

日本船舶振興会昭和53年度補助事業  
“スターリング機関に関する研究”

研究資料 No.319

第 1 7 3 研究部会  
スターリング機関に関する研究

報 告 書

昭 和 54 年 3 月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

今後における世界的な石油需給状況を考えた場合、船舶推進機関においてエネルギーの節約と多様化を図っていく必要があり、これに対応できるものとして新型機関であるスターリング機関の開発が要請されている。本研究はスターリング機関の駆動機構自体をはじめ熱交換技術、燃焼技術、制御技術等について研究し、同機関の開発に資することを目的とするものであって、その第2年度である本年度は、サイクルシミュレーション・熱交換方式・機関の設計・燃焼方式・制御システムの研究及び第1次実験機関本体部分の製作を行った。

## はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和53年度補助事業「スターリング機関に関する研究」として、日本造船研究協会が第173研究部会においてとりまとめたものである。

### 第173研究部会委員名簿

(敬称略、五十音順)

部会長	藤田秀雄(明治大学)	一色尚次(東京工業大学)
委員	池村清(日本舶用工業会)	植田靖夫(船舶技術研究所)
	板谷昭(日本鋼管)	大原清司(川崎重工業)
	岡田方大(ダイハツディーゼル)	五嶋裕(ダイハツディーゼル)
	串山正(三菱重工業)	菅原英祐(日本ピストンリング)
	佐伯謙(三井造船)	須甲昭平(新潟鉄工所)
	須甲昭平(新潟鉄工所)	田中紘一(石川島播磨重工業)
	永井将(日立造船)	平田賢(東京大学)
	堀雄一(阪神内燃機工業)	宮部英也(明治大学)
	山田正(ヤンマーディーゼル)	吉富昇(日本舶用機器開発協会)

### 第1分科会委員名簿

分科会長	平田 賢(東京大学)	板谷 昭(日本鋼管)
委員	一色尚次(東京工業大学)	岡田方大(ダイハツディーゼル)
	遠藤裕久(三井造船)	菅原英祐(日本ピストンリング)
	串山正(三菱重工業)	須甲昭平(新潟鉄工所)
	塚原茂司(船舶技術研究所)	永井将(日立造船)
	中島尚正(東京大学)	堀雄一(阪神内燃機工業)
	松本儀彦(日本舶用工業会)	宮城靖夫(船舶技術研究所)
	宮部英也(明治大学)	山田正(ヤンマーディーゼル)
	吉識晴夫(東京大学)	

### 第2分科会委員名簿

分科会長	藤田秀雄(明治大学)	岡田方大(ダイハツディーゼル)
委員	一色尚次(東京工業大学)	串山正(三菱重工業)
	大原清司(川崎重工業)	永井将(日立造船)
	塚原茂司(船舶技術研究所)	平田賢(東京大学)
	長島義悟(三井造船)	松本儀彦(日本舶用工業会)
	堀雄一(阪神内燃機工業)	宮部英也(明治大学)
	宮城靖夫(船舶技術研究所)	
	山田正(ヤンマーディーゼル)	

# スターリング機関に関する研究

## 目 次

1. サイクルシミュレーションの研究 .....	1
1.1 热力学的性能予測法の研究 .....	1
1.1.1 はじめ .....	1
1.1.2 モデルCによる最適形状の追求 .....	1
1.1.3 小型シミュレータによる非定常熱伝達率の測定 .....	5
1.1.4 小型スターリング機関の改造及び伝熱パラメータの実測 .....	7
1.2 ピストン側壁形熱交換器の性能の解析 .....	13
1.3 热交換器への油洩れの防止対策 .....	15
1.3.1 まえがき .....	15
1.3.2 ゴム膜による油上がりの防止 .....	15
1.3.3 油上り防止みぞの効果 .....	15
1.4 再生器内の流動損失 .....	17
1.4.1 まえがき .....	17
1.4.2 幾何学的形状値の算出 .....	17
1.4.3 定常一方向流試験 .....	17
1.4.4 非定常一方向流試験 .....	20
1.4.5 あとがき .....	20
1.5 制御シミュレーション .....	24
1.5.1 まえがき .....	24
1.5.2 モデルと基礎式及びその仮定 .....	24
1.5.3 計算結果 .....	26
1.5.4 まとめ .....	27
2. 機関の設計研究 .....	31
2.1 研究の概要 .....	31
2.2 実験機関の基本構想 .....	31
2.3 各構成要素適応性の検討 .....	32
2.3.1 実験機関1次試設計 .....	32
2.3.2 热交換器 .....	32
2.3.3 燃焼器 .....	38
2.3.4 シール装置 .....	39
2.3.5 制御システム .....	42
2.4 実験機関1次詳細設計(1) .....	42
2.4.1 設計の条件 .....	42
2.4.2 詳細設計及び強度評価 .....	44
2.4.3 全体組立図 .....	49
2.5 総合研究内容の検討 .....	49

2.5.1 試験計画概要	49
2.5.2 性能試験測定内容	50
2.5.3 要素マッチング試験	51
2.5.4 制御システム特性試験	51
2.5.5 総合評価試験	52
3. 熱交換方式の研究	59
( ) 3.1 研究の概要	59
3.2 非定常熱伝達試験	59
3.2.1 試験方法	59
3.2.2 定常流による予備試験	61
3.2.3 非定常流熱伝達試験結果	62
3.2.4 非定常流における熱伝達率	62
3.2.5 非定常流における流動損失	67
3.3 加熱器の基本設計の再検討	69
3.3.1 燃焼室の伝熱特性	69
3.3.2 加熱器の伝熱設計	69
3.4 加熱器の強度に関する検討(2)	70
3.4.1 前年度の研究における問題点	70
3.4.2 管の曲がりを考慮した強度の検討	70
3.5 再生器及び冷却器の基本設計	74
3.5.1 再生器の伝熱設計	74
3.5.2 冷却器の伝熱設計	75
3.6 フイン付管の製作技術に関する検討	77
3.6.1 フイン付管製作方式の検討	77
3.6.2 フインの加工法と管の曲げ加工法	77
3.6.3 フインと管の接合法	78
4. 燃焼方式の研究	80
( ) 4.1 研究の概要	80
4.2 基礎燃焼試験	80
4.2.1 試験目的	80
4.2.2 試験方法	80
4.2.3 試験結果	83
4.2.4 考察	84
4.3 燃焼室伝熱試験	85
4.3.1 試験目的	85
4.3.2 試験方法	85
4.3.3 試験結果	85
4.3.4 考察	86
4.4 空気予熱器	87
4.4.1 伝熱性能の検討	87

4.4.2 空気予熱器の配置に関する検討	87
4.5 燃焼システム設計	88
4.5.1 燃焼システムに対する要求	88
4.5.2 燃焼システムに関する検討	90
5. 制御システムの研究	92
5.1 研究の概要	92
5.2 出力制御機構の調査・検討	92
5.2.1 基本的要件の調査	92
5.2.2 作動流体側出力制御	93
5.2.3 燃焼器側出力制御	97
5.2.4 組合せシステムとしての検討	97
5.3 起動・停止制御機構の調査・検討	98
5.3.1 制御手順の設定	98
5.3.2 基本的要件の調査	99
5.4 システム設計	99
5.4.1 システム試設計	99
5.4.2 システムフローの検討	101
5.4.3 保護装置	102
5.4.4 構成部品の調査	103
6. 実験機関による総合研究	106
6.1 研究の概要	106
6.2 実験機関1次本体部分の製作	106
6.2.1 部品製作	106
6.2.2 本体部分組立	106

# 1. サイクルシミュレーションの研究

## 1.1 热力学的性能予測法の研究

### 1.1.1 はじめに

スターリング機関の熱力学的性能をコンピュータによって予測するための数値計算モデルの確立を企てるこことを目的として、昨年度来のコンピュータ・シミュレーションについては性能予測精度を上げ、伝熱パラメータ評価のための試作スターリング機関については非定常伝熱特性の測定精度を高める研究を行なった。

### 1.1.2 モデルCによる最適形状の追求

昭和52年度に、スターリング機関の性能解析に関する各種の研究を調査した結果、最も適当と思われるFinkelsteinの理論<sup>(1)</sup>を基礎にして、不完全な部分を補う新しいサイクル・シミュレーション・プログラムを開発した。即ち、スターリング機関を図1.1.1の如く、膨張室（添字1）、加熱器（2）、再生器（3）、冷却器（4）、圧縮室（5）の5空間に分割したモデルに置き換え、各空間での作動流体の状態量は一様とし、壁面摩擦、急拡大、急縮少の効果は、各空間の境界に設けた等価なオリフィスで評価する。そして、作動流体は外部には漏れず、完全ガスの状態式に従うものとし、各部壁面、再生器マトリックスと作動流体は有限な熱伝達率による伝熱を行うものと考える。ただし、再生器は外部と断熱されており、また壁面での軸方向熱伝導は無視する。<sup>(2)</sup>

この計算モデルをモデルCと呼ぶことにした。

ここで、Finkelstein理論との根本的な相違は、彼の理論では考慮していない再生器内のエネルギー収支を常に考慮している点であり、かつ本モデルでは高い再生器効率を見込むことが出来る点である。

以下に、表1.1.1の仕様モデルを基準にし、各種係数をパラメータとした場合の機関性能について述べる。

表1.1.1 機 関 仕 様

膨張室内径	0.22 m	圧縮室内径	0.205 m
行程	0.15 m	行程	0.15 m
頂隙	15 mm	頂隙	15 mm
再生器内径	0.48 m	マトリックス（スチール金網）	
長さ	0.05 m	線径	0.19 mm
機関回転数	720 rpm	空間率	0.675
位相差	90°	高温部壁温	1023°K
作動流体	He	低温部壁温	300°K
加熱器形状（円管）		冷却器形状（円管）	
本数	138本	本数	300本
内径	5 mm	内径	3 mm
長さ	1,152 m	長さ	0.84 m

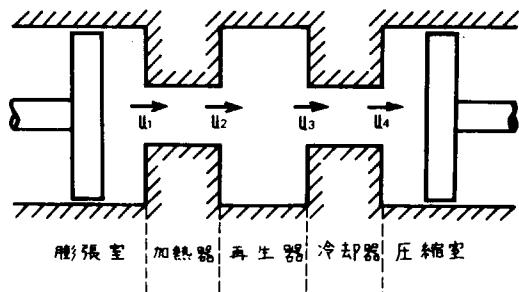


図1.1.1 モデルC

#### 1) 基準モデルの性能

再生器効率は定常流の考え方より求めた96%を採用した結果、基準モデルの出力は281 PS、図示熱効率は

45.0%となった。このときの加熱器、冷却器におけるパラメータは表1.1.2で示される。

表1.1.2 基準パラメータ

	加 热 器	冷 却 器
レイノルズ数 $Re$	$5.56 \times 10^4$	$1.26 \times 10^5$
熱伝達率 $H \text{ Kg} \cdot m / (m^2 \text{s deg})$	$8.96 \times 10^2$	$1.25 \times 10^3$
摩擦係数 $F \text{ l/m}$	3.96	5.62

## ii) 再生器効率の影響

スターリング機関の性能に最も影響を持つと言われている再生器効率の効果を示すと図1.1.2となる。ここでは、再生器の幾何学的形状、内容物等は全て基準仕様と同じとし、単に再生器効率のみを変化させた場合を計算した。図は基準仕様の出力、効率に対する比の形で示してある。図より、再生器効率が出力、効率に大きく影響していることが分かる。

これ以降の計算は全て、再生器効率を96%としている。

## iii) 摩擦係数の影響

機関仕様は表1.1.1のまま固定しておき、加熱器、冷却器の摩擦係数のみを基準値の $x$ 倍に変えた場合の機関出力と図示熱効率の変化を図1.1.3に示す。出力、効率ともに基準仕様との比の形で示してある。図中、 $F_2, F_4$ は各々加熱器、冷却器の摩擦係数をえたことを意味する。図から、冷却器の摩擦係数を出来るだけ小さくすることの必要性が分かる。

## iv) 熱伝達率の影響

iii)の場合と同様、幾何学的形状は変えず、加熱器、冷却器の熱伝達率のみを基準値の $x$ 倍に変えた場合の機関性能を図1.1.4に示す。図の表示方法は図1.1.3と同様である。図より、加熱器の熱伝達率 $H_2$ が大きくなれば出力が増大するが、冷却器の熱伝達率 $H_4$ は出力には余り影響を与えないことが分かる。しかし、熱効率の点からは $H_4$ を大きくする方が有利に思われる。

## v) 容積の影響

熱交換器の摩擦係数、熱伝達率、伝熱表面積は変えず、容積のみを基準容積の $x$ 倍に変化させた場合の機関出力と図示熱効率の変化を図1.1.5に示す。

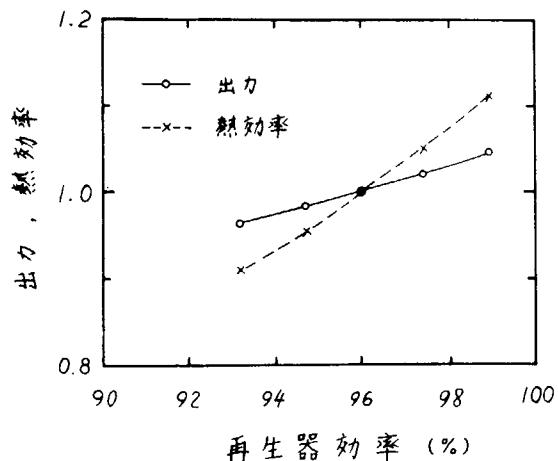


図1.1.2 再生器効率の影響

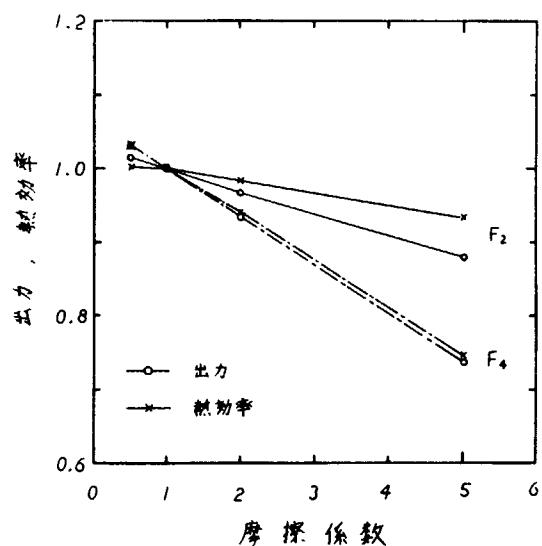


図1.1.3 摩擦係数の影響

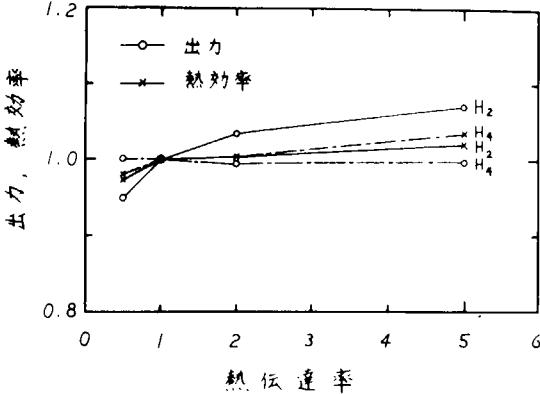


図 1.1.4 热伝達率の影響

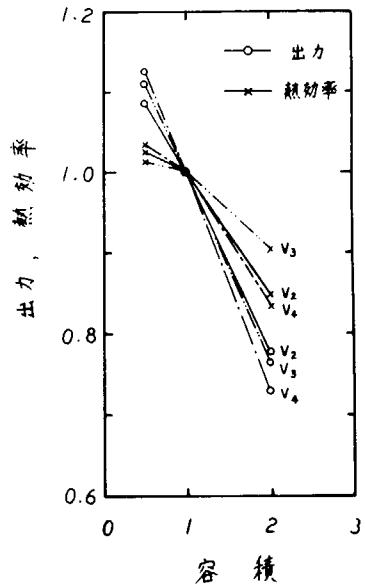


図 1.1.5 容積の影響

図より、加熱器、再生器、冷却器の容積 ( $V_2, V_3, V_4$ )

を大きくすると、機関出力、図示熱効率ともに著しく低

下することが分かる。ただし、ここでは熱交換器容積以外の機関仕様は何もえていない。実際には、容積を大きくすることにより、摩擦係数を小さくさせたり、伝熱表面積を大きく出来るので、これ程大きな性能低下は生じないものと思われる。

#### vi) ピストン位相差の影響

基準モデルは膨張室ピストンが圧縮室ピストンより  $90^\circ$  位相が進んでいる。この位相差を変えることの影響を図 1.1.6 に示す。機関出力、熱効率は他の図と同様、基準モデルとの比の形で示している。この結果、 $90^\circ$  位相差が適当と思われる。

#### vii) 機関回転数の影響

基準モデルの機関出力が 281 PS とやや目標出力より高いため、機関回転数を下げることを考える。ここで、機関回転数のみを基準回転数の  $x$  倍に変えた場合の機関性能を図 1.1.7 に示す。図より、回転数をやや低下させた方が熱効率が高いことが分かる。これは熱交換器部での摩擦抵抗の低下による効果の方が、伝熱量の低下によるものよりも大きいためと考えられる。

#### viii) 設定圧力の影響

設定圧力により機関内の作動流体の質量が変化する。このため機関出力はほぼ設定圧力に比例するものと思われる。これを示すと図 1.1.8 となる。図より、出力はほぼ設定圧力に比例することが分かる。また、図示熱効率は設定圧力を下げるときや上昇する傾向にある。

#### ix) 作動流体の影響

機関内の作動流体にはヘリウムを考えているが、作動流体を変えた場合、機関性能がどのように変わるかを調べた。機関仕様は表 1.1.1 のままでし、作動流体のみを水素、窒素、空気と変えたときの機関出力、図示熱効率を作動流体がヘリウムの場合の値との比の形で表 1.1.3 に示す。これより、作動流体が水素の場合には効

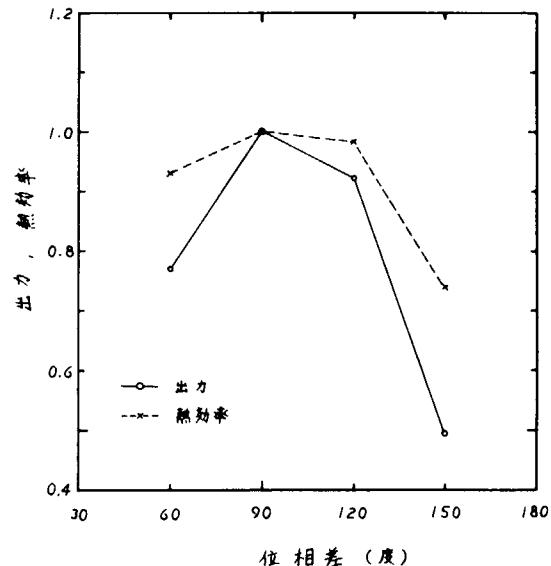


図 1.1.6 位相差の影響

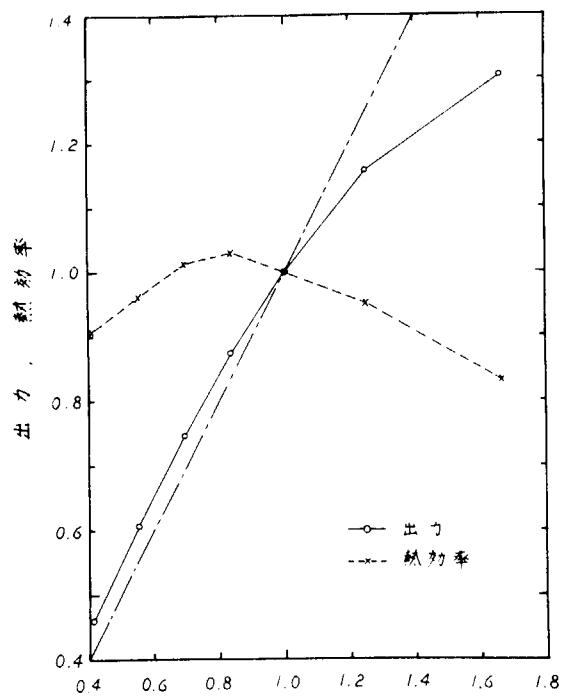


図 1.1.7 回転数の影響

図 1.1.7 回転数の影響

率が良いが、他の流体では出力、効率ともに低下していることが分かる。

表 1.1.3 作動流体の影響

(基準: ヘリウム)

作動流体	水 素	窒 素	空 気
出 力	1.11	0.52	0.49
熱 効 率	1.03	0.57	0.53

X) ピストン・リングからの漏れの影響

以上の計算では、ピストン・リングから流体は漏れないものと仮定している。しかし、実際の機関は複動を考えており、膨張室から圧縮室へと流体がピストン・リングとシリンダ壁との隙間から流れることが予想される。

ここでは単純化して、膨張室と圧縮室を狭い流路により直結させるモデルを考える。即ち、膨張室と圧縮室の圧力  $p_1, p_5$  により、流路内の質量流量が次式で与えられるものとする。

$$p_1 - p_5 = \xi \frac{1}{2} \rho u |u|$$

$$dm = \rho u A dt$$

ただし、 $u$  は隙間内の流速、 $A$  は隙間の流路面積、 $\xi$  は損失係数であり、流体密度  $\rho$  は流れの向きにより、 $\rho_1$  又は  $\rho_5$  を用いる。また、この流路では壁と流体との伝熱は無視する。

作動流体が He の場合で、 $\xi=5$  と仮定し、ピストン・リングとシリンダ壁との半径方向隙間をパラメータ

として計算した結果を表 1.1.4 に示す。この時、隙間を通して流れる流体質量は正常に機関内を流動する質量の約 3 % (隙間 0.05 mm の場合) ~ 6 % (0.1 mm) で

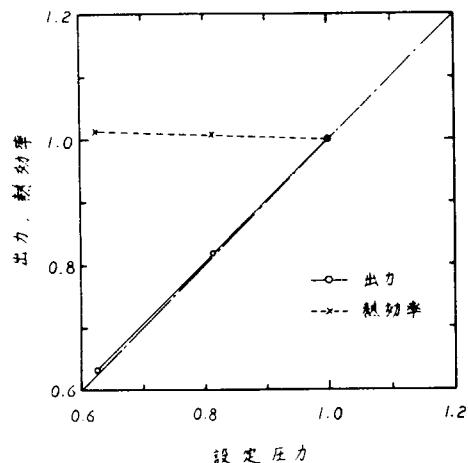


図 1.1.8 設定圧力の影響

半径隙間	0.05 mm	0.1 mm
出 力	0.96	0.93
熱 効 率	0.92	0.85

表 1.1.4 ピストン・リングからの漏れの影響  
(基準: 半径方向隙間 0 mm)

ある。この結果、極く少量の漏れにより機関性能が著しく低下することが予想される。特に、複動の機関でピストン位相差が $90^\circ$ の場合、 $p_1$ と $p_5$ の差がこの単純モデルよりは大きくなるので、ピストン・リングからの漏れには十分な検討が必要となる。

### 1.1.3 小型シミュレータによる非定常熱伝達率の測定

スターリング機関の熱交換器（加熱器、再生器、冷却器）内では、作動流体が往復流動する。現在では、これらの熱交換器を設計する際には、定常流での資料しか利用出来ない。しかし、往復流動の場合には、壁面での境界層の発達の様子は定常流の場合とは異なることが予想され、それに伴い熱伝達率や摩擦係数が定常流時とは相違するものと思われる。

ここでは、管内非定常流の熱伝達率を実験的に明らかにするために作製したスターリング機関の小型シミュレータと実験結果の一部について報告する。

#### i) 小型シミュレータの概要

図1.1.9に本年度作製したスターリング機関の小型シミュレータの概要を示す。①は膨張室、②は加熱器、③は冷却器、④は圧縮室であり、 $T_{w1} \sim T_{w3}$ は加熱器壁温、 $T_{f1}, T_{f3}$ は流体温度、 $T_{ein}, T_{cout}$ は冷却水入出口温度、 $P_E$ は膨張室、 $P_R$ は再生器圧力である。

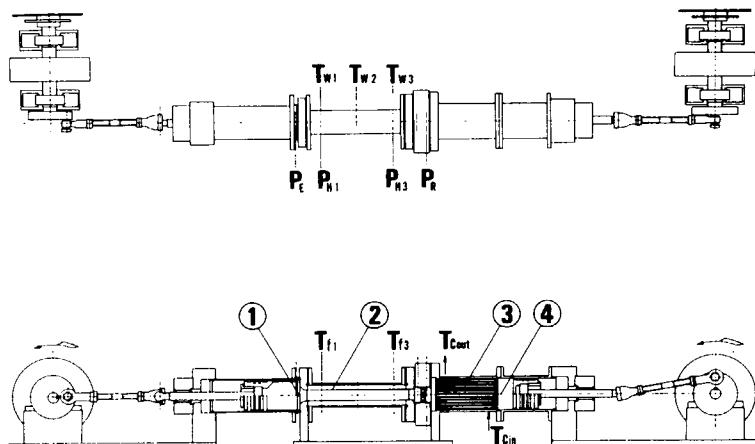


図1.1.9 小型シミュレータの概要

仕様を以下に記す。膨張室および圧縮室の内径 $80\text{mm}$ 、行程 $80\text{mm}$ 、上死点間隙可変（一応 $10\text{mm}$ とする）、加熱器の内径 $24.8\text{mm}$ 、管長 $251\text{mm}$ で单管、冷却器の内径 $3\text{mm}$ 、管長 $150\text{mm}$ 、管本数121本、作動流体は空気、回転数は可変（モータにより駆動）、膨張・圧縮ピストンの位相差は可変で、両ピストンはチェーンで連結されている。加熱器は二重管構造となっており、内管の外壁にシース・ヒータを巻き、その外側に断熱材を巻いたものを外管に挿入してある。再生器容器はベーク板で、中にハニカム型ヒータを入れてあるが、実験時に通電はしなかった。

#### ii) 実験方法

実験は、ピストン位相差 $180^\circ$ 、 $90^\circ$ および定常流（両ピストンを取りはずし、膨張室側から圧縮室側へ流体を定常に流す）場合を行った。測定は、加熱器入力電力、機関回転数、熱収支が定常に達した後、流体温度および圧力を直記式電磁オシロに記録し、壁温、冷却水温度等をデジタル電圧計で読み取った。

加熱器壁温は $\phi 1.6$ のCAシース熱電対を、冷却水温度は $\phi 0.32$ のCA熱電対を用いて測定した。加熱器内流体温度は、加熱器の膨張室側端より $35\text{mm}$  ( $T_{f1}$ )、 $220\text{mm}$  ( $T_{f3}$ ) の位置の管中心で、抵抗線温度計により測定した。各部圧力は歪ゲージ式圧力変換器を用いて測定した。加熱器内流速は、加熱器に通電せず常温の状態で熱線風速計により流体温度測定位置と同じ位置で測定した。

### iii) 実験結果とその考察

加熱器の管径と管内平均流速によるレイノルズ数  $Re$  は  $2.7 \times 10^3 \sim 11.2 \times 10^3$  の範囲で実験を行った。

図 1.1.10 に、位相差  $180^\circ$ 、回転数 238 rpm、加熱器平均壁温 306°C の場合の流体温度  $T_{f1}$ ,  $T_{f3}$ 、流速  $u$  (圧縮室側から膨張室側へ流れる場合を正とする)、圧力  $P_E$  の変動を示す。横軸のクランク角は膨張室ピストンの上死点を  $0^\circ$  としている。流速は非加熱の状態での値であり、ピストン移動速度より非圧縮性として計算した値とほぼ等しい。圧力は、作動流体が高温側に多く存在するか、低温側に多く存在するかによって、高くなったり低くなったりしているものと思われる。温度変動は、流速が正の場合は  $T_{f1}$  の方が  $T_{f3}$  より高くなっているが、準定常的な考え方方が可能となる。

流体への伝热量を求めるため、位相差  $180^\circ$  の場合の熱収支をモデル化すると図 1.1.11 となる。 $Q_{in}$  は加熱器のヒータ入力、 $Q$  は流体への伝热量、 $Q_{out}$  は冷却器で捨てられる熱量、 $q$  は熱伝導、放射による損失、 $q_c$  は熱伝導による冷却水への伝热量である。このとき、

$$Q = Q_{out} - q_c$$

であり、 $Q_{out}$  は冷却水の流量と  $T_{cin}$ ,  $T_{cout}$  より実

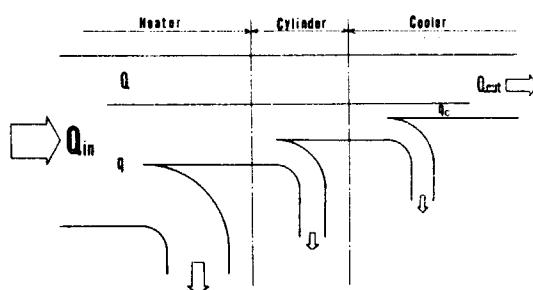


図 1.1.11 热収支モデル図

験的に求まり、 $q_c$  は同一条件の定常流での実験より求めた。

この  $Q$  により、熱伝達率を求めるとき図 1.1.12 および表 1.1.5 となる。各物性値は流体平均温度に対する値を用い、流速はピストン平均速度より計算した値を用いている。比較に用いた定常流の値は、壁温一定の場合の発達した乱流熱伝達の式

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

および、助走区間における Latzko の式

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_\infty} = 1.11 \left( \frac{Re^{0.2}}{(L/d)^{0.8}} \right)^{0.275}$$

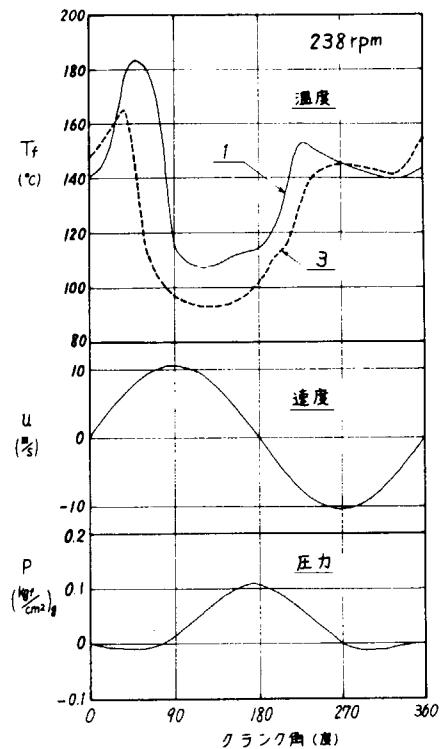


図 1.1.10 実験結果の一例

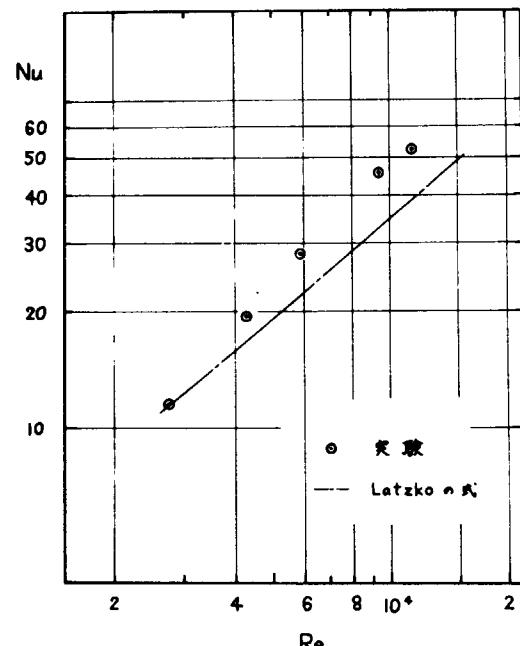


図 1.1.12 往復流動時の熱伝達

表 1.1.5 往復流動時の熱伝達（位相差 180° の場合）

回転数 rpm	加熱器平均壁温 ℃	熱伝達率 Kcal/m <sup>2</sup> h deg	Nu	Re
120	324	14.1	11.5	$2.74 \times 10^3$
182	316	23.4	19.3	4.30
238	306	33.3	28.1	5.87
359	283	52.6	45.6	9.36
420	269	59.8	52.4	11.16

より得られる。<sup>(3)</sup> ここに、 $Pr$  はプラントル数、 $L$  は管長、 $d$  は管径、 $\alpha_\infty$  は発達した流れの熱伝達率、 $\alpha_m$  は区間  $L$  の平均熱伝達率である。位相差 180° の場合の  $\alpha_m$  は  $Re = 4 \times 10^3 \sim 11 \times 10^3$  では定常流の値よりやや大きくなっている。しかし、90° 位相差のデータ等を含めて、統一的に現象を把握するために、次年度以降研究を進める予定である。

## 文 献

- (1) T. Finkelstein ; Trans. ASME, Ser. B, Vol. 84, 1962-2, 165~179.
- (2) 吉謙, 橋本 ; 機構論, 780-18, 1978-11, 233~235.
- (3) 伝熱工学資料

### 1.1.4 小型スターリング機関の改造及び伝熱パラメータの実測

#### (1) 小型スターリング機関の改造

昨年度に試作した機関を改造し、He ガスを作動流体として用いて自立運転ができるようにすると共に、作動ガス温度の測定位置を、4 点から 6 点に増やした。

改造機関の全体構成図および主要仕様を図 1.1.13 に示す。

図 1.1.14 は、改造スターリング機関の伝熱部と温度測定個所を示している。抵抗温度計の挿入位置は、同図の①, ②, ③, ④, ⑤, ⑥ であり、圧力測定点は⑦である。P<sub>E</sub> と P<sub>C</sub> の差は無視しうる程度であったので、P<sub>E</sub> = P<sub>C</sub> とおいた。作動ガスの漏れを極力押えるために、加熱器と再生器は膨脹室と一体のステンレスシリンダ⑧の中に収めてある。

<加熱器> 直径 6.2 mm, 長さ 6.2 mm のアルミニウム円柱⑨に、作動ガスの通過する直径 2 mm の穴を 144 本あけたものを、ステンレスシリンダ⑧の中にはめ込み、ステンレスシリンダ外壁に巻いた最大出力 2 kW の電熱シーズヒーター⑩から熱を供給している。ステンレスシリンダ⑧とアルミ円柱⑨の間隙部⑪には軟ろうを満して熱貫流率を高めている。アルミ円柱の壁温はほぼ中心部に達した CA シース熱電対で測っている(⑫)。

<冷却器> 内径 2 mm の黄銅管⑬を 144 本用いたシェルアンドチューブ型熱交換器の構成となっている。黄銅管の外壁は冷却水を流して冷却している。

冷却器黄銅管内壁の温度は冷却水出口の温度で代表させた。

<再生器> 直径 6.0 mm, 線径 6.0 μm, 250 メッシュの黄銅製金網を約 220 枚重ねて長さ 5.0 mm の円柱形としたもの(⑭)で、シリンダ⑧の中に収めてある。

#### (2) 伝熱パラメータの実測

##### (a) 温度測定

図 1.1.14 に測定位置を示したつぎの各温度を、作動ガス He および N<sub>2</sub> について、各 4 例ずつ測定した。

実験条件およびサイクル内平均温度(ーを付けてある)は表 1.1.6 の A 欄に示してある。

T<sub>VE</sub> : 膨脹室ガス温度      T<sub>RE</sub> : 再生器高温口ガス温度      T<sub>C</sub> : 圧縮室出入口ガス温度

T<sub>E</sub> : 膨脹室出入口ガス温度      T<sub>RC</sub> : 再生器低温口ガス温度      T<sub>VC</sub> : 圧縮室ガス温度

サイクル内の温度変動の様子については、図1.1.15に、実験例#3および#8について、 $T_{VE}$ ,  $T_{RC}-T_C$ ,  $T_E-T_{RE}$ ,  $T_{VC}$ のグラフを示してある。

(b) 加熱器および冷却器の熱伝達率測定

加熱器あるいは冷却器を作動ガスが通過する前後のエンタルピ差を求めることによって、サイクル平均の非定常熱伝達率を導びいた。この方法の詳細は、昨年度の第173研究部会 スターリング機関に関する研究報告書（昭和53年3月）15頁に紹介してあるが、加熱器非定常熱伝達率  $\alpha_E$  および冷却器非定常熱伝達率  $\alpha_C$  は次式により計算して求める。

$$\alpha_E = \frac{A_E}{B_E}$$

$$A_E = \frac{1}{R \cdot \tau} \int_{n_E(0)}^{n_E(\tau)} C_p \cdot (T_E - T_{RE}) \cdot d n_E$$

$$B_E = S_E \cdot \left( \frac{\bar{T}_E - \bar{T}_{RE}}{\ln \frac{T_W - \bar{T}_{RE}}{T_W - \bar{T}_E}} \right)$$

$$n_E = \frac{P_E \cdot V_E}{T_{VE}}$$

$$\alpha_C = \frac{A_C}{B_C}$$

$$A_C = \frac{1}{R \cdot \tau} \int_{n_C(0)}^{n_C(\tau)} C_p \cdot (T_{RE} - T_C) \cdot d n_C$$

$$B_C = S_C \cdot \left( \frac{\bar{T}_{RC} - \bar{T}_C}{\ln \frac{\bar{T}_{RC} - T_{WC}}{T_C - T_{WC}}} \right)$$

$$n_C = \frac{P_C \cdot V_C}{T_{VC}}$$

ここで、

$n_E$  : 膨脹室内ガス重量

$n_C$  : 圧縮室内ガス重量

$\tau$  : 1サイクルに要する時間

$R$  : ガス定数

$C_p$  : 定圧比熱

$S_E$  : 加熱器伝熱面積

$S_C$  : 冷却器伝熱面積

$\bar{T}_x$  : 溫度  $x$  ( $T_E$ ,  $T_C$ ,  $T_{RE}$ ,  $T_{RC}$ ) の時間  $t=0 \sim \tau$  における平均値

表1.1.6の実験例#1～8にたいする、伝熱量および非定常熱伝達率をそれぞれ同表のB, C欄に示す。

これらの非定常熱伝達率をメセント数で無次元化し、グレッジ数との関係をグラフ化したものが図1.1.16である。

(3) 热線プローブ測定方法の確立

本研究の熱伝達率測定法では、レスポンスの高い温度計が必要となる。約1000 rpm程度のスターリング機関にたいして温度計に要求される時定数は少なくとも数m secのオーダーとなる。通常の熱電対温度計では、このオーダーのレスポンスは期待できないので、熱線流速計用の細い抵抗線を使った、レスポンスの高い抵抗温度計を開発して用いた。

＜接地型プローブ＞ はじめに、図1.1.17に示す接地型の抵抗温度計を開発し、試作した。

抵抗線は直径5 μm, 長さ約10 mmのタンクステン線である。ステンレス(SUS304)のシースに細長い測定窓をあけ、この部分にタンクステン線をシースの軸と平行に張ってある。ステンレスシースは、作動ガスの流

れに直角に挿入し、したがってタンクスチレン線も流れに直交する姿勢に保たれる。タンクスチレン線の両端は一対の銅のリード線に巻きつけたのち、かしめ、さらにろう接してあり、銅のリード線の一方は、直接ステンレスシースに溶接してある。測定窓部には、このタンクスチレン線の他に、シース径 0.5 mm のクロメル・アルメルシース熱電対（先端露出型）を設けて、キャリブレーションを行ない易くすると共に、平均温度  $\bar{T}_E$ ,  $\bar{T}_{RC}$ ,  $T_C$ ,  $\bar{T}_{RC}$  の測定に用いた。温度計シース部の中ほどには円錐台状のコマをろう接してあり、このコマと挿入孔縁とが線接触して気密を保てる構造となっている。この線接触化は、加熱器等の壁温から温度計への伝熱を低く押えることにも役立っている。

一般の抵抗温度計に用いられている白金線の代りに、タンクスチレン線を選んだ理由は、機械的強度（引張強さ）が焼なまし状態でも  $100 \text{Kgf/mm}^2$  以上もあって、高速ガス流に耐えうるからである。が、反面、焼なましの効果により抵抗率の温度係数が変化すること、空気中では  $400^\circ\text{C}$  程度でも著しく酸化が進行するなど取扱い難い点も少くない。作動ガスに空気を用いた場合には、加熱器側の温度測定は著しく難しくなる。図 1.1.18 は、キャリブレーション結果を示しているが、焼なまし ( $450^\circ\text{C}$  程度) の有無による差が著しく表われている。酸化を防ぐため、このキャリブレーションは窒素ガスの雰囲気中で行なった。

抵抗線長を約 10 数 mm と長くとったのは、作動ガス温度の微視的乱れに鈍感にすること、出力電圧を高めて S/N 比を大きくし、さらに熱起電力の影響およびリード線の抵抗変化の影響を低く押えること、の理由による。しかし、試作温度計ではステンレスシースと導線およびプラグ（含コマ）の材質の相違による熱起電力の影響を無視できなかったので、抵抗線にたいする通電方向を測定中に変えて 2 通りのデータをとり、両者の平均値をとるなどの方法で補正を行なう必要がある。配線図の主要部は図 1.1.17(c) 示すとおり。タンクスチレン線への通電電流は約  $100 \mu\text{A}$  とした。

#### ＜非接地型プローブ＞

熱電効果による誤差を避けるために、測温部のシースを取り除き、シースを導体とせずに、導線（銅）を 2 本用いて完全に非接地型として、抵抗温度計に改良を加えた。構造を図 1.1.19 に示す。

非接地形にすることにより、シースと導線間、および、シースとプラグ間の熱起電力は無くすことができた。

表 1.1.6 実測結果

	実験結果	# 1	# 2	# 3	# 4	# 5	# 6	# 7	# 8
A	作動流体	He	He	He	He	N <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
	回転数 rpm	796	648	586	387	640	499	465	255
	平均圧力 $\text{kg/cm}^2 \text{ab}$	7.56	8.09	7.37	5.94	6.97	7.66	5.96	5.80
	T <sub>WE</sub> °C	403	410	403	368	406	405	410	365
	$\bar{T}_E$ °C	334	343	335	295	350	363	378	319
	$\bar{T}_{RE}$ °C	394	390	394	359	367	376	393	344
	T <sub>WC</sub> °C	17	16	18	17	15	15.5	13.5	14
	$\bar{T}_C$ °C	38	32	37	31	25	19	26	26.5
	$\bar{T}_{RC}$ °C	37	38	43	32	36	46	42	43
B	位相角	120°	120°	120°	120°	120°	120°	120°	120°
	注 <sup>1)</sup> 伝热量 $\text{Kcal}/\text{hr}$	H 335	410	288	157	272	212	190	75
	C 203	194	163	89	225	185	125	64	
C	熱伝達率 $\text{Kcal}/(\text{m}^2 \text{hr} \text{degC})$	H 151	167	132	67	101	107	138	40
	C 110	113	82	68	160	122	65	38	

実験番号	# 1	# 2	# 3	# 4	# 5	# 6	# 7	# 8
D	平均流速 $m/sec$ H C	8.27 6.61	6.73 5.38	6.09 4.87	4.02 3.21	6.64 5.31	5.18 4.14	4.82 3.86
	レイノルズ数 H C	287 755	250 664	205 534	121 297	1620 4408	1339 3730	930 2694
	動粘性係数 $m^2/sec$ H C	$5.77 \times 10^{-5}$ $1.75 \times 10^{-5}$	$5.41 \times 10^{-5}$ $1.62 \times 10^{-5}$	$5.93 \times 10^{-5}$ $1.83 \times 10^{-5}$	$6.65 \times 10^{-5}$ $2.16 \times 10^{-5}$	$8.20 \times 10^{-6}$ $2.41 \times 10^{-6}$	$7.74 \times 10^{-6}$ $2.22 \times 10^{-6}$	$10.36 \times 10^{-6}$ $2.87 \times 10^{-6}$
	熱伝導率 $Kal/m hr deg$ H C	0.227 0.136	0.228 0.136	0.227 0.136	0.217 0.136	0.0406 0.0225	0.0415 0.0225	0.0423 0.0225
	プラントル数 H C	0.732 0.685	0.732 0.685	0.732 0.685	0.726 0.684	0.69 0.71	0.69 0.71	0.69 0.71

注1) Hは加熱器側、Cは冷却器側

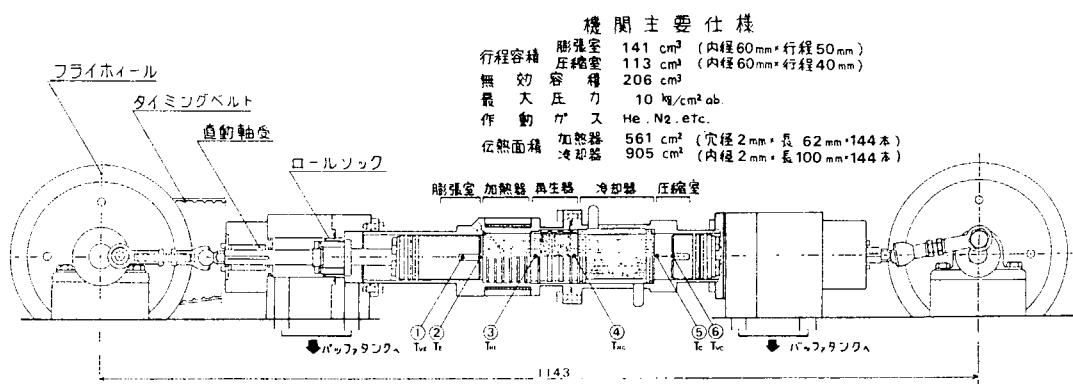
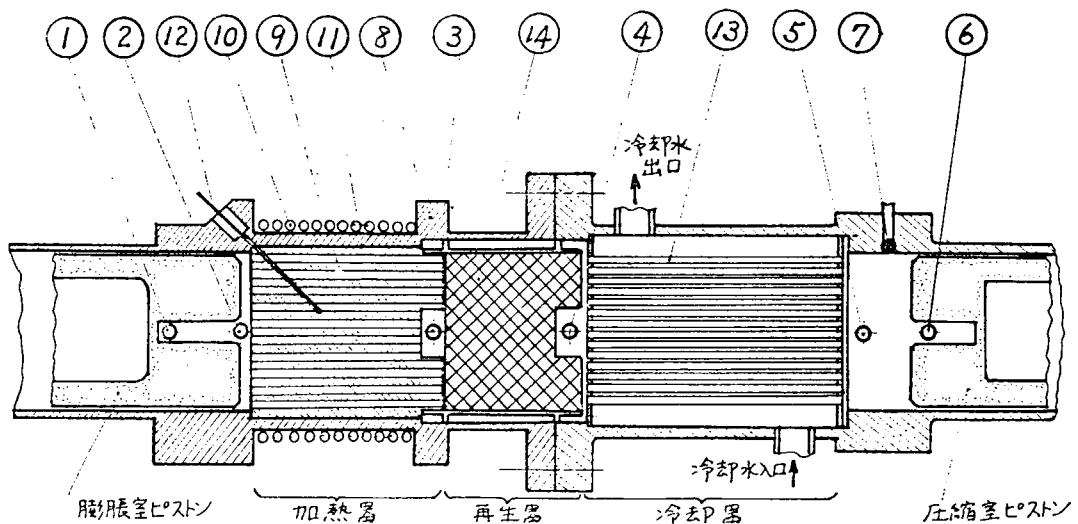


図1.1.13 試作スターリング機関概要



- |                                |                                |                  |           |
|--------------------------------|--------------------------------|------------------|-----------|
| 1 : TVE (膨脹室ガス温)               | 5 : T <sub>C</sub> (圧縮室出入口ガス温) | 9 : アルミ円筒        | 13 : 黄銅管  |
| 2 : T <sub>E</sub> (膨脹室出入口ガス温) | 6 : TVC (圧縮室ガス温)               | 10 : シースヒータ      | 14 : 黄銅金網 |
| 3 : TRE (再生器高温口ガス温)            | 7 : P <sub>C</sub> (圧縮室压力)     | 11 : 間隙部         |           |
| 4 : TRC (再生器低温口ガス温)            | 8 : ステンレスシリンド                  | 12 : TWE (加熱器壁温) |           |

図1.1.14 試作スターリング機関伝熱部概要

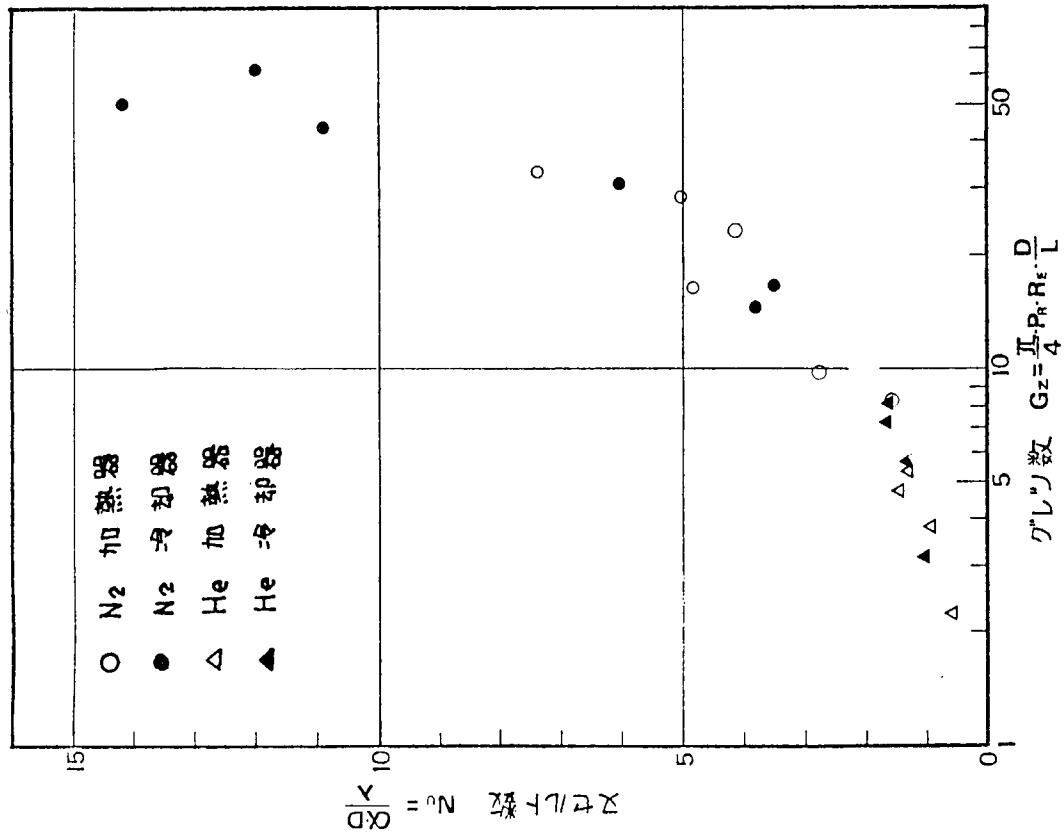


図 1.1.16 改造スターリング機関の非定常熱伝達率

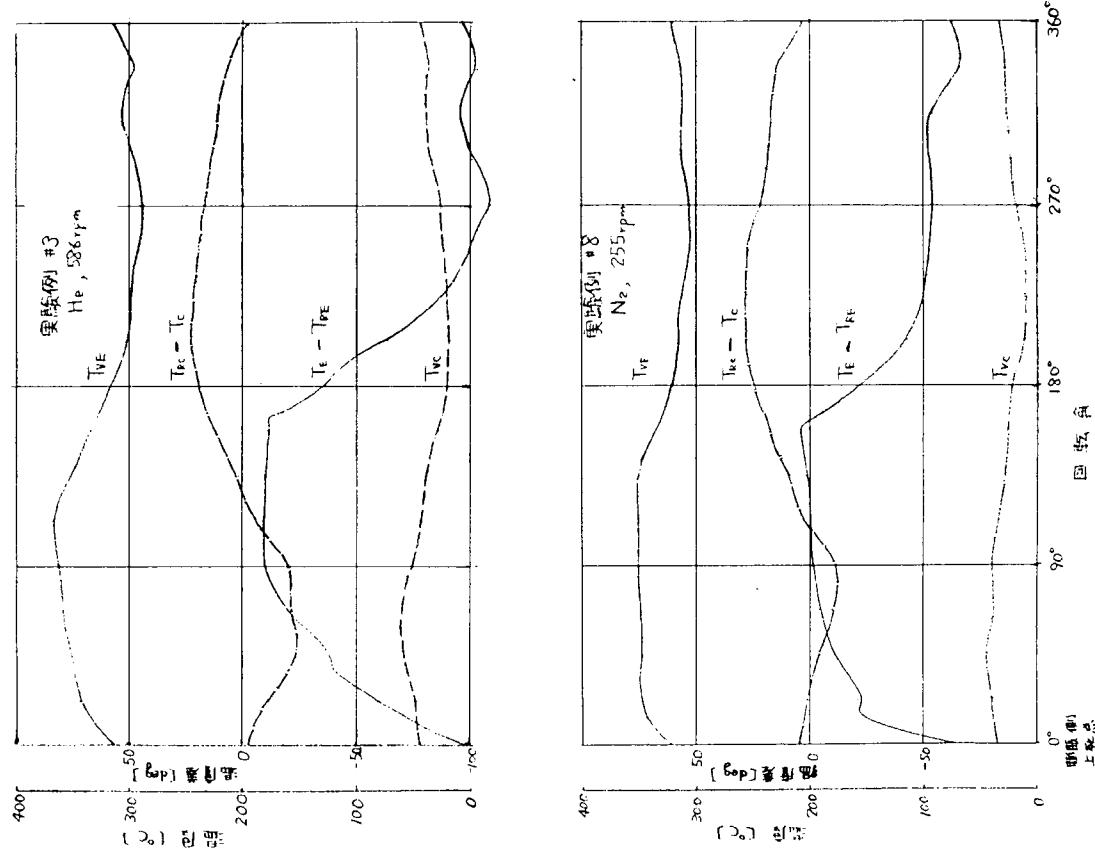


図 1.1.15 溫度のサイクル変動

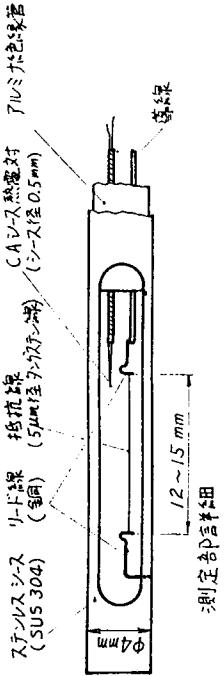


図 1.1.17 試作抵抗温度計

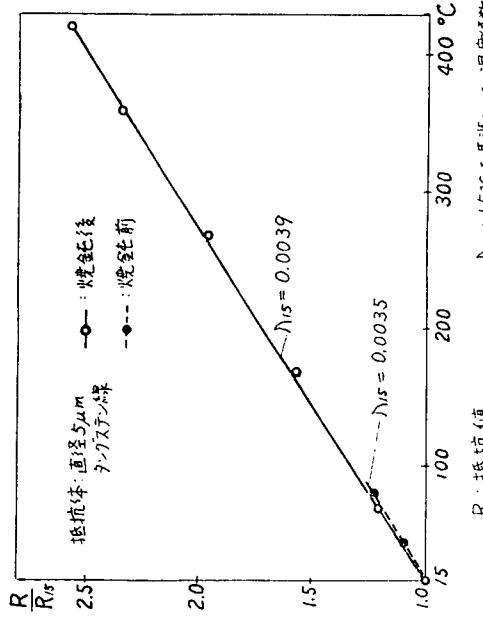


図 1.1.18 タングステン線のキャリブレーション

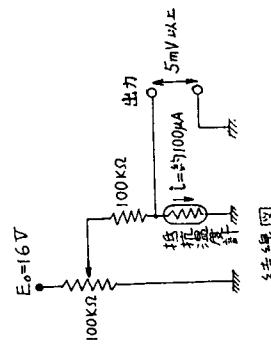
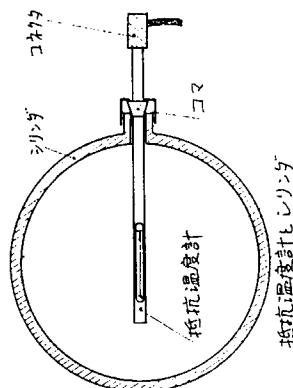


図 1.1.19 非接地型改良抵抗温度計



## 1.2 ピストン側壁形熱交換器の性能の解析

簡潔な構造のスターリング機関の実現を目指し、再生器をシリンダー内に収納することを検討した。概念的な構造は図1.2.1に示す。これをピストン側壁形熱交換器と呼称し、解析の結果を以下に報告する。

解析模型は図1.2.2である。薄い金属壁にはさまれて発達した層流プロフィルで近似する交番流動が存在し、蓄熱する薄い金属層のx方向伝導を考慮した非定常管内流动伝熱問題となる。高温源部、低温源部に於ては流体は充分に攪拌され各々一樣温度になっている。金属壁の温度はそれに接する流体の温度に等しい。以上の事項から流体温度Tは次の方程式を満足する。

$$\rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

$$v = 6 V_0 \left( \frac{y^2}{\delta^2} - \frac{1}{4} \right) \sin \omega t$$

$$\left[ \rho_d c_d \delta_d \frac{\partial T}{\partial t} = \delta_d k_d \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - k \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=\delta/2}$$

$$\left[ \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0} = 0$$

$$\sin \omega t > 0 \quad \therefore T_{x=0} = T_H \quad (\sin \omega t < 0 \quad \therefore T_{x=L} = T_L)$$

$$T_{t=0} = T_H - (T_H - T_L) \frac{x}{L}$$

定常的な周期変動を示す様になった状態での壁面温度を図1.2.3～1.2.5に載せる。

流速変動の振動数Nおよび再生器の薄い金属壁の厚さ $\delta_d$ が、熱交換器の温度効率にもたらす影響を図1.2.6および図1.2.7に示す。

図1.2.7と図1.2.3～1.2.5から、金属壁の一周期内の温度変動が大きくなつても、温度効率は目立った影響を受けないことが知られる。

図1.2.6では振動数（回転数）が大となると温度効率の低下が如実である。高回転に於てこの低下を避ける工夫が設計の最も重要な課題であろう。

計算上使用した定数は下記である。ガスはHe、金属は鉄程度の値を考慮している。

$$\rho : 0.172 \text{ kg/m}^3, \quad c : 1.24 \text{ kJ/kg°C}, \quad k : 0.143 \text{ W/m°C}, \quad V_0 = \frac{Ac}{Ad} \cdot a L \omega : Ac/Ad = 0.2,$$

$$a = 1/6, \quad \omega = 2\pi N, \quad N : 300 \sim 2000 \text{ rpm}, \quad \delta : 3 \text{ mm}, \quad \delta_d : 0.001 \sim 1.0 \text{ mm}, \quad L : 100 \text{ mm}$$

$$\rho_d : 7270 \text{ kg/m}^3, \quad c_d : 0.10 \text{ kJ/kg°C}, \quad k_d : 41 \text{ W/m°C}, \quad T_H, T_L : \text{任意}$$

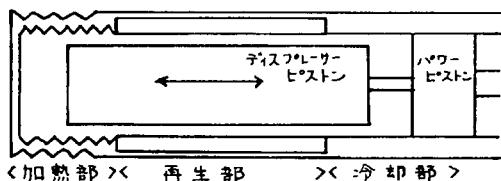


図1.2.1

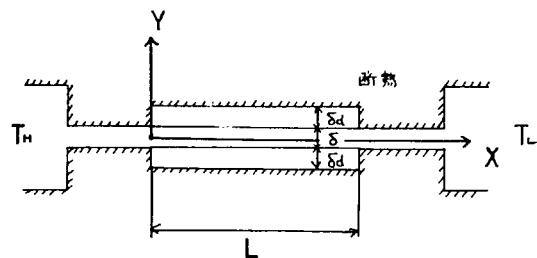


図1.2.2

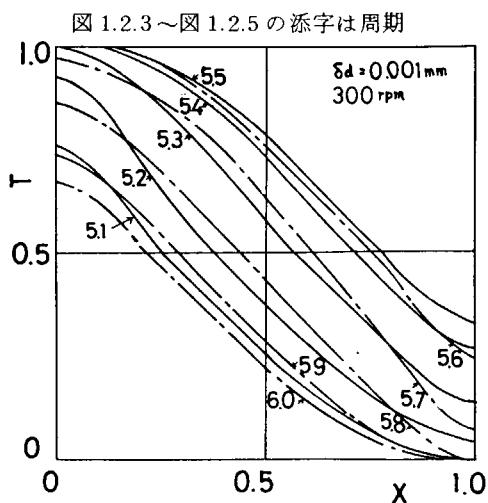


図1.2.3

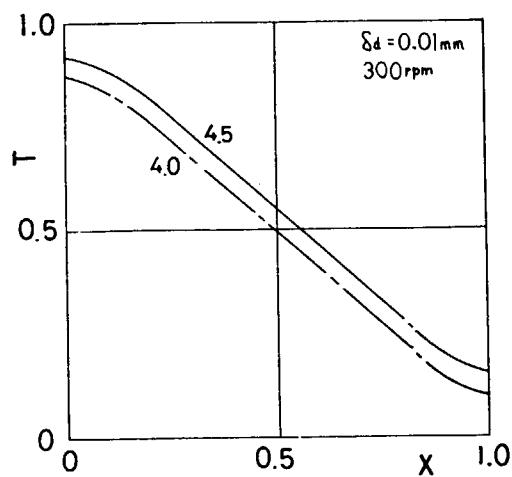


図 1. 2. 4

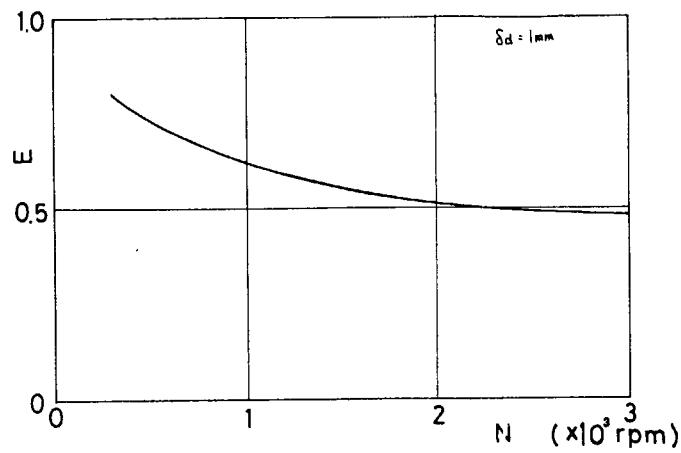


図 1. 2. 6

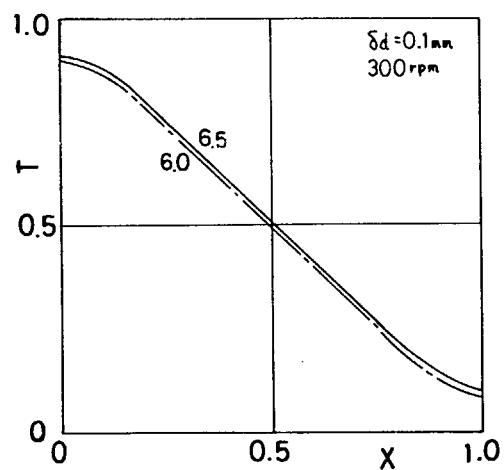


図 1. 2. 5

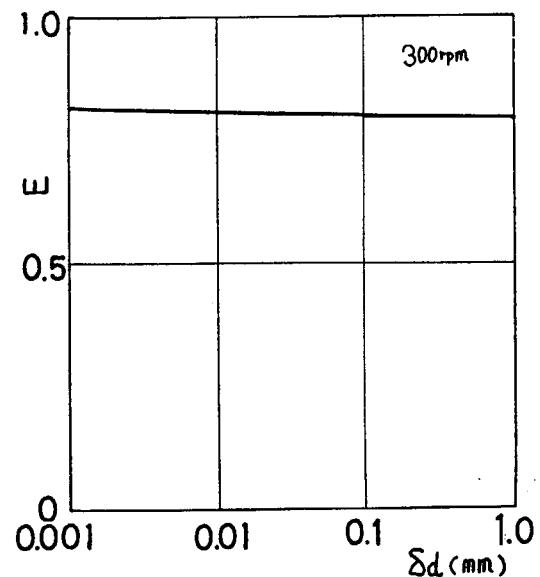


図 1. 2. 7

## 1.3 熱交換器への油洩れの防止対策の研究

### 1.3.1 まえがき

スターリング機関の性能は熱交換器の性能、シール装置および無潤滑状態のピストンリングの密封と摩擦の性能の善悪に大きく影響される。

シール装置およびピストンリングの密封性能と摩擦の問題は相矛盾する性質を有するため、通常の往復動内燃機関ではシリンダ面に潤滑油を介してその問題を解決している。

しかし、スターリング機関は外燃機関であることから、ヒータ、クーラ、再生器のような熱交換器があり、シリンダ面に潤滑油が存在するとこの油が熱交換器内に侵入して伝熱面を汚染し熱交換性能を降下させる。現在みられる実験機関はいずれもシール装置でクラシックケースからシリンダ面への油上りを防止する構造となっている。このように性能の改善のためには熱交換器への油の侵入を防止することが重要である。

ここでは系内の熱交換器への油洩れ防止について考察したのでそれについて述べる。

### 1.3.2 ゴム膜による油上りの防止

図1.3.1にその装着の略図を示した。この装着図はフィリップス社の開発したロールソックと似ているが、図1.3.1のものは圧力のシールは行なわず、シリンダ面への油上りを防止する機能のみを持つものである。

このように装着したゴムは準静的運動ではその取りつけ方などにより五角形になったり六角形になったりするが、実際運転中をストロボフラッシュにより観察するとゴムの運動は準静的運動で得られたような無理のない運動は行なっていない。ピストンロッドが下死点から上ってくる時にはゴムの中央は膨らんでおらず押しつぶされたような格好となり、また上死点から下降する時にはゴムは一たんふくらんだ後五角形あるいは六角形に変わり頂角をなす部分が鋭くなる。

運転実験によれば、ゴム両面に圧力  $40 \text{ kg/cm}^2$  をかけ回転数  $600 \text{ rpm}$  で運動させた時、寿命は約  $10 \sim 20$  時間であった。この場合にはシリンダ直径  $75\phi$  および  $100\phi$  で行程  $55 \text{ mm}$  である。ゴムの切れた個所はいずれも前述の五角形あるいは六角形の頂角をなす部分である。

この方法は油上りの防止には有効と考えられるが、ゴムの上下の圧力差や、形、取りつけ方などを工夫して寿命の延長をはからねばならない。

写真は準静的運動時にあらわれるゴムの五角形の変形を示す。

### 1.3.3 油上り防止みぞの効果

図1.3.2は、小型実験用機関に設けた油上り防止みぞの図である。このみぞはその上方にあるパワーピストン軸リングに一定程度の油を供給し、余分の油を下方に落とそうとするものである。

この装置は先ず第1段階として油の上がり具合をみるために作られたものである。油の上がり方次第では、パワーピストン軸リングに油かきリングを設け、パワーピストン軸あるいはシリンダ面に油の逃げ孔を設けてここで油をクラシックバンに帰すことや、あるいはパワーピストン軸リングをテフロン製リングのような無潤滑状態にして油上り防止みぞの所にペローを付けること(図1.3.3)などが考えられるが、現在は第一段階の実験を行なっているところである。

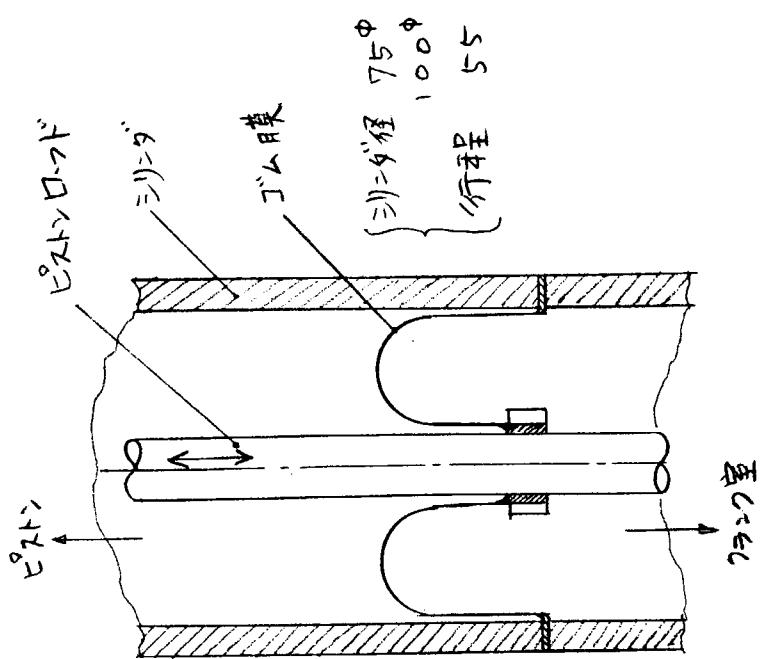


図 1.3.1 油上り防止用ゴム膜装着略図

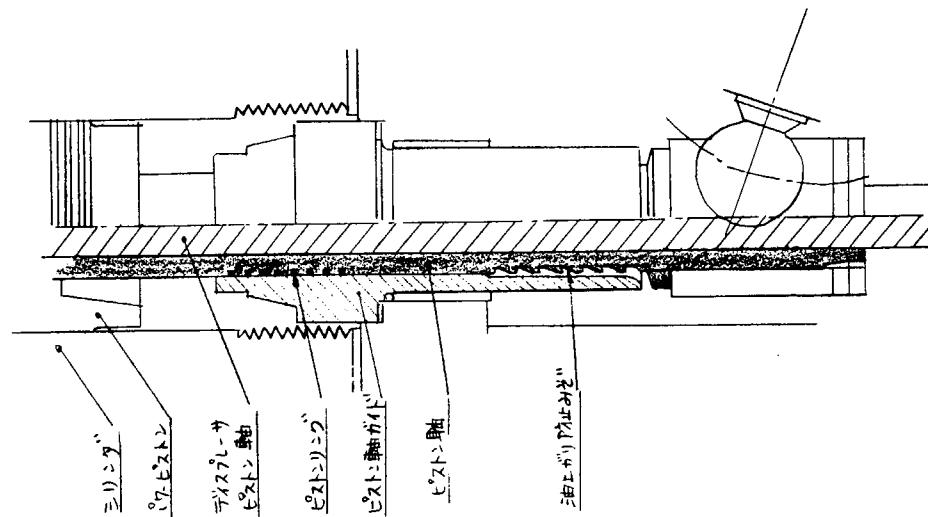


図 1.3.2 油上り防止みぞ周辺説明図

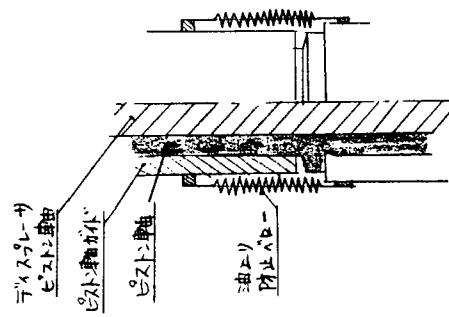


図 1.3.3 図 1.3.2 にペローを取付けた状態(計画)

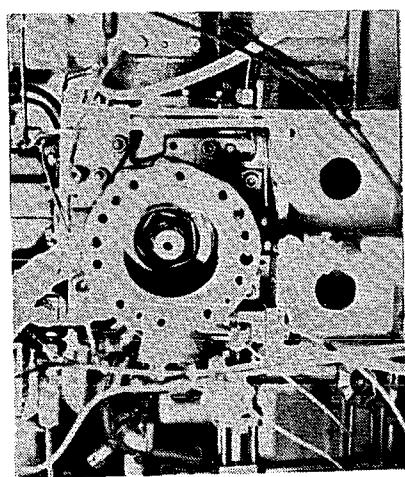


写真 ゴムの五角形の変形(準静的運動時)

## 1.4 再生器内の流動損失

### 1.4.1 まえがき

スターリング機関の再生器の性能は出力向上に対してきわめて重要な役割をもっている。再生器内にはマトリックスとよばれる多孔質の物質が充填され、高温および低温の流体が交互に通過する際に熱交換が行なわれる。

熱交換性能を向上させるためには伝熱表面積の増加、空隙の減少を計るのが有効であるが、これには流動損失の増加を伴なうことは避け難いと思われる。したがって再生器マトリックスとしては、伝熱特性と流動損失との最適化が必要である。

本研究ではマトリックスとして金網(平織)を積層した場合を想定し、定常一方向流試験および非定常一方向流試験を行ない、金網の幾何学的形状値と摩擦係数との関連を調べた。

### 1.4.2 幾何学的形状値の算出

金網の形状値を算出するには、流路が曲がりくねっているため大変困難であるが、著者らは一つの網目について図1.4.1のような検査体積を考え、曲線部は近似的に直線とみなして下記のように形状値を定義した。

イ) 空隙率； $\varphi$

$$\varphi = \frac{\text{最小自由流路体積}}{\text{全 体 積}} = \frac{V_c}{V_t} = 1 - \frac{V_s}{V_t} = 1 - \frac{\pi d_m \sqrt{(\ell + d_m)^2 + d^2 m}}{4 (\ell + d_m)^2}$$

ロ) 流力直径； $d_h$ [mm]

$$d_h = \frac{4 \cdot \text{最小自由流路体積}}{\text{全伝熱表面積}} = 4 \cdot \frac{V_c}{A_t} = \frac{4 (\ell + d_m)^2}{\pi \sqrt{(\ell + d_m)^2 + d^2 m}} - d_m$$

ハ) 織密度； $\alpha$ [mm<sup>2</sup>/mm<sup>3</sup>]

$$\alpha = \frac{\text{全伝熱表面積}}{\text{全体積}} = \frac{A_t}{V_t} = \frac{A_t}{\delta A_f r} = \frac{4 \varphi}{d_h}$$

表1.4.1に各種金網(平織)の幾何学的形状値を示す。

〔記号〕

$d_m$ ；金網の素線径 [mm]

$\ell$ ；金網の目開き [mm]

$\delta$ ；金網の厚さ [mm]

$A_t$ ；全伝熱表面積 [mm<sup>2</sup>]       $V_t$ ；全 体 積 [mm<sup>3</sup>]

$A_f r$ ；全前面積 [mm<sup>2</sup>]       $V_s$ ；閉塞部体積 [mm<sup>3</sup>]

$A_c$ ；最小自由流路面積 [mm<sup>3</sup>]       $V_c$ ；最小自由流路体積 [mm<sup>3</sup>]

### 1.4.3 定常一方向流試験

マトリックス材として40-36, 50-40, 50-36, 60-40, 60-36, 80-40, 100-42, 150-46の各メッシュの金網を用い、数十枚重ねた模擬再生器の圧力損失を定常流試験により測定し、摩擦係数を算出し、検討を行なった。

#### (1) 実験装置

図1.4.2に圧力損失測定のための実験装置を示す。流路は直径66.8mmの塩化ビニール管を用いて構成し、ターボ送風機(出力0.75kW、最大風量8m<sup>3</sup>/min)により外気から流路に空気を送入した。空気吸込口には、ろ紙式フィルタを装着し、マトリックスへの塵埃の付着を防止した。流量は送風機の吸込口とサージタンクの間に流量コントロールバルブを設け、これにより調節した。

測定試料(マトリックス)は図1.4.2中のMの位置に固定し、マトリックスの前(②, ③), 後(④, ⑤)の静圧と、①の総圧をベッツ型マノメータを用いて0.1mmAqの精度で計測した。

## (2) 実験方法

各試料は直徑 66.8 mm の金網を多数積層して構成したが、できるだけ金網間に空隙ができるないよう詰め合わせた。

圧力差を測定するさいには静圧の代表位置③, ④を計測し、マトリックスの長さ上でわることにより圧力損失を求める。また、平均流速  $U$  は①の位置でピトー管を上下にトラバースし、流速分布を求め、これを積分して求める。なお差圧は  $0.1 \text{ mm Aq} \sim 200 \text{ mm Aq}$ 、平均流速は  $1 \text{ m/s} \sim 12 \text{ m/s}$  の間となるように流量をコントロールバルブにより調節する。

## (3) 実験の整理

実験により求めた圧力損失  $dP/dx$ 、平均流速  $U$  をもとに摩擦係数  $f$  を算出し、各試料と比較するため摩擦係数  $f$ 、レイノルズ数  $Re$ 、圧力損失  $dP/dx$  の定義式について述べる。

### イ) フーニングの摩擦係数 ; $f$

マトリックスにおける圧力差  $\Delta P$  は次式により与えられる。<sup>(1)</sup>

$$\Delta P = \frac{G^2}{2 g_c} \left[ (K_c + 1 - \sigma^2) \cdot \frac{1}{\gamma_4} + 2 \left( \frac{1}{\gamma_4} - \frac{1}{\gamma_3} \right) + \frac{4fL}{d_h} \cdot \frac{1}{\gamma_m} - (1 - \sigma^2 - K_c) \cdot \frac{1}{\gamma_4} \right] \dots (1.4.1)$$

上式において右辺第一項は入口における圧力降下、第2, 3項はマトリックス内部での圧力損失、第4項は出口における圧力上昇を表わす。

第1項、第4項はマトリックス内部での圧力損失にくらべてかなり小さいので第2項、第3項のみを考慮すると次式になる。

$$\Delta P = \frac{G^2}{2 g_c} \left[ 2 \left( \frac{1}{\gamma_4} - \frac{1}{\gamma_3} \right) + \frac{4fL}{d_h} \cdot \frac{1}{\gamma_m} \right] \dots (1.4.2)$$

また本実験においてはマトリックス前後における温度差は非常に小さい ( $\gamma_4 = \gamma_3$ ) ので式(1.4.2)は次のように表わされる。

$$\Delta P = \frac{2 G^2 \cdot L \cdot f}{g_c \cdot d_h \cdot \gamma_m} \quad \text{より}$$

$$f = \frac{d_h}{2 \rho_m U^2} \left( - \frac{dp}{dx} \right) \dots (1.4.3)$$

### ロ) レイノルズ数 ; $Re$

$$Re = d_h \cdot U / \nu \dots (1.4.4)$$

### ハ) 圧力損失 ; $dP/dx$

低流速域においては、作動流体による慣性力は流れ方向、断面の両者とも変化している曲がりくねった流路を流体が流れるため零になることはないが、粘性力にくらべて非常に小さいので、多孔質体の流れに準じてダルシー流れを適用すると、圧力損失は次式により表わされる。

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{\mu}{K} U \dots (1.4.5)$$

また、流速がしだいに増加するにつれて、流体の加速性が重要となり、流速の二乗に比例する慣性力がもはや無視できなくなるので、圧力損失は、式(1.4.5)に慣性力を加え次のように表わす。<sup>(2)</sup>

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K} U + b \rho U^2 \dots (1.4.6)$$

### [記号]

$p$  ; 圧力 [ $\text{kg/cm}^2$ ]       $\gamma$  ; 流体の比重 [ $\text{kg/m}^3$ ]       $\mu$  ; 絶対粘度 [ $\text{kg \cdot s/m}^2$ ]

$$\begin{aligned}
U &: \text{流速 } [m/s] & \rho &: \text{流体の密度 } [kg \cdot s^2/m^4] & \nu &: \text{動粘度 } [m^2/s] \\
G &: \text{マトリックス内の最小自由流路面積にもとづく質量流速 } [kg/m^2 \cdot s] \\
g_c &: \text{重力の換算係数 } (=9.80665) [kg \cdot m/kg \cdot s^2] & \sigma &: Ac/Afr & Ke &: \text{拡大係数} \\
K_c &: \text{収縮係数} & K &: \text{透過度 } [m^2] & b &: \text{比例係数 } [m^{-1}]
\end{aligned}$$

[添字]

3 : 入口, 4 : 出口, m : 3, 4 の平均

#### (4) 実験結果

スターリング機関再生器では、マトリックスを通過する流体の流速は低速域から高速域へと変化するので圧力損失としては式(1.4.6)を使用する。この式の使用は図1.4.4における流速と圧力損失との関係より正しいことがわかる。

そこで、この式を次式のように変形する。

$$\frac{1}{\mu U} \left( -\frac{dp}{dx} \right) = \frac{1}{K} + b \frac{U}{\nu} \quad (1.4.7)$$

上式において、未定係数K, bを求めるため実験により測定した流速U, 圧力損失 $\frac{dp}{dx} = \frac{\Delta P}{L}$ をもとに $\frac{1}{\mu U} \left( -\frac{dp}{dx} \right), \frac{U}{\nu}$ の関係を出し、図1.4.5のようにK, bを求める。各試料片について得られた $\frac{1}{\mu U} \left( -\frac{dp}{dx} \right), \frac{U}{\nu}$ の関係を図1.4.6に示す。

ここで、摩擦係数fとレイノルズ数Reとの関係を求めるため、式(1.4.3)に式(1.4.6)を代入し式(1.4.4)により整理する。

$$\begin{aligned}
f &= \frac{dh}{2\rho U^2} \left( -\frac{dp}{dx} \right) = \frac{dh}{2\rho U^2} \left( \frac{\mu}{K} U + b \rho U^2 \right) \\
f &= \frac{A}{Re} + B \quad (A = \frac{dh^2}{2K}, B = \frac{b \cdot dh}{2}) \quad (1.4.8)
\end{aligned}$$

ここで図1.4.6より求めた透過度K, 比例係数bより、各試料に対する式(1.4.8)におけるA, Bの値を算出し、これを表1.4.2に示す。このA, Bの値を式(1.4.8)に代入することによりfとReの関係が決定される。各試料に対するf-Re線図を図1.4.7に示す。

同図より、低レイノルズ数の範囲においては、各試料の形状値に対する摩擦係数の変化は少なくほぼ $f = \frac{28.24}{Re}$ の近傍に位置していることがわかり、慣性力に対し粘性力の影響が大きく、各試料とは無関係に一定となるものと思われる。レイノルズ数が10以上においては粘性力がしだいに減少し、慣性力のみが現われてくる。この慣性力を表わすBの値は各試料の総表面積の大小に関係しているようである。また同一メッシュにおいては、線径の大小による総表面積の変化は少ないので、なるべく線径の小さい線番を使用すると同一伝熱表面積に対して摩擦係数は小さくなる。

#### (5) Kays and London<sup>(1)</sup>によって求められたf-Re線図との比較

マトリックス材として金網を積層した場合の研究例は非常に少ないがKaysらの研究がある。そこで著者の研究結果をKaysらの研究と比較した。比較するにあたり、Kaysらの研究の中で、もっとも著者らの例に近いと思われる試料60メッシュを取り上げた。

試料No.9およびNo.10は、Kaysらの研究に用いられた試料である。表1.4.3にその幾何学的形状値をKaysらにより求められていた値ならびに著者らの定義により算出した値との比較を示した。

また図1.4.8にはKaysらの研究例を著者らの形状値を用いて換算したf-Re線図を示すとともに、あわせて著者らの研究例の中で、試料No.9, No.10に近いと思われる試料No.5を同図に示した。これからわかるように摩擦係数の変化傾向はほぼ類似している。

#### 1.4.4 非定常一方向流試験

マトリックス材として40-36, 50-40, 50-36, 60-40の各メッシュの金網を用い、数十枚重ねた模擬再生器の圧力損失を非定常流試験により測定し、摩擦係数を算出し、定常流試験による結果との比較検討を行なった。

##### (1) 実験装置

図1.4.9に圧力損失測定のための実験装置を示す。流路は直径66.8mmの鋼管を用いて構成し、空気流出端近くに装着してあるエアバルブにより閉じられた流路およびガスタンクに一定圧の空気を封入し、瞬時にエアバルブを開くことにより封入された一定圧の空気を大気中に放出した。

エアバルブの開閉装置は図中右上部に示すように、エアシリンダ、電磁弁および圧力タンクにより成り立っている。電磁弁をONにすることにより、圧力タンクよりエアシリンダ右部に高圧空気が流入し、エアシリンダ左部の高圧空気が大気中に放出されエアバルブが開く。また閉じる場合には電磁弁をoffにすることにより、圧力タンクよりエアシリンダ左部に高圧空気が流入し、右部の高圧空気が大気中に放出されエアバルブが閉じる。

測定試料（マトリックス）は図1.4.9中のMの位置に固定し、タンク①およびマトリックス前②、後③の圧力を半導体小型圧力変換器、さらにタンク①およびマトリックス前②の温度をC-A熱電対を用い直流増幅器を介して電磁オシログラフに記録した。

##### (2) 実験方法

各試料は直径66.8mmの金網を多数積層したもので、できるだけ金網間に空隙がないよう詰め合わせた上で、図1.4.9中のMの位置に固定する。

空気流出端近くのエアバルブを閉じ、ガスタンクに空気を0.25atg貯え、瞬時にバルブを開くことにより空気を大気に放出し、タンク内圧が大気圧まで変動する過程のタンク①、およびマトリックス前②後③の圧力、タンク①およびマトリックス前②の温度変化を電磁オシログラフに記録する。

##### (3) 実験の整理

実験により求めた経過時間ごとの各圧力、温度をもとに圧力損失 $\frac{dp}{dx}$ 、平均流速Uをもとめた上、摩擦係数fを算出し、各試料と比較するため、平均流速Uの算出法、および摩擦係数f、レイノルズ数Reの定義式について述べる。

###### イ) 平均流速；U

マトリックス部を等価ノズルに置き換え、空気だめからマトリックスを通る流れを等エントロピ流れと仮定する。

空気だめ圧力を $p_t$ 、密度を $\rho_t$ 、マトリックス前の圧力を $p_f$ 、密度を $\rho_f$ および比熱比を $\kappa$ とすると、マトリックス入口での平均流速Uは次式で表わされる。

$$U = \left[ \frac{2\rho_t \cdot p_t}{\rho_f^2} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \left\{ \left( \frac{p_f}{p_t} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_f}{p_t} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \dots \quad (1.4.9)$$

#### 1.4.5 あとがき

本年度の研究の実施により得られた成果をまとめると、次のようになる。

- 1) 低レイノルズ数においては、幾何学的形状値の大小にかかわらずほぼ一定( $f = \frac{28.24}{Re}$ )の摩擦係数を持つ。
- 2) レイノルズ数の増加にともない幾何学的形状値の影響があらわれてくる。
- 3) 同一メッシュの金網を用いた場合、線径の大小による緻密度の変化は少ないので、なるべく線径の小さい線番を使用すると同じ伝熱表面積でありながら摩擦係数の小さい金網が選べる。

以上、今回はマトリックスとして、平織タイプの金網を積層し、それぞれの比較を行なったが、さらには他の

タイプの金網、積層の仕方などの試験を行ない、伝熱表面積の大きさ、流動損失の少ないマトリックスを見い出す必要がある。

#### 参考文献

- (1) W.M. Kays & A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill Book Company, Inc. 1958
- (2) G.S. Bearers & E.M. Sparrow, "Non-Darcy Flow Through Fibrous Porous Media", *Journal of Applied Mechanics*, ASME 12.1969 1711

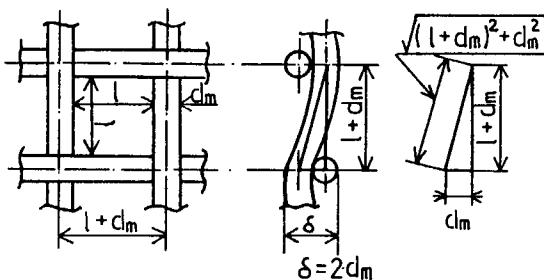


図1.4.1 金網(平織)の検査体積

表1.4.1 供試マトリックスの幾何学的形状値

試料No	メッシュ	線番	線径 d_m (mm)	目開き l (mm)	空隙率 ψ	流路直径 d_s (mm)	密度 ρ (kg/mm³)	材質
1	40	36	0.193	0.442	0.7505	0.5806	5.1708	燐青銅
2	50	40	0.121	0.387	0.8078	0.5085	6.3550	SUS-27
		36	0.193	0.315	0.6795	0.4121	6.6033	SUS-27
4	60	40	0.121	0.302	0.7664	0.3969	7.7240	SUS-27
		36	0.193	0.230	0.6061	0.2970	8.1634	SUS-27
5	80	40	0.121	0.196	0.6794	0.2564	10.5981	SUS-27
6	100	42	0.101	0.153	0.6643	0.1999	13.2930	SUS-27
7	150	46	0.061	0.108	0.6986	0.1414	19.7673	燐青銅

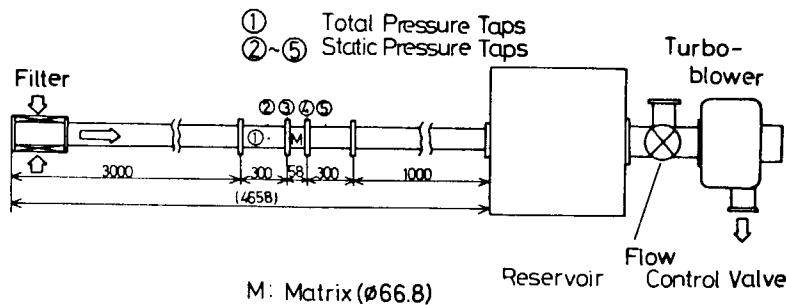


図1.4.2 定常流実験装置

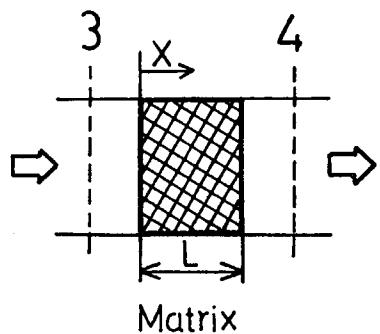


図 1.4.3 流路

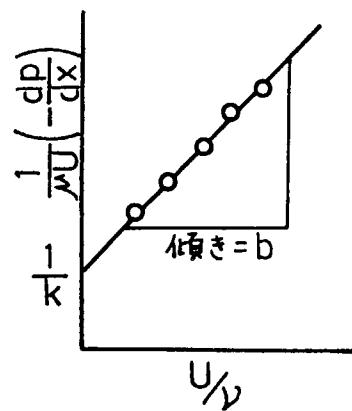


図 1.4.5 係数 K, b の求め方

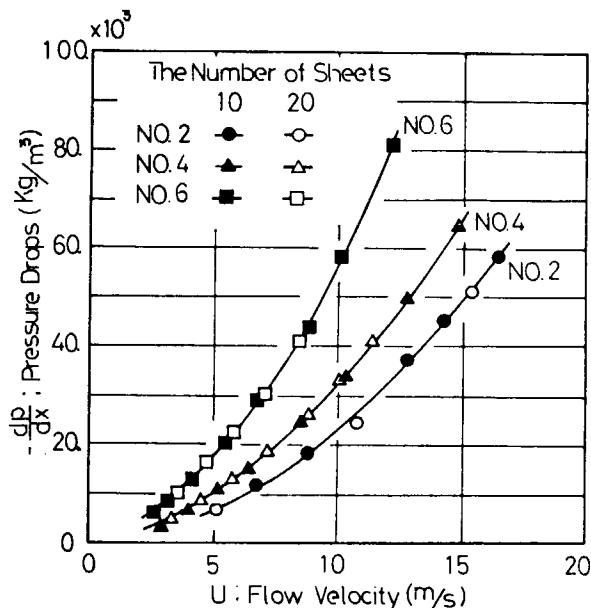


図 1.4.4 流速と圧力損失との関係

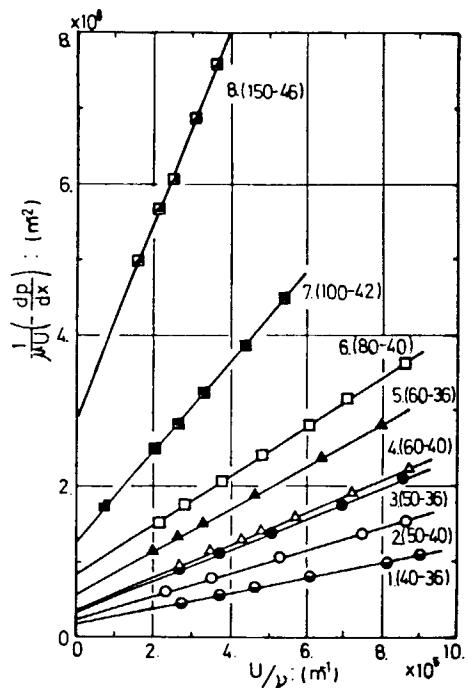


図 1.4.6 係数K, b の算出

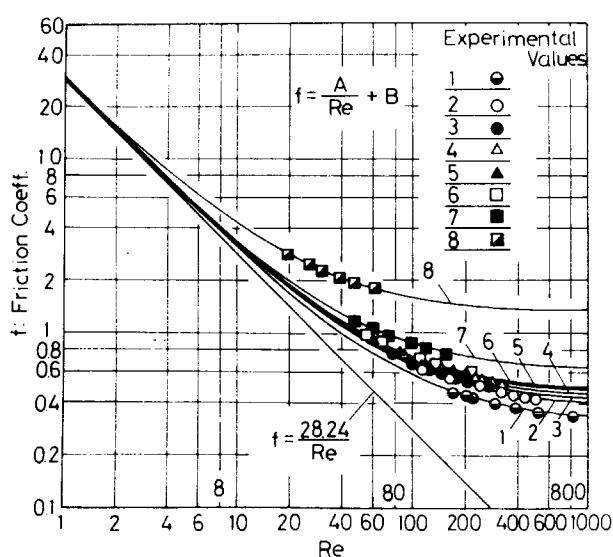


図 1.4.7 摩擦係数とレイノルズ数との関係

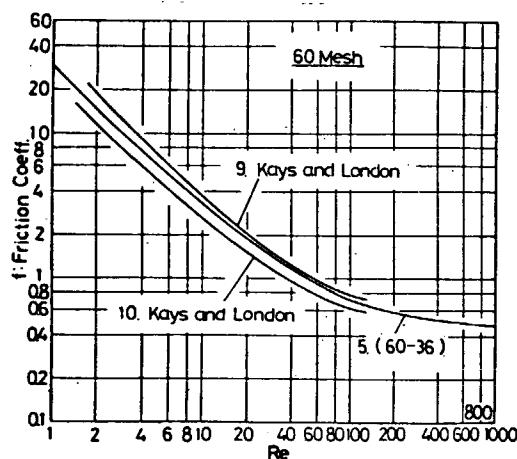


図 1.4.8 Kays および本実験の比較

表 1.4.2 係 数 値

試料No.	透過度 $K$ ( $m^2$ )	A	B
1	$6.061 \times 10^3$	27.81	0.309
2	4.546	28.44	0.383
3	2.985	28.40	0.399
4	2.778	28.36	0.425
5	1.563	28.23	0.448
6	1.198	27.45	0.462
7	0.725	27.57	0.604
8	0.345	28.98	0.931

表 1.4.3 Kays &amp; London との形状値の比較

試料 No.9	試料 No.10
60×60×0.011	60×60×0.0075
線径 $d_m$ (mm)	0.2667
厚さ $s$ (mm)	0.7239
目開き $l_1$ (mm) × $l_2$ (mm)	$0.19558 \times 0.15748$
	$0.24384 \times 0.22352$
Kays 5 著者	Kays 5 著者
空隙率 $\psi$	0.602 0.499
流れ直徑 $d_h$ (mm)	0.4048 0.2653
粒密度 $\alpha$ ( $mm^3/mm^3$ )	5.9711 7.5189
	6.8569 7.5446

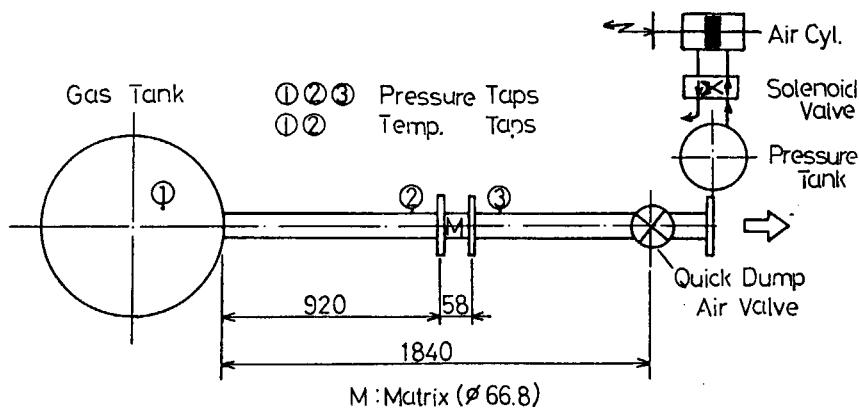


図 1.4.9 非定常流実験装置

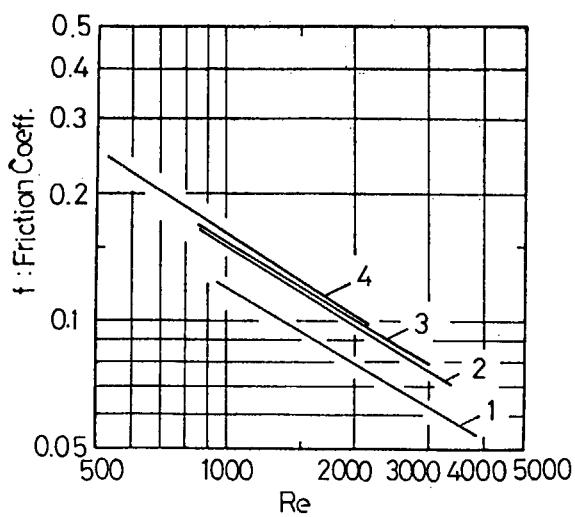


図 1.4.10 摩擦係数とレイノルズ数との関係

## 1.5 制御シミュレーション

### 1.5.1 まえがき

スターリング機関は外部燃焼方式で往復動型の再生式密閉サイクル機関であるため、従来の往復動内燃機関や蒸気機関にくらべ、その制御法には異なるところが多い。

機関の制御法の検討のためには、その機関の動特性について理解する必要がある。ここでは、スターリング機関の動特性について、あるモデルを対象にシミュレーションを行なった結果について述べるが、機関のおくれの要素として、回転質量部分の慣性モーメントと高温熱交換器の熱容量に着目して解析を行なった。

### 1.5.2 モデルと基礎式及びその仮定

シミュレーションの対象としたモデルは、図1.5.1に示した。前述したように、ここでは高温熱交換器（ヒータ）の熱容量によるおくれと、慣性モーメントの影響を考慮したモデルを作成した。

熱交換器のうち、再生器は通常熱容量の小さい材料を使用すること、低温熱交換器（クーラ）は熱伝達率の高い水と熱交換し、またクーラ内の温度変化が小さいことなどから、それらの動特性におよぼす効果はヒータにくらべて小さいと思われ、従ってここではヒータの熱容量のみを熱的おくれの要因として考慮した。

モデルの出力、寸法、温度等は下記のとおりである。

機関出力／回転数	:	200PS/720 rpm
型式	:	2シリンダ1ユニット 90度位相
機械効率	:	85%
膨張側行程容積	:	5700cc
〃ガス温度	:	600°C
高温熱交換器内容積	:	3396cc
ヒータ管寸法(外径×内径×長)	:	10.5φ×7.0φ×1,000, 64本
ヒータ管内ガス温度	:	TFA (変数)
再生器内容積	:	849cc
再生器内ガス温度	:	325°C (平均)
低温熱交換器内容積	:	4250cc
クーラ管内ガス温度	:	50°C
圧縮側行程容積	:	4946cc
〃ガス温度	:	50°C
往復動部重量	:	185.9kg
慣性モーメント	:	20kg-m-sec <sup>2</sup> (40, 60kg-m-sec <sup>2</sup> も考慮)
定格時平均ガス圧力	:	105 kg/cm <sup>2</sup>
初期燃焼ガス温度	:	1300°C

機関出力に影響を与える因子は、系内平均ガス圧力Pと燃焼ガス温度T<sub>G</sub>である。

本シミュレーションに次の仮定を置いた。

- 1) 作動流体は完全ガスである。
- 2) 系外への洩れは制御部以外にない。
- 3) 出力計算に際しては、ヒータ内ガス温度を除いて、いずれも要素内ガス温度はそれぞれ一定値を有し、瞬時ガス圧力はどこでも一様(流動抵抗はない)である。
- 4) ヒータ内ガス温度は、一次元のガス温度計算により求まる軸方向の温度分布の平均値をとり、その値TFAを上記3)のヒータ内ガス温度として使用する。

5) 機関の出力 (  $P_{Se}$  ) はその回転数 (  $N_E$  ) と次の関係がある。

但し  $C_0$  は定数である。

上記の仮定に基いて次の基礎式が得られる。出力に関しては参考文献[1]に記してある方法と同様の方法をとるが、[1]ではモデルを三分割（膨張室、圧縮室、熱交換器）したが、今回はこれを五分割（熱交換器を加熱器、再生器、冷却器に分ける）にした。

出力および圧力変化は次式となる。

$$\text{压力变化: } \frac{dp}{p} = \frac{W_C \frac{dV_C}{V_C} + W_H \frac{dV_H}{V_H} + G dt}{W_C + W_H + W_{C,L} + W_R + W_{EA}} \quad \dots \quad (1.5.3)$$

但し各記号については図 1.5.1 参照。

出力と回転数の関係は(1.5.1)式により定められる。同式中の $C_0$ は定格出力／回転数から求まり、従って任意回転数の時の出力あるいは任意出力時の回転数が求まる。

エンジンの回転変動は次のように求まる。

エンジンのトルクを  $T$  とすると

$$T = T_H + T_C \\ = \eta_m \cdot \left[ F_H r \sin \theta \cdot \left( 1 + \frac{\cos \theta}{\lambda} \right) + F_C r \sin (\theta + \alpha) \times \left( 1 + \frac{\cos (\theta + \alpha)}{\lambda} \right) \right] \quad \dots \dots \dots (1.5.4)$$

但し  $T_H$  は膨張側クラシクに働くトルクであり、  $T_C$  は圧縮側のトルクである。

$F_H$ ,  $F_C$  は膨張側と圧縮側のピストンに働く力であり、それらはともにピストンに加えられるガス圧力による力  $F_g$  と、往復動部質量による慣性力  $F_T$  の和であり、一般的な記述としてそれぞれ次のようになる。

$$F_g = p \cdot A \quad \dots \dots \dots \quad (1.5.5)$$

$$F_I = -m p \cdot r \omega^2 (\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta) \quad \dots \quad (1.5.6)$$

但し、 $A$ ：ピストン面積、 $m_p$ ：往復運動部質量、 $r$ ：クラランク半径、 $\omega$ ：クラランク角速度

$\lambda$ : 連接棒長さとクラランク半径の比,  $\theta$ : クラランク角(膨張側ピストン上死点をりとする)

$\alpha$ ：位相角

(1.5.4) 式で求まる各クランク角におけるトルク  $T$  は、平均トルク  $T_m$  と差を生ずることにより回転変動を誘起するが、それらは次式で表わされる。

$$I \frac{d\omega}{dt} = T - T_m \quad \dots \dots \dots \quad (1.5.7)$$

上式の  $I$  は慣性モーメントを表わす。右辺の  $T_m$  を (1.5.1) 式から求まる  $T_m$  と結びつけることにより回転数と関係づけられ、最終的には下式になる。

$$\frac{dN_E}{dt} = \frac{C_1}{I} ( T - C_2 \cdot N_E^2 ) \quad \dots \dots \dots \quad (1.5.8)$$

但し  $C_1, C_2$  は定数である。

ヒータ管内のガス流速は管内ガス温度および管壁温度の計算に必要であるが、ここではヒータ管内ガス流速として膨張室出口の流速を求めてそれを使用した。その流速を  $u_f$  とすると、 $u_f$  は次式で求まる。

$$u_f = \frac{1}{S \cdot \gamma} \frac{dW_H}{dt}$$

$$= \frac{\omega}{S} \left( \frac{V_H}{P} \frac{dp}{d\theta} + \frac{dV_H}{d\theta} \right) \quad \dots \quad (1.5.9)$$

但し、 $S = N_p \cdot \left( \frac{\pi}{4} \right) \cdot dp^2$  で、 $N_p$  はヒータ管本数、 $dp$  はヒータ管内径である。

管内ガス温度および管壁温度は軸方向の一次元分布として求めた。流れが定常の場合は[1]に記したが、今回はこれを圧力が正弦状に変わり、流れが方向を変える場合にまで拡張した。管内のマッハ数は最高で0.04程度であり、回転数も低いことから、微小時間内では圧力および流速は一様として扱い、基本的には[1]に記した方法をそのまま採用した。ただし、ここでは流れの方向がどちら向きになんでもガスの管入口部の温度は600°Cであると仮定した。

物性値については次の様に考慮した。

ヒータ管の物性値は一定である。

ガスの物性値については、希薄気体の剛体球分子運動論による式<sup>[2]</sup>を用い、理想気体として扱った。

$$\text{密度} : \rho_f = p_f / R T_f \quad \dots \quad (1.5.10)$$

$$\text{熱伝導率} : \kappa_f = \frac{75}{64} \frac{\tilde{R}}{\sigma^2 N} \sqrt{\frac{RT_f}{\pi}} \quad \dots \quad (1.5.11)$$

$$\text{粘性係数} : \mu_f = \frac{5}{16} \frac{M}{\sigma^2 N} \sqrt{\frac{RT_f}{\pi}} \quad \dots \quad (1.5.12)$$

$$\text{動粘性係数} : \nu_f = \mu_f / \rho_f \quad \dots \quad (1.5.13)$$

$$\text{定圧比熱} : C_p = (f+2) R / 2 \quad \dots \quad (1.5.14)$$

$$\text{プラントル数} : Pr_f = 2(f+2) / 15 \quad \dots \quad (1.5.15)$$

但し、 $\tilde{R}$  はモル当りのガス定数、 $R$  はグラム当りガス定数、 $R = \tilde{R} / M$ 、 $M$  は分子量、 $\sigma$  は分子直径、

$N$  はアボガドロ数、 $f$  は分子の自由度

管内の流れに対する熱伝達率は乱流として扱い、次のヌセルト数から求められる。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr_f^{0.4} \quad \dots \quad (1.5.16)$$

管内の流れの圧損係数は次式を用いた。

$$Re \leq 1610 \quad \text{では}$$

$$\lambda = 64 / Re \quad \dots \quad (1.5.17)$$

$$1610 < Re \leq 4000 \quad \text{では}$$

$$\lambda = 0.03975 \quad \dots \quad (1.5.18)$$

$$Re > 4000 \quad \text{では}$$

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad \dots \quad (1.5.19)$$

計算のフローシートを図1.5.2に示した。本計算では $\Delta\theta = 5$ 度、ヒータ管軸方向10分割(100mm/1分割)である。

### 1.5.3 計算結果

図1.5.3～図1.5.6に計算結果を示した。どちらも計算はステップ状にノズル面積を開け系内圧力が変わった場合について行ない、動特性を調べた。

図1.5.3は慣性モーメントの影響をみたもので、この場合の出力計算はヒータ管内ガス温度も含め、各部ガス温度はそれぞれ一定の値を持つものとして取り扱い、計算の4サイクル目に平均圧力110kg/cm<sup>2</sup>の状態から制御

弁を開き、ノズル面積  $A = 0.1 \text{ cm}^2$  を通って  $60 \text{ kg/cm}^2$  のタンクに作動ガスを放出した場合の計算例である。

図示仕事は一たん上昇した後、圧力の降下に従って下がり、約40サイクルで一定となるが、機関回転数  $N_E$  は慣性モーメントにより変わるが徐々に整定に向かっている。慣性モーメント  $I$  が  $20 \text{ kg-m-sec}^2$  では約200サイクルで整定しているのに対し、 $I = 60 \text{ kg-m-sec}^2$  では300サイクルでも未整定である。 $W_i$  の値で  $I = 20$  と  $40$ 、 $60$  の間に差があるのは回転数の差があるため1サイクル間のガスの洩れ量に差が生じたためである。動特性の計算は計算サイクル数を数多く行なわなければならぬため計算時間を費すので、以後の計算は  $I = 20 \text{ kg-m-sec}^2$  を使用して行なった。

図1.5.4は、慣性モーメント  $I = 20 \text{ kg-m-sec}^2$ 、燃焼ガス温度  $T_G = 1300^\circ\text{C}$  の条件で、 $T_w = 750^\circ\text{C}$ 、 $T_f = 620^\circ\text{C}$  の初期値から200PSe、720 rpm一定における  $T_w$ 、 $T_f$  を求めた後、4サイクル目に図1.5.3の場合同様作動ガス圧力を変化させた場合の計算例である。図から回転数  $N_E$ 、壁温  $T_w$ 、ガス温度  $T_f$  はそれぞれ約250サイクルで整定しているのが分る。圧力  $p_f$ 、仕事  $W_i$  は図1.5.3 同様約40サイクルで整定している。前図にくらべ回転数の整定は約50サイクル程おそくなっているが、ヒータ管熱容量によるおくれは出力に関係し、出力の増減はまた慣性モーメントにより機械的おくれとなってあらわれてくることから、この50サイクルの違いは両者のおくれが相まって生じたためであると考えられる。

図1.5.5は図1.5.4の場合のレイノルズ数  $Re$ 、ヌセルト数  $Nu$ 、およびガスの物性値 ( $\rho$ ,  $\nu$ ) の変化を示したものである。

図1.5.6は図1.5.4の条件における1サイクルの間の作動ガス圧力  $p_f$ 、流速  $U_f$ 、回転数  $N_E$ 、壁温  $T_w$  そして管軸方向のガス温度の変動状態を示した。 $N_E$  は膨張ピストン TDC 後  $45^\circ$  の位置で最低値をとっているが、この位置は負のトルクが最大になる位置である。

管軸方向のガス温度変動に対して管壁温度の軸方向の温度差は少なく、僅かながら管中央部が温度最高となる。これはガス温度計算の仮定として、流れの方向がどちらに変わってもガスの入口温度は常に  $600^\circ\text{C}$  一定と仮定しているために生ずるもので、実際には再生器高温側出口と膨張室出口には温度差および温度変動があることから、実際の場合とは異なった温度分布であると考えられる。

#### 1.5.4 まとめ

このシミュレーションにより図1.5.1のモデルに対する大まかなシミュレーションは可能となった。動特性の計算では平均ガス温度を対象とすればある程度の精度で解は得られるが、しかし負荷の大巾な変動や機関の発停時のような場合には各部の温度変化についても考慮したシミュレーションが必要である。さらに制御を対象にする場合には、ガスの温度変動を出力と関係させなければならない。従って、機関の出力の計算には、より精密なサイクルシミュレーションの使用が望まれるが、動特性の計算では数十から数百サイクルの計算をしなければならず、計算時間とのかね合いからプログラムの改良をはからねばならない。今後、制御法のシミュレーションをも含めて検討する。

#### 参考文献

- [1] 日本造船研究協会：研究資料No 301 昭53-3
- [2] P.A.Thompson : Compressible-fluid Dynamics, McGraw-Hill (1972) p 76~111

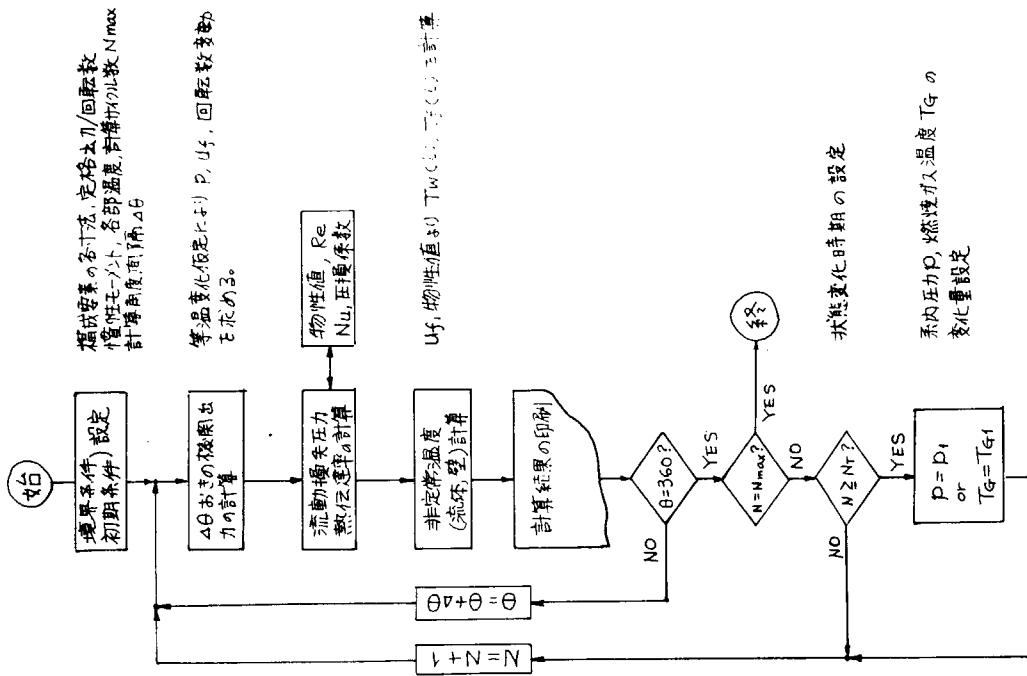


図 1.5.2 動特性計算のフローチート

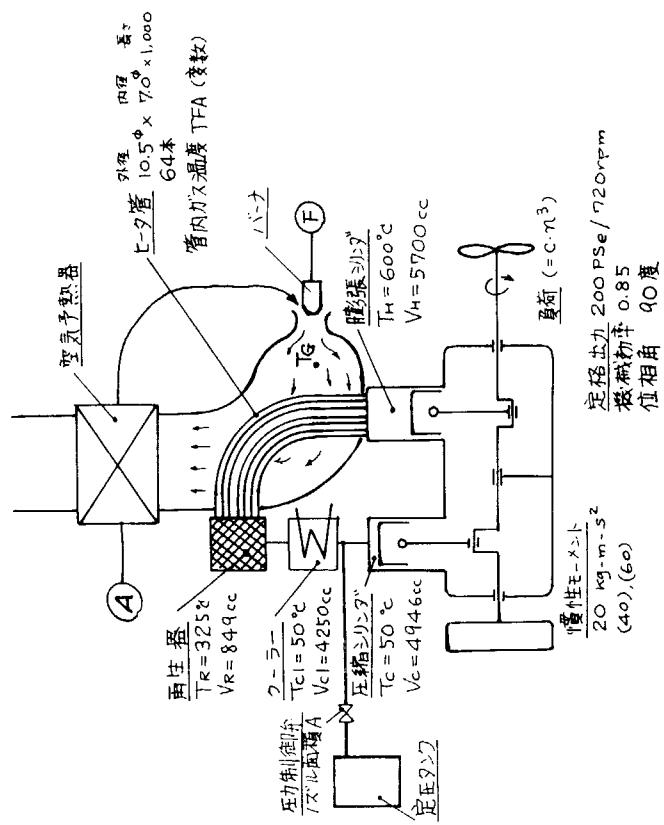


図 1.5.1 計算に使用したモデル

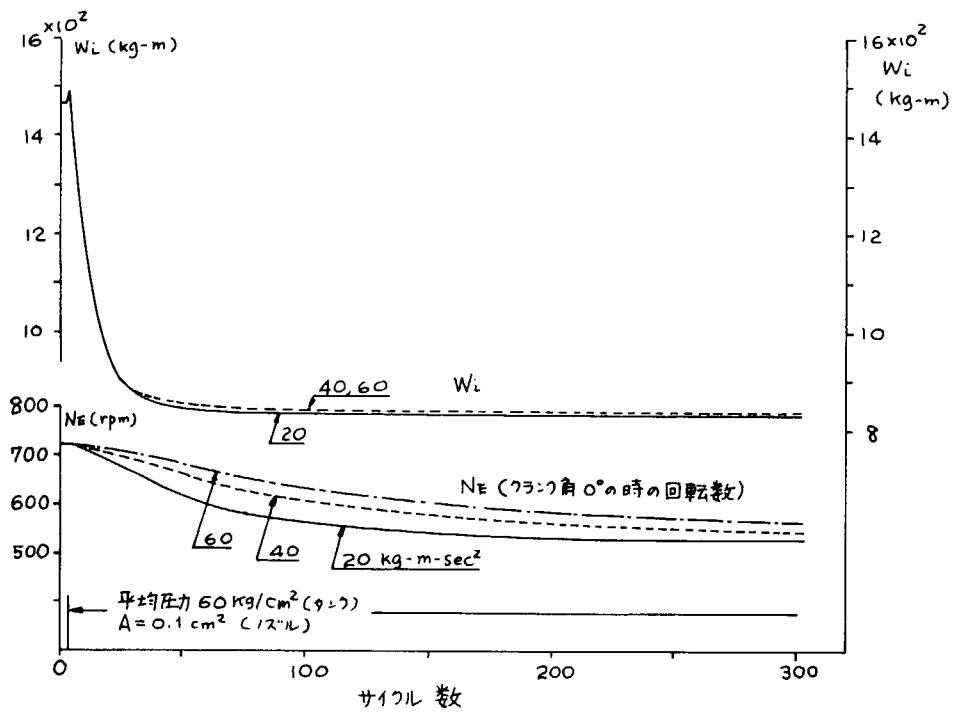


図 1.5.3 慣性モーメントの効果 (各部温度一定 (Schmidt Cycle))

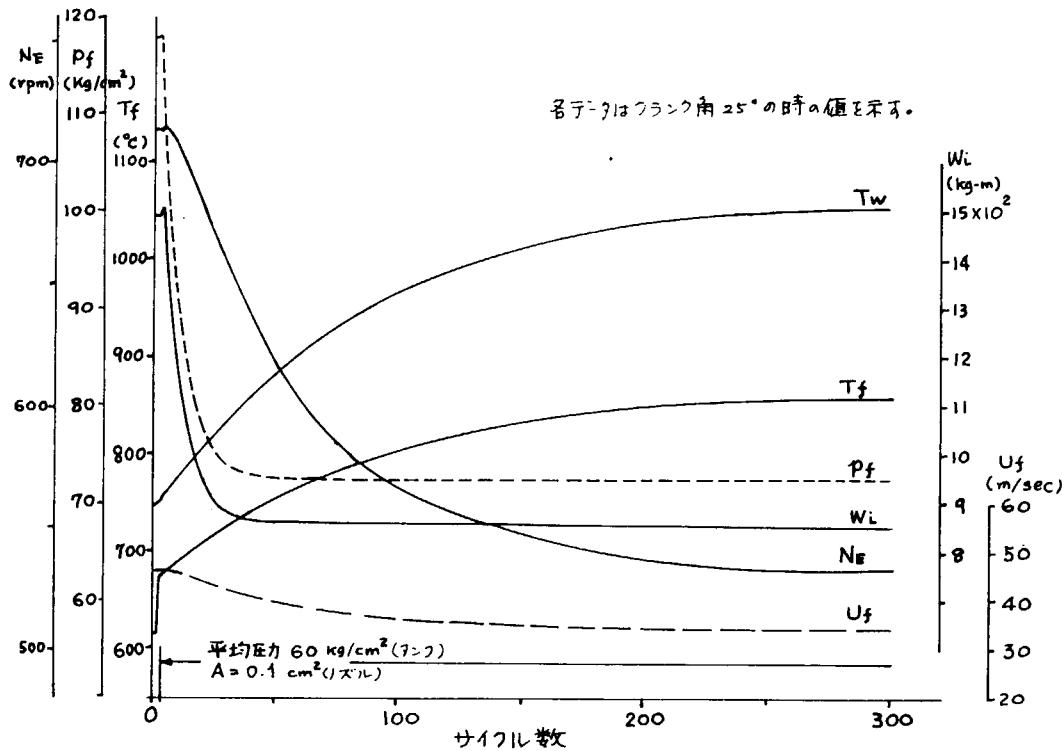


図 1.5.4 壁温, 流体温度, 回転数等の変化状態

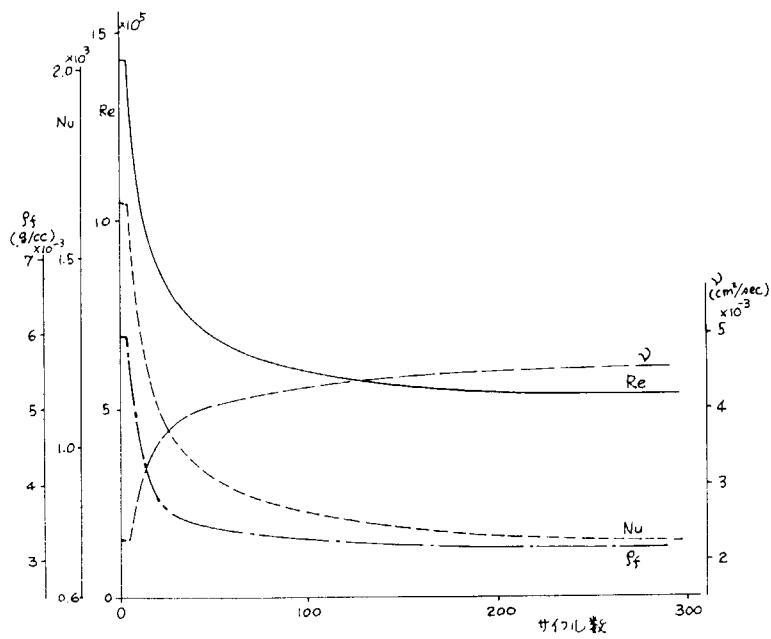


図 1.5.5 図 1.5.4 の時の  $Re$ ,  $Nu$ , 物性値の変化

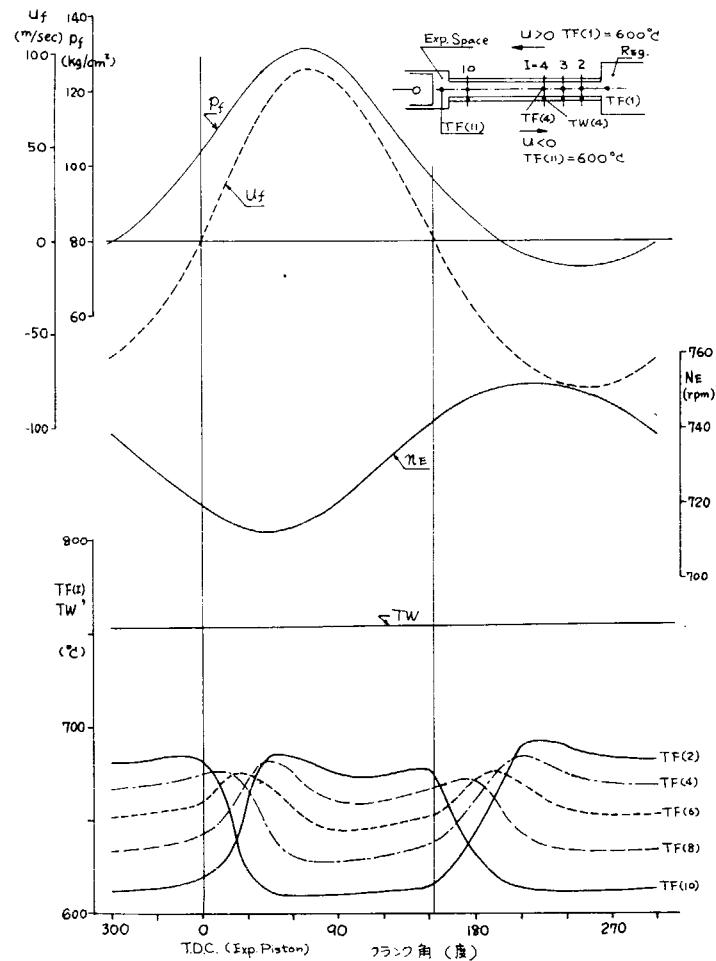


図 1.5.6 1 サイクルの間の各値の変動

## 2. 機関の設計研究

### 2.1 研究の概要

前年度（昭和52年度），実験機関全体計画において，スターリング機関研究開発専門家会議で設定された実験機関の要目について基礎調査を行ない，実験機関1次の主要目と各構成要素諸条件の設定を行なった。そして実験機関基本設計において，高温部材の調査と出力取出機構の検討を行ない，実験機関1次の全体的構造配置計画図を作成した。その結果，実験機関1次の具体的イメージをつかむことができた。

本年度（昭和53年度）における研究実施項目は

- (1) 各構成要素適応性の検討
- (2) 実験機関1次本体の詳細設計
- (3) 総合研究内容の検討

である。

(1)に関しては，前年度各構成要素の研究において提示された実験機関1次用の構成要素を組合せ，サイクル計算による性能予測を行なった。そして，熱交換器については熱伝達率と流動抵抗係数が機関性能に及ぼす影響をサイクル計算により検討し，燃焼器については各部の温度条件とヒートバランスを検討・修正を行なった。又シール装置については実験機関に装着した場合の摩擦損失と漏洩量の予測計算を行なった。これらの内容は2.3に述べられている。

(2)に関しては，はじめに実験機関1次の設計条件について検討を行ない，熱交換器及び燃焼器を除く本体部分製作のための詳細設計とその強度評価を行なった。これらの内容は2.4に述べられている。

(3)に関しては，実験機関1次による要素マッチング試験及び実験機関2次による総合評価試験それぞれの試験目的を明らかにし，そのために必要な測定内容及び試験方法の検討を行なった。これらの内容は2.5に述べられている。

以上の成果として，各構成要素については定性的な部分もあるが，機関性能に及ぼす影響がある程度具体的に把握できた。しかし，これらの検討結果は次年度以降実施する要素マッチング試験より得られた結果をサイクルシミュレーションプログラムで評価して，はじめてわかるものであり，現時点で各構成要素の研究の方向づけを行なうには充分ではない。しかし，本年度の設計研究の主目的は実験機関1次の詳細設計，即ち部品詳細図面の作成であり，その図面により実験機関による総合研究において，実験機関1次本体部分の部品が製作され，組立を完了した。

次年度は熱交換方式の研究及び燃焼方式の研究において行なわれた要素試験の成果をふまえ，サイクル計算等による検討を行ない，実験機関1次用の熱交換器と燃焼器の詳細設計を行なう計画である。

### 2.2 実験機関の基本構想

スターリング機関を研究開発する場合，サイクルシミュレーションの研究，要素研究，及び実験研究のそれぞれの研究グループが相互の連携において，仕様検討，性能予測，試験評価，及び適応性評価を行なうことが必要である。そして，この研究開発における実験機関の主目的は開発目標機関の実現の可能性について評価するためのデータを得ることである。その中で実験機関1次は単体で研究された各構成要素を実機条件で適宜試験し，そのデータをサイクルシミュレーションの研究へフィードバックする。そして，サイクルシミュレータの精度向上をはかり，各構成要素の適性化への指針を模索する。又実験機関2次はこのサイクルシミュレータにより検討された各構成要素の最適条件の組合せにおいて，総合評価試験を行ない，船用スターリング機関の実用機関開発にあたっての技術的問題点を明らかにするための基礎データを提供するものである。

又実験機関の試験方法について考えた場合、実験機関ではあらゆる条件で試験することは不可能であり、構成要素の仕様変更も2,3種類程度の予定である。従って実験機関1次では比較的広範囲で粗くとった仕様において試験を行ない、中間的にいはサイクルシミュレーションにより評価することとなろう。それは必ずしも最適化の方向とは一致しないが、実験機関1次は各構成要素のマッチング試験用実験機関であると同時にサイクルシミュレーションの精度向上をはかるためのものであることを考え併せれば、むしろ得策であると思われる。

## 2.3 各構成要素適応性の検討

### 2.3.1 実験機関1次試設計

前年度、実験機関1次の主要目ならびに構成要素の仕様について検討し、その全体的構造配置の計画図を作成した。それらを図2.3.1, 2.3.2<sup>(1)</sup>に示す。そして各構成要素の研究において得られた熱交換器、燃焼器及びシール装置の基本構造を加味し、実験機関1次の試設計を行ない、今年度のスタート値ともなる実験機関1次の主要諸元を、基本計画において設定した基本要目と併せて表2.3.1に示した。しかし、本表における諸数値は各研究グループの検討結果により変更されるべき性質のものであり、実験機関1次の諸元は次年度燃焼器、熱交換器の仕様が設定され、詳細設計が完了した時点で改訂する予定である。

前年度サイクルシミュレーションの研究<sup>(1)</sup>において、数種のサイクル計算方式が作成されているので、それらの中でシュミットサイクルとサイクル計算モデルCとの2方式により、表2.3.1に示した諸元において実験機関1次のサイクル計算を行なった。そしてサイクル計算による性能等を表2.3.2、作動流体圧力・温度・流量ークライン角度( $P-\theta, T-\theta, G-\theta$ )線図をそれぞれ図2.3.3, 2.3.4, 2.3.5に示した。これらの結果は本年度研究の基準となるべき値である。なおシュミットサイクルは膨張室、加熱器及び冷却器、圧縮室それぞれの温度を一定とし、再生器部温度は直線勾配とした理想サイクルの計算方式であり、又サイクル計算モデルCは各室における伝熱と流動損失を考慮し、再生器については温度効率も考え併せた近似的性能計算モデルである。従って、機関性能の検討はモデルCの計算結果によることが望ましい。表2.3.2には実験機関の基本計画時<sup>(2)</sup>(昭和51年度実施)における設定値が示されているので、この計画値とモデルCの計算結果とを比較検討する。機関出力は計画値では軸出力で200 PSであり、ピストンリング、ロッドシール及び各軸受等の摩擦損失を加味した図示出力においては220 PS以上が必要であろう。しかし、計算結果では図示出力195 PSであり若干不足である。作動流体の状態を比較した場合、最高圧力は計画値 $150 \text{ kg/cm}^2$ に対し計算値 $160 \text{ kg/cm}^2$ であり、圧力上昇による出力増加は望めない。一方作動流体温度は高温側は $963^\circ\text{K}$ の計画値に対し計算値は膨張室 $860^\circ\text{K}$ 、加熱器 $927^\circ\text{K}$ であり、温度的には余裕がある。又再生器部の温度は高温側と低温側の平均温度であることが望ましいので、これも検討により出力増加への期待ができる。又機関諸元の内、各熱交換器間の配管容積が無効容積のかなりの部分を占めているので、これも設計的に検討が必要であろう。

### 2.3.2 熱交換器

熱交換器はスターリング機関における最重要部品であり、流動損失最小と無効容積最小という相反する条件が要求されている。しかも非定常流動における伝熱特性、流動特性は殆んど解明されていないのが現状である。しかし、単独特性については熱交換方式の研究において、詳細に検討されているので、ここでは機関に組合せたサイクル検討を行なうこととする。

前年度、実験機関の全体計画、基本設計と併行して、熱交換方式の研究において実験機関1次用熱交換器の試設計が行なわれた。<sup>(1)</sup> それによると加熱器は円筒形に配置した加熱管により燃焼室を構成する円筒疎散形配置を基本構造とし、再生器は流動抵抗の小さいコルゲートフィン形マトリックスを用いた蓄熱式熱交換器を基本構造とし、冷却器は管外を冷却水、管内を作動流体としたシェル・アンド・チューブ方式を基本構造としている。

そして、それら試設計された熱交換器の諸元を基準値として伝熱特性或いは流動特性の係数を変更した条件で

図 2.3.2 構造配置計画横断面図

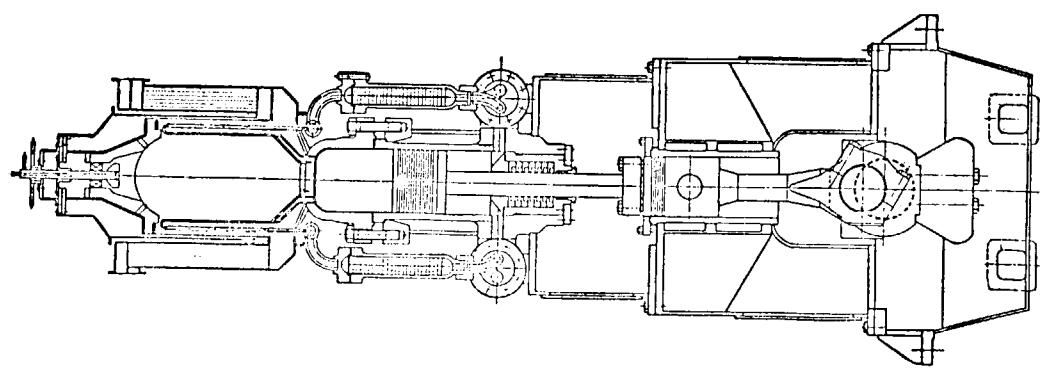


図 2.3.1 構造配置計画外形図

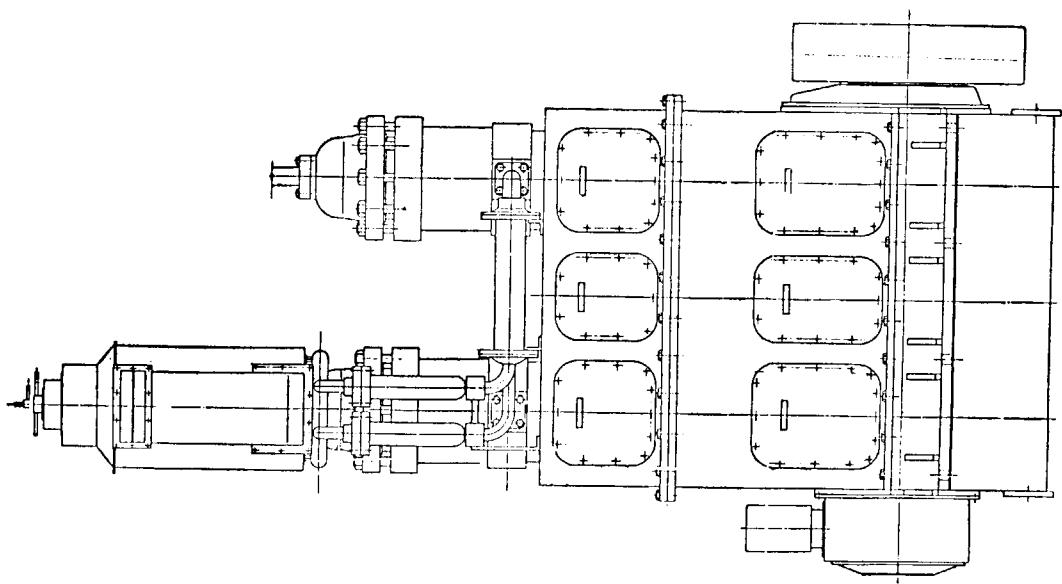


表 2.3.1 実験機関 1 次諸元

項目			本年度試設計による計画値	基本計画時における設定項目
様式			外燃式単動 2 気筒 1 作動空間	←
軸出力		PS	200 (計画値)	←
回転数		rpm	720	←
アイドリング回転数		rpm	240	
シリンドラーダイズム		mmφ	220	←
ピストンロッド直径		mmφ	70	
行程		mmφ	150	←
気筒数及び配列			2 気筒 直列形	←
圧縮比			1.64	
平均ピストン速度		m/s	3.6	
回転方向			フライホイル側より見て時計方向	
位相差		度	90 (10度毎可変)	
出力取出機構			ピストンクランク機構	←
燃料油種別			A重油	←
作動流体種別			ヘリウム	←
作動流体量		Kg	0.147	
最高温度		℃	690	←
最低温度		℃	65	←
最高圧力		Kg/cm <sup>2</sup>	150	←
容積	膨張室		5702 + 190 (クリアランス)	
	配管(膨張室～加熱器)		278	
	加熱器		2463	
	配管(加熱器～再生器)		1828	
	再生器	cm <sup>3</sup>	2590	
	配管(再生器～冷却器)		1186	
	冷却器		837	
配管(冷却器～圧縮室)			981	
圧縮室			5125 + 34 (クリアランス)	
交換熱量	加熱器	Kcal/h	308,900	
	冷却器		169,900	
加熱方式			外燃式直接加熱	←
冷却方式			清水冷却 (ジャケット, 冷却器)	←
シール方式			ピストンリング—無潤滑スライディングシール ロッドシール—無潤滑スライディングシール, 液体シール,(回収装置付)	←

表 2.3.2 実験機関 1 次のサイクル計算による性能等

計 算 方 式			ショミットサイクル	モ デ ル C	基本 計画 設定 値
図 示 出 力 回 転 数			再生器部温度を直線勾配としたショミットサイクル	昭和52年度サイクルシミュレーションの研究におけるモデルC	昭和51年度実験機関基本計画において設定された値
PS rpm	283 720			195 720	200 (軸出力) 720
作動流体圧力	膨張室 加熱器 再生器 冷却器 圧縮室	平均 最高／最低	Kg/cm <sup>2</sup>	111 158/76 111 159/75 111 159/75 111 160/75 111 160/74	最高 150
作動流体温度	膨張室 加熱器 再生器 冷却器 圧縮室	平均 最高／最低	°K	963 一 定 963 一 定 650 一 定 338 一 定 338 一 定	963 338
再生器中央部マトリックス温度	平均 最高／最低	°K		860 1042/736 927 1044/858 624 651/597 338 373/304 325 391/282	
				624 641/608	

サイクル計算を行ない、それらが機関性能に及ぼす影響について調査した。具体的には各熱交換器の熱伝達率のみを変更した場合と流動抵抗係数のみを変更した場合の機関出力とサイクル熱効率の変化率について調査した。又再生器については内容積及びマトリックス重量を変更して同様の調査を行なった。なお、試設計熱交換器の諸係数は各熱交換器内の平均流速における定常流動値を用いた。

#### (1) 热伝達率の変更

加熱器・再生器・冷却器の熱伝達率を個々に、或いは同時に 2 倍、5 倍とした場合の出力及び熱効率の変化率をサイクル計算により求め、図 2.3.6 に示す。これらは熱伝達率のみを変更し、それ以外の流動抵抗係数、容積等については変更していない。本図より明らかな如く単独で変更した場合、熱効率・出力の変化は再生器が最も顕著である。そして、加熱器、冷却器の順に変化が小さくなる。又いずれの場合においても熱効率と出力の変化の傾向は類似している。

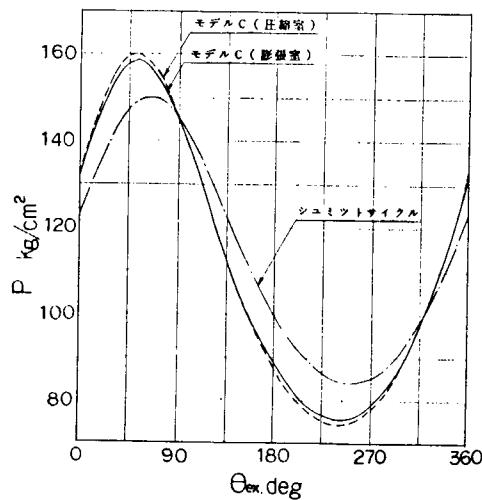


図 2.3.3  $P - \theta$  線図 (サイクル計算値)

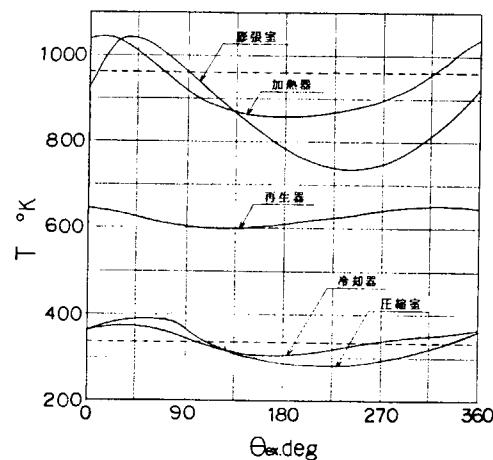


図 2.3.4  $T - \theta$  線図 (サイクル計算モデルC)

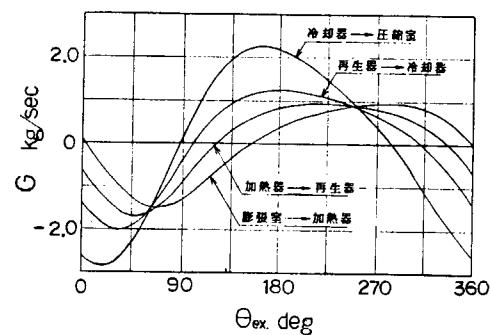


図 2.3.5  $G - \theta$  線図 (サイクル計算モデルC)

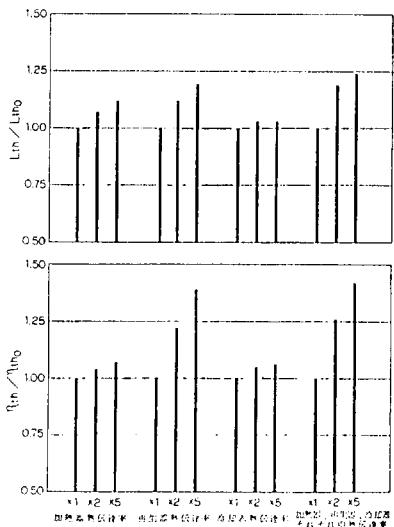


図 2.3.6 各熱交換器の熱伝達率変更による出力・熱効率の変化

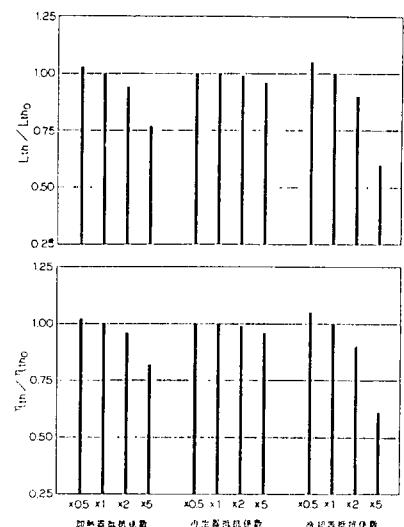


図 2.3.7 各熱交換器の流動抵抗係数変更による出力・熱効率の変化

## (2) 流動抵抗係数の変更

熱伝達率の場合と同様に各熱交換器の流動抵抗係数のみを個々に変更した場合の出力及び熱効率の変化率をサイクル計算により求め、図 2.3.7 に示した。流動抵抗係数の場合は熱伝達率の場合とは逆に、冷却器、加熱器、再生器の順に変化が小さくなっている。そして、この場合も熱効率と出力の変化の傾向は類似している。

## (3) 再生器容量の変更

再生器マトリックスの空隙率はそのままで、再生器容量を変更し、サイクル計算の検討を行なった。具体的には再生器内容積とマトリックス重量を変更し、それに伴なう伝熱面積、流動抵抗係数を変更して、出力、熱効率及び再生器温度効率の変化率を調査した。それらを図 2.3.8 に示す。本図から再生器容量には最適値が存在し、この場合基準値の 2 倍弱程度が最適値と思われる。そして本図では熱効率の変化が大きくなっている。又出力変化の傾向は熱効率変化と大略類似しているが、温度効率は再生器容量の増加に伴ない上昇している。

熱交換器について、以上 3 種類の調査を行なってきたが、これらの調査だけで熱交換器を評価することは難しい。しかし、試設計された各熱交換器の機関性能に及ぼす影響の検討はできるので、次にそれらについて述べることとする。

まず加熱器と冷却器に関しては、熱伝達率を大きく且流動抵抗を小さくする相反する条件の適性化という当初からの問題点が、この調査結果においても指摘されている。加熱器については熱伝達率增加と流動抵抗係数增加による出力及び熱効率の変化は相殺される傾向となっているが、冷却器の方は熱伝達率増加より流動抵抗係数增加の方が影響が大きくなっている。しかし、試設計された加熱器・冷却器は共に作動流体が伝熱管内を流れる方式であり、熱伝達率と流動抵抗係数は本数、長さ、管径等により共に変化する。従って、このように特性値を単独で変化させるのではなく、実際の寸法諸元に見合った特性値を用いて検討することが必要である。

次に再生器に関しては、熱伝達率は大きく影響しているが、流動抵抗係数には余り影響されていない。しかも再生器容量を増しても大きな向上は認められない。これは試設計された再生器は流動抵抗を極力小さくするとい

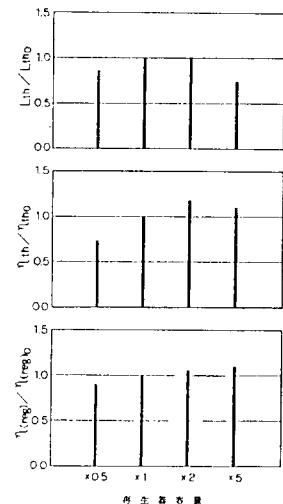


図 2.3.8 再生器容量（内容積、マトリックス重量）変更による出力、熱効率、温度効率の変化

うことでコルゲートフィン式を採用したため、ワイヤメッシュを用いた場合熱伝達率は上昇するが、流動抵抗も大きくなり、その傾向は違ったものになると思われる。

### 2.3.3 燃焼器

スターリング機関用燃焼器は低空気過剩率で高温・高負荷燃焼を行ない、しかも広い負荷範囲にわたり安定燃焼が確保されなければならない。又加熱器と一体設計が必要であり、伝熱特性、温度条件等も密接な関係にある。そして前年度は燃焼器に対する一般的所要条件とヒートバランスについて検討し、燃焼器諸元として一応の設定を行なった。<sup>(1)</sup> 又燃焼方式の研究においては実験機関1次用燃焼器の試設計が行なわれた。<sup>(1)</sup>

前年度設定した燃焼器諸元の計画値において、排気温度330℃はその後発表された文献<sup>(3)</sup>及びボイラー等の実績からみて高い値であり、又ボイラー効率の点からも改善の余地がある。しかも加熱器及び空気予熱器の設計上からも温度レベルは低い方が望ましい。そのため、ボイラー効率向上と温度レベル低減を主眼として、燃焼ガスヒートバランスの再検討を行なった。その結果、前年度計画値に対し、表2.3.3の如く修正を行なった。なお、表中の記号は図2.3.9に示す燃焼ガス系統図によるものである。

表2.3.3 燃焼ガス側ヒートバランス

項目	記号	単位	本年度修正値	前年度計画値
空気過剩率	n		1.10	1.10
燃料送油量	b	Kg/h	32.6	34.9
供給空気量	L	Kg/h	524	561
燃焼ガス量	G	Kg/h	556	596
総発熱量(低位)	Q <sub>b</sub>		334,200	358,100
加熱器吸収熱量	Q <sub>h</sub>	Kcal/h	308,900	308,900
予熱器交換熱量	Q <sub>p</sub>		94,700	105,800
ボイラー効率	η <sub>b</sub>	%	92.4	86.3
熱量	供給空気	E <sub>2</sub>	3,100	3,400
	燃焼室入口	E <sub>a</sub>	432,100	470,000
	加熱器出口	E <sub>g</sub>	123,200	161,100
	排 気	E <sub>ex</sub>	28,600	52,600
温度	供給空気	t <sub>2</sub>	25	25
	燃焼室入口	t <sub>a</sub>	720	765
	加熱器出口	t <sub>g</sub>	784	945
	排 気	t <sub>ex</sub>	195	330

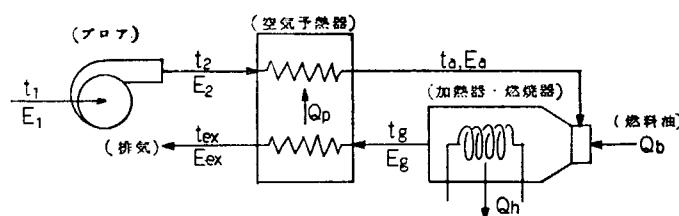


図2.3.9 燃焼ガス系統図

本年度、燃焼方式の研究において、基礎燃焼試験が実施され、同時に燃焼システム設計も行なわれた。従って次年度それらの結果を導入して実験機関1次用燃焼器の詳細設計を行なう予定である。しかし、加熱器への伝熱特性及び空気予熱器を含めた総合燃焼特性については未検討であり、それらについては今後の成果を待って修正改良していくものである。

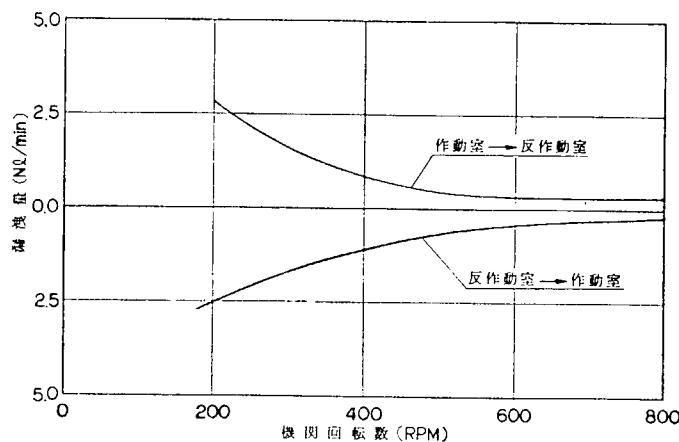
#### 2.3.4 シール装置

スターリング機関用シール装置としてはピストンリングとピストンロッドシールがある。ピストンリングは作動ピストン上下の各作動室間の作動流体の流入・流出を防止するためのものであり、ピストンロッドシールは作動ピストン下部の作動室から外部への流出を防止するためのものである。そして、いずれも高圧作動流体内での無潤滑シールで摩擦損失が小さく、且漏洩量も小さいという相反する条件を満たさなければならない。これらのシール装置については日本ピストンリング㈱において要素研究が実施されており、その研究結果に基づき実験機関1次用のシール装置が設計されている。それらの構造等についての詳細は2.4項において述べ、ここでは設計されたシール装置の漏洩量と摩擦損失について、日本ピストンリング㈱にて予測計算した結果により検討を行うこととする。

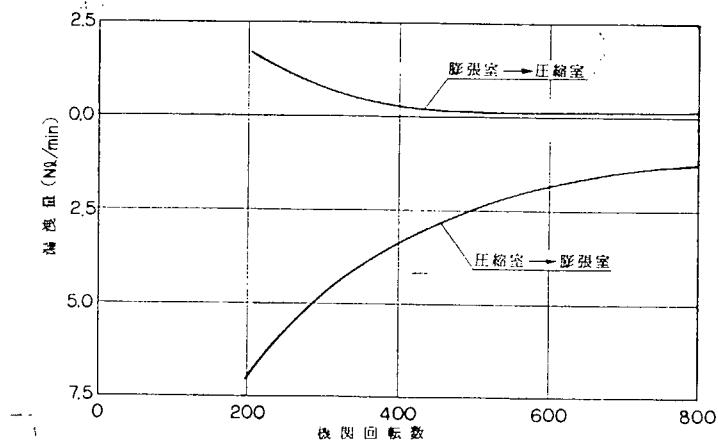
##### (1) 漏洩量

実験機関1次は単動であり、膨張室・圧縮室それぞれの作動ピストンを介して反対側には容積変動する反作動室がある。その反作動室は圧力変動が生じないよう大容量のバッファを取り付け、一定の圧力で加圧されている。従って、ピストンリング部の漏洩は圧力変動する膨張室・圧縮室と一定圧力であるそれぞれの反作動室間ににおいておこる。膨張室或いは圧縮室である作動室側の方が反作動室側の圧力より高くなかった場合、作動室から反作動室へ流出し、逆に作動室の圧力が低くなった場合、作動室へ反作動室から流入する。これらピストンリング部の漏洩量の計算結果を回転数をパラメータとして図2.3.10(a)に示す。なお、作動室圧力は図2.3.3に示したP-θ線図のショットサイクルによるものを採用し、反作動室圧力は $100\text{ kg}/\text{cm}^2$ 一定とした。本図より720 rpmでは作動室からの流出は $0.30\text{ N}\ell/\text{min}$ 、流入は $0.28\text{ N}\ell/\text{min}$ で流入と流出がほぼ同量となっている。表2.3.1の実験機関1次諸元によれば作動流体重量は $0.147\text{ kg}$ ( $824\text{ N}\ell$ 、ヘリウム)であり、1回転当たりの流入・流出量は全作動流体の0.0005%にあたる。又図2.3.10(b)は同じピストンリングを実験機関2次に用いた場合の同様の計算結果である。実験機関2次は複動であり、作動ピストン上側が膨張室、下側が別の作動空間の圧縮室となっている。従って、本図による720 rpm時のピストンリング部の漏れは、1つの作動空間で考えると、膨張室においては作動ピストン下側の他の作動空間の圧縮室との間で $0.1\text{ N}\ell/\text{min}$ 流出し、 $1.4\text{ N}\ell/\text{min}$ 流入することになり、圧縮室においては作動ピストン上側の他の作動空間の膨張室との間で $0.1\text{ N}\ell/\text{min}$ 流入し、 $1.4\text{ N}\ell/\text{min}$ 流出することになる。結局1回転すれば作動流体は元の状態に戻ることになり、外部への漏れは生じない。なお $1.4\text{ N}\ell/\text{min}$ は $0.0019\text{ N}\ell/\text{rev}$ であり、これは全作動流体の0.0002%にあたる。ピストンリング部における漏洩は高温の膨張室と低温の圧縮室の間での漏れであり、又圧力も最高圧力時に圧力が低下する方向へ、最低圧力時に圧力が増加する方向へ漏れることになるため、熱的にも圧力的にも性能劣化の方へ作用することになる。量的には微少であるが、性能への影響についてはサイクルシミュレーションにより充分検討を加えておかなければならない。

図2.3.11は実験機関2次の場合の回転数に対するロッドシール部の作動流体漏洩量の計算結果である。なお、実験機関1次の圧縮室側のロッドシール部漏洩量は本図と同値である。本図から720 rpmにおける漏洩量は $5.6\text{ N}\ell/\text{min}$ であり、1回転あたり $0.0078\text{ N}\ell$ となる。これは全作動流体に対して0.0009%にあたる。ロッドシール部の漏れは外部への漏れであり、これにより作動流体が減少することになる。従って、性能劣化も同程度となり、200 PSに対して0.002 PS出力が低下することになる。そして、漏れた状態で運転を続ければ1分後には1.4 PS低下する。しかし、実験機関1次では液体シールと作動流体回収装置を取付ける予定で、漏れた



(a) 実験機関 1 次



(b) 実験機関 2 次

図 2.3.10 ピストンリング部における作動流体漏洩量  
(He, 1 シリンダ分計算値)

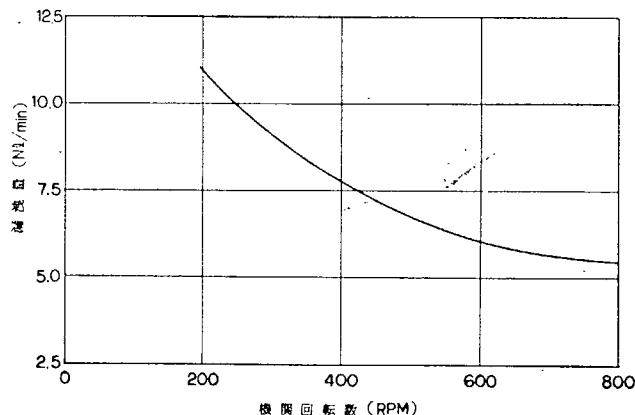
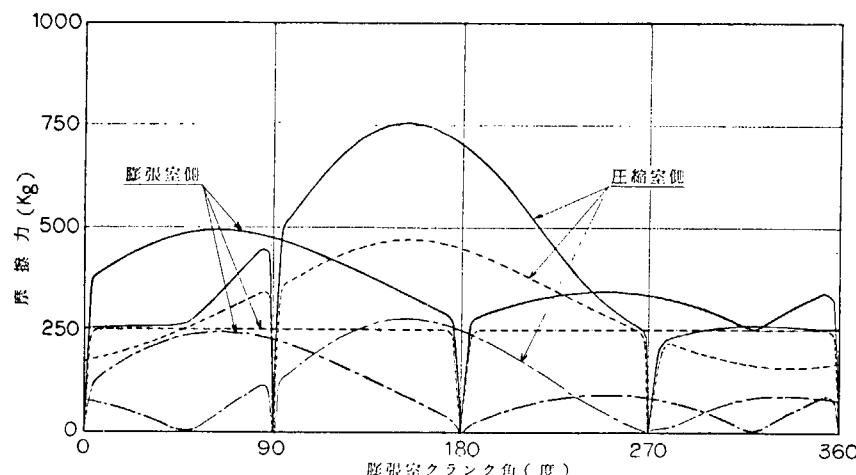


図 2.3.11 ロッドシール部における作動流体漏洩量  
(実験機関 2 次, He, 1 シリンダ分計算値)  
(作動流体回収装置, 液体シールがない場合)

作動流体を適宜回収することになっており、外部へ漏れてなくなることはない。

## (2) 摩擦損失

実験機関 1 次と 2 次におけるピストンリングとロッドシールについて、漏洩量計算の場合と同じ条件で計算した 720 rpm における摩擦力を図 2.3.12 に示し、平均摩擦力とその損失馬力を表 2.3.4 に示した。摩擦力は



(a) 実験機関 1 次

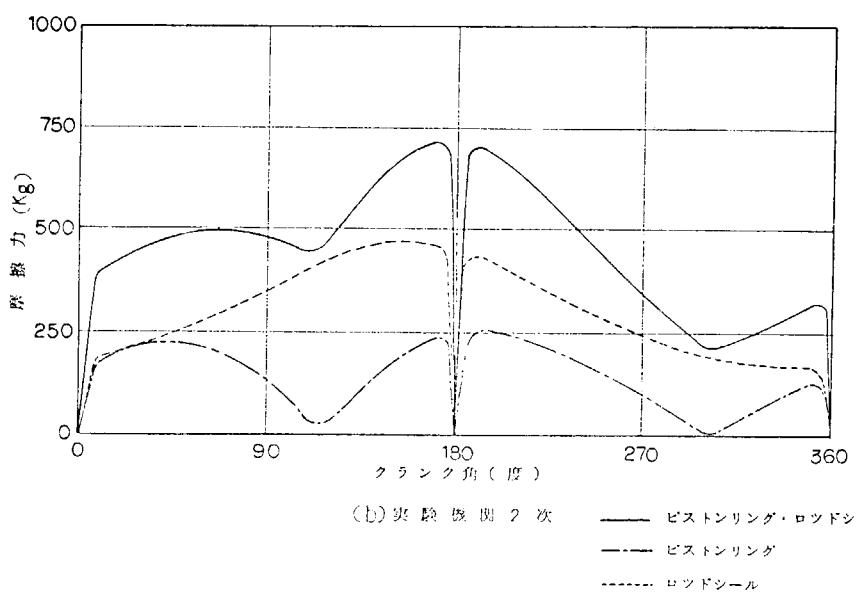
(b) 実験機関 2 次  
 — ピストンリング・ロッドシール  
 - - - ピストンリング  
 ····· ロッドシール

図2.3.12 ピストンリング、ロッドシールの摩擦力(1シリンダ分計算値)

表2.3.4 シール装置の摩擦損失(1シリンダ計算値)

			平均摩擦力(Kg)	損失馬力(PS)
実験機関 (单動) 1 気筒 次	膨張室側	ピストンリング	120	5.8
		ロッド・シール	250	12.0
	圧縮室側	ピストンリング	125	6.0
		ロッド・シール	305	14.6
	1 台 分 合 計		800	38.4
実験機関 (複動) 2 気筒 次	ピストンリング		150	7.2
	ロッド・シール		310	14.9
	1 シリンダ合計		460	22.1
	1 台 分 合 計		1840	88.4

シール装置両側の圧力差にほぼ比例し、又作動ピストンの上死点、下死点では0になる。損失馬力は実験機関1次で38.4 PS、2次で22.1 PSと非常に大きくなっている。

以上シール装置としてピストンリングとピストンロッドシールについて漏洩量と摩擦損失の検討を行なった。

その結果、漏洩量については性能への影響は定量的には未解明ではあるが、その影響は小さく、ピストンリング

側ではほとんどないように考えられる。しかし、逆に摩擦損失は非常に大きく、出力・効率共に直接影響を受けるため今後の重要な検討課題とする必要がある。なお、実験機関1次については一応現設計の通りとしておき、試験部品として改良したものを再度製作することにする。

### 2.3.5 制御システム

スターリング機関の制御システムは出力制御機構、起動・停止制御機構、気筒間制御機構及びこれら相互間を的確に制御する総合制御機構から構成される。前年度は制御システムの一般的所要条件<sup>(1)</sup>について検討が行なわれ、本年度は制御システムの研究において出力制御機構と起動・停止制御機構の調査・検討が行なわれている。しかし、制御システムに関する限り定量的な検討は不可能であり、実験機関による調査を待たねばならない。従って、実験機関1次による要素マッチング試験においては静的な制御特性についての調査を行ない、制御項目及び制御量等を把握する必要があろう。そして動特性についても調査し、順次自動化へ進展させるものである。なお、これらの研究は、今後は制御システムの研究において行なうことになっている。

## 2.4 実験機関1次詳細設計（1）

実験機関1次に関しては、前年度全体的な構造配置計画<sup>(1)</sup>が行なわれ、図2.3.1、2.3.2に示された構造配置計画図が作成された。本年度はこれらの計画図を基に、実験機関1次を製作するための詳細設計と強度評価を行なう。但し、燃焼器、加熱器、再生器及び冷却器については要素研究において、ある程度研究が進んだ段階で実験機関用として設計・製作した方が適切と思われる。従って、本年度は上記の燃焼器、熱交換器及びその関連部品を除いた実験機関1次本体部分の詳細設計を行なうこととする。

### 2.4.1 設計の条件

実験機関1次の計画段階における諸元は表2.3.1に示されたが、この諸元は前述の如く熱交換器については変更が予想されるため、確定した設計の条件と考えることはできない。しかし、強度評価上大巾に変ることはないと思われる所以、設計の条件は表2.3.1に示された諸元によるものとして、以下作用力等について検討を行なう。

スターリング機関における作用力は、他の往復動機関と同様作動流体圧力と運動部分の慣性力である。実験機関1次の場合、出力取出機構については前年度検討が行なわれ、ピストンクラランク機構に決定されている。又作動流体圧力については、前述の諸元に基づき計算されたP-θ線図が図2.3.3に示されているので、それらの中のショットサイクルにより計算された作動流体圧力を作用力として取扱うこととする。しかし、実験機関1次は単動であり、膨張室作動ピストンの下側及び圧縮室作動ピストンの上側のそれぞれの反作動室側に、圧力流体を充てんしておかなければ、強度上複動機関である実験機関2次と大きく条件が異なることになる。（この件については前年度検討済<sup>(1)</sup>）従って、それぞれの反作動室側には作動流体平均圧力を常時保持するような装置を設置することとする。

上記の構成による上下方向作用力として、作動流体圧力及び往復質量慣性力それが単独に作用した場合と双方の和をクラランク角度により求めた図を、膨張室側は図2.4.1、圧縮室側は図2.4.2にそれぞれ示した。なお機関回転数は720 rpm、反作動室圧力は113 kg/cm<sup>2</sup>、往復部重量は186 kgとして計算した。又同様の条件で複動として構成した実験機関2次の場合の計算結果を図2.4.3に示した。これらの図によれば、いずれの場合でも往復質量慣性力は作動流体圧力による作用力を緩和する方向に作用していることがわかる。又作用力の大きさは上向、下向共複動として構成した場合が最大となっている。従って、強度評価上の作用力としては、複動として構成した場合の作動流体圧力のみが作用した条件で検討すれば、実験機関1次、2次共に満足できるものとなり、その大きさは上向が12,000 kg、下向が22,500 kgである。なお、通常のディーゼル機関と比較した場合、下向作用力に比して上向作用力が非常に大きくなっている（通常1/3以下）、強度評価上この点に注意する必要がある。

スターリング機関設計上、特に考慮しておかなければならぬ条件は作動流体に関する事である。主構成要

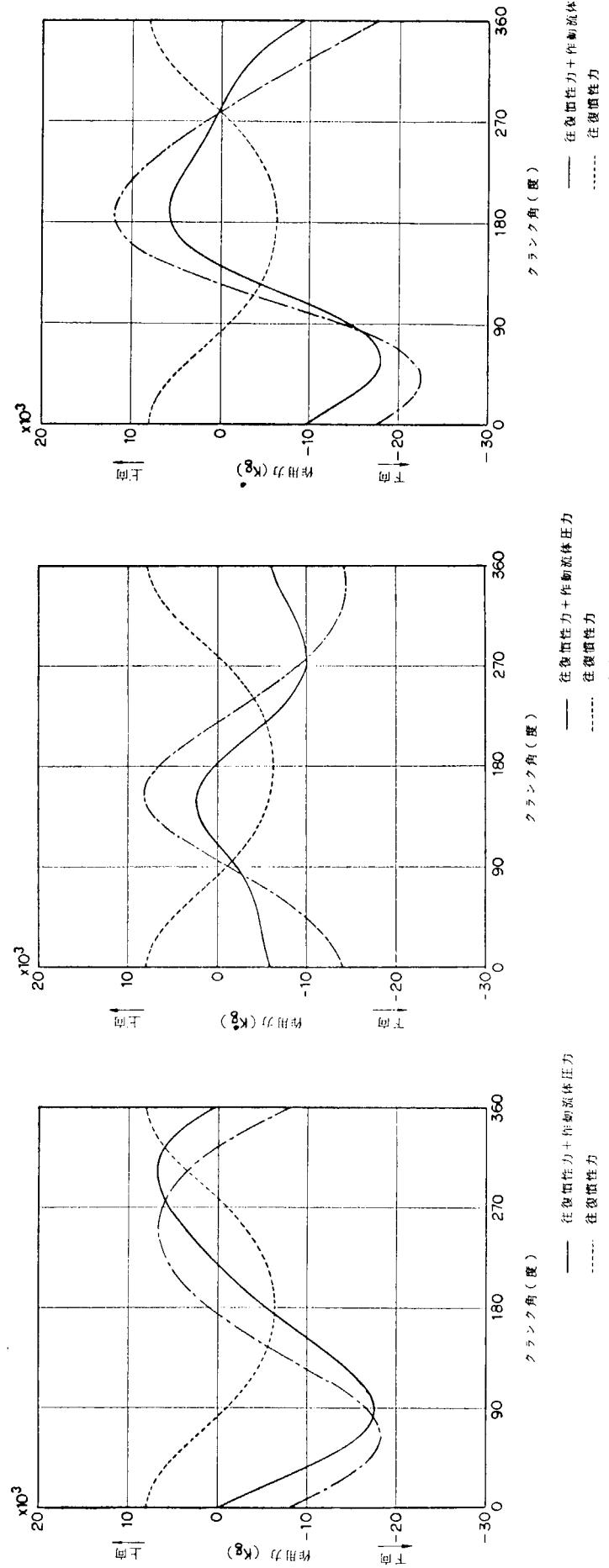


図 2.4.1 膨張室側上下方向作用力  
(反作動室圧力 =  $11.3 \text{ kg}/\text{cm}^2$ )

図 2.4.2 圧縮室側上下方向作用力  
(反作動室圧力 =  $111.3 \text{ kg}/\text{cm}^2$ )

図 2.4.3 実験機関 2 次(複動)における  
上下方向作用力

素である熱交換器類は次年度設計の予定であるが、作動室を構成するライナ、作動ピストン、シール装置等は本年度の設計項目である。実験機関1次では最高圧力 $150\text{kg/cm}^2$ 、最高温度 $690^\circ\text{C}$ のヘリウムが設定されている。従って高温強度及び作動流体の漏洩については特に注意しておく必要がある。又高温部の冷却についても留意しなければならない。

機関本体部分の設計条件としては、上記の項目以外は通常のディーゼル機関とほぼ同程度と考えられる。

#### 2.4.2 詳細設計及び強度評価

##### (1) 架構・台板装置（附図2.1）

架構・台板共鋼板製溶接構造である。実験機関1次は単動2気筒であり、起振力及び起振偶力共に大きな不釣合が生じ、そのため架構・台板共剛性の高い構造となっている。気筒間距離は $800\text{mm}$ の2気筒であるが構造上は3気筒構成とし、中間にクランク位相角変更用の空間をとっている。台板には4ヶの主軸受があり、その底部は潤滑油溜となっている。又架構にはガイドピストン用のライナが嵌入されており、且点検・分解用の窓が左右両側共2段に設けられている。そして前端側にはスピードコントロールガバナ駆動用の歯車室があり、更に前後端のクランク軸貫通部には油切りが設けられている。

主軸受はアルミ合金製の薄肉メタルで、図2.4.4に極座標で表示される軸受作用力が膨張室側、圧縮室側の主軸受にそれぞれ作用する。本図は往復質量と回転質量による慣性力を含んだものであるが、軸受作用力としては上下方向に集中している。これは回転不釣合に相当するバランスウェイトをクランク軸に取りつけているためで、回転不釣合に対する100%バランスとなっている。これにより上下方向軸受作用力も若干緩和されている。なお、複動4気筒構成の場合の軸受力については実験機関2次の設計時点で検討することにする。

ガイドピストン用ライナは普通鉄製であり、作用力としては作動流体圧力は直接作用せず、クランク機構により生ずるピストン側圧のみが作用する。そして、

実験機関1次と2次における作動流体圧力と往復質量慣性力によるピストン側圧をガイドピストン側圧として図2.4.5にピストン変位に対して示した。この側圧の大きさは同程度のディーゼル機関と比較した場合、非常に小さい値であり、強度上の問題はない。

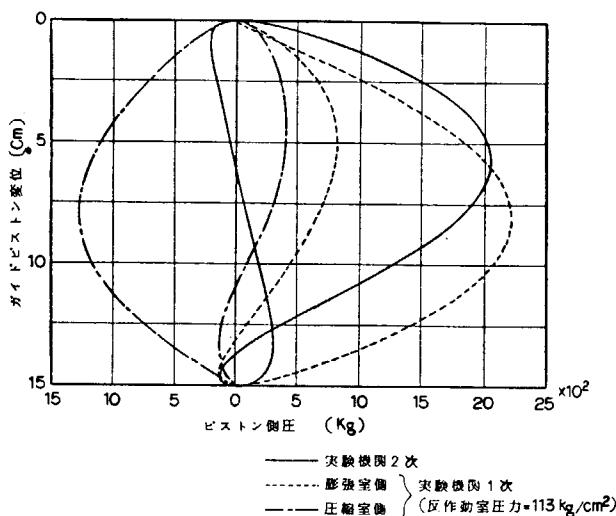


図2.4.5 ガイドピストン側圧

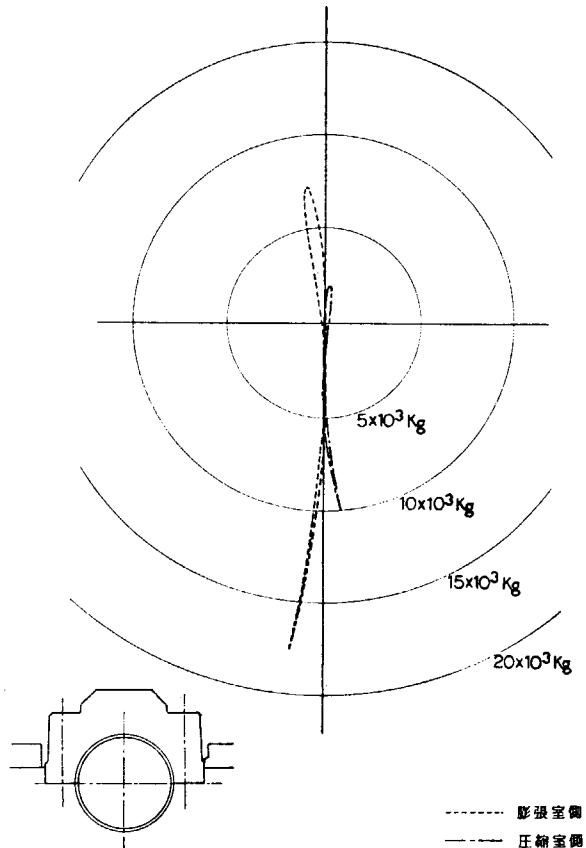


図2.4.4 実験機関1次主軸受作用力  
(反作動室圧力= $113\text{kg/cm}^2$ )

## (2) シリンダ・ライナ装置 (附図 2.2 )

シリンダは普通鋳鉄製である。そして下部にピストンロッドシール装置を挿入、上部はライナと共に冷却水室を形成し、中央部には圧縮室に通じる作動流体通路を有している。又ライナは特殊鋳鉄製で、シリンダに嵌入され、シール装置と共に作動室の一部を形成している。そして、作動流体と冷却水は2重の円筒面Oリングでシールされている。このシリンダ・ライナ装置は各気筒独立で、架構上面にボルトで締結されている。更にライナ上面にシリンダヘッドを取り付け、膨張室を形成するが、シリンダヘッドは加熱器と一体構成であり、本年度は設計しない。なお、圧縮室側のシリンダヘッドの設計は本年度実施項目である。

作動ピストン用のライナはガイドピストン用ライナとは逆にピストン側圧は作用せず、作動流体圧力のみが作用する。圧力条件は最大 $150 \text{ kg/cm}^2$ であるが、温度条件は圧縮室側は常温であり、膨張室側は $700^\circ\text{C}$ である。従って強度評価としては、高温条件下における検討が必要であるが、概略検討は前年度行なっているため、詳細については加熱器を含むシリンダヘッドの設計段階で行なうこととする。

ライナ部の冷却は前述の冷却水室により行なう。冷却水は冷却効果をあげるために旋回流となるよう考慮してある。又膨張室側のライナ上部は高温の作動流体と接しており、且シリンダヘッドとのシールにガスケットを使用している。このガスケットは前年度の調査によれば、スターリング機関の使用条件に適応するものではなく、冷却等の対策が必要である。従って、実験機関1次のライナにはその上部に冷却水通路を設け、分流方式でライナ上部まで強制冷却が可能となるようにしている。

前述のガスケットシールはライナ上面の溝部に装着され、内部の高圧作動流体の洩れに対しシールするもので、ステンレス鋼製のうず巻形ガスケットを採用している。そして、ガスシールを強固にするためにはシリンダヘッドボルトに高い締付力が要求される。更にシリンダヘッドボルトは高温度となるため、材料は耐熱鋼が必要で応力・温度条件よりハステロイXを用いる。なお、シリンダヘッドボルトは油圧により締結する構造をとっている。

## (3) クランク軸装置 (附図 2.3 )

クランク軸は中央部にクランク位相差変更用のフランジをもった2分割構造である。各クランクスロー両側に軸受をもち、全体としては4軸受となっている。そしてクランク位相差は0度から180度まで10度毎に変更が可能である。潤滑油系路は主軸受より供給を受け、クランク軸内部に設けられた通路を通り、クランクピン部へ供給、主軸受・クランクピン軸受共強制潤滑を行なっている。又クランク軸のバランスは回転不釣合に対し、100%バランスとなるよう、クランクウエブに各スロー1ケづつのバランスウェイトをクランクピンと反対方向に取り付けている。なおクランク軸の材料は熱処理されたクロムモリブデン鋼を採用し、軸受面には高周波焼入れを施行している。

クランク軸に作用する力としては、作動流体圧力と往復質量慣性力と連接棒大端部回転質量慣性力がクランクピンに作用する。そのクランクピン作用力をクランクピンを中心に極座標表示したものが図2.4.6である。本図においても実験機関1次の膨張室側、圧縮室側及び実験機関2次の場合それぞれについて示してある。そして本図の作用力に対し、実験機関1次用のクランク軸は充分な強度を有している。一方船用ディーゼル機関のクランク軸強度に対しては各船級協会の規格がある。スターリング機関は対象となっていないが、NK規格を適用した場合このクランク軸は規格適合品といえる。又クランク軸振り振動に関しては使用回転域に低次の共振点は存在せず、問題はない。

クランク軸の附属装置としては、前端側に始動用及びモータリング用の電動機とのカップリング及び上死点、クランク角度マーキング用のパルスギアが取りつけられ、更にガバナ駆動用のベベルギアが取りつけられている。又後端側にはフライホイルを取りつけ、中間軸を介して動力計とカップルされるようになっている。なお、実験機関1次では速度変動率にして1/100程度となるようにフライホイルのGD<sup>2</sup>を定めている。

(4) ガイドピストン・連接棒装置

(附図 2.4 )

ガイドピストンはトルクの反作用であるピストン側圧のみを受ける。その側圧の大きさは図 2.4.5 に示されている。作用方向としては左右両方向共存していているためガイドピストンは円筒形となっている。このガイドピストンは空気始動する場合にも使用可能とするため、2 本の圧力リングと 1 本の油かきリングを取付けている。なお、材質は普通鉄である。

連接棒はクロムモリブデン鋼製で小端はピストンピンを介してガイドピストンに、大端はクラシクピンに連結されている。小端側は鉛青銅のピストンピンブッシュ、大端側はアルミ合金製のクラシクピン軸受でそれぞれ支持されている。大端側のクラシクピン軸受作用力は図 2.4.7 に大端を中心とした極座標で示されている。本図においても実験機関 1 次・2 次共併せて示してあるが、実験機関 1 次の膨張室側は他の 2 つと比較した場合、下向の作用力が大きくなっている。しかし、この程度であれば強度上の問題はない。なお、大端部は斜め割とし、その剖面にはセレーションを施している。

ガイドピストン、連接棒の強度上の問題は前項の作用力の項で述べたように、通常のディーゼル機関に比して上向作用力、即ち引張方向の力が大きいことである。そのため、連接棒小端部とガイドピストンのピンボス部は充分な強度を有するよう考慮している。

潤滑油系路はクラシクピンから供給された油が大端側から連接棒内部の通路を通り、小端側のピストンピンブッシュに供給される。更に、ピストンピンブッシュの外周を通り、連接棒上面

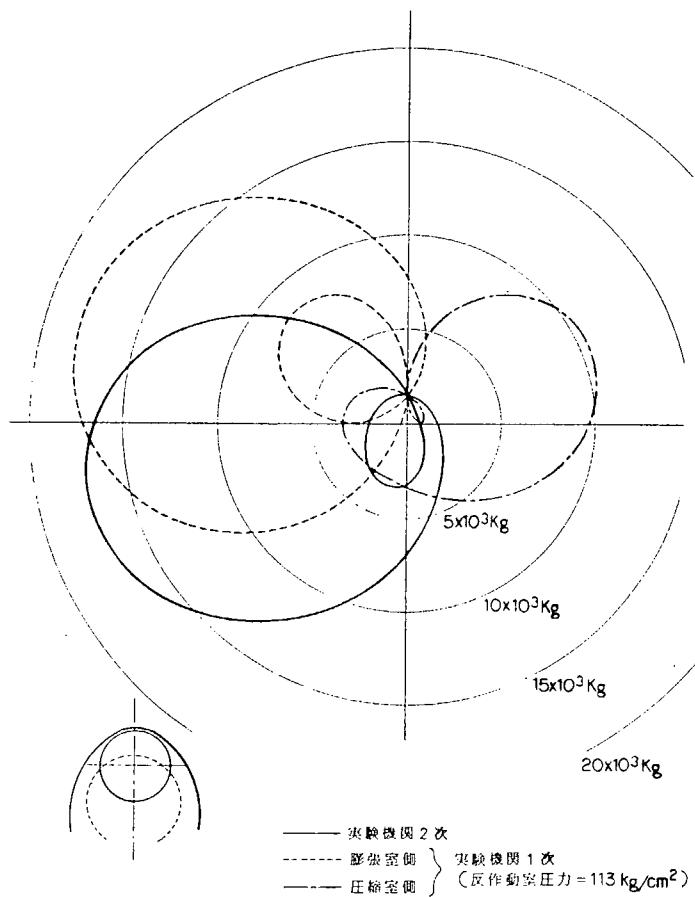


図 2.4.6 クラシクピン作用力

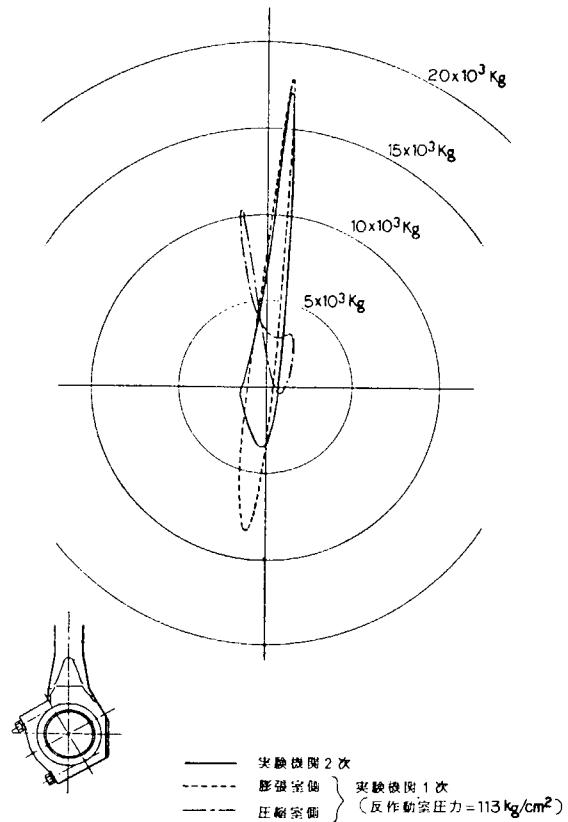


図 2.4.7 クラシクピン軸受作用力

の振動摺動する金具からピストンロッドへ供給され、作動ピストン内部の冷却油として供される。

(5) ピストンロッド装置 (附図 2.5)

ピストンロッド下側はガイドピストン上面にボルトで締結され、ロッドシールを貫通し、作動室内の作動ピストンに締結されている。作用力としては作動流体圧力と作動ピストン往復慣性力による単純引張・圧縮力が作用する。材料はクロムモリブデン鋼の鍛造品で充分な強度を有している。作動ピストン内部冷却用の油はガイドピストンから供給を受け、ピストンロッド内部の通路を通り、作動ピストン内部を冷却後再びピストンロッドの内部通路を通り、ガイドピストンへ戻る系路をとっている。

(6) 作動ピストン装置 (附図 2.6)

作動ピストンはシリンドライナ内を上下に往復動することにより、作動室容積を変化させると共に作動流体の圧力を受け、ピストンクラランク機構に仕事を伝達する。全体を4分割とした組立構造で、中央部でピストンロッドと締結されている。そして作動ピストン上面は高温・高圧 ( $700^{\circ}\text{C}$ ,  $150\text{ Kg/cm}^2$ ) の作動流体、下面是常温・高圧 ( $60^{\circ}\text{C}$ ,  $150\text{ Kg/cm}^2$ ) の作動流体に面し、胴部にピストンリングを具え、その内面は油冷却が施されている。

作動ピストンの強度評価として、まず温度分布についての検討を行なった。図 2.4.8 における条件 1 は上面及び下面の作動流体温度がそれぞれ  $700^{\circ}\text{C}$ ,  $60^{\circ}\text{C}$  として伝熱条件を与え、円筒部は断熱状態、内面の一部は油冷却とし、外力としては作動ピストン外面にすべて  $150\text{ Kg/cm}^2$  が作用した条件において計算したもので、又条件 2 はピストンリング装着部を除く円筒面に伝熱条件を条件 1 に加えて計算したものである。そして、それぞれの条件における応力・温度状態とピストンキャップ部及びピストン胴部の使用状態範囲を図 2.4.9 に示した。現実の使用条件は条件 1 と条件 2 の間にあると考えられるので、これらの図により強度評価を行なう。ピストンキャップは高温となるが応力としては比較的低く、逆にピストン胴部は応力は大きくなるが温度は比較的低い。従って、使用材料は同一材とはせず、ピストンキャップは耐熱材、ピストン胴部は特殊鋼を用いる。耐熱材については前年度、時間強度等の調査<sup>(1)</sup>が行なわれたが、実験機関 1 次の場合使用時間が短かいのでピストンキャップにはステンレス鋼を用い、ピストン胴部はクロムモリブデン鋼を用いることとする。なお、将来としては超耐熱材或いはセラミックス材等の使用についても検討が必要である。

(7) シール装置 (附図 2.6, 2.7)

シール装置のうち、ピストンリングは作動ピストンのリング溝に装着され、作動ピストン上下の各作動室間の作動流体の流動を阻止するもので、ピストン・ロッド・シールはシリンドラ下部のピストンロッド貫通部に取付けられ、作動流体が作動室外へ漏洩するのを阻止するものである。

ピストンリングとしては最上部 L 形の No.1 リングはエンドレスのライダーリング、2段重ねとなった No.2, No.5 リングは合口付のダブルリング、そして U 形の No.3, No.4 リングはエンドレスリングで、全部で 5 組のリングが装着されている。No.2, No.5 の合口付ダブルリングは合口を互いにずらすことにより合口からの漏れを低減させる効果を有している。そして No.5, No.4 リングは No.2, No.3 リングと上下反対方向として対称に取付けられる。なお、リング材質は 4 弗化エチレン樹脂をベースとしブロンズパウダーと 2 硫化モリブデンを充てん剤とした無潤滑リング材料で、ガスコンプレッサー等に実績をもった材料である。

ピストンロッドシールは組立完備品としてシリンドラ下部に取付けられ、その上面は作動室に、下面は架構内部に面している。そしてシールリングとしては最上段の No.1 リングはピストンロッドガイド用のブッシュ、No.2 リングは背面にコイルスプリングをもった半径方向に 3 分割されたブレーカーリング、No.3, No.4 リングは U 形のエンドレスリング、No.5, No.6 リングは背面にコイルスプリング、下側にバックアップリングをもった接線方向に 3 分割されたセグメントリング、そして No.7, 8, 9, 10 のリングは U 形のエンドレスリングで、いずれも 4 弗化エチレン樹脂をベースとした無潤滑リング材料を用いている。そして No.8, No.9 のリングは液体

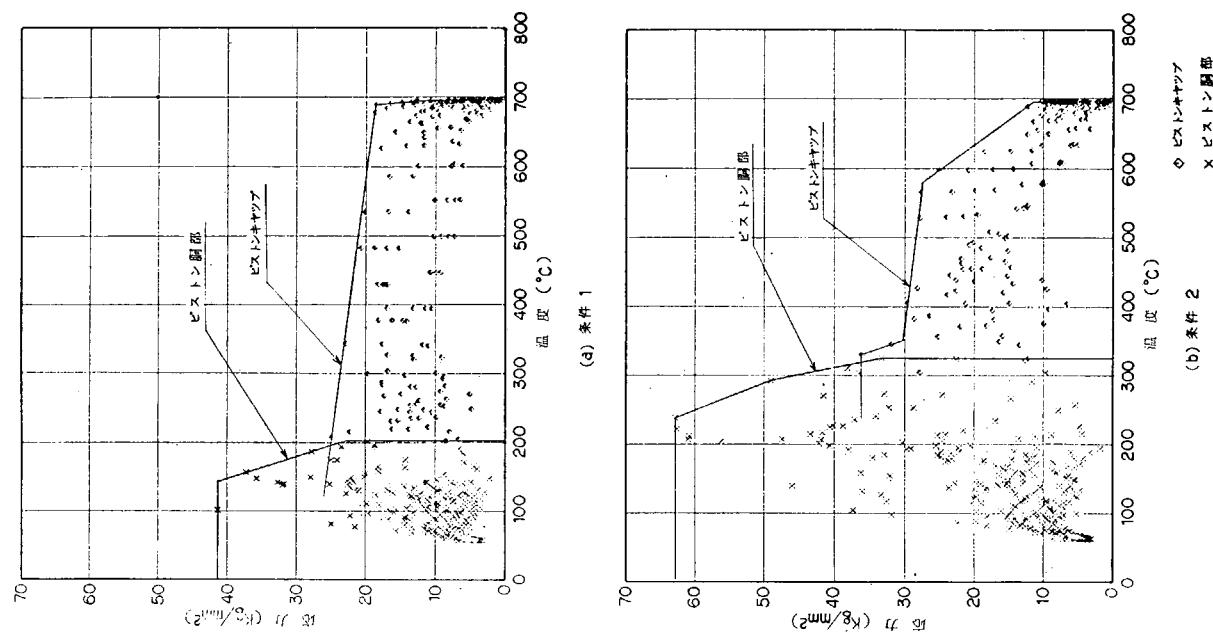


図 2.4.9 作動ピストン応力・温度状態図

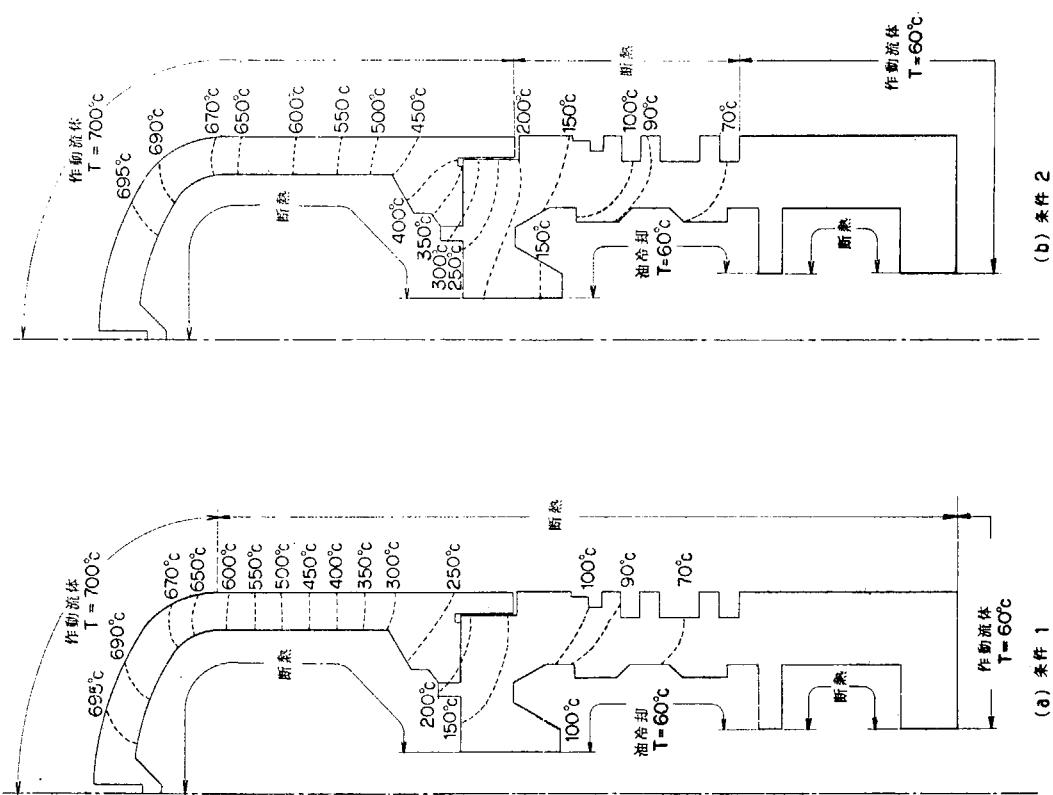


図 2.4.8 作動ピストン温度分布

シールとして、直上のリング間の作動流体圧力と油圧バランスをとり、外部への漏れを阻止している。なお、実験機関1次用はNo.3、No.4 リング間に作動流体回収装置が取付可能である。

#### 2.4.3 全体組立図

実験機関1次の各部は前項において述べた構造を有している。そして全体的構造配置図として附図2.8に機関外形図、附図2.9に機関縦横断面図を全体組立図として示した。そして次年度は更に加熱器・再生器・冷却器及び燃焼器の詳細設計を行ない、製作・取付けにより実験機関1次は供試用機関として運転可能となる。なお、加熱器はNo.1 シリンダ上部にシリンダヘッドと1体で取付け、再生器、冷却器を介してNo.2 シリンダの下部へ接続、燃焼器は加熱器を包含する形でシリンダヘッドに取付ける計画である。

### 2.5 総合研究内容の検討

#### 2.5.1 試験計画概要

総合研究の目的は開発目標機関である船用スターリング機関開発のための技術的問題点を明らかにすることである。そのため、研究用の実験機関は開発目標機関と同規模であることが必要である。この実験機関による研究としては2段階ある。まず第1段階は各構成要素の研究の成果を適宜実機試験する要素マッチング試験であり、そして第2段階は要素マッチング試験における最適条件の組合せによる総合評価試験である。

要素マッチング試験は単動2気筒1作動空間を有する実験機関1次を研究用実験機関として用いるのであるが、この実験機関1次は各構成要素の実機条件での評価を行なうことが主目的であり、構成要素の仕様変更、交換等が容易であることを主眼とした機関である。従って、性能は必ずしも最良とはなり得ないが、この要素マッチング試験で得られた結果をサイクルシミュレーションにより検討することにより、初期の目的は達せられるものと考えられる。試験内容としては、各構成要素の交換と運転条件変更による一般性能試験が主体となる。

総合評価試験は複動4気筒4作動空間を有する開発目標機関と同一要目の実験機関2次を研究用実験機関として用いる。この実験機関2次は、要素マッチング試験結果とサイクルシミュレーションによる各構成要素の検討評価とにより、その時点で達成可能な最適条件の組合せにより製作するものである。総合評価試験はこの実験機関2次の性能試験により、多気筒化の問題点把握と各構成要素の総合的評価を行なうことである。そして本スターリング機関研究開発の集大成として、サイクルシミュレーションの研究及び各要素研究と共に研究の総合評価を行ない、実用機関としての船用スターリング機関を開発するための技術的問題点を明らかにし、その可能性或いは方針について検討を行なうことである。

表2.5.1に総合研究としての要素マッチング試験及び総合評価試験の実施計画を示す。

表2.5.1 総合研究実施計画

研究項目	昭53年度	昭54年度	昭55年度	昭56年度
1. 要素マッチング試験				
(1) 実験機関1次製作	↔			
(2) 試験装置製作		↔		
(3) マッチング試験		↔	↔	
(4) 試験評価		↔	↔	
2. 総合試験				
(1) 実験機関2次設計			↔	↔
(2) 実験機関2次製作			↔	↔
(3) 試験装置製作			↔	↔
(4) 総合試験			↔	↔
3. 総合評価				↔

### 2.5.2 性能試験測定内容

要素マッチング試験及び総合評価試験共に機関性能及び各部状態を測定調査する性能試験を行なうのは当然であるが、その場合の試験結果はサイクルシミュレーションの研究及び各構成要素の研究へフィード・バックできることが必要である。しかし、実験機関において精度の高い測定をするのは困難と考えられるので、測定方法等については充分検討する必要がある。表2.5.2に実験機関の性能試験における測定内容を示し、以下測定方法等について検討する。

測定で最も問題となるのは作動流体温度と思われる。周期変動する温度に追随する温度センサーについては、種々の方法があるが、いずれも短寿命であり、実験機関に適用するのは困難である。従って作動流体温度は平均温度を測定することとし、比較的耐久性のある熱電対を用いる。作動流体圧力測定は温度に若干の問題はあるが、圧力レベルも周波数応答にも変換器としての問題はない。しかし、変換器の取付位置等によっては圧力伝播の遅れ減衰が生じる可能性があるので、測定結果としてはこの点に注意しておく必要がある。なお、膨張室及び圧縮室の作動流体圧力とそれぞれのピストン変位から、図示出力を知ることができる。

表2.5.2 性能試験測定内容

測定項目		測定箇所	備考
機関出力		クランク軸端	
機関回転数		クランク軸	
(燃料消費量)			
作動流体	温度	高温部、再生器出入口、低温部	平均温度
	圧力	高温部、再生器出入口、低温部	
燃焼空気	温度	空気予熱器入口、出口	
	圧力	空気予熱器入口	
	流量	空気予熱器入口	
燃焼ガス	温度	空気予熱器入口、出口	
	ガス組成	空気予熱器出口	
燃料油	温度	燃料送油ポンプ出口	
	圧力	燃料送油ポンプ出口、バーナ入口	
	流量	燃料送油ポンプ入口	
冷却水	温度	作動流体冷却器入口、出口、機関入口、機関出口	
	圧力	作動流体冷却器入口、機関入口	
	流量	作動流体冷却器入口、機関入口	
潤滑油	温度	油冷却器入口、出口、油溜	
	圧力	機関入口	
	流量	機関入口	
作動室壁温度		加熱器、再生器、冷却器、シリンドヘッド、その他高温部	

次に燃焼空気と燃焼ガスの温度測定が必要である。特に燃焼器内における燃焼ガス温度は最高が2000°C以上もあり、又場所的変化がかなり見込まれるので充分な調査をしなければならない。燃焼ガス組成についてはNO<sub>x</sub>、CO、CO<sub>2</sub>、SO<sub>2</sub>等について調査する予定である。その他燃料油、冷却水、潤滑油については温度・圧力・流量を測定するが、特に精度も必要なく、モニター程度で充分であろう。

最後に作動室壁温度であるが、壁温度測定はセンサーの取付が非常に難しく、特に加熱管等の薄肉部分は作動

流体側の壁温度測定は不可能であり、外壁温度で代用せざるを得ない。いずれにせよ、センサー取付の際は正確に表面温度が測定できるよう、充分な注意が必要である。なお、加熱管壁温度は制御システムの重要な検出項目であり、位置による差についても詳しく調査しておかなければならない。

表2.5.2に示した測定内容以外にも、常時測定する必要はないが、騒音測定、振動測定及び機関各部の表面温度等の測定が必要であろう。

### 2.5.3 要素マッチング試験

要素マッチング試験は各構成要素の研究において開発された要素を実験機関1次用に製作・取付け、性能試験をすることにより、その要素の評価を行なうことが目的であり、対象とする要素は加熱器、再生器、冷却器、燃焼器及びシール装置である。更に膨張室・圧縮室それぞれの作動ピストンの位相角変更試験及び制御システム特性調査のための基礎試験を行なう。なお、対象とする構成要素としては数種類実施の予定であるが、その仕様については実験結果を基に検討を行ない、適宜設定していくものとする。

要素マッチング試験における各試験項目の調査内容を以下に述べる。なお、制御システム特性試験については次項にて詳述する。

#### (1) 加熱器・再生器・冷却器変更試験

伝熱特性及び圧力降下について調査し、容積を最小、流動損失も最小という相反する条件の妥協点を見い出すこと、そのためには、数多くの熱交換器を試験する必要があるが、時間的にも費用的にも不可能であり、実験結果とサイクルシミュレーションによる検討とを併行して行ない、模索していく。

#### (2) 燃焼器変更試験

スターリング機関の燃焼器は加熱器との組合せにおいて評価しなければならない。従って、燃焼器単体試験において研究された燃焼器を加熱器と組合せた実機条件でのマッチングについて調査する。

#### (3) シール装置変更試験

摩擦損失を最小、漏洩量も最小という相反する条件を満足させなければならない。しかし、実験機関においてこれら摩擦損失と漏洩量を正確に把握することは困難である。従ってピストンリングについては膨張室及び圧縮室の作動流体圧力とそれぞれの反作動室圧力の測定結果より、シール単体試験結果を用いて類推し、ロッドシールについても同様シール各段の圧力測定結果より類推する。軸受摩擦等を含めた全機械損失については図示出力と軸出力との差により知ることができる。又ロッドシール側には液体シール装置と回収装置が附属するので、それらの実機確認試験を併せて行なう。又マクロ的には前記回収装置により、ロッドシール漏洩量を知ることができる。

#### (4) 位相角変更試験

複動4気筒を考えた場合、 $90^\circ$ 位相差しかあり得ないが、3・5・6気筒やV形を考える場合、位相角変更による機関性能を把握しておく必要があり、これも重要な試験項目である。実験機関1次では10度毎の変更が可能である。

### 2.5.4 制御システム特性試験

実験機関1次による要素マッチング試験において、制御システム特性試験を行なうが、この特性試験は制御システムを取付けて行なうのではなく、制御特性を調査し、システム設計のための基礎データを得ることにある。要素研究としての制御システムの研究においては制御必要項目、制御方式について調査・検討し、簡単なシステム設計も行なわれたが、すべて定性的なものであり、定量的には全く未解決である。従って本特性試験では制御システムの研究で調査・検討された制御方式に関し、制御必要項目の制御量とその関係因子の特性について測定調査するものである。

#### (1) 出力制御特性試験

スターリング機関の出力制御は作動流体側制御と燃焼器側制御により行なう。検出する項目は機関回転数と加熱器壁温度が予定されている。試験方法としては作動流体側と燃焼器側をそれぞれ単独に変化させ、種々の組合せの状態で動力計により負荷を変更し、その時の機関性能を調査する。そして、それらの結果を基にサイクルシミュレーション等により検討を行ない、制御方式の方針がある程度定まったならば、制御過程における機関各部の時間的変化についても調査し、システム設計のための基礎データとする。

## (2) 起動・停止特性試験

起動・停止制御システムを設計する上で問題となるのは各制御段階において、どのような状態になった時次のステップへ移るか、又その時どのような値に設定しておくかがわからないことである。それらを誤ると大きな熱衝撃が加わり焼損に至る場合もある。従って本特性試験では高温部分の温度変化を重点的に調査する。又クランク軸に回転力を附加するタイミングとその時の作動流体の充てん量等を種々の状態で試験することも必要である。そして、起動時間の短縮化と起動の確実性について摸索していく。又停止時も回転停止のタイミングとポストバージの時間設定のため、種々の条件での温度変化を調査しなければならない。なお、起動特性の調査は機関が冷態であることが望ましい。又燃焼器の着火時の空気量と燃料噴射量の設定値については、燃焼方式の研究において単体試験が行なわれているので、ここでは行なわない。

## 2.5.5 総合評価試験

要素マッチング試験で得られた実験結果を解析評価し、サイクルシミュレーションの研究と構成要素の研究の成果を充分取り入れ、最適と思われる仕様において複動4気筒実験機関2次を設計・製作する。この実験機関2次により総合評価試験を行なう。そして性能試験により各構成要素の総合的評価を行ない、且多気筒化による問題点を調査し、最終目的である実用機関開発のための技術的問題点の明確化と開発の可能性について総合評価する。

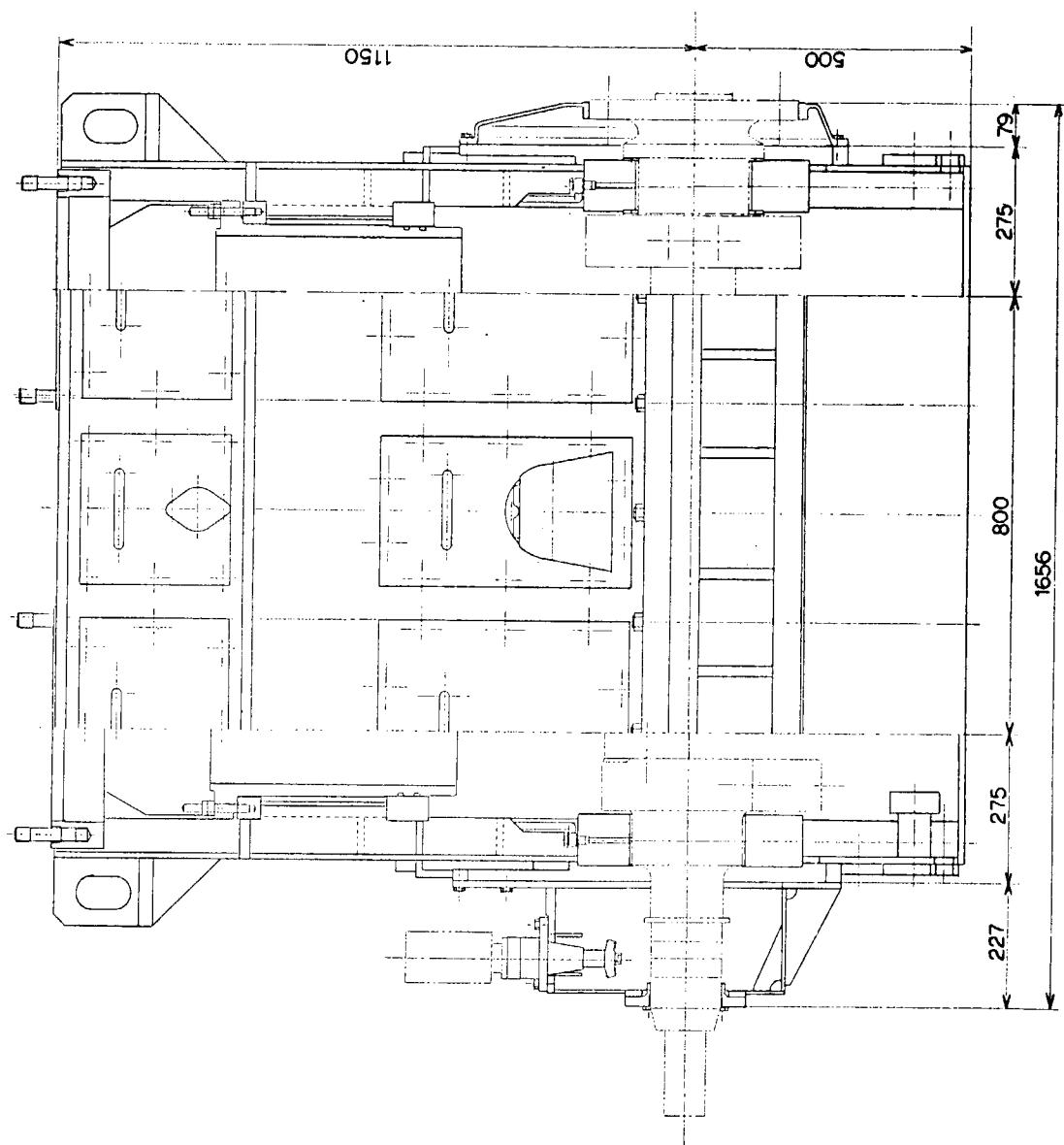
次に総合評価試験における調査項目を列記する。

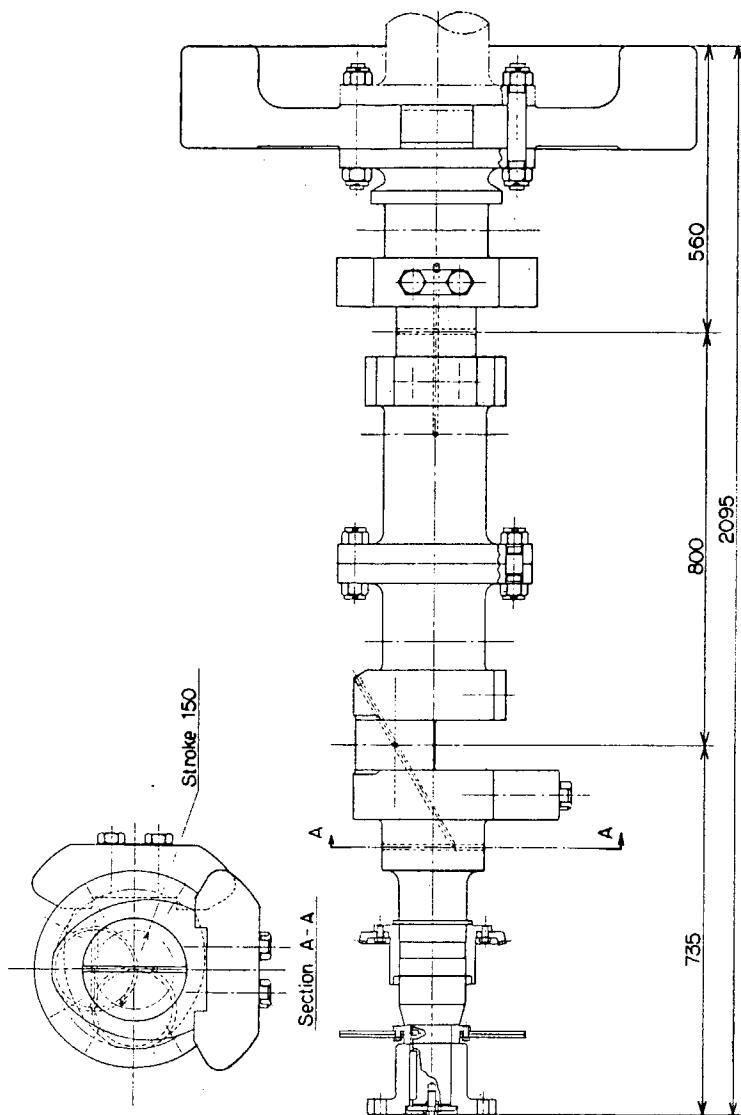
- (i) 各構成要素の適格性
- (ii) 各気筒間のバラツキによる性能への影響
- (iii) 複動機関としての作動状態におけるピストンリングの性能
- (iv) 各部温度状態
- (v) 制御システムの作動及び応答性
- (vi) 振動・騒音測定
- (vii) 排気組成
- (viii) その他

## 参考文献

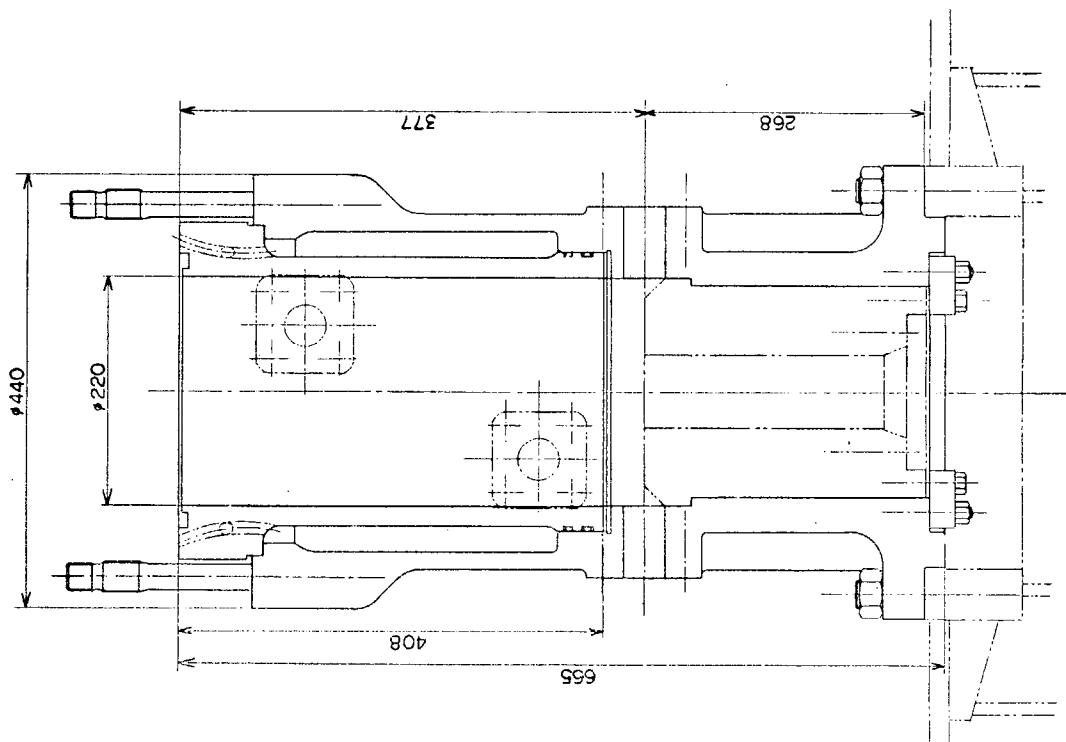
- (1) 第173研究部会、スターリング機関に関する研究報告書、日本造船研究協会（1978）
- (2) スターリング機関研究開発報告書、運輸省船舶局（1977）
- (3) Sten Holgersson et al, Prospects of ceramics Stirling engines, Diesel Engineering (Winter 1977)

図 附図 2.1 架構・台板装置



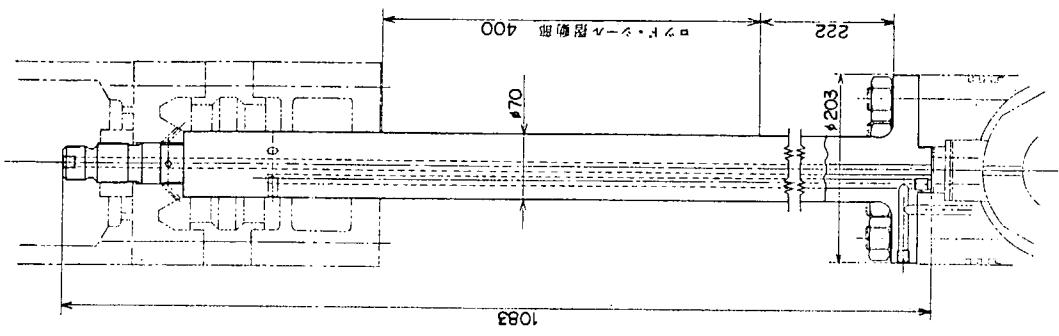


附図 2.3 クランク軸装置

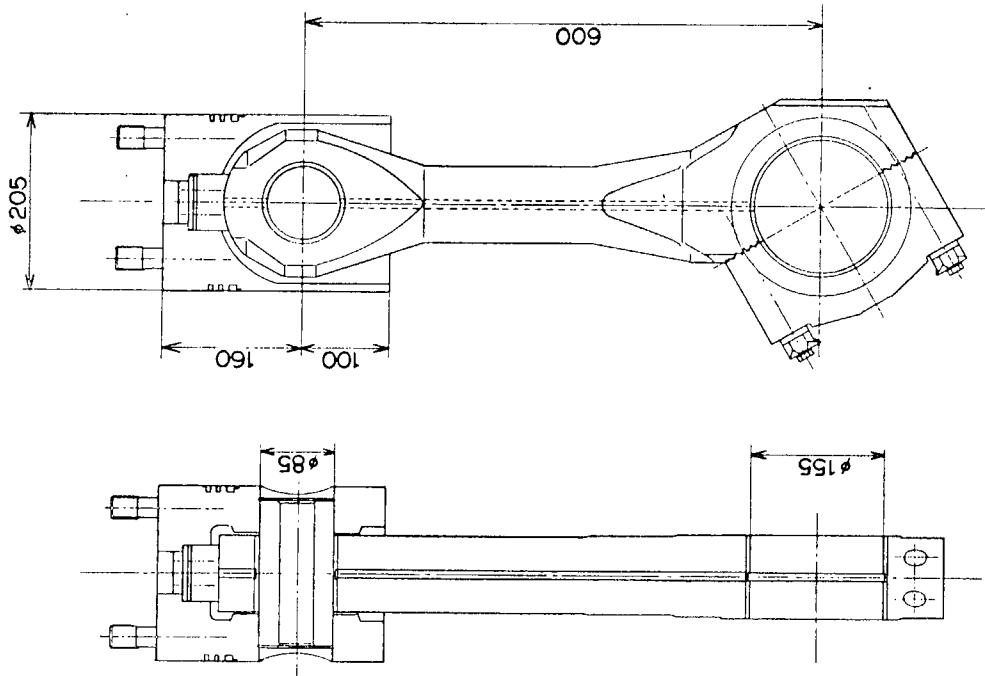


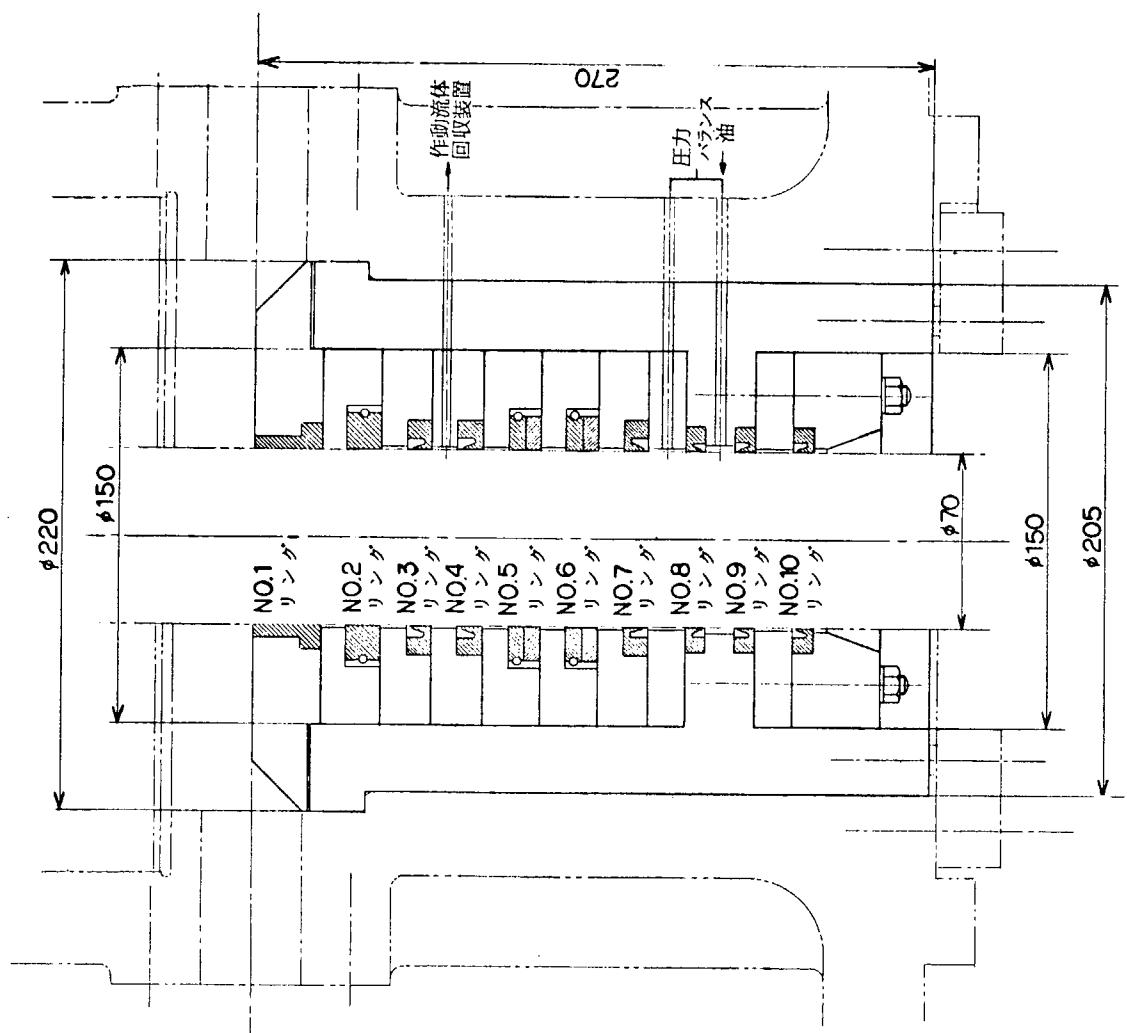
附図 2.2 シリンダ・ライナ装置

附図 2.5 ピストンロッド装置

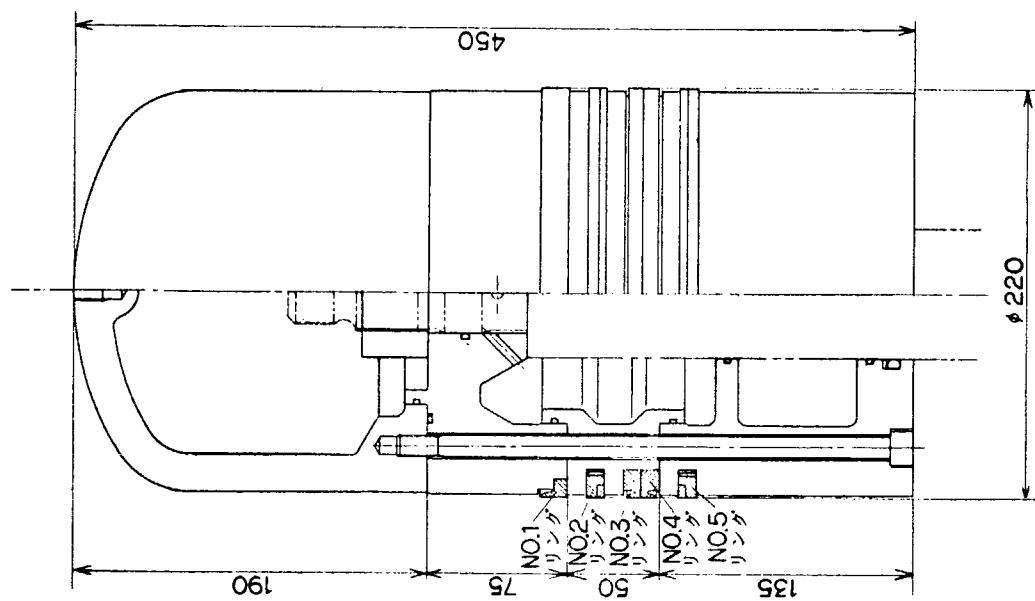


附図 2.4 ガイドピストン・連接棒装置



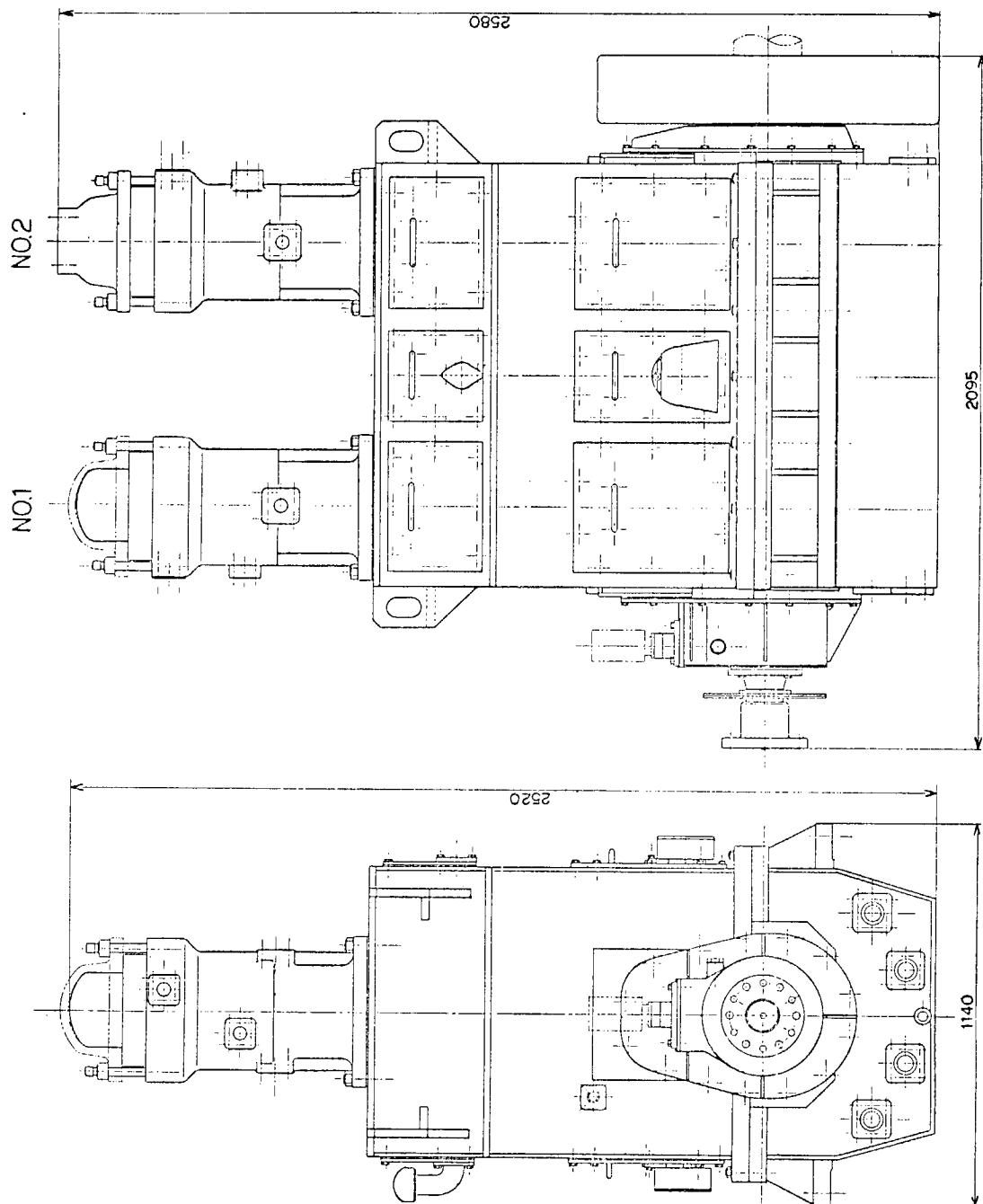


附図 2.7 ピストンロッドシール装置

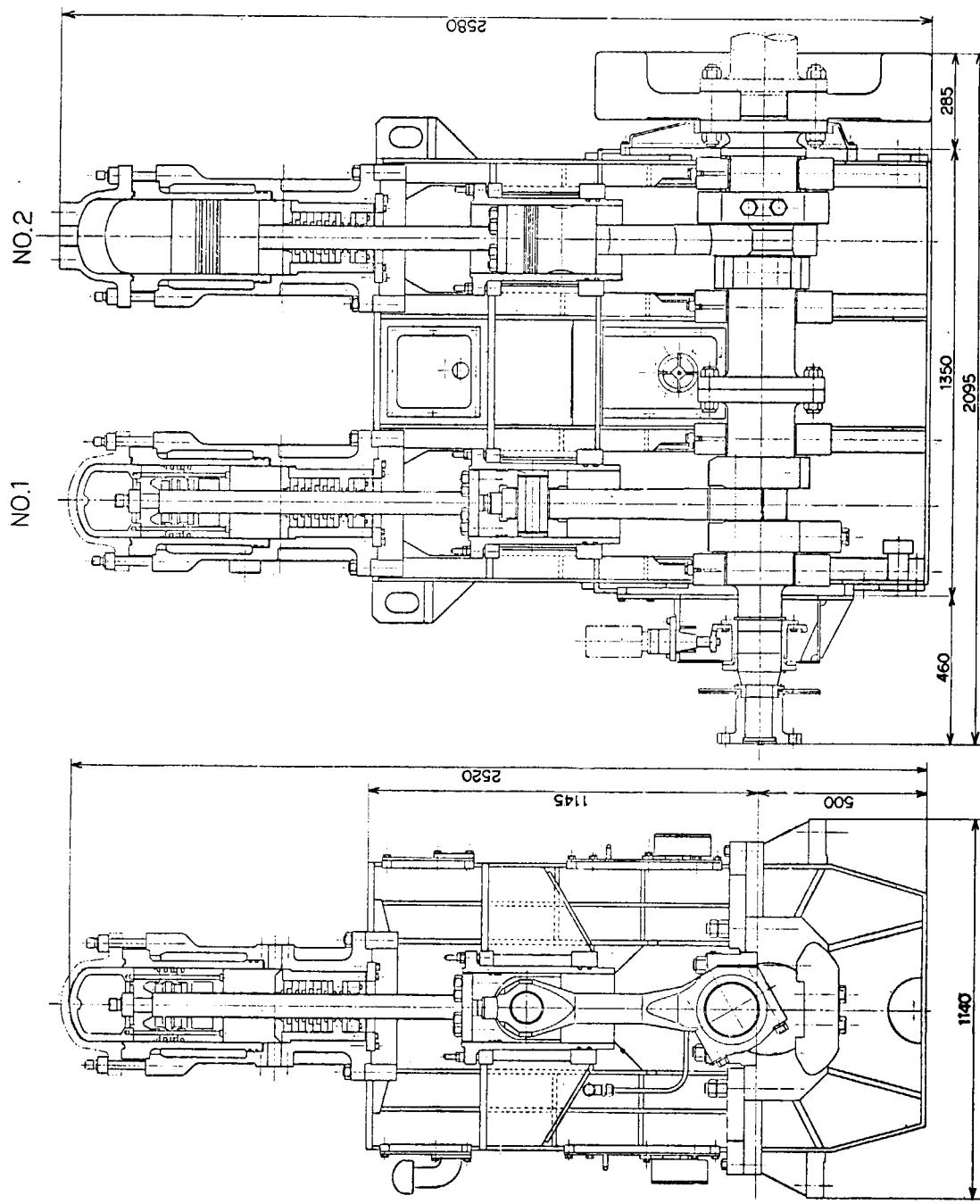


附図 2.6 作動ピストン・ピストンリング装置

附図 2.8 実験機関 1 次外形図



附図 2.9 実験機関 1 次断面図



### 3. 热交換方式の研究

#### 3.1 研究の概要

昭和53年度における研究実施項目は、

- (1) 热交換器基礎試験
- (2) 热交換器伝熱性能解析
- (3) 热交換器構造強度解析
- (4) 热交換器評価試験

に分けられる。このうち、(1), (2)および(3)は前年度から引き続いて行われている項目である。

(1)に関しては、前年度の試験装置本体の製作に引き続き、周期的に流れの方向と流量が変化する非定常流における円管内の熱伝達および流動損失に関する実験を行い、特に加熱器の設計に有用なデータを把握することができた。この内容は、3.2に述べられている。

(2)および(3)に関しては、前年度行なわれた加熱器の基本設計の見直しを伝熱性能および強度の面から行なった。すなわち、強度上のシビアさを緩和するため、本年度の実験の結果も考慮しつつ、燃焼室の伝熱特性の再検討と、より精度の高い応力解析を行なった。また、再生器と冷却器についてもそれぞれ基本設計を行ない、具体的な形状と主要寸法を決定した。以上の内容は、3.3, 3.4および3.5に述べられているが、これによって、実機条件での要素性能の把握を目的とした実験機関1次に使用する熱交換器の基本的な姿は、一応明らかになった。

(4)に関しては、熱交換器の製作技術面でもっとも高度の技術を要する加熱器用のフィン付管の製作技術についての試作試験を行い、実験機関に供しうるフィン付管の製作については充分な見通しが得られた。この内容は3.6に述べられている。

#### 3.2 非定常熱伝達試験

##### 3.2.1 試験方法

試験装置全体のフローシートを図3.2.1に示すが、その詳細は前年度の報告書に説明されているので、ここでは省略する。図3.2.2および図3.2.3は、単一円管内の流動伝熱試験に用いたテストセクションの組立図と計測点の位置を示す説明図である。

テストセクションの材質はSUS304 TP (18Cr-8Ni)で、実測された寸法は外径10.38mm, 内径6.64mm, ブスバー間の距離はそれぞれ395.5mmである。

テストセクションは直接通電加熱される。このため、加熱部の両端と中央の3ヶ所にブスバーを設け、両端のブスバーと中央のブスバーとの間に電流を流す方式を採用した。なお、ブスバーは温度および圧力などのセンサーの取付にも兼用されている。

計測項目と使用計器を表3.2.1に示す。作動ガス側の圧力および温度については、1サイクル中の変動を知るため、歪み計式圧力ピックアップおよび白金-イリジウム線（線径13μ）を用いた抵抗線式温度センサーの出力をそれぞれ

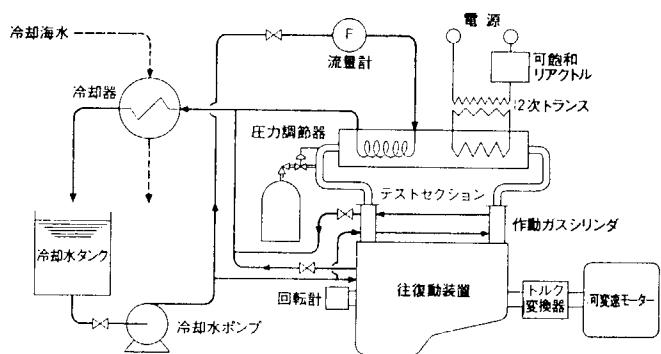


図3.2.1 非定常流試験装置のフローシート

高速データ集録器に記録させた。しかし、後で述べるように、高温高圧下での計測法には未だ改良の余地が残されている。図3.2.4に試験装置および計測装置全体の写真を示す。

表3.2.1に示すような計測データから、次式によって熱伝達率 $\alpha$ を求めることができる。

$$\alpha = \frac{860 W_e}{\pi d_i L_h} \cdot \frac{1}{t_w - t_b}$$

Kcal/m<sup>2</sup>h °C (3.2.1)

ここで  $d_i$  : 管内径

$t_w$  : 管内面温度 °C

$L_h$  : 伝熱管長さ m

$t_b$  : 流体混合温度 °C

$W_e$  : 正味伝熱量 kW

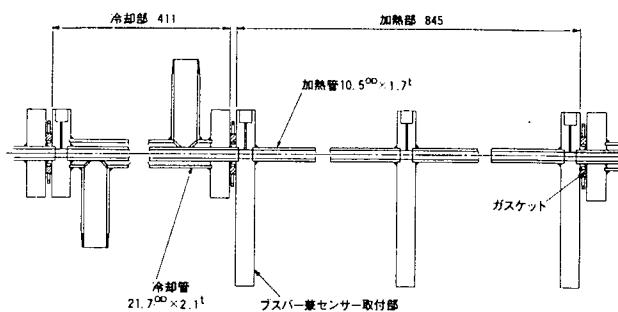


図3.2.2 テストセクション組立図

表3.2.1 非定常熱伝達試験計測項目リスト

計測項目	計測点	検出部形式	備考
作動ガス圧力	P00	ブルドン管	
加熱管差圧	P01 ~ P07	歪ゲージ式圧力変換器	データ集録器入力
作動ガス温度	DP3, DP5	差動コイル形差圧変換器	データ集録器入力
加熱管壁温度	T01 ~ T07	13μ Pt-1r 抵抗線	データ集録器入力
回転数	T11 ~ T17	1.0φ CAシース熱電対	
角度	T21 ~ T28	0.3φ CA熱電対(素線)	データ集録器入力
加熱入力	RPM	光学式回転計	データ集録器入力
作動ガス流量	W10	0.5級単相電力計	
冷却水流量	F10	ローターメーター	定常流試験用
冷却水温度	F40, F45	オーバル式流量計	
	T41 ~ T47	1.6φ CAシース熱電対	

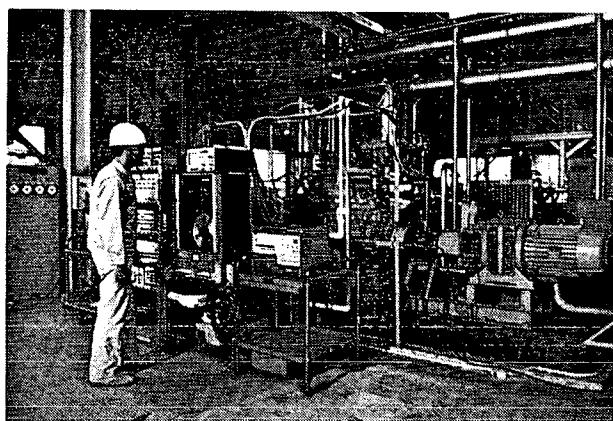
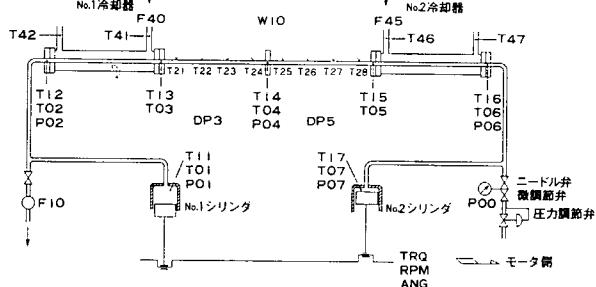


図3.2.3 検出端の配置および記号

図3.2.4 非定常流試験装置

発熱する管の内面温度 $t_w$ は、測定された管外面温度 $t_o$ から次のような計算によって求めた。<sup>(1)</sup>

$$t_w = t_o - \Delta t_o \left\{ 1 + \frac{\alpha \lambda \Delta t_o}{2(1+\alpha \lambda t_o)} \right\} \quad ^\circ C \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.2)$$

たゞし、

$$\Delta t_0 = \frac{q_v}{8\lambda_0} \left\{ d_o^2 \ln \left( \frac{d_o}{d_i} \right) - \frac{d_o^2 - d_i^2}{2} \right\} \quad ^\circ C \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.3)$$

ここで、  $d_o$  : 管外径  $m$        $q_v$  : 単位体積当りの発熱量  $Kcal/m^3 h$   
 $\lambda_0$  :  $t_0$  における熱伝導率  $Kcal/m h ^\circ C$        $a_\lambda$  :  $\lambda_0$  の温度係数  $^\circ C^{-1}$

また、加熱管については差圧  $\Delta P$  (DP3, DP5) を測定しており、流速  $u$  を知ることができれば、管摩擦係数  $4f$  を次式によって求めることができる。

$$4f = \frac{\Delta P}{\gamma} \cdot \frac{2g}{u^2} \cdot \frac{di}{L} \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.4)$$

ここで、  $\Delta P$  : 差圧 (圧力損失)  $Kgf/m^2$        $\gamma$  : 作動ガスの比重  $Kgf/m^3$   
 $u$  : 流速  $m/s$        $g$  : 重力の加速度  $m/s^2$   
 $L$  : 差圧測定部分の長さ  $m$

試験の方法として、はじめ定常流で  $N_2$  ガスおよびヘリウムガスによる予備的な試験を行なってデータの信頼性等をチェックし、次にヘリウムガスによる非定常流 (周期流) での試験を行なった。非定常流試験の範囲は次の通りである。

圧力  $P = 21 - 51$  ata

回転数  $N = 240 - 720$  rpm

入力  $W = 0.75 - 9.0$  kW

位相差  $\phi = 90^\circ$  および  $180^\circ$

### 3.2.2 定常流による予備試験

この試験には  $N_2$  ガスおよびヘリウムガスを使用し、流量の計測は検定されたローターメーターによって行なった。高温ガスの管内強制対流熱伝達の実験は Dalle Donne ら<sup>(2)</sup>, Simoneau ら<sup>(3)</sup>あるいは McEligot ら<sup>(4)</sup>によって行なわれているが、いずれも類似の実験結果を得ている。McEligotによれば、 $x/di > 5$  および  $15,000 < Re < 600,000$  に対して局所熱伝達率は次式で表わされる。

$$Nu \equiv \frac{\alpha di}{\lambda} = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.5} \left\{ 1 + \left( \frac{x}{di} \right)^{-0.7} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.5)$$

ここで、  $Nu$  : スッセルト数       $\lambda$  : ガスの熱伝導率  $Kcal/m h ^\circ C$

$Re$  : レイノルズ数       $T_b$  : 流体 (ガス) 混合平均絶対温度  $K$

$Pr$  : プラントル数       $T_w$  : 管壁 (管内面) の絶対温度  $K$

$x$  : 加熱開始点からの距離  $m$

図3.2.5に定常流試験で得られた実験データと(3.2.5)式との比較を示す。 $Re$  の小さい乱流から層流への遷移域を除き、(3.2.5)式とはよく一致し、 $x$  および  $T_w$  の影響がうまく整理されていることが分る。

また、圧力損失の実験データを、平滑管に対する Blasius の管摩擦係数

$$4f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.6)$$

を用いた計算値と比較すると、図3.2.6のようになる。実験データの方が約3%高いが、管内面が完全に平滑でない可能性等を考慮すれば実験値と計算値とは充分に一致しているといえる。

なお、定常流試験ではテストセクションの放熱損失等の測定も行なわれたが、ブスバー附近の放熱損失が予想以上に大きく、データ解析の際にはこれらの損失の補正が必要であった。

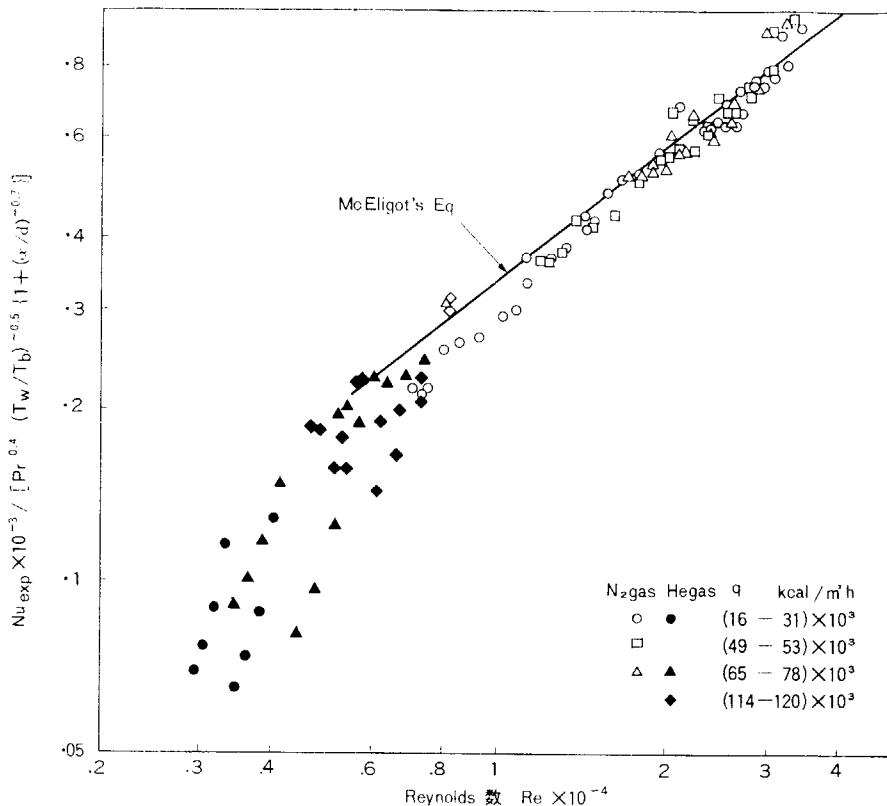


図 3.2.5 定常流における熱伝達率

### 3.2.3 非定常流熱伝達試験結果

非定常流試験にはすべてヘリウムガスを使用した。

表 3.2.2 は 1 サイクルの平均値で整理を行なった計測データの 1 例である。

図 3.2.7 は管軸に沿う管壁温度とガス温度の分布を示し、両端のピストンの位相差  $\phi$  が  $180^\circ$  の場合と、 $90^\circ$  の場合が比較されている。 $\phi = 180^\circ$  の場合には左右対称の温度分布となっているが、 $\phi = 90^\circ$  の場合には左側が高い非対称の温度分布となる（位相は No. 2 (右側) の方が進んでいる）。そして温度レベル自体および管壁温度とガス温度の差も  $\phi = 90^\circ$  の場合の方が高く、それだけ熱伝達率は低いことを示している。

表 3.2.3 は 1 サイクル中の作動ガスの差圧、圧力および温度の記録である。記号は図 3.2.3 に説明されている。このうち、差圧 DP3, DP5 はテストセクションの中央側をプラス側に、両端をマイナス側とした差圧である。T01～T07 は抵抗線式温度センサーによる温度変化記録であり、その平均値は同位置で測定された熱電対の指示 T11～T17 と等しくなるよう補正されなければならない。1 サイクル中の変動の計測上の問題点は、センサー類の初期検定後、熱的平衡状態に達して計測に入る迄の期間に、零点およびスパンの変化が避けられないことであり、今後、計測手法面での改良が必要である。

### 3.2.4 非定常流における熱伝達率

周期的な非定常流における熱伝達率が、定常流の場合の熱伝達率にくらべてどのように変るかを図 3.2.8 から図 3.2.10 にかけて示す。

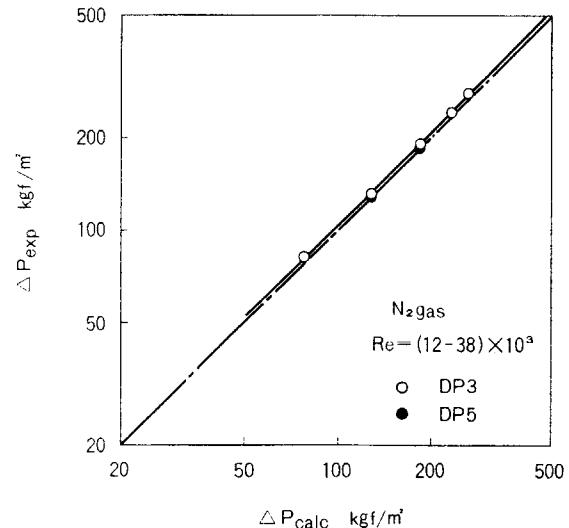


図 3.2.6 定常流における圧力損失

表 3.2.2 周期流における実験結果(サイクル平均値)

*** PERIODIC FLOW TEST - CYCLE MEAN VALUE ***						RUN NO.	0229	(1978-12-11	771.0 MM-HG	15.5 DEG C)
WORKING GAS	HELIUM	TEST SECTION DIAMETER OUT	DO 10.30 MM	PLUNGER DIA.	DP	20.0 MM				
		(AO1 SUS304)	INNE DI 6.50 MM	STROKE	S	150.0 MM				
DEAD VOLUME	125.14 CC	LENGTH HEATER	395 + 395 MM	PHASE ANGLE FAI	0.0 DEG					
STROKE VOLUME	94.25 CC/REV	COOLER	403 + 403 MM	CNO.2 ADVANCES AGAINST N0.1)						
CYCLE MEAN PRESSURE	0.03	51.1 ATA	REVOLUTION RPM	722.0 RPM	INPUT POWER	WX10	7.52 KW			
		GAS VELOCITY U	34.18 M/S	HEATING EFF.	R10	1.000				
COOLING WATER FLOW	F40 269.7 KG/H	TEMP T41 17.0	T42 26.0 DEG C	HEAT INPUT	C10	6467.2 KCAL/H				
	F45 276.6 KG/H	T46 16.6	T47 25.2 DEG C	HEAT RELEASE	C40	2427.7 KCAL/H				
MASS VOL. COOLER	G02 151.03 G05 162.29	KG/SQ.M-S	HEATER G03 125.68	604 131.37 KG/SQ.M-S						
HEAT FLUX	G02 295.98. G05 296.78.	KCAL/SQ.M-H	QAI 4.00383.	KCAL/SQ.M-H						
WORKING GAS										
TEMPERATURE	01/11 02/12 03/13	04/14 05/15	06/16 07/17	PRESSURE 01	02	04	06	07		
MEAN DEG C	151.0 181.0	352.6 401.9	295.6 162.0	82.6 MEAN ATA	51.1	51.1	51.1	51.1	.51.1	.51.1
HEAT TRANSFER COEFFICIENT										
NO.	TW TS	ALPHA	MU-EXP	MU-CAL	EXPCAL	ANUE	REB			
	DEG C	KC/SQ.M-H-DEG								
1	53.6 36.0	2751.39	• 6462+02	• 5236+02	1.234	• 8710+02	• 2559+05			
2	56.6 37.3	1856.49	• 5232+02	• 5001+02	1.052	• 7240+02	• 2479+05			
3	60.2 38.5	1849.47	• 5142+02	• 4832+02	1.053	• 7069+02	• 2403+05			
4	57.6 35.7	2159.87	• 6067+02	• 4872+02	1.245	• 8154+02	• 2330+05			
5	53.6 36.0	2031.20	• 5648+02	• 4899+02	1.153	• 7668+02	• 2376+05			
6	58.2 36.2	1823.92	• 5223+02	• 5087+02	1.027	• 7216+02	• 2545+05			
7	54.9 35.9	1871.77	• 5527+02	• 5379+02	1.028	• 7649+02	• 2735+05			
8	48.0 36.0	2335.11	• 7121+02	• 5839+02	1.220	• 9639+02	• 2948+05			

表3.2.3 1サイクル中の差圧・圧力・温度の記録

RUN NO.	INC.	227	1978-12-11	FAI			90. DEG			UP 20.0 C MM			ANG <DEG>			TCG <DEG C>									
				N	719.3	KPa	Q	6.00	KW	DPC	<KG/F SG.N>	PCG	<ATA>	T01	T02	T03	T04	T05	T06	T07	T11	T12	T13	T14	T15
ANG	DP3	DP5	P04	-591.3	903.67	26.1	69.	233.	524.	-134	-4.	78.	121.	121.	121.	121.	121.	121.	121.	121.	121.	121.	121.	143.	67.
10	-453.1	301.36	26.8	74.	265.	509.	295.	-113	3.	80.	122.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	145.	66.	
20	-338.6	684.85	27.7	85.	261.	511.	288.	-9.	11.	30.	123.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	143.	69.	
30	-204.8	574.03	28.9	85.	263.	504.	288.	-32.	21.	78.	121.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	143.	65.	
40	76.800	349.53	30.3	106.	241.	307.	282.	-63.	30.	75.	123.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	143.	67.	
50	185.00	335.32	31.3	119.	223.	504.	275.	-61.	39.	78.	121.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	144.	68.	
60	113.80	8.525	32.6	131.	204.	500.	274.	-58.	59.	81.	124.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	144.	67.	
70	79.700	51.151	33.7	145.	179.	482.	287.	-107.	64.	85.	120.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	143.	65.	
80	179.30	73.885	34.4	157.	165.	445.	323.	-90.	69.	86.	123.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	144.	67.	
90	267.50	150.61	35.3	177.	185.	361.	361.	-33.	71.	87.	120.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	144.	66.	
100	276.90	-28.42	35.7	193.	217.	443.	399.	253.	75.	81.	121.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	143.	67.	
110	415.50	-73.88	35.9	197.	214.	449.	426.	476.	74.	72.	122.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	143.	67.	
120	660.20	-238.6	36.0	201.	214.	487.	432.	637.	25.	72.	120.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	143.	67.	
130	885.00	-193.2	36.1	200.	217.	543.	393.	713.	99.	72.	123.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	144.	66.	
140	936.20	-312.6	35.7	166.	201.	339.	374.	754.	101.	75.	121.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	143.	67.	
150	981.80	-355.2	34.9	174.	190.	519.	319.	612.	55.	78.	123.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	156.	143.	66.	
160	677.30	-423.4	34.1	161.	157.	463.	271.	402.	31.	82.	120.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	143.	65.	
170	66.300	-127.9	33.4	150.	161.	440.	231.	221.	43.	94.	122.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	143.	65.	
180	-133.7	213.13	32.0	131.	153.	361.	223.	52.	67.	102.	120.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	142.	67.	
190	-503.6	329.64	31.2	136.	143.	318.	217.	-36.	95.	106.	121.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	140.	66.	
200	-734.1	622.34	30.3	143.	192.	238.	17.	-116.	120.	112.	122.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	141.	67.	
210	-876.4	645.07	29.1	134.	71.	224.	17.	-165.	141.	113.	120.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	141.	66.	
220	-836.6	599.60	27.5	110.	51.	134.	4.	-204.	148.	119.	123.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	141.	67.	
230	-711.3	664.96	26.9	90.	26.	143.	48.	-477.	146.	120.	120.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	142.	67.	
240	-634.5	73.8.85	26.1	70.	4.	177.	15.	-377.	135.	123.	123.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	142.	66.	
250	-631.7	679.17	25.2	63.	-17.	267.	9.	-329.	130.	112.	121.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	141.	65.	
260	-643.1	616.65	24.6	57.	-34.	252.	-15.	-341.	108.	103.	123.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	141.	65.	
270	-648.7	616.65	24.1	50.	-58.	284.	-28.	-314.	108.	93.	121.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	142.	67.	
280	-594.7	693.38	23.8	45.	-65.	303.	-30.	-269.	90.	92.	122.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	142.	66.	
290	-628.3	784.31	23.6	40.	-20.	327.	31.	-253.	62.	97.	123.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	142.	67.	
300	-631.7	770.11	23.1	36.	16.	426.	22.	-220.	-23.	92.	120.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	142.	68.	
310	-694.3	818.41	23.7	32.	68.	463.	31.	-202.	3.	92.	122.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	142.	68.	
320	-694.3	1040.1	23.6	37.	112.	484.	23.	-192.	-1.	90.	120.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	159.	142.	67.	
330	-719.9	852.51	23.7	43.	141.	506.	44.	-185.	-3.	83.	123.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	142.	67.	
340	-640.2	841.15	24.3	54.	177.	509.	38.	-157.	-3.	82.	121.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	143.	67.	
350	-660.1	988.92	25.1	65.	211.	513.	48.	-136.	-8.	82.	124.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	143.	66.	
360	-591.8	903.67	26.1	69.	238.	524.	292.	-134.	-4.	78.	121.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	157.	143.	67.	
MEAN	-205.7	407.63	29.4	110.	136.	409.	182.	-17.	62.	90.	122.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	158.	142.	67.	

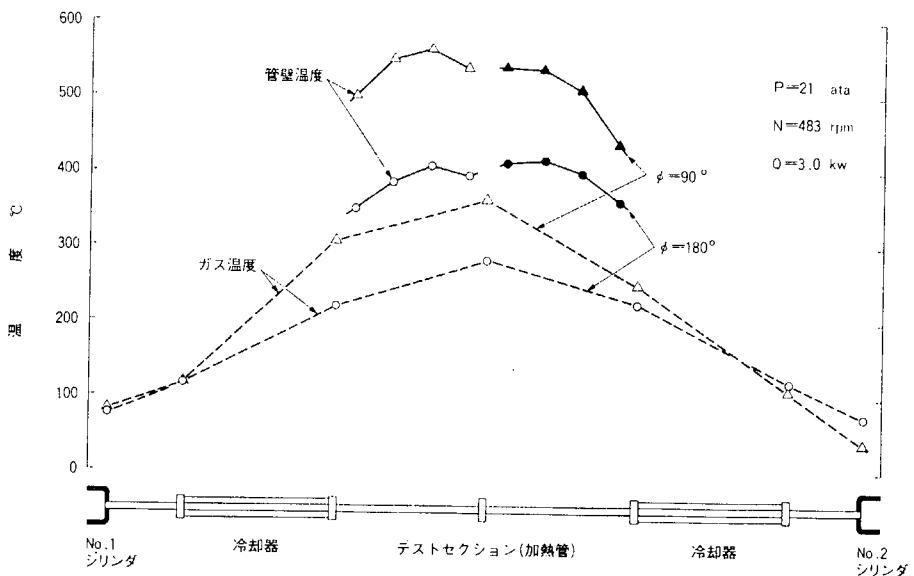


図 3.2.7 周期流における管壁温度

これらの図で、縦軸は実験で得られたヌッセルト数  $Nu_{exp}$  と (3.2.5)式の入口領域の補正項を省略した  $\{0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} (Tw/Tb)^{-0.5}\}$  の比を表わしている。実験値  $Nu_{exp}$  は、テストセクションの左右それぞれの側の平均管壁温度と平均ガス温度から求めた平均値であって局所値ではない。これは、図 3.2.7 に示されているような管壁温度の傾向から判断して、局所ガス温度を直線近似によって推定するのはやや無理と思われたからである。

定常流のヌッセルト数を求めるには、レイノルズ数

$$Re = \frac{\gamma u di}{g \mu} \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.7)$$

を計算する必要があり ( $\mu$  は粘性係数  $Kgf\ s/m^2$ )、これに用いる流速としては、次式で定義される平均ピストン速度に対応した値を用いた。

$$u = \left( \frac{dp}{di} \right)^2 \cdot \frac{2S N}{60} \quad m/s \quad \dots \dots \dots \quad (3.2.8)$$

ここで、  $dp$  : ピストン直径  $m$        $S$  : ストローク  $m$        $N$  : 回転数  $r\ rpm$

図 3.2.8 は回転数の影響を示す。  $Nu_{exp}$  の絶対値は回転数  $N$  と共に大きくなるが、  $Nu_{exp}/\{0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} (Tw/Tb)^{-0.5}\}$  の値は  $N$  の増加と共に若干減少している。

図 3.2.9 は圧力の影響を示す。  $Nu_{exp}$  の絶対値はサイクル平均圧力  $P$  と共に増加するが、  $Nu_{exp}/\{0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} (Tw/Tb)^{-0.5}\}$  の値は  $P$  の増加によって若干減少する。

図 3.2.8 および図 3.2.9において位相差  $\phi$  の影響をみると、  $\phi = 180^\circ$  の場合の方が  $\phi = 90^\circ$  の場合よりも  $Nu_{exp}$  が大きい。 $\phi = 180^\circ$  では、  $Nu_{exp}$  は (3.2.8) 式で定義された流速をもつ定常流のヌッセルト数の 1.3 から 1.5 倍となっている。これに反して、  $\phi = 90^\circ$  では、  $Nu_{exp}$  は同じ定義の定常流のヌッセルト数と見かけ上はほぼ同じ値になる。

回転数および圧力の増加に伴う  $Nu_{exp}$  の増加の傾向は、管内重量速度  $\gamma u$  が回転数および圧力と共に増加することから説明されよう。低回転数あるいは圧力の小さいときの  $Nu_{exp}/\{0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} (Tw/Tb)^{-0.5}\}$  の増加傾向は、次に述べるような管壁温度の影響によって説明できる。

図 3.2.10 は管壁温度  $tw$  の影響を示したものである。もし  $tw$  の影響が定常流の場合と同じであれば、  $Nu_{exp}$

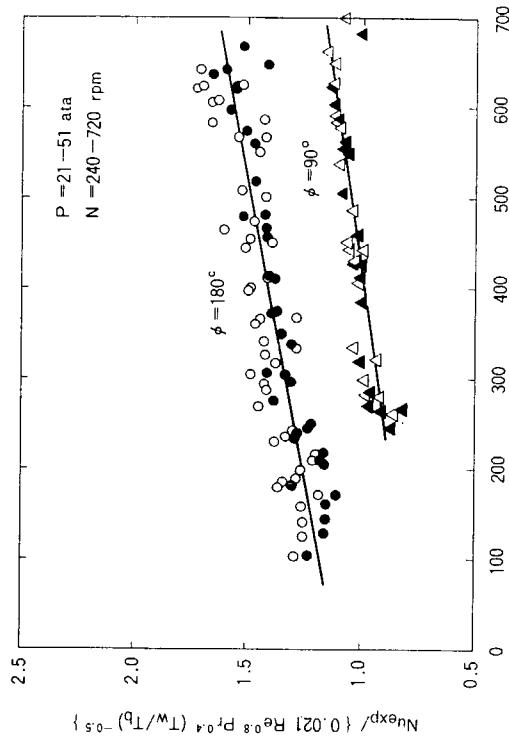


図 3.2.7 管壁温度の影響

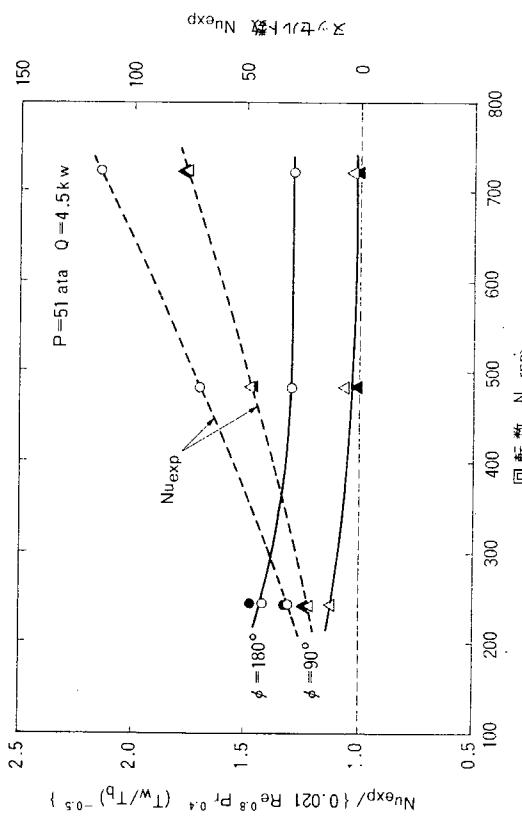


図 3.2.8 回転数の影響

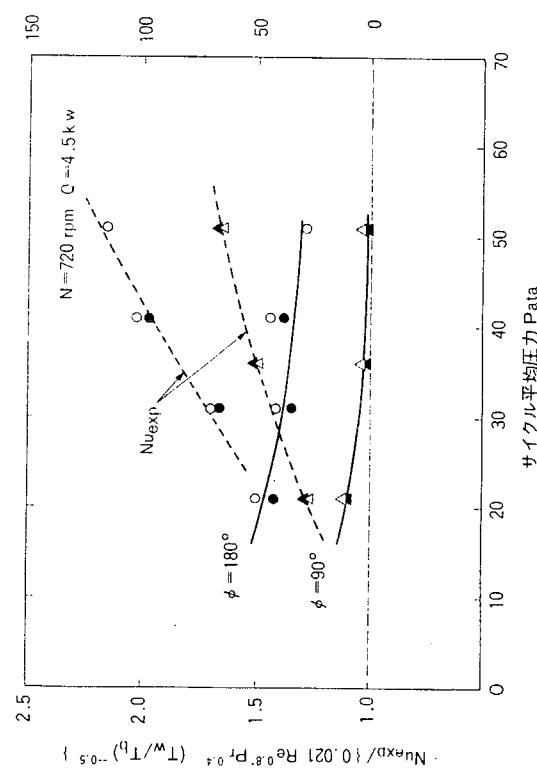


図 3.2.9 圧力の影響

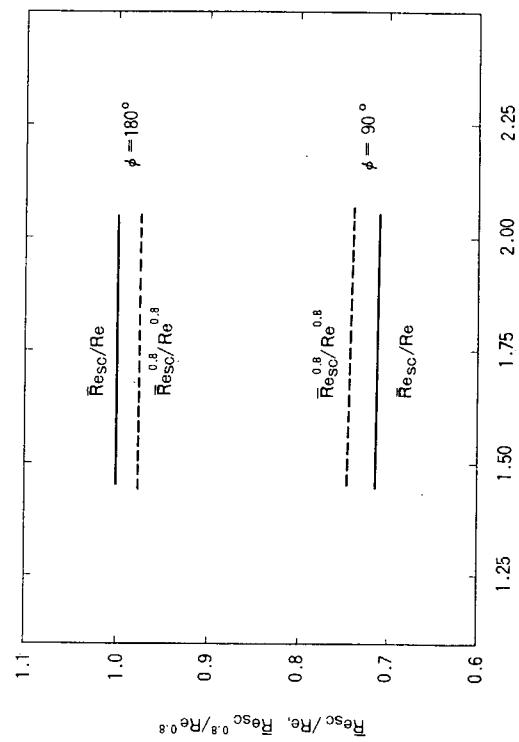


図 3.2.10 管壁温度の影響

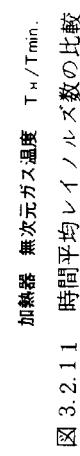


図 3.2.11 時間平均レイノルズ数の比較

$\left\{ 0.021 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} (T_w/T_b)^{-0.5} \right\}$  は  $T_w$  に対して一定でなければならない。したがって、図 3.2.10 の結果は、周期流においては管壁温度の影響が定常流の場合とは異なることを示しており、管内での伝熱のメカニズムが周期流特有のものであることを間接的に表わしている。図から明らかなように、周期流に対する管壁絶対温度  $T_w$  による補正項として

$$\phi = 180^\circ \text{ のとき } C = 0.897 + 0.762 (T_w/1000) \quad (3.2.9 \text{ a})$$

$$\phi = 90^\circ \text{ のとき } C = 0.586 + 0.600 (T_w/1000) \quad (3.2.9 \text{ b})$$

を用いれば、実験された範囲内では圧力および回転数に関係なく、周期流のヌッセルト数を

$$Nu = 0.021 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} (T_w/T_b)^{-0.5} \cdot C \quad (3.2.10)$$

と表わすことができる。

さて、これまですべて周期流の流速を (3.2.8) 式で定義した場合の議論を進めて来た。しかし、この流速は一般に管内の実際の流速とは異なる。実際に近い管内流速として Schmidt の理論によって流速を計算し、これにもとづく時間平均レイノルズ数  $\bar{\text{Re}}_{sc}$  および各瞬時の  $\text{Re}_{sc}^{0.8}$  の時間平均値  $\bar{\text{Re}}_{sc}^{0.8}$  を図 3.2.11 に示す。 $\text{Re}$ ,  $\text{Re}^{0.8}$  は平均ピストン速度に対応した値である。

これでみると、 $\phi = 180^\circ$  では  $\bar{\text{Re}}_{sc}/\text{Re}$  は 1.00、また  $\bar{\text{Re}}_{sc}^{0.8}/\text{Re}^{0.8}$  は 0.98 で「平均ピストン速度」でも Schmidt 理論でも流速には大差ない。これに対して、 $\phi = 90^\circ$  では  $\bar{\text{Re}}_{sc}/\text{Re}$  は 0.71、 $\bar{\text{Re}}_{sc}^{0.8}/\text{Re}^{0.8}$  は 0.75 となり実際の流速は「平均ピストン速度」で考えた場合よりもかなり下まわっている。したがって、 $\phi = 90^\circ$  の場合も、実際に近い流速で熱伝達率を評価すれば、定常流よりも高い値を示すことになる。図 3.2.12 は、 $C \text{Re}^{0.8} / \bar{\text{Re}}_{sc}^{0.8}$  と  $T_w$  の関係を表わしたもので、これは図 3.2.10 の  $\text{Re}^{0.8}$  を  $\bar{\text{Re}}_{sc}^{0.8}$  で置き換えたものと同等である。 $\phi = 180^\circ$  と  $\phi = 90^\circ$  の線は完全には重ならないが、かなり近い値になる。

### 3.2.5 非定常流における流動損失

図 3.2.13 は表 3.2.3 に示す差圧、つまり加熱管内の圧力損失をプロットしたものである。ただし、角度  $\theta$  は №2 ピストン（右側）の上死点が基準になっており、№1 ピストン（P03 側）は位相が  $90^\circ$  だけ遅れている。

非定常流においても、適当な代表速度が定義できれば、管摩擦損失  $\triangle p$  を定常流の場合と同じ式で表わすことができる。

$$\triangle p = 4f \frac{l}{d_i} \frac{u^2}{2g} \gamma \quad (3.2.11)$$

代表速度として (3.2.8) 式の平均ピストン速度にもとづく流速を用いて計算すると図 3.2.13 の場合について次のようになる。

$$\text{レイノルズ数 } Re = 15,220$$

$$\text{管摩擦係数 } 4f = 0.0283$$

$$\text{管摩擦損失 } \triangle p = 220.0 \text{ Kgf/m}^2$$

もし、最大流速をとるならば  $u_{max} = \sqrt{2} u$  であるから、 $4f$  は一定として最大管摩擦損失は  $440 \text{ Kgf/m}^2$  となり、1 サイクルの間のプラス側とマイナス側での最大差圧としては  $880 \text{ Kgf/m}^2$  となる。

これに対して実測された最大差圧は  $1860 \text{ Kgf/m}^2$  で計算値の 1.6 ~ 2.1 倍である。図 3.2.14 に示す破線は最大ピストン速度にもとづく計算値と最大差圧の実測値との比較であるが、実測値は平均して 1.9 倍の値になっている。

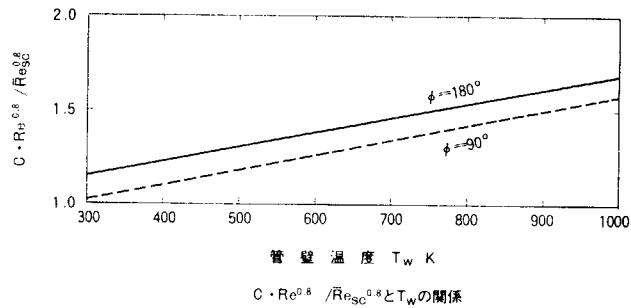


図 3.2.12  $C \cdot \text{Re}^{0.8} / \bar{\text{Re}}_{sc}^{0.8}$  と  $T_w$  の関係

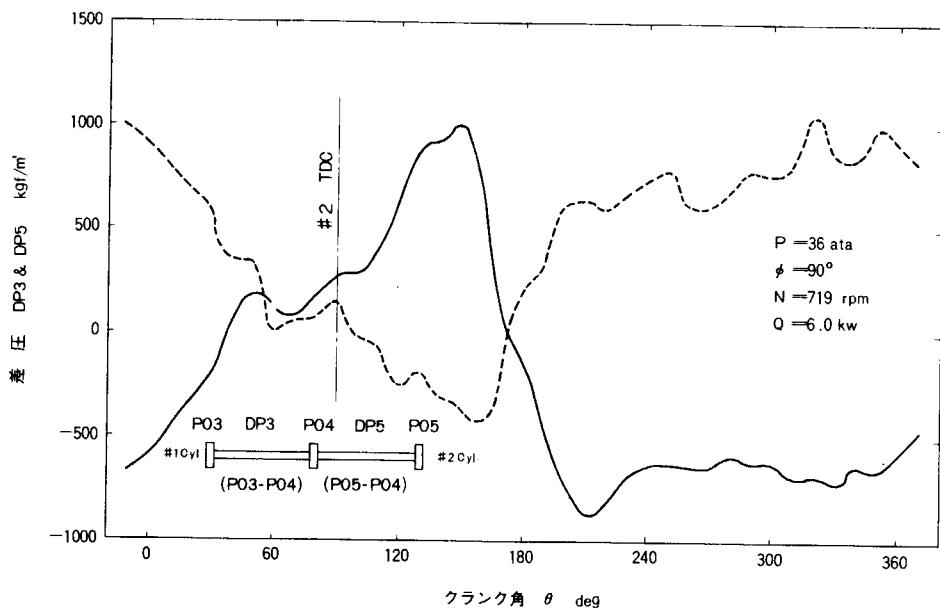


図 3.2.13 1 サイクル中の差圧変化

この差の原因がどこにあるかを調べるために、再び Schmidt の理論を用いて計算を行なった。その計算方法は後述するが、最大差圧の計算値と実測値は図 3.2.14 の実線で示すように比較的よく合っている。したがって、実際の流速を用いる場合には、運動量変化を特に考慮しなくとも、定常流の管摩擦係数を用いれば大きな誤りはないが、平均ピストン速度の考え方では圧力損失をうまく表わせないことが分る。

さて、図 3.2.11、図 3.2.14 の計算に用いた Schmidt 理論による計算方法を簡単に説明しておく。まず、作動空間を 2 つのシリンダー、2 つの冷却器、それを結ぶ 2 つの連絡管、そして加熱管の 7 空間に分割する。

Schmidt 理論の仮定によって各空間の温度  $T_n$  はそれぞれ一定、また圧力  $P$  は一様であるから

$$P = \frac{G_T R}{\sum (V_n / T_n)} \quad (3.2.12)$$

$$G_n = \frac{P V_n}{R T_n} \quad (3.2.13)$$

と表わせる。ただし、 $R$  はガス定数、 $G_T$  は全空間ガス重量、 $G_n$  は各空間ガス重量、 $V_n$  は各空間の体積である。 $V_n$  は両シリンダーだけ変化し他は一定である。したがって、シリンダー以外の空間でのガス流量  $W_n$  は

$$W_n = 6N \frac{dG_n}{d\theta} = 6N \cdot \frac{V_n}{RT_n} \frac{dp}{d\theta} \quad (3.2.14)$$

また、流速  $u_n$  は

$$u_n = \frac{4}{\pi d_i^2} \cdot \frac{W_n}{\gamma_n} = \frac{24N}{\pi d_i^2} \cdot \frac{V_n}{P} \cdot \frac{dp}{d\theta} \quad (3.2.15)$$

となる。 $P$  と  $\theta$  の関係は (3.2.12) 式で与えられ、これを用いて (3.2.15) 式の  $u_n$  が求められる。図 3.2.11

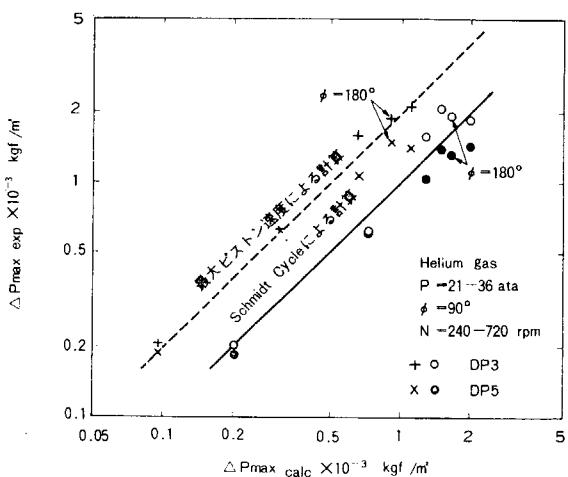


図 3.2.14 周期流における圧力損失

および図3.2.14は、この $u_n$ を用いた計算結果である。

### 3.3 加熱器の基本設計の再検討

#### 3.3.1 燃焼室の伝熱特性

加熱器にとって最大の問題点はメタル温度が高いため強度が不足することであり、これを解決するためにはどうしてもメタル温度を引下げる必要がある。これには燃焼室に面する第1列目の管のうける最大熱流束を低減する方法と細管を用いて管内の熱伝達率を高めると共に管肉厚を減じる方法がある。ここでは、まず最大熱流束を低減する方法について検討する。

最大熱流束低減のためには、燃焼室を大きくして平均熱流束のレベルを下げる方法もあるが、燃焼方法の改善によって熱流束の軸方向の分布を平坦化する方法もある。本年度実施した燃焼室伝熱特性試験の結果をみると、熱流束のピークは推算結果とは逆にむしろ燃焼室底部にある。これは、燃焼室のバーナフロントの開口部面積が絞られ、また燃焼ガスの出口が底部に設けられたためガスの流れがこの部分に偏ったためである。したがって、適切なバーナフロントの形状と燃焼ガスの流し方を見出せば、非常に平坦な熱流束分布を得ることは可能である。

平均熱流束の値については、燃焼ガス側のヒートバランスの改善によって空気予熱温度と燃料流量が低下し、燃焼室への入熱が $470 \times 10^3 \text{ Kcal/h}$ から $432 \times 10^3 \text{ Kcal/h}$ まで引下げられて、平均熱流束のレベルは約10%低くなっている。

以上の結果から、適切な条件で設計された燃焼室での熱流束とガス温度の分布は図3.3.1に示すようになるであろう。図中に、前年度の基本設計に用いた熱流束とガス温度の推算結果が比較して示されている。

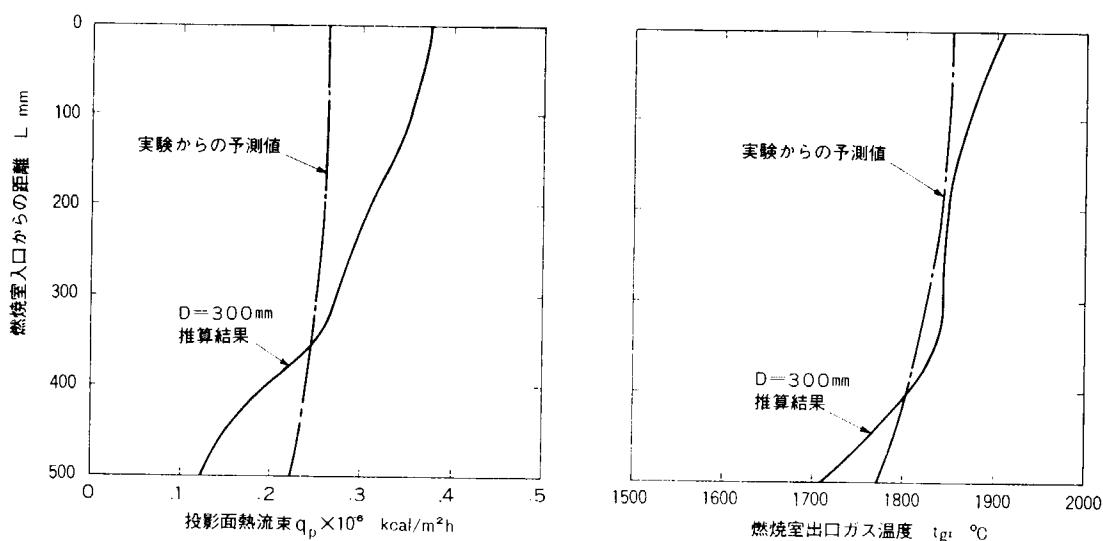


図3.3.1 燃焼室の伝熱特性

#### 3.3.2 加熱器の伝熱設計

燃焼ガス側のヒートバランスが表3.3.3のように修正されたことによって、前述のように熱的な条件はかなり緩和された。修正された仕様にもとづく加熱器の検討結果 CASE 6AおよびCASE 6Bを表3.3.1に示す。燃焼室の伝熱特性としては図3.3.1に示す値を採用し、管径は管内熱伝達率の向上と管肉厚の減少のため7.5 mmを選んだ。

比較して示されているCASE 3EとCASE 5Bは前年度の仕様にもとづくもので、計算の手法はいずれの場合も同じである。CASE 6Aおよび6BをCASE 3EあるいはCASE 5Bと比較すると、第1列目の熱吸収量は約5.5%減少して、その分だけ第2列目の吸収熱量が増加する結果となり、一応、目的とする効果が得られて

いる。

表 3.3.1 加熱器の検討結果

CASE	3 E	5 B	6 A	6 B
管外径 $d_o$ mm	10.5	7.5	7.5	7.5
管本数 N	64	96	96	96
内側管列(第1列目)				
直径 $D_I$ mm	300	300	300	300
管ピッチ $S_I$ mm	14.73	9.82	9.82	9.82
ふく射熱吸収割合 $\xi_r$	0.892	0.892	0.892	0.892
吸収熱量 $Q_{rI} + Q_{cI}$ Kcal/h	$181.2 \times 10^3$	$183.4 \times 10^3$	$171.6 \times 10^3$	
外側管列(第2列目)				
直径 $D_{II}$ mm	380	360	360	380
管ピッチ $S_{II}$ mm	18.65	11.78	11.78	12.44
フィンの巾 $b_f$ mm	19	13.5	20	20
フィンのピッチ $S_f$ mm	2.5	2.5	2.5	2.5
フィンの厚さ $\delta_f$ mm	1	1	1	1
吸収熱量 $Q_{cII}$ Kcal/h	$129.5 \times 10^3$	$126.2 \times 10^3$	$136.7 \times 10^3$	$137.8 \times 10^3$
吸収熱量合計 $Q_H$ Kcal/h	$310.7 \times 10^3$	$309.5 \times 10^3$	$308.3 \times 10^3$	$309.4 \times 10^3$

### 3.4 加熱器の強度に関する検討 (2)

#### 3.4.1 前年度の研究における問題点

前年度の研究で明らかになった加熱器の強度上の問題点は寿命が数時間ないし100時間強と非常に短かい点であった。これは熱的条件が厳しいことにもよるが、解析手法上も安全な側の取扱いを行なったためであった。すなわち、管の曲がりが完全に拘束された状態での弾性解析を行なったため強度評価はすべて安全側でなされたためである。

したがって、本年度はまず管の曲がりが許される構造という前提条件のもとで弾性解析を前年度と同じ熱的条件 CASE 3について行ない、次いで熱的にも緩和された条件 CASE 6について行なった。

#### 3.4.2 管の曲がりを考慮した強度の検討

温度および応力の計算には、前年度よりも精度の高い回転平面歪み条件下の温度・弾性応力解析プログラムを用いた。

ここで、平面歪みについて若干説明しておく。普通、平面歪みとは図3.4.1の(1)の状態をいい、物体の上下端が完全に固定されているので温度分布と基準温度との温度差に相当する熱応力が生ずる。次に、一般化平面歪みとは(2)の状態で、物体の上下端は平行を保ちながら熱応力がバランスするところまで自由熱膨張  $\delta$  が許される。したがって、 $\delta$  の分だけ熱応力が緩和される。加熱管でいえば管の曲がりがない状態がこれに相当する。回転平面歪みとは一般化平面歪みの状態からさらに物体の端面の回転が許される(3)のような状態で、端面は平面を保つまま熱応力のモーメントがバランスするところまで回転する。したがって一般化平面歪みの状態よりも  $\theta$  に相当する分だけさらに熱応力が緩和される。加熱管でいえば管の曲がりが自由に許される状態がこれに相当する。このように管の曲がりを自由に許すような構造であれば、熱応力が低減されて加熱管の寿命が大きく伸びることが期待される。

表3.4.1に計算に用いた熱的条件を示す。また、管内の圧力は $150\text{Kgf/cm}^2$ とした。図3.4.2にCASE 6の場合の内圧による変形と応力、図3.4.3に同じく熱変形と熱応力の計算結果を示す。CASE 3についても同様な結果が得られるが、温度レベルは高い。

以上の応力計算結果について、前年度と同様

ASME Boiler and Pressure Vessel Code Case 1592-10に準拠した強度評価を行なった。<sup>(5)</sup>

表3.4.2はCASE 3についての強度評価の結果を示す。2000時間に対する許容応力 $S_t$ を用いると、1次膜応力+1次曲げ応力の評価でb点が強度を満足していないが、1900時間に対する $S_t$ の値を用いれば強度は満足される。歪制限は充分な余裕をもってclearしている。また、疲労耐久繰返し数はいずれも $10^4$ サイクルをはるかに超えているので疲労損傷はほとんど零と考えられるが、クリープはかなり厳しい状態におかれている。しかし、管の曲がりを許容したことによって最弱部は曲がりない場合にa点であったものがb点に移り、寿命も10時間以下から230時間へ延びた。

表3.4.1 加熱管の強度解析に関する熱的条件

ケース	CASE 3	CASE 6
管 材 料	ハステロイX	ハイステロイX
管 外 径 $d_o$ mm	10.5	7.5
管 内 径 $d_i$ mm	7.0	5.0
作動ガス		
温 度 $t_H$ °C	675	675
热伝達率 $\alpha_H$ Kcal/m²h°C	5000	6030
投影面熱流束 $q_p$ Kcal/m²h	$365 \times 10^3$	$262 \times 10^3$
燃焼ガス		
温 度 $t_{gl}$ °C	1885	1850
热伝達率 $\alpha_{gl}$ Kcal/m²h°C	61.4	55.2

表3.4.3はCASE 6の場合についての強度評価の結果である。この場合、 $S_t$ として10000時間に対する値を用いているが、1次応力、歪制限とも問題はない。疲労損傷はCASE 3の場合と同じくほとんど零で寿命はやはりクリープによって決まり最弱部のb点で6600時間となった。

b点が最弱部となるのは、内圧による応力、熱応力がともに引張りで、両者が合成されると応力が高くなる上に内圧による半径方向の圧縮応力が作用しており、最大主応力差が大きくなるためである。e点も同じような応力状態となるが、ここは温度が低いので寿命はかなり長くなる。

さて、以上の解析で熱応力を回転歪み条件で計算したことに関して検討してみる。もし何らかの拘束によって端面の回転が完全には許されないとすると、a点、b点とも軸方向圧縮応力が大きくなるが、a点とb点の応力強さが等しくなるまでは拘束が加わっても強度評価には影響を与えない。試算によれば許容される拘束は3割程度になり、加熱管の曲がりが完全には許されない場合を考慮しても、ここで行なった強度評価は一応信頼できる結果を与える。

ただ、前年度の報告書でも指摘したように、ここで行なった弾性解析の結果は実際よりもかなりsevereな結果を与える。Codeにおいても、弾性解析による強度評価が許容応力を満足しない場合には、詳細な非弾性解析

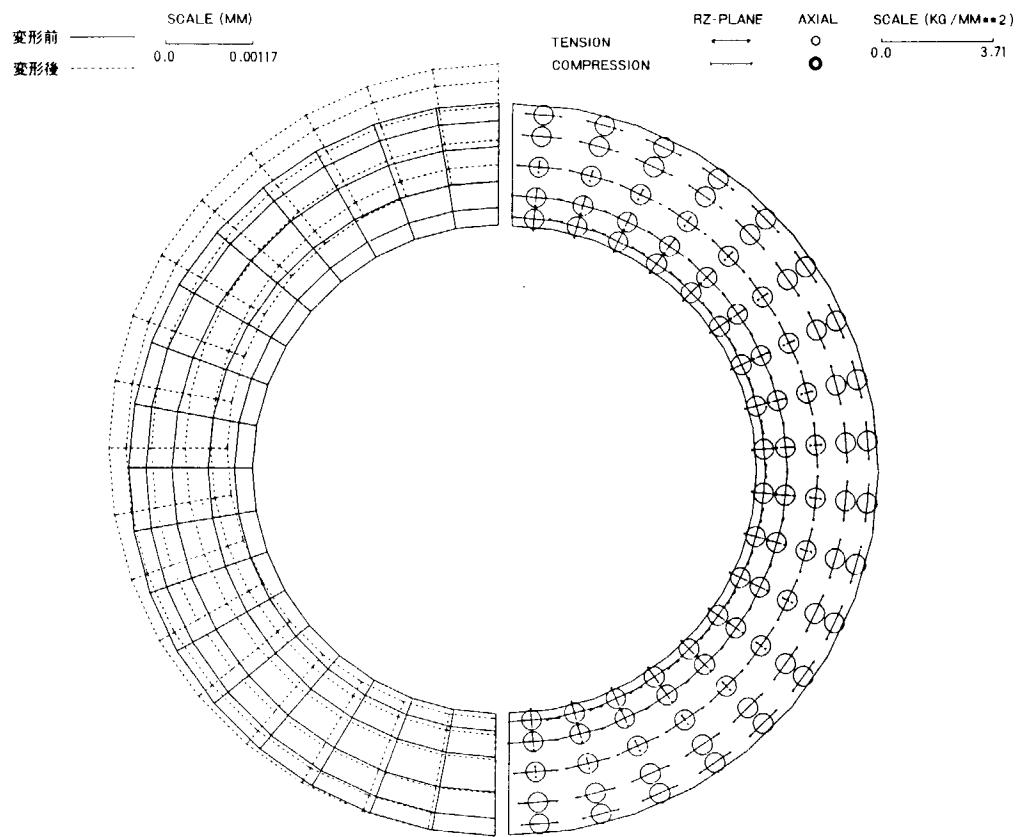


図 3.4.2 内圧による変形と応力 [CASE 6]

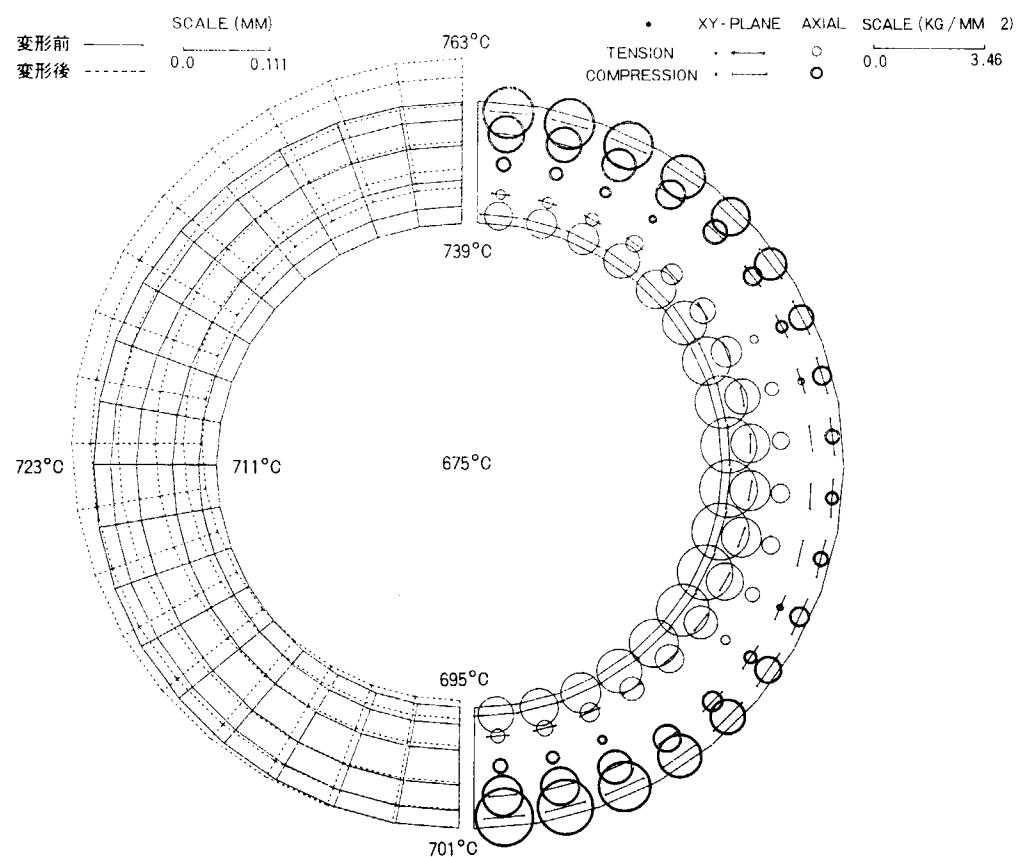


図 3.4.3 热変形と热応力 [CASE 6]

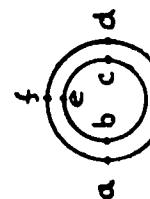
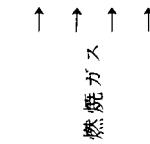
表 3.4.2 強度評価 (CASE 3)

位置	温度 上段 $t_m$ 下段 $t_L$	一次応力強さの評価				弹性解析による歪制限の評価				クリープ・疲労の評価					
		一般	一次膜応力	一次膜応力+一次曲げ応力	評価	$P_L + P_b / K_t$	Q	X	Y	評価	最大主応力差	$N_d$	$S_{K/0.9}$	$\tau_d$	寿命
a	790 811	3.55 4.60	○ ○	2.17 4.86	4.86 ○	2.24 ○	5.95 0.075	0.198 0.273	○ ○	4.36 >10 <sup>4</sup>	>10 <sup>4</sup>	5.39 8600			
b	790 769	3.55 4.60	○ ○	4.93 4.86	4.86 ×	4.86 4.00	0.162 0.133	0.295 0.295	○ ○	10.76 >10 <sup>4</sup>	>10 <sup>4</sup>	9.92 230			
e	737 727	3.55 6.90	○ ○	4.93 7.74	7.74 ○	4.78 5.16	0.154 0.166	0.320 0.320	○ ○	10.49 >10 <sup>4</sup>	>10 <sup>4</sup>	9.69 3900			
f	737 747	3.55 6.90	○ ○	2.17 7.74	7.74 ○	2.32 4.45	0.075 0.144	0.219 0.219	○ ○	1.50 >10 <sup>4</sup>	>10 <sup>4</sup>	2.53 2.53			

表 4.4.3 強度評価 (CASE 6)

位置	温度 上段 $t_m$ 下段 $t_L$	一次応力強さの評価				弹性解析による歪制限の評価				クリープ・疲労の評価					
		一般	一次膜応力	一次膜応力+一次曲げ応力	評価	$P_L + P_b / K_t$	Q	X	Y	評価	最大主応力差	$N_d$	$S_{K/0.9}$	$\tau_d$	寿命
a	751 763	3.59 4.90	○ ○	2.21 5.23	5.23 ○	2.30 ○	3.42 0.075	0.111 0.186	○ ○	2.36 >10 <sup>4</sup>	>10 <sup>4</sup>	2.57 2.57			
b	751 739	3.59 4.90	○ ○	4.97 5.23	5.23 ○	4.88 ○	2.23 0.158	0.072 0.230	○ ○	8.25 >10 <sup>4</sup>	>10 <sup>4</sup>	8.00 6600			
e	717 711	3.59 6.40	○ ○	4.97 7.10	7.10 ○	4.83 3.13	0.155 0.100	0.255 0.255	○ ○	8.32 >10 <sup>4</sup>	>10 <sup>4</sup>	8.03 46000			
f	717 723	3.59 6.40	○ ○	2.21 7.10	7.10 ○	2.35 2.67	0.075 0.086	0.194 0.194	○ ○	0.06 >10 <sup>4</sup>	>10 <sup>4</sup>	0.51 0.51			

管材料：ハステロイ X

 $t_m$  : 板厚平均温度  
 $t_L$  : 局所ナル温度

を行なうよう規定しているが、これに必要な機関発停のサイクルやこれに伴う壁温変化のパターンに関するデータが未だ確定されていないため、非弾性解析を行なうには今後の研究の進展をまたねばならない。ただし、経験的には加熱管の条件では非弾性解析を行なった場合の寿命は、弾性解析による寿命の数倍ないし10数倍はあるといわれており、CASE 6 の場合は実用上充分な強度をもっていると推定される。

### 3.5 再生器及び冷却器の基本設計

#### 3.5.1 再生器の伝熱設計

ここでは、熱サイクルの計算方式に関連して前年度の報告に記されている解析手法<sup>(6)</sup>によって、実験機関1次に適用する再生器の基本設計を行なった。

再生器に用いるマトリックスとして、作動ガス流れ方向の熱伝導等による性能低下を考慮して、それの少ないワイヤ・メッシュが用いられることが多いが、比較のためコルゲートフィンとワイヤ・メッシュについての性能を調べた。表 3.5.1 に設計条件を、また、表 3.5.2 にそれぞれのマトリックスの形状、寸法等の特性値を示す。

上述の解析手法では、解析に必要な作動ガスの状態量を 2 領域 Schmidt モデルで計算し、次に示すような無次元数をパラメータにして再生器の性能を代表する温度効率 E を求めている。

$$C_r = \frac{M_m C_m}{W_0 C_p \tau} = \frac{\text{マトリックスの熱容量}}{1 \text{ サイクル中の流動熱容量}} \quad \dots \dots \dots \quad (3.5.1)$$

$$(C_r)_s = \frac{M_m C_m}{\gamma_0 \cdot C_p \cdot L \cdot A_f} = \frac{\text{マトリックスの熱容量}}{\text{再生器内の空隙流体熱容量}} \quad \dots \dots \dots \quad (3.5.2)$$

$$K = \frac{\lambda_m A}{W_0 C_p L} \quad \dots \dots \dots \quad (3.5.3)$$

$$NTU = \frac{\alpha_m \cdot Ah}{W_0 C_p} \quad \dots \dots \dots \quad (3.5.4)$$

なお、C<sub>m</sub> と λ<sub>m</sub> はそれぞれマトリックスの比熱と熱伝導率である。他の記号については表の中に説明されている通りである。

圧力損失については (3.2.11) 式と同じ形式で表わすことができるが、管内径 d<sub>i</sub> の代りに水力直径 d<sub>e</sub> を用いる。

表 3.5.3 にそれぞれのマトリックスについての温度効率と圧力損失の計算結果が示されている。ただし、作動ガスの状態量に関しては、すでに計算されているのでその数値を利用した。<sup>(7)</sup> ワイヤメッシュとコルゲートフィ

表 3.5.1 再生器の設計条件

作動ガス	ヘリウム
膨張室容積 V <sub>E</sub> m <sup>3</sup>	5.702 × 10 <sup>-3</sup>
圧縮室容積 V <sub>c</sub> m <sup>3</sup>	4.948 × 10 <sup>-3</sup>
無効容積 V <sub>d</sub> m <sup>3</sup>	8.553 × 10 <sup>-3</sup>
膨張室温度 T <sub>E</sub> K	963 (690 °C)
圧縮室温度 T <sub>c</sub> K	338 (65 °C)
最高圧力 P <sub>max</sub> ata	15.00
作動ガス重量 G <sub>T</sub> Kgf	0.1321
平均ガス流量 W <sub>0</sub> Kgf/s	0.803
ガス比重 γ <sub>0</sub> Kgf/m <sup>3</sup>	7.72 (クランク角θ = πのとき)
周周期 τ s	0.0833 (N = 720 rpm)

表 3.5.2 計算に用いたマトリックスの形式と特性値

マトリックスの種類	ワイヤメッシュ	コルゲートフィン
材質	SUS 304	SUS 304
呼称寸法	$60 \times 60 \times 0.011$	$6 \times 0.6 (h \times p)$
線径または板厚 $\delta$ m	$0.267 \times 10^{-3}$	$0.100 \times 10^{-3}$
空隙率 $p'$	0.602	0.810
伝熱面積／体積 $a' m^2/m^3$	5971	
水力直徑 $d_e$ m	$0.388 \times 10^{-3}$	$1.00 \times 10^{-3}$
流路面積／前面面積 $\sigma$	0.602	0.810

表 3.5.3 再生器の主要諸元と温度効率、圧力損失

マトリックスの種類	ワイヤメッシュ	コルゲートフィン
前面面積 $A$ $m^2$	$20.1 \times 10^{-3}$	$8.46 \times 10^{-3}$
流路面積 $A_f$ $m^2$	$12.1 \times 10^{-3}$	$6.85 \times 10^{-3}$
マトリックス長さ $L$ m	0.100	0.378
マトリックス重量 $M_m$ kgf	6.26	4.49
伝熱面積 $A_h$ $m^2$	12.00	12.13
レイノルズ数 $Re$	774	3346
熱伝達率 $\alpha_m$ $Kal/m^2 h^\circ C$	14700	5100
摩擦係数 $f$	2.80	0.0287
無次元パラメータ $C_r$	8.90	6.39
( $C_r$ ) <sub>s</sub>	63.7	21.4
K	0.00101	0.00011
NTU	49.2	17.3
温度効率 E	0.953	0.895
圧力損失 $\Delta P$ $Kgf/cm^2$	$2.268 \times 10^4$	408.2

注。圧力損失は平均ガス流量  $W_0$  に対応する値

ンは、ほぼ同じ伝熱面積であるが、ワイヤメッシュは熱伝達率がよく温度効率Eも95%以上である。これに対して、コルゲートフィンは、流路を絞って流速を高くとっているのにもかかわらず熱伝達率が充分でなくEは90%に達しない。しかし、圧力損失をみると、ワイヤメッシュは平均ガス流速基準で  $2.2 Kgf/cm^2$  をこえており大きすぎるくらいがある。これにくらべると、コルゲートフィンの圧力損失は約50分の1である。したがって、ワイヤメッシュについては断面積の増加等による圧力損失の低減が必要であり、コルゲートフィンについては細分化による熱伝達率向上あるいは伝熱面積の増加による温度効率の上昇が必要であろう。

なお、熱伝達率と圧力損失の計算は、いずれの場合もサイクル平均流量に相当する流速をもった定常流として扱い、ワイヤメッシュについては Keys & Londonのデータ<sup>(8)</sup>を用い、コルゲートフィンについては通常の平行平板として計算した。また表 3.5.3 の数値は1気筒分の値を示しており実際にはいくつかの再生器に分割される。

### 3.5.2 冷却器の伝熱設計

冷却器の構造としてはシェル・アンド・チューブ方式を採用し、管内側を作動ガス、管外側を冷却水とした。

冷却器の設計に必要なデータを表3.5.4にまとめて示す。作動ガスの再生器側温度は再生器効率 $\eta_R$ を0.953と仮定したときのサイクル平均値である。

冷却水側は定常流であって普通の計算手法が適用できるが、作動ガス側についてはサイクル平均流量にもとづく定常流と仮定し、熱伝達率は図3.2.12の関係を用いて計算した。表3.5.5に計算された主要諸元を示す。

表3.5.4 冷却器の設計条件

流体区分	作動ガス側	冷却水側
作動流体	ヘリウム	清水
最高圧力 $P_{max}$ ata	150.0	
平均圧力 $P_{mean}$ ata	111.6	
流量 $W$ Kgf/s	1.131	3.15
入口温度 $t_{in}$ °C	98.1 (再生器側)	35.0
出口温度 $t_{out}$ °C	65.0 (圧縮器側)	50.0
交換熱量 $Q_c$ Kcal/h	$169.9 \times 10^3$	

表3.5.5 冷却器の主要諸元

流体区分	作動ガス側	冷却水側
冷却管材質	SUS304L	
外径 $d_o$ m	$5.0 \times 10^{-3}$	
内径 $d_i$ m	$3.6 \times 10^{-3}$	
ピッチ $s$ m	$7.5 \times 10^{-3}$	
本数	$109 \times 4$ ユニット	
レイノルズ数 $Re$	42,630	3,798
熱伝達率 $\alpha$ Kcal/m²h°C	3,864	5,640
熱通過率 $U_0$ Kcal/m²h°C	1,683	
対数平均温度差 $\Delta t_m$ °C	38.3	
所要伝熱面積 $F_o$ m²	$0.659 \times 4$ ユニット	
所要伝熱管長さ $L_c$ m	$385 \times 10^{-3}$	
圧力損失 $\Delta p$ Kgf/m²	1,054	

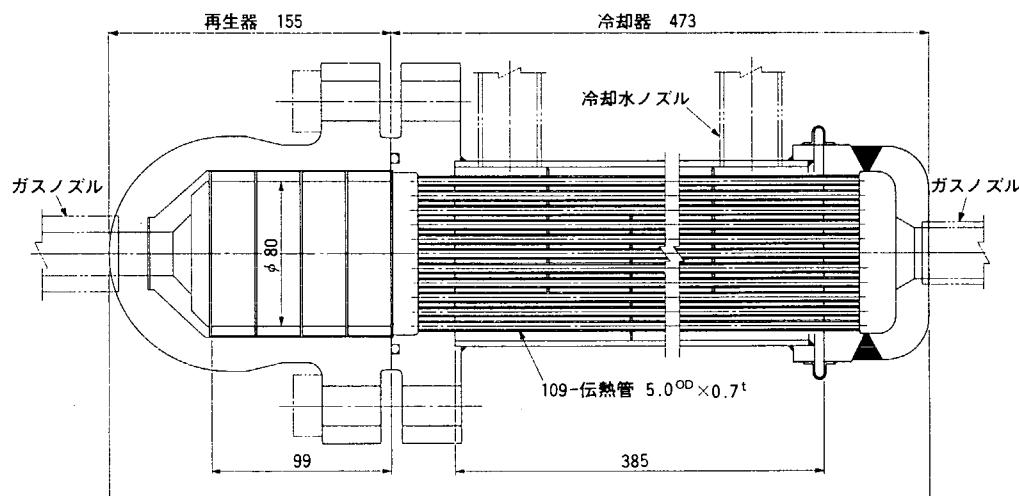


図3.5.1 再生器および冷却器組立図

図3.5.1は再生器と冷却器を組合せた組立図を示し、再生器の部分はマトリックスの交換が可能のようにフランジによって冷却器と切り離されている。なお、この図に示されている再生器と冷却器は、1気筒当たりそれぞれ4ユニット使用される。

### 3.6 フィン付管の製作技術に関する検討

#### 3.6.1 フィン付管製作方式の検討

加熱器は、加熱管が円周上に2列に並んでおり、内側の管と外側の管は最上部でU字管によって連絡された構造になっている。内側の管は裸管であるが、外側の管にはフィン付管が使用される。

フィン付管の材料は、ハステロイX、マルチメット等の耐熱合金であり、このことからフィン付管の製作方式も自ずと限られてくる。すなわち、丸フィン管のような塑性加工あるいは切削加工によるフィンの形成は困難で、プレートフィンのろう付による接合あるいはMANで試みられたような精密鋳造の方法にならざるを得ないが、試作機関の段階であることを考えれば、フィン付管の製作方式はフィンと管のろう付による接合に絞られる。

ろう付によるフィン付管の製造上の問題点は、フィンの穴と管のすき間の寸法精度、フィンと管の接合条件、それに管の曲げ加工の限界である。表3.6.1にフィン付管の試作に用いた供試管の材料と寸法を示す。

#### 3.6.2 フィンの加工法と管の曲げ加工法

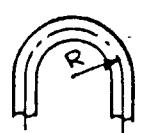
加熱器を構成する管の数は少なくとも数10本あり、それぞれに200枚前後のフィンがつくので、フィンと管の接合部は少なくとも数1000個所になる。一方、後に述べる接合法からフィンの穴と管のすき間は0.05~0.10mmの範囲が要求される。したがって、フィンの穴径とそのピッチに関しては極めて高い加工精度が必要になる。このため採用されたのがNC制御によるパンチング装置で、図3.6.1に示すように、3点同時加工によってリング状のフィンを打ち出していく。この方法によれば、穴径は±0.01mm、穴と穴とのピッチは±0.02mmの精度を満足することが確認された。

加熱管で曲げ加工が必要なのは、シリンドラヘッドの出口部分と燃焼室最上部の2箇所である。このうち、シリンドラヘッド出口部分の曲がりは曲げ角度も小さいので省略し、燃焼室最上部のU字曲げについて試験を行なった。

表3.6.1 フィン付管試作試験用材料および寸法

材 料		外 径 mm	厚 さ mm	試 験 項 目		
管	ハステロイX	6.35	1.00	ろう付試験・曲げ試験		
		10.50	1.50	曲げ試験		
	マルチメット	7.50	1.25	ろう付試験・曲げ試験		
フィン SUS 310S		—	1.0	ろう付試験 (フィンピッチ=2.5mm)		

表3.6.2 管の曲げ試験結果 (冷間曲げ加工)

管 材 料	外 径 mm	厚 さ mm	曲 げ 半 径 R mm				備 考
			10	15	20	30	
ハステロイX	6.35	1.00	×	○	○	○	
	10.50	1.50	—	△	○	○	
マルチメット	7.50	1.25	×	△	○	○	

注. 判定は偏平度、曲げの可否(中子の離脱の難易)を基準とし、○は良好、△はやや良、×は不良を表わす。

曲げ加工に用いたのは、図3.6.2に示すような自動管曲げ装置で、管曲げ装置としては普通のものである。曲げ試験の結果を表3.6.2に示す。ハステロイXおよびマルチメット管とも、冷間加工で実用上必要な寸法のU字曲げ加工が可能なことが確認された。

### 3.6.3 フィンと管の接合法

接合個所が多く、接合精度を要求されるものの接合法としては、一般には炉内ろう付法が適当である。この方法は、組立時に接合すべき個所へろう材を塗付しておき、炉内で加熱して一度にろう付を完了するもので、ろう付による歪みが少ないことが大きな特徴である。ただし、この方法は接合部の精度、特に継手のすき間をできるだけ小さく(0.05mm以下)する必要があり、それぞれの接合部材に高い加工精度が要求されることになる。

ろう材としては、フィンおよび管の材料とほぼ同等の耐熱・耐食性を有するNi系高温ろう(JIS BNi系)が適当で、このうち燃焼ガスによる硫酸腐食を考慮して、クロム含有量の比較的多いJIS BNi-1を選定した。表3.6.3に供試材料およびろう材の化学成分を比較して示す。

ろう付のときの加熱条件は、最高加熱温度1100°Cで保持時間10分間とし、雰囲気はアルゴンガスとした。図3.6.3は接合部の断面写真で、右側はフィンのピッチを維持するため根元をL字形に加工したフィンである。図3.6.4は接合部のミクロ組織を示し、ろう材中の微量成分の管およびフィンへの拡散は良好である。

表 3.6.3 供試材料の化学成分

材 料		化 学 成 分 (重量%)									
		C	Mn	Si	Cr	Ni	Co	Mo	W	Fe	Cb
管	ハステロイX	0.10	0.5	0.5	22.0	bal.	1.5	9.0	0.6	18.5	-
	マルチメット	0.15	1.5	0.5	21.0	20.0	20.0	3.0	2.5	bal.	1.0
フィン	SUS310S	0.06	1.25	1.30	24.8	20.5	-	-	-	bal.	-
ろう材	BNi-1	0.72	-	4.30	16.3	bal.	0.52	-	-	B = 3.2	

注. BNi-1の性状は粉末、>150メッシュ

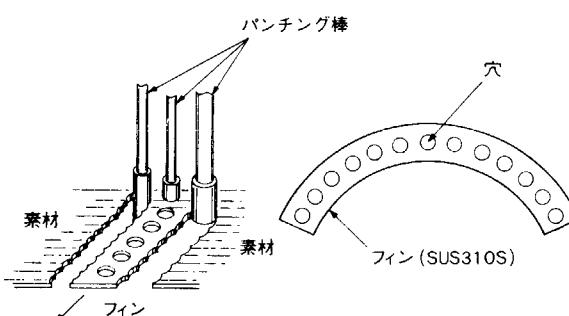


図 3.6.1 フィンプレートの製作要領

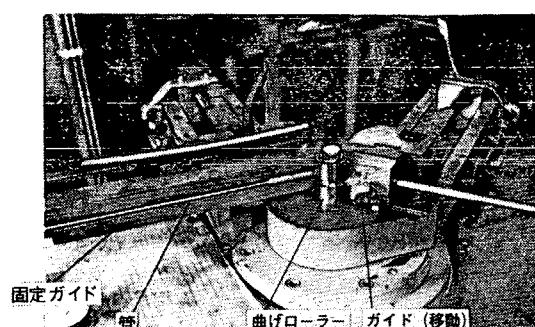


図 3.6.2 管曲げ状況

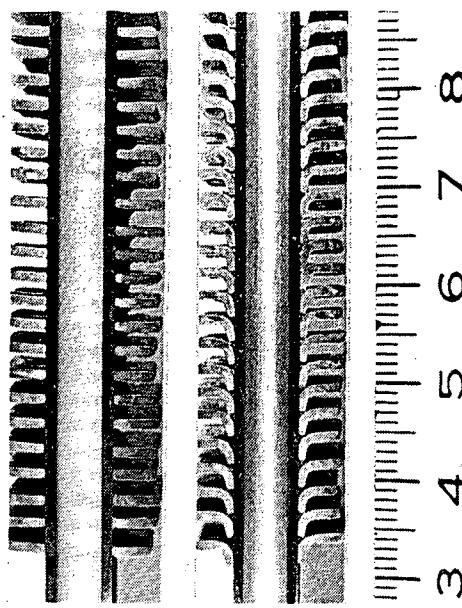


図 3.6.3 管断面の接合状況

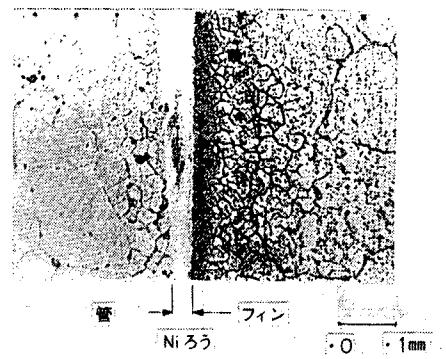


図 3.6.4 接合部のミクロ組織

#### 参考文献

- (1) 長谷川 修, 発熱する円管における内外面温度差の計算, 日本機械学会講演前刷集, № 90 (1963), p. 33-36
- (2) M. Dalle Donne et al., High Temperature Heat Transfer, Nucl. Engg., July 1963, p. 20-29
- (3) R. J. Simoneau et al., A Simple Equation for Correlating Turbulent Heat Transfer to a Gas, ASME paper 64-HT-36 (1964)
- (4) D. M. McEligot et al., Effect of Large Temperature Gradients on Convective Heat Transfer: Downstream Region, Trans ASME, J. of Heat Transfer, Feb. 1965, p. 67-76
- (5) 第173研究部会 スターリング機関に関する研究報告書, 日本造船研究協会研究資料№301 (1978), p. 71-78
- (6) 同 上, p. 19-34
- (7) 同 上, p. 87-100
- (8) W. M. Kays and A. L. London, Compact Heat Exchangers, National Press (1955)

## 4. 燃焼方式の研究

### 4.1 研究の概要

昭和52年度の研究では、スターリング機関用燃焼器として要求される特性の調査とそれに適する燃焼方式についての検討を行なうとともに、基礎燃焼試験装置の製作を行なった。

昭和53年度の研究実施項目は、

- (1) 基礎燃焼試験
- (2) 空気予熱器の検討
- (3) 燃焼システム設計

に分けられるが、(2)および(3)については、本年度は予備的な机上検討段階までを行なった。

(1)に関しては2つの目的があり、その一つはスターリング機関用バーナとして要求される低過剰空気率（最大負荷で1.10）、 $1/10$ 以下の広い負荷変化等の条件を満たすバーナの開発であり、他の一つは加熱器の設計データとして必要な燃焼室の伝熱特性の把握である。前者に関しては、アトマイザ形式とバーナフロント形状を種々変えて要求を満足するバーナ形式を見出し、その燃焼特性を把握した。また、後者に関しては、燃焼室壁面の熱流束分布割合は把握されたものの、かなりの高低があり改良の余地のあることが分かった。これらの内容は4.2および4.3に述べられている。

(2)に関しては、機関全体の構造を決めるために空気予熱器構造と配置の概略を決める必要があり、このための空気予熱器の基本設計とその配置に関する検討を行なった。この内容が4.4に述べられている。

(3)に関しては、燃焼システムに対する機関側からの要求を検討し、システムの構成機器を一応決定した。また、これをもとに燃焼システムの系統図を作成した。これについては4.5に記されている。

### 4.2 基礎燃焼試験

#### 4.2.1 試験目的

本試験は機関側から要求される仕様を満足させたうえで、負荷全域にわたる燃焼の安定性と、円滑な起動・停止が可能な実験機関用バーナを開発するために行なわれた。

開発目標バーナの特徴としては

- (1) 低空気過剰率1.10（最大燃焼負荷時）が要求されること、
- (2) 最大・最少燃焼負荷比 $1/10$ 以下の広い負荷変化に対して安定な燃焼を確保すること
- (3) 直径300mm・長さ500mmの燃焼室内で32.6kg/hの重油を700°C以上の高温空気で燃焼させる高負荷燃焼器であること

等があげられる。

#### 4.2.2 試験方法

試験装置の全体系統図を図4.2.1に示す。本装置は前年度に製作を終えていたもので、その詳細は前年度報告書に説明されているので、ここでは省略する。

供試バーナを図4.2.2に、アトマイザの詳細を図4.2.3に示す。これは最終的に選ばれたもので、このバーナの特徴はガンスライド用レバーの操作によって、バーナガン先端の保炎板とバーナフロント壁間の空気噴出スリットを調整し、空気噴出速度を一定に保ったまま流量を変化させることができることである。これによって、広範囲の負荷にわたって、空気と霧化燃料の混合を良好に保ち、燃焼を安定させることを狙っている。このほか、アトマイザとしては、ストレート形およびリターン形圧力噴霧式についても試験を行なったが所期の目標を達す

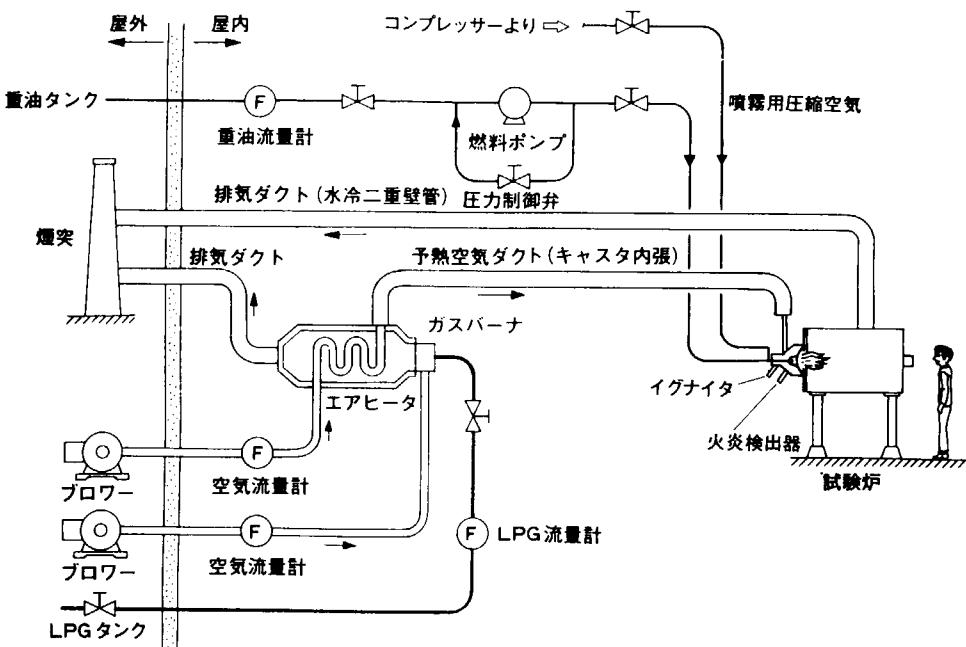


図 4.2.1 基礎燃焼試験装置全体系統図

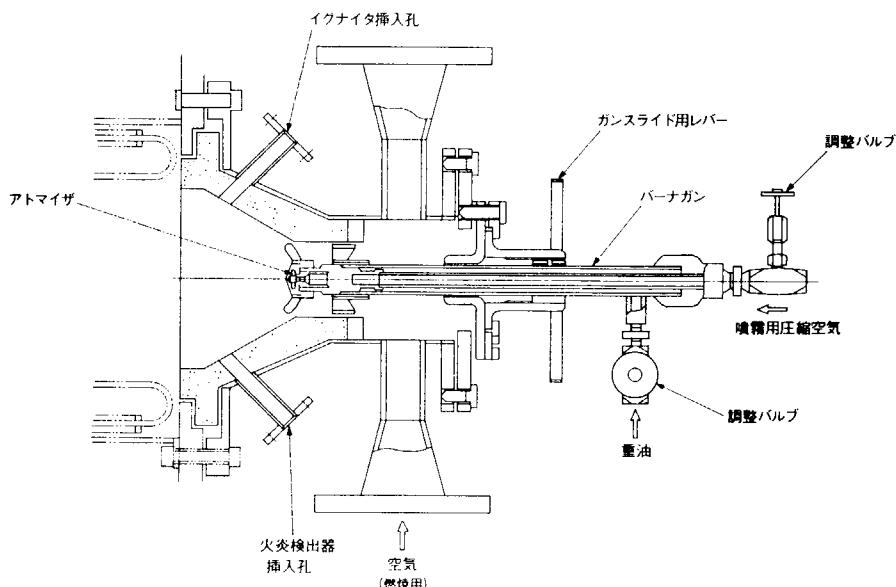


図 4.2.2 供試バーナ

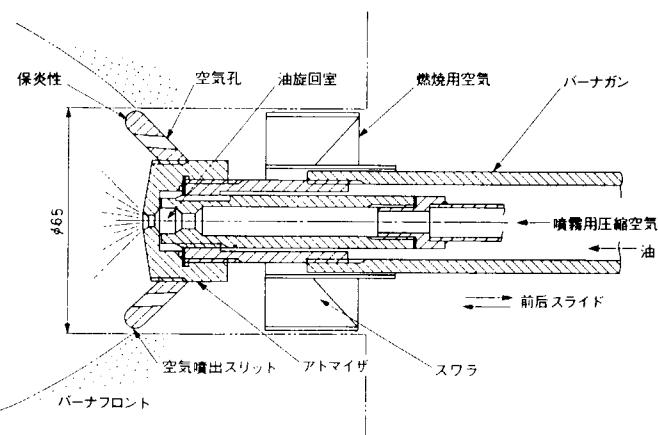


図 4.2.3 アトマイザ詳細図

るには至らなかった。また、バーナフロントの形状寸法についても種々変化させたものを試作し、試験に供した。

バーナの性能評価のため、表 4.2.1 に示す項目について計測を行なった。また、計測に使用した計器も表中に示す。

試験の順序としては、まず、アトマイザ形式選定とバーナフロント形状寸法選定とを目的として、主に負荷変化に対する燃焼の安定性と低空気過剩率に重点を置いた燃焼試験を行なった。次に、この試験によって選ばれたバーナについて、諸特性を把握するため条件を変化させて燃焼試験を行なった。実施した主な試験条件を表 4.2.2 に示す。

なお、実験機関には点火装置と炎監視装置がバーナに一体として組込まれるため、これらの装置の実用性確認を兼ねて、表 4.2.3、表 4.2.4 に示す市販製品を燃焼試験に使用した。

表 4.2.1 計測項目と計器

計測項目	計器
燃料流量	容積形流量計
燃料温度	C A 熱電対
燃料供給圧	圧力検出器およびブルドン管
空気流量	オリフィス流量計
空気温度	C A 熱電対
空気供給圧	マノメータ
噴霧用空気圧	ブルドン管
燃焼炉内圧	マノメータ
燃焼状況	写真撮影および肉眼監視
バーナ部メタル温度	C A 熱電対(3点)
排ガス分析	
O <sub>2</sub>	日本碍子製O <sub>2</sub> メータ
NO <sub>x</sub>	柳本製ケミルミ(NO <sub>2</sub> コンバータ付)
CO	島津製非分散形外線分析計
* 加熱器冷却水流量	フロート形流量計
* 加熱器冷却水温度	C A 熱電対(20点)
* 加熱器部ガス温度	C A 熱電対(16点)

\* 加熱器伝熱試験時のみ追加計測

表 4.2.2 試験条件

項目	変化範囲
燃料	A重油(常温)
燃料流量	2~33 kg/h
燃焼用空気温度	常温~520℃
燃焼用空気ドラフト	100~800 mmAq
空気過剩率	1.03~1.43 (最大負荷時)

表 4.2.3 イグナイタ仕様

項目	仕様
型式	電気着火方式
電源電圧	AC 110V
放電電圧	1600V
発生熱量	16 JOULE/1放電
消費電力	40VA
作動定格	連続30分, 50~90回/1分

表 4.2.4 火炎検出器仕様

項目	仕様
名称、型式	小形ウルトラアイ、Cds方式
電源、電圧	AC 100~110V, 50~60Hz
消費電力	3VA
炎検出応答時間	炎検出0.5秒以内、消炎4秒以内
応答波長	1700~2900オングストローム
許容周囲温度	-10°C~+50°C(増巾器), 100°C(小形ウルトラアイ)

## 4.2.3 試験結果

## (1) アトマイザ

圧力噴霧方式では部分負荷1/6~1/8において、霧化が悪くなり、螢火状の炎の発生とともに発煙する。これは空気ドラフトを高めても1300mmAq以下では解決できなかった。したがって、図4.2.3に示すような空気噴霧方式を採用することにした。この方式では部分負荷1/15以下(燃料流量2kg/h)まで安定した燃焼が得られている。

## (2) バーナフロント形状

バーナフロント形状もアトマイザと同様に燃焼性能に大きな影響を与える。バーナスロート部直径、フロント壁拡がり角、出口円筒部長さを種々かえた8種のバーナフロント形状について試験を行ない、次のような結果が得られた。

第1に、バーナスロート部直径は小さいほど部分負荷時の燃焼が安定し、クリーンな燃焼が得られる。したがって、最大燃焼時に必要な空気量を流したときの圧力損失が設計ドラフトに納まる最小スロート面積となるようにスロート直径を選ぶべきである。

第2に、フロント壁の拡がり角が狭すぎると、着火点の安定が悪く、逆に広すぎると、バーナスロート部で与えられた空気の旋回力が弱くなつて攪拌効果が劣れ、火炎の燃え切り点が延びることになる。

## (3) バーナの燃焼性能と特性

最終的に選定したアトマイザとバーナフロント形状の組合せバーナ(図4.2.2, 図4.2.3参照)を用いて、燃焼性能と特性を把握するための燃焼試験を実施した。次にその結果を示す。

燃焼の安定性と空気過剰率の関係については、燃焼負荷(燃料流量)と空気過剰率(排ガスO<sub>2</sub>%)を変化させて燃焼の安定性を調べた。実施した試験領域を図4.2.4に示したが、この全領域において、着火点附近はブ

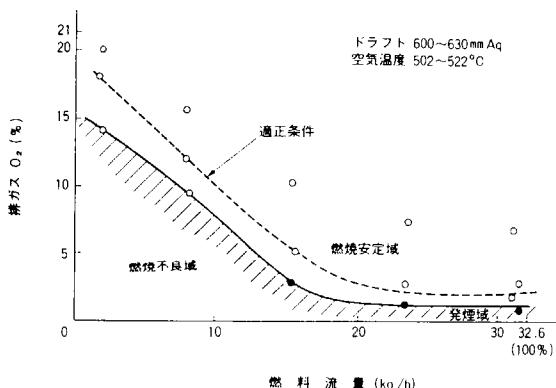
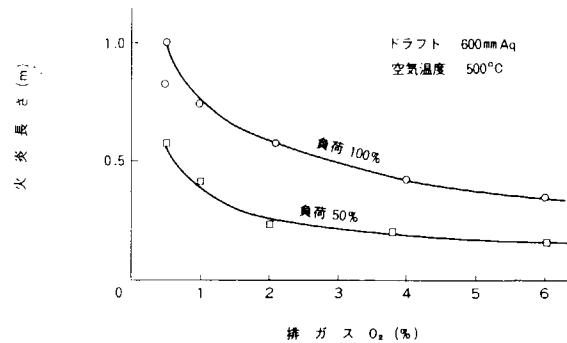
図4.2.4 排ガスO<sub>2</sub>と燃焼安定域

図4.2.5 火炎長さの変化

ルーフレーム状の全く安定した燃焼が得られることを確認した。すなわち、最低燃焼負荷も6%（燃料2kg/h）まで下げる異常は認められなかった。また、空気過剰率も1.10（排ガスO<sub>2</sub> 2%）までは十分下げることができ、CO発生・発煙も見られなかった。100%燃焼負荷での空気過剰率の下限は約1.05（排ガスO<sub>2</sub> 1%）で、これ以下では発煙が起こる。

なお、空気過剰率とO<sub>2</sub> %の間には次の関係がある。

$$\text{空気過剰率} = \frac{21}{21 - O_2 (\%)} \quad \dots \dots \dots \quad (4.2.1)$$

次に、火炎長さについては、火炎長さは燃焼量（燃料流量）が増すにつれて長くなり、空気過剰率が高くなると短くなる。目視による火炎長さを排ガスO<sub>2</sub>によって整理したものを図4.2.5に示す。排ガスO<sub>2</sub> 2.5%以上では燃焼室長さ0.5mに火炎長さは納まっている。

排ガス性状を図4.2.6および図4.2.7に示す。図4.2.6は燃焼負荷100%および50%の場合について、空気流量を変化させたときのCO発生状況を示したものである。排ガスO<sub>2</sub> 2%以下では急激にCO発生量は増加する。また、負荷100%時よりも負荷50%の方がCOは発生しやすい。

図4.2.7はNO<sub>x</sub>発生特性を示したもので、一般的拡散炎燃焼では排ガスO<sub>2</sub>の増加につれてNO<sub>x</sub>発生量も増加するが、このバーナでは逆の傾向を示している。これは、空気と噴霧油の混合が良好なため、予混合炎となっていることを示している。NO<sub>x</sub>レベルは常温空気で170ppm以下、500°Cの予熱空気では400ppm以下に納まっているが、負荷の低いところではこれよりもさらに低下する。

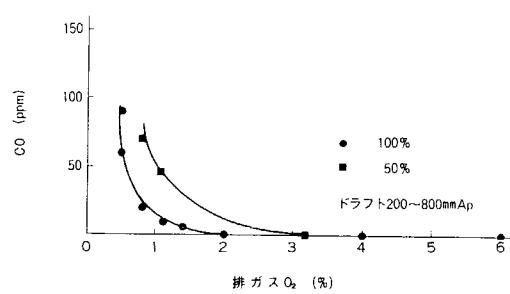


図4.2.6 COの発生量

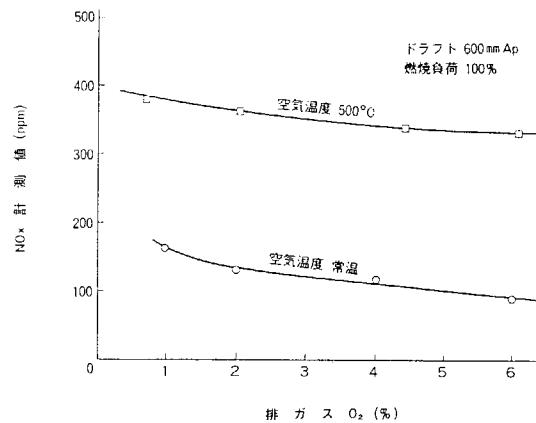


図4.2.7 NO<sub>x</sub>の発生量

#### (4) 点火装置と炎監視装置

前述のような市販品を使用して、実験機関用に十分採用できることを確認した。

#### 4.2.4 考察

試験の結果、空気過剰率1.10、最低負荷%という所期の性能を満足するバーナの開発は一応、達成された。そこでNO<sub>x</sub>について若干考察を行なう。

NO<sub>x</sub>発生量は、燃焼負荷100%，空気温度500°C，排ガスO<sub>2</sub> 2%のとき380ppmであるが、空気温度が700°Cとなった場合でも従来の経験から推算すると500ppm程度である。これを空気過剰率の大きいディーゼルやガスタービンとくらべて評価する場合には、同一空気過剰率でのNO<sub>x</sub>値に換算すべきであり、たとえば空気過剰率3.0で換算すると上述の数値は約35%に低下する。なお、現状では何らNO<sub>x</sub>対策を施していないが、予混合炎形燃焼特性をもっているのでNO<sub>x</sub>対策としては排ガス再循環が有効であり、%程度に低下させることは

容易であろう。

### 4.3 燃焼室伝熱試験

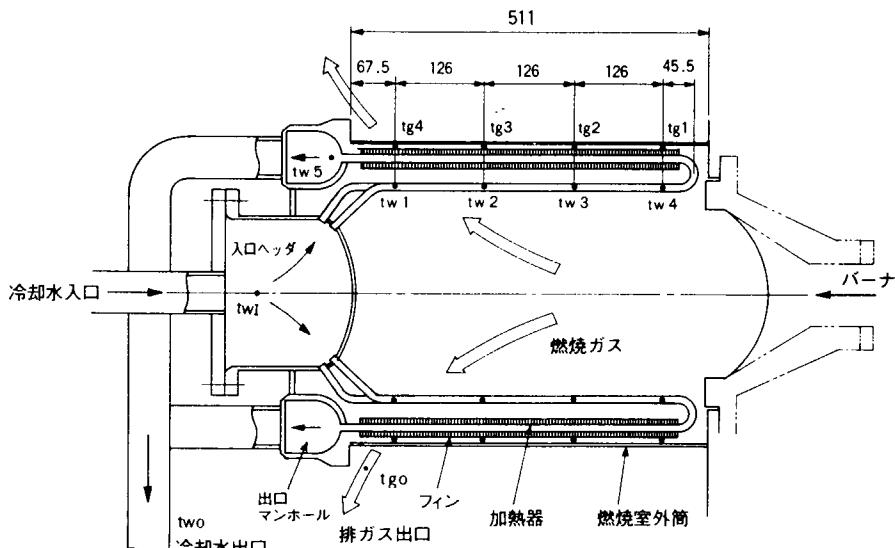
#### 4.3.1 試験目的

本燃焼試験は、4.2で一応まとめられたバーナを、伝熱試験用の水冷式加熱器に細込み加熱器設計のための基礎データを得ることを、目的として実施した。この試験から得られるデータは加熱器の吸熱量、加熱器出口排ガス温度加熱器管の熱流束分布等である。

#### 4.3.2 試験方法

試験装置としては燃焼試験炉内に伝熱試験用の水冷式加熱器を入れ、前記バーナ口に取付けた。その他の試験装置はそのまま利用した。

燃焼室は、水冷式加熱器によって構成される。これを図4.3.1に示す。この燃焼室には、内側管内の長さ方向に4点、円周方向4点、計16点に、冷却水温度を計測できるようにCA熱電対が取付けてあり、外側フィン付管のフィン中間に排ガス温度計測用のCA熱電対が同様な位置に16点取付けてある。このほか、冷却水の入口、出口温度各4点をCA熱電対で計測した。



tw: 冷却水温度計測点 (円周4点)

tg: 排ガス温度計測点 (円周4点)

図4.3.1 供試燃焼室

計測項目としては、燃焼室冷却水の流量・温度および加熱器部（加熱器出口を含む）排ガス温度を先の基礎燃焼試験時の計測に追加した。追加される計測項目を表4.2.1に併記した。

試験条件としては、燃焼負荷に対する空気過剰率（排ガスO<sub>2</sub>）を図4.2.4に示した適正条件に合わせ、負荷変化5条件と空気温度2条件を組合せ、計10条件について燃焼試験を行なった。

バーナに関する操作要領は先の燃焼試験と全く同じとし、このほかに加熱器の冷却水流量は、冷却水入口出口の温度差が大きく取るように燃焼負荷に応じて調整した。

#### 4.3.3 試験結果

##### (1) 燃焼室出口排ガス温度

円周を加熱管で囲まれた燃焼室内で発生した燃焼ガスは加熱器に熱を与えるながら燃焼室外に出る。このとき

の排ガス温度は後流側に配置される空気予熱器の設計計算に重要な因子である。この燃焼室出口排ガス温度の燃焼負荷による変化を図4.3.2に示した。

### (2) 加熱器の吸熱量

加熱器の吸熱量は冷却水の温度上昇と流量から求めることができる。図4.3.3はこのようにして求めた吸熱量を燃料と空気による入熱量によって整理したものである。

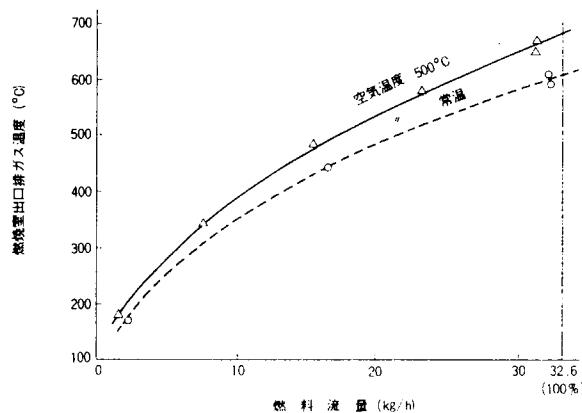


図4.3.2 燃焼室出口排ガス温度の変化

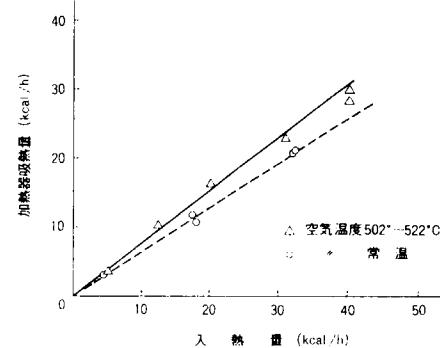


図4.3.3 入熱量と吸熱量の変化

入熱量に対する加熱器の吸熱量割合は常温空気の場合は64%，空気温度500°Cの場合は74%である。水温上昇から求めたこの吸熱割合を図4.3.2の排ガス温度を使って熱精算から検討すると、吸熱量が3～6%不足となるが、熱損失や計測精度から考えると十分満足できる計測結果である。

### (3) 加熱器の熱流束

加熱器の設計には加熱器が受けける局所熱流束が必要である。本試験では加熱管の流れ方向の吸熱量の分布を冷却水の温度上昇から求めた。吸熱量の分布のパターンが分れば、局所熱流束の分布状態も推測できる。

図4.3.4の上側は冷却水温度の上昇を示したもので、下側は吸熱量の分布を示したものである。吸熱量分布のパターンはバーナに近い方が低く、燃焼室底部が高くなっている。これはバーナフロントの出口の絞りが効いている上、加熱管群間の燃焼ガスの流れが底部に片寄っているためと考えられ、均一な分布を得るために燃焼ガスの流れなどに改良が必要である。

### 4.3.4 考 察

今回の伝熱試験では、水冷式加熱器を使用しているため加熱管壁温度は100～200°Cである。一方、実験機関では750～800°Cであるから、実験機関で加熱器が実際にうける吸熱量を考えるためには、この管壁温度の差を修正して評価する必要

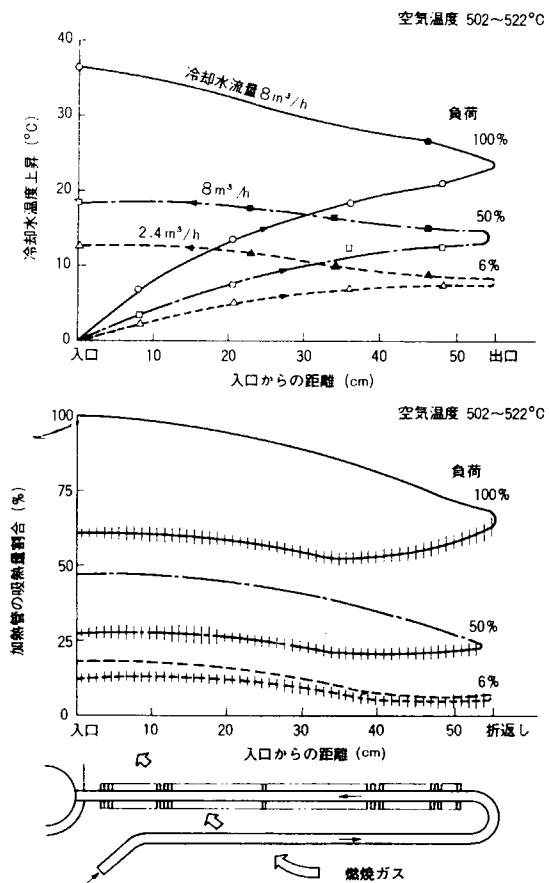


図4.3.4 加熱管の吸熱量分布

がある。この修正計算には、燃焼伝熱シミュレーション・プログラム<sup>(1)</sup>を使用した。

図4.3.5は、シミュレーション・プログラムによって推算された実験機関の燃焼室加熱管出口排ガス温度と加熱管温度との関係を示す。管壁温度750°Cでは出口排ガス温度は約940°Cと推定され、これは予測値よりも若干高い。その原因としては、図4.3.4に見られるような吸熱量分布の不均衡があってバーナに近い部分での吸熱量が充分でないことが考えられる。これは排ガス出口の形状や位置の変更によって改良することができる。

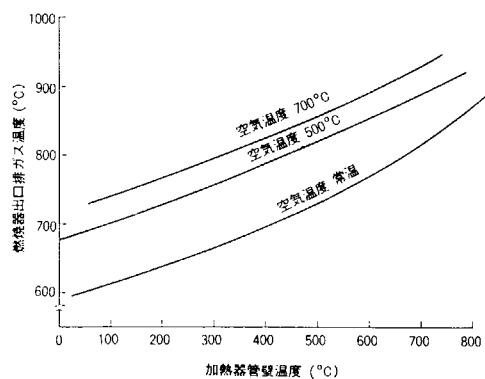


図4.3.5 加熱器管壁温度による出口排ガス温度の変化

#### 4.4 空気予熱器

##### 4.4.1 伝熱性能の検討

空気予熱器は燃焼室のまわりに配置されるため形状・寸法等に制約をうけるのでなるべくコンパクトであることが望ましい。これに適した構造形式としては、ガス-ガス熱交換器であるからコルゲートフィンを用いた熱交換器が考えられる。しかし、燃焼ガスであることから伝熱面の汚れをある程度考慮しなければならないので、余り複雑な形状のコルゲートフィンは採用できない。したがって、ここではガス流れの方向に対しては平滑な伝熱面をもつ単純な形のコルゲートフィンを用いることにした。

表4.4.1に空気予熱器の設計仕様を示す。空気予熱器としては温度レベルは高いが、作動条件が大気圧であるため強度上の問題ではなく、材料の面で耐食性および耐酸化性に考慮を払えばよい。また、熱交換器内の流れの形式は、配置の都合からいえば直交流形が適しているが、高温の予熱空気を得るためにには向流形にしなければならない。

表4.4.2に計算に用いた熱交エレメントの形式・寸法および所要伝熱面積に関する数字を示す。熱交エレメントに関する設計データはKays & London<sup>(2)</sup>によった。空気予熱器としては、144.5×84×455の大きさのものが4ユニット必要である。各ユニットは空気が流れる9個のエレメントと燃焼ガスが流れる8個のエレメントが交互にサンドイッチされている。

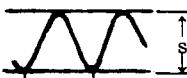
表4.4.1 空気予熱器の設計仕様

流 体 区 分	空 気 側	燃 焚 ガ ス 側
圧 力	大 気 圧	大 気 圧
流 量 W Kg f/h	523.6	556.2
入 口 温 度 t <sub>in</sub> °C	25.0	784.0
出 口 温 度 t <sub>out</sub> °C	720.0	195.0
熱 交 換 量 Q <sub>a</sub> Kcal/h	$94.7 \times 10^3$	

##### 4.4.2 空気予熱器の配置に関する検討

燃焼室から流出するガスの流れが円周方向でなるべくアンバランスを生じないように、4ユニットの空気予熱器を燃焼室の両側に分けて配置すべきであるが、4気筒直列機関の場合には気筒間距離の制約をうける。した

表4.4.2 空気予熱器のエレメント形式および所要伝熱面積

流体区分	空気側	燃焼ガス側
エレメント形式		
フィンピッチ $s \times p$ mm	 8.5 × 3.5	Kays & London PLAIN PLATE FIN 14.77相当
フィン厚さ $\delta$ mm	0.30	
流路断面形状 $a \times b$ mm	144.5 × 84.0	× 4 ユニット
エレメント数／ユニット	9	8
流路断面積 $A_c$ $m^2$	$20.9 \times 10^{-3}$	$18.6 \times 10^{-3}$
重量速度 $G$ $Kgf/m^2s$	6.95	8.30
レイノルズ数 $Re$	571	647
熱伝達率 $\alpha$ $Kal/m^2h^\circ C$	70.4	77.9
フィン効率 $\eta_f$	0.869	0.867
熱通過率 $U_a$ $Kal/m^2h^\circ C$	30.3	
所要伝熱面積 $F$ $m^2$	17.2	15.3
所要エレメント長さ $L$ m	0.455	
エレメント圧力損失 $\Delta p_e$ $Kgf/m^2$	31.3	51.4

がって、平面的な配置は、図4.4.1に示すように、空気予熱器は若干両側に偏った配置とした。

さて、燃焼ガスの流れを説明すると、加熱器を通過した後、加熱器底部の4ヶ所から空気予熱器に入って上向きに流れ、熱交換後上部で両側それぞれ1ヶ所に集って排出される。一方、空気の流れは、まず燃焼室両側の台形断面ダクトの下部から入ってダクトの上部で2つに分かれ、それぞれの空気予熱器に流入する。空気は熱交エレメント内を下向きに流れ加熱された後、各ユニット底部へ集まり、さらに4ヶ所の三角形断面のダクトによって上部に導びかれ、ここから燃焼器に入る。

## 4.5 燃焼システム設計

### 4.5.1 燃焼システムに対する要求

#### (1) 機関側からの要求仕様

機関側からの要求仕様としては、昭和52年度実験機関全体計画において、その諸元が設定され、それに基づき燃焼方式等の詳細仕様の検討を行なってきた。しかし、設定された仕様は温度条件及びボイラーフィアの点で改善の余地があ

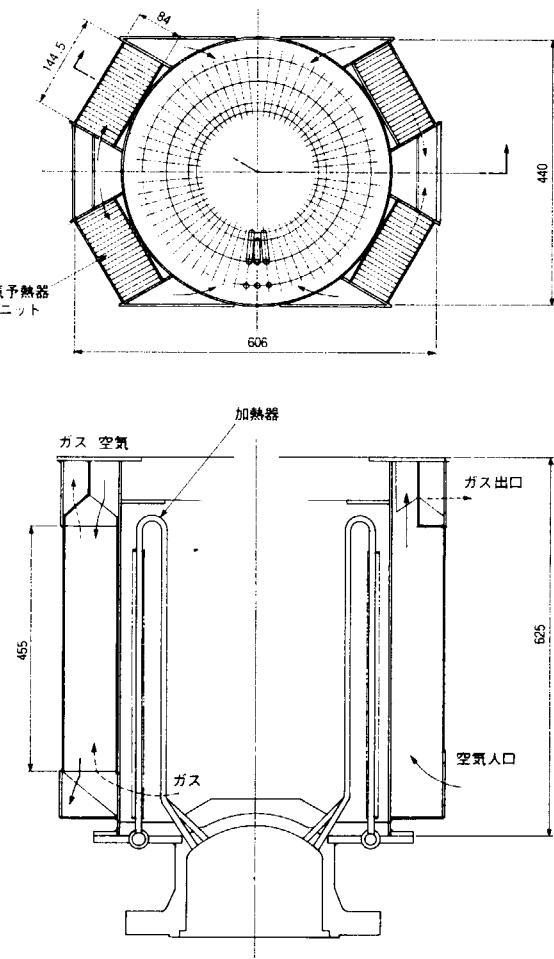


図4.4.1 空気予熱器組立図

ることがわかり、表 4.5.1 に示すような仕様に変更された。(変更の詳細については設計研究 2.3.3 参照)

ただし、仕様変更に伴ないシステムとして大巾に変更する必要はないと考えられる。

### (2) 燃焼器側からの要求仕様

現在設定されている燃焼方式はバーナ部は空気噴霧式アトマイザで、噴霧用空気は常に一定の圧力・流量で供され、燃焼用空気はバーナスロート部の空気噴出面積の増減により流量コントロールを行なっている。又燃料流量は流量調整弁により、バーナへの供給燃料をコントロールする方式となっている。上述の燃焼方式における着火時、最大燃焼時及び最小燃焼時の燃料供給系及び空気供給系の仕様を燃焼器側からの要求仕様として表 4.5.2 に示した。しかし、これらの仕様は現時点での設定値であるため、実験機関 1 次においては余裕を持たせておく必要がある。

表 4.5.1 機関側からの要求仕様

燃 料	A重油(将来 BまたはC重油についても検討する) 低位発熱量 10,260 Kcal/Kg 理論空気量 14.6 air Kg/fuel Kg
燃 料 消 費 量	32.6 Kg/h (最大燃焼負荷時)
最 低 燃 焼 負 荷	最大燃焼負荷の 10%
空 気 過 剰 率	1.1 (最大燃焼負荷時)
空 気 流 量	524 Kg/h (= 405 Nm <sup>3</sup> /h)
空 气 予 熱 温 度	720 °C
燃 焼 ガ ス 量	556 Kg/h
その他の参考値	加熱器吸収熱量 308,900 Kcal/h 予熱器回収熱量 94,700 Kcal/h ボイラ効率 92.4 % 空気入口温度 25 °C 加熱器出口ガス温度 784 °C 排ガス温度 195 °C

表 4.5.2 燃焼器側からの要求仕様

			着火時	最大燃焼時	最小燃焼時	備考
噴霧空用 空氣	流 量	Kg/h	50			
	圧 力	Kg/cm <sup>2</sup>	2			
燃焼空用 空氣	流 量	Kg/h	250	475	30	
	圧 力	mmAq	900			
燃 料 油	流 量	Kg/h	16	32.6	2.3	
	ポンプ吐出圧	Kg/cm <sup>2</sup>	10			
	バーナ口圧力	Kg/cm <sup>2</sup>	2~3	10	0.05	

### (3) 制御システムからの要求仕様

スターリング機関は外燃機関であり、燃焼器制御は非常に重要な項目である。燃焼器制御としては着火・消火及び燃焼量制御が必要である。制御システムからの要求項目としては、必要燃焼量に応じて燃料流量と空気

流量が一意的に定まること、具体的には各々の流量コントロール機構がリンク等により連結されていることが望ましい。しかし制御システムからの指令は電気信号が想定されているため、最終的には電気信号に応ずるコントロールが必要となろう。又制御システムとの関連においては火炎検出装置、点火装置その他機器類の運転監視、コントロール等が必要である。

#### 4.5.2 燃焼システムに関する検討

前項においては、燃焼システムに対する機関側、燃焼器側及び制御システムそれぞれからの要求仕様について調査してきた。それら要求仕様を満足する燃焼システムについて、次に検討することとする。システム系統図としては図4.5.1に示すようなものが考えられる。本系統図において、噴霧用空気は大気からエア・フィルタを介して吸込まれ、空気圧縮機により昇圧されてから直接バーナへ送られる。又燃焼用空気は大気からエア・フィルタ、サイレンサーを介して吸込まれ、送風機により空気予熱器へ送られ、そこで燃焼ガスと熱交換することにより温度上昇する。そして、空気流量制御機構により流量調整された後燃焼器内へ送り込まれる。燃料油は燃料油タンクからフィルタを通って、燃料送油ポンプにより圧送される。その時送油ポンプ吐出側は圧力制御弁により一定圧力に保たれ、燃料遮断弁、フィルタ、逆止弁を通って流量制御弁において流量コントロールされた後バーナへ送られる。以上の燃料油、空気供給系統の他、点火装置と火炎検出装置が含まれている。本系統図においては空気流量制御機構と燃料流量制御弁は連動するように示してあるが、その詳細については次年度検討することとする。又着火、消火、燃焼量制御等の操作手順については、制御システムの研究報告に述べられているので、ここでは省略する。

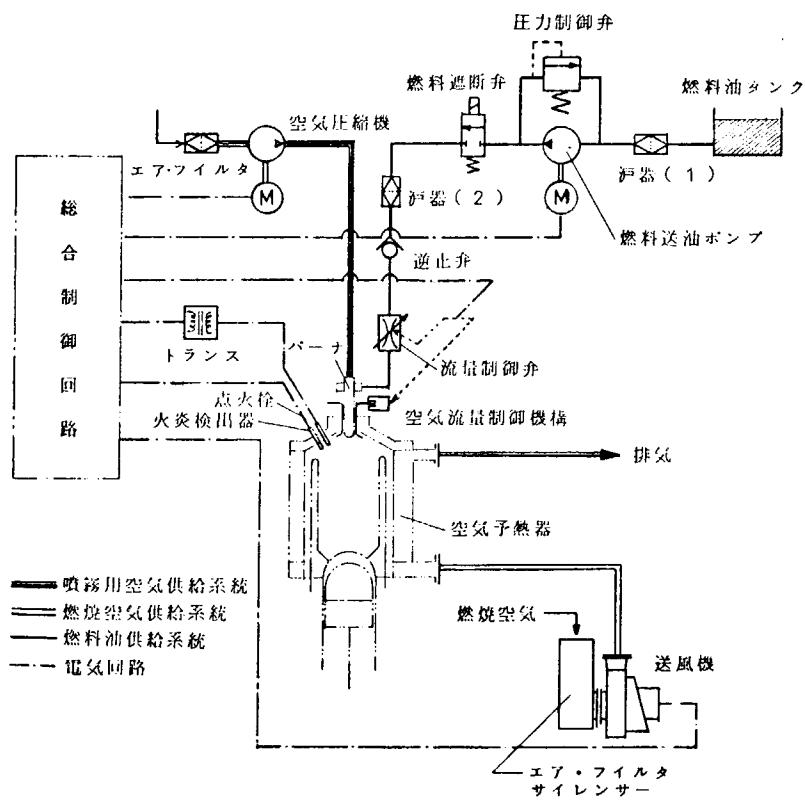


図 4.5.1 燃焼システム系統図

次に図4.5.1に示した燃焼システム系統図を構成する各機器の要求仕様及び機器の方式の調査結果を表4.5.3に示す。これらの機器のうち点火栓、火炎検出器については、非常に高温の燃焼ガスに、又空気流量制御機構については高温空気に露出しているため、充分耐熱性を留意する必要があるが、これら以外の機器についてはボイラーやガスタービン用のものが使用可能であると考えられる。

表 4.5.3 燃焼システム構成機器仕様

	機器名称	仕様	機器方式
噴霧供給空気系統	エア・フィルタ	防塵	乾式
	空気圧縮機	定格圧力 $2 \text{ Kg/cm}^2$ 定格流量 $40 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ( $= 50 \text{ Kg/h}$ )	往復圧縮機
燃焼空気供給系統	エア・フィルタ	防塵	乾式
	サイレンサ		
	送風機	定格流量 $370 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ( $= 475 \text{ Kg/h}$ ) $900 \text{ mmAq}$	ターボブロア
	空気流量制御機構	流量制御範囲 $23 \sim 370 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ( $30 \sim 475 \text{ Kg/h}$ ) $900 \text{ mmAq}$	通路面積変更による(燃料油流量制御弁と連動)
燃料油供給系統	炉器(1)	100メッシュ 定格流量 $0.65 \text{ l/min}$	・オートクリーン式 ・ノッチワイヤ式
	燃料送油ポンプ	定格圧力 $10 \text{ Kg/cm}^2$ 定格流量 $0.65 \text{ l/min}$ ( $= 32.6 \text{ Kg/h}$ )	歯車ポンプ
	圧力制御弁	定格圧力 $10 \text{ Kg/cm}^2$ 定格流量 $0.65 \text{ l/min}$	バランスピストン型リリーフ弁
	燃料遮断弁	定格圧力 $10 \text{ Kg/cm}^2$ 定格流量 $0.65 \text{ l/min}$	電磁式
	炉器(2)	200メッシュ 定格圧力 $10 \text{ Kg/cm}^2$ 定格流量 $0.65 \text{ l/min}$	・オートクリーン式 ・ノッチワイヤ式 ・ペーパー式
	逆止弁	開弁圧 $0.05 \text{ Kg/cm}^2$ 定格圧力 $10 \text{ Kg/cm}^2$ 定格流量 $0.65 \text{ l/min}$	
	流量制御弁	流量制御範囲 $0.046 \sim 0.65 \text{ l/min}$ 定格圧力 $10 \text{ Kg/cm}^2$	圧力補償付流量調整弁 (空気流量制御機構と連動)
着装火置	トランス 点火栓	電源 AC110V×400A $16 \text{ Joule}/\text{1放電}, 50 \sim 90 \text{ 回}/\text{1分}$	電気スパーク式
火出炎装検装置	火炎検出器	火炎温度 約 $2000^\circ\text{C}$ (重油燃焼)	光学的方式—可視光域検出 (CdS, Se, シリコン)

## 参考資料

- (1) 高橋恭郎他, 燃焼を伴う炉内伝熱の数値計算によるシミュレーション, 三菱重工技報, Vol.9 (1972), No.2, p.139
- (2) W. M. Kays and A. L. London, Compact Heat Exchangers, National Press (1955)

## 5. 制御システムの研究

### 5.1 研究の概要

本年度における研究実施項目は

- (1) 出力制御機構の調査・検討
- (2) 起動・停止制御機構の調査・検討

である。

(1)に関しては、まずスターリング機関の出力制御機構における制御項目、応答性、出力制御範囲及び検出機構等について、具備すべき基本的条件をスターリング機関の特異性或いは現有の船舶機関との比較において調査し、その問題点の抽出を行なった。次に作動流体出力制御の基本方式として (i)平均圧力制御法、(ii)圧力振巾制御法、(iii)平均圧力+圧力振巾制御法、(iv)短絡弁制御法 を選定し、概略的構成をそれぞれについて行ない、前述の基本的条件に関する定性的評価を行なった。更に作動流体側の出力制御と燃焼器側の出力制御を組合せた場合に予想される問題点についても調査した。これらの内容は 5.2 に述べられている。

(2)に関しては、その制御手順を設定し、各プロセスにおける所要項目についての検討を行なった。更に各部の状態変化、特に高温部の温度状態の想定を行ない、本制御機構の問題点の調査・検討を行なった。これらの内容は 5.3 に述べられている。

そして、出力制御機構と起動・停止制御機構を組合せた概略のシステム図を作成し、そのシステム図を基に起動から負荷投入、出力変更そして機関停止までの過程における制御命令の系路及び構成部品の状態について想定し、制御システムの具体的イメージを把握するための検討を行なった。又制御システムを構成する部品に関して、必要仕様、現状の技術レベル及びその方式等についての調査を行なった。これらの内容は 5.4 に述べられている。

以上の成果として、出力制御機構及び起動停止制御機構の所要条件が明らかになり、又制御システムを構成する上での問題点或いは必要条件を掌握することができた。しかし、これらはすべて定性的なものであり、研究が進むにつれ逐次修正して行かなければならない。従って、今後はサイクルシミュレーション或いは制御シミュレーションにより、ある程度の定量化を図ると同時に、実験機関による調査を併行して進めなければならない。

次年度は実験機関 1 次による要素マッチング試験で予定されている制御特性試験に必要な出力制御機構及び起動・停止制御機構の構成部品の設計を行なう予定である。なお、この制御特性試験は制御システムを設計するための基礎データを得るものであり、従って設計する制御機構も手動方式を主体としたものである。

### 5.2 出力制御機構の調査・検討

#### 5.2.1 基本的要件の調査

##### (1) 制御項目

スターリング機関の出力制御機構としては、燃焼器側の燃焼量制御と、作動流体側のサイクル制御を同時に行なう必要がある。燃焼器側制御としては燃料量と燃焼空気量が、又作動流体側としては作動流体重量あるいは作動室容積が制御する項目となる。これら以外にも出力制御項目は考えられるが、ここでは扱わないこととする。

##### (2) 応答性

出力制御でまず第 1 に要求されることはその応答性であり、ディーゼル発電機関を例にとると瞬時値 10 %、整定値 5 %、整定時間 5 sec である。スターリング機関の場合応答性は他の内燃機関に比して劣るとされているが、それは作動流体への伝熱は熱交換器を介して行なうため伝熱経路における熱容量が問題となるためであ

る。主機関を考えた場合、それ程迅速な応答は要求されないが、発電機関の場合ディーゼル機関並が必要であり、今後の研究により充分に検討する必要がある。

### (3) 出力制御範囲

設計研究において前年度船用主機関としてクラッチ付減速機、船用補機関として発電機をそれぞれ駆動した場合についての出力制御範囲の想定を行なった。<sup>(1)</sup> 表 5.2.1 にそれらを示す。現段階においては、この出力制御範囲について更に詳細に検討することは困難であり、今後の研究により逐次修正することとして、この表 5.2.1 の値を当面の出力制御範囲の設定値とする。

表 5.2.1 無負荷／全負荷における出力制御範囲

	船用主機関	船用補機関
作動流体側	1 / 15	1 / 20
燃焼器側	1 / 15	1 / 10
備考	無負荷時の回転数は全負荷時の $\frac{1}{3}$	回転数一定

### (4) 検出機構

機関出力の検出には、他の動力機関と同様回転数監視が適当と考えられる。それは機関回転数の変化により負荷を検出し、その信号により出力制御機構をコントロールする方式であり、一般には燃量コントロールガバナが用いられるが、スターリング機関の場合燃焼量、作動流体双方の制御が必要であるため、この他加熱器壁温度の検出が必要である。加熱器壁温度の検出は一般的な測温抵抗体或いは熱電対の使用が可能であるが、応答性・耐久性に難点があり、その相当温度として燃焼ガス加熱器出口温度等の検出についても検討の必要がある。なお回転数検出にはガバナを用いてもよいが、単に回転パルス信号のみでも総合制御機構において演算処理すれば制御は可能である。

### (5) その他

その他出力制御機構の基本的用件としては、繰返し制御が可能であること、広範囲の負荷において高効率であることなどが挙げられる。又壁温異常上昇、作動流体圧力異常上昇、オーバースピード等の保護装置も出力制御機構の一環として考慮しておく必要がある。

## 5.2.2 作動流体側出力制御

### (1) 基本方式の調査

作動流体側出力制御の基本方式としては、

- (i) 平均圧力制御法
- (ii) 圧力振巾制御法
- (iii) 平均圧力+圧力振巾制御法
- (iv) 短絡弁制御法

があり、それぞれの基本構成を図 5.2.1 に示す。平均圧力制御法は作動室内の作動流体重量を変更することにより平均圧力を変え出力制御するものであり、圧力振巾制御法は作動室容積を変更することにより圧力振巾を変え出力制御するものであり、平均圧力+圧力振巾制御法はその両方を加味したものである。これらの方に關し、実験機関 1 次試設計の要目に従って、部分負荷時も含め前述の出力制御範囲における附加容積 (Vad) をショットサイクルにより求めた計算結果を図 5.2.2 に、又補機関の場合の P-V, P-θ 線図を図 5.2.3 に示した。図 5.2.2 から平均圧力制御法と圧力振巾制御法については附加容積はほぼ同一であり、平均圧力+圧力振巾制御法はかなり少なく約  $\frac{1}{6}$  程度でよいことになる。又一方短絡弁制御法については Pmax 室から Pmin 室への作動流体流量を制御することにより圧力振巾をえて出力制御する方式で、附加容積は不要である。

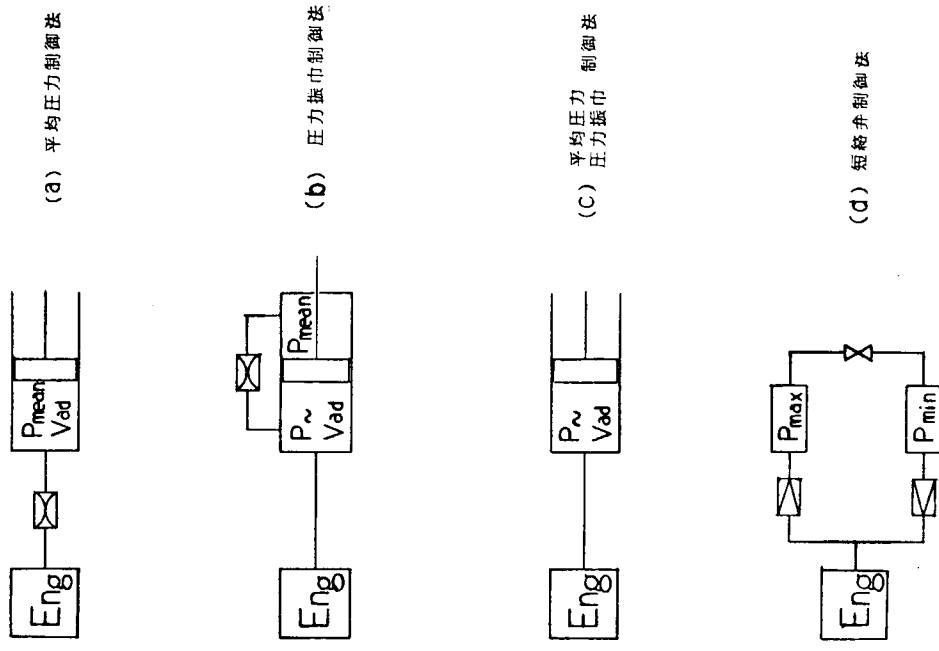


図 5.2.2 出力制御における作動流体側附加容積  
 (1) 制用主機関  
 (2) 制用補機関  
 (a) 平均圧力制御法  
 (b) 圧力振巾制御法  
 (c) 平均圧力+圧力振巾制御法

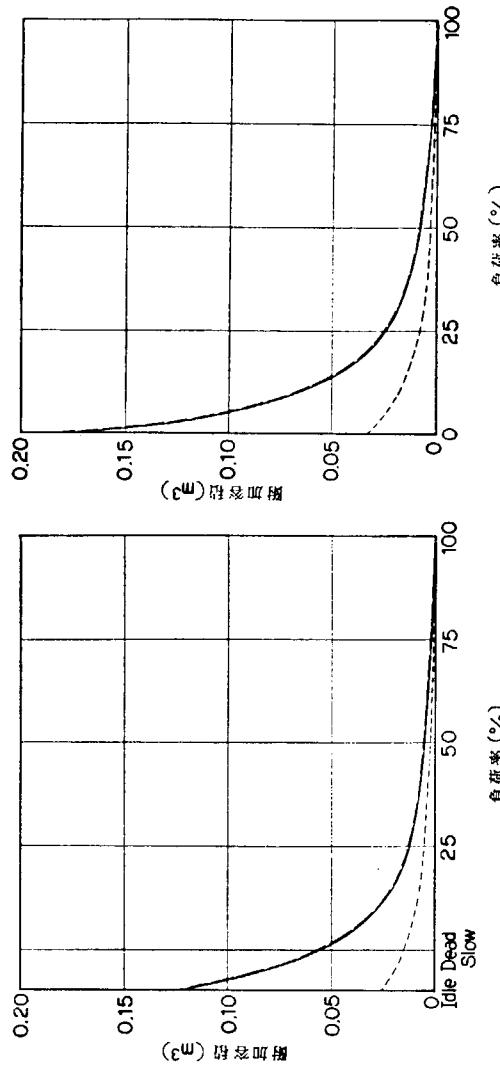


図 5.2.1 作動流体側出力制御基本方式構成図

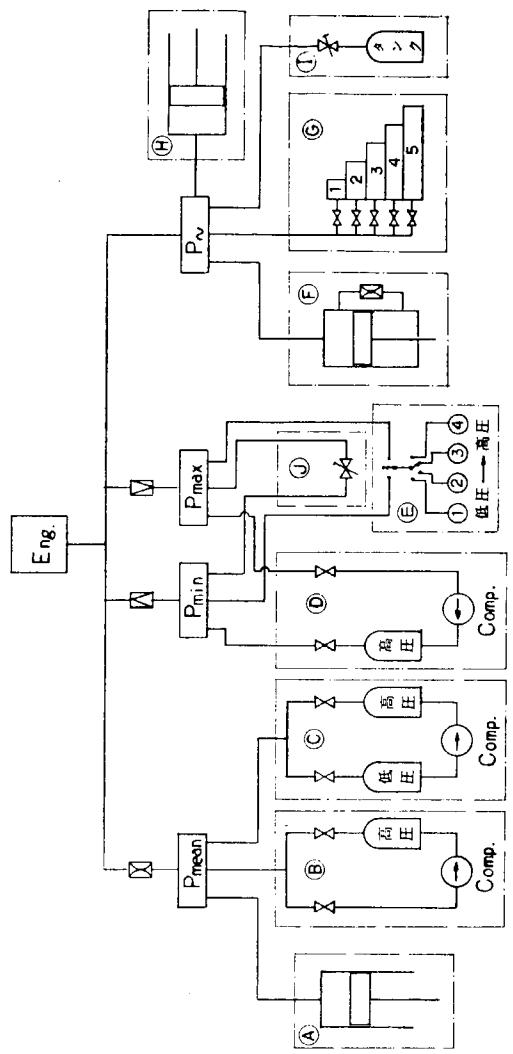


図 5.2.4 作動流体側出力制御構成例

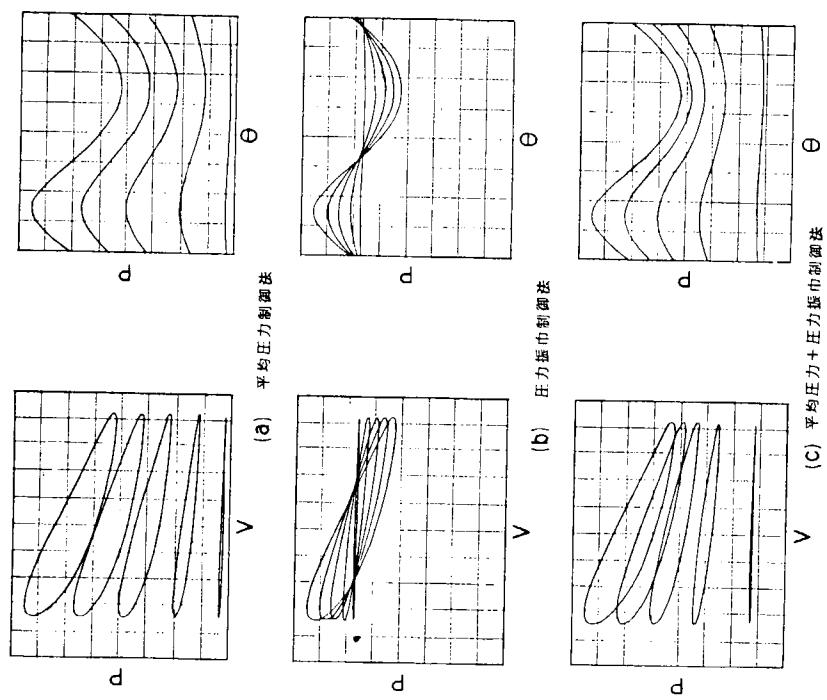


図 5.2.3 P-V, P-θ 線図(出力制御計算値)

表 5.2.2 作動流体側出力制御構成例の評価

方 式	平 均 壓 力 制 御 法				圧 力 振 巾 制 御 法				平均圧力+圧力振巾制御法				短 絡 斧 制 御 法		
種 別	Ⓐ	Ⓑ	Ⓒ	Ⓓ	Ⓔ	Ⓕ	Ⓖ	Ⓗ	Ⓘ	Ⓙ	Ⓗ	Ⓘ	Ⓙ	①	②
要 要 概 概	附加シリソーダー パワーピストンにより作動流体重量を変更	供給斧とコンプレッサーによる操作により作動流体重量を変更	減圧斧により作動流体重量を変更	Ⓐと同じ。コンプレッサー容量が小さくよい。	圧力の異なるタシクの連絡により $P_{max}, P_{min}$ により作動流体重量を変更	附加シリソーダーのビストンにより作動室容積を変更	附加シリソーダーのビストンにより作動室容積を変更	附加シリソーダーのビストンにより作動室容積を変更	流量制御斧により実質上の作動室容積を変更	流量制御斧により実質上の作動室容積を変更	流量制御斧により実質上の作動室容積を変更	流量制御斧により実質上の作動室容積を変更	①	①	
効率(部分負荷)	良	良	良	良	良	良	良	良	良	良	良	良	良	悪	悪
応答性 出力増 出力減	普通	普通	非常に遅い	速	速	速	速	速	普通	普通	普通	普通	普通	速	速
影響因子 影響因子	絞り抵抗、パワーピストン操作	コンプレッサー容量絞り抵抗	高圧・低圧タンク容積	コンプレッサー容量	コンプレッサー容量	弁の操作手順	ビストン操作	弁の操作	パワーピストン操作	弁の操作	弁の操作	弁の操作	弁の操作	①	②
繰返し制御 構成部品	可	能	能	能	能	可	能	可	能	能	能	能	能	能	能
特許関係 評価	(i)附加シリソーダー $- 200\ell$ (ii)パワーピストン 作動力 $1.10 \text{ Kg/cm}^2$ (圧縮空気又は油圧) (iii)絞り	(i)コンプレッサー $5 \sim 110 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow 1.50 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow 100 \text{ Kg/cm}^2$ (ii)高圧タンク $150 \text{ Kg/cm}^2, 53\ell$ (iii)低圧タンク $150 \text{ Kg/cm}^2, 21\ell$ (iv)供給斧 (v)減圧斧 (vi)逆止弁	(i)コンプレッサー $7 \sim 150 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow 1.50 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow 100 \text{ Kg/cm}^2$ (ii)高圧タンク $150 \text{ Kg/cm}^2, 53\ell$ (iii)低圧タンク $150 \text{ Kg/cm}^2, 21\ell$ (iv)供給斧 (v)減圧斧 (vi)逆止弁	(i)附加シリソーダー $200\ell$ (ii)ビストン作動力 $150 \text{ Kg/cm}^2$ (iii)逆止弁	(i)附加シリソーダー $35\ell$ (ii)パワーピストン 作動力 $150 \text{ Kg/cm}^2$ (iii)逆止弁	(i)流量制御斧 (ii)タンク $(P_{mean})$ 200 $\ell$ (iii)単シリンダー では附加タンク が必要	(i)流量制御斧 (ii)逆止弁 (iii)大容積の必要 性	(i)流量制御斧 (ii)逆止弁 (iii)逆止弁 の耐久性	(i)流量制御斧 (ii)逆止弁 (iii)逆止弁 の耐久性	(i)流量制御斧 (ii)逆止弁 (iii)逆止弁 の耐久性	(i)流量制御斧 (ii)逆止弁 (iii)逆止弁 の耐久性	(i)流量制御斧 (ii)逆止弁 (iii)逆止弁 の耐久性	(i)流量制御斧 (ii)逆止弁 (iii)逆止弁 の耐久性	(i)特許を避ける ことは難しい。 (ii)逆止弁の耐久 性 (iii)負荷変更範囲 を大きくする には大容量の 斧が必要	(i)特許を避ける ことは難しい。 (ii)逆止弁の耐久 性 (iii)負荷変更範囲 を大きくする には大容量の 斧が必要

以上の基本方式に従って構成した出力制御機構についての検討を次に行なうこととする。

## (2) 構成例とその評価

前述の基本方式に従った出力制御機構の構成例を図 5.2.4 に示す。図中のⒶ～Ⓑは平均圧力制御法、ⒸⒹは圧力振巾制御法、ⒺⒻ是平均圧力+圧力振巾制御法、そして①⑦は短絡弁制御法である。又それぞれの構成例についての評価を表 5.2.2 に示した。いずれの方式も優劣がつけ難く、現実的な出力制御方式としては数種の方式を組合せる必要がある。いずれにせよ各基本方式の特性を実験により調査し、その後具体的構成を検討する必要がある。

### 5.2.3 燃焼器側出力制御

燃焼量制御は燃焼方式と密接な関係があり、詳細は燃焼方式の研究で検討されている。制御項目は燃料と燃焼空気の流量制御であるが、最適燃焼を行なうためには種々の問題点がある。現在燃料流量は噴射圧制御、空気流量は通路面積の制御で行なわれている。燃焼器側出力制御機構としては検出された機関回転数・加熱器壁温度により作動流体側出力制御と相関をもった燃焼量制御を行なえばよい。その際燃料と空気との適性比率を図り、全負荷範囲にわたり良好な燃焼が得られるようにする必要がある。しかし、スターリング機関の燃焼器は他の燃焼器に比して制御範囲が広いので、かなり複雑なコントロールが必要である。特に低負荷時は空気比を大きくしなければならず、燃料・空気共独立した制御が必要である。又高効率を維持するためには加熱器壁温度も可能な限り一定にする必要がある。

燃焼器側出力制御は作動流体側出力制御と表裏の関係にあり、その点については次節にて検討するが、定量的には燃焼方式の研究結果を待たねばならず、又実験機関により各特性についても調査しなければならない。

### 5.2.4 組合せシステムとしての検討

スターリング機関出力制御機構として作動流体側出力制御と燃焼器側出力制御を組合せた状態においての問題点と検出機構からの命令系統の流れについて検討する。

まず第 1 の問題点は負荷変更に伴なう制御量の差である。ディーゼル機関のように燃料量により出力が一意的に定まるのではなく、サイクル熱効率とボイラーエ率の変化率が負荷により異なるため、同一の制御量とすることはできない。又同じ燃焼量においても作動流体側の状態により出力は変る。特に作動流体側の制御方式として 2 方式併用した場合その差は更に大きくなり、機械要素の組合せによる機構では不可能で、プログラムをもった電子制御が必要となる。次に応答速度の差による問題であるが、5.2.2 で検討した如く作動流体側出力制御は方式によりかなり差があり、又燃焼器側は燃焼量が変化しても加熱器壁温度が整定するまでにはある程度の時間遅れが生ずる。従ってあまり鋭敏な制御を行なうと双方共ハンチングの危険性がでてくる。更に出力制御関係の補機類の運転制御も必要である。

一方検出機構としては機関回転数と加熱器壁温度の検出を行なう予定であるが、負荷変動に対しては機関回転数が即座に変化するのでこれを 1 次検出とし、壁温度の方はその応答性の点からも 2 次的な制御に用いるのが妥当と思われる。次に問題となるのは制御手順である。設定した回転数と機関回転数に差が生じた場合機関出力の変更を行なうのであるが、この場合作動流体側制御と燃焼器側制御いずれを優先するか或いは同時に制御するかが問題となる。作動流体側を先に制御した場合、燃焼量一定とすれば加熱器壁温度が変化し、それを検出して燃焼器側を制御する手順となる。この場合機関出力は作動流体側を制御した時点で変化し、加熱管熱容量分だけ燃焼器側制御が遅れることとなる。逆に燃焼器側制御を先に行なった場合は機関出力は加熱器壁温度に対応して変化し、その変化に応じて作動流体側を制御することになる。又同時に行なった場合、加熱器壁温度の変化によりいずれか一方を制御し整定になるようにすべきであるがこの場合ハンチングの可能性が高くなる。又個々の制御量も問題である。従って制御機構としては、回転数検出により作動流体側を制御し、加熱器壁温度により燃焼を制御する各々独立した制御方式を設定する。しかし、大きな負荷変動に対しては、同時に制御するような考慮も

必要となろう。

### 5.3 起動・停止制御機構の調査検討

#### 5.3.1 制御手順の設定

スターリング機関の起動・停止制御機構は燃焼器に関する部分と機関回転に関する部分とそれに作動流体に関する部分の3系統から構成される。燃焼器についてはボイラー等の技術が、機関回転についてはディーゼル機関の技術がそれぞれ応用でき、作動流体については出力制御機構の一部として考えることができる。それらの組合せによりスターリング機関の起動・停止の制御手順を設定し、各段階における所要事項について検討することとする。なお、燃焼空気用プロア及び燃料ポンプは機関とは別駆動として考えた。

##### (1) 起動時

図5.3.1(a)は起動時の流れ図を示したものである。まず起動命令によりプロアの運転を開始し燃焼ガス系路のプレバージを行なう。次に燃料ポンプの運転を始め着火準備に入る。着火準備としては燃焼空気量、燃料噴射圧力を規定値とし、着火作動に入る。まず点火栓に通電し、タイマーにより燃料噴射を開始し、火炎検出器により着火を確認する。この場合着火ミスが生じた場合警報等の信号を出し、プロア以外は停止状態にする。着火確認後加熱器壁温度が起動可能状態となれば機関に回転力を附加し、回転始動を行なう。この場合機関に作動流体充てんと潤滑油プライミングを行なっておくことが必要である。その後自力運転状態となり始動確認後規定回転数まで上昇すれば起動完了となる。なお、始動確認時点で自力運転に到らない場合、起動不能として着火ミス同様信号を出し、プロア以外は停止状態とする。

##### (2) 停止時

図5.3.1(b)は停止時の流れ図を示したものである。停止命令により、まず燃料噴射を停止し消火する。その後燃料ポンプを停止し、加熱器壁温度がある程度降下するまで余熱により機関を運転状態としておき、壁温度が設定温度以下になれば、作動流体の減圧を開始し機関を停止する。そして壁温度が更に低下するまでポストバージを続け、充分低下した時点でプロアを停止し、停止完了となる。

##### (3) その他

起動・停止制御機構に関連する制御機構としては、通常の起動・停止のほか失火・ガス洩れ・オーバヒート・

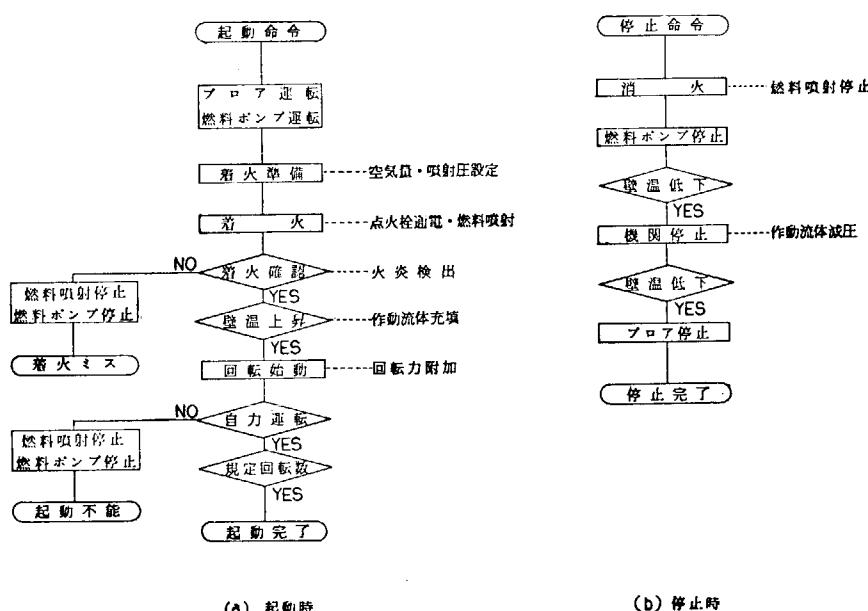


図5.3.1 起動・停止制御機構流れ図

オーバラン等異常時の緊急停止の問題がある。又再起動時も通常の冷態起動とは各部の温度状態が異なる。これらの制御手順としては通常の起動・停止と変わらないが、機関保護の観点から監視機構を別途考慮しておかなければならない。これらについては制御システムを具体化する時点で検討を行なう。

### 5.3.2 基本的要件の調査

起動・停止の制御手順は前述のとおりであるが、各段階において考慮しておかねばならぬ項目が多々ある。特に高温部の温度状態は重要であり、以下各段階における状態を想定し検討を行なうこととする。

#### (1) 起動時

着火後燃焼室内の火炎より直接熱を受ける部分の表面温度は急上昇する。そのため内部との温度差が生じ大きな熱応力が作用する。シリンダヘッド及び加熱管がこの状態となる。シリンダヘッド側は上面に遮熱覆いにより緩和できるが、加熱管は設計的に防止することは不可能で燃焼器制御側より急上昇を防止しなければならない。管内の作動流体が流れをもてば、急上昇は防止できるが、起動時間との関係もあるため、着火後の燃焼量を低くし、大きな温度差が生じないようにする必要がある。

回転始動後はシリンダヘッドでは強度上肉厚を厚くする必要から又遮熱覆いの影響で、逆に作動流体側からの伝熱により内部との温度差が生じ、同様熱応力が作用する。これも起動時間に関係するが、加熱管の温度があまり上昇しない時点で回転始動を行ない、作動流体温度の上昇速度を低くすれば緩和される。

その他起動時における問題点は何らかの不備により起動不能状態になった場合である。原因としては空気量・燃料噴射圧の誤動差、点火栓の予熱不足或いは作動流体の洩れ等種々考えられるが、現時点での制御機構としては着火不能の場合と回転始動不能の場合の再起動は考慮しないことにする。

#### (2) 停止時

停止命令を受けて機関を即停止した場合、作動流体が滞留し加熱管は場所的に大きな温度差ができ変形が生じる。消火後も機関を余熱で運転状態にしておけば、内部の作動流体との伝熱で場所的な温度差は小さくなり、変形もあまりおこらない。従って消火後も加熱管壁温度がある程度低下するまで運転を続けることが必要である。そして機関停止後もプロアによる冷却を続行すれば、上記と同様場所的温度差は緩和される。又燃焼ガス系路の掃気にも必要である。

なお機関停止方法は放置状態としてもよいが、作動流体を減圧した方が確実である。

#### (3) 出力制御機構との組合せ

作動流体及び燃焼量共起動・停止の条件設定は出力制御と同一の機構で行なうことになろう。具体的には着火時の燃料噴射量と燃焼空気量、回転始動時の作動流体量、機関停止時の減圧量及びブレバージとポストバージの送風量等の制御は出力制御におけるこれらの制御機構と同一の機構で行なうということである。しかし出力制御機構の方は負荷状態による自己制御であるのに対し、起動・停止制御機構はあらかじめ設定された条件により作動するもので他動的である。従って制御回路は各々独立していることが必要であり、両方の制御機構が同時に作動することは避けねばならない。

上記のことのみ考慮すれば出力制御機構と起動・停止制御機構は1つの制御機構として構成してもよいものと思われる。

## 5.4 システム設計

### 5.4.1 システム試設計

前節までは出力制御機構と起動・停止制御機構個々に検討を行なってきた。しかし制御システムとしては前にも述べたとおり双方一体のシステムとして構成しなければならない。従ってこれまでの調査検討結果を基にし、出力制御機構と起動・停止制御機構を一体化したシステム例を図5.4.1に示した。

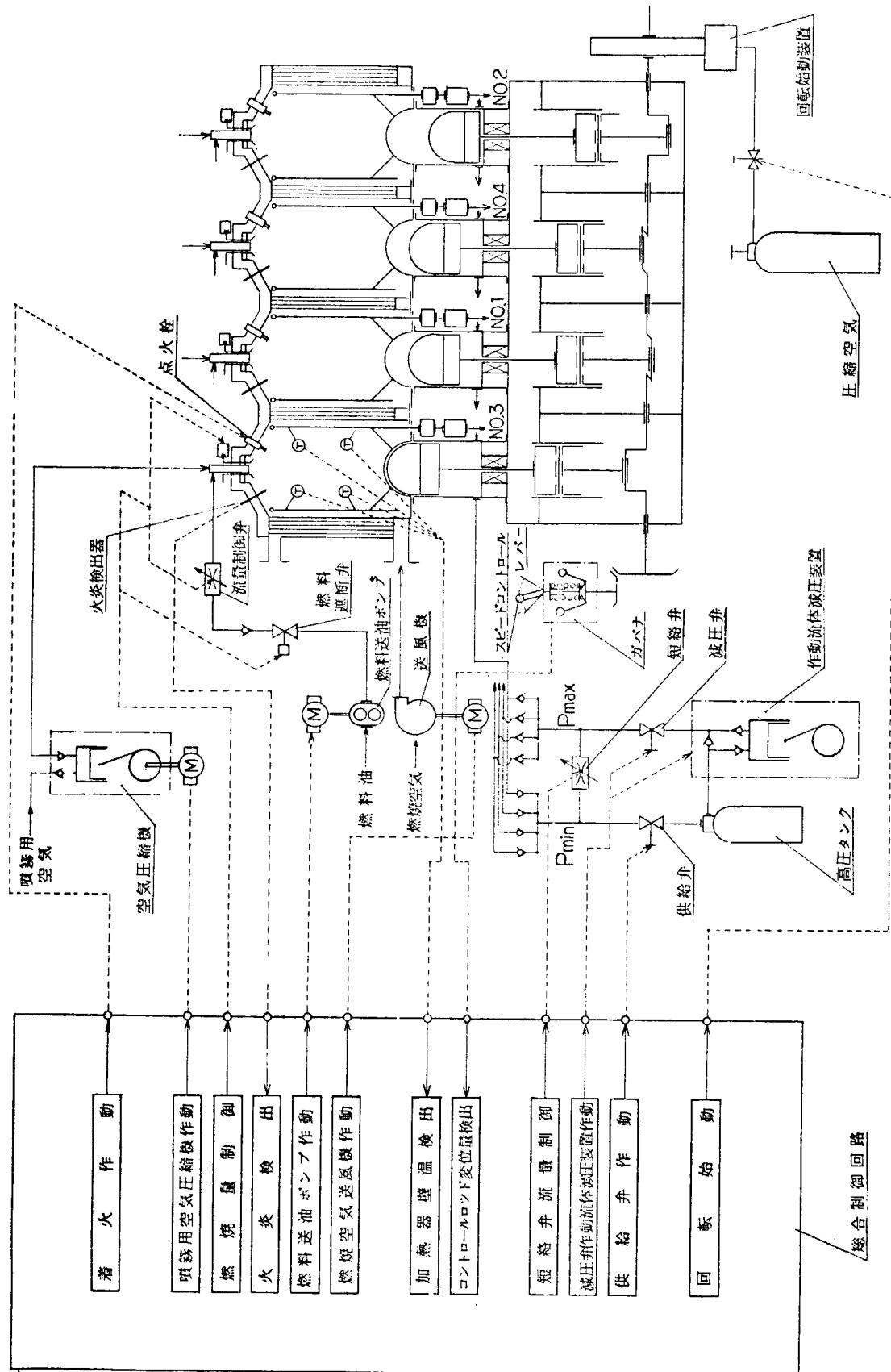


図 5.4.1 制御機構システム図（試設計）

出力制御方式としては図5.2.5、表5.2.2の①(平均圧力制御方式)と②(短絡弁制御方式)を併用した。又回転数検出はガバナを用いコントロールロッドの変位量を検出する事により出力増減の検出を行ない、加熱器壁温度は数個の温度センサーにより検出する方法をとっている。燃料噴射量は流量制御弁による燃料量制御方式、空気流量は通路面積変更による制御方式を採用している。又回転始動方式は圧縮空気によりフライホイルに回転力を附加する方式である。

全体のシステムとしては、各検出機構から受けた信号を総合制御回路に結集し、そこで適宜処理を行ない各制御系へ伝達する方式である。総合制御回路では各信号を演算処理し、各制御系の設定値を定める構成となるであろうが、詳細については次年度以降実験結果を導入して検討することとなろう。

#### 5.4.2 システムフローの検討

起動から停止に到るまでの各部の状態及び作動を想定することにより、システムフローの検討を行なうこととする。図5.4.1に示した制御システムを主機関に適用した場合の制御過程における各部の状態予想を図5.4.2に示す。本図を基に各制御過程についての検討を行なう。

##### (1) 起動→0%負荷

まず燃料送油ポンプ、空気圧縮機及び送風機を作動させ一定時間燃焼ガス系路のバージを行なう。次に点火栓に通電、同時に燃料噴射を開始し着火作動を行ない、着火後火炎検出が確認されれば供給弁を開き、作動室が設定の圧力となるまで作動流体を供給する。その間加熱器壁温度は上昇し、上限設定値(例えば720°C)になればFO流量Air流量を絞り壁温度上昇を抑制する。それより前、壁温度が始動可能温度になれば回転始動装置を作動させ、機関回転を開始、アイドリング回転数に達すれば起動完了となり、出力制御機構が作動を開始する。

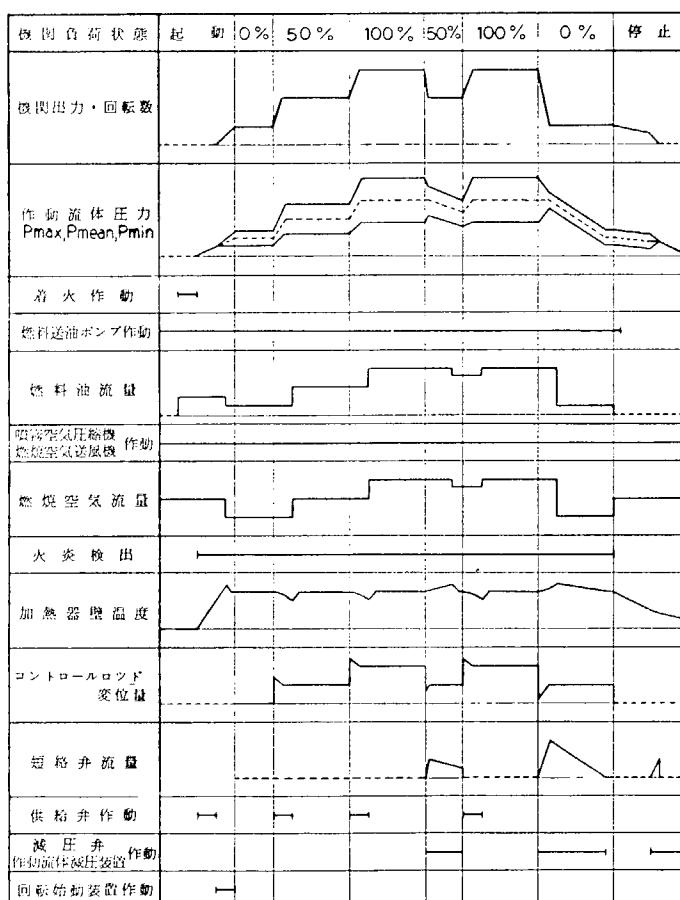


図5.4.2 制御過程における各部の状態予想

(2) 0%→50%負荷, 50%→100%負荷

スピード・コントロール・レバーを回転数増へすると、コントロール・ロッド変位量は負荷増へ変化し、供給弁が開き、作動流体圧力は上昇し機関出力・回転数共に増加する。それに伴ない加熱器壁温度は降下し、下限設定値（例えば680°C）になればFO流量Air流量を増加させ壁温度降下を抑制する。

(3) 100%→50%→100%負荷

スピード・コントロール・レバーを回転数減へすると、コントロール・ロッド変位量は負荷減へ変化し、短絡弁が作動し、作動流体圧力は一定であるが圧力振巾が減少し、機関出力・回転数が減少する。なお短絡弁作動と同時に少しあくは微少時間遅れを持って減圧弁が開き作動流体減圧装置が作動開始する。そして減圧量に比例して短絡弁の開度は絞られて一定出力を保持するようになる。この間壁温度は徐々に上昇し、上限設定値になれば燃料、空気流量を制御する。続いてスピード・コントロール・レバーを回転数増へすると、コントロール・ロッドは負荷増へ変化し、短絡弁を閉じ、同時に減圧弁を閉じ、作動流体減圧装置の作動を停止する。そして未だ出力増加が不足であれば供給弁を開き、作動流体圧力を上昇させる。壁温度は下限設定値になればこれまでと同様燃料、空気流量を制御する。

(4) 100%→0%負荷

スピード・コントロール・レバーをアイドル位置にすると、コントロール・ロッドは負荷減へ変化し、前述の如く短絡弁、減圧弁及び作動流体減圧装置が作動し、機関出力はアイドル状態となる。そして減圧量が完了すると短絡弁は閉じ、減圧弁と作動流体減圧装置は作動を停止する。この間加熱器壁温度の変化に応じて燃料、空気流量は制御される。

(5) 0%負荷→停止

燃料遮断弁を作動させ、燃料噴射を停止し消火する。加熱器壁温度は徐々に低下し、それに伴なって作動流体圧力も低下し、機関回転数は下る。壁温度がある程度下れば短絡弁及び減圧弁回路が作動し機関を停止する。その後短絡弁は閉じ減圧弁回路のみ作動して、作動室内の作動流体を $2\text{kg}/\text{cm}^2$ 程度まで減圧する。一方送風機は加熱器壁温度が充分低下するまで作動を続行する。

各制御過程における各部の状態、装置の作動状況は以上のとおりである。しかし、各制御段階における制御量は検出装置からの信号に必ずしも比例しない。加熱器壁温度による燃料・空気流量制御は壁温度の上限・下限設定温度により作動する方式としたが、制御量は温度のみでは定まらず、温度変化速度等の情報が必要である。又コントロール・ロッド変位量検出による作動流体の制御の方は負荷増の場合供給弁、負荷減の場合短絡弁と減圧弁をそれぞれ作動させる方式であり、ロッド変位の方向により作動する装置が異なる。この場合はロッド変位量に比例して供給弁側は作動時間を、短絡弁側は開度を制御すればよい。又短絡弁作動中の負荷増の場合、先に短絡弁を閉じる方向に作動させ、その後供給弁を作動させなければならない。

以上のように制御システムはかなり複雑な作動が要求され、総合制御回路ではディジタル化による演算処理が必要と思われる。又各設定値及び制御量は実験機関による研究結果により決定することになる。

#### 5.4.3 保護装置

運転中の異常検出とそれに対する処置は機関保護のためいずれの機関でも装備している。ディーゼル機関で装備されているものとしては

(a) 検出項目

- (i) オーバ・スピード
- (ii) 潤滑油圧力低下
- (iii) 潤滑油温度上昇

(iv) 冷却水温度上昇

(v) 過負荷

(b) 处置方法

(i) 機関停止

(ii) 負荷減少

(iii) 警報、警告表示

の項目が挙げられる。一方スターリング機関では上記の項目以外に燃焼器関係及び作動流体の状態についての異常検出が必要となってくる。スターリング機関で装備が必要と思われる検出項目としては

(a) 燃焼器関係

(i) 失火

(ii) 燃焼ガス温度上昇

(iii) 加熱器壁温度上昇

(iv) 空気量低下

(v) 過負荷

(b) 作動流体関係

(i) 漏洩

(ii) 圧力上昇

(iii) 過負荷

(c) 機関本体関係

(i) オーバースピード

(ii) 潤滑油圧力低下

(iii) 潤滑油温度上昇

(iv) 冷却水温度上昇

等が考えられる。これらの異常を検出すれば機関停止、消火、燃焼量減少、負荷減少、作動流体大気開放、警告表示及び警報等の処置を異常の状態に応じて行なえばよい。なお、実験機関ではこれらすべてを装備する必要はないと思われる。

#### 5.4.4 構成部品の調査

制御システムは作動流体と燃焼器の制御機構と検出装置それに総合制御回路からできている。これらを構成する部品は次年度以降それぞれの研究においてその詳細が検討され、設計する予定であるので、ここでは構成部品として適応可能と思われる部品の現状について調査する。なお調査対象とする構成部品としては図5.4.1のシステム図に示されたものに限定する。

##### (1) 作動流体側制御機構

作動流体としては最高圧力  $150 \text{ kg/cm}^2$ 、温度  $100^\circ\text{C}$  のヘリウムとする。

###### (a) 作動流体減圧装置(コンプレッサー)

吸入側  $2 \sim 150 \text{ kg/cm}^2$ 、吐出側最高  $150 \text{ kg/cm}^2$  の高圧コンプレッサーである。回転駆動の往復動式コンプレッサーと油圧又は空気圧駆動のブースターポンプがヘリウム用として市販され、実績もかなりある。スターリング機関用として供するにも問題点はないが、吸入圧力が  $2 \sim 150 \text{ kg/cm}^2$  と非常に範囲が広いためブースタ式の方がより適しているものと思われる。なお、このコンプレッサーはロッドシール部作動流体回収装置と共に可能か否かの検討が必要である。

###### (b) 供給弁・減圧弁・短絡弁

機能的には供給弁と減圧弁はON-OFF弁、短絡弁は流量制御弁であり、いずれも電動式が望ましい。ON-OFF弁は高圧ガス用として市販されている電磁弁が適用可能であるが、その方面的製品は普通使用頻度はあまり多くなく、スターリング機関に適用する場合耐久性について考慮する必要があろう。一方短絡弁は往復流動に対しての流量制御が必要であり、この機能に適合する電動式の流量制御弁はなく、スターリング機関用として設計しなければならない。

#### (c) 逆止弁

$P_{max}$ ,  $P_{min}$ 室形成のための逆止弁は出力制御機構が作動中は機関1回転毎にON-OFFが繰返されることがある。従って耐久性が非常に重要である。又短絡弁作動中は流量も多くなり、その点を考慮して設計する必要がある。

### (2) 燃焼器側制御機構

燃料はA重油を考えており、基本的にはボイラー、ガスタービン等の燃焼装置がそのまま適用可能である。流量制御弁、圧力制御弁等は前記の燃焼装置において多く用いられており、機器としては問題ない。スターリング機関用の燃焼システムは燃焼方式の研究において検討されているので、次年度その結果を用いて制御機構の具体的設計を行なうこととする。

### (3) 検出装置

#### (a) ガバナ

図5.4.1のシステム図ではスピード・コントロール・レバーの附属したオールスピードガバナを用いている。コンスタント・スピード、オールスピード共構造的な差はない。現在ディーゼル機関に用いられているガバナとしては機械式、油圧式、電気式があり、構造的には機械式がもっとも簡単である。スターリング機関に用いる場合はいずれでもよいが、ディーゼル機関のようにガバナのコントロール・ロッドに直接燃料ランクを連結することはできず、そのロッド変位の信号を取り出す変換器が別途必要である。

#### (b) 加熱器壁温度検出装置

加熱器壁温度は燃焼器制御の基であり、又起動・停止の際の各制御段階の節となるもので、非常に重要な壁温検出には熱電対、測温抵抗体等種々の方法があるが、問題となるのは高温でしかも応答性と耐久性の相反する条件を満たさなければならないことである。燃焼室内の加熱管にこれらを取りつけて検出することは実験的には可能であるが、制御システムの検出機構としては不確実であり、場所的にも差が大きいと考えられる。従って温度的にも低く、しかも壁温度変化に相当する温度も実験的に求める必要があろう。

#### (c) 火炎検出装置

火炎検出には電気的方法と光学的方法がある。電気的万法でフレーム・ロッド方式は比較的簡単であるが、火炎中にロッドを挿入するので耐熱に問題があり、特にスターリング機関は燃焼温度が高いため不適当である。光学的方法にはカドミウムセルや紫外線光電管等により検出する方式があるが、可視光線にて検出するカドミウム・セル方式が安定性もあり、最適と思われる。

### (4) その他

#### (a) 回転始動装置

現在計画中のスターリング機関と同規模のディーゼル機関は殆んど圧縮空気により始動している。しかしスターリング機関の場合作動室が密閉であるため、シリンダ内に空気を入れることは不可能である。従って圧縮空気による始動方法としてはエアモータか或いはガイドピストン部にシリンダを形成し、それを利用する等の方法がある。しかし、スターリング機関の場合始動時回転数をディーゼル機関程高くする必要はないので始動力としては小容量でも可能であろう。又始動電動機を用いてもよいと思われる。

#### (b) 総合制御機構

総合制御回路については前にも述べたとおりディジタル演算処理が必要となろう。最近この方面的技術は飛躍的な進歩があり、制御量等必要項目が具体化すれば設計可能であろう。

#### 参考文献

- (1) 第173研究部会 スターリング機関に関する研究報告書、日本造船研究協会（1978）
- (2) Improvement in Stirling cycle hot gas engine power control device, 英国特許 1,294,274 (1971)
- (3) Improvement in device for varying the power output of Stirling engines, 英国特許 1,271,047 (1970)
- (4) Improvement in Stirling cycle hot gas engine power-control systems, 英国特許 1,300,025 (1972)
- (5) Hot gas piston engine, オランダ特許 6,716,350 (1967)

## 6. 実験機関による総合研究

### 6.1 研究の概要

本年度における研究実施項目は

- (1) 実験機関1次本体部分の製作

である。

これは、本年度設計研究において実施された実験機関1次詳細設計(1)により作成された部品図に基づき、実験機関1次の熱交換器、燃焼器及びそれらの関連部品を除き、架構・台板装置、シリンダ・ライナ装置、クランク軸装置、ガイドピストン・連接棒装置、ピストンロッド装置、作動ピストン装置、及びシール装置等の部品を製作し、本体部分の組立を行なうことである。次年度は本年度組立を完了した実験機関1次の本体部分に熱交換器及び燃焼器を製作・取付け、要素マッチング試験を実施する計画である。なお、この要素マッチング試験は昭和55年度まで実施の予定である。

### 6.2 実験機関1次本体部分の製作

#### 6.2.1 部品製作

実験機関1次本体部分構成部品として

- (i) 架構・台板装置
- (ii) シリンダ・ライナ装置
- (iii) クランク軸装置
- (iv) ガイドピストン・連接棒装置
- (v) ピストンロッド装置
- (vi) 作動ピストン装置
- (vii) シール装置

の製作を行なった。そして、図6.2.1～図6.2.6に主要部品の写真を示す。

#### 6.2.2 本体部分組立

実験機関1次の熱交換器、燃焼器及びその関連部品を除く本体部分の組立を行なった。図6.2.7～図6.2.9に組立途上における写真を示す。又図6.2.10は本年度組立完成時の写真である。なお本年度は実験機関1次用の附属装置として、潤滑油冷却装置及び作動流体操作盤並びに回収装置の製作も併せて行なった。

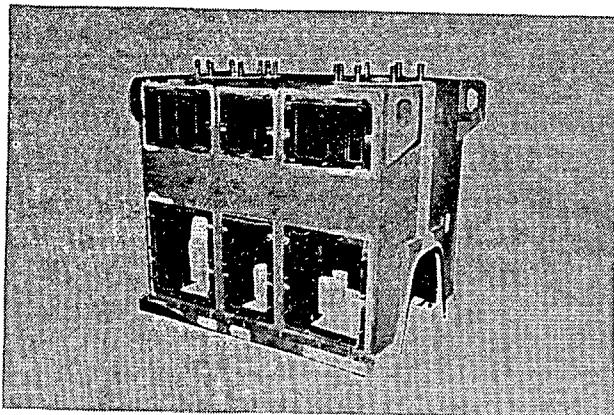


図 6.2.1 架 構

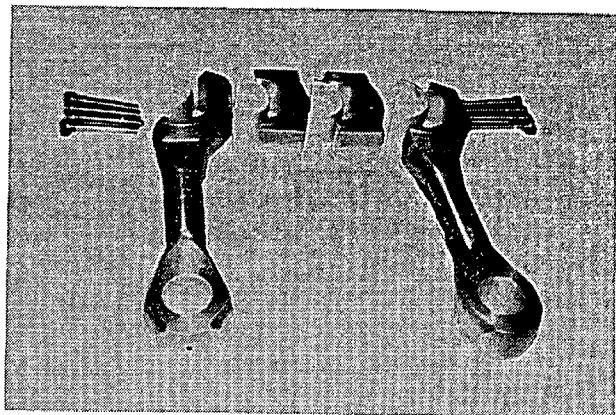


図 6.2.4 連 接 棒

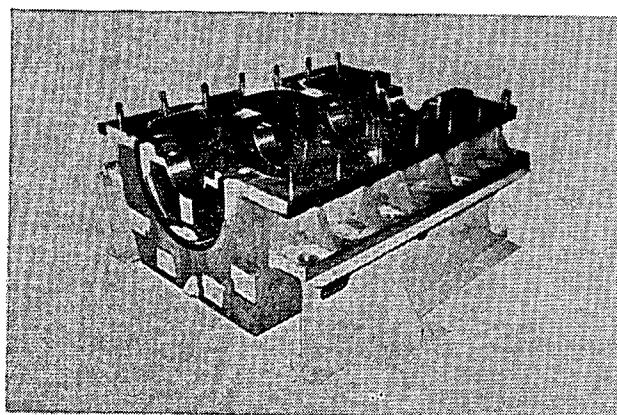


図 6.2.2 台 板

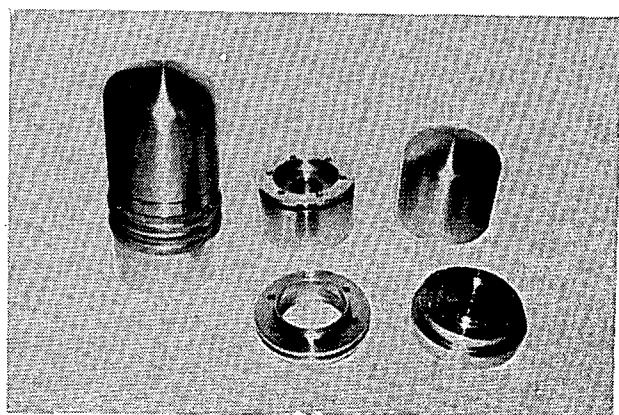


図 6.2.5 作動 ピストン

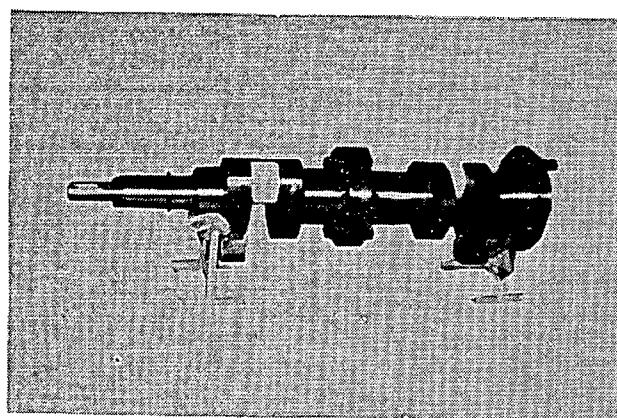


図 6.2.3 ク ラ ン ク 軸

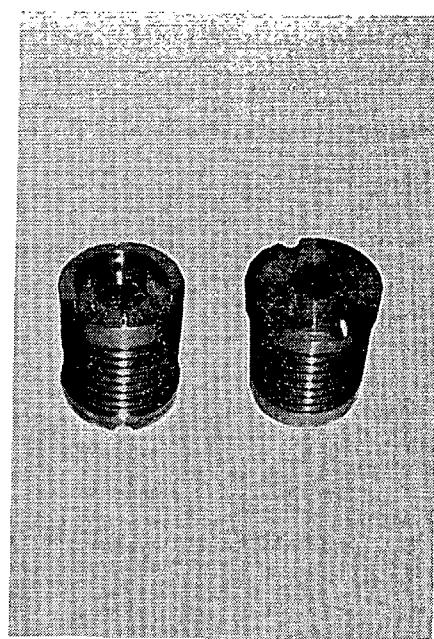


図 6.2.6 ピストンロッドシール

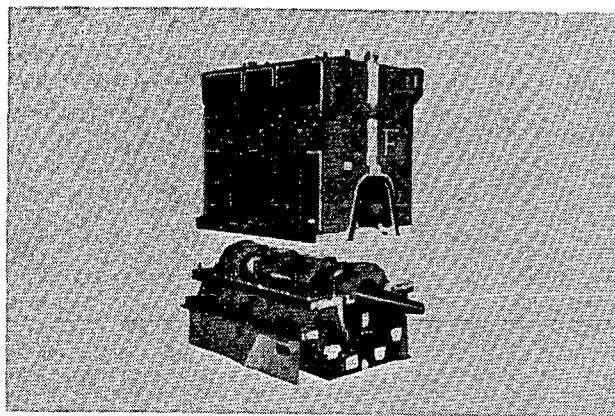


図 6.2.7 架構・台板組立

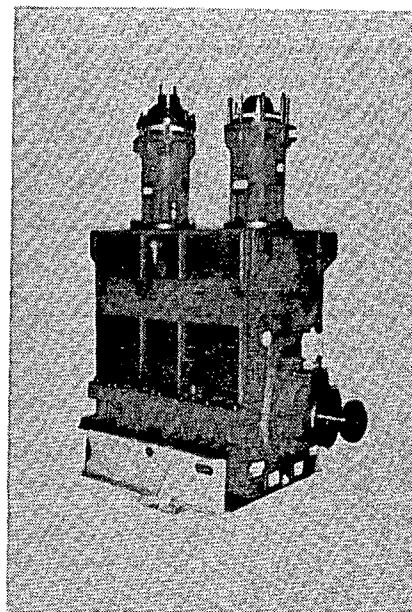


図 6.2.10 実験機関 1 次本体部分組立

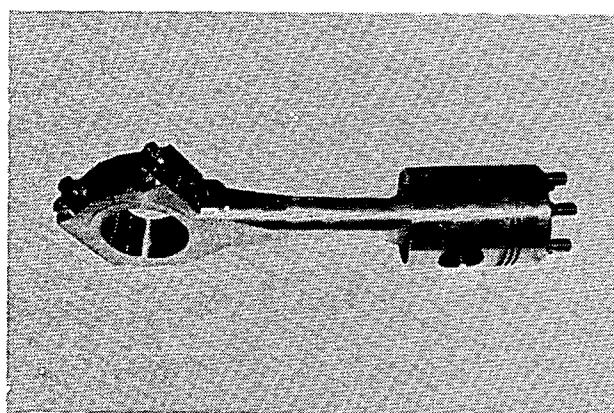


図 6.2.8 ガイドピストン・連接棒組立

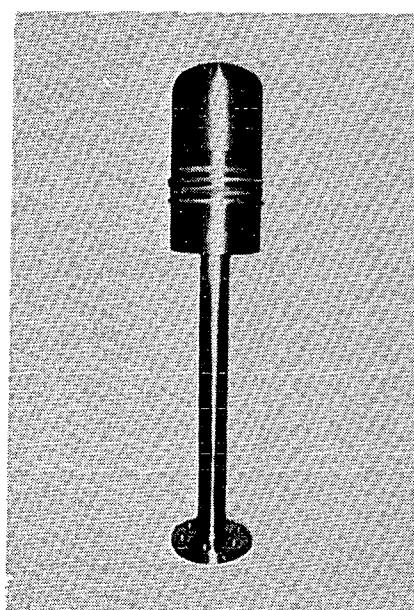


図 6.2.9 ピストンロッド・作動ピストン組立