作動流体によるガスタービン性能への影響に関する研究 Study on the influence of working fluid on gas turbine performance

○ 古屋 均 (金沢工大) 正 土屋 利明 (金沢工大)

Hitoshi Furuya and Toshiaki Tsuchiya

Kanazawa Institute of Technology, 7-1 Ougigaoka Nonoichi-shi, Ishikawa 921-8501

The effects of working fluid properties on the gas turbine performance have been investigated. The convective heat transfer rates have been compared for various gases and the gas which is more favorable than air has been determined. It is found that the convective heat transfer coefficient for helium is almost twice that for air. This implies that the helium heat-exchanger needs only half the surface area of tubing for the same temperature difference comparing with one for air, or that higher effectiveness can be obtained economically by using helium.

Key Words: gas turbine, working fluid, helium, convective heat transfer

1. はじめに

本研究では、ガスタービン性能を支配する主要因の一つである作動流体に着目した。作動流体を空気以外の気体に変更した時、物性値が異なることでガスタービン性能にどのような影響を与えるかを報告する。

前報⁽¹⁾から得られた研究データがあり、結論として空気以外の作動流体として好ましいのはヘリウムという結論になった。その結論の際、熱移動に関しての考察が含まれていなかったため、本稿では熱伝達率を調査し報告する。物性値、熱移動の観点から作動流体として好ましい気体の選定を行う。

2. サイクル計算

2.1 ガスタービンの構成

ガスタービンの構成を単純密閉サイクルとして図1に示す。密閉サイクルとした理由は、空気以外の気体にした時無限に供給できる訳ではないので、排気されたガスを冷却して再利用する方が望ましいからである。また、空気以外の気体では燃焼が出来ないため熱交換器を用いて気体の温度を高める必要がある。

密閉サイクルでは作動流体を高温にすると、配管を高温に耐えられるような材料にする必要がある。そこで配管が耐えられる温度として、もっとも温度が高いタービン入口温度 TIT (=T₃) を 900[°C] と仮定してサイクル計算を行い、作動流体の性能への影響を考察する。

Fig.1 Simple Closed Cycle

2.2 サイクル計算式

単純密閉サイクルに対する理論熱効率 η_{th} 及び比出力 W の式を式(2.1)に示す。

$$\eta_{th} = \frac{\left(\frac{\eta_c \eta_t}{\theta} - 1\right)(\theta - 1)}{\eta_c(r - 1) - (\theta - 1)} \quad W = C_p T_1 \frac{\left(\frac{\eta_c \eta_t}{\theta} - 1\right)(\theta - 1)}{\eta_c} \quad (2.1)$$

ここで η_{th} : 理論熱効率、 W : 比出力[kW/(kg/s)]、 $r = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)$:

最高最低温度比、 $\theta = \left(r^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)$: 断熱温度比、 η_c : 圧縮機断熱

効率、 η_t : タービン断熱効率、 C_p : 定圧比熱[kJ/(kg·K)]、 T_1 : 圧縮機入口温度[K]、 κ : 比熱比、 $r = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$: 圧力比。

2.3 ポリトロップ効率

断熱効率は圧力比に依存しているので、圧力比毎に断熱効率も変化する。ポリトロップ効率を考慮することでこの矛盾を解消することが出来る。ポリトロップ効率を考慮した断熱効率の式を式(2.2)に示す。

$$\eta_c = \frac{\theta - 1}{\frac{1}{\theta^{\frac{1}{\eta_{pc}}}} - 1} \quad \eta_t = \frac{1 - \frac{1}{\theta^{\frac{1}{\eta_{pt}}}}}{1 - \frac{1}{\theta}} \quad (2.2)$$

ここで、 θ : 断熱温度比、 η_{pc} : 圧縮機のポリトロップ効率、 η_{pt} : タービンのポリトロップ効率。

3. ガスタービン性能に影響を与える物性値

ガスタービン性能に影響を与える物性値として、比熱比 κ 、定圧比熱 C_p [kJ/(kg·K)]、密度 ρ [kg/m³]、音速 a [m/s]、動粘性係数 ν [m²/s] が考えられる。

ここで各物性値について説明を行う。比熱比 κ が大きい気体ほど、熱効率や比出力が最大となる時の圧力比(最適圧力比)を小さくする事が出来る。圧力比が小さいことで圧縮機の段数を減らすことが可能となる。

定圧比熱 C_p は、比出力に影響を与える。比出力は定圧比熱に比例しているので、定圧比熱が大きい程、ガスタービンの小型化が可能となる。

密度 ρ が変化することで、同じ体積流量であっても質量流量が変わる。密度が大きい気体ほど少ない体積流量で必要な出力を得ることが出来て小型化に繋がる。

音速 a は、マッハ数レベルに関係し圧縮機の効率に影響を与える。圧縮機翼面流速がマッハ数1を超えると剥離を誘発して損失が急増し断熱効率に影響を与えるので、音速が大きいとマッハ数レベルを下げるのに有利となる。

動粘性係数はレイノルズ数に影響を与える。圧縮機内では、低レイノルズ数領域において、損失が増大して断熱効率に悪影響を与える事が知られている。しかし、地上で運用しているガスタービンのレイノルズ数には影響が小さいと考え選定の際には考慮をしない事とする。

以上の点を踏まえ作動流体の選定を行う際には、空気より良い性能を発揮することを前提に安全なガスタービンの運用を考えないといけない。毒性や爆発などの危険性がない気体の選定を行う必要がある。これらの条件を踏まえて気体の選定を行った。表1に有望と思われるヘリウム、ネ

オン、炭酸ガスの標準状態(1[atm],0[°C])における物性値を空気と比較して示す。

Table1. Physical properties of gases at standard condition

	Specific heat at constant pressure[kJ/(kg·K)]	Ratio of specific heats	Density [kg/m ³]	Acoustic speed [m/s]
Air	1.005	1.400	1.292	331.303
He	5.322	1.640	0.179	964.590
Ne	1.056	1.640	0.900	429.610
CO ₂	0.819	1.300	1.964	259.006

図2、3に選定した気体の性能特性を示す。性能面で作動流体の選定を行うと前報⁽¹⁾のように密度を除けば比熱比、定圧比熱、音速の面で空気よりヘリウムが好ましいという結果になる。

Fig.2 Specific power vs pressure ratio

Fig.3 Thermal efficiency vs pressure ratio

4. 熱伝達率

熱伝達率は様々な要因で値が変化するので具体的な数値を求める事が困難である。そこで空気を基準とした熱伝達率の比を求め空気以外の気体と比較を行う。

条件として直径 d 、長さ L の円管内に粘性係数 μ 、熱伝導率 k 、密度 ρ 、定圧比熱 C_p の気体を流速 C で流すときの熱伝達率 h を考える⁽²⁾。円管内乱流におけるヌセルト数 $Nu(=hd/k)$ はディタス・ベルターの式より

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4.1)$$

と与えられる。レイノルズ数は $Re = \rho C d / \mu$ 、プラントル数は $Pr = C_p \mu / k$ である。プラントル数は気体の物性値で決まる。今回、作動流体として考えている気体のプラントル数は約 0.7 程度であるので省くことにする。式(4.1)を比で表し整理すると式(4.2)のようになる。

$$\frac{h_n}{h_a} = \left(\frac{Re_n}{Re_a} \right)^{0.8} \left(\frac{k_n}{k_a} \right) \quad (4.2)$$

式(4.2)で熱伝達率の比が求められる。熱伝導率 k は文献⁽³⁾を用いて値を決め、レイノルズ数は $Re = \rho C d / \mu$ であり同じ円管なので直径 d を省くと

$$\frac{Re_n}{Re_a} = \frac{\rho_n C_n \mu_a}{\rho_a C_a \mu_n} \quad (4.3)$$

となる。密度と粘性係数は気体の物性値で与えられる。圧力損失 ΔP はダルシー・ワイスバッハの式より

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \frac{\rho C^2}{2} \quad (4.4)$$

と与えられる。同じ圧力損失で流速がどのように変化するかを考察する事とする。また、摩擦係数 f はブラジウスの式より

$$f = \frac{0.0791}{Re^{0.25}} = \frac{0.0791}{(\rho C d / \mu)^{0.25}} \quad (4.5)$$

となり、式(4.4)に代入して整理すると式(4.6)になり流速の比を求める事が出来る。この時の密度、粘性係数は気体の物性値で与えられる。

$$\frac{C_n}{C_a} = \left\{ \frac{1}{\left(\frac{\rho_n}{\rho_a} \right)^{0.75} \left(\frac{\mu_n}{\mu_a} \right)^{0.25}} \right\}^{1.75} \quad (4.6)$$

ここで h : 熱伝達率[J/(m²·s·K)]、 k : 熱伝導率[J/(m·s·K)]、 ρ : 密度[kg/m³]、 μ : 粘性係数[Pa·s]、 C_p : 定圧比熱[J/(kg·K)]、 C : 流速[m/s]、 ΔP : 圧力損失[Pa]、 f : 摩擦係数、 L : 円管の長さ[m]、 d : 円管の直径[m]。添え字の n : 空気以外の気体、 a : 空気。表2に熱伝達率の比を求めるのに必要な物性値を示す。表3に式(4.2)より求めた熱伝達率の比を示す。

Table2. Physical properties of gases at standard conditions

	Density [kg/m ³]	Viscosity coefficient [Pa·s]	Thermal conductivity [J/(m·s·K)]
Air	1.292	17.230	24.070
He	0.179	18.690	142.600
Ne	0.900	31.580	49.100
CO ₂	1.964	13.650	15.200

Table3 Convective Heat transfer rate Ratio

	Velocity Ratio	Reynolds number Ratio	Convective Heat transfer rate Ratio
Air	1.000	1.000	1.000
He	2.308	0.294	2.225
Ne	1.071	0.407	0.994
CO ₂	0.864	1.657	0.946

熱伝達率が大きければ熱交換面の面積を小さくできるので熱交換器の小型化や配管の長さを短くすることが可能となる。また、流速が大きいうことで配管の直径を小さくすることが出来る。つまり、熱伝達率、流速が空気より大きいことで熱交換器での小型化が可能となる。表3より、空気より熱伝達率、流速が高いのはヘリウムであることが分かる。

5. 結論

本研究では、作動流体によるガスタービン性能への影響に関する考察を行い以下の様な結論を得た。

前報⁽¹⁾では、熱の知見を加えずに作動流体の選定を行い、ヘリウムが作動流体として良いという結論になったが、熱の観点から見てもヘリウムが作動流体として良い性能を発揮することが分かった。

参考文献

- (1)廣瀬他,日本機械学会[No.147-1]北陸信越支部 第51期総会・講演会 講演論文集[2014.3.8 富山県射水市],1309.
- (2)Saravanamuttoo,Rogers,Cohen,Straznicky,GasTurbineTheory(6TH EDITION),PEARSON PrenticeHall(2008),pp.94-98.
- (3)日本機械学会,技術資料 流体の熱物性値集,日本機械学会(1983).