

小型ガスタービン試験機における圧縮機の性能評価

航空・ガスタービン研究室 1170151 水野 佑樹

1. 諸言

ガスタービンは、回転運動によって連続的に吸気・圧縮・燃焼・膨張・排気を行う内燃機関であり、航空機や発電などで利用されている。

本研究室では、将来的にガスタービン、ジェットエンジンの製作・実験を行うことを目的としている。そのために、ガスタービン研究の基礎として、小型ガスタービン試験機（後述）の自立運転の確立を目指している。自立運転達成のためにはまず、試験機の性能を明らかにすることが最重要課題といえる。そこで本研究では、小型ガスタービン試験機の自立運転の確立のため、ガスタービンの構成要素のひとつである遠心圧縮機の性能を明らかにすることを目的とする。更に、本研究室でのガスタービン研究の基礎を築くことを目指す。

2. 小型ガスタービン試験機

本研究では、自動車用ターボチャージャーに燃焼器を取り付けた装置を用いてガスタービン運転実験を行う。本研究では、この装置を「小型ガスタービン試験機」と呼び、図1に示す。この装置は、自動車用ターボチャージャーの圧縮機とタービンの間に燃焼器を取り付けた構造になっている。これにより、空気は圧縮機、燃焼器、タービンの順に流れるため、実際のガスタービンと同じ構造となる。なお、燃料はLPガスを使用する。

3. 遠心圧縮機

今回用いたターボチャージャーに採用されている圧縮機は遠心式である。図2にターボチャージャーのカットモデルの例を示す。図から分かるように、圧縮機とタービンがひとつの軸で繋がっており、右側が遠心圧縮機となっている。遠心圧縮機は主に、コンプレッサーハウジング（ケーシング）とインペラ（羽根車）から構成されており、インペラの回転によって発生する遠心力を利用して空気を圧縮する仕組みとなっている。

4. SolidWorks による解析

4.1 遠心圧縮機のモデル化

遠心圧縮機の性能評価の初歩として、大まかに性能を予測するため、3D CAD ソフト SolidWorks の SolidWorks Flow Simulation を用いて流れ解析を行った。形状データについては、小型ガスタービン試験機に搭載されている遠心圧縮機の3Dモデルを用いた。3DモデルはSolidWorksで作成したものであり、図3に示す。図左が実物、右が3Dモデルである。各寸法はノギスなどを用いて計測した。

4.2 解析の方法

インペラの回転数を定めた時の圧縮機入口と圧縮機出口の全圧比と流量の関係を求める必要がある。境界条件は、圧縮機入口断面と圧縮機出口断面に与えた。圧縮機入口断面の全圧を101,325Pa(大気圧)と指定し、1回の解析ごとに圧縮

機入口と圧縮機出口の全圧比を変化させ、それぞれについて解析を行った。

4.3 解析結果

流れ解析の結果を図4に示す。本来なら、圧縮機出口流量を絞ると圧力比が上昇し、ある点を超えると失速するはずだが、図4から分かるように、各回転数において、全圧が上昇しているにもかかわらず圧縮機出口流量が増加している箇所が多く見られる。全体的に解析値が不安定であった。この原因としては、圧縮機内部の狭流路の流れ、複雑な流れに対するメッシュサイズが大きすぎた、あるいはメッシュがきちんとモデルに沿って生成されていなかったことなどが考えられる。

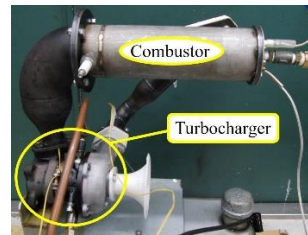


Fig. 1 Small gas turbine prototype

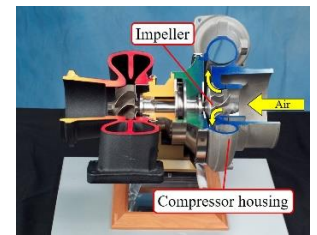


Fig. 2 Cutaway model of turbocharger⁽¹⁾

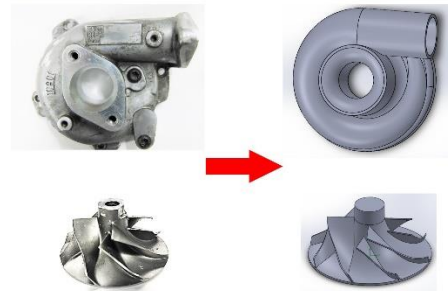


Fig. 3 Centrifugal compressor 3D model

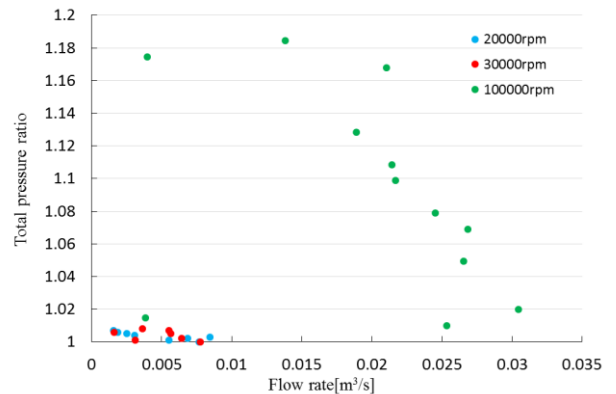


Fig. 4 Analysis result

5. 速度三角形による性能予測

解析結果が不安定であったため、圧縮機インペラの速度三角形から性能を予測することを試みた。速度三角形を図5に示す。インペラ出口の絶対速度 c_2 と絶対速度の周方向成分 c_{u2} より、インペラ入口とインペラ出口の温度比を求め、温度比から断熱過程の式を用いて圧力比を求めた。推算の結果を図6に示す。図6から、圧力比が増加すると圧縮機出口流量は減少していくことが分かる。

6. 運転試験

6.1 実験方法

小型ガスタービン試験機の運転試験を行った。実験中は電動式のエアコンプレッサーを2台使用し、常に圧縮機入口に空気を送り続けた。圧縮機回転数、圧縮機出口全圧、圧縮機出口動圧、圧縮機出口温度、燃焼器内温度、タービン入口温度、タービン出口温度、燃料流量を計測した。回転数、動圧、温度、燃料流量に関してはスキャニバルブ及びデータロガーを使用して計測しているが、圧縮機出口全圧はU字マンメーターを使用して計測した。なお、燃料流量は手動でバルブを開閉させ調整した。

6.2 実験結果

計測結果を図7に示す。上図は圧縮機回転数と圧縮機出口全圧の推移、下図は回転数と燃焼器内温度およびタービン出口温度の推移を示している。グラフから、燃料はサンプリングタイム 100s 辺りで着火したことが分かる。着火後、圧縮機回転数が上昇するに伴い、全圧、温度も上昇した。着火時の燃料流量は約12L/minであり、その後燃料流量を約10L/minで保ちながら計測した。そして、計測時間約220sの時、燃料流量を約13L/minに増加させた。この時、タービン出口温度が上昇したが、燃焼器内温度は下降した。これは、燃焼器内で燃料が完全燃焼せず、タービン出口付近でも燃焼を続けていることが原因であると考えられる。図8に着火後のタービン出口の様子を示す。

7. 考察

実験値から得られた流速と全圧、圧縮機回転数のデータから速度三角形を描き、計算値と比較した。その結果、流量 $0.00562\text{m}^3/\text{s}$ の時、全圧比1.0087となり、計算値に近い値となった。しかし、この値は実験中に常時作動させている2台の電動式エアコンプレッサーの吹き込み流量を含めたものであるため、小型ガスタービン試験機単体の出力としては吸気流量不足、回転数不足であると言える。

また、本研究で取り扱っているターボチャージャーは、スズキ株式会社のワゴンR、ジムニー、アルトワークスなどに搭載されているものであり、自動車エンジンの回転数が4000rpm辺りから過給圧が高まると推測される。この時の吸気流量を求めると、 $0.022\text{m}^3/\text{s}$ となった。この値がターボチャージャーが常用で扱っている流量であるとする、小型ガスタービン試験機で扱っている現状の流量では大幅に不足している。さらに、自動車搭載時の圧力比はおおよそ1.8であると考えられるため、圧力比も不足していると言える。

8. 結言

本研究により、現段階では圧力および回転数の不足により、圧縮機の性能を十分に引き出せていないことが分かった。解決のためにはまず、燃焼器の改良によるタービン仕事の増加が必要であると考えられる。そして、これが試験機の自立運転の達成にも繋がると考えている。

文献

- (1) Quentin Schwinn, NASA, 2003
 (<https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Turbocompressor.jpg?uselang=ja>)

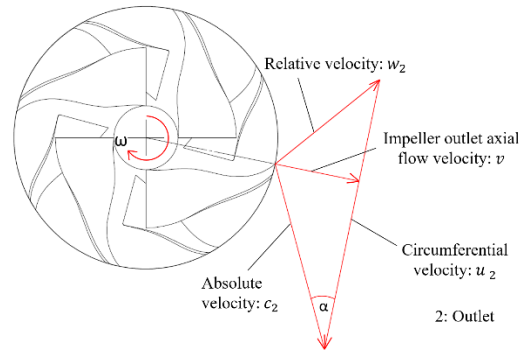


Fig.5 Velocity triangle

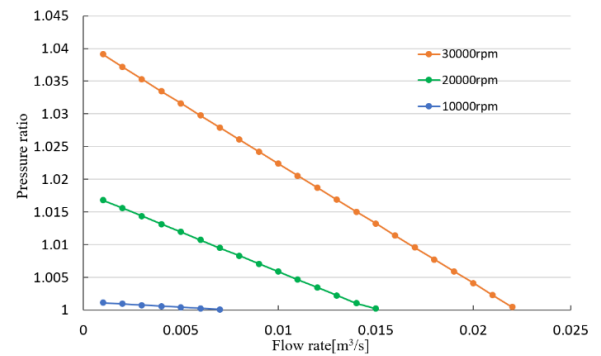


Fig.6 Predicted performance curve

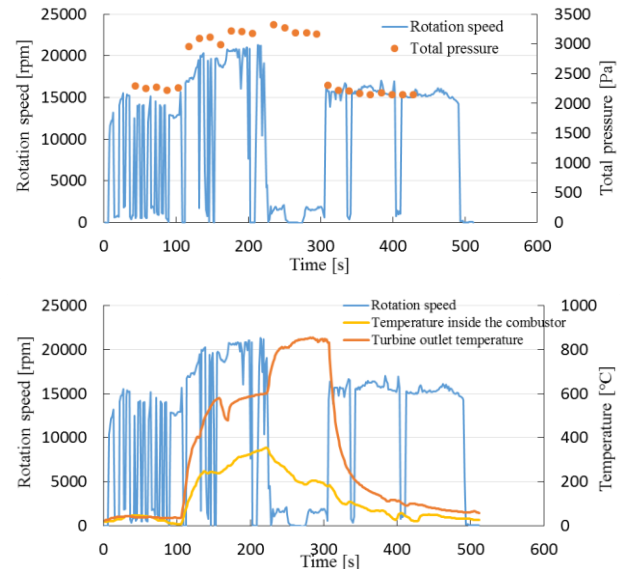


Fig.7 Measurement result



Fig.8 Experiment