



研究目的のための小型ターボジェットエンジンの設計、製造 および運用

エルネスト・ベニーニ*、ステファノ・ジャコメッティ

Dip パドヴァ大学機械工学科、Via Venezia, 1 – 35131 Padova, Italy

オンラインで利用可能 27 2007年7月

要約

パドヴァ大学で進行中の研究プロジェクトでは、教育および研究活動の両方に使用される 200 N 静的推力エンジンの開発が行われています。本論文では、そのようなエンジンを設置するために必要なすべてのフェーズ、設計、製造および運用について詳細に説明します。このジェットエンジンは、60,000 r pmで圧縮比2.66:1を発生させる単段遠心圧縮機、直流環状燃焼室、および 950 K タービン入口温度 (TIT) を持つ単段軸流タービンを特徴としています。設計および製造の詳細、運用手順、実験結果も提供されています。

© 2007 エルゼビア社。全著作権所有。

キーワード：小型ターボジェット；ターボジェットエンジン；設計；運用；燃焼

1. はじめにと背景

近年、地上および車両用途のための小型ガスタービンエンジンへの関心が高まっています。特に小型ターボジェットエンジンは、非常に高い推力対重量比を持つため、リモートコントロール飛行機や無人航空機 (UAV) への応用の可能性から魅力的になっています [1]。静的推力が 200 N 未満の小型ターボジェット設計の例がいくつかあり、これらは大規模ターボジェットのスケールダウン手法から導出されていますが、マイクロスケール [4] でのものです。しかし、これらのエンジンの挙動についての深い理解はまだ確立されていません。

知識の欠如は、エンジンのセットアップと開発のほぼすべての段階に関与しています。小型エンジンの設計、製造、運用、テストは、大型航空機の推進装置とは異なる概念によって規制されており、特別な手順が必要です。

このような機械の設計は、その小型サイズによって避けられない影響を受けます。ミリメートル/センチメートルスケールのガスタービン [5] の設計者は、大型の従来型機械に特徴的な工学的課題に対処しなければならず、さらに従来の設計基準が新しい設計空間には必ずしも適用されないという事実があります。これは特にエンジンコンポーネントの空気-熱-機械的挙動に関わり、熱力学サイクルは比較的高い運転温度、非常に低いコンポーネント圧力比と効率、そしてコアアセンブリの高回転速度によって特徴付けられます。この文脈において、エンジン性能に対する低レイノルズ数の影響は重要であり、慣性力よりも摩擦力の優位性を示しています。また、コンパクトなエンジンによる熱伝達関連の問題は、エンジン設計やコアエンジンアーキテクチャの選択に影響を与える可能性があります。その結果、正確な空気-熱-動力学的設計が必要であり、最終的には運用およびオフデザイン挙動に関して非常に敏感なエンジンが求められます。

さらに、燃焼に関連する問題は非常に大きく、特に炎の安定化に関して重要です。これは、燃焼室の正確な設計と、燃焼の主要ゾーン内での効率的な再循環の設定を含みます。

また、製造面はこれらのエンジンの小型サイズに特有です。部品は非常に高い回転速度 ($>30,000 \text{ r pm}$) で回転するため、バランスが安全で耐久性のある運転にとって決定的になります。これは、回転部品が非常に高精度で加工される必要があることを意味します。したがって、優れた剛性と減衰特性を持つペアリングの使用が最も重要です。

パドヴァ大学は、研究および教育目的のための小型ターボジェットエンジンを開発することを目的としたプロジェクトを進めています。このプロジェクトの最終的な目標は、これらのエンジンを設計、製造、運転、テストするために必要な能力を習得することです。

2. 設計仕様

ターボジェットエンジンの仕様を定義する際、私たちはコンパクトで軽量、かつ可能であれば低コストのシステムを考えました。このシステムは、ISO 条件下で約 200 N の推力を発生させることができるものであり、これは推進装置や試験台に過度な支出をかけることなく、効果的な研究/教育実験のために合理的であると考えました。これらの特徴は、以下に説明するいくつかの基本的な熱力学的および機械的なルールに従って達成されました。

1. 全体の設計とシステムアーキテクチャをできるだけシンプルにするために、単純なオープンブレイトン-ジュール熱力学サイクルを選択し、内部再生、空気抜き、ブレード冷却などのサイクルの複雑さを避ける。
2. 1000 K よりも小さいタービン入口温度を採用する。この選択は、エンジンが海面条件で運転されるときに最大取得可能な熱効率を $n 20\%$ 未満に制限するが、タービン部品を構築するために低コストの鋼を使用することを可能にする。
3. 単軸構成を選択する。この特性は、エンジンの重量とサイズ、ならびに部品のシンプルさにポジティブな影響を与えるが、エンジンの運転の柔軟性を低下させる。

4. 標準技術のターボ機械と回転動力学設計を使用し、可変幾何学デバイスを使用せず、コアエンジンを支持するために標準のポールベアリングを使用します。5. エンジンの排気が常に亜音速であるように収束形状の排気ノズルを使用し、エンジンがチョーキング状態で動作している場合を除きます。

3. ターボジェットエンジンの設計手順

以下は、ターボジェットの開発で私たちが従ったステップです。

3.1. 热力学サイクルの設計と分析

ターボジェットエンジンの性能を予測するためにブレイトン-ジュールサイクルシミュレーターが使用されました。このシミュレーターは、[\[6\]](#) で詳細に説明されているように実装されました。熱力学モデルでは、以下の仮定がなされました：

- 空気の周囲圧力と温度はそれぞれ 288.15 K および 101.3 kPa です。
- 空気は、温度に応じて比熱が変化する準理想気体として振る舞います。
- 燃料/空気混合気は、エンタルピー、エントロピー、比熱が温度と燃料/空気の等価比率 [\[7\]](#) に依存する準理想的な等価気体のように振る舞います。
- 吸気の等エントロピー効率は $\eta_{0.97}$ です。
- コンプレッサーの等エントロピー効率は $\eta_{0.78}$ です。
- パーナーの効率は 0.94 です。
- 燃焼器の空気力学的効率は 0.9 です。
- ターピンの等エントロピー効率は $\eta_{0.8}$ です。
- ノズルの等エントロピー効率は 0.98 です。
- ノズルは非絞り状態です。

燃料は、発熱量が 42,700 kJ/kg の住宅用の液体灯油であると仮定されています。

このような仮定を用いて、最大エンジン比推力を保証するサイクル圧力比を導出するためのパラメトリック分析が実施されました。377 N/(kg/s)。したがって、圧力比 2.66 が選択され、最大サイクル温度は 950 K がそれに応じて採用されました。対応して、固定点での設計推力 200 N に対して、空気質量流量は 0.53 kg/s です。サイクルの他の関連パラメータは表1に記載されています。

3.2. 圧縮機設計

小型でコンパクトかつ軽量のジェットエンジンにおいては、二段拡散器（放射状およびデスワール）を備えた単段遠心圧縮機の選択が必須です [\[8\]](#)。サイクル研究から得られた設計データを使用して、インペラと拡散器は [\[8, 9\]](#) によって示された手順に従って設計されました。単純さのために、放射状ブレードを持つインペラを設計することに決めました。なぜなら、このタイプは製造が容易であるためです。ただし、ピーク効率と部分負荷運転に関しては、後傾ブレードインペラほど最適ではないことが認識されています [\[8, 10, 11\]](#)。

最初のステップは、アウンジャー [\[13\]](#) によって提供された損失と偏差の相関を含む、インペラとダイフューザーの一次元計算で構成されていました。

表1 サイクル解析からの定点運転における関連パラメータ

ISO条件下で必要な静的推力	200N
タービン入口温度 (TIT)	950 K
圧縮比	2.66
コンプレッサーの供給圧力	262 kPa
コンプレッサーの供給温度	407 K
タービンの入口圧力	246 kPa
タービンの出口圧力	137 kPa
タービンの出口温度	847 K
燃料/空気比	0.0137
比推力	377 m/s
名目速度	60,000 rpm
熱効率	12%

次に、コンプレッサーの三次元モデルがナビエーストークスソルバー（Ansys CFX 10^⑥）を使用して実装され、シミュレーションされました。この計算中に、インペラーやダイフューザーの間に「ステージ」インターフェースが採用されました [12]。その抜粋は図1に示されています。シミュレーションは、圧縮比と等エントロピー効率の値を予測しましたが、これは最初のサイクル分析で採用されたものとは異なっていました。したがって、エンジンサイクルの新しいシミュレーションが実施され、それに応じてコンプレッサーの再設計が行われました。この手順は、サイクル分析とコンポーネントの性能が成功裏に収束するまで繰り返されました。最終的に設計されたコンプレッサー（図2および3）は、20枚の放射状ブレードを持つインペラーや外径129 mm、入口径74 mm、設計点での先端速度（60,000 rpm）は405 m/sです。ダウンストリームダイフューザーは、19枚の放射状ブレードと38枚のデスワールブレードを特徴としており、後者は燃焼室内で渦を巻かずに空気の軸流を提供するように設計されています。

（渦の量は、過度の圧力損失を引き起こさないように、コンプレッサーのインペラーアウトletsから燃焼室の入口までの部分に制限されなければなりません）。

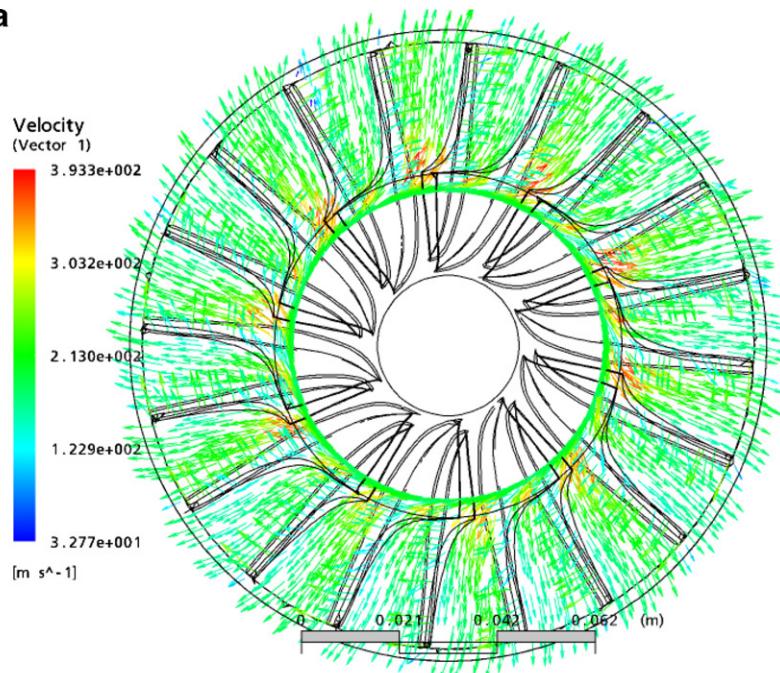
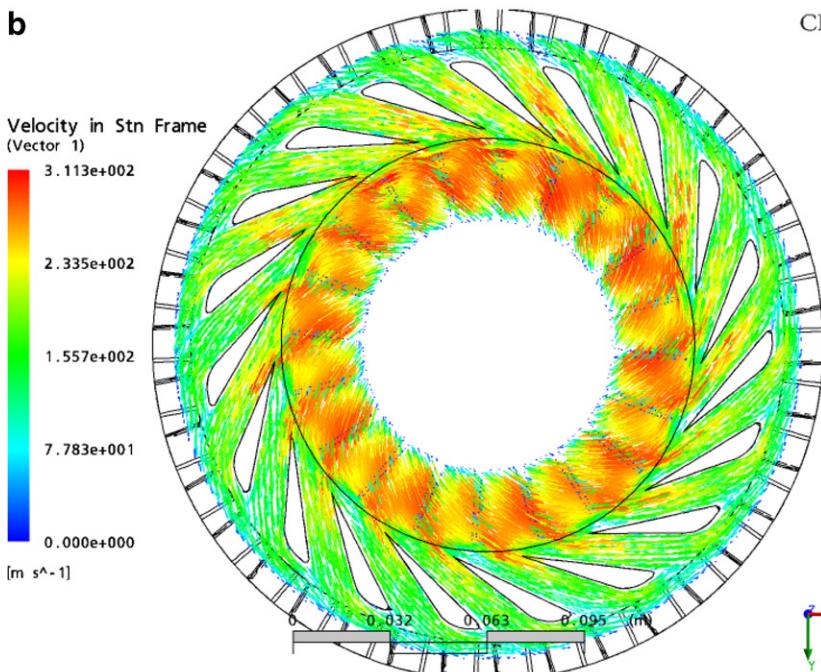
コンプレッサーの予測マップは図4に示されています。

コンプレッサーのインペラーアウトletsは、a5-軸数値制御機械を使用して、1つのアルミニウム合金（エルガル）の部品から製造されました。ダイフューザーは、マグネシウムの部品から同様に構築されました。コンプレッサーケースは最終的に鍛造マグネシウムから得られました。

このエンジンでは、コンプレッサーの良好な入口流れ特性を確保するために、典型的なベルマウス形状の吸気口が使用されました。静的推力は [14] を発生させる必要があります。吸気口とコンプレッサーケースは、アルミニウム合金で作られた2つの別々のアイテムです。ローターケースの加工は非常に高精度でなければなりません。大きなクリアランスは、特に小さな入口径の場合、全体的なエンジン性能とコンプレッサー効率に悪影響を及ぼします。クリアランスは約0.2 mmに保たれており、これはラジアルおよび軸方向のローター変位制御と整列のための実用的な最小値です。

3.3. 燃焼室の設計

予想通り、燃焼室設計は小型ガスタービンエンジンにおいて非常に複雑な作業であり、そのサイズはコンプレッサーとタービンに関する強い結合問題によって制限され、通常はシャフトの長さと直径に関する構造的制限があります。これら

a**b**

C]

図1. コンプレッサーのCFDシミュレーションから得られた(a) インペラーより(b) ディフューザーにおける速度場、60, 000 r pm。

要求は、特定のタイプの燃焼器、すなわち直接流れの環状チャンバーに私たちの注意を集中させています。このレイアウトは図5、6、10に示されています：コンプレッサーから出る空気は、コンプレッサーの拡散器出口と燃焼器ライナーの間の隙間でかなり急激に拡散され、その後直接チャンバーに入るよう強制されます。

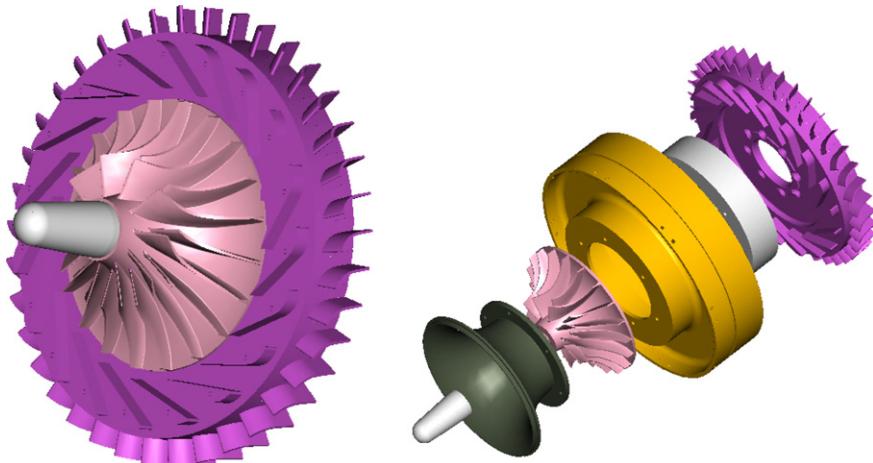


図2. コンプレッサー・センブリのコンピュータ表現。



図3. 製造されたコンプレッサーの写真。

円周方向の穴を通して（したがってスワイラーを使用せずに）、そこでは気流と混合される蒸発した燃料が円筒形の燃料噴射器パイプから衝突します。混合はターボレーターの存在によって強化され、再循環が行われます。

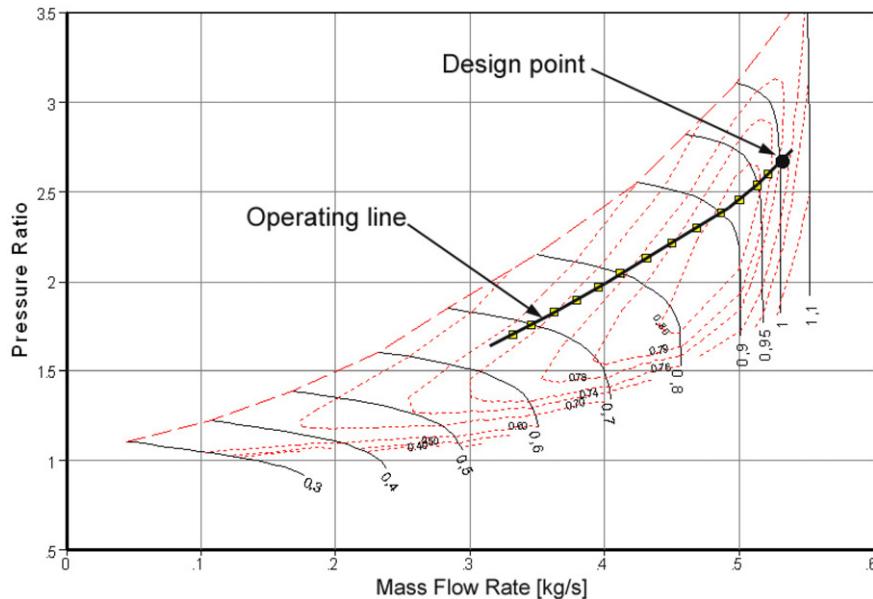


図4. 予測されたコンプレッサーマップ。

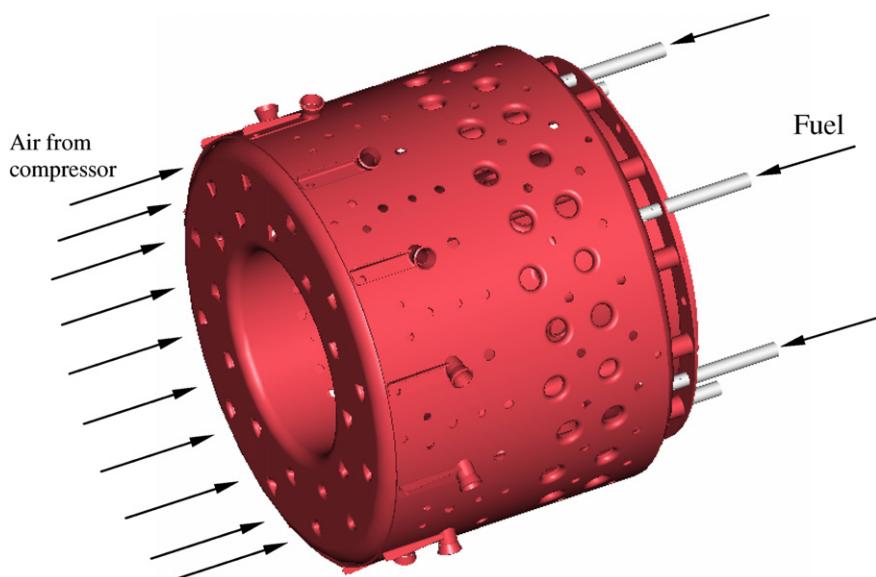


図5. 燃焼室のコンピュータ表現。

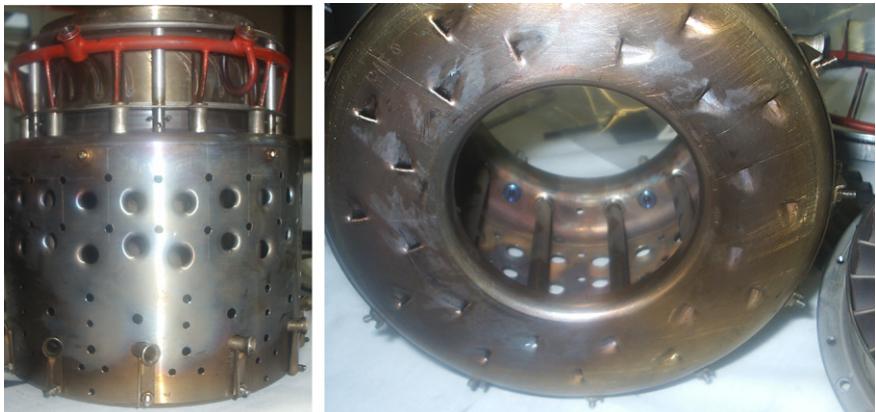


図6. 構築された燃焼室の写真。

一次区域は、燃焼器の前面に入る一次空気とライナーの外から入る空気ジェットとの相互作用によって作成されます。

この構成の主な利点は、大型エンジンの従来の環状燃焼室に特徴的なものと似ています [15]：満足のいく燃料と空気の混合、コンパクトさ、軽さ、そして効率的なライナー冷却です。実際、この配置は、逆流燃焼器のようにライナーの表面積対体積比が過剰になることはありません。しかし、主な欠点は、拡散ゾーンで発生する高い圧力損失による比較的悪い空力性能です。

燃焼器の設計は、レフェーブルによって指示されたルールに従って行われました。

[15]：二つの主要な問題が考慮され、複雑な設計につながりました。すなわち、正しい一次区域の再循環と炎の安定化の問題です。

燃焼器の入口にあるいわゆるスワールバンは、大型ガスタービンで広く使用されている解決策ですが、製造上の困難と、燃料が個別のノズルによって注入されることを意図していなかったために使用されませんでした。代わりに、少数の大きな空気ジェットを使用した大規模な一次区域の再循環が最終的に成功した設計につながりました。これらの再循環穴が正しく配置されると、混合と燃焼の安定性が大幅に改善され、試験運転の結果、燃焼室は無傷の状態を保ちました。

炎の安定性に関して、いくつかの問題について議論する価値があります。よく知られているように、燃料-空気比に関する持続的な燃焼のための安定性限界は広いですが、点火に関してはこれらの限界ははるかに狭くなります。したがって、良好な点火特性は燃料インジェクタの設計と達成可能な霧化品質に大きく依存します。一次ゾーンでは、特に低回転数時に、燃焼室の入口での空気温度と圧力がほぼ周囲のものであるため、良く霧化されたまたは蒸発した燃料（できれば化学量論的燃料-空気比に近い）が必要です。これは、点火熱損失が大きく、実際に達成可能な燃料霧化品質が非常に悪いため、点火性能に特に悪影響を及ぼします。

高品質な燃料霧化は、プレーンオリフィスノズルを使用して調査されましたが、小型の高性能オリフィスノズルは、微細な燃料スプレーを達成するために高い燃料圧力と重いオンボードブーストポンプを必要とします。さらに、彼らは大きなスプレーコーン角を生成する傾向があり、より細かい燃料スプレーはより大きなコーン角を意味します。燃焼した液滴がライナーの内壁に衝突することによって引き起こされる熱伝達は高く、特に非常に

小型燃焼室。これらの理由から、燃料前蒸発が最良の解決策となりました。設計は、燃焼室内に配置された燃料前蒸発器マニホールドで構成されています。起動時に燃料と燃焼室が冷たい状態であるため、燃料は点火直前に高い蒸発温度に予熱されない限り、前蒸発されることできません。これは手間がかかります。この解決策として、起動と点火には天然ガス燃料を使用することにしました。後者は、社内で開発された放電スパーク点火ユニットによって実現されました。

起動後、このターボジェットエンジンを運転するために灯油燃料が選択されました。最小アイドル速度では、同期バルブを使用して同じガスマニホールドを通じて灯油燃料への移行が開始されます。燃焼室内の既に熱いガスが、燃焼室に入る前にマニホールド内の燃料を高い蒸発レベルまで予熱します。灯油は適切に蒸発させると良好な燃焼特性を持ち、ガソリンや液化石油ガスよりも取り扱いがはるかに安全です。非常に可燃性ではありますが、灯油は漏れが発生した場合（ポンプや供給ラインからなど）に爆発性混合物を迅速に形成する傾向が少ないです。燃料の取り扱いやエンジンの運転における安全性は深刻な設計課題でした。最後に、灯油は高温で熱分解によりコーカスを生成する傾向があるため、蒸発器の内壁にコーカス層が形成されることを特に懸念していました。

灯油の使用には、燃料加圧のためのブースターポンプの追加が必要でした。灯油燃料の主な難点は、燃焼室の限られた空間内での適切な蒸発でした。温度（熱応力）とローター速度に十分な余裕が必要です。

(コンポーネントの負荷)は、特に熱セクションコンポーネントの長寿命を確保するために提供されています。

1000 K の最大運転タービン入口温度は、タービンの能力を大きく下回ることが証明されています。構築された燃焼室

(AISI 316L 鋼を使用)は図6に示されています。

3.4. タービン設計

燃焼室設計の結果、したがって膨張される流体/質量流量の知識、および燃焼器出口での流体の停滯温度と圧力から、コンプレッサーを駆動するための好ましい構成として単段軸流タービンが選択されました。それはノズル列と a_0 0.55 反応タービンホイールで構成されています。ノズルとローターのプロファイルは、空力的および構造的な観点から満足のいく性能を得るために研究した標準 A A₃K₇ 翼型の社内進化版です。実際には、所定の曲率タービンブレード法 [19] を使用して導出されました。

予備設計は、ホーロックによって示されたよく知られた手法に従い、タービンの平均半径で一次元手法を用いて実施されました [18]、およびクレイグとコックスによって示された損失相関を使用しました [17]、さらに、エインリーとマシエンソンによって表現された偏差相関を用いました [20]。ノズル列は 25 b 半径に対して一定のスタッガー角を持つ羽根を特徴としており、自由渦基準を使用して 29 枚のローターブレードのさまざまな半径での角度を決定しました (図7)。各ブレード列の最適な固体度はツヴァイフェル基準を用いて求められましたが、接線揚力係数を 1.1 に設定しました。これは [16] で提案されています。このようにして、従来の設計慣行に対してブレードの負荷が増加しました。

ノズルブレード列は、屈折鋼を使用して構築されました 310S。一方、タービンローターブレードに使用される材料は W W302 鋼です (両コンポーネントは

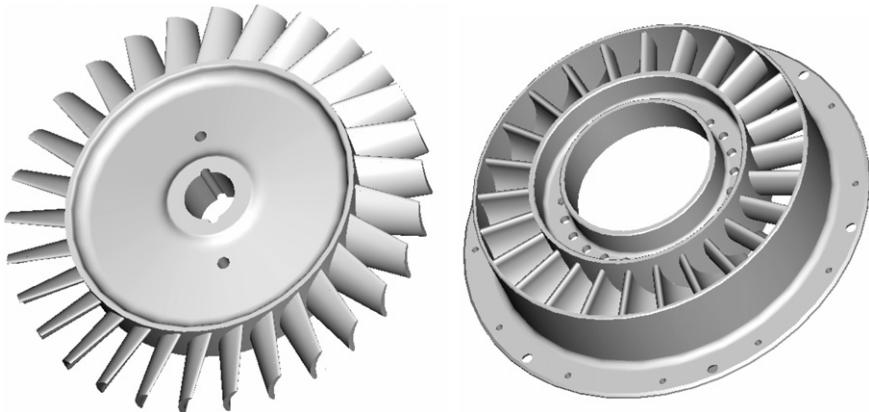


図7. ターピンローター（左）とノズルバイン（右）のコンピュータ表現。

に示されている図8)。コンプレッサーとタービンは、予圧されたボールベアリングのカップルによって支持されたV V145 スチールシャフトを使用して接続されています。ローターべアリングモジュールは、コンプレッサーとタービンの両方の先端クリアランスを制御するために、他のすべてのコンポーネントと正確に整列され、バランスが取られました。

両方のベアリングは、コンプレッサーケースを通るチューブによって外部に取り付けられたタンクから供給される油で潤滑および冷却されています。この潤滑油システムは、全損型です。



図8. 製造されたタービンの写真。

通常の運転中にはわずかにオイルが必要です。クローズドループシステムは重すぎて設計が難しく、過度に複雑なシール配置が必要になります。潤滑油の流れは特許サイズの小さなオリフィスによって制御され、オイルはコンプレッサーの排気空気を使用して両方のペアリングに供給されます。起動前、圧力が利用できないときには、オイルが手動で供給されます。すべてのオイルは最終的に排気ダクトで失われ、熱いガスに巻き込まれます。

3.5. ノズル設計

効果的な出口面積を持つ単純な収束形状の排気ノズルが設計されました。 6013 cm m^2 で、設計点ではノズルがチョークされていません。この部品は AISI 316L 鋼板から製造され、図9に示すように製造されました。

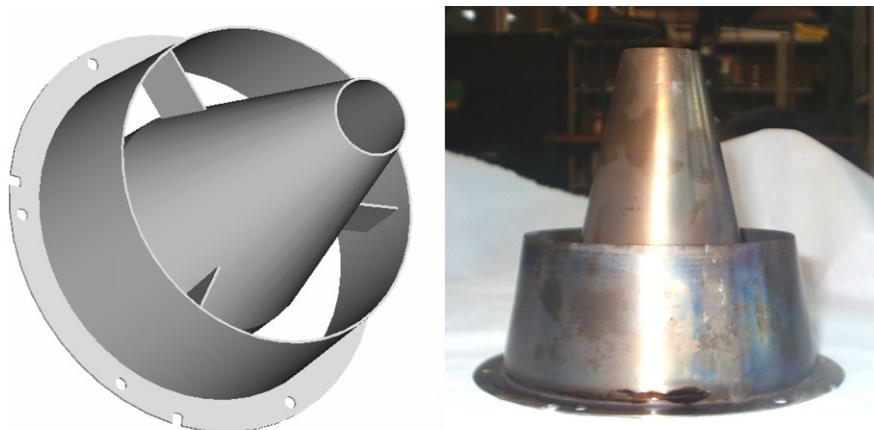


図9. 排気ノズル：コンピュータ表現（左）と製造された部品（右）).

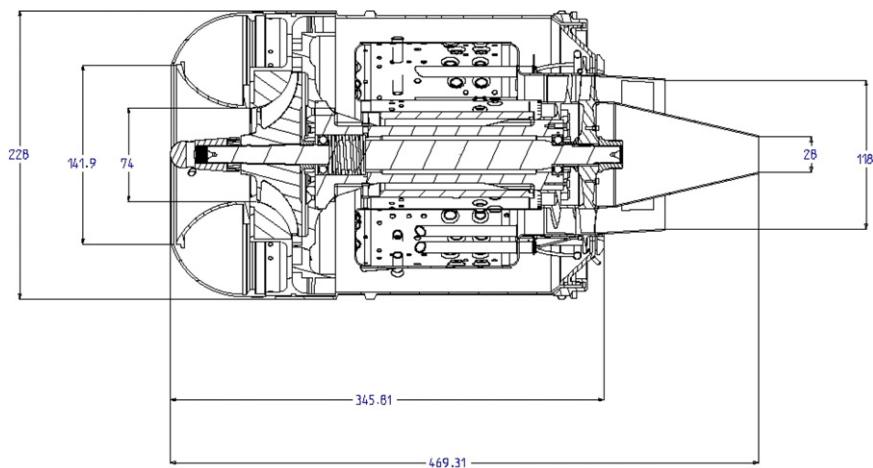


図10. 設計されたターボジェットの二次元図（寸法はmm単位）。

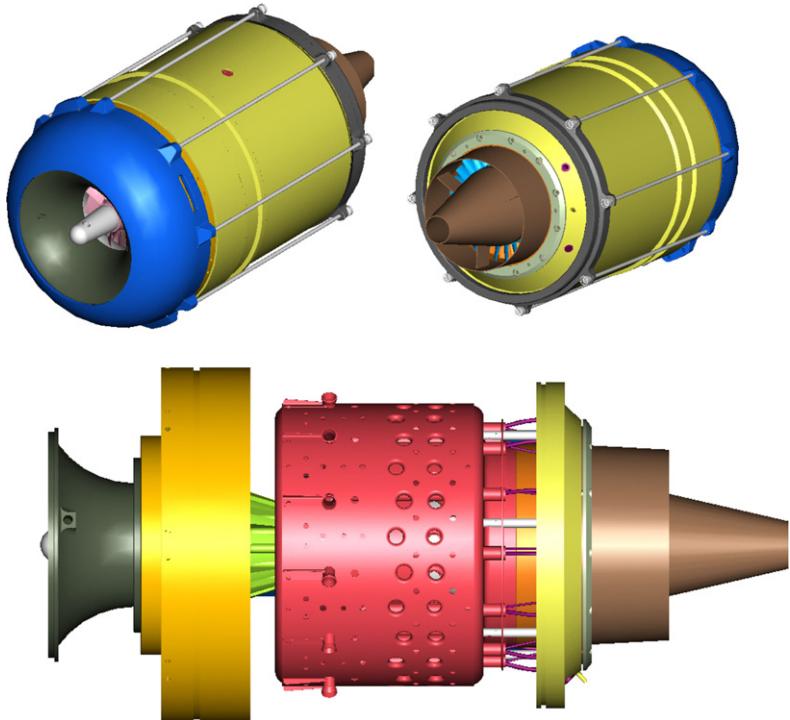


図11. 設計されたターボジェットのコンピュータ表現。

3.6. 組立設計

エンジン全体を通してモジュラー設計コンセプトが維持されています。すべてのコンポーネントは、簡単に製造および組み立てができるように設計されています。ターボジェットエンジンは、ボルト、プレスフィット接続、および特別なクランプによって結合されるいくつかのモジュールに分割されています。図10および d11 は、組立の緯度断面と三次元ビューアを示しています。

4. ターボジェットの試験

開発されたターボジェットは、コアアセンブリの正確なバランス調整の後、テ스트リグに取り付けられ、回転速度、熱ガスの排気静的温度、コンプレッサーの静的排出圧、推力（静的）、ベアリングおよび油温度、燃料圧力と温度が測定されます。

4.1. テストリグと計測器

テ스트リグは、エンジンが取り付けられているベンチで構成されており、図12に示されています。テ스트リグには、以下の計測器が装備されています：

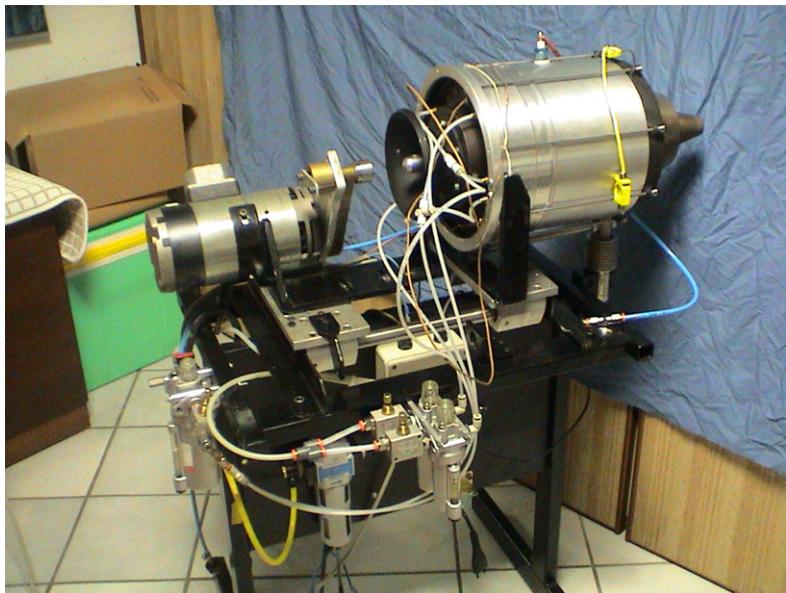


図12. テストリグに取り付けられたターボジェット。

- (1) タービンローターの下流に配置されたK型の絶縁熱電対が3つ。
- (2) コンプレッサー出口に設置された静圧タップに接続されたアナログブルドン型マンメーター。
- (3) エンジンによって発生する推力を測定するためのロードセル。
- (4) エンジンの回転状態を測定するための磁気タコメーター。
- (5) 燃料を燃焼室にポンプするための容積式ギアポンプ。
- (6) エンジンを始動するための電動モーター（すなわち、自動運転が達成されるまで）。
- (7) 点火装置用の放電スパーク点火ユニット。
- (8) 天然ガス燃料と灯油の両方用の同期制御バルブ。
- (9) ベアリングの潤滑用のオイルポンプ。

4.2. 試験手順と結果

エンジンの始動時に、補助モーターからの電力がコアアセンブリを約10,000 r pmまで加速するために使用されます。

この時点で点火がオンになり、天然ガス燃料バルブが開かれ、点火が行われ、エンジンはさらに加速して約20,000 r pmの最小アイドル速度に達します。この時点から電動モーターは切断され、エンジンは自己運転します。その後生成される推力は、燃料流量に作用することで非常に簡単に制御でき、これがターボジェットの瞬時の回転速度を決定します。

天然ガス燃料から灯油への切り替えは、ガス燃料バルブを同時に閉じ、液体燃料バルブを開くことで、同じ燃料マニホールドシステムを使用して行われます。切り替え中、ターボジェットエンジンはガス燃料と灯油の混合物で動作します。

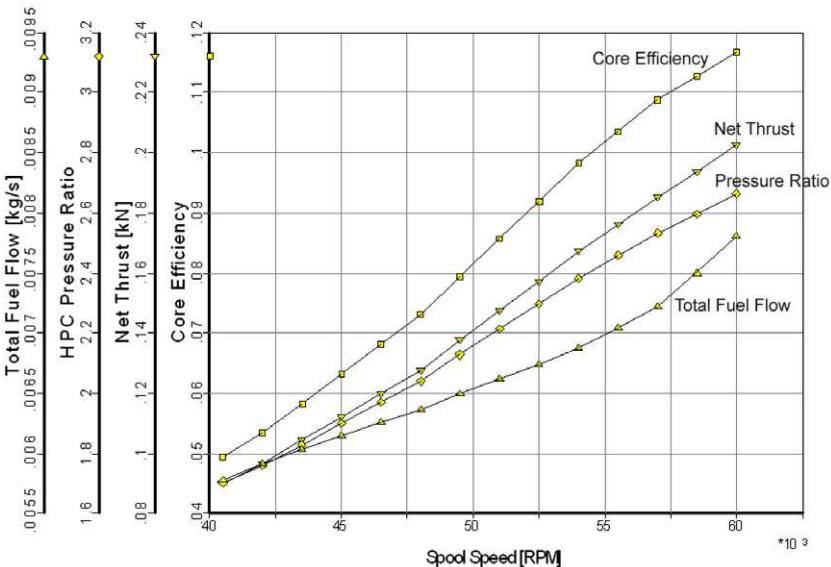


図13. 性能試験結果。

数秒間。この方法は非常に成功しています。その後、エンジンの最大連続速度である 60,000 r pmへのさらなる加速が開始される可能性があります。

テストの主な結果（図13）は、静的ネット推力、総燃料消費量、静的圧縮比および熱効率に関連する曲線です。

（コア効率とも呼ばれる）エンジンの回転速度に対して。

現在、エンジンは 500 h の運転を経ており、性能の低下なく良好に動作しています。さらに、蒸発器の壁にコークスの形成は確認されていませんが、燃焼器の挙動を時間をかけて分析するために、さらなる長期性能テストを実施する必要があります。

5. 結論と今後の調査

パドヴァ大学の機械工学科では、研究および教育目的で使用できる小型の低成本 200 N- 推力ジェットエンジンを設計・開発するために、多くの研究が行われました。このプロジェクトにより、自己設計、製造、運転、テストを行うために必要な専門知識を習得し、さらなる研究作業を行うための基盤が築かれました。実際、次のステップは、サイクル圧力比とタービン入口温度の増加を通じてエンジン効率を改善することに向けられています（そのためには、スーパー・ニッケル合金および/またはセラミック材料の使用が必須です）。その後、耐久性と信頼性のテストが行われます。

参考文献

- [1] Chu HH、Chiang Hsiao-Wei。航空宇宙技術の開発 - 小型ガスタービンの開発。台湾、ROC：航空宇宙開発計画、国家科学委員会；1996年。p. 4-22。

- [2] ジャクソン AJB、ラスカリディス P、ピリディス P。教育および大学と産業のコラボレーションのための小型航空ガスタービンのテストベッド。ASME 論文 GT-2004-54334 ; 2004.
- [3] デイビソン CR、パーク AM。研究と教育のためのマイクロタービンエンジンのセットアップと運用経験。ASME 論文 GT-2004-53377 ; 2004.
- [4] エブスタイン AH。ミリメートルスケールのMEMSガスタービンエンジン。ASME 論文 GT-2003-38866 .
- [5] ロジャース C。小型ガスタービンの性能に対するサイズの影響。ASME 論文 GT-2003-38027 ; 2003.
- [6] ヒル PG、ピーターソン CR。推進の力学と熱力学。マサチューセッツ州リーディング：アディソン・ウェスリー；1992.
- [7] カンブスティ N。ジェット推進。ケンブリッジ：ケンブリッジ大学出版；1997.
- [8] ジャピクス D. 遠心圧縮機の設計と性能. バーモント州ワイルダー：コンセプツ ETI, Inc.; 1994.
- [9] ウィットフィールド A, ベインズ NC. 放射状ターボ機械の設計. イギリス・ロンドン: ロングマン; 1990.
- [10] ザンゲネ M, 後藤 A, 原田 H. 遠心および混合流インペラーにおける二次流の抑制のための設計基準について. ASME ターボ機械学会誌 1998;120:723-35.
- [11] ベニーニ E. 進化計算を用いたコンプレッサーインペラーの最適ナビエーストークス設計. 國際計算流体力学ジャーナル 2003;17(5):357-69.
- [12] ベニーニ E, トフォロ A, ラザレット A. マイクロタービン拡散器の性能向上のための実験的および数値的分析. 実験熱流体科学 2006;30(5):427-40.
- [13] アウンジャー RH. 遠心コンプレッサー - 空力設計と分析の戦略. ニューヨーク: ASME プレス; 2000.
- [14] カンブスティ N.A. コンプレッサーの空力学. 英国: ロングマングループ; 1989.
- [15] レフェーブル AH. ガスタービン燃焼. 2n 版. ロンドン: ティラー・アンド・フランシス; 1999.
- [16] ウィルソン DG, コラキアニティス T. 高効率ターボ機械とガスタービンの設計. 2n 版. エングルウッドクリフス (NJ): プレンティス・ホール; 1998.
- [17] クレイグ HRM, コックス HJA. 軸流タービンの性能予測. 機械工学会議録 1971;185(32/71).
- [18] ホーロック JH. 軸流タービン. ロンドン: パターワース; 1966.
- [19] コラキアニティス T. 軸流タービン機械の初期幾何設計のための指定曲率分布翼。J タービン機械 1993;115(2):325-33.
- [20] エインリー DG、マシエンソン GCR. 軸流タービンのブレード列における流れと圧力損失の調査 R&M No. 2892 (3月)。英國: 航空研究委員会; 1951.