sous cette hypothèse, la vitesse absolue  $c_{c6}$  peut également être obtenue avec l'équilibre de masse selon l'équation (7). Pour soutenir l'hypothèse, une analyse de ligne moyenne a été réalisée. Par conséquent, une boucle itérative utilisant MATHCAD a été créée comme montré dans la Fig. 8. Avec les enthalpies  $h_{l_4}$  et  $h_{l_6}$  obtenues à partir du calcul du cycle thermodynamique et les vitesses pré-calculées  $c_{c4}$  et  $c_{c6}$ , on peut calculer les vitesses absolues et relatives à la section 5, où le degré de réaction  $R_k$  et l'angle de flux absolu  $\alpha_5$  doivent également être estimés avec une première supposition. Par conséquent, des valeurs communes pour les étapes de réaction selon le Tab. 3 c peuvent être utilisées.

TABLEAU 3. VALEURS DE LIGNE DIRECTRICE POUR LES ÉTAPES DE RÉACTION

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

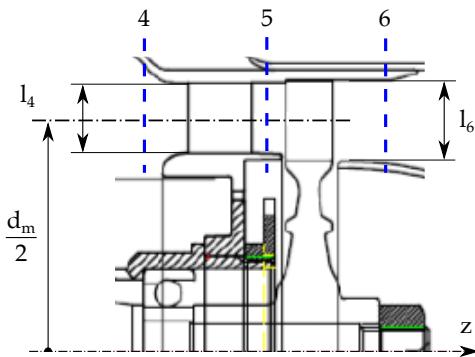


FIGURE 7. AMTOLYMPUSHP GG-TURBINE [13]

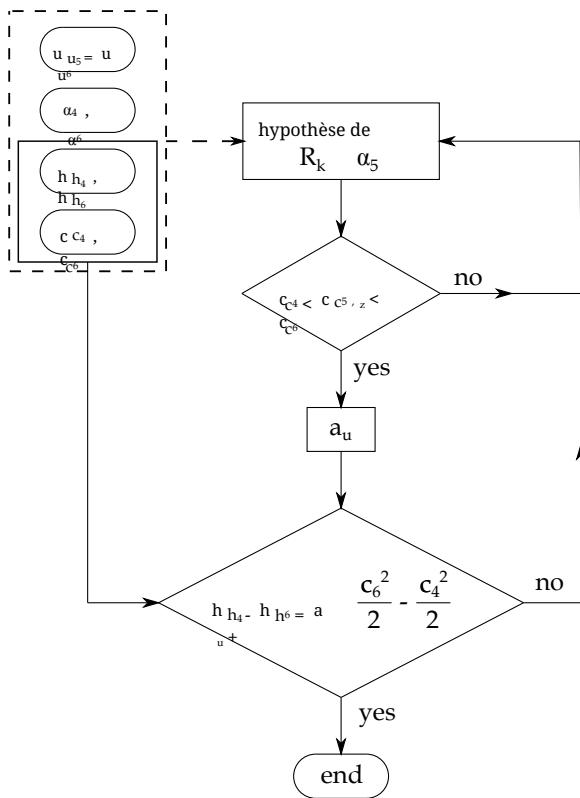


FIGURE 8. GG-TURBINE FLOWCHART

Enfin, le travail spécifique et la puissance de la turbine peuvent être calculés respectivement. Cette valeur peut maintenant être comparée avec la valeur obtenue à partir du calcul du cycle thermodynamique. En cas de bonne concordance, le calcul est terminé et on peut supposer que l'écoulement sans tourbillon représente une condition d'écoulement optimale recherchée de manière conventionnelle. Les résultats pour le moteur choisi sont présentés dans Tab. 4. Coefficient de débit  $\varphi = c_{s_m} / u_m = 0.68$ , coefficient de travail  $\lambda = a_u / u / u_m^2 = 0.97$  et degré de réaction  $R_k = 0.52$

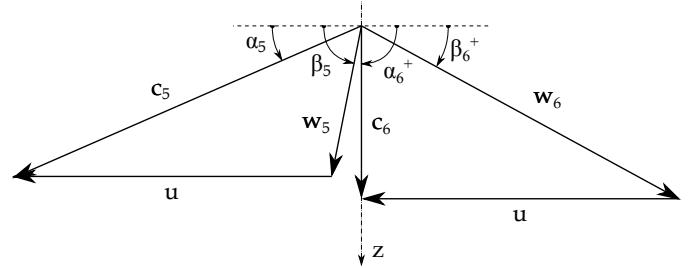


FIGURE 9. VELOCITY TRIANGLE GG-TURBINE

prendre des valeurs conventionnelles. Cela indique également que les valeurs supposées correspondent assez bien au moteur réel. La Figure 9 montre les triangles de vitesse de l'étage de turbine. L'expansion de la section transversale sur l'étage est trop faible pour garantir une vitesse méridienne constante  $c_z$  pour la diminution dominante de la densité. Il est donc évident que la vitesse méridienne augmente.

TABLE 4. GG-TURBINEFLOWCONDITIONS

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

#### CONCEPTION DE TURBINE À PUISSANCE Dimensions principales

Pour concevoir la turbine de puissance, une autre boucle d'itération a été développée pour obtenir les dimensions principales de la turbine via une analyse de ligne moyenne (Fig. 10). En plus du calcul des vitesses d'écoulement, les conservations d'énergie et de masse doivent être respectées. La puissance  $P_p$  et la vitesse  $n_p$  de l'arbre d'hélice sont données et dépendent des exigences mentionnées du VANT. De plus, le débit massique est donné et un écoulement de sortie optimal sans tourbillon ( $\alpha_0 = 90^\circ$ ) est supposé. Le coefficient de travail  $\lambda_{PT}$ , le diamètre moyen  $d_{m,PT}$  et la hauteur de l'aile  $l_{PT}^*$  doivent être choisis initialement. Ensuite, un rapport de boîte de vitesses  $i$  peut déjà être calculé. Comme ligne directrice pour la première estimation, les limitations suivantes ont été spécifiées :

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

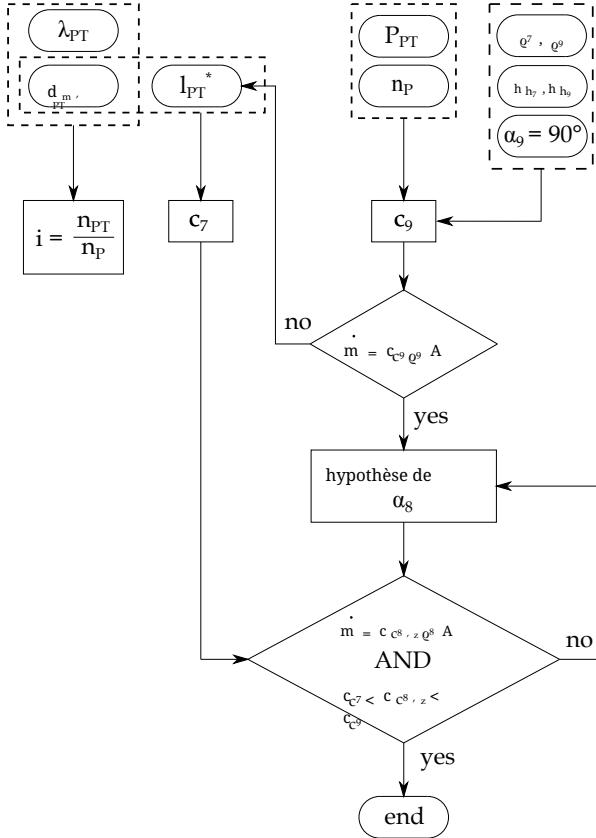


FIGURE 10. DIAGRAMME DE CONCEPTION DE TURBINE PT

Avec la conservation de l'énergie et les conditions limites obtenues à partir du calcul du cycle, la vitesse de sortie absolue  $c_{c^g}$  peut être obtenue. En utilisant la vitesse calculée, le débit massique doit correspondre à la valeur donnée pour respecter l'équilibre de masse. Si les valeurs ne concordent pas, la hauteur de l'aile doit être modifiée. Il convient de mentionner que la hauteur de l'aile a été choisie comme constante sur l'ensemble de l'étage. Comme déjà montré pour la turbine GG, l'angle d'écoulement absolu  $\alpha_8$  doit être choisi pour respecter la conservation de la masse dans la section 8. Alors que le calcul du cycle ne fournit que des valeurs aux sections 7 et 9, la densité à la sortie de la vanne guide a été calculée sous l'hypothèse d'une expansion isentropique. Cette boucle de calcul a finalement été réalisée pour différents coefficients de travail ( $1 \leq \lambda \leq 1.8$ ). Pour chaque  $\lambda$ , trois diamètres moyens différents (90 mm, 95 mm et 100 mm) ont été choisis. Cela conduit à différents degrés de réaction, rapports de boîte de vitesses, angles d'écoulement à la sortie de la vanne guide et vitesses circonférentielles comme indiqué dans le Tab. 5. Un coefficient de travail de 1,1 donne un degré de réaction de  $\sim 0.5$ . Étant donné que les vannes guide et les pales de rotor peuvent être conçues de la même manière avec cette configuration, ces valeurs ont été choisies pour la conversion. De plus, la boîte de vitesses avec le rapport de boîte de vitesses le plus bas a été sélectionnée en faveur du poids le plus bas à  $\lambda = 1.1$ . Par conséquent, le diamètre moyen de l'étage a été fixé à 100.

mm, ce qui conduit à une hauteur d'aile de 12,5 mm et en outre à un ratio de surface ITD de  $AR = 1.43$ .

TABLE 5. VARIANTES DE CONCEPTION DE TURBINE DE PUISSANCE

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

#### Rangée de pales

Basé sur l'analyse de ligne moyenne, une rangée de pales préliminaire a été créée. Par conséquent, des paramètres adéquats pour la rangée de pales doivent être choisis en fonction des vitesses d'écoulement et des angles d'écoulement calculés. Ceux-ci incluent essentiellement l'angle de décalage, le rapport corde à pas, le rayon du bord d'attaque et du bord de fuite, ainsi que les angles de coin. Tout d'abord, un coefficient de Zweifel  $\Psi$  a été choisi, qui décrit le rapport entre la force aérodynamique tangentielle réelle et la force aérodynamique tangentielle maximale possible agissant sur la pale (8).

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

Après cela, un rapport optimal de corde à pas axial basé sur les angles d'écoulement obtenus peut être calculé selon [15]. Pour ce faire,  $\Psi$  a d'abord été fixé à 1. Les valeurs courantes se situent dans une plage de  $0.8 \leq \Psi \leq 1.2$ , comme le montrent Wilson et Korakianitis [16]. Ils fournissent également de bonnes directives pour le calcul de la conception préliminaire de

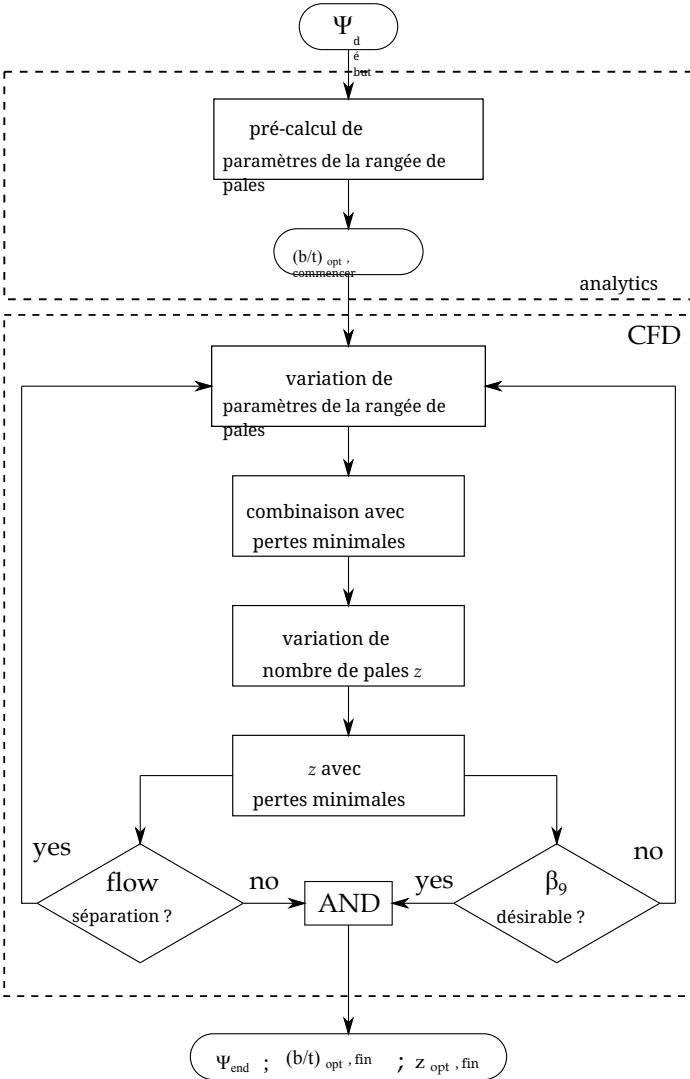


FIGURE 11. DIAGRAM DU NOMBRE OPTIMAL DE PALES

le profil de la lame et la sélection des paramètres qui ont été utilisés lors de cette conception. Après l'obtention d'une rangée de pales préliminaire, des simulations CFD ont été utilisées pour améliorer la géométrie de la lame en termes de minimisation des pertes. Par conséquent, différents points de conception couvrant différentes combinaisons de paramètres de rangée de pales ont été étudiés pour trouver une configuration avec des pertes minimales. Les différents points de conception ont été créés automatiquement en utilisant une méthode optimale de remplissage d'espace. Les paramètres de pales variés sont l'angle de décalage, le rayon de bord d'attaque/de bord de fuite et les angles de coin, la largeur de gorge, l'angle de gorge et l'angle de sortie de pales. Comme fonction objective, le coefficient de perte de pression totale

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

a été choisi. Les valeurs de pression ont été moyennées par masse. En plus des paramètres de la rangée de pales, le nombre de pales  $z_B$  a été varié pour une corde de pale axiale sélectionnée constante  $b$ . Selon l'équation (8), un rapport optimal de corde à pas axial peut être obtenu en changeant le nombre de pales. Pour chaque variation des paramètres de la rangée de pales, le nombre de pales a été modifié entre 27 (premièrement obtenu par la méthode de Wilson) et 60. De plus, il faut vérifier si le champ d'écoulement calculé est exempt de séparation de flux et si l'angle de sortie réel est en accord avec la valeur calculée à partir de l'analyse de ligne moyenne (Fig. 11). En raison des petites hauteurs de pales, les pales ont été conçues de manière cylindrique.

#### Configuration CFD

Les calculs CFD ont été réalisés avec le logiciel commercial ANSYS FLUENT T 18.1 en supposant un écoulement compressible en régime permanent avec un nombre de Mach à l'entrée relatif de  $Ma_w, 1 = 0.42$ , qui a été obtenu précédemment par la conception analytique. Tout d'abord, la rangée de pales a donc été conçue avec ANSYS DESIGN MODELER et le maillage 3D a été créé avec ANSYS TURBO GRID, consistant en environ 78000 cellules par secteur de pale avec  $y^+ < 1$ . Sous l'hypothèse de conditions d'écoulement uniformes, un modèle sectoriel avec des conditions limites périodiques a été utilisé. Étant donné que l'écoulement compressible est supposé, la pression totale à l'entrée et la pression statique en tenant compte de l'équilibre radial à la sortie ont été utilisées comme conditions limites. En raison des petites dimensions, le nombre de Reynolds du profil est de l'ordre de  $5 \cdot 10^4$ . Pour couvrir les effets turbulents, le modèle de turbulence SST  $k - \omega$  turbulence de Menter [17] incluant la correction pour faible nombre de Reynolds a été utilisé. L'intensité turbulente a été fixée à 2% et une échelle de longueur turbulente de  $0.01 \cdot t$  selon [18] a été utilisée à l'entrée.

#### Résultats

La figure 12 montre le champ de vitesse avec les lignes de courant de trois rangées de pales différentes à la section moyenne. La figure 12-(a) présente la géométrie de la rangée de lames initiale qui a été obtenue analytiquement. Le nombre de pales a été choisi pour un rapport corde à pas optimal selon l'équation (8) pour  $\Psi = 1$ . Les résultats du calcul montrent une séparation de flux significative du côté d'aspiration en raison d'un faible rapport corde à pas et de paramètres de rangée de pales insuffisants. L'augmentation du nombre de pales, et par conséquent l'augmentation du rapport  $b / t$  pour cette géométrie de lame initiale, montre que les pertes minimales ne se produisent pas à  $b / t = 1.12$  comme prévu par le calcul avec les critères de Zweifel selon l'équation (8). On soupçonne que cela est dû à un risque plus élevé de séparation de flux du côté d'aspiration lorsque le nombre de Reynolds du profil est faible. La figure 12-(b) montre les lignes de courant au nombre optimal de pales pour une géométrie de lame améliorée. On peut voir que la séparation de flux est maintenant plus petite par rapport à (a). Pour le nombre de pales optimal ( $b / t = 1.41$ ), où  $\omega$  est à un minimum pour cette géométrie,  $\Psi$  prend une valeur de 0.79. Cela cor-

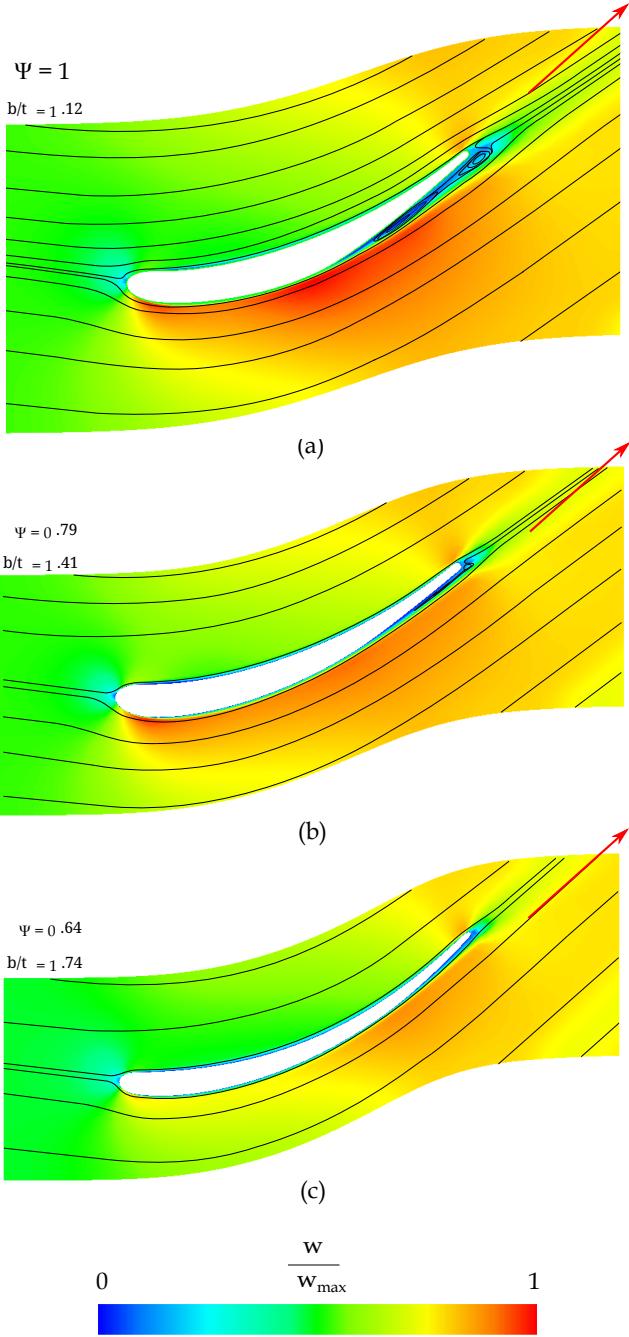


FIGURE 12. TRACÉ DE VITESSE DES LIGNES DE COURANT

respond très bien à Zweifel, où le rapport corde à pas optimal prend une valeur de 1.40 pour  $\Psi = 0.8$  à des angles de flux donnés. De plus, on peut voir que l'angle d'écoulement  $\beta_0$  ne correspond pas à la valeur requise pour les configurations (a) et (b). La figure 12- (c) montre la rangée de pales préliminaire finale. La séparation de flux a maintenant complètement disparu et l'angle de flux de sortie correspond bien au

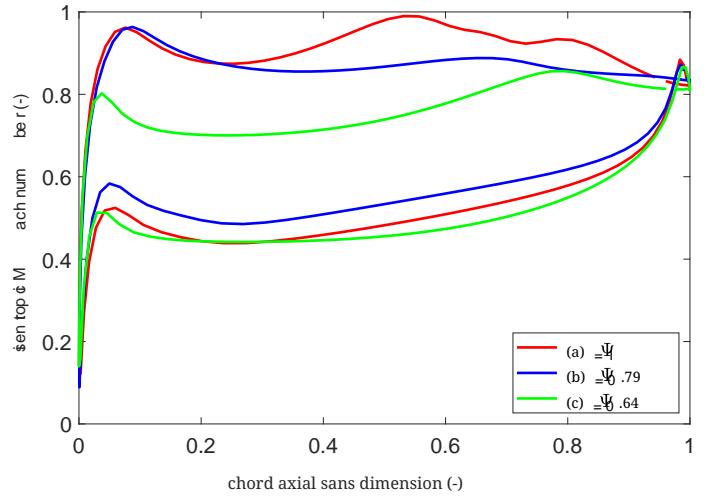


FIGURE 13. DISTRIBUTION DU NOMBRE DE MACH ISENTROPIQUE

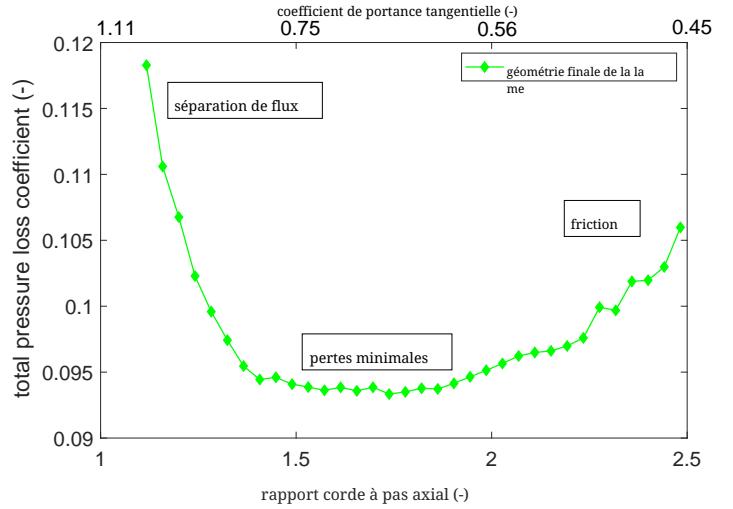


FIGURE 14. PERTE DE PRESSION TOTALE

valeur obtenue par analyse de ligne moyenne pour la puissance de sortie spécifiée. La flèche rouge dans la Fig. 12 représente la direction de flux de sortie souhaitée. Au cours du processus de conception, on peut observer que la géométrie de la lame devient plus fine à mesure que le processus avance. La courbure du côté d'aspiration devient plus lisse vers la configuration (c), ce qui pourrait être une raison supplémentaire de l'écart de la prédiction de Zweifel pour le profil (a). De plus, la vitesse maximale du côté d'aspiration est décalée vers le bord de fuite.

Les distributions du nombre de Mach sur les surfaces de la lame sont montrées dans la Fig. 13. Les distributions sur le côté pression sont largement similaires pour tous les cas car la géométrie du côté pression a peu changé. En revanche, la distribution du côté d'aspiration montre un changement significatif au cours du processus d'amélioration. La rangée de lames initiale présente une distribution très fluctuante

en raison de l'accélération suivie d'une séparation de flux due à la décélération. La rangée de lames améliorée (b) montre une distribution relativement constante, ce qui est en fait bon. Néanmoins, ce design doit être modifié en raison de mauvaises conditions d'écoulement à la sortie. Pour la configuration finale, la Fig. 14 montre la variation du coefficient de perte de pression totale en fonction du rapport corde à pas. Le graphique peut être divisé en trois zones principales. Pour quelques lames, des pertes élevées se produisent en raison de la séparation de flux. Avec l'augmentation du nombre de lames, la séparation de flux disparaît et les pertes restent constantes et minimales sur une plage relativement large. Une augmentation supplémentaire du nombre de lames entraîne des pertes dues à la friction. Il est clairement visible que les pertes sont plus influencées par la séparation de flux que par la friction en raison d'un fort gradient à faible rapport corde à pas axial. On suppose que la large plage actuelle de rapport corde à pas axial optimal est due à la faible déviation de la rangée de lames sélectionnée. En raison du minimum plat, une configuration optimale peut être trouvée dans une plage entre  $0.6 \leq \Psi \leq 0.8$  avec presque les mêmes faibles pertes. En termes de réduction de poids et d'effort de production,  $\Psi$  devrait être choisi aussi haut que possible. Étant donné que le degré de réaction de l'étage est d'environ  $t_0 / 0.5$  et que la géométrie de la lame pour l'aube de guidage et la pale du rotor peut être conçue de la même manière, la rangée d'aubes de guidage n'est pas considérée en détail dans cette conception préliminaire.

#### CONCLUSIONS

Dans ce travail, un concept de conversion de micro-turbojet en moteur micro-turboshaft a été présenté. Grâce à une première estimation, la quantité de puissance de l'arbre convertible a pu être obtenue. De plus, un MODÈLE DE CYCLE THERMODYNAMIQUE a été développé en tenant compte des effets dus aux petites dimensions. Étant donné que les informations sur les moteurs existants sont généralement rares, un recalcul du générateur de gaz d'un moteur choisi a été présenté pour spécifier des conditions limites inconnues. Avec une analyse de ligne moyenne réalisée simultanément, des paramètres inconnus, par exemple les efficacités des composants, ont pu être estimés. Après le calcul des conditions limites, la conception de la turbine de puissance supplémentaire a été présentée. Par conséquent, une méthode de conception préliminaire analytique également basée sur l'analyse de ligne moyenne a été montrée. De plus, une combinaison suffisante de diamètre moyen et de Coefficient de travail de la turbine de puissance a été trouvée en termes de poids de boîte de vitesses minimal. Les calculs montrent qu'un poids minimum pourrait être obtenu en utilisant un Coefficient de travail de 1,1 et un diamètre moyen de  $100 \text{ mm}$  en tenant compte d'un degré de réaction favorable. La puissance PT est d'environ 50% de la puissance GGT à un rendement thermique de 13% et une consommation spécifique de carburant de  $180 \cdot 10^{-6} \text{ (kg/s)/kW}$ . De plus, la géométrie de la rangée de pales a été optimisée en utilisant des calculs CFD. En particulier, une plage de nombre optimal de pales a pu être obtenue en changeant le rapport corde à pas axial à une corde constante pour une rangée de pales pré-optimisée. Le rapport de pas optimal  $b / t$  de 1,74 conduirait à 42 pales. La réduction du nombre de pales jusqu'à 34 réduirait l'effort de fabrication tout en maintenant des pertes faibles presque identiques. Comme tâche de recherche supplémentaire, une analyse structurelle doit être effectuée pour

la géométrie de la lame obtenue. Une optimisation de l'ITD peut également être un sujet de recherche supplémentaire en termes de minimisation des pertes et du poids global du moteur.

#### REMERCIEMENTS

Les auteurs souhaitent reconnaître la recherche autrichienne Agence de promotion FFG pour le soutien du projet JET T2S HAFT dans le cadre du Programme de recherche et de technologie aéronautiques TAKE OFF.

#### RÉFÉRENCES

- [1] Kadosh, K., et Cukurel, B., 2017. "Micro-Turbojetto Conversion de turbofan via transmission à variation continue : Étude de performance thermodynamique". *Journal of Engineering for Turbines à Gaz et Énergie*, 139(2), Février, p. 022603.
- [2] Elzahaby, A. M., Mohamed, K. K., et Badry, B. E., 2017. "Conversion du moteur à réaction JetCat P P200 en moteur t urboprop". *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 8(3), Mars, pp. 1447–1453.
- [3] Golchin, H., Ommi, F., et Saboohi, Z., 2019. *Évaluation de l'approche de conversion des micro-turboprop moteurs*. CSAA- Chinese Journal of Aeronautics- <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.08.008>.
- [4] AMT Pays-Bas, 2018. *Spécification Olympus HP*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [5] Leylek, Z., Rowlinson, G., Anderson, W. S., et Smith, N., 2013. *Une enquête sur la modélisation des performances d'un petit moteur à turbine à gaz*. Document ASME GT T2013-94405 .
- [6] Leylek, Z., 2012. *Une enquête sur la modélisation des performances d'un petit moteur à turbine à gaz*. Division des véhicules aériens - Organisation de la science et de la technologie de la défense - Gouvernement australien, DSTO-TR-2757 .
- [7] Bakalis, D. P., et Stamatidis, A. G., 2010. *Étendu Instrumentation et calibration de modèle pour un petit micro-Turbine*. Document ASME GT T2010-22837 .
- [8] Rahman, N. U., et Whidborne, J. F., 2008. "Une enquête numérique sur l'effet de l'engine bleed sur la performance d'un moteur à réaction à simple étage". *Actes de l'Institution des Ingénieurs Mécaniciens, Partie G : Journal de l'Ingénierie Aérospatiale*, 222(7), Juillet, pp. 939–949.
- [9] Vannoy, S., et Cadou, C. P., 2016. *Développement et validation d'un modèle NPSS d'un petit moteur à réaction*. 52<sup>e</sup> Conférence conjointe AIAA/SAE/ASEE sur la propulsion - AIAA A2016-5063 .
- [10] Verstrate, T., Alsalihi, Z., et den Braembussche, R. A. V., 2006. *Étude numérique du transfert de chaleur dans les micro-turbines à gaz*. Document ASME GT T2006-90161 .
- [11] Gong, Y., Sirakov, B. T., Epstein, A. H., et Tan, C. S.,

2004. *Aérodynamique des micro-turbomachines*. Document ASME GT T2004-53877 .
- [12] AMT Pays-Bas, 2018. *Images internes*. URL [http://www.amtjets.com/internal\\_pics.php](http://www.amtjets.com/internal_pics.php) .
- [13] AMT Pays-Bas, 2019. *Re: Olympus HP en configuration Université*. URL <http://www.amtjets.com>.
- [14] Rodgers, C., 1968. "Une technique d'analyse de cycle pour petites turbines à gaz". *Actes de l'Institution des Ingénieurs Mécaniciens*, 183(14), septembre, pp. 37–49.
- [15] Zweifel, O., 1945. *La question de la répartition optimale des pales dans les pales de turbomachines, en particulier beigrosser Umlenkung dans les rangées de pales*. BBC-Communications.
- [16] Wilson, D. G., et Korakianitis, T., 1998. *La conception de Turbomachines à haute efficacité et turbines à gaz*. Seconde édition, Prentice Hall.
- [17] Menter, F. R., 1994. "Turbulence à deux équations de viscosité-Modèles de turbulence pour des applications en ingénierie". *AIAA Journal*, 32(8), août, pp. 1598–1605.
- [18] Hah, C., 1984. "Une analyse de Navier-Stokes des trois-flux turbulents tridimensionnels à l'intérieur des rangées de pales de turbine dans des conditions de conception et hors conception". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106(2), avril, pp. 421–429.