



Conception, fabrication et opération d'un petit turboréacteur à des fins de recherche

Ernesto Benini *, Stefano Giacometti

Dipartimento d'Ingegneria Meccanica, Università di Padova, Via Venezia, 1 – 35131 Padova, Italie

Disponible en ligne 27 juillet 2007

Résumé

Un projet de recherche est en cours, à l'Université de Padoue, pour développer un moteur à poussée statique à utiliser à la fois pour des activités didactiques et de recherche. Cet article décrit en détail toutes les phases nécessaires à la mise en place d'un tel moteur, y compris la conception, la fabrication et l'opération. Le moteur à réaction présente un compresseur centrifuge à une seule étape développant un rapport de compression de 2,66:1 à 60 000 tr/min, une chambre de combustion annulaire à flux direct et une turbine axiale à une seule étape avec 950 K température d'entrée de turbine (TIT). Tous les détails de conception et de fabrication sont fournis, ainsi que la procédure d'opération accompagnée des résultats expérimentaux.

© 2007 Elsevier Ltd. Tous droits réservés.

Mots-clés : Petit turbojet ; Moteur à réaction ; Conception ; Opération ; Combustion

1. Introduction et contexte

Au cours des dernières années, l'intérêt pour les moteurs à turbine à gaz de petite taille a augmenté tant pour les utilisations terrestres que pour les véhicules. Les moteurs à réaction de petite taille, en particulier, deviennent attrayants en raison de leur application potentielle sur des avions télécommandés ou sur des véhicules aériens sans pilote (UAV) en raison de leur rapport poussée/poids extrêmement élevé [1]. Un certain nombre d'exemples de conception de petits turboréacteurs sont disponibles, développant moins de 200 N poussée statique (par exemple [2–3]), qui ont été dérivés de procédures de réduction d'échelle de grands turboréacteurs, mais à une échelle micro [4]. Cependant, une compréhension approfondie du comportement de ces moteurs est loin d'être établie.

Le manque de connaissances concerne presque toutes les phases de la mise en place et du développement du moteur : la conception, la fabrication, l'opération et les tests de petits moteurs sont régis par des concepts différents de ceux des propulseurs d'avions de grande taille et nécessitent des procédures sur mesure.

La conception de telles machines est inévitablement influencée par leur petite taille. Pour une turbine à gaz à l'échelle millimètre/centimètre, [5], les concepteurs doivent faire face à des défis d'ingénierie comparables à ceux qui caractérisent les grandes machines conventionnelles, en plus du fait que les critères de conception traditionnels ne s'appliquent pas nécessairement dans ce nouvel espace de conception. Cela concerne particulièrement le comportement aérodynamique, thermique et mécanique des composants du moteur, puisque le cycle thermodynamique est caractérisé par des températures de fonctionnement relativement élevées, des rapports de pression des composants très bas et des rendements, ainsi que des vitesses de rotation élevées de l'assemblage central. Dans ce contexte, le rôle joué par les faibles nombres de Reynolds sur la performance du moteur est significatif et indique la dominance des forces de frottement sur celles d'inertie. De plus, les problèmes liés au transfert de chaleur dus à la compacité du moteur peuvent affecter la conception du moteur et le choix de l'architecture du moteur central. Le résultat est la nécessité d'une conception aérodynamique et thermodynamique précise et, en fin de compte, d'un moteur très sensible en termes d'opération et de comportement hors conception.

De plus, les problèmes liés à la combustion sont énormes, notamment en ce qui concerne la stabilisation de la flamme. Cela implique une conception précise de la chambre de combustion et la mise en place d'une recirculation efficace au sein de la zone primaire de combustion.

Les aspects de fabrication sont également particuliers à ces moteurs en raison de leur petite taille. Les composants tournent à des vitesses très élevées ($>30\,000$ rpm), ce qui rend l'équilibrage délicat pour une opération sûre et durable. Cela implique que les pièces tournantes doivent être usinées avec une très grande précision. L'utilisation de roulements présentant d'excellentes propriétés de rigidité et d'amortissement est donc d'une importance primordiale.

L'Université de Padoue mène un projet visant à développer des petits turboréacteurs à des fins de recherche et d'enseignement. L'objectif ultime de ce projet est d'acquérir la compétence nécessaire pour concevoir, fabriquer, opérer et tester de tels moteurs.

2. Spécifications de conception

Lors de la définition des spécifications pour le moteur à réaction, nous avons pensé à un système compact, léger et éventuellement à faible coût capable de développer environ 200 N de poussée dans des conditions ISO, un choix que nous avons identifié comme raisonnable pour une expérience de recherche/didactique efficace sans dépenses excessives concernant le propulseur et le banc d'essai. Ces caractéristiques ont été atteintes selon quelques règles thermodynamiques et mécaniques de base, décrites comme suit :

1. Sélectionnez un cycle thermodynamique Brayton-Joule ouvert simple afin de rendre la conception globale et l'architecture du système aussi simples que possible, et ainsi éviter toute sophistication du cycle, telle que la régénération interne, le saignement d'air, le refroidissement des pales, etc.
2. Adoptez une température d'entrée de turbine inférieure à 1000 K . Même si ce choix limite l'efficacité thermique maximale obtenable à des valeurs inférieures à $\eta \approx 20\%$ (lorsque le moteur fonctionne dans des conditions de niveau de la mer), il permet d'utiliser un acier à faible coût pour construire les pièces de la turbine.
3. Choisissez une configuration à arbre unique. Une telle caractéristique a un impact positif sur le poids et la taille du moteur, ainsi que sur la simplicité des composants, bien qu'elle rende le moteur moins flexible dans son fonctionnement.

4. Utilisez des turbomachines et une conception de rotordynamique de technologie standard, sans aucun dispositif de géométrie variable et en utilisant des roulements à billes standard pour supporter le moteur principal. 5. Utilisez une buse d'échappement ayant une forme convergente afin que l'écoulement soit toujours subsonique à l'échappement du moteur, sauf lorsque le moteur fonctionne en condition de étranglement.

3. Procédure de conception du moteur à réaction

Les étapes suivantes ont été suivies dans le développement du turboréacteur.

3.1. Conception et analyse du cycle thermodynamique

Un simulateur de cycle Brayton–Joule a été utilisé pour prédire les performances du moteur à réaction ; le simulateur a été mis en œuvre comme décrit en détail dans [6]. Dans le modèle thermodynamique, les hypothèses suivantes ont été faites :

- La pression ambiante et la température de l'air sont respectivement de 288,15 K et 101. 3 k Pa.
- L'air se comporte comme un gaz semi-idéal avec des chaleurs spécifiques variables en fonction de la température.
- Le mélange carburant/air se comporte comme un gaz équivalent semi-idéal, avec une enthalpie, une entropie et des chaleurs spécifiques dépendant de la température et du rapport d'équivalence carburant/air [7].
- Le rendement isentropique de l'admission est de η_{s0} .97.
- Le rendement isentropique du compresseur est de η_{s0} .78.
- Le rendement du brûleur est de 0.94.
- Le rendement pneumatique de la chambre de combustion est de 0.9.
- Le rendement isentropique de la turbine est de η_{s0} .8.
- Le rendement isentropique de la buse est de 0,98.
- La buse n'est pas étranglée.

Le carburant est supposé être du kérosène liquide pour un usage résidentiel avec une valeur calorifique de 42 700 kJ/kg.

En utilisant de telles hypothèses, une analyse paramétrique a été réalisée pour dériver le rapport de pression du cycle qui garantissait la poussée spécifique maximale du moteur de 377 N/(kg/s). Par conséquent, un rapport de pression de 2,66 a été sélectionné et une température du cycle maximale de 950 K a été adoptée en conséquence. En correspondance, pour la poussée de conception de 200 N au point fixe, le débit massique d'air est de 0. 53 kg/s. Les autres paramètres pertinents du cycle sont rapportés dans [Tableau 1](#).

3.2. Conception de compresseur

Pour les petits moteurs à réaction compacts et légers, le choix d'un compresseur centrifuge à une seule étape avec un diffuseur à double étage (radial et anti-tourbillon) est obligatoire [8]. En utilisant les données de conception issues de l'étude du cycle, le rotor et le diffuseur ont été conçus selon la procédure décrite par [8,9]. Pour des raisons de simplicité, nous avons décidé de concevoir un rotor avec des lames radiales, car cette typologie est plus facile à fabriquer, même si elle n'est pas reconnue comme étant aussi optimale qu'un rotor à lames recourbées [8,10,11] en ce qui concerne le rendement maximal et le fonctionnement à charge partielle.

La première étape a consisté en un calcul unidimensionnel du rotor et du diffuseur, y compris les corrélations de perte et de déviation fournies par Aungier [13].

Tableau 1 Paramètres pertinents en fonctionnement à point fixe issus de l'analyse du cycle

Poussée statique requise dans des conditions ISO	200 N
Température d'entrée de la turbine (TIT)	950 K
Taux de compression	2.66
Pression de livraison du compresseur	262 kPa
Température de livraison du compresseur	407 K
Pression d'entrée de la turbine	246 kPa
pression de sortie de la turbine	137 kPa
température de sortie de la turbine	847 K
rapport carburant/air	0.0137
Poussée spécifique	377 m/s
Vitesse nominale	60 000 tr/min
Efficacité thermique	12%

Ensuite, un modèle tridimensionnel du compresseur a été mis en œuvre et simulé en utilisant un solveur Navier–Stokes (Ansys CFX 10©), où une interface de « stage » entre le rotor et le diffuseur a été adoptée lors des calculs [12], dont un extrait est rapporté dans Fig.1. Les simulations ont prédit les valeurs du taux de compression et de l'efficacité isentropique, qui étaient différentes de celles adoptées dans l'analyse du premier cycle. Par conséquent, une nouvelle simulation du cycle moteur a été réalisée et une refonte du compresseur a été effectuée en conséquence. Cette procédure a été répétée jusqu'à ce qu'une convergence de l'analyse du cycle et des performances des composants soit atteinte avec succès. Le compresseur finalement conçu (Figs. 2 et 3) présentait un rotor avec 20 lames radiales (y compris 10 s des lames de séparation pour améliorer la guidage du flux en fonctionnement à charge partielle), un diamètre extérieur de 129 mm, un diamètre d'entrée de 74 mm et une vitesse de pointe au point de conception (60 000 tr/min) de 405 m/s. Le diffuseur en aval présente 19 lames radiales et 38 lames de désenroulement, ces dernières étant conçues pour fournir un flux axial d'air sans trop de tourbillon dans la chambre de combustion

(la quantité de tourbillon doit être contenue dans la portion allant de la sortie du rotor du compresseur à l'entrée de la chambre de combustion afin de ne pas introduire de pertes de pression excessives ici).

Les cartes prédites du compresseur sont illustrées dans Fig. 4.

Le rotor du compresseur a été obtenu à partir d'un morceau d'alliage d'aluminium (Ergal) en utilisant une machine de contrôle numérique à 5 axes. Le diffuseur a été construit de la même manière à partir d'un morceau de magnésium. Le carter du compresseur a finalement été obtenu à partir de magnésium forgé.

Une entrée en forme de cloche typique a été utilisée dans ce moteur pour assurer de bonnes caractéristiques d'écoulement à l'entrée pour le compresseur, car une poussée statique doit être développée [14]. L'entrée et le carter du compresseur sont deux éléments séparés en alliage d'aluminium. L'usinage du carter du rotor devait être très précis. De grands écarts de pointe sont préjudiciables aux performances globales du moteur et à l'efficacité du compresseur, en particulier avec de petits diamètres d'entrée. Les écarts de pointe ont été maintenus autour de 0.2 mm, le minimum pratique pour le contrôle et l'alignement du déplacement radial et axial du rotor.

3.3. Conception de la chambre de combustion

Comme on peut s'y attendre, la conception de la chambre de combustion est une tâche très compliquée dans les moteurs à turbine à gaz de petite taille, sa taille étant limitée par les problèmes de couplage importants concernant le compresseur et la turbine, ainsi que par des limitations constructives typiques sur la longueur et le diamètre de l'arbre. Ces

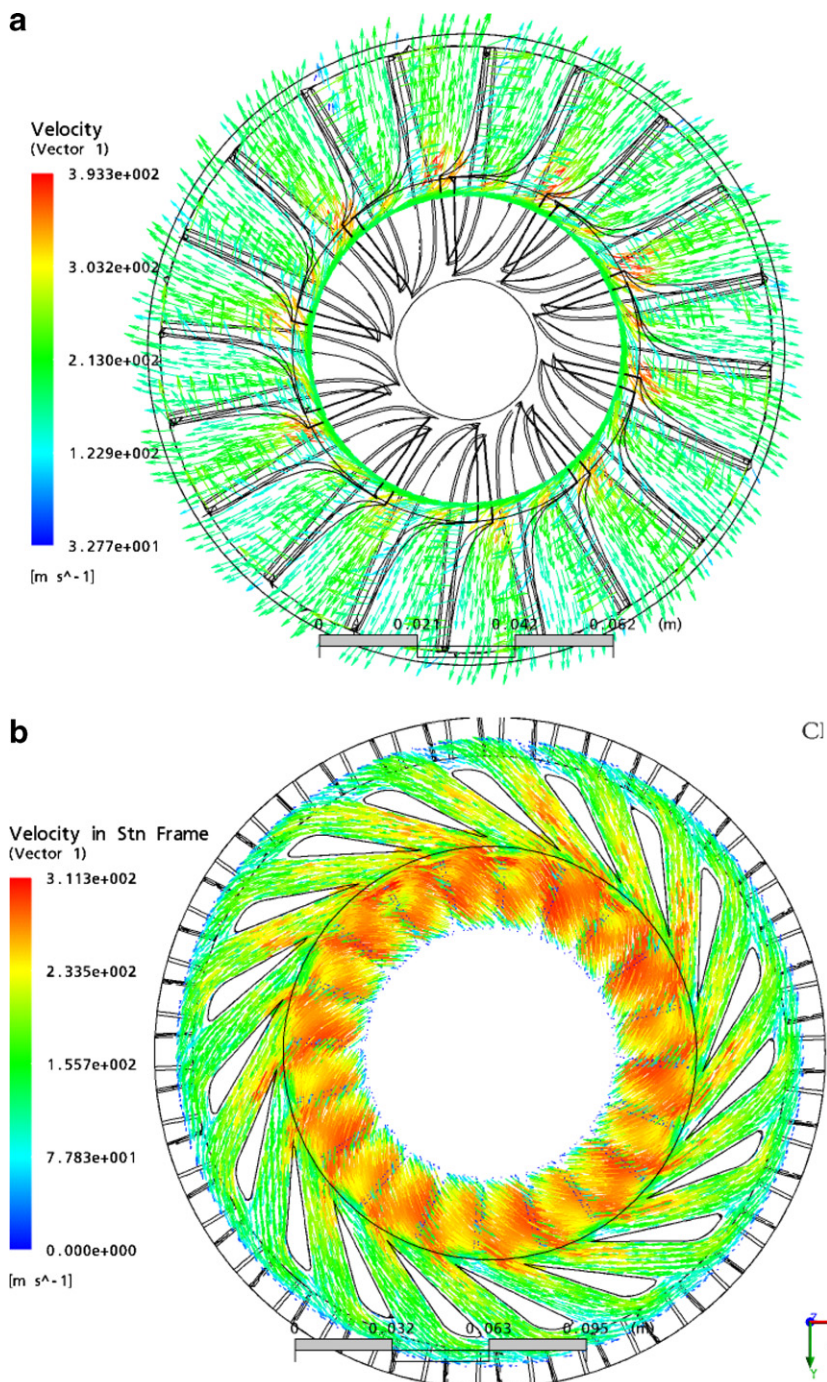


Fig. 1. Champ de vitesse dans (a) le rotor et (b) le diffuseur obtenu à partir de la simulation CFD du compresseur à 60 000 tr/min.

les exigences ont concentré notre attention sur un type particulier de chambre de combustion, à savoir une chambre annulaire à flux direct. Cette configuration est illustrée dans Fig. 5, 6 et 10 : l'air sortant du compresseur subit une diffusion assez soudaine dans l'espace entre la sortie du diffuseur du compresseur et la paroi de la chambre de combustion, puis est directement contraint d'entrer dans la chambre

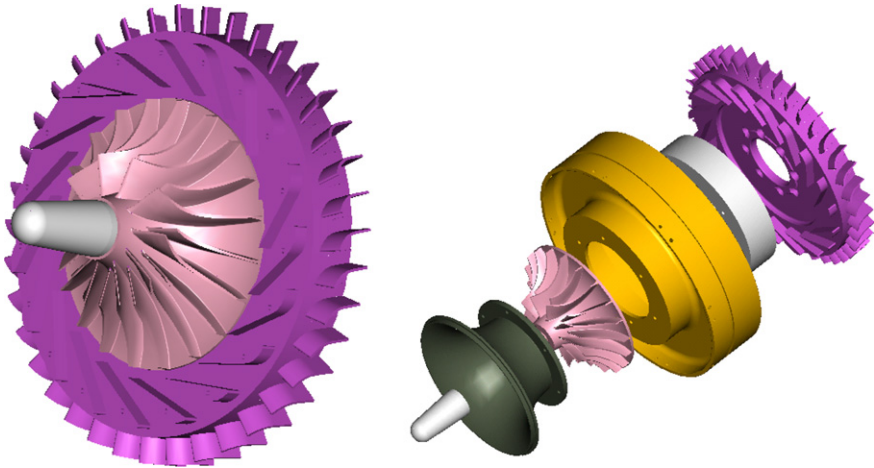


Fig. 2. Représentation informatique de l'assemblage du compresseur.



Fig. 3. Photos du compresseur fabriqué.

bien que des trous circonférentiels (donc sans l'utilisation d'un tourbillon), où il se mélange avec le carburant évaporé qui s'impacte contre le flux d'air provenant des tuyaux d'injecteurs de carburant cylindriques. Le mélange est renforcé par la présence de turbulateurs, et la recirculation dans le

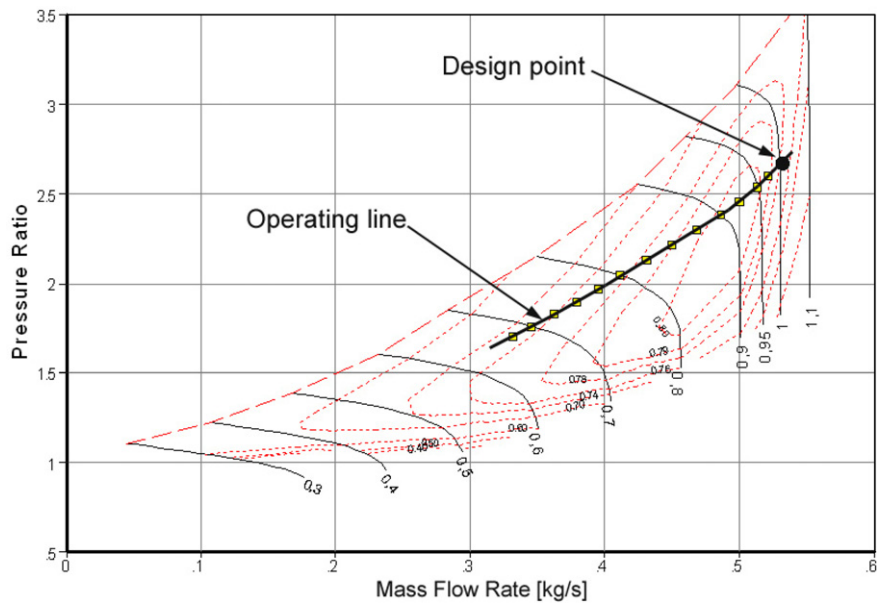


Fig. 4. Carte prédite du compresseur.

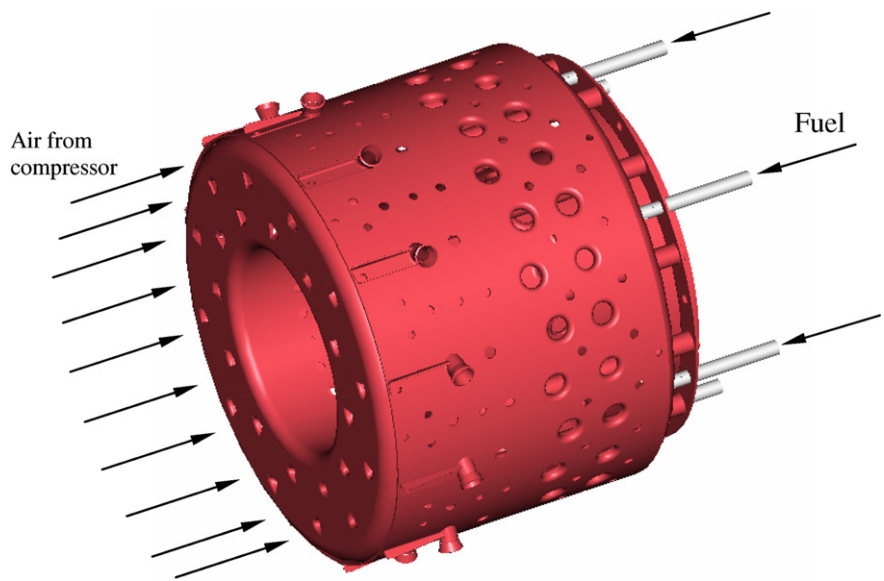


Fig. 5. Représentation informatique de la chambre de combustion.

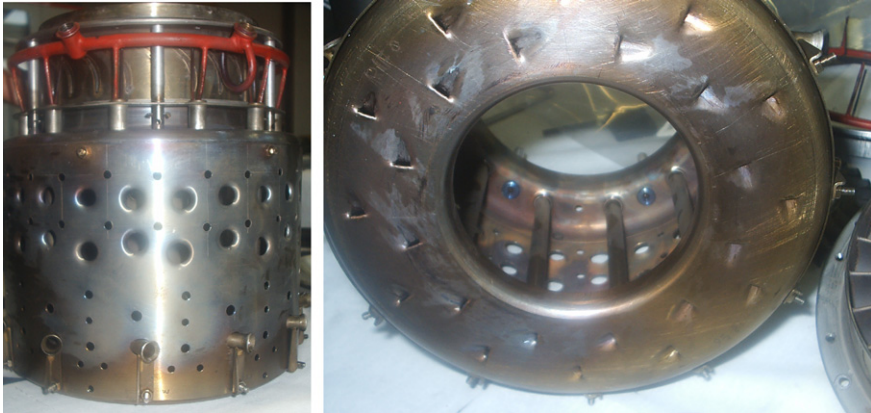


Fig. 6. Photos de la chambre de combustion construite.

La zone primaire est créée par l'interaction entre l'air primaire entrant par l'avant de la chambre de combustion et les jets d'air entrant de l'extérieur du revêtement.

Les principaux avantages de cette configuration sont similaires à ceux qui caractérisent la chambre de combustion annulaire traditionnelle des moteurs de grande taille [15] : un mélange satisfaisant de carburant et d'air, une compacité, une légèreté et un refroidissement efficace du revêtement. En fait, cet agencement n'exhibe pas un rapport surface/volume excessif du revêtement, comme dans les chambres de combustion à flux inversé. Cependant, le principal inconvénient est la performance aérodynamique relativement médiocre en raison de la forte perte de pression qui se produit dans la zone de diffusion.

La conception de la chambre de combustion a été réalisée en suivant les règles dictées par Lefebvre.

[15] : Deux problèmes principaux ont été pris en compte et ont conduit à une conception compliquée, à savoir une recirculation correcte de la zone primaire et le problème de la stabilisation de la flamme.

Les soi-disant aubes de tourbillon à l'entrée de la chambre de combustion, une solution largement utilisée dans les grandes turbines à gaz, n'ont pas été utilisées en raison des difficultés de fabrication et parce que le carburant n'était pas destiné à être injecté par le biais de buses individuelles. Au lieu de cela, une recirculation à grande échelle de la zone primaire utilisant un petit nombre de grands jets d'air a finalement conduit à une conception réussie. Lorsqu'elles sont correctement placées, ces ouvertures de recirculation améliorent considérablement le mélange et la stabilité de la combustion, et les essais ont abouti à une chambre de combustion impeccable.

Concernant la stabilité de la flamme, certains problèmes méritent d'être discutés. Comme on le sait bien, les limites de stabilité pour une combustion soutenue par rapport au rapport air-carburant sont larges, mais ces limites sont beaucoup plus étroites pour l'allumage. Par conséquent, de bonnes caractéristiques d'allumage dépendent grandement de la conception de l'injecteur de carburant et de la qualité d'atomisation réalisable. Un carburant bien atomisé ou évaporé (de préférence proche du rapport air-carburant stœchiométrique) est requis dans la zone primaire, en particulier à faibles vitesses de rotation, lorsque la température et la pression de l'air à l'entrée de la chambre de combustion sont presque ambiantes. Cela est particulièrement préjudiciable aux performances d'allumage en raison de la grande perte de chaleur d'allumage et de la très mauvaise qualité d'atomisation du carburant qui peut en réalité être atteinte.

La haute qualité de l'atomisation du carburant à l'aide de buses à orifice simples a été étudiée, mais les petites buses à orifice haute performance nécessitent des pressions de carburant élevées et des pompes de surpression lourdes à bord pour obtenir de fines pulvérisations de carburant. De plus, elles ont tendance à créer de grands angles de cône de pulvérisation, et une pulvérisation de carburant plus fine signifiera un angle de cône plus grand. Le transfert de chaleur causé par l'impact des gouttelettes brûlantes sur la paroi intérieure de la chemise est élevé, en particulier dans un très

petite chambre de combustion. Pour ces raisons, la pré-évaporation du carburant a fourni la meilleure solution. La conception consiste en un collecteur de pré-évaporation du carburant situé à l'intérieur de la chambre de combustion. Comme le carburant et la chambre de combustion sont froids au démarrage, le carburant ne peut pas être pré-éaporé à moins d'être préchauffé à ses hautes températures d'évaporation juste avant l'allumage, ce qui est encombrant. La solution a été d'utiliser un carburant au gaz naturel pour le démarrage et l'allumage. Ce dernier a été réalisé par une unité d'allumage par étincelle de décharge développée en interne.

Un carburant au kérosène a ensuite été sélectionné pour faire fonctionner ce moteur à réaction après le démarrage. À la vitesse de ralenti minimale, le passage au carburant au kérosène est initié par le même collecteur de gaz, en utilisant des vannes synchronisées. Les gaz déjà chauds dans la chambre de combustion préchauffent alors le carburant dans le collecteur à un niveau d'évaporation élevé avant qu'il n'entre dans la chambre de combustion. Le kérosène présente de bonnes caractéristiques de combustion lorsqu'il est correctement évaporé et est beaucoup plus sûr à manipuler que l'essence ou le gaz de pétrole liquéfié. Bien que très inflammable, le kérosène a moins tendance à former rapidement des mélanges explosifs en cas de fuite, comme celles provenant des pompes ou des conduites d'alimentation. La sécurité dans la manipulation du carburant et l'opération du moteur a été un problème de conception sérieux. Enfin, puisque le kérosène à haute température a tendance à produire du coke en raison de la craquage thermique des hydrocarbures, nous étions particulièrement préoccupés par la formation de couches de coke sur la paroi intérieure des évaporateurs.

L'utilisation du kérosène nécessitait l'ajout d'une pompe de surpression pour la pressurisation du carburant. La principale difficulté avec le carburant au kérosène était une évaporation adéquate dans l'espace limité de la chambre de combustion. Des marges suffisantes en température (stress thermique) et en vitesse de rotor.

(les charges des composants) ont été fournies pour garantir une longue durée de vie, en particulier pour les composants de la section chaude. La température d'entrée de turbine maximale de 1000 K s'est avérée bien inférieure à la capacité de la turbine. La chambre de combustion construite (utilisant de l'acier AISI 316L) est illustrée dans Fig. 6.

3.4. Conception de turbine

En raison de la conception de la chambre de combustion, et donc d'une connaissance du débit de fluide/masse à être étendu, ainsi que de la température de stagnation et de la pression du fluide à la sortie de la chambre de combustion, une turbine à flux axial à une seule étape a été sélectionnée comme configuration préférée pour entraîner le compresseur. Elle se compose d'une rangée de buses et d'une roue de turbine à réaction de $\alpha_0 = 55^\circ$. Les profils de la buse et du rotor ont des évolutions internes des profils aérodynamiques standard $A_{A_3K_7}$ que nous avons étudiés pour obtenir des performances satisfaisantes tant du point de vue aérodynamique que structurel. Ils ont en fait été dérivés en utilisant une méthode de lame de turbine à courbure prescrite [19].

La conception préliminaire a été réalisée en utilisant une procédure unidimensionnelle au rayon moyen de la turbine, suivant la procédure bien connue illustrée par Horlock [18] et en utilisant les corrélations de perte fournies par Craig et Cox [17] et la corrélation de déviation exprimée par Ainley et Mathienson [20]. La rangée de buses comportait 25 b des lames ayant des angles de décalage constants avec le rayon, tandis qu'un critère de vortex libre a été utilisé pour déterminer les angles à différents rayons des 29 lames du rotor (Fig. 7). La solidité optimale de chaque rangée de lames a été trouvée en utilisant le critère de Zweifel, cependant en fixant le coefficient de portance tangentielle à 1,1, comme suggéré dans [16]. De cette manière, la charge sur la lame a été augmentée par rapport à la pratique de conception conventionnelle.

La rangée de pales de buse a été construite en acier réfractaire 310S. D'autre part, le matériau utilisé pour les pales de rotor de turbine est un acier W302 (les deux composants sont

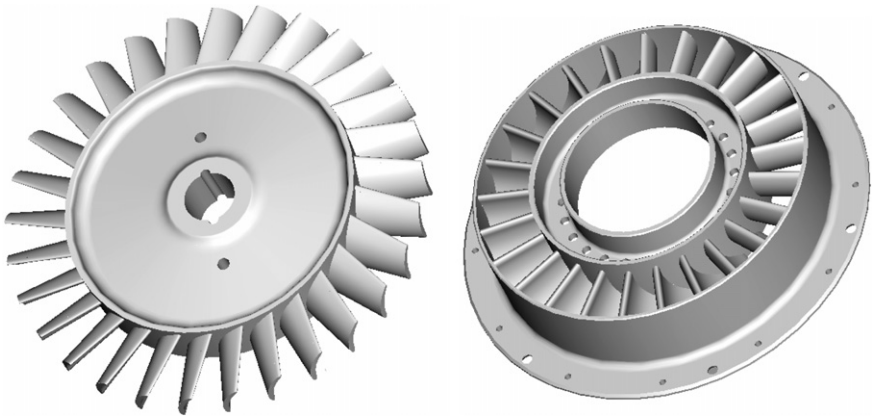


Fig. 7. Représentation informatique du rotor de la turbine (à gauche) et des aubes de buse (à droite).

représentés dans Fig. 8). Le compresseur et la turbine sont connectés à l'aide d'un arbre en acier aV V145 supporté par un couple de roulements à billes préchargés. Le module rotor-roulement a été aligné et équilibré avec précision avec tous les autres composants afin de contrôler les jeux de bout du compresseur et de la turbine.

Les deux roulements sont lubrifiés et refroidis avec de l'huile provenant du réservoir monté à l'extérieur par un tube à travers le carter du compresseur. Ce système d'huile de lubrification est de type à perte totale.



Fig. 8. Photos de la turbine fabriquée.

Seule une petite quantité d'huile est nécessaire pendant l'opération normale. Un système en boucle fermée serait trop lourd et trop difficile à concevoir, et nécessiterait un agencement d'étanchéité trop complexe. Le flux d'huile de lubrification est contrôlé par un petit orifice de taille propriétaire, et l'huile est acheminée vers les deux roulements en utilisant l'air de décharge du compresseur. Avant le démarrage, lorsque aucune pression n'est disponible, l'huile est alimentée manuellement. Toute l'huile est finalement perdue dans le conduit d'échappement où elle est entraînée dans les gaz chauds.

3.5. Conception de la buse

Une buse d'échappement simple en forme convergente a été conçue, présentant une zone de sortie efficace de 6013 cm^2 , ce qui rend la buse non étouffée au point de conception. Ce composant a été fabriqué à partir de plaques d'acier AISI 316L, et a été fabriqué comme illustré dans Fig. 9.

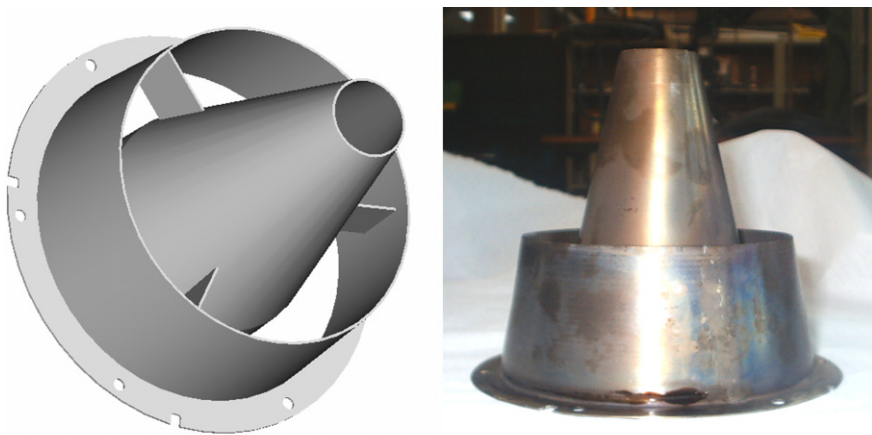


Fig. 9. Buse de décharge : Représentation informatique (à gauche) et composant fabriqué (à droite)).

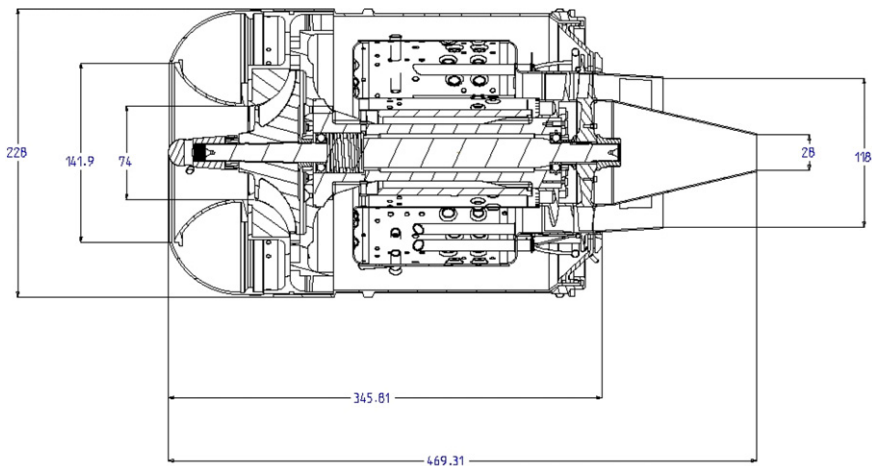


Fig. 10. Dessin en deux dimensions du turboréacteur conçu (dimensions en mm).

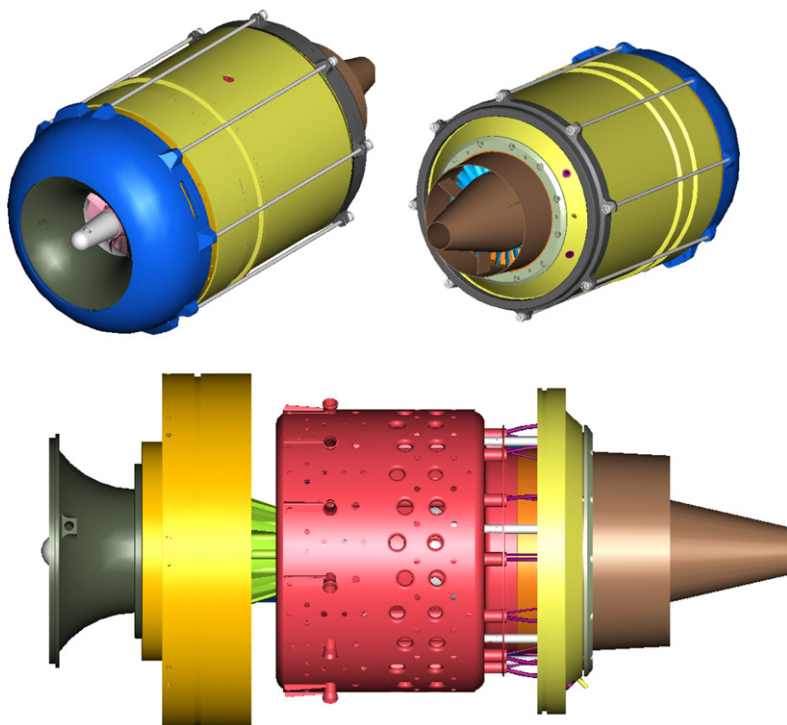


Fig. 11. Représentation informatique du turboréacteur conçu.

3.6. Conception de l'assemblage

Un concept de conception modulaire a été maintenu tout au long du moteur. Tous les composants ont été conçus pour être facilement fabriqués et assemblés. Le moteur à réaction a été divisé en plusieurs modules qui sont combinés par des boulons, des connexions à emboîtement et des pinces spéciales. Les Figs. 10 et 11 montrent une section méridienne et une vue tridimensionnelle de l'assemblage.

4. Essai du turboréacteur

Le turboréacteur développé, après un équilibrage précis de l'assemblage central, a été monté et testé sur un banc d'essai, permettant de mesurer la vitesse de rotation, la température statique des gaz d'échappement, la pression de décharge statique du compresseur, la poussée (statique), la température des roulements et de l'huile, ainsi que la pression et la température du carburant.

4.1. Banc d'essai et instrumentation

Le banc d'essai se composait d'un banc où le moteur est monté comme indiqué dans Fig. 12. Le banc d'essai est équipé des instruments suivants :

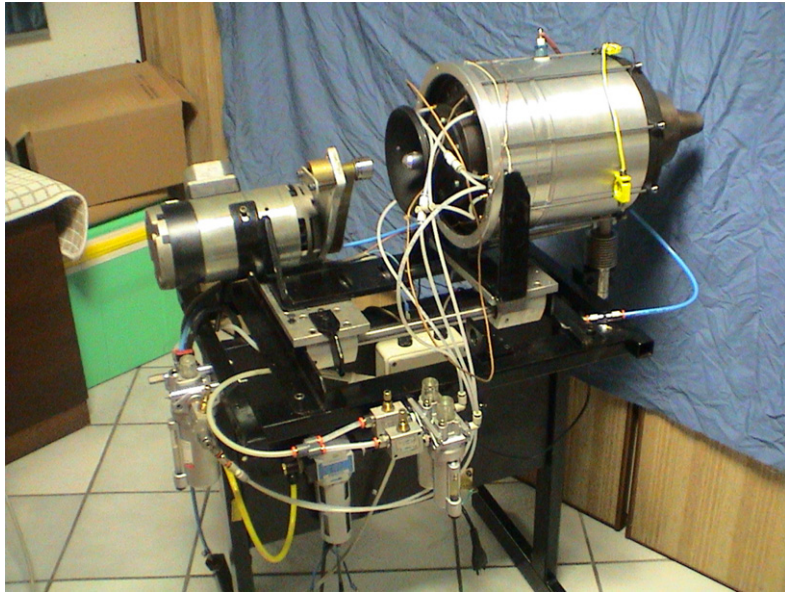


Fig. 12. Le turboréacteur monté sur le banc d'essai.

- (1) Trois thermojonctions isolées de type K, qui sont placées en aval du rotor de la turbine.
- (2) Un manomètre de type Bourdon analogique, connecté aux prises de pression statique situées à la sortie du compresseur.
- (3) Une cellule de charge pour mesurer la poussée développée par le moteur.
- (4) Un tachymètre magnétique, par lequel le régime de rotation du moteur peut être mesuré.
- (5) Une pompe à engrenages volumétriques pour pomper le carburant dans la chambre de combustion.
- (6) Un moteur électrique pour démarrer le moteur (c'est-à-dire jusqu'à ce que l'auto-opération soit atteinte).
- (7) Une unité d'allumage par étincelle de décharge pour l'allumeur.
- (8) Vannes de contrôle synchronisées pour le carburant au gaz naturel et le kérosène.
- (9) Une pompe à huile pour la lubrification des roulements.

4.2. Procédure d'essai et résultats

Au démarrage du moteur, l'énergie électrique du moteur auxiliaire est utilisée pour accélérer l'assemblage central à environ 10, 000 r tr/min.

À ce moment, l'allumage est activé, la vanne de carburant gazeux est ouverte, et l'allumage se produit, accélérant le moteur jusqu'à sa vitesse de ralenti minimale d'environ 20, 000 r tr/min. À partir de ce point, le moteur électrique est déconnecté et le moteur fonctionne de manière autonome. La poussée produite peut alors être contrôlée assez facilement en agissant sur le débit de carburant, qui détermine à son tour la vitesse de rotation instantanée du turboréacteur.

Le changement de carburant au gaz naturel vers le kérosène est réalisé en utilisant le même système de collecteur de carburant, en fermant simultanément la vanne de carburant gazeux et en ouvrant la vanne de carburant liquide. Pendant le changement, le moteur à réaction fonctionne avec un mélange de carburant gazeux et de kérosène.

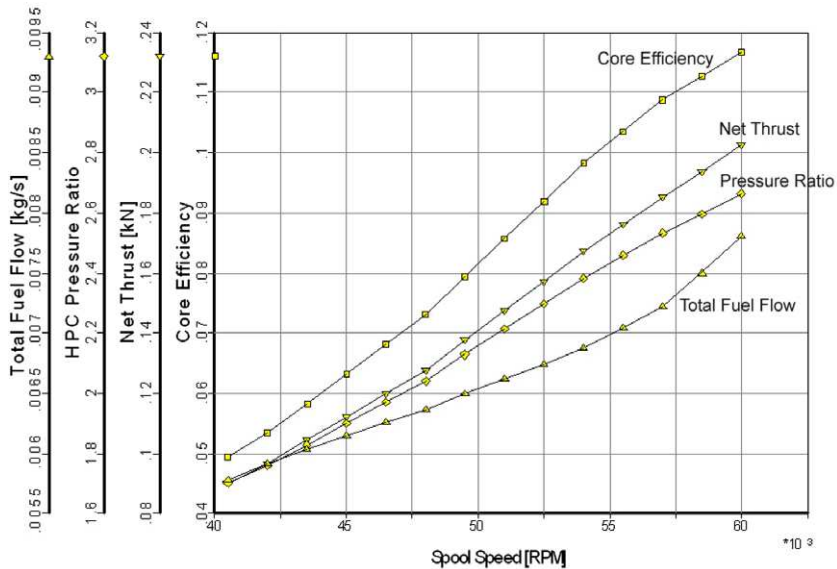


Fig. 13. Résultats des tests de performance.

pendant quelques secondes. Cette méthode a été très réussie. Une accélération supplémentaire vers la vitesse continue maximale du moteur de 60,000 r/min peut alors être initiée.

Les principaux résultats des tests (Fig. 13) sont les courbes qui relient la poussée nette statique produite, la consommation totale de carburant, le taux de compression statique et l'efficacité thermique (également appelée efficacité du cœur) à la vitesse de rotation du moteur.

À l'heure actuelle, le moteur a subi plus de 500 h d'opération et a bien fonctionné sans diminution de performance ; de plus, nous n'avons enregistré aucune formation de coke sur les parois de l'évaporateur, mais d'autres tests de performance à long terme doivent être réalisés pour analyser le comportement de la chambre de combustion au fil du temps.

5. Conclusions et futures investigations

Une grande quantité de recherches a été réalisée au Département de Génie Mécanique de l'Université de Padoue pour concevoir et développer un petit moteur à jet à poussée 200 N- à faible coût qui peut être utilisé à des fins de recherche et didactiques. Le projet a permis d'acquérir l'expertise nécessaire pour concevoir, fabriquer, opérer et tester un tel moteur, et a posé les bases sur lesquelles d'autres travaux de recherche peuvent être menés. En fait, les prochaines étapes seront orientées vers l'amélioration de l'efficacité du moteur grâce à une augmentation du rapport de pression du cycle et de la température d'entrée de la turbine (pour laquelle l'utilisation d'alliages de super Nickel et/ou de matériaux céramiques est obligatoire), suivie de tests d'endurance et de fiabilité.

Références

- [1] Chu HH, Chiang Hsiao-Wei. Développement de la technologie aérosapiale – Développement de petites turbines à gaz. Taiwan, R.O.C : Planification du développement aérosapial, Conseil national des sciences ; 1996. p. 4–22.

- [2] Jackson AJB, Laskaridis P, Pilidis P. Banc d'essai pour petites turbines à gaz aérospatiales à des fins éducatives et pour la collaboration entre l'université et l'industrie. Document ASME GT--2004-54334 ; 2004.
- [3] Davison CR, Birk AM. Mise en place et expérience opérationnelle avec un moteur micro-turbine pour la recherche et l'éducation. ASME Paper GT--2004-53377 ; 2004.
- [4] Epstein AH. Moteurs à turbine à gaz MEMS à l'échelle millimétrique. ASME Paper GT--2003-38866 .
- [5] Rodgers C. Certains effets de la taille sur les performances des petites turbines à gaz. ASME Paper GT--2003-38027 ; 2003.
- [6] Hill PG, Peterson CR. Mécanique et thermodynamique de la propulsion. Reading (MA) : Addison-Wesley ; 1992.
- [7] Cumpsty N. Propulsion par jet. Cambridge : Cambridge University Press ; 1997.
- [8] Japikse D. Conception et performance de compresseurs centrifuges. Wilder, Vermont : Concepts ETI, Inc. ; 1994.
- [9] Whitfield A, Baines NC. La conception de turbomachines radiales. Londres, Royaume-Uni : Longman ; 1990.
- [10] Zangeneh M, Goto A, Harada H. Sur les critères de conception pour la suppression des flux secondaires dans les rotors centrifuges et à flux mixte. ASME J Turbomachinery 1998 ; 120 : 723–35.
- [11] Benini E. Conception optimale de Navier–Stokes des rotors de compresseur utilisant la computation évolutionnaire. Int J Comput Fluid Dyn 2003 ; 17(5) : 357–69.
- [12] Benini E, Toffolo A, Lazzaretto A. Analyses expérimentales et numériques pour améliorer la performance d'un diffuseur de microturbine. ExpThermal Fluid Sci 2006 ; 30(5) : 427–40.
- [13] Aungier RH. Compresseurs centrifuges – Une stratégie pour la conception et l'analyse aérodynamiques. New York : ASME Press ; 2000.
- [14] Cumpsty NA. Aérodynamique des compresseurs. Royaume-Uni : Longman Group ; 1989.
- [15] Lefebvre AH. Combustion de turbine à gaz. 2^e éd. Londres : Taylor & Francis ; 1999.
- [16] Wilson DG, Korakianitis T. La conception de turbomachines à haute efficacité et de turbines à gaz. 2^e éd. Englewood Cliffs (NJ) : Prentice-Hall ; 1998.
- [17] Craig HRM, Cox HJA. Prédiction de performance des turbines à flux axial. Proc Inst Mech Engrs 1971 ; 185(32/71).
- [18] Horlock JH. Turbines à flux axial. Londres : Butterworths ; 1966.
- [19] Korakianitis T. Profilés à courbure prescrite pour la conception géométrique préliminaire des cascades de turbomachines à flux axial. J Turbomachinery 1993 ; 115(2) : 325–33.
- [20] Ainley DG, Mathienson GCR. Un examen des pertes de débit et de pression dans les rangées de pales des turbines à flux axial R&M No. 2892 (mars). Royaume-Uni : Aeron. Research Comm. ; 1951.