高経済型直結発電システム(SSG) の開発*

福留理夫**・稗田辛一郎**・吉田 修**
宇都宮正時***・中島利幸**

Development of Highly Economical Shaft Generator (SSG) System

By Masao Fukutome, Shinichiro Hieda, Osamu Yoshida,
Masatoki Utsunomiya, Toshiyuki Nakashima

The Super Economical Shaft Generator (SSG) System has been developed to offer the most rational features to realize economical ship operation. The SSG System permits the most effective recovery of waste heat when it is incorporated with a marine diesel propulsion plant.

In the System, a turbo-generator is coupled mechanically to the main engine(s) and, when the turbine output exceeds the onboard electricity demand, the excess power is diverted to the main engine to assist propulsion. When the conditions are reversed, the turbo-generator is backed up by the main engine to meet the electricity demand and diesel generators are not required to be operated during ship's normal seagoing.

The System may be employed in combination with low-speed or medium-speed main diesel engines in a wide range of engine output.

Main features of the SSG System are as follows;

- 1) Unique reciprocal power transmission between the main engine and the turbo-generator set.
- 2) High power-transmitting efficiency ensured through mechanical coupling.
- 3) Combined advantages of turbo-generator system and shaft generator system
- 4) Applicable over wide range of main engine load
- 5) Utilization of boiler steam for propulsion during the tanker's inert gas topping-up operation
- 6) Direct conversion of saved steam and electricity to assist propulsion power
- 7) Simple and most compact design
- 8) Easy to control

This paper reports the basic design and running data of the first SSG system installed in an 80,000 MTDW tanker, and also presents an outline of the newly developed SSG MK-II system which enables recovery of low temperature waste heat.

1. 緒 言

船型の改善に代表されるように、船の省エネルギーの歴史はそのまま船の歴史であった。オイルショック以降は燃料費が船舶運航費の50～60%を占めるに至り、ますます省エネルギー対策が要求されることとなった。種々な対策の中で効果の大きなものの一つとして主機関の廃熱回収が挙げられる。主機関の燃料消費率の近年の向上は

目ざましいものがあるが、図1に示すようにディーゼル主機関の廃熱はなお50～60%に及び、この廃熱の回収利用技術も種々開発されている。現在多く採用されている例として排ガスエコノマイザ・ターボ発電機システムがある。しかしながら最近の主機関の熱効率の向上あるいは海運市場を反映した低出力化により、このターボ発電機システムを採用できるケースが減少している。ここに紹介する高経済型直結発電システム(Super Economical Shaft Generator System, 以下SSGシステムと呼ぶ)はターボ発電機システム以上に、かつより広範囲に廃熱回収を行うシステムであり、得られる動力の一部を推進用として主機に還元することにより、推進プラントの熱効率を総合的に高める複合推進プラントとし

* 原稿受付 昭和57年5月10日

昭和56年秋季学術講演(昭和56年10月28日)

** 正会員 石川島播磨重工業(株)(東京都千代田区丸の内1-6-2)

*** 石川島播磨重工業(株)(東京都千代田区丸の内1-6-2)

図1 主機関熱平衡線図

図2 8万トンタンカーSSGシステム

て開発された。すでにその1号機及び2号機を搭載した船舶が就航しており、本システムの所期の性能が確認されている。本稿において、本システムの開発にあたっての基本計画、試運転及び就航実績を紹介し、併せてその後開発した低温度の熱源まで廃熱回収することを特徴とするSSGマークIIシステムの概要を紹介する。

なお、第1号機を搭載した船舶の主要目はずきのとおりである(図2)。

船 種	80,000 MTDW タンカー
主 機 関	IHI-S.E.M.T. Pielstick 10 PC 4 V 形 ディーゼル機関, 1基
最大出力	15,000 PS {11,030 kW}
常用出力	13,500 PS {9,930 kW}
引 渡	1981年4月28日

2. 構 成

機関部における省エネルギー手段として、従来、比較的输出の大きいディーゼル機関推進プラントには、主機関の排ガスの熱を利用して蒸気タービン発電機を駆動する排ガスエコノマイザ・ターボ発電機(以下T/Gと呼ぶ)を採用する例が多く、また、比較的输出の小さい主機関には、ディーゼル発電機に必要な高価なA重油を節約し、

かつ機関部保守作業の中で大きな割合を占めるこの発電機ディーゼル機関のための作業を軽減するため、主軸駆動発電機(以下S/Gと呼ぶ)を採用する例がある。

本SSGシステムは、これらT/G及びS/Gにおける当社の豊富な経験を基に、ディーゼル主機関推進プラントの総合的な経済性(総合燃料消費量の削減、保守作業の軽減)を高める有力な手段として開発された。

中速主機関プラントに対するSSGシステムの基本構成を図3に示す。その構成は、排ガスエコノマイザの廃熱回収により発生する蒸気で駆動される蒸気タービン、発電機及び主機関を速度変速装置を介して機械的に連結し、かつ主機関と発電機の間にはクラッチ機構を設けている。SSGシステムの構成機器はT/Gシステムのそれとほとんど変わらず、同様の機能を持つ他の方式と比べ、システムが簡潔となっている。

本SSGシステムは中速主機関プラントのみでなく、低速主機関プラントにも同様に適用される。

図3 中速主機関プラントに対するSSGシステム

3. 機 能

3.1 動力の伝達 SSGシステムのもっとも特徴ある機能は、ターボ発電機と主機関の間でつぎに示すように相互に動力の伝達ができることである。

- (1) タービン出力が船内電力を賄う以上に得られる時はその余剰出力を推進に利用する。
- (2) タービン出力が船内電力に対し不足する場合は、その不足分を主機関が加勢する。

従来のT/Gシステムでは、船内電力を賄う以上の廃熱が存在しても、船内電力以外に利用する手段がなく未回収のまま捨てられていた。SSGシステムでは推進系と連結されているので、回収動力に対し十分な負荷があり、有効に廃熱回収が行われる。また、熱回収によるターボ発電機のみでは船内電力を賄えない小出力機関プラントにおいては通常雑用蒸気分の熱回収しかなされないのに対し、SSGシステムの採用により十分な熱回収が行

図4 8万トンタンカー：動力伝達

われ、かつ航海中のディーゼル発電機の運転をほとんど不要とする。このようにSSGシステムは広い出力範囲のディーゼル主機関プラントに適用でき、総合的な経済性を高めることができる。

80,000 MTDWタンカー(以下、実船と呼ぶ)における動力伝達の計測例を図4に示す。一定の推進軸馬力に対してタービン入口圧力が低下した場合、タービン出力は減少し、その分主機関出力が増加しており、動力伝達の模様を知ることができる。

3.2 高い伝達効率 SSGシステムは廃熱回収による動力と推進系動力の相互の伝達を機械的な連結を介して行うので、その伝達効率は98%とすぐれている。SSGシステムのように動力の授受を行うシステムとしては、たとえば図5に示すようなサイリスタ式コンバータ・インバータ(周波数変換器)を用いた電氣的結合によるシステムも考えられるが、これに比べSSGシステムは電氣的接続部での損失が介在せず、効率良く動力の授受が行われる。

3.3 T/G及びS/Gの機能 SSGシステムは、その構成から分かるとおりT/G及びS/Gの両機能もっており、船舶の運航状態に合わせ、最も省エネ効果の高い使い方(使用モード)が選択できる。表1に実船において設定した各運航状態でのSSGシステムの使用モー

図5 電氣的結合による動力授受システム

ドを示す。たとえば、タンクヒーティング時にはS/Gとして用いるのが効果的となる。必要な電力はすべて熱効率のよい主機関の動力を利用して供給し、排ガスエコマイザの発生蒸気をタンクヒーティングに使用することにより、ボイラの発生蒸気を減少でき、全体としてC重油が節約できる。またイナートガストッピングアップのために補助ボイラ燃焼ガスを用いるが、酸素濃度を規定値以下とするため一定以上の燃焼を必要とする。この時SSGモードとすることにより、従来使い途がなかったこの発生蒸気をタービンに供給し、その出力を主機関に還元して推進に利用される。ただし、タービンに供給される蒸気量は、その許容する出力相当の範囲に制限される。

3.4 蒸気及び電力の削減による推進補助動力の増加 T/Gシステムにおいては、廃熱回収で賄える範囲からさらに消費電力を削減しても、それに相当する余剰廃熱は未回収のまま捨てられる。しかし、SSGシステムにおいては、電力消費の削減がそのまま推進を加勢する動力の増加となる。同様に雑用蒸気消費量の削減も推進補助動力の増加につながる。このようにSSGシステムにおいてはエネルギー消費削減対策を積極的に取り入

表1 SSGシステムの各種モード(タンカーの場合)

モード	T/G	SSG	SSG + IGS	S/G
機 能	通常の排エコターボ発電機	タービンが推進に加勢するか、主機が不足分をバックアップ	イナートガス発生のためのボイラ蒸気の一部をタービンに供給し推進に加勢	排エコ発生蒸気をボイラ用に利用し、ボイラ燃費の削減
タービン	ボイラまたは排エコ蒸気で駆動	排エコ蒸気で駆動	最大出力	アイドリング
クラッチ	OFF	ON	ON	ON
代 表 的 航海状態	出 入 港 非常な荒天時	通常航海 減速航海	イナートガス トッピング	タンクヒーティング タンククリーニング

れることが有効である。たとえば、主機関ジャケット冷却清水による居室暖房及び冷房、あるいは海水温度・主機関負荷に応じて流量を変える回転数切換式冷却海水ポンプの採用などが考えられている。

4. 技術的特徴

4.1 SSGモードにおけるタービンの制御

4.1.1 速度制御 SSGモード中タービンは主機関に機械的に直結されるため、その回転速度は主機関回転速度相当となる。したがって、SSGモード中、タービン速度ガバナは発生蒸気の供給を妨げぬよう、速度設定を主機関により規定される回転数と干渉せぬ範囲とし、加減弁全開となるよう制御する。

4.1.2 圧力制御 排ガスエコノマイザの発生蒸気圧力は系のバランスにより決まるが、タービン蒸気加減弁が全開のままであるので、主機関の燃料油加熱用その他の供給に必要な圧力を維持するため、タービン入口に調圧弁を設けてドラム圧を一定以上に制御する。またタンカーの場合は、SSGモード中にボイラを使用すると、加減弁全開状態のタービンは過出力となるため、同時に2次圧を一定以下に制御する。

4.1.3 調圧弁の作動 S/Gモード時は調圧弁は強制的に閉となっているが、SSGモードに移行する際、調圧弁作動開始時急速に開となって圧力のオーバーシュートが起こることを防止するため、徐開の機能を持たせている。またSSGモードにあり発電用動力の一部を主機関から供給されている状態からT/Gモードへ移行する際は、ディーゼル発電機(以下、D/Gと呼ぶ)への負荷移行までの電源の継続性確保を容易にするため、ドラム圧が一定以下であることを検知して、調圧弁を急速開とする。

4.2 タービンの空転 S/Gモード中、タービンは強制的に空転させられるが、発熱による内部の温度上昇を材料上の許容値以下とするために、冷却用蒸気をタービンに供給する。この蒸気は飽和蒸気と混合し減温して供給する。

図6 8万トンタンカー：タービン空転による車室温度上昇

図7 8万トンタンカー：S/Gモードにおけるタービン冷却

後進時はクラッチ脱となるよう制御されるが、故障により逆転した場合は正転空転時以上に温度は上昇する。図6はこの最も厳しい条件をも含めて、陸上運転時に冷却蒸気を供給せず(グランド蒸気は供給)に温度上昇を計測したものである。図7は就航時のデータであり、約300 kg/h程度の冷却蒸気により温度上昇を抑え得ることが分かる。

4.3 自動化・保護装置 無人化船グレードとして、発電機の使用モード切換は機関制御室から一つの切換スイッチで簡単に行えるよう、切換に必要な制御対象を自動シーケンス制御している。自動シーケンス制御が

図8 SSGシステムコントロールパネル

正常に行われていることの確認は、グラフィックパネル (図8) でなされる。また主機異常停止などの非常時に対しても、船内電力確保のため十分な自動化機能を有している。

4.4 SSGシステム使用範囲の拡大 実船は固定ピッチプロペラ (FPP) を装備しているの、広い主機関負荷範囲で機械的に直結された SSG システムを使用可能とするため、T/G と主機関との間に 2 段変速ギヤを装備し一定の周波数範囲 (55~61 Hz) に保っている。システム全体はこの周波数範囲の運転に支障のないよう設計されており、その妥当性は当社建造の S/G を装備した FPP 船の多くの運航実績により実証されている。

4.5 周波数変動 波浪による周波数変動も SSG システムあるいは S/G システムにおいては検討すべき項目である。瞬時最大片振幅 2 Hz の変動を運転の目安としているが、実船においてはビューフォート 8 の荒天時、最大片振幅は 2.3 Hz に達したが支障なく運転された。

4.6 変速ギアのチャタリング SSG システム駆動用の 2 段変速ギアは弾性接手により振動は十分に絶縁されているが、伝達動力がきわめて少ない場合、すなわちタービン出力と発電機駆動動力がほとんど等しい場合、プロペラによる強制振動のためチャタリングが発生する。SSG モードにおける変動トルクの計算値を図 9 に示す。歯車の強度上の問題は無いが、当初騒音は懸念

された。しかし実船にては何ら特別な騒音の発生しないことが確認された。

5. 実船の就航データ及び解析

図 10 は 56 年 6 月 12 日から 8 月 31 日までの通常航海 38 日間について、主機関出力、タービン出力及び発電機負荷を 12 時間おきにプロットしたグラフである。図 11 は 56 年 4 月 28 日から 8 月 31 日までの主機関出力、タービン出力及び発電機負荷のさらに詳細なデータを基にそれらの平均値を示したグラフである。この運航実績に基づく通常の T/G システムとの比較による燃料節約量は表 2 に示すとおりであり、常用出力 (90% MCR) では年間 580 トンの節約になり、これは主機燃料消費量の約 4% に相当し、主機燃料消費率で言えば 5.6 g/PS・h になる。また 50% MCR 時では年間 790 トンの節約になり、同じく主機燃料消費量の 10% に相当する。

図 12 にビューフォート 7 における周波数変動計測結果を示す。最大片振幅は 1.9 Hz に及んでいる。なお周波数変動の周期は船の横揺れ周期の 1/2 であることを確認した。図 13 は本船における周波数変動の大きさをビュ

図9 8万トンタンカー：SSG軸系振り振動トルク計算値

図11 8万トンタンカー：SSG出力バランス計測結果

図10 8万トンタンカー：SSGシステム運転結果

力を従来の T/G システムの条件のままとすれば、低圧部における蒸気サイクル効率(タービン出力とタービン蒸気熱量の比)が低いので、その廃熱回収量の増大ほどにはタービン出力は増大しない。

そこで、従来の T/G システムでは圧力はできる限り低く設定し、熱源からの熱回収量及びタービン出力の増大を図っているのに対し、SSG マーク II システムにおいては、高圧部の圧力を高めることにより、全体としてタービンの蒸気サイクル効率を高めることができる。結果として、SSG マーク II システムタービンの全体の蒸気サイクル効率は、従来の T/G システムタービンの蒸気サイクル効率以上となっており、廃熱回収量の増加以上のタービン出力の増大が可能である。

6.2.3 タービン出力の増大 図 16 にタービンにより供給可能な電力及び船内需要電力を、主機関定格出力をベースに SSG マーク I とマーク II システムとの比較を比す。低温までの熱回収、さらに蒸気サイクル効率の向上により、タービン出力が大幅に増大している。

図 16 中速主機におけるタービン出力

6.3 新規開発の主要構成機器

6.3.1 混圧タービン 低温度の熱源から低圧蒸気(今回のケースの $0.3 \text{ kgf/cm}^2 \{29.4 \text{ kPa}\}$ 程度の圧力範囲)として回収しても、従来はその利用法がなかったが、今回開発した高圧・低圧の入口をもつ混圧タービンにより、低温度熱源からの回収が有効な省エネルギー手段となった。図 17 に混圧タービンの組立断面を示す。

6.3.2 タービン制御 高圧蒸気のガバナは、T/G モード時は調速ガバナとして、また SSG モード時は調圧ガバナとして作動するよう工夫されている。調圧機能により、主機関部分負荷時で排ガスエコノマイザによる発生蒸気量が少ない場合でも、タービン入口を最適圧力に保ち、広範囲で高効率の維持を可能としている。同時に、ドラム圧力は常時一定以上であり、相当の蓄熱が確保され非常時の電力持続性が高められている。

低圧蒸気入口にはしゃ断弁を設けているが、ガバナは

図 17 混圧タービン組立断面

設けていない。したがって低圧系統の圧力は全体のバランスにより決まるので、低圧ドラムが大気圧以下となる可能性があるため、ドラム圧力を $0.3 \text{ kgf/cm}^2 \{29.4 \text{ kPa}\}$ 以上に保つようタービン入口に調圧弁を設けている。

6.3.3 3 段蒸発式排ガスエコノマイザ すでに実績のある 2 段蒸発式排ガスエコノマイザにさらに低圧の蒸発部 ($0.3 \text{ kgf/cm}^2 \{29.4 \text{ kPa}\}$) を設け、排ガスから 126°C まで熱回収を可能とした。この低圧蒸発部はいわゆる低温腐食領域にあるので、耐食鋼を採用している。腐食量については、ディーゼル機関排ガス中でのこれまでのデータにはかなりのばらつきがあり、現在、就航中の実船にテストピースを設置し計測中である。また、低圧蒸発管部は構造及び配置上、取換えが容易なように配

図 18 SSG 使用範囲の例

表3 SSGマークⅡシステムとD/Gシステムとの比較
(パナマックス形バルクキャリアの場合)

システム		SSGマークⅡシステム	D/Gシステム(1976年引渡船)
項 目	形 式		
主 機 関	連続最大出力(PS){kW}×rpm	IHI-S. E. M. T. - Pielstick 6 PC 4-2 L形ディーゼル機関 9,540 {7,020} × 400/77.9	IHI-SULZER 6RND 90形 ディーゼル機関 17,400 {12,800} × 122
	載 荷 重 量 (MT)	61,200	61,200
	航 海 速 力 (kt)	13.6	15.4
燃費 料 消 量	主 機 関 (t/d)	29.2	58.7
	ディーゼル発電機 (")	—	2.9
	合 計 (")	29.2	64.5 *
単位荷物距離あたり** (kg/MT・海里)		1.46×10^{-8} (51)	2.85×10^{-8} (100)

(注) * : C重油換算値を示す

** : $\frac{1 \text{時間あたりの燃料消費量}}{\text{載荷重量} \times \text{航海速力}}$

表4 SSGマークⅡシステムとT/Gシステムとの比較
(中速主機関の場合)

システム		SSGマークⅡシステム	T/Gシステム
項 目	形 式		
主 機 関	形 式	IHI-S. E. M. T. - Pielstick 7 PC 4-2 L形ディーゼル機関 (2基1軸) 21,000 {15,400}	
常 用 出 力 時	推進への加勢出力 (BHP) {kW}	1,200 {880}	—
	年間燃料消費量 (t)	発 機 関 ディーゼル発電機	18,000
		—	19,200
		合 計	18,000 (94)
50 % 出 力 時	推進への加勢出力 (BHP) {kW}	240 {180}	—
	年間燃料消費量 (t)	主 機 関 ディーゼル発電機	11,100
		—	11,400
		合 計	11,100 (88)

(注) 1. 年間運航日数は300日とする

2. T/G, D/G並列運転時は等負荷分担とする

* : C重油換算値を示す

表5 SSGマークⅡシステムとT/Gシステムとの比較
(低速主機関の場合)

システム		SSGマークⅡシステム	T/Gシステム
項 目	形 式		
主 機 関	形 式	IHI-SULZER 7RLB 56形ディーゼル機関 (2基1軸) 18,900 {13,900}	
常 用 出 力 時	推進への加勢出力 (BHP) {kW}	300 {220}	—
	年間燃料消費量 (t)	主 機 関 ディーゼル発電機	16,500
		—	16,800
		合 計	16,500 (92)
50 % 出 力 時	推進への加勢出力 (BHP) {kW}	—400 { -290}	—
	年間燃料消費量 (t)	主 機 関 ディーゼル発電機	10,500
		—	10,100
		合 計	10,500 (88)

(注) 1. 年間運航日数は300日とする

2. T/G, D/G並列運転時は等負荷分担とする

* : C重油換算値を示す

表6 SSGマークⅡシステムとT/Gシステムの比較(コンテナ船の場合)

条 件		冷凍コンテナなし		冷凍コンテナあり	
シ ス テ ム		T/Gシステム	SSGマークⅡシステム	T/Gシステム	SSGマークⅡシステム
主 機 関	形 式	IHI-S. E. M. T. Pielstick 12 PC 4-2 V 形ディーゼル機関 18,000 {13,240}			
	連 続 最 大 出 力 PS {kW}				
常 用 出 力 時	推進への加勢出力 BHP {kW}	—	560 {418}	—	—440 {—324}
	主 機 関 ディーゼル 発 電 機	6,695	6,464	6,695	6,877
	年間燃料消費料* (t)	—	—	492	—
	合 計	6,695 (100)	6,464 (97)	7,679** (100)	6,877 (90)

(注) *：年間250日とし、冷凍コンテナの有無はそれぞれ半数とする
**：C重油換算値を示す

慮されている。

6.3.4 過給空気エコノマイザ 低温度の熱源からの廃熱回収手段として、主機関過給空気に蒸発部を設け、0.3 kgf/cm² (29.4 kPa)の低圧蒸気として回収する。気水分離ドラムは排ガスエコノマイザ低圧部用と共用であるが、過給空気エコノマイザ循環系統は自然循環とするよう配置した。自然循環を採用したので過給空気温度が低い場合の循環系統から過給空気への放熱を防ぐことができる。

6.3.5 自動多段切換式駆動装置 SSGシステムの使用範囲を拡大するために採用する2段変速機構に、自動切換方式を開発した。主機関負荷を約50～90% (回転数にして約80～96%)の範囲で変化させても、主機関、発電機とも正常な作動を維持できる。2段変速の使用範囲設定例を図18に示す。波浪によるプロペラの回転変動により2速間でハンチングが起こり得るので、これを防ぐため設定域にオーバーラップをもたせている。

6.4 適用例 表3にバナマックス形バルクキャリアにおけるSSGマークⅡシステムとD/Gシステムとの燃料消費量の比較を示す。単位荷物単位距離あたりの消費量は半減されたことが分かる。表4、表5にSSGマークⅡシステムとT/Gシステムとの年間燃料消費量の比較を示す。常用出力時に6～8%の削減が図れることが分かる。さらに表6にコンテナ船の場合のSSGマークⅡシステムとT/Gシステムとの年間燃料消費量の比較を示す。発電機負荷の大きい冷凍コンテナ積載時にSSGシステムの効果が顕著となる。

7. 結 言

SSGシステムは推進プラントの熱効率を総合的に高める複合推進プラントであり、表3の中速主機の例で、タービンの出力は主機関の約10%であり、総合熱効率(燃料油熱量に対する合計出力の比)は約51%に達する。

さらに従来有力な省エネルギー手段として採用されているT/Gシステムにおいては、主機低負荷時あるいはコンテナ船における冷凍コンテナ積載による電力需要増加時等には排ガスエコノマイザの発生蒸気のみでは賄えず、補助ボイラ追焚きあるいはD/Gとの並列運転を余儀な

くされている。また主機関排ガス温度が新造時より上昇し、回収可能な廃熱量が増加しても回収できずそのまま捨てるしかなかった。これらの問題をもSSGシステムは解決した。

本システムの機能をまとめると、

- 1) 廃熱回収による動力と推進系動力の相互の伝達が可能
- 2) 動力伝達が機械的な連結を介して行われるので、伝達効率が高い
- 3) 運航状況に合わせ最適な発電機モードが選択可能
- 4) 節電対策、雑用蒸気需要削減対策はそのまま推進補助動力の増加となって有効に利用される。

おわりに、本システムに対する各位のご教示、ご批判をお願いする次第である。

〔質 疑 応 答〕

質問者 佐野安船渠(株) 道浦 馨

〔質問〕 推進系とTurbo 発電機系を振り振動上絶縁させるために弾性接手を装備されていると思いますが、具体的にはどこに弾性接手を装備されていますか。

T/G systemの計画条計として外気温度、T/Cと排エコ間の温度降下、排エコ内各段の蒸気圧力、各ピンチポイントの温度差等をさしつかえなければお教え下さい。

〔回答〕 弾性接手はターボ発電機と自動速度変速装置の間に装備しております。

T/G systemの計画条件は下記としております。

外気温度 35℃

T/Cと排エコ間の温度降下 3℃

なお排エコ内各段の蒸気圧力及び各ピンチポイントについては、SSG systemとしては自由に選択出来るので、主機型式及び主機出力によりフレキシブルに考えております。

質問者 (株)大阪ボイラー製作所 村田正一

〔質問〕 〇近年低速エンジン排気ガス温度のエコノマイザ入口温度の低下に対し、本件のマークⅡシステムが成立し得る最低温度はどのくらいとなりますか。

〇上述の点で成立させるためのプラント上の対策、たと

えば蒸気圧力等をどのようにされていますか。

○排ガスエコノマイザ出口温度の最低温度はどうなりますか。

本日の講演時では、120℃まで、とありましたが、この温度に対する低温腐食対策はどのような事を考慮されているでしょうか。

ご回答をお願い申し上げます。

〔回答〕。SSG マークⅡシステムの成立し得る排ガス最低温度としての制限は特にありません。主機排ガス温

度が200℃程度に低下しても充分成立します。

○排ガス温度が低下すればそれに合せて最適蒸気圧力を選定することになりますが、例えば蒸気圧力3 kg/cm²程度としても充分システムとして成立します。

○排ガスエコノマイザ出口最低温度は最終段の蒸気圧力によって決まります。

排ガスエコノマイザ出口温度が120℃程度に低下してくると、低温硫酸腐食域になりますので、耐食鋼を使用しております。