

水素酸素燃焼タービンのエクセルギー解析

Exergy Analysis on Oxy-hydrogen Combustion Turbine

山下 誠二*¹
Yamashita Seiji矢嶋 理子*¹
Yajima Ayako吉村 健二*²
Yoshimura Kenji西村 元彦*²
Nishimura Motohiko

ABSTRACT

Introduction of hydrogen power generation is considered as one of solution strategies to achieve low carbon society and Graz Cycle is expected to play an important role as high efficient future energy system. Exergy analysis on Graz Cycle was fulfilled and comparison with state of the art gas turbine combined cycle was also implemented. 1600°C class gas turbine combustor exergy loss was 26.8% and net exergy efficiency was 56.5%. On the other hand, 1450°C class Graz Cycle showed great advantage of smaller combustor exergy loss of 21.4% and higher net exergy efficiency of 61.4%. Utilization of liquefied hydrogen physical exergy was also examined. Graz Cycle net exergy efficiency was 2.1 % points improved by applying the cryogenic physical exergy for air separation to supply Graz Cycle oxygen. The results showed that Graz Cycle has a great potential to achieve high efficient hydrogen power generation.

Key words : ガスタービン, グラーツサイクル, 液化水素, 深冷分離, エクセルギー, 低炭素社会
Gas Turbine Graz Cycle Liquefied Hydrogen Cryogenic Separation Exergy Low Carbon Society

1. はじめに

低炭素社会に向けたエネルギー機器として、水素ガスタービンが注目されている。ガスタービン燃料の一部に水素を利用するいわゆる水素混焼ガスタービンは既に実用化されている。また、水素100%のいわゆる水素専焼ガスタービンについては拡散燃焼器と水・蒸気噴射による窒素酸化物低減を組み合わせた方式が実用化されつつある。さらに、より高効率なドライ方式についても燃焼器開発と実用化に向けた取り組みが行われている⁽¹⁾。

現在の国内における水素は、天然ガス改質や石油精製における副生水素などが主流であるが、海外の再生可能エネルギー由来電力による水電解や化石燃料とCO₂貯留の組み合わせにより製造されたCO₂フリー水素を導入する取り組みも行われている⁽²⁾⁽³⁾。水素は二次エネルギーであるが、水素をキャリアとして海外のエネルギーを日本に輸入することは、水素が新たなエネルギーのパスとして日本のエネルギー需要に応えることができることを意味している。

ガスタービンプラントにおいて燃料を天然ガスから水素に置き換えた場合、エクセルギー効率や燃焼のエクセルギー損失は基本的に同じである。したがって、タービ

ン入口温度の上昇や要素機器の流体性能の向上など、現行のガスタービンプラントの高効率化の方策は水素ガスタービンにおいても同様に有効であり、水素混焼ガスタービンを端緒として水素専焼ガスタービンへと漸次移行していくことで、今後低炭素社会に対応していくことが可能である。さらに水素酸素燃焼の特徴を利用したグラーツサイクルが提案されており⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾、エネルギーとしての水素を大量に導入する本格的な水素社会における高効率な将来サイクルとして期待できるものである。

プロセスシミュレーション技術の発展により、マスヒートバランス計算をはじめとする各種サイクル検討を短期間で厳密に行うことが可能となってきたが⁽⁸⁾、エンタルピーを用いた従来の検討では、検討結果としての効率は得られるものの、高効率化の方策が見出しにくいという欠点がある。これはグラーツサイクルの検討でも同様であり、グラーツサイクルが高効率である理由はしばしば水素酸素燃焼であるからの説明がされるが、高効率サイクルとしての特徴は必ずしも明確にはない。

近年注目されているエクセルギーを用いた検討は、エネルギーシステムの各構成機器の損失低減の余地を見だし、システム全体の効率向上を目指すものであり⁽⁹⁾、グラーツサイクルなどの将来サイクルの検討においても不可欠なものと考えられる。

また、水素酸素燃焼やグラーツサイクルを検討する際には、その酸素供給についても考慮する必要がある。海

原稿受付 2016年6月24日

査読完了 2017年4月6日

* 1 川崎重工(株) 技術開発本部 技術研究所
〒673-8666 明石市川崎町1番1号

* 2 川崎重工(株) 技術開発本部 水素チェーン開発センター

外からのエネルギーとしての水素導入を考えた場合、液化水素による輸送・貯蔵が経済的・技術的に実現可能な方法として有望であり⁽²⁾、その場合は液化水素の冷熱のエクセルギーを有効に利用することも重要である。これらをふまえて、本稿ではエクセルギー解析の手法を用いてグラーツサイクルの特徴を把握するとともに、将来高効率サイクルとしてのポテンシャルを明らかにする。

2. エクセルギーの定義とエクセルギー効率

ここではエクセルギーの定義とその熱力学的な意味を確認する。エクセルギーの定義を式(1)に示す⁽⁹⁾。

$$e = (h - h_0) - (s - s_0) \times T_0 \quad (1)$$

ここで、 e : エクセルギー、 h : 比エンタルピー
 s : 比エントロピー、 T : 温度、添字 0 : 基準条件における値

圧力一定で温度 T の気体が温度 T_0 の外界に取り出し可能な仕事は式(2)で示される⁽⁹⁾。

$$\begin{aligned} e &= \int_{h_0}^h \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dh = (h - h_0) - T_0 \int_{h_0}^h \frac{dh}{T} \\ &= (h - h_0) - T_0 \int_{T_0}^T c \frac{dT}{T} \quad (2) \end{aligned}$$

比熱 c が一定の場合

$$\begin{aligned} e &= (h - h_0) - cT_0 \left[\log_e T \right]_{T_0}^T = (h - h_0) - cT_0 \log_e \frac{T}{T_0} \\ &= (h - h_0) \left[1 - \frac{T_0}{T - T_0} \log_e \frac{T}{T_0} \right] \quad (2') \end{aligned}$$

エクセルギーとエンタルピーの比 λ は有効比と呼ばれ⁽⁹⁾、温度 T の気体の有効比は式(3)で表示される。式(3)を見れば有効比はカルノー効率の積分であり、エクセルギーとはある熱量から取り出すことのできる最大仕事を示していることがわかる。

$$\lambda = \frac{e}{(h - h_0)} = 1 - \frac{T_0}{T - T_0} \log_e \frac{T}{T_0} \quad (3)$$

燃料の発熱量に関するエクセルギーは化学エクセルギーと呼ばれ、その定義を式(4)に示す⁽⁹⁾。

$$e = H_l + T_0 \Delta S \quad (4)$$

ここで、 e : エクセルギー、 H_l : 燃料低位発熱量
 T_0 : 基準温度、 ΔS : 生成系のエントロピーから反応系のエントロピーを引いた値

ガスタービンは大気圧力101.3kPa、大気温度0～40℃における性能を表示することが多いから、本稿ではエクセルギーの基準条件を圧力101.3kPa、温度0℃とする。ガスタービンプラントのエクセルギー効率を式(5)(6)で定

義する。

$$\text{gross exergy efficiency} = \frac{\text{Generator Terminal Output}(kW)}{\text{Fuel Chemical Exergy}(kW)} \quad (5)$$

$$\text{net exergy efficiency} = \frac{\text{Net Plant Power Output}(kW)}{\text{Fuel Chemical Exergy}(kW)} \quad (6)$$

$$= \frac{\text{Generator Terminal Output} - \text{Auxiliary Loads}(kW)}{\text{Fuel Chemical Exergy}(kW)} \quad (6')$$

3. コンバインドサイクル

グラーツサイクルの特徴を把握するために、比較の対象として最新鋭の天然ガス焚きガスタービンコンバインドサイクルのエクセルギー解析を行う。

本章の検討には解析ソフトウェアとしてThermoflow社のGTPROを用いる。本ソフトウェアはガスタービン型式ごとにガスタービンの圧縮機・タービンマップを格納したデータベースを保有しており、入力したガスタービン運転条件および排熱回収ボイラ、蒸気タービンの設計変数をもとに、ガスタービンプラント各部の状態量を算出するものであり、実在ガスタービンを用いたプラント検討を迅速に実施できるものである。

検討対象とするガスタービンコンバインドサイクルのプロセスフローを図1に示す。最新鋭の事業用ガスタービンのタービン入口温度は1600℃程度であり、コンバインドサイクルとしての発電端効率は60% (LHV基準) を超える⁽¹⁰⁾。サイクル性能を表1に示す。

なお、表1中の低位発熱量 (LHV) 基準や高位発熱量 (HHV) 基準などの効率表示は、分散型発電や事業用発電の効率表示として用いられてきたものであるが、これらの効率表示では燃料中の炭素や水素の割合が変わると同一の発電システムでも効率が変わって表示されるので、特に水素を燃料に用いるグラーツサイクルと比較する場合、その特徴を把握することが困難になる。したがって、以降ではエクセルギーを用いて検討を行うものとする。

1600℃級ガスタービンコンバインドサイクルのエクセルギー線図を図2に示す。図2の燃焼器のエクセル

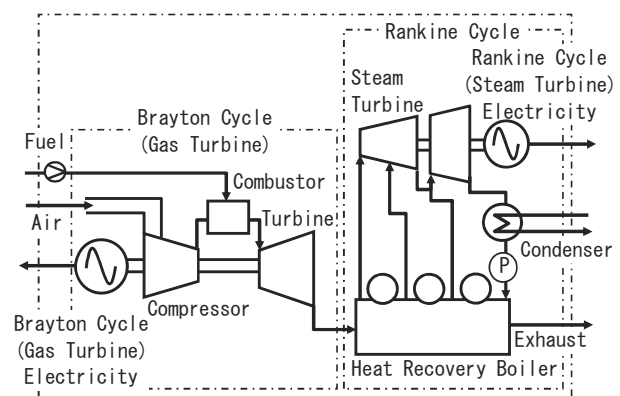


Fig. 1 Gas Turbine combined cycle process flow

Table 1 Example of state of the art 1600 °C class combined cycle performance

Turbine Inlet Temperature	1600 °C
Exhaust Gas Temperature	642 °C
Compression Ratio	22
Gas Turbine generator term Output	320MW×2
Steam Turbine generator term Output	280MW
Plant total generator term Output	920MW
Gross Exergy Efficiency (%)	58.1
Gross Efficiency (LHV%)	60.1
Gross Efficiency (HHV%)	54.3
Net Exergy Efficiency (%)	56.5
Net Efficiency (LHV%)	58.4
Net Efficiency (HHV%)	52.7

Compressor inlet pressure loss 0.98kPa
Gas Turbine exhaust pressure loss 3.43kPa

ギー損失は26.8%である。発電出力30MWの分散型発電用ガスタービンのタービン入口温度は1250℃程度であり、燃焼器のエクセルギー損失が27.5%であるのに比べ¹²⁾、1600℃級ガスタービンは高温化により燃焼器のエクセルギー損失が0.7ポイント程度改善しているが、依然ガスタービンプラントにおける最大の損失は燃焼器のエクセルギー損失であり、将来サイクルではこの燃焼器のエクセルギー損失をさらに低減することが重要である。

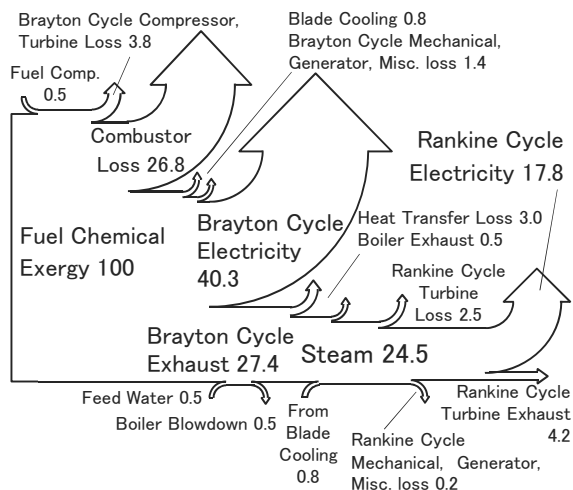


Fig. 2 Gas Turbine Combined Cycle exergy diagram

4. グラーツサイクル

本章では水素酸素燃焼の特徴を利用したグラーツサイクルのエクセルギー解析を行い、その特徴と高効率化のポテンシャルを明らかにする。本章の検討には解析ソフトウェアとしてAspentech社のAspen HYSYSを用いる。本ソフトウェアは圧縮機、タービン、燃焼器や蒸留塔などの物理化学モデルを計算機上で組み合わせることで、より多様なプロセス検討が実施できるものである。

なお、前章で用いたGTPROと本章で用いるAspen

HYSYSは物性値モデルが異なるため、検討結果に差が生じる。1600℃級ガスタービンのマスヒートバランスをそれぞれのソフトウェアで検討した結果を、使用した物性値モデルとあわせて表2に示す。両者の検討結果の差は2%未満であり、これらの差はグラーツサイクルのポテンシャルを把握するうえで十分な精度である。

Table 2 Calculation Deviation on 1600°C class Gas Turbine performance caused by different fluid property model

Software	GTPRO	AspenHYSYS
Fluid property model	Gas: NIST-JANAF	Peng-Robinson
	Steam: IFC-67	
Generator term Output	320MW	313.8MW
Deviation	-	-1.92%

4.1 グラーツサイクルの基本構成と特徴

グラーツサイクルの基本構成を図3に示す⁴⁾。グラーツサイクルは水素酸素燃焼により作動流体を蒸気のみとすることで、ブレイトンサイクルとランキンサイクルの複合サイクルをセミクロズドで構成するものである。ブレイトンサイクルのタービン排気は再生熱交換器により温度を下げられるが、再生熱交換器の中間でブレイトンサイクルの圧縮機入口蒸気と低圧タービン蒸気に分岐される。低圧タービン排気は水素酸素燃焼相当分を系外に排出したのちランキンサイクルの給水として循環される。再生熱交換器において生成された高圧蒸気は高圧タービンで膨張仕事をしたのちにブレイトンサイクルの圧縮機出口の蒸気と混合される。

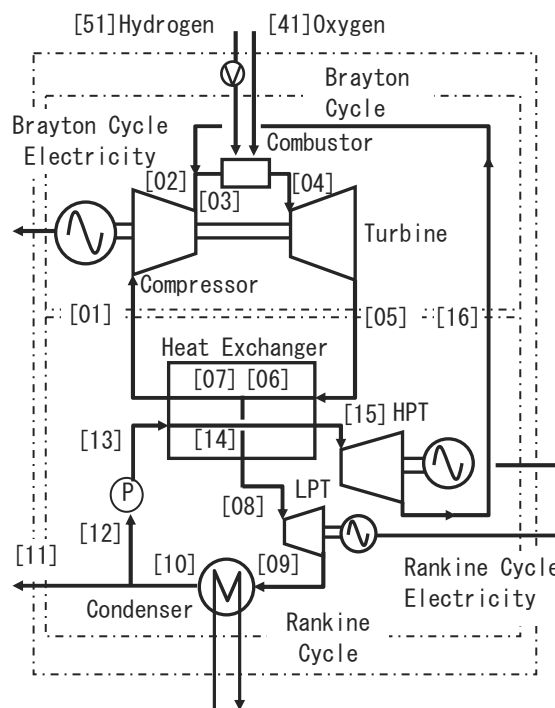


Fig. 3 Graz Cycle process flow⁴⁾

Table 3 Graz Cycle exergy analysis premises

Brayton Cycle	
Compressor adiabatic efficiency	87%
Turbine polytropic efficiency	87%
Compressor Inlet Pressure	0.37MPa
Compressor Outlet Pressure	5.0-13.8 MPa
Compression Ratio	13.5-37.4
Fuel pressure	5.5 -14.3 MPa
Combustor pressure loss	100kPa
Turbine Inlet Temperature	1200-1450 °C
Turbine Outlet Temperature	693 °C
Rankine Cycle	
Turbine polytropic efficiency	87%
HPT Inlet Pressure / Temperature	14.0MPa / 650 °C
HPT Outlet Pressure	5.0-13.8 MPa
LPT Inlet Pressure / Temperature	0.38MPa / 465 °C
LPT Outlet Pressure	5kPa
Other premises	
Mechanical efficiency	98.9%
Generator efficiency	98.0%

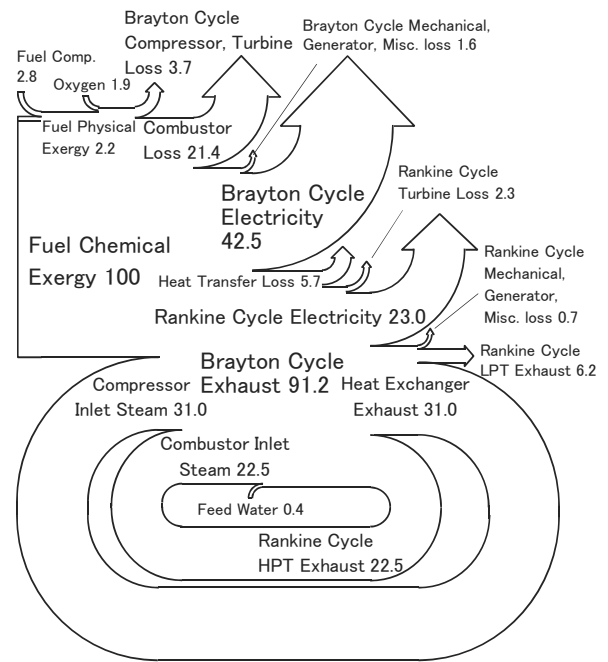


Fig. 4 1200 °C class Graz Cycle exergy diagram

Table 4(a) 1200 °C class Graz Cycle state quantity

Stream No.	[01]	[02]	[03]	[04]	[05]	[06]
V.F.(-)	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
T(°C)	140.8	538.8	521.0	1200	693.4	464.6
P(kPa)	370	5,000	5,000	4,900	400	380
G(kg/s)	170.6	170.6	241.5	277.5	277.5	277.5
h(kJ/kg)	2,779	3,545	3,504	5,157	3,942	3,438
s(kJ/kg °C)	9.643	9.770	9.719	11.22	11.37	10.80
e(kJ/kg)	855.9	1587	1560	2802	1547	1198

Table 4(b) 1200 °C class Graz Cycle state quantity

Stream No.	[07]	[08]	[09]	[10]	[11]	[12]
V.F.(-)	1.00	1.00	1.00	0.00	0.00	0.00
T(°C)	464.6	464.6	41.0	33.1	33.1	33.1
P(kPa)	380	380	5.0	5.0	5.0	5.0
G(kg/s)	170.6	106.9	106.9	106.9	36.03	70.86
h(kJ/kg)	3,438	3,438	2,603	143.0	143.0	143.0
s(kJ/kg °C)	10.80	10.80	11.13	3.098	3.098	3.098
e(kJ/kg)	1,198	1,198	274.3	0.0	0.0	0.0

グラーツサイクル検討の前提を表3に示す。表3ではタービン入口温度の高温化にあわせて、ブレイトンサイクルの圧力比を高くとりタービン出口温度が一定となる前提としている。

なお、表3においてタービン効率はポリトロップ効率を用いている。これは、グラーツサイクルのタービン膨張比が大きく、ランキンサイクルの高圧タービン、ブレイトンサイクルのタービン、ランキンサイクルの低圧タービンと順次膨張するので、各タービンの膨張比の選定にかかわらずトータルのタービン効率が一定となる前提を与えるためである。圧縮機についてはこの点を特に配慮する必要が無いので、断熱効率を用いている。

タービン入口温度1200°Cの場合のグラーツサイクルのエクセルギー線図を図4に示す。図4のグラーツサイクルにおける燃焼器のエクセルギー損失は21.4%であり、図2の1600°C級ガスタービンと比較して、タービン入口温度が低いにもかかわらず燃焼器のエクセルギー損失が5.4ポイントも改善している。

図4の各部の状態量を表4に示す。グラーツサイクルはセミクローズドサイクルであるため、圧縮機入口 [01] を140.8°C、0.37MPaと常温・常圧より高く設定できるので、比較的低い圧力比13.5で燃焼器入口作動流体 [03] を521.0°C、5.0MPaと高温・高圧に設定できる。グラーツサイクルが高効率であるのは水素酸素燃焼が直接の理由ではなく、燃焼圧力や燃焼器入口の作動流体の温度を高くすることで、燃焼のエクセルギー損失を低減しているからである¹²⁾。

Table 4(c) 1200 °C class Graz Cycle state quantity

Stream No.	[13]	[14]	[15]	[16]	[41]	[51]
V.F.(%)	0.00	0.00	1.00	1.00	1.00	1.00
T(°C)	34.5	339.1	650.0	478.2	25.0	25.0
P(kPa)	14,900	14,600	14,000	5,000	5,000	1,000
G(kg/s)	70.86	70.86	70.86	70.86	32.00	4.03
h(kJ/kg)	162.9	1749	3,725	3,405	8,952	351.8
s(kJ/kg °C)	3.105	6.551	9.526	9.591	4.079	51.56
e(kJ/kg)	25.8	671.0	1,834	1,496	273.5	25,98

V.F.: Vapor Fraction, T: Temperature, P: Pressure
G: Mass Flow, h: enthalpy, s: entropy, e: exergy,

4.2 グラーツサイクルのタービン入口温度と燃焼圧力

前節の検討ではグラーツサイクルのタービン入口温度を1200°Cとしているが、タービン入口温度の高温化によりさらに高効率にすることができる。ここでは、グラーツサイクルのタービン入口温度および燃焼圧力を変化させた場合のエクセルギー解析を行う。タービン入口温度を変化させた場合のエクセルギー解析結果について図5に示す。図5の横軸はタービン入口温度であり、縦軸は有効な出力であるブレイトンサイクル発電出力、ランキンサイクル発電出力のほか、燃焼器のエクセルギー損失、復水器損失、熱交換器損失、圧縮機・タービン損失等のエクセルギー損失を下から積算して表示した。積算の総和が100を超えるのは燃料の化学エクセルギーの他に燃料、酸素の物理エクセルギーおよび燃料圧縮機の電力が入力されるからである。図5には燃焼圧力および圧縮機

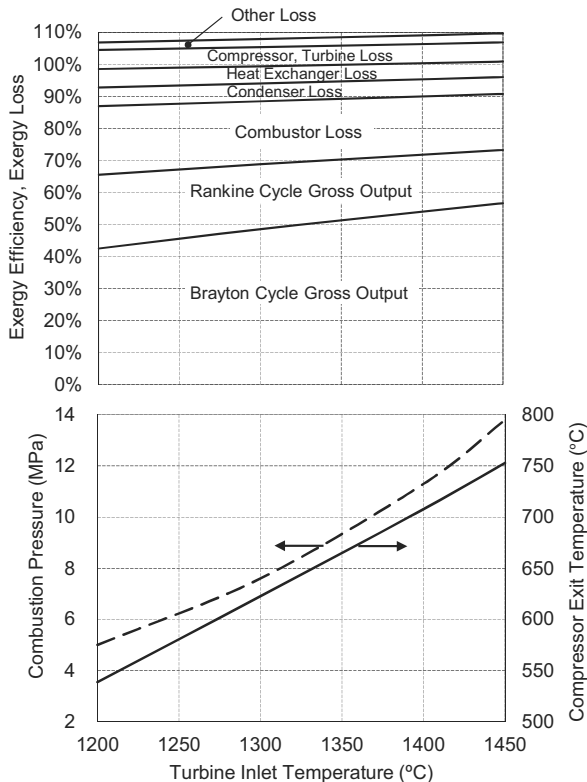


Fig. 5 Exergy analysis on various TIT Graz Cycle

出口の作動流体温度もあわせて示した。

タービン入口温度が1450°Cの場合は、燃焼器入口作動流体 [03] の圧力が13.8MPaと高圧蒸気 [15] の圧力14.0MPaとほぼ同じになるので、ランキンサイクルは高圧タービンの設置を省略して低圧タービンのみとなる。理論上はタービン入口温度1450°Cを越えるグラーツサイクルの検討も可能であるが、高圧力比化により圧縮機出口 [02] の温度が750°Cを越える高温となるので、タービン入口温度は1450°Cまでの検討とした。

図5ではタービン入口温度を1200°Cから1450°Cに高温化するに従い、燃焼器のエクセルギー損失が21.4%から16.9%までさらに改善している。燃焼のエクセルギー損失低減には燃焼圧力および燃焼器入口作動流体の温度が高いことも重要であり、高効率なグラーツサイクルの実現には、高圧の水素酸素燃焼器や高温・高圧の作動流体を供給する圧縮機の実現が必要である。これらは現行のガスタービンプラントの高効率化の方策であるタービン入口温度の高温化^[11]や高圧力比化^[12]と基本的な考え方は同じである。したがって、グラーツサイクルは将来の水素利用機器としてさらなる高効率化のポテンシャルを持つものであると考える。

4.3 グラーツサイクルにおける酸素製造

グラーツサイクルは燃焼圧力や燃焼器入口作動流体の温度を高くすることで、燃焼器のエクセルギー損失を大幅に低減できることが明らかになった。ただし、現行のガスタービンが大気を酸化剤として利用しているのに対し、グラーツサイクルは酸化剤として酸素が必要であるから、将来サイクルとしての高効率化ポテンシャルを論ずる場合には、酸素製造プロセスも含めた検討を実施する必要がある。酸素製造は空気の深冷分離による方法が古くから用いられており、グラーツサイクルにおける酸素製造もこの深冷分離による方法が基本となる。

空気の深冷分離による酸素・窒素製造プラントのシステムフローを図6に示す。空気の深冷分離は空気を低温にして蒸発しやすい窒素を気体中に、蒸発しにくい酸素を液体中に濃縮するという、空気の気液平衡を利用して酸素や窒素を分離するものである^[13]。図6は上部に低圧

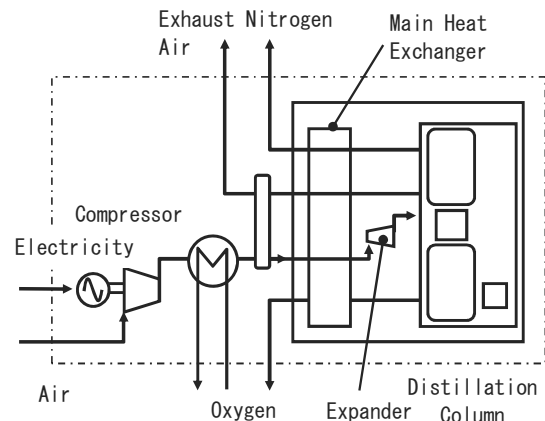


Fig. 6 Cryogenic air separation process flow

塔，下部に高圧塔と2つの圧力の異なる蒸留塔をもついわゆるダブルカラムと呼ばれるものである。

図6の酸素・窒素製造プラントの性能を試算した結果を表5にまとめる。本試算の酸素・窒素製造原単位は0.33 kWh/Nm³であり，標準的な深冷分離を利用した酸素・窒素製造プラントの性能⁽³⁾とほぼ一致している。また，エクセルギー線図を図7に示す。図7は製造した酸素をすべてグラーツサイクルで利用することを想定し，製造した酸素ガスを量論で水素酸素燃焼させた場合の水素の化学エクセルギーを100として表示した。消費電力50.8ポイントのうち，酸素製造動力は5.6ポイント，窒素製造動力は45.2ポイントである。グラーツサイクルでは酸素製造動力をプラント性能に含めた場合，深冷分離による酸素製造に5.6ポイントの電力を消費することになる。

Table 5 Cryogenic air separation performance

Nitrogen Production	647,000 Nm ³ /h (8.0 kmol/s)
Oxygen Production	80,700 Nm ³ /h (1.0 kmol/s)
Electricity Consumption	239,500 kW 0.33 kWh/Nm ³

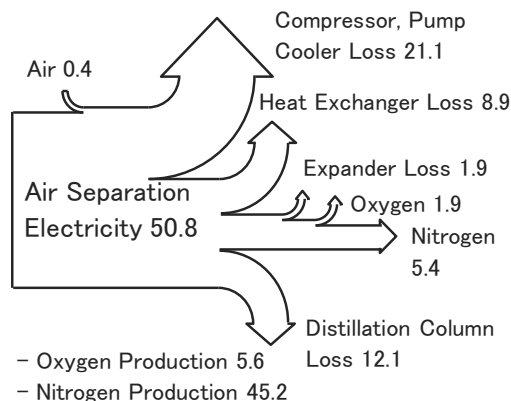


Fig. 7 Cryogenic air separation exergy diagram

4.4 液化水素の冷熱利用

図8に各種ガスの液化温度を示す。液化ガスの冷熱の有効利用としては，エネルギー用途の液化ガスとして先行するLNG等でも行われている。例えば，LNG冷熱でガスタービンの吸気冷却を行い発電出力や効率を上昇させる例⁽⁴⁾⁽⁵⁾や，LNG冷熱を用いてランキンサイクルを駆動して発電を行う例⁽⁶⁾などがある。液化水素においてもLNGと同様に冷熱を利用することが考えられる。さらに，液化水素はその温度が20K (-253℃)と非常に低く，窒素や酸素の液化温度よりも低いことから，空気の高圧分離等にその冷熱を有効に利用することができる。

液化水素とLNGの化学エクセルギーおよび物理エクセルギー（冷熱のエクセルギー）を図9に示す。図9は化学エクセルギーを100として表示するとともに，単

位重量当たりのエクセルギーを併記した。液化水素は化学エクセルギー 116.8MJ/kgの他に物理エクセルギー 13.3MJ/kgを併せ持つ。燃料の化学エクセルギー 100あたりと比較すると，液化水素の物理エクセルギーは11.4であり，LNGの物理エクセルギーは1.5であり，液化水素の物理エクセルギーがより大きいことがわかる。液化水素は物理エクセルギーを有効に使うことが重要であり，以降はこの物理エクセルギーを空気の高圧分離に利用し，グラーツサイクルに必要な酸素を製造する検討を行う。

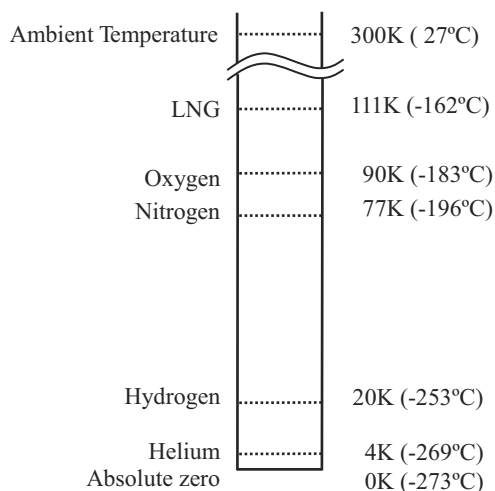


Fig. 8 Liquefaction temperature of various gases

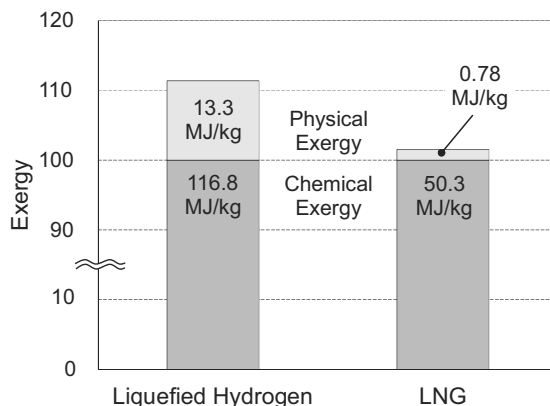


Fig. 9 Physical and chemical exergy of liquefied hydrogen and LNG

空気の深冷分離は自己再生と膨張タービンによる冷熱により低温を作り蒸留するので，液化水素の冷熱を利用する場合，図10のように膨張タービンのかわりに副熱交換器を設置することで液化水素の冷熱を有効に利用できる。図10の液化水素の冷熱を利用した酸素・窒素製造プラントの性能を試算した結果について，エクセルギー線図を図11に示す。図11では液化水素の冷熱11.4ポイントを利用しているため，膨張タービンによる冷熱製造が不要となり，膨張タービンの膨張比相当分の圧縮動力が節約できるので，消費電力が31.6ポイントと19.2ポイントも改善していることがわかる。このうち，グラーツサイ

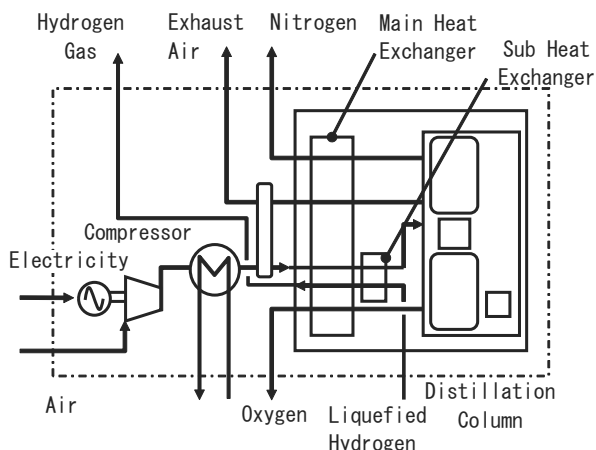


Fig. 10 Cryogenic air separation process flow utilizing liquefied hydrogen physical exergy

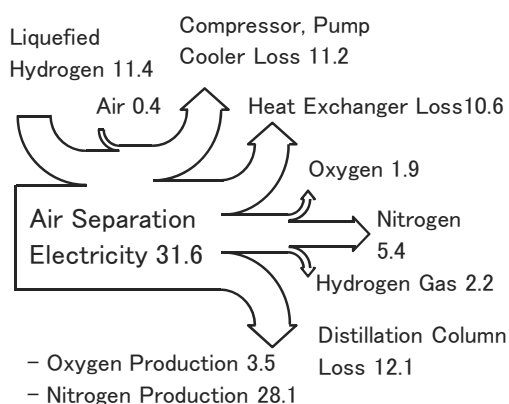


Fig. 11 Cryogenic air separation exergy diagram utilizing liquefied hydrogen physical exergy

クルの酸素製造相当分の消費電力は3.5ポイントであり、液化水素の冷熱利用によりグラーツサイクルの送電端効率を2.1ポイント改善できる。

4.5 グラーツサイクルの高効率化ポテンシャル

グラーツサイクルのエクセルギー効率を図12に示す。図12は燃料圧縮、酸素製造や給水ポンプ動力などの所内動力を考慮した送電端効率での表示である。図12には酸素製造に液化水素の物理エクセルギー（冷熱のエクセルギー）を利用した場合の性能も破線であわせて表示している。1450℃級グラーツサイクルの送電端のエクセルギー効率は液化水素の冷熱を利用しない場合で61.4%である。先に表1に示した1600℃級コンバインドサイクルの送電端のエクセルギー効率が56.5%であるのに比べてグラーツサイクルの送電端のエクセルギー効率は4.9ポイントも高い。また、いずれのタービン入口温度においても、液化水素の冷熱を利用することでさらに2.1ポイント効率が向上する。1450℃級グラーツサイクルで液化水素の冷熱を利用した場合の送電端のエクセルギー効率は63.5%であり、1600℃級コンバインドサイクルに比べて7.0ポイントも高い。表6にグラーツサイクルの性能をまとめる。

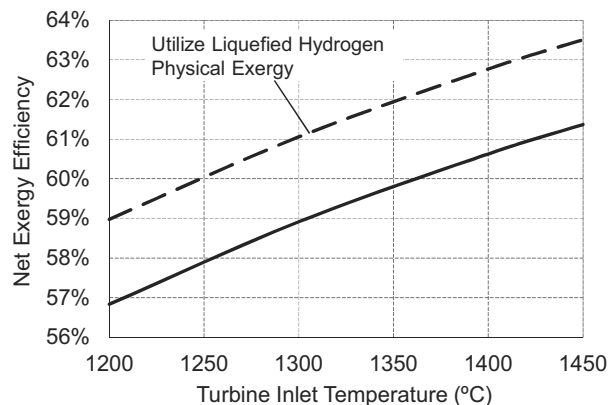


Fig. 12 Effect of turbine inlet temperature on graz cycle net exergy efficiency

Table 6 Estimated 1450 °C class graz cycle performance

Compression Ratio	37.4
Combustor Inlet Pressure	13.8MPa
Combustor Inlet Working Fluid Temperature	722 °C
Turbine Inlet Temperature	1450 °C
Net Exergy Efficiency (%)	61.4
Net Exergy Efficiency (%) (Utilize liquefied hydrogen physical exergy)	63.5

5. まとめ

低炭素社会に向けた将来サイクルとして期待されるグラーツサイクルについて、エクセルギー解析の手法を用いて高効率化のポテンシャルを明らかにした。また、比較の対象としてガスタービンコンバインドサイクルのエクセルギー解析を行った。以下に結論をまとめる。

- ・最新鋭の1600℃級ガスタービンの燃焼のエクセルギー損失は26.8%であり、ガスタービンコンバインドサイクルとしての送電端のエクセルギー効率は56.5%である。ガスタービンプラントにおける最大の損失は燃焼器のエクセルギー損失であり、この損失をさらに低減することが重要である
- ・グラーツサイクルは燃焼圧力や燃焼器入口作動流体の温度を高くすることで、燃焼器のエクセルギー損失を低減することができる。タービン入口温度1450℃、燃焼圧力13.8MPaのグラーツサイクルの燃焼器のエクセルギー損失は16.9%と大きく改善している。また、送電端のエクセルギー効率は61.4%と高効率である。
- ・液化水素は化学エクセルギー（発熱量のエクセルギー）116.8MJ/kgの他に物理エクセルギー（冷熱のエクセルギー）13.3MJ/kgを併せ持つ。液化水素の温度は20Kと非常に低く、窒素や酸素の沸点よりも低いことから、空気の深冷分離にその冷熱を有効に利用することができる。液化水素の冷熱を空気の深冷分離に利用した場合、グラーツサイクルの送電端のエクセルギー効率がさらに2.1ポイント改善できる。

参考文献

- (1) 堀川敦史, 小田剛生, “水素燃焼技術の開発”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 43, No. 2, (2015), pp. 80-85.
- (2) 山下誠二, 吉野泰, 吉村健二, 新道憲二郎, 原田英一, “低炭素社会に向けた水素チェーンの実現可能性検討”, エネルギー・資源学会論文誌, vol. 35, No. 2, (2014.3), pp. 33-38.
- (3) 山下誠二, 新郷正志, 海野峻太郎, 今井達也, 洲河誠一, “水素液化貯蔵システムの開発”, エネルギー・資源学会論文誌, vol. 37, No. 4, (2016.7).
- (4) 山下巖, “水素・酸素燃焼タービン開発の背景と可能性”, 日本ガスタービン学会誌, vol. 22, No. 86, (1994), pp. 9-16.
- (5) 幸田栄一, 西田啓之, 犬丸淳, “水素ガスタービンサイクルの開発動向と課題”, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 37, No. 3 (2009), pp. 162-167.
- (6) H. Jericha, W. Sanz, E. Göttlich, “Design Concept for Large Output Graz Cycle Gas Turbines”, ASME Turbo Expo 2006, Paper No. GT2006-90032, (2006), pp. 1-14.
- (7) W.Sanz, Carl-W.Hustad, H.Jericha, “First Generation Graz Cycle Power Plant for Near-Term Deployment”, ASME 2011 Turbo Expo, Paper No. GT2011-45135, (2011), pp. 969-979.
- (8) 田中一雄, 山下誠二, 原田英一, 向井茂, 軽部正明, 柳田高秀, “熱サイクルCAE技術の開発と分散型エネルギーシステムへの適用”, 川崎重工技報, Vol.151, (2002.12), pp. 40-43.
- (9) 中西重康, 久角喜徳, 堀司, 毛笠明志, 小倉啓宏, 山下誠二, 中垣隆雄, 金偉力; エクセルギーデザイン学の理解と応用, 大阪大学出版会, (2012), pp. 3-4.
- (10) 石谷清幹, “熱管理士教本-エクセルギーによるエネルギーの評価と管理-”, 共立出版株式会社, (1977), pp. 72-84.
- (11) 羽田哲, 塚越敬三, 正田 淳一郎, 伊藤栄作, “世界初の1600℃級M501J ガスタービンの実証発電設備における検証試験結果”, 三菱重工技報, Vol. 49 No. 1, (2012), pp. 19-24.
- (12) 山下誠二, 武浩司, “高効率ガスタービンのエクセルギー解析”, エネルギー・資源学会論文誌, vol. 37, No. 5, (2016.9).
- (13) 川上浩, “空気の深冷分離-蒸留による酸素の製造-”, 日本酸素技報, No. 20, (2001), pp. 2-11.
- (14) 小野田 聡, 安井 俊一, “LNG冷熱利用ガスタービン吸気冷却システムに関する研究”, 中部電力株式会社研究資料 vol. 95, (1995), pp. 159-169.
- (15) 久角喜徳, 福吉保弘, 中村恵造, 山下誠二, “LNGハイブリッド冷熱利用システムの研究開発”, エネルギー・資源学会研究発表会講演論文集, Vol. 24, (2005.6.9), pp. 145-148.
- (16) 吉田龍生, 中川潤一, 滝口好美, 大塩章, “LNGサテライト基地における冷熱の有効利用について”, 神戸製鋼技報, Vol. 53 No. 2, (2003.9).