船用ガスタービンコンバインドサイクルのシステム検討*

技術
資料

Technical
Information

安達 雅樹** 岸 武行** 樽井 真一***

System Analysis of Marine Gas Turbine Combined Cycle

By Masaki ADACHI, Takeyuki KISHI, Shinichi TARUI

Combined cycle is often called as the hybrid power generation system composed of a gas turbine and a steam turbine where the steam turbine is powered by exhaust gas heat from the gas turbine. Emission control requirement of the exhaust gas and the fuel oil price forecast have induced to choose the liquefied natural gas (LNG) as alternative to fuel oil, which offers more options of marine power source including the combined cycle.

This paper reviews technologies related to the marine LNG-fueled combined cycle, primarily: working fluid, exhaust gas heat exchanger, and compact steam prime mover. The case study of the marine combined cycle is also proposed, in which the working fluid is set to water, exhaust gas heat exchanger is set to hi-finned tube heat exchanger and compact steam prime mover is set to hi-speed radial turbine. Supposing the gas turbine with rated power of 22,370kW, operating at 100% of power with 40% efficiency, and steam turbine with 80% efficiency; steam condition at the exit of the heat exchanger is 0.3MPa and 573K to gain larger expansion ratio in the steam turbine and more total output of the combined cycle. The case study predicted 3,381kW output by two-stages of the radial steam turbine and 44.06% total efficiency of this combined cycle.

1. はじめに

本紙では LNG（液化天然ガス）を燃料とするガスタービンの総合効率を向上させるための船用コンバインドサイクルシステムの検討とその結果について述べる。コンバインドサイクルとはガスタービン排ガスを熱源に蒸気を生成し蒸気原動機で電力を回収する複合発電を指し、陸上コンバインドサイクルプラントでは電力への変換効率が最高 60% 以上となっている。船舶では 2000 年に就航した大型客船 *Celebrity Millennium*⁽¹⁾ が数少ない導入事例の一つである。

船舶用エンジンには蒸気タービン、ガスタービン、ディーゼルの 3 種類があるが、2000 年代までは高い変換効率と C 重油を燃料に使える点からディーゼルが圧倒的シェアを占めていた。蒸気タービンは主に LNG タンカーの主機に使われ、ガスタービンは出力に比して小型な本体や低騒音性から日本では艦艇の主機に利用されている。21 世紀に入り C 重油の価格が高騰してきた一方で LNG の価格は比較的安定していることから、今後船舶用燃料として LNG を利用することが期待される⁽²⁾⁽³⁾ が、仮に LNG が船用燃料として使用された場合、動力源の選択肢は現在より増える可能性がある。現在、船用での LNG 利用はガスエンジンもしくは低硫黄油をパイロット燃料とする二元燃料（デュ

アルフューエル、DF）ディーゼルエンジン⁽⁴⁾⁽⁵⁾を前提として議論・検討がなされているが、それ以外にも燃料電池、ガスタービン、あるいは複数の動力源を組み合わせたコンバインドサイクルシステムが候補となるであろう。例えば、すでに陸上では燃料電池、ガスタービン、蒸気タービンを組み合わせたトリプルコンバインドが検討されている⁽⁶⁾ が、その総合効率は最大 70% 程度になるものと考えられ、船用利用ができるならば熱効率の観点からはガスエンジンや DF ディーゼルエンジンを凌駕することになる。

また 2010 年代に入り IMO による船舶の排ガス規制が Tier III に移行する⁽⁷⁾。これによると NOx 規制値は 2016 年より排出規制海域（ECA）内で Tier I で規制値の 80% 以下、SOx の原因である燃料内硫黄分の規制値は ECA 内では 0.1% 以下（2015

図1 コンバインドサイクルの主な構成要素

*原稿受付 平成 27 年 4 月 20 日。

**正会員 海上技術安全研究所（三鷹市新川6-38-1）。

*** 新潟原動機（新潟県北蒲原郡聖籠町東港5-2756-3）。

年～)となることが決まった。また、2020年又は2025年以降、燃料内硫黄分については一般海域で0.5%以下と設定される見込みである。この一般海域での硫黄分規制については、規制に適合した燃料を使用する、あるいは湿式スクラバを代表とする排ガス処理装置を搭載することで低質油を使用し続けるという対応方法があるが、LNGに燃料を転換するという解も、油価格とLNG燃料価格の現在の動向を考えたとき、十分な実現可能性があると考えられる。その場合、ガスタービンは本体に組み込む低NO_x燃焼器^⑧がすでに実用化されており、環境規制の観点からも船用動力源の候補となる可能性がある。さらにガスタービンは連続燃焼であることから、レシプロエンジンに比し騒音振動が少なく、商用船にガスタービンを導入するメリットは大きいと考えられる。一方ガスタービンのガスエンジン等に対する欠点は、単体での熱効率の低さである。

かつて、コンバインドサイクルを含む排熱回収用蒸気タービンといえば選択肢が軸流タービンのみだったためシステムの小型化に伴う効率の低下が懸念されていた。しかし近年はバイナリー発電への利用を目的に小型で高効率な発電装置の研究開発が活発になっていることから、本紙ではこれらの要素も考慮した上でシステム検討を進めテストケースを解析することにする。

2. 船用コンバインドサイクルのシステム検討

2. 1 システム概要

コンバインドサイクルは大まかに、作動流体(熱媒体)、排熱回収熱交換器(HRSG)、蒸気原動機を含む動力回収システム、から構成されている(図1)。大型の陸上プラントではサイクルの総合効率を上げるために、①蒸気の系統を高圧蒸気系と低圧蒸気系に分けてシステムを構築する複圧式、②高圧タービン入口で蒸気の一部を迂回させ高圧蒸気タービンを貫流した蒸気と混ぜて低圧蒸気タービンに供給する再熱ランキンサイクル、③蒸気タービンを貫流する蒸気の一部を抽出して給水加熱の熱源に充てる再生ランキンサイクル、のいずれかもしくはすべてを採ることが多い。しかし船用では設置スペースに制限がある上、蒸気流量は大型陸上プラントに比して少ないことから、②もしくは③を採ることで却って総合効率が低下する場合があることに注意しなければならない。

2. 2 作動流体

動力回収システムの作動流体はガスタービン排ガスの温度だけではなくシステムの設計条件にも係わるも

図2 半径流式タービンの概念

のである。システム内で作動流体は液体(サブクール水)から過熱蒸気へ加熱されるが、その際に相変化に要する潜熱の分だけ余分に加熱しなければならない。多くの場合水が作動流体に選択されるが、水は潜熱が大きく、排熱回収熱交換器にて蒸発器の占める割合が大きい。潜熱を減らすには高圧にするのが有効ではあるが沸点も上昇するため排ガスとの温度差が低下して却って排熱回収熱交換器の大型化を招くおそれがある。

排ガスの温度が低いなどの場合は作動流体に低沸点流体を使うという選択肢がある。バイナリー発電で使用される低沸点流体にはオゾンを破壊しない発泡剤HFC-245fa等の代替フロン、地熱発電にて使われているアンモニア(カーリーナサイクル^⑨)やペンタン等の有機溶媒、がある。これにより後述するように排ガスとの温度差が十分確保され排熱回収熱交換器が小型化できる。その一方で低沸点流体の流量は水を選択した時の流量が増えるためその分循環ポンプの動力を要する事から、原動機での回収動力からこれを差し引いた分のいわば正味の回収動力は相対的に減る可能性があることに注意すべきである。

2. 3 排熱回収熱交換器

排熱回収熱交換器の性能に必要な条件には、①蒸気圧と蒸気温度、②ピンチポイント、③排ガス側内部圧力損失、④主機の起動・停止・部分負荷における運転、がある。①に関して陸上の大型コンバインドサイクルでは排ガス温度が600～650℃に対して蒸気条件は10～15MPa及び540～570℃であり、排熱回収熱交換器

図3 スクリュー膨張機概念

は高さ 30m に達している⁽¹⁰⁾。これは温度差が約 100℃ であつ給水が自然循環であることから所要の回収熱量を得るための伝熱面積を得るために採った仕様であるが、当然船用では設置スペースの制限上これより低い蒸気条件にしなければならない。②は排ガスと作動流体の温度差の最小値であり、主に蒸発器の飽和乾き蒸気になる位置における温度差を指す。通常ピンチポイントは 15～20℃ 以上に設定しており、これを下回るように設計すると熱交換器の伝熱面積が拡大し、熱交換器が大型化する。低沸点流体へ変更する際にはこの点も考慮する必要がある。③は熱交換器全体の内部圧力損失がガスタービン排気圧の許容範囲内に設定することを意味し、それを上回ると主機の燃費が悪化して総合効率が低下する。④は特に船用において留意すべき条件である。陸上プラントではコンバインドサイクルを複数セット設置しそれらの一部を起動もしくは停止することで負荷変動に対応している。船用では主機ガスタービンが 1 基の場合もあり得る上、航海中主機の負荷は 100% だけではなく 75～85% で長時間運転することが予想される。さらに出入港時などではさらに低い部分負荷で運転することから、こうした主機の出力変動に対してコンバインドシステムの起動、停止、部分負荷をどのようにするかが課題となる。ディーゼル排ガスの排熱を回収する排ガスエコノマイザでは給水系のバイパスを設けることで負荷変動に対応している。コンバインドサイクルを主機の負荷変動へ追従させるようにするには排熱回収熱交換器の仕様や運転条件だけではなく後述する蒸気原動機の仕様や配置も検討しなければならない。

その一方で LNG を燃料とすることで排ガス温度の

図4 スクロール膨張機概念

低下に伴い伝熱管表面に凝縮した硫酸やスラットが付着しないことから、排ガスエコノマイザに比べて③を考慮した上で伝熱面密度の向上を図ったり、仕様を見直したりすることが可能になると予想される。

2. 4 蒸気原動機

蒸気原動機は過熱蒸気の熱を動力（電力）に変換する機器のことで、代表的なのは軸流式蒸気タービンである。近年はバイナリー発電の開発に伴い軸流式の課題である小型化に伴う効率低下を克服した蒸気原動機が出ている。主なものを以下に挙げるが、発電の際には発電機に回転軸を直結して商用交流をそのまま出力する、または発電機からの高周波交流の電力をインバータ（&コンバータ）により商用交流の電力に変換する、のいずれかの機能を有する。

○半径流式タービン 軸流式は回転軸と平行に蒸気が流れるが、半径流式は回転軸と直行する方向に蒸気が流れ（図 2）、小型では軸流式より高効率になる。このことからバイナリー発電では半径流タービンを使うことが多い。例えば川崎重工のグリーンバイナリータービン（電気出力 250kW）は回転軸の両端に動翼を付けたダブルフロー式とすることで小型化と高速回転（9,000rpm）化を実現し 5,000kW ガスエンジンと組み合わせて総合効率 50% を実現している⁽¹¹⁾。また荏原の排熱発電装置（電気出力 12.5kW）の高速半径流タービンはマイクロガスタービンを基にした構造で回転数 23,600rpm にて効率を最大 80% まで上げている⁽¹²⁾。

○スクリュー膨張機 蒸気原動機の中には蒸気の膨張に伴う容積変化を利用した容積式がある。スクリュー膨張機はその一つで概念を図 3 に示す⁽¹³⁾。雄ロータと雌ロータがかみ合った状態で両者の間に過熱蒸気を供給すると蒸気の膨張に伴いロータが回転して動力に変換する。神戸製鋼所はこれをプラントからの余剰蒸気の利用を目的に水を作動流体にしたものを商用化、100kW の電気出力で効率 60% を実現している。

図5 LNG燃料ガスタービンの概念

表1 ガスタービン主機の解析条件

ガスタービン	出力	kW	22,370
	熱効率	-	40%
	温度	°C	465
排ガス	許容圧力損失	mmAq kPa	400 3.922
	流量	kg/h	245,660
排ガス成分	N ₂	-	70.1%
	O ₂	-	16.0%
	CO ₂	-	5.4%
	H ₂ O	-	8.5%
排ガス管	断面積	m ²	2.0

近年は作動流体を低沸点流体に換えたバイナリー発電機を開発した上、船会社と共同でこれをディーゼルエンジンの掃気からの排熱を熱源とした電力回収に利用する研究を行っている⁽¹⁴⁾。

○スクロール膨脹機 スクロール膨脹機も容積式の一つで、その概念を図4に示す⁽¹⁵⁾。膨脹機は固定スクロールと揺動スクロールがかみ合うように構成されており、スクロール中心から供給される高圧蒸気が膨脹するに伴い揺動スクロールが旋回運動し、動力に変換する。これをバイナリー発電機として実用化したのがアネスト岩田で90℃温水を熱源に電気出力5.5kWを実現している⁽¹⁶⁾。

3. テストケースの解析

3. 1 解析条件

前項でのシステム検討を踏まえた上で、コンバインドサイクルのテストケースを解析する。主機はSolar社のTitan250ガスタービン⁽¹⁷⁾で、その概要を図5に示す。この主要目を基にした解析条件をまとめたものを表1に示す。この中で排ガスの許容圧力損失、排ガス成分、排ガス管の仕様は過去の知見を踏まえて設定したものである。

コンバインドサイクルを含む排熱回収システムにおいて、排ガスの排熱をより多くの動力（電力）として回収するための設計条件は以下のどちらかになると推

表2 排熱回収熱交換器の主要目

要素		予熱器		蒸発器		過熱器	
位置		入口	出口	入口	出口	入口	出口
排ガス側	温度	°C	140	179.5	179.5	426.6	465
	圧力	MPa	0.4	0.4	0.4	0.3	0.3
給水側	温度	°C	63	143.6	143.6	133.5	300
	エンタルピー	kJ/kgK	264.1	604.7	604.7	2738.1	3069.6
交換熱量		kW	3,120		19,541		3,036

定される。特に主機が小型になると重要になる。

○小蒸気流量・高膨張比 蒸気流量は相対的に小さくなるが原動機における膨脹比は高くする。排熱回収熱交換器の出口における蒸気過熱度はできるだけ高く確保する必要がある一方で循環ポンプは高揚程・小流量のものを選択することになる。特に真空近傍まで膨脹させる場合は仕様によっては原動機を直列配置するか単体で多段化することも考えられる。

○大蒸気流量・低膨張比 蒸気流量は大きくなるが原動機における膨脹比は低くする。排熱回収熱交換器の出口における蒸気の過熱度は低く抑えられる一方で循環ポンプは低揚程・大流量のものを選択することになる。蒸気流量の規模によっては原動機を複数並列配置することも考えられる。

本テストケースでは主機出力100%でサイクルを運転するとし、小蒸気流量・高膨脹比の方針で、作動流体に水を、蒸気原動機に内部効率が最も高い荏原の高速半径流タービンを採ることとする。このときに可能な限り回収動力を増やすためには前述のように蒸気の過熱度を高く設定して原動機の膨脹比を高くできる方が有効であることから、過去の解析⁽¹⁸⁾を踏まえて動力回収のための蒸気条件は0.3MPa、300℃（過熱度166℃）とする。流体物性データベースREFPROP8.0を使いこの条件からの断熱膨脹を計算すると飽和蒸気になるのは0.03614MPa、73.44℃で膨脹比8.302となる。このことから排熱回収熱交換器の入口温度はこれより10℃低い63℃とする。

3. 2 排熱回収熱交換器

次に排熱回収熱交換器の仕様と運転条件を検討する。まず給水側について、内部圧力損失の仮値を0.1MPaとしこれは主に蒸発器の内部圧損に相当すると設定する。これより予熱器入口は0.4MPa、63℃、蒸発器入口（予熱器出口）は0.4MPaの飽和水、同出口（過熱器入口）は0.3MPaの飽和乾き蒸気となる。一方排ガス側についてはSO_xが含まれていないことから排ガスの温度低下に伴う硫酸凝縮を危惧する必要がなく、その温度を通常の排ガスエコノマイザにおける排ガスの温度下限である200℃以下に設定することが可能である。そこで本解析では排熱回収後の排ガス温度を

表 3 排熱回収熱交換器の目標条件

要素		予熱器		蒸発器		過熱器	
仕様		向流型		並流型		向流型	
総括伝熱係数	W/m ² K	30					
交換熱量	kW	3,120		19,542		3,036	
位置		入口	出口	入口	出口	入口	出口
排ガス側温度	℃	179.5	140.0	426.6	179.5	426.6	465
給水側温度	℃	63	143.6	143.6	133.5	133.5	300
温度差	℃	35.9	77.0	283.0	46.0	126.6	331.5
対数平均温度差	℃	53.9		130.4		212.9	
伝熱面積	m ²	1,931		4,993		475	

140℃とする。表 1 と各成分の定圧比熱より排ガスの定圧比熱は 1.159kJ/kgK となるので、これより排ガス各部の温度を計算できる。その結果をまとめたものを表 2 に示すが、このときの給水流量 (=蒸気流量) の仮値は 32,974kg/h である。

次に排熱回収熱交換器を構成する予熱器、蒸発器、凝縮器に必要な伝熱面積を試算する。予熱器と蒸発器は単相同士での熱交換になることから伝熱面積を抑制するために向流型熱交換器とする。蒸発器は給水側が飽和水から飽和蒸気へ相変化することから並流型熱交換器とする。すべての熱交換器における総括伝熱係数を 30W/m²K としてそれぞれにおける対数平均温度差と伝熱面積を算定したものを表 3 に示す。これより全回収熱量の 76%, 伝熱面積の 67%を蒸発器が占めることから、蒸発器の小型化がシステムの小型化に必要な課題であることがわかる。

そこで排熱回収熱交換器の仕様を排ガスエコノマイザと同じくプレートフィン有するハイフィンチューブ熱交換器とし、給水側は境膜伝熱係数(熱伝達率)を高くするために強制循環とする。ハイフィンチューブの管列を図 6 に示すが、伝熱面積を増やすために円管の管長方向にプレートフィン配置している。解析におけるフィンチューブの主要目を表 4 に示すが、予熱器と凝縮器は排ガスエコノマイザ用フィンチューブのそれと同じにするが、蒸発器についてはこれよりフィンの厚さを薄くしてフィンピッチ(管長方向の隣り合うフィン間の間隔)を短くすることで単位長さ当たりの伝熱面積を増やして小型化を図る。表 4 より単位体積当たりの伝熱面積である伝熱面密度で評価すると、予熱器と過熱器は 146.6m²/m³である一方、蒸発器は 466.1m²/m³となり、蒸発器は伝熱面密度の向上により小型化が可能となる。LNG 燃焼後の排ガスにはスートなどの固形物がほとんどないことからこのような仕

図 6 排ガスエコノマイザ用フィンチューブ

表 4 解析に使うフィンチューブの主要目

名称	記号	単位	蒸発器	予熱器・過熱器
円管内径	D _i	mm	30.2	30.2
円管外径	D _o		38.2	38.2
円管肉厚	t _s		4.0	4.0
フィン厚さ	t _f		0.3	2.2
フィンピッチ	Y		3.0	11.6
フィン水力直径	D _f		103.2	103.2
水平方向管列ピッチ	S ₁		101.6	101.6
対角線方向管列ピッチ	S ₂	mm	137.1	137.1
垂直方向管列ピッチ	S ₃		92.0	92.0
管の単位長さ当たり表面積(水管外壁及びフィン)	A _o	m ² /m	4.31	1.37
管の単位長さ当たり表面積(水管外壁のみ)	A _r		0.109	0.097
管の単位長さ当たり表面積(フィンのみ)	A _f		4.20	1.27
管の単位長さ当たりフィン数	n _f	1/m	303.0	87.7

様の変更が可能である。

著者らがプロセスシミュレータ COCO⁽¹⁹⁾上に作成した熱交換器モデル⁽²⁰⁾にこれらの設計条件及び運転条件を入力して、各熱交換器の設置面積、給水圧力や給水流量を調整して解析(図 7)した。その結果を表 5 に示す。これにより過熱器出口の蒸気は 0.310MPa、315.7℃と目標値より高く、エンタルピは 3,102.0kJ/kg になった。また給水側圧力損失が合計 270.3kPa となったことで給水圧は 0.58MPa と仮値より高く、給水流量は 30,500kg/h と仮値の 92.5%, 排ガス側の合計圧力損失は 3.755kPa と表 1 で示した許容値を下回る、それぞれの結果となった。

機器の容積について、Titan250 のパッケージは長さ 10.3m、幅 3.7m、高さ 3.6m⁽²¹⁾より容積は 137.2m³となることから表 5 の管列部容積よりコンバインドサイクル全体の容積は 163.4m³を若干上回ると推算される。一方 Titan250 と同程度の出力である MAN 7S70ME7-C8 (22,890kW) は長さ 10.688m、幅 4.390m、相当高さは 11.475m⁽²²⁾で推定容積は 538.4m³となり、排熱回収も行うにはこれに排ガスエコノマイザなどの容積が加わる。このことから、コンバインドサイクルがディーゼル単体よりもコンパクトになることがわかる。

3. 3 回収動力

図7 熱交換器モデルを使ったCOCO上の排熱回収熱交換器の解析フローシート

REFPROP8.0 を使い前述の蒸気条件から断熱膨張後の状態を計算すると、飽和乾き蒸気になる条件は 0.03208MPa, 70.64°C, 膨張比が 9.66 である。動力への変換効率とそれに伴う出口蒸気の温度上昇を考慮して、初段膨張比 3.2, 第二段膨張比 3.2, 累積膨張比 10.24 の二段構成で動力回収するシステムを想定する。このときの二段構成とは軸流のように同一の回転軸にて動翼を複数枚配置してタービンを回転させるわけではなく、専用にパッケージ化した高速半径流蒸気タービン及び回転軸を同じにした発電機を蒸気の流路に沿って二基分直列に配置させる構成となる。また効率についてはこの構成に合わせて動翼などが最適化設計されてタービン効率は両段とも 0.8, 軸出力から発電への変換効率 0.95, 高周波交流から商用交流 (60Hz) への変換効率 0.95 として、回収動力は電力として出力されとする。

○初段 膨張比 3.2 での断熱膨張の結果、出口条件は、圧力 0.096MPa, 温度 174.3°C, エンタルピ 2,824.9kJ/kg である。これより回収動力は 1,878kW, 回収電力は 1,695kW となる。これより出口エンタルピを逆算すると 2,880.3kJ/kg で出口温度は 202.36°C と断熱膨張時より上昇する。

○第二段 膨張比 3.2 での断熱膨張の結果、出口条件は圧力 0.03MPa, 温度 86.43°C, エンタルピ 2,658.6kJ/kg である。これより回収動力は 1,503kW, 回収電力は 1,356kW となる。これより出口エンタルピを逆算すると 2702.9kJ/kg で出口温度は 109.3°C と断熱膨張時より上昇する。

以上の結果から回収動力の合計は 3,381kW, 回収電

力の合計は 3,051kW となる。表 1 より主機と合わせた動力出力は 25,751kW, 動力に関する総合効率は 44.06% (内蒸気タービンによる出力分 4.06%) まで増加することが予想される。その他必要な計算を行った今回のコンバインドサイクルの解析結果を図 8 に示す。膨張後の蒸気は海水を冷却水とする復水器により凝縮されて再度予熱器入口に循環するようにする。

総合効率について、陸上のコンバインドサイクルではガスタービンが 40%で蒸気タービンが 15~20%であることと比較すると、上記の計算では蒸気タービンの出力が占める割合は相対的に少なくなる結果となった。ただし前述のように陸上コンバインドサイクルの総合効率の高さは排熱回収熱交換器が大型になることを踏まえて成立していることに注意しなければならない。その上でこのテストケースにて総合効率をさらに上げる方法を以下に挙げる。

- ・排熱回収後の排ガス温度を下げる。
- ・過熱器出口の蒸気過熱度を上げて蒸気原動機の累積膨張比をより高く設定する。

例として、排熱回収後の排ガス温度を 140°C から 120°C に下げて、それによる回収熱量の増加分を蒸気流量の増加分に充てるとすると、回収動力は 3,880kW となり、それにより総合効率は 47.72% に増加する結果を示した。

4. 今後の課題とまとめ

本紙では近年の船用燃料の価格動向、環境規制及び蒸気原動機の技術動向を踏まえて、LNG を燃料とする船用ガスタービンのコンバインドサイクルのシステ

表 5 排熱回収熱交換器の解析結果

要素		予熱器	蒸発器	過熱器	合計	
仕様		向流型	並流型	向流型		
交換熱量	kW	2,054	19,839	2,552	24,445	
伝熱面積	m ²	1,266	7,265	390	8,921	
設置面積	m ²	15.0	35.0	10.0	-	
管列の列数	本	37	57	30	-	
管列の段数	本	2	5	3	-	
管列総本数	本	74	285	90	-	
管列高さ	m	0.276	0.552	0.368	1.196	
管列部容積	m ³	4.14	19.32	3.68	27.14	
圧力損失	排ガス側	kPa	0.941	1.586	1.228	3.755
	給水側		0.346	124.9	145.1	270.3

ムを検討し、作動流体に水を、排熱回収に強制循環式のプレートフィン有するハイフィンチューブ熱交換器を、動力回収に高速半径流タービンを、それぞれ選択したテストケースにおける仕様にした。そして排熱回収熱交換器の仕様、回収動力及び総合効率を試算した。その結果、主機 100% 負荷での出力 22,370kW に対して回収動力は 3,381kW、動力に関する総合効率は 44.06% になったことを示した。

今回は主機が負荷 100% のケースのみを解析したが、船用コンバインドサイクルでは主機が部分負荷に移行したときの運転についても検討しなければならない。部分負荷の場合も運転するためには、まず主機の負荷に対する排ガス温度と流量、許容圧力損失等に関するデータが必要になる。それを踏まえた上でコンバインドサイクルの部分負荷での設計と運転に関する主な課題を以下に挙げる。

- ・部分負荷における排熱回収熱交換器の排ガス側圧力損失はどの程度になるか。排ガス流量が減少するに伴い排ガス側圧力損失も低下するが、それがそのときの主機負荷における圧力損失の許容範囲を上回る場合は、例えば、排ガスの一部をバイパス流路に迂回させて排熱回収熱交換器側に供給する排ガス流量をさらに減らすことで、排ガス側圧力損失をさらに下げる措置をとる必要がある。
- ・部分負荷における排熱回収熱交換器給水側の沸騰開始点と沸騰終了点をどう制御するか。部分負荷における伝熱管外壁からの熱流束は 100% 負荷時より低下することから、給水流量を固定すると沸騰開始点と沸騰終了点はともに伝熱管下流側にずれることが予想さ

図 8 コンバインドサイクルの解析結果

れ、特に沸騰終了点は過熱器側の伝熱管にずれることもあり得る。これを許容する場合は飽和状態を制御する蒸気ドラムだけではなく排熱回収熱交換器の仕様を見直す必要がある一方で、許容しない場合は沸騰開始点と沸騰終了点が共に一定範囲内でずれないように給水流量を制御することになる。

- ・上記に関連して主機が部分負荷になったときに、コンバインドサイクルのどの物理量を変えるか（給水流量、出口蒸気圧、出口蒸気温度など）。
- ・原動機単体について、どの運転負荷にて効率が最大になるよう動翼外径や回転数などを設計するか。蒸気状態及び流量がその設計条件からずれた場合、内部効率がどの程度低下するか。
- ・回収動力を増やすために複数の原動機でシステムを構成させる場合、部分負荷になった場合は原動機の運転台数をどうするか。1 台から数台を休止することで対応するか。
- ・上記の検討結果を踏まえて主機負荷がどの程度低下すればコンバインドサイクルの運転を停止させるか。

参考文献

(1) Fredrik. H., Energy Conversion and Management, Vol. 49, No.12, pp.3468-3475, (2008)
(2) Baumgart et al., LNG-fueled vessels in the Norwegian short-sea market, (2010).
(3) 日本海事協会, ガス燃料船ガイドライン ver.3, (2014)
(4) 佐々木ら, マリンエンジニアリング, Vol. 47, No.6, pp.801-810, (2012).
(5) 日本海事協会, 二元燃料ディーゼル機関ガイドライン, (2008).
(6) 小林ら, 三菱重工技報, Vol.48, No.3, pp.16-21, (2011).

- (7) IMO, MEPC. 176(58), (2008).
- (8) 田中ら, 三菱重工技報, Vol.46, No.2, pp.7-12, (2009).
- (9) 櫛部ら, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.71, No.706, pp.1686-1693, (2005).
- (10) 重中, JHPI Vol.34, No.2, pp.83-91, (1996).
- (11) 溝口, 日本ガスタービン会誌, Vol.41, No.6, pp.473-476, (2013).
- (12) 井上ら, エバラ技報, No.211, pp.11-20, (2006).
- (13) 桑原ら, R&D Kobe Steel Engineering Report, Vol.59, No.2, pp.2-6, (2009).
- (14) http://www.kobelco.co.jp/releases/2014/1189439_13888.html, (2014).
- (15) 石井ら, 日本エネルギー学会誌, Vol.89, No.11, pp.1095-1102, (2010).
- (16) http://www.anest-iwata.co.jp/news/ta2vfs-0000005ojm-att/press_release_binary01.pdf, (2013).
- (17) Ulrich S., https://www.vgb.org/vgbmultimedia/Veranstaltungen/GT09/V04_NEU090608.pdf, (2009).
- (18) 安達ら, JIME, Vol.43, No.5, pp.130-135, (2008).
- (19) <http://www.cocosimulator.org/index.html>
- (20) 安達ら, 第83回マリンエンジニアリング学術講演会論文集, pp.49-50, (2013).
- (21) <https://mysolar.cat.com/cda/files/557521/7ds250cs.pdf>, (2009).
- (22) MAN Diesel & Turbo, Marine Engine IMO Tier II Programme 3rd edition, (2011).

著者紹介

安達 雅樹

- ・日本マリンエンジニアリング学会 正会員
- ・1968 年生.
- ・海上技術安全研究所
- ・筑波大学院博士課程
- ・専門分野：熱工学.

岸 武行

- ・日本マリンエンジニアリング学会 正会員
- ・1967 年生.
- ・海上技術安全研究所
- ・東京大学院博士課程
- ・専門分野：熱工学.

樽井 真一