FP4-10

吸気冷却ガスタービンコージェネレーションシステムの経済性

Profitability of Inlet Cooling Gas Turbine Co-Generation System

正 山下 誠二 (川崎重工業)

Seiji YAMASHITA, Kawasaki Heavy Industries, LTD.

1-1, Kawasaki-cho, Akashi, 673-8666 Japan

This paper describes a comparison of fog cooling gas turbine co-generation system with absorption chiller cooling gas turbine co-generation system. The comparison is based on the actual gas turbine KAWASAKI M7A-02 data and specifications. Contractor's prices and total owner's initial costs are simulated by using Thermoflow's preliminary engineering and cost estimation program PEACE.

A brief financial portrait of the system is also shown. The result shows that (1) fog cooling gas turbine co-generation system gives shorter investment recovery years because fogging system is relatively inexpensive (2) absorption chiller cooling gas turbine co-generation system gives higher project revenue especially on high temperature ambient conditions because it gains sufficient power augmentation.

Key Words: Gas Turbine, Co-Generation, Inlet Cooling, Wet Compression, Fogger, Absorption Chiller, Investment Recovery Years

1. はじめに

ガスタービンは吸気温度が上昇すると出力、熱効率が低下するという特性があり、分散型電源におけるガスタービンプラントでは吸気冷却システムを採用するが多い。ガスタービン吸気冷却としては水噴霧吸気冷却、吸収冷凍機吸気冷却など様々な方式があるが、これらは省エネルギー効果、経済性、既存設備との整合性などを総合的に考慮してシステム選定がされている。

そこで本稿においては、このような吸気冷却方式についてそれぞれの特徴を比較するとともに、カワサキガスタービンコージェネに水噴霧吸気冷却システムあるいは吸収冷凍機吸気冷却システムを採用した場合の単純償却年数、プロジェクト収益など、分散型電源としての経済性について論ずることとする。

2. ガスタービン性能と吸気冷却

吸気温度 15℃における蒸気噴射型ガスタービンコージェネシステムの性能例を表1に示す。また、吸気温度が変化した場合のガスタービン発電端出力、発電端効率について図1,2に示す。圧縮機入口の無次元量を考えた場合、実回転数一定のもとで吸気温度が上昇すると修正回転数は下がるため、流体機械としての性能が一定でも実流量および実出力が低下することになる。

Table1 Specifications of M7A-02 SIGT Systems(*)

GT Type	M7A-02	
Steam Injection	Min.	Max.
Power Output (kWe)	6940	7500
Heat Output (kW)	9140	4020
Heat/Power Ratio (-)	1.32	0.54
Elect. Eff. (LHV%)	30.8	33.8
CHP Eff. (LHV%)	71.4	51.9
Boiler Steam (t/H)	14.9	13.7
GT Steam Injection(t/H)	2.0	8.0
GT Steam Injection (°C)	214	214
Process Steam (t/H)	12.9	5.7

(*)System specifications are provisional.

Fig1. Effect of Ambient Temperature on GT Output

Fig2. Effect of Ambient Temperature on GT Efficiency

圧縮機入口の標準条件を圧力 p_{10} 、温度 T_{10} とした場合の修正流量、修正回転数、修正入力を式(1)~(3)に示す。

$$\bar{G}_c = \frac{p_{10}}{\sqrt{T_{10}}} \frac{\sqrt{T_1}}{p_1} G \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$\bar{n}_c = \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} n \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$N_c = \frac{p_{10}}{p_1} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} N \quad \dots \dots \dots (3)$$

ここで、

p : 圧力, T : 温度, G : 流量, n : 回転数, N : 入力

添字 1: 圧縮機入口, 10: 圧縮機入口の標準条件

2.1. 水噴霧吸気冷却ガスタービン

ガスタービン吸気に微細な水を直接噴霧して、水の蒸発潜熱を利用して吸気冷却するものである。圧縮機入口までに蒸発が完了しない液滴は気流に乗って圧縮機に導入され、圧縮過程で気相の温度が上昇するにつれて気化する、いわゆるウェット圧縮効果⁽¹⁾により圧縮動力が低減されてガスタービン出力が増加する。図3に水噴霧吸気冷却ガスタービンコージェネレーションシステムの系統図を示す。

本方式の特徴は既存のコージェネレーションシステムへの後付けが比較的容易であること、システムがシンプルで後述するように初期設備費の増加がわずかであることなどがあげられる。

ガスタービン吸気に直接水を導入するという手法については従来から数多くの実施例があり⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾、二流体サイクルとしての理論的検討も報告されている⁽⁶⁾。

Fig.3 Flow Schematic of Fog Cooling GT Co-Gen. System

2.2. 吸収冷凍機吸気冷却ガスタービン

コージェネ蒸気により吸収冷凍機を駆動して冷熱を発生し、この冷熱により間接熱交換器を介してガスタービン吸気を冷却するものである。図4に吸収冷凍機吸気冷却ガスタービンコージェネレーションシステムの系統図を示す。

本方式の特徴は、年間を通じて確実に一定の発電出力が得られること、特に夏期においてコージェネ蒸気を冷凍機駆動のエネルギーとして有効に利用できることなどがあげられる。間接熱交換器の圧力損失（約 0.2kPa）により吸気冷却を実施しない時のガスタービン出力がわずかに低下するため、吸気系統を2系統用意して切り替える方式を採用することもある。

Fig.4 Flow Schematic of Absorption Chiller Cooling GT Co-Gen. System

3. システム経済性

ここでは、[1] 吸気冷却なし、[2] 水噴霧吸気冷却、[3] 吸収冷凍機吸気冷却、の3つのガスタービンコージェネレーションシステムの経済性について比較する。

3.1. 初期設備費の比較

まず、各システムの初期設備費について比較する。設備費の算出は原価要素明細の積算により行う方法が一般的であるが、本稿では各システムの特徴をより一元的に比較するため、ガスタービンプラントのエンジニアリングソフトとして有名な Thermoflow 社の PEACE を用い、当社のガスタービンプラント諸元をもとに初期設備費を算出する方法をとった。表2にそれぞれのシステムの初期顧客総費用をシステム[1]を100として相対比較したものを示す。

Table.2 Comparison of Initial Plant Costs

Inlet Cooler Type	[1] No Inlet Cooler	[2] Fogger	[3] Absorption Chiller
Major Equipment (Incl. Inlet Cooler)	53.2	53.5	56.0
Auxiliaries	8.0	8.0	8.6
On Site Rigging, Assembly & Piping	9.6	9.8	11.8
Electrical Assembly & Wiring	1.1	1.1	1.4
Engineering & Plant Startup	9.3	9.4	9.8
Contractor's Miscellaneous Costs	9.0	9.1	9.8
Contractor's Price	90.3	91.0	97.4
Civil	4.3	4.3	4.4
Buildings & Structures	1.6	1.6	1.6
Owner's Soft Costs	3.8	3.9	4.1
Total Owner's Initial Cost	100.0	100.8	107.6

吸気冷却システムの仕様として、システム[2]は吸気の0.5wt%まで水噴霧を行うことのできる仕様としている。また、システム[3]は大気温度 35.0℃、相対湿度 60%の時に吸気温度 15.0℃まで冷却できる仕様としている。このとき吸収冷凍機の冷凍能力は 1200kW (340US 冷凍トン) 程度必要であり、定格 COP=1.2 として経済性を検討した。

システム[2]はシステム[1]に比べて初期顧客総費用の増加が+0.8%と非常にわずかである。システム[3]は主要装置として吸収式冷凍機、間接熱交換器が増加するほか、補器装置類としては冷却塔などの追加が必要となる。さらに、ポンプ・配管類、エンジニアリング費用も若干増加する。これらの費用は既存設備の流用により減少できる可能性があるが、ここでは単純にすべて新設したものとしている。

3.2. 単純償却年数、プロジェクト収益の比較

次にシステム[1]～[3]を気象条件の異なるサイトに導入した場合の単純償却年数、プロジェクト収益を比較する。導入を想定したサイトは那覇、大阪、千葉および札幌の4サイトであり、各地の気象データに基づき年間を通じて毎正時のプラント性能および運転メリットを算出し、これらを積算することで単純償却年数およびプロジェクト収益を算出した。計算に用いた各種定数を表3に示す。また、各地の最高気温を表4に、月別平均気温を図5に示す。

Table.3 Calculation Assumptions

Fuel LHV	41610 kJ/Nm ³
Fuel Price	30 ¥/Nm ³
Elect. Contract Basic Charge	1500 ¥/kW·month
Electricity Price	12 ¥/kWh
Raw Water	20 ¥/ton
Treated Water	50 ¥/ton
Existing Boiler Efficiency	85 %
Plant Operating hours	4000 hour/year
Project Years	10 years

Table.4 Maximum Ambient Temperature

Site	Ambient Temperature
Naha	31.1℃
Osaka	32.8℃
Chiba	27.9℃
Sapporo	26.1℃

Fig.5 Monthly Average Ambient Temperature

那覇は年間を通じて平均気温が 15℃以上である。太阪は冬季および中間期の気温が那覇より低いものの、夏期の平均気温が那覇と同程度であり、最高気温は那覇より高い。千葉は冬季および中間期の気温が大阪と同程度であるが、夏期の平均気温が大阪より低い。札幌は年間を通じて平均気温が 15℃以上となるのが夏期のみである。

図6は各サイトにおける単純償却年数であり、単純償却年数はシステム[1]を全量蒸気噴射、余剰蒸気なしで運用した場合を基準として表示した。図7はプロジェクト収益であり、システム[1]の初期顧客総費用で無次元化して表示した。いずれも横軸は年間を通しての熱需要と電気需要の比であり、熱需要が低い場合は発電負荷を落とさずに余剰蒸気を発生させるとして経済性を算出している。

図6.1によると、システム[1][3]の単純償却年数はほぼ同じで、システム[2]の単純償却年数が最も短い。システム[3]は吸気冷却の効果が大きく年間の運転メリットが大きいが、初期設備費が高く単純償却年数は短くならない。システム[2]は吸気冷却の効果がシステム[3]より小さいが、初期設備比の増加がわずかで単純償却年数が短くなる。さらに図6.2および図7.2によると、大阪における単純償却年数およびプロジェクト収益の傾向は那覇とほぼ同じである。大阪は夏期の気温が那覇とほぼ同じであり、吸気冷却による夏期の契約電力の削減効果が大きいためである。

図7.1～7.3によると、システム[2][3]いずれの吸気冷却方式でも、プロジェクト収益はほぼ同じである。

図6.4および図7.4によると、札幌のように気温が低く吸気冷却の稼働率が低いサイトでは吸収式冷凍機吸気冷却では経済性が改善されないが、水噴霧吸気冷却では経済性が改善されていることがわかる。

4. まとめ

吸気冷却ガスタービンコージェネシステムの経済性について検討した。以下にその結果をまとめる。

- ①水噴霧吸気冷却は初期設備費の増加がわずかで、吸収式冷凍機吸気冷却とほぼ同等のプロジェクト収益が得られ、吸気冷却の稼働率が低い場合でも経済性が改善される。
- ②吸収式冷凍機吸気冷却は気温によらず確実な出力が得られるが、気温の低いサイトの経済性は改善されない。

実際にはこれらの経済性は、サイトの気象条件と負荷需要・運転時間のほかにも様々な要因が影響するので、案件ごとに詳細なファイナンス計算を実施して、最適なシステムを選定している。

文献

- (1) Kleinschmit R. V. "The Value of Wet Compression in Gas Turbine Cycles", Annual Meeting of ASME. (1946)
- (2) Ebeling J. A. et al., ASME Paper 92-GT-265 (1992)
- (3) Zachary et al. "Method and Apparatus for Achieving Power Augmentation in Gas Turbines via Wet Compression", US Patent 5,930,990 (1999)
- (4) Cyrus B. Meher-Homji, Thomas R. Mee III "Gas Turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air" Proceedings of 28th Turbo machinery Symposium (1999)
- (5) 宇田村元昭ほか「ガスタービン増出力用の吸気加湿冷却システム」日本ガスタービン学会誌 Vol.28 No.3 (2000)
- (6) Q. Zheng, Y. Sun, et al. "Thermodynamic Analysis of Wet Compression Process in the Compressor of Gas Turbine", Proceedings of ASME Turbo Expo 2002

Fig.6.1 Comparison of Investment Recovery Years (Naha)

Fig.7.1 Comparison of Project Revenue (Naha)

Fig.6.2 Comparison of Investment Recovery Years (Osaka)

Fig.7.2 Comparison of Project Revenue (Osaka)

Fig.6.3 Comparison of Investment Recovery Years (Chiba)

Fig.7.3 Comparison of Project Revenue (Chiba)

Fig.6.4 Comparison of Investment Recovery Years (Sapporo)

Fig.7.4 Comparison of Project Revenue (Sapporo)