

平成23年度
排熱回収型サイレンサに関する技術開発
成果報告書

平成24年3月

社団法人 日本船用工業会

はしがき

本報告書は、競艇の交付金による日本財団の助成金を受けて、平成 23 年度に社団法人日本船用工業会が実施した「排熱回収型サイレンサに関する技術開発」の成果をとりまとめたものである。

現在、2 万トン～5 万トンクラスのバルクキャリアにおいては、主機関の排熱はエコマイザー等で有効利用されているが、主機排熱は荷役時(純停泊を含む)には直接利用できず、一方、荷役時にも稼働する主発電機関からの排熱は 350℃程度と高温であるにもかかわらず未利用となっている。このため荷役時のデッキサービスおよびホテルユース用の蒸気は油焚補助ボイラにより発生させている。

しかし、上記の大きさのバルクキャリアには 400kW～520kW の発電機関 3 基が搭載され、荷役時にはこの内の 2 基が概ね 3/4 負荷で運転されているため、排熱の 35%～45%を回収すれば必要蒸気量(0.6MPa、200kg/h)を十分発生させることができる。

そこで、エコマイザ(多重コイル式伝熱チューブ)を搭載する排熱回収型サイレンサを開発し、油焚き補助ボイラの燃料消費量の削減を行い、さらには、補助ボイラの小型化をはかるべく、本開発に取り組んだものである。

本開発は、平成 22 年度、23 年度の 2 年計画で、(株)大晃産業に委託して実施しており、その平成 23 年度分の報告書をここにまとめたものである。

ここに、貴重な開発資金を助成いただいた日本財団、並びに本研究会等、関係者の皆様に厚く御礼申し上げる次第である。

平成 24 年 3 月
(社)日本船用工業会

目 次

1. 事業の目的	1
2. 事業の目標	1
3. 事業計画	2
4. 事業内容	3
4.1 平成 22 年度の事業内容	3
4.2 平成 23 年度の実施内容	4
5. 利用可能排熱量の調査	5
5.1 排ガスエネルギー	5
5.2 利用可能排ガスエネルギーの余裕度	6
6. 基本性能確認用サイレンサ A の設計・製作	7
6.1 発電機関と負荷調整装置の選定	7
6.1.1 発電機関	7
6.1.2 負荷調整装置	8
6.2 サイレンサ A の設計・製作	8
6.2.1 生成蒸気量	8
6.2.2 伝熱面積	8
6.2.3 熱回収の余裕度	8
6.2.4 チューブによる圧力損失	9
6.2.5 循環流量	9
6.2.6 循環水の流れ方向	10
6.2.7 エコノマイザー出口の流れ状況	10
6.2.8 スートブロア	10
6.2.9 サイレンサ A の形状と寸法	10
6.2.10 サイレンサ A の断熱	11
6.3 汽水分離タンク（蒸気だめ）の設計・製作	11
6.4 サイレンサ A と汽水分離タンクの耐圧試験	14
7. 性能試験装置の設計・製作	15
7.1 循環水ポンプ	15
7.2 循環水ポンプ冷却系	15
7.3 給水ポンプ	15
7.4 ドレンクーラー	15
7.5 給水タンク	18
7.6 水位制御装置	18
7.7 循環系断熱	18
7.8 機器一覧	18
7.9 機器配置	19

7.9.1	架台	19
7.9.2	換気	23
7.10	計測系の構築	24
7.10.1	温度計測	25
7.10.2	圧力計測	25
7.10.3	差圧計測	26
7.10.4	流量計測	26
7.10.5	水位計測	26
7.10.6	給水 pH 調整と計測	26
7.10.7	燃料消費量計測	26
7.10.8	排ガスサンプル採取	27
7.10.9	騒音計測	27
7.10.10	循環水ポンプ冷却損失計測	28
7.10.11	計器盤とデータログ	28
7.11	標準サイレンサの製作	29
7.12	試験場の選定	31
8.	試験装置とサイレンサ A の機能・性能試験	32
8.1	作動確認と試運転	32
8.2	燃料消費	32
8.2.1	燃料消費量	32
8.2.2	熱効率	33
8.3	排ガス分析	33
8.4	エンジンの熱バランス	36
8.4.1	排ガスの比熱	36
8.4.2	排ガスエネルギー	36
8.4.3	排ガス管の熱損失と圧力損失	37
8.5	エコノマイザー性能	38
8.5.1	全体特性	38
8.5.2	排熱回収量	41
8.5.2.1	出力 4/4 の場合	41
8.5.2.2	出力 2/4 の場合	44
8.5.2.3	出力 3/4 と 1/4 の場合	46
8.5.3	熱通過率	46
8.6	生成蒸気量	47
8.7	循環ループ特性	48
8.7.1	循環ループ内の熱損失	48
8.7.1.1	ポンプ冷却損失	48
8.7.1.2	保温材を通しての熱損失	49
8.7.2	ループ圧損	50

8.7.3	汽水分離タンク内水位変化	50
8.8	ガス側圧損特性	50
8.9	現象再現性	52
8.10	伝熱チューブとフィンの汚れ	53
8.11	共振	55
8.12	機側データによる補完	55
8.13	伝熱特性のまとめ	56
8.14	消音性能	57
9.	総合評価とサイレンサBの設計方針	60
9.1	平成22年度 目標の達成状況	60
9.2	技術的成果と課題	62
9.3	サイレンサBの設計方針	62
10.	サイレンサBの設計・製作	63
10.1	サイレンサAとの違い	63
10.1.1	伝熱面積の増加（蒸気生成量増大）	63
10.1.2	外形高さの圧縮（コンパクト化）	63
10.2	試験装置の改造	65
10.2.1	配管系	65
10.2.2	循環水ポンプ	66
10.2.3	給水ポンプ	67
10.2.4	温度計測の追加	67
10.2.5	データロガの充実（追加温度計測等）	68
10.2.6	循環水流量計	69
10.3	サイレンサBの水圧試験	69
11.	サイレンサBの性能試験	71
11.1	試験の分類と試験時室温	71
11.1.1	試験の分類と試験機の構造の違い	71
11.1.2	試験時の室温	72
11.2	サイレンサAの再試験（A _R 試験）	74
11.2.1	再試験の目的	74
11.2.2	排ガスデータ	75
11.2.2.1	室温の影響	75
11.2.2.2	過給機特性	76
11.2.3	循環水量計測と給水コントロール	76
11.2.4	蒸気生成量	77
11.2.5	排ガス側圧損と消音特性	78
11.2.6	エコマイザーOFF試験	79
11.2.7	A _R 試験のまとめ	80
11.3	サイレンサBの性能試験（B ₀ 試験とB ₀₂ 試験）	80

11.3.1	B ₀ 試験とB ₀₂ 試験の狙い	80
11.3.2	B ₀ 試験とB ₀₂ 試験の排ガスデータ	81
11.3.3	B ₀ 試験の排熱回収データ	81
11.3.4	圧力センサーの調整	85
11.3.5	B ₀₂ 試験の排熱回収データ	87
11.3.6	サイレンサBエコノマイザーOFF試験	88
11.3.7	循環水流量の計測と制御	89
11.3.8	サイレンサBの消音性能	91
12.	サイレンサBの改造	92
12.1	改造の考え方と期待される効果	92
12.2	改造の実施	92
12.3	B _R 試験結果	92
13.	スートブロー試験	93
13.1	スートブロー試験の目的	93
13.2	スートブロー試験の実施	94
13.2.1	必要空気量	94
13.2.2	スートブロー結果	95
13.2.3	スートブロー時の排ガス観察	97
13.2.4	実際のスートブロー空気量	97
13.2.5	スートブローのまとめ	98
13.2.6	燃料消費量	98
14.	考察	99
14.1	蒸気生成量	99
14.2	エコノマイザーの伝熱特性	102
14.3	排ガス側圧損	105
14.4	消音特性	108
14.5	共振の検討	110
15.	主発電機関への対応	111
16.	経済効果の評価	112
16.1	運航コストの低減	112
16.2	GHG排出削減	113
16.3	その他の経済的効果	113
16.3.1	省スペース化と建造コストの削減	113
16.3.2	脱硝装置との直列配置	113
17.	平成23年度のまとめ	113
18.	目標達成度	115
19.	報告書作成	115
20.	参考文献	115

記号一覧

C_D	縮流係数	(-)	S	伝熱面積	(m^2)
C_p	排ガス定圧比熱	($kcal/m^3N^{\circ}C$)	T	温度	($^{\circ}C$)
d	内径	(m)	T_0	保温材内面温度	($^{\circ}C$)
D_E	保温材外径	(mm)	T_S	保温材外表温度	($^{\circ}C$)
D_I	保温材内径	(mm)	T_w	給水温度	($^{\circ}C$)
ΔE	利用可能熱量	($kcal/h$)	T_{∞}	室温	($^{\circ}C$)
f	摩擦係数	(-)	TI	データログ温度	($^{\circ}C$)
F	流量	(m^3/h)	TS	カクソン側推定温度	($^{\circ}C$)
FI	データログ流量	(m^3/h)	T30	吐出側外皮温度	($^{\circ}C$)
h	熱伝達率	($kcal/m^2h^{\circ}C$)	TS0	カクソン側外皮温度	($^{\circ}C$)
h_s	比エンタルピ	($kcal/kg$)	ΔT	温度差	($^{\circ}C$)
ΔH	燃料液位差	(mm)	U	マノメータ差圧	(mmAq)
K	熱通過率	($kcal/m^2h^{\circ}C$)	V	流速	(m/s)
L	水位	(m)	V_c	音速	(m/s)
L	管長	(m)	W_s	生成蒸気量	(kg/h)
m, n	炭化水素 C_mH_n	(-)	W_{S0}	設計下蒸気量	(kg/h)
P	圧力	(Mpa)	ϵ_s	生成蒸気効率	(-)
P_0	大気圧	(MPa)	γ	比重量	(kg/m^3)
Pd	差圧	(mmAq)	λ	熱伝導率	($kcal/mh^{\circ}C$)
PI	データログ圧力	(MPa)	τ	計測時間	(h)
ΔP	圧損	(kPa)		サフィックス	
q	パイプ放熱量	($kcal/mh$)	IN	入口	
Q	流量	(m^3/h)	OUT	出口	
Q	伝熱量	($kcal/h$)	ON	エコマイサ [®] -ON	
Q_0	標準状態流量	(Nm^3/h)	OFF	エコマイサ [®] -OFF	
Q_N	排ガス流量	(m^3/h)	R	改造	
Re	レイノルズ数	(-)			

1. 事業の目的

運航コスト削減と温暖化対策の観点から、海運分野においても様々な省エネルギー対策が進められている。中でも、最大の排ガスエネルギーを有する主機排熱については、既に主機エコマイザーからの蒸気が有効利用されている。しかし、主機排熱は荷役時（純停泊を含む）には直接利用できないため、荷役時のデッキサービスおよびホテルユースは油焚補助ボイラに頼らざるを得ないのが現状である。

一方、荷役時に稼働する主発電機関からの排熱は、350℃程度と高温であるが、未利用となっている。現在、2.0万トン～5.0万トンバルクキャリアー（BC）には400～520kWの発電機関3基が搭載されており、荷役時にはこの内の2基が3/4負荷で運転されているため、排熱の35～45%が回収できれば、同クラスBCの荷役時デッキサービス等の平均蒸気消費量（0.6MPa，200kg/h）を十分生産できることになる。

そこで、エコマイザー（多重コイル式伝熱チューブ）を搭載する排熱回収型サイレンサを開発する。主発電機関の排熱を高効率で有効利用する事により、補助ボイラで使用される燃料を、同クラスBCの場合、1航海当たり約1.44トンの燃料が削減でき、運航コスト低減と約135トン／（隻・年）のGHG排出削減が可能となる。また、補助ボイラの小型化に結びつくことが期待できる。現状の燃料価格を前提にすれば、排熱回収型サイレンサ搭載の初期コストは4年以内に回収可能と試算される。また、わが国の造船関連技術の向上に貢献でき、国際競争力の強化につながる。

しかしながら、このような大きな利益をもたらす本サイレンサの実現には、

- ・限られた空間内に十分な排熱を回収できる伝熱チューブが搭載できること、
- ・サイレンサ内の流動抵抗（圧力損失）を許容値内に収めること、および
- ・消音性能に悪影響が出ないこと

などの技術的課題を克服する必要がある。

本技術開発は、㈱大晃産業を中心に、造船所、船用ボイラメーカー、独立行政法人および大学を加えた産官学開発チームを立ち上げ、上記の技術的課題を解決した排熱回収型サイレンサを開発することを目的としている。

2. 事業の目標

- 1) 主発電機関からの排熱回収により、停泊中に必要となるデッキサービスとホテルユース分（2.0～5.0万トンBC場合、200kg/hの蒸気量）の熱エネルギーを賄えるものとする。
- 2) 消音性能を向上、もしくは維持させる。
- 3) 油焚補助ボイラ用燃費削減が5年余りで初期コストを上回るようにする。
- 4) 同BC場合、135トン／（隻・年）のGHG排出削減量が見込めるようにする。

図1に本技術開発の全体目的と目標を示す。

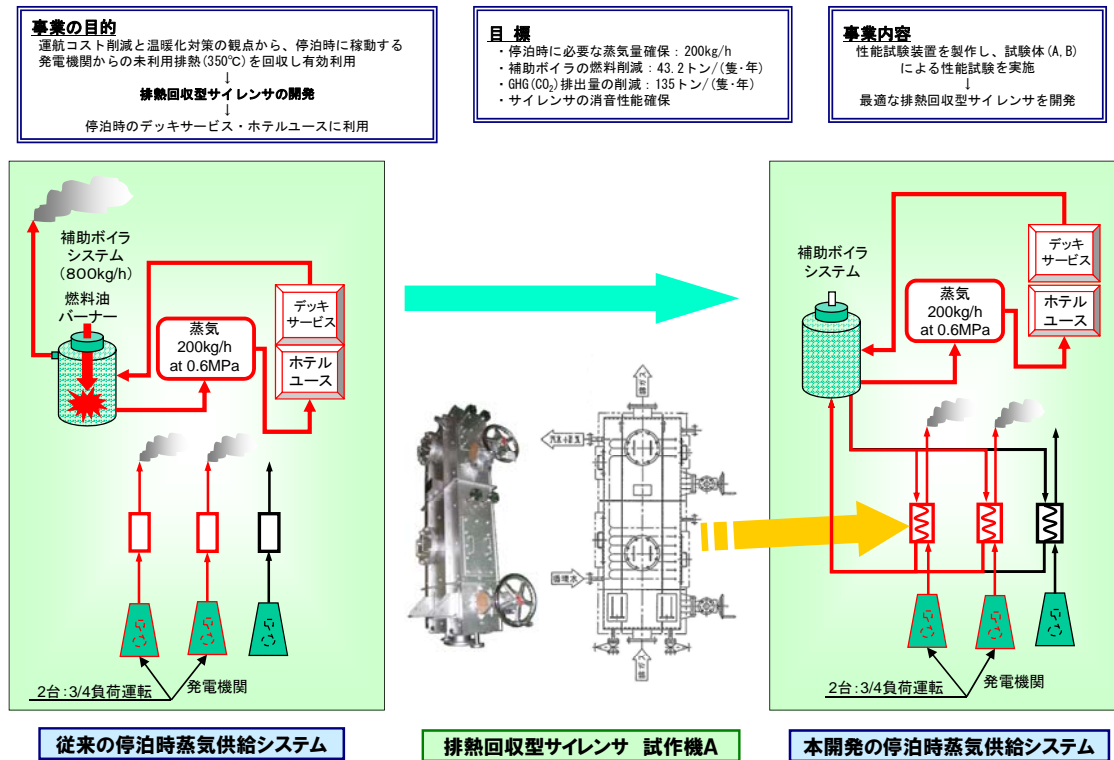


図1 事業の目的、目標と内容の概要

3. 事業計画

本技術開発の平成22年度～23年度に亘る事業計画は下記の通りである。

各年度の事業計画

実施項目	平成22年度			
	1/4	2/4	3/4	4/4
利用可能排熱量の調査	↔			
性能試験装置の設計・製作	←	→		
基本性能確認用サイレンサAの設計・製作		←	→	
試験装置とサイレンサAの機能・性能試験			←	→
評価と年度報告書の作成				↔

実施項目	平成23年度			
	1/4	2/4	3/4	4/4
実用プロトタイプサイレンサBの設計・製作	←→			
サイレンサBの性能試験		←→		
サイレンサBの改造		←→		
改造サイレンサBの性能試験			←→	
経済効果の評価			←→	
主発電機出力への対応			←→	
総合評価と年度の報告書作成				←→

4. 事業内容

本技術開発の各年度の事業内容は以下の通りである。

4.1 平成22年度の事業内容

1) 利用可能排熱量の調査

主な船種ごとに搭載されている主発電機出力、停泊時運転状況、排気ガス温度、排ガス量など、熱回収の潜在能力を詳細に評価するためのデータを収集し、開発対象とする船種を50～80BC(主発電機容量：400～480kW)に選定する。次に、この船種を念頭に、排熱回収型サイレンサの性能を見極めることを目的とした性能試験装置の基本仕様を固める。

2) 性能試験装置の設計・製作

事業目的の確認が可能な、「排熱回収型サイレンサ性能試験装置」を設計・製作する。試験装置に搭載する発電機能力としては、試験の信頼性等を考慮すれば、200kW程度は必要と考えている。

3) 基本性能確認用サイレンサAの設計・製作

事業目的に記した三つの技術的課題を一度の試験機製作で克服することは困難なことから、初年度は、膨張室容積の増加を抑制した基本性能確認のための排熱回収型サイレンサAを設計・製作する。

その際、熱回収率、圧力損失、生成蒸気温度と圧力、熱交換器搭載前後の消音効果やサイレンサ本体と伝熱管との共振など、実験を通して明らかにすべき事項が計測/評価し易いよう、造船所と船用ボイラメーカーからの助言を参考に、詳細設計を行う。

4) 試験装置とサイレンサ A の機能・性能試験

製作された性能試験装置とサイレンサ A が期待通りの機能を有することを、慣らし運転を通して確認する。

次に、熱回収率と圧力損失増加の関係を実験的に明らかにするとともに、膨張室内に設けたら旋状伝熱チューブの存在がサイレンサ本来の目的である消音効果への影響を確認する。

また、伝熱管の取り付け方如何では、サイレンサ本体と伝熱管とが共振を起こす可能性があることから、設計段階で共振が起こらないよう配慮したが、現実には共振が生じた場合には、その原因を解明し、防止対策を考える。

5) 総合評価と年度報告書の作成（年度後半実施の予定）

上記技術開発の実施内容を総合評価するとともに、平成 22 年度の報告書としてまとめると。また、有望な新技術については、積極的に特許申請する。

4.2 平成 23 年度の実施内容

1) 実用プロトタイプとしてのサイレンサ B の設計・製作

初年度の試験結果及び熱交換器解析プログラムを活用して、実用プロトタイプとしてのサイレンサ B を設計・製作する。

また、熱回収率を達成するためには伝熱面積の増加は避けられないため、膨張室のある程度の拡大はやむをえないと予想している。

2) サイレンサ B の性能試験

サイレンサ B を試験装置に搭載し、熱回収率が目標値に達していること及び圧力損失が許容値以内に収まっていることを確認する性能試験を行う。

3) サイレンサ B の改造

熱交換器解析プログラムによる性能予測は完全なレベルに達していないことから、サイレンサ B の性能は、設計値と異なることが予想される。サイレンサ B を真のプロトタイプとするため、目標性能を目指した改造を行う。

4) 改造サイレンサ B の性能試験

改造サイレンサ B を試験装置に搭載し、伝熱性能、圧力損失及び消音効果を対象とした総合性能試験を行う。改造サイレンサ B は実用プロトタイプであるため、蒸気または空気を吹き付けて伝熱管に付着したススを取り払うスートブローの効果についても確認する。

5) 経済効果の評価

初年度分を含む全ての試験データを踏まえ、排熱回収型サイレンサが実用化された場合の燃料節約量を求め、正確な運航コストの低減量を見積もる。また、燃料節約に伴う GHG 排出削減量进行评估する。

6) 主発電機出力への対応

排熱回収型サイレンサを主発電機出力ごとに、標準仕様を構築する。

7) 総合評価と年度の報告書作成

平成 23 年度の技術開発内容を評価するとともに、年度報告書としてまとめる。また、有望な新技術については、積極的に特許申請する。

5. 利用可能排熱量の調査

5.1 排ガスエネルギー

船舶搭載のディーゼル発電機からの排熱量を推定するため、先ず、ディーゼル主機関のエネルギーバランスを調べた。図 2 は、最近の主機エネルギーバランス(文献 1)を示している。燃料燃焼により生み出されるエネルギーは、軸動力(49.6%)、排ガス(25.5%)、空冷(16.5%)、ジャケット冷却(5.2%)、潤滑冷却(2.9%)、放射損失(0.6%)に分けられることが分かる。注目の排ガスは、燃料エネルギーの 25.5%、軸動力から見ると、 $25.5/0.493=51.7\%$ 、を保有することになる。

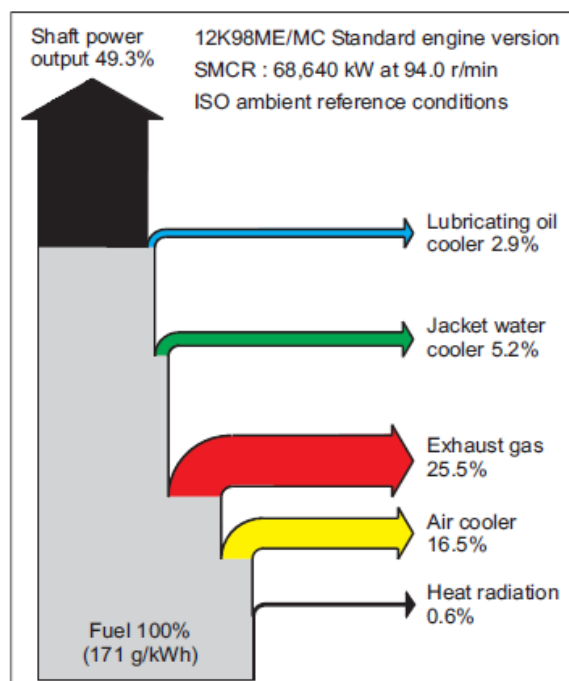


図 2 主機のエネルギーバランス例

本開発では、大型船の中で最も隻数の多い、2.0万トン～5.0万トンBCに搭載されている発電機関からの排熱利用を目標としている。同型船には、400～520kWの発電機関3基が搭載されており、荷役時（純停泊を含む）には、通常、その内の2基が3/4負荷で運転されている。従って、荷役中の発電機関出力は、 $(400\sim 520) \times 2 \times 3/4 = 600\sim 780$ kWとなる。その時の排ガス保有エネルギーは、

$$(600\sim 780) \times 0.517 = 310\sim 403\text{kW}$$

程度と推定できる。

中速ディーゼル機関(600～900rpm)である発電機関からの排ガス温度は、低速ディーゼル機関の主機より高く、3/4負荷時で350℃程度と考えられる。185℃(0.7MPa飽和蒸気温度+20℃)以上のエネルギーが回収可能と考えられるため、

$$(310\sim 403) \times (350 - 185) / (350 - 20[\text{大気温度}]) = 155\sim 201.5\text{kW}$$

が回収可能と期待できる。

一方、本開発では、排熱エネルギーを0.7MPaの飽和蒸気として回収することを目指している。エコマイザー内装型サイレンサへの給水温度を50℃とすると、0.7MPa蒸気を生産するに要するエネルギーは、

$$658.1(\text{飽和蒸気エンタルピー}) - 50(\text{給水エンタルピー}) = 608.1 \text{ kcal/kg}$$

従って、回収可能エネルギーからの蒸気生成量は、

$$(155\sim 201.5) \times 860 / 608.1 = (219\sim 285)\text{kg/h}$$

5.2 利用可能排ガスエネルギーの余裕度

協力先の常石造船(株)より、代表的な外航船(58～98BC)における補助ボイラの蒸気使用量等に関する設計資料を入手し、その結果をまとめると、表1のようになる。表1から、本技術開発の対象船種を、純停泊時の消費蒸気量が200 kg/h以下となる、58BC～98BCに決定した。

表1 代表的な外航船における補助ボイラの蒸気使用量計画

	58BC	82BC	98BC
通常航海時	約 790 kg/h	約 850 kg/h	約 980 kg/h
停泊荷役時	約 620 kg/h	約 660 kg/h	約 740 kg/h
純停泊時	約 150 kg/h	約 180 kg/h	約 200 kg/h

次に、具体例として、上記3船種について、発電機関からの利用可能排熱量と目標とする200kg/hの蒸気生成量に対する余裕度を求めると、表2のようになる。荷役時必要蒸気量(熱量)は利用可能排熱量に対して0.34～0.52と、1.0に対して十分余裕がある事が分かる。

表 2 利用可能排熱量の必要蒸気量に対する余裕度

船 種		58BC	82BC	98BC
主発電機容量	kW	480×3 台	400×3 台	520×3 台
純停泊時出力(P)	kW	815	530	610
利用可能排熱量(P×0.517)	kW	421	274	315
荷役時必要蒸気量(熱量)	kW	200kg/h→141.4kW		
余裕度：必要／利用可能		0.34	0.52	0.45

6. 基本性能確認用サイレンサ A の設計・製作

6.1 発電機関と負荷調整装置の選定

サイレンサ A の設計に先立ち、そのベースとなる、発電機関を選定した。

6.1.1 発電機関

試験装置に組み込むディーゼル機関出力は、試験装置の規模を決定づける最重要項目であるが、小さ過ぎるエンジンでは、試験装置各部からの熱損失の割合が大きくなり、有用なデータの取得が難しくなる。一方、実機規模の装置は予算の制約から難しい。これらを勘案し、試験用ディーゼル機関として、150～200kW 程度は必要と考え、レンタル可能な陸用発電装置の中から、

発電機出力：176kW (220kVA)、機関出力：199kW×1800rpm、

排気ガス：1312kg/hN×430℃ (4/4 出力時のカタログ値)

を選定した。図 3 に、選定した発電機関 (エンジン／発電機セット) を示す。



外観



エンジン部

図 3 試験装置に組み込まれた発電機関 (レンタル機器)

6.1.2 負荷調整装置

発電機関の負荷をコントロールするため、270kW用、強制空冷式、連続負荷調整装置を選定し、試験装置に組み込んだ。図4に負荷調整装置の外観を示す。



図4 電力をジュール熱として消費する連続負荷調整装置（レンタル機器）

6.2 サイレンサ A の設計・製作

発電機関が装備すべき標準的なサイレンサ内に排熱回収用エコマイザー（規格的には、小型貫流型ボイラ、第1種圧力容器）を内装するという発想ではなく、多少のサイレンサ容積増を許容する考えで、サイレンサ A の設計に当たった。試行錯誤を繰り返しながら、到達した設計値を表3に示す。表中の数値は、サイレンサ A の試験データと比較することにより性能が判断されるため、いずれも重要である。

以下、各設計ポイントについて説明する。

6.2.1 生成蒸気量

176kW 発電機関 3/4 出力時の排熱から得るべき蒸気量は、各種熱損失を除いたネットで、おおよそ $200\text{kg/h} \times (176 \times 3/4\text{kW}) / 652\text{kW} = 40.5\text{kg/h}$ となる（計算法は、第8章参照）。この数値が、エコマイザー部設計の基礎データとなった。

6.2.2 伝熱面積

使用発電機関の排ガスデータ（4/4 出力時：430°C，1312kg/h：3/4 出力時：388°C，984kg/h）、循環流量（120kg/h）、給水温度（50°C）、チューブ内／外径（25.4mm／20.2mm）、フィンピッチ（12.7mm）などのデータを基に、伝熱管の熱通過率 K を計算し、必要伝熱面積を求めると、4.6～4.7m² となったが、設計値としては、若干安全を見て、5m² とした。チューブ配列は、熱交換性の観点からは千鳥配置が望ましいが、スス除去の容易性を重視し基盤目配置を選択した。

6.2.3 熱回収の余裕度

熱回収限界温度を、蒸気温度+20°C=171.1°Cと考えると、エコマイザー出口でのガス温度はいずれの出力時でもまだまだ高く、排熱エネルギーは設計値の2倍の蒸気を生成させる能力がある。

表 3 サイレンサ A のエコノマイザ一部的设计値

負 荷		出力 3/4		出力 4/4	
流 体		チューブ外 排ガス	チューブ内 飽和状態	チューブ外 排ガス	チューブ内 飽和状態
流 量	kg/h	984	蒸気 40	1312	蒸気 58
			循環 120		循環 120
入口温度	℃	388.0	158.1	430.0	158.1
出口温度	℃	291.6	158.1	326.1	158.1
給水入口	℃		50		50
蒸気圧力	MPaA		0.60		0.60
最高使用圧力	MPa		0.98		0.98
熱交換量	kcal/h	2.45E4		3.56E4	
蒸気生成量	kg/h	40		58	
対数平均温度差	℃	177.4		215.8	
熱通過率	kcal/m ² h℃	29.5		35.5	
必要伝熱面積	m ²	4.7		4.6	
実際伝熱面積	m ²	5.0		5.0	
実際圧損 (伝熱チューブ)		0.050 kPa	0.023 MPa	0.090 kPa	0.033 MPa
許容圧損 (伝熱チューブ)		0.100 kPa	0.050 MPa	0.100 kPa	0.050 MPa
入口流速	m/s	平均	0.036	平均	0.050
出口流速	m/s		7.1		11.1
材 質	チューブ	STB340S	φ 25.4×t2.6		
	フィン	SPCC	t1.2×14h×12.7p		

6.2.4 チューブによる圧力損失

エンジン性能維持のため、サイレンサに割り当てられる圧力損失は、概ね 150mmAq 以内が求められている。伝熱チューブのない場合でも、100mmAq 程度の圧力損失（主に膨張圧損）があるため、伝熱チューブ挿入に起因する圧損は、50mmAq 以内が求められる。具体的に詳細に圧力損失を計算すると、表 3 に示すように、4/4/出力で 0.09kPa=9mmAq と十分小さいことが判明した。

6.2.5 循環流量

蒸気生成量は、エンジン出力の変動により排ガス温度と流量が変化するだけでなく、循環ループ各所からの熱損失の影響を受けるため、エコノマイザを流れる循

循環流量を時々刻々変動する蒸気流量に一致させることは、制御的に非常に困難である。通常、排ガスエコマイザーの循環流量は蒸気生成量の数倍～10倍に設定されることを踏まえ、3/4出力時に、3倍となるよう、 $40 \times 3 = 120 \text{kg/h}$ とした。

6.2.6 循環水の流れ方向

熱交換器の性能から見ると、出入口での加熱側ガス温度と受熱側流体温度との対数温度差を大きくできる、対向流（ガスと水の流れ方向が反対）が望ましいが、本エコマイザーでは、

入り口での流速が遅い（ $0.036 \sim 0.050 \text{m/s}$ ）ため、上から飽和水を入れると、密度が $1/287$ の蒸気沸騰が起こるので、沸騰部の平均密度が著しく小さくなり、流動が不安定化する恐れがあることから、並行流とした。

6.2.7 エコマイザー出口の流れ状況

循環流量が蒸気生成量の3倍となるため、エコマイザー出口では、蒸気と飽和水からなる二相流状態となり、流速も大きくなる。その流速は、

出力3/4の場合： 11.1m/s 、出力4/4の場合： 16.2m/s

となり、相当な高速流となることが分かる。そのため、エコマイザー出口付近から汽水分離タンク（図10参照）にかけての圧損が大きくなるだけでなく、密度波振動（文献2, 3）などの不安定流動を引き起こす可能性があることを示している。このような不安定流動が確認された場合には、エコマイザー入口側（循環水ポンプ出口側）に絞りを設けるなどの対策を検討したい（実際は確認されなかった）。

6.2.8 スートブローア

伝熱チューブに付着したススの燃焼による火災やチューブ焼き切れなどの事故防止のため、蒸気でススを吹き飛ばすスートブローアを上下2個所に設けることとした。スートブローアの設計に当たっては、ボイラメーカーの経験と日本海事協会編のスートファイア防止指針（文献4）を参考にした。

6.2.9 サイレンサAの形状と寸法

通常、サイレンサは強度上とガス流れの一様性から、円筒形となっているが、表3の要目のエコマイザーを内装するため、矩形断面（ $360 \text{mm} \times 316 \text{mm}$ ）とした。

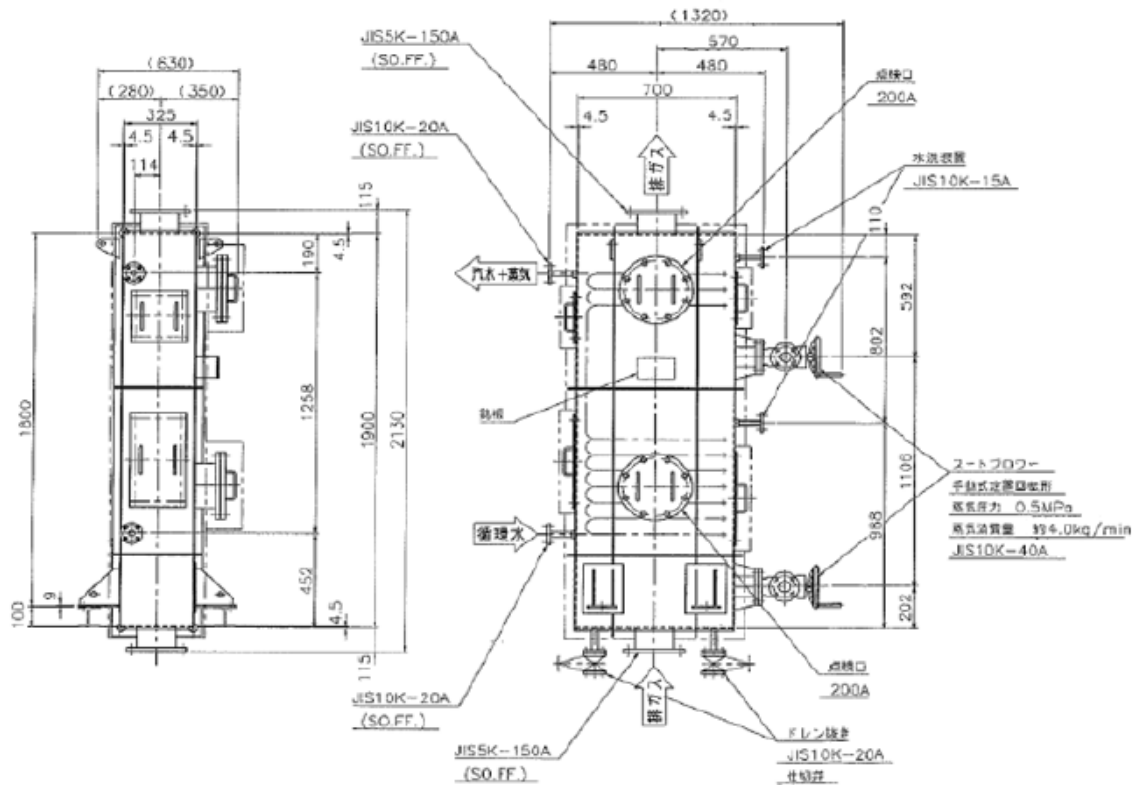


図5 サイレンサ A の形状と寸法

また、サイレンス効果を維持するため、従来通り 2 段膨張方式とした。そのため、伝熱チューブをそれぞれの膨張室に配置する上下 2 段方式とした。伝熱チューブは、サイレンサの壁で支え、その外で U ターンさせたが、その部分は熱交換を行わないため、フィンは設けなかった。サイレンサ外壁は気密性がないため、排ガスが U ターン空間 (700mm×316mm) へ若干漏れるが、それによる熱損失は僅かと考えている。図 5 にサイレンサ A の形状と主要寸法を示す。

6.2.10 サイレンサ A の断熱

サイレンサ A の外壁からの熱損失を少なくするため、及び試験員の火傷防止を目的として、外周を 50mm の保温材で覆った (断熱効果については、第 8 章に述べる)。図 6 に試験装置への搭載状況 (断熱施行前と施行後) をそれぞれ示す。

6.3 汽水分離タンク (蒸気だめ) の設計・製作

エコマイザーを流れる循環量は、流れの安定性やエコマイザー制御上の問題から、蒸気生成量の 3 倍としており、乾いた蒸気を取り出すには、蒸気と飽和水とを分離する必要がある。図 7 は、この目的で設計した汽水分離タンク (蒸気だめ、第 1 種圧力容器) の基本図を示す。循環流量から、容積を 0.06m³程度とし、水位制御幅が大きくとれる縦型を採用した。



断熱施行前

2枚のフランジは点検・観察用



断熱施工後

2つのハンドルはストブロー用

図6 試験装置に搭載されたサイレンサA

縦型としたため、タンク容積に比べ気液面積が小さいが、蒸気生成量（40～58kg/h）から見て、気液分離はスムーズに行われると判断した。また、50℃で送り込まれる給水との混合を良くするため、給水口を底部より若干高くした。

水位は、上下2本のパイプでタンクに接続された100A管で測る（電極式）こととした。水位の目視観察も可能なようにするため、100A管からさらにガラス管を接続させた。従って、目視水位は、知りたい水位を100A管とガラス管の2段経由で見ることとなり、水位変動が速い場合は、追随性と干渉性により、一時的に真の水位を示さない可能性がある。

また、本汽水分離タンクも、サイレンサAと同様の断熱工事（保温材厚み100mm）を施した。図8に、断熱施工前後の汽水分離タンクを示す。

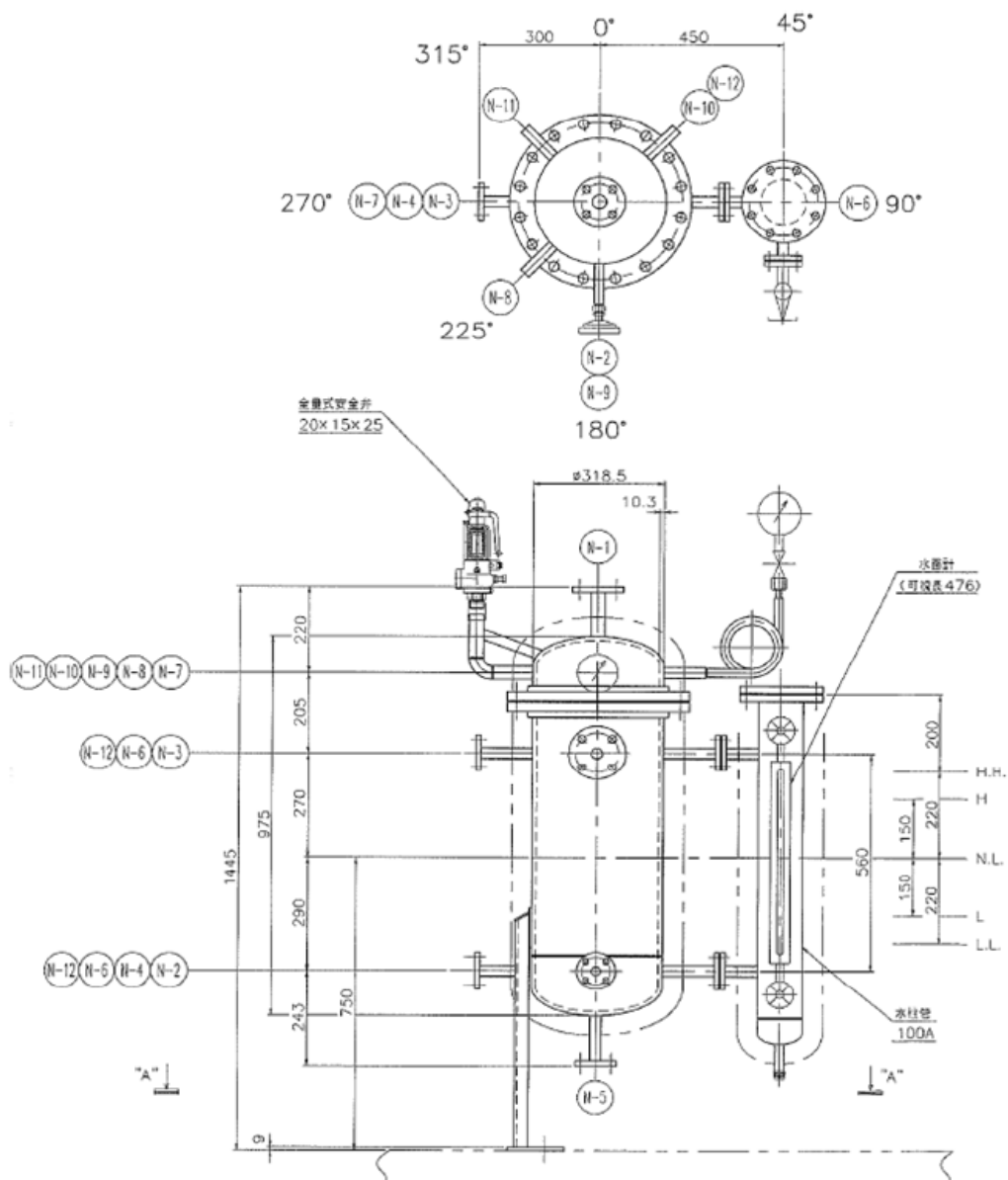


図7 汽水分離タンク（蒸気だめ）
 100A 管の手前のガラス管に導かれた液位が目視水位



断熱施行前

分離タンク本体、水位測定管(100A)
とガラス水位計の関係が分かる。



断熱施工後

頂部中央から蒸気取出管が、
その左にバネ式安全弁を装備

図8 搭載後の汽水分離タンク

6.4 サイレンサ A と汽水分離タンクの耐圧試験

サイレンサ A と汽水分離タンクはともに第 1 種圧力容器であるため、所定の耐圧試験を製作工場内で行った。その結果、両者とも、設計耐圧(1MPa)を有することを確認した。図 9 に耐圧試験の様子を示す。



図9 サイレンサ A と汽水分離タンクの耐圧試験風景
右：サイレンサ A、左：汽水分離タンク

7. 性能試験装置の設計・製作

排熱回収型サイレンサの生成蒸気量、圧力損失や消音性能などの試験を行うには、上述の発電機関、負荷調整装置、試作サイレンサ A と汽水分離タンクその他、循環水ポンプ、給水ポンプ、給水タンク、ドレンクーラー、（汽水分離タンク内の）水位制御装置、循環水ポンプ冷却系、等々が必要である。図 10 に、これらを組み込んだ性能試験装置配管系統図を示す。以下、これらの主要機器について説明する。

7.1 循環水ポンプ

サイレンサ内エコマイザーと汽水分離タンク間を循環させるポンプの仕様は、耐圧 1MPa、ヘッド 35m、流量 0.12m³/h（蒸気生成量の約 3 倍程度）が望ましい。しかし、このような高圧・高温仕様で超低流量渦巻きポンプは市販されていないため、定格流量 1.6m³/h（望ましい流量の 10 倍強）のポンプを採用せざるを得なかった。

汽水分離タンクからは飽和水が送られてくると、高流速に起因する汽水分離タンクー循環水ポンプ間の摩擦損失が大きくなるため、ポンプ内でキャビテーションが非常に起こりやすい状況になっている。そのため、汽水分離タンク内水位から約 3m 下方に循環水ポンプを設置した（同ポンプの NPSH は約 1m）。

7.2 循環水ポンプ冷却系

高温・高圧条件で使用する循環水ポンプを冷却するための冷却系であるが、循環水ポンプ容量がエコマイザーの設計値（表 3 参照）の 10 倍以上となったため、ポンプ冷却面積が大きくなり、ここからの熱損失が非常に大きくなった。

図 11 に循環水ポンプと冷却系（復水器と冷却水ポンプ）の外観を示す。

7.3 給水ポンプ

平均的には「給水量は蒸気生成量と一致する」が、完全一致は難しいため、通常、給水速度はこの 1.2～1.3 倍に設定し、汽水分離タンク内の水位信号を基に、給水を ON-OFF で制御する方式が採られている。給水ポンプについても、表 3 に示す蒸気生成量の 1.2～1.3 倍に相当するポンプが見つからなかったため、ポンプ容量 0.3m³/h の大容量ポンプを採用した。図 12 に設置後の給水ポンプを示す。

7.4 ドレンクーラー

生成蒸気を安全に凝縮させ装置外へ排出するためのドレンクーラーを設けた。給水温度が 50℃に満たないときは、給水タンク内の水を使って凝縮させ、給水加熱に利用する。50℃に達しているときは、水道水で凝縮させる。

なお、ドレンクーラーで奪われる熱は、生成蒸気量を計測した後であるので、熱損失とはならない。図 13 に、設置後のドレンクーラーを示す。

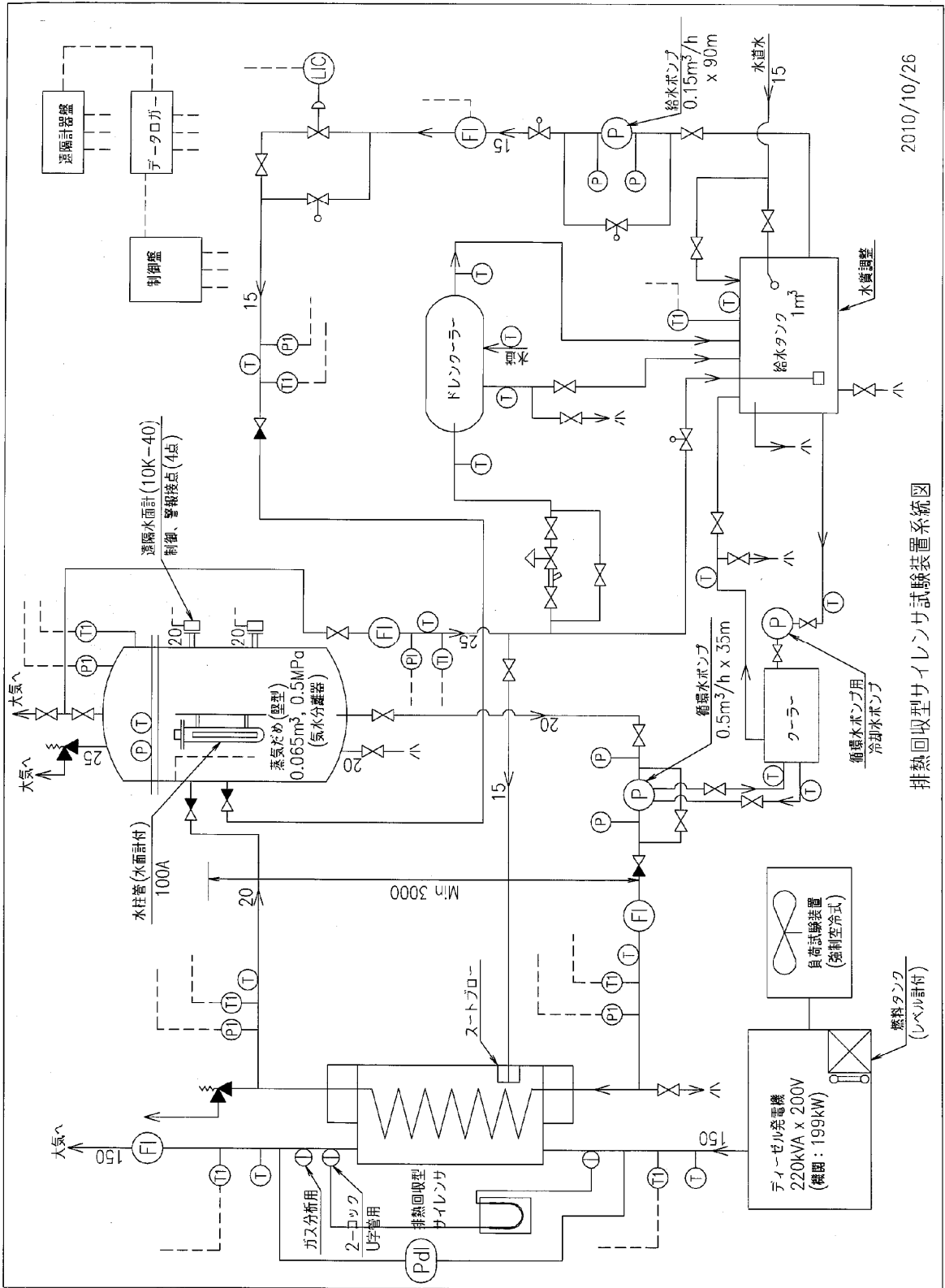


図 10 性能試験装置配管系統図

[記号説明] FI : 流量、LIC : 水位制御、PI : 圧力、P : 圧力(機側)、PdI : 差圧、
 TI : 温度、T : 温度(機側 or 目視)、U : 差圧測定用マノメータ



図 11 循環水ポンプと冷却系（復水器と冷却系ポンプ）の外観
左：中央がモーター、その奥が循環水ポンプ、下が冷却用ポンプ
右：水平円筒状が復水器



図 12 給水ポンプ（上）



図 13 ドレンクーラー（右）

7.5 給水タンク

1m³の給水タンクを組み込んだ。給水は、試験時間が何ヶ月に及ぶことがないことから、薬剤（商品名：ニューミニライフ）により水道水を軟水化することとした。給水温度の調整は、ドレンクーラー（と必要に応じて、循環水ポンプ冷却系）からの温水を利用する。図14に設置後の給水タンクを示す。



図14 給水タンク外観（給水、ドレンクーラー、ポンプ冷却系の配管が接続）

7.6 水位制御装置

汽水分離タンク内の水位を制御するための装置で、平衡水位を0として、水位-150mmで給水ポンプONとなり、+150mmでOFFとなるよう設定した。一回の給水量は、タンクと100A管の内径と給水温度(50℃)の水の密度を考慮すると、 $22.56\text{L} \times 0.988\text{kg/L} = 22.3\text{kg}$ 程度と推定される。そのため、給水が行われていない間は、飽和水がエコノマイザー／汽水分離タンクを結ぶループを循環し、給水後しばらくは未飽和水が循環することとなる。

7.7 循環系断熱

本試験装置に組み込む発電機容量が176kWと小さく、蒸気生成量が実用機の数分の1と小さいため、循環系からの熱損失割合は大きくなる（装置の蒸発量に対する放熱面積が大きくなる）。そのため、配管系は厚さ75mm、汽水分離タンクは厚さ50mmの保温材でそれぞれ巻いた（断熱効果については、第8章に述べる）。

7.8 機器一覧

本試験装置に組み込んだ機器の要目等を表4としてまとめた。循環水ポンプと給水ポンプの容量が、設計段階で最適と考えた小容量のものが市販されておらず、いずれも数倍大きくなっている。

表4 機器一覧

機器名	要目	詳細仕様
排熱回収型 サイレンサ A	175A	蒸気量：0.5MPa、45kg/h（強制循環式） 減衰量：15dB(A) スートブロ設置 フィンチューブ：φ31.8、STB340S
ディーゼル発電機	220kVA(176kW)	DCA-220SPM-2、排ガス圧力損失：60mmHg 機関：三菱 6D24-TCE2、199kW×1800min ⁻¹ 排ガス量：2614m ³ /h(1312kg/h)×430℃(at 4/4) 燃料：軽油タンク(380ℓ)、37.1ℓ/h(at 75% 出力) 寸法：3700×1300×1750mm、4080kg
負荷試験装置	220V、270kW	LE-330D、強制空冷式（抵抗－熱－ファン冷却） 負荷の連続調整可能、電流測定範囲：10～720A ファン風量：550m ³ /min 寸法：1900×1400×1700mm、1300kg
汽水分離タンク	0.1m ³	0.5MPa（ゲージ圧力） 液面計、圧力計、レベルスイッチ(ON-OFF)
給水ポンプ	0.15m ³ /h×90m (0.3m ³ /h×0.98MPa)	電動カスケード型（WESCO）、レベルスイッチ ON-OFF 200V、0.4kW、出入口圧力計、清水、常温～80℃
循環水ポンプ	0.5m ³ /h×35m (1.6m ³ /h×0.25MPa)	電動横型渦巻、清水（0.5MPa、飽和水）、 常温～160℃、200V、0.75kW、出入口圧力計
循環水ポンプ用 冷却水ポンプ	(3m ³ /h×35m)	電動横型渦巻、常温～90℃、100V、単相 0.1kW
同上用クーラ		チューブタイプ
給水タンク	1.0m ³	角型、開放タンク
ドレンクーラ （復水器）	WX 型、1.34m ²	プレート式熱交換器 (1.2m ³ /h-20→50℃、70kg/h-159→70℃)
排気ファン	羽根径：60cm	三菱 EG-60FTB ₃ 、200V、60HZ、0.75kW 10100m ³ /h at 50mmAq

7.9 機器配置

購入、レンタル或いは製作した以上の機器類を、各機器の特性／要求事項、機器間の結合関係、試験の作業性／安全性／信頼性、撤収の容易性と試験場の形状と高さを勘案し、合理的と思われる配置図を作成した。図 15、図 16 と図 17 に配置図の平面図、側面図と立面図をそれぞれ示す。

7.9.1 架台

図 15～17 の配置図に示すように、試験装置の主な架台は、サイレンサ用、汽水分離タンク用と騒音測定用からなる。サイレンサ用架台の高さと配置は、試験サイレンサ A/B、（エコマイザーを内装しない）標準サイレンサと（エンジン原音測定用）排ガス管の取り付け／取り外しの容易性、発電機関からの排ガスのスムーズな流れなどを考慮した。汽水分離タンク用架台は、十分な循環水ポンプヘッドの確保

と試験作業の容易性を考慮して、高さサイレンサ架台との距離を決めた（実用機では、熱損失と設置スペース最小化のため、コンパクトな配置とする必要がある）。試験室に隣接する屋外に、騒音測定用ステージを設けた。

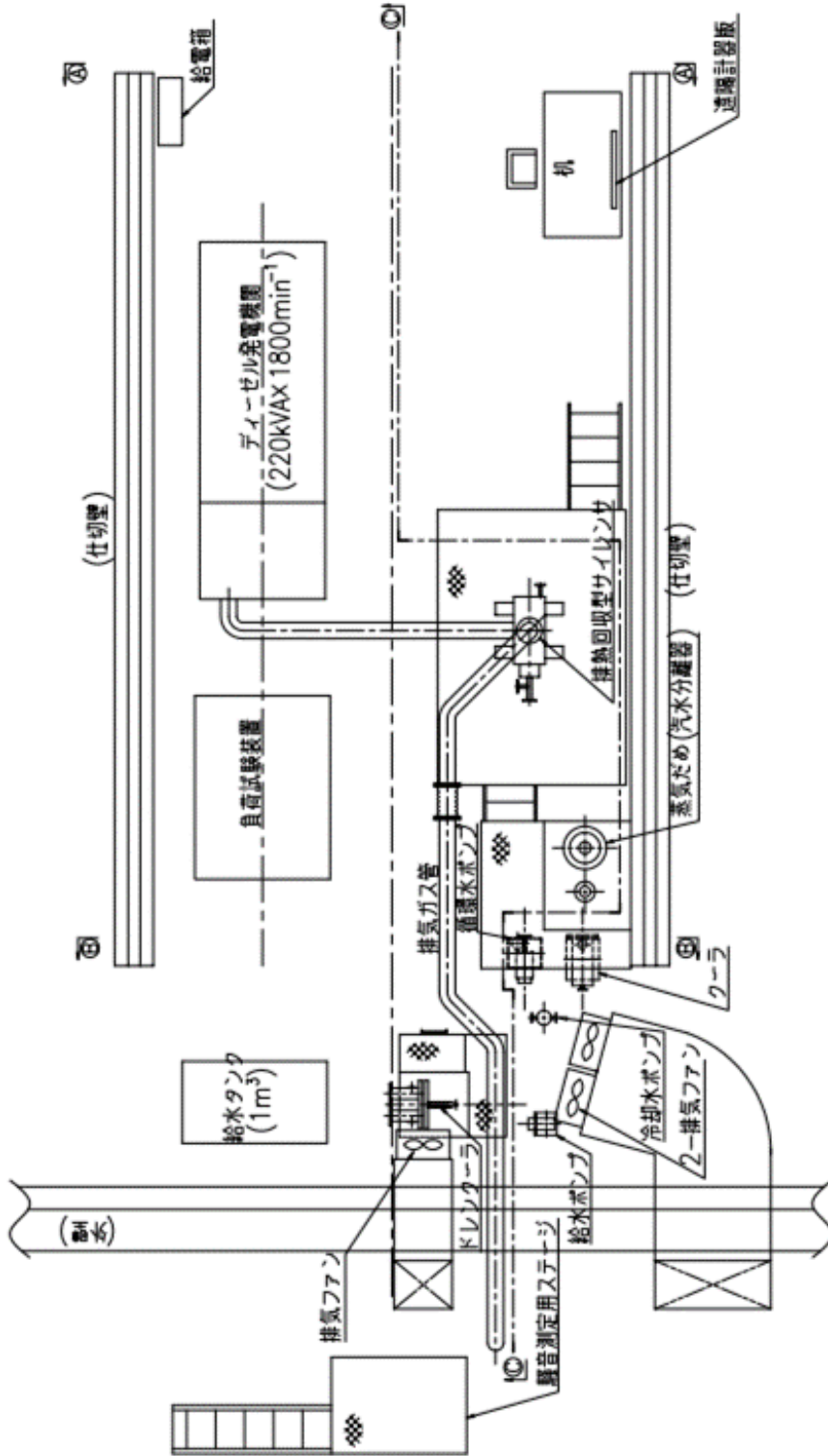


図 15 機器配置（平面図）

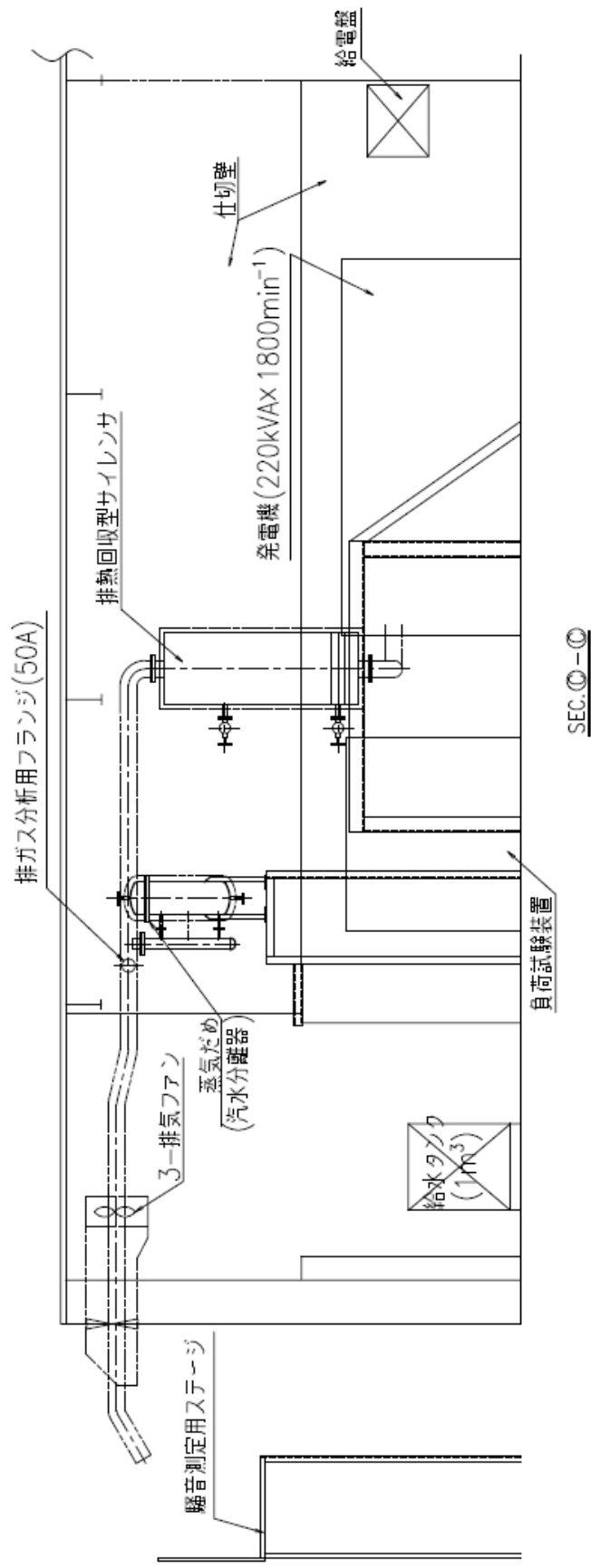


図 16 機器配置 (側面図)

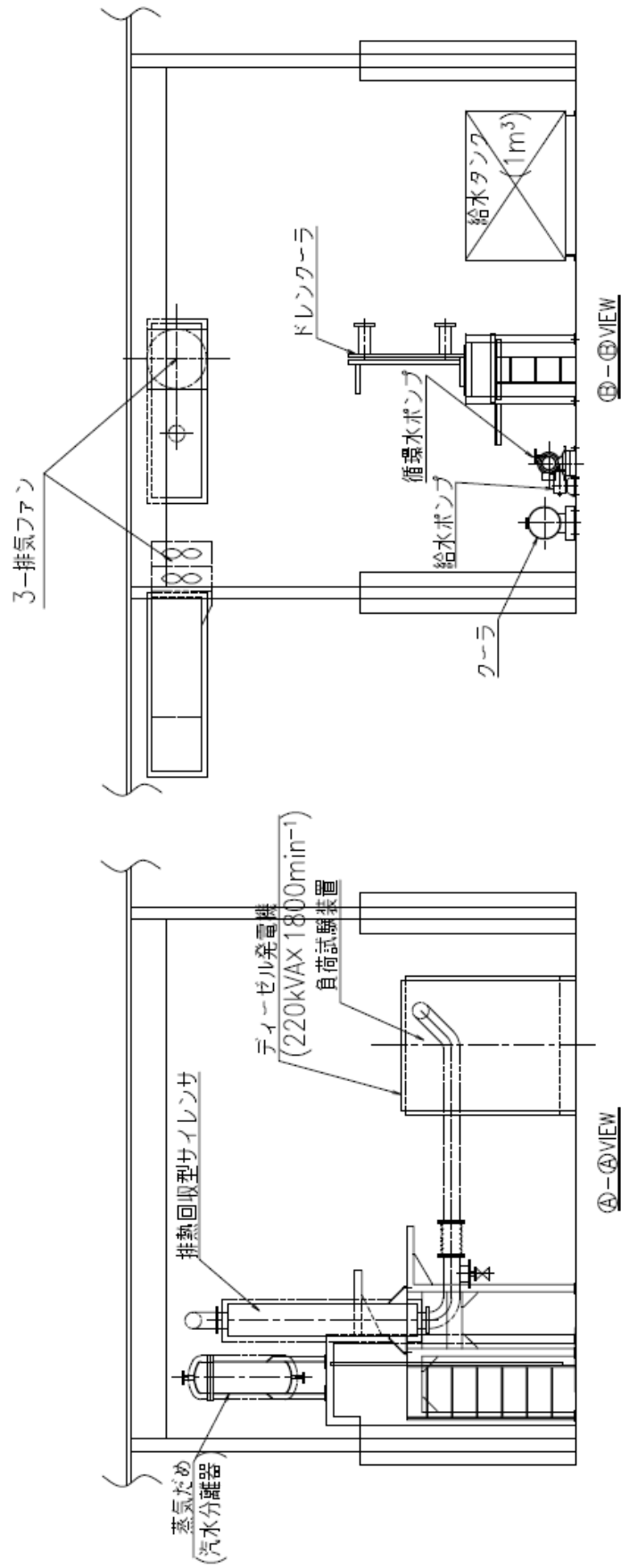


図 17 機器配置 (立断面図)

7.9.2 換気

試験室内は、負荷装置、排ガス系統とエンジン放射など、大きな熱源があり、放置しておくとも上部空間は 50°C を超え、試験データの信頼性と試験作業に支障が出る恐れがある。そこで、大型換気ファン 3 台（各 0.75kW）を試験室外壁上部に設け、騒音測定時以外、稼働させることとした。

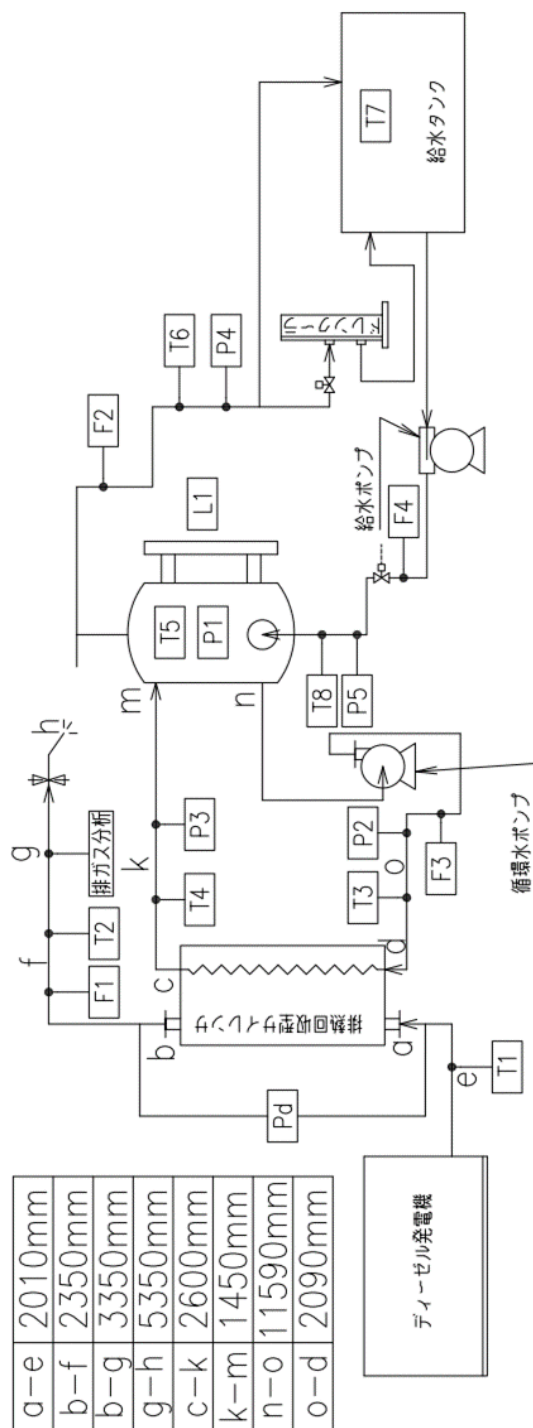


図 18 デジタルデータ計測点（L1：水位、F：流量、P：圧力、Pd：差圧、T：温度）

7.10 計測系の構築

図 10 に全計測センサーの設置位置が示されているが、その内、デジタルデータとして 10 秒ごとにデータログに蓄えられる計測センサー位置が図 18 に示されている。表 5 に、計測センサー／機器の仕様をまとめて示す。

表 5 計測センサー／機器の仕様

	仕 様	メーカー
温 度	排ガス (T1, T2) : K 型熱電対型 (常温～430℃, 0.5MPa) 水/蒸気 (T3～T6) : 測温抵抗体 (常温～430℃, 0.5MPa) 給水 (T7, T8) : 測温抵抗体 (常温～100℃)	山里産業
	温度調節器 (デジタル表示)	横河電機
圧 力	水/蒸気 (P1～P4) : 圧力変換器 (常温～160℃, 0～0.5MPa) 給水 (P5) : 圧力変換器 (常温～160℃, 0～1.0MPa)	共和電業
	小型汎用表示器 (デジタル表示)	
差 圧	排ガス (Pd) : 0～30kPa, Max430℃ 差圧表示器 (デジタル表示)	横河電機
	排ガス (U) : 0～300mmAq, Max430℃, U 字管	大晃 (内作)
流 量	排ガス (F1) : 渦式, 500～3000m ³ /h at 430℃, 500mmAq 蒸気 (F2) : 渦式, 0～0.1m ³ /h, Max160℃, 0.5MPa 水/蒸気 (F3) : 渦式, 0～1.6m ³ /h, Max160℃, 0.5MPa 給水 (F4) : 電磁式, 常温～100℃, 0～1.0MPa	共和電業
	小型汎用表示器 (デジタル表示)	
水 位	汽水分離タンク水位 (L1) : 電極式、レベルによる調整弁 ON-OFF、高/低警報	横河電機
	液面表示器 (デジタル表示)	
	機側水位計 : 機側液面表示のみ	ダイクレ
データ ログ	チャンネル数 : 40 (実際は、上記[図 18]の 19 点) 自動計測 : 温度、圧力、流量、液面	グラフテック
表示盤	19 データの表示、L 型	大晃 (内作)
その 他の 温度	排ガス : 常温～430℃, 0.5MPa (2ヶ所) 汽水分離タンク/循環系 : 常温～160℃, 0.5MPa (6ヶ所) 冷却/給水系 : 常温～100℃ (2ヶ所)	長野計器
圧 力	汽水分離タンク : 常温～160℃, 0.5MPa	ダイクレ
燃 料	物差し目視計測 (検定曲線との比較から消費量を推定)	大 晃
水 質	給水の pH : 試験紙で確認	
騒 音	全周波数 : 精密騒音計 低周波数 : 低周波音レベル計	リオン
排ガス 成分	出力 4/4 & 2/4 : 成分 (CO ₂ , O ₂ , CO, N ₂ , H ₂ O), 密度, 流量 (乾き, 湿り), 煤塵, SO _x , NO _x ,	計測者 : JFE 西日本



図 19 センサー取り付け状況例（左から、F4、P5、T8）

図 19 は、流量、圧力と温度センサーが太いパイプにまとめて取り付けられている例を示している。

以下、これらのデジタル計測の他、機側や目視計測を含め、計測物理量ごとに説明する。

7.10.1 温度計測

サイレンサ A の性能把握に不可欠な温度として、エコマイザー入口排ガス温度 (T1)、エコマイザー出口排ガス温度 (T2)、循環水ポンプ出口流体温度 (T3)、エコマイザー出口流体温度 (T4)、汽水分離タンク内温度 (T5)、取り出し蒸気温度 (T6)、給水タンク内温度 (T7)、給水温度 (T8) が、熱電対 (T1, T2) または測温抵抗体 (T3~T6) により計測され、デジタルデータとしてデータログに格納される。温度計測は比較的容易であることから、各冷却水温度 (図 10 中、T で表示)、保温材外皮温度や室温など、相当数の温度が機側や棒状温度計により計測される。

7.10.2 圧力計測

圧力変換器により、汽水分離タンク内圧力 (P1)、循環水ポンプ出口圧力 (P2)、エコマイザー出口圧力 (P3)、取り出し蒸気圧力 (P4)、給水圧力 (P5) が計測され、デジタルデータとしてデータログに格納される。これらの他、機側として、汽水分離タンク内圧力 (デジタルデータ比較用) やドレンクーラー出入口圧力など、かなりの個所で計測される (図 10 中、P で表示)。

7.10.3 差圧計測

エコマイザーの内装に伴い排ガス側の流動抵抗損失が増加すると考えられるが、従来のサイレンサ圧損と合わせて、エンジンに許容される範囲内(200~250mmAq)に収まるかどうかを判断するためのデータとなるため、サイレンサ前後の差圧計測(Pd)は、重要である。

そこで、差圧伝送器による計測の他、シンプルなマンオメータによる計測(図 10 のマンオメータU)も並行して行う。

7.10.4 流量計測

熱バランスの評価、蒸気生成量の評価に不可欠な流量計測は、サイレンサ出口排ガス流量(F1)、取り出し蒸気流量(F2)、循環流量(F3)及び、給水流量(F4)について計測する。F1~F3は渦カウント式、F4は電磁式を選択した。

7.10.5 水位計測

汽水分離タンク内の水位は、タンクに結合された計測管に導き、その中に設けられた電極式水位計で計測される。機側測定は、計測管からさらに分岐したガラス管の液位として目視できる(図7, 8参照)。

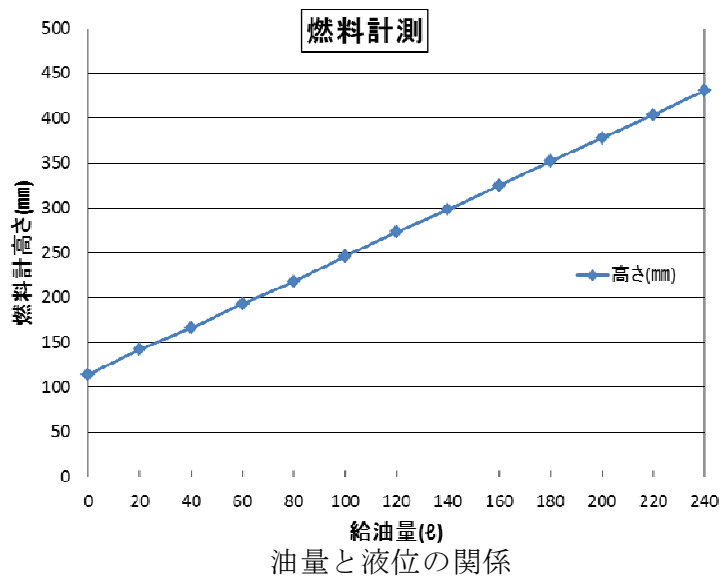
7.10.6 給水 pH 調整と計測

伝熱チューブ内面へのスケール付着を抑制するため、薬剤により軟水化された給水タンク内の水の水素イオン濃度(pH)をpH試験紙で確認する。

7.10.7 燃料消費量計測



燃料液位計測法



油量と液位の関係

図 20 燃料液位計測法(左)と液位/油量データ(右)

まず、燃料タンクの半透明部分に、図 20（左）に示すように物差しを貼り付け、20L ずつ給油した際の液位の上昇分を読むことにより、液位と燃料容積の関

係を求めた。その結果、図 20（右）のような結果を得た。液位と油量はほとんど直線関係にあり、その勾配は、0.757L/mm となっている。試験では、各出力レベルの始まりと終わりに液位を測り、その差 ΔH (mm) と試験時間 τ (h) から、

$$\text{消費燃料量 (L/h)} = 0.757 \times \Delta H / \tau \quad (1)$$

から求められる。

7.10.8 排ガスサンプル採取

サイレンサ内のエコノマイザーで熱を奪われた排ガスは、ダクトを通り、試験室外に排出されるが、図 16 に示すように、途中にガス組成計測分析用フランジ (50A) を設け、そこから排ガスサンプルを採取する。

7.10.9 騒音計測

エンジン騒音は、図 16 に示すように、屋外に導かれた排ガス出口付近で計測するため、足場として新たにステージを設けた（図 16 の機器配置参照）。正確な計測点は、図 21 に示すように、（雨水の侵入を防ぐため、）少し下を向いた排ガス管の軸を中心とする 45° の円錐上で、排ガス出口中心から 1m の地点で計測することとなっている。本試験では、精密騒音計と低周波音レベル用を計測位置に固定し、ケーブルを計器盤まで伸ばし、遠隔で計測した。

図 22 は、図 21 の騒音測定位置を踏襲し、精密騒音計と低周波音レベル用の騒音計 2 台がセットされた様子を示している。

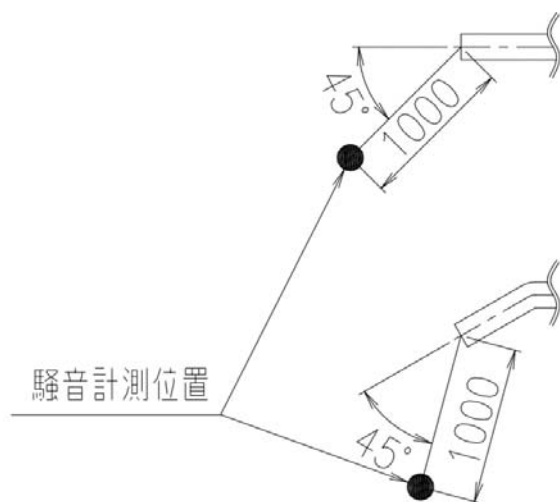


図 21 騒音測定位置



図 22 2 台の騒音計のセット状況

7.10.10 循環水ポンプ冷却損失計測

通常、循環水ポンプ冷却に伴う熱損失はプラント全体から見て余り大きくはないことから、本試験装置の設計に当たっては、この点を余り検討してこなかった。ところが、試運転の結果、この損失が非常に大きいことが判明した（ポンプ容量が設計で必要とする容量の10倍近くと大きいことに起因する）。

そこで、その損失の概略値を知るため、循環水ポンプの前後の配管の保温材をはがし、高温用アルコール温度計をパテで接着させ、管内を流れる流体温度を間接的に計測することとした（その結果は、8.7.1で詳述する）。

7.10.11 計器盤とデータログ

図23に示す計器盤には、厳選された19個のデジタルデータ表示器が並べられ、それぞれの計測点と物理量が一目で分かるよう、図18が添付されている。計器盤は、プラント全体が見渡せる、試験室出口付近の机の上に置かれている。試験中は、これをモニターすることで、試験プラントの現況が一目で分かる。

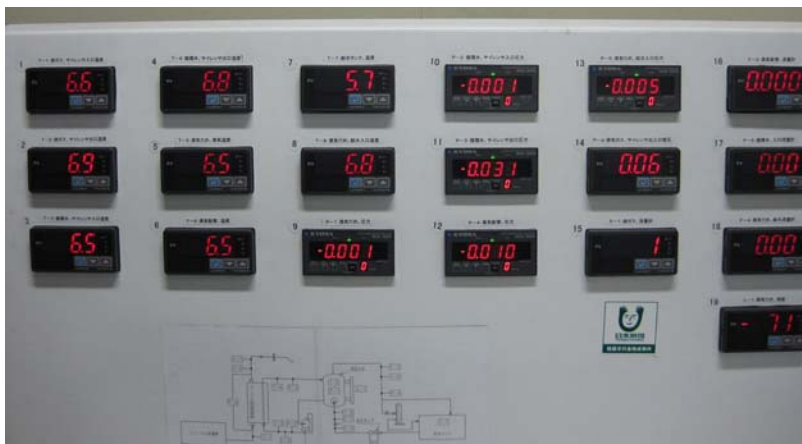


図23 19個のデジタルデータを示す計器盤
(計測点が一目で分かるよう、図18を添付)

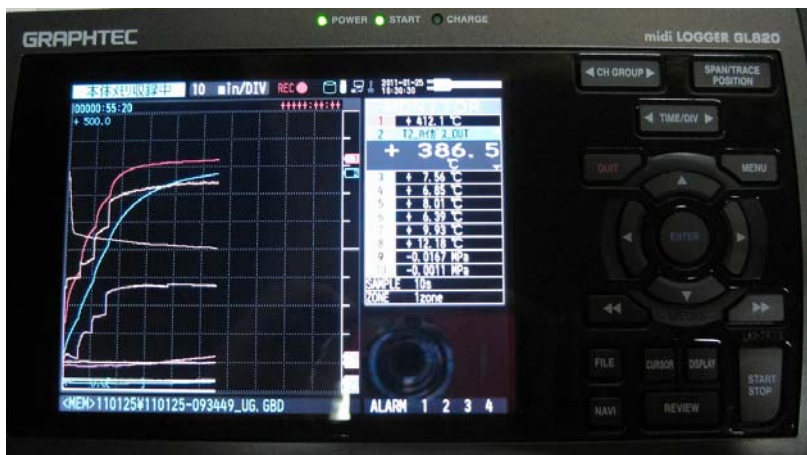


図24 計器盤の前に置かれたデータログの画面例

一方、19個のデジタルデータを保存するためにデータログを計器盤の前に置いているが、図24に示すような画面を常時監視することにより、排ガス温度変化、エコノマイザーを挟む循環ループ温度差、循環ループ流量、生成蒸気量、等々の経時変化が一目瞭然となり、その後の変化が予測でき、そして、試験装置全体の状況とサイレンサAの伝熱性能が試験中に把握できる。計器盤と合わせて利用することにより、危険を回避し、無駄な試験をなくし、目的に合致した試験をスムーズに進めることが出来る。

7.11 標準サイレンサの製作

エコノマイザーを内装したサイレンサAの消音性能を見極めるには、エコノマイザーを内装しない空のサイレンサ（以降、標準サイレンサと呼ぶ）と比較するのが最も直接的で分かりやすい。そこで、サイレンサAから、エコノマイザーと伝熱チューブを覆う外壁を除いた、360mm×316mmの角柱型サイレンサを別途製作した。

図25に、標準サイレンサの外観を示す。

標準サイレンサによる最初の騒音試験の際、サイレンサ壁面に排ガス流との共振が生じた。標準サイレンサの破損の危険性だけでなく、計測した騒音やサイレンサ部の圧力損失が共振現象の影響を受けていないとは言い切れないことから、補強することとした。共振は、サイレンサ中央部を横切る再膨張板を節として振動していることが分かったので、再膨張板と同様な補強効果が期待できる帯鋼（6mm×50mmを縦に使う）をサイレンサ外周に5箇所（膨張板の上2下、下3本）を溶接することで対応した。図26は、補強完了後に再び断熱施工を施した後の外観を示している。保温材の外寸法は補強前と変わっておらず、保温材外表面近くまで伸びた帯鋼が、放熱フィン役割をし、補強後の標準サイレンサの保温性能が悪化しているのではないかという懸念が残された。

いずれにしろ、この補強の結果、共振は完全に収まった（8.11節で詳しく述べる）。また、図27に、エンジン騒音原音を測定するための断熱施工後の直管を示す。



(A) 断熱施工前
 (奥に、換気ファンが見える)



(B) 断熱施工後
 ((A)と反対側から見る)

図 25 (エコノマイザーを内装しない) 標準サイレンサ



図 26 補強後の標準サイレンサ



図 27 原音測定用直管

7.12 試験場の選定

一連の性能試験では、サイレンサ A 及び標準サイレンサの消音特性を把握するため、サイレンサを通さない場合の発電機原音を計測する必要がある。その時の騒音レベルは相当高く、街中で試験が出来ない。そこで、騒音被害が出にくく、試験を効率よく行うため当社から余り遠くない条件で試験場を探した。その結果、当社から約 1.5km 離れた尾道水道を望む田園地帯の中にある倉庫がこれらの条件に合致することが分かり、一部を試験場として借り受けることとした。試験場の住所は、

尾道市向島町 11874-10 (道越倉庫)

である。

図 28 は、上記試験場に配置された試験装置全体を、図 29 は操作盤を示す。



図 28 試運転を待つばかりの排熱回収型サイレンサ試験装置

右側：手前から、発電機関、
負荷試験装置、給水タンク
左側：サイレンサ A、汽水分離タンク、
循環水ポンプ、給水ポンプ

図 29 試験装置操作盤

(左から、給水ポンプ、循環水ポンプ
換気扇 1~3、冷却水ポンプ用電源)



8. 試験装置とサイレンサ A の機能・性能試験

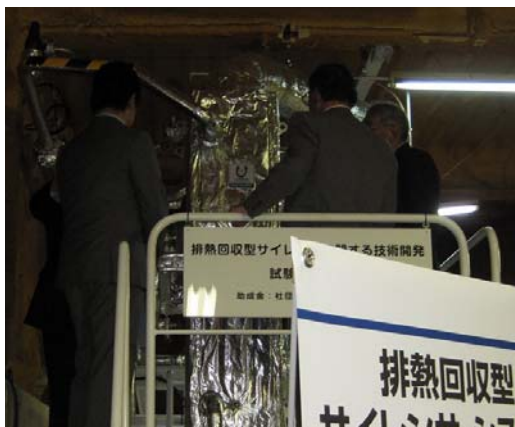
標準サイレンサと排ガス分析を含め、計 21 回の試験を行ったが、多岐に亘るこれらのデータを基に、サイレンサ A の諸特性を明らかにするには様々なアプローチが考えられる。ここでは、最も確実な手順として、

作動確認と試運転 → 燃料消費 → 排ガス分析 → エンジンの熱バランス → エコマイザー性能 → 生成蒸気量 → 循環ループ特性 → ガス側圧損特性 → 現象再現性 → 伝熱チューブとフィンの汚れ → 共振 → 機側データによる補完 → 伝熱特性のまとめ → 消音性能 → 総合評価とサイレンサ B の設計方針、
の順で試験結果の分析／評価を進めることとする。

8.1 作動確認と試運転

試験装置の完成後、システム構成機器や計測器の作動試験を行ったが、いずれも正常な機能を示した。これに引き続き、サイレンサ A の試運転を行った。計器盤の数値は、エコマイザーとしての性能が設計通りであることを示していた。しかし、蒸気生成量はかなり少なめであった。

図 30 は、試運転に先立つお披露目において、関係者らが試験装置を見学している状況を示している。



サイレンサ A の見学



汽水分離タンクの見学

図 30 試験装置お披露目の様子

8.2 燃料消費

8.2.1 燃料消費量

使用している燃料はコスモ軽油であるが、購入した 2011 年 1 月出荷分についての性状を表 6 に示す。

次に、表 6 の軽油密度を使い、7.10.7 節で述べた式(1)で、各出力に対し燃料消費量 (L/h 及び kg/h) を求めると、表 7 のようになった。表の数値は平均値であるが、個々の試験における燃料消費率は相当ばらついており、排ガス成分計測から求めた燃料消費量と比較することにより、信頼性を確かめる必要がある。

表 6 使用燃料の物性

物 性 項 目	単 位	物 性 値
密度	g/cm ³	0.8270
総発（高位）熱量	kcal/kg	10970
低位発熱量	kcal/kg	10284
硫黄分	質量%	0.0007
動粘度（30℃）	mm ² /s	3.353
引火点	℃	66.5
流動点	℃	-17.5
目詰まり点	℃	-18.0
セタン価	—	56.7

表 7 各出力時の燃料消費量と発電機熱効率

出力 (kW)	回数	燃料消費量 (L/h)	燃料消費量 (kg/h)	消費熱量 (×10 ⁴ kcal)	熱効率
1/4 (44)	4	16.51	13.65	14.04	0.270
2/4 (88)	5	22.75	18.81	19.34	0.391
3/4 (132)	4	33.65	27.83	28.62	0.397
4/4 (176)	8	45.86	37.93	39.01	0.388

8.2.2 熱効率

燃料消費率が分かると、消費熱量は、燃料消費率(kg/h)×10284 kcal/kg から求められる。そして、熱効率は、出力(kW)×860(kcal/kwh)／消費熱量から推定できる。表 7 の消費熱量と熱効率はこのようにして計算したものであるが、熱効率が通常ディーゼルエンジンの効率（～0.4）とほぼ一致している。（出力を軸力と見なすと、熱効率は 199/176=1.13 倍となり、出力 2/4～4/4 の効率は 0.438～0.449 となる。）

8.3 排ガス分析

サイレンサ A の性能評価に進む前に、排ガス分析結果から熱効率などについて考察する。

排ガス分析は、正確を期すため、専門の業者（JFE 西日本ジーエス株）に外注した。排ガスの採取は、7.10.8 項で説明したような方法で行った。分析は、出力 4/4 と 2/4 に対して行われた。



図 31 排ガスサンプリングの準備



図 32 排ガス分析用標準ガスボトルと機器類



図 33 排ガス分析風景

図 31～図 33 にサンプリング準備、分析機器類、分析風景、をそれぞれ示す。排ガス分析は、通常的气体分析の他、煤塵、SO_xおよび NO_xについてもなされたが、使用発電機関の熱バランスに関わるデータのみを再掲すると、表 8 のようになる。表中の(H₂O 起因) O₂は、計測した水分(湿) H₂O を 1/2 倍した値である。

乾燥空気(水蒸気を除く)の主要成分は、場所・季節・時刻ではほとんど変化せず、表 8 に示す値となる。今回、不活性气体のアルゴン(Ar : 0.934%)は計測できなかったため、それを除いた合計体積(%)が、燃焼前(空気)と排ガスで一致するとの前提で、生データを補正する必要がある。

10°Cの空気の水蒸気(%)は、飽和でも、 $1.2282/101.325 \times 100 = 0.012\%$ であり、実際は、相当乾燥しているであろうから、0.005%以下と考えられる。今回の計測精度から見て、空気中の水分は無視でき、計測された水分は全て燃料燃焼に起因するものと考えて差し支えない。表中の補正值は、生データに $99.062/103.75 = 0.9548$ (出力 4/4 の場合)、 $99.062/102.55 = 0.9660$ (出力 2/4 の場合)を乗じたものである。

表 8 排ガス分析データ

項目	単位	乾燥空気	出力 4/4		出力 2/4	
			生データ	補正	生データ	補正
成分(乾) CO ₂	体積 %	78.084	7.0	6.68	5.4	5.22
成分(乾) O ₂	体積 %	20.946	11.8	11.27	13.6	13.14
成分(乾) CO	体積 %	0.000	Tr		Tr	
成分(乾) N ₂	体積 %	0.032	81.6	77.91	80.9	78.15
(H ₂ O 起因) O ₂	体積 %		3.35	3.20	2.65	2.56
合計	体積 %	99.062	103.75	99.06	102.55	99.07
水分(湿) H ₂ O	体積 %		6.7		5.3	
空気過剰率			2.20		2.71	
密度	kg/m ³ N		1.29		1.29	
温度	°C		259		180	
流量(乾)	m ³ N/h		860		580	
流量(湿)	m ³ N/h		920		610	

燃料の軽油は炭化水素であるので、平均的分子式は、C_mH_n (m, n : 整数とは限らない)と書くことができる。そして、その燃焼は、



と表現できる。

式(2)と表8のCO₂と(H₂O起因)O₂の数値から、燃料の炭素／水素原子比が、

$$4/4 \text{ 出力の場合： } m/(n/4) = 7.0/3.35 \quad \text{から、} \quad m/n = 0.522 \quad (3)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合： } m/(n/4) = 5.4/2.65 \quad \text{から、} \quad m/n = 0.509 \quad (4)$$

と求めることができる。本来、同一燃料であるので、これらの数値は一致する筈であるが、2.5%程度の違いがある。排ガス分析時の計測誤差と考えられる。

次に、上記の炭素／水素原子比と排ガス量を使って、燃料消費率を求める。

排ガスに含まれる炭素 (C) の重量は、

$$4/4 \text{ 出力の場合： } 1000 \times 0.0668 / 22.4 \times 12 = 35.79 \text{ gr/m}^3 \quad (5)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合： } 1000 \times 0.0522 / 22.4 \times 12 = 27.96 \text{ gr/m}^3 \quad (6)$$

また、排ガスに含まれる炭素 (H) の重量は、

$$4/4 \text{ 出力の場合： } 1000 \times 0.0320 / 22.4 \times 2 = 2.86 \text{ gr/m}^3 \quad (7)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合： } 1000 \times 0.0256 / 22.4 \times 2 = 2.29 \text{ gr/m}^3 \quad (8)$$

従って、燃料消費は、

$$4/4 \text{ 出力の場合： } (35.79 + 2.86) \times 920 = 35558 \text{ gr/h} = 35.56 \text{ kg/h} \quad (9)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合： } (27.96 + 2.29) \times 610 = 18453 \text{ gr/h} = 18.45 \text{ kg/h} \quad (10)$$

となる。

式(9)と(10)の数値を、熱効率に換算すると、

$$4/4 \text{ 出力の場合： } 176 \times 860 / (35.56 \times 10284) = 0.416 \quad (11)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合： } 88 \times 860 / (18.45 \times 10284) = 0.399 \quad (12)$$

となり、先に直接計測した燃料消費量から求めた熱効率(表7)とほぼ一致した(誤差：出力4/4で2.7%、出力2/4で6.0%、ガス分析からの方が高い)。

8.4 エンジンの熱バランス

8.4.1 排ガスの比熱

「陸用ボイラ 熱勘定方式 解説」(文献5)によると、空気過剰率(空気比)1.0、温度0～300℃の範囲で、石油系燃料排ガス比熱は、0.3392 kcal/m³N℃と紹介されている。一方、同温度範囲の空気の比熱は、0.3186 kcal/m³N℃となっている(参考文献6)。この差は、分子量の大きいCO₂によると考えられる。空気比の違いを使えば、おおよその比熱が、

$$4/4 \text{ 出力の場合： } (0.3392 - 0.3186) / 2.20 + 0.3186 = 0.3280 \text{ kcal/m}^3\text{N}^\circ\text{C} \quad (13)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合： } (0.3392 - 0.3186) / 2.71 + 0.3186 = 0.3262 \text{ kcal/m}^3\text{N}^\circ\text{C} \quad (14)$$

と求められる。

8.4.2 排ガスエネルギー

式(13)、(14)に、表8の排ガス量と温度差(排ガス温度－空気温度)を乗ずれば、排ガスエネルギーが求められる。

$$4/4 \text{ 出力の場合} : 0.3280 \times 860 \times (420 - 10) = 1.157 \times 10^5 \text{ kcal/h} \quad (15)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合} : 0.3262 \times 580 \times (380 - 10) = 0.700 \times 10^5 \text{ kcal/h} \quad (16)$$

これらの排ガスエネルギーは、燃料エネルギーの

$$4/4 \text{ 出力の場合} : 1.157 \times 10^5 / (35.56 \times 10284) = 0.3164 \quad (17)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合} : 0.700 \times 10^5 / (18.45 \times 10284) = 0.3689 \quad (18)$$

に当たる。

発電機関係系統の摩擦損失、電力変換損失、冷却損失、および排ガス温度計測点（図 18 の T1）までの熱損失の合計は、燃料エネルギーに対して、

$$4/4 \text{ 出力の場合} : 1.0 - (0.416 + 0.316) = 0.268 \quad (19)$$

$$2/4 \text{ 出力の場合} : 1.0 - (0.399 + 0.369) = 0.232 \quad (20)$$

となる。

ここで、式(17)、(18)で示される排ガスエネルギーの割合を、実船主機の場合の 25.5%と比較すると、試験に使用する発電機の方が若干排ガスエネルギーの割合が大きいことが分かる。その理由として、実船主機の熱効率は若干高いことなど考えられるが、補機である発電機の場合の排熱割合について今後更なる調査が必要と思われる。

ここでは、試験に供する発電機関係の排熱割合が、式(17)、(18)で示される程度であることを認識して試験に臨むことが肝要と考える。

8.4.3 排ガス管の熱損失と圧力損失

サイレンサ A の消音性能を見極めるため、（エコノマイザーを内装しない）標準サイレンサおよび（排ガス管のみの）直管について騒音を計測した。その内、直管の試験では、排ガスエネルギー回収のための循環ループは運転していないが、温度センサー T1～T2 間の熱損失、およびサイレンサを搭載しない場合の差圧 Pd が評価できる（各センサー位置は、図 18 参照）。

図 34 は、直管の場合の排ガスデータを示している。この図から、温度センサー T1～T2 間の熱損失(kcal/h)は、 $C_p Q_N (T1 - T2)$ から求められ、各出力に対して次のようになる（ C_p ：排ガス比熱 kcal/m³N°C、 Q_N ：排ガス流量 m³N/h）。

$$\cdot \text{出力 } 4/4 : 0.3280 \times 2306 \times 273.15 / (273.15 + 395.2) \times 16.0 = 4946 \text{ kcal/h}$$

$$\cdot \text{出力 } 3/4 : 0.3280 \times 2044 \times 273.15 / (273.15 + 354.8) \times 14.4 = 4200 \text{ kcal/h}$$

$$\cdot \text{出力 } 2/4 : 0.3280 \times 1750 \times 273.15 / (273.15 + 300.0) \times 12.8 = 3501 \text{ kcal/h}$$

$$\cdot \text{出力 } 1/4 : 0.3280 \times 1329 \times 273.15 / (273.15 + 241.0) \times 11.2 = 2594 \text{ kcal/h}$$

また、圧損 Pd は、

$$\cdot \text{出力 } 4/4 : 0.22 \text{ kPa (22mmAq)}、 \quad \text{出力 } 3/4 : 0.18 \text{ kPa (18mmAq)}、$$

$$\cdot \text{出力 } 2/4 : 0.14 \text{ kPa (14mmAq)}、 \quad \text{出力 } 1/4 : 0.11 \text{ kPa (11mmAq)}、$$

となる。

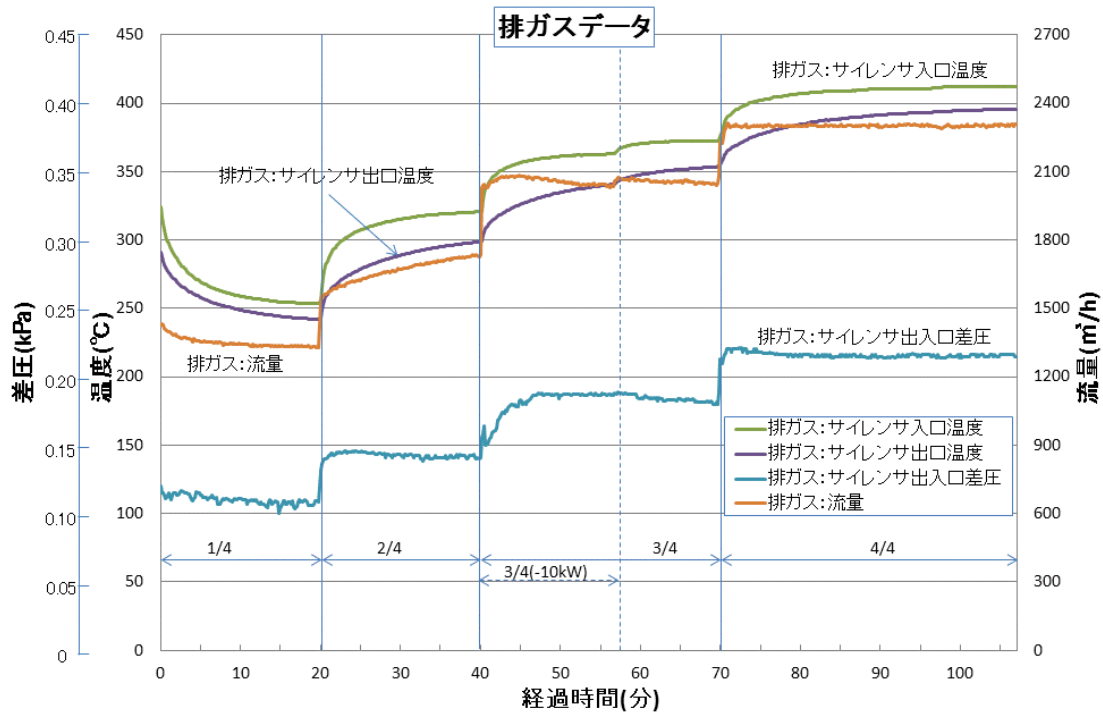


図 34 サイレンサを搭載しない場合（直管）の排ガスデータ

8.5 エコマイザー性能

8.5.1 全体特性

エコマイザー性能の評価に入る前に、試験プラント全体の運転特性を理解する必要があります。表 7 に示すように、出力別の試験回数は 21 回と多い。そこで、全体が見渡せる試験として、出力を 4/4 から 1/4 へ連続的に変化させた試験を例に説明する。図 35 は試験前に計画した出力と計測時刻が示されている。ここでいう計測とは、デジタルデータ(図 18 と図 23 参照)の他、全機側データおよび騒音データの手書き記録を意味しており、10 秒間隔で計測しているデジタルデータはデータログに記録されている。後述するように、給水が ON-OFF 制御されることにより、間欠運転となるため、事前に予定した計測時刻で静定状態になっているとは限らない。

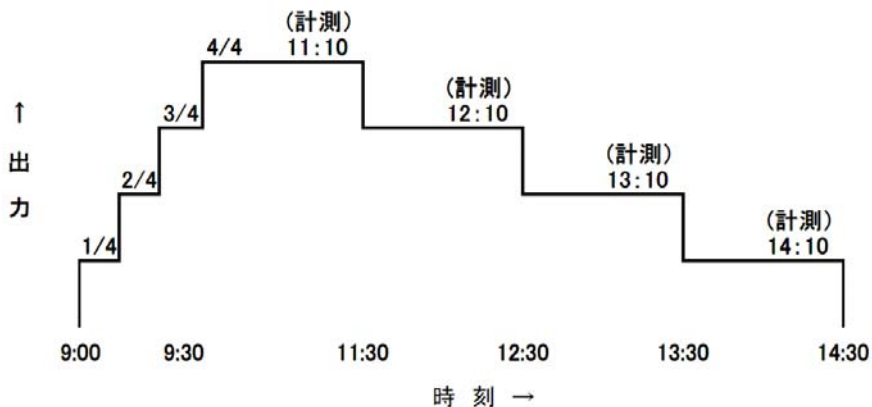


図 35 出力と計測時刻計画例

そこで、特性評価は、運転状況の全体を見ながら、静定に近いと思われる時刻のデータログ記録を使うこととした。

サイレンサ A の性能に関わるデジタルデータは、図 18 に示すように、19 個あるが、エコマイザー性能を検討する上で不可欠なものとして、さらに厳選し、13 個のデータを 4 個（排ガス関連）7 個（循環ループ関連）と 2 個（循環・給水流量）に分けて示すこととする。図 36、図 37 と図 38 に、それぞれ排ガスデータ、循環ループデータ、循環ループ／給水流量の各データ例を示す。

図 36 の排ガス入り口温度と出口温度の差が、エコマイザーによって奪われるエネルギーの指標となる。サイレンサ出入口差圧は、サイレンサとしての圧損と伝熱チューブ内装による圧損の合計であるが、最大値を示す 4/4 出力時でも、0.90kPa（90mmAq）程度であり、全く問題のない値である。

図 37 には 7 データが含まれており、複雑に見えるが、一つ一つの変化を見る。最も大きく変動しているのが、汽水分離タンク内水位である。給水とともに、水位が一気に上昇し、その後、蒸気放出に伴い低下する。大出力ほど、給水間隔が短くなるとともに、水位低下も速くなっている。未飽和時の循環水サイレンサ出入口温度差は、伝熱チューブが吸収する排ガスエネルギーに直結するデータである。蒸気流量が出力 4/4 時の前半で大きな値となっているのは、蒸気取り出しバルブが完全に閉まっておらず、低圧状態で蒸気放出が続いており、低圧時の蒸気比容積が大きいいため、大きな蒸気流量となっている（一種の計測誤差）。

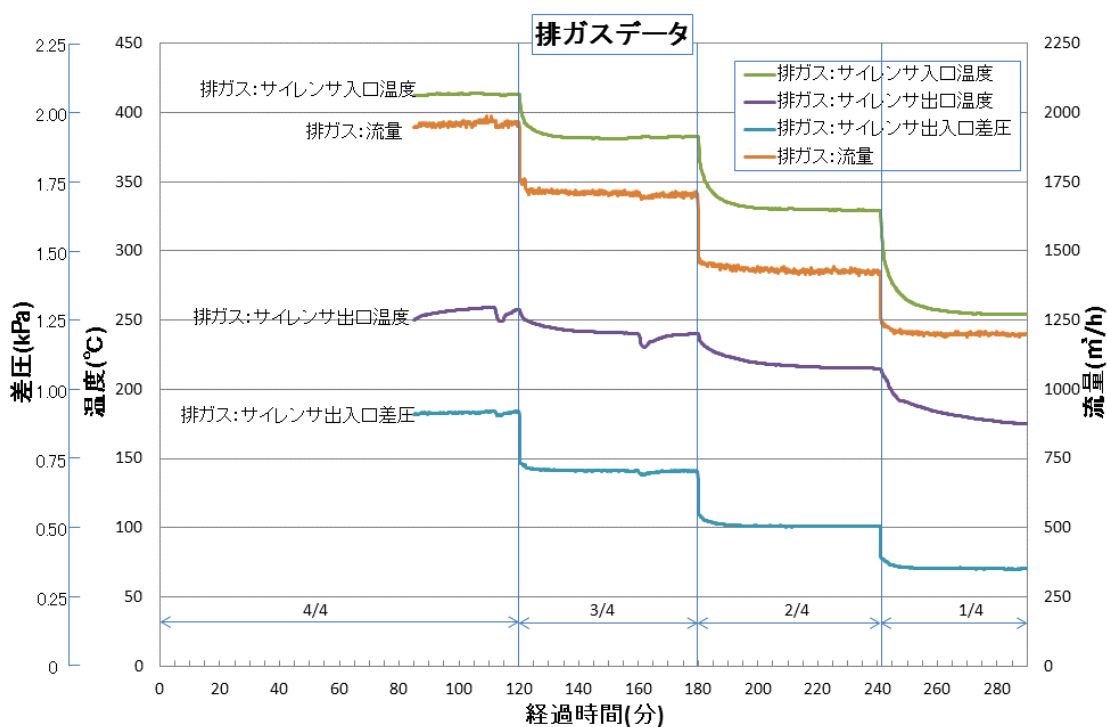


図 36 出力 4/4→3/4→2/4→1/4 連続運転時の排ガスデータ例

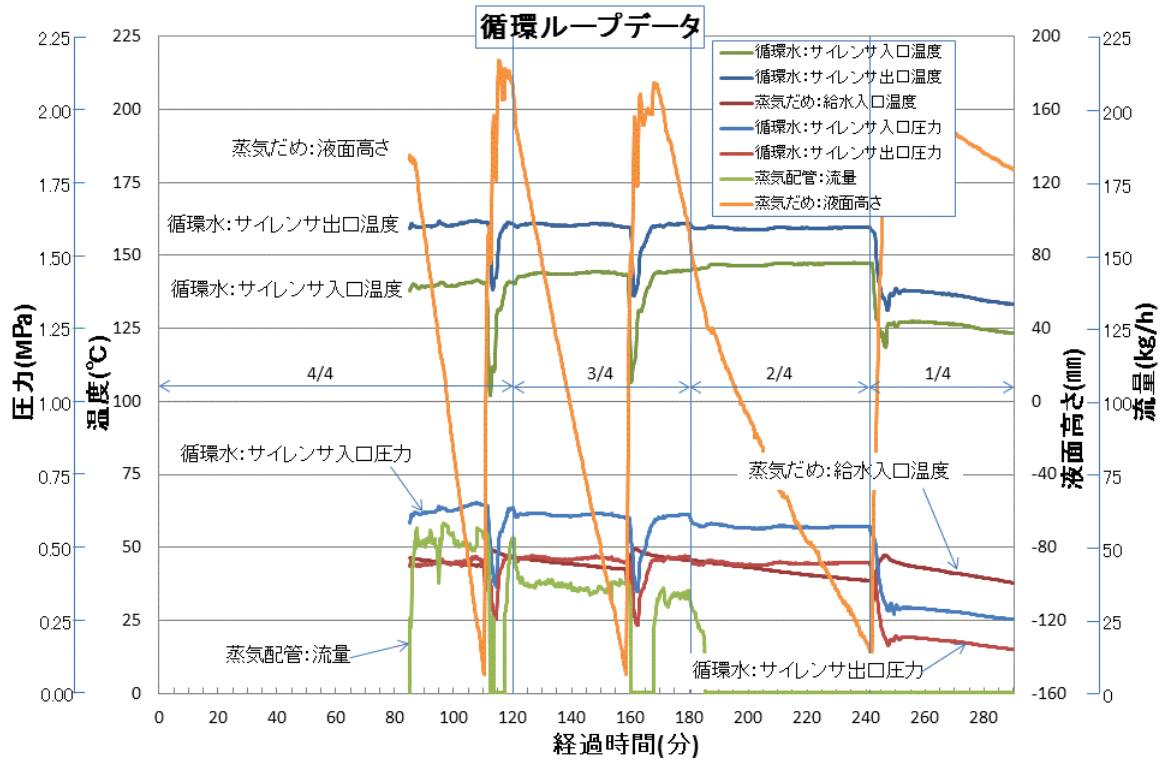


図 37 出力 4/4→3/4→2/4→1/4 連続運転時の循環ループデータ例

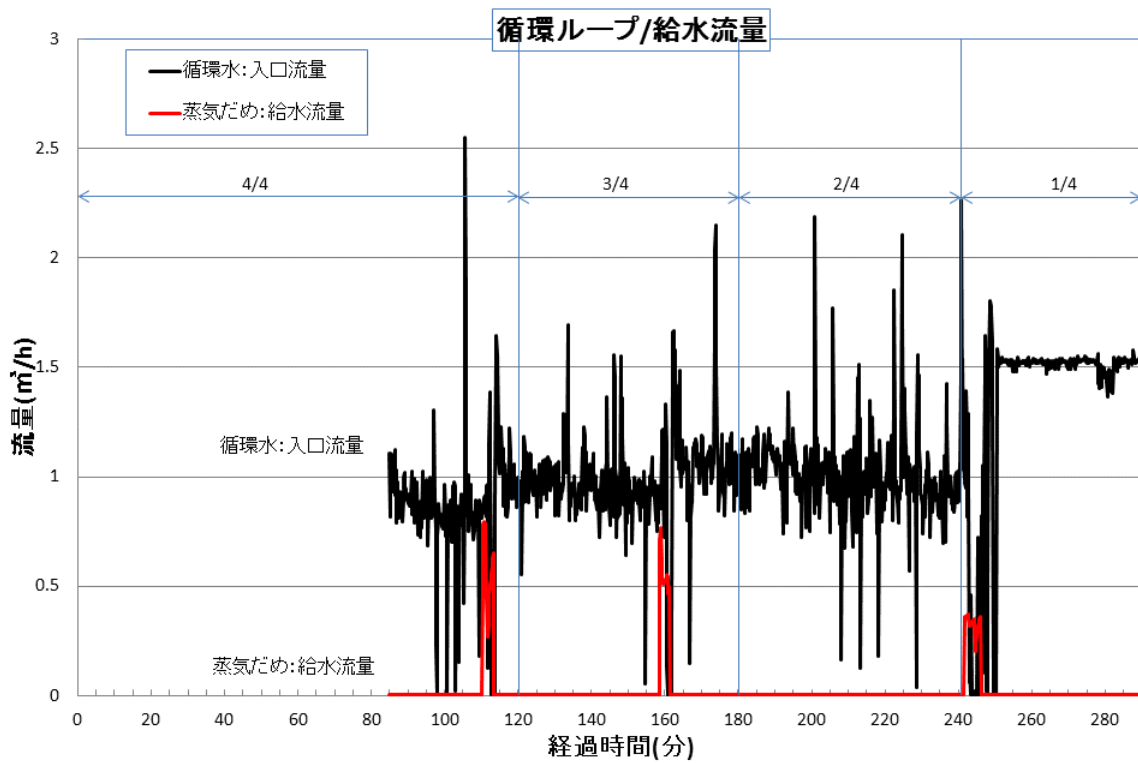


図 38 出力 4/4→3/4→2/4→1/4 連続運転時の循環ループ/給水流量例

出力 2/4 では蒸気生成はごく僅かであり、出力 1/4 では蒸気生成は全くないことが分かる。

図 38 の循環水流量は、ポンプキャビテーションにより大きく変動しているが、出力 1/4 では、（ループ内熱損失が伝熱チューブの受熱量を上回り、）ループ内が未飽和となり、キャビテーションが終息し、流量が 1.5m³/h で安定している。

図 36 と図 37 を並べて見ると、給水後、循環水温度は 10℃前後低下するが、それに合わせ、排ガス出口温度も同程度低下することが示されている。

8.5.2 排熱回収量

本研究開発で最重要な課題が、サイレンサに内装できる程度の小さなエコノマイザで果たして目標とする排熱が回収できるかどうかである。各出力について、この課題がクリアできたかどうか検証する。

排ガスエネルギーの一部が伝熱管を通して循環水に吸収される量を試験データから推定するには、定常状態よりも、循環水のどの部分でも飽和に達していない過渡状態で判断する方が信頼性が高い（飽和に達すると、回収エネルギーの一部が蒸気潜熱として蓄えられるため、温度変化だけでは求めることができない）。

8.5.2.1 出力 4/4 の場合

図 39、図 40 と図 41（図 36～図 38 とは別試験）は、ループの特徴がよく現れる、出力 4/4 の場合における、排ガス、循環ループ、と流量を、それぞれ示している。以下、これらの図に沿って説明する。

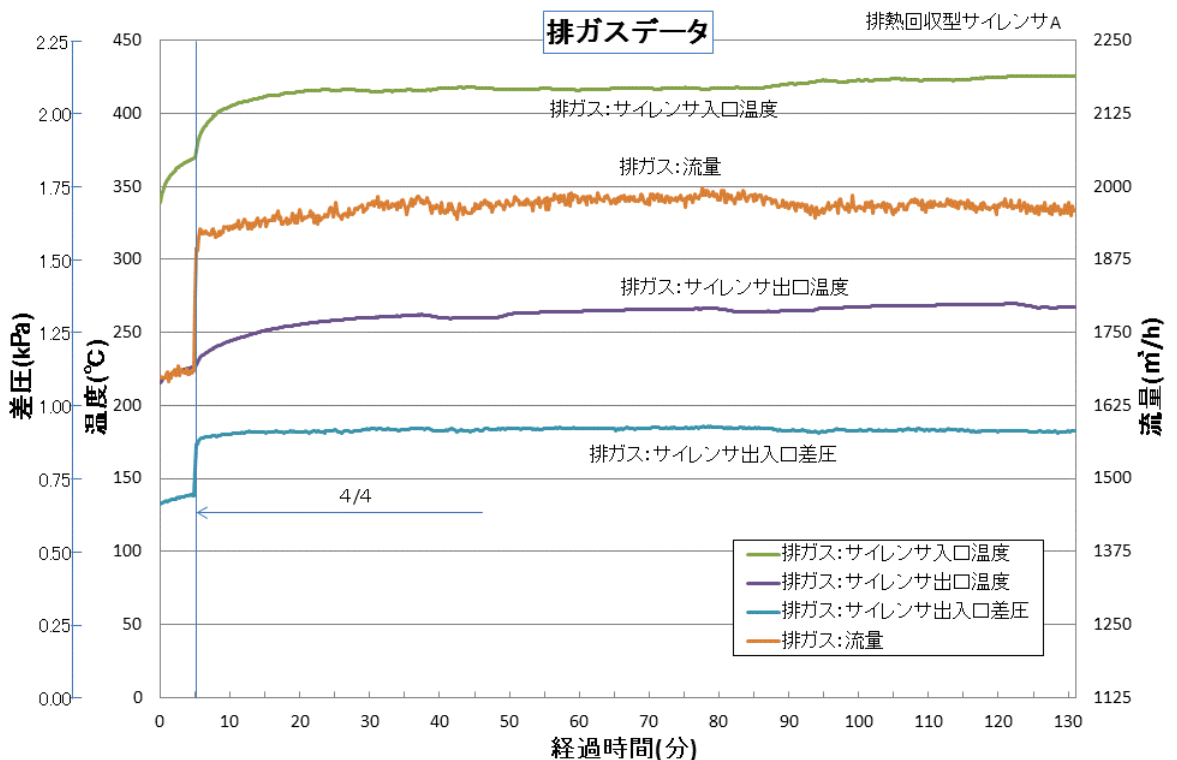


図 39 出力 4/4 運転時における排ガスデータ

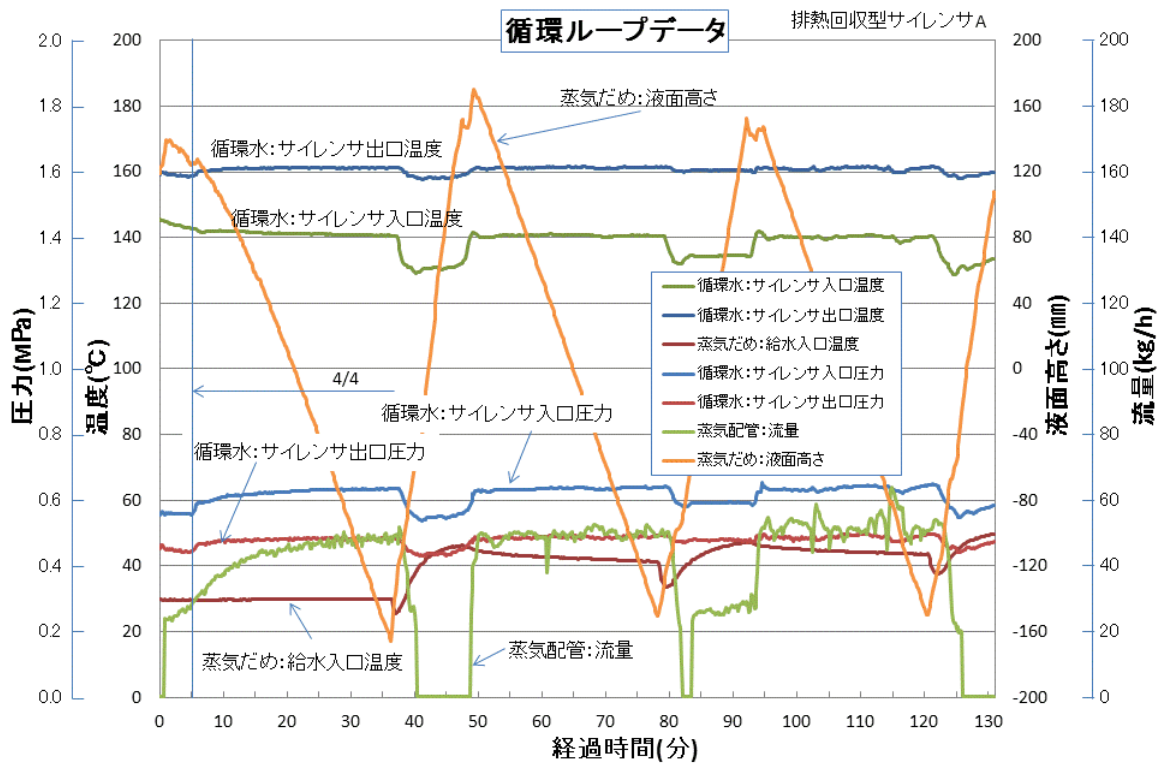


図 40 出力 4/4 運転時における循環ループデータ
(給水後しばらく蒸気生成がないが、やがて回復する。)

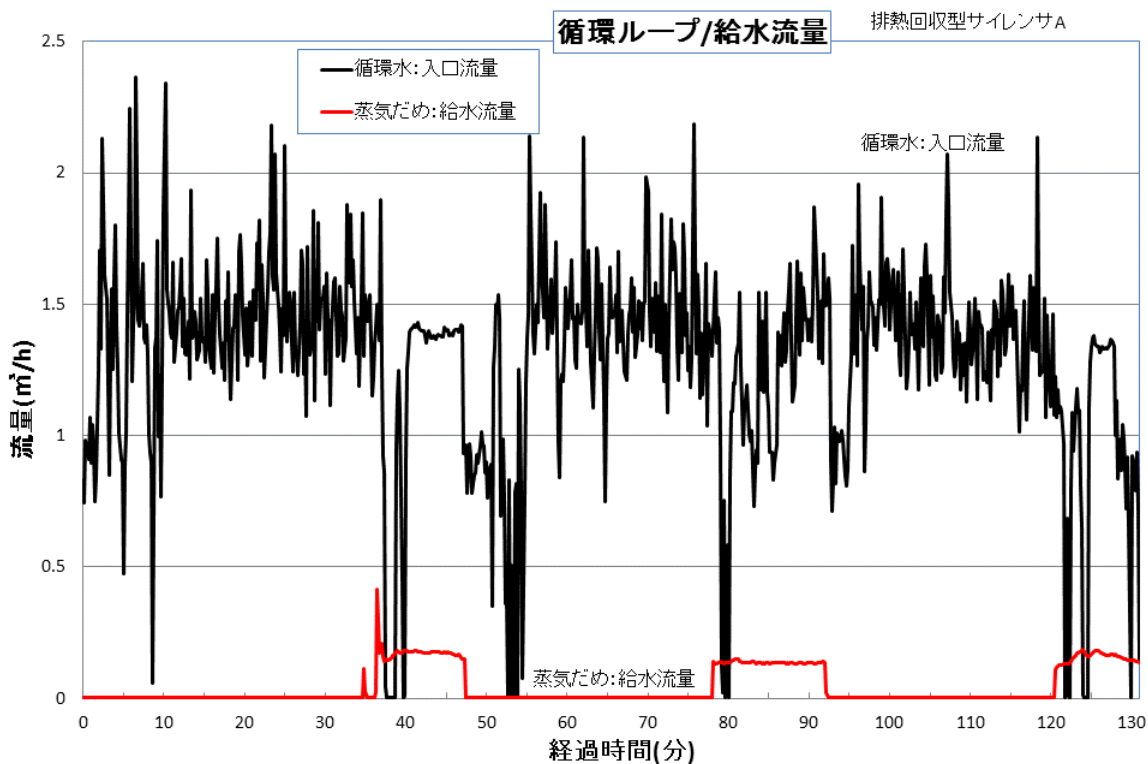


図 41 出力 4/4 運転時における循環ループ/給水流量

エンジンを所定の出力に保ちつつ、循環ループを冷体状態からスタートさせると、ループ内の水はエコマイザーからの受熱により徐々に加熱される。やがてエコマイザー出口は飽和状態になり、蒸気が生成される。蒸気圧が所定の圧力（0.6MPaA）を超えると、蒸気がループ外に排出される（F2：蒸気流量）。この間、汽水分離タンク内の水位が下がり続け、-150mmを超えると、給水ポンプが作動し、50℃前後の水がタンクに供給され、水位が+150mmに達すると給水が止まる（図7参照）。相当量（タンク内21kg）の給水により、タンクを含むループ全体の圧力・温度が低下し、サブクール状態となる。エコマイザーからの受熱は続いており、やがてループ内は再び飽和に達し、蒸気が生成され、前回と同じ現象が繰り返される。また、図38と図41に示されるように、循環流量は、ポンプキャビテーションの発生により大きく変動している（理由と対策については、6.7節で詳述する）。そして、給水（140kg/h×14/60h=32.7kg）が45分間隔で行われていることが分かる。この給水量は、上述のタンク内給水量21kgより多いようだが、蒸気で占められていたループ内空間が給水で満たされるためである。この給水中は、キャビテーションが収まり、1385kg/hで安定している。

蒸気生成プラントは、理想的には定常的に蒸気生成が行われることが望ましいが、本試験装置では、蒸気生成に見合った小型の給水ポンプが見つからず、大容量のポンプを使っているため、このような間欠運転となっている。

さて、図40の時刻40～50分に、給水後に蒸気流量がゼロとなっていることが分かる。この間のエコマイザー出入口の循環水温度に着目しよう。この間は、ループ内がサブクール状態で、エコマイザーで受熱したエネルギーは、顕熱となって循環水の温度上昇をもたらす。この温度差に水の比熱と循環量を掛けると、回収エネルギー量が分かる。

$$\text{その値は、} 29.0^{\circ}\text{C} \times 1.0 \text{ kcal}/(\text{kg}^{\circ}\text{C}) \times 1385\text{kg}/\text{h} = 40165 \text{ kcal}/\text{h} \quad (21)$$

程度となる。0.5MPaAにおける蒸気潜熱498.8kcal/kgと顕熱分(160-50)kcal/kg（文献7）を考慮すると、50℃の給水からの「蒸気生成量能力」は、40165/(498.8+110)=66.0kg/hとなり、設計蒸気生成量58kg/h（表3参照）を14%程上回っていることが分かる。ここで、「蒸気生成量」ではなく、「生成能力」としたのは、実際の蒸気生成は、ここで言うエコマイザー能力だけでなく、循環ループの様々な熱損失があるため、この数値より小さくなるためであるが、詳しくは、6.7節「循環ループ特性」で述べる。

一方、排ガスがエコマイザー通過により奪われるエネルギーは、標準状態排ガス流量(kgN/h)×排ガス比熱(kcal/m³N^oC)×出入口温度差(℃)で計算でき、

$$[1970 \times 273.15 / (273.14 + 267.5)] \times 0.3280 \times 156 = 50927\text{kcal}/\text{h} \quad (22)$$

と求められる。式(21)の受熱量は、失われた排ガスエネルギーの約79%となる。

従って、約 21% (10762 kcal/h) がサイレンサを含む温度センサー間からの熱損失となり、8.4.3 で求めた直管部分の熱損失を引くと、約 11% (5816 kcal/h) となる。この数値は、実船主機エコマイザーの 7% 程度 (文献 8) より若干多い。

なお、無風中におかれたサイレンサ A (保温材 50mm) からの自然放熱解析からは、出力 4/4 時の放熱量は、1554 kcal/h とかなり少なく見積もられた。

8.5.2.2 出力 2/4 の場合

次に、他の出力レベルに対しても同様の検討を行うが、出力による違いがよく現れる、出力 2/4 について調べる。

図 42、図 43 と図 44 は、出力 2/4 の場合における、排ガス、循環ループ、と流量を、それぞれ示している。

循環水が伝熱チューブから受け取るエネルギーは、循環水の出入口温度差と流量を使って、

$$16.3^{\circ}\text{C} \times 1.0 \text{ kcal}/(\text{kg}^{\circ}\text{C}) \times 1400\text{kg}/\text{h} = 22800 \text{ kcal}/\text{h} \quad (23)$$

と求まる。

また、排ガスがエコマイザー通過により奪われるエネルギーは、

$$[1425 \times 273.15 / (273.14 + 215)] \times 0.3280 \times 111 = 29031\text{kcal}/\text{h} \quad (24)$$

となる。サイレンサと前後の配管で失われるエネルギー割合は、

$$(29031 - 22800) / 29031 = 0.21 \text{ で、出力 4/4 の場合と同程度となる。}$$

また、4.4.3 で求めた直管部分の熱損失を引くと、約 7.0% (2031kcal/h) となる。

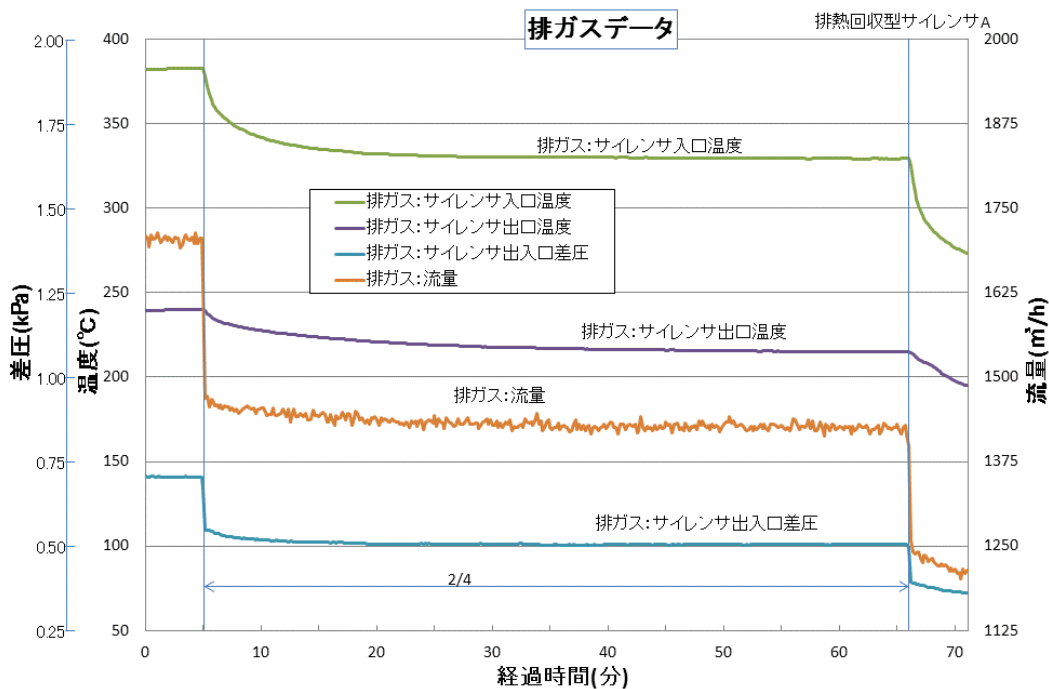


図 42 出力 2/4 運転時における排ガスデータ

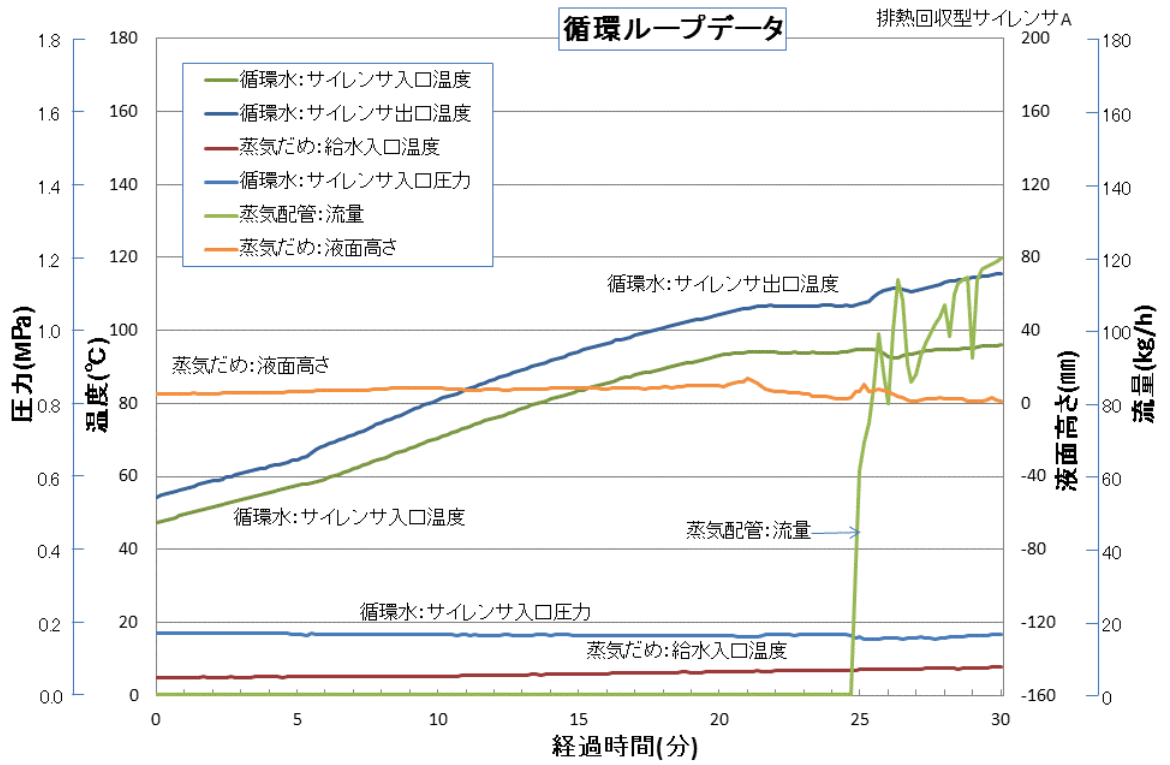


図 43 出力 2/4 運転時における循環ループデータ

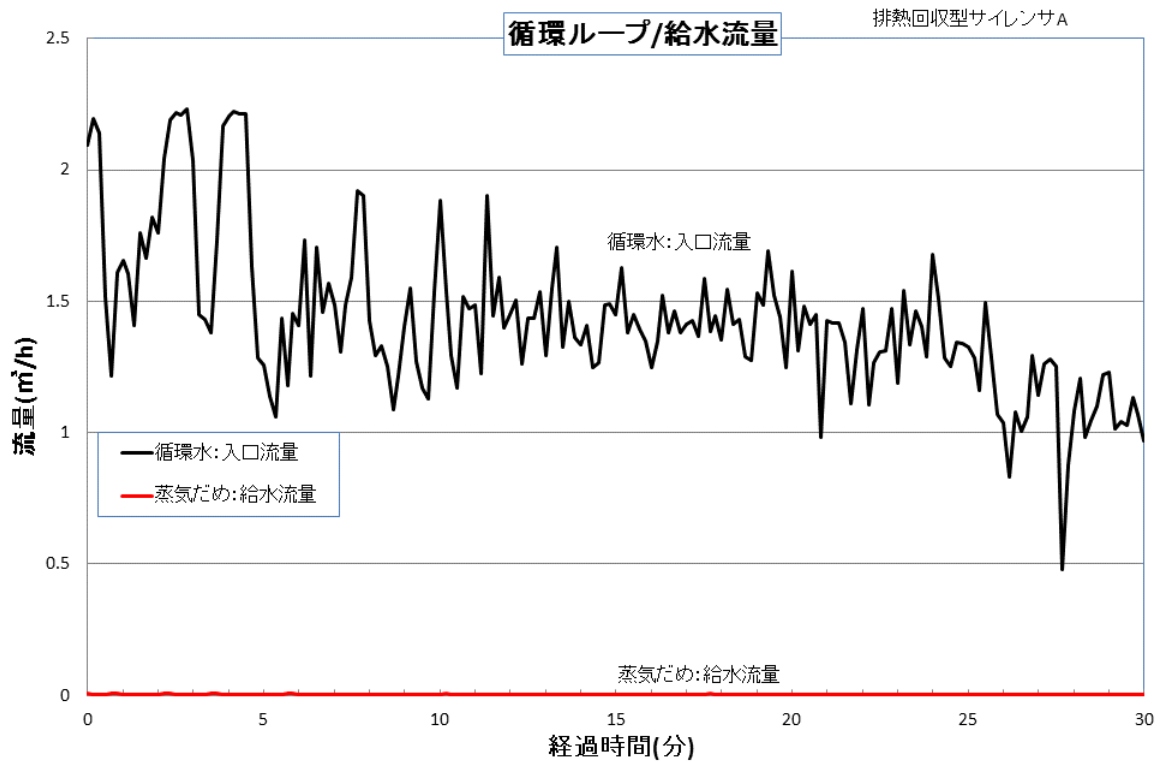


図 44 出力 2/4 運転時における循環ループ/給水流量
蒸気のアウトプット : 0

8.5.2.3 出力 3/4 と 1/4 の場合

同様に、出力 3/4 と 1/4 の場合について循環水回収エネルギーと排ガス奪取エネルギーを求める（データ図は省略）。

- ・循環水回収エネルギー

出力 3/4 :

$$29.7^{\circ}\text{C} \times 1.0 \text{ kcal}/(\text{kg}^{\circ}\text{C}) \times 1000\text{kg}/\text{h} = 29700 \text{ kcal}/\text{h} \quad (25)$$

出力 1/4 :

$$10.8^{\circ}\text{C} \times 1.0 \text{ kcal}/(\text{kg}^{\circ}\text{C}) \times 1536\text{kg}/\text{h} = 16589 \text{ kcal}/\text{h} \quad (26)$$

- ・排ガス奪取エネルギー

出力 3/4 :

$$[1710 \times 273.15 / (273.14 + 240.6)] \times 0.3280 \times 141 = 42047\text{kcal}/\text{h} \quad (27)$$

出力 1/4 :

$$[1199 \times 273.15 / (273.14 + 177.2)] \times 0.3280 \times 78.8 = 18796\text{kcal}/\text{h} \quad (28)$$

となる。

8.5.3 熱通過率

エコマイザー設計において最重要となる伝熱チューブの熱通過率について、表 3 に示される設計値と比較するため、試験データから次のように求めた。

熱通過率 K ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$) と伝熱量 Q (kcal/h) とには、次の関係がある。

$$Q = S \cdot K \cdot \Delta T \quad (29)$$

ここで、 S : 実際伝熱面積 (m^2)、 ΔT : 対数平均温度差 ($^{\circ}\text{C}$)

$$\Delta T = [(T_1 - T_3) - (T_2 - T_4)] / \ln[(T_1 - T_3) / (T_2 - T_4)] \quad (30)$$

$T_1 \sim T_4$: 図 18 に示す各計測温度

式(29)と式(30)を使って、 ΔT と K を求める。

$$\cdot \text{出力 } 4/4 \text{ の場合: } \Delta T = (284.6 - 107.1) / \ln(284.6 / 107.1) = 181.6^{\circ}\text{C} \quad (31)$$

$$K = 40165 / (5.0 \times 181.6) = 44.23 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C} \quad (32)$$

これらの値を設計値(表 3)と比較すると、対数平均温度差は、排ガス温度がエンジンから T_1 点までに 30°C ほど低下していることや、冬季であるため吸気温度が低いことなどから、設計値の 215.8°C より 34.2°C 小さくなっている。

しかし、重要な熱通過率は、伝熱チューブとフィンが汚れていないことや設計裕度から、設計値の $35.5 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ より 24.6% 高くなっており、非常によい伝熱性能を有することが確認できる。

$$\cdot \text{出力 } 3/4 \text{ の場合: } \Delta T = (245.7 - 129.7) / \ln(245.7 / 129.7) = 181.6^{\circ}\text{C} \quad (33)$$

$$K = 29700 / (5.0 \times 181.6) = 32.7 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C} \quad (34)$$

熱通過率は、設計値 $29.5 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ より 10.8% 高くなっている。

8.6 生成蒸気量

設計段階では、循環ループ内の熱損失がないものと仮定して、生成蒸気量をもくろんでいた。この場合、

エコマイザーでの熱回収量（蒸気生成能力）＝生成蒸気量

となるが、実際は、8.7.1 項で述べるように、ループ内に大きな熱損失があるため、蒸気生成量は、熱回収量より相当少なくなる。

そこで、間欠的に流れる蒸気量の時間積分値として蒸気生成量を求める。

- ・出力 4/4 の場合（図 40 の蒸気流量から求める）

$$40 \sim 81.5 \text{ 分} : 49.3 \text{ kg/h} \times (81.5 - 42) / (81.5 - 40) = 47.0 \text{ kg/h}$$

$$81.5 \sim 126 \text{ 分} : (54.3 \times 31 + 25.7 \times 12) / 44.5 = 44.8 \text{ kg/h}$$

$$\text{平均} \quad \quad \quad 45.9 \text{ kg/h} \quad (35)$$

これは、生成能力 66kg/h より 20kg/h 少なく、設計値 58kg/h より 12kg/h 少ない。

- ・出力 3/4 の場合（図 45 の蒸気流量から求める）

$$2 \sim 53 \text{ 分} : 36.7 \text{ kg/h} \times (46.2 - 3.5) / (53 - 2) = 30.7 \text{ kg/h} \quad (36)$$

4/4 運転直後であるため、大きめとなっている可能性がある。

- ・出力 2/4 の場合

流量計の下限值以下であるため、評価できない。いずれにしても、蒸気生成量は僅かである。

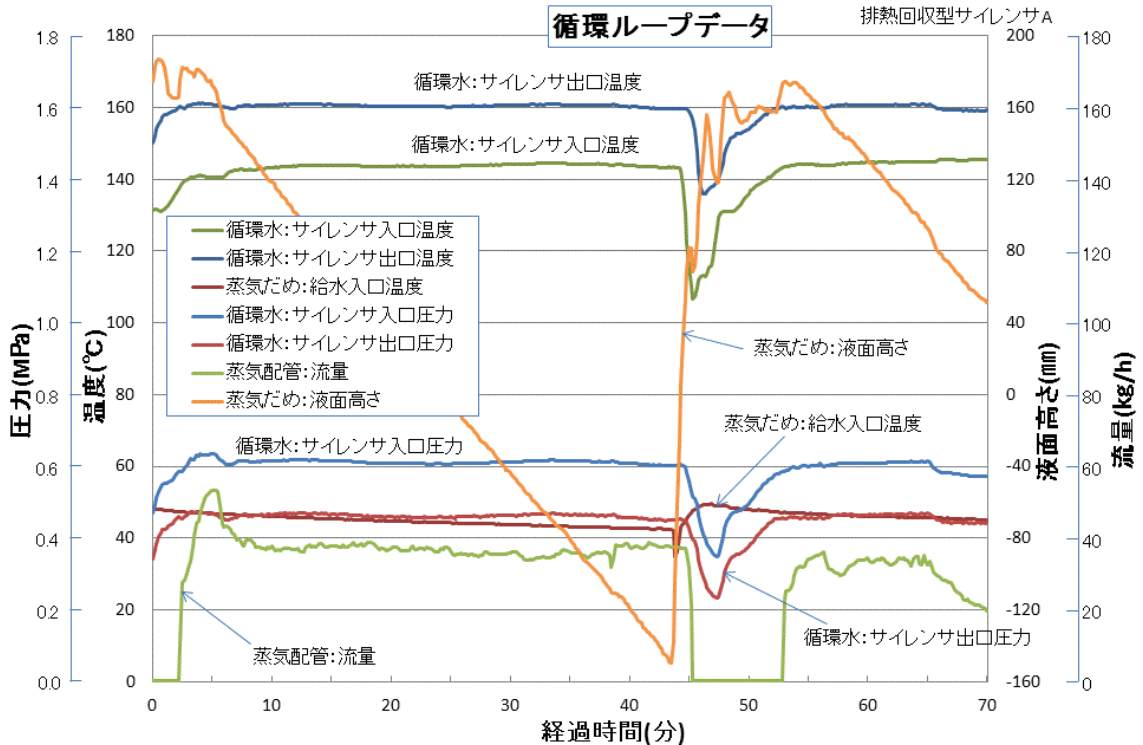


図 45 出力 3/4 運転時における循環ループデータ

8.7 循環ループ特性

蒸気生成量は、排ガス熱量やエコマイザーの伝熱特性だけではなく、循環ループ内熱損失などの影響を強く受けることが明らかとなったことを受け、循環ループの諸特性を検討する。

8.7.1 循環ループ内の熱損失

実際の蒸気生成量が、エコマイザーの蒸気生成能力より相当小さいことから、ループ内熱損失が想像以上に大きいことが判明した。当初、汽水分離タンクと配管系の防熱が十分ではないと考え、思い切った断熱強化を行った。しかし、蒸気生成量の増加は僅かであったため、他に大きな熱損失源があることが判明した。

8.7.1.1 ポンプ冷却損失

機器類のカタログを調べたところ、循環水ポンプ冷却系に大量の熱が流れていることが判明した。設計段階でこの熱ロスに気づけなかったため、循環水ポンプ前後で循環水温度がほぼ同じと考え、循環水ポンプ直前の温度計測を行わなかった。ポンプサクシオン側に新たに温度センサーを取り付け、データログに取り込むようにするには時間的に難しいため、ポンプ前後の配管の保温材を剥がし、アルコール温度計を耐熱用パテで付着させる方法で、ポンプサクシオン側温度 (TS) を次式から推定した。

$$TS = TS0 + (T3 - T30) \quad (37)$$

ここで、TS0：サクシオン側外皮温度、T30：吐出側外皮温度

目視データ (T3=140.6°C, TS0=138.2°C, T30=124.4°C) を式(37)に代入し、

$$TS = 154.4^\circ\text{C} \quad (38)$$

を得た。この推定 TS はその時の T4 (サイレンサ出口温度：図 18 参照) の計測値 156.3°C に近い。つまり、循環ループの熱損失 (例えば、図 40 のサイレンサ入口温度と出口温度との差) はほとんど [(154.4-140.6)/(156.3-140.6)=0.88 程度] がこのポンプ冷却に起因していることがハッキリした。

ところで、上記の熱損失を、その時の循環水量 (880kg/h) を使って、蒸気生成に換算すると、

$$(156.3 - 140.6) \times 880 / 497.3 = 27.8 \text{ kg/h} \quad (39)$$

となる。

一方、8.6 節において、時間平均蒸気流量から求めた熱損失は、20kg/h 程度と推定されたが、計測誤差を考えると、実際の熱損失分はそれより大きい可能性が高い。こう考えると、出力 2/4 で蒸気生成がほとんどなかった事実が理解できる。

ところで、実用排熱回収型サイレンサでは、循環流量に見合ったポンプを選定できるので、これほどの熱損失率にはならない (少なくとも現状の数分の 1) が、

開発デモ機としてはできるだけ多くの蒸気生成を示すことが重要である。そのため、このポンプ冷却損失を少なくすること、つまり適正な容量のポンプ選定が、次年度の最大の課題と考えている。

8.7.1.2 保温材を通しての熱損失

通常、熱損失と言えば、保温剤を通しての熱損失を意味する。そこで、前項で述べた循環水ポンプの冷却損失と比較しておくことが、保温性能をどこまで求めるべきかを判断する上で必要となる。

循環ループは、(ポンプを除けば、) 20A の配管と汽水分離器からなる。ともに、円管と見なせる。保温材を巻いた円管からの放熱量は、式(40)で表される。

$$q=2\pi(T_0-T_\infty)/[\ln(D_E/D_I)/\lambda+2/(h\cdot D_E)] \quad (40)$$

ここで、 q : 放熱量(kcal/h・m)、 T_0 : 外表面温度(°C)、 T_∞ : 室内温度(°C)、 D_E : 保温材外径(m)、 D_I : 保温材内径=管外径 (m)、 λ : 熱伝導率(kcal/m・h・°C)、 h : 熱伝達率(kcal/m²・h・°C)

式(40)に $T_0=158.1^\circ\text{C}$ 、 $T_\infty=20^\circ\text{C}$ 、 $D_E=0.1722\text{m}$ or 0.51852m 、 $D_I=0.0272\text{m}$ or 0.3185m 、 $\lambda=0.0408\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$ 、 $h=10.32\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$ を代入し、 q を求め、それに管長を掛けると、放熱量は、それぞれ

- ・20A 配管からの放熱 : $18.43 \text{ kcal}/(\text{m}\cdot\text{h}) \times 17.73\text{m} = 326.8\text{kcal}/\text{h}$
- ・タンクからの放熱 : $70.4 \text{ kcal}/(\text{m}\cdot\text{h}) \times 1.25\text{m} = 88.0\text{kcal}/\text{h}$

と求まる。両者の比較から、配管からの放熱量は、タンクの場合の 3.7 倍となっている。従って、保温を強化するには、配管保温材を厚くする方が効果的であると言える。

ところが、ループ全体からの放熱は、

$$326.8+88.0=414.8 \text{ kcal}/\text{h}=0.68 \text{ kg}/\text{h} \text{ 蒸気} \quad (41)$$

となり、ポンプ冷却損失(20kg/h)の 3.4%程度とごく僅かである。そのため、ループからの熱損失を減少させるには、保温強化では改善がほとんど見込めないことが分かる。やはり、熱損失の少ない適正な容量の循環水ポンプを見つけること以外、循環ループからの熱損失を大幅に減少させることは難しいように思われる。

なお、保温材表面温度は、式(42)で求められる。

$$T_s=q/(\pi h D_E)+T_\infty \quad (42)$$

ここで、 T_s : 保温材表面温度(°C)

式(42)に放熱量を代入すると、表面温度はそれぞれ、

- ・配管保温材表面温度 : $18.43/(\pi \cdot 10.32 \times 0.1772) + 20 = 23.2^\circ\text{C}$
- ・タンク保温材表面温度 : $70.4/(\pi \cdot 10.32 \times 0.5185) + 20 = 24.2^\circ\text{C}$

となり、いずれも安全規制値 60°C より十分低く、試験担当者にとって安全である。

8.7.2 ループ圧損

4/4 出力時のループ圧損は、0.20MPa 前後（図 40）となっているが、この値は、設計値 0.033MPa の 6 倍にもなる。これも、ポンプ容量が設計値の数倍であることから、管内流速が数倍になっていることによる。

循環水ポンプヘッドは、0.35MPa であるため、循環させることができる。しかし、ポンプサクション側で飽和に近くなっており、キャビテーションの要因になると考えられる（図 41 に示すように、50℃の給水がループ内に流れ込み、サブクール状態となっている間は、キャビテーションが見られない）。

8.7.3 汽水分離タンク内水位変化

本試験ループでは、間欠的な給水時に不思議な水位変化を示す。例えば、図 45 の水位に着目すると、給水後大きな波打ち現象が見られる。給水データと比べると、水位 80mm の最初のピークで給水は終了しているが、その後、波打ちながら上昇し、9 分後に最大水位+166mm に達し、その後は一定の速度で低下（蒸気生成）することが分かる。

本ループでは、給水ポンプ容量も設計値の数倍あり、給水速度が過大となっている。そのため、給水が始まると、タンク内温度が急低下し、飽和圧力も急減する。すると、飽和水からは減圧沸騰が生じ、同時に、飽和蒸気の一部は凝縮する。また、連通管でつながっている水位計測筒では、冷水の流入に時間がかかることから、一時的にタンク本体と水位や温度が異なり、沸騰、凝縮、熱拡散現象が絡んだ、複雑な揺動が生じる。これが収まるのに約 10 分を要した。

そして、目視観察水位は、さらにバイパスを経ている（図 7 参照）ので、水位変化は図 45 より複雑怪奇となる。このような振動現象は望ましくないので、やはり、給水速度についても適正な値（理想的には、蒸気生成量程度）とすることが必要と考えている。

8.8 ガス側圧損特性

エコマイザーを通過する排ガス側圧力損失は、排熱回収型サイレンサが原理的に成り立つかどうかを判断する上での重要ポイントの一つである。

出力 4/4 と 2/4 については、図 39 と図 42 から、それぞれ 0.91 kPa (91mmAq) と 0.50 kPa (50mmAq) と求められる。出力 3/4 と 1/4 については、図 36 から、それぞれ 0.71 kPa (71mmAq) と 0.35kPa (35mmAq) が得られる。

一方、エコマイザーを内装しない（改造後の）標準サイレンサの排ガスデータを図 46 に示す。出力を 4/4 から順次落としているが、出力変化に対して、差圧、排ガス流量、サイレンサ入口温度、サイレンサ出口温度の順に、応答性が悪いことが分かる。

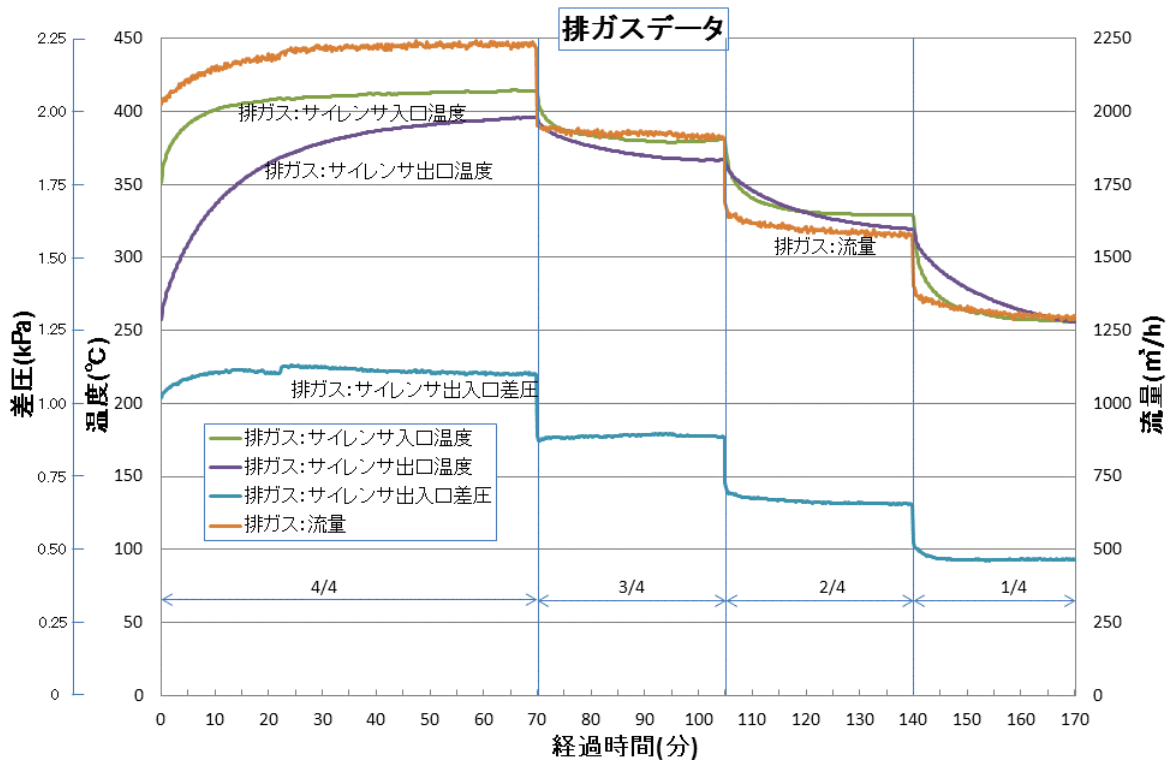


図 46 (エコマイザーを内装しない) 標準サイレンサ (改造後) の排ガスデータ

つまり、サイレンサと排ガス管の熱容量の影響を受けるものほど、追従性が悪く、出力 2/4 と 1/4 では、サイレンサ出口温度の方が入口温度より高い状態がかなり続いている。しかし、最も応答性のよい差圧は、十分静定しており、データの信頼性は高い。

そこで、図 46 から各出力時の差圧を読み取ると、

出力 4/4 : 1.10kPa (110mmAq)、出力 3/4 : 0.89kPa (89mmAq)、

出力 2/4 : 0.66kPa (66mmAq)、出力 1/4 : 0.46kPa (46mmAq)

となっている。

これらの数値をサイレンサ A の場合と比較すると、標準サイレンサの場合の方が、

出力 4/4 : 21%、出力 3/4 : 25%、出力 2/4 : 32%、出力 1/4 : 31%

と、それぞれ高くなっていることが分かる。

この結果を初めて知った時、「伝熱チューブなど新たな構造物を内装したため、当然流動抵抗は増すに違いない」と考えてきただけに、何かの間違ひではなかろうかと思った。しかしながら、よくよく考えると、サイレンサ出口でのガス流速は、サイレンサ内装型では大量に熱エネルギーを奪われるため、温度低下、即ち、排ガス容積が大きく減少している。そこで、改めて、図 36 (エコマイザーを内装するサイレンサ A) と図 46 (エコマイザーを内装しない標準サイレンサ) を使って、排ガス流量を調べると、表 9 のような結果を得た。

表 9 排ガス流量比較

出力	標準サイレンサ (非内装)			サイレンサ A (エコ内装)		
	温度 ℃	実流量 (m ³ /h)	換算流量 (m ³ N/h)	温度 ℃	実流量 (m ³ /h)	換算流量 (m ³ N/h)
4/4	399	2229	905.8	259	1965	1008.6
3/4	366	1908	815.4	240	1698	903.8
2/4	316	1573	729.3	214	1416	794.0
1/4	250	1288	672.5	173	1196	732.2

表 9 から、標準サイレンサの流量（流速）が、出力 4/4、3/4、2/4、1/4 において、それぞれ、13.4%、12.4%、11.1%と 7.7%、サイレンサ A より大きくなっている。圧力損失は概ね流速の 2 乗に比例すること、および排ガスの動粘度が 200℃から 300℃になると 74%程度大きくなることを考慮すると、上述の圧力損失差が理解できる。

いずれにしても、「エコノマイザー内装型サイレンサの方が、非内装型サイレンサより圧力損失が小さくなる」ことは、予想外の結果であるが、排熱回収型サイレンサを開発する上で大きな朗報と考えている。

8.9 現象再現性

ここで、排熱回収プロセスの複雑な現象の再現性を確認しておきたい。

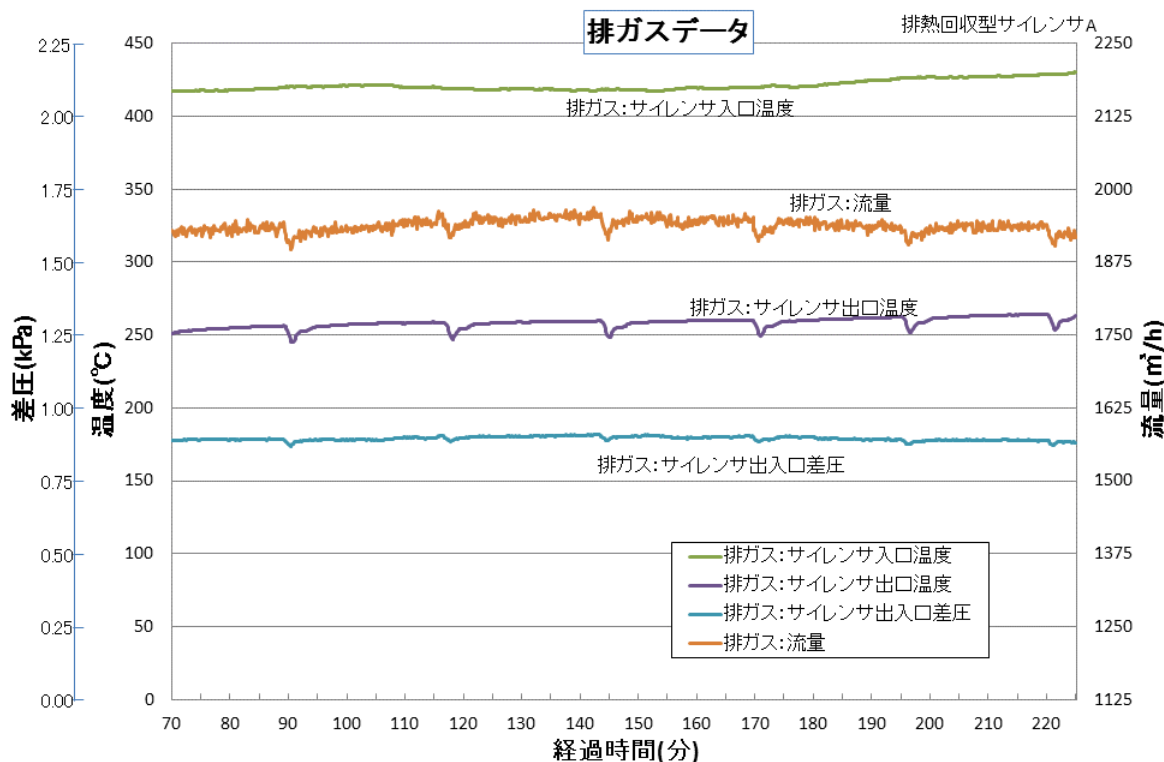


図 47 出力 4/4 長時間運転時の排ガスデータ

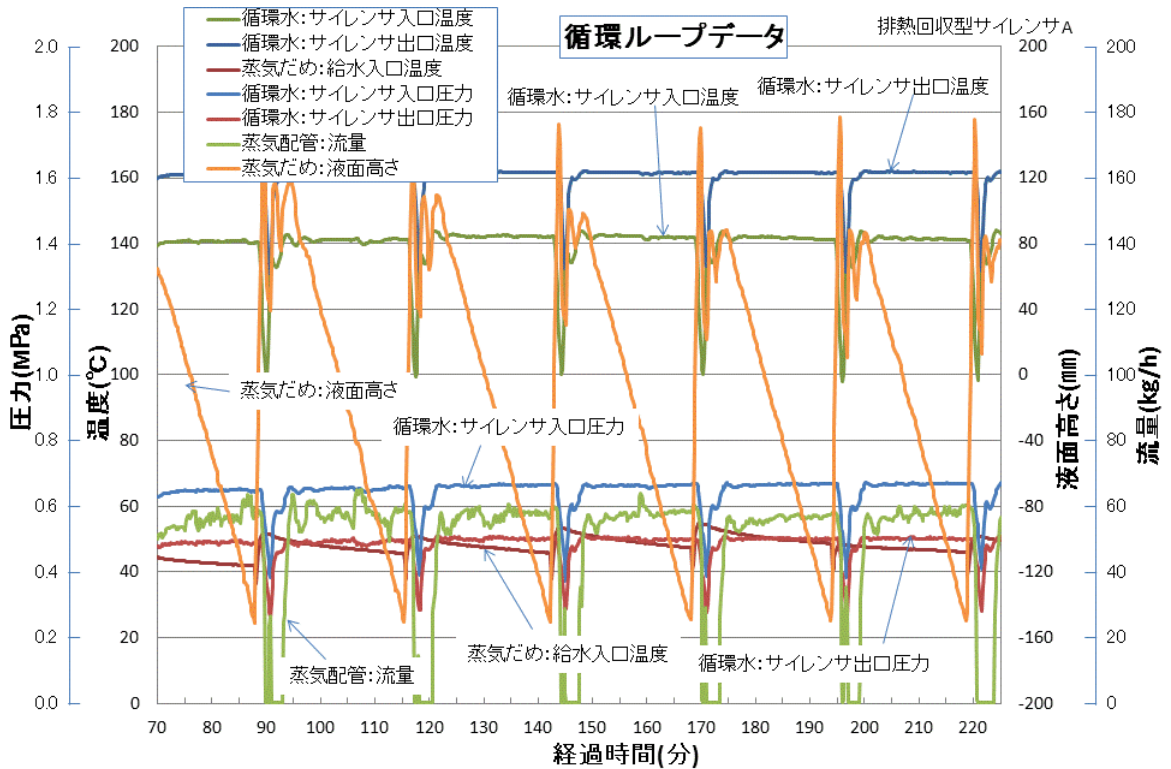


図 48 出力 4/4 長時間運転時の循環ループデータ

図 47 と図 48 は、それぞれ出力 4/4 連続運転時の排ガスと循環ループのデータを示している。0～60 分間は、調整運転のためデータが乱れているが、65 分以降は、給水と蒸気生成が概ね 22 分のピッチで、(排ガスサイレンサ入口温度を除く) 全てのデータがきれいなサイクルを描いている。排ガスサイレンサ入口温度は、長時間運転による室温上昇 (10℃から 40℃程度まで上昇) の影響が試験後半に現れている。

以上から、現象の再現性は非常に高いことが確認された。このことは、試験回数を稼ぐより、丁寧な試験の実施が肝要であることを示している。

8.10 伝熱チューブとフィンの汚れ

排熱回収型サイレンサの実用化に当たっては、長期間運転と低質燃料使用による伝熱チューブ外面の汚れが伝熱性能の低下や火災の要因になることが懸念されている。そのため、実用機では、スートブロアを設けるとともに、排熱回収を行わない航海中は、サイレンサを通さないバイパスラインから排ガスを放出することを考えている。そして、デモ 1 号機であるサイレンサ A においても 2 箇所(膨張板の上流と下流側)にスートブロアを設けている。

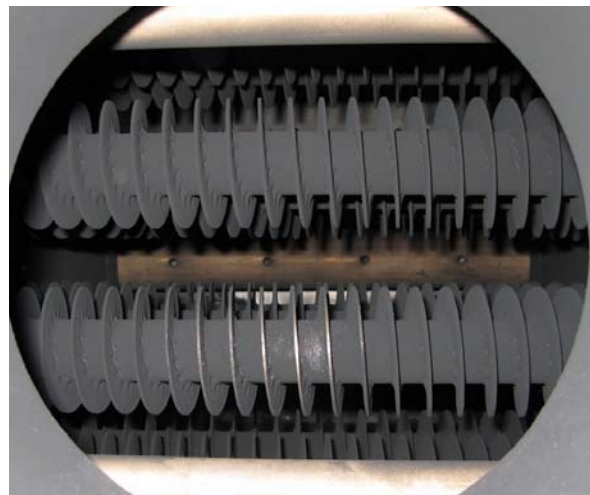
使用している発電機関は軽油用であるため、これまで伝熱性能の悪化は認められず、またスートブロアを使用したことはないが、伝熱面の汚れ具合は気になるところである。そこで、サイレンサ A を標準型に取り替える際と、断熱補強を行った際に、覗き窓から伝熱チューブの汚れ具合を観察した。



製作時（工場にて）



1 回目観察時



2 回目観察時

図 49 フィン付き伝熱チューブの汚れ具合観察

図 49 は、製作中と 2 回のサイレンサ A の取り外し時における伝熱チューブの汚れ具合を示している。製作中は金属面の光沢があるが、2 回の使用後は、いずれも油煙でうっすら汚れているように見える。2 回目には、手で拭いてみると、油煙がとれ、金属面が見えた（下段チューブの中央付近）。このように、見た目には若干汚れているように見えるが、油膜は非常に薄く、熱通過率にほとんど変化がないことから、現状では伝熱性能に影響を与えるほどではないと考えている。今後も、機会あるごとに観察を続け、更に汚れが大きくなったと確認された場合には、スートブロアの効果を試すことが必要と考えている。

8.11 共振

サイレンサ A 内に張り巡らされた伝熱チューブが、排ガス流或いはエンジン脈動と共振する可能性が指摘されたため、伝熱チューブの固有振動数をできるだけ高くなるよう、サポートに工夫を凝らした。その結果、共振は一度も起こらなかった。このことから、サイレンサ A で採用した伝熱チューブのサポート法は、共振を防ぐ上で有効であることが確認された。

ところが、エコマイザーのない標準サイレンサにおいて、排ガス流との共振が起きた。これまで製作してきた当社のサイレンサは、円筒形であるため、剛性が高かったが、サイレンサAを模した標準サイレンサはサイレンサAと同様、矩形断面であるため、同じ厚みの鋼材の場合、円筒形に比べ、剛性が著しく落ちることが共振を生じさせたと考え、外板を帯鋼で補強した。その結果、共振は収まり、排ガスデータと騒音データの取得ができた。

なお、共振が生じた改造前の標準サイレンサで得られた排ガスデータと消音データはほとんど同じであった（共振は、排ガスと消音効果に有意な影響を及ぼさない）。

8.12 機側データによる補完

表 10 (デジタルデータを補完する) 機側データシート

蒸発量確認試験:「排熱回収型サイレンサ」計測用紙(計器盤)

試験種類	計測日	計測時刻	計器盤																機側							
			温度 (°C)								圧力 (MPa)				差圧	流量 (m ³ /h) (蒸気出口のみ(t/h))				液面 (mm)		発電機				
			排ガス入口	排ガス出口	循環水入口	循環水出口	蒸気だめ	蒸気出口	給水タンク	給水入口	蒸気だめ	循環水入口	循環水出口	蒸気出口		給水入口	排ガス(kPa)	排ガス出口	蒸気出口	循環水入口	給水入口	蒸気だめ	周波数	電流	電圧	回転数
月/日	h-m	T-1	T-2	T-3	T-4	T-5	T-6	T-7	T-8	P-1	P-2	P-3	P-4	P-5	P-d	F-1	F-2	F-3	F-4	L-1	Hz	A	V	rpm		

蒸発量確認試験:「排熱回収型サイレンサ」計測用紙(データロガー)

試験種類	計測日	計測時刻	室内温度	データロガー																					
				温度 (°C)								圧力 (MPa)				差圧	流量 (m ³ /h) (蒸気出口のみ(t/h))				液面 (mm)				
				排ガス入口	排ガス出口	循環水入口	循環水出口	蒸気だめ	蒸気出口	給水タンク	給水入口	蒸気だめ	循環水入口	循環水出口	蒸気出口		給水入口	排ガス(kPa)	排ガス出口	蒸気出口	循環水入口	給水入口	蒸気だめ	L-1	
月/日	h-m	°C	T-1	T-2	T-3	T-4	T-5	T-6	T-7	T-8	P-1	P-2	P-3	P-4	P-5	P-d	F-1	F-2	F-3	F-4	L-1				

蒸発量確認試験:「排熱回収型サイレンサ」計測用紙(機側-1)

試験種類	計測日	計測時刻	発電機	排熱回収型サイレンサ						蒸気だめ				蒸気配管		循環水ポンプ								
				排ガス温度(°C)		排ガス流量 (m ³ /h)	差圧		水面計 (mm)	圧力 (kPa)	蒸気だめ温度 (°C)	流量 (m ³ /h)	温度 (°C)	圧力 (MPa)	ポンプ圧力(kPa)		循環水流量 (m ³ /h)	循環水温度(°C)						
				入口	出口		差圧計 (kPa)	U字管 (mmAq)							計器	水面計		入口	出口	入口	出口	サイレンサ入口	サイレンサ出口	ポンプ入口
月/日	h-m	(mm)	燃料高さ	入口	出口	(m ³ /h)	(kPa)	(mmAq)	(mm)	(kPa)	(°C)	(m ³ /h)	(°C)	(MPa)	入口	出口	(m ³ /h)	入口	出口	入口	出口	入口	出口	

蒸発量確認試験:「排熱回収型サイレンサ」計測用紙(機側-2)

試験種類	計測日	計測時刻	循環水ポンプ用クーラー						給水ポンプ			ドレンクーラー				負荷試験装置								
			循環水ポンプ側温度(°C)		冷却水ポンプ側温度(°C)				ポンプ圧力 (MPa)	給水流量 (m ³ /h)	給水温度(°C)	蒸気側温度(°C)		冷却水側温度(°C)		kW	A	V	Hz	負荷調整器	負荷電流微調整器			
			入口	出口	入口	出口	機側	タンク側				直水	入口	出口	入口							出口		
月/日	h-m	h-m	入口	出口	入口	出口	機側	タンク側	直水	入口	出口	(タンク)入口	出口	入口	出口	入口	出口	kW	A	V	Hz	負荷調整器	負荷電流微調整器	

図 10 に示される計測点は、図 18 に示されるデータログに格納されるデータ数より多い。このデータログに取り込めないデータを含む全計測データを、表 10 に示すような 4 種のデータシートに書き込むことにより、デジタルデータを補完した。これらのデータは、予め決められた時刻に計測したものであるが、給水ポンプが間欠運転となるため、常に変動していることから、各出力における代表値としては採用しにくい。そのため、データ解析はもっぱらデジタルデータの時間平均値を採用した。従って、機側データは本報告では掲載しない。しかし、デジタルデータが存在しない場合（例えば、循環水ポンプサクシオン側温度は、機側データを基に推定）には、この機側データが有用となった。

8.13 伝熱特性のまとめ

以上、サイレンサ A と循環ループの特性を詳細に調べてきたが、検討項目が多岐に亘っている上、性能に焦点を絞ってきたため、それぞれの項目について設計値と比べてどのような関係にあるかについては、分かりにくくなっている。そこで、伝熱特性を中心に、主要項目について設計値と比較するため、表 11 にこれまでの検討結果をまとめた。表中の数値は、ほとんどが既に記載したものであるが、一部、単位換算を施したのものもある。なお、出力 2/4 と 1/4 については、排熱利用に適さない出力であることと、設計値がないことから、表 11 では割愛した。

特筆すべき点（太字）をまとめると、以下ようになる。

- (1) 伝熱チューブの熱通過率が設計値より高く、その結果、エネルギー回収量が大きく、蒸気生成能力は設計値を上回っている。
- (2) しかし、循環ループ内の熱損失（そのほとんどは、循環水ポンプの冷却）が大きく、実際の蒸気生成量は設計値を下回っている。
- (3) エコノマイザーから出てくる排ガス温度は、エコノマイザー性能が高いため、設計値より低くなる。それでも、排ガスには余力がある。
- (4) サイレンサ A のガス側圧力損失「A+直管」は、（エコノマイザーを内装しない）「標準サイレンサ+直管」より小さい（サイレンサ A では、大きな温度低下により出口側ガス容積が小さくなり、膨張損失が小さくなるため）。
- (5) サイレンサ A の正味圧損は、「A+直管」－「直管」に近い。
- (6) 循環ループ内圧損は、（ポンプ容量が設計値を大幅に上回るため、）設計値の 6 倍強となっている。

表 11 伝熱性能一覧（—：未計測／未検討）

評価項目		出力 3/4		出力 4/4			
		実測値	設計値	実測値	設計値		
エンジン熱効率 (%)	燃料基準	39.7	36.0	38.8	カタログ値なし		
	排ガス基準	—	カタログ値	41.6			
排ガス	温度	入口 (°C)	380	388	420	430	
		出口 (°C)	240	292	259	326	
	流量	実際 (m ³ /h)	入口	—	1842	—	2614
			出口	1698	—	1965	—
換算 (m ³ N/h)		903.8	763	1008.6	1017		
エコノマイザー性能	対数平均温度差 (°C)		181.6	177.4	181.6	215.8	
	熱交換量 (kcal/h)		2.28E4	2.45E4	4.02E4	3.56E4	
	蒸気換算 (kg/h)		48.8	40	66.0	58	
	熱通過率 (kcal/m ² h°C)		32.7	29.5	44.23	35.5	
循環ループ	温度	入口 (°C)	144.1	158.1	140.6	158.1	
		出口 (°C)	161.0	158.1	161.0	158.1	
	流量 (kg/h)		1400	120	1385	120	
	圧力損失 (MPa)		0.24	0.023	0.22	0.033	
	蒸気生成量 (kg/h)		30.7	40	45.9	58	
	熱損失 (kcal/h)		1.38E4	0	1.38E4	0	
	蒸気換算熱損失 (kg/h)		27.8	0	27.8	0	
ガス側 圧力損失 (mmAq)	直管部		18	—	22	—	
	サイレンサ A	A+直管	71	—	91	—	
		A 正味	53	—	69	—	
	標準サイレンサ+直管		89	—	110	—	

8.14 消音性能

試験結果の最後として、サイレンサ A の消音性能を検討する。騒音計測の対象は、7.10.9 項で述べたように、サイレンサ A の他、（エコノマイザーを内装しない）標準サイレンサと（エンジン原音用）直管について行った。計測器は、精密騒音計と低周波音レベル計を併用した。なお、標準サイレンサについては、最初の試験で共振が発生したため、補強後再度試験を行ったが、結果としては補強前後で騒音レベルに有意な差は見られなかった（補強前のデータは省略）。

表 12 エンジン原音（直管）の騒音試験結果

騒音確認試験：「原音型直管」試験結果(精密騒音計)

試験種類	計測日 月/日	計測時刻 h-m	外気温度 ℃	天気	周波数(Hz)											備考	
					16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	OA		
1/4		11:08	11.0	晴	20.1	51.3	83.6	88.3	94.0	97.8	92.0	89.9	73.4	51.0	100.8	全ファン停止	ストックNo.0020
2/4		11:25	11.0	晴	23.5	50.4	88.3	91.2	92.5	99.5	97.6	95.8	80.5	58.4	103.5	全ファン停止	ストックNo.0022
3/4		12:00	12.0	晴	27.0	50.8	93.0	96.5	97.5	104.5	102.9	99.6	84.7	60.5	108.4	全ファン停止	ストックNo.0024
4/4		12:15	12.5	晴	28.8	51.5	89.7	93.9	96.4	105.4	103.3	102.9	86.7	62.2	109.2	全ファン停止	ストックNo.0025
暗騒音					15.1	15.1	31.2	33.5	33.2	34.1	35.1	33.6	32.4	20.9	41.9		ストックNo.0028

騒音確認試験：「原音型直管」試験結果(低周波音レベル計)

試験種類 (備考)	計測日 月/日	計測時刻 h-m	周波数(Hz)																	OA(G)	FLAT			
			1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40			50	63	80
1/4 ストックNo.0009		11:08	59.9	59.4	59.8	57.9	59.4	60.5	63.3	69.5	65.2	64.9	63.3	63.3	67.5	65.4	67.3	78.4	73.7	79.1	88.7	97.4	80.8	102.5
2/4 ストックNo.0010		11:25	55.7	54.8	57.1	58.1	57.8	57.7	60.6	63.9	65.4	66.7	64.2	64.1	70.7	65.6	69.2	81.4	69.2	74.7	87.3	99.4	82.4	104.2
3/4 ストックNo.0012		12:00	62.2	63.1	59.3	60.3	58.6	59.8	60.3	63.0	66.8	68.3	64.2	63.6	64.9	65.5	70.4	81.3	72.0	76.6	85.4	99.7	81.7	104.2
4/4 ストックNo.0013		12:15	67.0	66.1	66.0	67.4	67.8	68.8	70.2	71.1	72.4	74.1	73.5	73.1	75.8	71.8	72.8	82.4	75.2	79.3	86.9	98.6	87.5	103.3
暗騒音 ストックNo.0013			55.8	58.2	55.6	51.7	55.9	51.0	48.3	46.1	44.4	45.2	43.9	45.5	46.7	49.0	45.9	42.3	37.4	36.9	38.6	38.7	60.6	64.3

表 13 標準サイレンサの騒音試験結果

騒音確認試験：「標準サイレンサ」試験結果(精密騒音計)

試験種類	計測日 月/日	計測時刻 h-m	外気温度 ℃	天気	周波数(Hz)											備考	
					16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	OA		
1/4		10:01	10.0	曇	17.3	45.4	80.1	82.1	91.8	95.1	74.1	74.4	66.3	55.7	97.1	全ファン停止	ストックNo.0030
2/4		10:36	10.0	雨	20.0	47.1	81.1	83.8	87.8	93.0	78.9	76.8	66.8	56.1	95.0	全ファン停止	ストックNo.0031
3/4		11:09	10.0	雨	24.0	52.9	83.9	86.3	84.6	94.2	86.2	79.5	66.0	53.9	96.1	全ファン停止	ストックNo.0032
4/4		11:46	10.5	雨	26.4	53.8	85.4	87.8	83.8	94.6	85.7	80.6	65.7	52.7	96.6	全ファン停止	ストックNo.0033
暗騒音		9:30	9.0	曇	15.1	19.1	32.8	33.5	39.3	39.9	35.8	34.4	38.6	36.6	46.1		ストックNo.0029

騒音確認試験：「標準サイレンサ」試験結果(低周波音レベル計)

試験種類 (備考)	計測日 月/日	計測時刻 h-m	周波数(Hz)																	OA(G)	FLAT			
			1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40			50	63	80
1/4 ストックNo.0017		10:01	60.6	63.0	62.2	60.6	63.2	64.0	63.9	66.3	65.9	63.4	61.7	60.4	66.2	62.2	69.4	81.8	69.5	75.5	75.9	96.3	81.6	100.9
2/4 ストックNo.0019		10:36	62.6	62.7	64.7	65.9	67.3	68.4	71.7	73.1	72.3	72.4	71.3	68.7	68.6	65.0	71.1	82.6	66.8	74.7	78.2	98.1	84.2	102.7
3/4 ストックNo.0020		11:09	60.6	60.7	60.8	60.8	60.5	61.8	65.2	68.6	70.2	67.7	67.9	68.0	67.2	64.7	74.3	88.7	70.2	74.9	80.7	98.6	87.3	103.6
4/4 ストックNo.0021		11:46	59.4	57.1	60.0	59.6	57.6	61.3	61.9	64.2	64.8	66.2	66.9	67.1	68.1	65.7	72.9	87.0	68.7	71.5	83.4	99.4	85.9	104.1
暗騒音 ストックNo.0016		9:30	59.2	59.3	63.6	61.3	60.2	60.0	53.9	52.9	48.2	47.7	48.6	48.0	49.1	51.8	46.9	46.8	50.8	61.8	47.3	44.8	63.2	67.6

表 14 サイレンサ A の騒音試験結果

騒音確認試験:「排熱回収型サイレンサA」試験結果(精密騒音計)

試験種類	計測日 月/日	計測時刻 h-m	外気温度 ℃	天気	周波数(Hz)										備考	
					16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		OA
4/4		11:10	7.5	曇	26.2	42.5	80.8	83.5	82.4	88.2	78.2	78.9	62.6	41.9	91.3	全ファン停止 ストックNo.0039
3/4		12:10	9.0	晴	21.8	40.4	82.3	83.9	82.3	85.5	74.5	77.9	62.4	40.6	90.2	全ファン停止 ストックNo.0040
2/4		13:10	10.0	晴	19.0	38.4	82.4	84.6	82.9	84.8	71.9	74.8	59.9	38.7	90.1	全ファン停止 ストックNo.0041
1/4		14:10	10.0	晴	18.9	39.3	83.3	85.2	81.7	82.8	69.6	70.8	57.5	39.2	89.7	全ファン停止 ストックNo.0042

騒音確認試験:「排熱回収型サイレンサA」試験結果(低周波音レベル計)

試験種類 (備考)	計測日 月/日	計測時刻 h-m	周波数(Hz)																	OA(G)	FLAT			
			1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40			50	63	80
4/4 ストックNo.0027		11:10	65.4	65.6	64.6	65.2	67.1	66.3	69.1	70.8	71.2	71.6	71.2	71.0	71.5	67.8	70.2	80.7	64.5	70.2	75.1	97.3	84.4	102.2
3/4 ストックNo.0028		12:10	58.8	64.7	62.4	61.6	63.4	66.1	66.3	67.0	67.4	67.0	66.6	65.9	66.5	63.1	67.8	77.4	63.2	69.9	74.9	99.9	80.5	103.3
2/4 ストックNo.0029		13:10	60.0	62.5	60.9	59.4	59.8	61.4	62.2	64.5	63.4	62.0	61.0	59.8	61.8	61.9	68.2	69.0	62.6	71.4	75.0	98.7	77.5	103.5
1/4 ストックNo.0030		14:10	61.4	63.4	65.1	65.1	62.7	61.5	63.0	63.2	63.6	63.3	59.1	56.8	59.8	60.1	64.5	67.9	61.0	68.8	75.6	99.1	75.3	103.5

表 15 各サイレンサの消音データ比較 (出力 4/4)

単位: dB(A)

	周波数 (Hz)										O.A	減衰量
	16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
機関原音 三菱6D24	28.8	51.5	89.7	93.9	96.4	105.4	103.3	102.9	86.7	62.2	109.2	—
標準サイレンサ出口	26.4	53.8	85.4	87.8	83.8	94.6	85.7	80.6	65.7	52.7	96.6	12.6
サイレンサA出口	22.9	41	80.4	82.3	82.9	87.8	77.2	79.6	64.4	43.8	90.9	18.3

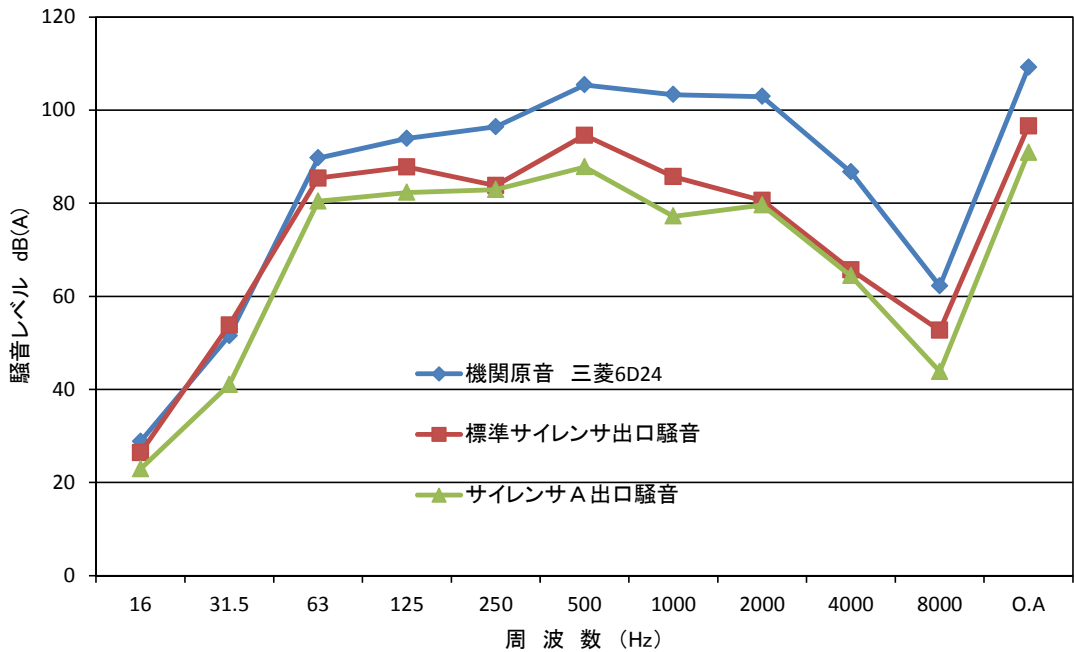


図 50 各サイレンサの消音効果比較 (表 15 を図にしたもの)

表 12～表 14 に、エンジン原音、標準サイレンサ及びサイレンサ A に対する精密騒音計と低周波音レベル計による測定結果をそれぞれ示す。表 15 は、各サイレンサの騒音データを、図 50 は騒音データを図として示したものである。

図 50 から、消音効果は標準サイレンサよりサイレンサ A の方が大きいことが分かる。当初、エコマイザーを内装したサイレンサ A の方が、消音効果が落ちるのではないかと懸念されたことを考えると、素晴らしい結果と言える。特に、標準サイレンサでは消音効果の出にくい低周波数領域において、サイレンサ A の優位性が顕著であることは、排熱回収型サイレンサを開発する当社にとって大きな後押しとなる。エコマイザーを内装した方が、消音効果が勝るメカニズムについては、不明な点もあるが、次のような理由も考えられる。

エコマイザーにより排ガス温度は大きく低下し、容積も減少する（表 9 から、出力 4/4 の場合、13.4%の減少）。サイレンサ A のエコマイザーは、図 5 から分かるように、2 段目の膨張板を挟んで、7 段（上流側）と 3 段（下流側）に分かれている。上流ほど排ガスと循環水との温度差は大きく、熱移動量も上流ほど大きくなっている。これらを考えると、2 段目の膨張板では、排ガス温度の低下はエコマイザー全体の 80%を超えると考えられる。このように大きく温度が低下し、容積の減少した排ガスにとっては、2 段目膨張では、流量に対して大きなサイズのサイレンサを通過することと同等となり、消音効果が増幅される。

9. 総合評価とサイレンサ B の設計方針

9.1 平成 22 年度 目標の達成状況

(1) 熱回収能力の調査と開発対象とする船種の選定

先ず、排熱の一部が利用されている主機のエネルギーバランスを調べ、燃料エネルギーの約 25%（軸出力の 51.7%）が排熱として捨てられていることを確認した。本技術開発で対象としている発電機関では、排熱が全く未利用であることから、排熱の割合は主機より大きい。そこで、保守的に主機の排熱割合を仮定した。

2.0 万トン～5.0 万トン BC に搭載されている発電機関の荷役中機関出力は、600～780 kW となるが、その時の排ガス保有エネルギーは、上記の仮定から、310～403kW 以上が排熱となり、少なくともこの 50%が回収可能と考えられる。すると、0.7MPa の飽和蒸気として回収する場合、219～285 kg/h が生成可能となる。

一方、5.8～9.8 万トン BC に対する純停泊中の消費蒸気量を調査したところ、200kg/h 以下であることが判明した。そこで、目標蒸気生成量を 200kg/h とし、開発対象とする船種を 2.0～9.8 万トン BC とした。

(2) エコマイザー付きサイレンサ A の試作

排熱回収型サイレンサの性能を確認するには、余り小さな出力では、熱損失割合

が大きくなるなど、十分ではないため、150～200kWの発電機関を使う必要があると判断し、レンタル可能な176kWの発電機関を選定した。機関出力を制御するため、この出力より一回り容量の大きい270kWの負荷調整装置を組み込むこととした。

この試験装置に組み込まれる発電機関の排ガス温度や排ガス量を基礎データとして、サイレンサAで生成すべき蒸気量を4/4出力時58kg/h、3/4出力時40kg/hと決定し、これに見合う、伝熱チューブの仕様（対数平均温度差、熱通過率、必要伝熱面積、チューブとフィン材料等）を求めた。エコマイザー内を流れる循環流量は、伝熱性能の安定条件から決定した。伝熱チューブの配置においては、サイレンサ膨張室の容積をできるだけ増加させないよう配慮した。排熱回収後、エコマイザーから蒸気・水の二相流が排出される、蒸気を分離するための汽水分離器を設計した。

これらの設計に基づき、サイレンサAと汽水分離器を製作した。

また、サイレンサAの消音効果を調べるため、エコマイザーを内装しない標準サイレンサも製作した。

(3) 「排熱回収型サイレンサ性能試験装置」の設計・製作

試作サイレンサの設計を基に、本試験装置に組み込むべき機器類（循環水ポンプ、循環水ポンプ冷却系、給水ポンプ、ドレンクーラー、給水タンク、水位制御装置、循環系とサイレンサの断熱、換気ファン）と架台の仕様を決定するとともに、性能試験装置配管系統図を作製した。

また、圧力、差圧、温度、流量、水位、燃料消費量、騒音計測のための、センサー類やデータログ等の仕様を決定し、それらを購入し試験装置に組み込んだ。

試験装置の設置場所としては、近隣に騒音被害が出ないことと試験実施の利便性を考慮して選定した。

(4) サイレンサAの試験装置への搭載と排熱回収の基本特性の確認

試験装置に、別途設計・製作したサイレンサAと汽水分離器を搭載した。排熱回収の基本特性を確認するため、機関出力を4/4から1/4まで変化させ、燃料消費量、排ガス温度、排ガス管圧力損失、熱回収量、循環流量、生成蒸気量等を計測し、排熱回収が設計値を上回ることを確認した。しかし、生成蒸気量は、循環ポンプ冷却のための熱損失が大きく、設計値に届かなかった。

全ての試験で、騒音測定を実施するとともに、（エコマイザーを内装しない）標準サイレンサを搭載し、消音効果を比較したところ、サイレンサAの方が消音効果が勝ることが分かった。また、ガス側圧力損失は、サイレンサAの方が標準サイレンサより小さいことが判明した。

以上より、平成22年度の事業目標は、全ての項目において100%の達成度となった。

9.2 技術的成果と課題

サイレンサ A の設計段階で、技術的に特に懸念した点は、

- (1) サイレンサ空間に、十分な排熱を回収できるエコノマイザーが内装できるか？
- (2) サイレンサ A の圧損が、エンジン性能に悪影響を及ぼさない範囲に留まるか？
- (3) エコノマイザーの存在が消音効果に悪影響を及ぼさないか？

の 3 点であった。

これらの点について試験結果を見ると、

- (1) 熱通過率が大きくなり、エコノマイザーの「蒸気生成能力」は設計値を上回った。
- (2) エコノマイザーを内装しない標準サイレンサより、圧損は小さくなった。
- (3) エコノマイザーを内装しない標準サイレンサより、消音特性は向上した。

ということであった。特に、(2) と (3) は二重丸級の成果と見なすことができる。

ところが、実際の「蒸気生成量」は、循環ループ内の熱損失が予想外に大きかったことにより、設計値を下回った。熱損失の原因を色々探ったところ、循環水ポンプの冷却に、設計蒸気量の 1/3 程度の熱が逃げていることが判明した。設計循環量に見合う小型の高温・高圧ポンプが見つからなかったためであった。

しかし、実用排熱回収型サイレンサでは、機関出力が現試験装置の数倍以上となるため、この熱損失の生成蒸気量に対する割合は、1/10 程度に減少するものと期待できる。

また、給水ポンプも設計値の数倍の容量のものを使用したため、給水が間欠的となり、ループ循環が一定周期で変動した。これに伴い、循環水ポンプのキャビテーションが生じ、流量データが大きく変動し、流量データの精度が悪くなった。

このように、所期の目的は十分達したが、循環ループを構成する機器の容量が適正でなかったことによる不具合が幾つか見られた。

9.3 サイレンサ B の設計方針

先ず、排熱回収型サイレンサは、エコノマイザーを付けない標準サイレンサと比べ、ガス側圧損がより小さく、また、消音性能が勝るといって、望外の結果を受け、サイレンサ B では、これらの性能については、改良する必要がない。従って、総合評価で述べた、循環ループの不具合を解消することが、サイレンサ B の基本的設計指針になると考えている。具体的には、以下が考えられる。

(1) エコノマイザーの性能アップ

実用機においては、循環水ポンプからの熱損失割合は、本試験ループほど大きくはないものの、無視できるレベルではないことは明らかである。そこで、サイレンサ B の蒸気生成能力を引き上げ、実用化直前のデモ機としての性能を充実させる。幸い、排ガスにはまだエネルギー的に余裕があるので、可能だと考えられる。

(2) 循環水ポンプ容量の適正化

現状の不具合のほとんどは、循環水ポンプの容量が過大であることが原因となっている。そこで、冷却損失が少なく適正な流量のポンプを探す。

(3) 給水ポンプ容量の適正化

給水ポンプについても、適正な容量のものを探すとともに、バイパスラインを設けることにより、流量の微調整が可能なようにする。

(4) 給水量の均質化

試験データの精度を高めるには、循環水ポンプのキャビテーションを防止する必要がある。その方法の一つとして、常に一定量の給水（例えば、エンジン出力 1/4 に相当する蒸気量）を行うことで、常にポンプサククション側がサブクール状態となるようにする。この場合、不足分の給水は ON-OFF 制御で行うこととなり、二元給水方式となる。

上記以外の改良案を含め、協力者と協議を重ね、技術的に、また予算的に実現可能なサイレンサ B を設計・製作することになる。

10. サイレンサ B の設計・製作

10.1 サイレンサ A との違い

10.1.1 伝熱面積の増加（蒸気生成量増大）

試験装置に搭載している発電機関(199kW)の排ガスエネルギーに余裕があること、及び蒸気生成量を少しでも増やすため、サイレンサ B に内装する伝熱管を 1 段増設し、11 段とする。これにより、伝熱面積は 10% 増加し 5.5m^2 となり、出力 3/4 時の設計蒸気量は、 40kg/h から 43kg/h に増加する。蒸気量の増加が 7.5%にとどまったのは、増設の 11 段目は、排ガス温度がかなり低下しており、伝熱面積の増加と蒸気量の増加が比例関係にないためである。

出力 3/4 時の対数平均温度差は若干下がって、 172.9°C （サイレンサ A では、 177.4°C ）、伝熱管外圧損は 0.052kPa （サイレンサ A : 0.050kPa ）となった。これらの他の伝熱項目は、表 3 と同じである。

10.1.2 外形高さの圧縮（コンパクト化）

排熱を回収する停泊時に使用する燃料は比較的良質であることから、伝熱面へのスート（煤）の付着が少ないと考えられることを考慮し、サイレンサの外形寸法をできるだけ小さくすること、及び製作コストを下げる目的で、本体内部の絞り部位置を変更するとともに、伝熱管を一区画にまとめ、スートブロアを 2 個から 1 個にした。スートブロー効果を確認するための点検口も一つとした。これにより、伝熱管の段数が 1 段増えたにもかかわらず、サイレンサの胴高さが A より 296mm 低くなり、 1606mm となった（水平断面寸法は変更なし）。

ストブローとして、水平空気管に口径 6mm のノズルが 4 カ所設けられている。図 51 に、上述の変更点を加えたサイレンサ B の形状と主要寸法を示す。

図 52 に、伝熱チューブが U ターンする部分を示す。U ターン部は非伝熱部分であるためフィンがなく、直線の伝熱部分とは非気密内壁で仕切られている。コンパクト化から見れば、U ターン部も伝熱部分とすることが望まれるが、螺旋状フィンが溶接できず裸管となるため、伝熱区画に設けても、伝熱面積の増加は限られている。また、14.5 節で述べるように、内壁との接触状態が矩形断面サイレンサの剛性を高め、共振を防ぐ上で役立っていることが分かり、当面は現状通り、U ターン部は非伝熱部分のままとする。

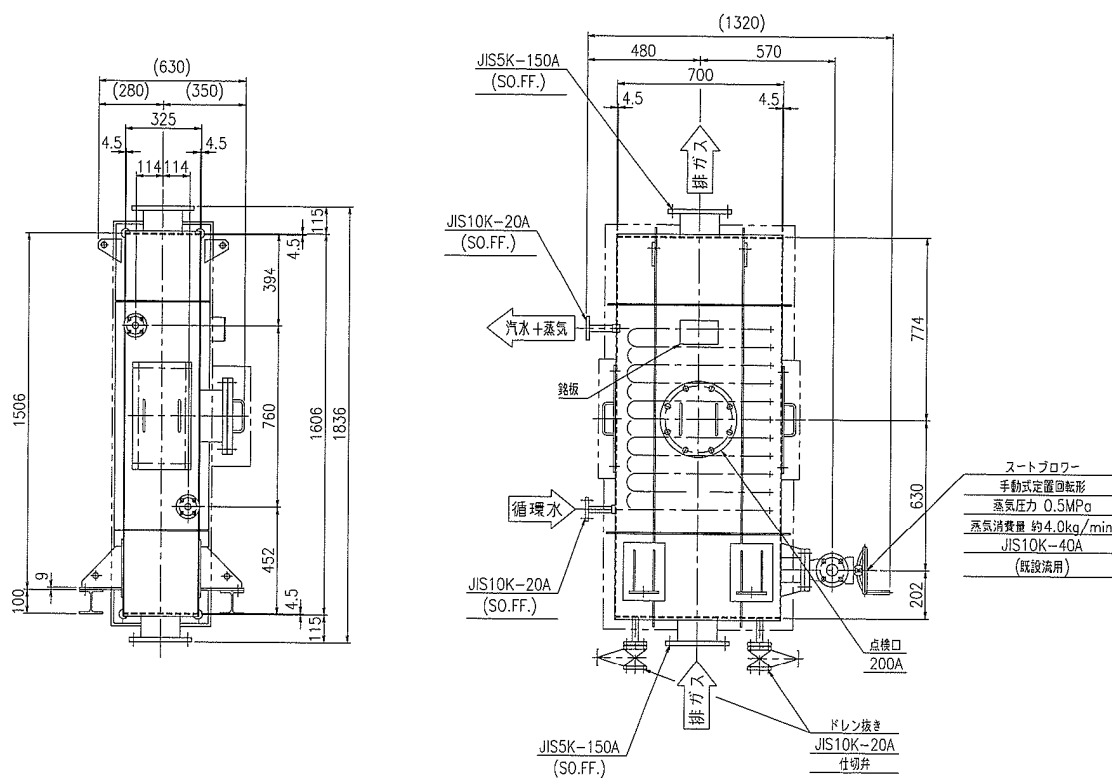


図 51 サイレンサ B の形状と寸法

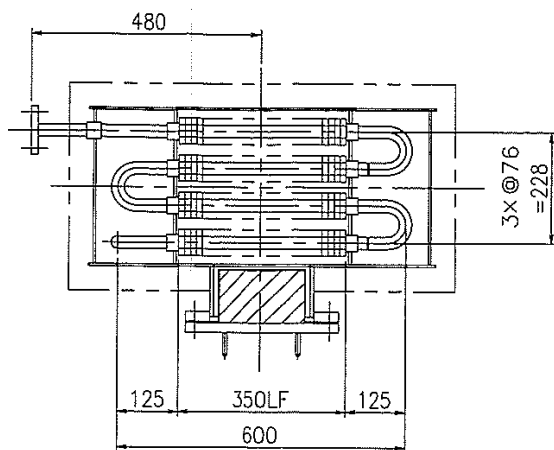


図 52 伝熱チューブ U ターン部

10.2 試験装置の改造

前年度製作の試験装置に幾つかの改善点が見つかったため、改造を行った。

10.2.1 配管系

現状の試験装置では流量調整が難しいため、配管系の変更を行い、給水量の微調整を可能とした。また、前年度の試験では、循環水流量が激しく変動しており（例えば、図 41 参照）、キャビテーション現象が生じていると考え、循環水ポンプのキャビテーションを防止するために必要な NPSH (Net Positive Suction Head) を確保すべく、給水が汽水分離器を経由せず、直接循環水系統に供給できる配管を設けた。循環系ポンプの変更に伴い、吐出側配管を 20A から 15A に変更するとともに、流量調整弁を追加した。給水量の調整をより容易にするため、給水タンクへのバイパス系統に流量調整弁を新に設けた。

図 53 に改造後の配管系統をそれぞれ示す。また、図 54 に、循環ループに直接給水するための配管が追加された後の汽水分離器を示す。図 8（前年度の汽水分離タンク）には見られない保温材で巻かれた水平配管が確認できる。

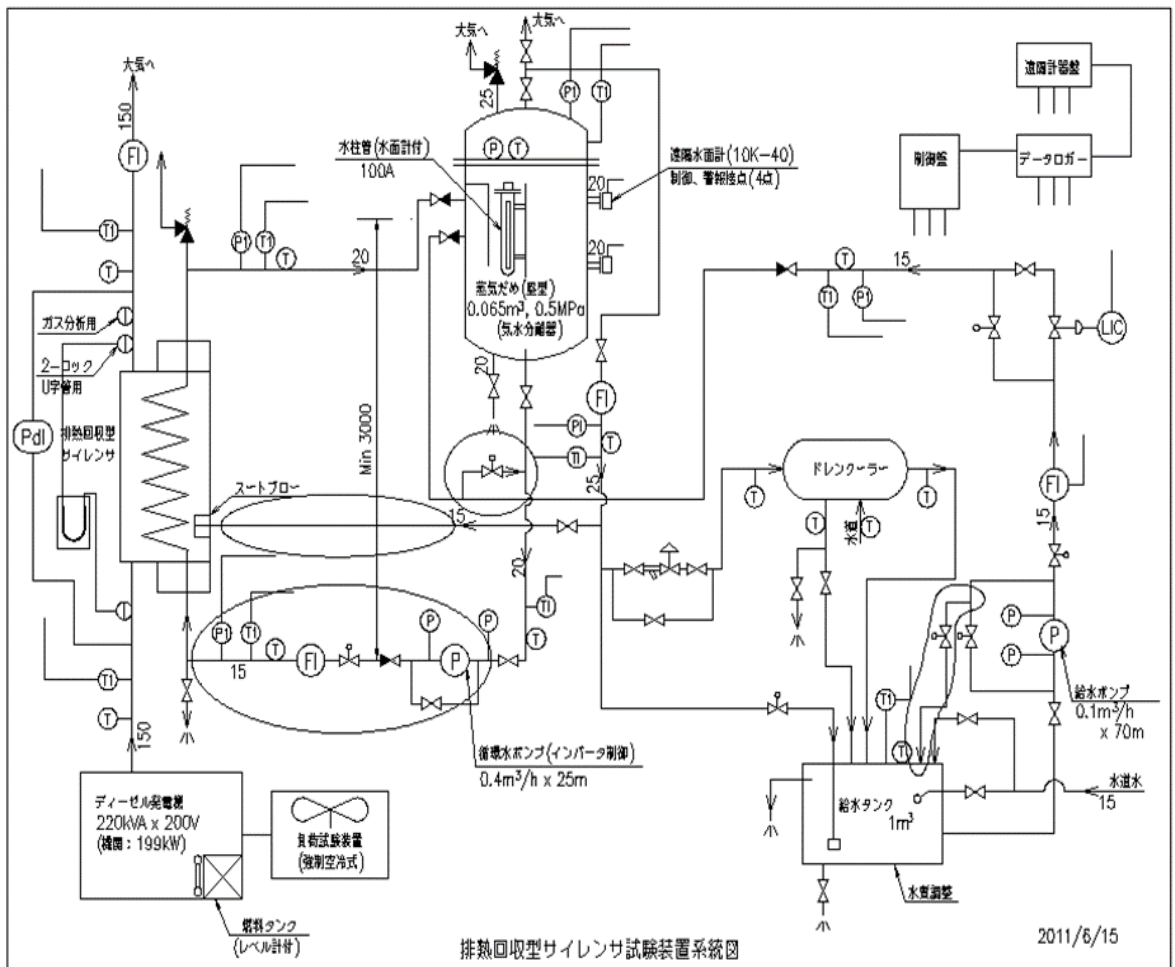


図 53 改造後の性能試験装置配管系統全体図（○で囲んだ部分が改造箇所）



図 54 配管が一部追加された後の汽水分離器（下方の水平配管が追加）

10.2.2 循環水ポンプ

既存の循環水ポンプは、蒸気生成量に対して容量（ $1.6\text{m}^3/\text{h} \times 25\text{m}$ ）が大き過ぎ、また冷却による熱損失が回収熱量の $1/3$ を越える（図 96 参照）ため、無冷却型ポンプに変更した。採用したポンプの主要目は、流量／揚程： $0.4\text{m}^3/\text{h} / 25\text{m}$ 、耐熱温度： 200°C 、流量制御：サイリスタ方式、軸動力： 40Hz 時 0.5kW である。

図 55（左）に新設した無冷却型循環水ポンプを示すが、前年度の図 11 と比べ、ポンプ本体が一回り小さくなったのに加え、冷却用ポンプと復水器がなくなっている（図 53 の系統図にはこれらの変更が反映されている）



図 55 無冷却型循環水ポンプ（左）と同サイリスタ流量制御盤（右）

10.2.3 給水ポンプ

給水ポンプも容量が過大 ($0.3\text{m}^3/\text{h} \times 100\text{m}$) であったため、適正化 ($0.1\text{m}^3/\text{h} \times 70\text{m}$) を図った。図 56 に新しい給水ポンプを示すが、図 12 と比べ、若干小型になっているのが分かる。



図 56 新設の小容量給水ポンプ

10.2.4 温度計測の追加

新しい循環水ポンプは無冷却型であるため、ポンプによる熱ロスはほとんどな



図 57 新設の温度センサーT-9

(左のコードが出ているセンサーからデータロガに接続。円形表示板は機側温度計)

いと期待できるが、それを確認するため、ポンプ上流側に新たに温度センサーT-9を設け、給水と混合後の温度を計測できるようにした（ポンプ下流側は、サイレンサ入口温度T-3として既に計測可となっている）。図57に追加した温度センサーT-9を示す。

10.2.5 データログの充実（追加温度計測等）

新たに設けた温度センサーT-9のデータをデータログに取り込むとともに、モニター一盤にもT-9を追加した。これにより、モニター数はログの上限である20点となった。また、モニター精度を上げるため、生成蒸気量表示を0.01kg/h単位とした（これまでは、0.1kg/h単位）。

図58に23年度のデータログ計測点を、図59に計測モニター状況の例を示す。

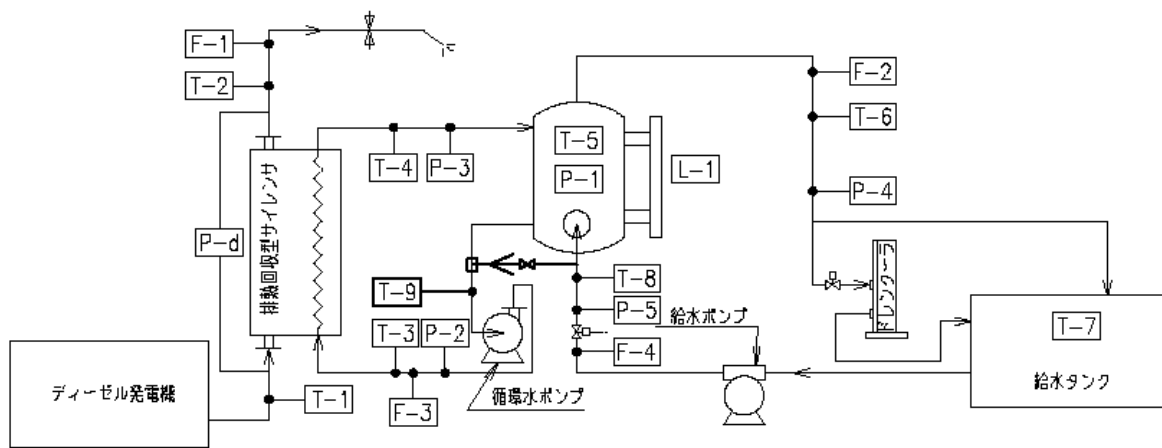


図58 23年度試験のデジタルデータ計測点（図18との違い：T-9の追加と太線配管）
（L1：水位、F：流量、P：圧力、Pd：差圧、T：温度）



図59 デジタルモニターの追加（右上のT-9）



図 60 改造後の試験装置全景（全体的には、前年度の図 28 とほとんど同じに見える）

10.2.6 循環水流量計

給水を直接循環系に投入する配管を使った試験においても、流動変動は完全には取り除くことができなかった。そこで、使用している渦式流量計の適用範囲を調べたところ、本試験のような低 Re 数領域では使用できないことが判明した。そして、広範囲の Re 数に対して使用できる電磁流量計に変えたところ、これまでの流動振動はウソのようになくなり、極めて安定した流量が計測されるようになった。

このことから、これまでキャビテーションと考えてきた流動振動データのほとんどは、渦式流量計の渦のミスカウントに起因することが判明した。

10.3 サイレンサ B の水圧試験

図 51 に示されるサイレンサ B は、前年度のサイレンサ A と同じボイラメーカー（(株)ダイクレ）で製作された後、ボイラ協会立会のうえ、耐圧試験を実施した。水圧試験の対象は、サイレンサ B の他、前年度製作の汽水分離器と両者をつなぐ循環ループの一部が含まれるため、当社の試験場で行った。試験圧力は、小型ボイラー規格（文献 9）に則り設計圧力 $(0.98) \times 1.3 + 0.3 = 1.58\text{MPa}$ で、圧力計以外の計測センサーと安全弁を取り外す（試験圧力が安全弁の吹き出し圧力の約 3 倍であるため）とともに、漏れの有無が視認できるよう、既設部分の保温材を取り外した。また、試験対象外との境界はブランクフランジで閉止した。

図 61 に水圧試験中のサイレンサ B と循環ループを、図 62 に汽水分離器をそれぞれ

示す。サイレンサ B は保温材が巻かれる前で、図 51 の設計図通り製作されていることを確認した。汽水分離器は保温材が除かれた状態で、設置当時と変わらない良好な状態が保たれていることが分かる。図 63 に水圧操作の状況を示す。



図 61 水圧試験中のサイレンサ B と（黄色の）循環ループ
（左下の黄色の筒状物は、取り外した配管保温材）



図 62 水圧試験中の汽水分離器と循環ループ
（保温材が外された黄色の部分）



図 63 水圧負荷操作の様子

水圧試験の結果、何ら問題のないことが確認され、ボイラ協会から検査証が発行された。

1 1. サイレンサ B の性能試験

11.1 試験の分類と試験時室温

11.1.1 試験の分類と試験機の構造の違い

本年度の試験は、試験装置の問題点がほとんど解決し、多岐に亘る試験が順調に行われた。特に、蒸気生成量の計測は、下記の 5 ケースについて行ったが、それぞれを簡潔に区別するため、以下のようなネーミングを行うこととする。なお、各試験の前には、調整運転や社内試験を徹底し、データ取得試験に入った。

- ・ A₀ (or A0) : 平成 22 年度のサイレンサ A による試験 (試験日 : H23. 1. 20)
後で分かったことであるが、循環ポンプの冷却損失が非常に大きい。
- ・ A_R (or AR) : 平成 23 年度のサイレンサ A による試験 (試験日 : H23. 9. 13)
循環ポンプを無冷却型に変更した新試験装置に組み込んだ試験で、蒸気生成量が大幅アップすると期待できる。23 年度製作のサイレンサ B の試験に先立ち、試験装置の改造効果を分離して確認するため実施 (改良したサイレンサ B を正しく評価するため必要)。
- ・ B₀ (or B0) : サイレンサ B を使った最初の公式試験 (試験日 : H23. 9. 27)
サイレンサ A との違いは、コストダウンと構造簡略化のため、スタートブローを一つにしたことと、エコマイザーの伝熱面積を 10%増やしたこと。本試験条件で使用できない渦式循環流量計を変更しないまま行った試験で、循環流量の正確な値が不明となっている。
- ・ B₀₂(or B02) : 循環流量計を電磁式に変更したサイレンサ B 試験 (試験日 : H23. 11. 9)
この試験から、これまでポンプキャビテーションとわれてきた循環流量の激しい変動は、渦式流量計の誤計測 (使用条件と外れているため、渦でない乱れを渦と判定していたものと思われる) であることが判明。
- ・ B_R (or BR) : 改造したサイレンサ B による試験 (試験日 : H23. 12. 20)
オリジナルサイレンサ B の消音性能が目標以上であったため、消音性能を少し落とすことにより、ガス側圧力損失を更に小さくすることを狙った改造を行った (図 85 参照)。出力 3/4 と 4/4 の試験は、関係者に立合を求めた。

図 64 は、前年度からの試験に使用した、原音測定用排ガス管、標準サイレンサ、サイレンサ A、B 及び B_R の構造の違いを簡潔に示したものである。騒音比較のための

原音用排ガス管と標準サイレンサは、エコマイザーを内装していない。サイレンサ A は、 A_0 試験と A_R 試験に、サイレンサ B は B_0 試験と B_{02} 試験にそれぞれ供した。

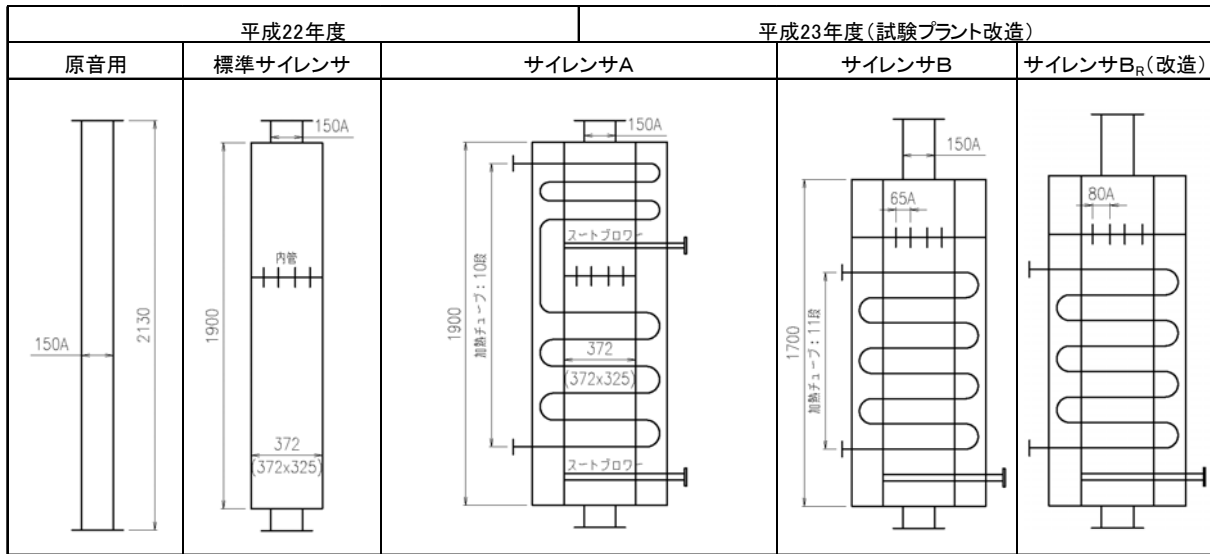


図 64 2 年度に亘り使用したサイレンサの構造比較
(騒音用のための原音用と標準サイレンサは、エコマイザー非内装)

11.1.2 試験時の室温

本試験において最重要な蒸気生成量データ整理の過程で、蒸気生成量は発電機関出力だけでなく、少なからず室温の影響を受けることが判明した。昨年度はその重要性を認識していなかったため、室温データを報告しなかったが、試験結果の報告に先立ち、前年度分も含め室温データ(機側)をまとめておく。表 16 と表 17 に、平成 22 年度の試験時室温と平成 23 年度の試験時室温をそれぞれ示す。表 16 から、平成 22 年度では、最初の試験が 11 月末であったこともあり、室温の違いは少なく、 4°C 以内に収まっている。前年度、室温が蒸気生成量に及ぼす影響に気づけなかったのは、この温度差の少ないことが影響しているのかも知れない。これに対し、23 年度では、室温差が最大で 30°C にも達している。

表 16 平成 22 年度試験時室温一覧

試験日	試験分類	特記事項	出力	時刻	室温 (℃)
2010. 11. 30	AO		1/4	10:20	13.0
			2/4	10:55	14.5
			3/4	11:25	16.0
			4/4	12:00	17.0
2010. 12. 10	原音		1/4	11:13	13.0
			2/4	11:35	13.5
			3/4	12:05	15.0
			4/4	12:35	17.0
2010. 12. 21	標準サイレンサ		1/4	10:15	12.5
			2/4	10:50	13.5
			3/4	11:25	14.0
			4/4	12:00	16.0
2011. 1. 14	AO	4H 連続試験	4/4	11:05	13.5
			4/4	11:30	14.0
			4/4	12:05	15.0
			4/4	13:05	17.0
			4/4	13:35	17.5
2011. 1. 18	AO		4/4	11:00	13.5
			3/4	12:21	16.0
			2/4	13:10	16.5
			1/4	14:10	15.5
2011. 1. 20	AO	排ガス分析	2/4	12:00	13.0
			4/4	14:00	16.0
2011. 1. 25	標準サイレンサ (補強後)		4/4	10:45	13.0
			3/4	11:20	14.0
			2/4	11:55	15.0
			1/4	12:30	15.0

表 17 平成 23 年度試験時室温一覧（出力 0/4 はアトリング）

試験日	試験分類	特記事項	出力	時刻	室温 (°C)
2011. 9. 13	AR	試験装置改造	1/4	10:51	33.5
			2/4	11:50	35.0
			3/4	12:53	40.0
			3/4	13:25	38.5
			4/4	14:06	40.0
2011. 9. 27	B0		1/4	10:24	29.0
			2/4	11:11	29.5
			3/4	12:05	31.0
			4/4	12:54	35.0
		エコ OFF	3/4	14:15	33.5
			4/4	14:47	35.0
			3/4	15:05	34.0
2011. 10. 11	AR	エコ OFF	4/4	10:42	29.0
			3/4	11:33	29.0
2011. 11. 9	B02	電磁流量計 圧力計調整 計器 0 点調整	1/4	11:23	25.0
			2/4	12:03	25.5
			3/4	12:50	28.0
			4/4	14:32	32.0
2011. 12. 20	BR	圧力計補正	1/4	11:01	16.5
			2/4	11:43	21.0
			3/4	12:40	20.0
			3/4	13:35	24.5
			4/4	14:35	25.0
			4/4	15:15	25.0
2012. 1. 30	BR	スートブロー	0/4	14:30	10.0
			0/4	14:45	10.5

11.2 サイレンサ A の再試験 (A_R 試験)

11.2.1 再試験の目的

第 10 章で述べたように、サイレンサ B の性能試験を行うに当たり、試験装置の改造も行わざるを得なかったため、いきなりサイレンサ B の試験を行っても、サイレンサ A（以下、A₀という）との違いの原因が、「サイレンサ自身の改良」による

ものか「試験装置の改造」に起因するものかの判断が難しくなる。

そこで、サイレンサ B の性能試験に先立ち、サイレンサ A を改造後の試験装置に搭載したサイレンサ A の再試験（A_R 試験）を行った。

また、蒸気生成時のガス側圧損が、エコマイザーを内装しない標準サイレンサより小さくなる理由として説明してきた、「排ガス冷却効果」を確認するため、「エコマイザーOFF 試験」も合わせて実施した。

11.2.2 排ガスデータ

A_R 試験における排ガスデータを図 65 に示す。前年度の A₀ 試験データ（図 36）と比較すると、サイレンサ入口温度が全出力レベルで相当高くなっていることが目に付く。例えば、出力 4/4 では 54℃、出力 3/4 では 40℃も高くなっている。その結果、出力 3/4 の温度は 424℃で、前年の出力 4/4 時の温度 420℃をも上回るという、（出力順とならない）追い抜きが生じている。この理由として、以下が考えられる。

11.2.2.1 室温の影響

A₀ 試験時（H23. 1. 18 実施）の 14.8℃に対し、A_R 試験時（H23. 9. 13）は 39.3℃となっており、室温差が 24.5℃ある。

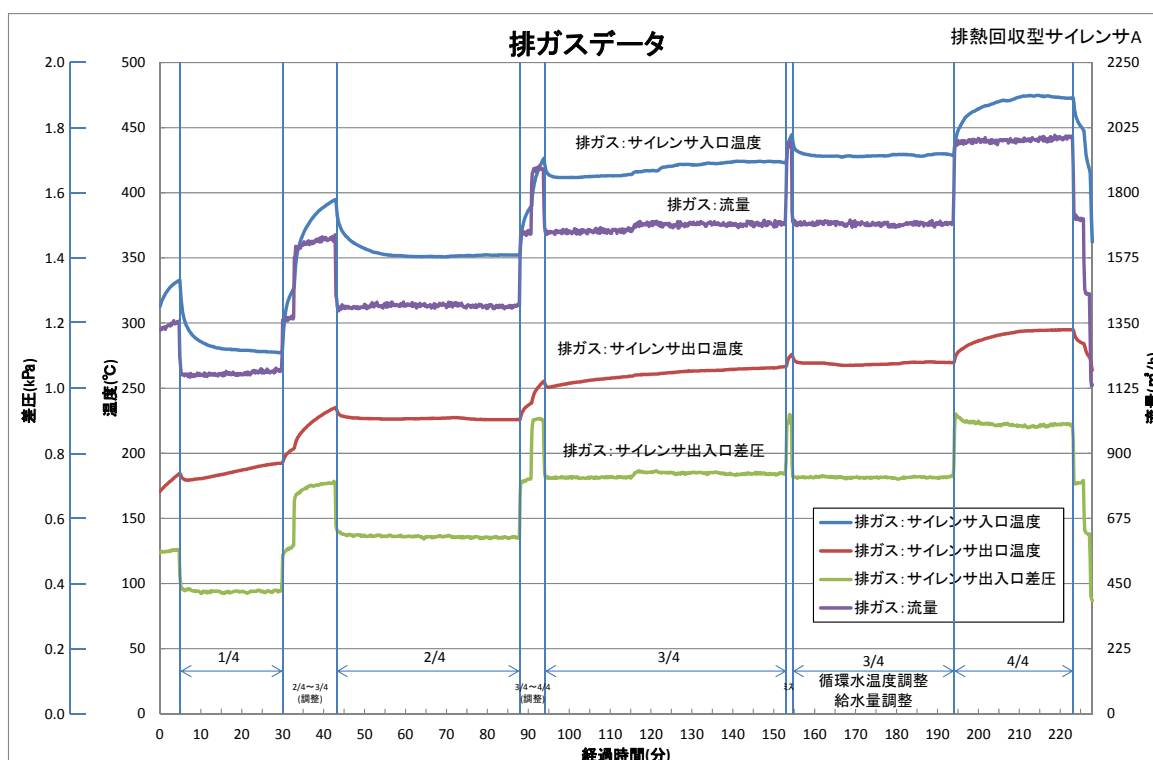


図 65 A_R 試験における排ガスデータ

11.2.2.2 過給機特性

高温ほど空気密度が下がるため、過給機の性能が低下し、エンジンへの供給空気が減少する、その結果、同出力を出すためには燃焼温度が上昇する。

事実、排ガス温度差は室温差の2倍近くもあり、排ガス量は前年度より減少している（A_R試験ガス量の減少率：出力4/4時5.3%、出力3/4時5.4%）。

上述の「室温の影響」と「過給機特性」が重なり、排ガス温度が室温差の約2倍高くなったと考えられる。その結果、夏場では、排ガスエネルギーが室温差以上に増大し、エコマイザー部の対数平均温度差が大きくなり、蒸気生成量が増すことが考えられる。つまり、蒸気生成量は夏場と冬場では相当異なることが予想される（詳細は14.1節を参照）。

11.2.3 循環水量計測と給水コントロール

図66に、A_R試験における出力4/4時の循環水量と給水量データを示す。対応する図41と比較すると、平均流量は、やや減少しているものの、（本来、蒸気生成量の5倍程度[0.4m³/h]が望ましいが、依然として0.83m³/hと高流量となっている）、循環量の大きな変動は解消されていない。A_R試験では、循環配管に直接給水しており、ポンプキャビテーションを抑制するのに十分なNPSHが確保されているにもかかわらず、キャビテーションの抑制はできていないように見える。

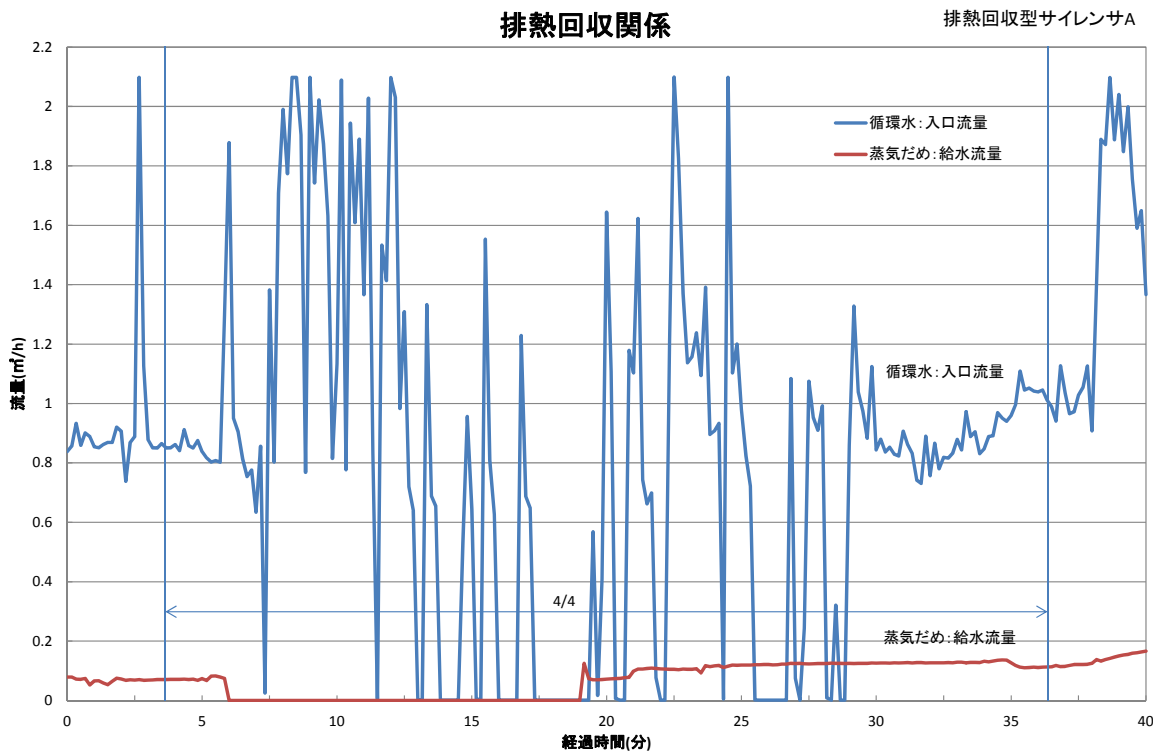


図66 A_R試験における循環水量／給水量データ（出力4/4）

循環量を計測している渦式流量計では、カルマン渦の周期から流量を求めているが、NPSH が確保されているとはいえ、飽和温度に近い場合、僅かの負圧で気泡が発生するため、渦生成用の障害物回りでは減圧沸騰が起こりやすく、これをカルマン渦と誤認し、激しい流量変動が起こっているかのようなデータとなっているとの疑いを持つに至った。そこで、サイレンサ B の試験では、渦に頼らない電磁式流量計と取り替えることとした（実際は、B₀ 試験では間に合わず、B₀₂ 試験以降となった）。

給水量は、蒸気生成量に見合った量だけ給水するのが望ましいが、A_R 試験では、前年度と同様、ON-OFF 制御のままとした。

11.2.4 蒸気生成量

図 67 と図 68 に、A_R 試験における出力 4/4 時と 3/4 時の排熱回収データをそれぞれ示す。両図とも、給水の ON-OFF に伴い、ポンプ入口温度、サイレンサ入口温度、サイレンサ入口圧力と蒸気配管流量（蒸気生成量）がかなり変動している。サイレンサ出口温度（蒸気温度）とサイレンサ出口圧力（蒸気圧力）は、給水の ON-OFF に呼応して僅かに変動している。

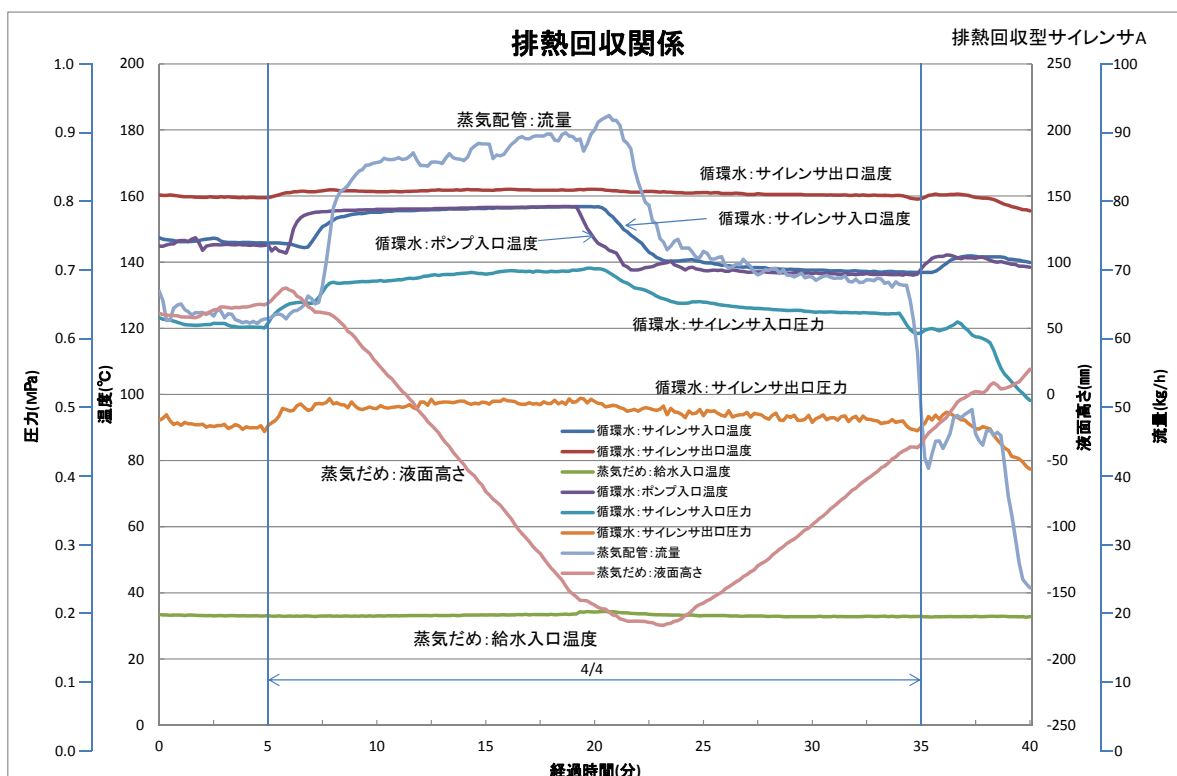


図 67 A_R 試験における排熱回収データ（出力 4/4）

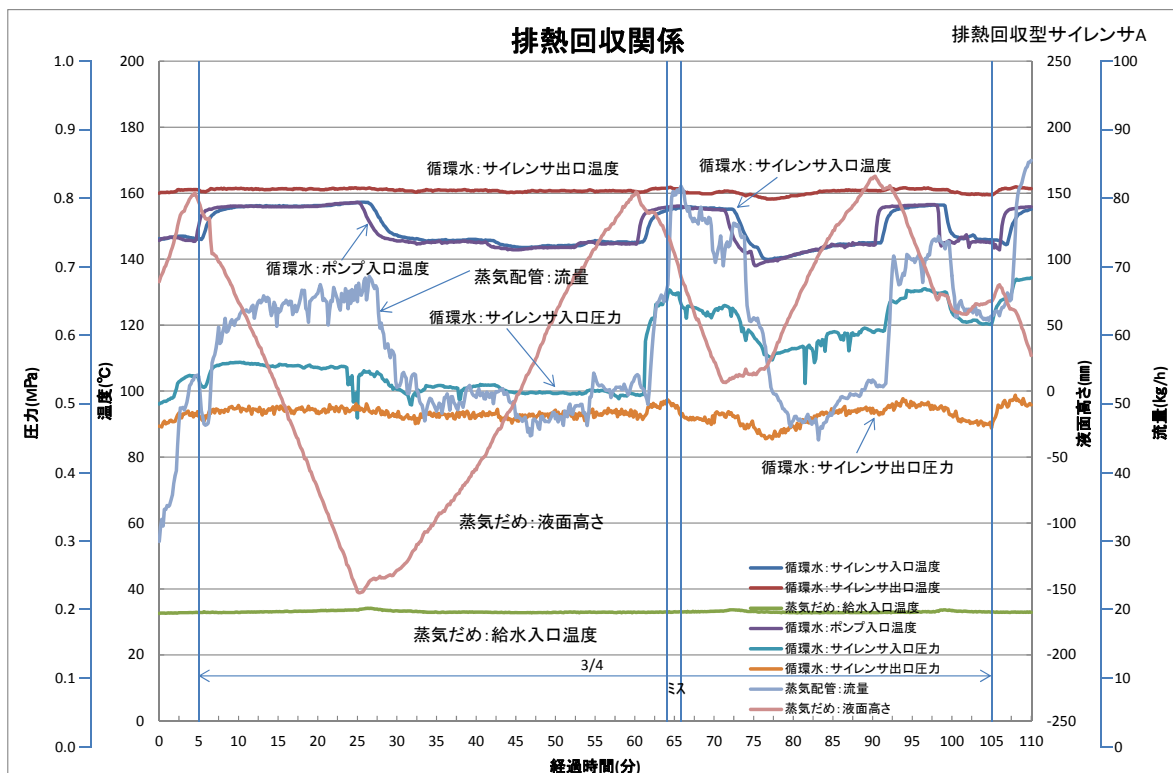


図 68 A_R 試験における排熱回収データ（出力 3/4）

循環水ポンプとして無冷却型を採用しているため、ポンプでの熱ロスはほとんどなくなるため、ポンプ入口温度とサイレンサ入口温度はほぼ同温度を示すはずだが、事実両者はよく一致している。給水の ON-OFF 時に、両温度の変化時刻に 2～3 分のズレがあるのは、循環水が両温度センサー間を移動する時間に対応している。

蒸気生成量の評価は、給水 ON-OFF に伴い変動するデータを、汽水分離器内水位の 1 周期に亘り時間平均することで求めた。その結果、出力 4/4 : 77.45 kg/h、3/4 : 58.28 kg/h、2/4 : 35.79 kg/h、1/4 : 15.30 kg/h を得た。循環水ポンプの熱ロスがなくなり、蒸気生成量は設計値（出力 3/4 : 43kg/h）を大きく上回った。

ポンプ回りの熱ロスがほとんどなくなったことで、本来蒸気生成が見込める、出力 2/4 と 1/4 時の蒸気生成量も計測できた。

11.2.5 排ガス側圧損と消音特性

A_R 試験における排ガス側圧損と消音特性は、サイレンサ自身に何ら変更を加えていないことから、基本的には前年度と同じと推定できる。ただ、室温が高いことによる排ガス量の減少が圧損を若干減少させることが考えられるが、出力 4/4 時の圧損データは、昨年の 91mmAq から 88mmAq に僅かに減少しており、予想通りと云える。

11.2.6 エコマイザーOFF 試験

蒸気生成のための循環ループを空の状態（エコマイザーOFF）にし、各出力に対してガス側圧力損失を計測した。図 69 にエコマイザーOFF 時の排ガスデータを示す（出力 4/4 と 3/4）。エコマイザーを含むサイレンサの熱容量がかなりあるため、図 69 ではサイレンサ出口温度は未静定であるが、その差圧への影響は $\Delta T / 2T$ (ΔT : 未静定温度差、 T : 絶対温度) 程度と僅かである。

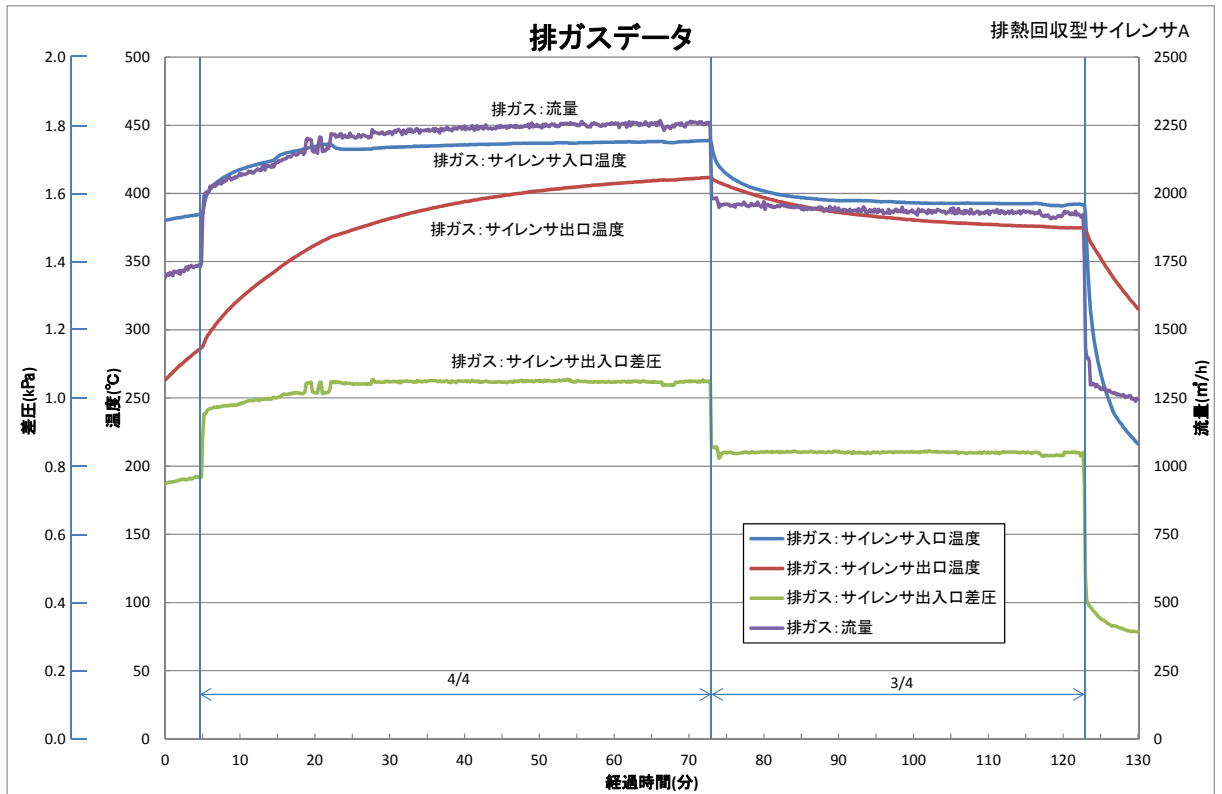


図 69 エコマイザーOFF 時の排ガスデータ (A_R 試験)

そこで、図 69 から差圧を評価したところ、出力 4/4 時 1.05kPa、3/4 時 0.84kPa となっており、前年度のエコマイザーON の時より、出力 4/4 時： $(1.05 - 0.91) / 0.91 \times 100 = 15\%$ 、出力 3/4 時： $(0.84 - 0.71) / 0.71 \times 100 = 18\%$ 、それぞれ上昇している。また、OFF 時の圧損は、エコマイザーを内装しない標準サイレンサの圧損（図 46 から、4/4 時 1.10kPa、3/4 時 0.89kPa）と同等である。

この事実から、エコマイザーを働かせた場合のガス側圧損低下は、蒸気生成によるガス温度の低下が原因であることが再確認できた。

また、OFF 時の騒音も計測したが、ON 時と有意な差は見られなかった。このことから、エコマイザーを内装した場合の消音効果の増大は、ガス冷却とは別の理由「チューブ群との圧縮波の干渉効果」が考えられる。

11.2.7 A_R試験のまとめ

以上から、

- ・サイレンサ A は設計値以上の蒸気が生成できる能力を有する。
 - ・ガス側圧力損失の低下は、蒸気生成に伴うガス温度の低下に起因する。
- ことが確認でき、再試験の目的は十分達成された。

11.3 サイレンサ B の性能試験 (B₀試験と B₀₂試験)

11.3.1 B₀試験と B₀₂試験の狙い

A_R試験により、前年度の蒸気生成量が設計値に満たなかったのは、試験装置に組み込まれた循環ポンプからの熱損失に起因することが明らかとなった。従って、続く B₀試験と B₀₂試験では、

- ・エコマイザー伝熱面積を 10%増やしたことによる蒸気生成量の増加の程度
- ・コンパクト化に伴う圧力損失と消音特性への影響
- ・循環水流量計の変更による、循環流量計測の安定化
- ・静定状態の達成度
- ・エコマイザーOFF試験による、ガス側圧損低下（再確認）

を確認することが主な狙いとなる。

循環水流量計の電磁式への変更に日時を要したため、最初に渦式流量計のまま B₀試験を行い、その後、電磁式流量計を使った B₀₂試験を行った。

図 70 に関係者の参加を願った試験風景を示す。



図 70 サイレンサ B 試験 (B_R試験) 風景。モニターに見入っている参加者達

11.3.2 B₀試験とB₀₂試験の排ガスデータ

図 71 と図 72 に、B₀試験とB₀₂試験における排ガスデータをそれぞれ示す。これらの試験では、全く同一のサイレンサ B を使っているため、基本的には同じデータになると考えられる。しかし、A₀試験とA_R試験の違いで述べたように、室温の影響が現れる場合があるため、双方のデータを示し、違いなどを説明する。

図 71 と図 72 との比較から、サイレンサ入口排ガス温度（エンジ出口排ガス温度）は、全ての出力でB₀試験の方が高く、その温度差の平均は、13.2℃となっている。一方、表 17 から、室温がB₀試験の方がB₀₂試験より平均で3.5℃高くなっていることが分かる。従って、この排ガス温度の違いは、11.2.2 で述べた、「室温の影響」と「過給機特性」から説明できる。

また、排ガス流量は、過給機特性により、逆に、B₀₂の方が平均で19.5Nm³/hだけ大きくなっており、後述する蒸気生成量に影響する。

図 71 と図 72 に含まれる差圧データについては、エコマイザーOFF試験時のデータとともに、後述する。

11.3.3 B₀試験の排熱回収データ

前年度のA₀試験とは異なり、エコマイザーの伝熱面積を10%増やし、循環水ポンプの冷却損失をほぼゼロにできたことから、発電機出力1/4においても蒸気生成が見込めるようになった。さらに、ON-OFF給水ではなく、蒸気生成量に見合う連続給水を試みた。そこで、B₀試験については、詳細な経時変化も検討できるよう、生成蒸気量が含まれるデータは、出力レベルごとに示すこととする。

まず、出力1/4の図73を見ると、やや間欠的ではあるが蒸気生成（蒸気配管流量）が見られる。汽水分離器内水位が長周期でUp-Downしているのは、蒸気生成量が少なく、それに見合う給水量のコントロールが難しかったことによる。しかし、水位変動速度は、A₀試験におけるON-OFF給水時に比べると緩やかとなっている（図45参照）。サイレンサ出入口温度、蒸気温度とポンプ入口温度には若干違いがあるが、その差は循環ループのヘッド差やループ内圧損から説明できる。特に、A_R試験データと同様、ポンプ入口温度とサイレンサ入口温度が変動時を除きよく一致していることは、循環水ポンプ前後の熱損失がほとんどないことを意味しており、無冷却型ポンプに取り替えた成果がよく現れている。給水量の変動に伴い、この両温度が急変する際にのみ、サイレンサ入口温度の変化が約45秒程度遅れているが、これは両センサー間を循環水が移動する時間に相当し、理解できる。問題なのは、サイレンサ出口圧力が、時刻5分当たりで不可解な値を示し、その後0表示となっていることである（これについては、圧力センサーの校正の項で詳述する）。

水位変動の1周期に亘り蒸気量を時間平均すると、21.38kg/hとなった。

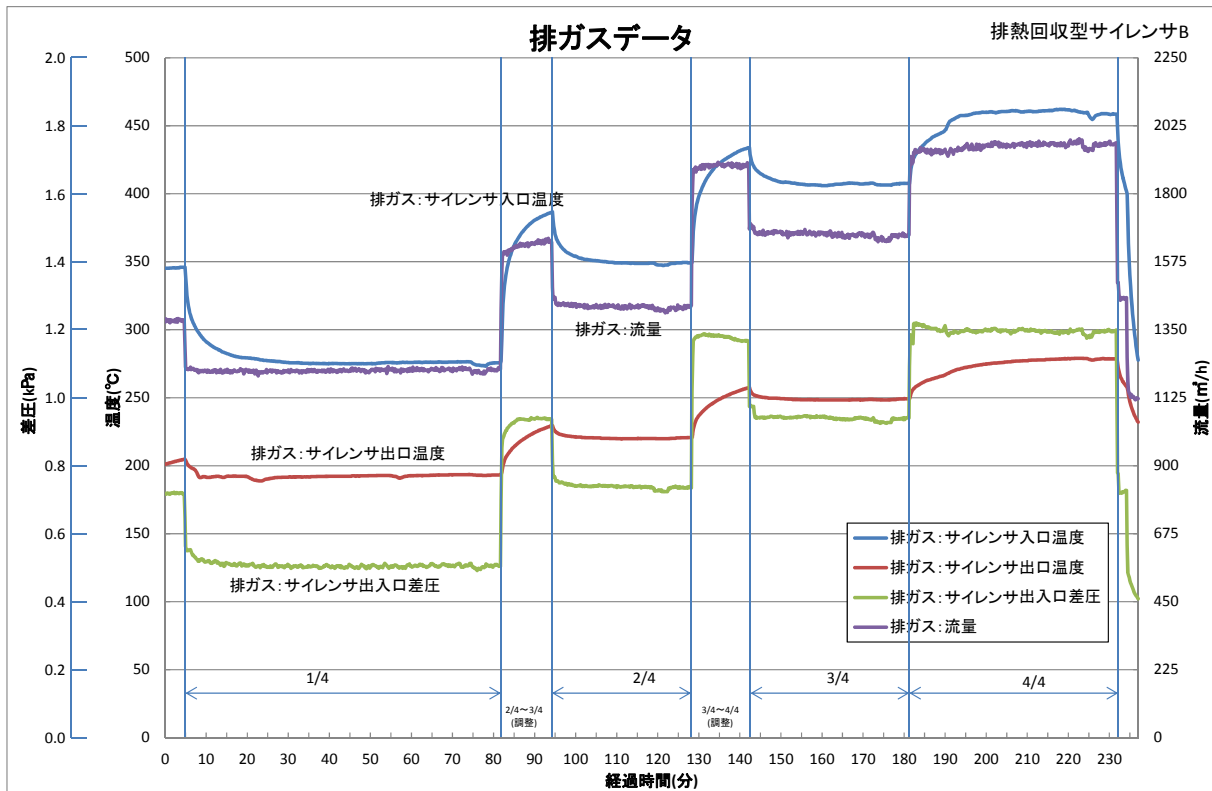


図 71 B₀ 試験における排ガスデータ

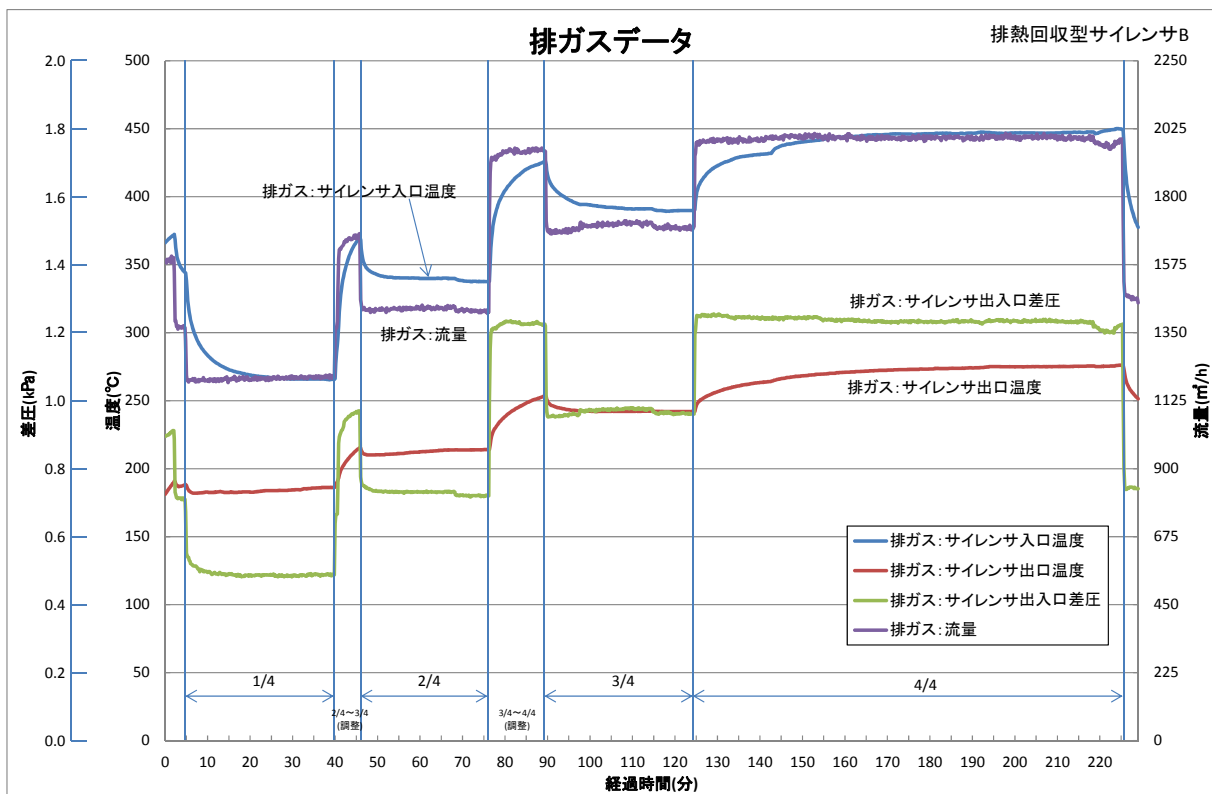


図 72 B₀₂ 試験における排ガスデータ

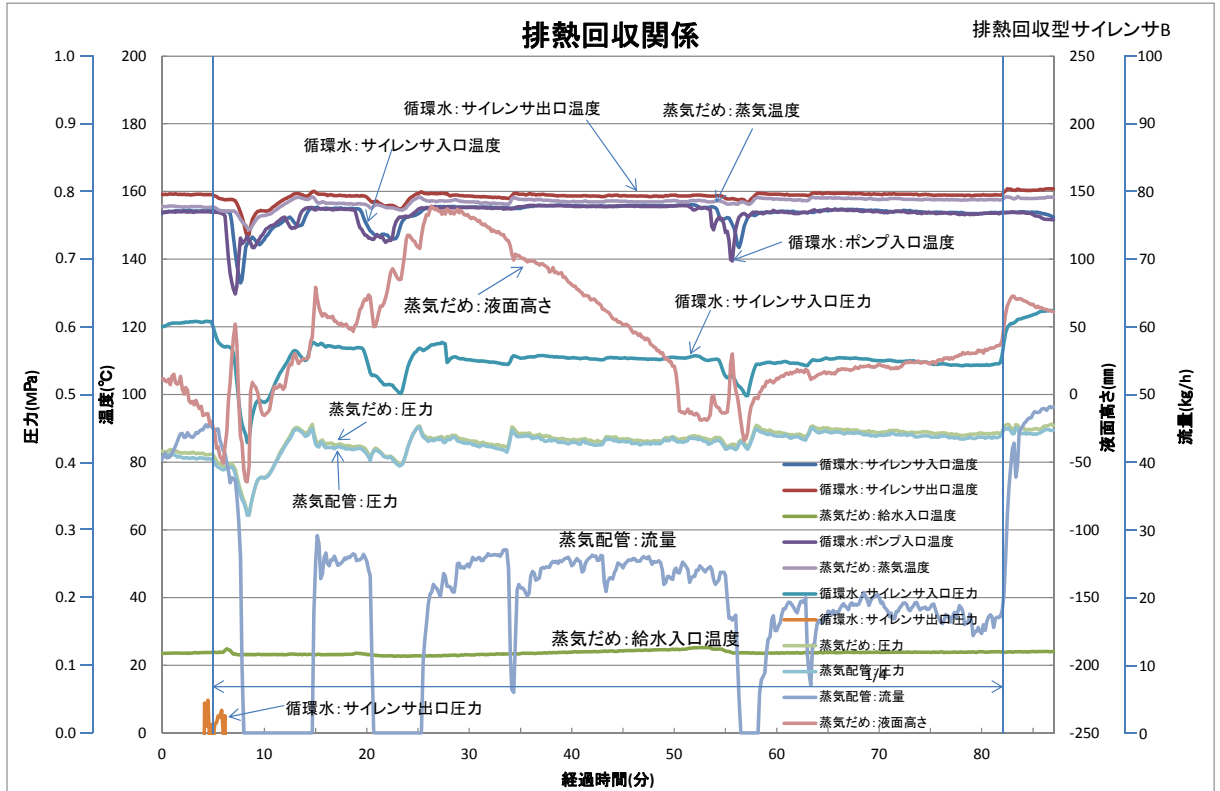


図 73 B₀ 試験における排熱回収データ (出力 1/4)

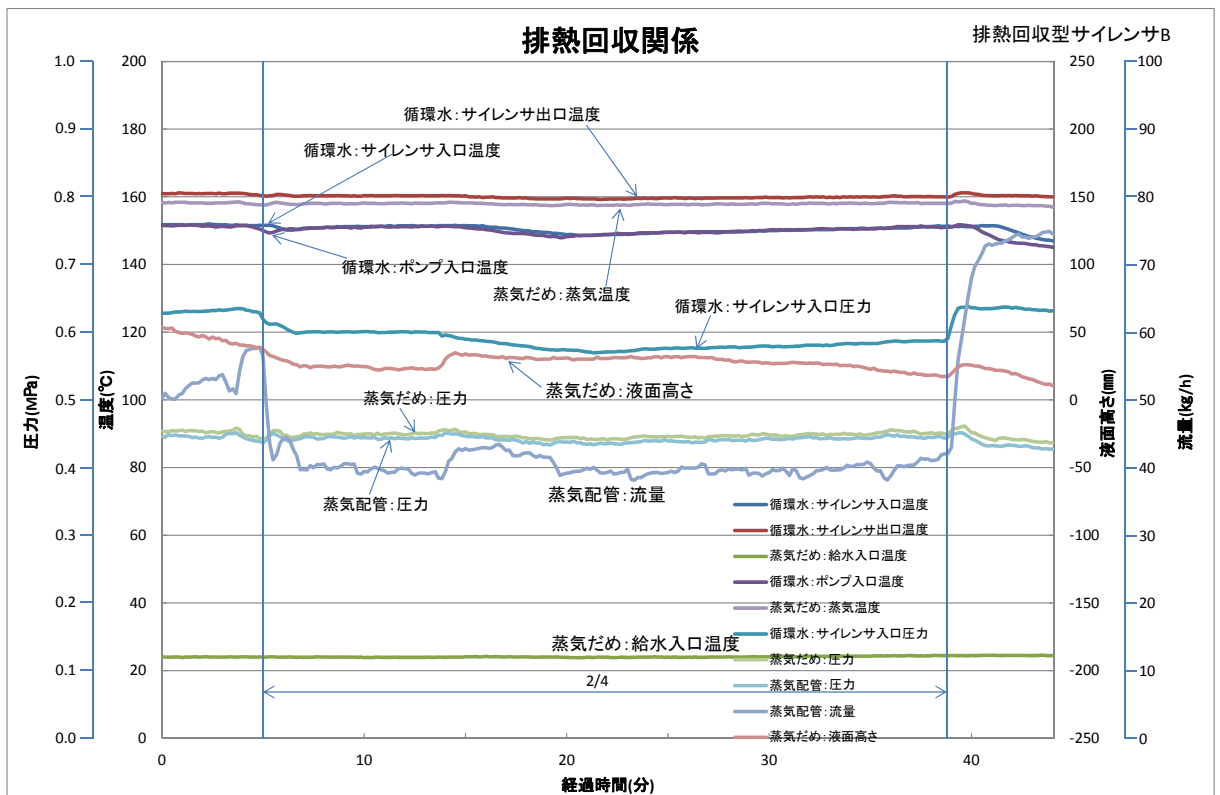


図 74 B₀ 試験における排熱回収データ (出力 2/4)

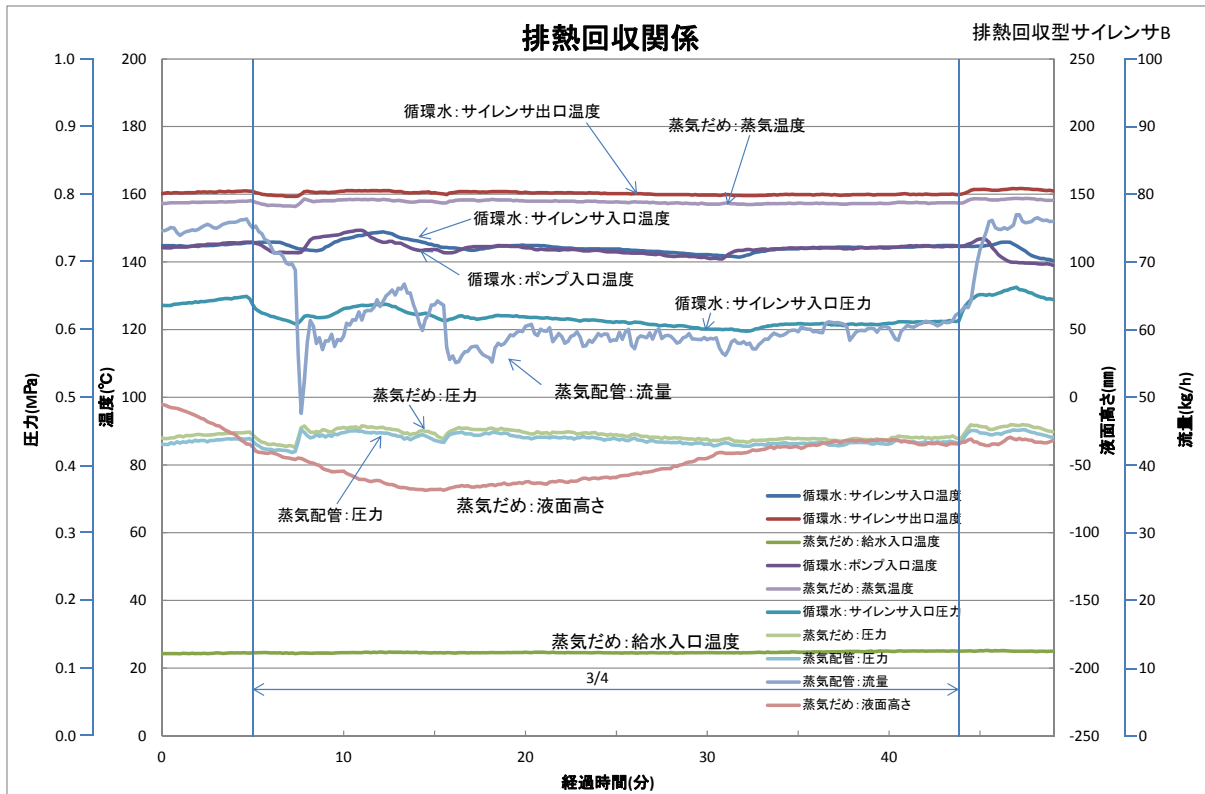


図 75 B₀ 試験における排熱回収データ (出力 3/4)

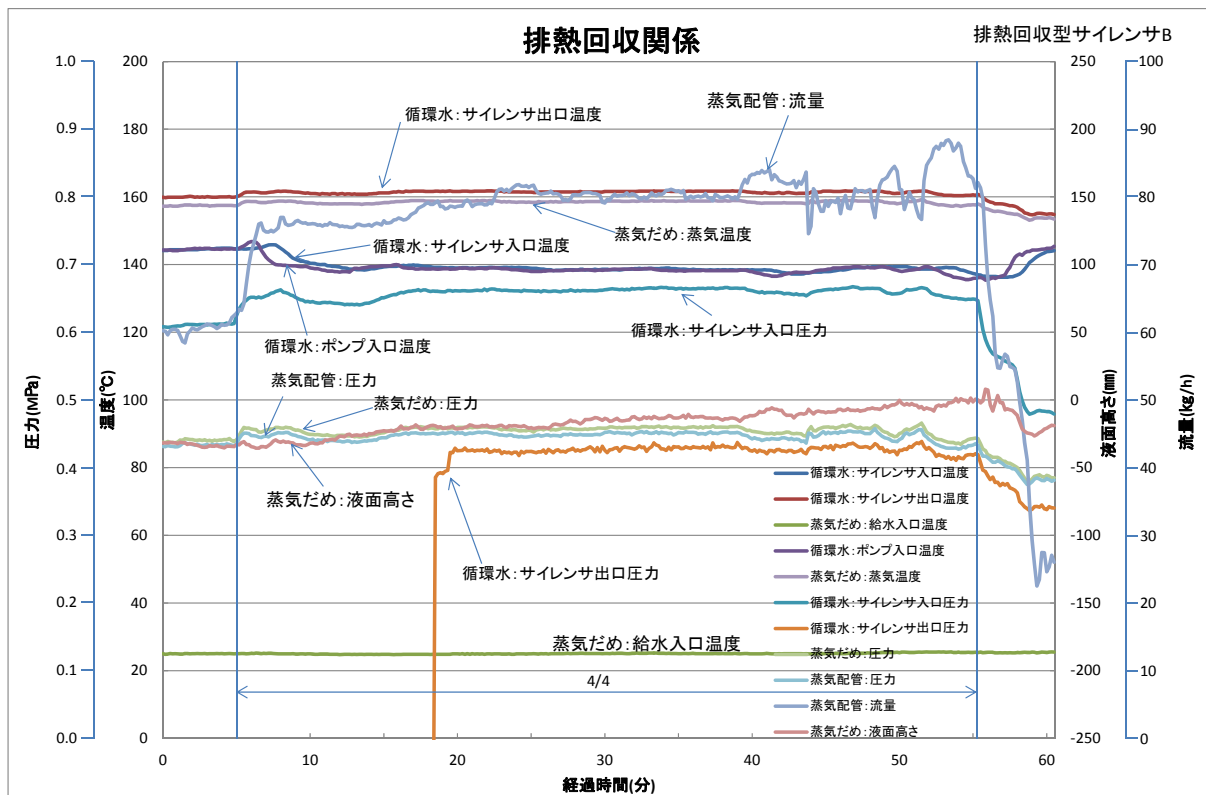


図 76 B₀ 試験における排熱回収データ (出力 4/4)

次に、出力 2/4 の図 74 を見ると、蒸気生成量が増し、汽水分離器内の水位変動も非常に緩やかとなり、望ましい給水コントロールが実現している。表示データは、上述の不具合なサイレンサ出口圧力が現れていない。時間平均蒸気生成量を求めると、40.48kg/h となったが、この出力では蒸気生成が計測できなかった今年の A₀ 試験の時から見ると、飛躍的な蒸気生成量の回復である。

出力 3/4 の図 75 では、給水コントロールがやや乱れ、出力 2/4 より変動幅が大きくなっているが、蒸気生成量の変動は小幅にとどまっている。この間の時間平均蒸気生成量は、58.97kg/h であった。これは、設計値の 43kg/h より、37% も大きい数値である。汽水分離器（蒸気だめ）圧力は蒸気配管圧力とほとんど同じであるが、僅かに汽水分離器圧力の方が高い。この差は蒸気配管内の圧力損失に相当し、納得できる。サイレンサ入口圧力と汽水分離器内圧力には、0.17MPa（約 1.7 気圧）もの差が出ているが、これはエコマイザーでの急激な蒸気生成によりループの約半分まで高速二相流となり、流動抵抗が大きくなっているためである。しかし、後述する圧力センサーの調整の項で述べるように、過大評価となっている可能性がある。

出力 4/4 の図 76 では、給水量が蒸気生成量を僅かに上回ったため、非常にゆっくりと汽水分離器内水位が上昇（70mm/h 程度）を続けている。この間の、時間平均蒸気生成量は、80.35kg/h と大きな値となった。時刻 18 分当たりで、突然サイレンサ出口圧力が回復している。その後の変動が、汽水分離器圧力や蒸気配管圧力に追随しているのは望ましいが、汽水分離器より上流側圧力の方が低いことは、起こりえない。恐らく、センサーの 0 点がシフトしたものと思われる（詳しくは、次項で述べる）。

11.3.4 圧力センサーの調整

B₀ 試験時に顕著となった圧力指示値の異変（特に、エコマイザー出口圧力）を受け、全圧力センサーについて、出力時、試験終了直後、および冷却時の指示値を調べた。図 77 に出力 4/4 時の圧力指示値（9：汽水分離器、10：サイレンサ入口、11：サイレンサ出口、12：蒸気配管、13：給水入口）を、図 78 に試験終了直後の同指示値を、図 79 に冷却時の同指示値をそれぞれ示す。まず、出力の圧力計指示値の内、飽和状態となっている地点について、日本機械学会発行の蒸気表（文献 10）を使い、飽和温度との差がそのセンサーの誤差と見なした。次に、本来 0 を示すべき試験終了直後の指示値が 0 点誤差と考えた。また、冷却時の指示値を参考に、各圧力センサーの温度依存性の再チェックをメーカー（共和電業）に依頼した。

表 18 に、以上の検討結果をまとめて示す。P2（サイレンサ入口）は循環水ポンプとの間に抵抗値不明の流量調整バルブがあり、また、P5（給水）は給水ポンプとの間に抵抗値不明の流量調整バルブがあるため、今回は補正を行えなかった。



図 77 出力 4/4 時の圧力指示値



図 78 試験終了直後の圧力指示値



図 79 冷却時の圧力指示値

表 18 圧力計測誤差一覧（飽：飽和、未：未飽和）

圧力センサー	温度 ℃	蒸気表 PS MPaG	計測値 PI MPaG	誤差 PI-PS MPa
P1 (汽水分離器)	158.2	0.48908 (飽)	0.4520	-0.0371
P2 (サイレンサ入口)	125.7	評価不能(未)	0.6095	補正なし
P3 (サイレンサ出口)	160.15	0.5192 (飽)	0.4925	-0.0267
P4 (蒸気配管)	157.7	0.4815 (飽)	0.4465	-0.0350
P5 (給水入口)	21.9	評価不能(未)	0.4985	補正なし

そのため、この二つの圧力センサーの今後の指示値には若干の誤差が含まれる可能性が排除できない。

来年度以降の実用化開発に当たっては、今回の圧力センサートラブルを活かし、160℃の高温耐性の優れた圧力センサーを選択する必要があると考えている。

11.3.5 B₀₂ 試験の排熱回収データ

図 80 に、B₀₂ 試験の排熱回収データの全出力分をまとめて示す。図 80 から分かるように、汽水分離器内の水位変動は、給水量のマニュアルコントロールがうまく行かず、B₀ 試験より大きくなっている（例えば、出力 4/4 では、107mm/h となっており、B₀ 試験時の約 1.5 倍）。時間平均蒸気生成量は、出力 4/4:76.32kg/h、3/4:54.21 kg/h、2/4:37.02 kg/h、1/4:17.37 kg/h となった。

B₀ 試験時にデータが採れなかったサイレンサ出口圧力は、0 点調整などを行った結果、納得の行く値を示している。つまり、出力 2/4 の一時期を除き、

サイレンサ出口圧力 > 汽水分離器圧力 > 蒸気配管圧力

の関係が保たれ、その差が出力の増加とともに二相流圧損が増えるため、大きくなっており、満足できる。B₀₂ 試験の前に、圧力センサーの調整を行った成果が出ていると云える。

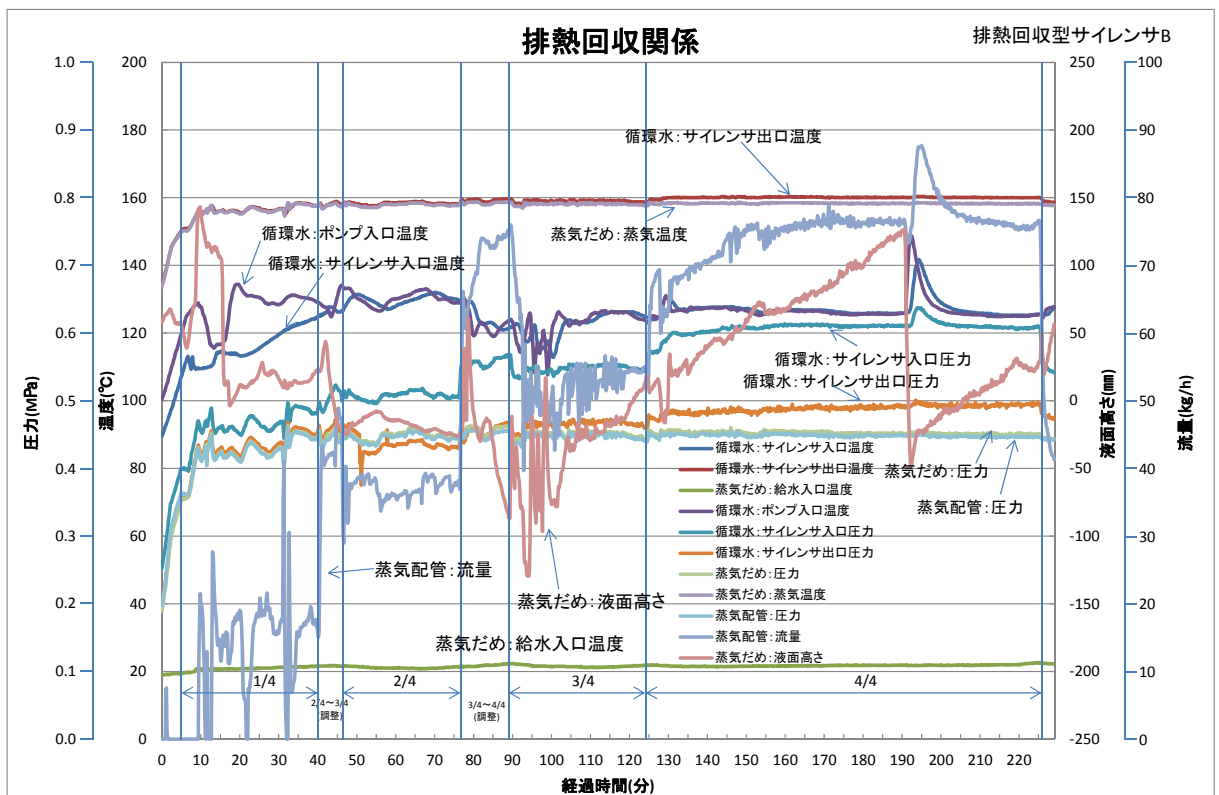


図 80 B₀₂ 試験における排熱回収データ（全出力）

次に、上記の関係が崩れている出力 2/4 のデータを図 81 に示す。経過時間 10 分当たりで、サイレンサ出口圧力が突然低下し、次の出力への移行時に正常値に戻るまで、サイレンサ出口圧力<汽水分離器圧力 という間違った関係になっている。サイレンサ出口圧力の異常の原因は不明であるが、意味不明な圧力急低下から異常が始まっており、17 分頃にも意味不明な圧力スパイクが現れていることから、何らかの電氣的トラブルの可能性が考えられる。何れにしても、今後の実用化段階では、高温耐性が優れているとされる、受圧面の大きなセンサーを採用するなどの対策が求められる。

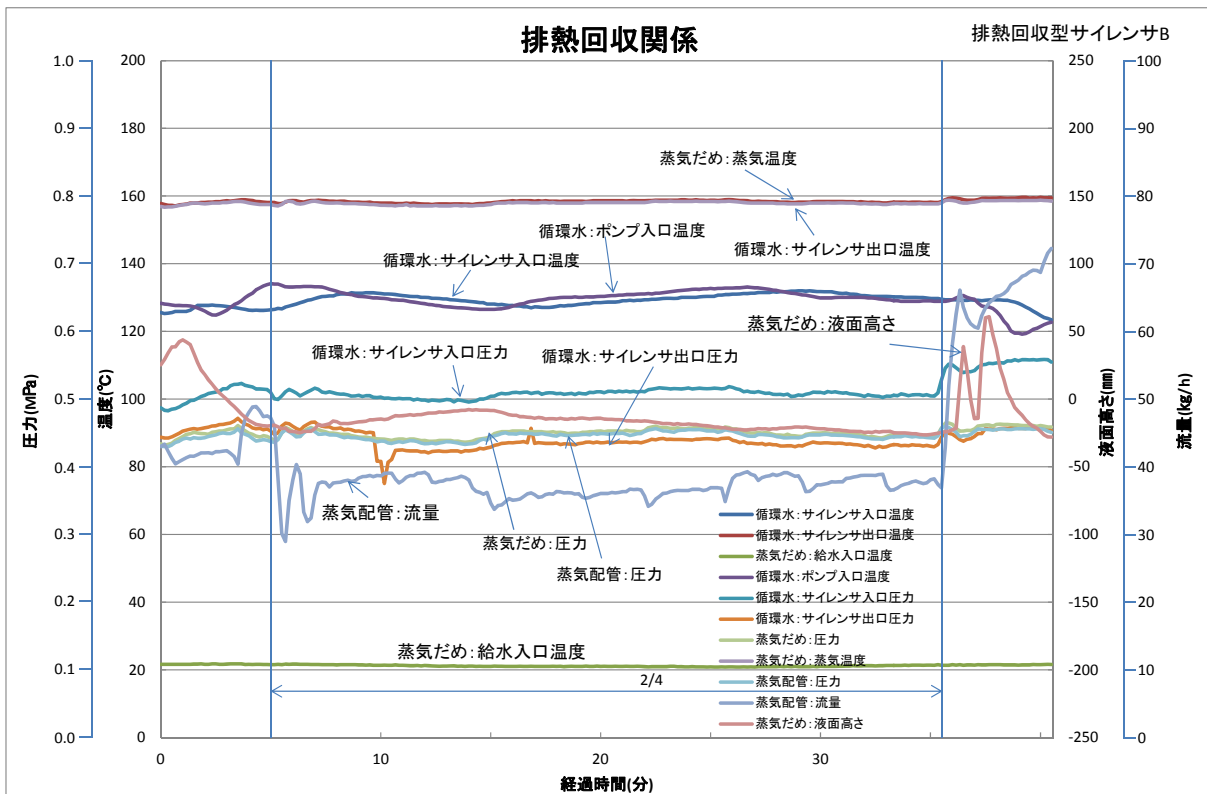


図 81 B₀₂ 試験における排熱回収データ (出力 2/4)

11.3.6 サイレンサ B エコノマイザーOFF 試験

サイレンサ A とは内部構造が異なるサイレンサ B についても、エコノマイザーOFF 試験を行い、エコノマイザーON 時の排ガス圧損の低下が排ガス冷却効果によるものであることを確認する。

図 82 に、サイレンサ B のエコノマイザーOFF 試験時の排ガスデータを示す。データ取得は、停泊時の発電機出力である 3/4 と 4/4 について行った。これまでにも述べたように、排ガスの流量 (Nm³/h) に変化のない同一出力では、排ガス圧損は温度に鈍感であるため、図 82 では温度的に未静定であるが、圧損は安定している。図 82 から、サイレンサ B のエコノマイザーOFF 時の排ガス圧損は、出力 3/4: 1.047kPa、

出力 4/4 : 1.393kPa となっている。一方、図 71 と図 72 から、 B_0 および B_{02} 試験における排ガス圧損は、出力 3/4 : 0.933kPa (B_0) と 0.963kPa (B_{02})、出力 4/4 : 1.196kPa (B_0) と 1.233kPa (B_{02})、となっており、エコマイザーOFF 時の圧損の方が、出力 3/4 時 : 8.7%~12.2%、出力 4/4 時 : 13.0%~16.5%大きくなっている。サイレンサ A についてもエコマイザーON 時の方が同程度排ガス圧損が小さくなっており、排ガスの冷却効果が現れたものと考えている。

圧損に関して最も気になる、サイレンサ A との比較であるが、サイレンサ B の方が 13%程度大きくなった。幸い、冷却効果もあり、標準サイレンサ並みとなっている。サイレンサ A との違いの理由については、考察において検討する。

なお、 B_{02} 試験時の排ガス圧損の方が B_0 試験時より 3%程度大きくなっているのは、 B_{02} 試験時の方が 4°C程度室温が低く、過給機性能が上がり、排ガス流量 (Nm³/h) が増大したことによるものである。

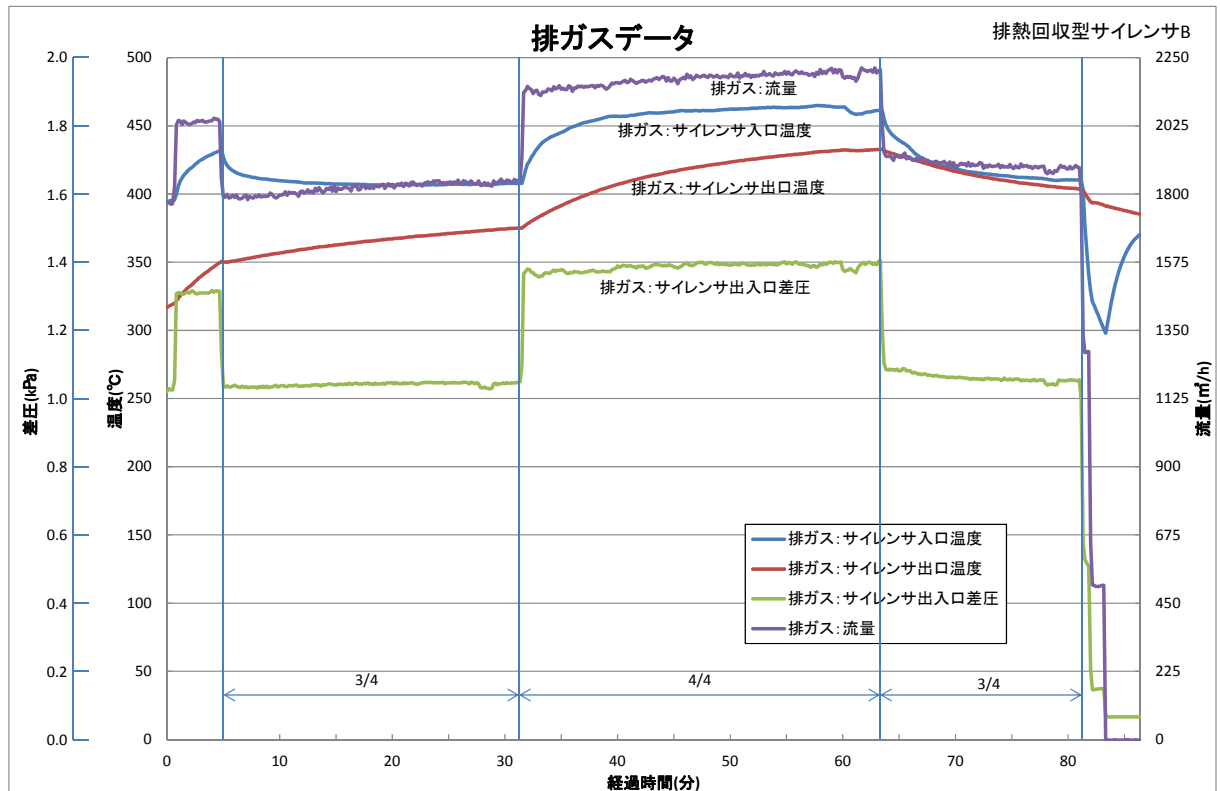


図 82 サイレンサ B エコマイザーOFF 時の排ガスデータ

11.3.7 循環水流量の計測と制御

舶用エコマイザーの場合、循環水流量は蒸気生成量の 5~10 倍程度が望ましいとされている。本試験装置の場合、これまでキャビテーションと思われる流動振動により、循環水流量のコントロールがままならなかった。

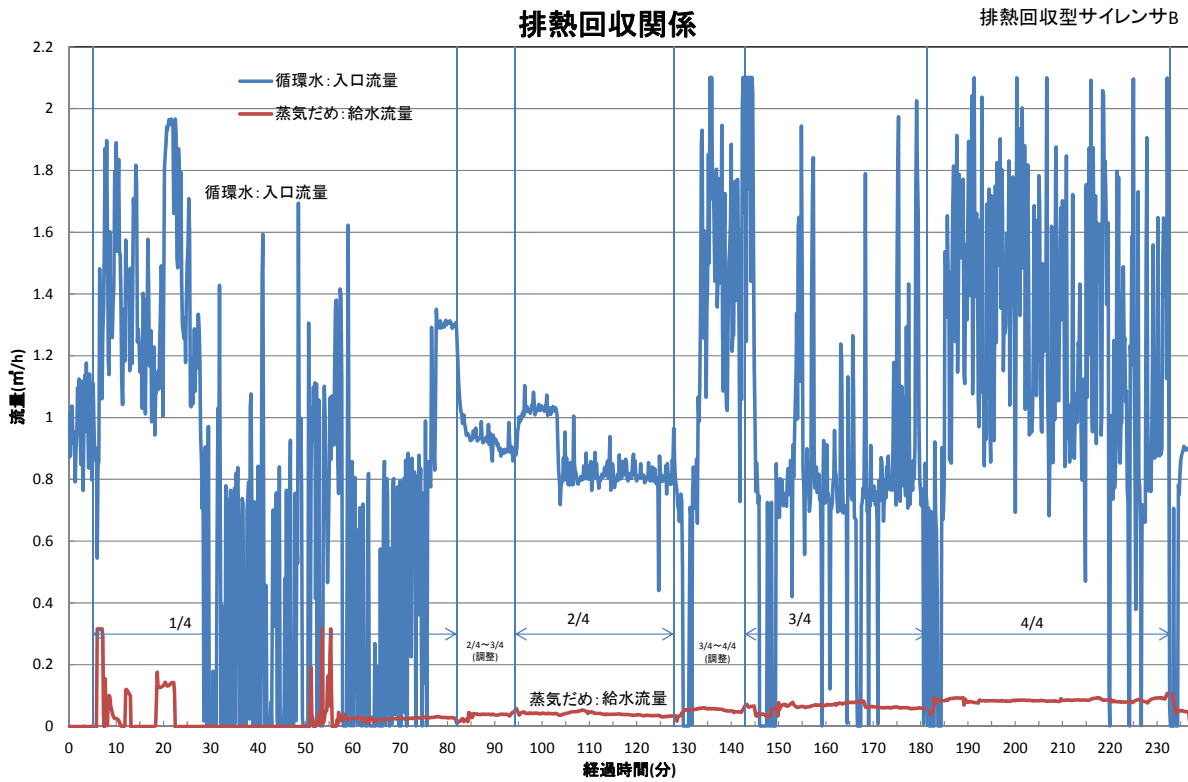


図 83 B₀ 試験の循環水流量と給水流量

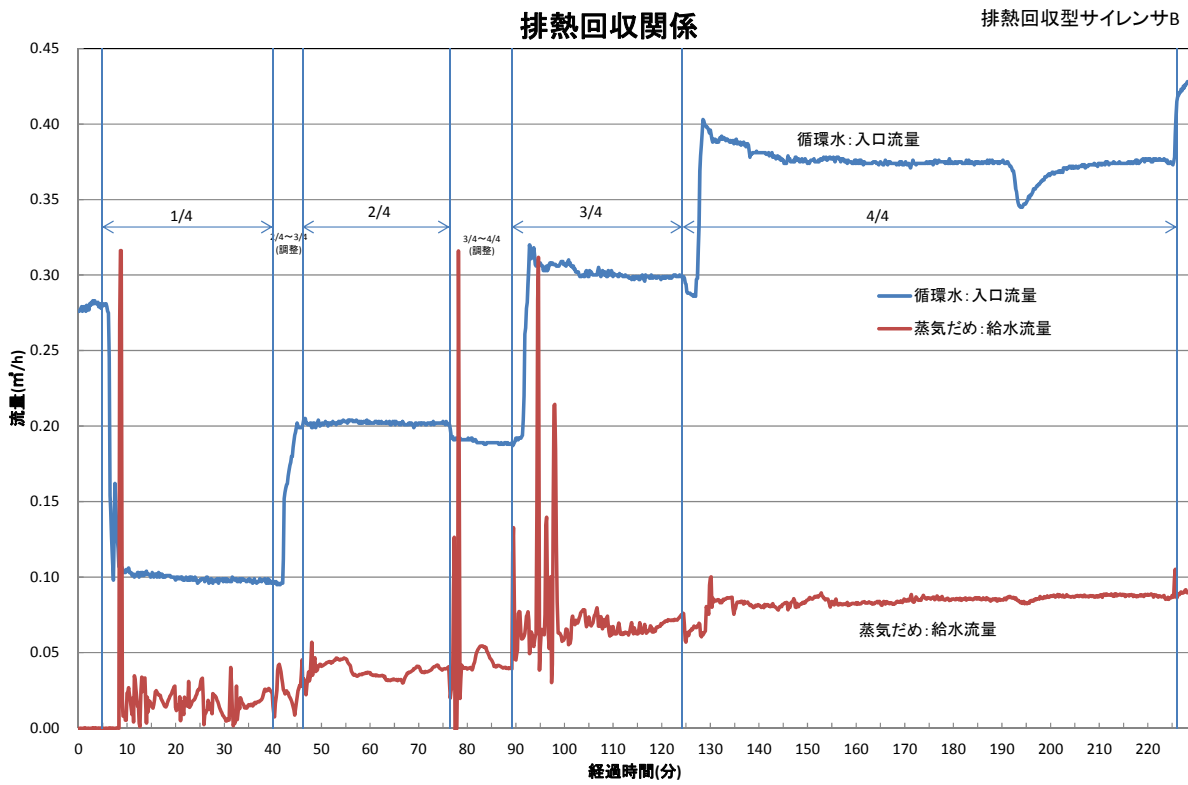


図 84 B₀₂ 試験の循環水流量と給水流量

B₀試験において、NPSHを上げるため、給水を直接循環水配管に投入する措置を執っても、流動振動は収まらなかったことから、流量計の選定に問題があることが判明した。そして、B₀₂試験以降、計測原理の異なる電磁流量計を使うこととなった。

そこで、循環水流量計の変更前後の循環水流量データを比較することにする。図83のB₀試験では、渦式流量計が使われているが、前年度のA₀試験時（図38、図41）と比べ、給水の直接投入効果は余り見られず、依然として激しい流動振動が起こっているかのように見える。ところが、電磁式流量計に変更した図84のB₀₂試験では、各出力に対して、循環水流量を蒸気生成量の約5倍に安定させることができている。これにより、「キャビテーションが発生している」との前年度の判断は誤りで、不適切な流量計使用による架空の流動振動に惑わされたことが明らかとなった。

この経験から、計測計の選定に当たっては、計測原理までさかのぼって、その試験条件に耐えるかどうかを見極めることが重要であると、認識を新にした。

11.3.8 サイレンサBの消音性能

表19と表20に、それぞれ出力3/4と4/4におけるサイレンサBの消音特性を示す。比較のため、サイレンサAの他、原音と標準サイレンサのデータも示している。サイレンサAと比べると、（圧損とは逆に、）有意な差で消音効果が上がっていることが分かる。標準サイレンサと比べると、出力4/4ではOA値で10dBも消音性能が良くなっている。周波数ごとの特性は、B_{0R}データを含め、考察で詳しく検討する。

表19 サイレンサBの消音特性（出力3/4）

試験種類	計測日 月/日	外気 温度 ℃	天気	周波数(Hz)											備考
				16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	OA	
原音	H22.12.10	12.0	晴	27.0	50.8	93.0	96.5	97.5	104.5	102.9	99.6	84.7	60.5	108.4	全ファン停止
標準	H22.12.21	10.0	雨	24.0	52.9	83.9	86.3	84.6	94.2	86.2	79.5	66.0	53.9	96.1	全ファン停止
標準(改造)	H23.1.25	9.0	晴	29.4	55.2	87.2	89.3	83.1	91.1	83.1	78.9	61.9	41.7	95.1	全ファン停止
AO	H23.1.18	9.0	晴	21.8	40.4	82.3	83.9	82.3	85.5	74.5	77.9	62.4	40.6	90.2	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	19.1	40.1	80.1	81.8	75.9	77.8	78.3	76.9	66.2	46.0	86.8	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	21.0	45.1	77.6	79.8	75.8	82.1	77.0	74.8	63.0	41.6	86.5	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	20.8	45.7	78.4	80.1	74.1	80.9	77.2	75.2	59.5	39.6	86.2	全ファン停止

表20 サイレンサBの消音特性（出力4/4）

試験種類	計測日 月/日	外気 温度 ℃	天気	周波数(Hz)											備考
				16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	OA	
原音	H22.12.10	12.5	晴	28.8	51.5	89.7	93.9	96.4	105.4	103.3	102.9	86.7	62.2	109.2	全ファン停止
標準	H22.12.21	10.5	雨	26.4	53.8	85.4	87.8	83.8	94.6	85.7	80.6	65.7	52.7	96.6	全ファン停止
標準(改造)	H23.1.25	8.0	晴	31.2	55.4	87.5	89.7	83.6	94.1	86.8	79.5	63.2	44.4	96.9	全ファン停止
AO	H23.1.20	9.0	晴	25.7	42.8	80.5	83.6	83.6	89.9	77.2	79.5	64.0	41.4	92.3	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	20.2	41.5	77.6	81.1	79.7	82.3	80.5	77.8	66.8	45.6	88.0	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	25.4	46.3	77.5	80.5	78.6	82.4	80.4	76.2	61.2	40.8	87.6	全ファン停止

12. サイレンサ B の改造

12.1 改造の考え方と期待される効果

サイレンサ B の性能を、蒸気生成量、排ガス圧損と消音性能についてサイレンサ A と比較すると、概略、

- ・蒸気生成量：伝熱面積を 10%増加したサイレンサ B は、7%程度多い。
- ・排ガス圧損：構造変更に伴い、圧損が 13%程度増加したが、排ガス冷却効果もあり、標準サイレンサ並にとどまっている。
- ・消音性能：圧損が増加した結果、消音性能はさらによくなり、騒音レベルは、標準サイレンサより 10dB 程度（出力 4/4 時）も下がった。

となった。

この結果を踏まえ、サイレンサ B_R への改造として、「膨張ノズル径を、65A (67.9mm) から 80A (80.7mm) と大きくする」こととした。この改造により、蒸気生成量を変えずに、大きくなった圧損を少なくし、大きな消音性能をサイレンサ A のレベルに下げることが期待できる。また、この改造は、将来的には、小さな圧損特性を活用し、「排熱回収型サイレンサと脱硝装置を直列に配置する（脱硝装置が上流側）」ことを念頭に置いている。

12.2 改造の実施

サイレンサ B の上部側壁を方形に切り取り、上述の改造を行った。図 85 は改造終了後、切り取った側壁を溶接して戻した部分を、図 86 は、大きくなった 4 個の膨張ノズルを上流側排ガスフランジから見たものである。なお、図 64 に改造前後のサイレンサ B の構造が示されている。



図 85 切り取った側壁の修復跡



図 86 大きくなった膨張ノズル

12.3 B_R 試験結果

サイレンサ B の改造目的に合わせ、ここでは圧損と騒音について報告する。蒸気生成量データは、考察において、他の試験との比較の際に検討することとする。

図 87 に B_R 試験における排ガスデータを示す。図 87 から、圧損は、出力 4/4 : 1.00kPa、出力 3/4 : 0.769kPa、出力 2/4 : 0.561kPa、出力 1/4 : 0.375kPa、となっている。これらの値は、全出力で B_0 及び B_{02} データを 20% 前後下回っているが、図 36 の A_0 データより約 10% 程度上回っている。従って、サイレンサ B_R の圧損は、サイレンサ B_0 とサイレンサ A の間にあるが、サイレンサ A に近いと云える。

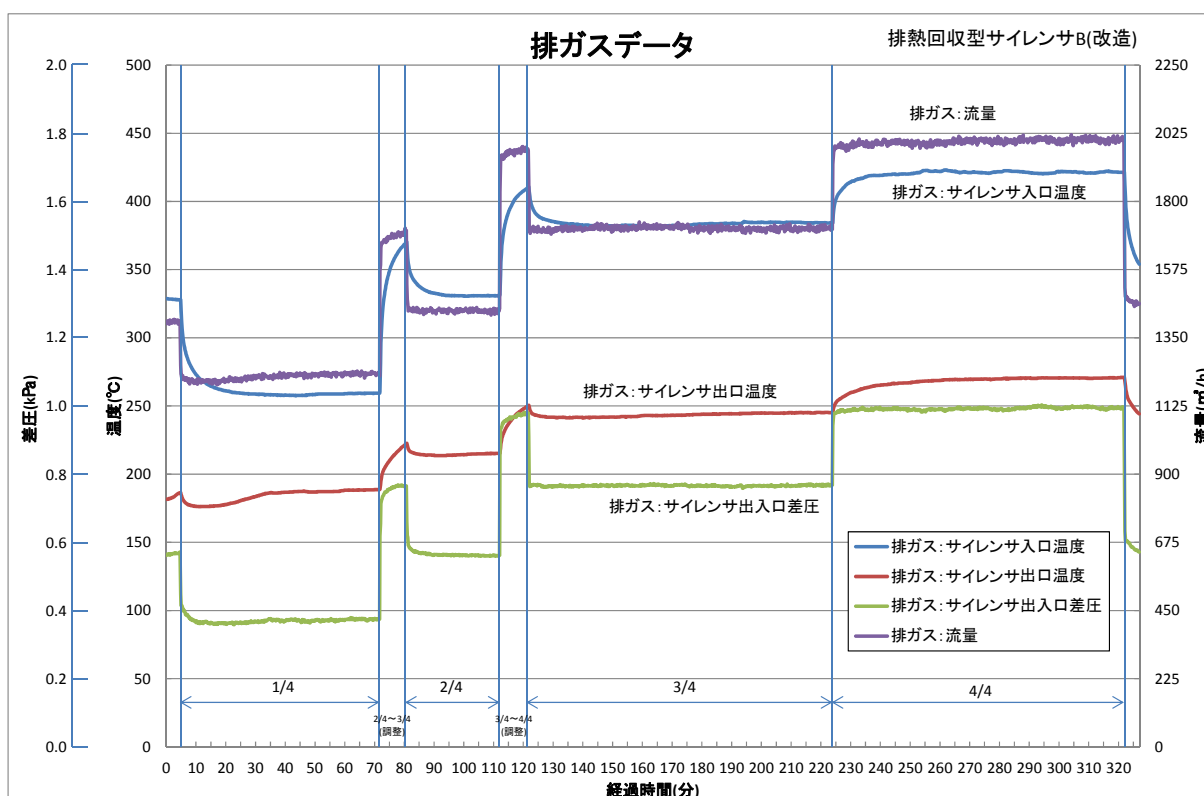


図 87 B_R 試験排ガスデータ

次に、消音性能であるが、OA 値で見ると、 B_0 や B_{02} とほとんど変わらないという結果であった。これは、消音性能は膨張ノズル口径に余り依存しないことを示唆しており、低圧損・高消音性能の実現に更に近づいたことになる。

13. スートブロー試験

13.1 スートブロー試験の目的

停泊時の発電機関燃料は、港湾環境への影響から高品質化が求められるようになってきているため、エコマイザー伝熱面へのスート付着は懸念されるほど激しいものではないと期待される。しかしながら、万一の安全性確保の観点からスートブローの設置が義務づけられるとの立場から、その性能の確認を行う必要がある。

13.2 スートブロー試験の実施

13.2.1 必要空気量

サイレンサ A では、スートブロー用空気がエコノマイザーの中の上下 2 カ所に設けられていた（図 5 参照）が、高品質燃料使用の予測とコスト軽減のため、サイレンサ B では下方の 1 本に絞った（図 51 参照）。図 88 は、サイレンサ B に設けられた 1 本の空気を、改造時に下方から見たものである。空気は内径 6mm の噴出ノズル 4 個から、上方（図 88 では奥）に向かって空気を吹き出させる構造となっている。ノズルは奥に向いているため、下方から見た図 88 では見えない。できるだけ広い範囲のススを吹き飛ばすため、空気噴流の方向が変えられるよう、図 51 に示すような外部ハンドルが空気に繋がっている。



図 88 スートブロー用空气管（サイレンサ下方から見る）

スートブロー試験に必要なコンプレッサーの容量を決めるため、上述のノズルからの空気量を下記のように推定した。

ノズル上流の空気圧力が 0.6MPa との仮定でノズル径が決められている。すると、ノズルでは臨界流（音速流）となり、流量 Q (Nm^3/s) は

$$Q = C_d S V_c (P/P_0) \quad (43)$$

C_d : 縮流係数(—)、 S : 総断面積、 V_c : 音速、 P : 供給圧力、 P_0 : 大気圧から求められる（文献 11）。

ノズルの縮流係数 $C_d = 0.63$ 、とすると、本装置の場合、 $S = 1.13 \times 10^{-4} \text{m}^2$ 、 $V_c = 340 \text{m/s}$ 、 $P = 0.6 \text{MPa}$ 、 $P_0 = 0.1 \text{MPa}$ であるので、これらを式(43)に代入して、

$$Q = 0.145 \text{ Nm}^3/\text{s} = 8.7 \text{ Nm}^3/\text{min} \text{ が得られる。}$$

この計算結果を参考に、余裕を持って、 $11 \text{ Nm}^3/\text{min}$ 、 0.8MPa の車載コンプレッサーをレンタルした。

13.2.2 スートブロー結果

図 89 にレンタルした大型コンプレッサー(左)を、図 90 にブロー方向を変えるためのハンドル操作の様子をそれぞれ示す。



図 89 レンタルした車載コンプレッサー（左）、右は発電機関



図 90 ハンドルを回し、ブロー方向をゆっくり変えている様子

図 91 は、取り外した点検口（位置は図 51 参照）を示しているが、内側の保温材が黒くススけているのが分かる。しかし、後述の伝熱性能の検討で述べるように、この程度の汚れでは、蒸気生成能力にほとんど影響を与えないことが判明している。

図 92 と図 93 は、それぞれスートブローの前と後に、下から 6 段目の伝熱管（高さから見て中央に当たる）を点検口から見た様子を示している。ブロー前はチューブの全周がススに覆われているが、ブロー後は全体がスッキリしているだけでなく、空気流の当たるチューブ下面はきれいになり、上面との境が分かるほどである。



図 91 点検口の保温材（厚さ 200mm）に付いたスス



図 92 ブロー前の 6 段目のフィン付き伝熱管

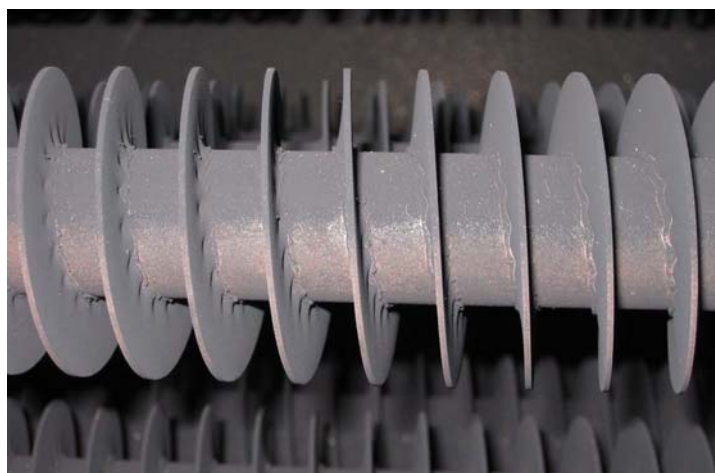


図 93 ブロー後の 6 段目のフィン付き伝熱管

13.2.3 スートブロー時の排ガス観察

スートブローが思惑通り行けば、ブロー中の排ガスにススが含まれ、目視でも変化が確認できる可能性がある。そこで、試験担当の一人が屋外の排ガス出口（図 21、図 22 参照）から観察し、以下の報告があった。

「外部排ガス管出口から、ブロー開始直後の 3~4 秒間は、粒状ススは確認できないものの、黒煙を排出した。その後、30 秒間に黒煙は徐々に薄くなり、1 分以内に黒煙は見えなくなった。」

この観察報告から、スートブローは開始後数秒間でほぼ決着し、その後の長いブローは余り意味がないことを示唆している。

13.2.4 実際のスートブロー空気量

スートブロー空気量が実際にはどの程度であったかを、試験データから確認した。図 94 に、出力 0/4（アイドリング状態）で行ったスートブロー時の排ガスデータを示す。図 94 から、スートブローは約 5 分間行われたことが分かる。サイレンサ出口温度とガス流量は、ブロー開始前で 142.3°C、1033 m³/h、（温度平衡に近い）ブロー終了間際で、116.9°C、1594 m³/h となっている。流量を標準状態（0°C、大気圧）に換算すると、ブロー開始前：679.2 Nm³/h、ブロー終了間際：1116.3 Nm³/h となる。これらの差、437.1 Nm³/h = 7.3 Nm³/min が実際の空気量となる。これは、目標の

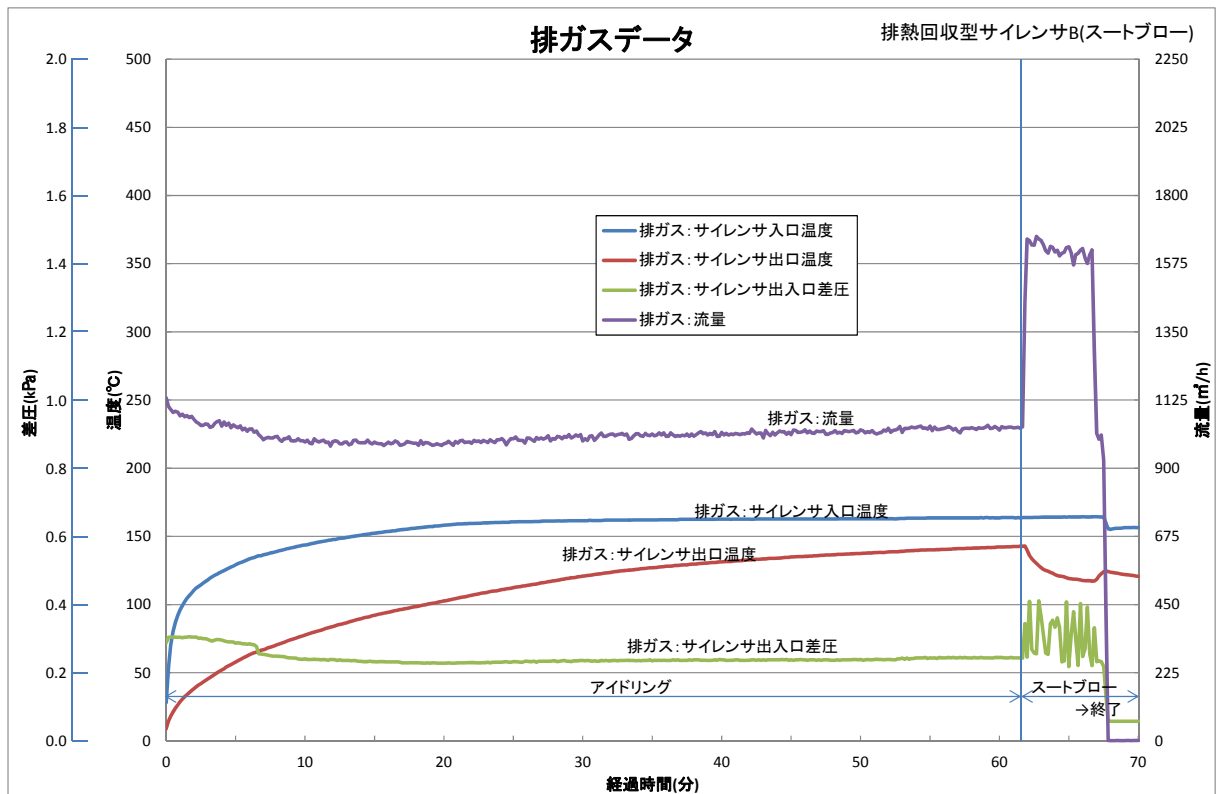


図 94 スートブロー前後の排ガスデータ（出力 0/4：アイドリング）

8.7 Nm³/min に対して、84%に当たる。なお、コンプレッサー容量はこの実際の空気量の 1.5 倍あり、また 0.2m³の空気タンクを持っており、実際のスートブロー時タンク圧力は 0.92MPa（スタート時）→ 0.85 → 0.84（終了時）と余り低下しておらず、ブローの進行とともに供給不足に陥ることはなかったと考えている。

実際の空気量から、ブローノズル上流側の圧力を式(43)から逆算すると、0.503 MPa が得られる。コンプレッサー元圧が終了時に 0.84MPa であるので、空気供給ホース（20m、内径 18mm）での圧損（圧力降下）は、0.3MPa を越えていたことになる。

ブロー試験の前は、「密度の小さい空気だから、圧損は大きくはない」と考え、ホースの長さを 20m（既製品）のものを選んだが、ノズルで臨界流となる高速空気流では、圧損が想像以上に大きいことが分かった。

13.2.5 スートブローのまとめ

スートブロー前後の伝熱面観察とブロー中の排ガス観察から、スートブロー効果は十分果たされた。しかし、空気量は、当初目標の 84% 止まりであったことから、エコマイザーの運転時間が長くなる実用時には、できるだけ空気供給ホースの長さを短くするか、ホース内径をノズル相当径の 3 倍程度を確保したいと考えている（今回の試験では、1.5 倍）。また、合計ガス流量が多いほど、混合ガス温度が高温ほど、スート除去が容易になると考えられることから、出力 3/4 あるいは 4/4 でスートブローを行うことが望ましいと思われる。

13.2.6 燃料消費量

これまで、出力 0/4 運転は、試験開始や終了時に過渡的に行われたが、試験として行ったのは今回のスートブロー試験が初めてである。そこで、出力 0/4 時の燃料消費量を求めた。図 95 に、出力 0/4 を加えた本試験エンジンの燃料消費量を示す。

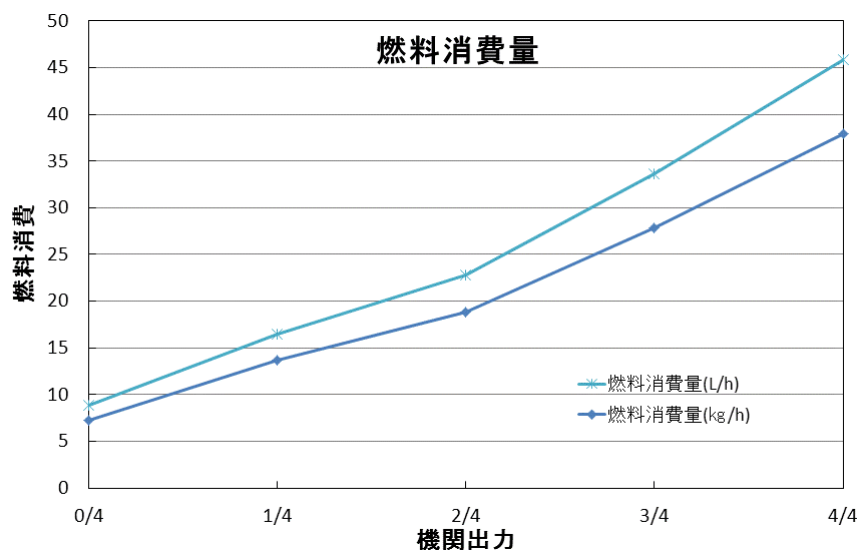


図 95 燃料消費量（表 7 のデータに出力 0/4 のデータを加えて図化）

14. 考察

平成 22 年度と平成 23 年度に亘り、多岐に亘る試験を実施し、それぞれの結果について詳しく報告してきた。ここでは、「試験結果をいかに理解し、排熱回収型サイレンサの実用化に向けていかに活用すべきか」との視点に立ち、本開発の最重要数値目標である「蒸気生成量」とそれを達成する上での懸念事項である「排ガス側圧損」と「消音特性」を中心に、得られたデータを基に考察する。

14.1 蒸気生成量

蒸気生成量については、サイレンサ A (A₀ 試験、A_R 試験)、サイレンサ B (B₀ 試験、B₀₂ 試験) と改造サイレンサ B (B_R 試験) についてデータを得た。蒸気生成量を統一的に理解するには、生データをどのように整理するかを考えるのであるが、先ず、全生データと利用可能エネルギーによる整理を示すと、表 21 のようになる。

表 21 蒸気生成量の生データと利用可能エネルギーによる整理

サイレンサ ・出力	T _{GIN} (°C)	ΔT (°C)	Q _T (m ³ /h)	Q ₀ (Nm ³ /h)	ΔE (kcal/h)	T _w (°C)	W _s (kg/h)	W _{so} (kg/h)	ε _s (-)	
A ₀	1/4	253.8	93.8	1197.1	620.5	18933	39.4	—	—	
	2/4	328.8	168.8	1423.1	645.8	35559	41.0	—	—	
	3/4	382.1	222.1	1697.1	707.5	51399	43.3	30.7	31.04	0.367
	4/4	425.0	265.0	1968.8	770.3	66954	43.9	45.9	46.34	0.422
A _R	1/4	277.6	117.6	1171.6	581.1	22230	32.1	15.30	15.75	0.431
	2/4	352.4	192.4	1405.9	613.9	38529	32.8	35.79	36.80	0.581
	3/4	424.1	264.1	1691.4	662.6	57240	32.8	58.28	59.93	0.637
	4/4	474.1	314.1	1986.2	726.0	74796	32.8	77.45	79.64	0.648
B ₀	1/4	275.9	115.9	1216.9	605.4	22825	24.0	21.38	22.29	0.594
	2/4	347.6	187.6	1418.6	624.2	38198	24.0	40.48	42.21	0.673
	3/4	407.3	247.3	1657.3	665.3	53817	25.0	58.97	61.39	0.694
	4/4	460.7	300.7	1964.6	731.3	72128	25.1	80.35	83.64	0.706
B ₀₂	1/4	266.1	106.1	1201.6	608.7	21009	21.4	17.37	18.19	0.527
	2/4	336.5	176.5	1429.3	640.4	36871	21.1	37.02	38.78	0.640
	3/4	389.5	229.5	1695.4	698.9	52446	21.4	54.21	56.76	0.659
	4/4	446.8	286.8	1994.2	756.6	71174	21.8	76.32	79.86	0.683
B _R	1/4	259.7	99.7	1232.4	631.8	20491	14.0	17.16	18.18	0.540
	2/4	330.1	170.1	1434.1	649.4	36033	14.0	34.21	36.23	0.612
	3/4	383.9	223.9	1705.8	709.1	51933	15.0	52.25	55.25	0.647
	4/4	420.8	260.8	1994.6	785.1	67159	15.4	69.12	73.05	0.662

$$\Delta T = T_{GIN} - 160, \quad Q_0 = Q_T \cdot 273.15 / (273.15 + T_{GIN}), \quad \Delta E = C_p Q_0 \Delta T,$$

$$W_{s0} = W_s [(608.6 + 50 - T_w) / 608.6], \quad \epsilon_s = W_{s0} \cdot h_s / \Delta E$$

$$h_s = 608.6 \text{ (kcal/kg)} : 50^\circ\text{Cの給水を } 160^\circ\text{Cの飽和蒸気とする際に必要な比エネルギー},$$

$$C_p = 0.3280 \text{ kcal} / (\text{m}^3 \text{N}^\circ\text{C}) \text{ (出力 4/4)}, 0.3271 \text{ kcal} / (\text{m}^3 \text{N}^\circ\text{C}) \text{ (3/4)}, 0.3262 \text{ kcal} /$$

$$(\text{m}^3 \text{N}^\circ\text{C}) \text{ (2/4)}, 0.3253 \text{ kcal} / (\text{m}^3 \text{N}^\circ\text{C}) \text{ (1/4)},$$

$\Delta_s \equiv h_s W_{s0} / \cdot E$: Effective Energy に対する蒸気生成に使われた Energy

A_0 : オリジナル サイレンサ A (Original A-type)

A_R : 試験装置改造後のサイレンサ A (A-type at Remodeled test facility)

B_0 : 最初のサイレンサ B (Original B-type)

B_{02} : 循環流量計変更後のサイレンサ B (Original B-type 2)

B_R : 改造後のサイレンサ B (Remodeled B-type)

生成蒸気量の生データを機関出力との関係として示すと、図 96 のようになる。この図から、

- (1) A_0 データは、循環水ポンプからの熱ロスが大きく、A 設計値に達していない。
- (2) しかし、無冷却型ポンプの採用により、 A_R データは設計値を大きく上回った。
- (3) B_0 、 B_{02} と B_R データは、何れも B 設計値を上回っている。
- (4) (A_0 を除く) 蒸気生成量は、それぞれの試験では、出力に対して直線的に変化している。
- (5) そして、おおよそ出力 0/4 で 0 となる。

ことが分かる。

しかし、

- (6) 伝熱面積を 10% 増した B_0 、 B_{02} と B_R では、必ずしも A_R を上回っていない。
- (7) B_0 、 B_{02} と B_R データ間で、最大で 15% も違いが出ている。

ことが説明できない。

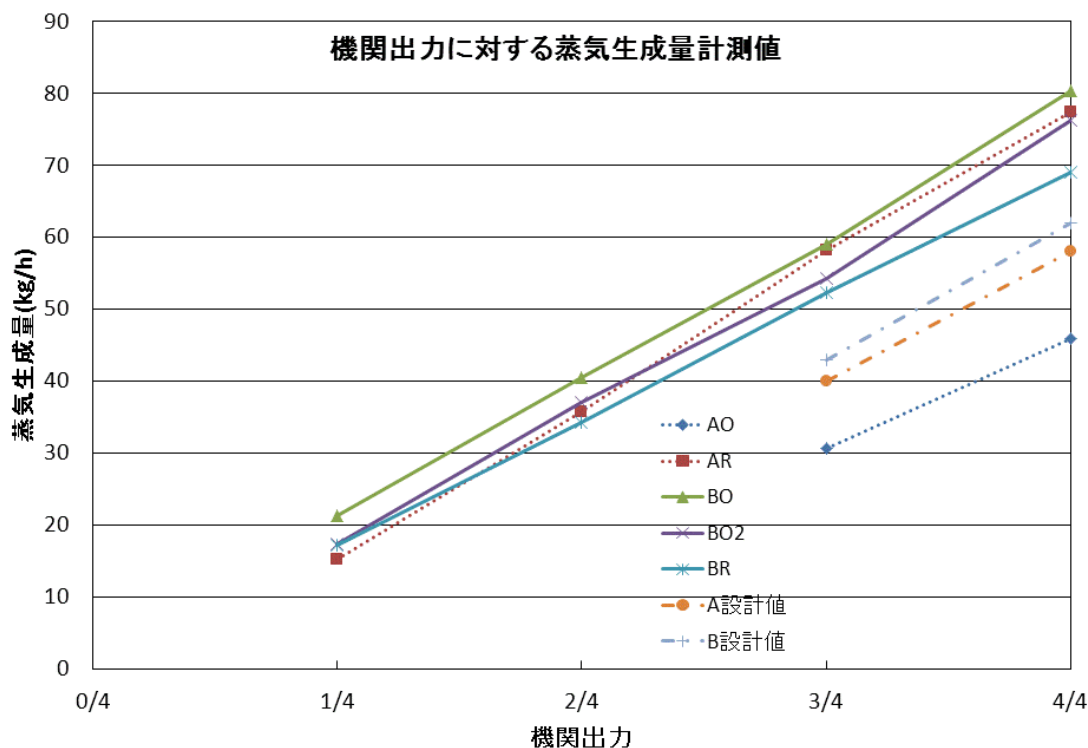


図 96 機関出力に対する生成蒸気量 (生データ)

(6)と(7)の矛盾は、データの精度が悪いとか、試験そのものうまく行かなかったためではなく、試験ごとに異なる室温などの緒条件が適正に考慮されていないことに起因する。そこで、これらの矛盾点を解決し、蒸気生成量のデータを統一的に説明できる整理法を考えた。

排ガスエネルギーは、通常、「(排ガス温度-室温)×排ガス量」で評価される。ところが本開発においては、160℃の飽和蒸気を生成するのであるから、160℃以下の熱エネルギーは全く利用できないことになる。そこで、160℃以上の排ガスエネルギーを基準に蒸気生成量を比較する方法が合理的と考えた。表 21 の ΔE はこのような考えの下、脚注の関係式により計算したものである。計算の際、排ガス比熱の温度依存性も考慮した。一方、生成蒸気量は、給水温度により、必要エネルギーが異なるため、脚注に記す方法で修正蒸気量 W_{s0} を求めた。

図 97 は、このような考えの下に、全データについて、修正蒸気量 (Revised Steam Flow) と有効熱エネルギー (Effective Thermal Energy) の関係を示したものである。この図から、以下のことが分かる。

- (8) B_0 、 B_{02} と B_R は、全て A_R を上回っている。
- (9) サイレンサ B については、 $B_0 > B_{02} > B_R$ の関係になっている。
- (10) 生成蒸気量は有効エネルギーに対して直線的に変化し、横軸との交点が熱損失を表す。

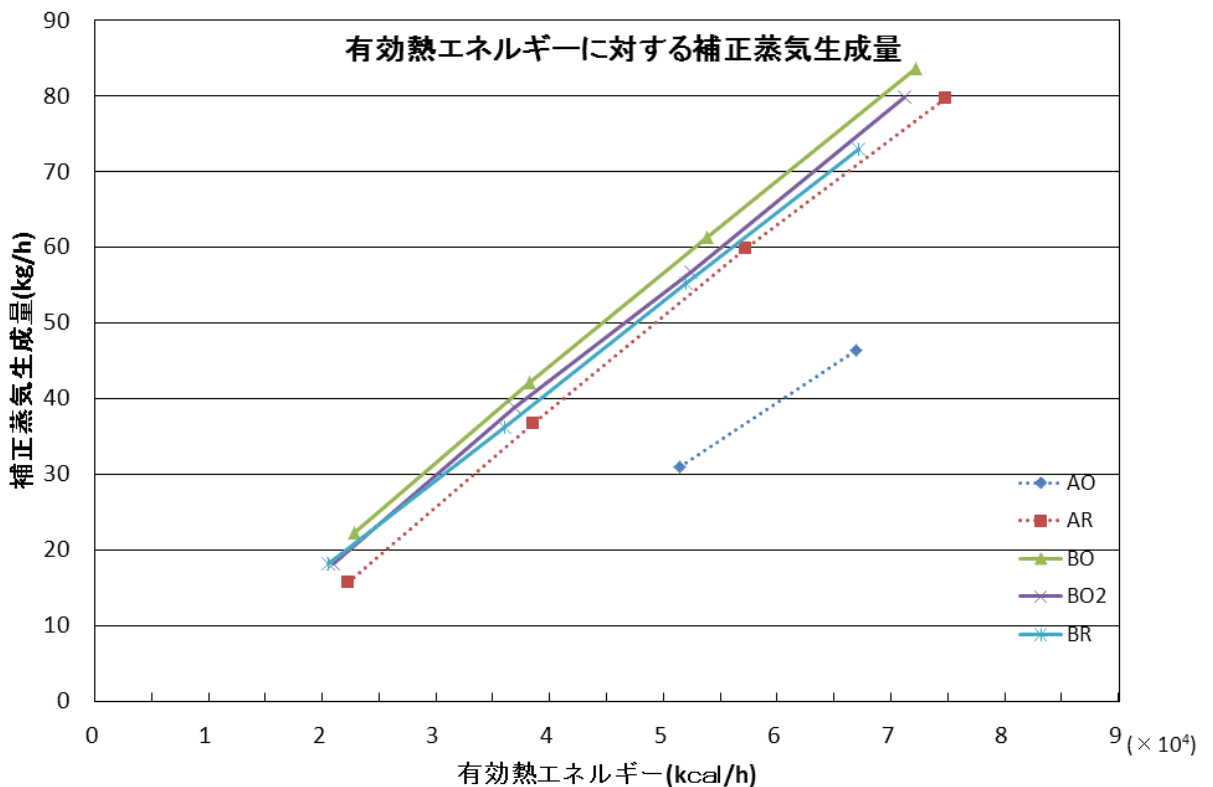


図 97 有効エネルギーによる生成蒸量の整理

以上の結果に関連して、以下のことが云える。

- (a) 現在のエコノマイザー設計法が、余裕を持って実用機にも適用できる。
- (b) 図 96 で A_R の生成蒸気量が大きくなったのは、室温が高いことによるが、過給機特性が、室温差を助長している。極端な例として、 $A_R(3/4)$ の排ガス温度 424.1°C は、一つ出力が高い $B_R(4/4)$ の排ガス温度 420.8°C を越えている。従って、保守的には、冬場の蒸気生成量を使うのが望ましい。
- (c) 出力 0/4 で生成蒸気量がほぼ 0 となるのは、次のように説明できる。出力 0/4 時の排ガス温度（サイレンサ入口温度）は、 163.0°C であり（図 94）、 160°C 以上の僅かな熱エネルギーは試験ループ全体からの熱損失と見合うため、蒸気生成量が事実上 0 となる。
- (d) 図 97 で $B_0 > B_{02} > B_R$ となったのは、次のように説明できる。室温、つまり排ガス温度が高いほど、有効エネルギーが同一でも、 160°C との温度差が高くなり、伝熱量、つまり蒸気量が増すが、排ガス温度も $B_0 > B_{02} > B_R$ の順になっている。事実、表 21 のエネルギー利用率 ϵ_s が $B_0 > B_{02} > B_R$ の順になっている。

なお、エコノマイザー A と B の伝熱性能が設計値を上回った主な理由として、

- ・燃料として、軽油を使用したため、ススによる伝熱性能の悪化が少ないこと、
- ・熱通過率にかなりの設計マージン（汚れ係数：出力 4/4 時、9.0%、出力 3/4 時、7.5%）があること、

が考えられる。

14.2 エコノマイザーの伝熱特性

前節で述べたように、生成蒸気量を「利用可能エネルギー ΔE 」により整理すると、ほぼ統一的に説明することができる。しかし、なお季節の影響（室温依存性）が完全には取り除けず、本来同一性能を示すはずのサイレンサ B 試験群において、僅かではあるが有意な違いとして、修正蒸気量 W_{s0} が室温の高い順に、 $B_0 > B_{02} > B_R$ となった。

この違いを検討するには、エコノマイザーにおける伝熱量を示す式(29)に立ち戻らなければならない。式(29)によると、伝熱量は、 $Q = S \cdot K \cdot \Delta T$ で求められる。もし、熱通過率 K がシステムにより一定であれば、修正蒸気量 W_{s0} は対数平均温度差 ΔT により、完璧に整理できることになる。ところが、表 3 および表 22 の脚注に示すように、熱通過率 K の設計値は出力により相当異なることが分かる。そのため、対数平均温度差 ΔT で整理しても、 ΔE 以上によい整理ができない（伝熱理論によると、 K はガス側熱伝達率、管材料熱伝導率と管内熱伝達率の調和平均的關係として表されるが、エコノマイザーの場合、熱抵抗の大きいガス側熱伝達率支配となる。この熱伝達率は、 Re 数、即ちガス流速の 0.7 乗に比例するため、出力が大きくなるとガス流速が増し、熱通過率 K も大きくなるという関係になる）。

そこで、蒸気生成量に直結する ΔT と K を本年度の全試験について求めたところ、表 22 のようになった（前年度の A_0 試験では、循環ループの熱損失が大きく、生成蒸気量からエコマイザの伝熱性能を評価することができないため、表から除いた）。 K の算出方法を脚注に示すとともに、検討対象の対数平均温度差 ΔT と熱通過率 K を太字で示す。また、図 98 に表 22 の K と出力の関係を示す。

表 22 各サイレンサの伝熱性能 (T_{GIN} , T_w と W_s は表 21 と共通)

サイレンサ 出力	T_{GIN} (°C)	T_{EIN} (°C)	T_{GOUT} (°C)	T_{EOUT} (°C)	ΔT (°C)	T_w (°C)	W_s (kg/h)	ΔE_s (kcal/h)	K (kcal/m ² h°C)	
A_R	1/4	277.6	157.0	196.6	160.0	70.4	32.1	15.30	9585	27.23
	2/4	352.4	152.5	226.2	160.0	121.0	32.8	35.79	22397	37.02
	3/4	424.1	147.2	270.0	160.8	180.2	32.8	58.28	36472	40.48
	4/4	474.1	147.2	295.5	161.1	216.6	32.8	77.45	48468	44.75
B_0	1/4	275.9	154.7	193.1	158.8	68.8	24.0	21.38	13568	35.86
	2/4	347.6	149.8	220.0	160.0	115.5	24.0	40.48	25689	40.44
	3/4	407.3	143.7	248.6	160.1	160.4	25.0	58.97	37363	42.35
	4/4	460.7	138.5	278.3	161.2	206.5	25.1	80.35	50902	44.82
B_{O2}	1/4	266.1	125.5	186.6	157.2	71.1	21.4	17.37	11068	28.30
	2/4	336.5	129.6	213.8	158.6	114.8	21.1	37.02	23600	37.38
	3/4	389.5	124.4	241.4	158.8	156.5	21.4	54.21	34543	40.13
	4/4	446.8	125.8	275.2	160.0	200.8	21.8	76.32	48601	44.01
B_R	1/4	259.7	149.6	189.3	157.4	63.1	14.0	17.16	11061	31.87
	2/4	330.1	127.2	214.8	158.6	114.3	14.0	34.21	22052	35.08
	3/4	383.9	130.2	245.5	158.6	155.7	15.0	52.25	33628	39.27
	4/4	420.8	133.4	270.7	159.7	185.4	15.4	69.12	44458	43.60

ΔT : 対数平均温度差 $\equiv [(T_{GIN}-T_{EIN}) - (T_{GOUT}-T_{EOUT})] / \ln[(T_{GIN}-T_{EIN}) / (T_{GOUT}-T_{EOUT})]$

T_{GIN} : 排ガスサイレンサ入口温度 (図 58 の T-1)、 T_{EIN} : 循環水サイレンサ入口温度 (T-2)、

T_{GOUT} : 排ガスサイレンサ出口温度 (T-3)、 T_{EOUT} : 循環水サイレンサ入口温度 (T-4)、

ΔE_s : 蒸気生成熱量 $\equiv W_s \cdot [608.6 / (608.6 - 50 + T_w)]$

K の設計値 : サイレンサ A で 29.5(3/4)、35.5(4/4)、サイレンサ B で 34.3(3/4)、41.3(4/4)

伝熱面積 (サイレンサ A : 5m²、サイレンサ B : 5.5m²) には、フィン表面積が含まれる。

表 22 および図 98 から、以下のことが分かる。

(1) 設計値との比較

K の実測値は、(脚注記載) 設計値とくらべ、いずれも相当大きい (サイレンサ A :

37%UP(3/4)、26%UP(4/4)、サイレンサ B 群 : 18%UP(3/4)、6.9 %UP(4/4)

その理由として、

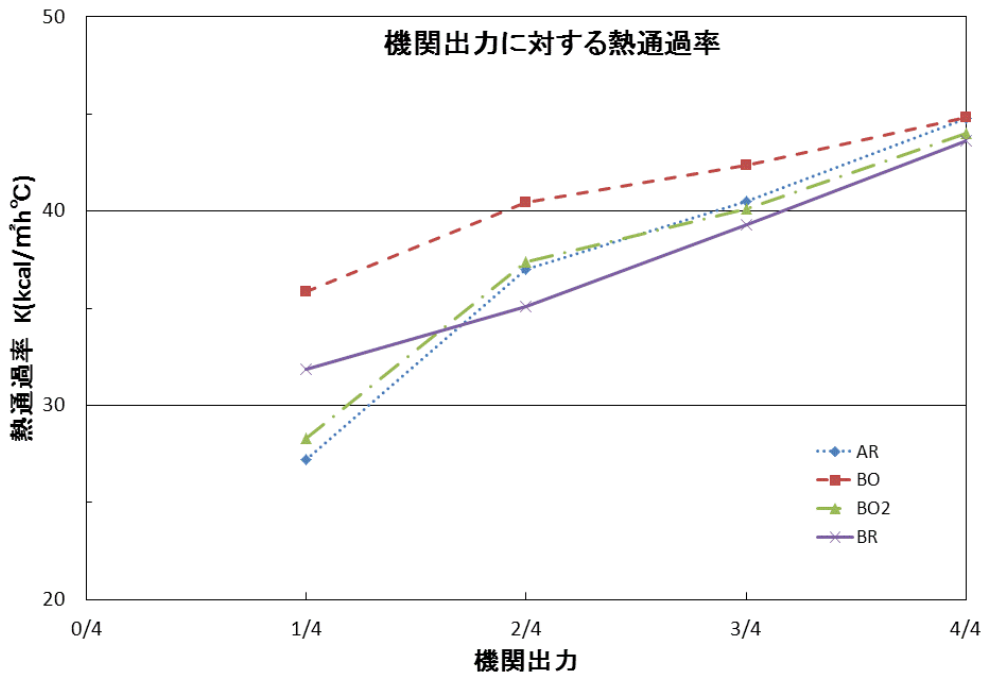


図 98 機関出力に対するエコマイザーの熱通過率の依存性

- ・試験は良質な燃料（軽油）を使用しており、伝熱チューブの汚れが少ない、
- ・約 10% の設計マージンが考えられる。

(2) 出力依存性

- ・ ΔT_L 、 K とも、いずれの試験においても、出力順となっている（例外はない）。
- ・ K の値は、低出力ほど試験による違い（バラツキ）が大きい。

低出力ほどバラツキが大きい理由として、低出力ほど未静定の程度が大きく、データの時間平均のとり方が難しく、誤差が大きくなったことが考えられる。

従って、実船試験においては、汽水分離器内の水位制御を完璧にするなどして、データの質を更に高めることが求められる。

- ・ 出力 1/4 時の A_R と B_R のデータが、他と異なる傾向を示している。

これらを除くと、出力依存性のカーブとしては、やや下に凸の形となる B_R のケースに近くなる。

(3) 循環ループからの熱ロスの影響

循環ループからの熱ロスは、無冷却型循環水ポンプの採用により、前年度に比べ大幅に減少したが、ゼロになった訳ではない。表 22 の K には、この僅かな熱ロスの影響が含まれていない。熱ロスは、循環ループの温度レベルで決まることから、出力にほとんど依存せず、ほぼ一定と考えられる。すると、真の K は、熱ロス分だけ、表 22 の値より大きくなるが、その程度は、対数平均温度差の小さい低出力ほど割合として大きくなる。

14.3 排ガス側圧損

表 23 に、全試験について、排ガス側圧損の瞬時値を示す（これまで示した圧損の数値は、対象時間の平均値であり、僅かに異なる場合がある）。圧損はマノメータ（目視読み取り）と差圧計（データログ記録）で計測したが、対応性がよくない場合も見受けられるので、データログ記録を正データとする。

データ数の最も多い、出力 4/4 について、以下のことが云える。

- (1) 排気管：直管データが、排気管圧損を示しているが、0.2 kPa 程度と小さい。
- (2) 標準：エコマイザー非内装の標準サイレンサでは、1.1 kPa 程度。
- (3) A：4 回のデータから、良い再現性が示されており、0.9 kPa 程度。
エコ搭載の A の方が、標準サイレンサより 20%程度も小さい。
- (4) エコ OFF A：1.05 kPa。サイレンサ A の 17%増加で、標準サイレンサ並。
- (5) B：1.2 kPa 程度で、（構造の違いにより、）A より大きい。
- (6) エコ OFF B：1.4 kPa 程度。B より 17%増加（A のエコ ON/OFF の違いと同じ）。
- (7) 改造 B：0.99 kPa。（膨張ノズル径を大きくし、）B より小さいが、A よりは大。

上記の事実の内、太字部分が特に重要であるので、それについて考察する。

先ず、エコマイザー ON 時と OFF 時の違いについてであるが、これに関して、前年度の報告（本報告の第 I 部）では、技術的成果として、「エコマイザーを内装しない標準サイレンサより、圧損は小さくなった」と述べたが、より正確には、「エコマイザーを運転すると、圧損はエコマイザーを内装しない場合より圧損は減少するが、エコマイザーを運転しないと、エコマイザーを内装しない場合と同程度の圧損となる」のように修正する必要がある。問題はエコマイザーを運転したときの圧損の減少の程度である。

次に、サイレンサ A、B とも、エコマイザー運転時の排ガス圧損は、エコマイザーを運転しない（排ガスエネルギーを回収しない）場合より明らかに圧損が低下した。この事実は、本開発にとって望外の好ましい結果であるが、ここで改めて、その理由を考える。一般に、圧損 ΔP は

$$\Delta P = f \cdot \gamma (V^2/2g) (L/d) \quad (44)$$

ここで、 f ：摩擦係数(—)、 γ ：ガス比重量(kg/m³)、 V ：ガス流速(m/s)、
 g ：重力加速度(m/s²)、 L ：流路長さ(m)、 d ：流路径(m)

により評価される。考えている温度により評価される。考えている温度・流速の範囲では、 f は余り変化しないため、

$$\Delta P \propto \gamma \cdot V^2 \quad (45)$$

となる。エコマイザー ON 時と OFF 時の圧損をそれぞれ ΔP_{ON} 、 ΔP_{OFF} とすると、

表 23 排ガス圧損全データ

試験種類	計測日	出力	計器盤	データロガ	機側		mmAq→kPa (0.0098倍)
			(kPa)	(kPa)	差圧計(kPa)	U字管(mmAq)	
直管	2010.12.10	1/4	0.11	0.1028	0.11	15	0.147
		2/4	0.14	0.1418	0.14	24	0.2352
		3/4	0.18	0.1834	0.18	24	0.2352
		4/4	0.22	0.2162	0.22	28	0.2744
標準サイレンサ	2010.12.21	1/4	0.43	0.4333	0.43	46	0.4508
		2/4	0.63	0.6278	0.63	63	0.6174
		3/4	0.88	0.8843	0.88	90	0.882
		4/4	1.12	1.1181	1.12	116	1.1368
標準サイレンサ (改造)	2011.1.25	0/4	0.34	0.3399	-	-	-
		1/4	0.46	0.4656	0.46	48	0.4704
		2/4	0.66	0.6606	0.66	71	0.6958
		3/4	0.89	0.8936	0.89	95	0.931
		4/4	1.10	1.1004	1.1	117	1.1466
サイレンサA	2010.11.30	1/4	0.35	0.3570	0.37	45	0.441
		2/4	0.48	0.4817	0.48	53	0.5194
		3/4	0.68	0.6827	0.68	77	0.7546
		4/4	0.88	0.8852	0.88	92	0.9016
	2011.1.14	4/4	0.89	0.8919	0.89	92	0.9016
		4/4	0.90	0.9004	0.90	95	0.931
		4/4	0.90	0.8976	0.89	95	0.931
		4/4	0.89	0.8889	0.88	95	0.931
	2011.1.18	1/4	0.35	0.3523	0.35	38	0.3724
		2/4	0.50	0.5040	0.50	58	0.5684
		3/4	0.70	0.7046	0.69	78	0.7644
		4/4	0.91	0.9126	0.91	96	0.9408
	2011.9.13	1/4	0.38	0.3767	0.37	38	0.3724
		2/4	0.54	0.5393	0.54	58	0.5684
		3/4	0.74	0.7373	0.74	78	0.7644
		3/4	0.73	0.7258	0.72	78	0.7644
4/4	0.89	0.8841	0.89	90	0.882		
サイレンサA (ガス分析)	2011.1.20	2/4	0.49	0.4905	0.49	57	0.5586
		4/4	0.92	0.9167	0.92	95	0.931
サイレンサA (蒸気だめ空)	2011.10.11	3/4	0.83	0.8331	0.83	87	0.8526
		4/4	1.04	1.0479	1.05	108	1.0584
サイレンサB	2011.9.27	1/4	0.51	0.5048	0.50	55	0.539
		2/4	0.74	0.7264	0.73	80	0.784
		3/4	0.94	0.9283	0.93	93	0.9114
		4/4	1.20	1.2021	1.18	120	1.176
サイレンサB (蒸気だめ空)	2011.9.27	3/4	1.05	1.0478	1.05	112	1.0976
		4/4	1.39	1.3965	1.40	140	1.372
		3/4	1.06	1.0517	1.05	116	1.1368
サイレンサB (流量計変更)	2011.11.09	1/4	0.49	0.4854	0.49	49	0.4802
		2/4	0.72	0.7204	0.72	71	0.6958
		3/4	0.97	0.9621	0.96	100	0.98
		4/4	1.23	1.2103	1.21	122	1.1956
サイレンサB (改造)	2011.12.20	1/4	0.37	0.3767	0.37	35	0.343
		2/4	0.56	0.5595	0.56	53	0.5194
		3/4	0.77	0.7723	0.77	77	0.7546
		3/4	0.77	0.7674	0.77	78	0.7644
		4/4	0.99	0.9872	0.99	103	1.0094
4/4	0.99	0.9943	0.99	103	1.0094		

$$(\Delta P_{OFF} - \Delta P_{ON}) / \Delta P_{ON} = (\gamma_{OFF} / \gamma_{ON}) (V_{OFF} / V_{ON})^2 - 1 \quad (46)$$

ここで、 γ_{ON} 、 γ_{OFF} ：それぞれエコマイザーON時とOFF時のガス比重量
 V_{ON} 、 V_{OFF} ：それぞれエコマイザーON時とOFF時のガス流速
と表すことができる。

一方、 γ は排ガスの絶対温度 T に逆比例する。従って、排ガスの比容積、つまりガス流速は T に比例することになる。この関係を、式(46)に代入すると、

$$(\Delta P_{OFF} - \Delta P_{ON}) / \Delta P_{ON} = (T_{OFF} - T_{ON}) / T_{ON} \quad (47)$$

ここで、 T_{ON} 、 T_{OFF} ：それぞれエコマイザーON時とOFF時の排ガス絶対温度
(本試験では、エコマイザー出入口の平均)

という、簡単な関係が得られる。

式(47)に出てくる物理量は全て試験データとして取得しているので、式(47)の両辺を比較することができる。例えば、 $T_{ON}=573.15\text{K}$ (300°C)、 $T_{OFF}-T_{ON}=100^\circ\text{C}$ の場合、ON時の圧損は、OFF時に比べ、 $100=573.15=0.17$ (17%) 少なくなる。表 24 は既に示した排ガスデータを基に、式(47)の両辺を比較したものであるが、両者は概ね一致している(エコOFF試験は、サイレンサA、Bとも、出力3/4と4/4についてのみ行ったため、比較はこの出力だけとなっている)。この表から、サイレンサAとBのOFF時とON時の圧損差は、いずれも式(47)により説明できることが確認され、「エコマイザーON時に圧損が低下する」のは、エコマイザーにより排ガスエネルギーが奪われ、排ガス温度が低下するという、「冷却効果」に起因することが明らかとなった。

表 24 エコマイザー運転 (エコ ON) による圧損減少率

サイレンサ		式(47)の右辺 ($T_{OFF}-T_{ON}$)/ T_{ON}	式(47)の左辺 ($\Delta P_{OFF}-\Delta P_{ON}$)/ ΔP_{ON}
A 図 36&図 69	3/4	0.123	0.191
	4/4	0.144	0.139
B 図 71&図 82	3/4	0.119	0.117
	4/4	0.127	0.170

なお、排ガス圧損そのものは、サイレンサBの方がサイレンサAより約30%高くなっている。その理由として、サイレンサBでは、構造を簡略化したことにより、消音用絞り部が排ガス出口に近づき、膨張により減圧した圧力が回復するためのスペースと時間が少なくなったことが考えられる。そこで、改造サイレンサB (B_R) では、絞り部口径を大きくする(図 64 参照) ことにより、表 23 に示すごとく、圧損増加を抑制することができた。

また、表 23 から、サイレンサAのエコマイザーOFF時の圧損は、標準サイレンサの圧損と近いことが分かる。この事実は、エコマイザーそのものによる圧損増加は

非常に小さいことを意味しており、複雑構造物の内装がほとんど圧損に影響しないこととなり、一見、不思議に思える。しかし、サイレンサ A の断面積比（サイレンサ断面積／排ガス管断面積）が $(325 \times 325) / (\pi / 4 \times 155.2)^2 = 5.58$ となっており、圧損が流速の 2 乗に比例するため、元々、サイレンサ内の摩擦圧損は排ガス管に比べ、1/30 程度と小さかったことが原因と考えられる（計測された圧損は絞り部の膨張・収縮や管の曲がりなどが主要因）。

14.4 消音特性

図 99 に、出力 4/4 について、全ケースの騒音周波数依存性を示す。そして、表 25 と表 26 に、それぞれ出力 4/4 と 3/4 の全ケースについての騒音データを示す。また、表 27 に、暗騒音（エンジン停止時のバックグラウンド）、室内騒音やエコマイザー OFF 時騒音など、特殊なケースにおけるデータを示す。表 25 と表 26 には、比較のため、前年度分も含めた（出力 2/4 と 1/4 についても計測したが、ケース依存性は同傾向のため、掲載を省略した）。

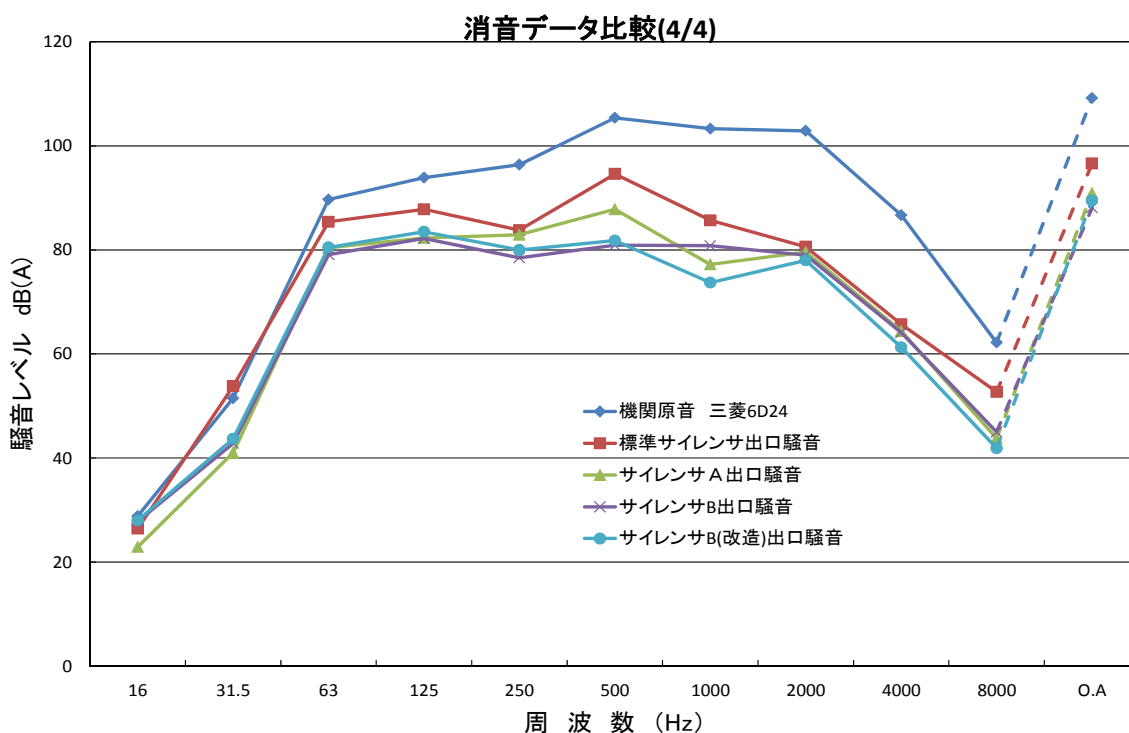


図 99 全ケースについての消音性能比較

図 99 と表 25 と表 26 を基に、各ケースの特徴と違いを列挙する。

- ・標準サイレンサ（エコマイザー非内装の従来型）は、原音（発電機関そのもの騒音）に比べ、12dB 余り消音効果がある（当社設計のもくろみ通り）。

表 25 出力 4/4 時の全騒音データ

試験種類	計測日 月/日	外気 温度 ℃	天気	周波数(Hz)										備考	
				16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		OA
原音	H22.12.10	12.5	晴	28.8	51.5	89.7	93.9	96.4	105.4	103.3	102.9	86.7	62.2	109.2	全ファン停止
標準	H22.12.21	10.5	雨	26.4	53.8	85.4	87.8	83.8	94.6	85.7	80.6	65.7	52.7	96.6	全ファン停止
標準(改造)	H23.1.25	8.0	晴	31.2	55.4	87.5	89.7	83.6	94.1	86.8	79.5	63.2	44.4	96.9	全ファン停止
AO	H22.11.30	19.0	晴	22.9	41.0	80.4	82.3	82.9	87.8	77.2	79.6	64.4	43.8	90.9	No.1・2ファン停止
AO	H23.1.14	8.0	晴	27.1	42.5	81.3	83.6	82.4	88.0	77.9	78.7	62.9	43.4	91.2	全ファン停止
AO	H23.1.14	8.0	晴	28.9	43.8	80.6	83.3	82.5	89.2	77.9	79.9	63.5	42.4	91.8	全ファン停止
AO	H23.1.14	8.5	晴	25.4	43.0	80.7	83.5	82.9	89.6	77.6	80.0	64.1	43.8	92.1	全ファン停止
AO	H23.1.14	9.0	晴	24.7	42.7	80.4	83.5	83.5	90.3	77.1	80.1	63.8	45.1	92.5	全ファン停止
AO	H23.1.14	9.5	晴	30.2	45.4	80.6	83.7	83.5	90.0	77.2	79.2	62.9	42.9	92.3	全ファン停止
AO	H23.1.18	7.5	曇	26.2	42.5	80.8	83.5	82.4	88.2	78.2	78.9	62.6	41.9	91.3	全ファン停止
AO	H23.1.20	9.0	晴	33.2	45.1	80.7	83.4	83.1	89.5	77.3	78.9	63.2	41.4	91.9	全ファン停止
AR	H23.1.20	9.0	晴	25.7	42.8	80.5	83.6	83.6	89.9	77.2	79.5	64.0	41.4	92.3	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	20.2	41.5	77.6	81.1	79.7	82.3	80.5	77.8	66.8	45.6	88.0	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	25.4	46.3	77.5	80.5	78.6	82.4	80.4	76.2	61.2	40.8	87.6	全ファン停止
BR	H23.12.20	11.5	晴	27.2	43.7	80.6	83.5	79.8	81.7	83.9	78.7	62.6	42.5	89.6	全ファン停止
BR	H23.12.20	11.5	晴	28.0	43.7	80.5	83.5	80.0	81.8	73.7	78.0	61.3	41.9	89.5	全ファン停止

表 26 出力 3/4 時の全騒音データ

試験種類	計測日 月/日	外気 温度 ℃	天気	周波数(Hz)										備考	
				16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		OA
原音	H22.12.10	12.0	晴	27.0	50.8	93.0	96.5	97.5	104.5	102.9	99.6	84.7	60.5	108.4	全ファン停止
標準	H22.12.21	10.0	雨	24.0	52.9	83.9	86.3	84.6	94.2	86.2	79.5	66.0	53.9	96.1	全ファン停止
標準(改造)	H23.1.25	9.0	晴	29.4	55.2	87.2	89.3	83.1	91.1	83.1	78.9	61.9	41.7	95.1	全ファン停止
AO	H22.11.30	18.5	晴	19.2	39.7	83.9	86.2	80.7	85.2	76.2	79.6	65.7	45.3	91.0	No.1・2ファン停止
AO	H23.1.18	9.0	晴	21.8	40.4	82.3	83.9	82.3	85.5	74.5	77.9	62.4	40.6	90.2	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	19.1	40.1	80.1	81.8	75.9	77.8	78.3	76.9	66.2	46.0	86.8	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	21.0	45.1	77.6	79.8	75.8	82.1	77.0	74.8	63.0	41.6	86.5	全ファン停止
BO	H23.9.27	27.0	晴	20.8	45.7	78.4	80.1	74.1	80.9	77.2	75.2	59.5	39.6	86.2	全ファン停止
BR	H23.12.20	10.5	晴	23.5	41.2	83.7	85.8	81.0	80.1	78.6	76.7	62.5	42.5	90.0	全ファン停止
BR	H23.12.20	11.0	晴	21.9	41.3	83.2	85.3	80.2	81.3	79.0	76.9	62.6	42.2	89.7	全ファン停止

表 27 特殊なケースの騒音データ

試験種類	計測日 月/日	外気 温度 ℃	天気	周波数(Hz)										備考	
				16	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		OA
原音	H22.12.10	-	-	15.1	15.1	31.2	33.5	33.2	34.1	35.1	33.6	32.4	20.9	41.9	暗騒音
標準	H22.12.21	9.0	曇	15.1	19.1	32.8	33.5	39.3	39.9	35.8	34.4	38.6	36.6	46.1	暗騒音
標準(改造)	H23.1.25	-	晴	23.2	39.2	78.1	80.5	85.9	85.6	69.1	70.9	58.9	42.6	89.9	全ファン停止/0/4
標準(改造)	H23.1.25	-	-	16.0	53.3	66.0	74.5	81.8	82.0	80.3	76.7	71.6	61.8	87.1	4/4 エンジン音
標準(改造)	H23.1.25	-	-	19.4	48.8	71.1	81.2	87.7	89.9	91.7	91.6	89.2	83.7	97.5	4/4 //(扉OPEN)
BOエコOFF	H23.9.27	27.0	晴	21.0	45.1	77.6	79.8	75.8	82.1	77.0	74.8	63.0	41.6	86.5	3/4 全ファン停止
		27.0	晴	20.8	45.7	78.4	80.1	74.1	80.9	77.2	75.2	59.5	39.6	86.2	3/4 全ファン停止
ARエコOFF	H23.10.11	27.0	晴	25.4	46.3	77.5	80.5	78.6	82.4	80.4	76.2	61.2	40.8	87.6	4/4 全ファン停止
		22.5	曇	26.1	47.3	81.0	84.0	77.8	88.0	80.4	78.5	57.6	38.9	91.0	3/4 全ファン停止
		22.5	曇	30.1	50.5	82.0	84.4	79.3	90.2	84.1	79.7	58.9	40.6	92.8	4/4 全ファン停止

- ・サイレンサ A は、標準サイレンサより 5dB 程度消音性能が改善される。
- ・サイレンサ B は、サイレンサ A よりさらに 4dB 程度消音性能が良くなる。
- ・（圧損をサイレンサ A に近づけるため、絞り部口径を大きくした）改造サイレンサ B (B_R 試験) では、思惑通り消音性能はサイレンサ A に近づいた。

表 27 のエコノマイザー OFF 時と表 25 のエコノマイザー ON 時の騒音レベルを比較 (A_R と A_R エコ OFF、B と B_0 エコ OFF) すると、有意な差は見られない。このことから、排ガスの冷却は、消音性能に影響をもたらさないことが確認される。

以上の特徴の内、「エコノマイザーを内装すると、消音性能も改善する」という結果は、排熱回収型サイレンサの開発にとって、非常に好ましい結果である。このエコノマイザーの消音効果は、（冷却効果による圧損低下とは異なり、）複雑な伝熱チューブによる騒音の干渉によるものと考えている。

14.5 共振の検討

当社の従来型サイレンサは、円筒断面をしており、横剛性が大きく、共振は起こっていなかった。しかし、サイレンサ A とサイレンサ B では、エコノマイザーを内装するため、やむを得ず、矩形断面とした。そのため、7.11（前年度分の報告）で述べたように、最初に製作したエコノマイザーを内装しない標準サイレンサでは激しい共振現象が起きたが、外部補強を施すことにより共振を抑制することができた。一方、サイレンサ A、B では、点検口を挟む僅かな補強にもかかわらず、共振は全く見られなかった。

その理由を探るため、サイレンサ B について共振解析を行った。その際、途中で 20 回 U ターンしている伝熱管（図 51 参照）とサイレンサ内壁とが全くフリー状態と仮定した。その結果、可聴域の 10000Hz 以下で、23 個もの固有振動数の存在が判明した。現実には共振は生じていないことから、内壁による伝熱管の拘束状態が、剛性を増加させるとともに、無限小振動が有限振幅にまで発達するのを抑制しているものと考えられる。

言い換えれば、現状の伝熱管の取り付け方法が、熱膨張起因の応力を逃がすだけでなく、サイレンサの剛性を大きくし、共振も起こさせない絶妙の拘束状態になっていると云える。

また、数多くの固有振動数の存在が、エコノマイザー内装により消音性能が改善する原因になっている可能性も考えられる。

15. 主発電機関への対応

実用排熱回収型サイレンサを搭載する発電機関は、本試験で使用した出力 199kW の陸用発電機関と比べ、主に、

- ・出力が大きい、
- ・排気温度が低い、
- ・使用燃料が異なる、

などの違いがある。

そこで、当社で扱っている発電機関（主としてダイハツディーゼル社製）の内、代表的な機種について、これまでの知見を活用し、試験サイレンサと同じ設計法を用いて製作される実用排熱回収型サイレンサ（膨張式）1基当たりの性能を予測した。表 28 にその結果を示す。

出力 4/4 時の設計データ（機関出力、排ガス温度、排ガス温度、消音性能、ガス側圧損）を用い、表 28 の脚注に示す方法（基本的には、表 21 と同じ手法）で、出力 4/4 時の有効熱量 ΔE と蒸気量 W_s を求めた（給水温度は 50°C と仮定）。出力 3/4 時の W_s は、蒸気生成量が概ね出力に比例するという図 96 の結果を利用し、4/4 時の値に 3/4 を乗じた。消音性能は、サイレンサ A では約 5dB の性能アップ、サイレンサ B と改造 B では約 9dB のアップという結果を考慮し、5dB アップ以上とした。また、圧損については、出力 3/4 において、サイレンサ A とサイレンサ B_R では、少なくとも標準サイレンサの 10% 減が見込めるため、設計値 $\times 0.9$ で評価した。

停泊時の機関出力に近い、出力 3/4 時の蒸気生成量が、後述の経済効果を見直す際に使うことから、太字のイタリック体で示した。

表 28 実用排熱回収型サイレンサ（膨張式）の性能予測

機関出力 (kW at 4/4)	ガス温度 T (°C)	排ガス量 Q ₀ (Nm ³ /h)	有効熱量 ΔE (kCal/h)	蒸気量 W _s (kg/h)		消音 (dB)	圧損 (kPa)
				at 4/4	<i>at 3/4</i>		
400	380	2154	155006	165.6	<i>124.2</i>	>20	0.63
530~550	380	2952	212432	226.9	<i>170.2</i>	>20	0.63
610	380	3329	239561	255.9	<i>191.9</i>	>20	0.72
740	380	4625	332824	335.5	<i>266.6</i>	>20	0.90
800	380	5002	359954	384.4	<i>288.4</i>	>20	0.72

$$\Delta T = T - 160, \quad Q_0 = Q_T \cdot 273.15 / (273.15 + T), \quad \Delta E = C_p Q_0 \Delta T,$$

$h_s = 608.6$ (kcal/kg) : 50°C の給水を 160°C の飽和蒸気とする必要比エネルギー

$C_p = 0.3271$ kcal/(m³N°C), $\epsilon_s = 0.65$: ΔE の内、蒸気生成に使われた Energy at 3/4

$$W_s \text{ at } 3/4 = 3/4 \times W_s \text{ at } 4/4$$

消音 : 現設計消音 + 5dB 以上, 圧損 : 現設計圧損 $\times 0.9$

表 28 から、出力 3/4×2 基で、最低でも $124.2 \times 2 = 248.4$ kg/h の蒸気生成が見込めることが分かる。また、経年変化として、汚れ係数 0.9 を考慮しても、少なくとも $248.4 \times 0.9 = 223.6$ kg/h となる。これらの量は、本開発の数値目標（出力 3/4×2 基で 200kg/h）を 24%～12%上回っている。

16. 経済効果の評価

申請書にも本排熱回収型サイレンサの実用化時の経済効果について予測を述べてきたが、2 年度に亘る試験結果を踏まえ、経済評価の見直しを行った。

16.1 運航コストの低減

先ず、表 28 に示される出力 3/4 時の生成蒸気量を基に、停泊時に運転されている油焚補助ボイラの燃料削減を求める。ボイラ効率を 80%、軽油の低位発熱量を 10300 kcal/kg とすると、時間当たりの節約燃料は、 $608.6W_s / (0.8 \times 10300)$ で求められるため、2 基で、18.3 kg/h（400kW 機関）～42.6kg/h（800kW 機関）が期待できる。停泊時間を 4 日とすると、1 航海当たりの燃料削減量は、1.76 トン～4.1 トンになる。

この数値は、排熱回収型サイレンサの能力から見た期待値であり、実際は、常に生成能力全ての蒸気が利用されるとは限らない。従って、実際の必要蒸気量が上記の数値を超えなければ、必要蒸気量に見合う燃料節約となり、必要蒸気量が上記を超える場合は、上記数値が節約量となる。現実には、船種により、荷役中かどうかにより、必要蒸気量は大きく変動する。前年度の調査では、ベースとして 200kg/h 程度の蒸気が消費されていること、及び生成蒸気量に余裕を持たせたいことから、数値目標とした経緯がある。しかし、現実には、この数値目標を超える蒸気が消費される時間帯が存在することから、生成蒸気量が目標値を上回れば、上回った一部は、燃料節約に結びつけることができる。

これまでは、200kg/h の蒸気生成量に見合う燃料節約量として、「1 航海当たり、1.44 トンの節約」としてきたが、以上の検討結果を踏まえ、「1 航海当たり、少なくとも 1.44 トンの節約」と若干プラス側に修正したい。

次に、燃料節約に伴う経済効果であるが、航海頻度が 30 回/年の近海 RoRo 船の場合、産業用重油 or 軽油単価を若干安く見積って 70 円/L（750\$/MT）、重油密度を 0.87kg/L とすると、経済的利益は、少なくとも 3,476 千円／（隻・年）となる。申請時は、重油単価を 40 円/L としていたこともあり、経済効果を 1,728 千円／（隻・年）と予測していた。

経済効果が申請時より大幅に大きくなったことから、初期コスト（3,000 千円×3）の回収期間は、2.59 年（2 年 7 ヶ月）以内となり、当初予測の 5 年余りが半分以下に短縮されると考えられる。

16.2 GHG 排出削減

停泊時の燃料消費が削減に伴い、GHG も削減できることとなる。化石燃料の燃焼により生成される GHG (CO₂) は、燃料の種類にも若干に依存するが、式(2)などから、概ね、燃料重量の 3.1 倍となる。従って、航海頻度が 30 回/年の場合の GHG 削減量は、少なくとも $1.76 \times 30 \times 3.1 = 164$ トン / (隻・年) となる。さらに、将来的には、GHG が排出削減される見返りとして、環境税の負担が軽減されることも期待できる。

16.3 その他の経済的効果

16.3.1 省スペース化と建造コストの削減

油焚補助ボイラとその燃料タンクが小型化できることから、省スペース化に貢献できるとともに、船舶建造コストの削減にもつながる。

16.3.2 脱硝装置との直列配置

当初懸念された、蒸気生成の副作用としての排ガス側圧損の増加と消音性能の低下は、本試験結果から、いずれも否定され、排ガス圧損は冷却効果により少なくとも 10% は減少し、消音性能は伝熱管との干渉効果により少なくとも 5dB は改善されることが判明した。

一方、本年度に実施した FS 課題「脱硝触媒内装型サイレンサの開発に関する調査研究」の結果、脱硝触媒をカセット化できれば、脱硝装置全体の圧損は 1kPa 以内に抑えることができるとともに、消音効果も向上することが明らかとなった。

そこで、これらの成果を融合し、エンジン → 脱硝装置 → 排熱回収型サイレンサの順に直列配置しても、配管系を含めたトータル圧損をエンジン側からの要求圧損の 3kPa 以下に抑えることができる。これが実現すると、脱硝と排熱回収が同時に行え、消音性能も飛躍的に向上することが期待できる。

なお、脱硝反応は発熱反応であるため、脱硝装置を出た排ガス温度が若干上昇しており、排熱回収型サイレンサを下流側に持ってくるのは、排熱回収にとって好ましい配置である。

17. 平成 23 年度のまとめ

前年度からの改善項目であった、循環水ポンプからの熱損失の軽減のため、試験装置を改造し、サイレンサ A、サイレンサ B と改造サイレンサ B を使った様々な試験を行うことができ、本年度の事業計画は全て終了し、以下の成果を得た。

(1) サイレンサ A 再試験 (A_R 試験)

サイレンサ A の蒸気生成能力が目標値を上回ること、及びエコノマイザー OFF 状態では、排ガス側圧損が標準サイレンサ並に増加することを確認した。

(2) サイレンサ B 試験 (B₀ 試験)

伝熱面積を 10% 増やし、構造を簡素化したサイレンサ B は、蒸気生成が 7% ほど増加し、消音性能もサイレンサ A を凌ぐが、ガス側圧損は増加した。エコマイザー OFF 試験では、圧損が増加し、排ガス冷却が圧損低下に有効であることが再確認できた。

(3) 改造サイレンサ B 試験 (B_R 試験)

サイレンサ絞り部を大きくした改造サイレンサ B 試験により、消音性能を余り変えずに、ガス側圧損を回復させることができた。

(4) スートブロー試験

空気供給チューブが長いことから、空気量は目標値を下回ったが、目視観察からスス除去効果が確認できた。

(5) 蒸気生成量の整理

排ガス温度は、過給機の特性により、室温差以上に差が出るため、単に、出力のみから蒸気量を整理しても、合理的な関係は得られない。蒸気温度以上の有効排ガスエネルギーで整理すると、統一的に整理できた。

(6) 排ガス冷却効果

エコマイザーによる排ガスの冷却は、圧損を減少させるが、消音性能には影響を及ぼさない。

(7) 伝熱管との干渉

従って、エコマイザー搭載による消音性能の向上は、伝熱管との干渉によると考えられる。

(8) 主発電機関への対応

代表的な主発電機関について、蒸気生成量、圧損および消音性能を予測したところ、エコマイザーの現設計法を使えば、

- ・ 目標値以上の蒸気が生成できる、
 - ・ 圧損は 1kPa 以内に収めることができる、
 - ・ 消音性能は現状より 5dB 以上向上できる、
- ことが判明した。

(9) 経済効果

1 航海当たり、少なくとも 1.44 トンの節約が可能で、経済効果として、少なくとも 3,476 千円 / (隻・年) の節約が期待でき、初期コストの回収は、2 年 7 ヶ月以内 (近海 RoRo 船の場合) で達成できると予測される。

今後は実船搭載試験を経て実用化を目指すことになるが、実船搭載試験では、汽水分離器内の水位変動の自動制御化が課題の一つと考えられる。そして、実用化の暁には、脱硝装置との直列配置の実現も期待したい。

18. 目標達成度

2年度に亘る技術開発の成果を、当初目標からの達成度で自己評価すると、下記に示すように、いずれの項目も100%の達成度となった。

- 1) 主発電機関からの排熱回収により生成される蒸気量は、当初目標の(2.0~5.0万トンBC場合、200kg/hの蒸気量)以上となる。
- 2) 消音性能を5dB以上向上(当初目標は、向上もしくは維持)させることができる。
- 3) 油焚補助ボイラ用燃費削減により、初期コストは2年7ヶ月以内(当初目標:5年余り)で回収できる。
- 4) 同BC場合、164トン/(隻・年)(当初目標:135トン/(隻・年))のGHG排出削減が見込める。

19. 報告書作成

平成23年度の委託契約書に則り、本報告書を作成した。

20. 参考文献

1. Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission, Technical Report of MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark.
2. 日本機械学会編、気液二相流ハンドブック、コロナ社、p.173.
3. 有富 正憲 他、気液二相流の数値解析、日本原子力学会熱流動部会編、p.18.
4. 酒井 宏 他、排ガスエコマイザーのストファイア防止指針、ディーゼル機関吸排気系の汚れ防止に関する研究員会、日本海事協会、1992.
5. JIS B 8222、陸用ボイラ 熱勘定方式 解説.
6. 片山 功蔵 他、伝熱工学演習、実用図書、1966.
7. 渡部 康一 他、1999 日本機械学会蒸気表.
8. International Standard ISO8861(1988-E): Shipbuilding — Engine-room ventilation in diesel-engined ships — Design requirements and basis of calculation.
9. 小型ボイラ及び小型圧力容器構造・簡易ボイラ等構造規格
10. 日本機械学会編、1999 機械学会蒸気表、2008.
11. 井原敏男、工業熱力学、理工図書、p.478、1961.



「この報告書は BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて作成しました」

(社)日本舶用工業会

〒105-0001

東京都港区虎ノ門一丁目13番3号(虎ノ門東洋共同ビル)

電話：03-3502-2041 FAX:03-3591-2206

<http://www.jsmea.or.jp>