



第34期会長就任挨拶

本阿彌眞治*1
HONAMI Shinji

この度、日本ガスタービン学会第34期会長に就任し、責任の重さに身が引き締まる思いであります。と同時に、歴代会長をはじめとする諸先輩、会員各位の方々のガスタービン技術に対する熱い思いが、脈々と続いていることを痛感しております。

ガスタービン会議（本学会の前身）の初代議長を務めた渡部一郎教授の研究室の大学院生として、ガスタービン会議が発足する状況を垣間見た者にとりまして、会長を務めることになりましたのは、巡り合わせとは言え、感慨深いものがあります。当時、Tom Sawyerが編集したSawyer's Gas Turbine Engineering Handbookの目次を仏独露日語に翻訳することになり、渡部教授より日本語訳の仕事を依頼されました。Sawyerから贈られた全3巻のハンドブックを手にし、陸上、航空用、船用そしてトラックなどの輸送機器用ガスタービンエンジンの応用例を示す写真を眺めながら、これからはガスタービンの時代が到来すると思ひ込んだことを覚えています。その後、米国機械学会ガスタービン部門の講演会に参加し、欧米の講演発表を聞き、彼我の技術的懸隔を思い知らされたことを昨日のように思い起こします。三十数年を経て日本のガスタービン技術は欧米への仲間入りを果たしました。この陰には会員各位の並々ならぬ努力があったものと思います。

さて、2008年9月に端を発した世界同時不況の波は、月毎に大きなうねりとなって日本に押し寄せ、最初、被害が軽微と思われていた日本でも、製造業は生産調整を余儀なくされる事態となり、輸出に依存する製造業にとっては、円高の影響も加わり、企業業績の大幅な低下が危惧されています。大学では、年々、運営交付金が減額され、少子化や若者の理工系離れが重なり、理工系学部の人気がいまひとつ盛り上がりならず、特に、ガスタービンを含む流体機械関連の研究室が年毎に姿を消しています。国の研究所では、独立行政法人化に伴う内部の組織変更や研究プロジェクトの採算性が求められるようになり、産官学におけるいずれの組織を見ても、明るい話題が少なすぎるように思います。

数年後に学会は、新公益法人か一般法人に移行することを選択し、文部科学省から総務省に主管省庁が移りま

す。あわせて、2008年5月に実施された文部科学省の実地検査の結果、公益事業比率が低く、内部留保率が高いため、公益事業の拡大ならびに次期繰越収支差額の圧縮を骨子とする通達が届きました。そこで、33期理事会ならびに組織検討委員会と同委員会内ワーキンググループでは、法人化移行に伴う課題を多角的に検討しました。即ち、過去数年間の学会財務の決算額と各種事業に基づく公益事業比率を算定し、将来の事業に備えて留保した各種基金の利用計画を検討しました。2009年通常総会で承認された34期予算ならびに34期事業計画には、公益事業費率の増加と内部留保率の低減を実現するための方策を織り込みました。34期には、学会の法人化に対する基本的な方針を定め、それに伴う学会定款や規定の改定に向けた作業を具体化する必要があります。

次に、ガスタービンに関する研究開発や事業を取り巻く厳しい環境を少しでも打開するため、企業、大学、独立行政法人における研究開発の活性化に取組むことが大きな課題と考えます。そのためには、産官学がどのような連携を組めば、学会活動がより具体的、かつ活発になるかを検討したいと思います。あわせて、産官学が連携した複数のプロジェクトを立ち上げる準備を開始して、産官学が連携しやすい学会組織を目指したいと思います。

ガスタービン学会は活動対象が限定されていることもあり、伝統的に会員相互の結びつきが強い学会と思います。産官学の各組織に所属する会員がガスタービン技術をキーワードに共に集い、会員各位の叡智、知識を共有できる仕組みを構築したいと思います。定期講演会、見学会、教育シンポそして2009年8月に開催されるACGT2009などの企画行事に参加することによるProfessional NetworkばかりでなくPersonal Networkの構築にも取組みたいと思います。特に、学生会員、企業の若手会員間の実効性のあるNetworkが構築できることを強く望んでおります。

第34期の活動については、第33期並木正夫会長に至るまでの歴代会長の多大なる努力に基づく成果を土台に、世界的不況の中であって、明るく、元気な学会活動を目指したいと思いますので、お力添えを宜しくお願い申し上げます。

原稿受付 2009年4月3日

*1 東京理科大学 工学部

特集：ガスタービンサイクル – 源流からフロンティアへ –

George Brayton とその時代

吉田 英生*1
YOSHIDA Hideo

キーワード：ジョージ・ブレイトン (George Brayton), 熱力学サイクル (Thermodynamic Cycle), 内燃機関 (Internal Combustion Engine), ガスタービン (Gas Turbine)

1. 有名でありながら知られざるBrayton

Braytonの名は大学で機械工学を専攻した人なら、ガスタービンサイクルの原点として誰もが知っているだろう。しかし、そのファーストネームGeorgeを知る人は少なく、その出身国を知る人も少ないだろう。さらに、その顔を知る人にいたっては皆無に近いといえるのではなかろうか。もちろん、そういう筆者も例外ではなく、Braytonについては比較的最近になって知ったことが多い。

このように、古典的な概念や原理として確立して教科書に記述されていることは、その重要性とは対照的にその背景について意外に知られていないことが多いように思う。本稿では、Braytonが生きた時代背景を振り返るとともにあまり知られざるBraytonの仕事を紹介し、本特集全体の序論としたい。

2. 米国人George Brayton

まず大多数の方には初めての？と思われる写真を図1



図1 George Bailey Brayton

<http://www.wiley.com/college/schmidt/047114343X/thermonet/history/historybios.html>

に示そう。いかにも実直そうなエンジニアという雰囲気漂っている。George Braytonは、ヨーロッパ中心の19世紀の科学技術界では珍しく、「自由エネルギー」の概念を導入したJosiah Willard Gibbsとともに数少ない米国人の一人である。そこでまず、ASMEのホームページからBraytonに関する記述を引用する。(以下は抜粋ではなく全てである。いかにBraytonに関する情報が限られているかがご理解いただければよい。)

Brayton, George (1830-1892), U.S. mechanical engineer and pioneer in the development of internal combustion engines, invented the continuous ignition combustion engine that later became the basis for the turbine engine. He is believed to be first in the United States to manufacture and sell gas turbines commercially (in the Providence, Rhode Island, area). He began working on internal combustion engines in the 1870s. His internal combustion engine contained a diaphragm

表1 Braytonの時代における熱機関の歴史 (内燃機関を中心に)

年	事 項
1769	James Watt (英) : separate condenserの特許で蒸気機関の効率を向上
1792	William Murdoch (英) : 石炭乾留によりガス燃料を製造
1824	Sadi Carnot (仏) : カルノーサイクル (Reflections on the Motive Power of Fire)
1830	George Brayton (米) : 誕生
1838	William Barnett (英) : 混合気を圧縮する内燃機関 (火焰点火)
1843	James Prescott Joule (英) : 熱力学第1法則
1859	"Colonel" Edwin Laurentine Drake (米) : Pennsylvaniaでの油田発見
1860	Jean Joseph Etienne Lenoir (仏) : 初の実用的内燃機関 (無圧縮, 電気点火)
1864	Nicolaus Otto·Eugene Langen (独) : フリー・ピストン機関
1865	Pierre Constant Hugon (仏) : Lenoirの機関を改良, 火焰点火を導入
1872	George Brayton (米) : ガスエンジンに関する特許
1872	Franz Stolze (独) : 外燃式ガスタービン
1876	Nikolaus Otto·Gottlieb Daimler·Wilhelm Maybach (独) : 4サイクルエンジン
1879	Karl Benz (独) : 2サイクルエンジン
1883	Gottlieb Daimler (独) : 本格的なガソリン機関
1885	William Dent Priestman (英) : 本格的な石油燃料機関
1892	Rudolf Diesel (独) : ディーゼルエンジン
1892	George Brayton (米) : 没

原稿受付 2009年4月6日

* 1 京都大学大学院工学研究科航空宇宙工学専攻
〒606-8501 京都市左京区吉田本町
e-mail: yoshida@mbox.kudpc.kyoto-u.ac.jp

through which flame entered the water-cooled cylinder, creating poor combustion (George B. Selden later patented an engine identical to Brayton's except that it omitted the diaphragm). He was born Oct. 3, 1830, Rhode Island, and died Dec. 17, 1892, London, England.

http://www.asme.org/Communities/History/Resources/Brayton_George.cfm

ASMEによると「商用ガスタービンを製造して販売した」ことが強調されているが、表1を参照すると、これはあまりピンとこない。というのも、Braytonがガスエンジンに関する特許を得た1872年に、ドイツのStolzeによりガスタービンの原型が作られたとはいえそれは外燃式であったし、ガスタービンは20世紀になるまではほとんど実用にならなかったからである。むしろ、後述されるように爆発的に燃焼しないような内燃機関を実用化したということで、その名を定圧燃焼サイクルに残しているというのが、筆者の理解するところである。

3. 内燃機関の黎明期⁽¹⁾

時間が前後するが、当時を順に振り返ってみよう。19世紀前半は、18世紀からの産業革命が続いて蒸気機関全盛時であるが、1792年に英国のWilliam Murdochが石炭乾留によりガス燃料を製造したこともあり、内燃機関の開発が始動したときでもあった。まず1838年に英国のWilliam Barnettは混合気を積極的に圧縮するエンジンを考案し、火焰を利用した点火装置も発明した。しかし、最初の実用的な内燃機関として認められるのは、フランスのJean Joseph Etienne Lenoirが1860年に開発したエンジン(図2)で、Barnettとは異なって無圧縮、電気点火であった。

一方、1864年には、ドイツのNicolaus OttoとEugene Langenが、爆発力でピストンが上方に飛び上がった後に自重で落ちてくるいわゆるフリー・ピストン機関を実用化した(図3)。しかし、富塚⁽¹⁾によると、「ジージャラジャラという騒音だけは、どうにもならなかったようである。」

4. 富塚清先生の「内燃機関の歴史」⁽¹⁾より

筆者はインターネットの恩恵に浴する時代にありながらも、Braytonの情報入手に限っては困難を極めた。しかし、今からちょうど40年前に富塚清先生(1893～1988)が刊行された「内燃機関の歴史」(三栄書房)にはBrayton機関につき驚くべき詳細な記述がある。第5版に続く「新改訂版 内燃機関の歴史」は94才の天寿を全うされた5年後の1993年に出版されたが、今では絶版となっているため、本書を所蔵する限られた図書館でしか閲覧できない。また、筆者が下手に要約して原著の貴重な情報が失われるのも誠に惜しい。そこで、出版社の

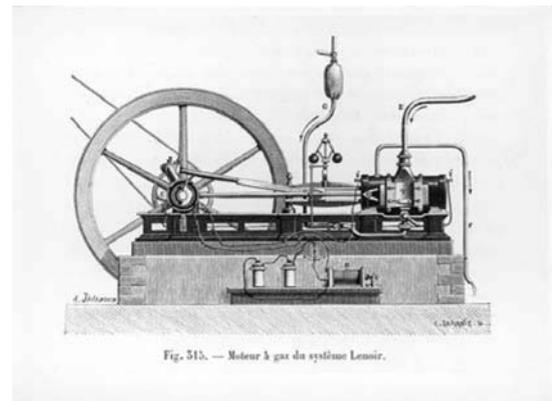


図2 Lenoir機関

http://www.universalis.fr/encyclopedie/Z020126/MOTEUR_A_EXPLOSION.htm

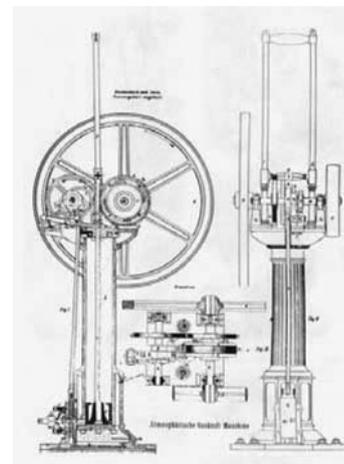


図3 Otto・Langen機関

<http://wgrenning.googlepages.com/historyoftheottoLangen>
<http://services.eng.uts.edu.au/~johnd/ICEngines/HISTORY%20OF%20THE%20OTTO.pdf>

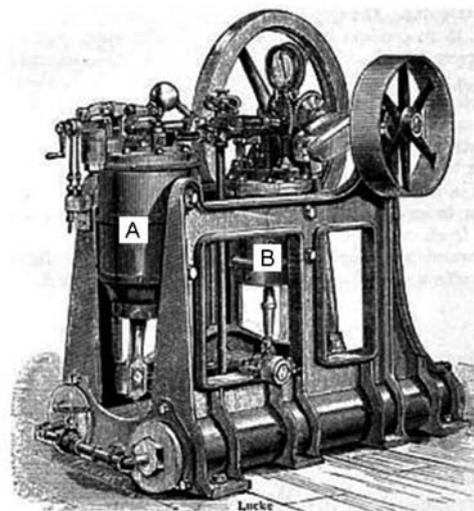


図4 Brayton機関

http://www.todayinsci.com/B/Brayton_George/BraytonGeorgeEngine.htm

ご許可を得て、Braytonに関する部分を以下にそのまま転載させていただく。なお、図番号は本文に合わせて変

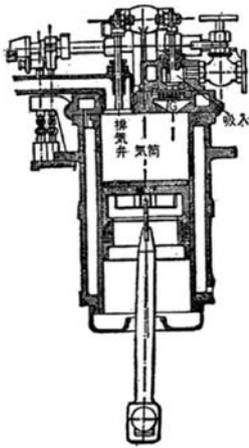


図5 Brayton機関の気筒

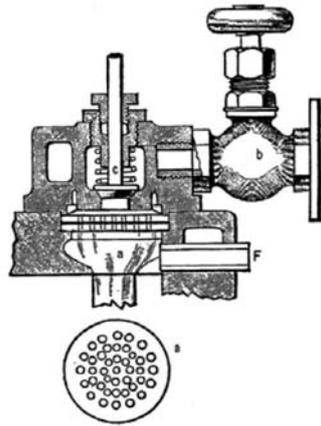


図6 Brayton機関の点火装置

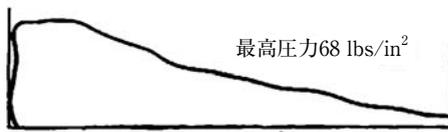


図7 Brayton機関の指圧図

更し、図4だけは模写画より鮮明なオリジナルの図に入れ替えた。

(以下、転載はじめ)

ルノワール以後10年の実用期間をすぎた1870年代には、エンジンの実用性は急速な向上を見るが、その初頭を飾る異色のあるのは、プレートン (Brayton) 式機関である。プレートンはアメリカ人で、1873年に新型を発表した。これはフリー・ピストン型よりも機械的設計においては高級で、ねらった出力も後者の約10倍の5馬力程度である。構造は30年も前のバーネットのものと似て、主気筒の他に、空気ポンプを備えた形式である。外観は図4に示される。

図中Aは主気筒で、Bが空気ポンプ、共に単働で、ピストンは現在もっぱら使われていると同様のトランク型。これらのコネクティング・ロッドは下方に水平におかれた揺腕の左右に連結されてある。揺腕の右端にクランクをまわすコネクティング・ロッドがついている。主気筒とポンプ筒とは同一直径であるが、後者の行程は前者のそのの半分になっている。弁を動かすカム軸は主軸から傘歯車で駆動されるが、回転速さは主軸と同一。弁は各気筒に2つつつ。共に茸弁である。これらの中、ポンプの送出弁だけは自動弁であり、他は常例の如くカムとレバーによって駆動される。

そこまではなんらかわったところはないが、点火装置は独特である。図5のGがそれで、詳細は図6に示される。圧縮された混合気は入気弁cより入るが、その先にある一種の格子aを経て主気筒の中に入る。この格子の構造は図示のように穴のあいた真鍮の板で、格子板の間に金網をはさんである。Fは点火孔で、ここに恒久的に

パイロット・フレイムが保たれる。

こういう構造なので、予圧された混合気は主気筒に入るや否や点火されて高温ガスとなり、それから先の作用は、ちょうど蒸気機関中の蒸気と同じ静かさで、ピストンを押して行くのである。普通ガス機関のようなドカンドカと爆発を与えるものに比し、格段になめらかであり、この点については満足が得られた。しかし点火格子が弱点であり、しかも燃料消費の点でも到底オットーおよびランゲンのものに及ばず、後者に比肩する位置にまで到達しなかった。ただしルノワールやユーゴンのものよりも熱効率は高かったというから、おそらくそれは、双方の中間(6%内外)とみればいいであろう。点火格子がどういうふうにいけなかったかという、要するにその保ちがわるく、いったん部分的に焼け切れてぬけると、そこを通して逆火が起り、貯室中の圧縮混合気を全部ボカンと爆発させてしまうのである。こうなると、エンジンの回転はとまってしまう。

これにはプレートンもよほど手をやいたとみえて、しばらくの後、ガスを燃料として使うことは完全にあきらめ、石油を燃料とすることに転向した。軽質の石油がポンプを通じて、格子の上方に置かれたフェルト入り小溝の中に送られ、そこで気化して予圧空気と混合し、格子の先で燃焼するというわけである。

点火のための火は、空気の細い流れを格子のところへ吹き送ることによって保持された。この方式になってから、逆火のおそれは完全になくなった。しかし煤が出て、気筒内部がよごれるという困難が新たに生じた。

しかし内部のよごれがない場合には運転が実になめらかで、蒸気機関のそれの如き印象であったという。普通のガス機関の場合には、主気筒の中にある相当量のガスに点火し、それが一気にもえてピストンに力が及ぶので、作用のごつごつすることが不可避だと思われるが、プレートン式では、格子のところを通るとき逐次燃焼が起るので、衝撃的な力の及ぶことがないわけである。

このエンジンの指圧図は図7の如くである。これは全力運転時のもので、最高有効圧力は4.8kg/cm² (68lbs/in²)。

プレートンは非常な努力家で、その生涯の大半を内燃機関の研究に捧げ、いくつか実地に動くものを作り上げた。そして、それを街路車や船にのせるべく企画したが、前者は失敗し、わずかに後者が実用となり、2艘が数年間働いただけだった。ともかく円滑にまわったのであり、馬力も今までのどれよりも高かったのだから、もう少し認められてもよかった観もあるが、やはり、効率の低いことが致命的だった(燃料消費がオットーおよびランゲンのものの約55%増し)のかも知れない。着火格子の保ちのわるいこともマイナスであったろう。

ともあれこの流儀をつぐものはどこにもなく、彼の仕事は彼一代で終わってしまったのである。

(以上、転載おわり)

UNITED STATES PATENT OFFICE.

GEORGE B. BRAYTON, OF BOSTON, MASSACHUSETTS.

IMPROVEMENT IN GAS-ENGINES.

Specification forming part of Letters Patent No. 125,106, dated April 2, 1872.

To all whom it may concern:

Be it known that I, GEORGE B. BRAYTON, of Boston, in the county of Suffolk and State of Massachusetts, have invented certain new and useful Improvements in Gas-Engines; and I do hereby declare that the following specification, taken in connection with the drawing making a part thereof, is a full, clear, and exact description of the same.

Figure 1 is a side elevation. Fig. 2 is a vertical section on the line xx of Fig. 3. Fig. 3 is a horizontal section on the line yy of Figs. 2 and 4. Fig. 4 is a vertical section on the line zz of Figs. 2 and 3.

The drawing is made on a scale, with reference to the model, of six inches to the foot.

The invention hereinafter described relates to a means for making practically available, as a motive-power, those compounds which result from the mixture of gases obtained from light hydrocarbons with atmospheric air. It has for a long time been known that such compounds were capable of developing, upon ignition, an immense degree of force, and various attempts have been made to employ them as motive agents for working machinery. My invention is embodied in a structure which provides, first, for maintaining an accumulation of a limited quantity of the gaseous compound under considerable but uniform pressure in the reservoir, the supply to the reservoir being always proportioned to the consumption of the engine, and the gaseous compound mixed only as it is introduced to the reservoir; and, secondly, for introducing a jet of the mixed compound so under pressure, while in the act of changing its volume as the result of ignition, into a cylinder, to act with its expansive force upon a moving piston.

In the drawing I have represented a single-acting engine, arranged to exhibit my improvement. To construct a double-acting engine, operated by this motive-power, would require changes of arrangement, which any competent constructor would understand, but would not involve any change in principle.

Referring to Fig. 2, A is the cylinder proper of the engine, which is fitted with a piston, B. As the piston is exposed to the direct action of the ignited and heated gases it should be made of or protected by some material, as, for

instance, soap-stone, capable of sustaining, without injury, a high degree of heat. The cylinder itself should also be incased with a water-tight jacket of metal, and enough larger in diameter than the cylinder to allow of a water-space between the two, through which water should be made to circulate. A convenient way for effecting this will be to connect a tank of water, which may be located at any convenient place, with the water-space by two pipes, one entering near the top and the other near the bottom of the same, as in the common arrangement for establishing a water-circulation. The cylinder A is, in this instance, surmounted by an air-pump, the barrel of which is C. It is furnished with a piston, D, attached to the rod E, common to it and the piston B. This air-pump is supplied with a proper induction-valve, a , and eduction-valve, b , of any preferred construction and arrangement. F is a chamber, provided with two inlets, c and d . The former admits atmospheric air, and the latter, by means of any suitable tube or conducting-pipe, is connected with a supply of common illuminating gas or other carbureted hydrogen, as, for instance, the volatile constituents of petroleum oils. The capacity of these two inlets may be regulated by means of a screw-valve applied to each, so that the relative quantities of air and gas to be admitted at the same time to the chamber F may be varied at pleasure. In general the proper proportions will be found to be twelve parts of air, by volume, to one of carbureted hydrogen to make a compound, which upon ignition will be followed by a complete combustion; but, in practical operation differences in chemical constituents of the gas employed will probably require variations in the required proportions of atmospheric air. It is obvious that the movement of the piston D of the air-pump will, at each downward stroke, draw into the barrel C a charge of gaseous compound through the valve a , and that upon the upward-stroke of the piston the same charge will be forced through the eduction-valve b into the reservoir G. This reservoir should be constructed of strong boiler-plate, or of the best mixtures of iron used in casting ordnance. It should be made with reference to sustaining a constant internal pressure of at least sixty pounds to the

square inch. It should be furnished with a pressure-gauge, and with a safety-valve, arranged to open when the pressure from any cause exceeds the prescribed limit. It is not to be understood that any large volume of the gaseous compound is to be collected and retained within the reservoir G. Its interior capacity need not be more than twice the cubical contents of the cylinder A; but, nevertheless, of sufficient size to enable the air-pump (which should be properly proportioned to that end) to maintain within the reservoir a uniform maximum of pressure.

The arrangement of devices which I employ for applying the gaseous compound to work the engine are as follows: In a suitably-formed recess or chamber, H, formed at the bottom of the cylinder A, below the range of the down-stroke of the piston, I place any convenient number of wire-gauze diaphragms, *e*. These I call the "interceptors," because they serve to guard the passages through which the gas is supplied to the engine, and cut off the flame after the gas has been ignited from the supply which is flowing from the reservoir when the valve-connection is opened, and are so located that all gas consumed in working the engine must pass through them. I is a screw-valve, which, when opened, allows the gaseous compound to flow into the conducting-passage *f*, with which and the recess or chamber H, spanned by the interceptors, a communication is made, when the valve *h* is opened. The valve *h* is opened for every up-stroke of the piston B by means of the revolving-cam J on the main shaft, which causes the lever K to vibrate and work the valve-rod *k*, which is pivoted to such lever. The configuration of the cam J determines the length of time that the valve *h* shall remain open, and the spring *j* causes the valve to close upon the instant that the cam ceases to hold it open.

As previously indicated, I intend to apply the gaseous compound to work the piston while it is undergoing expansion after ignition. I have therefore to provide for maintaining a constant flame upon the upper surface of the interceptors which will serve to fire each charge of gas so soon as it passes through the diaphragms of wire-gauze, and upon its first entrance to the cylinder. For this purpose I make a small V-shaped channel, *m*, in the edge of the valve *h*, or, which would be better, make a vent through the valve-seat and regulate its area by a check-valve. This allows a small quantity of the gas to flow at all times to the interceptors, which, being ignited, will burn tranquilly and with a lambent flame upon the upper surface of the interceptors, and constitute a living torch at the entrance of the cylinder to fire each charge of gaseous mixture in succession.

Let it now be supposed that the engine is to be put into operation. The reservoir G should be filled with gaseous compound to the desired pressure. This may be done by revol-

ving the balance-wheel by hand if the engine be of small capacity, or a separate air-pump for charging the reservoir may be used in case the engine is too large to be readily revolved by hand. The screw-valve I is now opened and a lighted taper is inserted through the exhaust-port L, Fig. 1. The small supply of gas admitted through the channel *m* in the valve *h* has struggled through the meshes of the gauze interceptors, and upon the taper being applied to it will burn quietly. The valve *h* is now opened by a starting-bar or other convenient means, and a charge of gas, under the pressure in the reservoir, rushes against the under side of the interceptors, and upon reaching the flame playing upon their upper surface is fired thereby. While in the state of expansion consequent upon ignition it exerts not a spasmodic or explosive force upon the piston, but a true pressure due to expansion on account of the fact that the piston is at the very commencement of its stroke when the expanding gas begins to act upon it, and the quantity of gaseous mixture during its period of admission is in proportion to the extent of the movement of the piston, and is put into the state of expansion upon passing the interceptors and entering the cylinder. The piston having completed its upward stroke, the momentum of the balance-wheel M, (Fig. 1,) which, by means of the common crank and links shown at Fig. 1, is connected in any convenient way with the piston, which causes the piston to descend again, the injection-valve *h* being now closed. While the piston is descending a cam on the main shaft, acting upon a lever (Fig. 1) similar to that which works the valve *h*, opens the exhaust-valve M (Fig. 3) in a well-understood way. The exhaust-passage in the several figures is indicated by a broad black-feathered arrow. It would naturally be supposed that the flame caused by igniting explosive gas under pressure upon the surface of the wire-gauze interceptors would be forced back through the interceptors and ignite the gaseous compound in the passage *f*, connecting with the reservoir, and explode the contents of the latter. Many months of experiment with a working-engine subjected to every variety of conditions likely to occur in daily use have proved to me that a series of wire-gauze diaphragms (six or more) perfectly intercept the flame and render danger from accident impossible; and that the flame has no tendency to turn backward is proved from the condition of the gauze after long use in showing no evidence of being even slightly burned. I have also repeatedly caused the gaseous compound in the reservoir to be fired, and the safety-valve in every instance has prevented the slightest injury to the apparatus. In case it is preferred to make use of any of the light hydrocarbons obtained from petroleum or other sources, as, for instance, naphtha, on account of the greater cheapness of the material over illuminating gas, it will be found most convenient to allow

the fluid having the necessary constituents to be dropped upon or absorbed by a sponge placed in a vessel so that it can readily vaporize, and in that state be pumped off from the vessel by the air-pump, in combination with atmospheric air, into the reservoir for supplying the engine.

I have described the reservoir G as containing the mixed gases. It is, however, entirely practicable to employ two reservoirs, one of which shall contain the carbureted hydrogen and the other atmospheric air, the contents of both being condensed by pressure and mixed only as the charge from each reservoir enters the chamber H. Such arrangement would be more complicated in the machinery necessary to be used than the one described, requiring, as it would, induction-valves appropriate to each reservoir; but it would insure nearly absolute safety in the use of such gaseous agents of force.

I do not limit myself to the construction or arrangement of the several parts of the engine

as described, inasmuch as the improvements which constitute my invention can be applied to engines of various forms.

What I claim as my invention, and desire to secure by Letters Patent, is—

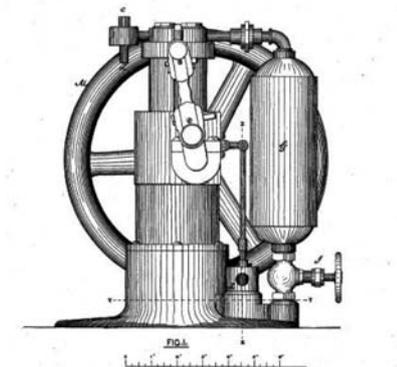
The following apparatus or organisms, in combination: A pumping-engine, for condensing air and gas; a reservoir for containing such agents, either separated or when mixed, and a cylinder and working-piston, provided with suitable automatic valve-gear, operating induction and eduction valves, when such cylinder is furnished with a perforated partition whose office is to maintain a torch to fire the successive charges of gaseous mixture as they are entering the cylinder and prevent the back action of the ignited charge, substantially as described.

GEO. B. BRAYTON.

Witnesses:

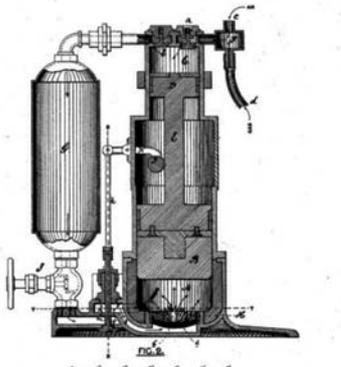
JOHN D. THURSTON,
PETER F. HUGHES.

3 Sheets—Sheet 1.
GEORGE B. BRAYTON.
Improvement in Gas Engines.
No. 125,166. Patented April 2, 1872.



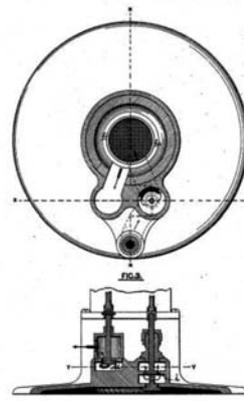
WITNESSES: John D. Thurston, Peter F. Hughes, G. B. Brayton
INVENTOR: G. B. Brayton

3 Sheets—Sheet 2.
GEORGE B. BRAYTON.
Improvement in Gas Engines.
No. 125,166. Patented April 2, 1872.



WITNESSES: John D. Thurston, Peter F. Hughes, G. B. Brayton
INVENTOR: G. B. Brayton

3 Sheets—Sheet 3.
GEORGE B. BRAYTON.
Improvement in Gas Engines.
No. 125,166. Patented April 2, 1872.



WITNESSES: John D. Thurston, Peter F. Hughes, G. B. Brayton
INVENTOR: G. B. Brayton

<http://www.google.com/patents?id=vWlxAAAAEBAJ&dq=george+brayton+1872>
<http://cgi.ebay.com.sg/ws/eBayISAPI.dll?ViewItem&item=350132358309&indexURL=>

5. むすび

特集全体の序論ということで、Braytonに焦点を合わせながら、現代から150年前後遡った内燃機関の黎明期を垣間見ることができたのは幸いだった。それにしても、富塚先生の著書⁽¹⁾は現代のインターネット情報をはるかに凌ぐ広く深い内容であることに圧倒された。分量的にはかなり少なくなってしまうが、やはり富塚先生の貴重な関連書⁽²⁾が現在入手できるので紹介しておこう。

最後に、Braytonの特許を探し出すことができたので5ページ以下に紹介して、結びとさせていただく次第である。

参考文献

- (1) 富塚清, 新改訂版 内燃機関の歴史, 三栄書房, 1993.
- (2) 富塚清, 新装版 動力の歴史 (動力にかけた男たちの物語), 三樹書房, 2008.

特集：ガスタービンサイクル – 源流からフロンティアへ –

再訪：熱力学サイクル

越後 亮三*¹
ECHIGO Ryozo

キーワード：温度比，エクセルギー，ポリトロップ変化，等温膨張燃焼

Temperature Ratio, Exergy, Polytropic Change, Isothermal Expansion Combustion

1. 熱力学への誘い

ポリトロップ指数 $n < 0$ の変化は実在するか？

発展を続けるガスタービン技術の中で源流に戻り熱力学を再び訪ねるとする本企画には興味深いものがある。これを機に読者に熱力学再考の機会をもっといただけたらよい誘ってみたい。学生時代に履修した熱力学は目に見えない比較的解り難い科目であり，エントロピーに対する理解の難しさと相俟ってさして興味を持たなかったものの職務上ガスタービン開発を担当とされる方々は仕事の関係でまた熱力学を勉強し直し，今では教科書レベルを超える最新の豊富な知識も定着していると自負されていると思う。ところで読者は冒頭に示した初歩的な疑問に答えられるだろうか。勉強し直しははずの熱力学の基本体系には問題点がいくつもあり，ガスタービンの基本であるBrayton サイクルも例外ではない。本企画の趣旨である熱力学への“再訪”を促す理由がここにある。

2. 熱力学にある多くの盲点

サイクルを構成する等圧，等温，断熱，等積変化はいずれもポリトロップ変化で表され p - V 線図上では第2, 4象限に限られ，負のポリトロップ指数は存在しない。また多数の微小なCarnotサイクルの極限として表されるClausiusの積分*では1, 3象限の変化も画かれ，膨張によって圧力上昇，圧縮によって圧力降下が起きる変化が示され (Fig. 1)，これ等の変化はポリトロップ指数が負に相当し，このような変化過程は実在し，熱力学的に表現できるのか教科書には全く記述，説明がない。

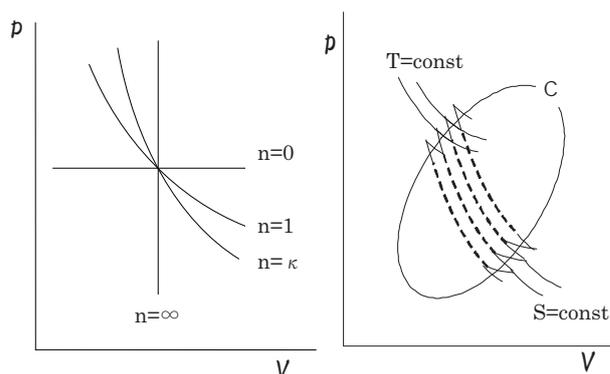
さらにポリトロップ変化で表現できない発熱を伴う平面衝撃波前後の変化 (Rankine - Hugoniot曲線) はデトネーションとデフラグレーション (通常伝播火炎) の間にある第1象限部分は質量保存が保たれないとして通常除外されるが，妥当性については検討が必要である。

原稿受付 2009年3月4日

*1 東京工業大学名誉教授

〒154-0014 東京都世田谷区新町3-2-3-302

e-mail: rechigo@q08.itscom.net

Fig. 1 Polyropic Change & Clausius Integral in p - V Diagram3. $n < 0$ のポリトロップ変化の検証

3.1 閉じた系

サイクル中の拘束条件は状態式とエネルギー保存式で， $n < 0$ に該当する $dp/dV > 0$ を求める。

$$pV = GRT \quad \delta Q = dU = pdV \quad U = C_V T = pV / (\kappa - 1)$$

$$\kappa p dV + V dp = (\kappa - 1) \delta Q$$

$$\frac{dp}{dV} = -\kappa \frac{p}{V} + (\kappa - 1) \frac{1}{V} \frac{\delta Q}{dV} \geq 0 \quad \delta Q \geq \frac{\kappa}{\kappa - 1} p dV$$

閉じた系で $n < 0$ の変化過程は $0 \leq n < 1$ と同等で膨張過程，圧縮過程ともに加熱・放熱量が膨張・圧縮仕事を上回りそれぞれ $\Delta T > 0$ ， $\Delta T < 0$ となる。

3.2 開いた系

断面積が変化する流動系において連続，運動の方程式を用いて

$$-dV/V + dw/w + dA/A = 0 \quad dp + \rho w dw = 0$$

$$\frac{dp}{dV} = -\frac{w^2}{V^2} \left(1 - \frac{dA/A}{dV/V} \right)$$

$$dA/A \begin{cases} = 0 & dp/dV = -\rho^2 w^2 \leq 0 \\ \neq 0 & 1 - (dA/A)/(dV/V) \leq 0 \end{cases}$$

$$dV/V - dA/A = dw/w \leq 0$$

* Clausius積分を微小Braytonサイクルで置き換えられるか。

減速場では $dp / dV > 0$ が得られる。断面積変化がなければポリトロップ指数 $n < 0$ の変化過程は許れないことが判る。

4. 不正確な流れ系の熱力学

ガスタービンでは流れを伴う熱力学は重要であるが一般的に質量、運動量、エネルギー等の1次元の保存式を解き、これを影響係数の形式にまとめているいろいろな検討が行われる。流れ方向に断面積が変化する場合基礎となる微分方程式をLeibnizの定理を用いて正確に積分すると影響係数には熱力学の教科書に記載されているものと違って壁面における圧力と平均圧力の比 (p_w/p_m) が現れてくる。紙面の都合ですべてを表示しないが、断面積変化に対する流速、圧力、密度、温度とマッハ数の関係式について1次元式をもとに求められる影響係数と微分方程式から導出される影響係数を下表に示す。当然ながら (p_w/p_m) = 1 の場合両者は一致する。壁面圧力と平均圧力の差は断面変化割合が大きい場合、曲がった流路等で生じるが、ガスタービンではこれらは共に無視できないにもかかわらず熱力学の教科書、専門書のなかで説明したものはない。

	1次元式に基づく因子	微分方程式に基づく因子	
$\frac{1}{u_{zm}} \frac{du_{zm}}{dz} =$	$-\frac{1}{1-M_z^2}$	$-\frac{1}{1-M_z^2} \frac{p_w}{p_m}$	$\frac{1}{A} \frac{dA}{dz}$
$\frac{1}{p_m} \frac{dp_m}{dz} =$	$\frac{\kappa M_z^2}{1-M_z^2}$	$\frac{(\kappa-1)M_z^2 + 1}{1-M_z^2} \frac{p_w}{p_m} - 1$	$\frac{1}{A} \frac{dA}{dz}$
$\frac{1}{\rho_m} \frac{d\rho_m}{dz} =$	$\frac{M_z^2}{1-M_z^2}$	$\frac{1}{1-M_z^2} \frac{p_w}{p_m} - 1$	$\frac{1}{A} \frac{dA}{dz}$
$\frac{1}{T} \frac{dT}{dz} =$	$\frac{(\kappa-1)M_z^2}{1-M_z^2}$	$\frac{(\kappa-1)M_z^2}{1-M_z^2} \frac{p_w}{p_m}$	$\frac{1}{A} \frac{dA}{dz}$
$\frac{1}{M_z} \frac{dM_z}{dz} =$	$-\frac{1+(\kappa-1)M_z^2/2}{1-M_z^2}$	$-\frac{1+(\kappa-1)M_z^2/2}{1-M_z^2} \frac{p_w}{p_m}$	$\frac{1}{A} \frac{dA}{dz}$

さらにガスタービンの基本となるBraytonサイクルについては後程その根幹を揺るがすような問題点を議論するので専門家の率直な反論・高論を期待する。

5. 基本Braytonサイクルも「可逆理想機関」

5.1 可逆サイクル

BraytonサイクルはCarnot, Ottoサイクルと共に2つの断熱過程と2つのそれぞれ同一の変化過程(等圧, 等温, 等積)で構成されている共通点がある。同じ断熱圧縮比を考え、加熱量 q_H も等しい量を選べば効率も等しいことは簡単な解析で確認できる。

$$\eta_B = \eta_C = \eta_O = 1 - q_{41}/q_{23} \quad (r = p_2/p_1, \varepsilon = v_1/v_2)$$

$$= 1 - 1/r^{(\kappa-1)/\kappa} = 1 - T_1/T_2 = 1 - 1/\varepsilon^{\kappa-1}$$

一方Carnotサイクルは実現不可能な「理想機関」として論じられ、また多くの熱機関の性能を改善する際の「目標サイクル」とされているが、Carnotの主張は2つの等温熱源間で作動する熱機関の最高性能は「可逆」サイクルであって、それ以上の性能をもつ超能機関は永久機関を否定することで成立しないことを示し、また「非可逆」過程を含むものは性能が劣ることを明らかにした。2つの等圧, 等積熱源からなるBrayton, Ottoサイクルが性能改善のためには熱力学の基本サイクルから見て高温化を目標とする必要はなく、それぞれ高圧力比化, 高圧縮比化によって達成されることを認識すべきであり、そのためには3つの機関に共通の断熱圧縮比を高めることで達成されるのである。このような意味においてBrayton, Otto両サイクルはCarnotサイクルと同列の「理想機関」であり、一般に誤解されている節があるがまれに正しく明記している文献⁽¹⁾もある。

5.2 Carnotサイクルにおける $T_H (=T_2)$ の意味

Carnotサイクルの高温熱源温度 T_H の物理的意味は次の関係式

$$\frac{Q_H}{-Q_L} = \frac{T_H}{T_L} = \frac{-W_H}{W_L} \quad Q_H = -W_H \quad -Q_L = W_L$$

から明らかのように熱と仕事間のエネルギー変換とその変換量の大きさを表している。当然ながらBraytonサイクルのTITのような一通過点の温度とは基本的に意義が異なる。

6. 再熱・再生で効率は向上するか?

機関性能向上のために採用されている再熱・再生サイクルについて実用的・技術的な意味から離れて基本可逆サイクルに関し熱力学的な観点からBraytonサイクルを例に検討する。

6.1 再熱Braytonサイクル

Fig. 2において基本サイクル(1→2→3→4)の断熱膨張過程(3→4)の途中の再熱開始点から順に5→6→7→4の再熱サイクルを考える。再熱サイクル効率は次式で表される(A, Bは定数)。

$$\eta_{BRH} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1) + c_p(T_7 - T_4)}{c_p(T_3 - T_2) + c_p(T_6 - T_5)}$$

$$= 1 - \frac{1}{r^{(\kappa-1)/\kappa}} \frac{A + B(T_3/T_2)}{A + B(T_5/T_2)} \leq \eta_B$$

最後の因子を見ると再熱開始温度 T_5 が最高温度 T_3 のときに再熱効果は最大となり、それ以外ではむしろ効率は低下する。再熱サイクル部分の断熱圧縮比が基本サイクルより小さいので当然である。基本サイクルの最高温度 T_3 の意味と同様、設定すべき再熱最高温度 $T_6 (=T_3$ である必要はない) も再熱サイクル効率に関係しない。

6.2 再生Brayton サイクル

Fig. 3 に示す再生可逆Braytonサイクルの熱効率として次式が示されている。

$$\eta_{BRG} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{r^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{1 - r^{-(\kappa-1)/\kappa}} \right)$$

再生熱交の温度効率100%の場合 T_3/T_1 が高いほど、また圧力比が低いほど熱効率が高く、さらに $r \rightarrow 1.0$ の極限でCarnot効率に等しくなると説明されている。この説明はもともと再生熱交が最も有効に働くスキームになっていることから当然であり、問題は効率の式に T_3/T_1 が意図的に表現されているため却って判り難く、BraytonサイクルがCarnotサイクルより劣っていることを前提にしているような表現も誤解を招く。

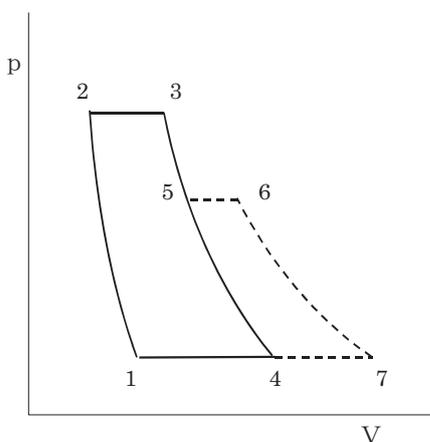


Fig. 2 Reheating Brayton Cycle

式の変形を素直にかつ最も単純に行うと次式を得る。

$$\eta_{BRG} = 1 - \frac{T_1}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} \quad \eta_{BRG} - \eta_B = \frac{T_1}{T_2} \left(1 - \frac{T_2}{T_4} \right)$$

本式の意味するところは非常に明快で圧力比が小さく、排ガス温度が高い場合 ($T_2/T_4 \rightarrow$ 小) には効率上昇の効

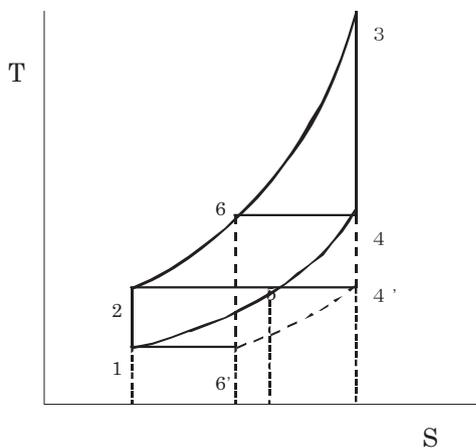


Fig. 3 Regenerating Brayton Cycle

果が大きいことを示す。換言すれば低圧力比で燃焼量が大きな本来効率の低いタービンでは再生熱交が有利に働き、見掛け上圧力比を T_2/T_4 相当まで高めたものに該当し、可逆サイクルでも再生の効果の優位性は明確で、機械による圧縮の一部を熱交換器で置き換えたことになる。

なお、圧縮機のインタークーラーについては圧縮仕事の大半を冷却遺棄するので可逆サイクルでは意味がない。

7. 古典熱力学へのオマージュと $S=k \log W$

なぜ熱力学には多くの盲点とか不正確な問題点が放置されてきたのかを指摘し、熱力学を否定するような印象を与えたとすれば筆者の想いはむしろ逆である。何故このような「齟齬」が生じたか考察してみたい。

熱力学は近代物理学が生まれる先導的役割を担った。19世紀はじめに熱素(物質)説に拠るCarnotサイクルの矛盾に対するClausiusのエントロピー概念 $dS = \delta Q/T$ の導入、Boltzmannの墓標にまでなっている原理と呼ばれる $S = k \log W^{(1)}$ は、左辺がマクロの状態量、右辺は体系の微視的状态の数でエントロピーにミクロ的解釈を与え物理学の近代化に道筋をつけた象徴である。その後で熱力学は歩みを緩め、古典として取り残されつついまの体系ができたものと考えられる。この辺りの経緯は参考文献²⁾朝永氏の著書に詳しく、またエントロピーとBoltzmannの原理に対する理解を深めるための名著として比肩するものは他になく、是非とも一読を薦めたい。幾つもある古典力学の中で傑出した多くの学者の貢献に支えられた熱力学の体系には賛辞とともに学んで良かった満足感に満たされる。

なお、朝永氏ご自身の持論と思われるが学問の展開に数学の援用が重要であることが度々強調されている。必ずしも難解な数学を駆使することではなく、「単純」なマニピュレーションで変形した式の物理的解釈の重要性が例示されている。前項の再熱・再生サイクルでは既にこの指針に沿って導いた式は一般的な専門書と違った形式になっているが、その結果明快な議論が展開できた。

8. BraytonサイクルとTIT

従来、基本的な可逆Braytonサイクルでは意味を持たない最高温度TITが優先されて、効率等の諸式が誘導され、議論されてきたが、ここでは一切の予断を排除し、最も“素直”にかつ“単純”に式を導出する。この方がむしろ物理的に正しい判断を下すのに適している。

実働のガスタービンでは圧縮機、膨張機の断熱効率で表される影響の強い非可逆過程があり、そのほか燃焼器内とその前後の配管系の圧力損失、タービン出口の余剰圧等の損失がある。再生熱交、インタークーラーがある場合にはその圧損も無視できない。前述の5,6節の可逆サイクルで導かれた検討内容は非可逆サイクルでそのまま成り立つものではないが、基本サイクルの骨格を構成していることを踏まえ式の誘導、変形に際して重要視

することは上述の“素直”かつ“単純”な導出に相当し、基本サイクルと比較して議論もし易くなる。圧縮機、膨張機の断熱効率を η_c, η_t とし (T_3/T_1) を優先する式は

$$\eta_{GT} = \eta_{th} \frac{\eta_c \eta_t (1 - \eta_{th})(T_3/T_1) - 1}{\eta_c (1 - \eta_{th})(T_3/T_1) - \{\eta_c + (1 - \eta_c)\eta_{th}\}}$$

と表され、分母、分子とも $(1 - \eta_{th}) = T_1/T_2$ とペアにして意図的に T_3/T_1 が含まれていることが窺える。議論の多くは T_3/T_1 をパラメータ (T_3 : 固定) として圧力比を上げる ($(1 - \eta_{th})$: 減少) と効率が低下することを示し、基本サイクルの教示 (圧力比によって効率が上昇する) と相容れない心証を与えている。

これに対し再び“素直”にかつ“単純”に変形をすると

$$\eta_{GT} = \eta_{th} \frac{\eta_c \eta_t (T_3/T_2) - 1}{\eta_c (T_3/T_2) - \{\eta_c + (1 - \eta_c)\eta_{th}\}} \approx \frac{\eta_{th} \eta_c \eta_t T_3 - T_2}{\eta_c T_3 - T_2} \because \{\eta_c + (1 - \eta_c)\eta_{th}\} \approx 1$$

と表現でき、右辺第2因子は $T_2 \rightarrow T_3$ の燃焼過程に対応し、 T_3 の重要性が窺えるものの、変数 η_c, η_t, T_2, T_3 を増減させても η_t 以外は分母・分子でほぼ打ち消し合うと分かる。 η_c と η_t の効率に及ぼす影響の比較を Fig. 4 に示す。 η_t の方が効率改善に有効であることは明らかであるが、高圧力比の方が優位であることは注目し値する。またTITの影響を示すFig. 5では高圧力比、低TITの範囲ではあまり意味を持たないが、実働上重要な範囲ではTIT引上げの効果はさほど顕著ではない。 η_t の重要性は改めて議論するまでもなく、技術的には殆んど限界にあるとの意見も当然あるだろう。ここで新しい構想力が問われることになる。

9. 新しい指導原理—等温膨張燃焼

ガスタービンの開発目標にTITの上昇が掲げられ、成果が収められていることも事実であり、その路線をすべて否定するものではないが、それにも限界があり新しい指導原理が求められる。ガスタービンでは構成する変化

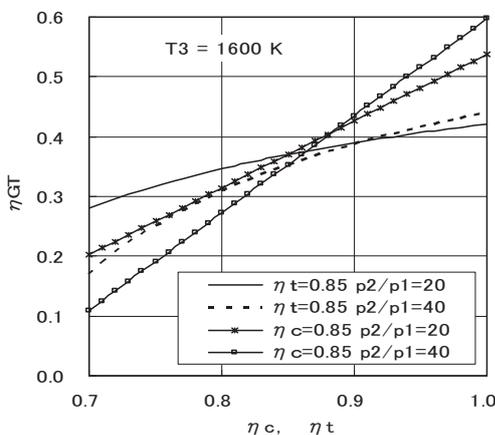


Fig. 4 Effect of Adiabatic Efficiency (η_c, η_t)

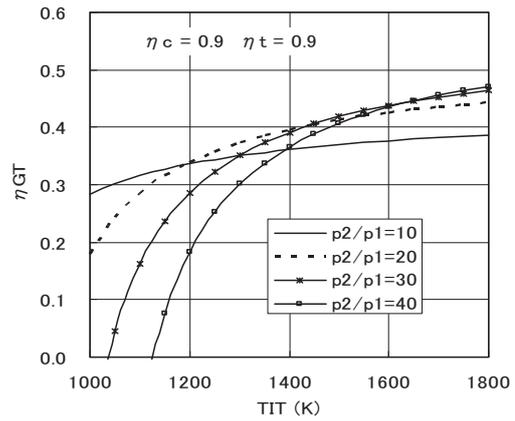


Fig. 5 Effect of TIT (T_3) on GT Efficiency

過程ごとに圧縮機、燃焼器、膨張機と分かれていて連携する共通部分もあるがそれぞれに固有の技術目標もある。往復動機関では単一の機械で燃焼の時期、期間 (短期集中か分散か) 等自由度のあることと対照的で、各々の変化過程が空間か時間 (定常・非定常) で分かれている。

Carnot機関のように「等温熱源」の確保ができれば投入熱をすべて仕事に変換できエクセルギー解析からみて大変好ましい。一方等温熱源を維持できるような燃焼方法が可能になればエネルギー変換としては化学エネルギーのすべてを熱を経由しないで直接仕事に変換ことになる。ただし燃焼速度 (この場合燃焼荷重にも通じる) は反応を維持するため所定の温度以上に設定する必要がある。この場合の「温度」の意味は熱と仕事の変換「量」にも該当することは「5.2 Carnotサイクルにおける T_H の意味」で既に述べた。等温熱源を実現できるのが「等温膨張燃焼」であり、この場合TIT (=TOT)

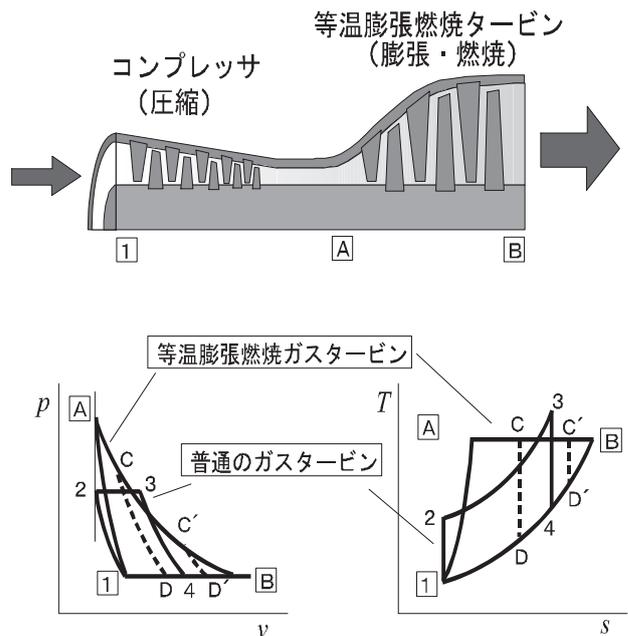


Fig. 6 Schematic Sketch of Isothermal Expansion Turbine and p - v , T - s Diagram

の高温化はCarnotサイクル同様高効率化のための旗印になる。ハードとしては燃焼器と膨張機の一体化に相当し、往復動機関では膨張行程中に燃焼を分散させることを意味する。等温膨張タービンでは排気温度が高いので複合サイクルとして利用できるほか、実用上は膨張過程の後半を断熱膨張と組み合わせることで排気温度を下げることができる。等温膨張から断熱膨張へ切り換える圧力 P_{TA} はオプションとして選択できるが、タービン単体での最高効率は高圧 P_H と低圧 P_L の相乗平均 $P_{TA}^2 = P_H \cdot P_L$ の圧力であることが簡単な解析で確認できる。

なお、発想がかなり奇抜過ぎて理解は得られ難いと思うが敢えて言及すると筆者等の解析では圧縮機でも加熱すれば少ない機械仕事で高圧が得られ、効率上昇にも寄与できる。ただし温度範囲からみて燃焼で実現することは技術的には膨張機よりはるかに難しい。Fig. 6 は等温膨張を含むサイクルの模式図を示した。

10. 学ぶ熱力学から考える熱力学へ

熱力学に限らず力学の体系は完全と云えるような形式に整えられ、寸分の狂いもないように思われるが、本稿

では案外ほころびがあることを指摘した。特に教科書と大学教育の具体的な内容については個々にみると問題点があることは否めない。教育に従事してきたひとりとして自戒と共に忸怩たる想いがある。サイクルに関わる部分に疑問をもち検討したのは定年間近い頃で、その後学会、シンポジウム等で発表したが浸透しないことに焦燥を感じる。Soo氏の著書⁽¹⁾にはガスタービンの記述も多く非常に優れた内容で参考になる。また本稿は下記参考文献⁽³⁾と一部重なるが文献では詳述した部分もあるので参照されたい。再訪を機に学ぶ熱力学から再考する熱力学へ見つめ直すよう希望する。

参考文献

- (1) S.L.Soo: Thermodynamics of Engineering Science, Prentice-Hall, Inc. (1958)
- (2) 朝永振一郎: 「物理学とは何だろうか。上・下」(岩波新書85, 86) (1979)
- (3) 越後亮三: 発電システムを構成する熱機関の高度化 (21世紀エネルギー技術戦略) Vol.104, No.989 (2001) pp.209-213

特集：ガスタービンサイクル - 源流からフロンティアへ -

常圧タービンサイクル (Inverted Brayton Cycleに基づいて)

辻川 吉春*¹

TSUJIKAWA Yoshiharu

1. はじめに

Inverted Brayton Cycle (本稿では、通常のブレイトンサイクルとの違いを明確に表現するため、以下反転ブレイトンサイクルと呼ぶ)は、通常ガスタービンの作動原理であるブレイトンサイクルとは逆に、大気圧の高温ガスをタービンに導入し、負圧下で膨張させ、出口ガスを冷却器で冷却した後、圧縮機で大気圧まで昇圧・排気することにより動力を取出す熱サイクルである。この原理は、以前から学術的には知られていたが、単純サイクルでは熱効率が低いため、顧みられることなく、国内外での開発事例は皆無であった⁽¹⁾。近年、著者らの研究で、反転ブレイトンサイクルの冷却器・圧縮機を複数段階化することにより大幅に熱効率が改善することが見出された^{(2)~(6)}。また再生反転ブレイトンサイクルを常圧タービン (APT: Atmospheric Pressure Turbine) と命名し、APT 基本システムの性能検討と各種適用可能分野についての検討も行ってきた。余談だが、筆者らが Turbo Expo'99 で講演発表した後、急に反転ブレイトンサイクルの論文発表が増えたことを記しておく^{(7)~(10)}。以下、反転ブレイトンサイクルの基本原理と性能解析結果から始めて、常圧タービンを中心とした応用例、実用化に当たっての課題、実機開発についても触れて、本システムがきわめて高い発電効率を備えたコージェネレーションシステムとして構築されることが可能であることを述べたい。

2. 反転ブレイトンサイクルの原理

まず常圧タービンの基本となる反転ブレイトンサイクルについて述べる。

2.1 基本原理とその特徴

通常ガスタービンはブレイトンサイクルで作動し、大気の吸入、圧縮、加熱、膨張、排気過程が順に続く。一方、この過程を逆にたどり、まず常圧、高温のガスが、タービン膨張、冷却、圧縮、排気の順にたどれば軸出力が取り出せる。これを反転ブレイトンサイクルという。図1の温度-エントロピー線図に圧力範囲の違いを明確に示す。このサイクルは早くから存在を知られていたが

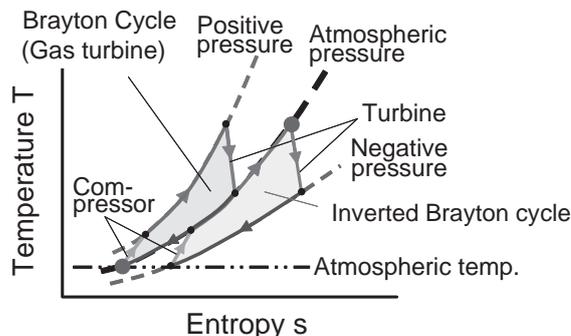


図1 ブレイトンサイクルと反転ブレイトンサイクル

熱効率低さと、負圧側に向かうので、装置の大型化が懸念され、だれも顧みなかった。世界中の目はブレイトンサイクルの改良に向けられ、ターボ機械の断熱効率の向上、燃焼器の改良、さらに究極的にはタービン入口温度の上昇に注がれた。しかしながら、これらの技術改善は限界に近く、ガスタービン熱効率の大幅な改善は難しくなることが予想される。そこで、著者らはまだ手のつけられていない反転ブレイトンサイクルに注目した。

反転ブレイトンサイクルを用いて、排熱からの動力回収をさらに効果的に行うための手段として、圧縮過程での中間冷却が考えられる。その温度-エントロピー線図を図2に示す。排熱温度が一定のとき圧縮機の作動温度が低ければ低いほど高出力が得られる。そのため圧縮を、中間冷却を入れてより低い温度領域で行えば、さらに有効に動力回収できることになる。中間冷却をした場合の性能向上を図3に示す。ない場合と比較し、タービン入

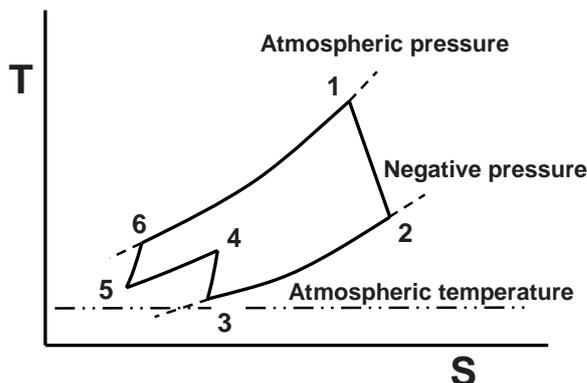


図2 中間冷却付き反転ブレイトンサイクルの温度-エントロピー線図

原稿受付 2009年3月18日

*1 大阪府立大学大学院工学研究科

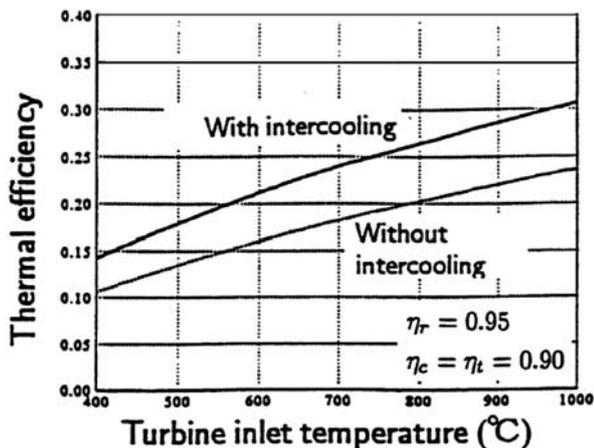


図3 単段中間冷却付き反転ブレイトンサイクルの熱効率

口温度が900℃の場合、約6ポイントの熱効率向上が見込める。このことは、一般のガスタービンでの中間冷却は燃焼器入口の温度低下につながるため、必ずしも効率改善を期待できないのとは比べ、反転ブレイトンサイクルの重要な利点となる。

2.2 小規模モデル実験³⁾

以上の基本的解析を踏まえて、図4のように小規模モデルを製作し、出力評価試験を行った。その結果を図5に示す。得られた熱効率は1%未満となる事が明らかになった。そのため反転ブレイトンサイクルは十分に排熱を利用したと言いがたいが、これは、タービンの断熱効率が約50%と非常に小さいためタービンの仕事を十分取り出せなかったからである。しかしながら、反転ブレイトンサイクルの実証試験は世界初の試みであり、非常に意義のある実験であった。

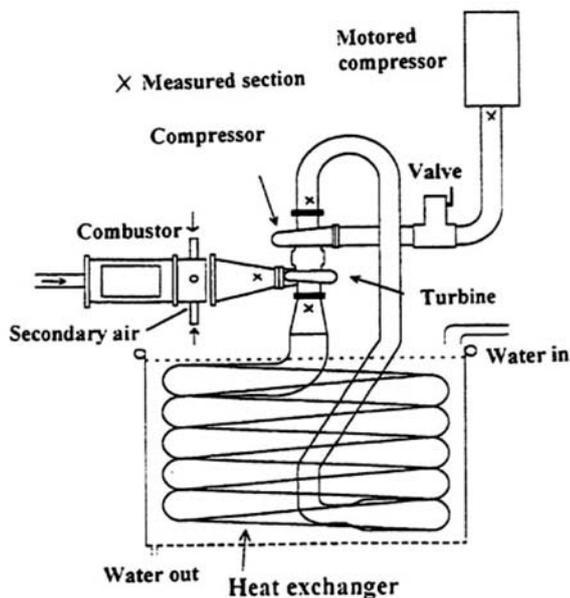


図4 出力評価実験の装置図

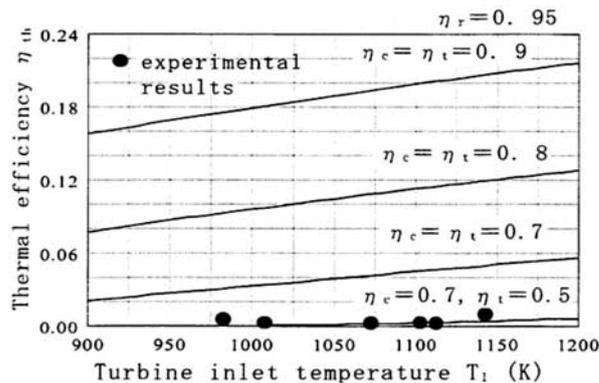


図5 出力評価実験結果

2.3 常圧タービン (APT)

図6に反転ブレイトンサイクル原理に基づくAPTの基本構成を示す。本システムは効率向上のために再生型とし、吸気とタービン排気ガスとの間で熱交換を行う再生器と圧縮機効率の向上を狙った水冷却器を備える。また本システムは試作機用として考案されたものを示しており、燃焼器を備え、燃料としてガス燃料や液体燃料を使用するが、既に存在する常圧・高温のガスを利用する場合、両者は不用である。

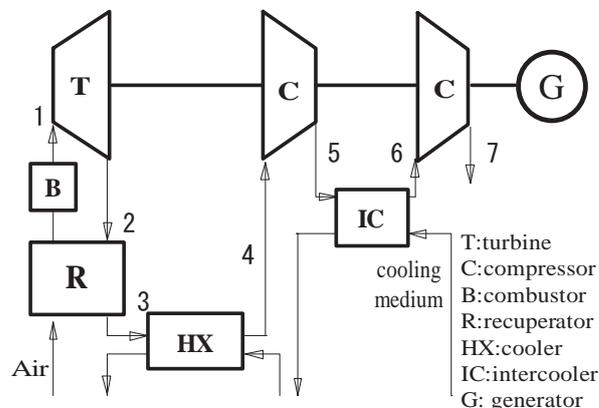


図6 常圧タービン (APT) の基本構成

まず、吸気は再生器で熱交換され500℃程度に温度上昇した後、燃料を投入して燃焼させ、900℃程度に温度上昇させてタービンへと導かれる。燃焼ガスはタービンで負圧側に膨張し、このとき仕事を取り出す。タービンを出た燃焼ガスは再生器で150℃程度に冷却された後、さらに水冷却器で15℃の常温程度まで冷却され、タービンと連動した圧縮機で圧力回復されて大気へ放出される。圧縮機の圧縮中のガスを取り出し、さらに冷却する中間冷却を行うとシステム全体の効率が上がるので本システムにも採用している。

以上に述べた原理、動作からAPTには次のような特徴がある。

(1) 常圧燃焼, 常圧排熱利用が可能

常圧・高温のガスで作動できるため, 常圧の高温排気や常圧ガス化ガス, 副生ガスなど幅広いエネルギーのカスケード利用が可能。装置構成も容易で, 適用分野の多様化, 省エネへの寄与大。燃料ガス圧縮機が不要。

(2) 高い発電効率

タービン・圧縮機の翼径が大きく (負圧作動のため), 特に要素効率の低い小型機種においてターボ機械効率が上昇する。同一出力規模ではガスタービンと比較して高い熱効率が実現できる。したがってコージェネレーションシステムにおける高い発電効率を得られる。

(3) 熱電可変運転が可能

再生熱交換器を通過し, 予熱された常圧高温空気をバイパスして, 熱利用を図ることにより, 容易に熱電可変システムが構成可能で, ユーザーニーズへの適合性の高いシステムを実現することができる。

3. 常圧タービンの応用例

3.1 高温型燃料電池との組み合わせ

高温型燃料電池として固体酸化型燃料電池 (SOFC), 熔融炭酸塩型燃料電池 (MCFC) が分類される。高温型燃料電池はそこから排出される高温の排ガスを利用して, ガスタービンや蒸気タービンを駆動するハイブリッド化により, 発電効率70%以上という極めて高い効率を実現することが期待されている。

3.1.1 APT / 常圧SOFCハイブリッドシステム

固体酸化型燃料電池 (SOFC) は, セラミックスの電解質中を酸化物イオンが動き作動する燃料電池である。そのため運転温度は700 ~ 1000℃と高温にする必要がある。運転温度が高温ゆえに技術的課題も多く, 現状では商品化の段階には達していない。しかし実用化に向けた実証試験, 技術実証が国内外で多く展開されている¹¹⁾。例えば, 日本国内における主なSOFCの開発状況として, まず1988年から国のプロジェクトのニューサンシャイン計画の中でSOFCの開発が行われた。開発の目標は, 発電出力が数kW, 天然ガスの改質ガスを燃料として使い, 燃料利用率70%を目指して開発が進められ, 目標性能が達成されている。また, 海外におけるSOFCの研究開発ではSiemens Westinghouse Power社 (以下SWPC社) が世界的に最も進んだ技術を有しており既に開発を手掛けて30年以上である。研究開発されているSOFCは円筒縦縞型の構造を採用し, セラミックスチューブを直並列に並べてつなぎ所望の電圧, 電流を得るものである。このモジュールを使用した発電システムの開発では, 2000年からは200kWの開発, 技術実証が行われている。

このような, 背景の下に, 著者らは30kW級常圧タービンと高温型燃料電池を組み合わせた複合発電システムに関して, 出力, 熱効率, 熱利用率等の性能評価を行った¹²⁾。

APTとSOFCの複合発電システムでは, SOFCへ供給される空気は全量APTの再生熱交換器によって予熱されたAPT吸気空気を用いる。またSOFCに投入された燃料のうち発電に利用されずに排出される高温の未利用燃料, 未利用空気をそれぞれAPTの燃焼器での燃料, 燃焼用空気として利用し, タービン入口温度が900 ~ 1000℃となる条件を満たすシステム構成を選択する。さらに現在までに考えられているSOFCのセル運転温度は700 ~ 1000℃であるため, この温度条件を満たすシステム構成として図7に示すシステムについて解析を行った。

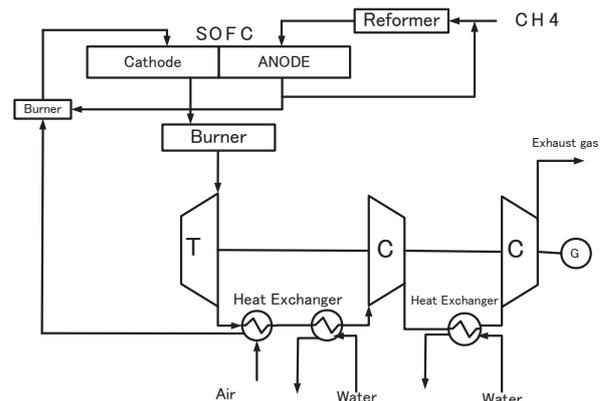


図7 常圧SOFC / APT-ハイブリッドシステム

図のシステムはAPT吸気的全量をSOFCセルに供給するシステム構成である。この場合, セル運転温度はタービン入口温度より低いか, またはほぼ同等である必要がある。熱サイクルシミュレーションによる性能評価結果の一例を, 図8および図9に示す。また以下の特性が明らかになった。

- (1) ハイブリッドシステムにすることにより, 総合熱効率を65%以上にまで向上することができる。これはSOFC単独の場合に比べ, 燃料利用率が90%のときに総合熱効率は10ポイント以上の向上が期待できる。結果として, SOFCの排出ガスが持つ熱エネルギーのおよそ30%以上を動力として回収できることになる。
- (2) ハイブリッドシステムの最適圧力比はAPT単独の

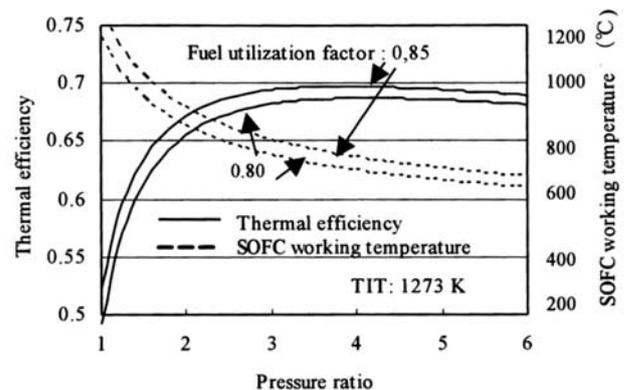


図8 SOFC/APT ハイブリッドシステムの総合効率

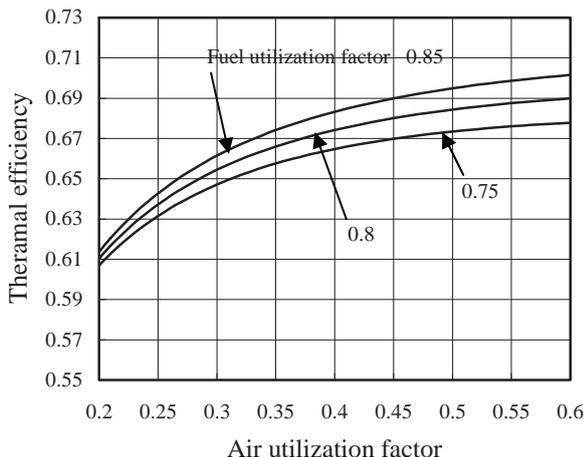


図9 SOFC/APTハイブリッドシステムの総合効率に与える空気利用率の影響

場合に比べて低くなる。これは、タービンの圧力比を上げることにより、タービン入口温度が減少し再生できる熱が減少するためである。そしてSOFCの作動温度が下がり、SOFCの効率も減少する。

(3) SOFCの改質反応は高温を要する化学プロセスであるため、放熱損失を低減することが重要になる。圧力比が一定のときSOFCにおける放熱損失が総合熱効率に与える影響は線形的であり、放熱損失1%に対して0.5ポイント降下する。全体の効率から見た場合この影響は決して小さくなく、システムを考える際に非常に重要な値になる。

(4) 熱利用率は77%以上期待できる。

3.1.2 APT / MCFC (熔融炭酸塩型燃料電池) ハイブリッドシステム

このシステムは、常圧燃料電池の排熱（常圧・高温ガス）から直接、動力（電力）を得ることが可能である。従来、中・小型の分散型発電設備では大型発電設備のようにコンバインドサイクルを導入することもできず、コージェネシステムとして排熱を温水等に使うしかなかったが、APTを導入することにより高効率な中・小型分散型の発電システムとなる可能性がある。図10に

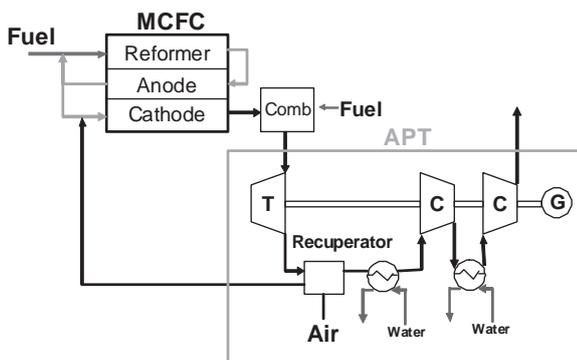


図10 内部改質型MCFC / APTハイブリッドシステム

内部改質型MCFCとAPTハイブリッドシステムの配置図を示す。本システムでは、150kWクラスの規模で全体の発電効率が65%以上を期待でき（図11参照）、APT（30 - 70kW）とのハイブリッド化により、最大で発電効率は19ポイント上がる。図中S / Cはスチーム / カーボン比を示している。また、MCFC出力のハイブリッドシステム全体に占める割合は約70%であることがわかった^{(13), (14)}。

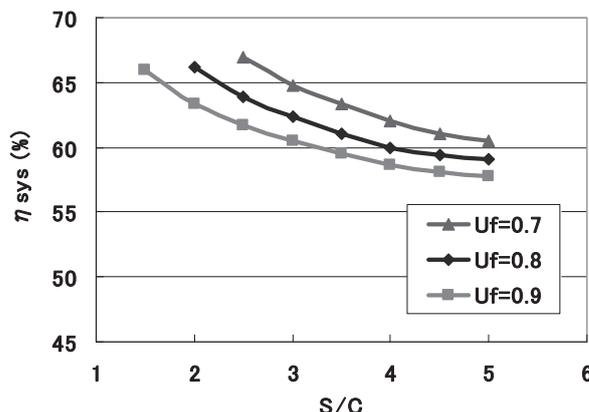


図11 MCFC/APTハイブリッドシステム全体の効率に対する燃料利用率Ufの影響

3.3 常圧タービンによるバイオマスエネルギーの利用

現在未利用の木質系バイオマスには、製材所木屑、林地放置間伐材、土場放置枝条、剪定街路樹、建築廃材などがある。その中でも特に発生量が多い製材所木屑や林地放置間伐材は、山間部に存在し集積度が低いため、それらを利用した大規模設備の設置が難しい。したがって、これらの有効利用を図るためには、それぞれの製材所の規模及び木屑集積量に見合った小規模設備の普及が不可欠であるが、従来技術ではこのような小規模設備において経済的に適合する有効利用を図ることは難しい。

本システムでは、常圧（大気圧）で作動するガス化炉と常圧の高温燃料ガスで作動する常圧タービンの組み合わせにより、従来技術と比べ効率のかつ経済的にバイオマスを有効活用可能な小規模高効率コージェネレーション（分散型熱電併給）実現を目指している。

図12にシステムの概略図を示す⁽¹⁵⁾。特長の第一は、発電システムとして常圧タービンを用いることにより、構造が簡単で運転操作が容易な常圧ガス化炉を用いながら、バイオマスのガス化で得られたガスをタール成分も含めてそのままの温度・圧力で常圧タービンに導入して燃焼させ、発電・熱供給に利用できることである。つまり、簡単な構造の常圧ガス化炉を用いながらガス化ガスの顕熱、タール成分を含む化学エネルギーをすべてコージェネレーションに有効活用できることである。図に示したシステムでは、排気の再循環を利用しており、その性能に及ぼす循環率の影響を図13に示す。

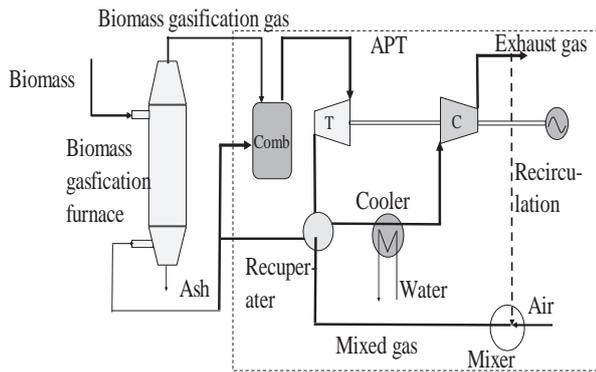


図12 バイオマス-常圧タービン高効率コージェネレーションシステム

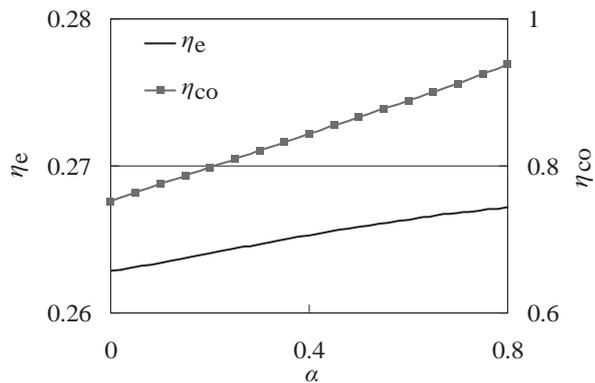


図13 発電効率とコージェネレーション効率 (循環率の効果)

本システムの第二の特長は、需要家の熱需要と電気需要のデマンドに応じて生成する熱電比率を変えることができ、小規模でも高効率で経済性の高いシステムになる事である。

さらに、第三の特長はバイオマスの発生状況や電気・熱需要の総量に合わせて、運転負荷（バイオマス処理量）そのものを自由に变化させることが可能であり、運転の自由度が大幅に向上し、よって運用性の良好なシステムが実現できることである。

バイオマスガス化炉としては、(1)固定床ガス化炉、(2)流動床ガス化炉、(3)噴流床ガス化炉等が挙げられる。本システムは、これら種々のガス化炉をその特性に応じて常圧（大気圧）で使用することができる。ガス化炉は通常、生成したガスの用途に応じて、常圧、あるいは加圧で使用されるが、加圧ガス化は炉体が耐圧を確保するために重構造化するうえに、バイオマス供給や灰の排出などに圧力境界を超えた固体のハンドリングが必要であり、設備が複雑化する。これに対して本システムでは、どのような炉形式においても常圧（大気圧）の運用が可能であり、炉の構造が簡略化されるとともに、固体ハンドリングに係わる問題も無く、設備コストが低く運用が容易で、運転に熟練者を必要せず、無人化が容易であるなど、小型のバイオマス発電システムとして適した特性がある。

3.4 その他の応用例

3.4.1 LNG冷熱利用^{(6),(17)}

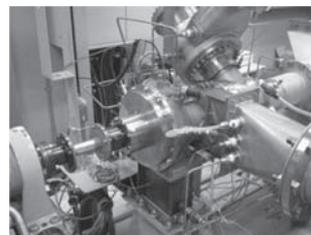
LNG（液化天然ガス）を反転ブレイトンサイクルの冷却媒体として使用する場合、冷却器の温度効率が同じであれば、冷却水などを使用するよりも反転ブレイトンサイクルの圧縮機入口温度をより下げられ、出力増加につながる。また、冷却器での平均温度差も大きく取れるので、冷却器の伝熱面積低減も可能と考えられる。一方、天然ガスの直接膨張にしてもタービン入口温度を高く設定できるので、この効果も大きい。そして反転ブレイトンサイクルを用いれば、LNG気化に海水を全く必要としないので、冷排水という環境問題も解決できる。

4. APT実機開発状況

以上に述べたシミュレーション検討結果から、APTが常圧・高温ガスから直接動力を取り出せる新しい原動機として、とりわけ中・小型の分散型電源に有効であることを示した。このことをうけて、APTを開発する前段階として、まず反転ブレイトンサイクルで動作する小型APTの試作機を製作・運転し、世界的に運転例がほとんどないと思われる反転ブレイトンサイクルの作動を確認すると共に、その基本的な特性や性能等が、井上らによって報告されている^{(18)~(20)}。

4.1 試作APTの概要

図14にAPT試作機本体の概要を示す。出力は3～5kW程度を狙ったものであり、膨張比は再生型とすることから3.3とした。圧縮機、タービンはそれぞれ1段遠心式、1段輻流式とし、圧縮行程における中間冷却は行わなかった。また燃料にはLPGを用いた。起動試験、出力評価試験結果については、参考文献^{(18)~(20)}を参照されたい。



Output	3~5kW
Pressure ratio	3.3
Compressor	1stage-centrifugal
Turbine	1stage-radial
Rated speed	96,000 rpm
Inter-cooling	without
Fuel	LPG

図14 APT試験機とその諸元

4.2 開発課題

これまでの開発過程から明らかになった課題を以下にまとめておく。

(1) 常圧タービン空力技術

常圧タービン用の圧縮機及びタービンは従来のガスタービンと著しく構成が異なるため、これまで用いられてきた諸元の適性範囲から外れており、常圧タービンに適した遠心圧縮機及びラジアルタービンの研究開発が不

可欠である。

(2) 潤滑システム (軸受・シールを含む) 技術

常圧タービンは負圧条件で作動するため、それに適合したコンパクトで低コストの軸受・潤滑システムが求められる。

(3) 再生熱交換器・ガス冷却器技術

常圧タービンで使用される熱交換器の第一の特長は、従来のガスタービンコージェネレーションシステムとは異なり、高温排ガスに相当するガスが負圧である点である。従って、その環境下においては流体の圧力損失が大きくなりやすく、システム全体の効率に与える影響が大きくなるため、従来よりも高性能・コンパクト・高耐久性の熱交換器が必要になる。

(4) 常圧タービン制御技術

常圧タービンは、既存のガスタービンとは異なる構成を取っているため、その制御方法、起動停止方法には未知の部分が多い。常圧タービンの実用化には、これらの制御技術に関する検討を十分に行い、その技術を確立する必要がある。

5. おわりに

ガスタービンが発明されて以来、70年余を経過した。この間、出力と熱効率の向上は著しいものがあり、それらはおもに圧縮機の高圧化とタービン入口温度の高温化によりなされてきた。本稿では、常圧の高温ガスから効率的に動力を取出せる再生型反転ブレイトンサイクルに基づく常圧タービン (APT) を常圧型SOFCの後流に組み合わせた複合発電システムや、APTによるバイオマスエネルギーの高効率利用、実機開発状況について述べてきた。それらのシステムの高効率性、用途の広範囲さを考慮すると、APT 技術を早急に確立し、全く新しいコージェネレーションシステムが1日も早く実現されることを願っている。

最後になりましたが、本稿を記述するに当たり、川崎重工業(株)技術研究所原田英一、井上健司両氏には資料提供等で大変お世話になりました。紙面を借りて謝意を表します。

参考文献

- (1) Wilson, D. G., "The Design of High Efficiency Turbomachinery and Gas Turbine", MIT Press (1985).
- (2) Tsujikawa, Y. et al., "Conceptual Recovery of Heat from a Conventional Gas Turbine by an Inter-cooled

Inverted Brayton Cycle", ASME Paper, No.99-GT-378 (1999).

- (3) 大谷ら, 日本ガスタービン学会誌, 27, 5, pp. 73-80 (1999).
- (4) 大谷ら, ターボ機械, 28, 3, 174-182 (2000).
- (5) Tsujikawa, Y. et al., "Utilization of Cryogenic Exergy of LNG by MGT (Mirror Gas Turbine)", ASME 2000-GT-317 (2000).
- (6) Fujii, S. et al., ASME J. Eng. Gas Turbines & Power, 123, 481-486 (2001).
- (7) Scott, T., et al., "Thermodynamic Analysis of the Transposed-Cycle", AIAA 2001-3748 (2001).
- (8) Bianchi, B., et al., ASME J. Eng. Gas Turbines & Power, Vol. 124, No. 3, pp. 561-565 (2002).
- (9) Alabdoadaim, M. A., et al., J. Power and Energy, Vol. 218, No. 6, pp. 377-385 (2004).
- (10) Blieske, M., "Design and Performance Evaluation of a Trigenation System Incorporating Hydraulic Storage and an Inverted Brayton Cycle," ASME GT2008-50568 (2008).
- (11) 平成14年度「常圧型SOFC-APT複合発電システムに関する調査報告書」(財) エネルギー総合工学研究所 (2003).
- (12) Tsujikawa, Y., et al., JSME Int. Journal, Vol. 47, No. 2, pp. 256-260 (2004).
- (13) Tsujikawa, Y., et al., "Performance Analysis of Atmospheric Pressure Turbine-Molten Carbonate Fuel Cell Hybrid System", ASME GT2006-90091 (2006)
- (14) Tsujikawa, Y., et al., "Part-Load Performance of MCFC/APT Hybrid Power System", ASME GT2008-51444 (2008).
- (15) Tsujikawa, Y., et al., "Proposal for a Highly Efficient Cogeneration System Using an Atmospheric Pressure Turbine Coupled with Biomass Gasification", ASME GT2009-59841 (2009).
- (16) 金子ら, エネルギー・資源学会誌, 21, 3, pp.67-74 (2000).
- (17) Kaneko, K., et al., J. of Applied Energy, Vol. 79, No. 4, pp. 355-369 (2004).
- (18) 井上ら, 常圧タービン (APT) の試作とその評価, 第11回動力・エネルギー技術シンポジウム, S44 (2006)
- (19) Tanaka, K., et al., "The Development of 50kW Output Power Atmospheric Pressure Turbine (APT)", ASME GT2007-27783 (2007).
- (20) Inoue, K., et al., "Construction and Performance Evaluation of Prototype Atmospheric Pressure Turbine (APT)", ASME GT2006-90938 (2006).

Japan's First Environmentally Conscious H System™ Combined-Cycle Thermal Power Plant

MATSUSHITA Takehiko*¹

MOCHIDA Naotaka*¹

1. Introduction

The first H System combined cycle power plant in Japan is under construction and commissioning in Tokyo Electric Power Company (TEPCO) Futtsu thermal power station group 4.

Futtsu group 4 consists of three units and main contractor is General Electric Company (GE). In this plant, Toshiba takes responsibility for design and manufacturing of unit 4-1 to 4-3 Steam Turbines (ST), Generators (GEN), and for manufacturing of 4-1 to 4-3 GE designed Gas Turbine (GT) Compressors under the agreement between GE and Toshiba. Also, Toshiba takes responsibility for design and manufacturing of unit 4-1 and 4-2 auxiliary equipments and for construction and commissioning of unit 4-1 and 4-2 under the contract with TEPCO.

As for Futtsu first unit 4-1, GT first firing was executed in November 2007, the first synchronization was executed in December 2007 and the rated output 507MW was achieved in February 2008 and started commercial operation in July 2008. This paper is written to inform GTSJ readers of the H System™ combined-cycle technology, Futtsu 4 plant outline and



Figure 1 TEPCO Futtsu thermal power station

its contraction history.

2. H System™ Combined Cycle System Features

原稿受付 2009年3月6日

* 1 株式会社東芝

Toshiba has supplied Combined Cycle Plants equipped with 1100 degree C class GT in the 1980s and Combined Cycle Plants equipped with 1300 degree C class GT in the 1990s to domestic and overseas customers.

Toshiba has concluded H System™ manufacturing partnership agreement with GE in March 1998 for the next generation high efficiency combined cycle.

H System™ Power Train consists of 1500 degree C class GT supplied by GE and ST & GEN supplied by Toshiba (see Figure 2). H System combined cycle power plant is state-of-the-art, high efficiency and power with low NO_x emissions level (see Table 1), and the operating characteristics of the plant make it suitable for daily start and stop as well as 1300 degrees C class plant.

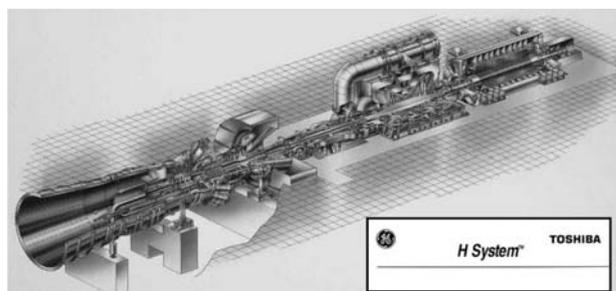


Figure 2 H System™ power train

Table 1

Comparison of single-shaft CC power plant specifications

	H System™ CC (TEPCO Futtsu#4-1,2)	1300 degree C class CC (TEPCO Shinagawa#1)
Gas Turbine	MS9001H	MS9001FA
Stage Output	507MW	380MW
Thermal Efficiency (HHV)	53%	50%
Steam Cycle	HP/IP/LP/RH	HP/IP/LP/RH
Steam Condition	MSP/MST	12.63MPa / 558°C
	HRSP/HRST	2.45MPa / 558°C
NO _x Emission Concentration (Referenced to 16% O ₂)		10.53MPa / 532°C
		2.29MPa / 532°C
	5ppmvd or less	5ppmvd or less

The key distinguishing feature of H System™ is the steam cooling that GE developed for the gas turbine. H System™ gas turbine's first two stages nozzles and buckets use closed-loop steam cooling. The use of steam cooling resolves the conflict between higher firing temperature and lower NOx.

Figure 3 compares temperature drop of the combustion gas stream across the first stage nozzle for a conventional GT and H System™ GT. In the open loop cooling system of conventional GT, the air that is used to cool the nozzle, mixes with the main flow stream, therefore reducing its temperature upstream of the first stage bucket. Meanwhile, in the closed loop steam cooled nozzle of H System™ GT, the steam does not mix with main flow stream and therefore does not reduce its temperature by mixing with the main flow stream. GE has confirmed conventional GT has a temperature drop as large as 155 degree C across the first stage nozzle but in H System™ GT, cooling the first stage nozzle reduces the temperature drop less than 44 degree C.

With a temperature drop only 44 degree C, the steam-cooled nozzle design can maintain the same combustor exit temperature, and therefore the same NOx levels, yet benefit from a 111 degrees C increase in firing temperature over the 1300 degrees C class GT. Additionally, closed-loop cooling also minimizes parasitic extraction of compressor discharge air, thereby allowing more air to flow to the combustor for fuel premixing.

The use of single crystal materials on the first stage nozzles and buckets, and thermal barrier coatings on the first and second stage nozzles and buckets, ensures these components stand up to high firing temperatures while meeting maintenance intervals.

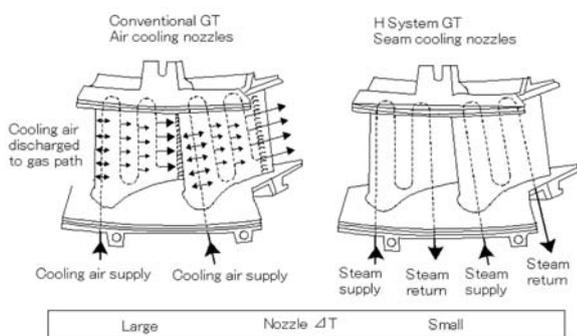


Figure 3 Merits of closed steam cooling circuit

3. Plant Outline of TEPCO Futtsu Thermal Power Station Group4

In TEPCO Futtsu thermal power station, H System™ Combined Cycle Plant is under construction for group 4. In this thermal power station, group 1 & 2 are a combined cycle power plant utilizing 1100 degree C class GT, and group 3 is also a combined cycle power plant utilizing 1300 degree C class GT.

As mentioned in “Introduction” , Toshiba has concluded H System™ manufacturing and design partnership agreement with GE as defined in figure 4.

Except for power-train scope of supply, Toshiba also takes a responsibility for supplying the other equipment (Heat Recovery Steam Generator(HRSG), Condenser, Pumps, Piping and valves, etc.), installation and commissioning for Toshiba & GE supplied equipment.

3.1 Plant Specification

Table 2 shows plant specifications.

Table 2 Plant specifications
Plant specifications of TEPCO Futtsu thermal power station group 4

Unit	3
Unit Output	507MW
Grope Output	1520MW
Contractual Thermal Efficiency (HHV)	53%

3.2 Power Train

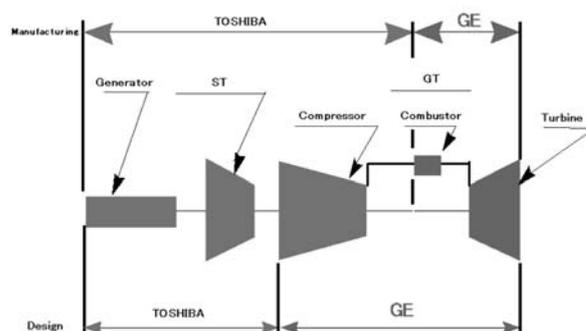


Figure 4 Scope of design and manufacturing of H system™

(1) Gas Turbine

GE MS9001H GT is applied. Major specifications are shown in Table 3.

The GT has been designed with an 18-stage compressor, a 14 combustion chamber DLN-2.5H system and a 4-stage steam-cooled turbine. In order to meet the increased flow requirement, the combustor diameter is increased by approximately 20% from the

conventional type for 1300 degree C class GT. DLN-2.5H combustion system have demonstrated the ability to achieve low NO_x levels and have increased fuel flexibility, while maintaining the capability to achieve low NO_x at a partial load between 50 and 100%.

Table 3 GT specifications
Gas turbine specifications for TEPCO Futtsu thermal power station group 4

Type	MS9001H
Inlet Pressure	2.19 MPa
Outlet Pressure	0.0079 MPa
Inlet Temperature	1,499 °C
Outlet Temperature	618 °C

(2) Steam Turbine

Stem Turbine – The reheat, condensing turbine includes an integral High Pressure (HP)/Intermediate Pressure (IP) opposed flow section and a double flow Low Pressure (LP) section with 33.5" last stage buckets. The reheat design assures high thermal efficiency and excellent reliability based on a large experiences.

The cycle performance between ST and GT is optimized because GT uses ST HP exhaust steam for GT steam cooling.

Table 4 ST specifications
Steam turbine specifications for TEPCO Futtsu thermal power station group 4

Type	TCDF-33.5"	
Number of Cylinder	2	
Steam Condition (HP / IP / LP)	Press (MPa)	12.63 / 2.45 / 0.71
	Temp (°C)	558 / 558 / 360

(3) Generator

Generator is of two-pole, cylindrical-rotor type and utilizes a stator frame with vertical coolers, spring-mounted core, liquid cooled stator conductors and hydrogen gas cooled rotor. The one-piece field forging also has a single-stage axial flow fan mounted at each end for circulation of hydrogen.

Generator and thyristor starting system have been coordinated to assure durable and reliable operation.

Table 5 GEN specifications
Generator specifications for TEPCO Futtsu thermal power station group 4

Rating Capacity	566 MVA	
Rating Voltage	19 kV	
Rating Frequency	50 Hz	
Rating Power Factor	0.9 pf	
Cooling System	Stator	Water Cooling
	Rotor	Hydrogen Gas Cooling
Excitation	Thyristor Excitation	

Generator has specific design enhancements to allow starting from turning gear speed.

3.3 HRSG

HRSG is reheat, triple pressure, natural circulation, and horizontal gas flow type. Toshiba has many experiences of this type of HRSG.

The water/steam heating surfaces are arranged at the adequate exhaust gas temperature zone to maximize the heat recovering from GT exhaust gas.

The necessary area for the HRSG is almost the same size as for the former 1300 degree C class HRSG by applying its elevation to be highered although the amount of heat transfer becomes larger than the former.

HRSG is shop-assembled as large modules with steam drums, piping, instruments and cabling and shipped as module. It is effective for severe quality control and minimizing the erection time.

3.4 H System™ Unique System and Equipments

H System™ has the following unique systems and equipments to achieve higher efficiency and power.

3.4.1 GT steam cooling system

GT cooling steam for first two stages nozzles and buckets is supplied from HP ST exhaust steam and IP steam from HRSG during normal loaded operation. The exhaust steam from HP ST is split. One part is returned to the HRSG for reheating, the other is combined with IP steam. The cooling steam is returned to the steam cycle in the cold reheat line to the reheater. Therefore, the closed circuit GT steam cooling system operates in series with the reheater. The steam is used to cool the nozzles and buckets in first two stages. In turn the heat transferred from the

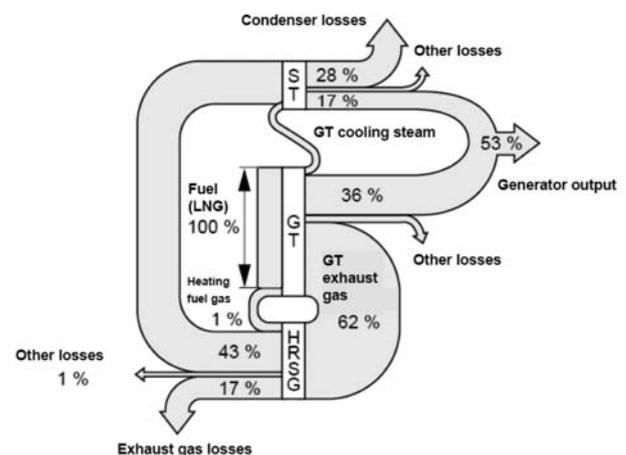


Figure 5 Typical thermal flow diagram of H System™

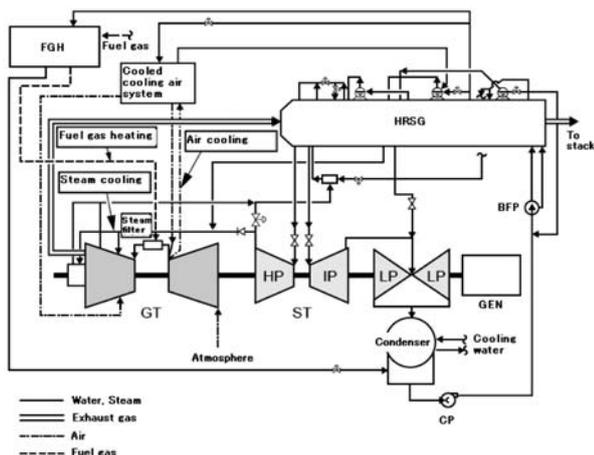


Figure 6 Flow diagram of H System™ combined cycle power plant

hot gas path parts increases the steam temperature. This GT cooling system has contributed to achieving a higher combined cycle efficiency and increasing ST power. (see Figures 5 and 6)

Toshiba designed steam-cooling systems based on GE's experience. Especially, for designing steam-cooling pipe connected to GT casing, stress and moment analysis in various operation cases was carried out and then the piping configuration was decided by the analysis results. Anti-corrosive and high strength materials are used for GT steam cooling pipe.

GE supplied hydraulic control valves for GT steam cooling temperature and flow control. Toshiba supplied mixing tees which relieves heat stress in mixing difference pressure and temperature steam.

Cooling air goes through GT cooling steam circuit during start up before the amount of the generated cooling steam becomes sufficient. Therefore, GT

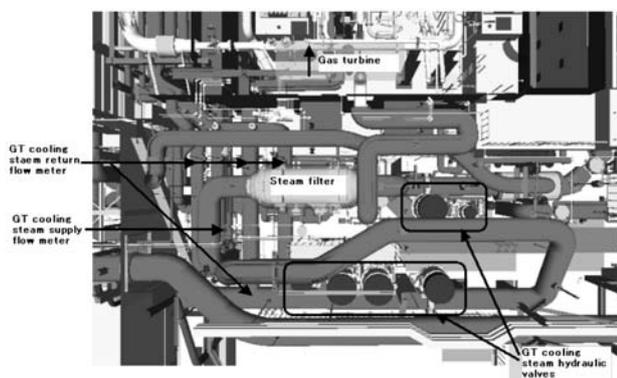


Figure 7 3D-CAD model for gas turbine steam cooling equipments arrangement plan

cooling steam system is designed so that cooling air should be kept from discharging to ST and Condenser.

Toshiba used 3D-CAD model for designing GT cooling steam piping. (see Figure 7)

3.4.2 GT cooling air-cooling (CAC) system

The cooling air-cooling system uses water extracted from IP economizer to cool air extracted from the compressor discharge flow. The cooled air is used to cool gas turbine gas path components and compressor wheels and gas fuel purge.

Compressor discharge air is supplied to an evaporator where heat extracted from the air generates IP steam. The cooled air is then attemporated by compressor discharge air to achieve the cooling air temperatures desired for GT stage 2 nozzle cooling, gas fuel system purge and compressor wheel cooling. Feed water for the cooling air cooler evaporator is supplied from the HRSG IP economizer section discharge. The produced IP steam is sent to the IP drum of the HRSG upstream of the steam separators.

3.4.3 Clearance control system

A GT clearance control system is provided which functions independently of the steam system shown on Figure 6.

The clearance control system is a closed loop air system, which includes an air circulation compressor, air heaters, air coolers and air system charging compressors. The clearance control system passes air through internal passages in the GT compressor stator casing and the turbine casing.

During startup, air supply temperature is controlled to the scheduled set point to open turbine clearance. As GT is loaded, the clearance control system air temperature decreases to reduce the inner casing diameter and controls the rotor tip clearances. During shutdown, the air supply temperature increases to keep the inner turbine shell heated up in the event of a hot or warm start.

3.4.4 Fuel heating system

The fuel heating system uses water from the discharge of the HRSG IP economizer to pre-heat the gas fuel before it is sent to the GT combustion system. The transfer of energy from the HRSG IP economizer to the fuel gas system improves combined cycle system efficiency by reducing the heat consumption equivalent to amount of energy transferred from the IP economizer, thereby utilizing low level HRSG

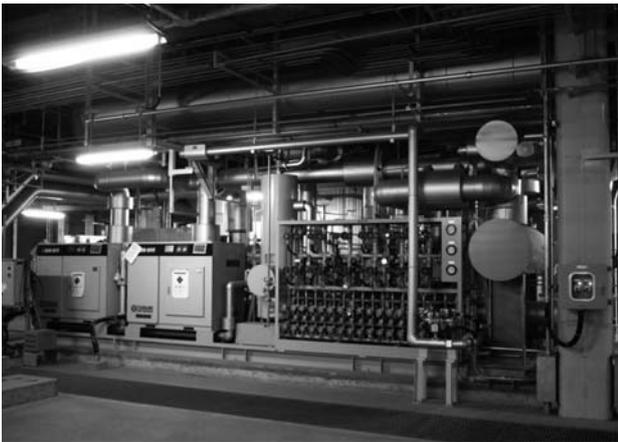


Figure 8 Clearance control system skid

energy at the highest possibility efficiency.

The water flow through the fuel gas heater is controlled to achieve the set point gas temperature. The water outlet from the fuel gas heater flows to the condenser.

3.5 GT Inlet Fogger System

A GT inlet fogger system is provided as a power augmentation feature for operation at high ambient temperature condition. Small demineralized water droplets are sprayed to the compressor inlet air to evaporatively cool the air entering the GT, which results in increased mass flow and added power output during high ambient temperature conditions. The inlet fogger is located in the inlet duct, downstream of the silencer with adequate distance for droplet evaporation.

3.6 DeNOx System

Selective catalytic reduction process (SCR) for denitrification of exhaust gas is used in conjunction with the GT Dry Low NOx combustion system.

The DeNOx system has more than 90% NOx removal efficiency. The NOx concentration at the exit of the stack is lower than 5 ppmvd at 16% O₂ reference.

3.7 Starting Method

The Stage will use the LCI from turning gear through purge, firing, and initial acceleration, in combination with the GT firing, to obtain full operating speed as the primary means for starting the stage. Steam start capability for each stage is provided as an emergency backup for the LCI start.

3.8 Control and Monitoring System

GT, ST and HRSG with H-unique equipment are controlled by GE MarkVI. MarkVI works in conjunction with the TOSMAP-DS™, the state-of-the-art distributed control and monitoring system for the Group Computer and its associated Balance of Plant (BOP) controllers. TOSMAP-DS™ serves a wide variety of operator interface to support interaction of controls strategies with various mechanical and electrical systems. A fully automated plant start-up and shutdown capability and other sophisticated supervisory functions are provided in a similar manner as previous TEPCO plants, while downsizing the control and monitoring system by adopting generic technology. This feature resulted in consuming less power source. TOSMAP-DS™ is also connected to the GE MarkVI via redundant bi-directional high-speed gateways.

4. Overview of TEPCO Futtsu#4-1 Construction

4.1 Constructions and Commissioning History

The construction of Futtsu#4 started in Dec. 2004. Major milestones for the first stage 4-1 were as follows.

- Aug. 2006 : GT on-base
- Oct. 2006 : HRSG on-base
- Oct. 2007 : Vacuum up
- Nov. 2007 : GT first ignition
- Feb. 2008 : Base load operation
- Jul. 2008 : Commercial operation start

4.2 H-system™ Unique Construction Activity

To realize GT steam cooling system, a very fine and full flow capacity steam filter is equipped with the cooling steam supply piping and non-corrosive material is applied to the piping around GT. In addition, during the construction stage, especially for the piping after the steam filter, H-system™ required extreme attention to cleanliness inside the piping in order to avoid obstructing cooling paths by particles.

Therefore, Toshiba performed hydraulic flushing by using high-pressure centrifugal pump and filter after the piping welding work has been completed. The steam system flushing has achieved the required cleanliness according to NAS (National Aerospace Standard) grade.

For the steam piping except GT cooling steam pipe, the air blowing out that is popular for usual combined cycle power plant has been performed.

4.3 H-system™ Unique Commissioning Activities

[GT steam cooling system]

GE and TSB commissioning team confirmed the following changeover has been succeeded.

- GT air-cooling operation during start-up
- Changing over from GT air cooling to GT start-up steam cooling
- Changing over from GT start-up steam cooling to GT normal steam cooling
- In the event of Load Rejection, GT cooling mode is changed over from GT normal steam cooling to GT start-up steam cooling

[GT cooling air-cooling system]

GE and Toshiba commissioning team confirmed CAC system has provided cooling air to the GT compressor rotor to maintain the desired rotor temperature and also, the system provides cooling air to cool second stage turbine nozzle and wheel spaces.

[GT clearance control system]

Prior to site commissioning, Toshiba confirmed the clearance control skid has functions to control the required temperature under the rated flow rate and to pressurize the closed loop as a proper pressure in a factory.

GE commissioning team confirmed the system could control the tip clearance of the compressor blades and the turbine buckets in order to maintain high efficiency output of GT throughout the full operation.

5. Conclusion

As for a large capacity thermal power plant, it should be considered to achieve a reduction of fuel consumption, a reduction of CO₂ and NO_x emissions for environmental concerns.

GE and Toshiba believe that H-system™ contribute to realizing an environmental conscious combined cycle power plant.



Figure 9 Group 4 stage 4-1 power train (GT & ST)



Figure 10 Group 4 stage 4-1 HRSG, exhaust duct

特集：ガスタービンサイクル –源流からフロンティアへ–

AHAT – 高湿分空気利用サイクル

小金沢 知己*¹
KOGANEZAWA Tomomi

高橋 徹*²
TAKAHASHI Toru

キーワード：ガスタービン，高湿分空気，再生サイクル，HAT，AHAT

1. はじめに

地球環境保護，持続可能な社会の実現に向け，発電システムの継続的な高効率化も必要な取り組みのひとつである。中容量から大容量の火力発電に関しては，ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクルが現在の最も高効率な発電技術であり，今もなお改良が進められている。それと同時に近年では，より高い熱効率を達成し得る新しいヒートサイクルを創出するべく数多くの研究がなされている。作動ガスとして高湿分空気を利用したガスタービン発電システムもそのひとつであり，湿分注入と再生サイクルを組み合わせることでコンバインドサイクルと同等以上の高効率および低コスト化が期待できる。本稿では，パイロットプラントによるシステム検証段階まで進んできたAHAT (Advanced Humid Air Turbine) サイクルについて概説する。

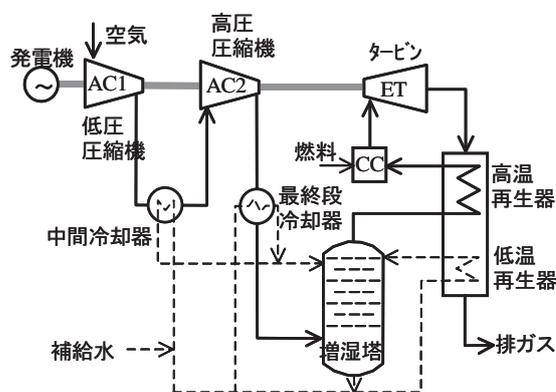
2. 高湿分再生ガスタービンサイクルの概要

ガスタービンの効率向上に再生器を利用する考えは，ガスタービンが発明された初期の段階から存在したが，再生サイクルは原理的に圧力比の小さなガスタービンに適しているため，これまで圧力比が10程度以下の比較的小型のガスタービンに採用されてきたに過ぎない。圧縮機吐出空気でガスタービン排ガスの熱を回収する限り，回収熱量はそれほど小さくなく排ガスは温度の高いまま大気中に放出される。一方，水蒸気の比熱は空気の約2倍と大きく，熱回収能力が大きいので圧縮空気を高湿分空気とし再生器で熱回収するならば，ガスタービン排ガスを100℃近くまで熱回収するサイクルが構築できる。また湿分を加えることにより再生サイクルで最高効率となる圧力比が高い方に移動するので，再生サイクルの有効適用範囲は圧力比の高い領域まで広がることになる。

この高湿分再生ガスタービンサイクルの代表例として，図1に示すHAT (Humid Air Turbine) サイクル⁽¹⁾がある。このシステムは1981年に三菱ガス化学の中村氏らにより中低温の熱回収技術をガスタービンに応用したものととして特許化（特開昭58-101228）された日本生まれのシステム概念である。国際ガスタービン会議（83-Tokyo-IGTC-38）にこのサイクルが報告され，その論文に米国の研究機関が注目して，EPRI, DOE等でGE社，ABB社，Texaco社などの協力を得て詳細な評価が行われ，その結果このサイクルは同じ燃焼温度の場合，通常のコンバインドサイクルと比較して3～4%（絶対値）程度の熱効率向上が期待できることが認められるようになった⁽²⁾。

HATサイクルで高効率を達成できるのは，圧縮機の中間冷却も含め，中低温排熱を巧妙に回収し増湿塔で加湿する際の蒸発エネルギーとしてガスタービンに戻していることと，再生熱交換器で燃焼用空気を予熱し燃料使用量を低減していることによる。

高湿分を利用したガスタービンサイクルは各方面で提案されており，再生サイクルは形成しないもののガスタービン排熱で給水を加熱することで熱回収を行い，その高温水または蒸気を燃焼器に噴霧するCHENGサイクル，FLECS (Flexible Electric Cogeneration System)などはすでに実用化されている。また，HATサイクルを原型とした高湿分再生ガスタービンサイクルも多く提案されている。それらについて表1に示す同一条件

図1 HATサイクル⁽²⁾

原稿受付 2009年4月2日

*1 株式会社日立製作所 エネルギー・環境システム研究所
〒312-0034

茨城県ひたちなか市堀口832-2

*2 財団法人電力中央研究所 エネルギー技術研究所
〒240-0196

神奈川県横須賀市長坂2-6-1

件下での熱効率の比較評価を行ったところ、図2に示すように、HATサイクルを始め、本稿で紹介するアドバンストHAT (AHAT) サイクル、また、REVAP⁽³⁾ (Regenerative Evaporation Cycle), TOPHAT⁽⁴⁾, WIWR⁽⁵⁾ (Wet Intercooled Wet Recuperated) humidified gas turbineの高湿分再生ガスタービンサイクルにおいては、高い熱効率が得られることがわかっている⁽⁶⁾。

表1 計算条件

空気条件	圧力	101.3kPa	
	温度, 湿度	15℃, 60%RH	
圧縮機	圧力比	AHAT,CHENG,FLECS,SSI	16
		HAT,REVAP,TOPHAT,WIWR	25
	断熱効率	88%	
	吸気噴霧水量 (AHAT)	3.5wt%	
タービン	断熱効率	92%	
増湿塔	出口空気湿分	17wt%	
燃焼器	燃焼器出口ガス温度	1350℃	
高再生温器	入口排ガス温度-出口空気温度差	Over 20℃	
低再生温器	出口排ガス温度	Over 100℃	
その他	発電機効率	99% each	

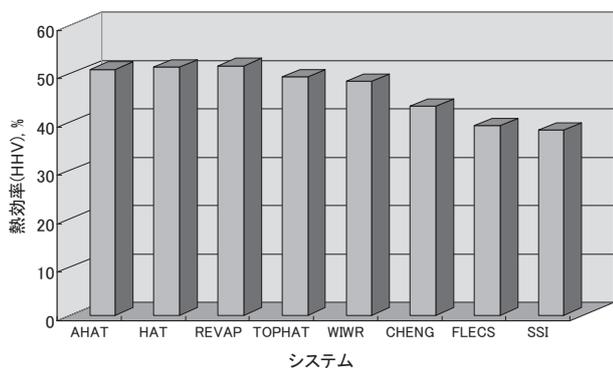


図2 各種高湿分利用ガスタービンサイクルの比較⁽⁶⁾

しかし、AHATサイクルを除き、HATサイクルを初めとする各種高湿分再生ガスタービンサイクルにおいて、サイクル性能を十分発揮させるには、圧縮機を分割し中間冷却器を設けた新型のガスタービンを開発する必要があるため、サイクル的に優れていることは認められながら、なかなか実用に進まなかった。

3. AHATサイクルの概要

AHATサイクルでは、HATサイクル実用化の課題となっていたガスタービン新規開発の負担を低減するため、圧縮機を分割せずに吸気噴霧冷却を利用して中間冷却と同様な効果を達成させる方式としている。この方式では圧縮機を分割する必要がないため、産業用や電力事業用に広く利用されている1軸型ガスタービンを利用し

てサイクルを構成できる。

図3にAHATサイクル系統を示す⁽⁷⁾。AHATサイクルでは圧縮機吸気ダクトに設置した吸気噴霧冷却装置により、圧縮機吸気に微細な液滴を噴霧する。液滴径としては蒸発が速やかに進行し、圧縮機翼面への液滴衝突によるエロージョン防止のため、平均径15μm程度以下の微細なものが望ましいとされている。噴霧された液滴は圧縮機吸気口に到達するまでにその一部が蒸発し、吸気温度を低下させる。蒸発しなかった残りの液滴は圧縮機内部に流入し、圧縮機内部で圧縮中に蒸発し、空気温度の上昇を抑制する。

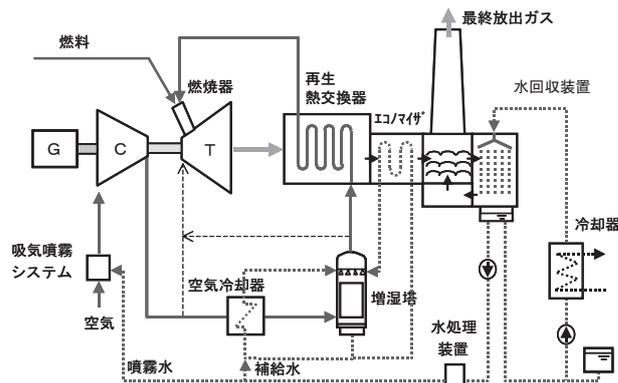


図3 AHATサイクル系統図⁽⁷⁾

圧縮機吐出空気は空気冷却器 (アフタークーラーとも呼ぶ) を経て冷却された後、増湿塔に流入しそこで温水と直接接触し高湿分空気となる。加湿割合はサイクル運転条件により異なるが、吸気空気流量に対し15~20wt%程度の値であり、サイクル熱効率が最大となるように選定される。

高湿分空気は再生熱交換器でタービン排ガスから熱を回収し、高温の高湿分燃焼用空気となり燃焼器に流入する。燃焼器では高湿分燃焼のため燃焼時に発生するNOx量を大幅に低減できる。

高温の燃焼ガスはタービンを駆動した後排出され、再生熱交換器、エコマイザで排熱を回収した後に水回収装置に導かれる。AHATサイクルでは前述のように空气中に多量の水を加えている。これを排気塔からそのまま大気中に放出したのでは水の消費量が膨大となってしまいうため、水回収装置により加えた湿分を回収し、水処理装置を介したのち補給水として再利用する。水回収装置で所定の湿分を回収された排ガスは、必要に応じ排ガス再加熱器で昇温したのち、排気塔から大気中に放出される。

一方、水循環の系統として空気冷却器とエコマイザがあり、これらは高温の気体から熱を回収し、高温水として増湿塔に供給する役割を担っている。高温水は増湿塔で圧縮空気と直接接触することによりその一部が蒸発し、蒸発しなかった温水は蒸発の際に気化熱を奪われ増湿塔下端から取り出される際には、増湿塔の飽和温度以

下に温度が低下する。増湿塔下部から取り出される循環水温度は運用条件により異なるが100℃前後の値である。この水が空気冷却器とエコマイザに再び送られ熱回収して増湿塔へ蒸発に必要な熱を運ぶ。循環水は増湿塔で一部が蒸発するため、流量が減少するので、前述の水回収装置で回収された水あるいは外部から補給水を供給しマスバランスをとる⁽⁸⁾。

AHATサイクルは圧力比、燃焼温度は既存のままでもシステムと冷却方式を改良することにより高効率を目指そうとする発電システムであり、最適条件で設計すれば発電効率は同一ガスタービンを想定したコンバインドサイクルを上回り、特に中小容量機でその効率差は大きくなると試算されている。図4に既存のガスタービンシステムと比較したAHATサイクルの効率目標試算例を示す⁽⁹⁾。

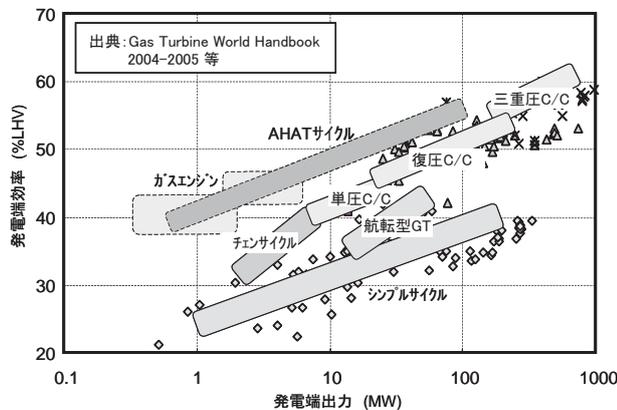


図4 各種発電サイクルの出力-効率特性⁽⁹⁾

AHATは小型から大型まであらゆるサイズのガスタービンに適用できる概念ではあるが、再生熱交換器は圧縮空気と高温排ガス間のガス-ガス熱交換器であるため、大型システムではこの再生熱交換器が巨大なものになる。また、大型コンバインドサイクルでは三重圧排熱回収ボイラの採用が実用化されており高効率が達成されているのでAHATと大型コンバインドサイクルの効率差は小さいと予想される。したがって、簡単な機器構成で高い発電効率を達成するというAHATの特徴を生かすためにはAHATは中小容量のガスタービンにより適したサイクルと考えられる。

4. AHATサイクルにおける熱効率向上メカニズム

AHATサイクルのT-s線図を図5に示す。比較のため、シンプルサイクルガスタービン、再生サイクルガスタービンのT-s線図も記載した。AHATサイクルにおいて、①～②の水噴霧により一部が蒸発し吸気温度を低下させ、蒸発しなかった残りの液滴は②～③の圧縮過程において圧縮機内部で蒸発することにより冷却効果が得られ、温度上昇を抑制することにより圧縮動力が低減され

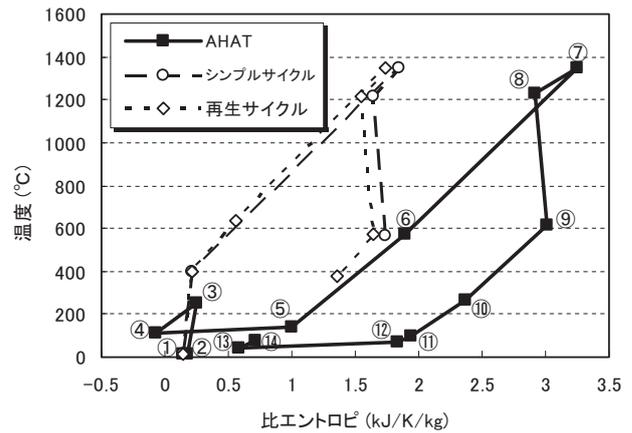


図5 AHATサイクルのT-s線図

る。また、ガスタービンの出力、熱効率は大気温の影響を受けやすいことが知られているが、この水噴霧による吸気冷却効果により大気温の影響を受けにくくなる。

圧縮空気は、④～⑤の増湿塔での加湿過程により、120℃程度の比較的低温を保ったまま比熱ならびに重量流量を増加（したがって保有熱量を増加）することができる。この加湿された空気は比熱が高くなるだけでなく比較的低温であるため、⑤～⑥の再生熱交換器によるタービン排ガスからの熱回収過程では、通常の再生サイクルガスタービンよりも熱回収量を多くすることができ、高い熱効率が得られる。つまり、加湿と再生を組み合わせることにより熱回収量が多くなり高い熱効率を示すのである。また、⑧～⑨の膨張過程においても、加湿されたことによる作動流体の比熱ならびに重量流量の増加により、得られる動力が大きくなることも特徴である。

燃焼ガスは多量の蒸気を含んでいるため、タービンを駆動した後そのまま大気に放出してしまうと潜熱損失が大きくなる。そこで、再生熱交換器、エコマイザにより排熱が回収された後（⑨～⑪）、水回収装置で40℃程度まで冷却することにより、燃焼ガス中の蒸気が凝縮することで潜熱が奪われ、また水として回収される。回収された水は、作動流体の加湿のために系に戻ることができるため、水が有効に利用されるだけでなく、回収した潜熱も一部利用され効率向上に寄与する。さらに、水分を落とした排ガスは白煙防止のためガス再熱器で過熱され大気に放出されるが、40℃程度の飽和蒸気しか含んでいないため60℃程度まで上げればよく、通常ガスタービンコンバインドサイクルの排ガス温度が100℃程度であるのに比べ低いので排ガス損失が少なく、また環境負荷も低減できる。

以上のように、AHATサイクルにおいては、吸気への水噴霧による圧縮動力低減、圧縮空気への加湿による比熱、流量増加のための排熱回収量およびタービン出力の増加、水回収による潜熱回収により高効率が得られる。

シンプルサイクルガスタービンに、吸込空気流量、燃

焼温度一定として、再生、増湿、水噴霧を行った際の熱効率向上量、出力増加割合を概算した結果をそれぞれ図6、7に示す。再生サイクルを形成することにより、出力は低下するものの熱効率は4.2ポイント向上し、また、圧縮空気を重量比で20%程度増湿することで熱効率は6.7ポイント、出力は56%向上する。さらに、吸気に重量比で3.5%水噴霧を行うことで、圧縮動力が低減され、熱効率は3.7ポイント、出力は17%向上する。

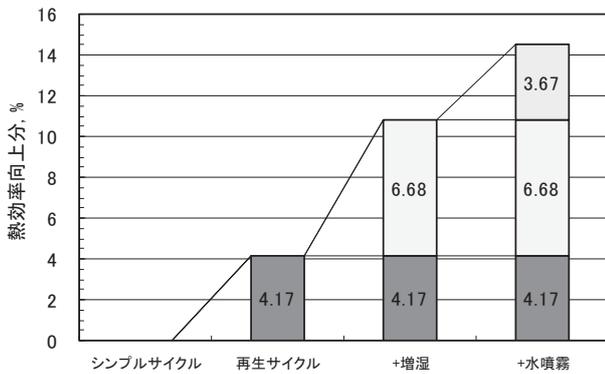


図6 熱効率向上効果

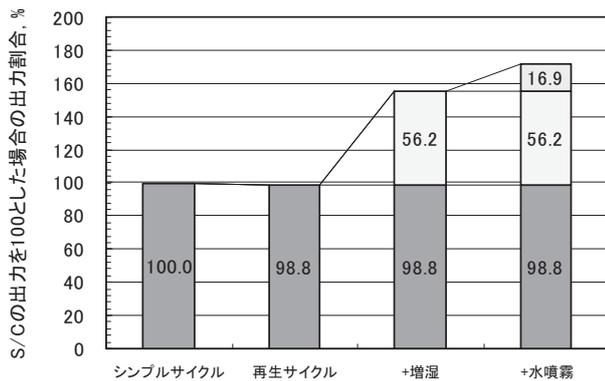


図7 出力増加効果

5. AHATパイロットプラント

上述したAHATのサイクル概念が実際に成立し、目標性能が得られることを検証するため、要素技術開発¹⁰⁾の成果を反映させたパイロットプラント（総合試験設備）の製作および建設が2005年度から進められ、2006年10月からの6ヶ月間で試運転を行なった¹¹⁾¹²⁾。図8にパイロットプラントの外観を示す。また、表2にパイロットプラントの基本仕様を示す。パイロットプラントは図

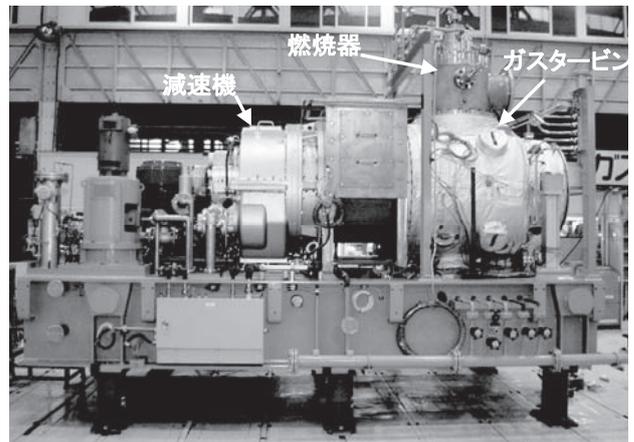


図9 AHATパイロットプラント用ガスタービン

表2 AHATパイロットプラントの目標基本仕様¹¹⁾

項目	単位	値
発電機出力	kW	3,680
発電端効率 (LHV)	%	42.46
ガスタービン回転数	rpm	17,800
吸込み空気流量	kg/s	10.3
圧力比	-	8.1 : 1
タービン入口温度	℃	1,180
タービン出口温度	℃	669
NOx (16% O ₂)	ppm	10以下

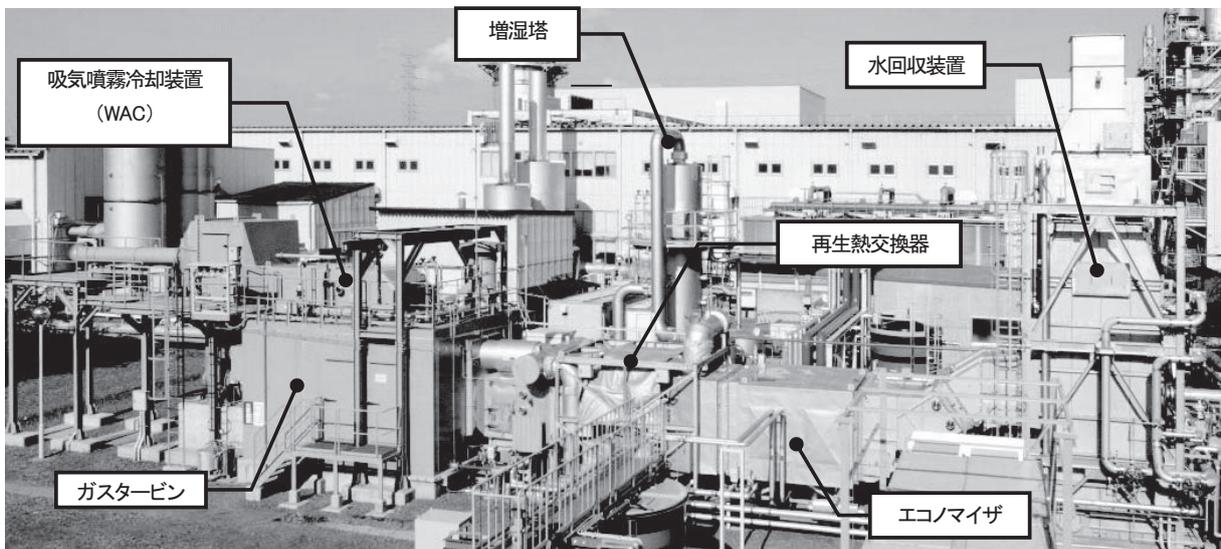


図8 AHATパイロットプラント

9に示す小型ガスタービン（遠心2段圧縮機，軸流2段タービン，単缶燃焼器）を核として，吸気噴霧冷却装置（WAC：Water Atomization Cooling），プレートフィン型再生熱交換器，増湿塔，水回収装置等から構成されている。本プラントには，性能を詳細に把握するために，温度，圧力，振動計測用など900点以上のセンサを取り付け，リアルタイム計測を行った。また，燃料には天然ガス（LNG）を使用し，発電機により発生した電力は空冷式の負荷抵抗器で消費した。そのため，発電機出力および燃料流量から，熱効率を正確に計算することが可能である。

6. 検証試験結果

試験は2006年10月に開始し，5ヶ月間で30回実施した。運転は，負荷指令と給水量制御を手動制御で行ない，回転数一定で負荷に追従するよう燃料流量を自動制御した。試験で得られるシステム特性・挙動等を分析し，最終的には全自動運転制御を行う予定である。

図10に最高出力試験時のトレンドグラフを示す。横軸は点火後の経過時間を表す。図10(a) および図10(b)は制御項目を示す。AHATシステムは燃料流量だけでなく，水システムの水量も制御する。本プラントでは，吸気噴霧冷却（WAC）用水量G1（図3参照），空気冷却器から増湿塔へ流れる水量G2，給水加熱器から増湿塔へ流れる水量G3，給水加熱器から排ガス再加熱器へ流れる水量G4も制御した。プラントの発電機出力は，シンプルサイクルシステムと同じように燃料流量により増減する。

プラントは，起動および停止時はドライモードで，それ以外の時はウェットモードで運転される。ドライモードとは主流ガスへの加湿を行わない運転モードであり，水量G1，G2およびG3はゼロである。一方，ウェットモードとは主流ガスへの加湿を行う運転モードである。ガスタービンは起動後15分で定格速度17,800rpmに達した（図10(c)）。ドライモードで出力1.8MWまで発電機出力（図10(d)）を上昇させた。途中，出力0.9MWと1.8kWにおいて30分間出力維持しプラントの健全性を確認した。その後，ウェットモードに移行した。徐々に主流ガスへの増湿量を増加させ出力を2.6MWまで増大させ，更に3.3MWまで増大させ45分間出力維持した。その後，吸気噴霧冷却を開始し出力を3.6MW，更に3.9MWまで増大させ2時間のヒートランを行った。その後の最高出力試験において，出力4.0MW，熱効率40%LHVを達成した。熱効率は表2に示した計画値42.46%LHVよりも2.5ポイント低い値となったが，これは各種センサ取付けに伴うリークおよび圧力損失の増大が主な原因であることが分かっており，これらを補正した熱効率は43%LHV程度となる見込みを得た⁽¹⁾。

また，AHATサイクルの特徴のひとつである吸気噴霧冷却（WAC）の効果は図10(e) および図10(f) に顕

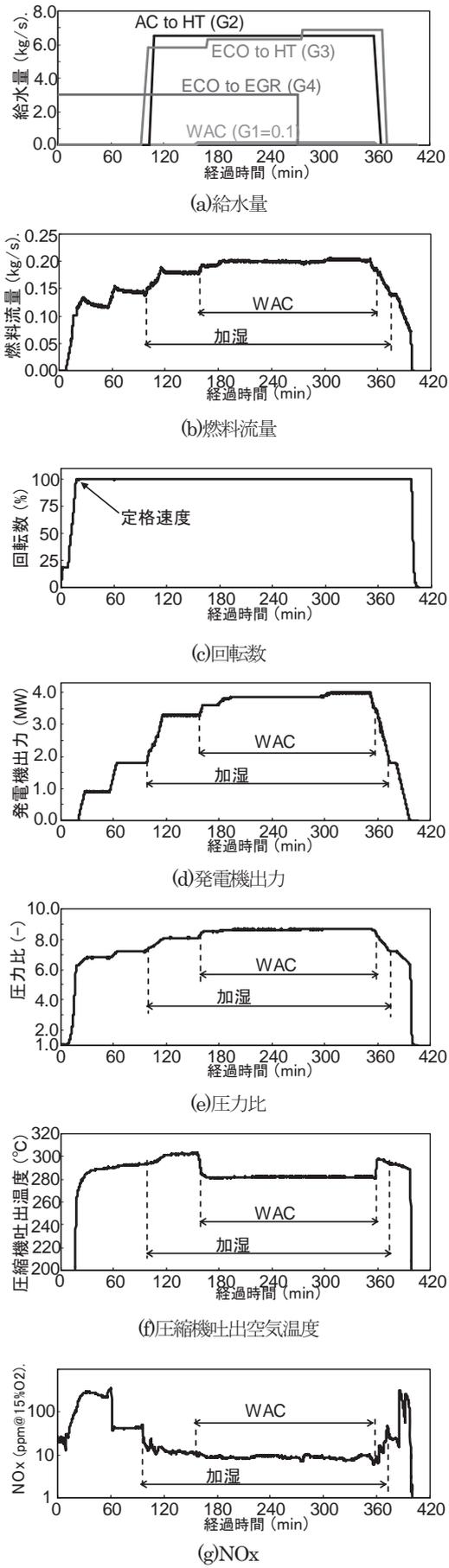


図10 最高出力試験時のトレンドデータ⁽¹⁾

著に現れている。作動ガス増加による圧力比の上昇にも拘らず吐出温度が20℃低下しており、吸気噴霧冷却は作動ガスの冷却に寄与している⁽¹³⁾。

単缶燃焼器には、高温空気条件による燃料自発火防止と、燃料-空気混合促進による低NO_x化を両立させるために、多孔同軸噴流クラスターバーナを採用した⁽¹⁴⁾。そのNO_x排出量を図10(g)に示す。加湿開始前36ppm程度のNO_x値は、加湿を開始すると減少し、3.3MWから最高出力にかけての高湿分燃焼状態では、NO_x<10ppm運転が可能となり、NO_x値の目標(10ppm以下)を達成した⁽¹⁴⁾。また、水回収装置により、最大出力時の加湿量(1.56kg/s)の95%が回収できており、システム利用水の消費量を大幅に低減できることを確認した⁽¹²⁾。

7. まとめ

ガスタービン新型サイクルのフロンティアの一例として、湿分注入と再生サイクルをうまく組み合わせることで、簡易な構成で高効率化が期待できるAHATサイクルについて概説した。また、2004年度から2006年度までの3年間、経済産業省資源エネルギー庁からエネルギー使用合理化技術開発費補助金(高効率ガスタービン実用化要素技術開発)を受けて実施したパイロットプラント検証試験の状況について述べた。小型機を利用したサイクル検証試験によりAHATサイクルの成立性が確認できた。今後も小型パイロットプラントの運転を通じて、サイクル利用水の水質挙動を評価検討するなど、実機運転データを蓄積していく予定である。

また、引き続き2008年度からの4年間の計画で、中容量重構造ガスタービンへのAHATサイクル適用を目指して、吸気噴霧による中間冷却の効果を積極的に利用した高湿分軸流圧縮機の開発、低温の高湿分空気による高湿分冷却翼の開発、実圧力比条件での再生熱交換器、高湿分燃焼器の性能・信頼性検証など、実用化技術開発が進行中である。

参考文献

- (1) Y.Mori, H.Nakamura, "A highly efficient regenerative gas turbine system by new method of heat recovery with water injection," IGTC Tokyo (1983)
- (2) A.D.Rao, "A Comparison of Humid Air Turbine (HAT) Cycle and Combined-Cycle Power Plants," EPRI IE-7300, (1991)
- (3) J.De Ruyck, "REVAP CYCLE," IGTC, UK June 1996
- (4) J. van Lier, "The TOPHAT cycle," IERE workshop, Kobe, JAPAN, October 1998
- (5) Next generation turbine system study, Final technical report, DOE, DE-AC26-00NT40852
- (6) T.Takahashi, Y.Nakao and E.Kouda, "Analysis and Evaluation about Advanced Humid Air Turbine System," ICOPE-2007, Hangzhou China, Oct. (2007)
- (7) 幡宮重雄:「高湿分空気を利用したガスタービン発電技術」火力原子力発電, Sep. (2002)
- (8) H.Araki, S.Higuchi and S.Hatamiya, "Design Study of a Humidification Tower for the Advanced Humid Air Turbine System," ASME Turbo EXPO 2005, Jun. (2005)
- (9) 幡宮重雄:「ガスタービンを利用した新型発電システム 高湿分ガスタービン」日本ガスタービン学会誌, Vol.34, No.2, March, (2006)
- (10) H.Kuroki, T.Shibata, T.Koganezawa, N.Kizuka, S.Hatamiya, S.Marushima, "Development of Elemental Technologies for Advanced Humid Air Turbine system," ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90639, (2006)
- (11) S.Higuchi, T.Koganezawa, Y.Horiuchi, H.Araki, T.Shibata, S.Marushima, "Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant - Part 1: Overall Performance," ASME GT2008-51072 (2008)
- (12) H.Araki, S.Higuchi, T.Koganezawa, S.Marushima, S.Hatamiya, M.Tsukamoto, "Test Results from the Advanced Humid Air Turbine System Pilot Plant - Part 2: Humidification, Water Recovery and Water Quality," ASME GT2008-51089 (2008)
- (13) T.Shibata, Y.Takahashi, S.Hatamiya, "Inlet Air Cooling with Overspray Applied to a Two-stage Centrifugal Compressor," ASME GT2008-50893 (2008)
- (14) T.Koganezawa, K.Abe, K.Miura, T.Saito, H.Inoue, "Performance of a Cluster Nozzle Burner for the Advanced Humid Air Turbine," IGTC2007 Tokyo TS-134, (2007)

特集：ガスタービンサイクル - 源流からフロンティアへ -

マイクロガスタービン-SOFCハイブリッドサイクル

君島 真仁*¹
KIMIJIMA Shinji加幡 達雄*²
KABATA Tatsuoキーワード：マイクロガスタービン，固体酸化物形燃料電池（SOFC），ハイブリッドサイクル
Micro Gas Turbine, Solid Oxide Fuel Cell (SOFC), Hybrid Cycle

1. はじめに

エネルギー資源消費量削減への強い要請から，ガスタービンを主軸に据えた高効率発電の技術開発が展開されている。その中で，高温作動型燃料電池の技術的成熟を受けて，ガスタービンとの複合化によるハイブリッド発電が現実のものとなりつつある。本稿では，マイクロガスタービン（MGT）と固体酸化物形燃料電池（SOFC）によるハイブリッドサイクルに焦点を当て，複合化の基本的コンセプトと現在の技術開発状況を述べる。

2. ハイブリッドサイクルの概要

2.1 ガスタービンと固体酸化物形燃料電池の複合化

「ハイブリッド」という呼称は，自動車技術の分野においては，熱機関と電動機という異種の動力源の組合せを表すものとして用いられている。本稿で対象とするハイブリッドサイクルは，高压高温の作動流体の膨張により力学的エネルギーを得るガスタービンサイクルと電気化学反応から直接電気エネルギーを得るSOFCという原理の異なるエネルギー変換プロセスの組合せを表現するものである。

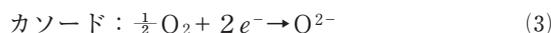
自動車のハイブリッド動力源では，熱機関のサイクルと電動機とは独立しており，各々からの出力のバランスを調整することで，状況に応じて推進に必要なエネルギーを効率良く供給するようなシステム化が行われている。これに対してMGTとSOFCによるハイブリッドサイクルでは，ガスタービンサイクルの中に燃料電池が組み込まれる。両者は完全に独立しているわけではなく，自動車のハイブリッド動力源とは性質が異なる。

ガスタービンサイクルでは，燃焼により燃料物質の化学エネルギーを熱エネルギーに変換し，それをサイクルへの熱入力とする。例えば燃料を水素とすると，燃焼の総括反応式は以下の通りであり，反応前後のエンタル

ピー変化（反応熱） $\Delta H^\circ = -241.826\text{kJ/mol}$ （25℃）を熱エネルギーとして利用する。



反応物質を水素，酸化剤を空気とする場合のSOFCにおける化学反応も総括反応式を書くと燃焼の場合とまったく同じである。しかし，SOFCでは図1に示すように電解質を隔壁としてアノード（酸化反応が進む電極）側とカソード（還元反応が進む電極）側で各々異なる反応が進行する。二つの電極が負荷を介して電気的に接続されることで，反応前後のエンタルピー変化 ΔH° のうちギブス自由エネルギー変化 ΔG° に相当する部分を電気エネルギーとして抽出することができる。



(2)式と(3)式で表される二つの反応を組み合わせた総括反応が(1)式で表されることは容易に確認できる。

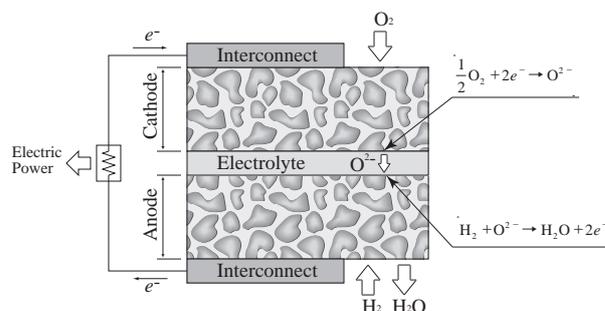


図1 固体酸化物形燃料電池の構成

(1)式の反応について，1000℃の条件下では $\Delta H^\circ = -249.266\text{kJ/mol}$ に対して $\Delta G^\circ = -177.494\text{kJ/mol}$ であり，エンタルピー変化に占めるギブス自由エネルギー変化の割合（ $= \Delta G^\circ / \Delta H^\circ$ ）は71.2%となる。このことが，SOFCを含めた燃料電池による高効率のエネルギー変換を期待させる主たる理由であるが，現実には電気化学反応の進行に伴って様々な不可逆損失が発生するため， $\Delta G^\circ / \Delta H^\circ$ のような高いエネルギー変換効率は得られない。なお，エンタルピー変化とギブス自由エネルギー変化の差（ $= \Delta H^\circ - \Delta G^\circ$ ）は，温度 T とエントロピー変化

原稿受付 2009年3月16日

*1 芝浦工業大学 システム理工学部 機械制御システム学科
〒337-8570 さいたま市見沼区深作307*2 三菱重工業株式会社 原動機事業本部 ボイラ統括技術部
燃料電池開発課
〒850-8610 長崎市飽の浦町1-1

ΔS° との積 $T\Delta S^\circ$ で与えられ、これは原理的に電気エネルギーへの直接変換が不可能であり熱エネルギーとして排出される。

燃料電池の作動原理に関する一般向けの説明において、「水の電気分解の逆反応」という説明が見られるが、これは、反応物質を水素とする場合に限定した記述であり、十分な説明とはいえない。燃料電池は、電位の異なる半電池反応を組み合わせることで反応物質が保有する化学エネルギーを電気エネルギーに直接変換する化学電池の一種である。総括反応が自発的に進行するように半電池反応を組み合わせるのが本質的であり、反応物質が水素に限定される必然性はない。高温作動を特徴とするSOFCでは、一酸化炭素も燃料として利用可能である。

以上に述べた通り、燃焼と燃料電池反応は同一の総括反応式で表されるプロセスであるが、得られるエネルギーの形態が異なる。燃焼を利用するガスタービンサイクルと直接電気エネルギーを取り出す燃料電池との組合せは「ハイブリッド」と称するに相応しいといえる。

2.2 固体酸化物形燃料電池

SOFCの単セルは、酸素イオン伝導性を有し、ガスの透過を許さない緻密なセラミックス製電解質と電子伝導性の多孔質材料製の電極により構成される。電解質材料は、イオン伝導性及び熱力学的安定性、他の材料との反応性、機械的特性など様々な条件を満たす必要がある。これらの条件を満たすセラミックス製電解質としてイットリア安定化ジルコニア (YSZ) が使用される場合が多い。燃料側の電極にはニッケルとイットリア安定化ジルコニアの混合物 (サーメット) が、空気側の電極にはランタン-マンガン系酸化物がそれぞれ使用されることが多い。

SOFCは構成材料が全て固体であるため、セル形状に選択の幅があり、平板型や円筒型を中心として様々な形状のセルが開発されている。電解質が有意義な酸素イオン伝導性を発現する温度が作動温度を決定し、実績のある材料では800～1000℃程度の温度域となっている。

このような高温作動であることから、家庭用や自動車用として開発が進む固体高分子形燃料電池では必須となる白金触媒がSOFCの場合には不要となる。炭化水素系燃料やバイオガス等で燃料電池を作動させる場合、白金を使用しているタイプでは、一酸化炭素による触媒機能劣化を避けるためにセル前段で一酸化炭素の完全酸化が必要であるが、SOFCではその必要はない。また、発電に伴って生じる熱エネルギーをメタンなどの水蒸気改質反応の熱源とすることで排熱の化学再生の効果を利用することができる。このような利点から、SOFCは燃料多様性に優れた燃料電池であるといえる。

一方で、高温作動ゆえ耐火材等の熱容量が大きくなり昇温に長時間を要し、頻繁な起動/停止を繰り返す用途への適合性は高くない。また、セラミックスにより構成されるため機械的衝撃への配慮も必要であり、振動の激

しい輸送機械等への適用も困難と予想される。

2.3 ハイブリッドサイクルの構成

図2はMGTとSOFCとの複合化の例を示したものである。ガスタービンサイクル内でのSOFCの配置により異なる形態が考えられ、SOFCの作動圧力に着目すると、加圧/常圧の二種類に大別できる。(a)、(b)が加圧作動となるトッピング型であり、(c)が常圧作動となるボトム型である。(a)では再生サイクルを基本としてタービン前段にSOFCを配置しており燃焼器の代替としてSOFCを導入した構成と見ることができ、(b)では単純サイクルの高圧側にSOFCを配置し、SOFCの排気ガスの再循環により圧縮機吐出空気を予熱する。(c)は再生サイクルのタービン後段にSOFCを配置し排気エネルギーを再生熱交換器で回収してタービンを駆動する。さらに、(d)のような併用型も考えられる。

無冷却金属製ラジアルタービンを用いるMGTでは、実用的なタービン入口温度 (TIT) が850～950℃ほどでありSOFCの作動温度域と概ね一致する。SOFCの排熱は空気予熱の熱源として、あるいは系外に近接した熱需要がある場合には熱併給 (コージェネレーション) のための熱源として有効に利用することができる。しかし、熱機関の作動が十分に可能な温度レベルであることを考慮すると、排熱のエクセルギーを積極的に動力として回収することが望ましいといえる。熱機関では熱源から動力を得るために作動流体を圧縮することが本質的な役割を担う。たとえ作動流体が高温であっても圧力が周囲の大気圧に近い状態であるならば、それ自身の膨張による有効な動力発生が期待できないからである。

以上の通り、TITとSOFC作動温度の範囲が概ね一致すること、ならびにSOFCを加圧作動とすることにより排熱を動力化することが有効であることを考慮すると、図2(a)のように再生ガスタービンサイクルのタービンの前段にSOFCを配置し、発電と同時に作動流体の加熱器として機能させるような構成が望ましいと考えられる。

一般に燃料電池では、燃料流路全域で起電力が得られるように燃料の供給条件を設定するため、燃料の一部が未反応のまま排出される。例えば、メタンを燃料としてSOFCを作動させると、セルからの排気には未反応の水素、一酸化炭素、メタンが含まれる。そのため、SOFCの後段にはこれらの可燃性成分を完全に燃焼させるための燃焼器が必要となる (煩雑さを避けるために図2では燃焼器を割愛している)。また、燃料改質の形態 (内部改質/外部改質) や改質プロセスへの水蒸気供給方式 (アノード排気再循環/排ガスボイラ付帯)、さらに燃料、空気の予熱用熱交換器等を含めるとサイクル構成は多岐にわたるため、実機の開発に際しては、出力規模や運転条件、コスト等を考慮した最適化の検討が求められる。

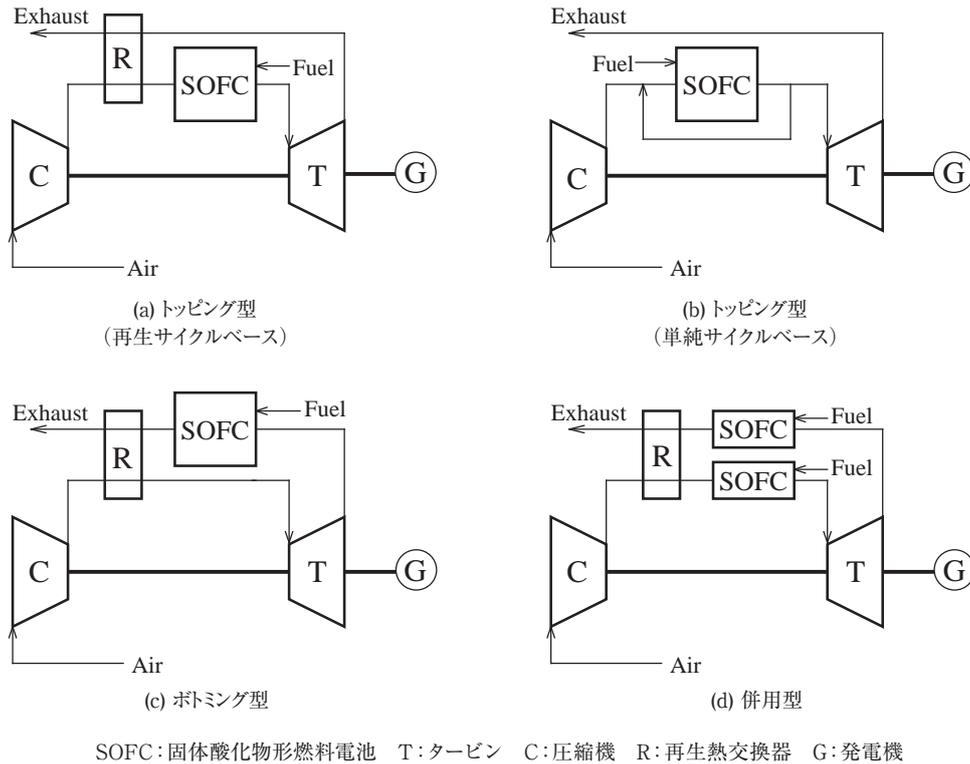


図2 ガスタービンと固体酸化物形燃料電池の複合形態

3. ハイブリッドサイクルの性能

3.1 ハイブリッドサイクルの構成

図3は前章で述べた再生ガスタービンサイクルをベースとするハイブリッドサイクルの一例である⁽¹⁾。空気を圧縮機で昇圧し、再生熱交換器で予熱した後にSOFCのカソードに供給する。燃料は改質器を経てSOFCのアノードに供給される。SOFC後段の燃焼器ではアノード排気中の未反応成分を完全に燃焼させる。燃焼ガスはタービンで膨張し再生熱交換器で加熱源として利用された後に系外へ排出される。燃料の改質は、アノード排気中の水蒸気を利用する間接内部改質とし、排気ガスを再循環させることにより改質に必要な水蒸気を供給する。

3.2 ハイブリッドサイクルの効率

ハイブリッドサイクルを小型分散型エネルギーシステムに適用することを想定し、総出力を30kWに設定したサイクル解析が報告されている⁽¹⁾。図3の中に記載されている温度などの数値は、放熱損失を無視するなどの理想的な条件を設定した場合の解析結果の一例を示したものである。材料の耐熱温度等の問題で現在の技術では実現が困難であるが、SOFCの作動温度を1000℃とすることができれば、ハイブリッドサイクルでは65% (LHV) を越える高効率達成される可能性が示されている。

この解析結果を与える条件下では、MGTとSOFCの組合せが熱力学的に成立するときの出力比がMGT : SOFC = 1 : 4 程度となる。この割合はSOFCの発生電力と排出する熱エネルギーのバランスで決定され、SOFCの過電圧が低減され高効率化するほど、SOFCの出力割合が高くなる。MGTは出力割合が小さくなるほど、その役割が過給機のような位置付けとなる。しかし、SOFC排熱を動力化することにより外部からエネルギーを供給することなく作動流体の圧送が可能となることは大きな利点であり、SOFCを自立した発電システムとするためにはMGTとの複合化が有効である。

3.3 ハイブリッドサイクルの作動特性

ハイブリッドサイクルは高効率の可能性を有しているが、実用化に向けての技術開発の中では、個別の要素技術の一層の洗練と要素組合せの最適化等についての精緻な検討が求められる。さらに負荷変動追従性が要求され

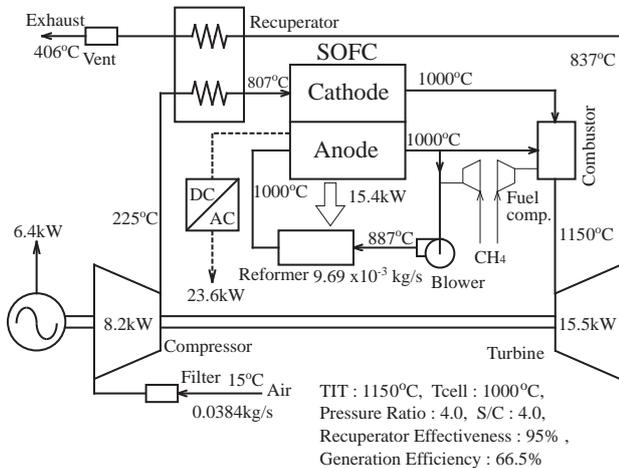


図3 ハイブリッドサイクルの一例⁽¹⁾

る分散電源としての応用を射程に入れるならば、MGTとSOFCを適切に連携し制御する手法を確立する必要がある。そのためには、起動/停止や負荷変動の際の動的挙動を含め、定格動作点（設計条件）を外れた条件下での作動特性を理解しなければならない。

ハイブリッドサイクルの部分負荷特性については、定常状態のサイクル解析に基づく性能評価の試みが報告されている⁽²⁾。その中では、SOFCの効率が低下しないようにガスタービンの制御を行うことが望ましいという結果が示されている。部分負荷時には出力に応じてSOFCに供給する燃料を減少させるため、セルでの発熱量も低下する。仮に圧縮機から供給される空気流量が定格条件のままであったとすると、部分負荷時には空気による冷却効果が過剰となり、SOFCの作動温度が低下し効率の低下をもたらす。部分負荷時の効率維持の観点からは、SOFCの作動温度を低下させないよう燃料と共に空気供給量も減少させるような制御を行うことが望ましい。

ハイブリッドサイクルの動特性については、シミュレーションによる検討結果が活発に報告されているが、公表された実機データは極めて少ない。SOFCの動特性については、1kW級発電システムを対象とした実験結果が報告されている⁽³⁾。その中では、電力負荷変動に対して電流、燃料および空気供給量を適切に操作することで出力制御が可能であり、SOFCが比較的良好な負荷変動追従性を有することが確認されている。また、燃料および空気供給量の操作に応じてSOFCの作動温度が変化しセル電圧に影響を及ぼすが、熱容量に起因する緩慢な温度応答に追従してセル電圧もゆっくりと変化するため、セル電圧は電流操作による出力制御に大きな影響を及ぼさないことが示されている。このようなSOFCの動特性に関する知見とガスタービン制御に関する集積された技術的知識を融合し発展させることにより、ハイブリッドサイクルの制御手法を確立しなければならない。

4. SOFC-MGTハイブリッドサイクルの実施例⁽⁴⁾

三菱重工は2004～2007年度に独立行政法人新エネルギー・産業技術開発機構（NEDO）より、「円筒形SOFC高効率コンバインドサイクルシステムの開発」を受託し、円筒形SOFCとMGTを組み合わせた200kW級のハイブリッドサイクルシステムの開発・製作・運転試験を実施した。MGTは三菱重工製の75kW級機をハイブリッド用に改造して使用した。SOFCとMGTの組み合わせは国内で初めての取り組みであり、前半に要素的準備検証、後半に設計・製作・運転試験を実施した。以下にこのプロジェクトの概要を紹介する。

4.1 円筒形SOFCセルスタック・モジュール

三菱重工では、1980年代から高効率のガスタービン複合発電用として堅牢な構造をもつ円筒形SOFCを開発してきた。円筒形SOFCセルスタックの外観及び断面構造を図4に示す。長さ1,500mm、直径28mmのサイズで運

用時の出力は約100Wである。セルスタックは、発電反応を行う最小単位のセル（燃料極/電解質/空気極）を電子導電性のインタコネクタで電気的に直列に接続した集合体である。これらの機能膜とは別に、多孔質セラミックス製の基体管を有し、ガスタービン複合発電運用時に配管等を介して負荷される曲げ力を受ける構造体としていている。燃料は基体管の内側に流して、基体管を透過して燃料極に供給し、空気は管外側に流して空気極に供給する。電解質とインタコネクタはガスを通さない緻密質の膜で、これらにより燃料と空気を隔てている。

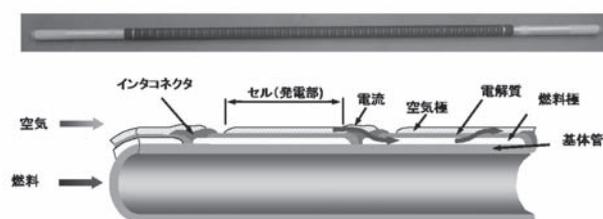


図4 円筒形SOFCセルスタック

セルスタックは1本では出力が小さいため、発電装置ではセルスタックを集合して使用する。発電に必要な高温環境下でセルスタックを支持し、燃料・空気を供給し、発生した電力を集電する機能を持つものをモジュールと呼ぶ。SOFCモジュールの構成を図5に示す。

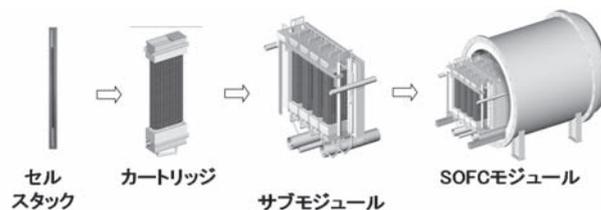


図5 円筒形SOFCモジュール構成

円筒形セルスタック約100本を束ねて支持し、燃料・空気の供給・排出、発電した直流電流を集電する最小単位のカートリッジを構成する。カートリッジ内ではセルスタックを電気的に並列に接続して信頼性を高めると



図6 SOFCカートリッジ

もに各セルスタックの性能、温度が均質化されるように配慮している。カートリッジを図6に示す。カートリッジを4個並べてサブモジュールを構成し、電流取り出しの単位としている。さらに、このサブモジュールを圧力容器の長手方向に並べていくことにより、ガスタービンの容量に合わせてSOFCユニット容量を増加できる拡張性の高いモジュール構成としている。

4.2 SOFC連携運転のためのMGTの変更点

このプロジェクトでは、図7に示す三菱重工製の再生サイクルMGTを使用し、図2(a)トッピング形として全体システムを計画した。燃料の都市ガスは最初にSOFCに投入されて、発電用燃料として大部分が消費され、燃料側に生成する発電反応生成物（水蒸気、二酸化炭素）で希釈されるため、ガスタービン燃焼器入口では発熱量が $3\text{MJ}/\text{Nm}^3\text{-HHV}$ ($700\text{kcal}/\text{Nm}^3\text{-HHV}$) と低く、これを安定に燃焼するための低カロリーガス燃焼器を開発した。低カロリーガス燃焼器を図8に示す。

空気は、ガスタービン圧縮機で昇圧された後SOFCに供給され、加圧SOFCの酸化剤として使用された後、高温排熱とともにガスタービンに送られる。ガスタービンでは高温加圧空気の顕熱・圧力も熱源の一部となって発電機で電力に変換され、システム全体では高い発電効率が得られる。しかし、MGT側から見れば、SOFCは



図7 再生サイクルマイクロガスタービン



図8 低カロリーガス燃焼器

空気系に挿入される圧損要素であるために、単独運用時と圧力バランスの変更が必要となる。また、空気系の容積・熱容量も大きくなるので、起動停止手順を含めた制御の変更が必要となる。これらの変更をNEDO委託研究で実施し、2006～2008年度に実施した要素試験・制御試験の結果を踏まえて200kW級システムの設計を実施した。

三菱重工の円筒形SOFCでは、SOFCモジュール内で排燃料を燃焼させず、排燃料と空気を別々に取り出すシステム構成としている。モジュール内で燃焼するシステムに比べ、SOFCモジュール出口の温度を下げることで、SOFCとガスタービンの間の空気配管の使用温度を低く保ったままガスタービン燃焼器に送り、そこで再度燃焼してガスタービンのタービン入口温度を上げ、ガスタービンを高効率・高出力の状態で運転することができる。大容量の複合発電システムでは高温空気配管が設計上の制約となるため、高効率化のためには、排燃料と空気を別々に取り出す方式が有利であると考えられる。

この方式では、SOFC燃料-空気間の差圧制御技術が必要となる。SOFC-MGTハイブリッドシステムの特徴的な制御方法を図9に示す。複合発電システムでの差圧制御は、ガスタービンの回転速度を一定にして圧縮機の空気吐出圧力をほぼ一定に保持し、燃料-空気間の差圧を一定範囲内にするように燃料圧力をSOFC下流の差圧調節弁にて調節する方法で行っている。SOFC出口排燃料は、燃料改質に必要な水蒸気を自給するために再循環ブロウにより一部を燃料入口側に戻すが、再循環分岐の下流・ガスタービン燃焼器上流に圧力調節弁を設け、SOFC燃料側圧力と独立にMGT燃焼器入口燃料圧力を制御し、ガスタービン燃焼器での燃料系圧力変動のSOFC燃料圧力への影響を抑制している。また、SOFCの温度調節はSOFCを通過する空気の流量で行うが、空気系圧力損失の増加を避けるために、SOFCを通過しない側の空気流路に流量調節弁を配置している。

4.3 ハイブリッドサイクルシステム制御技術開発

200kW級システムへの準備として、SOFC40kW級サブモジュールと、低カロリーガス燃焼器を搭載し制御をSOFC連携運転用に変更したMGTとを接続して、2006年に連携運転検証試験を実施した。試験の経過を図10に示す。

検証運転では、最初にMGTを都市ガス燃料で起動し、ガスタービン発電機を系統に併入、その後MGTの空気をSOFCに供給してSOFC昇温後、SOFCの発電を開始して系統に併入し、更にSOFC排燃料をMGT燃焼器に投入し、複合発電運転状態を確立した。複合発電運転状態で安定に発電運転ができ、最大75kWの複合発電出力を確認するとともに、負荷遮断等の急激な運転状態変化に対してもインターロックが正常に働き、機器・性能にダメージを与えることなく安全な静定状態に移行できる

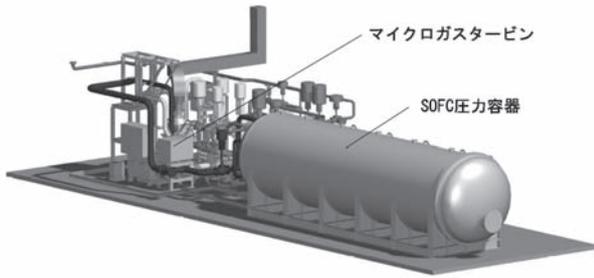


図11 200kW級システム配置

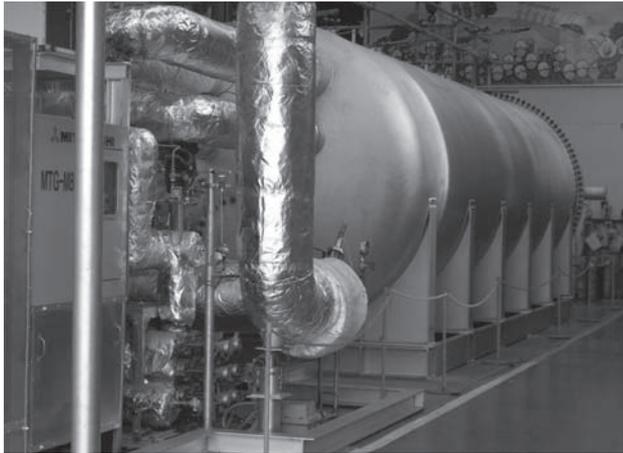


図12 200kW級システム外観

表1 200kW級システムの効率

項目	
SOFC燃料入熱	339.8 kW _{th} (LHV)
MGT燃料入熱	51.5 kW _{th} (LHV)
SOFC発電出力	186.8 kW-DC 176.3 kW-AC
MGT発電出力	34.8 kW-AC
発電端出力	211.1kW-AC
補機動力	7.1 kW-AC
送電端出力	204.0 kW-AC
送電端効率 (LHV)	52.1%

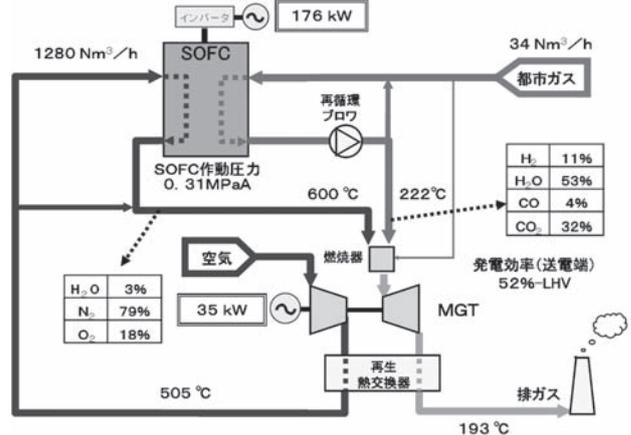


図15 200kW級システム性能試験結果

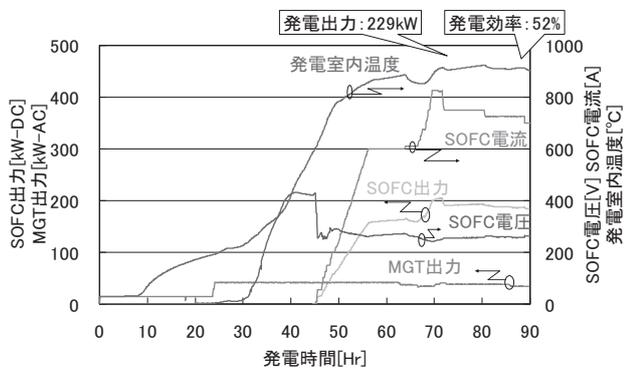


図13 200kW級システム運転試験経過

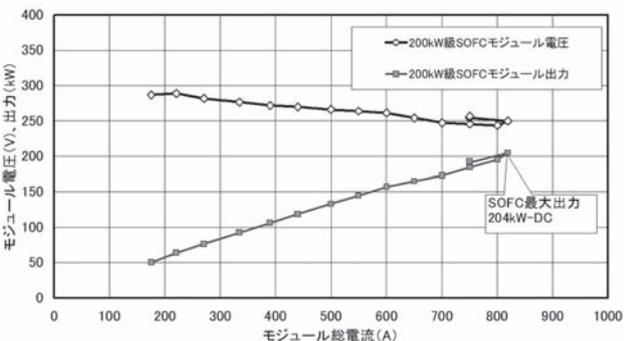


図14 200kW級システムでのSOFC発電特性

エネルギーをガスタービンサイクルで動力に変換するという点で、エネルギーの「上手な」利用方法であり、「相性のよい」組み合わせであると考えられる。SOFCとしては容量の大きい数百kWのユニット、ガスタービンとしては容量の小さい数十kWのMGTが姿を見せてきたことで、ハイブリッドサイクルの完成により、高効率の魅力のある発電システムが実現するものと期待されるようになってきた。しかし、実用に向けては、制御技術のような研究課題や信頼性向上とその検証、コンパクト化・簡素化等の開発課題も多数残されている。それぞれの分野での課題解決への継続的な取り組みを通じて、この技術を育てていきたいと著者らは思っている。

参考文献

- (1) Uechi, H., Kimijima, S. and Kasagi, N., Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 126 (2004-10), p.755
- (2) 君島真仁, 笠木伸英, 日本機械学会論文集 (B編), 70-692 (2004-4), p. 1020
- (3) 松下和弘, 君島真仁, 日本機械学会 第13回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2008-6), p.471
- (4) 玄後義他, 三菱重工技報, Vol.45, No.1 (2008), p.27

特集：ガスタービンサイクル - 源流からフロンティアへ -

水素タービンサイクルの開発動向と課題

幸田 栄一*¹
KODA Eiichi西田 啓之*²
NISHIDA Hiroyuki犬丸 淳*²
INUMARU Jun

キーワード：水素(Hydrogen), タービン(Turbine), サイクル(Cycle), 熱効率(Thermal efficiency), 燃焼(Combustion)

1. はじめに

水素タービンサイクルの開発は、1990年代にニューサンシャイン計画の中で、再生可能エネルギーの地球規模での有効利用を目指した水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術(World Energy Network: WE-NET)の開発の中で進められた。このプロジェクトでは砂漠地帯の太陽光やカナダの水力など再生可能エネルギーが豊富な地域で水素を製造し、エネルギー消費国へ輸送して利用する、水素を媒体とした地球規模のクリーンエネルギーネットワーク構築を目指したもので、水素の製造から輸送・貯蔵、さらには利用まで含めた幅広い技術開発が行われた。1993年から1998年にかけて実施された第I期計画では、水素利用技術の大きな柱の一つとして「サブタスク8 水素燃焼タービンの開発」が行われ、発電端効率60%(HHV)を超える画期的なタービンサイクルが提案されるとともに、燃焼器や第一段静翼など1700℃級水素燃焼タービンを構成する主要素の試験が行われた。一方、近年欧米を中心に、中長期的な温暖化防止対策オプションの一つとして炭酸ガスの分離回収・貯留(CCS; CO₂ Capture and Storage)の導入に向けた動きが活発化している。CO₂回収方式のうち、燃焼前回収システム(Pre Combustion)は、石炭ガス化複合発電(IGCC)をベースとしたもので、水素リッチガスを燃料とする水素タービンが適用されることから、本技術に再び注目が集まっている。米国では2003年1月に「水素燃料イニシアティブ」が発表され、これを支援する大きな柱の一つとしてFutureGen計画が進められている。この計画では、石炭ガス化炉で生成した石炭ガスを脱じん・脱硫(湿式)後、炭素分を含むガスと水素に分離し、この水素を用いて燃料電池あるいは水素タービンを用いた発電を行うシステムの開発を目指したものである。

本稿では、WE-NETプロジェクトで開発が進められた純酸素-純水素の理論当量比燃焼を利用したサイクル

の検討成果、水素-酸素燃焼技術の開発成果と課題、およびCO₂回収型IGCCにおける水素タービンの開発動向と課題について紹介する。

2. 水素燃焼タービンサイクル

2.1 水素-酸素燃焼サイクルの特徴

水素と酸素を理論当量比で燃焼させると燃焼ガスは超高温の水蒸気となる。通常のランキンサイクルは外燃機関であるため、ボイラ伝熱管の耐熱強度の制限から内燃機関であるガスタービンと比べて高温化が非常に困難であるが、この水素-酸素燃焼を用いることにより、ランキンサイクルを内燃化し、ガスタービン並みの高温のサイクルの実現が可能となる。また、通常のガスタービンでは高温化するほどNO_xの生成量が増大するが、水素-酸素の燃焼では反応ガス中に窒素が存在しないため、基本的にNO_xの生成が無い。さらに、タービンの作動ガスとなる水蒸気の熱伝達率が通常のガスタービンの燃焼ガスの約3倍もあるため、TBCにおける温度差を大きくとることが出来る。これらのことから、水素燃焼タービンは高温化に向いていると考えられる。そこで、WE-NETプロジェクトでは、タービン入口温度1700℃のもとで発電端効率60%(HHV規準, LHV規準では約71%)以上の発電端効率の達成が目標として掲げられた。

2.2 各種水素燃焼タービンサイクルの比較評価

図1にWE-NET計画がスタートする以前から提案されていた各種水素燃焼タービンサイクルを示す。これらのサイクルについて、タービン入口温度および冷却媒体流量をパラメータとして、同一条件下で熱効率の比較評価を行った結果を表1⁽¹⁾に示す。この結果、不活性ガス循環サイクルでは目標効率の達成が不可能であり、目標達成のためにはランキンサイクルの超高温化、およびグラーツサイクルのようなブレイトンサイクルとランキンサイクルの統合サイクルが必要であることが明らかとなった。

2.3 WE-NETで提案した新たなサイクル

発電端効率60%(HHV)以上を目指して最適化を進

原稿受付 2009年4月6日

*1 東京大学大学院工学系研究科

*2 財団法人電力中央研究所 エネルギー技術研究所

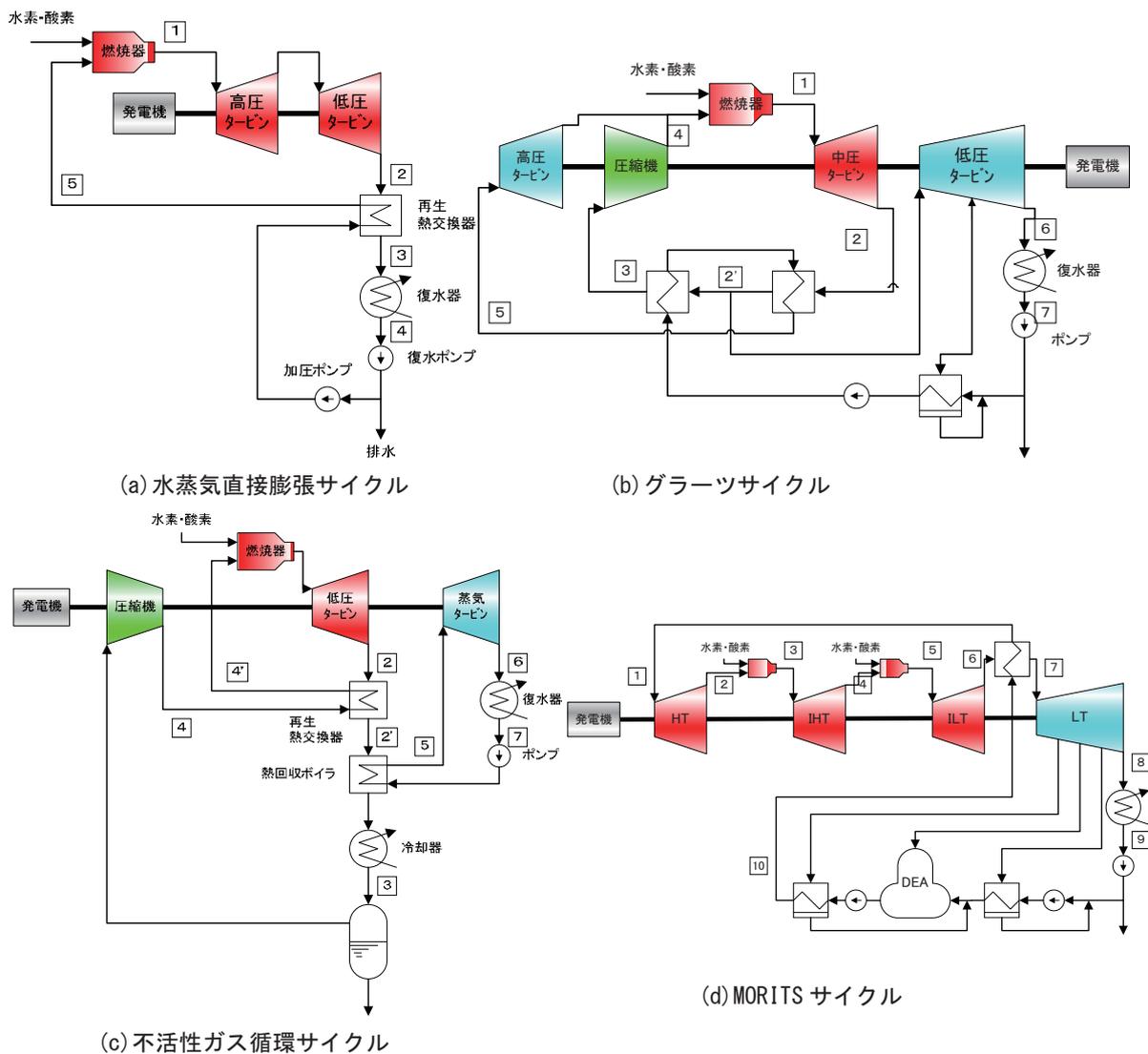


図1 各種水素燃焼タービンサイクル

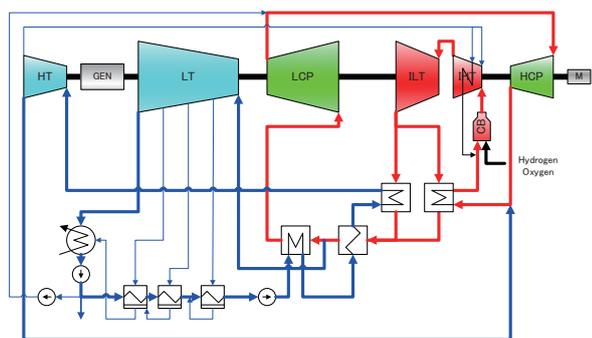
表1 各種水素燃焼タービンサイクルの熱効率解析結果

Cycle	Inert Gas Circulation Cycle (Ar)				Inert Gas Circulation Cycle (CO ₂)				Bottoming Reheat Cycle				Bottoming Reheat Cycle			
	1500		1700		1500		1700		1500		1700		1500		1700	
Maximum Temp. (°C)	1500		1700		1500		1700		1500		1700		1500		1700	
Coolant Rate (%)	0	15	0	15	0	15	0	15	0	15	0	15	0	15	0	15
Efficiency (% HHV gross)	51.1	48.8	54.0	52.0	52.2	50.3	55.4	53.9	60.4	58.7	61.5	60.2	61.0	60.1	62.2	61.4

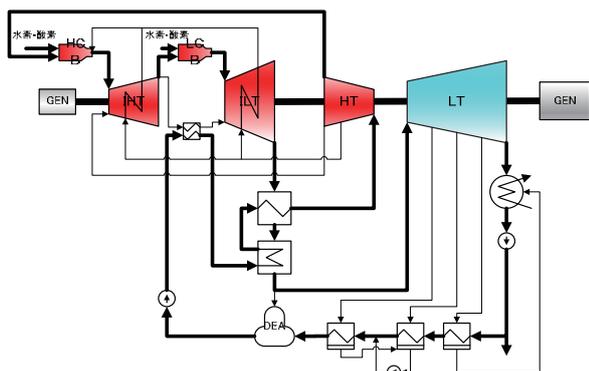
Cycle	Topping Extraction Cycle				Steam Direct Expansion Cycle				New Rankine Cycle				Reheat Rankine Cycle		
	1500		1700		1500		1700		1500		1700		1700		
Maximum Temp. (°C)	1500		1700		1500		1700		1500		1700		1700		
Coolant Rate (%)	0	15	0	15	0	15	0	15	0	15	0	15	0	Film	Closed
Efficiency (% HHV gross)	60.1	59.1	61.5	60.5	56.4	54.8	58.5	55.5	58.7	57.2	60.2	58.9	65.3	60-61	63-64

めた2つのサイクルを図2に示す。トッピング再生サイクルはセミクロードのブレイトンサイクルとランキンサイクルを統合したサイクルであり、新ランキンサイクルは超高温の再熱ランキンサイクルである。これらのシステムについて、500MW級発電プラントの概念設計を行い、熱効率のみならず実現性や経済性など様々な視点からの評価を行った⁽²⁾。表2に概念設計結果および評価結果を示す。発電端効率はトッピング再生サイク

ル61.8%、新ランキンサイクル61.7%と、双方とも目標をクリアした。また、水素燃焼タービン発電システムでは排ガスが無いので煙道や煙突が不要で、作動流体である水蒸気の熱伝達率が高いため熱交換器もコンパクトとなり、プラント敷地面積は現状複合発電プラントよりも小さくなる。さらに、環境性に関しては、有害物質の排出が無く、温排水量もLNG複合発電並みとなる。この他に、実現性、経済性なども含めて各システムを総合的に評価した結果、最も効率が高く、高温タービンを1つしか用いていないトッピング再生サイクルが最も高い評価を得た。



(a) トッピング再生サイクル



(b) 新ランキンサイクル

図2 WE-NETで提案された新型の水素燃焼タービンサイクル

3. 水素-酸素燃焼技術

水素燃焼タービンにおける水素-酸素燃焼器では、水蒸気の希釈により燃焼器出口温度は1700℃となっているものの、水素、酸素の供給方法、局所的な火炎の温度については制約が無く、従来の空气中、すなわち酸素濃度21%での燃焼に比べ設計の自由度が大きいことが特徴としてあげられる。「サブタスク8 水素燃焼タービンの開発」のうち「燃焼制御技術の開発」は、他の研究と同じく1993年度より開始された⁽³⁾。初年度は燃焼技術調査として、既存技術であるロケット、ジェットエンジン、ガスタービンなどの燃焼技術について広く調査、検討され、燃焼器概念設計が行われた。1994年度には小型バーナによる燃焼試験が実施され⁽⁴⁾、1998年度には評価試験用高圧燃焼試験設備を用いた燃焼器評価試験が行われた⁽⁵⁾。以下に、その概要を示す。

3.1 水素-酸素燃焼方式

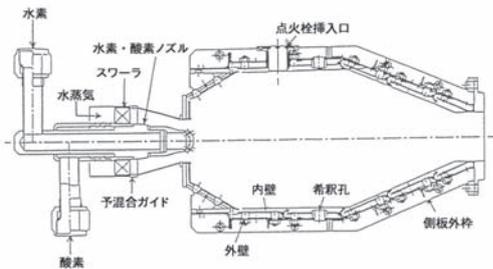
水素-酸素燃焼における課題は、燃焼方式や構造面では、酸素火災やバーナ失火時などの安全性、燃焼器の制御性、保守の容易性などが要求され、燃焼性能では、ス

表2 概念設計結果および評価結果の概要 (WE-NET)

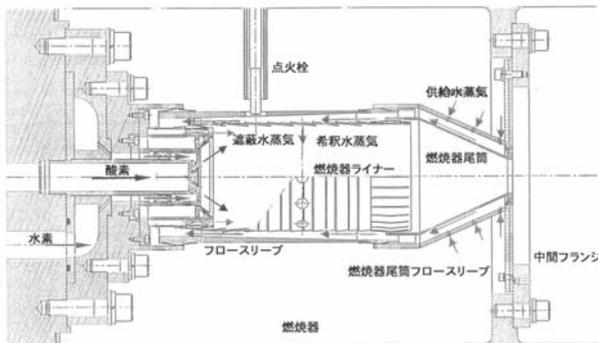
	Evaluation index	Weight	Unit	Topping regenerating cycle			New Rankine cycle		
		W (%)		Value : x	Point : f(x)	f(x) · w	Value : x	Point : f(x)	f(x) · w
Efficiency	Efficiency At rated load	16.8	Gross % , HHV	61.8	68.0	11.4	61.7	67.0	11.3
Economy	Capital cost	3.6	10000 yen/kW	9.36	89.1	3.2	9.2	89.5	3.2
	Generating cost	8.9	Yen/kWh	24.63	75.4	6.7	24.62	75.4	6.7
Feasibility	Element technology	16.8	%	77.9	69.7	11.7	74.9	62.2	10.5
	R&D cost	8.4	10 ⁸ yen	163	59.3	5.0	170	57.5	4.8
Reliability	Availability	15.6	%	75	87.5	13.6	80	90.0	14.0
Layout	Site Area/power output	2.8	m ² / kW	0.0200	130.0	3.6	0.0135	143.0	4.0
Environmental	NOx	9.2	ppm	0	100.0	9.2	0	100.0	9.2
	SOx	9.2	ppm	0	100.0	9.2	0	100.0	9.2
	Cooling water	2.3	t / s	11.0	40.0	0.9	11.0	40.0	0.9
Originality		6.5		70	70.0	4.5	70	70.0	4.5
Total		100				79.1			78.3

ムズな着火, 安定燃焼, 残存水素・酸素濃度が低いこと, 適切な燃焼器出口ガス温度分布, 良好な燃焼器壁面冷却などが求められる。これらの要求を満足するため以下に示す3つの方式が提案された。

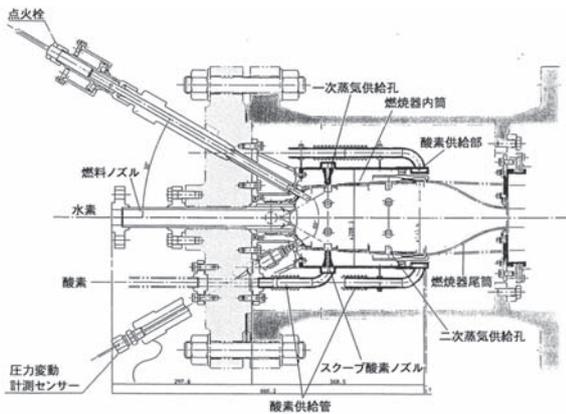
- (1)酸素希釈燃焼方式 (アニュラー型燃焼器) : パーナ部で酸素と水蒸気を混合した後, 水素と燃焼させ, その後, 更に水蒸気で希釈する方式
- (2)水素・酸素直接燃焼方式 (マルチ・キャン型燃焼器) : パーナ近傍で水素と酸素を燃焼させた後, 水蒸気で希釈する方式
- (3)酸素希釈燃焼方式 (マルチ・キャン型燃焼器) : 酸素



(a) 酸素希釈燃焼方式 (アニュラー型燃焼器)



(b) 水素・酸素直接燃焼方式 (マルチ・キャン型燃焼器)



(c) 酸素希釈燃焼方式 (マルチ・キャン型燃焼器)

図3 WE-NET水素・酸素燃焼器

と水蒸気を混合した後, スクープ孔より燃焼器に供給し, 水素と燃焼させる方式それぞれの燃焼器を図3に示す。

3.2 高圧燃焼試験

これら3つの燃焼方式の燃焼器は, 圧力2.5MPa, 燃焼器出口温度1700℃ (蒸気供給温度350℃) の条件にて図4に示す評価試験用高圧燃焼試験装置により評価試験が行われた。試験結果の一例として図5および図6に当量比付近での残存水素・酸素濃度と燃焼器出口ガス温度分布の計測例をそれぞれ示す。当量比付近での残存水素・酸素濃度は0.5%~1.0%程度であった。燃焼器出口ガス温度分布は, 多点型ガス温度プローブによる実測値であり, プローブの放射と熱伝導による誤差を考慮し平衡計算で得られた温度より100℃程度低い値を示した。ただし, 偏差は従来ガスタービン燃焼器 (10~15%程度) とほぼ同等の約10%程度であった。これら残存ガス濃度計測と多点型ガス温度プローブは, 燃焼性能評価の要求に応えるために, この研究の中で設計・試作したのである。また, 着火性, 圧力損失, 冷却性能などについても性能の確認, 評価が行われた。一連の評価により, 水素燃焼タービンに最適な燃焼器として, 酸素希釈方式によるアニュラー型燃焼器が選定された。なお, こ

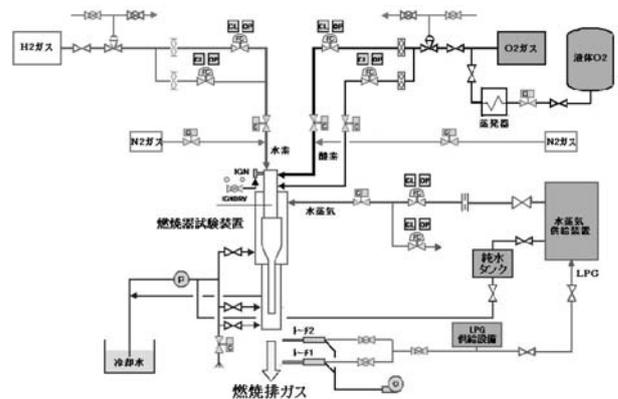


図4 評価試験用高圧燃焼試験設備系統図

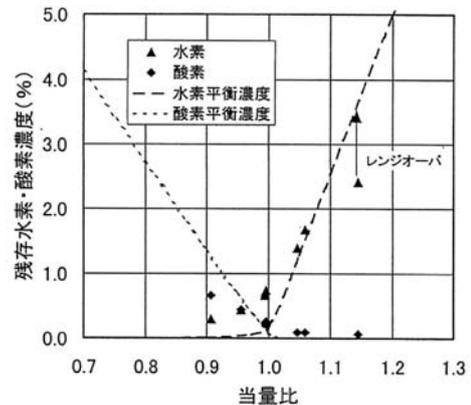


図5 残存水素・酸素濃度 (1700℃, 2.5MPa)

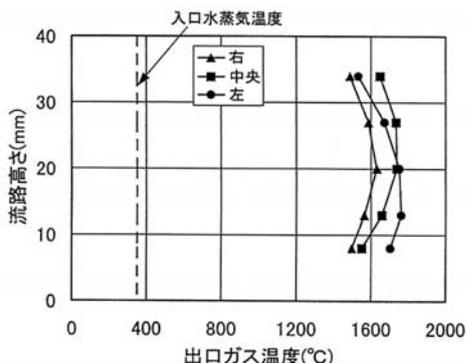


図6 燃焼器出口ガス温度分布 (1700°C, 2.5MPa)

の評価試験用高圧燃焼試験装置では、500MW実証機を想定し、圧力5.0MPa、蒸気供給温度600°Cの試験も実施できるように計画された。

3.3 水素-酸素燃焼の課題

本研究では世界に先駆けて、実温度、高圧燃焼実験を短時間ではあるが実施し、水素タービンの成立性を示した。水素-酸素燃焼器は水素タービンの主要要素のひとつでありながら、その性能は機器構成、サイクル効率、運転条件、保守性など、システム全体に大きな影響を与える。今後の課題として、サイクルに適した燃焼器仕様の明確化と性能向上、そして、以下の項目について更なる技術開発や検討の必要性が指摘されている。

- ・量論比燃焼における残存ガスの更なる低減
- ・実機条件での燃焼特性の実証
- ・システム運転条件に適した燃焼安定性制御の検討
- ・高温水蒸気雰囲気を考慮した燃焼器耐久性評価
- ・タービン翼設計を考慮した燃焼器出口ガス温度分布の均一化
- ・残存水素-酸素濃度計測における濃度分布の検討と精度、応答速度の向上
- ・燃焼器出口ガス温度計測における精度、耐久性の向上
- ・火炎検知方法の検討

4. CO₂回収型IGCCにおける水素タービン技術

4.1 CCSに関わる最近の情勢

海外でCO₂貯留を商業的にやっているサイトは3~4箇所あるが、発電とCCSを組み合わせたプロジェクトは、現時点ではまだ実施されていない。EUでは、2008年12月に欧州議会がEU指令案を採択した。最終的にはCCSの義務化は回避されることになったが、CO₂回収技術、輸送手段、貯留地に関する技術的、経済的な実施可能性の評価が要求され、実施可能と判断された場合は、CCS用地の確保が求められることになった。米国では、2008年1月にプロジェクト予算の増加などの理由からFutureGen計画が大幅に変更された。実証機建設は中止され、2015年を目途に300MW以上の商用機 (IGCC以外の方式も可) を対象に資金援助が行われることになっ

た。現在、表3に示すように様々なCO₂回収型IGCCシステムの実証プロジェクトが計画されている。

表3 海外の主なCO₂回収型IGCCプロジェクト

Project	Country	Output	Operation start
FutureGen	U. S. A	≥300MW	2015
RWE	Germany	450MW	2014
Magnum (Nuon)	Netherlands	600MW	2013
ZeroGen	Australia	120MW	2012
GreenGen	China	400MW	2015

4.2 CO₂回収型IGCCの概要と課題

図7にCO₂回収型IGCCシステムの概略を示す。石炭ガス化炉で発生した石炭ガスにはダストや硫黄成分が含まれるため、ガス精製装置で脱じんおよび脱硫を行う。石炭ガス中の可燃性ガスはCOおよび水素が主成分であり、CO₂を分離・回収するためには、改質器で水性シフト反応 (CO+H₂O→H₂+CO₂) により、COをCO₂に改質する必要がある。CO₂回収後の水素主体のガスはガスタービンに送られ、発電に利用される。本システムでは、CO₂はガスタービン燃焼の前に分離・回収される。CO₂の分離・回収には、化学吸収法、物理吸収法、膜分離法などの適用が検討されている。シフト反応器でCOをCO₂に転換するためには、石炭ガスの組成や触媒種等に応じて、所定量の蒸気が必要となる。また、化学吸収法で吸収液を加熱再生する場合、CO₂を分離するために多量の蒸気が必要となる。物理吸収法では、吸収液からのCO₂回収は減圧フラッシュにより行われるが、吸収液を常温以下に冷却する必要がある、そのためのエネルギーが必要である。以上のように、CO₂回収を行うためには、蒸気のエネルギーや冷却動力に加え、CO₂を10~20MPaに圧縮する動力など、大きなエネルギーが必要となる。このため、プラント熱効率は大きく低下することになる。CO₂回収により送電端効率 (HHV) は、およそ2割低下すると言われている⁽⁶⁾。なお、DOEの試算によれば、超臨界圧ボイラの燃焼後回収方式では、送電端効率はCO₂回収により3割低下すると報告している (以上はいずれも新設の場合)⁽⁶⁾。CO₂回収型IGCCの場合は、燃焼後回収に比べ効率低下割合は小さいものの、効率向上と発電コスト低減は今後解決すべき大きな課題と

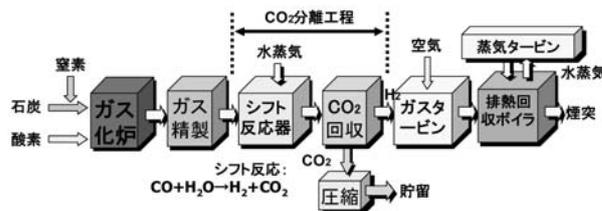


図7 CO₂回収型IGCCシステムの概略

考えられる。なお、FutureGenプロジェクトでは、高効率化および発電原価低減などを目的とする技術開発課題として、低コスト酸素製造技術、ガス化炉における適用炭種拡大技術、水素タービン技術、水素分離膜技術、中温ガス精製技術などの開発をあげている⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

4.3 水素タービン技術の動向と課題

酸素吹きガス化炉の場合、ガス化炉方式にもよるが、ガス化炉出口における石炭ガス（合成ガス）中には25～40%程度の水素が含まれている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。合成ガスはシフト反応器で改質され、CO₂が分離された後にガスタービンへ投入されるが、そのガス中には85%～90%程度の水素が含まれると推定される。表4にガスタービン燃焼器入口におけるガス組成の計算結果例を示した⁽⁶⁾。ただし、空気分離装置で生成した余剰窒素が燃焼器に供給されるため、燃焼器に投入されるガス中の水素濃度は50%以下に希釈されるものと考えられる。水素リッチガスを燃料とするガスタービンは、表5に示したように既にメーカーによる多くの納入実績があり、基本的には既存技術で対応できるものと考えられる⁽⁸⁾。一方、FutureGenプロジェクトでは、表6のように2010年までの短期目標と2015年までの長期目標を掲げ、CO₂回収型IGCCへの適用を念頭に、より低コストで高性能な水素タービンの開発を進めている。短期的には既存モデルをベースとして、2～3%の複合発電設備の効率向上、NO_xレベル2ppm、コスト削減を目標とし、長期的には新規モデルの開発により効率向上とNO_x低減を進める内容となっている⁽⁹⁾。

表4 ガスタービン燃焼器入口におけるガス組成例

IGCC system		GE gasifier	Shell gasifier
Content in syngas (vol%)	H ₂	91	86
	CO	2	3
	CO ₂	4	2
	N ₂	1	5
	H ₂ O, Ar and others	2	4

表5 水素リッチガス焼きガスタービンの実績

項目	容量 (MW)	納入台数	最大水素濃度 (vol%)
GE	9E : 135 7EA : 65 6B : 43	約30	約90～95
Siemens	17～25	13	約90

表6 Siemens/DOEによるAdvanced 水素タービンの開発目標

項目	短期 (～2010)	長期 (～2015)
ベースモデル	既存GT (SGT6)	新規開発GT
複合発電設備の効率改善 (%)	2～3	3～5
NO _x (ppm、15%O ₂ 換算)	2 (合成ガス)	2 (H ₂ ガス)
複合発電設備の建設コスト改善 (%)	20～30	-

5. おわりに

我が国のWE-NETプロジェクトでは、世界に先駆けて水素タービンサイクルに関する先駆的な研究成果を得ており、その意義は大きいと考えられる。その後水素酸素燃焼タービンの開発は中断されたが、本成果は引き続き行われた「CO₂回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術の開発」に引き継がれた。また、近年注目されているCO₂回収型火力発電については、現状技術では「高コスト」、「送電端効率の低下」などの課題が山積しており、これらを解決する革新的な技術の開発が望まれている。このため、CO₂回収型IGCCに適した、より低コストかつ高性能な水素タービン技術の開発について、今後も着実に取り組んでいく必要があるものと考えられる。

参考文献

- (1) NEDO受託業務成果「水素燃焼タービンの研究開発－最適システムの評価 平成7年度成果報告書」
- (2) NEDO受託業務成果「水素燃焼タービンの研究開発－最適システムの評価 平成8年度成果報告書」
- (3) NEDO受託業務成果「水素燃焼タービンの研究開発燃焼制御技術の開発 平成5年度成果報告書」
- (4) NEDO受託業務成果「水素燃焼タービンの研究開発燃焼制御技術の開発 平成6年度成果報告書」
- (5) NEDO受託業務成果「水素燃焼タービンの研究開発燃焼制御技術の開発 平成10年度成果報告書」
- (6) Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants, DOE/NETL-2007/1281
- (7) FutureGen, Integrated Hydrogen, Electric Power Production and Carbon Sequestration Research Initiative, DOE, (2004.3)
- (8) RITE,平成19年度石炭ガス化技術等実証普及事業成果報告書, (2008.3)
- (9) Siemens Gas Turbine H₂ Combustion Technology for Low Carbon IGCC, 2007 Gasification Technologies Conference, (2007.10)

平板状熱遮蔽コーティングを対象とした熱機械疲労試験装置の開発

Development of Thermo-mechanical Fatigue Test Machine
for Plate-type Thermal Barrier Coating Specimen田中 誠*¹
TANAKA Makoto香川 豊*¹
KAGAWA Yutaka

ABSTRACT

A new thermo-mechanical fatigue (TMF) test machine for the evaluation of thermal barrier coatings (TBCs) in plate-type specimen has been developed. Potential of the system is evaluated using plate type EB-PVD Y_2O_3 -ZrO₂ TBC specimen. In-phase and out-of-phase tests are simulated to demonstrate potential of the machine. It is proved experimentally that the system enables both in-phase and out-of-phase TMF tests with highly controlled TBC temperature, substrate temperature, temperature gradient in TBC layer, and applied stress and/or strain conditions.

Key Words : Thermal barrier coatings, Thermo-mechanical fatigue, Temperature gradient, Test equipment, EB-PVD, Y_2O_3 -ZrO₂ TBC

1. 緒言

ガスタービンの高温及び高効率化に伴い、高温部品への熱遮蔽コーティング (Thermal Barrier Coatings: TBCs) の適用は必要不可欠となっている^{(1)~(3)*}。TBCsの実使用環境下では、コーティング層中に膜厚方向に温度勾配が発生する。また、タービンの回転に伴う力学負荷が熱負荷と同時に加わる。したがって、実使用環境下においてTBCsは熱機械疲労 (TMF: Thermo-Mechanical Fatigue) 環境下にあると言える。これまでに、恒温熱暴露試験や熱サイクル試験などが行われ、TBCシステムの劣化損傷について調べられてきた^{(4)~(6)*}。しかし、実使用環境下で生じている劣化損傷を系統的に調べるためには、TBCsに温度勾配を付与することができ、熱負荷と力学負荷を同時に加えることが可能な熱機械疲労試験装置が必要である。

熱機械疲労試験装置は1970年代からすでに開発されていたが、TBCsを対象とした試験装置は1990年代から開発されており、加熱方法にランプ加熱を採用していた。この加熱方法は、コーティングに用いるセラミックスが近赤外光に対して透明であり、基材を直接加熱する問題があるなど、温度勾配を持った温度制御が十分に再現されていない問題があった⁽⁷⁾。近年では、誘電加熱により

サセプターと呼ばれる加熱体を介して試験片を加熱する方法^{(8),(9)}が用いられるようになっている。

試験片形状としては表面に熱遮蔽コーティングを施した中空丸棒が多く用いられている。この試験片では、TBC層中に温度勾配を持たせるために、圧縮空気を試験片の空洞部中に導入して基材を冷却することが行われている^{(8),(9)}。しかし、表面にTBC層が施された中空丸棒試験片の軸方向に力学負荷を加えるため、軸方向のみではなく径方向及び周方向にも力学負荷が加わるためにTBCsの応力状態をふまえた解析を行う上では複雑な応力状態であると言える。また、問題点として中空丸棒の内壁の酸化による内壁部近傍のクラックの発生がTBCsの破壊の一因となることが報告されている^{(9),(10)}。

試験条件としては、温度と力学負荷の位相がin-phase (同位相) 型及びout-of-phase (逆位相) 型試験が行われており、ひずみ制御の場合、加える全ひずみ範囲は-0.88%から+0.6%の範囲内で行われている。また、応力制御の場合には最高温度で100MPaの引張応力が加わる条件で試験が行われている⁽¹⁰⁾。

以上のように、TBCsに関する熱機械疲労特性の報告例は極めて少ない状況にある。実使用環境下を模擬する熱機械疲労試験は、TBCsの破壊メカニズムの解明と寿

原稿受付 2009年2月3日

* 1 東京大学先端科学技術研究センター
〒153-8904 東京都目黒区駒場4-6-1

* 基材にTBCがコーティングされたものを、本論文ではコーティングシステムと記述し、TBCと区別することにする。

命評価の解明において極めて重要な試験方法と考えられる。本研究では、板状の試験片を用いてTBCsの膜厚方向に温度勾配を付与できる熱機械疲労試験装置を開発することを目的とした。

2. 装置の構成

2.1 装置本体と加熱・冷却システム

新たに設計・製作した板状試験片用の熱機械疲労 (TMF) 試験装置の外観写真をFig.1 (a) に示す。TMF試験装置は機械式疲労試験機 (最大容量: 35kN, Instron 8861, インストロン) を本体とし、それに平板状試験片のTBC層表面の加熱及び冷却システムを付加した構成である。試験片のひずみは、ゲージ長さ12.5 mmの伸び計 (Model 3548, Epsilon Technology Corp.) をFig.1 (b) に示すように試験片の側面に取り付けて測定できる。また、加わる力学負荷は、伸び計により測定

されるひずみ、あるいはロードセルからの荷重によって制御される。測定されるひずみの公称分解能は0.008%である。

TBC層表面を加熱する方法としては、サセプターを介した間接誘電加熱を採用した。加熱及び冷却システムの詳細図をFig.2 (a) に示す。高周波発振器 (SFT-10LIJ: 出力10kW, 周波数 80 ± 30 kHz) を用いて試験片のTBC層側に配置されたコイルに電流を流し、コイル内に装着されたサセプターを加熱してサセプターからの放射熱によりTBC層表面を加熱することができる。サセプターの材質は MoSi_2 で、サセプターをコイル内に装着するための保持具及びカバーは Al_2O_3 製である。サセプターは試験片長手方向とそれに垂直方向に移動調整が可能な構成になっている。サセプターから放射熱が発せられる部分は直径20mmの円形である。TBC層表面とサセプターとの距離は ~ 4 mmである。

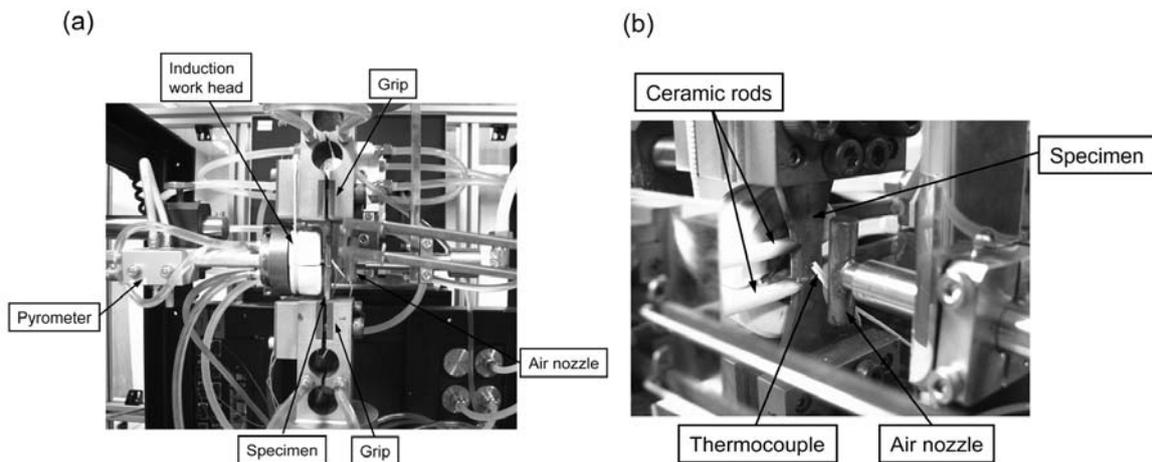


Fig.1 Set up of developed TMF test equipment for plate-type TBC specimen:
(a) overall appearance,
(b) appearance of detail for extensometer attached specimen.

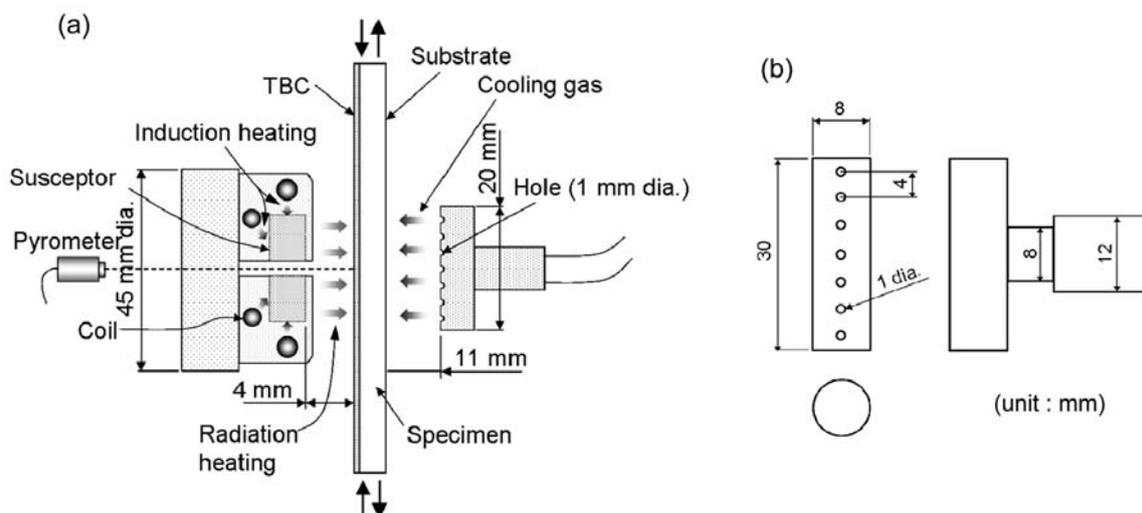
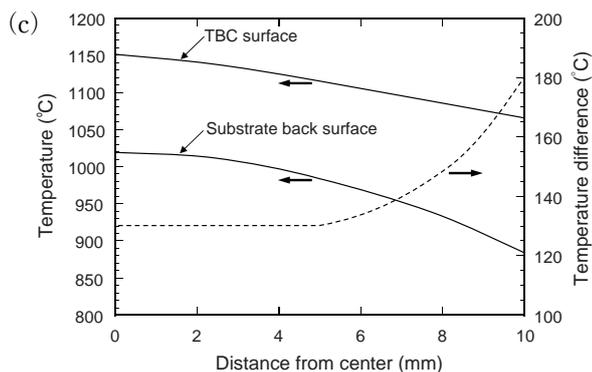


Fig.2 (a) Schematic drawing of cross section for heating and cooling system,
(b) shape and dimensions of air nozzle



(c) temperature and thermal gradient distribution in TBC specimen.

試験片の基材側にエアノズルを設け、冷却時に圧縮空気を基材に吹き付けた。エアノズルはFig. 2 (b) に示すように金属製で直径1 mmの7つの穴から圧縮空気が吹き出るようになっている。圧縮空気はコンプレッサー (SLP-15CDM5: 吐出量160 ℓ/min) からエアタンク (SAT-120-140: 容量120 ℓ) を介して供給され、エアバルブの開閉のコンピュータ制御が可能な構造になっている。これらにより、高温加熱・高速加熱及び高速冷却が可能となり、かつ試験片に温度勾配を付与することができる。

試験片のTBC層表面温度は、ファイバ式放射温度計 (IR-FAI, チノー) によりサセプター中央部の直径4 mmの円筒状穴を介して測定される。TBC層表面での温度測定領域直径は ≈ 3.4 mmである。この際、サセプターからの熱も放射温度計は測定しているため実際の試験片表面の温度と誤差が生じるために補正を行った。試験片を取り付けた後に、温度校正作業として試験片表面とサセプターにR型熱電対を取り付け、試験片表面の熱電対から出力される温度と放射温度計から出力される温度が一致するように放射温度計の放射率値と反射補正付変換器の光学補正係数値の調整を行った。この温度校正作業は、300, 600, 900及び1200°Cにて行った。その結果から、採用した放射温度計の放射率値を $\varepsilon = 0.5$ 、反射補正付変換器の光学補正係数値を $\beta = 0.95$ と決定した。なお、基材の温度は、基材裏側表面にスポット溶接にてR型熱電対を取り付けて測定した。試験片の温度は、TBC層表面温度、あるいは基材の温度で制御することができる。

Fig. 2 (c) は本研究に先立って行った、TBC層表面温度が1150°Cの時の試験片の力学負荷方向の温度分布及び膜厚方向の温度勾配分布である。試験片中央部分ではおよそ10mmの範囲で均一加熱部が得られ、TBC層と基材間の温度差も ≈ 150 °Cで一定である。この範囲外では、試験片中央から離れるにつれて最大温度は低下するとともに温度勾配は大きくなる傾向を示す。

3. 実験方法

本実験では、TBC層 (厚さ ≈ 200 μ m) をBC (ボン

ドコート) 層 (厚さ ≈ 200 μ m) の上に電子ビーム物理蒸着 (EB-PVD) 法によりコーティングしたものを用いた。TBC層は8mass% Y_2O_3 - ZrO_2 であり、BC層は減圧プラズマ溶射法にてコーティングしたものである。CoNiCrAlY-BC層の化学組成 (mass%) は、32.0-Ni, 21.0-Cr, 8.0-Al, 0.5-Y, 残りはCoである。基材には厚さ ≈ 3 mmのInconel 738LCを用いた。基材の化学組成 (mass%) は16.0-Cr, 8.5-Co, 3.4-Al, 3.4-Ti, 1.7-Mo, 2.6-W, 1.75-Ta, 0.9-Nb, 0.11-C, 残りはNiである。Fig. 3 にコーティングされたTBCシステムの厚さ方向の断面組織写真を示す。コーティングした状態でのTGO (Thermally

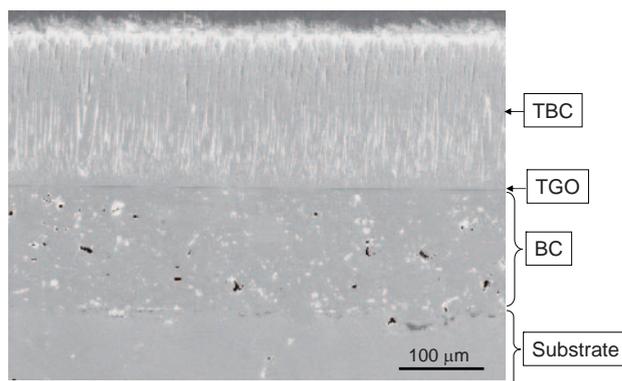


Fig. 3 Polished transverse section of TBC specimen.

Grown Oxide) 層厚さは $h_{TGO} \approx 0.5 \pm 0.15$ μ mであった。なお、このTBCシステムは(財)ファインセラミックスセンター (JFCC) で作製されたものである。

Fig. 4 に試験片形状及び寸法を示す。試験は応力制御及びひずみ制御試験とし、温度と力学負荷の波形がin-phase及びout-of-phase型の試験を行った。最高及び最低温度はTBC層表面温度を $T_{TBC}^{max} = 1150$ °C及び $T_{TBC}^{min} = 400$ °Cとし、加熱・冷却速度はともに5 °C/sに設定した。試験時に伸び計によって測定されるひずみは次式のように表わせる。

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{th} + \varepsilon_m \quad (1)$$

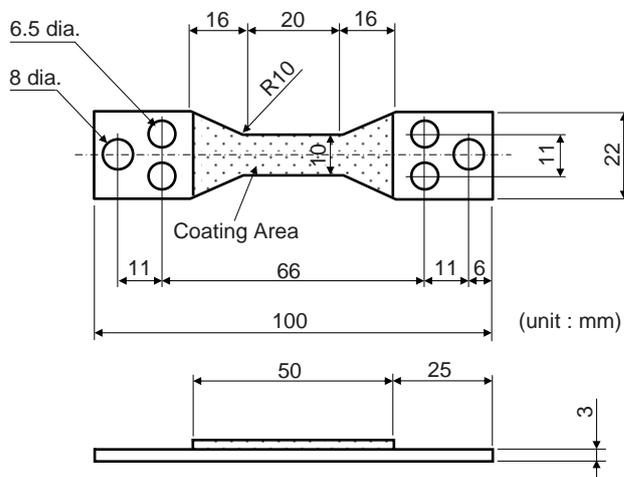


Fig. 4 Shape and dimensions of plate type specimen.

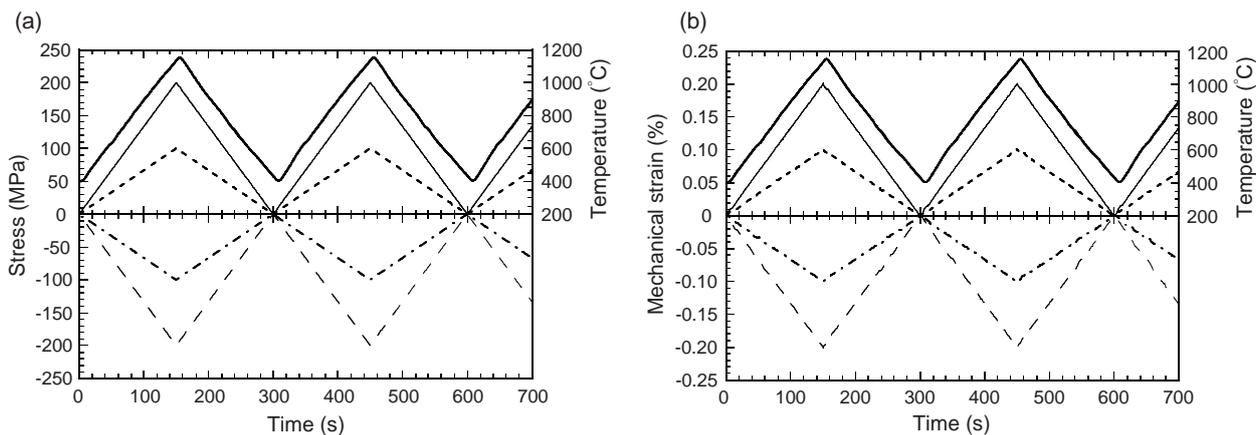


Fig. 5 Time-mechanical loading and temperature profiles obtained for TMF test: (a) stress control mode, (b) strain control mode.

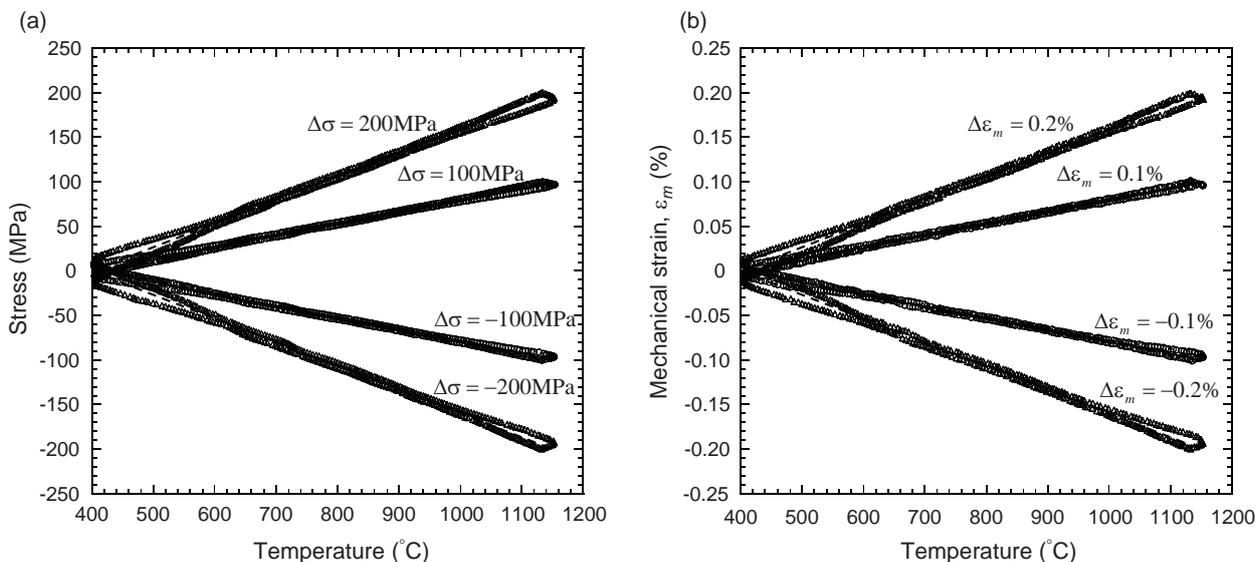


Fig. 6 Temperature-mechanical loading profiles obtained for TMF control test: (a) stress control mode, (b) strain control mode.

ここで、 ϵ_t は全ひずみ、 ϵ_{th} は熱ひずみ、及び ϵ_m は力学ひずみである。試験前に力学負荷を加えずに試験温度範囲で熱ひずみの測定を行い、2サイクル目の熱ひずみのデータより ϵ_{th} を決定した。ひずみ制御試験では力学的なひずみ ϵ_m で制御を行い、ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_m$ は0.1及び0.2%とした。応力制御試験では、応力範囲 $\Delta\sigma$ を100及び200MPaとし、最高温度で最大応力が負荷される条件とした。

4. 実験結果及び考察

Fig. 5 に熱機械疲労試験時の温度履歴及び力学負荷履歴を示す。Fig. 5 (a) は応力制御試験、Fig. 5 (b) はひずみ制御試験の履歴である。応力制御及びひずみ制御試験ともに最高温度と最低温度で力学負荷に対して、最高温度では力学負荷に対しおよそ5sの温度制御の遅れが、最低温度ではおよそ8sの遅れが生じているが、過去に開発されたTMF試験機⁷⁾と比較しても制御は良好に行われているといえる。なお、最高及び最低温度付近では、冷却及び加熱過程へ移行する際に温度制御の遅れに起因したものと考えられる力学負荷の非線形挙動が見られる。

熱機械疲労試験時の試験開始時から5サイクル目**の温度と力学負荷の関係をFig. 6 に示す。図中の破線は設定値である。応力制御 (Fig. 6 (a)) 及びひずみ制御 (Fig. 6 (b)) 試験ともに600～1000℃の温度領域では温度と力学負荷の関係は、破線で示した設定値とほぼ同様な直線関係を示し、in-phase及びout-of-phase試験においても温度と力学負荷の同時制御が行われていることがわかる。600℃以下及び1000℃以上の温度領域では直線的な関係から若干逸脱する傾向が見られる。ひずみ制御試験を例に挙げると、力学ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_m = 0.1\%$ の試験条件では、設定値からの逸脱は非常に小さいことがわかる。一方、 $\Delta\epsilon_m = 0.2\%$ の試験条件では、600～1000℃の温度領域での設定値に対する力学ひずみの設定値に対する誤差は0.005%以内であり、600℃以下では～0.008%、1000℃以上では～0.007%以内と $\Delta\epsilon_m = 0.1\%$ 試験に比較して誤差は増加するが、最大でも設定値からの

** ここでは、試験片の取り付けや初期の残留ひずみの影響がなくなる繰返し数として5サイクルを採用した。これ以降の繰返し数でも基材のクリープ変形の影響が生じない場合には同じ試験結果であると考えても支障ない。

逸脱は0.008%以内であり、公称分解能の範囲内で制御が行われている。この若干の逸脱範囲はin-phase及びout-of-phase試験ともに同様な傾向を示した。なお、若干の逸脱が生じた原因は、温度範囲1000℃以上では加熱時に力学負荷に対して温度制御の遅れが生じ、TBC層表面温度が最高温度1150℃に到達する前に力学負荷の除荷が開始されることに起因することによるものと考えられる。

全ての試験において、除荷が開始される温度は $\approx 1133^\circ\text{C}$ であり設定温度の1150℃に対して1.5%以内の誤差に収まっている。また、最高温度でのオーバーシュートは3℃以内であった。一方、600℃以下の温度領域では冷却時に力学負荷に対して温度制御の遅れが生じ、TBC層表面温度が最低温度に到達する前に力学負荷が開始されるが、最低温度の設定温度との差は3℃以内であった。また、600～750℃の温度領域で温度と力学負荷の制御にばらつきが見られる。これは、温度制御のPID設定値が (i) 600℃ 以下, (ii) 600～750℃, (iii) 750～1000℃ 及び (iv) 1000℃ 以上の温度範囲で各々設定値を設けているため、温度制御のPID設定が600℃において切り替わることによる変動によるものである。

試験時の試料全体の負荷荷重を P_a 、基材が負担する荷重を P_s とすると、試料全体に対する基材が負担する荷

$$P_s/P_a \approx \frac{E_s h_s}{E_{tbc} h_{tbc} + E_s h_s} \quad (2)$$

重の割合 P_s/P_a は、

で表わせる。ここで、 E_{tbc} 、 E_s はそれぞれ、TBC層及び基材のヤング率、 h_{tbc} 、 h_s はTBC層及び基材の厚さである。計算に用いたこれらの定数は $E_{tbc}=20\text{GPa}$ 、 $E_s=200\text{GPa}$ 、 $h_{tbc}=0.2\text{mm}$ 及び $h_s=3\text{mm}$ である。これらの数値を用いた試料全体に対する99%以上の荷重を基材が負担することになる。これより、基材の負担のみを考慮して試験片の

$$\sigma_{buck}^{cri} = \frac{\pi^2 E_s h_s w}{12l^2} \quad (3)$$

座屈応力 σ_{buck}^{cri} を表わすと、

で表わせる。ここで、 w と l は試験片の幅と長さである。 E_s は温度依存性を持つため、最高温度で最大圧縮応力が加わることを想定し、基材の最高温度(1000℃)での値($E_s=145\text{GPa}^{(11)}$)を用いて座屈応力を求めると、試験片の座屈応力は $\sigma_{buck}^{cri} \approx 1.3\text{GPa}$ であり、本実験条件は試験片の座屈応力と比較して充分小さいことがわかる。

Fig. 7に基材厚さと開発した本装置により試験可能な高温下での負荷応力範囲の関係を示す。本装置のロードセル容量より、基材厚さ3.5～5mmの網掛けで示した範囲以外が試験可能な応力範囲である。また、最高温度で最大圧縮応力が加わる応力制御試験を想定した場合のそれぞれの試験片幅の時の座屈応力も同時に示す。試験片幅の減少に伴い座屈応力は小さくなるため、試験可能な応力条件範囲は狭くなる。しかし、試験片幅10mmでは基材厚さおよそ0.5mm以上の範囲で降伏応力以下の試験

が可能であることがわかる。

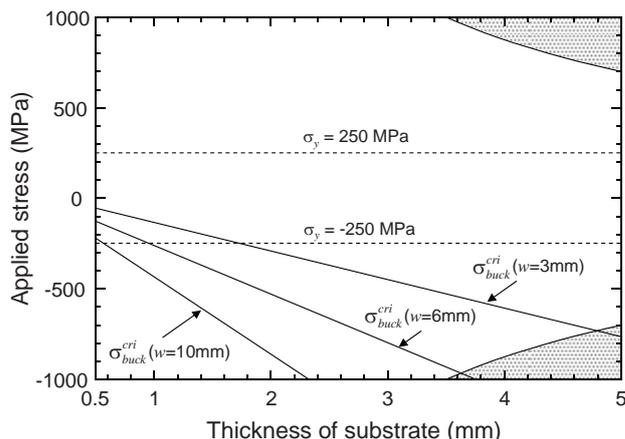


Fig. 7 Range of applied mechanical loading that can be tested with developed TMF test equipment.

5. 結論

(1)1150℃のTBC表面温度、1000℃の基材温度に達するまでの加熱は5℃/sで可能であり、冷却も5℃/sで行うことができた。試験片の厚さ方向に150℃の温度勾配を付けた部分を実現することが可能であった。

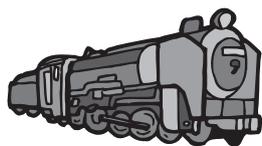
(2)引張及び圧縮負荷は、応力として $\pm 200\text{MPa}$ 、力学ひずみとして $\pm 0.2\%$ をin-phase及びout-of-phase条件で加えることが可能であった。

(3)力学負荷に対する設定値からの温度制御の逸脱は1.5%以内であった。力学負荷の制御も3.5%以内の誤差で行えることが確認された。

(4)これらの結果から、開発した熱機械疲労試験機は板状の試験片を用いた熱機械疲労試験装置として用いることができることが確認された。

参考文献

- (1) Peters M., Leyens C., Schulz U., Kaysser W.A., Adv. Eng. Mater., 3 (2001), p. 193.
- (2) Padture N.P., Gell M., Jordan. E.H., Science, 296 (2002), p. 280.
- (3) Clarke D.R., Levi C.G., Annu. Rev. Mater. Res., 33 (2003), p. 383.
- (4) Sridharan S., Xie L., Jordan E.H., Gell M., Murphy K.S., Mater. Sci. Eng. A, 393 (2005), p. 51.
- (5) Tolpygo V.K., Clarke D.R., Murphy K.S., Surf. Coat. Technol., 188-189 (2004) 62.
- (6) Sohn Y.H., Kim J.H., Jordan E.H., Gell M., Surf. Coat. Technol., 146-147 (2001), p.70.
- (7) Wright P.K., Mater. Sci. Eng. A, 245 (1998), p. 191.
- (8) Tzimas E., Mullejans H., Peteves S.D., Bressers J., Stamm W., Acta Mater., 48 (2000), p. 4699.
- (9) Baufeld B., Tzimas E., Mullejans H., Peteves S.D., Bressers J., Stamm W., Mater. Sci.Eng. A, 315 (2001), p. 231.
- (10) Baufeld B., Bartsch M., Dalkilic S., Heinzlmann M., Surf. Coat. Technol., 200 (2005), p. 1282.
- (11) 曹寧源, 東京大学博士論文, (2008).



昔ばなし

大橋 秀雄*¹
OHASHI Hideo

SLこと蒸気機関車の人気は高まるばかりである。黒煙と白い蒸気をなびかせながら、接続棒でつながれた巨大な動輪が力強く列車を引っ張る様子が、見えるメカの象徴として現代人にはかえって新鮮に見えるのだろう。JR西の山口線で定期運行されているC571はとりわけ人気で、予約がたいへんだと聞いている。

そのSLが2年前に製造70周年、人間でいえば古稀を迎え、地元では盛大な祝賀会が催されたそうである。それを知って私はややひがみを覚えた。俺なんかとっくに70年以上も動き回っているのに、誰も何ともいってくれない。人間って、あの黒光りするSL以上に長持ちするものかと思つづく。

記録によると、日本で新造された最後のSLは、日立が1953年に製造して台湾に輸出した8両のC57だとされている。その頃私は機械工学科3年生で、日々製図板に立ち向かっていた。3年の最後の製図課題は蒸気機関で、蒸気シリンダー、ピストン、スライド弁とその動弁機構の設計製図をやった。何を書いたかほとんど忘れた中で、カットオフに凝ったことだけは覚えている。全力から部分負荷まで、どのタイミングで蒸気の供給をカットすると効率が最大になるか、またそれを実現するメカは何かと大いに悩んだものである。その年で蒸気機関車の製造が終わってしまうとはつゆ知らずに。

SL列車に乗って嬉々として眼を輝かせる親子連れをテレビで見ながら、私には何となく乗れないところがある。SLと難行苦行の思い出が切り離せないからである。私が大学を出る頃までは、主要幹線ではまだSLが主役だった。とくに夏の長旅は苦しかった。窓を閉めれば酷暑、窓を開ければ顔が真っ黒、そのときのトラウマがまだ残っているとは、人間とは恨みを忘れないものだ。

SLは古いから話を飛行機に移そう。ライト兄弟の初飛行は1903年、私が初めて飛行機に乗ったのは1956年、初飛行から53年後のことである。それから今日まで53年、飛行機の歴史のちょうど半分を体験したことになる。最初の飛行機はDC-6、レシプロの4発プロペラ機で、羽田からハンブルグまで途中で9回の離着陸をくり返す南回りルートだった。始めはスチュアデス嬢の親切さに天を舞う気分だったが、やがて狭いシートに縛りつけられた体

が痛みだし、それから苦行の連続、ひたすら次の給油地を待ち焦がれた。48時間の苦痛に耐えてハンブルグ空港に降り立ったときは、まさに釈放という感じだった。

飛行機は、260mの初飛行からわずか半世紀で、世界の主要都市を結ぶ民間航空サービスを可能にするほど急速に進歩した。戦争の時代といわれた20世紀前半、国運を賭した軍用機の開発競争がその原動力となった。

その後の民間航空の歴史は、レシプロからガスタービンへの移行による飛行時間の短縮、大型化と快適性の向上、安全と定時運航、ネットワークとしてのシステム完備など、簡単にいえば顧客サービスの向上に集中してきた。後半の50余年の中で、B747ジャンボジェットが40年も飛び続けていることを考えると、飛行機のハードウェアとしての進歩は、そろそろSL的状况に近づいたのかと思えてくる。

自動車は、いま脱炭素社会への大きな波の中で、ガソリンエンジン、広くは化石燃料からの脱却という大きな転機を迎えている。そしてそれが着々と進んでいくだろう。私は昨年、喜寿にしてわが人生最後の車を購入した。ハイブリッド車ではなくあえて純粋ガソリンエンジンを選んだのは、もはやメカの限界に近付いたレシプロエンジンに、SLの姿が重ね写しになったからである。私の運転歴も半世紀を超えた。空冷水平対向4気筒のRRに始まりV8、V6を経て水冷直四のFFに終わる。自動車の一つの時代を見届けたいという思いがあった。

航空エンジン屋さんによると、石油燃料の最後の一滴まで使わせてもらうという答えが帰ってくる。石油ピークは現実としても、ピークを過ぎてもすぐ無くなるわけではない。しばらくは大丈夫だろう。しかしその先は、地を這う自動車と空に浮く飛行機では、脱炭素化への対応は相当に違うだろう。

空を見上げるとトンビが悠々と舞っている。推進力は、体全体をゆっくり動かして、大量の流体を低い速度で押し出す方が消費エネルギーが少なくて済む。鳥も魚も、その見事なお手本を見せてくれる。ソーラーセルを貼りつけた主翼を巧みに羽ばたきながら、音もなく空を滑る飛行機が頭に浮かんでくる。技術は行き詰まると面白くなる。技術なんて、進歩するものではなく、環境に応じて変化するものだと考えれば、肩肘張らずに気楽にやれる。不易の原理に拠りながら流行への感度を磨く。これが技術道に励むものの心構えかも知れない。

原稿受付 2009年3月3日

*1 学校法人工学院大学 理事長
(社)日本ガスタービン学会 名誉会員