

日本船舶振興会昭和52年度補助事業  
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 No.301

## 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

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1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・機関の基本設計及び燃焼方式について第一段階の研究を行った。

## はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和52年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として、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、順不同)

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（日本船用工業会）	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）	田巻保之（新潟鉄工所）
	田中紘一（石川島播磨重工業）	平田賢（東京大学）
	永井将（日立造船）	宮部英也（明治大学）
	堀雄一（阪神内燃機工業）	吉富昇（日本船用機器開発協会）
	山田正（ヤンマーディーゼル）	

### 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）	串山正（三菱重工業）
	加藤宏治（新潟鉄工所）	田中紘一（石川島播磨重工業）
	菅原英祐（日本ピストンリング）	永井将（日立造船）
	塙原茂司（船舶技術研究所）	堀雄一（阪神内燃機工業）
	中島尚正（東京大学）	宮城靖夫（船舶技術研究所）
	松本儀彦（日本船用工業会）	山田正（ヤンマーディーゼル）
	宮部英也（明治大学）	
	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）
	塙原茂司（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（日本船用工業会）
	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. 緒 言 .....	1
1.1 研究の目的 .....	1
1.2 本研究部会の研究事項と昭和52年度における研究内容 .....	1
2. サイクルシミュレーションの研究 .....	3
2.1 まえがき .....	3
2.2 热力学的性能予測に関する研究 .....	4
2.2.1 性能予測に関する熱力学的検討 .....	4
2.2.2 小形モデルによる各種パラメータの検討 .....	11
2.3 再生器の性能予測法に関する研究 .....	19
2.3.1 温度効率に関する検討 .....	19
2.3.2 圧力損失に関する検討 .....	34
2.4 制御シミュレーションに関する研究 .....	41
2.4.1 スターリング機関の制御 .....	42
2.4.2 シリンダ内ガス重量が増減した場合の出力特性 .....	42
2.4.3 ヒータ部分の制御に関する一計算 .....	46
2.4.4 むすび .....	48
3. 热交換方式の研究 .....	49
3.1 研究の概要 .....	49
3.2 热交換器の基本構造 .....	49
3.2.1 要求される仕様 .....	49
3.2.2 基本構造に関する検討 .....	50
3.3 加熱器の基本設計 .....	53
3.3.1 燃焼室の伝熱特性の推定 .....	53
3.3.2 加熱器の伝熱モデルと計算方法 .....	54
3.3.3 加熱器の基本設計案 .....	57
3.4 加熱器の性能解析 (1) .....	59
3.4.1 性能計算の目的 .....	59
3.4.2 性能計算法 .....	60
3.4.3 計算例 .....	62
3.5 耐熱材料に関する検討 (1) .....	65
3.5.1 加熱器用耐熱材料の問題点 .....	65
3.5.2 各種耐熱材料の高温強度 .....	65
3.5.3 各種耐熱材料の耐酸化性および高温腐食性 .....	67

3.6 加熱器の強度に関する検討(1) .....	69
3.6.1 加熱器の強度上の問題点 .....	69
3.6.2 温度分布の推定 .....	69
3.6.3 加熱管の応力解析 .....	71
3.6.4 加熱管の強度評価 .....	74
3.7 热交換器基礎試験の計画 .....	78
3.7.1 試験計画の概要 .....	78
3.7.2 試験装置 .....	79
 4. 実験機関全体計画 .....	82
4.1 研究の概要 .....	82
4.2 開発目標機関 .....	82
4.2.1 開発目標機関の概要 .....	82
4.2.2 開発目標機関概略設計 .....	83
4.3 実験機関 .....	84
4.3.1 実験機関の概要 .....	84
4.3.2 実験機関の構成 .....	85
4.4 実験機関1次の主要目設定 .....	87
4.4.1 基準要目 .....	87
4.4.2 シュミット理論による要目の検討 .....	90
4.4.3 熱勘定 .....	95
4.5 各構成要素諸条件の設定 .....	97
4.5.1 热交換器 .....	97
4.5.2 シール装置 .....	100
4.5.3 制御機構 .....	102
4.5.4 燃焼器 .....	104
 5. 高温高圧部材料の調査・基礎実験及び実験機関の基本設計 .....	108
5.1 研究の概要 .....	108
5.2 高温部材の強度計算及び材料 .....	108
5.2.1 シリンダヘッド・作動ピストンの使用条件 .....	108
5.2.2 耐熱合金の調査 .....	109
5.2.3 材料の選定 .....	110
5.2.4 ろう付の調査 .....	113
5.2.5 ガスケットの検討 .....	114
5.3 出力取出機構 .....	116
5.3.1 出力取出機構の概要 .....	116
5.3.2 試設計による検討 .....	116
5.3.3 実験機関1次設計上の検討 .....	119
5.4 全体的構造配置の計画 .....	120
5.5 総合研究内容の検討(1) .....	121

6 燃焼方式の研究	123
6.1 研究の概要	123
6.2 燃焼器に要求される仕様	123
6.3 高負荷燃焼方式の調査と検討	124
6.3.1 調査の概要	124
6.3.2 アトマイザ	125
6.3.3 エアレジスタおよびバーナフロント	127
6.3.4 燃焼室	128
6.3.5 付属装置	128
6.4 燃焼器の試設計	129
6.4.1 予備検討	129
6.4.2 仕様と構造	130
6.4.3 材料に関する検討	131
6.5 燃焼器開発上の問題点	131
6.6 基礎燃焼試験装置	132
6.6.1 計画上の留意点	132
6.6.2 試験装置の構成と機能	132
6.6.3 計測項目と計器	133
6.7 試験計画	133
6.7.1 試験項目と目的	133
6.7.2 今後の試験予定	134

# 1. 緒 言

## 1.1 研究の目的

昭和49年運輸大臣の諮問事項「エネルギー資源をめぐる環境の変化に対応するための船舶技術開発の具体的方策について」に対する運輸技術審議会の答申の一つとして、「エネルギーの節約と多様性を目標とした船舶推進システム等の研究開発について」の中に、それに適当する新型機関の開発として、スターリング機関に関する開発の必要性と開発課題についての答申がなされた。

これに対し、日本造船研究協会において、昭和52年度から、SR173研究部会「スターリング機関に関する研究」が発足し、諸研究に着手されることになった。この場合、スターリング機関の実用化開発の可能性については、諸外国の小型スターリング機関開発の一応の成果によって基本的には可能性が濃厚であるとの認識のもとに、本研究部会は、昭和52～55年度において、スターリング機関の開発に必要な基礎研究を実施し、将来、日本において、この機関を実用化開発するための技術的問題点を明確にすることを目的としたものである。

## 1.2 本研究部会の研究事項と昭和52年度における研究内容

### (1) 熱サイクル計算方式の研究

スターリング機関の性能に影響する各因子の在り方と相互関係を規定する性能計算方式について研究を行うものである。

昭和52年度においては、まず、従来発表されている計算方式を調査検討して、その不備の点を明らかにして得たので、機関の開発設計を行う上に基本となし得る独自の熱サイクル計算方式の樹立を期して諸検討を行い、本計算方式完成のためおよび機関の開発設計遂行のために必要な各要素について、今後の研究への方向付けが得られた。

### (2) 設計研究

ここでは、開発目標機関を一応船用4気筒直列型800PS機関と仮定し、その基本設計を行い、全体システムの概念を検討、決定して、さらに詳細設計に進み、その中で、各構成要素に求められる形状、寸法あるいは機能の範囲を明らかにするものである。そのため、熱サイクル計算方式など性能上の研究と連絡をとりつつ、実験機関の基本設計、詳細設計を進める。

昭和52年度においては、一応、開発目標機関において主要目、概略構造につき検討し、それと同仕様の4気筒実験機関の設計製作に移る前には、第一次実験機関として高温シリンダと冷態シリンダ各1個を一組とした単組実験機関の計画設計を行った。それにより各構成要素すなわち、燃焼器、熱交換器、シール装置、制御装置などの諸条件を設定し、設計上の問題点を抽出した。なお、高温・高圧をうける部材の材質、工作法などの調査研究を行った。また、出力取出し機構についても検討を行い実験機関の構造についての方針を決定した。さらに、全体的構造配置に関する基礎調査の上、構造と配置の基本設計を行い、実験機関一次の計画図を作成した。

### (3) 热交換方式の研究

スターリング機関にあっては、熱交換方式として、相当厳しい条件が要求されるので、その方式の解析と基礎試験を行って、熱交換に関する計算方式を決定し、また、長時間寿命を有する熱交換器の構造、材料、製造法について研究するものである。

昭和52年度としては、ます。

- 1) 热交換器の性能解析として、この研究の出発点となる基本的構造について検討を加え加熱器、再生器、冷却器の各熱交換器の在り方を検討して、一応具体案を選定して性能解析の準備を行い、まず手始めとして加熱器について解析と若干の性能計算を行った。
- 2) 热交換器の構造強度解析に関しては、高温の燃焼ガスにさらされる加熱器用の材料について、高温における強度、耐食性の面から調査検討を行い、一応候補材料を選び出した。また、加熱器管およびシリンダヘッドの温度分布の推定を行い管壁の応力評価を行った。
- 3) 热交換器の基礎試験として、作動ガス側の伝熱特性を実験的に調べるための試験計画、試験装置の設計およびその製作を終え据付けを行った。

#### (4) 燃焼方式の研究

スターリング機関は高負荷燃焼を必要とするので、基礎燃焼試験を行い、燃焼器の試設計、試作を行う。一方、燃焼空気供給方式、燃焼制御方式などの関連システムの研究を行い、試作燃焼器に、これらの研究成果を適用し、実験機関に使用した場合の総合試験の際に機関全体としての評価を行うものである。

昭和52年度としては、ます。

- 1) 高負荷燃焼方式の調査検討に関して、今までスターリング機関について発表された燃焼方式を整理し、一般工業用バーナおよびガススターピン燃焼器の場合と比較検討した。これに、新工夫を織り込み、目標機関用の燃焼器の試設計を行った。
- 2) 基礎燃焼試験に関しては、燃焼の基礎試験の実施事項を検討し、それに必要な試験装置の計画、設計および製作据付を完了した。

#### (5) 実験機関による総合研究

以上の(1)～(4)に述べた個々の研究は、それぞれ関連をもつものにて、おののおの互に連繋を保ちつつ研究を進める。しかして、これらを総合的に評価し、かつ、スターリング機関の実用化開発に当っての問題点を明かにするため、本研究計画の最終段階として、目標機関に近似の実験機関による総合研究を行うものである。

これらの一連の総合研究は、昭和50年度以降に於て持続して施行されるもので、まず、実験機関一次（単組実験機関）を用いての予備的試験研究を昭和54年度に、実験機関二次（四シリンダ実験機関）による総合研究を本研究の最終年度に施行されることとなっている。

## 2 サイクルシミュレーションの研究

### 2.1 まえがき

日本造船研究協会第173研究部会第1分科会（サイクルシミュレーションの研究担当）は、昭和52年度に6回の会合を開催した。

この分科会の研究目的を要約すると下記の通りである。

- (1) スターリング機関の熱力学的性能を予測するためのサイクル計算に関して、過去に報告されている計算方式、解析手法を調査・検討した後、オリジナルな計算方式を開発する。
- (2) 併行して行われる各種の基礎的実験結果等を参照して、各部の熱伝達係数、圧力損失係数、ガス洩れ係数などを計算に必要な諸数値を導入し、熱力学的性能を数値計算によって予測する。
- (3) 予測された性能を、実機実験結果と比較検討を行い、必要な修正を行って、サイクルシミュレーション手法の確立を企てる。

以上の目的のもとに、表2.1.1に示したような実施計画を作成した。

研究の実施にあたり、研究項目及び内容を下記のように分担した。

- ① シミュレーション計算方式全体のとりまとめ。
- ② 加熱器、再生器、冷却器の非定常伝熱性能の計算方法の確立。
- ③ 再生器の流動抵抗および性能評価方法の確立。
- ④ ガス洩れ損失の全体性能に及ぼす影響および運転制御方式の検討、部分負荷性能の予測方法の確立。

また、直接担当者以外の委員には、研究の進行の各段階で適切な助言と批判を仰ぐこととした。

以下の各節に昭和52年度の研究成果を述べる。

表 2.1.1 SR173 第1分科会研究実施計画

項 目	年 度	52	53	54	55
1) 既存の方式、文献等調査		↔			
2) Finkelstein の追跡及び各種パラメータの性能に与える影響チェック		↔			
3) Finkelstein の修正、オリジナル方式開発着手		↔			
4) オリジナル方式による計算開始			↔		
5) オリジナル方式計算結果と各種実験結果との比較検討			↔		
6) 各コンポーネントの性能解析手法の検討(非定常伝熱、非定常流動圧損、洩れ、部分負荷出力制御)		↔	→		
7) オリジナル方式に対する(6)の結果の組み入れ			↔		
8) 総合評価、シミュレーションプログラムの仕上				↔	
9) 開発されたプログラムによる予測値と実験機関による計測値との比較					↔

## 2.2 热力学的性能予測に関する研究

### 2.2.1 性能予測に関する熱力学的検討

#### i) Finkelstein 理論の検討

現在までにスターリング機関の性能に関する研究はかなり発表されている。そのうち、Finkelstein<sup>1)</sup>により発表された論文<sup>2)</sup>は加熱器および冷却器における熱伝達、再生器効率、流れによる摩擦損失等を考慮に入れている。従って、この理論がそのまま新しい機関の開発に際して適用可能か否かにより、開発の方針が異なって来るものと思われる。ここでは、この理論の詳細には触れないが、概略の内容について述べ、この理論に含まれている問題点を明らかにしたい。

まず、理論の基礎となる考え方は次の様である。①熱交換器（加熱器および冷却器）における熱伝達は、熱伝達率により制限される。②再生器効率を考慮する。③熱交換器や再生器内での流れ損失による圧力降下により、膨脹室と圧縮室の間に圧力勾配が生じる。

以上の点を考慮し、「熱伝達により系へ加えられる熱量」+「質量流により系へ加えられるエンタルピ」=「系が外部になす機械的仕事」+「系内の機械的エネルギーの増加」、というエネルギー保存の基礎式、および圧力差は流量に比例するという運動量の基礎式を用い、膨脹室の温度  $\tau_1$ 、膨脹室と加熱器との間の質量流量  $\sigma_1$ 、圧縮室の温度  $\tau_7$  および圧縮室と冷却器との間の質量流量  $\sigma_7$  に対する時間微分  $\tau'_1$ 、 $\sigma'_1$ 、 $\tau'_7$ 、 $\sigma'_7$ （文献(1)の式(2.2.10)、(2.2.17)、(2.2.14)および(2.2.18)の方程式を連立させて、 $\tau_1$ 、 $\sigma_1$ 、 $\tau_7$ 、 $\sigma_7$  を求める。更に、加熱器内の伝熱量（式(2.2.15)）により再生器の加熱器側入口温度  $\tau_3$  を、冷却器内の伝熱量（式(2.2.16)）より再生器の冷却器側入口温度  $\tau_5$  を、加熱器入口の温度の連続条件（式(2.2.19)）より加熱器の温度  $\tau_2$  を、冷却器入口の温度の連続条件（式(2.2.20)）より冷却器の温度  $\tau_6$  を、膨脹室の各瞬間の質量（式(2.2.9)）より膨脹室圧力  $\psi_1$  を、圧縮室の各瞬間の質量（式(2.2.13)）より圧縮室圧力  $\psi_7$  を、そして作動流体の保存則より再生器内の圧力  $\psi_4$  を求める。

次に、文献(1)に記述されている数値計算例について、実際にやってみた計算結果を表2.2.1に示す。

表2.2.1の結果から、

この機関の熱効率  $\eta$  を求めると、 $\eta = 28.8\%$  となる。また、機関に入る熱量は 0.4031 で、機関より外部へ捨てられる熱量は 0.3018、外部へなす仕事は 0.1161 となり、熱量

表2.2.1 Finkelstein 理論による熱量の計算

	膨脹室側	圧縮室側
シリンダより加えられる熱量	$Q_E = 0.3153$	$Q_C = -0.1392$
熱交換器より加えられる熱量	$Q_{HE} = 0.0878$	$Q_{HC} = -0.1626$
作動流体のなす機械的仕事	$W_E = 0.3469$	$W_C = -0.2308$
エンタルピ流より求まる再生器熱損失	$E_E = -0.0562$	$E_C = 0.0711$
管摩擦より生ずるエネルギー損失	$Z_E = 0.0165$	$Z_C = -0.0257$

の収支には約 3.7 % の誤差がある。更に、この解析では、再生器でのエネルギー・バランスを考慮していない点が問題となる。特に、加熱器と冷却器における熱伝達率が異なる場合には、このためにエネルギーの不釣合が生じるものと思われる。また、数値の与え方では、シリンダ壁面からの伝熱量が熱交換器での伝熱量よりも多いことは問題である。

以上の結果をまとめると、基本的には Finkelstein 理論に沿った解析法が有効であると考えられるが、再生器内でもエネルギー・バランスを考慮する解析法を考える必要がある。

### ii) 再生器内でエネルギー・バランスを考慮した計算モデル

スターリング機関にとって、再生器の果す役割は非常に大切と思われるが、この再生器の部分について、正確にエネルギー・バランスを考慮した解析は現在迄に行われていない。ここでは、次に述べる計算モデルを考え、再生器内のエネルギー・バランスをも考慮に入れ、系全体のエネルギー・バランスを常に取りながら計算を行う。

#### (a) モデル A

Finkelstein と経緯同じ考え方を基にして、計算モデルを次のように考える。即ち、膨張室、圧縮室は各々一つの容積と考え、加熱器、冷却器および再生器は各々幾つかの小区間に分割し、各々の一区間は容積と考え、作動流体の圧力、温度および密度、並びに壁温、マトリックス温度は一様であるものと考える。

このようにして、壁面およびマトリックスの軸方向の熱伝導と作動流体の運動エネルギーを無視して、質量一定の系について熱力学の第一法則を考える。また、作動流体の慣性を無視し、管摩擦損失のみを考慮した運動量保存則を考える。更に、作動流体の質量保存則を考えると、

図 2.2.1 の区間  $i$  と  $i+1$  番目の間に下記の関係式が得られる。

エネルギー保存則より、

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{\rho_i V_i} \left\{ \frac{k-1}{R} H_i A_i (T_{wi} - T_i) - V_i T_i \frac{d\rho_i}{dt} + k (u_i \rho_i S_i T_i - u_{i+1} \rho_{i+1} S_{i+1} T_{i+1}) \right\} \quad (2.2.1)$$

運動量保存則より、

$$p_i - p_{i+1} = \frac{\lambda_{i+1}}{d_{i+1}} \ell_{i+1} \frac{1}{2} \rho_{i+1} u_{i+1} | u_{i+1} | \quad (2.2.2)$$

質量保存則より、

$$V_i \frac{d\rho_i}{dt} = u_i \rho_i S_i - u_{i+1} \rho_{i+1} S_{i+1} \quad (2.2.3)$$

マトリックスのエネルギー式より、

$$\frac{dT_{wi}}{dt} = \frac{H_i A_i}{C_{wi} M_{wi}} (T_{wi} - T_i) \quad (2.2.4)$$

ここで、変数は圧力  $p$ 、温度  $T$ 、密度  $\rho$ 、流速  $u$ 、壁温  $T_w$ 、時間  $t$  で、定数は流路面積  $S$ 、容積  $V$ 、伝熱面積  $A$ 、熱伝達率  $H$ 、管摩擦係数  $\lambda$ 、流路相当直径  $d$ 、流路相当長さ  $\ell$ 、比熱比  $k$ 、ガス定数  $R$ 、マトリックス比熱  $C_w$ 、マトリックス質量  $M_w$  である。

この計算モデルの問題点は、分割した区間内の温度を一様と考えているので、再生器の分割数が少ないと、再生器の効率が悪くなる。これを防ぐために分割数を多くすると、計算時間が長くなることである。

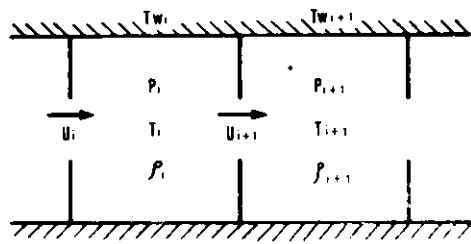


図 2.2.1 多分割モデル

(b) モデル B

スターリング機関内の流れを、断面積変化のない一次元非定常流れと考えると、連続の式、運動量の式およびエネルギーの式は次のようになる。

連続の式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (2.2.5)$$

運動量の式

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = f_t \quad (2.2.6)$$

エネルギーの式

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = (k-1)\rho(q+uf_t) \quad (2.2.7)$$

ここで、 $p$  は圧力、 $\rho$  は密度、 $u$  は流速、 $a$  は音速、 $t$  は時間である。また、 $f_t$  は管摩擦を表わし、 $f_t = \lambda/d \cdot u^2/2 + u/|u|$ 、( $\lambda$  は管摩擦係数) であり、 $q$  は単位時間、単位質量当たりに外部から加えられる熱量で、 $q = 4\alpha/d \cdot (T_w - T)/\rho$ 、( $\alpha$  は熱伝達率、 $T_w$  は壁温、 $T$  は流体温度) である。

式(2.2.5)～(2.2.7)より、3本の特性曲線が得られ、それらを path line, Mach line I および Mach line II とすると、それらに沿って次の関係が得られる。

Path line I に対して、

$$\begin{aligned} dx &= u dt \\ dp - a^2 d\rho &= (k-1)\rho(q+uf_t) dt \end{aligned} \quad \} \quad (2.2.8)$$

Mach line I に対して、

$$\begin{aligned} dx &= (u+a) dt \\ dp - \rho a du &= \{-\rho af_t + (k-1)\rho(q+uf_t)\} dt \end{aligned} \quad \} \quad (2.2.9)$$

Mach line II に対して、

$$\begin{aligned} dx &= (u-a) dt \\ dp - \rho a du &= \{\rho af_t + (k-1)\rho(q+uf_t)\} dt \end{aligned} \quad \} \quad (2.2.10)$$

式(2.2.8)～(2.2.10)の関係を用い、時刻  $t = t_a$  での状態を既知として、時刻  $t = t_a + dt$  での状態を求める。ただし、流路系の境界では、3本の特性曲線全てが同時に存在することはないので、境界に適した境界条件を用いて、 $dt$  時間後の状態を求める。

(c) モデル C

モデル A および B ともに計算精度を高めるためには、分割数を多くする必要があり、計算時間が膨大となり、実用上問題が残る。従って、膨脹室、加熱器、再生器、冷却器、圧縮室を各々 1 部屋ずつとする 5 部屋モデルでしかも再生器効率を十分見込める計算モデルを考える。

即ち、図 2.2.2 のようにスターリング機関をモデル化する。ここに、圧力  $p$ 、温度  $T$ 、密度  $\rho$ 、流速  $u$ 、壁温  $T_w$ 、時間  $t$ 、流路断面積  $S$ 、容積  $V$ 、伝熱面積  $A$ 、熱伝達率  $H$ 、定圧比熱  $C_p$ 、定積比熱  $C_v$ 、比熱比  $k$ 、ガス定数  $R$ 、マトリックス比熱  $C_w$ 、マトリックス質量  $M_w$  として、モデル A と同様に考える。更に、添字 1 は膨脹室、2 は加熱器、3 は再生器、4 は冷却器、5 は圧縮室とする。ただし、流速のみは

図 2.2.2 のように考える。

ここで、壁面での軸方向熱伝導を無視して考えると、膨脹室、加熱器、冷却器、圧縮室に対しては、モデル A と同様に考えられる。即ち、

運動量の式より、

$$\frac{1}{2} \rho_i u_i | u_i | F_i \ell_i = p_i - p_{i+1} \quad (2.2.11)$$

ここで、 $F_i$  は管摩擦損失 ( $\lambda / d$ )、急拡大、急縮少に伴う圧力損失を表わす。

連続の式より、

$$v_i \frac{dp_i}{dt} = u_{i-1} \rho_{i-1} s_{i-1} - u_i \rho_i s_i \quad (2.2.12)$$

ここで、右辺の  $i=1$  のときの添字 0 の項は膨脹室ピストンの移動に伴う質量変化を、 $i=5$  のときの添字 5 の項は圧縮室ピストンの移動に伴う質量変化を表わすものとする。

エネルギーの式より

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{k-1}{V_i} \left\{ H_i A_i (T_{w,i} - T_i) + C_p T'_i - 1 \frac{dM_{i-1}}{dt} - C_p T'_i \frac{dM_i}{dt} \right\} \quad (2.2.13)$$

ここで、 $dM_i/dt$  は式 (2.2.12) より求まる質量流量を、温度  $T'_i$  は出入する流体の温度を表わすが、次に述べる再生器との境界では部屋の温度とは異なる。また、右辺の  $i=1$  のときの添字 0 の項は膨脹室ピストンの仕事に、 $i=5$  のときの添字 5 の項は圧縮室ピストンの仕事に相当する。

再生器については、圧力、温度、密度を一様と考えるが、単純に考えたので再生器の効率が非常に悪くなり、機関全体の性能を正しく予測することが出来ない。ここでは、再生器の出入口において、再生器内の温度と一定の温度差  $\Delta T$  を持つて流体が出入りするモデルを考える。

このためには、流体が出入口において失う（または、受ける）熱量は、再生器マトリックスが受ける（または、失う）ものと考える。このようにして、再生器と外部とは断熱されており、マトリックスの軸方向熱伝導も無いものと考える。従って、運動量の式と連続の式は (2.2.11), (2.2.12) で表わされ、エネルギーの式は次式となる。

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{k-1}{V_3} \left\{ H_3 A_3 (T_{w,3} - T_3) + C_p T'_2 \frac{dM_2}{dt} - C_p T'_3 \frac{dM_3}{dt} \right\} \quad (2.2.14)$$

更に、マトリックスのエネルギー式は、

$$\frac{dT_{w,3}}{dt} = - \frac{1}{C_w M_w} \left\{ H_3 A_3 (T_{w,3} - T_3) - C_v \Delta T_2 \frac{dM_2}{dt} - C_v \Delta T_3 \frac{dM_3}{dt} \right\} \quad (2.2.15)$$

となる。

### III) 各種パラメータの影響

まず、機関の幾何学的形状をある標準仕様に固定しておき、加熱器、冷却器の熱伝達率、管摩擦係数等を変えて、それらが機関性能に及ぼす影響をモデル C により調べる。

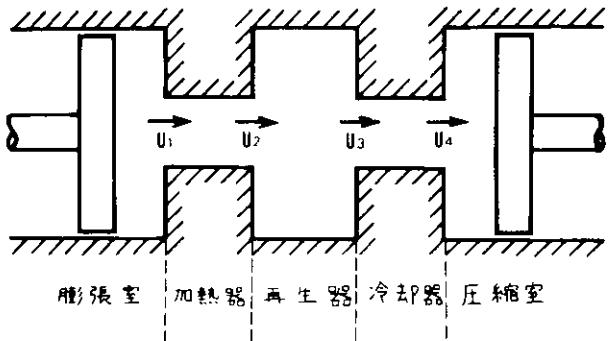


図 2.2.2 モデル C

以下の解析に用いた標準仕様 (Type E-K) を表 2.2.2 に示す。

表 2.2.2 のエンジンについて、ピストン平均速度を基にして、加熱器および冷却器における平均流速  $u_m$  を求め、それに対するレイノルズ数 ( $R_{eo} = u_m d / \nu$ ,  $\nu$  は動粘性係数), 热伝達率 ( $H_o = N_u \alpha / d$ ,  $\alpha$  は熱伝導率), 摩擦係数 ( $F_o = \lambda / d$ ,  $\lambda$  は管摩擦係数) を求めると、表 2.2.3 のようになる。

モデル C によるサイクル計算では;

これらの係数はサイクル中一定と考えて計算を行った。

#### (a) 計算結果の一例

加熱器、冷却器の熱伝達率を共に表 2.2.3 の値の 2 倍にして計算を行った結果を図 2.2.3, 2.2.4 に示す。図の横軸はクランク角で、膨脹室ピストンの上死点を 0 度とする。

図 2.2.3 は膨脹室圧力  $p_1$  と圧縮室圧力  $p_5$  を絶対圧で示し、図 2.2.4 は膨脹室温度  $T_1$ 、再生器内温度  $T_3$ 、圧縮室温度  $T_5$  を絶対温度で示している。

#### (b) 热伝達率の影響

エンジン仕様は Type E-K と固定しておき、幾何学的形状、管内平均流速とは無関係に、加熱器と冷却器の熱伝達率  $H$  を同じ割合で変化させたときの機関特性を、表 2.3.4 および図 2.2.5 に示す。

表 2.2.2 エンジン仕様 (Type E-K)

膨脹室内径	0.22 m	圧縮室内径	0.205 m
行程	0.15 m	行程	0.15 m
頂隙	7.5 mm	頂隙	7.5 mm
再生器内径	0.3 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 r pm	空間率	0.7
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

表 2.2.3 基準パラメータ

	加熱器	冷却器
レイノルズ数 $R_{eo}$	$4.55 \times 10^4$	$1.033 \times 10^5$
熱伝達率 $H_o \text{ kg-m/m}^2 \text{ S deg}$	$2.94 \times 10^2$	$1.034 \times 10^3$
摩擦係数 $F_o \text{ 1/m}$	4.12	5.84

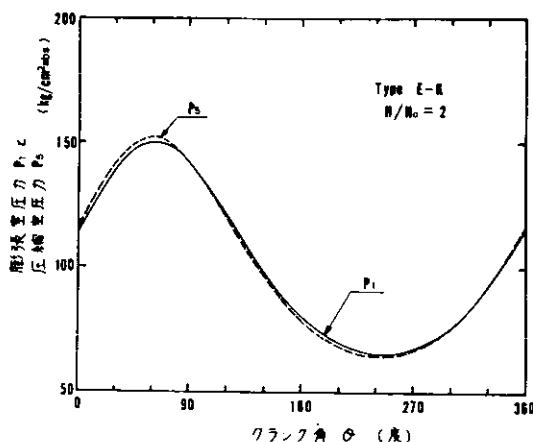


図 2.2.3 膨脹室圧力と圧縮室圧力

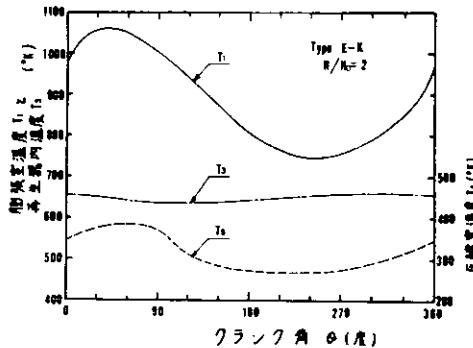


図 2.2.4 膨脹室温度、再生器内温度および圧縮室温度

表 2.2.4 热伝達率の影響

热伝達率 $H/H_0$	出 力 PW (PS)	热 效 率 $\eta$ (%)	再生器温度効率 $\eta_{reg}$ (%)
1.0	251	28.5	95.4
* 2.0	281	30.0	95.7
4.0	301	31.1	95.9
10.0	319	32.2	96.6
50.0	325	32.4	95.8

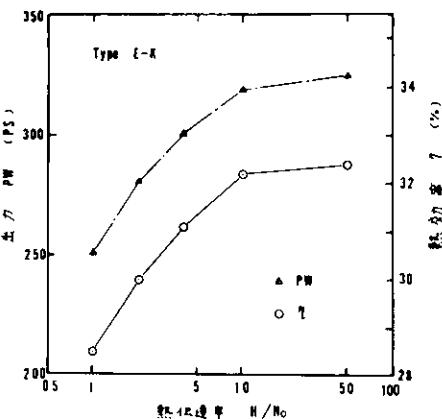


図 2.2.5 热伝達率の影響

これらの結果より、熱交換器の熱伝達率を大きくすれば、機関出力 PW も増大し、熱効率  $\eta$  (= 機関出力 / 热入力) も上昇することが分かる。

ここで、表 2.2.4 の再生器効率  $\eta_{reg}$  は次式で定義する。

$$\eta_{reg} = \frac{T_{hout} - T_{cin}}{T_{hin} - T_{cjn}} \quad (2.2.16)$$

ただし、 $T_{hin}$ ：加熱器より再生器へ作動流体が流入する期間の流量平均温度

$T_{hout}$ ：再生器より加熱器へ作動流体が流出する期間の流量平均温度

$T_{cin}$ ：冷却器より再生器へ作動流体が流入する期間の流量平均温度

である。

### (c) 摩擦係数の影響

(b)の場合と同様に、加熱器と冷却器の摩擦係数  $F$  のみを同じ割合で変化させたときの機関特性を、表 2.2.5 および図 2.2.6 に示す。このとき、熱伝達率は  $H/H_0 = 2$  とした。従って、表 2.2.5 の \* を付した数値は表 2.2.4 の \* を付したものと同一である。

これらの結果より、熱交換器の摩擦係数を大きくすれば、機関出力 PW と熱効率  $\eta$  の低下が著しいことが分かる。

表 2.2.5 摩擦係数の影響

摩擦係数 $F/F_0$	出 力 PW (PS)	热 效 率 $\eta$ (%)	再生器温度効率 $\eta_{reg}$ (%)
0.5	295	31.3	96.8
* 1.0	281	30.0	95.7
3.0	243	26.5	95.7
5.0	206	23.1	95.7
10.0	116	13.8	95.8

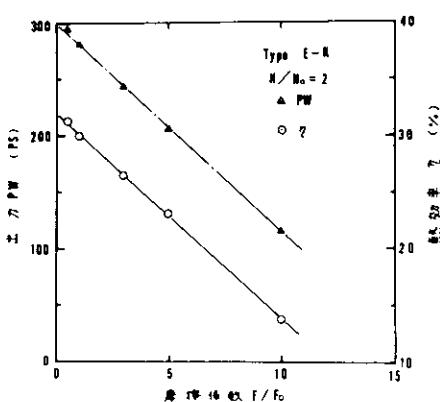


図 2.2.6 摩擦係数の影響

(d) 再生器容積の影響

再生器容積 VR は死空間と考えられるので、この容積が機関特性に及ぼす影響を次に調べる。この場合も前の場合と同様に、再生器容積のみを変化させ、再生器の伝熱面積、摩擦係数等は変化しないものと仮定して、計算を行った。この結果を表 2.2.6 および図 2.2.7 に示す。このとき、熱交換器の熱伝達率は  $H/H_0 = 2$  としたので、表 2.2.6 で \*印を付したもののが表 2.2.4, 2.2.5 で \*印を付したものに対応する。

これらの結果より、再生器容積を極端に大きくしなければ、機関特性は余り変化しないが、大きくし過ぎることは、悪影響を及ぼすことが分かる。

表 2.2.6 再生器容積の影響

再生器容積 VR/VR <sub>0</sub>	出 力 PW (PS)	熱効率 $\eta$ (%)	再生器温度効率 $\eta_{reg}$ (%)
0.5	289	30.4	95.8
* 1.0	281	30.0	95.7
2.0	254	27.4	95.7

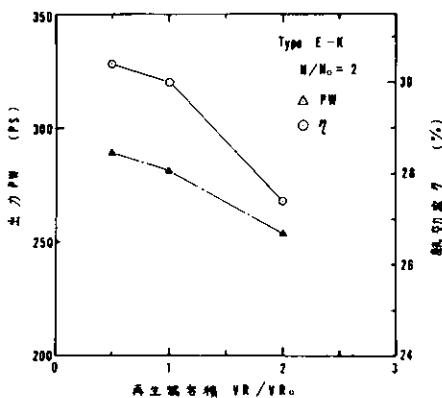


図 2.2.7 再生器容積の影響

(e) 再生器効率の影響

このType E-K のエンジン仕様では、再生器の温度効率  $\eta_{reg}$  は定常流で考えた場合、約 96 % となる。従って、上記計算は再生器効率が大体 96 % となるような計算条件で行った。ここでは、エンジンの幾何学的形状、熱伝達率等のパラメータは一定にしておき、再生器効率のみを変えたときの機関特性を求め、表 2.2.7 および図 2.2.8 に示す。

これらの結果から、機関出力、熱効率とも再生器効率にはほぼ比例することが分かる。ただし、この関係は、再生器効率が極端に異なる場合には適用すべきでない。

表 2.2.7 再生器温度効率の影響

再生器温度効率 $\eta_{reg}$ (%)	出 力 PW (PS)	熱効率 $\eta$ (%)
93.4	245	27.8
95.4	251	28.5
97.3	258	29.1
99.5	265	29.9

(f) その他のパラメータの影響

以上、数種のパラメータが機関特性に及ぼす影響について調べたが、これだけのパラメータでは十分とは思われない。他のパラメータに対する検討は、今後行う予定である。

〔参考文献〕

- (1) T. Finkelstein Trans. ASME. Ser. B. Vol. 84, 1962-2, 165~179

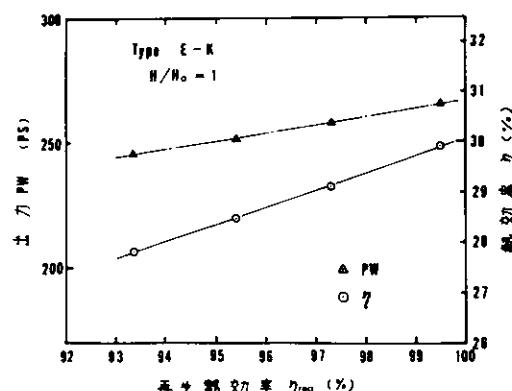


図 2.2.8 再生器効率の影響

## 2.2.2 小形モデルによる各種パラメータの検討

### (1) 検討対象パラメータと実験機

性能予測シミュレーションに関係するパラメータのうち、熱伝達率、機関各部および作動ガスの定常温度分布について試作小型スターリングエンジンに基づいた測定を行ない検討を加えた。

実験に用いた試作小型スターリングエンジンの主要仕様と概略図を図2.2.9に示す。同図には省略してあるが、ピストンに背圧がかけられるように、容積約4ℓの背圧室がシリンダ外部に設けてあって、低温側、高温側の両方のピストンに等しい圧力の背圧を与えている。

低温側、高温側のクランク軸は、互いにチェーンで連結して同期をとっている。

### (2) 機関各部の温度分布

図2.2.9に示した試作小型スターリング機関について、加熱器壁温、平均圧力、負荷等を変え、24通りの運転を行なって、機関主要部および作動流体の温度と圧力を測定した。測定箇所についても図2.2.9を参照されたい。

測定結果を表2.2.8a, bに示す。

温度測定値は、いずれも、サイクル毎の平均値である。測定には、線径0.1mmのアルメル・クロメル熱電対を用いた。冷却水温度測定値をそのままのせている。

温度に関して同表よりうかがえる特徴はつきのとおり。

- a. 高温部ガス温( $T_H$ )は再生器ガス温( $T_{RH}$ )より若干低い。しかし両者はほぼ等しい。
- b. 低温部ガス温( $T_C$ )は再生器ガス温( $T_{RC}$ )より低く、両者の温度差( $T_{RC} - T_C$ )は、対応する高温側の温度差( $T_{RH} - T_H$ )に比べて大きい。
- c. 再生器低温側ガス温( $T_{RC}$ )と再生器低温側押え板壁温( $T_{WRC}$ )はほぼ等しい。
- d. 高温部の壁温とガス温の差、 $T_{WH} - (T_H + T_{RH})/2$ は、低温部の壁温とガス温の差 $T_{WC} - (T_C + T_{RC})/2$ よりも倍位大きい。

圧力に関しては、キャリブレーションの精度が十分ではないので、 $P_H$ と $P_C$ の差が有意かどうか不明である。

### (3) 加熱器および冷却器の熱伝達率

応答性の良い温度センサを用いて、ガス温度のサイクル内変動を測定することによって、加熱器および冷却器の熱伝達率を求めた。スターリング機関の加熱器や冷却器は1サイクルの間にガスの流入出方向が逆転するため、定常流れの場合の熱伝達率よりも大きな値となることが予想されたが、当該実験条件に関する限り、定常流れの場合と大差ないという結果となった。すなわち、定常流の場合の熱伝達率計算式によって求めた熱伝達率と、実験に基づく熱伝達率はほぼ一致した。

ガス温度のサイクル内変化測定に使用した温度センサは、直徑5μmのタンクステン線を用いた抵抗線式のセンサ(時定数は数 msec以下と思われる)である。

熱伝達率の求め方、および測定結果について以下に述べる。温度に関する記号の意味は、とくに断らない場合は、表2.2.8a, bと同じである。

#### (a) 热伝達率計算式

加熱器の単位時間当たり伝熱量を $Q_H$ とおくと、

$$Q_H = \frac{C_p}{\tau} \phi (T_H - T_{RH}) d n_H \quad (2.2.17)$$

試作小型スターリングエンジン主要仕様 (参考)		
行程容積	高温側 低温側	98.2 cc 78.5 cc
		径 50 mm, 行程 50 mm 径 50 mm, 行程 40 mm
無効容積	横	93.6 cc
加熱器伝熱面積		0.0308 m <sup>2</sup>
冷却器伝熱面積		0.0421 m <sup>2</sup>
設計温度	膨脹室 圧縮室	420°C 40°C
作動流体	空気	
最大圧力		5.0 ata
定格回転数		700 rpm

温度測定点

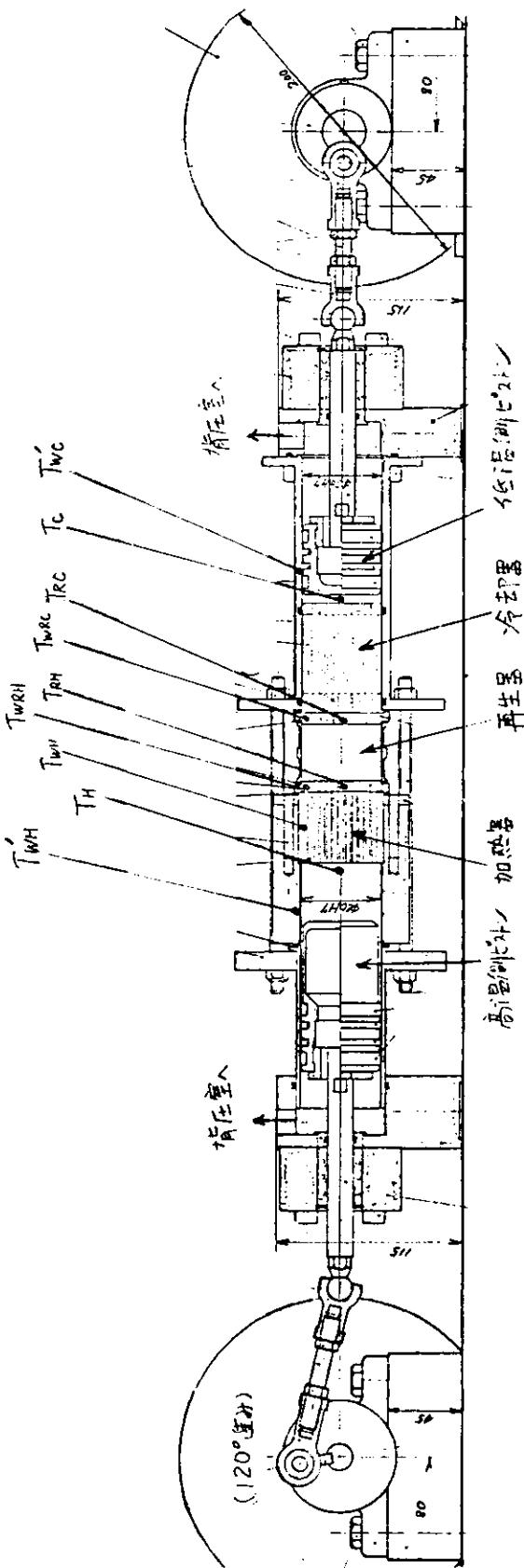


図 2.2.9 試作小型スターリングエンジンの主要仕様と概略図

表 2.2.8 a 溫度および圧力測定結果

記号 番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	記号・単位
T <sub>H</sub>	375	379	389	386	386	386	386	386	389	386	381	362	高温部ガス温 (°C)
T <sub>RH</sub>	384	394	404	400	394	400	394	400	400	400	407	368	再生器高温側ガス温 (°C)
T <sub>RC</sub>	537	548	470	493	549	526	493	493	519	481	459	515	再生器低温側ガス温 (°C)
T <sub>C</sub>	356	356	315	342	356	356	356	329	349	325	322	327	低温部ガス温 (°C)
T' <sub>WH</sub>	424	424	426	428	426	424	424	422	422	424	424	406	シリンドル高温側壁温 (°C)
T <sub>WH</sub>	428	428	431	434	432	428	427	428	427	427	429	408	加熱器壁温 (°C)
T <sub>RWH</sub>	378	378	381	383	380	378	379	379	379	379	379	362	再生器高温側押え板壁温 (°C)
T <sub>RWC</sub>	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	再生器低温側壁温 (°C)
T <sub>WC</sub>	202	202	202	202	202	202	202	202	202	203	203	204	冷却器壁温 (°C)
T' <sub>WC</sub>	265	265	265	265	265	265	265	265	265	267	267	268	シリンドル低温側壁温 (°C)
P <sub>B</sub>	4.13	4.03	4.03	3.93	3.78	3.78	3.78	3.78	3.53	3.53	3.53	4.03	背压 (kg/cm <sup>2</sup> ab)
P <sub>MAX</sub> / P <sub>MIN</sub>	5.33/ 3.34	5.25/ 3.32	5.15/ 3.24	4.92/ 3.10	4.89/ 3.06	4.89/ 3.10	4.83/ 3.04	4.58/ 2.94	4.48/ 2.84	4.44/ 2.84	4.39/ 2.82	5.23/ 3.28	高温部最大/最小ガス圧 (kg/cm <sup>2</sup> ab)
P <sub>CMAX</sub> / P <sub>CMIN</sub>	5.29/ 3.25	5.21/ 3.23	5.14/ 3.23	5.16/ 3.19	4.91/ 3.00	4.88/ 2.98	4.83/ 3.03	4.75/ 3.03	4.48/ 2.80	4.48/ 2.82	4.39/ 2.75	5.17/ 3.18	低温部最大/最小ガス圧 (kg/cm <sup>2</sup> ab)
N	587	505	325	400	585	510	410	324	489	405	301	572	回転数 (rpm)
備考			負荷	負荷	負荷	負荷	負荷	チ共 <sup>±</sup> 振	負荷	チ共 <sup>±</sup> 振			温度はすべて1 cycle 当りの平均値

表 2.2.8 b 温度および圧力測定結果

記号	番号	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	記号・単位
$T_H$	359	365	359	368	363	362	362	343	366	333	336	393	高温部ガス温 (°C)	
$T_{RH}$	368	381	371	381	375	378	371	352	349	349	342	399	再生器高温側ガス温 (°C)	
$T_{RC}$	515	470	526	504	526	493	515	537	515	515	504	495	再生器低温側ガス温 (°C)	
$T_C$	370	329	363	356	363	342	383	383	383	383	349	356	低温部ガス温 (°C)	
$T'_{WH}$	401	404	405	405	408	405	405	384	381	376	376	376	シリンドラ高温側壁温 (°C)	
$T_{WH}$	402	408	409	410	412	408	408	384	378	377	376	447	加熱器壁温 (°C)	
$T_{WCH}$	360	361	361	363	363	362	362	340	337	337	335	335	再生器高温側板壁温 (°C)	
$T_{WRC}$	50	50	50	50	50	50	50	49	49	47	47	47	再生器低温側板壁温 (°C)	
$T_{WC}$	204	204	205	205	210	210	210	21.2	21.2	21.2	21.2	15.0	冷却器壁温 (°C)	
$T'_{WC}$	268	268	270	270	260	260	260	25.5	25.5	25.5	25.5	25.5	シリンドラ低温側壁温 (°C)	
$P_B$	4.03	4.03	3.78	3.78	3.53	3.63	3.63	4.13	4.03	3.78	3.53	3.95	背压 ( $\text{kg}/\text{cm}^2 \text{ ab}$ )	
$P_{HMAX}/P_{HMIN}$	5.23 /3.30	5.11 /3.28	4.87 /3.08	4.91 /3.10	4.64 /2.94	4.30 /2.67	4.28 /2.70	5.05 /3.16	5.01 /3.18	4.64 /2.94	4.40 /2.78	4.8 /3.1	高温部最大/最小ガス圧 ( $\text{kg}/\text{cm}^2 \text{ ab}$ )	
$P_{CMAX}/P_{CMIN}$	5.17 /3.22	5.06 /3.17	4.83 /2.98	4.83 /3.00	4.60 /2.82	4.52 /2.84	4.52 /2.82	5.21 /3.26	5.15 /3.26	4.77 /3.05	(3.56) /2.86	(3.56) /2.86	低温部最大/最小ガス圧 (■)	
N	514	378	555	447	556	423	548	530	467	506	506	723	回転数 (r pm)	
備考	負荷	モリタジ	モリタジ	モリタジ	モリタジ	モリタジ	温度はすべて 1 cycle 当りの平均値							

$$dn_H = \frac{d(PV_H)}{RT_{Hm}} \quad (2.2.18)$$

ここで、 $C_p$ ：定圧比熱、 $\tau$ ：1サイクルの時間、 $R$ ：ガス定数（空気）、 $P$ ：圧力、 $V_H$ ：高温シリンド部ガス容積、 $T_{Hm}$ ：高温側シリンド内ガスの時間的・空間的平均温度、 $T_{Hm}$ の単位は絶対温度であるから、通常の動作範囲においては高い測定精度を必要としない。ここでは $T_H$ の時間平均値で代用している。厳密に扱えば式(2.2.17)には速度値が必要であるけれども、当該実験機のガス流速は $50\text{ m/sec}$ よりはるかに小さいので省略した。

加熱器の熱伝達率を $\alpha_H$ とおくと、

$$\alpha_H = \frac{Q_H}{S_H \cdot \Delta T_H} \quad (2.2.19)$$

ここで、 $S_H$ は加熱器伝熱面積、 $\Delta T_H$ は次式で定義する壁温とガス温の差であって、1サイクル内の時間平均値を用いる。

$$\Delta T_H = T_{WH} - \frac{T_H + T_{RH}}{2} \quad (2.2.20)$$

以上の4式の計算に必要な測定値は、 $P$ と $(T_H - T_{RH})$ のサイクル内変動値、および $T_H$ 、 $T_{RH}$ 、 $T_{WH}$ の各時間平均値である。

低温側の場合も同様である。高温側のサフィックスHをCに変えた式(2.2.21)～式(2.2.24)を用いる。圧力Pは高温側と等しいとした。

$$Q_C = \frac{C_p}{\tau} \int (T_{RC} - T_C) dn_C \quad (2.2.21)$$

$$dn_C = \frac{d(PV_C)}{R T_{Cm}} \quad (2.2.22)$$

$$\alpha_C = \frac{Q_C}{S_C \cdot \Delta T_C} \quad (2.2.23)$$

$$\Delta T_C = \frac{T_C + T_{RC}}{2} - T_{WC} \quad (2.2.24)$$

冷却器が作動ガスから熱を吸収する場合に、 $Q_C$ と $\alpha_C$ が正になるようIC、式(2.2.21)は考慮してある。

### (b) 実験値

表2.2.8 bの番号24に関する測定結果の詳細を以下に示す。

$P$ 、 $(T_{RC} - T_C)$ 、 $(T_H - T_{RH})$ のサイクル内変動値は図2.2.10に示すとおり。以下の各温度は全てサイクル内時間平均値である。

$T_H$  :  $393^\circ\text{C}$

$T_{RH}$  :  $399^\circ\text{C}$

$T_{WH}$  :  $447^\circ\text{C}$

$T_C$  :  $22.0^\circ\text{C}$

$T_{RC}$  :  $49.5^\circ\text{C}$

$T_{WC}$  :  $15.0^\circ\text{C}$

$\tau$  :  $83\text{ m/sec}$  ( $723\text{ rpm}$ )

以上のデータより求めた  $n_H$ ,  $n_c$  を図 2.2.10 に示す。単位はグラムである。 $\Delta T_H$ ,  $\Delta T_c$  はつぎのようになる。

$$\Delta T_H : 51.5 \text{ deg}$$

$$\Delta T_c : 20.8 \text{ deg}$$

以上の結果に基づいて求めた伝熱量、熱伝達率はつぎのとおり。

(実験値より求めた値) (定常流に基づく計算値)

伝 热 量 (Kcal/h)	$Q_H$	152	149
	$Q_c$	76	65
熱 伝 達 率 (Kcal/m <sup>2</sup> h deg)	$a_H$	9.6	9.4
	$a_c$	8.7	7.4

定常流に基づく熱伝達率の計算は、円管内の層流熱伝達率の計算値(セラースおよびリブキスの計算値、機械工学便覧、11-25)に従った。計算に用いた数値はつぎのとおり。

		高温側 (400°C)	低温側 (50°C)
管 内 径 mm		2.0	1.9
空 気 ( <sup>2.95</sup> <sub>atm</sub> )	平均流速 m/s	8.8	8.3
	粘性係数 kg·s/m <sup>4</sup>	$3.33 \times 10^{-6}$	$2.00 \times 10^{-6}$
	熱伝導率 Kcal/m h deg	0.417	0.0239
	レイノルズ数	805	2513
	プラントル数	.724	.708
	速度助走区間 m	.091	.289 (層流) .009 (乱流)

低温側の流れは  $Re > 2100$  であるために、乱流の可能性があるが、 $a_c$  は層流の計算値によった。シリンドラ内のガス重量  $n_H$ ,  $n_c$  の変化量  $d n_H$ ,  $d n_c$  の符号が 0 になったところで、ガス流れの方向は変わる。ガスの流入方向が、(再生器 → 加熱器、冷却器) であるか、(シリンドラ → 加熱器、冷却器) であるかを区別して、各流れ方向について別々に伝熱量および熱伝達率を求めた結果はつぎのようになった。

$$Q_{H \leftarrow R} (\text{再生器} \rightarrow \text{加熱器}) : 190 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{H \leftarrow CY} (\text{シリンドラ} \rightarrow \text{加熱器}) : 122 \text{ Kcal/h}$$

$$a_{H \leftarrow R} (\text{再生器} \rightarrow \text{加熱器}) : 120 \text{ Kcal/m}^2 \text{h deg}$$

$$a_{H \leftarrow CY} (\text{シリンドラ} \rightarrow \text{加熱器}) : 77 \text{ Kcal/m}^2 \text{h deg}$$

$$Q_{C \leftarrow R} (\text{再生器} \rightarrow \text{冷却器}) : 240 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{C \leftarrow CY} (\text{シリンドラ} \rightarrow \text{冷却器}) : -100 \text{ Kcal/h}$$

$$a_{C \leftarrow R} (\text{再生器} \rightarrow \text{冷却器}) : 274 \text{ Kcal/h}$$

$$a_{C \leftarrow CY} (\text{シリンドラ} \rightarrow \text{冷却器}) : -114 \text{ Kcal/h}$$

流れの向きによって、熱伝達率が変化する結果となった1つの理由は、壁温とガス温の温度差  $\Delta T_H$ ,  $\Delta T_C$  の値として、サイクル全体の平均値をそのまま用いたためである。さきに求めた  $\alpha_H$ ,  $\alpha_C$  と、 $\alpha_{H \leftarrow R}$ ,  $\alpha_{H \leftarrow CY}$ ,  $\alpha_{C \leftarrow R}$ ,  $\alpha_{C \leftarrow CY}$  の各値が等しくなるよう  $\Delta T_{H \leftarrow R}$ ,  $\Delta T_{H \leftarrow CY}$ ,  $\Delta T_{C \leftarrow R}$ ,  $\Delta T_{C \leftarrow CY}$  の各値を逆算してみるとつきのようになる。

$$\begin{aligned} \Delta T_{H \leftarrow R} &: 64.4 \text{ deg} \\ \Delta T_{H \leftarrow CY} &: 41.3 \text{ deg} \end{aligned} \quad \left\{ \begin{array}{l} (\Delta T_H = 51.5 \text{ deg}) \\ \Delta T_{C \leftarrow R} : 65.8 \text{ deg} \\ \Delta T_{C \leftarrow CY} : -27.4 \text{ deg} \end{array} \right\} \quad (\Delta T_C = 20.8 \text{ deg})$$

以上の結果は、高温側については妥当であろう。しかし、低温側については、不自然である。シリンダ内部のガスが断熱変化によって約+30degの範囲内で温度変化することを考慮に入れても、冷却器がガスに「熱を与える」ことは説明できない。断熱変化の効果は、むしろ、冷却器がガスに熱を与えることを妨げるよう影響するのである。

冷却器が熱を与える結果となった理由は、 $T_{RC}$  の測定位置が原因しているようである。冷却器の再生器側は構造上の制約から冷却水が行きわたらないので、「再生器」のような働きをしている可能性がある。この場合  $T_{RC}$  は、この「再生器」のある箇所の温度を示していることになる。図2.2.10の( $T_{RC} - T_C$ )のグラフはサイクル平均値が22.7degとプラス側に大きく偏っているが、この理由も、同じ原因であろう。冷却器の一部がこのように再生器の効果を持った場合でも、サイクル全体の熱伝達率はほぼ真の値を示していると考えることができる。

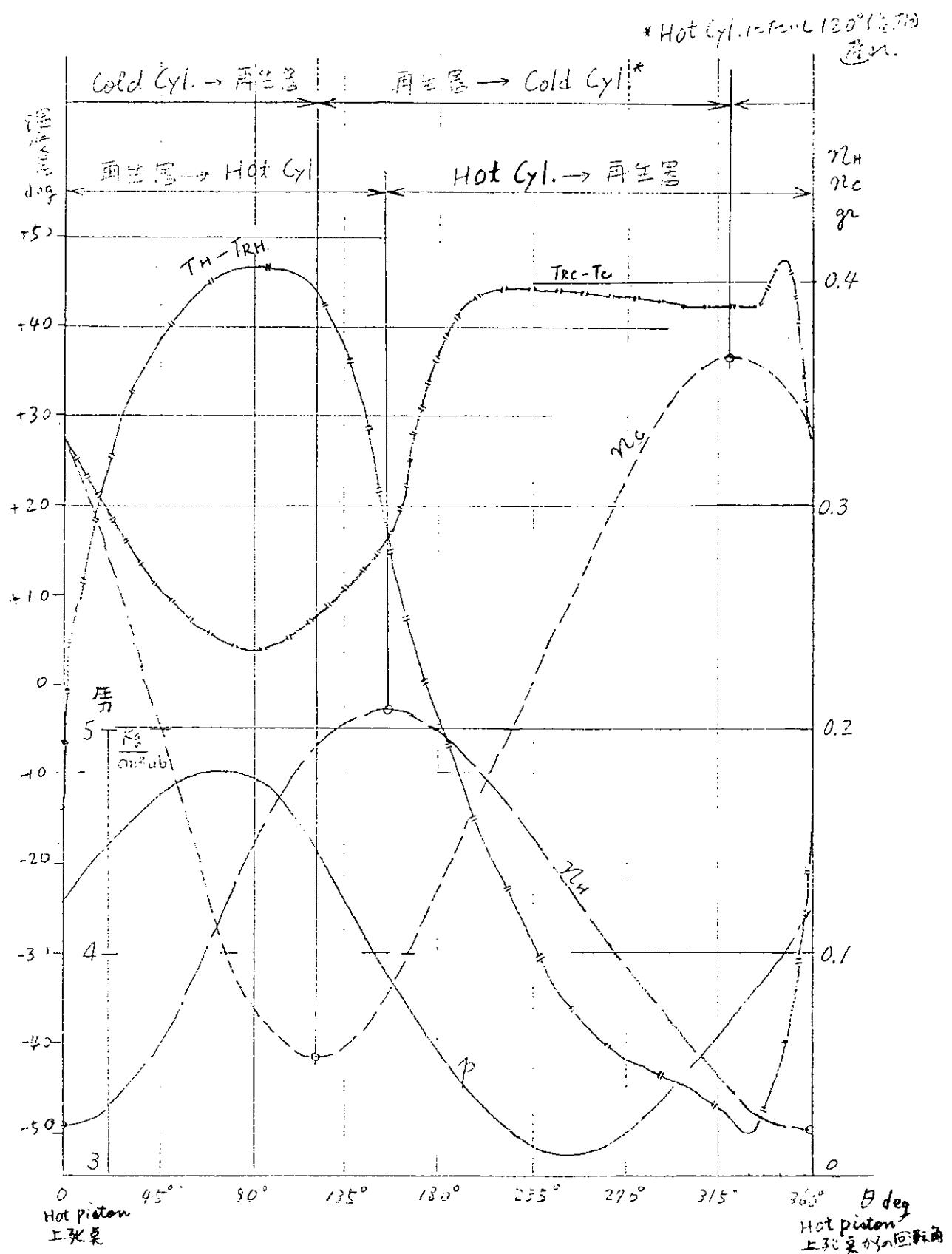


図 2.2.10 溫度差、圧力の実測データとこれらのデータに基づく  $n_H$ ,  $n_C$

## 2.3 再生器の性能予測法に関する研究

### 2.3.1 温度効率に関する検討

#### (1) まえがき

スターリング機関の熱効率を向上させるためには、再生器の温度効率を正確に把握する必要がある。しかし、従来の研究においては、ガスターピン用あるいは化学プラント用の再生器に関するものが多く、その結果を、どの程度、スターリング機関の再生器に応用できるかについては、明らかにされていない。

そこで、本研究においては、スターリング機関の基本サイクルである Schmidt cycle を、再生器のエネルギー式に導入し、数値解析により温度効率を求め、各種パラメータの影響を調べた。

その結果、温度効率は、ほぼ、平均熱単位数によってきまり、他のパラメータは、二次的であることがわかった。

#### (2) 再生器のエネルギー式

##### (a) 基礎式

再生器のモデルとして、流れ方向に一次元の、気体、固体混在のモデルを仮定する。流体は非粘性流体と考える。

図 2.3.1 にモデルを示す。Matrix とは、再生器の中につめる充てん物の総称である。

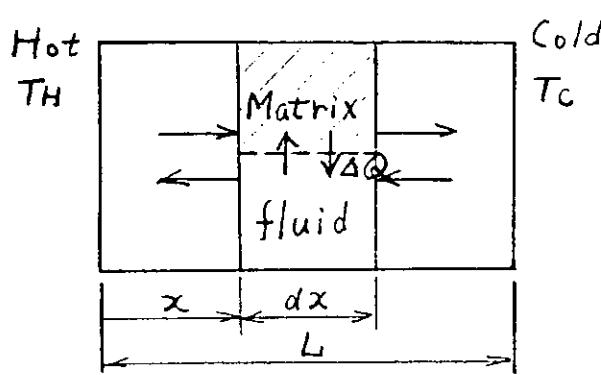


図 2.3.1 再生器のモデル

モデル化するにあたり、次の仮定をとる。

- 1) matrix 内の熱伝導は、流れ方向に有限、断面方向に無限大である。
- 2) 再生器内では、気体の物性値は変化しない。
- 3) 流量Wはθだけの関数であり、場所的に変化しない。
- 4) 热伝達率hはWのみの関数である。
- 5) 流入する流体温度は一定である。

要素のエネルギーバランスをとり、エネルギー式をたてると、

$$\gamma \frac{D_i}{D\theta} = \Delta Q + \frac{D_p}{D\theta} \quad (2.3.1)$$

ここで  $\frac{D}{D\theta} = \frac{\partial}{\partial\theta} + u \frac{\partial}{\partial x}$

$$\Delta Q = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{h \cdot A_b}{L \cdot A_f} (T_m - T) \quad (2.3.1)$$

i : エンタルピ

u : 流速

$A_f$  : 流体通過断面積

A : 断面積

$A_b$  : 伝熱面積

T,  $T_m$  : 温度

$\theta$  : 時間

$\lambda_m$  : matrix 熱伝導率

$C_m, C_p$  : 比熱

h : 热伝達率

W : 重量流量

$\gamma$  : 比重量

$M_m$  : matrix 重量

P : 圧力

$\Delta Q$  : 伝热量

ショミットサイクルの仮定より

$$\frac{dP}{dx} = 0$$

$i = C_p T$  :  $C_p = \text{const}$  とすると

$$\gamma C_p \frac{\partial T}{\partial \theta} + \gamma u C_p \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{h \cdot A_b}{L \cdot A_t} (T_m - T) + \frac{dP}{d\theta} \quad (2.3.2)$$

ここで流体の熱伝導と、圧力変化を無視できるとすると

$$A_t \gamma C_p \frac{\partial T}{\partial \theta} = -A_t \gamma C_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{h \cdot A_b}{L} (T_m - T) \quad (2.3.3)$$

$W = A_t \gamma u$  であるから

$$A_t \gamma C_p \frac{\partial T}{\partial \theta} = -W C_p \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{h \cdot A_b}{L} (T_m - T) \quad (2.3.4)$$

matrix側のエネルギーバランスを考えると

$$\frac{M_m C_m}{L} \frac{\partial T_m}{\partial \theta} = \frac{h \cdot A_b}{L} (T - T_m) + \lambda_m A \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} \quad (2.3.5)$$

(2.3.4, 2.3.5)式が再生器のエネルギー式であり、この2式を連立して、境界条件のもとで解けば、

$$T = T(x, \theta), \quad T_m = T_m(x, \theta) \quad \text{が求まる。}$$

(2.3.4, 2.3.5)式において

$$W = W_o \cdot f(\theta), \quad h = h_o \cdot h(\theta), \quad r = r_o \cdot g \quad (2.3.6)$$

と表わすと、(2.3.29)式より

$$f(\theta) = \tilde{W}$$

(2.3.28)式より

$$g = \frac{r_m}{r_o} = \frac{2}{\beta+1} \cdot \frac{P_m}{P_o}$$

熱伝達率 $h$ については、"Compact Heat Exchangers"

$$\text{より, matrix がメッシュの場合} \quad Nu \propto Re^{0.5 \sim 0.6}$$

$$\text{が充てん球の場合} \quad Nu \propto Re^{0.7}$$

が報告されているので、本計算においては、

$$h = h_o \cdot f(\theta)^{0.6} \quad (2.3.7)$$

と表わせるものとする。ここで $h_o$ は $f=1$ における熱伝達率である。

(2.3.6)式を(2.3.4, 2.3.5)式に代入すると、

$$A_t \cdot r_o \cdot g \cdot C_p \frac{\partial T}{\partial \theta} = -W_o \cdot f(\theta) \cdot C_p \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{h_o \cdot A_b}{L} h(\theta) (T_m - T) \quad (2.3.8)$$

$$\frac{M_m C_m}{L} \frac{\partial T_m}{\partial \theta} = \frac{h_o \cdot A_b}{L} h(\theta) (T - T_m) + \lambda_m A \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} \quad (2.3.9)$$

となる。

(b) 無次元化

(2.3.8, 2.3.9) 式を

$$\tilde{T} = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, \quad \tilde{T}_m = \frac{T_m - T_c}{T_h - T_c}, \quad \tilde{\theta} = \frac{\theta}{\tau}, \quad \tilde{x} = \frac{x}{L}$$

$\tau$  : 周期

で無次元化すると

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{\theta}} = - \frac{(C_r)_s}{C_r \cdot g} [N t_u \cdot h (\tilde{T} - \tilde{T}_m) + f \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}}] \quad (2.3.10)$$

$$\frac{\partial \tilde{T}_m}{\partial \tilde{\theta}} = \frac{N t_u \cdot h}{C_r} (\tilde{T} - \tilde{T}_m) + \frac{K}{C_r} \frac{\partial^2 \tilde{T}_m}{\partial \tilde{x}^2} \quad (2.3.11)$$

ここで用いた無次元数は、それぞれ

$$N t_u = \frac{h \cdot A_b}{W_o C_p} : \text{平均熱単位数}$$

$$W_o = 2 n Z G_T$$

$$G_T : \text{流体全重量}$$

$$C_r = \frac{M_m C_m}{W_o C_p \tau} : \frac{\text{matrix の熱容量}}{1 \text{ cycle 中の流動熱容量}}$$

$$Z : \text{入れ替え比}$$

$$n : \text{回転数}$$

$$(C_r)_s = \frac{M_m C_m}{r_o \cdot C_p \cdot L \cdot A_f} : \frac{\text{matrix の熱容量}}{\text{再生器内の空隙流体熱容量}}$$

$r_o$  : 基準状態 ( $\theta = \pi, T = T_c$ )  
の比重

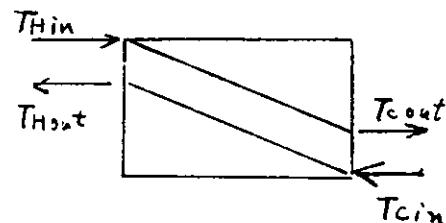
$$K = \frac{\lambda_m A}{W_o C_p L} : \text{matrix の熱伝導を示すパラメータ}$$

$$\frac{(C_r)_s}{C_r} = \frac{2 Z G_T}{r_o L A_f} : \frac{1 \text{ cycle 中に往復する流量}}{\text{再生器内の流体量}}$$

(c) 温度効率の定義

再生器の温度効率を次のように定義する。(図 2.3.2 参照)

$$E_H = \frac{\bar{T}_{H_{out}} - \bar{T}_{C_{in}}}{\bar{T}_{H_{in}} - \bar{T}_{C_{in}}}$$



$$E_C = \frac{\bar{T}_{H_{out}} - \bar{T}_{C_{in}}}{\bar{T}_{H_{in}} - \bar{T}_{C_{in}}}$$

系が準定常状態になれば、原理的に

$$E_H = E_C \quad \text{となる。}$$

$\bar{T}_H, \bar{T}_C$  は、それぞれの期間の平均温度を示す。

$$\bar{T}_{H_{out}} = \frac{\int_C T_{H_{out}} \cdot f(\theta) d\theta}{\int_C f(\theta) d\theta}$$

$$\bar{T}_{C_{out}} = \frac{\int_H T_{C_{out}} \cdot f(\theta) d\theta}{\int_H f(\theta) d\theta}$$

図 2.3.2 温度分布

ここで、 $f_H$ ,  $f_C$  は、Hot Flow, Cold Flow の期間の積分を示す。

本計算では、 $T_{H1n} = 1$ ,  $T_{C1n} = 0$  で計算し、 $|E_H - E_C| < 0.2\%$  で収束させている。

(d) 各状態値の設定(2領域ショミットサイクル)

図 2.3.3 に示すように、再生器の中央部を境界として、高温空間と低温空間の二領域に分割し、両空間はそれぞれ、 $T_H$ ,  $T_C$  で等温変化をするものと仮定する。

両シリンダの行程容積は、共に  $V_o$  で、B ピストンが A ピストンに  $90^\circ$  遅れた位相をもつものとする。Hot 側のピストンの上死点を  $\theta = 0$  とすると、両作動空間は次のように表わせる。

$$V_{nH} = V_o (1 - \cos \theta) / 2 \quad (2.3.12)$$

$$V_{nC} = V_o (1 - \sin \theta) / 2 \quad (2.3.13)$$

両空間の死容積を  $V_{Dc}$ ,  $V_{DH}$  (それぞれ、再生

器死容積の  $1/2$  を含む) で表わすと、両空間は、それぞれ、

$$V_H = V_o (1 + 2a - \cos \theta) / 2 \quad (2.3.14)$$

$$V_C = V_o (1 + 2b - \sin \theta) / 2 \quad (2.3.15)$$

ここで、a, b はそれぞれの空間の死容積比

$$a = V_{DH} / V_o, \quad b = V_{DC} / V_o$$

ここで、両空間の状態方程式は、

$$P_H \cdot V_H = G_H \cdot R \cdot T_H \quad (2.3.16)$$

$$P_C \cdot V_C = G_C \cdot R \cdot T_C \quad (2.3.17)$$

質量保存則より

$$G_C + G_H = G_T \quad (2.3.18)$$

ショミットサイクルの仮定より

$$P = P_H = P_C \quad (2.3.19)$$

これで、未知数は、 $P$ ,  $G_H$ ,  $G_C$  の 3 つとなるので、(2.3.16 ~ 2.3.18) 式より求められる。

$$\tilde{G}_H = \frac{G_H}{G_T} = \frac{1 + 2a - \cos \theta}{(1 + 2a - \cos \theta) + \beta (1 + 2b - \sin \theta)} \quad (2.3.20)$$

ここで  $\beta = T_H / T_C$  : 温度比

$$P = \frac{2 \cdot G_T \cdot R \cdot T_C}{V_o} \frac{\beta}{[(1 + 2a - \cos \theta) + \beta (1 + 2b - \sin \theta)]} \quad (2.3.21)$$

o ここで、入れ替え比  $Z$  を定義する。

入れ替え比  $Z$  は、1 cycle 中に両空間を移動する流体の重量の流体全重量に対する比を示す。

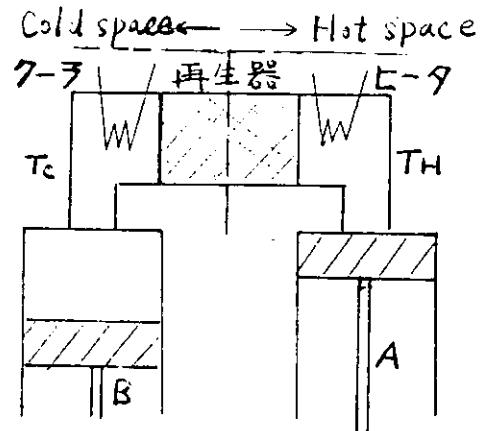


図 2.3.3 2 領域モデル

$$Z = \tilde{G}_{H\max} - \tilde{G}_{H\min} \\ = \tilde{G}_o \max - \tilde{G}_o \min \quad (2.3.22)$$

で表わされる。

$\tilde{G}_H$  が極値をもつ  $\theta$  を  $\theta_{\max}$ ,  $\theta_{\min}$  とすると

$$\frac{d \tilde{G}_H}{d \theta} = 0$$

より,  $\theta_{\min}$ ,  $\theta_{\max}$  が求められる。

$$\theta_{\max} = \sin^{-1} \left[ -\frac{1}{\sqrt{(1+2a)^2 + (1+2b)^2}} \right] - \tan^{-1} \left[ \frac{1+2a}{1+2b} \right] + \pi \quad (2.3.23)$$

$$\theta_{\min} = \sin^{-1} \left[ \frac{1}{\sqrt{(1+2a)^2 + (1+2b)^2}} \right] - \tan^{-1} \left[ \frac{1+2a}{1+2b} \right] \quad (2.3.24)$$

よって

$$Z = \tilde{G}_H \Big|_{\theta=\theta_{\max}} - \tilde{G}_H \Big|_{\theta=\theta_{\min}} \quad (2.3.25)$$

で表わされる。

ここで,  $\theta_{\max}$ ,  $\theta_{\min}$ は, 死容積比  $a$ ,  $b$  のみにより決まる値で, 温度比  $\theta$  には依存しないことがわかる。

#### o 流量 W

次に, 単位時間内に, 両空間を移動する気体の重量を, 再生器内の流量とすると, 流量Wは次のように表わされる。

Hot  $\rightarrow$  Cold の流れを正にすると,

$\omega = 2\pi n$  : 角速度

n : 回転数

$W_0 = 2nZG_T$  : 平均流量

$$\tilde{W} = \frac{W}{W_0} = - \frac{\omega \cdot G_T}{W_0} \frac{d \tilde{G}_H}{d \theta} \\ \tilde{W} = \frac{\pi \beta}{Z} \frac{(1+2a)\cos\theta + (1+2b)\sin\theta - 1}{[(1+2a-\cos\theta) + \beta(1+2b-\sin\theta)]^2} \quad (2.3.26)$$

で表わされる。

#### o 圧力および比重

圧力および比重の基準状態として,  $\theta = \pi$  すべての流体温度が  $T_c$  である状態を考える。

(充てん時の圧力, 比重量)

その時の圧力, 比重量をそれぞれ  $P_o$ ,  $\gamma_o$  とする。

$$P_o = \frac{G_T \cdot R \cdot T_c}{(a+b+1.5)V_o} \quad \gamma_o = \frac{P_o}{R \cdot T_c}$$

(2.3.21)式を  $P_o$  で無次元化すると

$$\tilde{P} = \frac{P}{P_o} = \frac{2\beta(a+b+1.5)}{[(1+2a-\cos\theta) + \beta(1+2b-\sin\theta)]^2} \quad (2.3.27)$$

ここで、再生器内部の比重は平均圧力、平均温度で代表されるものとすると、平均比重  $\bar{\gamma}_m$  は、

$$\frac{\bar{\gamma}_m}{\bar{\gamma}_o} = \frac{2}{\beta+1} \cdot \frac{P_m}{P_o} \quad (2.3.28)$$

で表わされる。

以上で解析は終りであるが、ディスプレーサ形、あるいは逆T形においても、全く同様にできる。

これまでに、L形スターリング機関をモデル化することにより、流量、比重、等を求めたが、この結果を以下の再生器のエネルギー式に結びつける。

前の項においては、流量  $W$  は次の形で示されている。

$$W = W_0 \cdot f(\theta)$$

$$\therefore f(\theta) = \tilde{w} \quad (2.3.29)$$

また、時間の無次元数  $\tilde{\theta}$  については、次の関係がある。

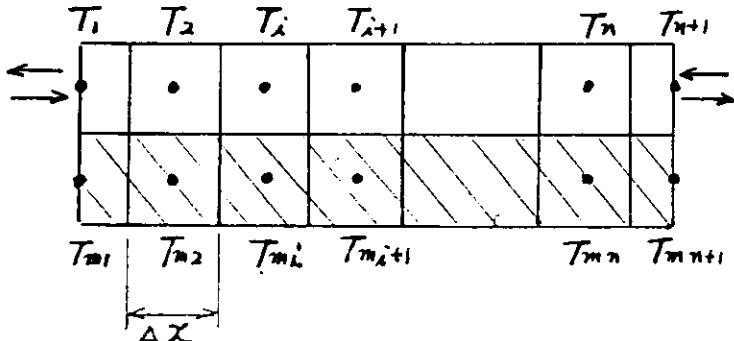
$$\tilde{\theta} = \frac{\theta}{2\pi} = \frac{t}{\tau} \quad t : \text{時間}$$

### (3) 数値解析

#### (a) 差分式

図2.3.4に示すように、再生器内のmatrixと流体を各要素に分け、Pure Implicit法で差分近似する。

ここでは、位置を  $i$ 、時間を  $j$  で表わす。



(2.3.10, 2.3.11)式

図2.3.4 差分モデル  $\Delta x = \frac{L}{n}$ ,  $\Delta \theta = \frac{\tau}{m}$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{\theta}} &= -\frac{(C_r)_s}{C_r \cdot g} \cdot [N_t u \cdot h (\tilde{T} - \tilde{T}_m) + f - \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}}] \\ \frac{\partial \tilde{T}_m}{\partial \tilde{\theta}} &= \frac{N_t u \cdot h}{C_r} (\tilde{T} - \tilde{T}_m) + \frac{K}{C_r} \frac{\partial^2 \tilde{T}_m}{\partial \tilde{x}^2} \end{aligned}$$

これを差分式になおすと、

$$\begin{aligned} \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\Delta \theta} &= -\frac{(C_r)_s}{C_r \cdot g} [N_t u \cdot h_{j+1} (T_{i,j+1} - T_{m,i,j+1}) \\ &\quad + f_{j+1} \frac{T_{i+1,j+1} - T_{i-1,j+1}}{2 \cdot \Delta x}] \quad (2.3.30) \end{aligned}$$

$\frac{\partial T}{\partial x}$ について、 $i=1$ ,  $i=n+1$ では3点近似を用い、それぞれ

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{1, j+1} = \frac{-3T_{1, j+1} + 4T_{2, j+1} + T_{3, j+1}}{2 \Delta x}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{n+1, j+1} = \frac{3T_{n+1, j+1} - 4T_{n, j+1} + T_{n-1, j+1}}{2 \Delta x}$$

となる。

$$\frac{T_{m1, j+1} - T_{m1, j}}{\Delta \theta} = \frac{Ntu}{Cr} h_{j+1} (T_{1, j+1} - T_{m1, j+1})$$

$$+ \frac{K}{Cr} \frac{T_{m1-1, j+1} - 2T_{m1, j+1} + T_{m1+1, j+1}}{\Delta x^2} \quad (2.3.31)$$

matrix の端部においては、熱伝導による熱の出入りがないため、

$$- \lambda_m A \frac{\partial T_m}{\partial x} = 0 \quad \text{となる。}$$

従って、 $i=1$ ,  $i=n+1$ における差分式は、それぞれ

$$\left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2}\right)_{1, j+1} = \frac{T_{m2, j+1} - T_{m1, j+1}}{\Delta x^2}$$

$$\left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2}\right)_{n+1, j+1} = \frac{T_{mn, j+1} - T_{m+1, j+1}}{\Delta x^2}$$

となる。

両式を  $T$ ,  $T_m$  について整理すると、

$$\left[ 1 + \frac{(Cr)s Ntu \Delta \theta}{Cr g} h_{j+1} \right] T_{1, j+1} + \left[ \frac{(Cr)s \Delta \theta}{2 \cdot Cr \cdot g \Delta x} f_{j+1} \right] \cdot T_{1+1, j+1}$$

$$- \left[ \frac{(Cr)s \Delta \theta}{2 \cdot Cr \cdot g \cdot \Delta x} f_{j+1} \right] \cdot T_{i-1, j+1} - \left[ \frac{(Cr)s \cdot Ntu \cdot \Delta \theta}{Cr \cdot g} h_{j+1} \right] \cdot T_{m1, j+1} = T_{1, j+1} \quad (2.3.32)$$

$i=1$  では、

$$\left[ 1 + \frac{(Cr)s \cdot Ntu \cdot \Delta \theta}{Cr \cdot g} h_{j+1} - \frac{3}{2} \frac{(Cr)s \cdot \Delta \theta}{Cr \cdot g \cdot \Delta x} f_{j+1} \right] \cdot T_{1, j+1}$$

$$+ \left[ \frac{2 \cdot (Cr)s \cdot \Delta \theta}{Cr \cdot g \cdot \Delta x} f_{j+1} \right] \cdot T_{2, j+1} - \left[ \frac{(Cr)s \cdot \Delta \theta}{2 \cdot Cr \cdot g \cdot \Delta x} f_{j+1} \right] \cdot T_{3, j+1}$$

$$- \left[ \frac{(Cr)s \cdot Ntu \cdot \Delta \theta}{Cr \cdot g} h_{j+1} \right] \cdot T_{m1, j+1} = T_{1, j} \quad (2.3.33)$$

$i = n+1$  では

$$\begin{aligned} & \left[ 1 + \frac{(C_r)s \cdot N_{tu} \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot g} h_{j+1} + \frac{3 \cdot (C_r)s \cdot \Delta\theta}{2 \cdot C_r \cdot g \cdot \Delta x} f_{j+1} \right] \cdot T_{n+1, j+1} \\ & - \left[ \frac{2(C_r)s \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot g \cdot \Delta x} f_{j+1} \right] T_{n, j+1} + \left[ \frac{(C_r)s \cdot \Delta\theta}{2C_r \cdot g \cdot \Delta x} f_{j+1} \right] T_{n-1, j+1} \\ & - \left[ \frac{(C_r)s \cdot N_{tu} \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot g} h_{j+1} \right] \cdot T_{m-n+1, j+1} = T_{n+1, j} \quad (2.3.34) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left[ 1 + \frac{N_{tu} \cdot \Delta\theta}{C_r} h_{j+1} + \frac{2K \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot \Delta x^2} \right] \cdot T_{m_1, j+1} - \left[ \frac{K \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot \Delta x^2} \right] \cdot T_{m_1-1, j+1} \\ & - \left[ \frac{K \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot \Delta x^2} \right] T_{m_1+1, j+1} - \left[ \frac{N_{tu} \cdot \Delta\theta}{C_r} h_{j+1} \right] \cdot T_{1, j+1} = T_{m_1, j} \quad (2.3.35) \\ & \left[ 1 + \frac{N_{tu} \cdot \Delta\theta}{C_r} h_{j+1} + \frac{K \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot \Delta x^2} \right] \cdot T_{m_1, j+1} - \left[ \frac{K \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot \Delta x^2} \right] T_{m_2, j+1} \\ & - \left[ \frac{N_{tu} \cdot \Delta\theta}{C_r} h_{j+1} \right] T_{1, j+1} = T_{m_1, j} \quad (2.3.36) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left[ 1 + \frac{N_{tu} \cdot \Delta\theta}{C_r} h_{j+1} + \frac{K \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot \Delta x^2} \right] \cdot T_{m-n+1, j+1} - \left[ \frac{K \cdot \Delta\theta}{C_r \cdot \Delta x^2} \right] \cdot T_{m-n, j+1} \\ & - \left[ \frac{N_{tu} \cdot \Delta\theta}{C_r} h_{j+1} \right] \cdot T_{n+1, j+1} = T_{m-n+1, j} \quad (2.3.37) \end{aligned}$$

上の(2.3.32～2.3.37)式を連立させると、 $T_i, T_m$  に関する( $2n+1$ )元の連立方程式となり、次の境界条件により解くことにより、 $T_{1, j+1}, T_{m, j+1}$  が求まる。

境界条件

$$\text{Hot Flow 時} \quad T_{1, j+1} = T_h = 1$$

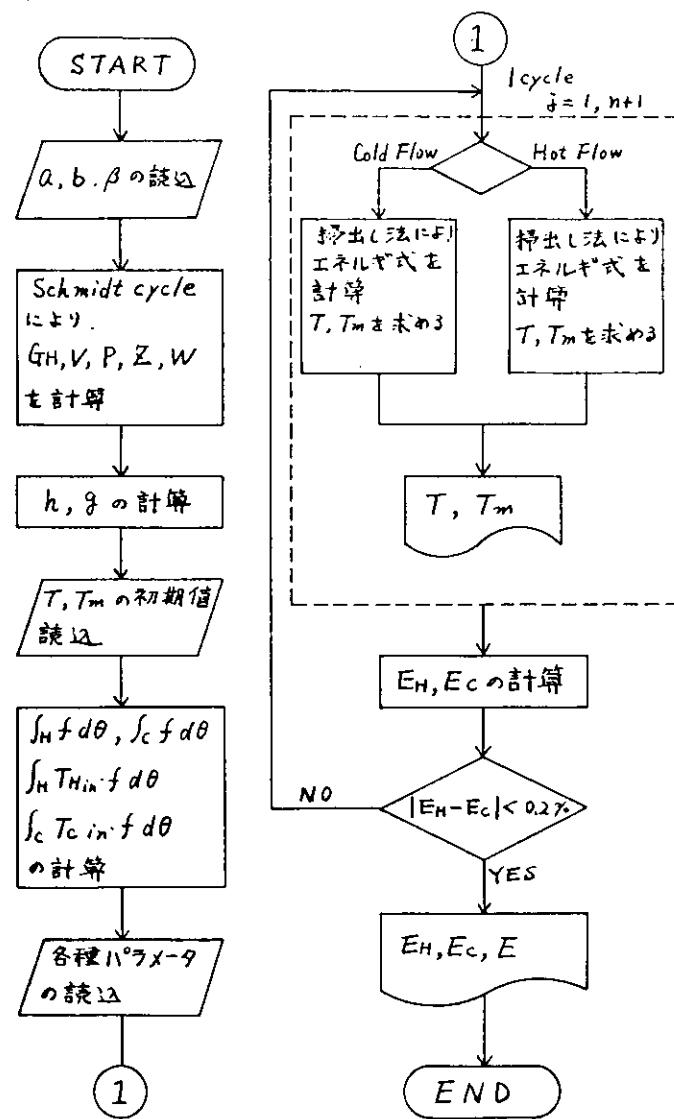
$$\text{Cold Flow 時} \quad T_{n+1, j+1} = T_c = 0$$

$f_{j+1}, h_{j+1}$  については、(2.3.29)式と(2.3.7)式より求まる値を用いる。

なお、本計算では、 $n=10, m=100$  で計算を行ない、

$$|E_h - E_c| < 0.2\% \quad \text{を収束条件とした。}$$

(b) Flow chart



#### (4) 解析結果および考察

##### (a) 流量変化および圧力変化

図2.3.5に本計算により求めた流量変化および圧力変化を示す。なお、計算は  $a = b = 0.5$   $\beta = 2.0$  の条件で行ない、流量については、Hot space から Cold space へ流れる量を正にとっている。また、 $P_m$  は平均圧力を表わす。

流量変化の特徴は、Hot Flowにおいては期間が長く、流速の変化がゆるやかなのに比べ、Cold Flowにおいては期間が短く、変化が急なことである。これは、全期間の平均流量  $W_0$  に比べ、Hot Flow の平均流量は小さく、Cold Flow の平均流量は大きいことを示している。

圧力変化について言えることは、Hot space の膨張が圧力の高い時に行なわれるのに対し、圧縮は圧力の低い時に行なわれることである。この事は、Hot space が正の仕事をしていることを示している。

Cold space では、全くその逆の事が行なわれているが、その圧力差が小さいために、小さな負の仕事をなり、系全体でみると、出力を出していことがある。出力を  $P$  で表わすと、

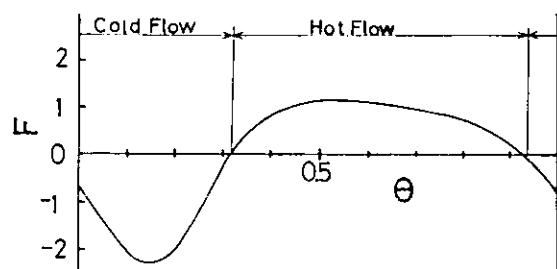
$$P = P_h + P_c \quad (P_c < 0)$$

で出力が表わされるが、当然の事ながら、出力を大きくするには  $P_h$  を大きく、 $|P_c|$  を小さくする必要がある。

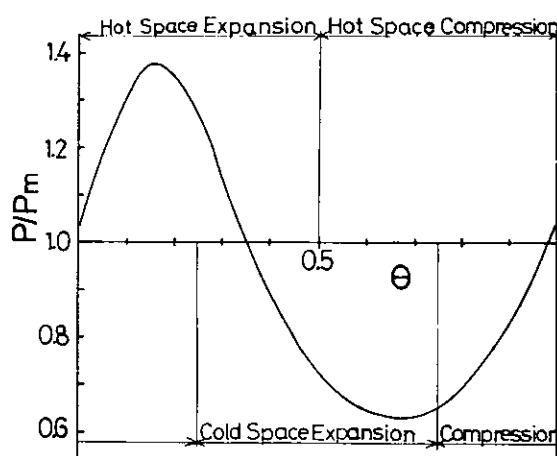
もし、両空間に差圧があると、 $P_h$  が小さくなり、 $|P_c|$  が大きくなるために、全体の出力  $P$  は小さくなる。また、流量変化の形と圧力変化の形を比較すると、非常に酷似してあり、強い関係があることを示している。

- (b) Matrix内の温度分布および出口流体温度の変化

各種パラメータを変化させ、Matrix内の温度分布および出口流体温度  $T_{Hout}$ ,  $T_{Cout}$  の変化を調べた。その主な特徴を図 2.3.6～2.3.9 に示す。なお、計算では、積分誤差を少なくするために、時間軸を移動させ、Cold Flow の終了点を  $\theta=0$  にとっている。そのため、以下の図では、 $\theta=0$  は Cold Flow End の点を示す。なお、 $a=b=0.5$ ,  $\beta=2$  の条件で計算している。

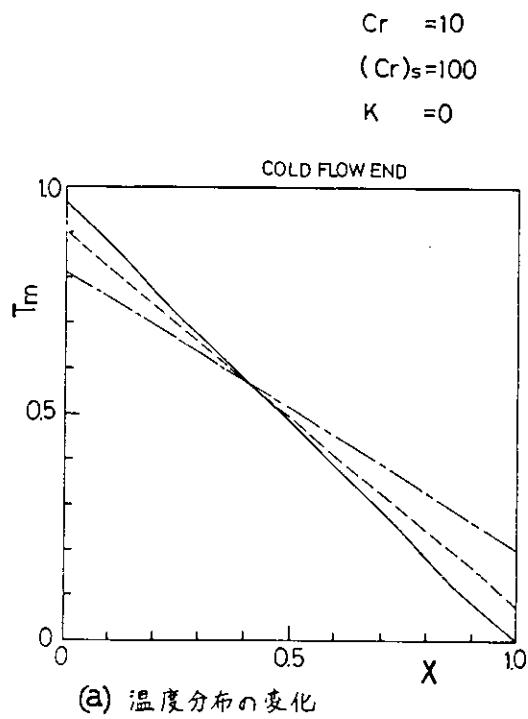


(a)

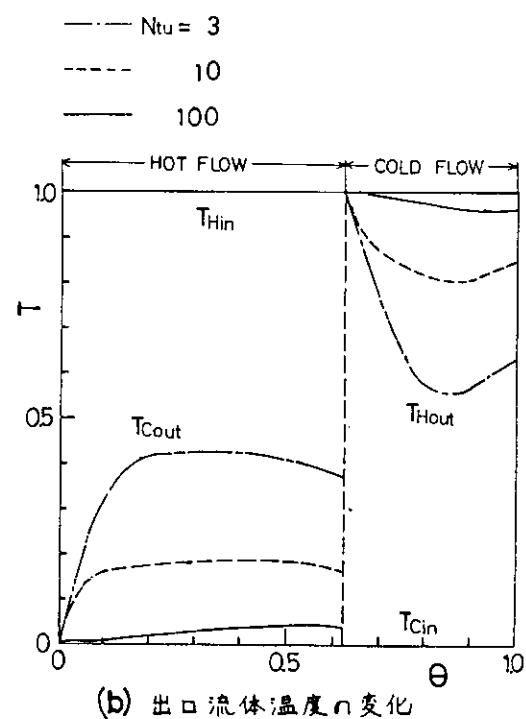


(b)

図 2.3.5 流量変化および圧力変化



(a) 温度分布の変化



(b) 出口流体温度の変化

図 2.3.6  $Ntu$  の影響

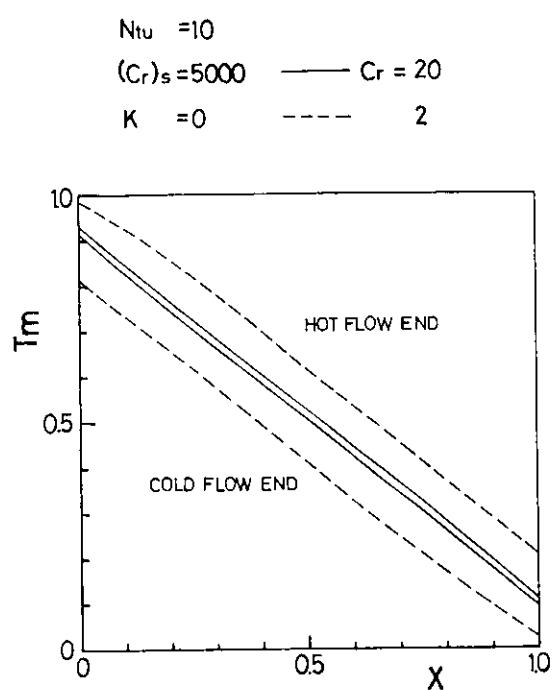


図 2.3.7  $Cr$  の影響

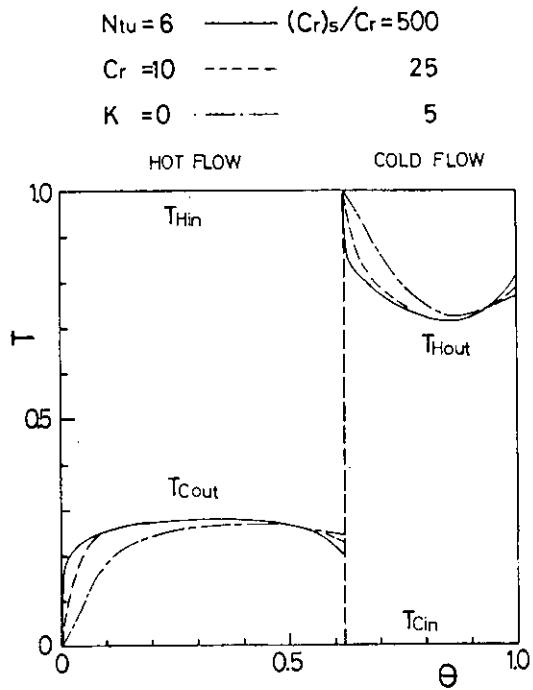


図 2.3.8  $(Cr)_s/Cr$  の影響

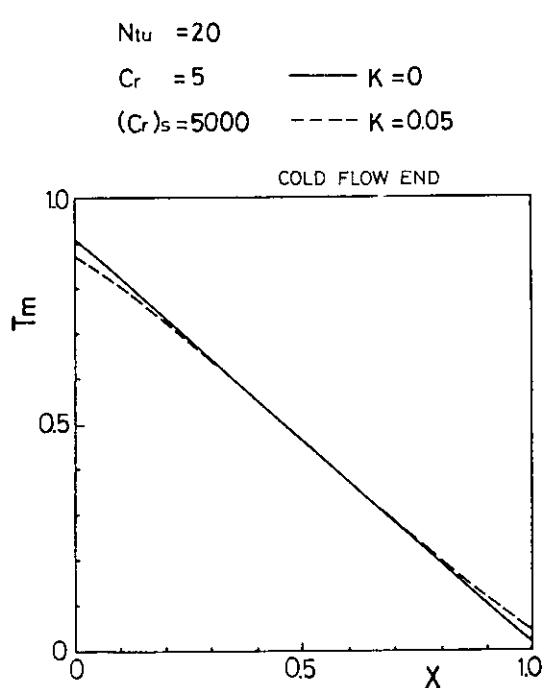


図 2.3.9  $K$  の影響

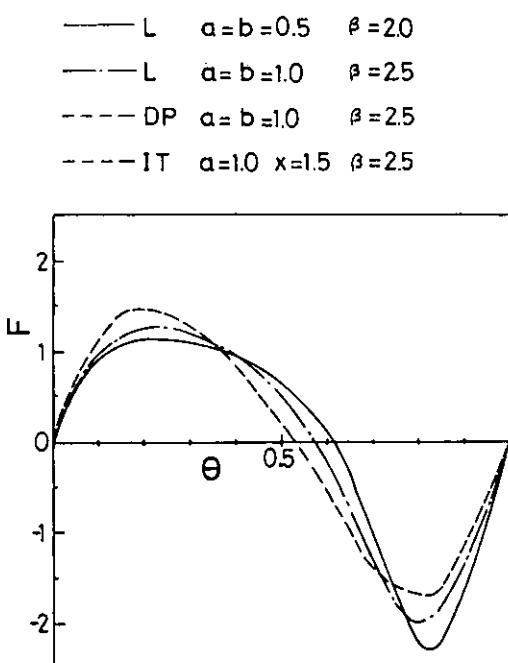


図 2.3.10 各形の流量変化

### (i) 平均熱単位数 Ntu の影響

Ntu は熱交換器の設計に広く用いられているもので、流体の熱感度の度合を表わすものであるが、普通、流量および熱伝達率が一定の場合に定義される。ところが、スターリング機関に応用する際には、流量と熱伝達率に比例関係がある場合を除き、刻々と変化する。ここで定義された Ntu は全 Cycle 中の平均値であり、瞬時値を  $Ntu^*$  とすると、 $Ntu^* = Ntu \times f^{-0.4}$  の関係を満足している。

図 2.3.6において、(a)は Cold Flow End における Matrix 温度分布、(b)は、 $T_{H_{out}}$ ,  $T_{C_{out}}$  の時間的変化を示している。(a)図においては、Ntu が大きくなるにつれて、温度勾配が大きくなる傾向を示している。それは、Ntu が大きくなるにつれて、Matrix が流体と交換する熱量が大きくなり、液体との温度差が小さくなる傾向がでてくるためと思われる。(b)図において、 $T_{C_{in}}$ ,  $T_{H_{out}}$  の変化が小さくなるのも上と同様に説明される。各期間の後半では、流量が小さくなるため、 $Ntu^*$  の値が大きくなり、 $T_m$  との温度差が小さいにもかかわらず  $T_{H_{out}}$  ( $T_{C_{out}}$ ) は上昇(下降)している。

### (ii) $C_r$ の影響

$C_r$  は、Matrix の熱容量と 1 cycle 中に通過する流体の熱容量の比を表わすパラメータである。

図 2.3.7 は、Hot Flow End と Cold Flow End の温度分布の差を示しており、それは Cycle 中の温度変化の最大幅を示している。 $C_r$  が大きくなるにつれ、Matrix の熱容量が大きくなるため、温度変化は小さくなる。

### (iii) $(C_r)_s/C_r$ の影響

$(C_r)_s$  は、Matrix と空隙中の流体の熱容量比を示すパラメータであるが、 $(C_r)_s$  自体では、はっきりした傾向は表われてこない。ところが、 $(C_r)_s/C_r$  の形では 1 Cycle 中に通過する流体の量と再生器内に残留する流体の量の比を表わすパラメータとなる。図 2.3.8において、 $(C_r)_s/C_r$  が小さくなるにつれ、 $T_{C_{out}}$ ,  $T_{H_{out}}$  の変化が鈍くなるのは、前期間の残留流体の割合が大きくなるためである。

### (iv) 热伝導パラメータ K の影響

K は、Matrix 内の流れ方向の熱伝導を示すパラメータである。図 2.3.9 に示すように、K の値が大きくなると、高温側から低温側に熱が移動し、温度分布は勾配がゆるやかになる。

図 2.3.10 は、各形式の機関の流量変化を示している。いずれも、流量の形が類似しているために、温度に関しては、ほとんど違いが表われない。そこで、以後、計算は L 形  $a = b = 0.5$   $\beta = 2$  だけで行なうこととした。

### (c) 温度効率

図 2.3.11 ~ 2.3.16 は、パラメータを変化させた時の E - Ntu の関係を示す。各パラメータは下記の範囲で変化させた。

$$Ntu = 1 \sim 200$$

$$C_r = 1 \sim 20$$

$$(C_r)_s = 25 \sim 5000$$

$$K = 0 \sim 0.05$$

ここで、 $(C_r)_s$  の値については、空隙率を 0.5 とした場合、作動流体が、

$$\text{大気圧 } 300^\circ\text{C の空気の場合 } (C_r)_s \approx 5000$$

$$50 \text{ 気圧 } 300^\circ\text{C の H}_2, \text{He の場合 } (C_r)_s \approx 100$$

となるため、K,  $C_r$  をパラメータとした場合は  $(C_r)_s$  の両値について E を計算した。

### (i) $C_r$ の影響

図 2.3.11 に示されているのは、 $(Cr)_s = 5000$ において  $C_r$  を変化させた場合の E - Ntu 線図であるが、 $C_r$  が大きくなるにつれ、E の値は大きくなり、 $C_r > 5$  となると、ほとんど変化しなくなる。この場合、 $C_r$  が 1 ~ 20 まで変化しても  $(Cr)_s/C_r$  の値は、5000 ~ 250 であり、この範囲では  $(Cr)_s/C_r$  の影響は表われてこないので、純粋に  $C_r$  だけの影響であると言える。つまり、 $C_r$  が 5 より大きくなると、E に対してはほとんど変化を及ぼさないと言える。

図 2.3.12 に示されるのは、 $(Cr)_s = 100$  において E - Ntu 線図である。この場合、図 2.3.11 と違い、 $C_r > 5$  でも E は高くなり、特に、Ntu の小さい方で大きな差が出ている。これは、 $(Cr)_s = 100$  では、 $C_r$  が 1 ~ 20 まで変化した場合、 $(Cr)_s/C_r$  の値が 100 ~ 5 まで変化してきて、 $(Cr)_s/C_r$  の影響が顕著に表われているためである。

### (ii) $(Cr)_s/C_r$ の影響

図 2.3.13 ~ 2.3.14 に示されるのは、それぞれ、 $C_r = 5, 10$  において、 $(Cr)_s/C_r$  を変化させた場合の E - Ntu 線図であるが、両線図においてほとんど相違がみられない。このことは、 $C_r$  の影響が表われない範囲では、 $(Cr)_s$  の値が違っても、 $(Cr)_s/C_r$  の値が等しければ同じ線図となることを示している。 $(Cr)_s/C_r$  は、残留流体の割合を示すパラメータであり、残留流体の量が多くなれば、Ntu が小さいほど入口温度に近い状態で逆流してくるので、温度効率は高くなる。これで、この線図は説明される。

上の説明を極端に言うと、 $(Cr)_s/C_r < 1$  で  $Ntu = 0$  ならば、再生器を流れる流体は出口に達する前に逆流するので、E は 100 % となる。 $(Cr)_s/C_r$  の値を 5 より小さくしていくと、 $Ntu \approx 5$  あたりで下にピークをもった、興味深い線図が得られるが、再生器内は非圧縮という仮定に大きくはずれてくるのであまり意味がない。

### (iii) 热伝導パラメータ K の影響

図 2.3.15 ~ 2.3.16 には、それぞれ、 $(Cr)_s = 5000, 100$  における E - Ntu 線図においての K の影響が示されている。両線図とも同じ傾向を示しており、Ntu が大きくなるにつれ、K の影響による E の減少が顕著になっている。この線図より言える事は、95 % 以上という高い温度効率を欲する場合には、Ntu を大きくするために伝熱面積を増大するよりも、極力、熱伝導を避けた方が良いということである。極端な例では、K = 0 の場合、 $Ntu \approx 35$  で 95 % 得られるのに対して、K = 0.05 ならば、 $Ntu \approx 150$  の必要がある。

しかし、この K = 0.05 というのは、極端に大きな値で、実際には、K の値は、0.01 より小さくなると思われる。実際の設計においては、正確な K を把握し、Ntu と比較しながら進める必要がある。

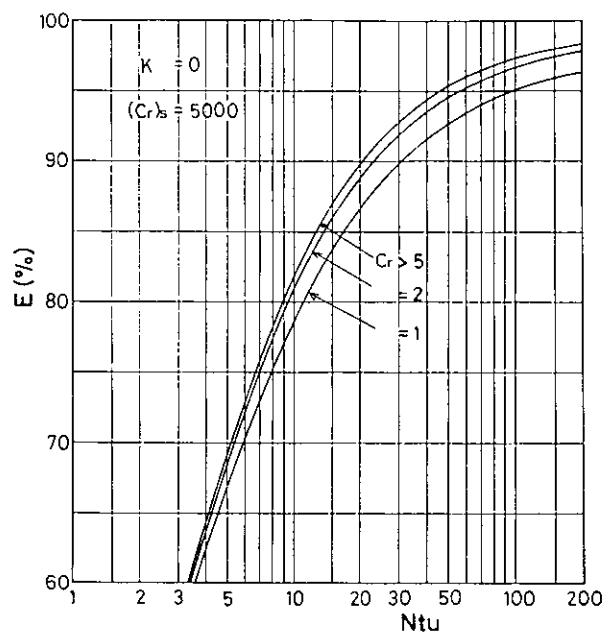


図 2.3.11 Cr の影響

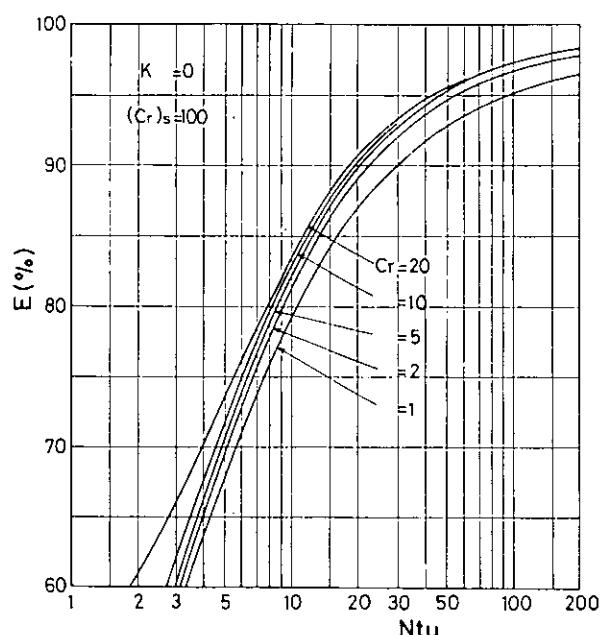


図 2.3.12 Cr の影響

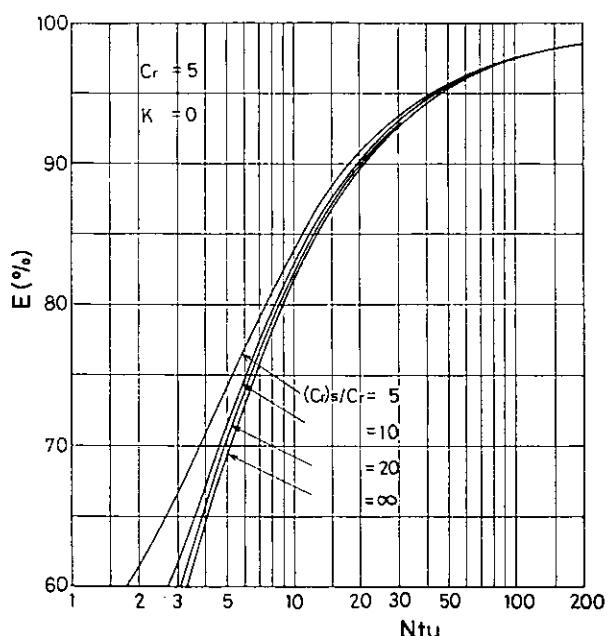


図 2.3.13 (Cr)s/Cr の影響

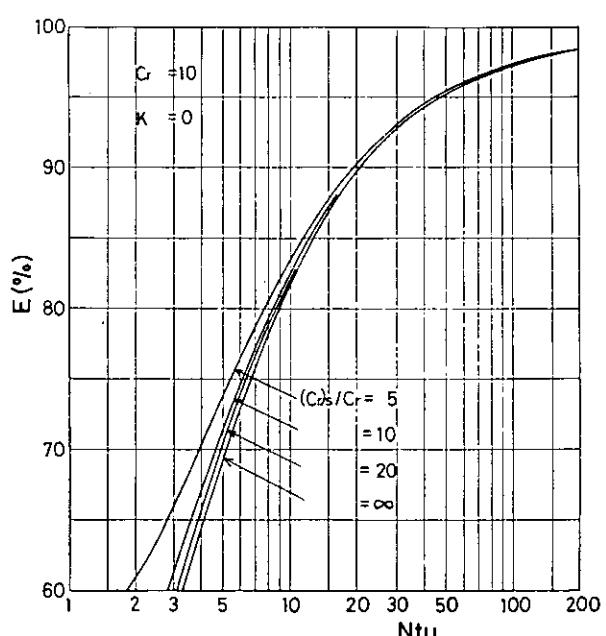


図 2.3.14 (Cr)s/Cr の影響

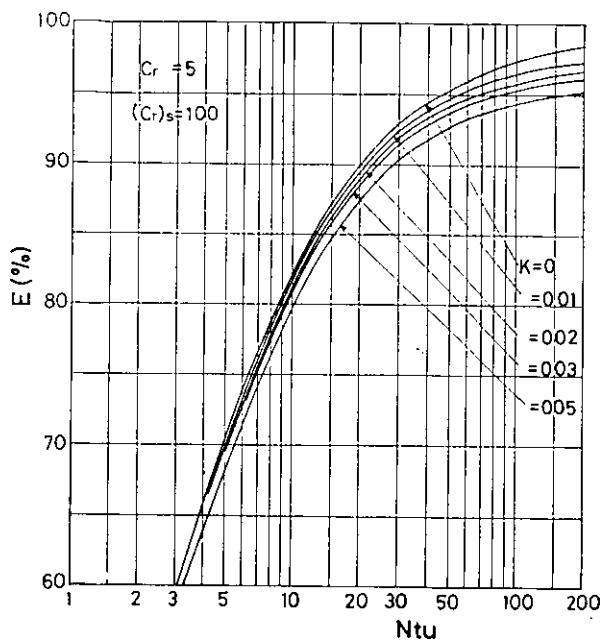


図 2.3.15 K の影響

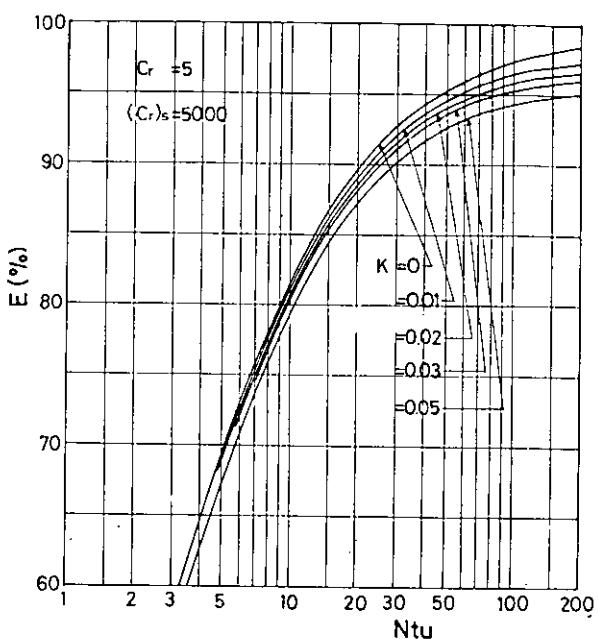


図 2.3.16 K の影響

## (5) 結 言

数値解析の結果より、各種パラメータの影響をまとめると、次のようになる。

- 1) 温度効率を上げるために、まず、Ntu を増加させる事を最優先にすべきである。しかし、95% 以上の高い温度効率を目指す場合には、他のパラメータの影響を考慮する必要がある。
- 2)  $Cr$  は、5 以上になると、増加させても、ほとんど利益が得られない。そこで、流動損失の影響も考慮すると、金属粒等の充てん物よりも、メッシュを重ねたものの方が適していると思われる。
- 3) メッシュの欠点である、死容積が増加する事は、温度効率の点からみると、わずかながら利点となる。
- 4) 熱伝導の影響は、わずかであるが、温度効率が 95% 以上では、頭打ちの傾向を強く示すので、高効率をめざす場合には、考慮する必要がある。

以上が本研究において得られた結論である。

## 〔参考文献〕

- (1) T. Finkelstein, "Cyclic Processes in Closed Regenerative Gas Machines Analyzed by a Digital Computer Simulating a Differential Analyzer", Trans. ASME, Journal of Engng. for Industry, Feb. - 1962 P 165 ~ 179.
- (2) G. Walker, "Stirling-Cycle Machines" Oxford, 1973
- (3) D.W. Kirkly, "A Thermodynamic Analysis of the Stirling Cycle and a Comparison With Experiment", SAE Paper 949 B Jan. 1965

- (4) Israel Urieli, "Computer Simulation of Stirling Cycle Machines", 12th IECEC Vol.2, P 1512 ~ 21, 1977.
- (5) Kays, W., and A.L London, "Compact Heat Exchangers", (2nd edition) McGraw-Hill (1961)
- (6) Coppage, J.E., and A.L London, "The Periodic-Flow Regenerator-A Summary of Design Theory", Trans. ASME, Vol. 75 (1953)
- (7) 塚原茂司, 「スターリング機関の開発状況」 船舶技術研究所報告 Vol.7, 6
- (8) 一色, 塚原, 他, スターリング機関の研究(第1報) 日本船用機関学会誌 第12巻 第9号
- (9) Lambertson, T.J., Performance Factors of a Periodic-Flow Heat Exchangers, Tyans. ASME, Vol. 80 (1958)
- (10) Bahnke, G.D., and C.P. Howard, Trans. ASME, Vol. 86 (1964)
- (11) 棚沢一郎, 東大生研報告 UDC 535, 27:66, 045, 1-944
- (12) G.D. スミス著, 藤川訳, 電算機による偏微分方程式の解法, サイエンス社

### 2.3.2 圧力損失に関する検討

#### (1) まえがき

スターリング機関において流路の流動損失は機関出力の向上に大きな影響を与えると思われる。特に、熱の吸収、放出の役目を目的とする再生器においては、流動損失、すなわち摩擦係数の大きいことが予測される。しかしながら、スターリング機関用の再生器においては、使用材料と摩擦係数との関連について設計に必要な基礎資料はいまだ不十分である。

本研究では、再生器に種々の寸法の異なる金網を挿入し、定常流試験を行ない、金網の幾何学形状と摩擦係数の関連を調べた。

さらに、理想的なサイクルに流動損失を考慮に入れた簡単なスターリング機関のサイクル計算を行なった。なお、サイクル計算を行なうにあたり、流動損失項として、実験値に近似した種々の摩擦係数を使用し、再生器内の流動損失と機関出力との関連を求めた。

#### (2) 蓄熱材の流動損失に関する実験的研究

蓄熱材として #50, #100, #150, #200 の黄銅製の金網を用い、おのおの熱容量 20 cal/C 一定の再生器となるよう数十枚重ね、定常流試験により圧力損失を測定し、摩擦係数を算出し、検討を行なった。

##### (a) 実験装置

図 2.3.17 に圧力損失測定のための実験装置を示す。流路は直径 7.3 mm の塩化ビニール管を用い、3.7 kW のターボ送風機を用い外気から流路に空気を流入した。整流を目的としてベルマウス直後に金網と一辺 5 mm の正六角目を有するハニカムを取り付けた。風量は送風機の出口に仕切板を設け、これにより出口面積を変化させることで調節した。

測定試料(再生器マトリックス)はベルマウスの後流 3170 mm, すなわち、図中の M に置き測定物の前(②, ③), 後(④, ⑤)の静圧を測定し、さらに①で総圧を水柱マノメータで計測し、精度を高めるため、それぞれの水柱を読み取り、顕微鏡で計測した。

圧力損失を測定するための静圧の代表位置②と③、④と⑤の圧力変化のないことを実験的に確認した上で、測定試料の直前、直後の静圧計測位置③、④を用いて圧力損失を求めた。

管路内平均流速は①の位置で総圧管を上下、左右方向にトラバースし、流速分布を求め、積分して平均流速を求めた。

#### (b) 実験方法

一定の熱容量  $20 \text{ cal}/^{\circ}\text{C}$  を持たせるため、表 2.3.1 に示すように #50, #100, #150, #200 の各金網を多数枚重ね、再生器 ( $\phi 73 \times 58$ ) に挿入した。各試料について、あらゆる角度から比較検討を加えるため、線径  $d_m$ 、重量  $M$ 、空隙率  $\varphi$ 、全表面積  $A_t$ 、流力直径  $d_b$ 、を載せている。

表 2.3.1 各マトリックスと幾何学的形状値

マトリックス No.	メッシュ (#)	枚 数	線 径 $d_m$ (mm)	重 量 $M$ (g)	空 隙 率 $\varphi$	全 表 面 積 $A_t$ (cm <sup>2</sup> )	流 力 直 径 $d_b$ (mm)
1	50	53	0.213	118.28	0.908	4333.27	2.035
2	100	73	0.111	201.12	0.904	8551.07	1.026
3	150	149	0.061	199.66	0.904	15375.72	0.571
4	200	182	0.050	200.20	0.904	18769.82	0.468

なお、各試料 No.1 ~ No.4 では流路方向に対して長さが異なるため、金網の間に流れに対して影響の少ないディスタンピースを置き、上、下流部のフランジとのビースにより金網を支持した。

このような試料 (No.1 ~ No.4) について、おののおの流速をかえ、試料 (再生器) 直前、直後の圧力損失を測定した。

#### (c) 実験結果と考察

図 2.3.17 の実験装置において M の位置にマトリックスを挿入して再生器に模擬し、この再生器の前方にて測定した動圧をもとに平均流速  $U$  を求め、同時に再生器前後の圧力損失  $\frac{dp}{dx}$  を測定し比較したのが図 2.3.18 である。この図をもとに平均流速  $U$  を無次元化表示 (レイノルズ数  $R_e$ ) し、さらに圧力損失より算出した

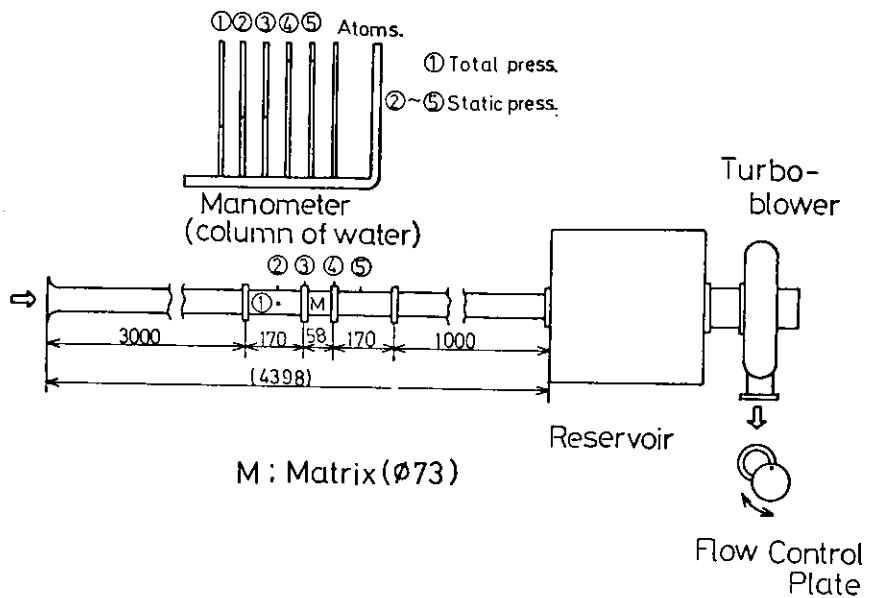


図 2.3.17 Schematic of Present Single-blow Testing Facility

M : Matrix ( $\phi 73$ )

Reservoir

Flow Control Plate

Atoms.  
① Total press.  
②~⑤ Static press.

Manometer  
(column of water)

② ③ ④ ⑤

3000 170 58 170 1000  
(4398)

M : Matrix ( $\phi 73$ )

Reservoir

Flow Control Plate

Atoms.  
① Total press.  
②~⑤ Static press.

Manometer  
(column of water)

② ③ ④ ⑤

3000 170 58 170 1000  
(4398)

M : Matrix ( $\phi 73$ )

Reservoir

Flow Control Plate

Atoms.  
① Total press.  
②~⑤ Static press.

Manometer  
(column of water)

② ③ ④ ⑤

3000 170 58 170 1000  
(4398)

M : Matrix ( $\phi 73$ )

Reservoir

Flow Control Plate

Atoms.  
① Total press.  
②~⑤ Static press.

Manometer  
(column of water)

② ③ ④ ⑤

3000 170 58 170 1000  
(4398)

M : Matrix ( $\phi 73$ )

Reservoir

Flow Control Plate

摩擦係数  $f$  と比較したのが図 2.3.19 である。

また、他方面から比較検討を加えるために、平均流速  $U$  を一定とし、圧力損失  $\frac{dp}{dx}$  と全表面積  $A_t$  との関係を図 2.3.20 に、摩擦係数  $f$  と全表面積  $A_t$  との関係を図 2.3.21 に示した。

その結果、マトリックスの熱容量  $Q$  を一定 ( $20 \text{ cal}/\text{C}$ ) としたとき、図 2.3.18 より流力直径  $d_h$  の小さい場合、圧力損失  $\frac{dp}{dx}$  は平均流速  $U$  に比例 ( $\frac{dp}{dx} \propto U$ ) し、流力直径  $d_h$  が大きくなるに従い、圧力損失  $\frac{dp}{dx}$  は平均流速  $U$  の二乗に比例 ( $\frac{dp}{dx} \propto U^2$ ) することがわかった。また、同じ平均流速  $U$  にて比較した場合、全表面積  $A_t$  の大きい順、つまりマトリックス No. : No.1 < No.2 < No.3 < No.4 の順にて、圧力損失が大きくなることがわかった。

図 2.3.18においては、No.1 のマトリックスが一番小さい摩擦係数  $f$  をもつが、これは流力直径  $d_h$  の影響 ( $d_h$  は No.1 < No.2 < No.3 < No.4 に関係がある。) が出ているものと思われる。

図 2.3.20においては、平均流速  $U$  を一定とした場合、圧力損失  $\frac{dp}{dx}$  は全表面積  $A_t$  の増加とともに増加し、また平均流速  $U$  の増加にともない、その増加割合が増すことがわかった。

同様に、図 2.3.21において、摩擦係数  $f$  は全表面積  $A_t$  の増加にともない増加することがわかったが、図 2.3.20 とは逆に平均流速  $U$  の増加にともない、摩擦係数  $f$  は減少することがわかった。

図 2.3.18～2.3.21より、再生器内のマトリックスにおける圧力損失  $\frac{dp}{dx}$ 、摩擦係数  $f$  はマトリックスの全表面積  $A_t$ 、流力直径  $d_h$  により大きな影響を受けることがわかった。

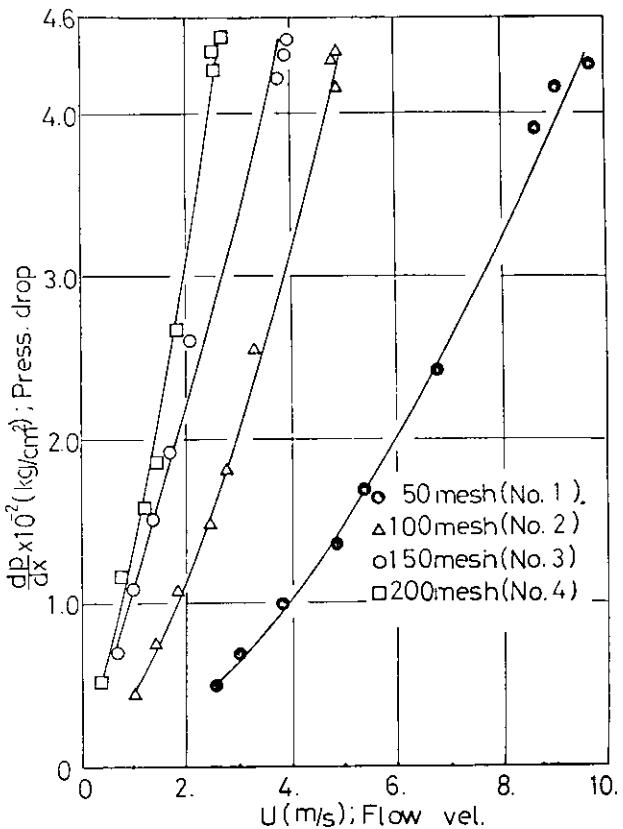


図 2.3.18 Variation of Press. Drop with Flow Vel.

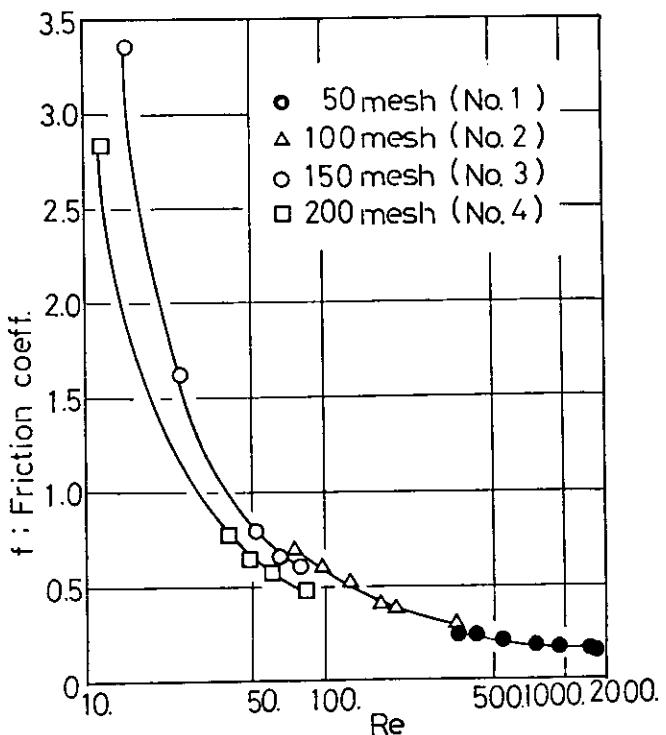


図 2.3.19 Variation of Friction Coeff. with Reynolds No.

(3) 摩擦係数  $f$  の出力に及ぼす影響

本節では、前節において実験的に求めたマトリックスの摩擦係数  $f$  を用い、他の条件を一定とし、サイクルシミュレーションを行ない、マトリックスの摩擦係数  $f$  が出力に及ぼす影響を簡単な二領域モデルを使い調べた。また既存のフィンケルシュタイン理論を用い、再生器効率を一定とし、摩擦係数  $f$  と熱効率  $\eta$  の関係を調べた。

(a) シミュレーションモデル

作動流体は理想気体とし、熱交換器内での温度勾配は無視し、作動空間内の体積変化は正弦的に変化するものと仮定する。状態が等温変化すると仮定した図 2.3.22 に示す二領域モデルを考える。圧力を  $p$ 、温度を  $T$ 、容積を  $V$ 、ガス重量を  $w$  とし、膨脹側、圧縮側を  $e$ 、 $c$  の添え字を付けて各領域内の状態を表わすものとする。いま、図 2.3.22 における  $p_{eo}$ 、 $p_{co}$  の状態が  $dt$  時間後に  $dV_{eo}$ 、 $dV_{co}$  変化するものとすれば、変化後の圧力  $p'_{ei}$ 、 $p'_{ci}$  は仮定により次のようになる。

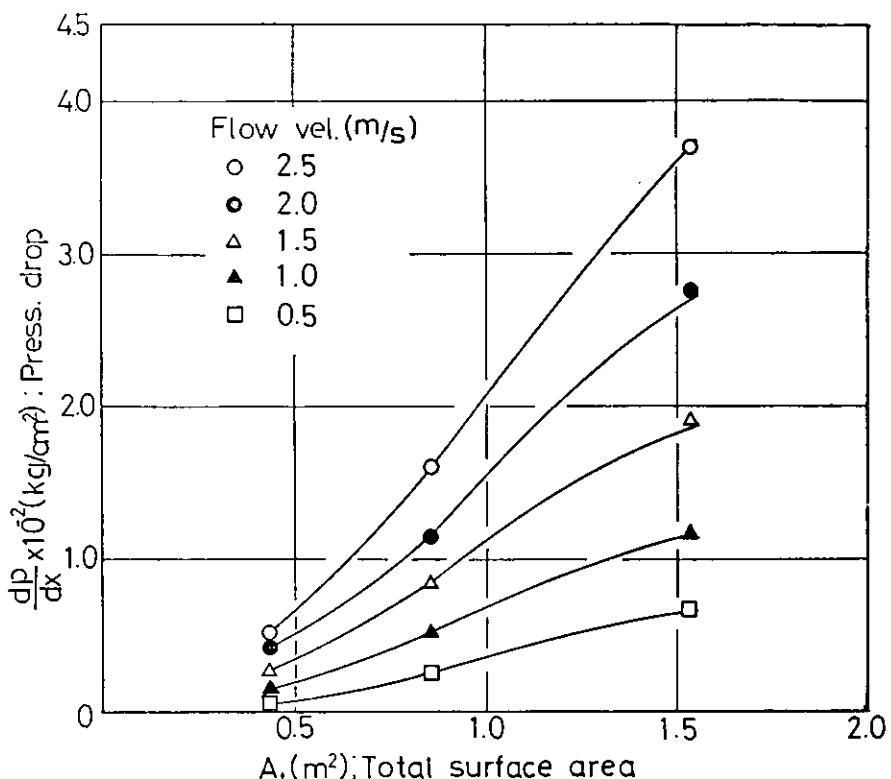


図 2.3.20 Variation of Press. Drop with Total Surface Area

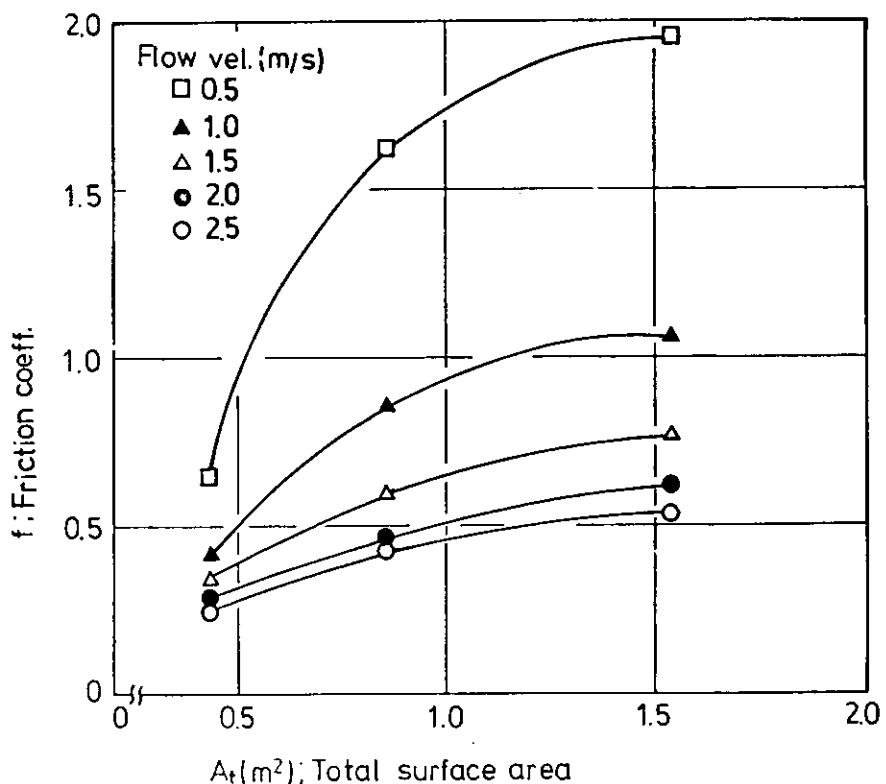


図 2.3.21 Variation of Friction Coeff. with Total Surface Area

$$p'_{e1} = \frac{p_{e0} \cdot v_{e0}}{v_{e0} + dv_{e0}}$$

$$p'_{c1} = \frac{p_{co} \cdot v_{co}}{v_{co} + dv_{co}}$$

$p'_{e1}$ ,  $p'_{c1}$  の圧力差により  
管路内流速  $v$  が生じ、流動損失  
は再生器内で生じるものと仮定  
すれば  $v$  は次式で与えられる。

$$p'_{e1} - p'_{c1} = (1+f) \cdot \frac{\gamma \cdot v^2}{2g} \quad (2.3.38)$$

ただし、 $f$  : 摩擦係数

$\gamma$  : 比重

$dt$  時間に流れる空気重量  $dw$   
は  $S$  を管断面積とすれば、

$$dw = v \cdot S \cdot p' dt / R \cdot T_b \quad (2.3.39)$$

ただし、

$$T_b = (T_e + T_c) / 2$$

変化後の圧力、空気重量  $p'_{e1}$ ,

$p_{c1}, w_{e1}, w_{c1}$  は  $p'_{e1} >$

$p'_{c1}$  では次のようになる。

$$p'_{e1} = R \cdot w_{e1} \cdot T_e / V_{e1} \quad (2.3.40)$$

$$w_{e1} = w_{e0} - dw \quad (2.3.41)$$

$$p'_{c1} = R \cdot w_{c1} \cdot T_c / V_{c1} \quad (2.3.42)$$

$$w_{c1} = w_{co} - dw \quad (2.3.43)$$

ただし、 $R$  : ガス定数

なお、 $p'_{e1} < p'_{c1}$  では空気重量  $dw$  の正、負が逆転する。

シリンダ体積は  $\phi$  をクランク角とすれば、

$$V_e = V_e (1 + \cos \phi) / 2 \quad (2.3.44)$$

$$V_c = V_c (1 + \sin \phi) / 2 \quad (2.3.45)$$

となる。

次に、シミュレーションのためのフローチャートを図 2.3.23 に示す。このフローチャートを用い、摩擦係数  $f$  と出力との関係を求めた。なお、フローチャート中の摩擦係数は  $f_R$  にて定義した。

さらに既存のフィンケルシュタイン理論を用い、一定の再生器効率に対する摩擦係数  $f$  の変化が熱効率  $\eta$  に及ぼす影響を調べた。

### (b) 計算結果と考察

前項にて仮定したシミュレーションモデルで求めた摩擦係数と出力との関係を図2.3.24に示す。縦軸は一般性を持たせるため、無次元出力  $W/W_{\max}$  をとり、横軸は再生器における摩擦係数  $f$  をとった。図によれば、無次元出力と摩擦係数は反比例し、摩擦係数が増大するにしたがって出力は減少する。この傾向はあらかじめ予想された事項ではあるが、ここで、再生器の摩擦係数を考慮に入れた本研究におけるシミュレーションと、摩擦係数を考慮に入れない従来のシミュレーションとの間にどのような相異を示すかを考えて見る。

マトリックスの熱容量が増加する場合、一般にマトリックスの全表面積は大きくなり、再生器効率が良くなるが、それにともない摩擦係数が大きくなることを考える。この場合、摩擦係数を考慮に入れたシミュレーションにおける出力は従来のシミュレーションよりも小さくなり、実際のサイクルにより近くなると思われる。

特に、今回のシミュレーションモデルでは再生器効率は温度的にも100%であり、一定であるので、マトリックスの摩擦損失のみがどのように出力に影響を与えるかがわかる。

そこで、図2.3.25に既存のフィンケルシュタイン理論を用い、再生器効率一定のもとでの機関熱効率  $\eta$  と摩擦係数  $f$  の関係を示す。

図2.3.25によると再生器効率の増大にともない、摩擦係数の影響が熱効率に著しく作用し、流動損失の重要性がよく理解できる。

### (4) あとがき

本年度の研究の実施により得られた成果を列挙すれば次のような。

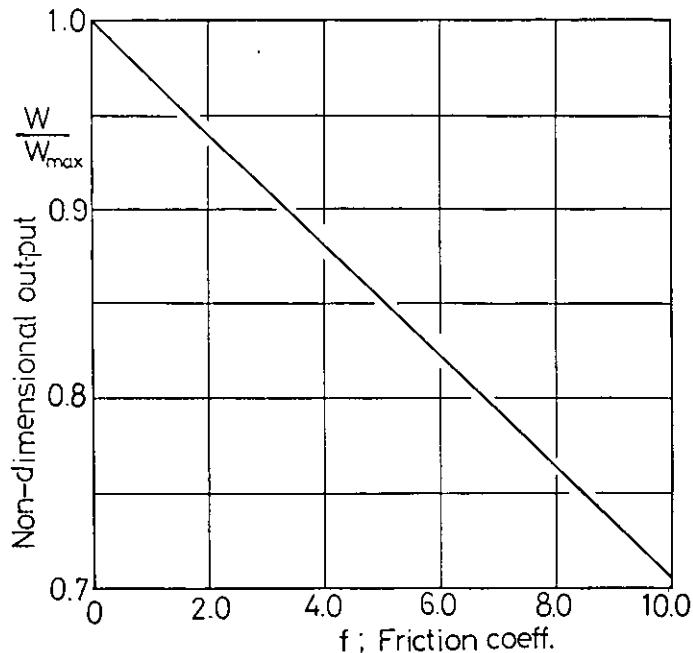


図2.3.24 Variation of Out-put with Friction Coeff.

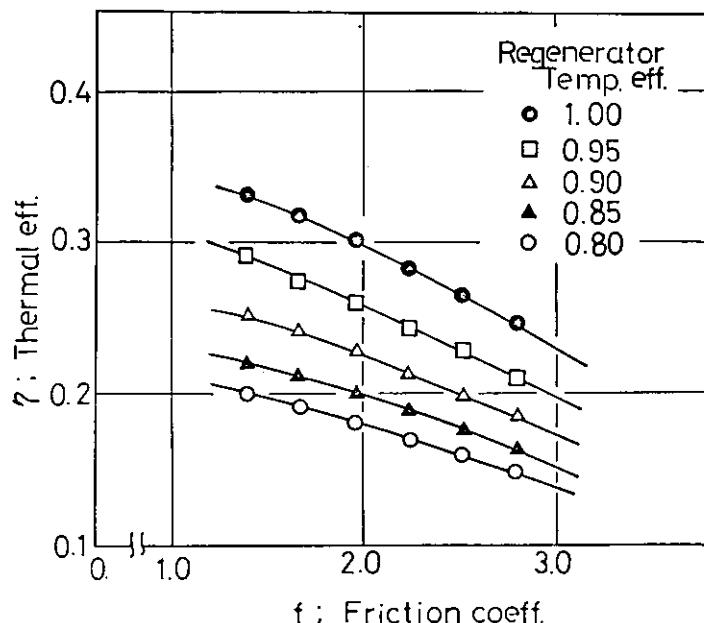


図2.3.25 Variation of Thermal Eff. with Friction Coeff.

- 1) マトリックスの圧力損失は流力直徑  $d_h$  の小さい場合、平均流速  $U$  に比例し、流力直徑が大きくなるにつれて、平均流速  $U$  の二乗に比例する。
- 2) 热容量一定の下では全表面積を無視すると、流力直徑の大きいマトリックスが適当であり、また、流動抵抗は全表面積の増加とともに増すことがわかった。
- 3) 機関出力は再生器の流動抵抗に反比例する。
- 4) 再生器の流動抵抗は現状で定義される再生器効率と直接関係しない。すなわち、再生器性能は温度効率ばかりではなく、流動抵抗をも考慮に入れたもので定義する必要があることがわかった。

以上、今回はマトリックスとして金網を用い、それぞれの比較を行なったが、更に多数の試料を用い、全表面積（伝熱面積）の大きく、流動抵抗の少ないマトリックスを見い出すことが必要であると同時に、再生器性能をより有効に把握できる性能シミュレーションを早期に確立する必要がある。

### [ 附 錄 ]

#### 使用したデータの換算値

##### I 幾何学的形状

###### i) 空隙率 $\varphi$

$$\varphi = 1 - \frac{V_m}{V_r}$$

$V_m$  : マトリックスの体積

$V_r$  : 再生器の体積

###### ii) 全表面積 $A_t$

マトリックスの体積を金網線径をもつ一本の線として考える。

$$A_t = \left[ (1 - \varphi) \cdot V_r / \frac{\pi}{4} d_m^2 \right] \cdot \pi \cdot d_m + \pi \cdot d_r \cdot L$$

$d_r$  : 再生器の直徑

$d_m$  : マトリックスを構成する金網の素線径

$L$  : 再生器長さ

###### iii) 流力直徑 $d_h$

$$d_h = \frac{4 \cdot \text{自由流路体積}}{\text{全表面積}}$$

$$= \frac{\varphi \cdot d_m}{(1 - \varphi) + \frac{d_m}{d_r}}$$

##### II レイノルズ数

$$R_e = \frac{d_h \cdot U}{\nu}$$

$U$  : マトリックスに流入する流体の平均流速

$\nu$  : 動粘性係数

##### III ファーニングの摩擦係数

マトリックスにおける圧力損失は次の関係式により与えられる。

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{x=L} = - \frac{f}{d_h} \cdot \frac{\rho U^2}{2}$$

$\rho$  : 流体の比重

したがって、摩擦係数は次式になる。

$$f = -d_h \cdot \left(\frac{dp}{dx}\right)_{x=L} / \frac{\rho U^2}{2}$$

## 2.4 制御シミュレーションに関する研究

### まえがき

スターリング機関はこれまで述べられているように、外部燃焼方式密閉サイクル機関である。従って出力の制御は、シリンダ内で燃焼する燃料の量の増減が直ちに機関出力の変化となってくる内燃機関の場合とは異なり、むしろ蒸気機関の制御に近くなることが予想される。

スターリング機関は蒸気機関のように、隔壁を通して熱が内部作動ガスに伝わるため、負荷の変化で燃料の量が変わり、その熱の増減が内部作動ガスに伝えられるのにはある時間おくれが生ずる。また、負荷の増減を燃料の量のみで行なうとすると、隔壁の温度が上昇して壁の熱的・機械的応力の限度を越す危険性があり、内燃機関のような燃料のみの制御には限界がある。

これまでこの機関は主にオランダのフィリップス社を中心として開発され、改良を続けられてきた。そして出力の制御に関しては、この機関を負荷変動がはげしい自動車用機関として使うには、熱が隔壁を通過する時間におくれがあることから直接燃料の増減による方法は適しておらず、シリンダ等の内部に封入されている作動ガスの重量の増減（従って各部の温度条件がそり変わらない場合は圧力の増減となる）による方法が主流を占めている。開発の途中で、ある会社によって、寸法の異なった容積の組み合わせにより死容積を増減させ、従って圧縮比を変えて出力を制御する方式がとられたが、制御系が複雑になり易いことやエンジンの比容積が大きくなることから現在ではこの方式は採用されていない。

船舶用機関の場合には、自動車用機関のような急激な負荷の変動がなく、ある出力状態で割合長い時間運転しているという特徴がある。このことは比較的長い時間で負荷を整定させることができ、燃料の節約という点からも良いことが期待される。

しかしながら、スターリング機関の制御法に関しては、定性的にはいくつかの論文においてみることができるが、機関の安定性、時定数、各機器の時定数や過渡特性など具体的な特性については発表されていない。

本研究は船用スターリング機関の制御に関して、シミュレーションにより各部の動特性や機関の整定状態に関する情報を得ようとするものである。

本研究においても出力の制御は、内部作動ガスの圧力の増減により先ず行なわれ、壁温は常にある温度範囲内に制御するという方法をとっている。この方法に関しては、例えば燃焼ガスの温度を先に上下する方法や、圧力、温度を同時に上下する方法などが考案されるが、それらはある程度スターリング機関の動特性が理解されてからで良いと考えられるので、ここでは上記の方法をとった。

本年度においては、制御シミュレーションのうち

- (1) シリンダ内ガス重量が増減した場合の出力特性
- (2) ヒータ部分の制御に関する一計算

について行なったので以下に記す。

#### 2.4.1 スターリング機関の制御

図 2.4.1 にはスターリング機関を構成する各要素間の連結状態を示した。

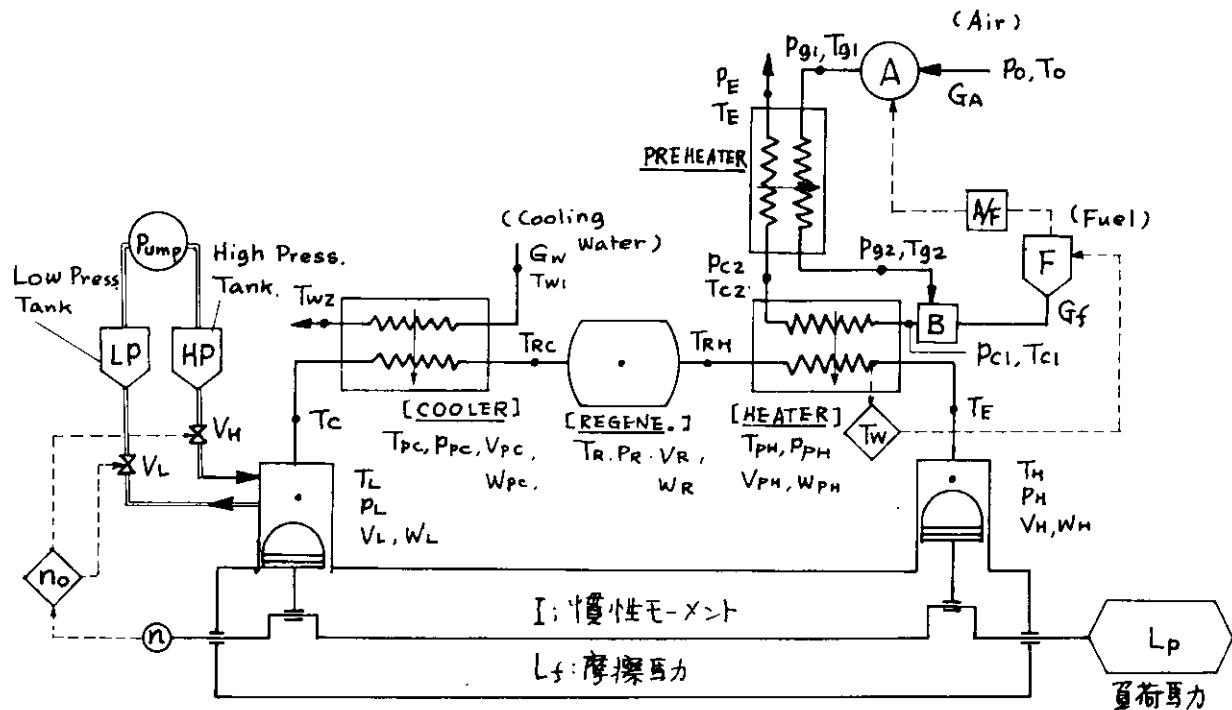


図 2.4.1 スターリング機関要素ブロック線図

機関の出力制御に関係する要素は、(1)図中左側にある作動ガス圧力の上下装置、(2)図中右上側にある燃焼器、高温加熱部、(3)冷却器、(4)プロペラなどに消費される動力、(5)機関その他の摩擦により消費される動力、等がある。そのうち、(3)の冷却器による出力の制御効果は少ないと思われること、(5)の摩擦動力は従属的要素であることから、ここでは上記 5 要素のうち、3 要素について考慮した。

図 2.4.2 はスターリング機関の制御の一方法について示したもので、最終的には本研究のシミュレーションの骨格をなすものとして考えた。

機関がある定常状態に設定されている。次に馬力増減が設定されると、それによりエンジン動特性の計算を行ない、回転数の変動値を算出する。その時の壁温が設定値の余裕巾内にあるかどうかを判断し、適当な操作を行なってそれが余裕巾内にあれば次に回転変動を設定目的値と比較し、余裕巾外なら作動ガスの圧力を増減させ再び前にもどり計算をくり返す。このプログラムでは一応常に状態を監視する方式をとっているが、各負荷変動時のみの状態をも計算できる。

#### 2.4.2 シリンダ内ガス重量が増減した場合の出力特性

ここではシリンダ内ガス重量がある原因によって増減した場合に、整定までの時間、出力がどう変わるかを計算する。

これらのプログラムは次のような場合にまで適用することが可能である。

- ピストンリングからのガス洩れ
- シール部からのガス洩れ

### C. 内部ガス圧力の増減

図 2.4.3 にはその計算フローシートを示した。サイクル計算には、両シリンダ、各熱交換器内のガス温度はそれぞれ一定の値をとると仮定している（洩れのない場合はシュミットサイクルになる）。

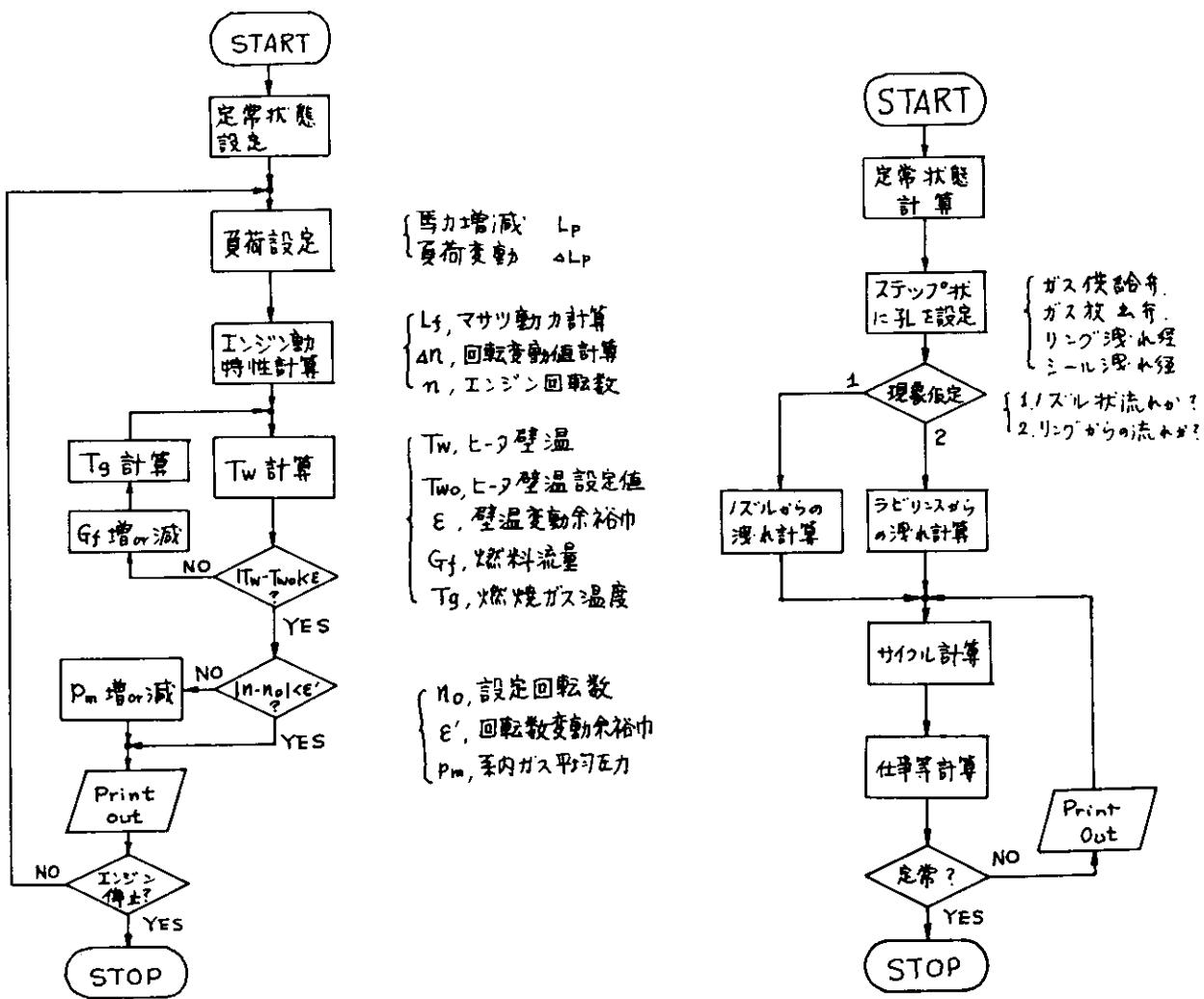


図 2.4.2 スターリング機関制御一方式

図 2.4.3 ガス洩れ等の特性計算フローシート

ガスの洩れは、冷却側からだけ発生し、冷却側のガス温度と変わらないとした。

またガス洩れの状態によって洩れ量の計算を変えられるように、

A ノズルの式による洩れ量の計算

B ラビリングの式による洩れ量の計算

を行なえるようにした。

基礎式は次の仮定の下に立てた。

- (1) 膨張シリンダ、ヒータ部ではガス温度は  $T_e$ 、再生器内では  $T_d$ 、クーラ、圧縮シリンダ内では  $T_c$  とし、各部で等しい圧力  $p$  を持つとする。
- (2) ガスは理想気体とする。
- (3) ピストンの外側の温度  $T_o$ 、圧力  $P_o$  は一定とする。

基礎式は

$$pV_c = W_c RT_c \quad (2.4.1)$$

$$pV_d = W_d RT_d \quad (2.4.2)$$

$$pV_e = W_e RT_e \quad (2.4.3)$$

ここで、V：体積、W：質量、R：気体常数である。

全体の質量  $W_{tot}$  は

$$W_{tot} = W_c + W_d + W_e \quad (2.4.4)$$

もれの流量Gは両側の圧力  $p$ 、 $p_o$  で決まるとする。

$$G = G(p, p_o) \quad (2.4.5)$$

(2.4.4)と(2.4.5)から

$$dW_c + dW_d + dW_e = -G dt \quad (2.4.6)$$

外部にした仕事量Lは

$$L = \oint p dV_c + \oint p dV_e \quad (2.4.7)$$

(2.4.1)～(2.4.3)および(2.4.6)式から

$$\frac{dp}{p} = -\frac{W_c \frac{dV_c}{V_c} + W_e \frac{dV_e}{V_e} + G dt}{W_c + W_d + W_e} \quad (2.4.8)$$

次に洩れの流量を与える。

(A) ノズルの式

$$G = [\operatorname{sgn}(p-p_o)] \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2K}{K-1} p_1 \rho \left\{ \left(\frac{p_2}{p}\right)^{2K} - \left(\frac{p_2}{p}\right)^{\frac{K+1}{K}} \right\}} \quad (2.4.9)$$

ここで、 $[\operatorname{sgn}(p-p_o)]$  は流れの方向を示し、dはノズル直径、Kはガスの比熱比、 $\rho$ は上流側の密度である。

(B) ラビリンスの式

$$G = [\operatorname{sgn}(p-p_o)] \xi A \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{M_0 RT}} \quad (2.4.10)$$

ここで、 $\xi$ は縮流係数、Aは通過面積、 $M_0$ はフィン枚数で、Tは上流側温度である。

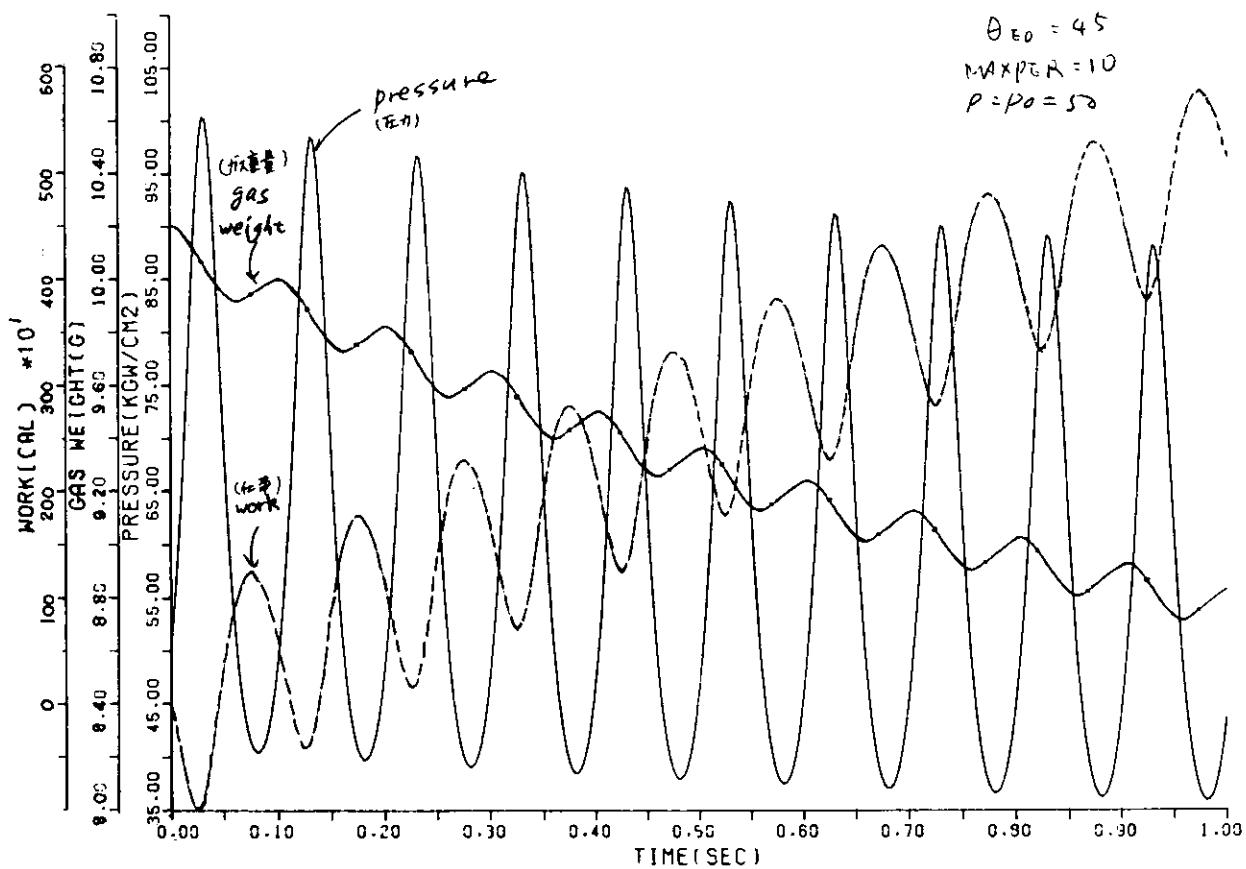
上記の常微分方程式は、クッタ・マーソン法により解いた。

図2.4.4～図2.4.6には計算例を示した。この場合にはノズルからの洩れとした。計算条件は、n=600 rpm、両シリングボア×ストローク=100φ×120mm、 $T_e = 600^\circ\text{C}$ 、 $T_d = 300^\circ\text{C}$ 、 $T_o = 50^\circ\text{C}$ 、作動流体：ヘリウム、初期圧力=50kg/cm<sup>2</sup>、膨脹ピストン初期位置45度(TDC前)、外部圧力50kg/cm<sup>2</sup>、流路面積0.01cm<sup>2</sup>(直径約1.13mm)、の場合である。

図2.4.4は圧力、ガス重量そして仕事の総和の時間的変化を示したものである。圧力およびガス重量が1サイクルごとの変化をしながら徐々に下っていて、その下り方が指數関数的に変化しているのがみられる。

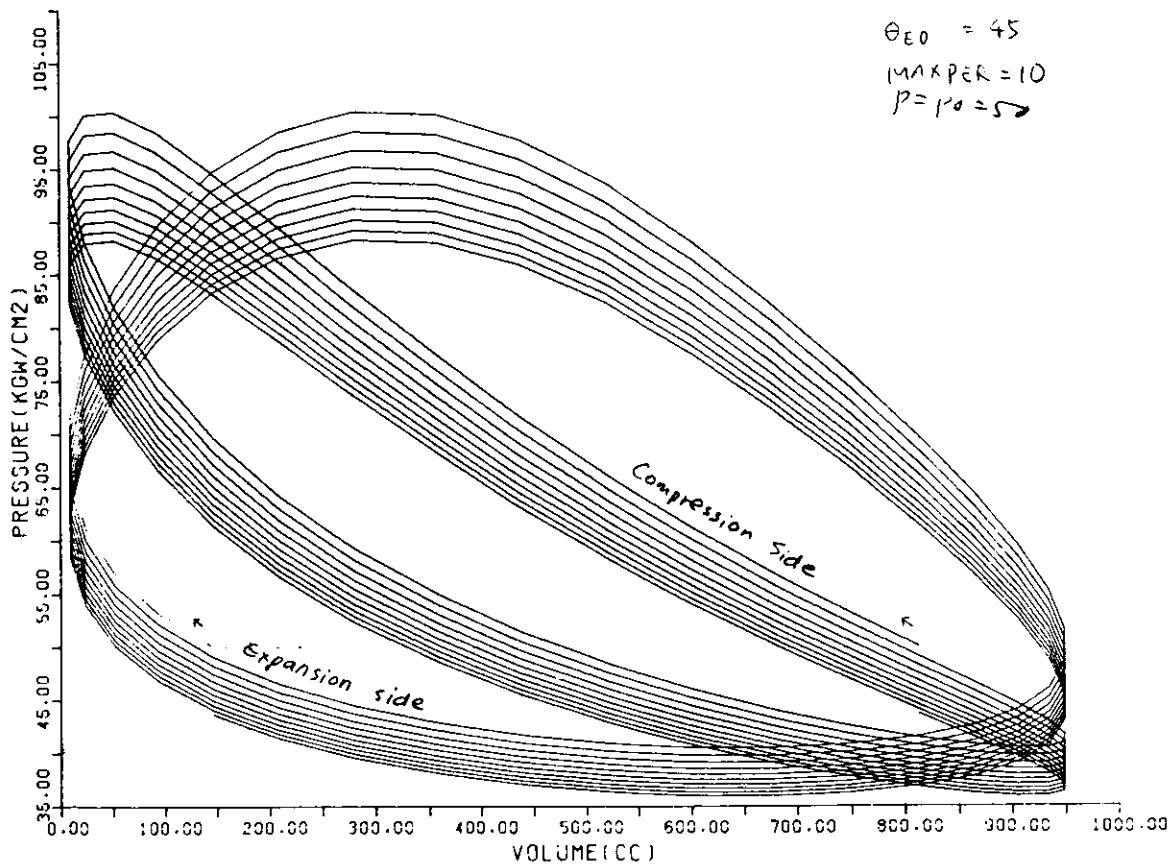
図2.4.5は図2.4.4の圧力の変化をp-V線図上にあらわしたもので10サイクルの計算値をのせた。

図2.4.6は図2.4.4の圧力変化が指數関数的として初めの圧力を求め、それを初期条件として同様の計算



P., W., L VS. TIME

図 2.4.4 液れ(ノズル)が生じた場合の圧力、ガス重量、仕事の時間的変化



P-V DIAGRAM

図 2.4.5 図 2.4.4 の場合の p-V 線図上の変化

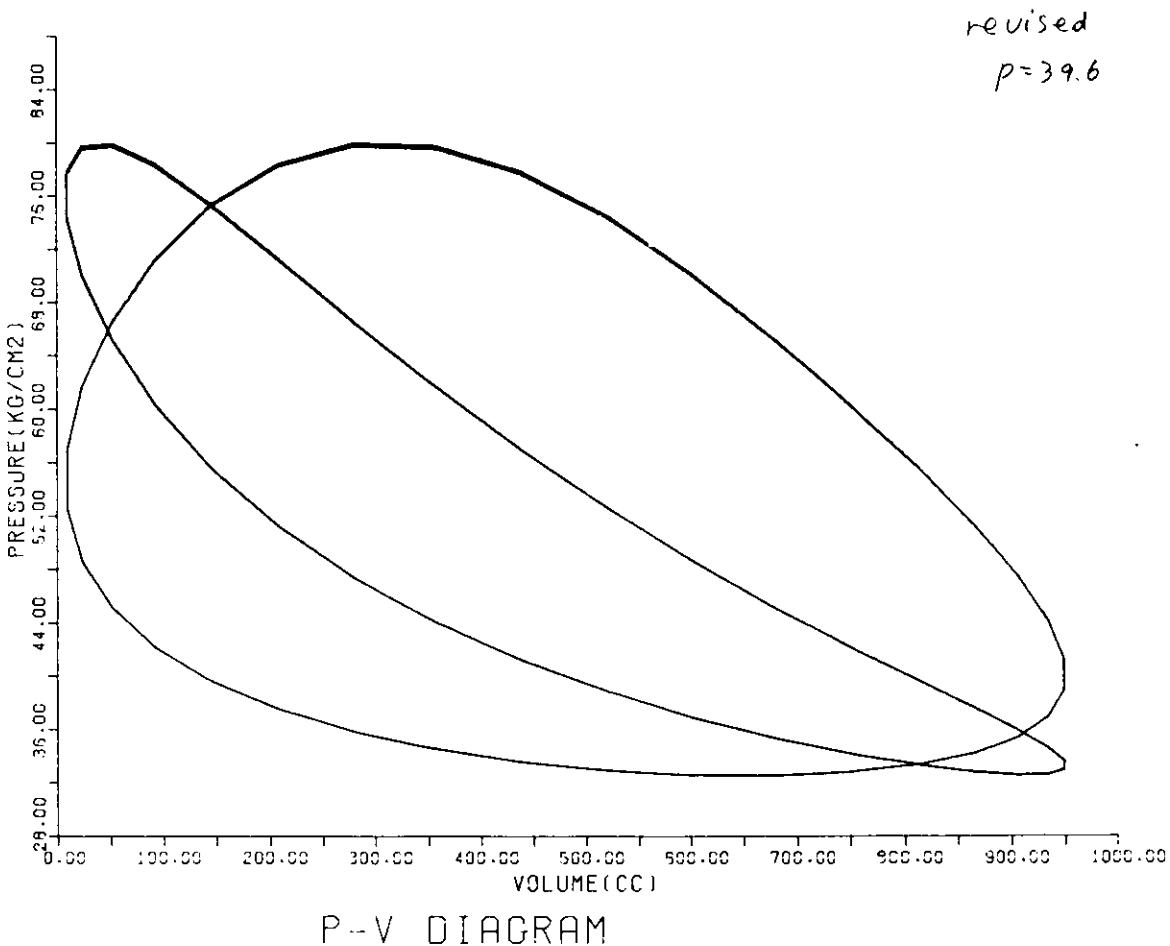


図 2.4.6 図 2.4.5 の最終的整定図

を行ない、図 2.4.5 と同様の表示法をした。これも同様に 10 サイクルの計算値であり、指數関数的として計算すると相当良い近似で定常値を与えることができそうである。

なお、これらの計算はクランク角で 10 度おきに行なった。この場合 1 サイクルの始めと終りの圧力の値に生じる誤差は  $\Delta p/p = 0.081\%$  であった。そこでさらに 5 度おきの計算を行なうと  $\Delta p/p = 0.0022\%$  となり、非常に精度の高い計算ができることが分った。

#### 2.4.3 ヒータ部分の制御に関する一計算

ここでは、スターリング機関のヒータ部分の圧力、温度制御モデルをその数値計算例について述べる。

図 2.4.7 にはそのモデルを示した。二つの空間  $V_{0.1.}(1)$  と、 $V_{0.1.}(2)$  の間に細い管を連結させ、これを外部から加熱する。セル間の圧力差によりガスの流れが生じ、加熱により下流に行くに従って温度が高くなる（この場合には流れは定常流として扱った）。この時管壁温度がある範囲内に入っているように空間の圧力と燃料の量（この場合には燃焼ガス温度を与えた）を制御する。

図 2.4.8 にはその制御フローシートを示した。実際にヒータ部分の制御を行なうには、圧力ステップをどの程度ずつ行なうか、ガス温度ステップもどの程度が良いかなど検討されねばならない。

モデル設定上の仮定として次を考える。

- (1) 管内の流れは定常的な円管流れとする。
- (2) 流れの方向は常に  $V_{0.1.}(1)$  から  $V_{0.1.}(2)$  に向き、従って常に  $p_{m1} > p_{m2}$  である。また流速  $u_f$  は空間的に一様とする。

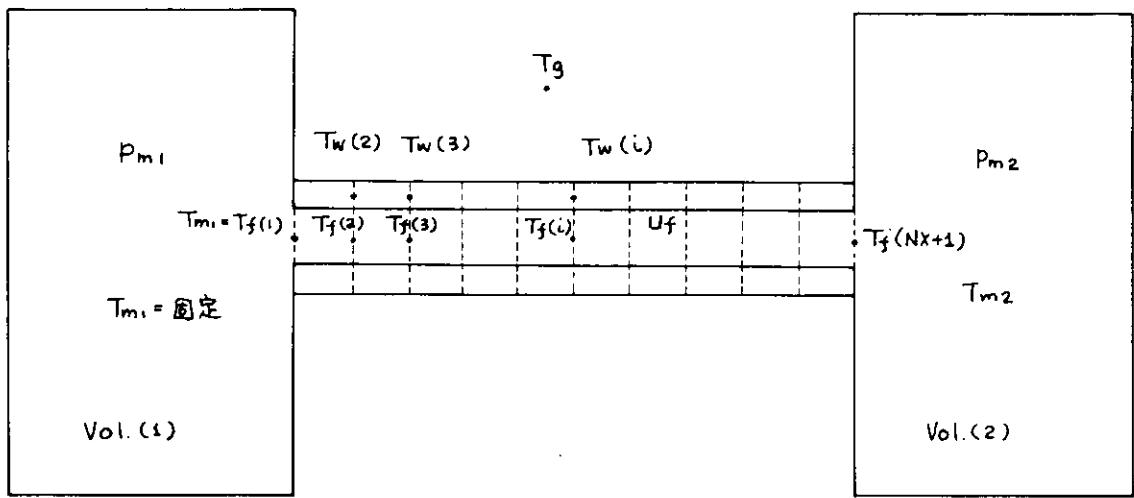


図 2.4.7 壓力・燃料制御体系モデル

- (3) Vol.(1) の温度  $T_{m1}$  は一定に固定する。
- (4) 管を流れるガスは理想気体とし、空間的に均一な物性値を与える。
- (5)  $p_{m1}$ ,  $p_{m2}$ ,  $T_g$  の制御は等間隔のステップ状とする。

以上の仮定のもとで、次の基礎方程式を導く。

#### (A) 初期状態の設定

先ず管内の定常状態を求める。

#### [ガスの運動]

$$p_{m1} - p_{m2} = \frac{\ell}{d_1} \lambda \frac{1}{2} \rho_f u_f^2 \quad (2.4.11)$$

ここで、 $d_1$  : 管内径,  $\ell$  : 管長さ,  $\lambda$  : 摩擦係数 =  $f (R_{eff})$ ,  $\rho_f$  : ガスの密度である。

#### [エネルギーの式]

$$u_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{\pi d_1 h_{wf}}{S \rho_f C_{pf}} (T_w - T_f) \quad (2.4.12)$$

$$\pi d_o [ \epsilon \sigma_{sb} (T_g^4 - T_w^4) ]$$

$$+ h_{gw} (T_g - T_w) = \pi d_1 h_{wf} (T_w - T_f)$$

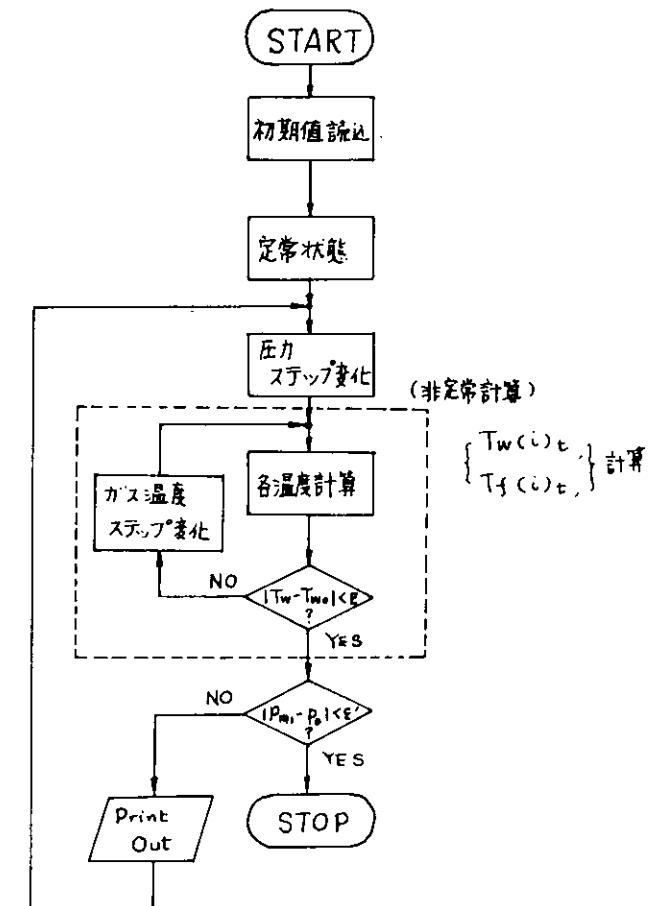


図 2.4.8 壓力・燃料制御フローシート

$$(2.4.13)$$

ここで、 $h_{wf}$  : 管壁・ガス間の熱伝達率,  $S$  : ガスの流路断面積,  $C_{pf}$  : ガスの定圧比熱,  $d_o$  : 管の外直径,  $h_{gw}$  : 燃焼ガス・管壁間の熱伝達率,  $\sigma_{sb}$  : ステファンボルツマン定数,  $\epsilon$  : 輻射率, である。

次に非定常状態に対しては、ガスの運動方程式は(2.4.11)で与えられるとし、以下のようになる。

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + u_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{\pi d_1 h_{wf}}{S \rho_f C_{pf}} (T_w - T_f) \quad (2.4.14)$$

$$V_w C_w \rho_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \pi d_o [ \epsilon \sigma_{sb} (T_g^4 - T_w^4) + h_{gw} (T_g - T_w) ]$$

$$- \pi d_1 h_{wf} (T_w - T_f) \quad (2.4.15)$$

$$V_w = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_1^2) \quad (2.4.16)$$

ここで、 $C_w$ 、 $\rho_w$  はそれぞれ管の比熱と密度である。

以上の方程式はニュートン・ラブソン法により数値的に解を求められた。

図2.4.9には、その数

値解の一例を示した。

この場合には、

$d_o = 5 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 3$

$\text{mm}$ ,  $l = 200 \text{ mm}$  と  
し、作動流体の圧力  
 $p_{m1} = 100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$   
 $p_{m2} = 95 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ , 圧力  
ステップ  $10 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ ,

$T_{m1} = 600^\circ\text{C}$ ,

$T_{w1} = 703^\circ\text{C}$ , 許  
容管壁温度巾

$\Delta T_{w0} = \pm 15^\circ\text{C}$ ,

燃焼ガス温度  $T_{g0} =$   
 $1300^\circ\text{C}$ , ガス温度

ステップ  $\Delta T_{g0} =$

$\pm 20^\circ\text{C}$ , とした。

管の分割数は 20,

(1分割  $10 \text{ mm}$ ),

時間分割は  $0.5 \text{ sec}$

である。

$p_{m1}$ ,  $p_{m2}$  を

$10 \text{ kg}/\text{cm}^2$  共にステ

ップ状に上げた場合

には、 $1.7 \text{ sec}$  後に入口に近い壁温が限界温度より低くなり、燃料制御が働いた。しかし、この場合には、それ以後は  $T_w$  は限界内で収束している。

#### 2.4.4 むすび

本年度はスターリング機関制御シミュレーションのうち、系内ガス圧力が増減した場合とヒータ部の制御に  
関し、部分的なシミュレーションを試みた。

次には、全体的シミュレーションを行ない、その中に上述した二つのシミュレーションを組み合わせてゆく  
予定である。

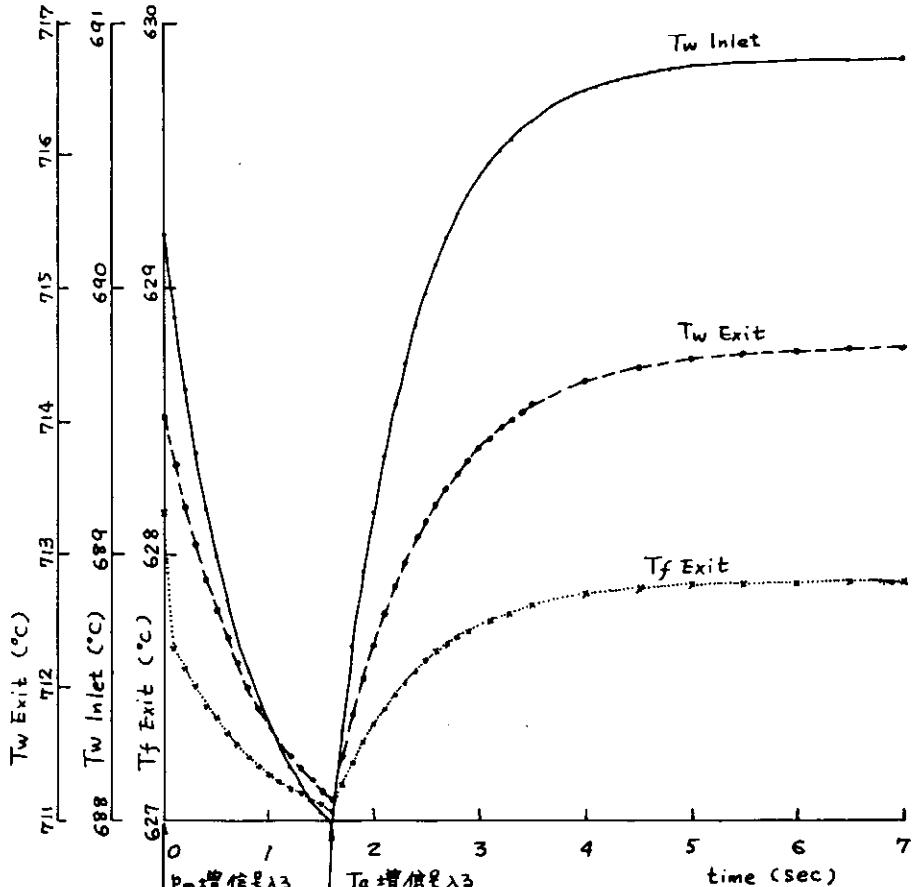


図 2.4.9  $T_w$ ,  $T_f$  の時間依存性

### 3. 熱交換方式の研究

#### 3.1 研究の概要

昭和52年度における研究実施項目は

- (1) 熱交換器性能解析
- (2) 熱交換器構造強度解析
- (3) 熱交換器基礎試験

に分けられる。

このうち(1)に関しては、はじめに、研究の出発点となる熱交換器の“イメージ”を明らかにするため、加熱器、再生器、冷却器の各熱交換器の基本的な構造についての検討を行い、一応の案を決定した。次いで、本年度の主要対象である加熱器について基本設計を行い、具体的な形状と主要寸法を決定した。これらの内容は3.2および3.3に述べられている。また、周期的に変動する作動ガス側の性能計算法についても、サイクル・シミュレータとの整合をも考慮した解析と若干の試計算を行った。この内容は3.4に述べられている。

(2)に関しては、高温の燃焼ガスにさらされる加熱器用の材料について、高温強度、高温耐食性の面から調査検討を行って数種類の候補材料を選定するとともに、文献データを集収した。また、加熱管の温度分布の推定を行うとともに、加熱管の強度評価を行った。これらの内容は3.5および3.6に述べられている。

(3)に関しては、作動ガス側の伝熱特性を実験的に調べるための試験計画およびテストセクションを除く部分の装置の製作、据付を行った。この内容は3.7に述べられている。

以上の成果として、加熱器の基本設計によって、その具体的な姿が明らかとなった反面、構造強度面から現有材料で加熱器を成立させるには、今後さらに実験を含めた詳細な検討を要しよう。また、性能面に関しては、エンジン全体として総合的に判断されなければならず、他の分野での進捗状況との関連もあって未だ評価できる段階にない。

本年度の研究実施項目は、来年度も継続して行われるが、加熱器のほかに再生器と冷却器についても本格的な研究が行われる予定である。また、熱交換器基礎試験のデータ、さらには燃焼ガス側のデータも得られるので、その結果によっては本年度得られた結果に大巾な修正が必要となる場合もあり得よう。

#### 3.2 熱交換器の基本構造

##### 3.2.1 要求される仕様

昭和51年度に気筒出力200PSの開発目標機関の要目およびその実用化に当っての技術的問題点を明らかに<sup>(1)</sup>するための実験機関の要目が種々な角度から検討を加えて決定された。熱交換器に共通して要求される基本的な条件は、充分な伝熱能力をもちながら内容積が小さく、圧力損失も小さいという相反する要求を満たすことである。しかし、これらの要求について現時点では明確な数値は示されていない。これ以外の熱交換器の側に要求されている性能上の仕様をまとめると表3.2.1のようになる。なお、機関の構造・配置に関してもいくつかの制約があるが、こゝでは省略する。

表 3.2.1 热交換器に要求される仕様(1気筒当たり)

(1) 加熱器燃焼ガス側		
使 用 燃 料	A 重 油	
燃 料 流 量	3 4 9	Kg/h
燃 料 発 热 量 (LHV)	1 0 2 6 0	Kcal/Kg
総 発 热 量	$3 5 8.1 \times 10^3$	Kcal/h
空 気 過 剰 率	1.1	
供 給 空 気 量	5 6 1	Kg/h
空 気 予 热 温 度	7 6 5	℃
燃 焼 ガ ス 量	5 9 6	Kg/h
加 热 器 出 口 燃 焼 ガ ス 温 度	9 4 0	℃
(2) 加熱器作動ガス側		
作 動 ガ ス	ヘ リ ウ ム	
交 換 热 量	$3 0 8.9 \times 10^3$	Kcal/h
平 均 流 量 (E→H→R)	0.5 2 7	Kg/s
(E←H←R)	0.8 1 4	Kg/s
最 高 ガ ス 圧 力	1 5 0	Kg/cm <sup>2</sup> abs
最 高 ガ ス 温 度	6 9 0	℃
(3) 再 生 器		
作 動 ガ ス	ヘ リ ウ ム	
最 高 ガ ス 圧 力	1 5 0	Kg/cm <sup>2</sup> abs
出入口ガス温度 (H←R→Z)	6 9 0~6 5	℃
(4) 冷却器作動ガス側		
作 動 ガ ス	ヘ リ ウ ム	
交 換 热 量	$1 6 9.9 \times 10^3$	Kcal/h
平 均 流 量 (R→Z→C)	0.8 3 4	Kg/s
(R←Z←C)	1.1 0 4	Kg/s
最 高 ガ ス 圧 力	1 5 0	Kg/cm <sup>2</sup> abs
最 高 ガ ス 温 度	6 5	℃
(5) 冷却器、冷却水側		
冷 却 水 流 量	$1 1.3 \times 10^3$	Kg/h
冷 却 水 入 口 温 度	3 5	℃
冷 却 水 出 口 温 度	5 0	℃

### 3.2.2 基本構造に関する検討

#### (1) 加 热 器

「機関総合計画」において加熱器の形式についての比較検討が行われ、その結果、堅形の円筒形加熱器を採用することになった。この形式は、Phillips 社をはじめ欧米のメーカにおいて試作段階ではあるが一応の実績をもっており、はじめて手掛けるには妥当な選択といえる。

円筒形加熱器の構造としては、加熱管の形状・配置・寸法等が重要なパラメータである。管の形状としては、高圧に耐えるために都合のよい円管を採用するものとして、それをどのような形にするかを検討する。加熱器の一端はシリンドラヘッドにつながるが、他端は再生器と冷却器を介して、シリンドラの下側の圧縮室につなが

るが、他端は再生器と冷却器を介して、シリンダの下側の圧縮室につながるため、加熱管はU字形であることが望ましい。しかも無効容積 (dead volume) を少なくするという点から、U字形に折り返した部分も伝熱面であることが望ましい。

加熱管の配置の方法は、燃焼ガスからの熱の吸収のさせ方と密接な関係がある。一つの方法として、図3.2.1(a)に示すように、管を全部密接させて円筒形の燃焼室を構成し、熱をふく射で伝える方法がある。この方法は構造が簡単であるが、試算し

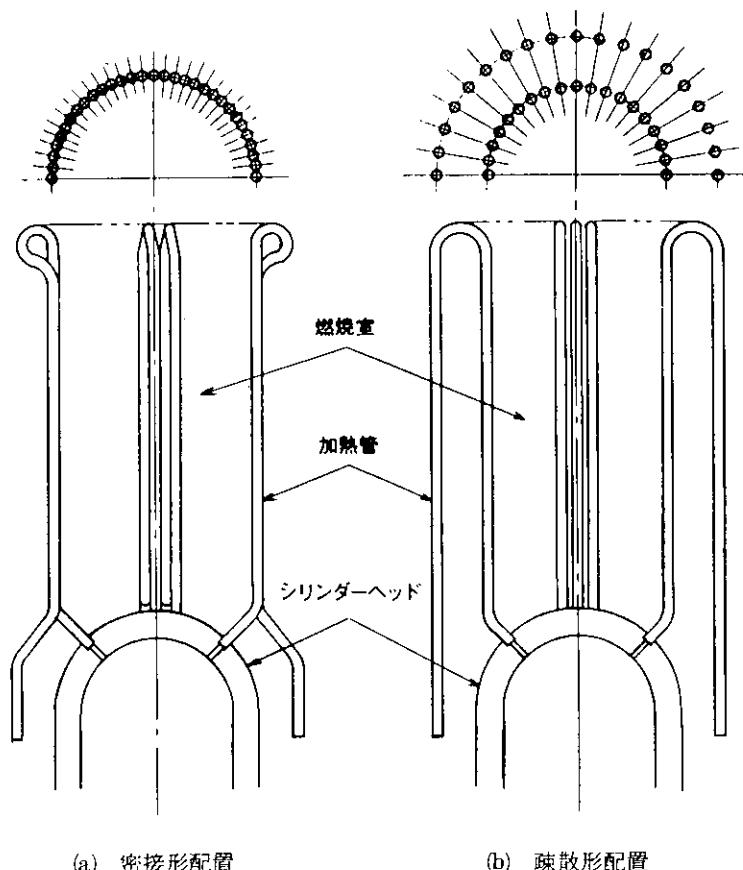
てみると、所要の熱を吸収せらるには限られた大きさの燃焼室では無理なことが分る。すなわち、後述の燃焼室の伝熱特性の推定結果から分るよう、直径300mm、高さ500mmの密接型燃焼室ではふく射によって吸収しうる熱量は所要の $\frac{2}{3}$ の  $20.81 \times 10^3 \text{ Kcal/h}$  であって、残りの $\frac{1}{3}$ は1,700°Cの高温燃焼ガスによって燃焼室外へ持ち出される。そして、この状態は、燃焼室の直径を多少大きくしても余り改善されない。またこの方法では、加熱管の片側からだけ熱せられるので、その裏側との温度差が大きくなり、熱応力の点で不利になるという弱点をもっている。

したがって、図3.2.1(b)に示すように、加熱管を2重の円管形

に一定間隔をあけて並べ内側の管と外側の管で1対のU字管を形づくるような方法が考えられる。燃焼ガスは管と管のすきまから内外の2重管列の間を通って外向きに流れ、この間、ふく射と対流によって熱が加熱管に伝えられる。この方法によれば、管の周りの温度差は第1の方法にくらべて小さくなる筈である。また外側の管は燃焼室側からのふく射熱をうける割合が少なく、ガス温度も低下するのでフィン付管として対流伝熱量を増加させる工夫が必要となる。

管径は、無効容積を小さくする点および管内の熱伝達率を高くし、かつ管肉厚を薄くして、管壁温度をできるだけ低く抑える点からは、なるべく小さい方が望ましい。しかし、圧力損失を一定値以下とするためには、自ずと許容される限度が存在するし、また耐熱鋼による細管加工の限界や加熱器の製作の難易度、高温腐食に対する内厚の祐度、管群振動を回避するための剛性等の点からも考慮が必要である。

管径に関しては以上のように複雑な要求が絡んでいるので、最適の管径は、研究がさらに進み、実験データが出た時点でないと最終的には決められない。



(a) 密接形配置

(b) 間隔形配置

図3.2.1 加熱器の基本構造

## (2) 再生器

再生器は耐圧容器の中に蓄熱材となるマトリックスを詰め込んだものである。マトリックスの形状としては、熱伝達率が大きく、圧力損失が少ないことのほかに、流れ方向の温度勾配が大きく、しかも短時間(720 rpm では1サイクルが0.0825秒)に温度変化をしなければならないという点を考慮して選ばなければならない。この観点から、細線の金網、小径の球の集合体、細い針金の束、薄板のコルゲートフィン等が候補となる。しかし小径の球の集合体と針金の束については製作上の難点があるし、空隙率は比較的小さいので圧力損失は必ずしも低くならない可能性がある。

再生器の外側容器は、放熱損失の上からもまた材料強度の面からも、なるべく温度の低いことが望ましい。このためマトリックスと容器の間には断熱材を配置すべきである。以上のような考慮から再生器の基本構造としては、図3.2.2のようなものとなろう。ただし、この例ではマトリックスとしてコルゲートフィンを用いている。

円筒形加熱器に対しては、多数の小形の再生器をシリンダヘッドのまわりに配置する例がみられる。しかし、直列機関では、シリンダ間の距離に制約があるため、シリンダとシリンダの間に再生器を配置することは難しいので、どうしても機関の左右2ヶ所に分けて配置することになろう。

## (3) 冷却器

冷却器は温度レベルは低いが、作動ガス圧力が高い。したがって、管外側を冷却水、管内側を作動ガスとするシェル・アンド・チューブ方式を採用するのが妥当であろう。

無効容積をなるべく小さくするという要求から比較的小径の管を採用することになるが、圧力損失を余り大きくしない考慮も必要である。冷却器の基本構造例を図3.2.3に示す。

再生器が機関の両側に配置されることから、冷却器も複数個に分けて機関の両側に配置されるとが望ましい。また、冷却器を出た作動ガスは加熱器側とは別のシリンダの圧縮室に送られなければならない。

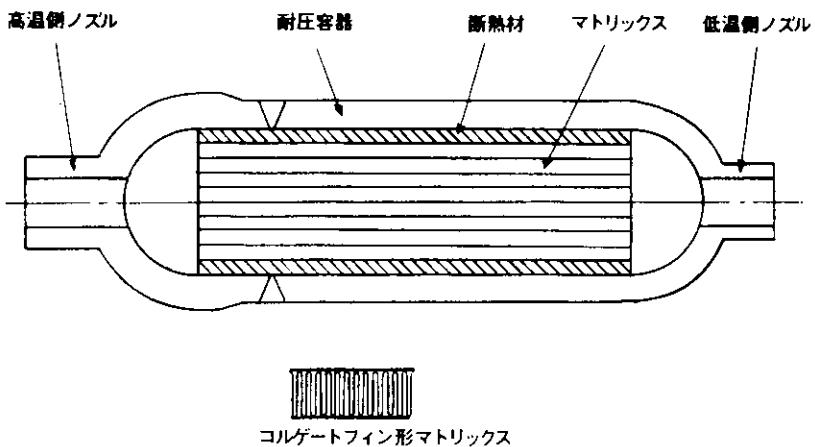


図3.2.2 再生器の基本構造

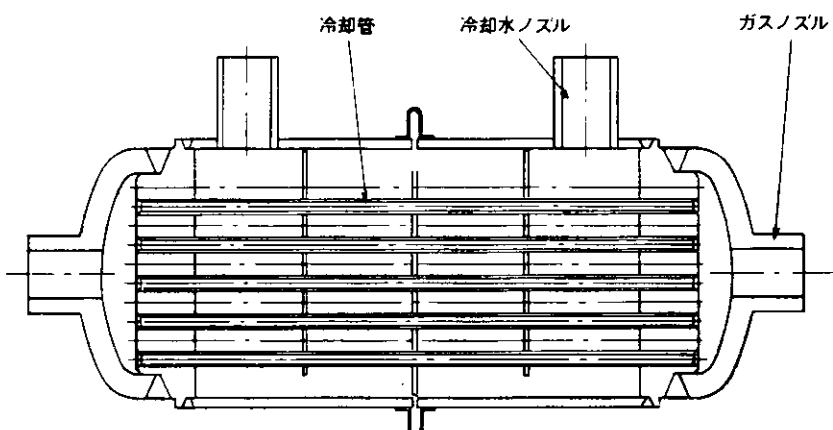


図3.2.3 冷却器の基本構造

いから、冷却器を水平配置することにより、連絡配管を短縮すべきである。

### 3.3 加熱器の基本設計

#### 3.3.1 燃焼室の伝熱特性の推定

加熱器の燃焼ガス側から作動ガス側への伝熱量を求めたためには、まず燃焼室における伝熱特性すなわち燃焼室壁面における熱流束分布とガス温度の分布を知り、各部分でのヒートバランスを知る必要がある。このため、図3.3.1に示すように燃焼室をモデル化して考える。

燃焼室を燃焼ガスの流れの方向に等分すると、そのn番目の分割についてのヒートバランスは次式で表わされる。

$$\begin{aligned} \Delta Q_{gn} + W_{gn} \cdot C_{pg} \cdot t_{gIn-1} \\ = W'_{gn} \cdot C_{pg} \cdot t_{gIn} + \\ q_{pn} \cdot \pi D_I \cdot \Delta L + W_{gn+1} \cdot C_{pg} \cdot t_{gIn} \end{aligned} \quad (3.3.1)$$

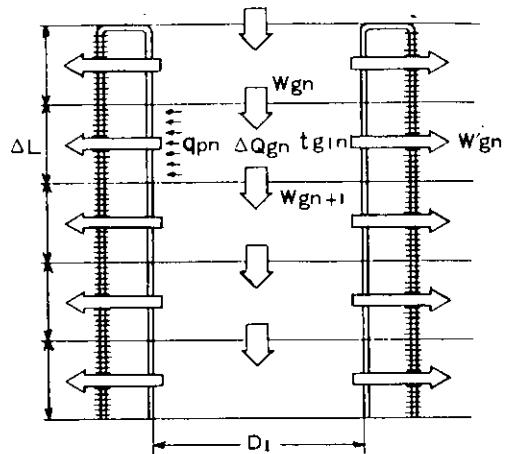


図3.3.1 燃焼室のモデル化

ここで  $\Delta Q_g$  : 単位時間当たりの発熱量

$W_g$  : 分割へ流入する燃焼ガス流量

$C_{pg}$  : 燃焼ガスの比熱

$W'_g$  : 管群へ抜ける燃焼ガス流量

$t_{gI}$  : 燃焼ガス温度

$q_p$  : 投影面熱流束

$D_I$  : 燃焼室直径

$\Delta L$  : 燃焼室分割長さ

燃焼室壁面を構成する第1列目の加熱管への伝熱量を計算するには  $q_p$ 、 $t_{gI}$ 、 $W'_g$  が分ればよいが、これらの数値は(3.3.1)式を満たしていないければならない。そのための計算手法としては、燃焼状態を発熱量分布でおきかえた伝熱シミュレーション計算手法<sup>(2)</sup>が開発されているので、これを用いることとする。しかし、これには実験的に決定されるべきパラメータも多いので、ここで得られた結果は、来年度以降に行われる予定の実験結果によって修正されるべき性質のものである。

図3.3.2は、要求仕様にもとづいて計算された燃焼室壁面の熱流束分布とガス温度分布を示す。

この図から分かるように燃焼室の伝熱特性を決める一つの大きなパラメータとして、燃焼室の直徑がある。機関をコンパクトにまとめるには、直徑が小さいに越したことはないが、一方、燃焼技術面からみると“燃え切り”的点から無闇に小さくすることはできない。また、伝熱技術の面からも燃焼室壁面を構成する加熱器管のうける熱流束が極端に高くなることは好ましくなく、直徑を小さくすることには自ずと制限がある。いま、燃焼面からの厳しさをみるために、燃焼室の断面積当りの発熱量  $q_b$  がその直徑  $D_I$  によってどのように変るかを調べると、表3.3.1のようになる。

断面積当りの発熱量  $q_b$  が  $7 \times 10^6 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}$  という例は、たとえば高圧燃焼を行なうガスター・ビンの燃焼器などであるが、通常の大気圧燃焼では大形ボイラで  $(3 \sim 5) \times 10^6 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}$ 、小形の温水ボイラなどで  $1 \times 10^6 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}$  という数値である。直徑として  $300 \text{ mm}$  を選べば、 $q_b$  は  $5 \times 10^6 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{h}$  となり、これを制約の多い小形の燃焼器で実現するのは容易なことではない。しかし、燃焼室のまわりに加熱管を配置して、シリンダ間隔を  $400 \text{ mm}$  程度とするには、燃焼室直徑は  $300 \text{ mm}$  程度でなければならないので、この値を当面の目標とした。

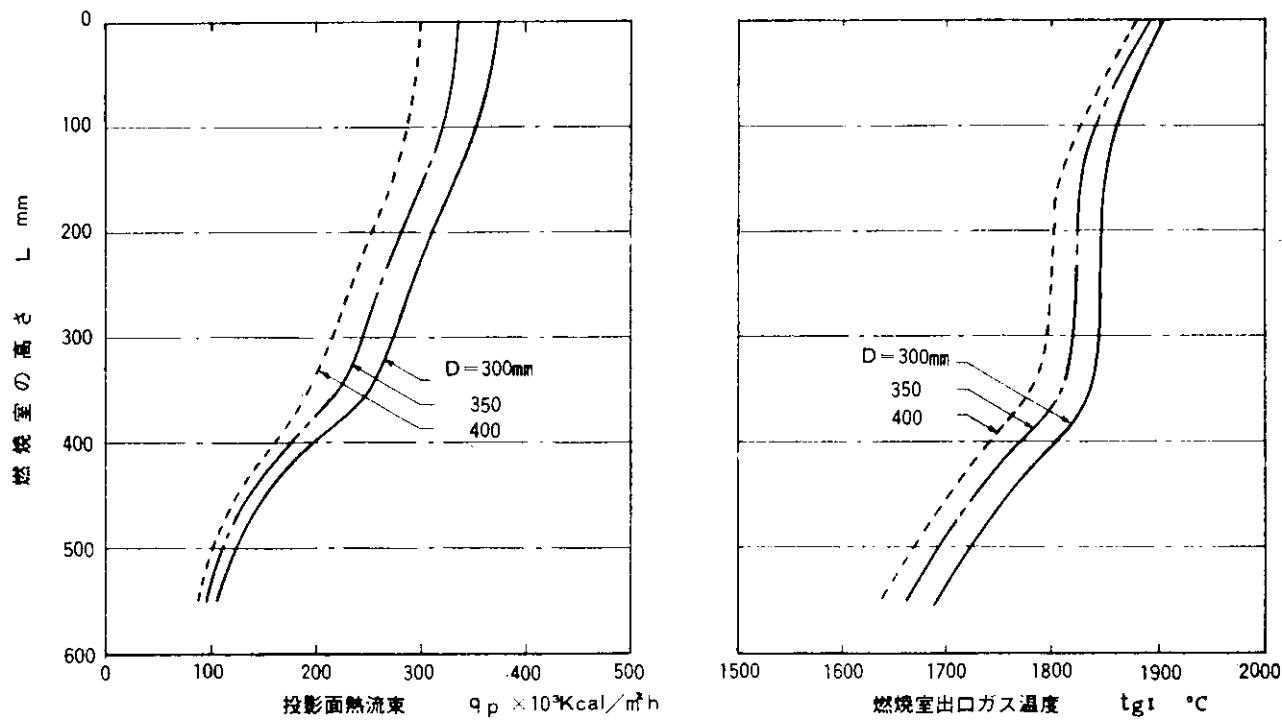


図 3.3.2 燃焼室の伝熱特性(推定計算結果)

表 3.3.1 燃焼室の単位断面積当たりの発熱量

燃焼室直径 $D_1$ mm	250	300	350	400	450
断面積当たり発熱量 $q_b$ Kcal/m <sup>2</sup> h	$7.29 \times 10^6$	5.07	3.72	2.85	2.25

もし、この値がどうしても無理となれば燃焼室直径は若干大きくせざるを得ないであろう。

### 3.3.2 加熱器の伝熱モデルと計算方法

#### (1) 伝熱モデル

燃焼室の壁面を構成する加熱管を上部で外側にU字形に曲げ、外側の加熱管をフィン付管とした内外2列の管列をもつ加熱器の構造を採用する。燃焼ガスは、内側(第1列目)の管と管のすきまを通り、さらに外側(第2列目)のフィン付管の間を通過し、その間に加熱管に熱を与える。

第1列目の管は、ふく射と強制対流によって熱をうけるが、第2列目の管は強制対流だけによって熱をうけ、この間、燃焼ガスの温度は図3.3.3に示すように  $t_{gI}$ 、 $t_{gII}$ 、 $t_{gIII}$  と変化するものと仮定する。しかしながら、燃焼室側からのふく射による投影面熱流束  $q_p$  のうち大部分は第1列目の管によって吸収されるが、一部は管と管のすきまから後側へ通過する。したがって通過した熱流束に相当する分だけ第2列目の入口ガス温度  $t_{gII}$  が上昇す

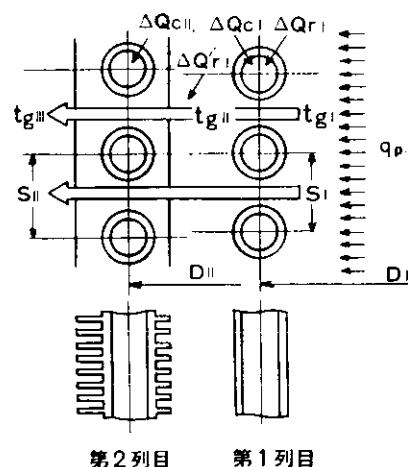


図 3.3.3 加熱管の伝熱モデル

ると仮定することになる。いま、燃焼室の分割に対応して分割された高さ  $\Delta L$  の加熱器に関する熱の授受を考えると次のような式が成立する。

$$\text{第1列目 } \Delta Q_{rI} + \Delta Q_{CI} = \Delta Q_{HI} \quad (3.3.2)$$

$$W'_g \cdot C_{pg} \cdot t_{gI} - \Delta Q_{CI} + \Delta Q'_{rI} = W'_g \cdot C_{pg} \cdot t_{gII} \quad (3.3.3)$$

$$\text{第2列目 } \Delta Q_{CI} = \Delta Q_{HII} \quad (3.3.4)$$

$$W'_g \cdot C_{pg} \cdot t_{gII} - \Delta Q_{CI} = W'_g \cdot C_{pg} \cdot t_{gIII} \quad (3.3.5)$$

ここで、 $\Delta Q_{rI}$ 、 $\Delta Q_{CI}$  はそれぞれ第1列目のふく射と対流による伝熱量でその和が作動ガスへの伝熱量  $\Delta Q_{HI}$  となる。 $\Delta Q'_{rI}$  は第1列目を通過するふく射熱量で次式で表わされる。

$$\Delta Q'_{rI} = q_p \cdot \pi D_I \cdot \Delta L - \Delta Q_{rI} \quad (3.3.6)$$

$\Delta Q_{CI}$  は第2列目の対流による受熱量でこれはそのまま作動ガ

スへの伝熱量  $\Delta Q_{HII}$  に等しい。(3.3.3) および(3.3.5) 式か

らガス温度  $t_{gII}$  と  $t_{gIII}$  を知ることができる。

## (2) ふく射伝熱量

燃焼室側からふく射熱をうけるのは、図 3.3.4 に示すように、管表面のうち B 点から C 点までの間であるが、その強さつまり局部熱流束  $q_\ell$  は crown point B 点からの角度  $\theta$  によって変る。投影面熱流束  $q_p$  との関係は、形態係数  $F$  を用いて

$$q_\ell = F \cdot q_p \quad (3.3.7)$$

と表わされる。C. E. Jones らの考えに従えば、任意の点 A における  $F$  の値は、その点から燃焼室を見る角度  $\varphi$  の間では燃焼室側から一様のふく射があるものとして、管配置の幾何学的形状と角度  $\theta$  とだけによって求められる。

$q_\ell$  が与えられたときのふく射伝熱量  $\Delta Q_{rI}$  は次式によって求めることができる。

$$\Delta Q_{rI} = \int_0^{\varphi_{\max}} q_\ell \cdot \frac{d_0}{2} \cdot d\varphi \cdot \Delta L \cdot 2N = q_p \cdot d_0 \cdot \Delta L \int_0^{\varphi_{\max}} F d\varphi \quad (3.3.8)$$

ここで  $d_0$  : 加熱管外径  $N$  : 加熱管本数

一方、全ふく射伝熱量  $\Delta Q_{r\ total}$  は、 $S_I$  を加熱管のピッチとして、

$$\Delta Q_{r\ total} = q_p \cdot \pi D_I \cdot \Delta L = q_p \cdot S_I \cdot \Delta L \cdot N \quad (3.3.9)$$

である。したがって、第1列目で吸収されるふく射熱量の割り合  $\xi_{rI}$  は次のようにになる。

$$\xi_{rI} = \frac{\Delta Q_{rI}}{\Delta Q_{r\ total}} = \frac{d_0}{S_I} \int_0^{\varphi_{\max}} F d\varphi \quad (3.3.10)$$

これから、 $\xi_{rI}$  の値も管配置の幾何学的形状だけの関数として求められることが分る。図 3.3.5 に後述の試算例に対応した形態係数  $F$  の値が示されている。

## (3) 第1列目の対流伝熱量

管まわりの平均熱伝達率を  $\alpha_{gI}$ 、平均ガス温度を  $t_{gIm}$ 、また管表面の平均温度を  $t_{oIm}$  とすれば、対流による伝熱量  $\Delta Q_{CI}$  は次のように表わされる。

$$\Delta Q_{CI} = (\pi d_0 \cdot \Delta L \cdot N) \cdot \alpha_{gI} \cdot (t_{gIm} - t_{oIm}) \quad (3.3.11)$$

$\alpha_{gI}$  の値は次のいずれかの式で求めることができる。

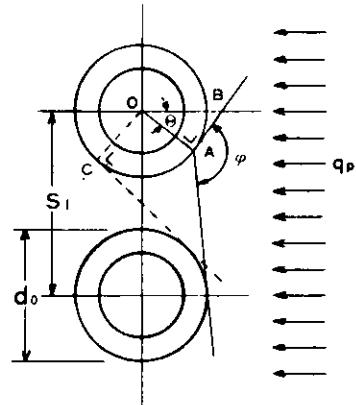


図 3.3.4 ふく射熱の入射範囲

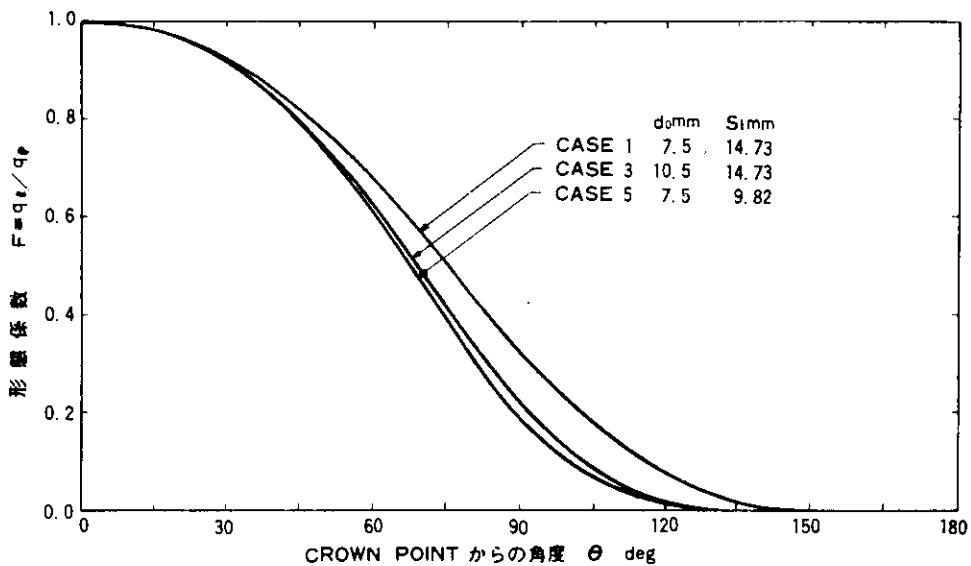


図 3.3.5 内側管列における形態係数

円柱まわりの平均熱伝達率<sup>(4)</sup>

$$N_{ug} = \frac{\alpha g I d_0}{\lambda g} = 0.43 + 0.48 R_{ed}^{0.5} \quad (R_{ed} = 2 \sim 500) \quad (3.3.12)$$

ここで  $N_{ug}$  : スッセルト数  $\lambda_g$  : 燃焼ガスの熱伝導率

$R_{ed}$  : レイノルズ数  $= G d_0 / g \mu_g$   $G$  : 前面重量速度

$g$  : 重力の加速度  $\mu_g$  : 燃焼ガスの粘性係数

管群の平均熱伝達率<sup>(4)</sup>

$$N_{ug} = \frac{\alpha g I d_0}{\lambda g} = 0.244 C_H R_{ed}^{0.6} P_{rg}^{0.333} \quad (3.3.13)$$

ここで  $R_{ed}$  : レイノルズ数  $= G_{max} d_0 / g \mu_g$

$G_{max}$  : 管の間の重量速度

$P_{rg}$  : 燃焼ガスのプラントル数

$C_H$  : 補正係数 = 1.0 (第1列目)

#### (4) 第2列目の対流伝熱量

フィン付管のフィン側平均ガス温度を  $t_{gIIm}$ 、管内作動流体平均温度を  $t_H$  とすれば、対流による伝熱量  $\Delta Q_{CII}$  は次のように表わされる。

$$\Delta Q_{CII} = (\Delta A_0 + \eta_f \Delta A_f) \cdot U_0 \cdot (t_{gIIm} - t_H) \quad (3.3.14)$$

ここで  $\Delta A_0$  :  $\Delta L$  当りの管外表面積

$\Delta A_f$  : 同じくフィン表面積

$\eta_f$  : フィン効率

また、管外面基準の熱通過率  $U_0$  は次式で与えられる。

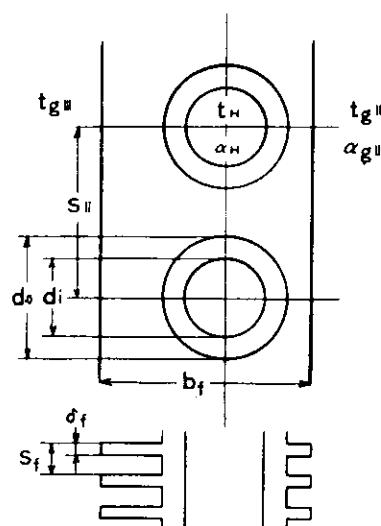


図 3.3.6 フィン付管の形状

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{\alpha_{gII}} + \frac{\Delta A_0 + \eta_f \Delta A_f}{2\pi \cdot \Delta L \cdot N} - \frac{1}{\lambda_t} \ln \frac{d_0}{d_i} + \frac{\Delta A_0 + \eta_f \Delta A_f}{\pi d_i \cdot \Delta L \cdot N} \cdot \frac{1}{\alpha_H} \quad (3.3.15)$$

ここで  $\alpha_{gII}$  : 管外面の熱伝達率  $\alpha_H$  : 管内面の熱伝達率

$d_i$  : 管 内 径  $\lambda_t$  : 管の熱伝導率

フィンの形としては図 3.3.6 に示すような長方形のプレートフィンを用いる。このようなプレートフィン付管の熱伝達率  $\alpha_{gII}$  を求める一般式は見当らないので適当な近似計算を行う以外にない。ここでは、等しいフィン面積をもつ円形フィンにおけるかえて計算を行う。

(5)  
円形フィンの平均熱伝達率

$$St \cdot Pr_g^{\frac{2}{3}} = 0.034 Re_d^{-0.319} \left(\frac{S}{H}\right)^{0.200} \left(\frac{S}{\delta_f}\right)^{0.1134} \quad (3.3.16)$$

ここで  $St$  : スタントン数  $= \alpha_{gII}/C_{pg} G_{max}$

$Re_d$  : レイノルズ数  $= G_{max} d_0 / g \mu_g$

$S$  : フィンの間隔  $= S_f - \delta_f$

$S_f$  : フィンのピッチ  $\delta_f$  : フィンの厚さ

$H$  : フィンの高さ  $= (d_f - d_0) / 2$

$d_f$  : フィンの外径

(6)  
フィン効率  $\eta_f$  は、次の関数形で与えられる。

$$\eta_f = f(H \sqrt{2 \alpha_{gII} / \lambda_f \delta_f}, d_f / d_0) \quad (3.3.17)$$

ここで  $\lambda_f$  : フィンの熱伝導率

管内の熱伝達率  $\alpha_H$  は周期的に変動する流れに対する値を用いるのが正しい。しかし、現在その値は知られていないので、1 サイクルの平均流速に対応する定常流の熱伝達率で置きかえられるものとする。

(7)  
円管内強制対流熱伝達率(定常流)

$$Nu_H \equiv \frac{\alpha_H d_i}{\lambda_H} = 0.023 Re_H^{0.8} Pr_H^{0.4} \quad (3.3.18)$$

ここで  $Nu_H$  : スセルト数  $\lambda_H$  : 作動ガスの熱伝導率

$Re_H$  : 管内レイノルズ数  $Pr_H$  : 作動ガスのプラントル数

### 3.3.3 加熱器の基本設計案

以上の方針によって、一意の伝熱設計が可能となったので、3.2.2において検討された構造の加熱器について具体的な数値による試算、すなわち試設計を行う。設計に当っては、所要の熱量を吸収しうる伝熱面積を見出すことはもちろんあるが、800°Cをこえて使用できるような材料は限られるので、加熱管およびフィンの温度が適当なレベルに抑えられなければならない。そのため、第1列目と第2列目での吸熱量のバランスに充分な考慮を払う必要がある。加熱管の温度分布については、後で詳しく調べるが、特にフィンの高温側においてはガス温度が1,500°Cをこえているので、フィンに対するふく射の影響はできるだけ小さくすることが望ましい。

表 3.3.2 に管の寸法、本数、フィンの配置を変えた 10 ケースの検討結果がまとめられている。ただし、加熱管の中の作動流体温度は、最高 690°C であるが、サイクル平均値としては 675°C であると仮定している。また、管およびフィンの材料としては耐熱合金のハステロイ X の使用を想定している。

表 3.3.2 のうち、所要の伝熱条件を満足しているのは CASE 3E と CASE 5B の 2 ケースである。CASE

表 3.3.2 加熱器の検討結果

CASE No	1	2	3A	3B	3C	3D	3E	4	5A	5B
管外径 $d_0$ mm	7.5	7.5	1.05			1.05			7.5	
管本数 N	64	72	64			72			96	
内側管列(第1列目)										
直 径 $D_I$ mm	300	300	300			300			300	
管ピッチ $S_I$ mm	14.73	1309	14.73			1309			982	
ふく射熱吸収割合 $\xi_r$	0.663	0.747	0.892			0.892			$\times 10^3$	
吸収熱量 $Q_{rI} + Q_{CI}$ kcal/h	121.8	$\times 10^3$	181.2			183.4			$\times 10^3$	
外側管列(第2列目)										
直 径 $D_{II}$ mm	360	360	380			380			360	
管ピッチ $S_{II}$ mm	17.67	15.71	18.65			1658			1178	
フィンの巾 $b_f$ mm	135	135	165	165	165	18	19	165	135	135
フィンのピッチ $S_f$ mm	3	3	3	2.5	2	2.5	2.5	3	3	2.5
フィンの厚さ $\delta_f$ mm	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
吸 収 热 量 $Q_{CI}$ kcal/h	123.6	$\times 10^3$	108.6	(不足)	(過大)	(不足)	129.5	$\times 10^3$	116.1	$\times 10^3$
吸 収 热 量 合 計 kcal/h	245.4	$\times 10^3$	289.8	$\times 10^3$			310.7	$\times 10^3$	299.5	309.5

1 と CASE 2 は  $\xi_r$  がそれぞれ 0.663、0.747 で第1列目でのふく射熱の吸収が少な過ぎ、第2列目で残りの熱を吸収するためにフィンの表面積を大きくすればフィンの先端温度が高くなり過ぎることは目にみえている。また、CASE 4 は第1列目の管ピッチが管径にくらべて狭過ぎるくらいがある。

CASE 3E は管径  $d_0$  が 1.05 mm で、CASE 5A の 7.5 mm にくらべて大きく、逆に管本数 N は少ないので、製作技術面からは CASE 3E の方がすぐれている。しかし、管内燃伝達率の低下は避けられず、管の肉厚およびフィン巾が大きくなることも相まって管壁温度およびフィンの温度は上昇するので材料および強度面からは不利である。また、性能的な面でみたば、管内流速の低下によって圧力損失は低下するが、無効容積はふえるのでサイクルアナリシスによる評価を行わなければ一概に結論は出せない。

したがって、加熱器の基本設計案としては、CASE 3E と CASE 5B の 2 ケースを平行して採用し、今後の検討を進めることにする。図 3.3.7 には CASE 3E の計算にもとづく加熱器の基本設計案が示されている。この案では、シリンドヘッドに加熱器出口ヘッドがリブを介して固定されており、加熱管は自立形である。ただし、加熱器出口ヘッドを設けずに、加熱管を直接、再生器入口につなぐ方法も考えられるので、出口ヘッドの要否は将来再検討を要しよう。シリンドヘッドは直接、燃焼ガスにさらされないように耐火断熱材でカバーされている。

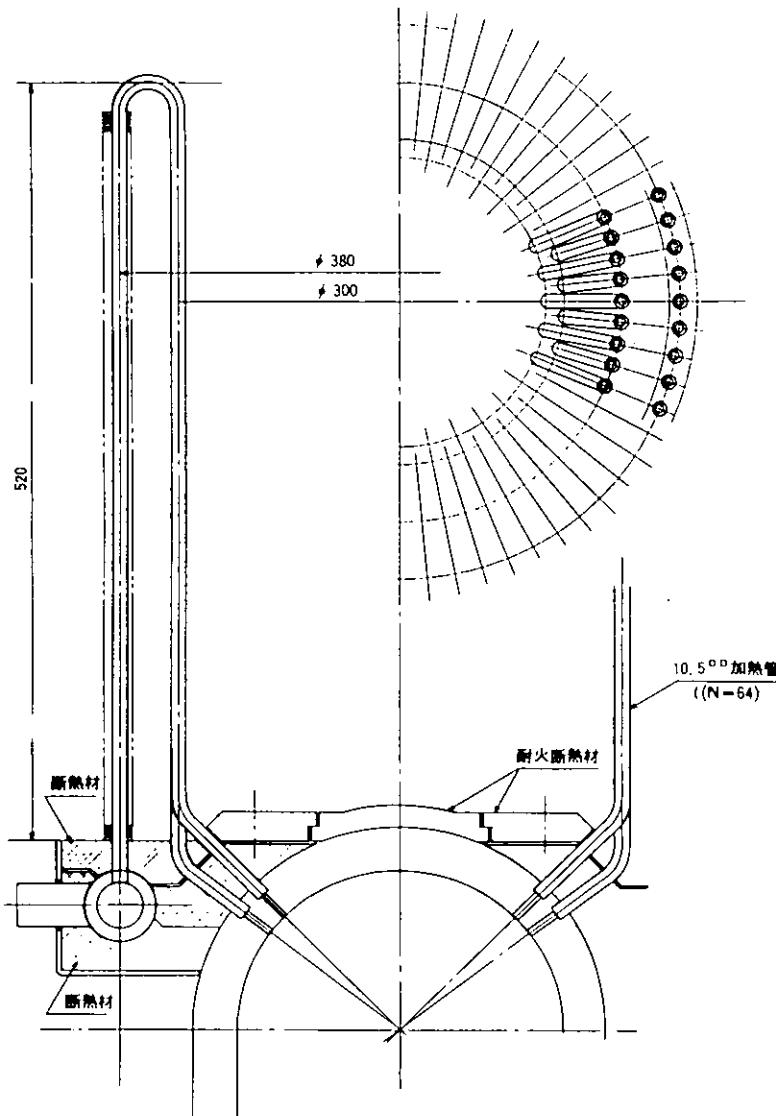


図 3.3.7 加熱器基本設計案

### 3.4 加熱器の性能解析 (1)

#### 3.4.1 性能計算の目的

スター・リング機関の加熱器では、管内の作動ガスの流量および状態量（温度、圧力）が周期的に変動する。さらに、外部から受けた熱はガスの温度上昇と外部（ピストン）への仕事に費やされる。このため、管内ガス温度の変化は通常の熱交換器のように系外との熱交換量だけからは決定できず、サイクルの理論と組み合せて解析する必要がある。したがって、ここで扱う加熱器の性能計算の目的は、管外の燃焼ガス側からの伝熱量、管内作動ガスの流量および温度はそれぞれ燃焼室の伝熱計算とサイクル計算によって与えられるものとして、管壁温度および管内作動ガスへの伝热量を求めるに限定する。

加熱器の性能計算結果をサイクル計算に適用するに当っては次のような方法を取ることになる。すなわち、機関の作動状態が定常である限り、1サイクル後の状態量はもとの状態量と同じでなければならないことを考慮して、実際の計算に当っては1サイクルの間の作動ガスの流量分布と温度分布をインプットとして与え、上述の条件

件を満たす管壁温度と伝熱量の時間変化を見出す方法を取っている。したがって、この計算で得られた伝熱量変化は、一般にはサイクル計算で得られた伝熱量変化とは一致しないで、加熱器性能計算の結果をインプットとするサイクル計算を再度行い、両方の計算における伝熱量変化が一致するまで修正計算を行えばよい。

### 3.4.2 性能計算法

#### (1) 計算モデルと基礎式

図3.4.1に示すように、加熱器を代表する1本の加熱管を考える。管壁部分は軸方向および半径方向に直交するメッシュで分割した。2次元モデルで表わし、周方向の分布は考えない。また、管内の作動ガスは管の軸方向にだけ分割した1次元モデルで表わす。

このような加熱管に燃焼ガスから管外表面熱流束  $q(z)$  で表わされるような熱が与えられ、また管内には1サイクルの間に流量  $w_H(z, \tau)$ 、温度  $t_H(z, \tau)$  で表わされるような変化をする作動ガスが流れるものとする。

図3.4.2は、図3.4.1のように分割されたエレメントの一部を取出したものである。いま、時刻  $\tau_{k-1}$  から  $\tau_k$ までの  $\Delta\tau$  時間の間のエレメント ( $i, j$ ) における熱収支を考える。エレメント ( $i, j$ ) とその周りの4ヶのエレメント ( $i-1, j$ )、( $i+1, j$ )、( $i, j-1$ )、( $i, j+1$ )との間の熱コンダクタンスをそれぞれ  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$  とすると次の式が成立する。

$$C_{i,j}(\tilde{t}_{i,j-1} - \tilde{t}_{i,k}) + (K_1(\tilde{t}_{i-1,j} - \tilde{t}_{i,j}) + K_2(\tilde{t}_{i+1,j} - \tilde{t}_{i,j}) + K_3(\tilde{t}_{i,j-1} - \tilde{t}_{i,j}) + K_4(\tilde{t}_{i,j+1} - \tilde{t}_{i,j})) \Delta\tau + Q_j = 0 \quad (3.4.1)$$

ただし、 $t_{i,j,k}$  を時刻  $\tau_k$ における節点 ( $i, j$ ) の温度として、 $\tilde{t}_{i,j}$  は  $\tau_{k-1} \sim \tau_k$  の間の平均温度を意味し、次式で表わされる。

$$\tilde{t}_{i,j} = \frac{1}{2}(t_{i,j,k-1} + t_{i,j,k}) \quad (3.4.2)$$

また、 $C_{i,j}$  はエレメント ( $i, j$ ) の熱容量であり、次式で表わされる。

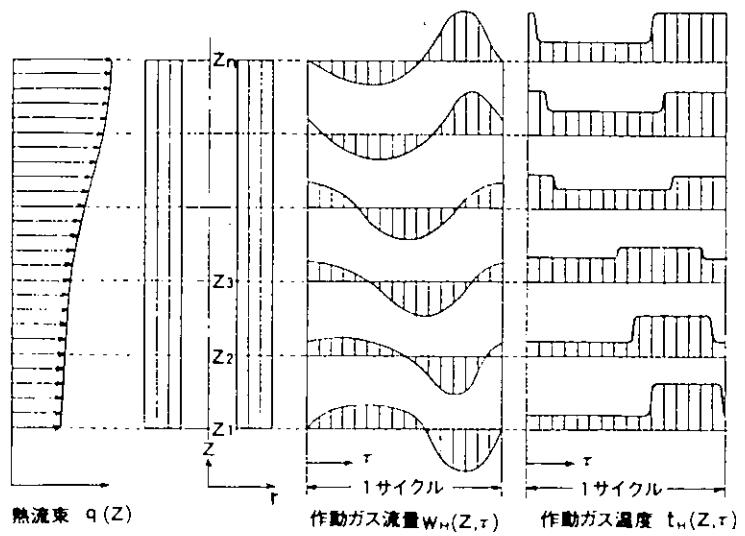


図3.4.1 計算モデル

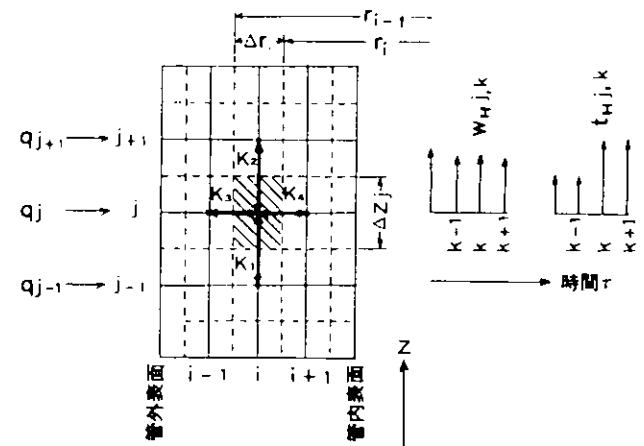


図3.4.2 エレメントに関する記号の説明

$$C_{i,j} = C_t \cdot r_t \cdot \pi (r_{i-1}^2 - r_i^2) \Delta Z_j \quad (3.4.3)$$

ここで  $C_t$ : 管材の比熱  $r_t$ : 管材の比重

熱量  $Q_j$  は管外表面からの吸热量で、最外周エレメント ( $i = 1$ ) の場合だけ意味をもつ。

$$\left. \begin{array}{l} i = 1 \text{ で } Q_j = \pi d_0 \cdot \Delta Z_j \cdot q_j \cdot \Delta \tau \\ i \neq 1 \text{ で } Q_j = 0 \end{array} \right\} \quad (3.4.4)$$

ここで  $d_0$ : 管外径

熱コンダクタンス  $K$  は表面上の節点を除いて次式で表わされる

$$\left. \begin{array}{l} K_1 = 2\pi \lambda_t (r_{i-1}^2 - r_i^2) / (\Delta Z_{j-1} + \Delta Z_j) \\ K_2 = 2\pi \lambda_t (r_{i-1}^2 - r_i^2) / (\Delta Z_j + \Delta Z_{j+1}) \\ K_3 = 2\pi \lambda_t r_{i-1} \Delta Z_j / (\Delta r_{i-1} + \Delta r_i) \\ K_4 = 2\pi \lambda_t r_i \Delta Z_j / (\Delta r_i + \Delta r_{i+1}) \end{array} \right\} \quad (3.4.5)$$

また、表面上の節点のうち、管外表面 ( $i = 1$ ) では  $K_3 = 0$  となり、管内表面では

$$K_4 = \pi d_i \cdot \Delta Z_j \cdot \alpha_{Hj,k} \quad (3.4.6)$$

ここで  $d_i$ : 管内径  $\alpha_{Hj,k}$ : 管内面熱伝達率

$\alpha_{Hj,k}$  は 3.3.2 でも述べたように、非定常流における各瞬間の熱伝達率を用いるべきであるが、適用すべき値が得られていないので、各瞬間に定常流に対する式が成立するものとして次式によって表わす。

$$\begin{aligned} \alpha_{Hj,k} &= C_1 \frac{\lambda_H}{d_i} \cdot \text{Re}_H^{C_2} \text{Pr}_H^{C_3} \\ &= C_1 \frac{\lambda_H}{d_i} \left( \frac{2(w_{Hj,k-1} + w_{Hj,k})}{g \mu_H d_i} \right)^{C_2} \text{Pr}_H^{C_3} \end{aligned} \quad (3.4.7)$$

ここで  $\text{Re}_H$ : 管内レイノルズ数  $\text{Pr}_H$ : 作動ガスのプランタル数

$\lambda_H$ : 作動ガスの熱伝導率  $\mu_H$ : 作動ガスの粘性係数

$g$ : 重力の加速度

$C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  は定数で、(3.3.18) 式にならえ。

$$C_1 = 0.023 \quad C_2 = 0.8 \quad C_3 = 0.4$$

である。また、管内表面において  $i + 1$  番目に相当するエレメントは、管内作動ガスであり、その温度は次式で与えられる。

$$\tilde{t}_{i+1,j} = \frac{1}{2} (t_{Hj,k-1} + t_{Hj,k}) \quad (3.4.8)$$

管内表面から、微小時間  $\Delta \tau$  の間に管内流体に伝えられる熱量  $Q_{Hj,k}$  は次式で表わされる。

$$Q_{Hj,k} = \alpha_{Hj,k} \cdot \pi d_i \cdot \Delta Z_j \cdot \left( \frac{t_{ni,j,k-1} + t_{ni,j,k}}{2} - \frac{t_{Hj,k-1} + t_{Hj,k}}{2} \right) \quad (3.4.9)$$

ここで、添字  $ni$  は  $r$  方向の最終節点番号である。

## (2) 計算手順

計算の主要部は、上述のように管壁部分を軸対称 2 次元モデルとして差分メッシュで分割し、非定常熱伝導計算を行うことにある。基礎式を解くに当っては、(3.4.1) 式に (3.4.2) ~ (3.4.8) 式を代入し、 $t_{i,j,k}$  ( $i = 1 \sim n_i$ 、 $j = 1 \sim n_j$ 、 $k = 1 \sim n_k$ ) を未知数とする 1 次連立方程式をつくる。この連立方程

式を解くことにより、各時刻  $\tau = \tau_1 \sim \tau_{n_k}$  までの各瞬間ににおける温度分布が求められる。作動ガスへの伝熱量は得られた管壁温度分布を用いて(3.4.9)式によって計算される。

以上の計算に必要なインプットデータは、次の通りである。

- (i) 加熱器の管形状：管径  $d_i$ 、 $d_o$ 、長さ  $L$ 、差分メッシュ（分割法）
- (ii) 管材料の物性値：熱伝導率  $\lambda_t$ 、比重  $\gamma_t$ 、比熱  $C_t$
- (iii) 管外表面熱流束分布  $q(z)$ ：時間および周方向には一定、軸方向にのみ分布をもつ。
- (iv) 1サイクル中の作動ガスの流量分布  $w_H(z, t)$
- (v) 1サイクル中の作動ガスの温度分布  $t_H(z, t)$
- (vi) 作動ガス物性値：熱伝導率  $\lambda_H$ 、粘性係数  $\mu_H$ 、比熱  $C_{pH}$

### 3.4.3 計算例

計算例として図3.4.3のような仮想のインプットデータを用いて得られた加熱器性能計算の結果が表3.4.1に示されている。

図3.4.4は管壁温度分布の時間変化を示す。この例では、温度が大きく変化するのは管内面からわずか0.5mm程度までであり、管外表面温度はほぼ一定とみなせる。

図3.4.5は管内の作動ガスへの伝熱量の時間変化を示す。

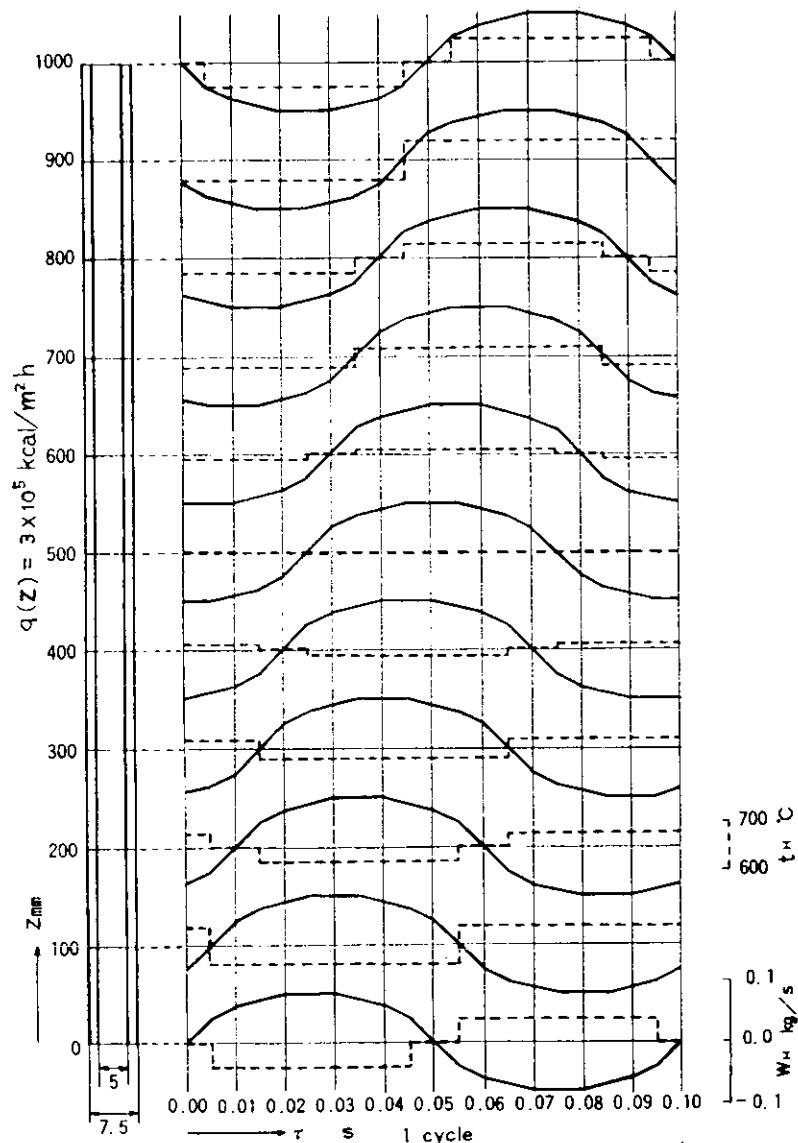


図3.4.3 計算例のインプットデータ(仮想データ)

表 3.4.1 加熱器性能計算結果

** TUBE SPEC. ( HASTELLOY X )												** MESH SIZE											
DO =	7.50	( MM )	OUTER DIAMETER	)	DX =	100.00	( MM )	AXIAL STEP	)	DR =	.3125	( MM )	RADIUS STEP	)									
DI =	5.00	( MM )	INNER DIAMETER	)	DT =	.010	( SEC TIME STEP )																
L =	1000.00	( MM )	TUBE LENGTH	)																			
GM =	8000.00	( KG/M3 )	SPECIFIC WEIGHT	)																			
CM =	.10000	( KCAL/KG°C )	SPECIFIC HEAT	)																			
LM =	20.00	( KCAL/MH°C )	THERMAL CONDUCTIVITY	)																			
** TEMPERATURE DISTRIBUTION ( °C )																							
TIME IN	12	1.	2	3.	4	5	6	7	8	9	10	11											
	Z	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000											
.0000	1	752.4	752.0	751.8	751.7	751.7	751.8	752.0	752.0	752.2	752.3	752.4											
	2	747.7	747.3	747.0	746.8	746.9	746.9	747.1	747.2	747.5	747.5	747.8											
	3	743.2	742.7	742.1	741.6	741.5	741.5	741.7	742.0	742.5	742.9	743.2											
	4	736.7	736.2	737.1	736.1	735.4	735.0	735.1	735.6	736.7	737.7	738.7											
	5	733.3	734.5	733.0	730.7	728.5	727.2	726.2	726.3	727.0	728.5	733.3											
.0100	1	752.7	752.3	752.0	751.8	751.8	751.7	751.9	752.1	752.3	752.5	752.7											
	2	748.0	747.6	747.3	747.0	746.9	746.8	747.0	747.2	747.5	747.8	748.0											
	3	743.2	742.9	742.4	741.9	741.5	741.3	741.3	741.5	742.0	742.5	743.2											
	4	737.1	737.7	737.6	736.9	735.5	734.9	734.4	734.4	734.8	735.6	737.2											
	5	726.2	728.9	732.4	733.0	731.3	728.3	726.1	725.0	724.3	724.9	726.2											
.0200	1	752.9	752.5	752.2	751.9	751.8	751.7	751.8	752.0	752.3	752.6	752.9											
	2	748.0	747.8	747.5	747.1	746.9	746.8	746.8	746.9	747.3	747.6	748.0											
	3	742.4	742.5	742.5	742.2	741.8	741.3	741.1	741.0	741.3	741.7	742.4											
	4	734.6	735.6	736.7	736.9	736.7	735.8	734.8	733.9	733.6	733.5	734.6											
	5	722.6	724.9	727.0	725.2	731.7	721.7	729.7	726.0	723.8	723.0	722.5											
.0300	1	752.7	752.6	752.3	752.0	751.9	751.7	751.7	751.8	752.0	752.3	752.6	752.8										
	2	747.7	747.6	747.5	747.2	747.1	746.8	746.7	746.7	746.9	747.2	747.7											
	3	741.4	741.7	742.0	742.0	742.0	741.6	741.3	740.9	740.8	740.9	741.4											
	4	732.9	733.9	734.8	735.6	736.3	736.3	736.3	735.9	734.8	733.9	733.0	732.9										
	5	721.6	723.0	724.3	726.3	728.1	729.6	731.2	730.6	728.2	729.3	721.7											
.0400	1	752.4	752.3	752.3	752.1	752.0	751.7	751.7	751.6	751.8	752.0	752.4											
	2	747.2	747.2	747.3	747.2	747.1	746.9	746.8	746.6	746.7	746.8	747.2											
	3	740.7	740.9	741.3	741.5	741.7	741.7	741.6	741.2	741.0	740.7	740.7											
	4	733.1	733.0	733.6	734.4	735.1	735.7	736.1	735.8	735.2	734.0	733.1											
	5	726.9	723.9	723.8	725.0	726.2	727.8	729.2	730.3	730.8	729.6	727.0											
.0500	1	751.9	752.0	752.0	752.0	751.9	751.8	751.7	751.6	751.6	751.7	752.0											
	2	746.8	746.8	746.9	746.9	747.0	746.9	746.9	746.7	746.7	746.8	746.8											
	3	740.7	740.7	740.8	741.0	741.0	741.3	741.5	741.6	741.5	741.4	740.8											
	4	734.7	734.0	733.9	733.9	734.4	735.0	735.6	735.9	736.0	735.5	734.7											
	5	730.5	729.6	728.2	726.0	726.1	727.2	728.2	730.5	730.5	731.1	730.5											
.0600	1	751.7	751.7	751.8	751.8	751.8	751.7	751.7	751.6	751.6	751.6	751.7											
	2	746.7	746.6	746.7	746.7	746.8	746.8	746.9	746.8	746.8	746.8	746.7											
	3	741.2	741.0	741.0	740.9	741.1	741.3	741.5	741.6	741.6	741.5	741.3											
	4	736.1	735.5	735.2	734.8	734.8	734.9	735.4	735.9	736.2	736.2	736.1											
	5	731.9	731.1	730.8	730.6	729.7	728.3	728.5	729.5	730.4	730.4	731.4											
.0700	1	751.6	751.6	751.6	751.6	751.7	751.7	751.8	751.7	751.7	751.6	751.7											
	2	746.8	746.6	746.7	746.6	746.7	746.8	746.8	746.9	746.9	746.8	746.8											
	3	741.8	741.5	741.4	741.2	741.3	741.3	741.5	741.6	741.6	741.8	741.8											
	4	737.0	736.3	736.0	735.8	735.9	735.8	735.8	735.9	736.1	736.5	736.8											
	5	732.7	731.4	730.5	730.3	731.2	731.7	731.3	730.7	731.0	732.0	732.7											
.0800	1	751.8	751.6	751.6	751.6	751.7	751.7	751.8	751.8	751.8	751.8	751.8											
	2	747.0	746.8	746.8	746.7	746.7	746.8	746.8	746.9	747.0	747.0	747.1											
	3	742.3	741.8	741.6	741.5	741.6	741.6	741.8	741.9	742.1	742.2	742.3											
	4	737.7	736.8	736.2	735.9	736.1	736.3	736.7	736.9	737.1	737.5	737.7											
	5	733.7	732.0	730.4	729.5	729.2	729.2	729.6	731.7	733.0	733.0	733.3											
.0900	1	752.0	751.8	751.7	751.6	751.7	751.7	751.9	751.9	751.9	752.0	752.1											
	2	747.4	747.0	746.9	746.8	746.9	746.9	747.1	747.1	747.1	747.3	747.4											
	3	742.8	742.2	741.8	741.6	741.6	741.7	742.0	742.2	742.4	742.7	742.9											
	4	738.5	737.5	736.5	735.9	735.6	735.7	736.3	736.3	736.9	737.6	738.5											
	5	734.8	733.3	731.0	729.5	728.2	727.8	728.1	728.1	729.2	732.4	734.8											

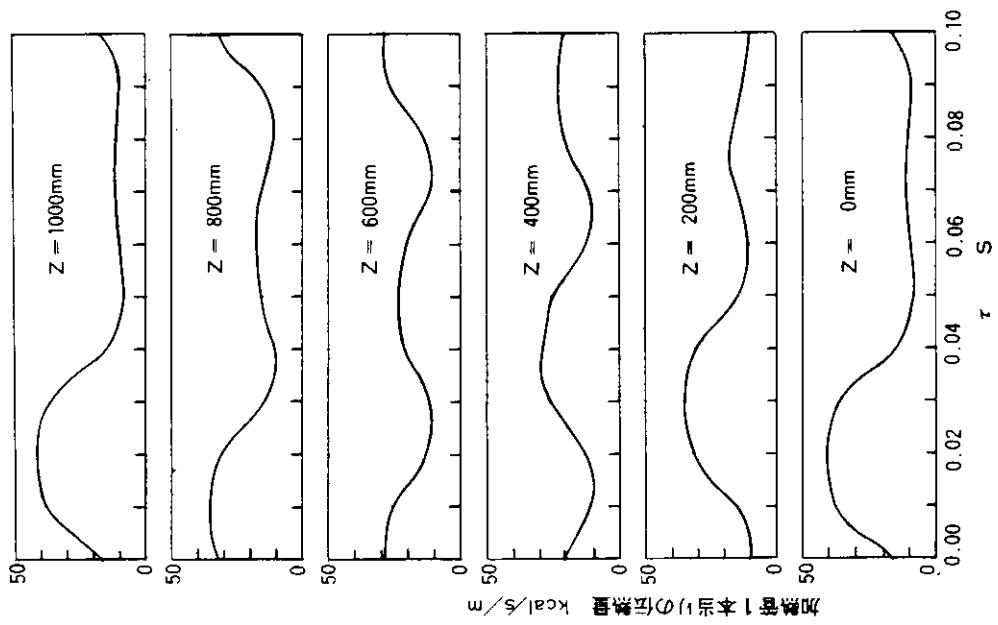


図 3.4.5 作動ガスへの伝熱量

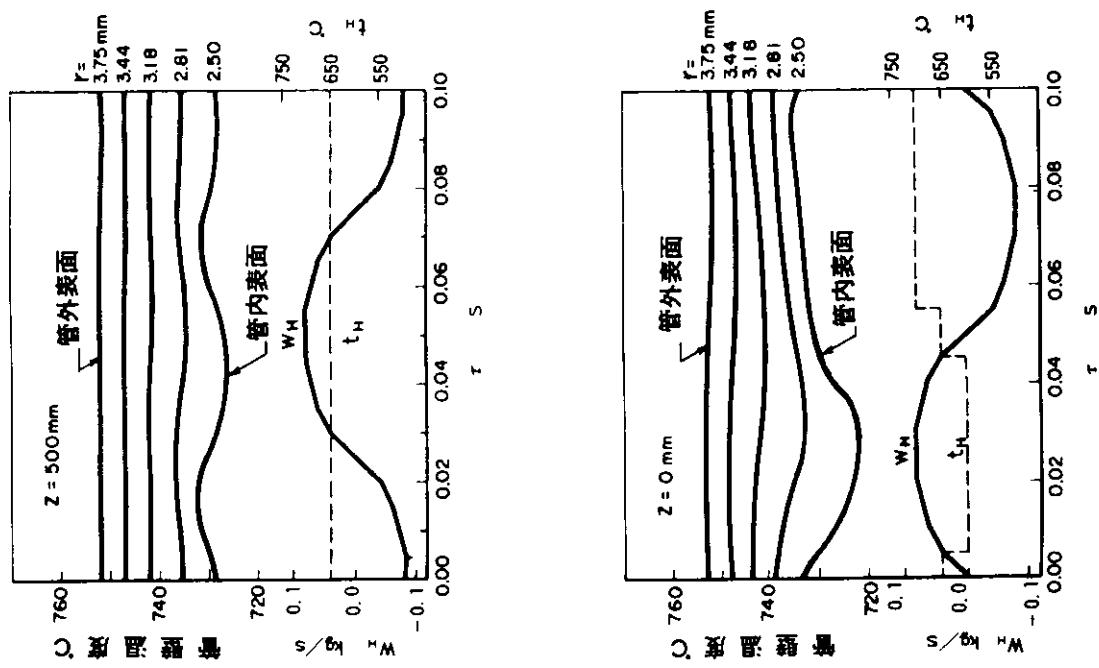


図 3.4.4 加熱管管壁温度

### 3.5 耐熱材料に関する検討 (1)

#### 3.5.1 加熱器用耐熱材料の問題点

スターリング機関において耐熱材料の使用が必要な場所は多いが、こゝでは熱交換器、特に加熱器に適用される耐熱材料の問題点について述べる。

加熱器において高溫にさらされ、材料選定が問題視されるところは加熱管、加熱管付着フィンであり、この他にシリンドヘッドおよびヘッダとの取付方法についても問題が多い。

加熱管材料に関する問題はスターリング機関の成否を決定するものとして重要である。すなわち加熱管は内部に150%、690°Cの作動ガスが流れ、外部は最高2000°Cに近い燃焼ガスにさらされるため、メタル温度は、余裕をみればガス上流側で最高850°Cまでは上昇すると考えられる。また、加熱管は効率向上の面からできるだけ細管であることが好ましく、この点からも現有の耐熱材料の選定は制約をうける。加熱管材料に要求される特性をまとめると、約850～900°Cまでの高温強度、耐酸化性、燃焼ガス、付着灰に対する耐食性、細管加工性である。加熱管の使用条件からステンレス系の材料は高温強度および耐酸化、耐食性の点で10<sup>2</sup>時間以上の使用は困難と考えられる。現在のところ適用可能な材料としてはニッケル基合金が有望であるが、ニッケル基合金の場合でも燃焼灰によるSアタックが心配されるので、薄肉管の場合には長時間の使用は難しい。したがって、メタル温度が高くなる場合には、燃焼灰による腐食を防止する必要がある。重油燃焼灰による腐食を防止する一般的な方法として、クロムメッキ、クロマイジング処理などの表面処理あるいは燃焼灰の融点上昇のための添加剤（例えは水酸化マグネシウム）の使用が考えられるが、表面処理でも皮膜が剥離するまで使用時間が延長されるだけで長時間の効果は期待できない。また、添加剤使用によって付着灰の融点を上昇させる方法でも腐食速度が低下するのみで完全な防止策とはならない。したがって、当面は適切な高温腐食法が明確になるまで燃料の管理が必要と考えられる。

今後、加熱管のメタル温度が上昇し、現有の金属材料の使用範囲を超える場合にはセラミックス管の適用も考えなければならない。しかしながら、セラミックスの場合、細管の加工は現在の技術で可能であるが、耐熱衝撃性、金属との接合、強度について不安がある。

加熱器付着フィンは強度部材ではないが、最高2000°C近くのガスにさらされるので、加熱管による冷却もあるが、そのメタル温度は加熱管よりもさらに高くなる。この場合も、加熱管と同様に焼損に耐えるに十分な耐酸化性と耐食性が要求される。現在のところ、最高1100°Cまでであれば、SUS 310SあるいはハステロイXなどの材料が使用可能である。したがって、構造面の検討によりメタル温度を最高1100°Cまでに抑える必要がある。ただし、長時間の使用に対しては加熱管と同様に腐食防止策をとらなければならない。

ところで、フィンの場合加熱管への取付けが必要であるが、フィンおよび加熱管とも薄肉のため通常の溶接は困難であるので、ろう接を考えなければならない。この場合、できるだけ高融点のろう材を用い、ろう接部の温度も極力下げるようとする必要がある。また、ろう材の高温腐食についても検討が必要である。

構造上、加熱管とシリンドヘッドおよびヘッダとの結合が必要である。現在のところ取付方法としてろう接が考えられるが、この場合、150%のシールが長時間安定して可能であるか検討を要しよう。ろう接以外の方法として加熱管の抜管、シール溶接を検討する必要がある。

#### 3.5.2 各種耐熱材料の高温強度

前述のようにスターリング機関に使用される耐熱材料で特に高温強度が要求されるのは加熱管であるが、高温強度の面からの要求特性としてはメタル温度750～800°C、内圧150%で耐用寿命10<sup>4</sup>時間である。現在のところ候補材料としてはハステロイX、マルチメット、インコロイ800、インコネル600などが考えられるが、

(8)  
表 3.5.1 各種耐熱材料の特性

特 性		マルチメット	ハステロイ X	インコロイ 800	インコネル 600
化 学 成 分 (%)	G	0.15	0.10	0.04	0.04
	Mn	1.5	0.5	0.75	0.2
	Si	0.5	0.5	0.35	0.2
	Cr	21	22	20.5	15.8
	Ni	20	Bal	32.0	76.8
	Co	20	1.5	-	-
	Mo	30	9	-	-
	W	2.5	0.6	-	-
	Cb	1.0	-	-	-
	Fe	Bal	18.5	46.0	7.2
そ の 他		0.15N	-	-	-
比 重		8.20	8.23	8.02	8.43
融 点 (°C)		1288~1354	1260~1355	1357~1385	1371~1427
弹性率 × 10 <sup>3</sup> (kg/mm <sup>2</sup> )	RT	20.5	20.2	20.0	22.0
	200°C	19.4	19.0	19.0	21.4
	400	18.0	17.4	17.4	20.0
	600	16.4	16.2	16.0	18.6
	800	14.8	14.4	14.4	16.8
	900	13.8	13.6	13.2	16.0
热 伝 導 率 × 10 <sup>-3</sup> (cal·cm/cm <sup>2</sup> ·sec·°C)	RT	29.0	21.0	27.0	35.0
	200	35.0	30.0	35.0	41.0
	400	41.0	38.5	42.0	48.0
	600	47.5	49.0	49.0	56.0
	800	54.0	56.5	57.0	64.0
	900	55.5	61.0	62.0	68.5
热 膨 张 率 (× 10 <sup>-6</sup> / °C)	100	14.0	13.8	13.3	13.3
	200	15.3	14.1	15.7	13.8
	400	15.5	14.5	16.4	14.5
	600	16.7	15.2	17.0	15.2
	800	17.6	15.9	17.9	16.1
	900	17.9	16.2	18.5	16.5
常温引張性質	0.2%耐力 (kg/mm <sup>2</sup> )	40.8	36.6	20.0	25.3
	引張強さ (kg/mm <sup>2</sup> )	83.0	80.2	53.0	63.3
	伸 び (%)	4.0	4.3	5.2	4.7

まずこれらの材料の物性値を表3.5.1にまとめて示す。いずれもニッケル基合金であるために鉄基合金にくらべて比重が大きく、融点が低い。また、弾性率および熱伝導率はインコネル600が最も大きく、他はほぼ同程度の値を示す。熱膨張率はインコネル600およびハステロイXがフェライト鋼と同程度の比較的低い値を示す。これらの特性値は材料選定に必要な判断資料の一つである。

高温強度特性としては高温引張強さおよびクリープ破断強度が重要であるが、スターリング機関の加熱管では高温での長時間耐久性が材料選定で問題となるので以下には、クリープ破断強度について述べる。図3.5.1は上記4種の材料のクリープ破断強度を比較したものであるが、900°C程度まではマルチメットが最も大きな強度を有している。

しかし、さらに高温長時間側ではハステロイXと同程度である。インコロイ800およびインコネル600は前2者よりは強度が低くなっているが、使用条件によっては十分実用可能である。このように高温強度の面から材料選定を行なえば、マルチメットあるいはハステロイXなどが有利であるが、耐食性および管の製造性、加工性についても十分な検討が必要である。

### 3.5.3 各種耐熱材料の耐酸化性および高温腐食性

#### (1) 耐酸化性

加熱管およびそれに付着するフィンの曝される環境は燃焼ガス雰囲気であるが、ここに使用される材料の耐熱性を知り、その使用限界温度を推定するためにも耐酸化性は重要である。図3.5.2は18Cr-8Ni鋼以上のニッケル基合金を含む高合金の断続加熱した場合の耐酸化性を示すが、これをみても前に述べた候補材料はすべて耐酸化性がすぐれていることが分る。すなわち、長時間の加熱冷却の繰返しによっても酸化皮膜の成長あるいは剥離脱落がほとんどない。ところで、材料の耐酸化使用限界温度を推定するためには、温度と酸化速度との関係を知り、一定の酸化速度を示す温度を求めなければならないが、加熱管は原管の内厚がもともと薄いので酸化速度を小さく抑えるためには通常の耐酸化限界温度（例えば0.2mm/yearの酸化速度を示す温度）

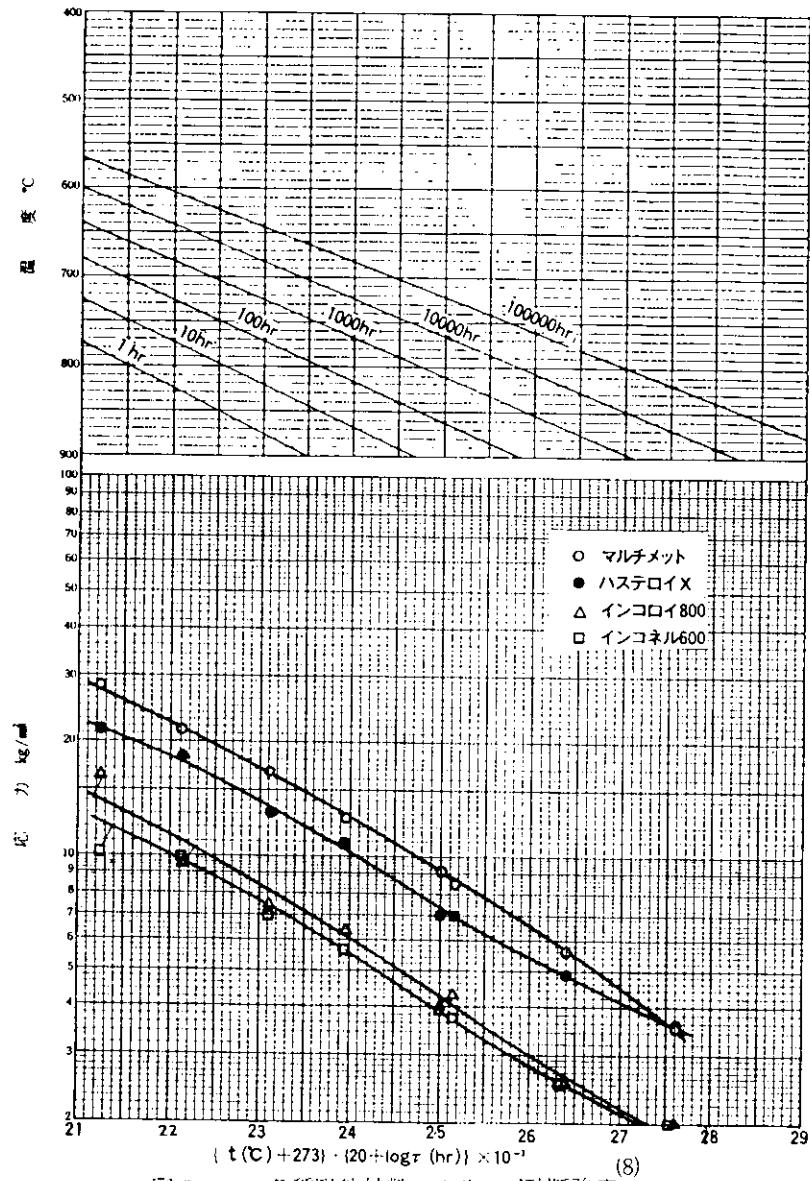


図3.5.1 各種耐熱材料のクリープ破断強度

よりもかなり低い温度を限界値とする必要がある。

フィン材として使用する場合を考えても、後述の高温腐食も考慮して、SUS310SあるいはハステロイXで約1100°Cが最高使用限界温度と考えられる。

## (2) 高温腐食性

スター・リング機関の燃料は経済性を考慮し、最終的には重質の重油が使用されると考えられるが、重油燃焼灰による腐食速度は酸化速度にくらべて著しく大きく、また、材料によっては局部的な腐食が発生して加

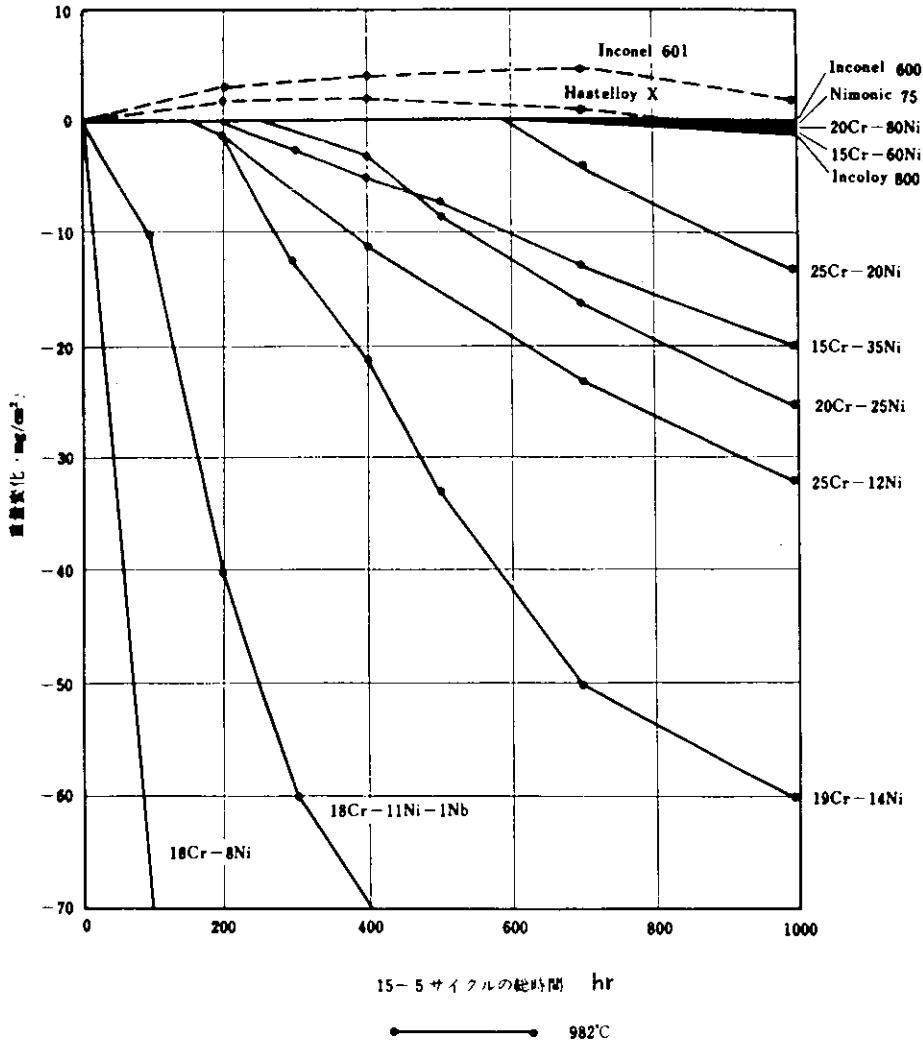


図 3.5.2 Fe-Cr-Ni 合金の断続加熱による耐酸化性  
(15 分加熱 - 5 分空冷)

(8)

熱管であれば作動ガスの洩れが起るなど重大な事故を発生させる原因となる。特に加熱管は薄肉であるために腐食による貫通は容易に起ると考えられる。したがって、適切な腐食防止策あるいは耐食材料の採用を考えなければならないが、現在のところ、数mmの肉厚の加熱管を重油燃焼ガス中で使用して十分な耐久性を保証することは難しく、当面はできるだけ腐食性のない燃料を使用して試験を実施するのが望ましい。

重油燃焼灰による腐食現象は複雑であり、現在十分に解明されていないが、ボイラ、ガスタービンなどにおける高温腐食現象を例にスター・リングエンジンの加熱管およびフィンに使用が考えられる材料の腐食とその対策を検討することができる。

重油を燃焼させた場合、その中に含まれるバナジウム、ナトリウム、硫黄を主成分とした低融点灰分が生成し、それが、金属表面に付着した場合、著しい腐食が生じ、その腐食速度は大きいものである。ところで、ニッケル基合金では合金主成分であるニッケルが硫黄分と化合しやすいためにサルファアタックと呼ばれる特徴のある高温腐食が発生しやすい。したがって、前述の候補材料においてもこのような腐食が起ることは予想される。また、重油燃焼灰中には硫化物、酸化物およびその化合物が存在し、これらは大部分が600°C～900°Cに融点があるため、この温度域では特に腐食性が著しい。SUS310SをC重油燃焼ガス中で腐食試験

(9) した例では870°C付近で腐食量が最大となり、燃焼灰の融点と関連があることが知られている。しかし、同じ燃料を使用しても材料によってはコバルト基合金(X-45)のように温度の上昇にともなって腐食量が増大する例もあり、燃料の種類と材料の種類によって腐食現象が異なることが分る。したがって、スターリング機関の加熱管およびフィンに使用する材料について、最終的には腐食試験を実施し、その腐食傾向を定量的に知って、適切な設計を行なう必要がある。また、腐食防止策としては材料の面から表面処理(例えば、クロムメッキ、クロム浸透処理、アルミニウム浸透処理)が、また、燃料の面からは付着灰の融点上昇による腐食性の低減を目的とした添加剤(例えば、水酸化マグネシウム)の使用が考えられるが、いずれも候補材料に対する効果は確認されておらず、試験が必要である。

### 3.6 加熱器の強度に関する検討 (1)

#### 3.6.1 加熱器の強度上の問題点

加熱管はその内側に690°C、150%の作動ガスが流れしており、そのため、内圧による応力が発生する。また、管断面上の温度は、燃焼ガス流に対向する側とその反対側とで異なる。したがって、管断面平均温度より温度の高い部分には圧縮応力、温度の低い部分には引張応力が生じる。さらに、内側の加熱管と外側の加熱管の温度が異なることによって生じる伸び差を吸収するために起こる熱応力がある。

加熱管は高温で使用されるので、これらの応力は加熱管にクリープを生じさせ、使用時間の経過とともに、やがては破損に至る可能性もあり、検討が必要である。また、冷態時から起動して規定の圧力、温度となり、停止によって再び冷態に戻る過程では応力も変動するので、その繰返しによる疲労の可能性もあり、この検討も必要である。

#### 3.6.2 温度分布の推定

##### (1) 内側の加熱管

図3.6.1はもっとも熱流束の高い部分における加熱管断面の温度分布の計算結果を示す。計算には差分法による円筒形物体の温度分布計算プログラムを使用した。計算条件は表3.6.1に示されている。図(a)はCASE 3を示し、crown pointから±13.45°の範囲でふく射熱をうける。もっとも温度の高いcrown pointの外側で811°C、内側で770°C、平均で791°Cである。また、管内側の平均熱流束は $29.8 \times 10^3 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ である。(b)はCASE 5を示し、crown pointの外側で774°C、内側で747°C

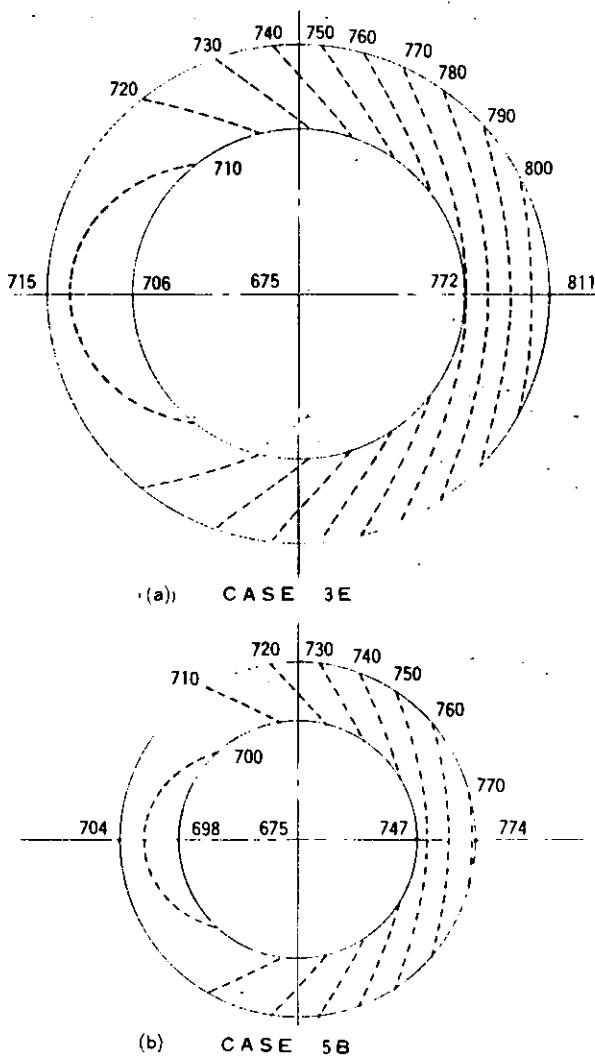


図3.6.1 内側加熱管の温度分布(単位: °C)

表 3.6.1 加熱管温度分布計算データ

	ケーネス	CASE 3E	CASE 5B
管材料	ハイテロイ X マスチロイ X		
$d_0$ mm	10.5	7.5	
$d_i$ mm	7.0	5.0	
$t_H$ °C	675	675	
$a_{II}$ Kcal/m <sup>2</sup> h°C	5000	6620	
$\lambda_t$ Kcal/m <sup>2</sup> h°C	1.96	1.96	
内側管	$q_p$ Kcal/m <sup>2</sup> h $(t_{gI} + t_{gII})/2$ °C	$3.65 \times 10^3$ 1800	$3.65 \times 10^3$ 1800
$a_{gI}$ Kcal/m <sup>2</sup> h°C	6.14	5.90	
フィン材料	SUS 310S	SUS 310S	
$b_f$ mm	1.90	1.35	
$s_f$ mm	2.5	2.5	
$\delta_f$ mm	1.0	1.5	
付管	$t_{gII}$ °C	1850	1850
$a_{gII}$ Kcal/m <sup>2</sup> h°C	3.00	4.13	
$\lambda_f$ Kcal/m <sup>2</sup> h°C	2.36	2.36	

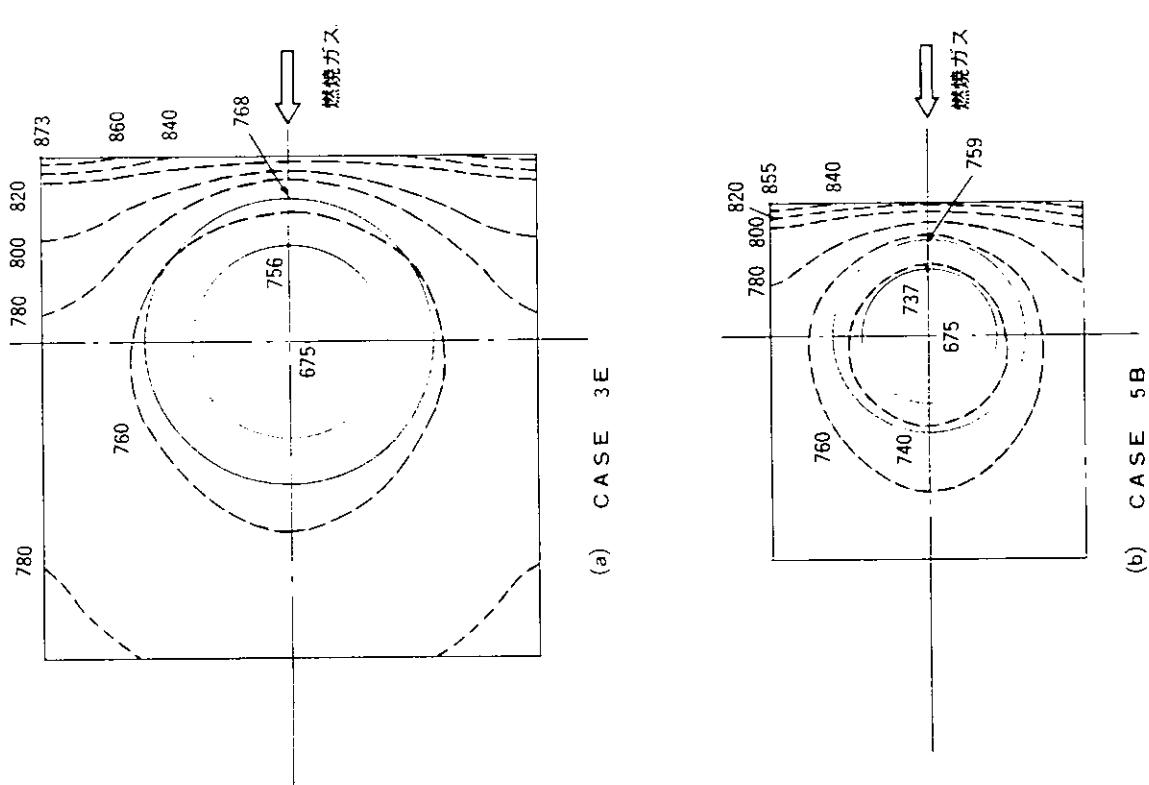


図 3.6.2 フィン付加熱管の温度分布(単位: °C)

平均で761°Cとなっており、また、管内側の平均熱流束は $292 \times 10^3 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ である。

対流伝熱量は管のまわりで一様として計算されているが、実際には、ガス温度も熱伝達率も分布をもっており、crown側は計算結果よりもさらに厳しくなる可能性がある。

#### (2) 外側の加熱管—フィン付管

図3.6.2にもっとも燃焼ガス温度が高い部分におけるフィン付加熱管の温度分布を示す。計算には有限要素法による2次元のフィン付管特性計算プログラムを使用した。計算条件は表3.6.2に示されている。図の(a)はCASE 3Eを示し、フィンの最高温度は873°Cとなっている。また、管内側の平均熱流束は $228 \times 10^3 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ である。(b)はCASE 5Bを示し、フィンの最高温度は855°C、管内側の平均熱流束は $261 \times 10^3 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ となっている。

したがって、強度をもたなくてよいフィンは、一応、高温腐食に強いSUS系材料で成立つものと判断される。

この計算では、燃焼ガスの流れに沿うガス温度の変化は考慮されている。しかし、熱伝達率は一様と仮定しているので、実際には熱伝達率の大きいフィン先端部の温度はもう少し厳しくなる可能性がある。なお、2次元の計算であるため、管の部分の熱コンダクタンスの補正は行われているが、管表面部分からの対流伝熱量は省略されている。ただし、その大きさは対流伝熱量全体の10%以下である。

### 3.6.3 加熱管の応力解析

#### (1) 内圧による応力

チューブを厚肉円筒と考えると、内圧が作用するときの任意の半径rにおける応力は次の式で表わされる。

半径方向応力

$$\sigma_r = - \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( \frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right) \quad (3.6.1)$$

周方向応力

$$\sigma_\theta = \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( \frac{r_2^2}{r^2} + 1 \right) \quad (3.6.2)$$

軸方向応力

$$\sigma_z = \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.6.3)$$

ここで p : 内圧  $\text{Kg/m}^2$        $r_1$  : 管内半径  $\text{mm}$        $r_2$  : 管外半径  $\text{mm}$

表3.6.2 加熱管応力計算データ

ケース	CASE 3E	CASE 5B
管 材 料	ハステロイ X	ハステロイ X
$r_2 \text{ mm}$	52.5	37.5
$r_1 \text{ mm}$	3.5	2.5
I $\text{mm}^4$	478.8	124.6
E $\text{Kg/mm}^2$	$1.47 \times 10^4$	$1.48 \times 10^4$
$\alpha \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	$1.58 \times 10^{-5}$	$1.57 \times 10^{-5}$
$\ell_1 \text{ mm}$	7.0	7.0
$\ell_2 \text{ mm}$	48.0	48.0
R $\text{mm}$	2.0	2.0
$\ell_4 \text{ mm}$	52.0	52.0
$\theta \text{ deg}$	45	45
$t_a \text{ }^\circ\text{C}$	811	774
$t_b \text{ }^\circ\text{C}$	772	747
$t_c \text{ }^\circ\text{C}$	706	698
$t_d \text{ }^\circ\text{C}$	715	704
$t_{Im} \text{ }^\circ\text{C}$	752	731
$t_{IIm} \text{ }^\circ\text{C}$	755	743

## (2) 管断面内温度差による応力

管断面の温度分布は温度計算によると図 3.6.3 に示すようになる。

いま、管にこのような温度分布が生じたとき、管の曲がりがないと仮定すれば、管軸方向の熱応力は断面の平均温度と任意の点の温度との差によるものとして計算することができる。

断面平均温度は

$$t_m = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} t(r, \theta) dr r d\theta}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} \quad (3.6.4)$$

ここで  $t(r, \theta)$  : 温度分布函数

熱応力は

$$\sigma_{thZ} = -E\alpha(t - t_m) \quad (3.6.5)$$

ここで  $E$  : 断弾性係数  $\text{kg/mm}^2$        $\alpha$  : 線膨張係数  $\text{C}^{-1}$

$t$  : 任意点の温度  $\text{C}$

なお、この温度分布によっては周方向、半径方向の応力は殆んど生じないので無視できる。

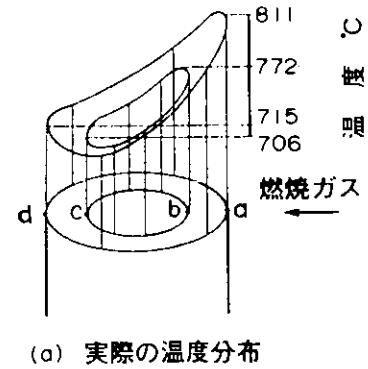
## (3) 内側の管と外側の管との温度差による応力

この応力は、チューブを図 3.6.4 に示すような分割した梁にモデル化して解くことによって求められる。今、チューブの A 点に不静定力  $P$  と不静定モーメント  $M$  を仮定し、これらの力とモーメントによる A 点の Y 方向変位を内側の管と外側の管との伸び差に等しく、また、Z 軸回りの回転角を零とおいて、 $P$  と  $M$  に関する連立方程式を作る。これを解いて  $P$  と  $M$  を求めれば、チューブのモーメント分布を得ることができる。

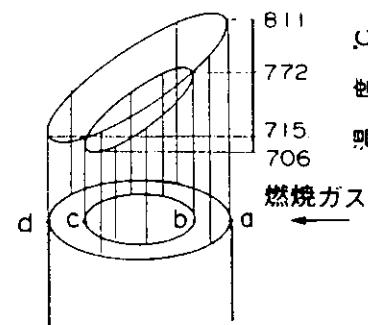
計算の結果、 $P$  及び  $M$  は次のようなになる。

$$P = EI\alpha(t_{I'm} - t_{II'm})(\ell_1 \cos \theta + \ell_2 + R) / [(\ell_1^2 \cos^2 \theta - (\frac{\ell_1}{3} + \ell_2 + \pi R + \ell_4) + 2\ell_1 R \cos \theta (\pi R + 2\ell_4) + R^2 (\frac{3\pi}{2} R + 4\ell_4)) - (\ell_1 \cos \theta (\frac{\ell_1}{2} + \ell_2 + \pi R + \ell_4) + R(\pi R + 2\ell_4))^2] / (\ell_1 + \ell_2 + \pi R + \ell_4) \quad (3.6.6)$$

$$M = \frac{\ell_1 \cos \theta (\frac{\ell_1}{2} + \ell_2 + \pi R + \ell_4) + R(\pi R + 2\ell_4)}{\ell_1 + \ell_2 + \pi R + \ell_4} P \quad (3.6.7)$$



(a) 実際の温度分布



(b) 直線近似温度分布

図 3.6.3 加熱管の温度分布形状

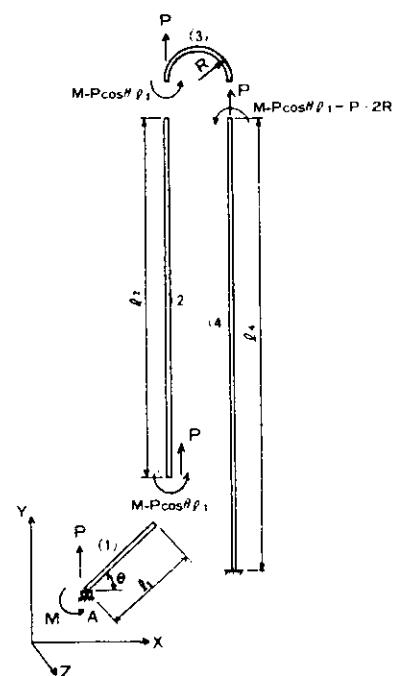


図 3.6.4 加熱管のモデル化

ここで  $\ell_1, \ell_2, R, \ell_4, \theta$  : 図 3.6.4

I : チューブの断面二次モーメント  $\text{mm}^4$

$t_{Im}$  : 内側の管の断面平均温度 °C

$t_{Um}$  : 外側の管の断面平均温度 °C

最大モーメントは A 点に発生し、したがって曲げモーメントは(3.6.7)式で表わされる。

#### (4) 応力計算

(1)、(2)、(3)で述べた手法により応力の計算を行った。計算に用いたデータを表 3.6.2 に示す。応力計算の結果を表 3.6.3 に示す。応力計算は熱負荷が高く応力的に厳しいと考えられる内側の管についてのみ行った。なお、計算を簡単にするため管の a、b、c、d 点の温度だけを用いて、図 3.6.3(b)に示すような直線近似温度分布を考えた。

表 3.6.3 応力計算結果

(単位  $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

ケース	応力の種類	荷重	位置			
			a	b	c	d
CASE 3E	半径方向応力	A	0	-1.5	-1.5	0
		B	-	-	-	-
		C	-	-	-	-
	周方向応力	A	2.4	3.9	3.9	2.4
		B	-	-	-	-
		C	-	-	-	-
	軸方向応力	A	1.2	1.2	1.2	1.2
		B	-13.69	-4.64	10.65	8.40
		C	-0.28	-0.19	0.19	0.28
CASE 5B	半径方向応力	A	0	-1.5	-1.5	0
		B	-	-	-	-
		C	-	-	-	-
	周方向応力	A	2.4	3.9	3.9	2.4
		B	-	-	-	-
		C	-	-	-	-
	軸方向応力	A	1.2	1.2	1.2	1.2
		B	-10.02	-3.59	7.85	6.29
		C	-0.60	-0.40	0.40	0.60

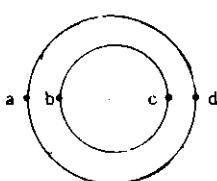
#### 荷重

A : 内圧

B : 断面内温度差

C : チューブ間温度差

→  
→  
→  
→

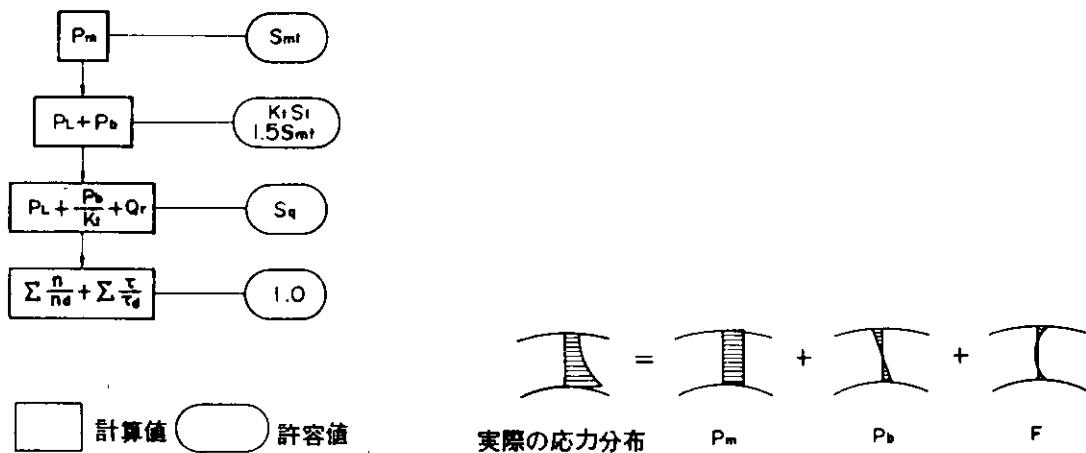


### 3.6.4 加熱管の強度評価

#### (1) 弾性解析による強度評価

3.6.3で求めた応力について強度評価を行う。強度評価法はASMEが高温の原子力機器を対象として制定しているASME Boiler and Pressure Vessel Code Case 1592-10<sup>10</sup>に示される弾性解析に基づくものに準拠する。Codeに示される強度評価のホッパー線図を図3.6.5に示す。

強度評価に当っては、まず計算した応力をCodeの分類にしたがって分ける必要がある。以下に応力の分類について概略説明する。



$P_m$  : 一般一次膜応力 荷重制御型の応力のうち、図3.6.6の $P_m$ に示すように断面に一様に分布する成分

(例) 内圧による周方向応力の一様分布成分、内圧による軸方向応力など

$P_L$  : 局部一次膜応力 荷重制御型の応力のうち、構造不連続部に生じる断面一様分布成分  
(例) 加熱管による該当箇所なし

$P_b$  : 一次曲げ応力 荷重制御型の応力のうち、図3.6.6の $P_b$ に示すように断面の団心から比例的に直線分布する成分

(例) 内圧による周方向応力の直線分布成分など

$Q$  : 二 次 応 力 変位制御型の応力のうち、断面一様分布成分と、断面直線分布成分を加えたもの

(例) 热応力

$F$  : ピーク応力 図3.6.6の $F$ に示すようにある点の応力から $P_m$ 、 $P_L$ 、 $P_b$ 、 $Q$ を差し引いた残りの応力

(例) 内圧による周方向応力から $P_m$ と $P_b$ を差し引いた応力

これにしたがって分類した応力を表3.6.4に示す。

次に図3.6.5のホッパー線図にしたがって強度評価を行う。強度評価にはCodeの規定により、最大主応力と最小主応力の差をとった応力強さを用いる。なお、強度評価法の詳細な説明は非常に長くなるのでASME Codeに譲り、こゝでは関連のあるものだけについて説明する。

$P_m$  の許容値  $S_{mt}$  は  $S_t$  と  $S_m$  の小さい方の値で加熱管の場合  $S_t$  は最終的には  $\tau$  時間でクリープ破断する応力で決まり、図 3.6.7 に示す  $S_t$  曲線群のうちのひとつである。今回はとりあえず  $\tau = 50000$  Hr の曲線を用いた。また、 $S_m$  は降伏強さと引張強さとに依存し、図 3.6.7 から求められる。

$P_L + P_b$  の許容値は  $K_t S_t$  と  $1.5 S_{mt}$  の小さい方の値であるが、加熱管の場合は  $S_{mt} = S_t$  であり  $K_t = 1.25$  であるから  $K_t S_t$  となる。 $K_t S_t$  は  $\frac{2}{3} \sigma_R$  曲線を 1.25 倍した応力である。なお  $P_L$  の中には  $P_m$  も含めて考える。

$P_L + P_b / K_t + Q_r$  の評価は  $(P_L + P_b / K_t) / S_y$  を X、 $Q_r / S_y$  を Y として Code に規定された 3 種のテストを行う。加熱管の場合は  $X + Y \leq 1.0$  を満足する。これは  $S_q$  を  $S_y$  とったことに等しい。 $S_y$  も図 3.6.7 に示されている。

最後に損傷の評価であるが、これには疲労損傷とクリープ損傷がある。まず、疲労損傷は、 $P_m + P_b + Q + F$

に対する許容繰返し数  $N_d$  を図 3.6.8 の設計疲労曲線から求め、実際の繰返し数  $n$  を  $N_d$  で割る。次にクリープ損傷は  $S_K = P_L + P_b + Q$  を求め、次いで  $S_K / a_9$  に対するクリープ破断時間  $\tau_d$  を図 3.6.9 のクリープ破断曲線から求め実際の使用時間  $\tau$  を  $\tau_d$  で割る。荷重状態が複数個ある場合には  $n / N_d, \tau / \tau_d$  を各荷重状態について求め、損傷の和  $\sum^n / N_d + \sum^\tau / \tau_d$  が 1.0 以下でなければならない。

なお、強度評価に用いる温度は、疲労損傷の評価の場合は考えている点の局所メタル温度を用いるが、その他の評価の場合はすべて板厚平均温度を用いる。表 3.6.5、表 3.6.6 は強度評価の結果を示す。CASE 3E の場合、2 次応力までの評価では b 点の  $P_L + P_b$  が許容応力を超えている他は、許容応力内にあり、加熱管の寿命はクリープ疲労損傷の評価で決まってくる。疲労損傷はいずれも許容繰返し数が  $10^4$  回をはるかに超えたところにあるのでほとんど零と考えてよいが、クリープ損傷が大きく、a 点のクリープ損傷によって寿命が決まってくる。CASE 5B の場合も全く同じ傾向を示し、加熱管の寿命は CASE 3E で 10 時間以下、CASE 5B で 125 時間である。ただし、これには次に述べるような問題点があるので、実際にはもっと寿命が長いはずである。クリープ損傷の大きい原因是 a 点が燃焼ガス流と向かい合っているために温度が高く、ク

表 3.6.4 応力の分類

(単位  $Kg/mm^2$ )

ケ ース	応力の分類	位 置					
		a	b	c	d		
C A S E 3 E	$P_m$	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120
		$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120	
		$\sigma_z$ 120	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120		
	$P_b$	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -
		$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -	
		$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -		
	$Q$	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -1897	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -
		$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -1897	$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -	
		$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -1897	$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -		
C A S E 5 B	$F$	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ .13	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ .13	$\sigma_z$ -
		$\sigma_\theta$ -.13	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ .13	$\sigma_z$ -	
		$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ -.13	$\sigma_z$ -		
	$P_m$	$\sigma_r$ -.75	$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120	$\sigma_r$ -.75	$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120
		$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120	$\sigma_r$ -.75	$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120	
		$\sigma_z$ 120	$\sigma_r$ -.75	$\sigma_\theta$ 300	$\sigma_z$ 120		
	$P_b$	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -.75	$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -
		$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -	
		$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ .75	$\sigma_\theta$ -.73	$\sigma_z$ -		
	$Q$	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -1062	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -
		$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -1062	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -	
		$\sigma_z$ -1062	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ -	$\sigma_z$ -		
	$F$	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ .13	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ .13	$\sigma_z$ -
		$\sigma_\theta$ .13	$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ .13	$\sigma_z$ -	
		$\sigma_z$ -	$\sigma_r$ -	$\sigma_\theta$ -.13	$\sigma_z$ -		

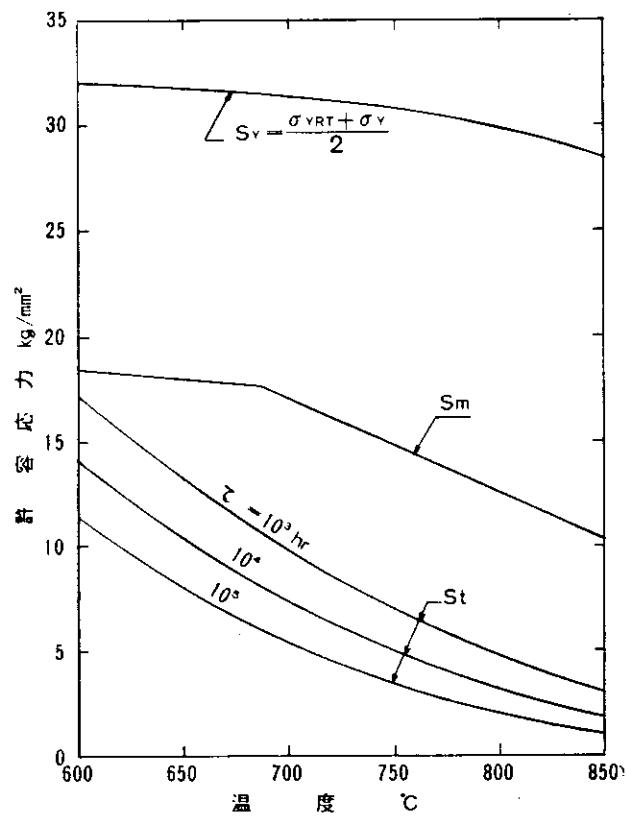


図 3.6.7 ハステロイ X の許容応力  
( $\sigma_B$ : 引張り強さ、 $\sigma_Y$ : 0.2% 耐力、 $\sigma_R$ : クリープ強さ)

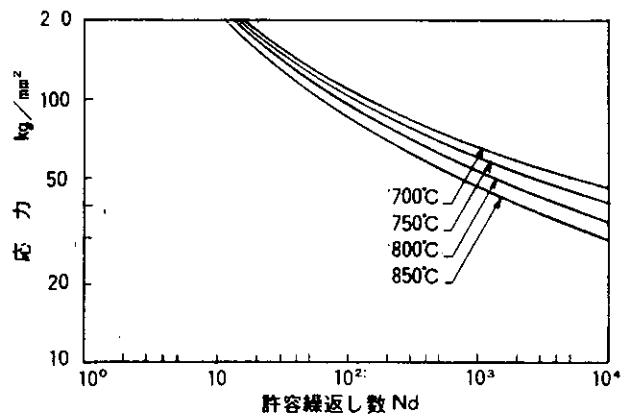


図 3.6.8 ハステロイ X の設計疲労曲線

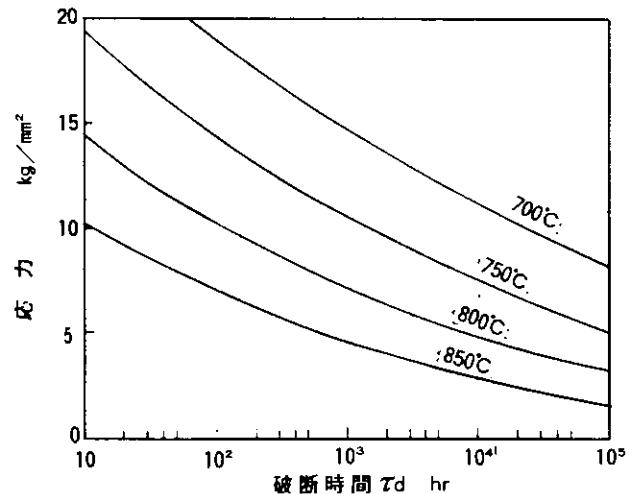


図 3.6.9 ハステロイ X の最小クリープ  
破断曲線

表 3.6.5 強度評価 (CASE 3E)

位置	温度 上段 $t_m$ 下段 $t_L$	1次応力強さの評価				弾性解析による歪制限の評価				クリープおよび疲労の評価				
		一般1次膜応力 $P_m$	Smt	評価 $P_L+P_b/Kt$	Kt · St	評価 $P_L+P_b/Kt$	Q	X	Y	X+Y	評価	最大主応力差 N/mm <sup>2</sup>	$Sk/\sqrt{0.9}$	$\tau d$
a	7.91 8.11	3.75 3.9	○ ○	2.27 4.88	○ ○	2.57 1.397	.086 .554	.468 ○	.554 ○	1.517 1.678	>10 <sup>4</sup> 1.678	<1.0		
b	7.91 7.72	3.75 3.9	○ ○	5.23 4.88	×	4.93 4.83	.164 .326	.162 ○	.326 ○	7.53 7.53	>10 <sup>4</sup> 8.22	6.50		
c	7.10 7.06	3.75 3.75	7.4 ○	5.23 9.25	○	4.93 1.084	.158 .349	.158 .507	.349 ○	1.854 1.854	>10 <sup>4</sup> 15.09	5.20	10以下	
d	7.10 7.15	3.75 3.75	7.4 ○	2.27 9.25	○	2.57 8.68	.082 .280	.280 .362	.362 ○	9.88 9.88	>10 <sup>4</sup> 11.04	6.400		

管材料：ハスティロイ X       $t_m$ ：板厚平均温度 $t_L$ ：局所メタル温度

表 3.6.6 強度評価 (CASE 5B)

位置	温度 上段 $t_m$ 下段 $t_L$	1次応力強さの評価				弾性解析による歪制限の評価				クリープおよび疲労の評価				
		一般1次膜応力 $P_m$	Smt	評価 $P_L+P_b/Kt$	1次膜応力+1次曲げ応力 Kt · St	評価 $P_L+P_b/Kt$	Q	X	Y	X+Y	評価	最大主応力差 N/mm <sup>2</sup>	$Sk/\sqrt{0.9}$	$\tau d$
a	7.61 7.74	3.75 5.1	○ ○	2.27 6.38	○ ○	2.57 1.062	.084 .351	.351 ○	.435 ○	1.182 1.299	>10 <sup>4</sup> 1.299	1.25		
b	7.61 7.47	3.75 3.75	5.1 ○	5.23 6.38	○ ○	4.93 3.99	.161 .133	.161 .294	.133 ○	6.69 6.69	>10 <sup>4</sup> 7.24	6.800	1.25	
c	7.01 6.98	3.75 3.75	7.9 ○	5.23 9.68	○ ○	4.93 8.25	.158 .266	.158 .424	.266 ○	1.095 1.095	>10 <sup>4</sup> 12.17	4.800		
d	7.01 7.04	3.75 3.75	7.9 ○	2.27 9.88	○ ○	2.57 6.89	.082 .224	.082 .306	.224 ○	8.09 8.09	>10 <sup>4</sup> 8.99	5 × 10 <sup>4</sup>		

管材料：ハスティロイ X       $t_m$ ：板厚平均温度 $t_L$ ：局所メタル温度

クリープ強度は低いのに熱応力は高いからである。したがって若干でも温度の低いCASE 5Bの方が寿命が長い。なお、管材料としてはマルチメットを用いれば、クリープに対する寿命は約10倍になるが、それでも寿命は実用上充分とはいえない。

## (2) 強度評価上の問題点

ここで熱応力について考えてみると、次の理由から非常にsevereな計算となっている。つまり、管の曲がりがないとすると熱伸びの拘束が大きくなるので熱応力は高く計算される。したがって、管の曲りを考えた応力解析を行えばこれらの影響が除去され、クリープ損傷は減少するものと考えられる。また、Codeでは、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、詳細な非弾性解析を行うよう規定している。弾性解析の評価はすべてを安全側に評価するので評価法自体がsevereなためである。したがって、非弾性解析によればさらに寿命を延ばすことが可能である。

以上述べたように詳細な弾性解析や非弾性解析による寿命予測の精度向上が今後検討されなければならないが、それとともに伝熱設計面でメタル温度をもっと引き下げる検討も平行して行う必要があろう。

## 3.7 熱交換器基礎試験の計画

### 3.7.1 試験計画の概要

熱交換器の性能計算あるいは構造強度計算には、作動ガス側の熱伝達率と流動損失を知る必要があるが、スターリング機関用熱交換器の特徴は、作動ガスがその流動方向と流量が周期的に変り、さらに圧力も大巾に変化する交番流（非定常流）であることである。このような状態における伝熱流動現象について、これまでに発表された文献は極めて限られており、熱交換器の設計に役立つものは実際上ほとんどない。<sup>(11)</sup>たとえば、Martinelliは1サイクルのうちの半分だけが sine 状に変化する間欠的な流れについてサイクル平均流速に対する定常流の熱伝達と一致することを見出しているが、スターリング機関で必要な交番流での様子は分らない。また、流動損失については定常流の1.8倍になるというデータもあるが<sup>(12)</sup>、その適用範囲ははっきりしていない。

上述のような理由から、熱交換器の作動ガス側を対象にして、設計に必要なデータを得るために基礎的な試験が来年度以降に計画されている。以下、その概要を述べる。

試験の内容は、非定常流における基本的な伝熱現象あるいは熱交エレメントとしての性能を調べる非定常流熱伝達試験と、加熱器・再生器・冷却器を組合せた熱交換器全体の総合的性能を調べる非定常熱交性能試験に分けられる。

試験の条件は、実機と同じであることが理想ではあるが、それには実機をつくるのと変わらない困難な問題も出てくる。したがって、こゝでは理論的な取扱いで許容される範囲でできるだけ試験のやりやすいことを考慮して表3.7.1のような試験範囲を選んだ。

計測項目は周期（回転数）、加熱電力、テスコーションのメタル温度、作動ガス圧力、作動ガス温度、冷却水流量、冷却水温度である。作動ガスの圧力、温度は非定常であるから、それに適した計測方法が必要である。圧力については従来の技術で対応できるが、変化の速い温度については検出部の幾何学的な形状、寸法と耐久性に問題があり、予備試験によって適用の限界を見極める必要がある。

表3.7.1 热交換器基礎試験の範囲

作動ガス	ヘリウムおよび空気（または窒素）
系内圧力	最高 7.0 kg/cm <sup>2</sup> abs
ガス温度	最高 500°C
周期（回転数）	∞～0.06 sec (0～1000 rpm)
管内面熱流束	最高 $3 \times 10^6$ kcal/m <sup>2</sup> h

### 3.7.2 試験装置

試験装置全体のフローシートを図3.7.1に示す。試験装置の主要部は、周期的な非定常流を発生させる非定常流発生部、テストセクション部、それに冷却水系統等の補機部からなる。本年度はテストセクション部を除く部分の製作据付が完了している。図3.7.2は試験装置主要部の写真を示す。

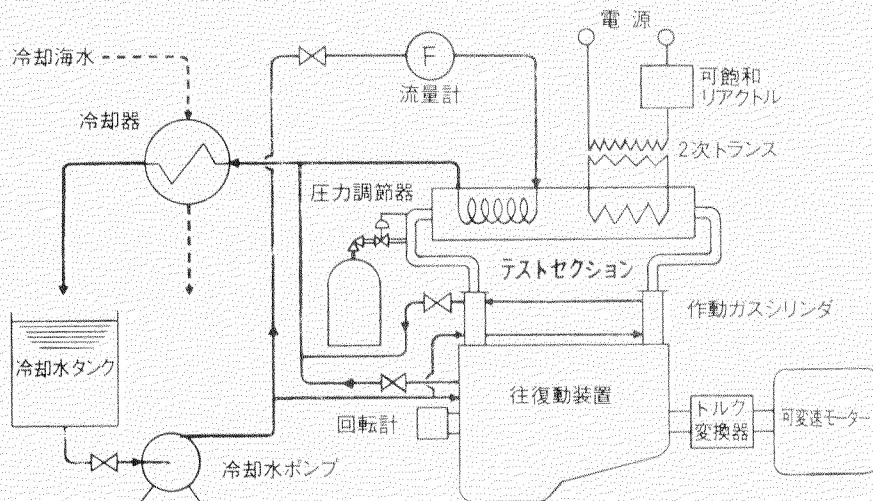


図3.7.1 試験装置全体フローシート

#### (1) 非定常流発生部

この部分では、2つのピストンまたはプランジャによって作動ガスをテストセクションの中を往復させることにより、周期的な非定常流を発生させる。周期を変えずに作動ガスの流速を変化させるため、作動ガスシリンダの直径を変える方法（ストロークは一定）を取り、作動ガスシリンダとして次の3種類のものを用意した。

- (i) 直径／ストローク = 20 / 150mm
- (ii) 直径／ストローク = 30 / 150mm
- (iii) 直径／ストローク = 90 / 150mm

このうち(i)と(ii)はプランジャを動かす往復動装置としては、量産形ディーゼルエンジンの本体を流用した。すなわち、6気筒エンジンの両端のシリンダとピストンだけを用い、このピストンによって作動ガス用のピストンまたはプランジャを往復動させる。したがって、使用しない中間ピストンおよび連接棒と全シリンダの吸排気駆動系も取り外している。クラランク軸は中間で切断してカップリングによって接続しており、両端のピストンの位相はこのカップリングによって自由に変えることができる。往復動装置の駆動は可変速モータによって

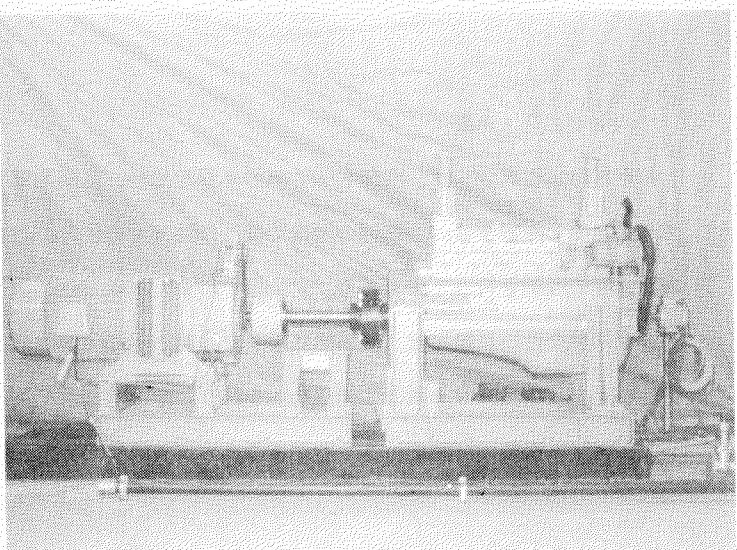


図3.7.2 試験装置主要部

行うが、モータとクランク 軸の 間にはトルク変換器が組み込まれている。

図 3.7.3 には非定常流発生部を示す。

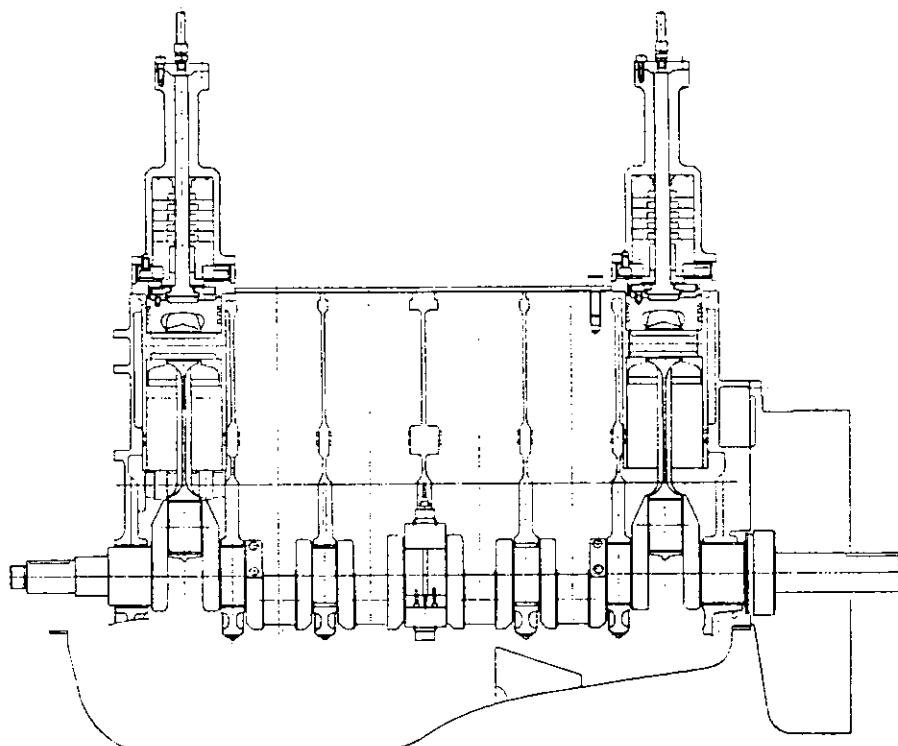


図 3.7.3 非定常流発生部

## (2) テストセクション部

非定常熱伝達試験には、内径 5 ~ 7 mm の単管を用い、直接通電加熱を行う。加熱部の両側には冷却器をおいて与えた熱を除去する。加熱部の両端では、作動ガスの圧力、温度の計測を行うとともに、加熱管の数ヶ所で表面温度の計測を行う予定である。

非定常熱交性能試験には、実験機関用熱交換器の 1/10 ~ 1/6 程度の部分モデルを用い、加熱器は直接通電加熱または電気ヒーターによる間接加熱を行う。冷却器は水冷式とする。主要部分での作動ガスの圧力、温度およびメタル温度の計測を行う予定である。

[ 参 考 文 献 ]

- (1) スターリング機関研究開発報告書、運輸省船舶局(1977)
- (2) 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
- (3) C. E. Jones et al., Temperature-Distribution Patterns in Furnace-Wall Tubes, ASME paper 62-WA-131
- (4) 甲藤好郎、伝熱概論、養賢堂(1964), P. 153
- (5) 伝熱工学資料改訂3版、日本機械学会(1975), P. 200
- (6) 同 上 , P. 154
- (7) 同 上 , P. 28
- (8) 耐熱合金データ集、三菱金属技術資料M.H-1
- (9) 石橋英一他、C重油燃焼ガスによる高温腐食 日本機械学会誌、73巻(1970), 615号, P. 547
- (10) ASME Boiler & Pressure Vessel Code Case 1592-10(1977)
- (11) R. C. Martinelli et al., Heat Transfer to a Fluid Flowing Periodically at Low Frequencies in a Vertical Tube, Trans. ASME, Vol. 65(1943), P. 789
- (12) D. W. Kirkley, A Thermodynamic Analysis of the Stirling Cycle and a Compression with Experiment, SAE paper 949B(1965)

## 4 実験機関全体計画

### 4.1 研究の概要

船用スターリング機関研究開発における設計研究の目的は目標とするスターリング機関の開発に関する技術的問題点を明らかにするための実験機関の基本設計及び詳細設計をすることである。そのためには全体構造及び構成要素に関する技術的検討を行なう必要があるが、スターリング機関にとってこれらを実施するには余りにもデータが乏しい。従って熱サイクル計算方式及び構成要素それぞれの研究と共同歩調をとり、充分なる連携をもって実施しなければならない。

昭和52年度における研究は、昭和51年度にスターリング機関研究開発専門家会議において設定された開発目標機関について、その概略構造を検討し、次に各研究の出発点となる実験機関の諸元についての基礎的調査を行なった。研究実施項目は

- (1) 実験機関1次の主要目設定
- (2) 各構成要素諸条件の設定

である。

(1)に関しては、まずははじめに実験機関1次の具体的な諸元を基準要目として設定し、次にそれら諸元の性能に及ぼす影響をシュミットサイクル及び文献により検討し、実験機関1次の主要目を設定した。この内容は4.4に述べられている。

(2)に関しては、スターリング機関の主構成要素である各熱交換器、シール装置、制御機構及び燃焼器に関し、具備すべき条件について調査し、各構成要素諸元について検討し、一応の条件設定を行なった。この内容は4.5に述べられている。

以上の成果として、実験機関に関する今後の研究についての条件及び留意すべき点は明らかとなった。しかし、具体的諸数値については資料も乏しく、性能に関することはほとんどシュミットサイクルにより行なった。又一部文献を参考として検討したが、その文献もすべて小形スターリング機関に関するものであった。しかし、次年度以降は各研究の成果が期待でき、具体的な詳細検討ができる予定である。

### 4.2 開発目標機関

#### 4.2.1 開発目標機関の概要

船用スターリング機関は世界的にも研究が進められておらず、研究開発にあたってはまずその技術的問題点を明らかにしなければならない。そのためには船用機関として実用に供し得る「開発目標機関」をあらかじめ設定しておく必要がある。以上の趣旨によりスターリング機関専門家会議において船用機関としての基本的要件を調査し、開発目標機関の基本的要目として表4.2.1の如く決定された。<sup>(1)</sup>

表4.2.1 開発目標機関基本的要目<sup>(1)</sup>

出 力	800 PS
回 転 数	720 r pm
気筒数及び配列	4気筒直列型
出力取出機構	クランク形式(複動)
燃 料	重油
作 動 流 体	ヘリューム又は水素
密 封 方 式	スライディングシール方式
総 合 効 率	36~40%

#### 4.2.2 開発目標機関概略設計

スター・リング機関は燃焼器の配置と構造によりほぼその形状が決定される。従って燃焼器・加熱器の配置・構造の代表として

- (i) 立形円筒加熱器
- (ii) 横形円筒加熱器
- (iii) 横形MAN方式加熱器
- (iv) ヒートパイプ方式加熱器

の4方式について表4.2.1の要目に従った開発目標機関の概略設計を行ない、それぞれの方式において各構成要素、主として燃焼器、熱交換器類の全体的配置の検討ならびにその結果生じる各構成要素の問題点について調査した。各方式の概念図を図4.2.1～図4.2.4IC、又表4.2.2にはそれぞれについての問題点等を列記した。

表4.2.2 4方式概念図の問題点一覧

項目	(1)立形円筒加熱器	(2)横形円筒加熱器	(3)横形MAN方式加熱器	(4)ヒートパイプ方式加熱器
設計上の問題点	<ul style="list-style-type: none"> <li>(i)シリンダヘッドへの火炎輻射が大である。</li> <li>(ii)全高が大となる。</li> <li>(iii)作動流体の気筒間配管に1気筒ピッチと2気筒ピッチがあり、気筒毎の均一性を図る必要がある。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>(i)加熱管1本毎の均一性を図るための配置構造が複雑となる。</li> <li>(ii)燃焼器・加熱器・シリンドラヘッド一体構成となり分解・組立が困難。</li> <li>(iii)作動流体の気筒間配管に1気筒ピッチと2気筒ピッチがあり、気筒毎の均一性を図る必要がある。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>(i)燃焼器・加熱器・シリンドラヘッド一体構成となり分解・組立が困難。</li> <li>(ii)作動流体の気筒間配管に1気筒ピッチと2気筒ピッチがあり、気筒毎の均一性を図る必要がある。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>(i)燃焼器側と加熱器側のヒートパイプによる結合が複雑となる。</li> </ul>
各構成要素の問題点	<ul style="list-style-type: none"> <li>(i)コンパクト燃焼室とするため、高負荷燃焼となる。</li> <li>(ii)加熱器を含めた燃焼室ガス流れの最適化のため検討が必要である。</li> <li>(iii)加熱器による燃焼室形状の選択性が少ない。</li> <li>(iv)各筒間燃焼量のバランスをとる必要がある。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>(i)コンパクト燃焼室とするため高負荷燃焼となる。</li> <li>(ii)加熱器を含めた燃焼室ガス流れの最適化のための検討が必要である。</li> <li>(iii)加熱管1本毎の作動流体の流れの均一性のため構造が複雑となる。</li> <li>(iv)加熱管1本毎の伝熱的均等配置が難しい。</li> <li>(v)場所的なよごれ差への考慮が必要。</li> <li>(vi)加熱器による燃焼室形状の選択性が少ない。</li> <li>(vii)各筒間燃焼量のバランスをとる必要がある。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>(i)加熱管火炎輻射が期待できないため伝熱面積を大きくとる必要がある。</li> <li>(ii)加熱管列毎の熱負荷の差が生じる。</li> <li>(iii)各筒燃焼量のバランスをとる必要がある。 (2気筒1燃焼器は可能)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>(i)高温ヒートパイプの技術開発が別途必要である。</li> <li>(ii)広範囲の伝達熱量の確保が1系統のヒートパイプでは困難。</li> <li>(iii)ヒートパイプ部の温度落差のため燃焼器側温度レベルを高くしなければならない。</li> <li>(iv)必要熱量と輸送熱量のマッチングをとることが難しい。</li> <li>(v)作動流体側への熱伝達は単純形状のヒートパイプでは不可能。</li> </ul>

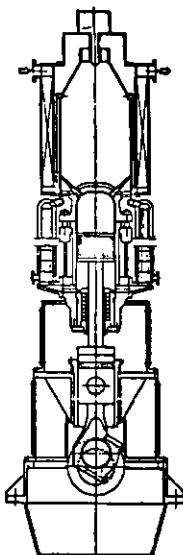


図 4.2.1

立形円筒加熱器

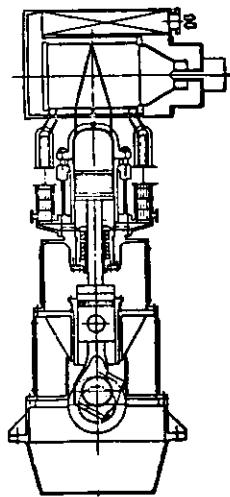


図 4.2.2

横形円筒加熱器

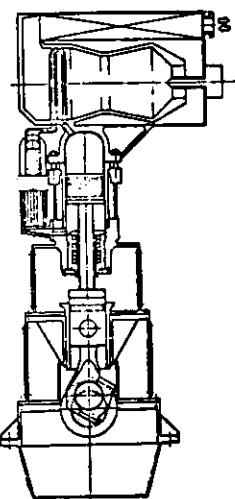


図 4.2.3

横形MAN方式加熱器

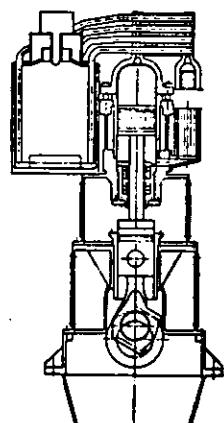


図 4.2.4

ヒートパイプ方式加熱器

次に実験機関の方式についても併せて検討することとする。なお、実験機関については次節にて詳述する。

実験機関として採用すべき方式としてヒートパイプ方式はヒートパイプ技術そのものが未開発分野であり、将来は検討の対象とする必要があるが、現時点で採用するのは得策ではない。又横形MAN方式は燃焼器としては選択性も大きく優位であるが、加熱器側に問題点が多く耐久性にも難点がある。次に立形・横形円筒加熱器は加熱管群が燃焼室を形成するため形状が限定され、他の方式に比して小形燃焼室となるため良好な燃焼を得るのに問題がある。しかし立形円筒加熱器の場合加熱器の設計に自由度が大きく、伝熱面積等の確保も容易で伝熱性能についても優位である。従って実験機関としてはこの立形円筒加熱器が最適であると考えられる。

### 4.3 実験機関

#### 4.3.1 実験機関の概要

実験機関は開発目標機関そのものではなく、又そのプロトタイプでもなく、船用スターリング機関の実用機関開発に当っての技術的問題点を明らかにするための単なる研究用の機関である。この実験機関により各構成要素の適応性を評価し、船用機関としての開発目標機関の可能性について検討することを目的とするものであり、そのためには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。

以上の経緯に従って実験機関の要目等がスターリング機関研究開発専門家会議にて決定された。<sup>(1)</sup>この実験機関による研究としては2段階あり、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、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。そして要素マッチング試験用実験機関は1作動空間を有した実験機関であり、総合評価試験用実験機関は4作動空間を有した<sup>(1)</sup>開発目標機関と同規模の実験機関である。そして前者を1次、後者を2次として区別する。表4.3.1に専門家会議にて決定された要目に従った実験機関1次の要目等を示した。なお、実験機関の趣旨・目的から考えて1次2次共各構成要素において同一諸元でなければ意味はなく、実験機関2次は1次を多気筒化したものとする。

表 4.3.1 実験機関 1 次の要目等 (1)

			備 考
出 力	P S	200	
回 転 数	r pm	720	
気筒数及び配列		2 気筒直列形	1 作動空間
気筒径 × 行程	mm $\phi \times mm$	220 × 150	
燃 料		A 重 油	
作 動 流 体		ヘリューム	水素その他についても検討する
最 高 温 度	°C	690	
最 低 温 度	°C	65	
最 高 壓 力	kg/cm <sup>2</sup>	150	
出力取出機構		クランク形式(複動)	ピストンクランク機構に決定
加 热 方 式		外燃式直接加熱	
冷 却 方 式		清水冷却(ショケット, 冷却器)	
シ ー ル 方 式		無潤滑スライディングシール	

#### 4.3.2 実験機関の構成

実験機関 1 次を単動 2 気筒として、又実験機関 2 次を複動形 4 気筒とした場合の構成図を図 4.3.1 及び図 4.3.2 にそれぞれ示した。実験機関においては燃焼空気用プロア、冷却水・潤滑油・燃料油ポンプその他補機類については別駆動とした。実験機関 1 次については昭和 53 年度、2 次については昭和 54・55 年度その詳細について検討、設計するが、それぞれの試験目的に応じた構成をとる必要があり、特に 1 次においては各構成要素の適応性評価ができる構造、即ち、各要素が出来る限り独立した形態をとる必要がある。又実験機関 2 次は基本的には 1 次を多気筒化したものであるが、この場合架構・台板等を 1 次、2 次共同のものを使用するためには、1 次を設計・製作する時点で 2 次の気筒間隔を決定する必要がある。スターリング機関の気筒間隔は燃焼器・加熱器の大きさにより寸法が決まると考えられるので、現時点で 2 次の気筒間隔を決定することは、燃焼器・加熱器の最適仕様を想定することと同じである。従って、1 次・2 次共同の架構・台板等を使用することは不可能である。

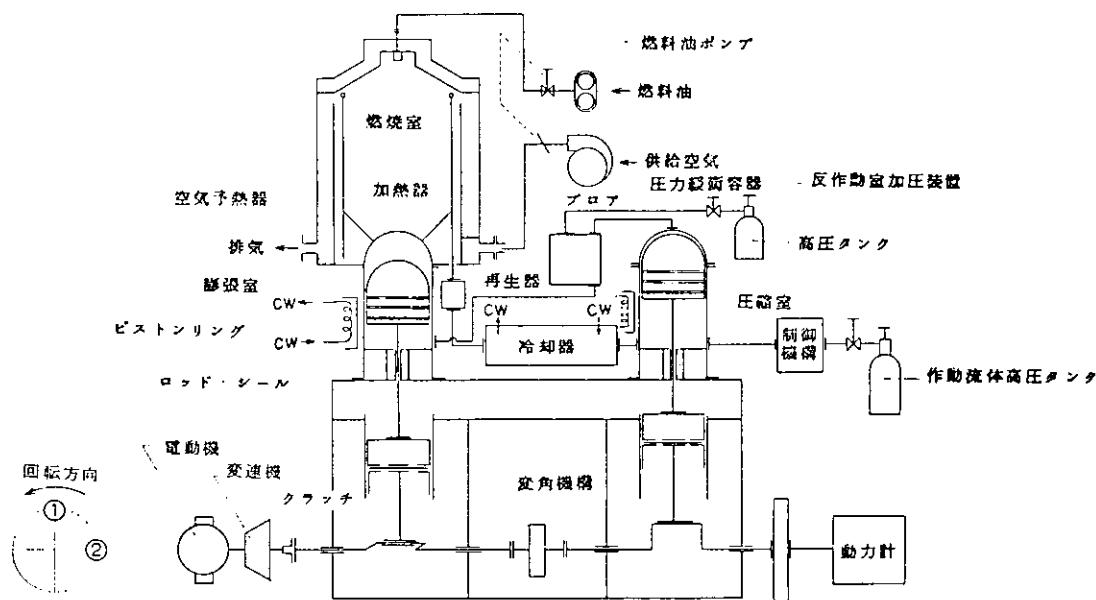


図 4.3.1 実験機関 1 次構成図

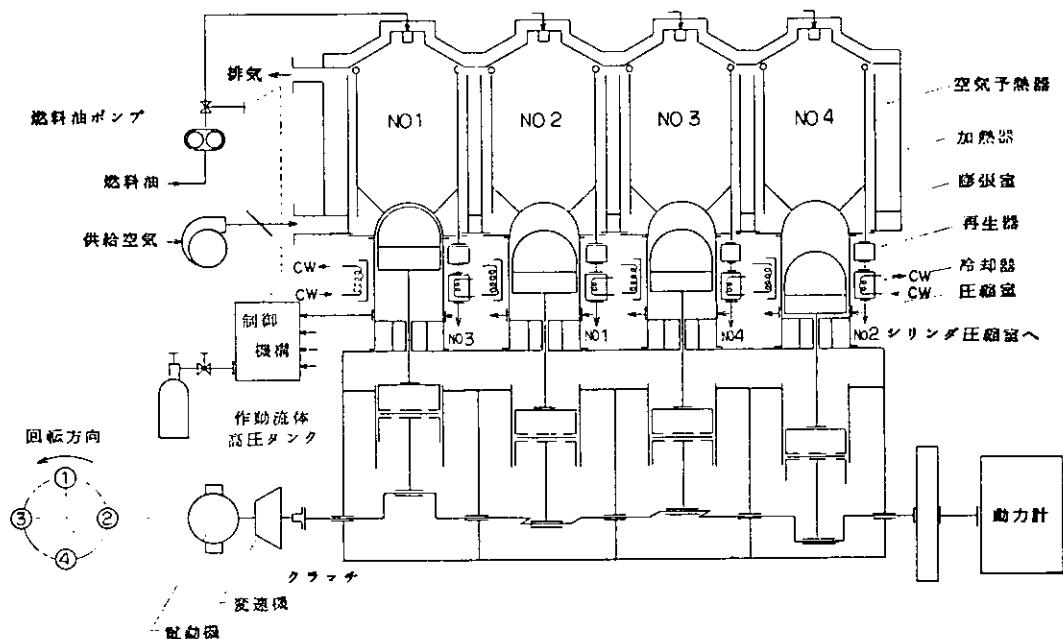


図 4.3.2 実験機関 2 次構成図

## 4.4 実験機関 1 次の主要目設定

### 4.4.1 基準要目

スターリング機関研究開発専門家会議作業部会において、実験機関の要目等が設定されたのは前述のとおりであるが、その設定した要目等について再検討するのが本項の目的である。しかし、詳細な検討は、熱サイクル計算方式及び実験グループの今後の研究に期待するとして、現時点においてはシュミット理論や文献等により各要目の検討を行なうに留めた。そのため実験機関 1 次を設計するに必要な基準要目を表 4.4.1 の如く設定し、以下この基準要目に対しシュミット理論等により各要目の検討を行なうこととする。

表 4.4.1 要目検討のための基準要目

		有 次 元			無 次 元		
軸出力	L	P S	200				
回転数	n	r pm	720				
作動流体種別			ヘリウム				
容積	膨脹室 ボア×ストローク	$V_{e\max}$	$cm^3$ $cm^{\phi} \times cm$	5702 22×15			
	圧縮室 ボア×ストローク	$V_{c\max}$	$cm^3$ $cm^{\phi} \times cm$	4948 22/8×15	K	$V_{c\max}/V_{e\max}$	0.8678
	無効室	$V_d$	$cm^3$	8553	X	$V_d/V_{e\max}$	1.5
	加熱器	$V_h$	$cm^3$	2851	$X_h$	$V_h/V_{e\max}$	0.5
温度	再生器	$V_r$	$cm^3$	2851	$X_r$	$V_r/V_{e\max}$	0.5
	冷却器	$V_z$	$cm^3$	2851	$X_z$	$V_z/V_{e\max}$	0.5
位相差	膨脹室	$t_e$	°C	690			
	圧縮室	$t_c$	°C	65	$\tau$	$T_c/T_e$	0.351
位相差		$\alpha$	度	90	$\alpha$		90

スターリング機関のサイクル計算として、シュミット理論は概略の性能を把握するには有効な方法である。

表 4.4.1 にて設定した基準要目に関して、シュミット理論によるサイクル計算を行なうこととする。

#### 記号説明

- G : 作動流体流量
- P : 作動流体圧力
- R : ガス定数
- S : 無次元等価無効容積
- T : 作動流体温度
- V : 容積
- W : 作動流体重量
- $\tau$  : 温度比 ( $= T_c / T_e$ )
- X : 容積比

添字

e : 膨脹室

c : 圧縮室

d : 無効室

h : 加熱器

r : 再生器

z : 冷却器

(2), (3)  
シュミット理論によるサイクル計算については文献も多くあり省略するが、無効室の作動流体温度分布のとり方に数種あり、ここでは表4.4.2に示すように無効室は平均温度とするシュミットサイクル・オリジナルの場合と、加熱器・冷却器はそれぞれ $T_e$ ・ $T_c$ とし、再生器で直線温度勾配をとるモナハン(M.L. Monaghan)の方法<sup>(4)</sup>との2種類について行なった。これら2種類の方法は各無効室の重量分布が異なり、

シュミットサイクル・オリジナルの場合

$$W_d = W_h + W_r + W_z = \frac{P}{R T_d} (V_h + V_r + V_z) \quad (4.4.1)$$

$$\text{ただし, } T_d = \frac{T_e + T_c}{2}$$

モナハンの場合

$$\begin{aligned} W_d &= W_h + W_r + W_z \\ &= \frac{P}{R} \left[ \frac{V_h}{T_e} + \frac{V_r}{T_e} \left\{ \frac{\ln(T_e/T_c)}{1 - T_c/T_e} \right\} + \frac{V_z}{T_c} \right] \end{aligned} \quad (4.4.2)$$

となり、無次元等価無効容積Sはそれぞれ

シュミットサイクル・オリジナルの場合

$$S = 2 (X_h + X_r + X_z) \tau / (\tau + 1) \quad (4.4.3)$$

モナハンの場合

$$S = X_h \tau + X_r \tau \frac{\ln(1/\tau)}{1 - \tau} + X_z \quad (4.4.4)$$

となる。なお膨脹室、圧縮室の容積変動については、膨脹室をピストン上側にとり圧縮室をピストン下側にとする複動形のピストンクラランク機構として計算した。又計算に際しては $P_{max} = 150 \text{ kg/cm}^2$ を所要条件とした。

以上2種類のシュミットサイクルを基準要目について計算し、P-Q線図を図4.4.1、性能関係諸数値を表4.4.2に示した。シュミットサイクルの仮定条件としては、各室の温度は時間的に一定であり、圧損はなく再生器の温度効率は考えていないので熱効率はカルノー効率と同じ値となるが、図示馬力/シュミット出力(見かけのカルノー係数 $= C_f$ )の値を見てみると、オリジナルの場合 0.686 となり、諸外国の小形スターリング機関<sup>(5)</sup>の文献等より推察して妥当な値と考えられる。

シュミット理論によるサイクル計算として実験機関1次の要目に準じた基準要目について、2種類の方法により計算を行なってきたが、モナハンの方法の方が実際の温度分布に近いと思われる所以、今後の数値検討について

では、モナハンの方法により行なうものとし、次項以降本項で設定した基準要目等について、更に検討を行なうこととする。

表 4.4.2 シュミット理論による基準要目の性能 ( $P_{max} = 150 \text{ kg/cm}^2$ )

			シュミット・オリジナルの方法	シュミット・モナハンの方法
図示馬力	$L_i$	PS		220
回転数	$n$	r pm		720
作動流体種別				ヘリュウム
位相差	$\alpha$	度		90
容積	膨脹室	$V_{e\max}$	$\text{cm}^3$	5702
	圧縮室	$V_{c\max}$	$\text{cm}^3$	4948
	無効室	$V_d$	$\text{cm}^3$	8553
	加熱器	$V_h$	$\text{cm}^3$	2851
	再生器	$V_r$	$\text{cm}^3$	2851
	冷却器	$V_z$	$\text{cm}^3$	2851
温度	膨脹室	$T_e$	$^\circ\text{K}$	963
	圧縮室	$T_c$	$^\circ\text{K}$	338
圧力	最高	$P_{max}$	$\text{kg/cm}^2$	1500
	最低	$P_{min}$	$\text{kg/cm}^2$	74.5
	平均	$P_{mean}$	$\text{kg/cm}^2$	1071
作動流体重量	$W_t$	kg	01107	01321
シュミット出力	$L_{th}$	PS	3206	2939
カルノー効率	$\eta_{th}$	%	64.9	64.9
見かけのカルノー係数	$C_f$	$L_i / L_{th}$	0.686	0.749
作動流体温度分布				
平均流量	膨脹室・加熱器	$\bar{G}_1$	$\text{kg/s}$	0.682
	加熱器・再生器	$\bar{G}_2$	$\text{kg/s}$	0.755
	再生器・冷却器	$\bar{G}_3$	$\text{kg/s}$	0.977
	冷却器・圧縮室	$\bar{G}_4$	$\text{kg/s}$	1.274

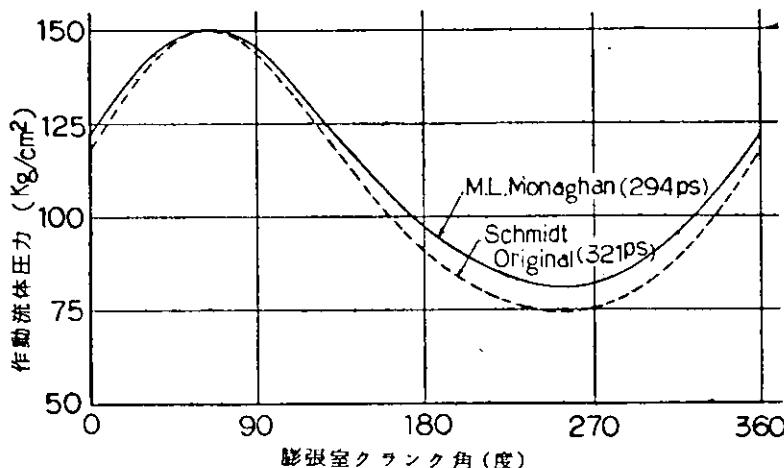


図 4.4.1 P - θ 線 図 ( 基準要目 )

#### 4.4.2 シュミット理論による要目の検討

前項にて設定した表 4.4.1 の基準要目に関して、膨脹室温度  $T_e$ 、圧縮室温度  $T_c$ 、無効容積  $V_d$ 、圧縮室容積  $V_{c\max}$ 、及び位相差  $\alpha$  を変更した場合のカルノー効率  $\eta_{th}$ 、シュミット出力  $L_{th}$ 、作動流体最高・平均圧力  $P_{max}$ ・ $P_{mean}$ 、各作動空間の流量の絶対値平均  $\bar{G}$ 、及び作動流体総重量  $W_t$  の変化を  $P_{max} = 150 \text{ kg/cm}^2$  一定とした場合と  $L_{th} = 294 \text{ PS}$  一定とした場合についてシュミットサイクル(モナハン)により計算し、又文献等も参考にして調査検討を行なった。

##### (1) 膨脹室温度 $T_e$ の影響(図 4.4.2)

カルノー効率は当然のことながら  $T_e$  の上昇に従って上昇し、 $P_{max}$ 一定の場合出力は上昇、流量は低下し、又出力一定とした場合、圧力・流量共に低下する。従って材料の許容できる範囲において  $T_e$  を高くとることは効率・出力にとって有効である。又図 4.4.7 のフィリップス社の実験値を見ると、シュミットサイクルと同様の傾向を示していることがわかる。

##### (2) 圧縮室温度 $T_c$ の影響(図 4.4.3)

膨脹室の場合とは逆にカルノー効率は  $T_c$  の低下に従って上昇し、出力も上昇、圧力は低下するが流量は  $P_{max}$ 一定の場合と出力一定の場合逆の傾向を示している。従って  $T_c$  についても同様可能なかぎり低くすることが望ましい。又図 4.4.7 のフィリップス社の実験結果においても同様の傾向を示している。

##### (3) 無効容積 $V_d$ の影響(図 4.4.4)

シュミットサイクルにおいては無効容積は効率には影響なく、出力・圧力・流量・作動流体重量に影響し、 $V_d$  の減少に伴なって出力は上昇、その他は低下している。しかし、図 4.4.8 に示したフィリップス社の実験結果によれば無効容積の減少は、出力はもちろん効率も上昇しており、熱交換器・配管等の設計に際しては極力容積を少なくする方向で対処する必要がある。

##### (4) 圧縮室容積 $V_{c\max}$ の影響(図 4.4.5)

圧縮室容積の変更は設計的にはピストンロッド径  $d_{rod}$  の変更となるので  $d_{rod}$  変更の影響について調査した。

$d_{rod}$  を大きくすると  $P_{max}$ 一定の場合出力は低下し、出力一定の場合圧力は上昇する。流量は  $P_{max}$  一定の場合圧縮室側のみ低下し、出力一定の場合逆に膨脹室側のみ上昇する。この観点より  $d_{rod}$  は小さい程よい傾向

にあるが、設計強度的に限界があり、又影響も小さいので設定値で問題ないものと考えられる。

#### (5) 位相差の影響(図 4.4.6)

直列形複動機関の場合位相差は実質的には気筒数により定まるもので選択性はない。位相差変更に伴う影響は  $P_{\text{max}}$  一定の場合出力は  $85^{\circ}$  附近で最大となり、流量は位相差が大なる程減少する。又出力一定の場合も  $P_{\text{max}}$  は  $85^{\circ}$  附近で最低となる。しかし位相差については前述のとおり気筒数によって定まるもので、4 気筒の場合は  $90^{\circ}$  である。

#### (6) 回転数の影響

シュミットサイクルによる回転数の影響の検討は現実的意味がないため基準要目の数値検討は行なわず、文献による検討を行なう。図 4.4.9 はフィリップス社が試算した  $225 \text{ hp}$  の単筒機関が達し得る最高効率を比出力と作動流体により表わしたものであるが、回転数を低くすると比出力は小さくなるが効率は上昇することを示している。なお、実験機関 1 次の基準要目の場合、比出力は  $264 \text{ PS/l}$  である。

#### (7) 作動流体の種別による影響

シュミットサイクルでは伝熱及び圧損を考慮していないので影響はなく、従ってこれもフィリップス社の資料によることとする。前述の図 4.4.9 にも示されているが、図 4.4.10 は図示出力と熱効率の回転数との関係を水素とヘリュームについて示したもので、フィリップス社実験機関の計算値である。両図共水素の方が高い値を示しているが、低速回転になる程差は小さくなっている。従って実験機関 1 次の試験では比較的取扱いの容易なヘリュームの方がよいものと考える。なお図 4.4.11 に空気、水素及びヘリュームの物性値を参考として示す。

以上実験機関 1 次の基準要目について種々検討を行なってきたが、当初計画の実験機関の要目等に関しては、現時点では妥当であると考えられる。従って実験機関 1 次の要目は当初計画のとおりとする。しかし、これらは今後、第一分科会による熱サイクル計算方式の確立をまって更に検討するべき性質のものであり、各研究の成果も逐次とりいれ、必要に応じて修正していかなければならない。

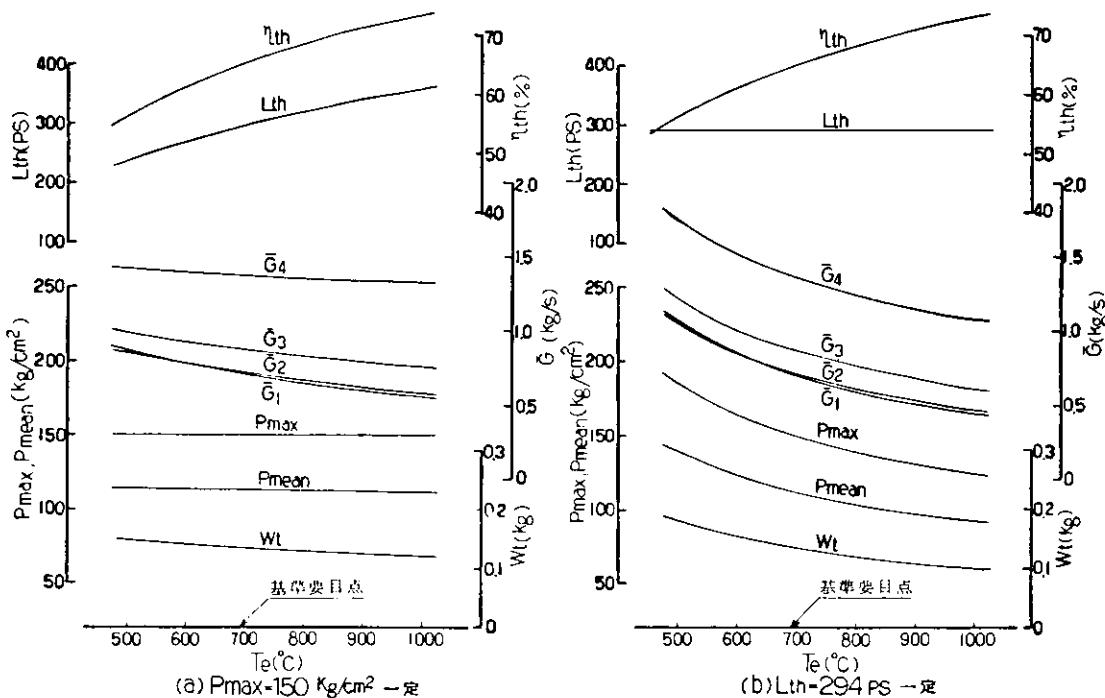


図 4.4.2 膨脹室温度  $T_e$  変更

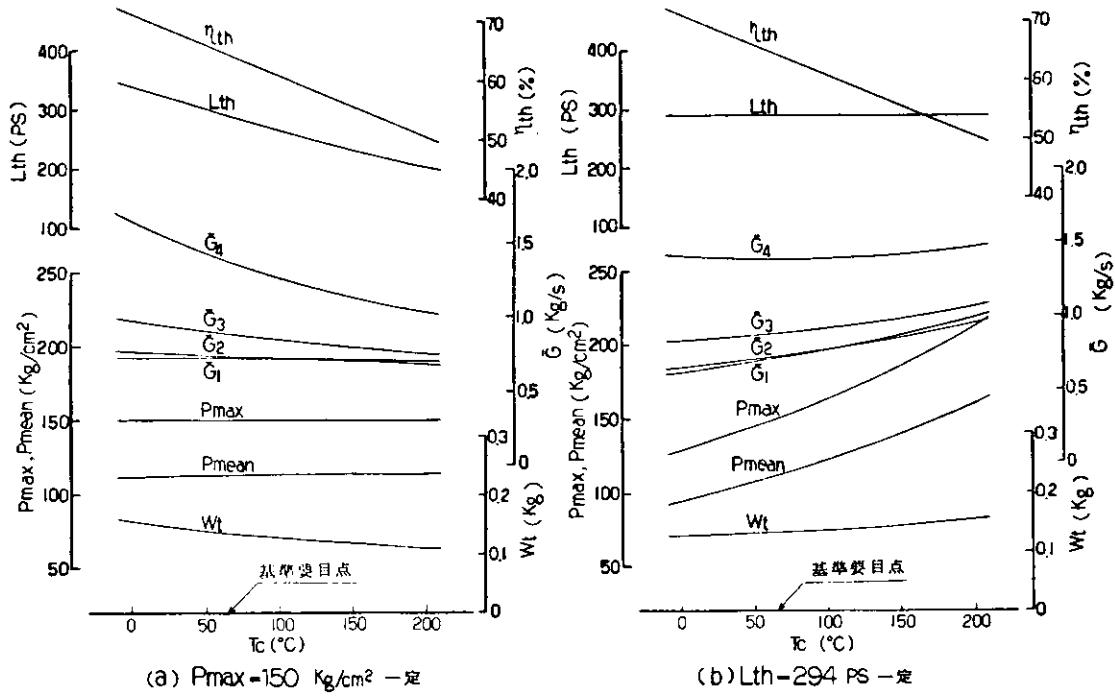


図 4.4.3 圧縮室温度  $T_c$  変更

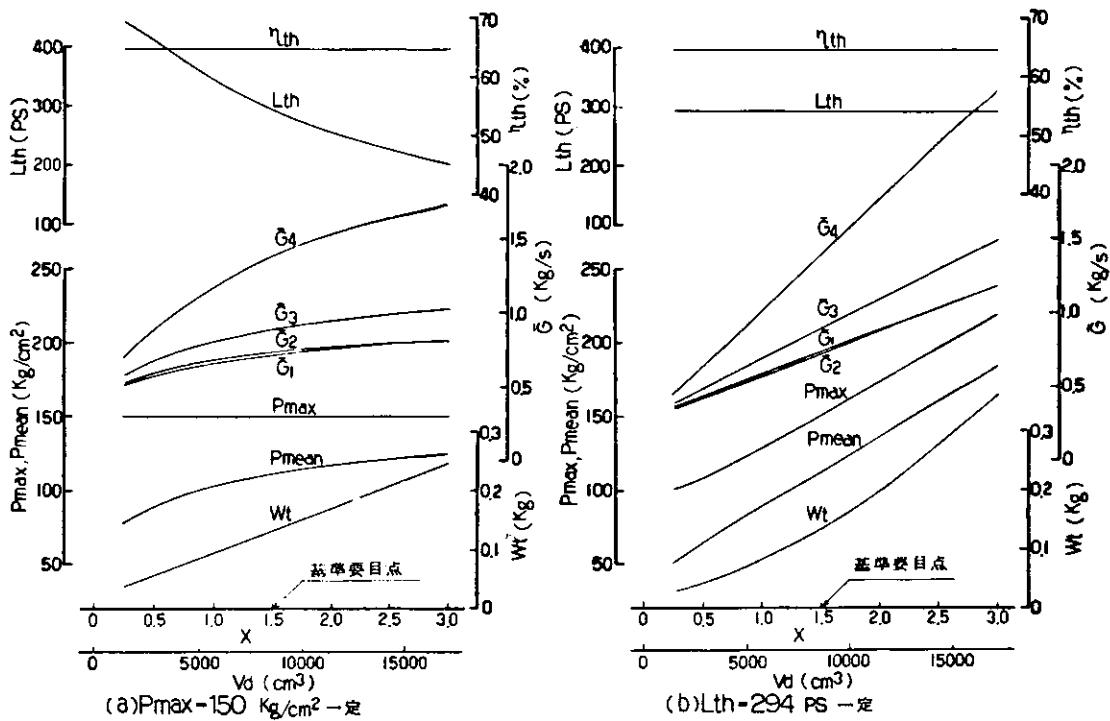


図 4.4.4 無効容積  $V_d$  ( $X = V_d / V_{max}$ ) 変更

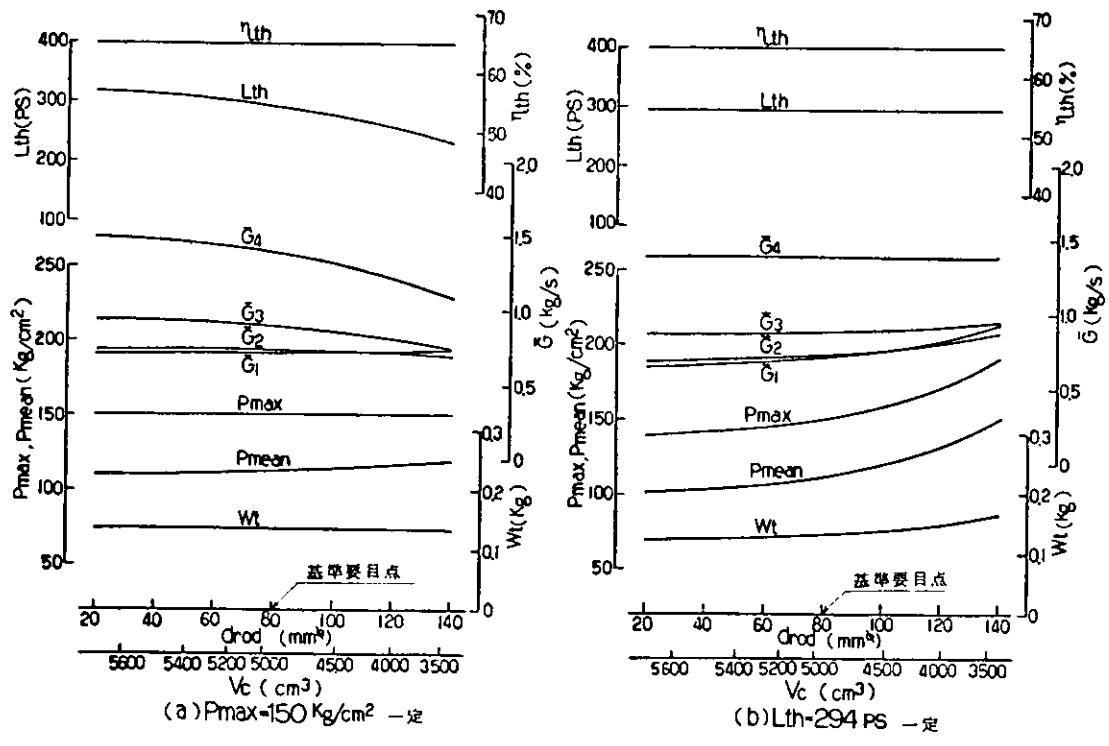


図 4.4.5 ピストンロッド径  $d_{rod}$  変更

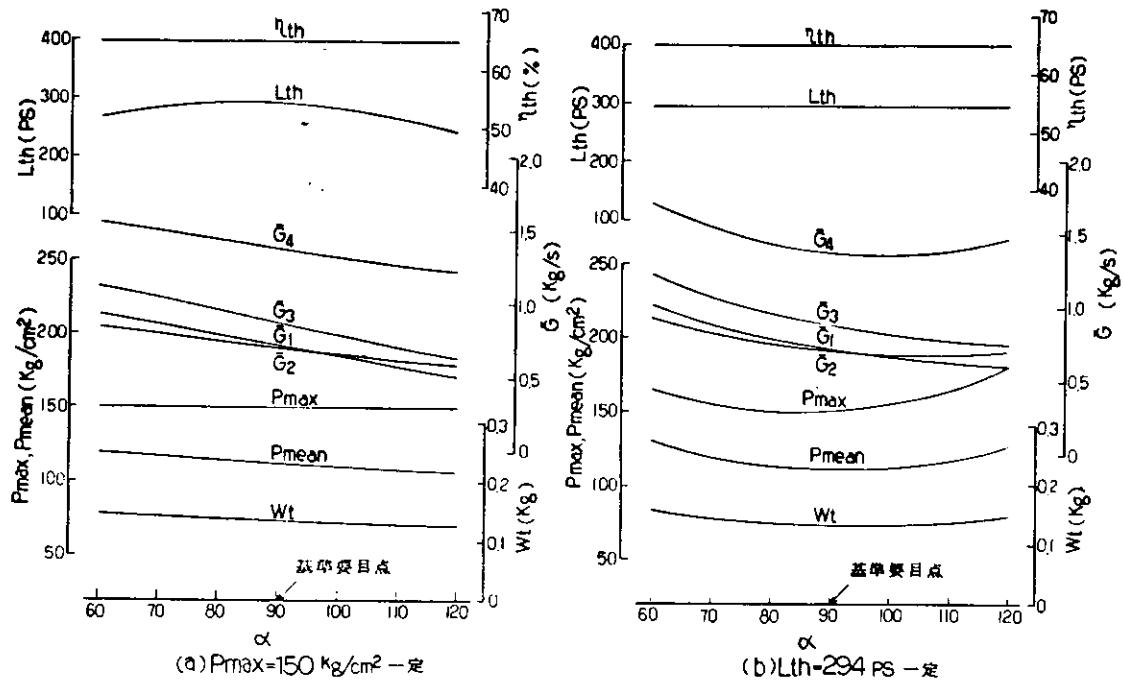


図 4.4.6 位相差  $\alpha$  変更

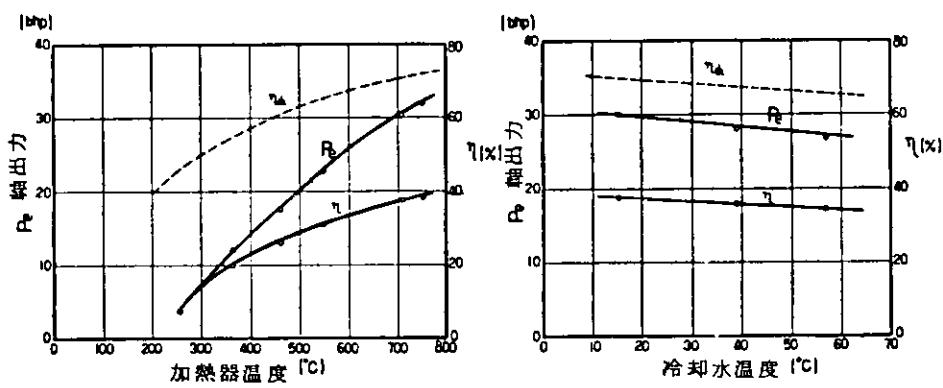


図 4.4.7 40 hp 実験用エンジンの出力と効率 (Philips 社)<sup>(6)</sup>

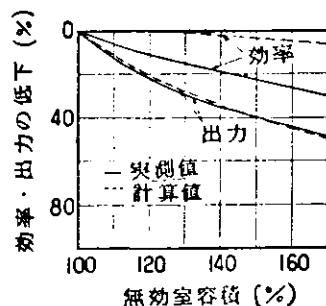


図 4.4.8 無効率容積増加に伴なう  
効率・出力の低下  
(Philips 社)<sup>(7)</sup>

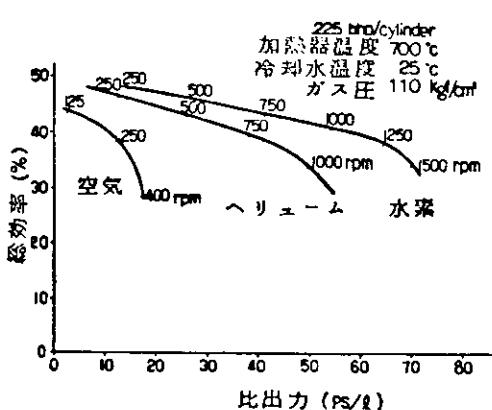


図 4.4.9 総効率 - 比出力  
(Philips 社)<sup>(6)</sup>

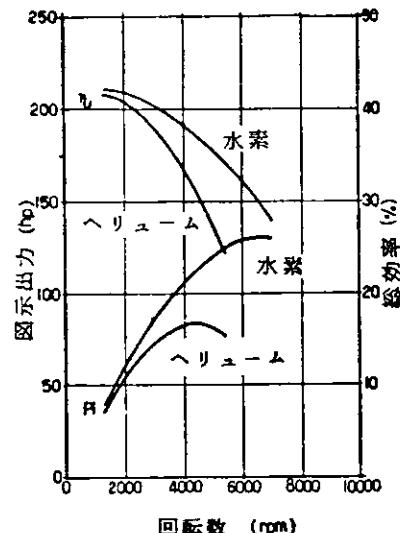
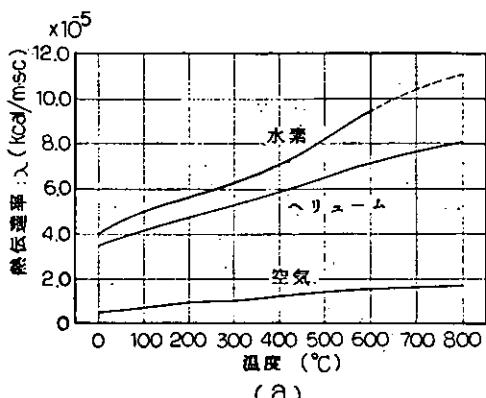
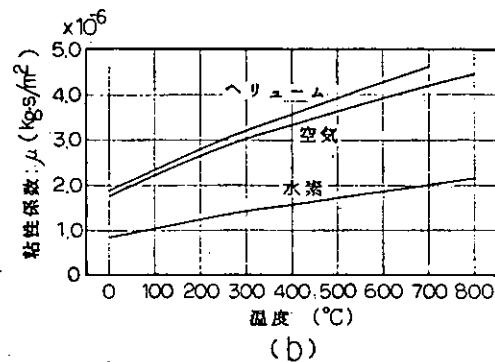


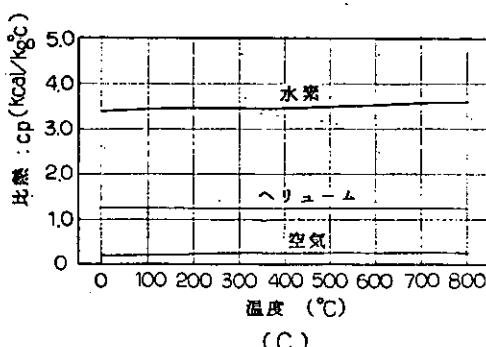
図 4.4.10 図示出力・熱効率 - 回転数  
(Philips 社)<sup>(6)</sup>



(a)



(b)



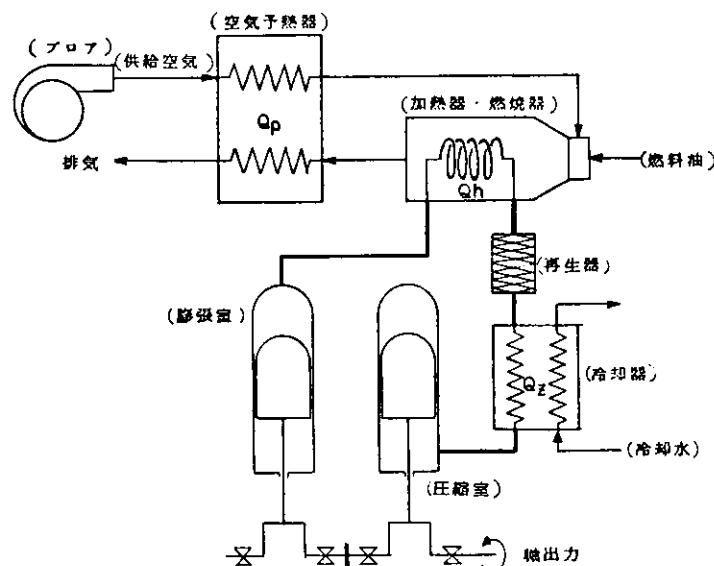
(c)

図 3.4.11 圧力  $1 \text{ kg}/\text{cm}^2$  におけるヘリウム・水素・空気の物性値 <sup>(8)</sup>

#### 4.4.3 热勘定

前項においてはシュミット理論を用いて実験機関1次の要目を設定し検討を行なった。しかし設計に際しては各部における熱量を設定しておく必要があるが、現時点でのスターリング機関の熱勘定の方法は、各部の効率を想定し、その効率から必要熱量を算出する以外方法はない。そこで一例として、ボイラ効率 8.6%，熱効率 4.5%，機械効率 9.1%とした場合の実験機関1次の熱平衡図を図 4.4.12 に示す。なお、この場合熱効率は 3.5% となる。又ボイラ効率とは総発熱量（低位）に対する加熱器吸熱量であり、排気損失及びその他の損失を差し引いたものである。

又機械効率は各部の摩擦損失に対するもので、実験機関1次の場合、補機類は別駆動の予定であるので機械効率には含んでいない。次に熱効率に対する加熱器及び冷却器の必要交換熱量を表した図を図 4.4.13 に示す。熱効率により必要交換熱量は大きく変化している。逆から考えると加熱器、冷却器等の熱交換器類のバランスがくずれると性能は大きく低下することになる。



総効率	35 %	燃料消費量	34.9 Kg/h
ボイラー効率	86 %	総発熱量(低位)	358100 Kcal/h
熱効率	45 %	排気損失	49200 Kcal/h
機械効率	91 %		
		交換熱量	
機関回転数	720 rpm	加熱器側	$Q_h = 308900 \text{ Kcal/h}$
輸出力	200 PS	冷却器	$Q_z = 169900 \text{ Kcal/h}$
図示馬力	220 PS	空気予熱器	$Q_p = 108500 \text{ Kcal/h}$

図 4.4.12 実験機関1次熱平衡図（総効率 35% の場合）

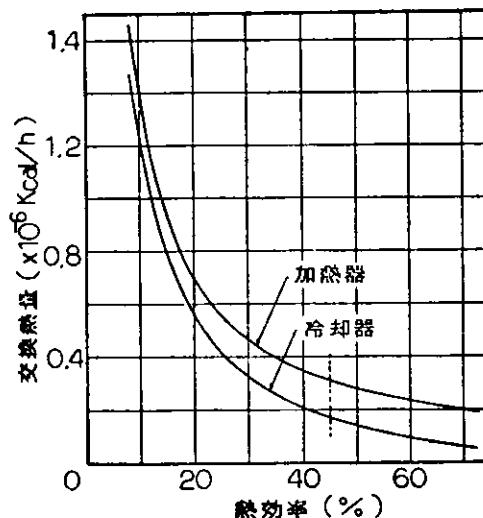


図 4.4.13 热効率 - 加熱器・冷却器交換熱量  
(図示馬力 220 PS)

## 4.5 各構成要素諸条件の設定

### 4.5.1 熱交換器

#### (1) 所要条件

スター・リング機関の熱交換器として要求される条件は内容積が小さく、圧力損失が小さいという相反する条件を満たす必要がある。最適設計をするにはこれら2つの調和点を見い出さねばならず、現時点ではそれを設定することは不可能である。従って、ここでは個々の熱交換器に必要な一般的な条件を列記し、可能な範囲においてその条件について検討してみることにする。

#### (a) 加熱器

- (i) 重油燃焼による直接加熱方式
- (ii) 作動流体種別 ヘリューム(又は水素)
- (iii) 作動流体側内容積小
- (iv) 圧力損失小
- (v) 作動流体温度 69.0°C
- (vi) 作動流体最高圧力 150 Kg/cm<sup>2</sup>
- (vii) 必要交換熱量 308,900 Kcal/h

#### (b) 再生器

- (i) 作動流体種別 ヘリューム(又は水素)
- (ii) 作動流体側内容積小
- (iii) 圧力損失小
- (iv) 作動流体温度 69.0°C ~ 65°C
- (v) 作動流体最高圧力 150 Kg/cm<sup>2</sup>

#### (c) 冷却器

- (i) 清水冷却(海水冷却についても考慮)
- (ii) 作動流体種別 ヘリューム(又は水素)
- (iii) 作動流体側内容積小
- (iv) 圧力損失小
- (v) 作動流体温度 65°C
- (vi) 冷却水入口温度 35°C
- (vii) 作動流体最高圧力 150 Kg/cm<sup>2</sup>
- (viii) 必要交換熱量 169,900 Kcal/h

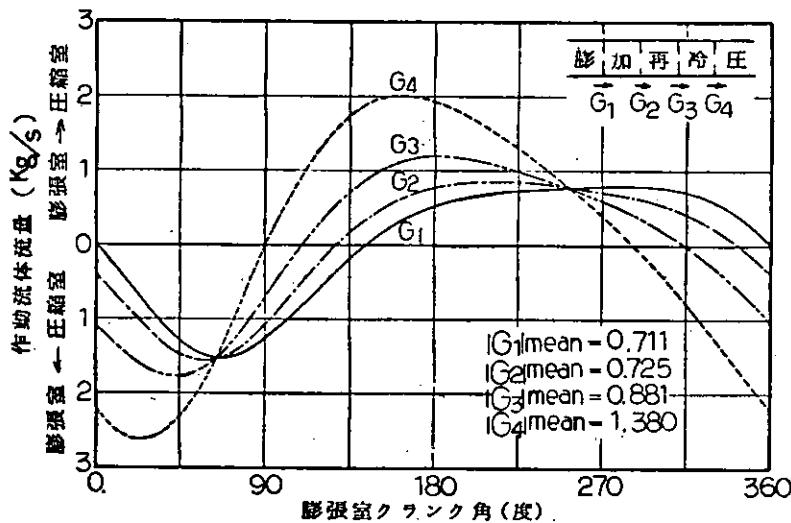


図 4.5.1 基準要目における作動流体流量

なお、図4.5.1に表4.4.1に示した基準要目について、シミュットサイクル・モナハンの方法により計算した各作動空間の作動流体流量を示す。

(2) 热交換器容積の検討

加熱器・再生器・冷却器の作動流体側容積を変更した場合の出力変化を  $P_{max} = 150 \text{ Kg/cm}^2$  一定としてシミュミットサイクルにより計算した結果を図 4.5.2 に、又同様の場合の各熱交換器の出力及び平均流量の変化を

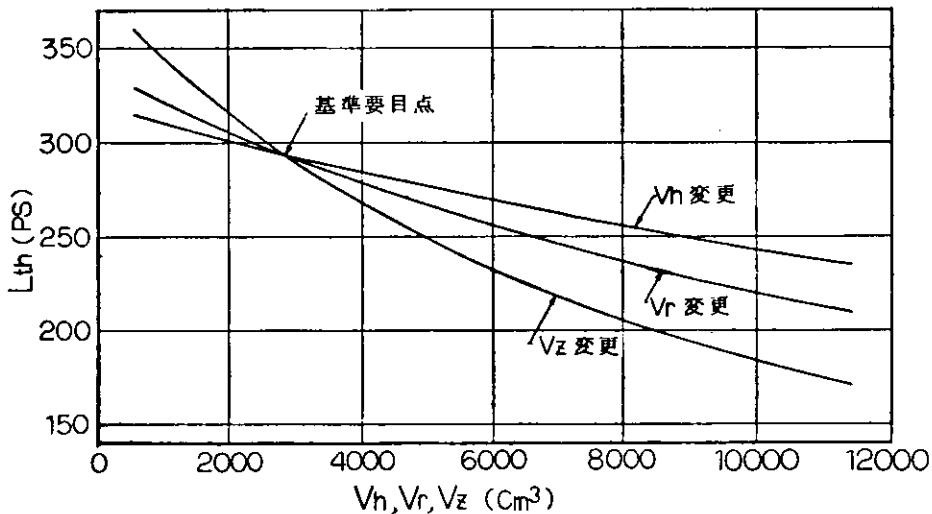


図 4.5.2 各熱交換器容積 ( $V_h, V_r, V_z$ ) 変更によるシミュミット出力

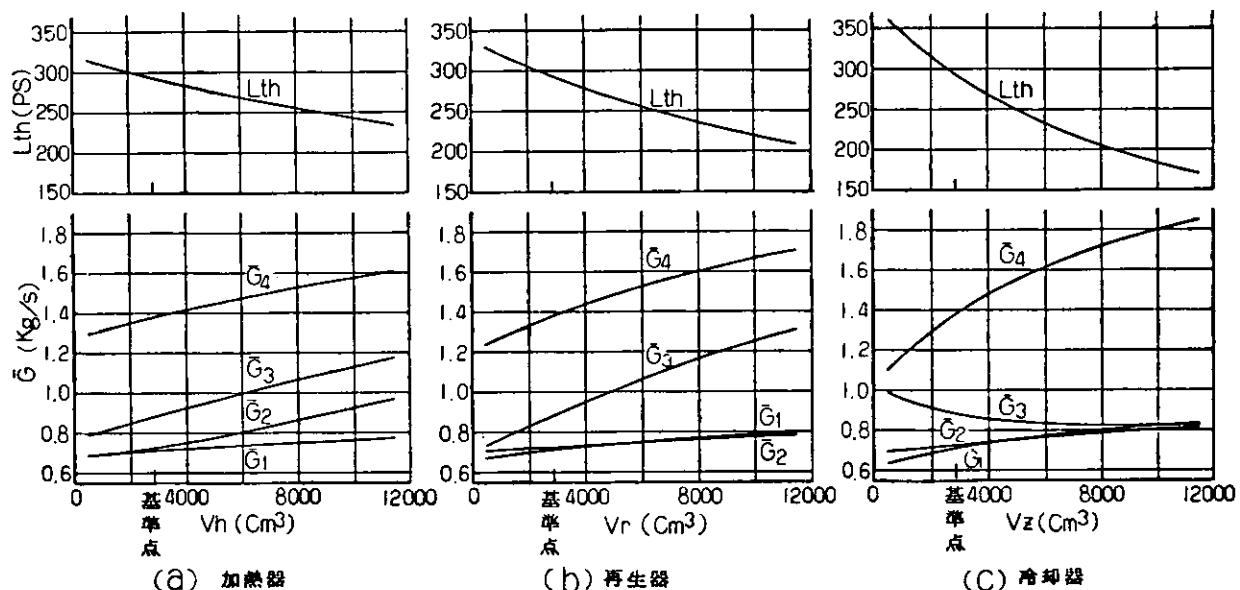


図 4.5.3 热交換器容積変更によるシミュミット出力、平均流量 ( $P_{max} = 150 \text{ Kg/cm}^2$ )

図 4.5.3 に示す。各熱交換器共容積が小さくなる程出力は増加し、特に冷却器ではその傾向が顕著であることを示している。又平均流量もほとんどの場合容積減少に伴なって小さくなっている。この事のみ見た場合圧力損失にとっても容積が小さい程よいという傾向がある。ただし伝熱を考えた場合容積だけの検討では不十分であり、この件については今後検討の必要があろう。いずれにしても 4.4.2(3)で述べた如く、容積は極力小さくすることが望ましい。

### (3) 再生器温度効率

スター・リング機関の再生器を評価するに用いられた指数はないが、一般的に用いる温度効率を考えて再生器に流入・流出するエンタルピ量について検討してみる。この場合温度効率 $\phi$ を下記のように定義する。

$$\phi_e = \frac{T_e(\text{out}) - T_c(\text{in})}{T_e(\text{in}) - T_c(\text{in})} \quad (4.5.1)$$

$$\phi_c = \frac{T_e(\text{in}) - T_c(\text{out})}{T_e(\text{in}) - T_c(\text{in})} \quad (4.5.2)$$

温度効率を100%とした場合の再生器流入・流出エンタルピ量を図4.5.4に示す。本図における $E_2$ は加熱器側から再生器に流入するエンタルピ量を正とし、 $E_3$ は再生器から冷却器

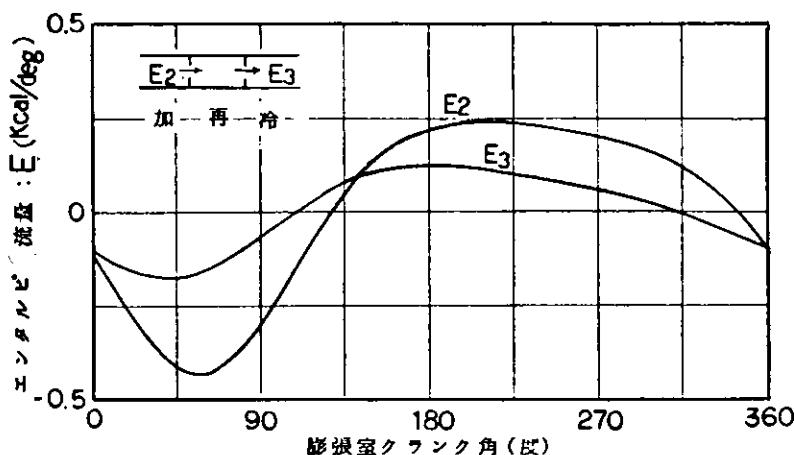
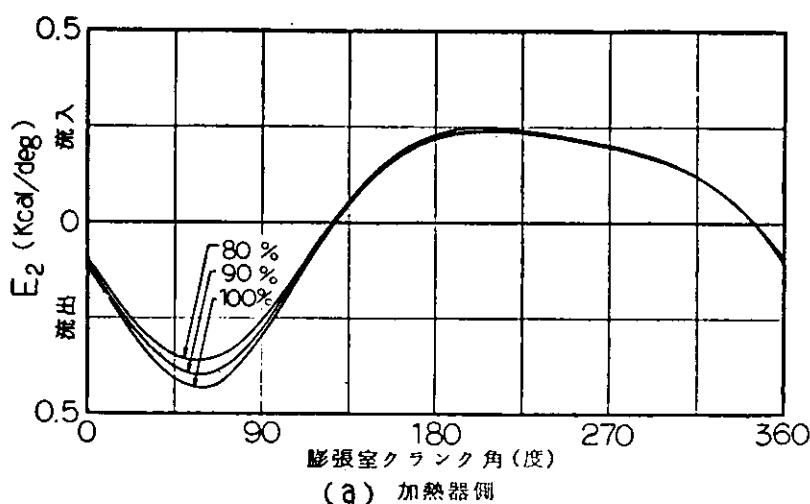
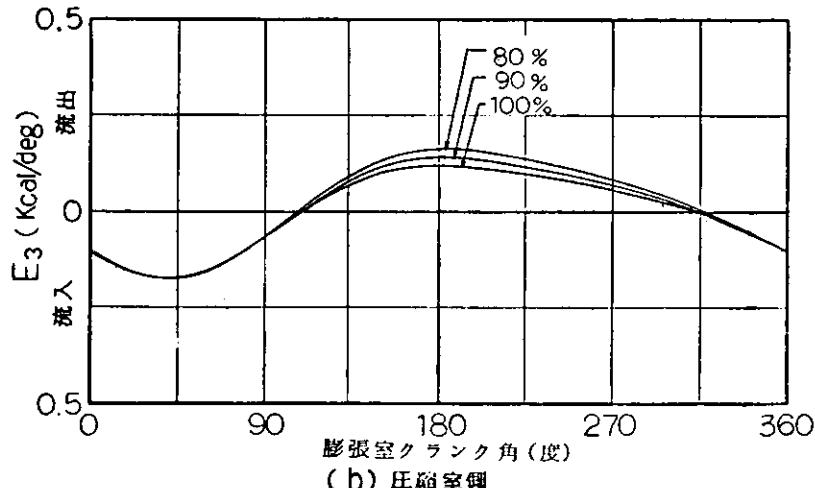


図4.5.4 再生器エンタルピ流量(温度効率100%)



(a) 加熱器側



(b) 圧縮室側

図4.5.5 再生器エンタルピ流量(温度効率80, 90, 100%)

側へ流出するエンタルピ量を正としたものである。又図4.5.5には $E_2$ ・ $E_3$ それぞれについて温度効率100%, 90%, 80%の場合におけるエンタルピ流量を示した。その場合の再生器の出口温度はそれぞれ

$$\phi_{e,c} = 100\% \text{の場合 } T_e(\text{out}) = 69.0^\circ\text{C} \quad T_c(\text{out}) = 65^\circ\text{C}$$

$$\phi_{e,c} = 90\% \text{の場合 } T_e(\text{out}) = 62.75^\circ\text{C} \quad T_c(\text{out}) = 127.5^\circ\text{C}$$

$$\phi_{e,c} = 80\% \text{の場合 } T_e(\text{out}) = 56.5^\circ\text{C} \quad T_c(\text{out}) = 190^\circ\text{C}$$

である。なお計算はシミュットサイクルにおいて流量方向により温度をステップ変化させて行なった。

#### (4) 热交換器に関する問題点

- (i) 热交換器諸元による機関性能の予測
- (ii) ヘリューム又は水素への対応
- (iii) 加熱器における使用材料及び加工方法
- (iv) 热交換器の連結方法及び熱膨脹に対する考慮
- (v) 热交換器の配置、特に多気筒によるアンバランスの処置

热交換器に関する設計研究側からみた問題点は上記のものが考えられ、特に(i)に関しては热交換器の基本諸元にもかかわる項目である。伝熱性能と圧力損失及び内容積の適性化は今後の実験を待たねばならないが、熱サイクル計算によりある程度の予測を立てておく必要がある。(iii), (iv)に関しては、热交換器の設計時点での考慮、(v)は実験機関2次の場合特に問題となる。スターリング機関における热交換器は最重要部品であり、今後熱サイクル計算方式の研究を含め各研究グループで充分に対処していかなければならない。

#### 4.5.2 シール装置

##### (1) 所要条件

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。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、目洩れも少なくなければならない。なおシール装置に関しては、日本ピストンリング株式会社において昭和51年度より研究が開始されている。従って、ある程度研究が進んだ項目もあるが、ここではそれらを含めて検討することとする。しかし、平均ピストン速度に関しては日本ピストンリングより4m/s以下とするよう要望があったため、それに従った。

次にシール装置の使用条件を列記する。

###### (a) ピストンリング

- (i) 作動流体種別 ヘリューム(又は水素)
- (ii) 作動流体温度 膨脹室(ピストン上側) 69.0°C  
圧縮室(ピストン下側) 65°C
- (iii) 作動流体圧力(ピストン上下差圧)
  - 複動形の場合 最高 5.25 kg/cm²
  - 単動形の場合 最高 5.00 kg/cm²(背圧1.00 kg/cm²)
- (iv) 平均ピストン速度 3.6 m/s
- (v) 720 rpm × 220 mm  $\phi$  × 150 mm st
- (vi) 冷却方法 ピストン内面油冷却
- (vii) ピストン及びライナー材質 未定
- (viii) 無潤滑

(b) ロッドシール

- (i) 作動流体種別 ヘリューム(又は水素)
- (ii) 作動流体温度 65°C
- (iii) 作動流体圧力 最高 150 kg/cm<sup>2</sup>
- (iv) 平均摺動速度 3.6 m/s
- (v) 720 rpm × 80 mm<sup>Ø</sup> × 150 mm<sup>st</sup>
- (vi) 冷却方法 特になし
- (vii) ピストンロッド材質 S 43 C
- (viii) 無潤滑
- (ix) ガイドピストン側霧囲気 オイルミスト状態

なお、図4.5.6に複動形と

して構成した場合の作動流体

圧力及びピストン上下圧力差

を示す。この場合ピストンリングにはピストン上下圧力差が作用し、ロッドシールにはピストン下側(圧縮室)の作動流体圧力が作用する。又実験機関1次のように単動1作動空間として構成した場合機関強度上反作動室側に圧力を作用させる必要があり、その圧力を  $P_b$  とした場合、膨脹室側においてはピストンリングには(ピストン上側作動流体圧力 -  $P_b$ )、ロッドシールには  $P_b$  の圧力が作用し、圧縮室側においてはピストンリングには( $P_b$  - ピストン下側作動流体圧力)、ロッドシールには複動の場合と同様ピストン下側作動流体圧力が作用することとなる。

(2) ガス洩れによる影響

ピストンリングを介してのガス洩れはピストン上下の圧力差が図4.5.6にもあるように機関1回転中に正圧・負圧が存在し、理想的には1回転毎に元の状態となり作動流体の洩れはない。又微少量の洩れが存在しても外部へは洩れず各作動室を循環する状態となる。しかし1回転中にピストンリング部を作動流体が交互に流れることによる性能への影響は十分に考えられるが、定量的に評価することは不可能である。

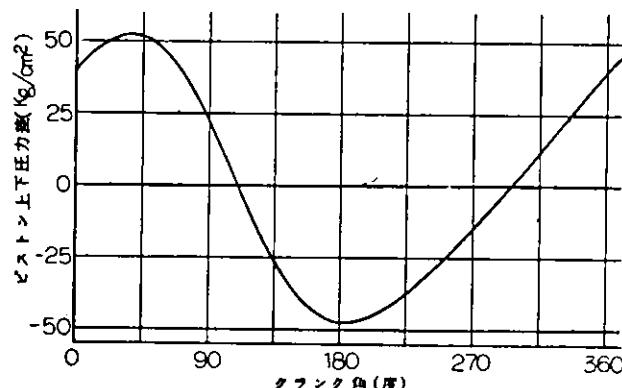
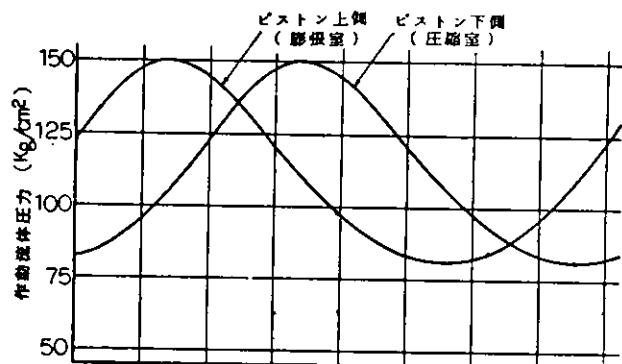


図4.5.6 ピストン上下圧力及び圧力差(ショミットサイクル)

一方、ロッドシール部のガス洩れは作動流体の減少となり、これも性能に影響する。シュミット理論による洩れの機関性能の影響を図4.5.7に示すが、シュミット理論ではガス洩れ量と性能変化は完全に比例関係にある。又ロッドシール部でのガス洩れによる作動流体の減少は時間的に積算されるので適宜作動流体の補給が必要である。

#### (3) 摩擦損失

スター・リング機関用シール装置は無潤滑のため摺動摩擦は必然的にディーゼル機関等に比して大きくなる。摩擦力Fは摩擦係数 $\mu$ 、摩擦面積Aとした場合

$$F = \frac{K}{2} \mu \{ \Delta P_1 A_1 + \Delta P_2 A_2 + \dots \}$$

$$+ \Delta P_n A_n \}$$

但し、 $\Delta P$ ：リング上下の圧力差      K：使用状態により定まる係数

n：リング本数

で表わされる。図4.5.6に示す圧力状態の場合、日本ピストンリング機の試算によれば、Fはピストンリング側では104kg、ロッドシール側では96kgとなり、損失馬力としては9.5PS/cyl.である。これは出力に比べてかなり大きく、今後の研究課題とすべきであろう。以上は複動形として構成した場合であり、実験機関1次の単動機関では損失馬力にして16PSとなる。

#### (4) シール装置に関する問題点

- (i) ヘリューム又は水素への対応
- (ii) ガス洩れによる性能予測
- (iii) 摩擦損失の低下
- (iv) 回転数（摺動速度）上昇への対応
- (v) シール装置の冷却方法
- (vi) 摩耗による性能低下とその限界値
- (vii) ロッドシール洩れに対する作動流体のリサキュレーション

(ii)に関しては熱サイクル計算方式の研究、(vi)、(vii)に関してはシール装置の研究において今後検討を要しよう。又(vi)に関してはその必要性を調査し、設計上考慮しなければならない。(vi)、(vii)については現在日本ピストンリング機にて研究中である。

### 4.5.3 制御機構

#### (1) 所要条件

スター・リング機関の制御機構は大別すると出力制御、機関発停制御、及び気筒間制御があり、更にこれら相互間を的確に制御する総合制御機構も必要である。スター・リング機関の制御はディーゼル機関のように燃料量のみの制御では不十分で作動流体の制御が更に加わる。これら制御機構は操作簡便、作動確実でしかも迅速であることが望ましい。しかし当初においてこれらを要求することは難しく、今後の研究により諸特性を解明し

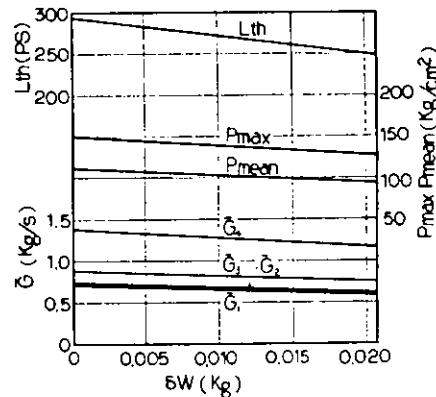


図4.5.7 作動流体の洩れ（ロッドシール）による性能変化 ( $w_t = 0.132 \text{ kg}$ )

(4.5.3)

逐次具体化を進めて行くことになる。従って所要条件についても一般的な項目に留めることとする。

(a) 出力制御機構

(i) 検出機構

機関回転数：オールスピードガバナ

高温部温度：加熱器壁温又は相当温度

(ii) 燃焼制御と作動流体制御の適性化

(iii) 繰返し制御可能

(iv) 広範囲の負荷において高効率

(v) 温度・圧力・回転数の異常上昇に対する保護

(b) 機関発停制御機構

(i) 始動時外部より回転力附加（電動機又は圧縮空気）

(ii) 着火・消炎の確認機構

(iii) 発停時の過熱保護、特に加熱器

(iv) 着火前のプレバージ

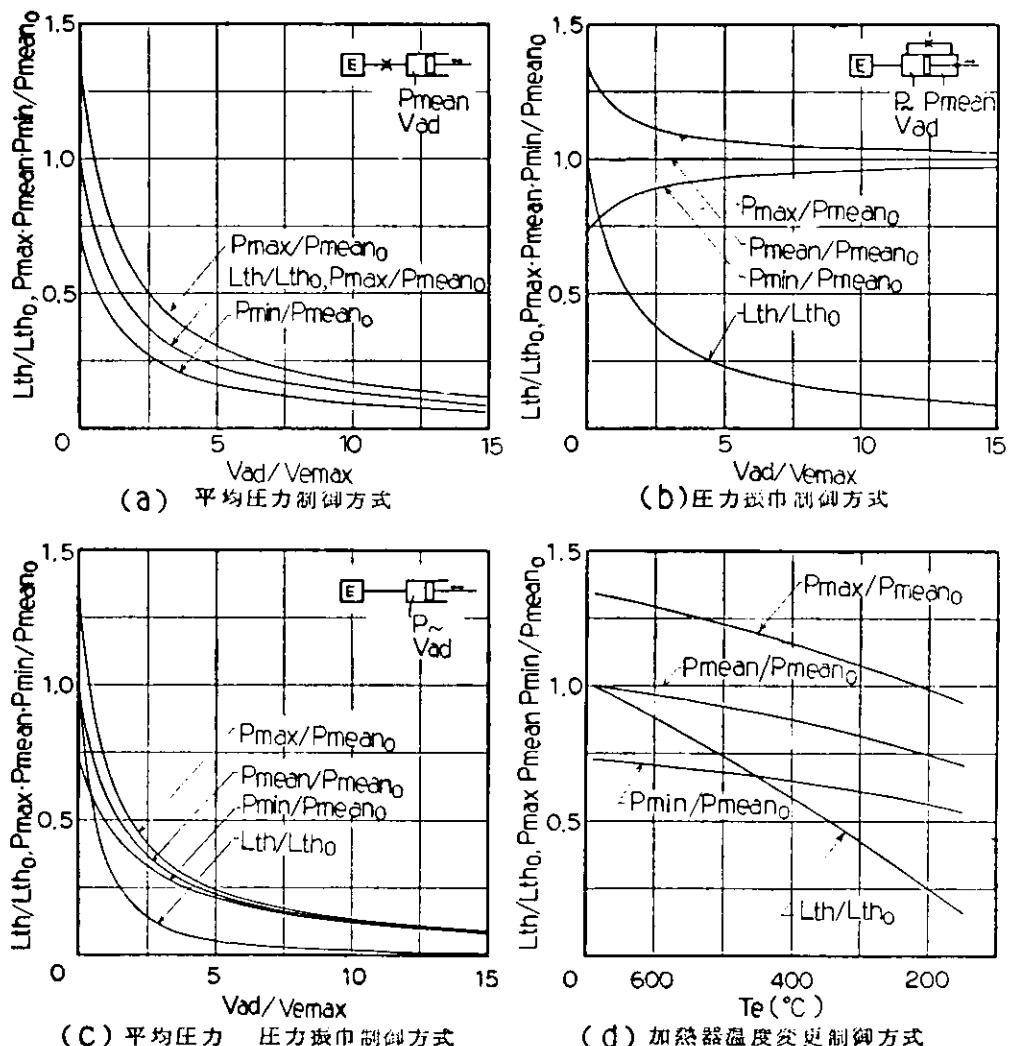


図 4.5.8 出力制御方式の特性(シムットサイクル)

(V) 消火後のバージ

(VI) 負荷投入検出機構

(c) 気筒間制御機構

多気筒化の時点でその必要性を調査する。制御機構としては自己制御であることが必要。

## (2) 出力制御方式の検討

出力制御方式についてはスター・リング機関研究開発専門家会議作業部会において、平均圧力制御方式、短絡弁制御方式及び圧力振巾制御方式について基本方式及び諸外国実施例について詳細な比較検討を行なった。<sup>(1)</sup>

しかしいずれの方式においても長短があり、1方式に限定することは困難で、数種の方式の併用が必要であろう。又各方式の応答速度その他諸特性の解明も必要であり、実験機関1次においては数種の方式の実験が必要となろう。なお作業部会資料と一部重複するが、平均圧力制御方式、圧力振巾制御方式、平均圧力+圧力振巾制御方式及び加熱器温度制御方式についてシミュットサイクルによる各基本方式の特性を図4.5.8に示した。

## (3) 出力制御範囲の設定

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する場合について想定した。なお機関補機としては燃焼空気用プロアを除く各ポンプ類を駆動するとし、設定にあたっては各効率についても試考した。以上の仮定による出力制御範囲を表4.5.1に示した。スター・リング機関では部分負荷特性特に無負荷状態での特性は不明であり、しかも諸外国におけるプロトタイプも大部分自動車用のため出力設定も異なる。従って表4.5.1に示す値は仮定条件が非常に多く、参考値程度と考えておく必要がある。

表4.5.1 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) 制御機構に関する問題点

- (i) 高温部温度検出用センサの耐久性
- (ii) 高圧作動流体用の弁機構
- (iii) 高圧作動流体用ポンプ
- (iv) 各出力制御方式の特性
- (v) 各部の過渡応答の特性

これらの問題は次年度より実施の制御機構の研究において検討すべき事項である。しかし(iv), (v)に関しては、熱サイクル計算による検討も必要であろう。

## 4.5.4 燃 燃 器

### (1) 所要条件

燃焼器には燃料・空気供給系とその制御機構及び空気予熱器を含める。直接加熱方式とした場合燃焼器は加熱器と一体設計であり、高温・高負荷燃焼が要求される。又出力に見合った広範囲にわたる安定燃焼も確保しなければならず、更に低公害といった事も将来の検討課題としておく必要がある。

次に実験機関1次の燃焼器の一般的所要条件について列記する。

- (i) 燃料油種別 A重油

(ii) 加熱器とのマッチング設計(直接加熱)

加熱器吸収熱量 308,900 Kcal/h

加熱器内作動流体温度 690°C

(iii) 燃焼割合(加熱器吸収熱量基準) 1/1.5

(iv) 低公害化への検討

(2) 燃焼器諸元の検討

前述の所要条件では燃

焼器に関する諸元は含まれていない。従って燃焼器の諸元について加熱器を含めた燃焼器系の熱勘定をすることにより検討を行なう。図 4.5.9 に示す燃焼器・加熱器系統図

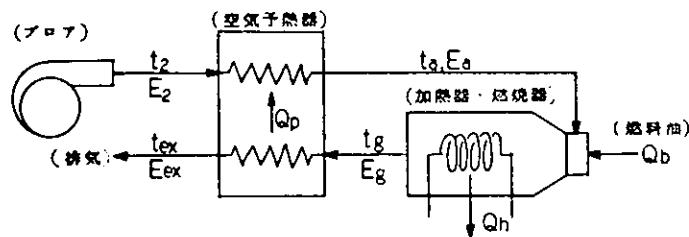


図 4.5.9 燃焼器・加熱器系統図

において熱量、温度、エ

ンタルビ流量を  $Q$ ,  $t$ ,  $E$  として図のように定めた場合、各部におけるエンタルビ流量は

$$E_2 = L \bar{C}_{p2} t_2 \quad (4.5.4)$$

$$E_a = L \bar{C}_{pa} t_a = E_2 + Q_p \quad (4.5.5)$$

$$E_g = G \bar{C}_{pg} t_g = E_a + Q_b - Q_h \quad (4.5.6)$$

$$E_{ex} = G \bar{C}_{pex} t_{ex} = E_g - Q_p \quad (4.5.7)$$

但し、 $L$ ：供給空気重量

$G$ ：燃焼ガス重量

$\bar{C}_p$ ：平均比熱

$$\therefore Q_b = Q_h + E_{ex} - E_2 \quad (4.5.8)$$

$$Q_p = E_a - E_2 = E_g - E_{ex} \quad (4.5.9)$$

となる。 $L$ ,  $G$ については燃料を A 重油として理論空気比 1.46, 空気過剰率  $n$ , 燃料送油量  $b$  とすれば、それぞれ

$$L = 1.46 b n \quad (4.5.10)$$

$$G = (1.46 n + 1) b \quad (4.5.11)$$

又ボイラ効率  $\eta_b$  (%) は下式により定義する。

$$\eta_b = Q_h / Q_b \times 100 \quad (4.5.12)$$

以上の関係をもとに空気過剰率、排気温度、ボイラ効率の関係を図 4.5.10 に示した。又熱効率 45%, 機械効率 91% の場合総効率とボイラ効率の関係は図 4.5.11 の如くなる。更に燃焼器における加熱器へのふく射・対流熱伝達を考慮した燃焼計算により試算した燃焼器基準諸元を下記する。

空気過剰率  $n = 1.1$

燃料送油量  $b = 34.9 \text{ kg/h}$

総発熱量(低位)  $Q_b = 358,100 \text{ Kcal/h}$

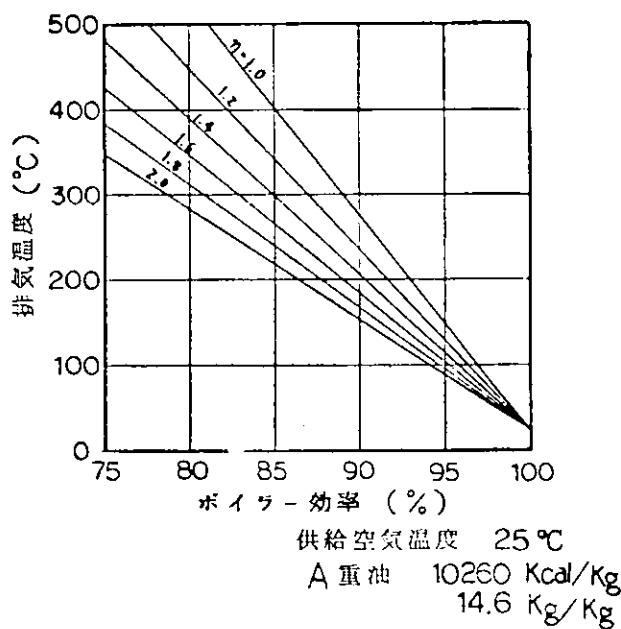


図 4.5.10 排気温度・ボイラ  
効率(空気過剰率:n)

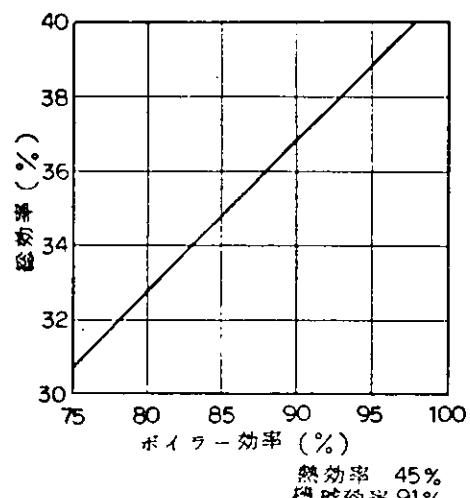


図 4.5.11 総効率・ボイラ効率

加熱器吸収熱量	$Q_h = 308,900 \text{ Kcal/h}$
予熱器交換熱量	$Q_p = 108,500 \text{ Kcal/h}$
供給空気量	$L = 561 \text{ Kg/h}$
燃焼ガス量	$G = 596 \text{ Kg/h}$
ボイラ効率	$\eta_b = 86\%$
各部温度	$t_2 = 25^\circ\text{C}$ $t_a = 76.5^\circ\text{C}$ $t_g = 940^\circ\text{C}$ $t_{ex} = 330^\circ\text{C}$

### (3) 燃焼器に関する問題点

- (i) 燃焼器とシリンダヘッドの断熱方法
- (ii) 燃焼器・加熱器とシリンダヘッドの一体設計、及び燃焼器の取付方法
- (iii) 多気筒化の場合の燃焼器・空気予熱器の配置
- (iv) 削御機構とのマッチング

これら設計研究上の問題点は燃焼方式の研究グループと共同で調査・検討する予定である。

### [参考文献]

- (1) 運輸省船舶局 昭和51年度スターリング機関研究開発報告書(昭和52年4月)
- (2) G. Walker Stirling Cycle Machine, Clarendon Press, Oxford (1973)
- (3) 林 洋 スターリング・エンジンの現状 JARI Automotive Tech. Information No. ATI-SP9 (1974.4)

- (4) Computers in Internal Combustion Engine Design (P17~18 M. L. Monaghan Stirling Cycle Engine); The Institution of Mechanical Engineers Vol. 182 Part 3L (1968)
- (5) S. G. Carlqvist et. al; CIMAC A24 Tokyo (1977)
- (6) Dr. Ir. R. J. Meijer The Philips Stirling Engine as a Propulsion Engine prepared for Fisita meeting in Brussels (1969)
- (7) G. T. M. Neelen et. al.; CIMAC Stockholm (1971)
- (8) 伝熱工学資料 日本機械学会 (1975)

## 5. 高温高压部材料の調査・基礎実験及び実験機関の基本設計

### 5. 1 研究の概要

4章においては、実験機関の要目、各構成要素諸元等について基礎的調査を行なってきたが、本章においては、それらに基づいた実験機関設計のための具体的な調査を行なうこととした。昭和52年度における研究実施項目は

- (1) 高温部の調査
- (2) 出力取出機構の検討
- (3) 実験機関の構造配置計画

である。

(1)に関しては、高温部作動空間を形成するシリンダヘッド及び作動ピストンについて使用条件を明らかにし、その条件を基にスターリング機関に供し得る耐熱合金の調査を行ない、実験機関に採用すべき材料の選定を行なった。次にシリンダヘッドと加熱管はろう付が想定されるため、ろう付に関して予備試験を含め基礎調査を行なった。又高温部ガスケットについてもスターリング機関への適応性について調査し、現状技術の問題点及び今後の方針を定めた。これらの内容は5.2に述べられている。

(2)に関しては、複動形のピストンクランク機構と偏心円板クランク機構それぞれについて試設計を行ない、それに基づいて大きさ・重量及び機構解析による各部作用力について比較検討し、出力取出機構を決定した。更に実験機関1次の検討も行なった。この内容は5.3に述べられている。

(3)に関しては、4章にて実施の総合計画に基づき、実験機関1次の計画図として機関外形図・横断面図及び縦断面図を作成し、構造・配置に関する基本設計を行なった。なお、各構成要素については各研究により試設計が行なわれたので、ここではそれらに従った。(3)に関する内容は4.4に述べられている。

以上の成果としては、実験機関1次についてかなり具体的なイメージをつかむことができた。しかし高温部材については高温強度上の問題点に加え、大形であるため製作上の制約が多く、更に詳細な検討が必要と考えられる。

次年度(昭和53年度)設計研究としては、本年度研究の機関総合計画、設計計画に基づいて、実験機関1次の本体製作のための詳細設計を行なう。研究実施項目は

- (1) 各構成要素適応性の検討
- (2) 各部詳細設計
- (3) 総合研究内容の検討(本年度より継続)

である。

### 5. 2 高温部材の強度計算及び材料

#### 5. 2. 1 シリンダヘッド、作動ピストンの使用条件

スターリング機関の効率を良くするには、高温側作動流体温度を可能な限り高くすることが望ましい。従って、この高温部作動空間を形成するシリンダヘッド・作動ピストンの作動空間側壁温を高く保ち、作動流体の温度低下を防ぐ必要がある。更にシリンダヘッド上面は、燃焼室に面しており、火炎から直接熱をうけるため、遮熱板等で覆う必要がある。この場合起動直後は、シリンダヘッド内面は作動流体により暖められ、外は断熱されているため燃焼ガスから熱が伝わるまでには時間的な遅れが生じ、そのため定常時とは逆の熱応力が作用することになる。この事は今後検討することとして、現時点では定常状態における使用条件について調査しておくことになる。

とした。

#### (1) 使用温度

使用温度を推定する為に、まずシリンダヘッド、作動ピストンの形状を仮定し、次に温度境界条件を与えて温度分布を試算した。図5.2.1、図5.2.2に仮定した形状を、図5.2.3、図5.2.4に、境界条件及び計算結果の温度分布を示す。なお計算は有限要素法による温度分布解析プログラムによった。

この結果によると、シリンダヘッドの最高温度は約850°Cであり、作動ピストンの最高温度は約690°Cである。

#### (2) 作用力

作用力としては作動流体の圧力が考えられる。この圧力は図4.4.1に示した様に、1回転1サイクル毎に80~150%の圧力変動をし、この圧力変動はシリンダヘッド、作動ピストンに對して高サイクルの外力となって作用する。

#### (3) 材料強度

材料の必要とする強度を推定する為に、前述の形状及び温度分布の下で、作動流体が最高圧力150%で作用した時の応力を有限要素法による応力解析プログラムにより計算した。この応力と、その部分の温度との関係より材料が必要とする応力~温度範囲を求め、この結果を図5.2.5に示す。ただしこの結果は仮定条件が解明されるに従い修正されるべき性質のものである。

#### (4) 使用雰囲気

使用雰囲気及び問題点を表5.2.1に示す。

#### 5.2.2 耐熱合金の調査(1)(2)(3)(4)

代表的な耐熱合金について、化学成分・機械的性質、物理的性質、製造方法を表5.2.2に示す。又クリープ破断強さを前述の使用範囲と合わせて図5.2.6に示す。(クリープ破断強さは試験片の値であり、実体の場合はさらに低下するが今は考慮し

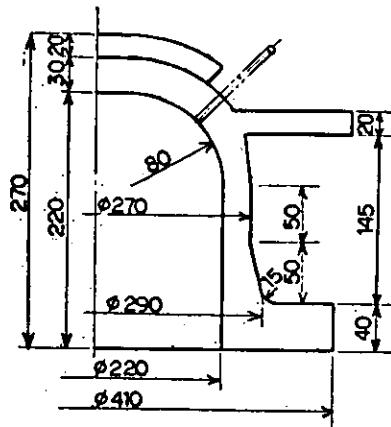


図5.2.1 試算用シリンダヘッド形状

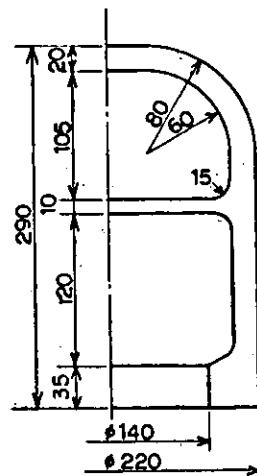


図5.2.2 試算用ピストン形状

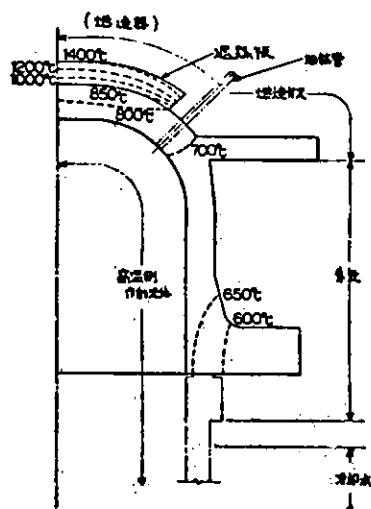


図5.2.3 試算用シリンダヘッド温度分布

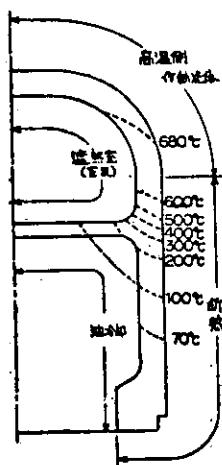


図5.2.4 試算用ピストン温度分布

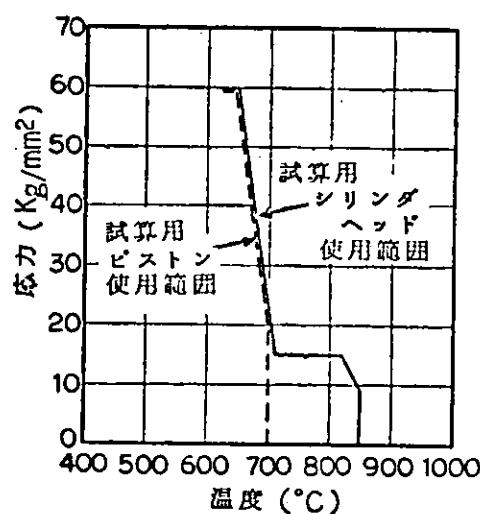


図5.2.5 応力~温度使用範囲

ない。)

表5.2.1 シリンダ・ヘッド・ピストンの使用雰囲気と問題点

### 5.2.3 材料の選定

既に図5.2.6に示した使用範囲とクリープ破断強さの関係より材料を選定する。図より明らかな様に、必要な強度を有する材料はM A R -

使 用 場 所	使 用 雰 囲 气	問 題 点
シリンダ・ヘッド	外面頂部 重油燃焼ガス	硫黄脆化 高温腐食
	外面下部 大 気	高温腐食
	内 面 高温度のHe(H <sub>2</sub> )ガス	(水素脆化)
ピストン	外 面 高温度のHe(H <sub>2</sub> )ガス	(水素脆化)
	内 面 潤滑油 大気	

M 246を始めとする十数種類のニッケル基耐熱合金があげられる。これらの大部分は鋳造品であるので仕上りに近い形状に鋳造出来て、素材重量・機械加工とも最少限で良く生産性が良い。ただし、これらの材料は全て真空溶解・真空鋳造を必要とするのに、国内に於けるその設備は現在のところ試算部品の重量に対して約半分の鋳造能力しか無いので、採用にあたっては鋳造設備の手当が必要である。一方、大部分は鍛造も可能であるが、鍛造品は素材重量の増大、機械加工の繁雑さと云う欠点がある上に、国内に於ける鍛造品としての市場性が乏しいので、量的にまとめる必要があり、しかも入手時間もかかるので、問題点が多い。

そこで必要な強度には少々足り無くとも、国内で市場性がある材料を調査する。鋳造品としてはコバルト基耐熱合金があげられ、その中の最強材はHS-31(X-40)である。(MAR-M302は真空鋳造が必要であるので除く。)一方ハステロイXはニッケル基耐熱合金であるが大気鋳造可能であり、強度は前者より弱いが市場性に富んでいる。鍛造品ではニッケル基耐熱合金のインコネルX-750が強度もあり市場性に富んでいる。

一方、耐熱合金の加工テストとして、ハステロイX, HS-31(X-40), インコネルX-750, 及びインコネル713Cについて、旋削テストを行なった。超硬チップによる加工は切削速度も遅く、仕上面は12S程度である。又バイト寿命が短いため6S程度の仕上は困難であり、更に曲線加工は姿バイトでは不可能であり、N/C旋盤によらなければならない。そして6Sの仕上については研削或るいはボラゾンチップによる加工が必要である。耐熱合金の使用は加工性より考えても、工具・切削速度・仕上形状等制約が多く、設計する上でもこれらの点を充分考慮しなければならない。

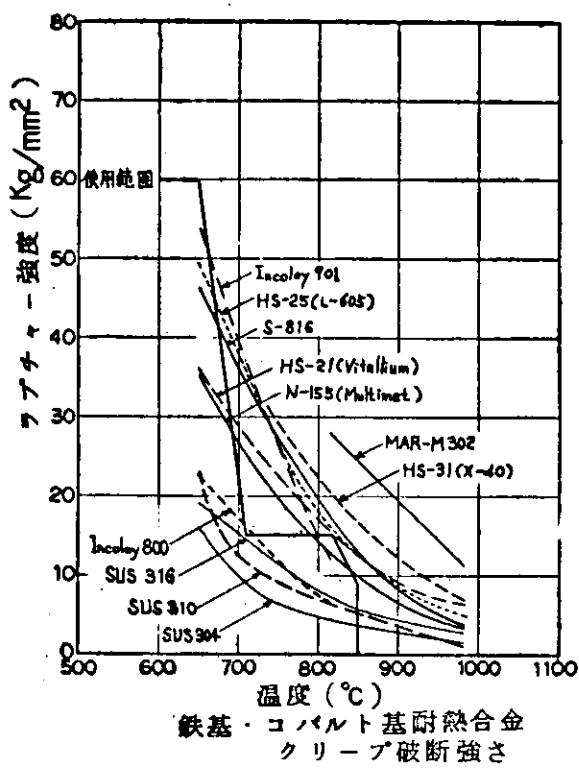
以上、耐熱合金について製造方法、強度及び加工性等について調査したが、実験機関1次に限定するならば、使用時間は短かく且交換頻度も多いと考えられるので、クリープ破断強さはさほど必要でなく、むしろ加工性のよい低価格の材料が望まれる。この条件を満足するものにはステンレス鋼があり、代表的なSUS304及び耐熱性を向上させたSUS310があげられる。従って実験機関1次のシリンダヘッド、作動ピストンの材料は一応SUS304又はSUS310を採用する。ただし、実験の進展につれてクリープ破断強さの大きい材料が必要となった時には、前述のハステロイX, HS-31(X-40), インコネルX-750等の高級材料へと進める考え方である。

最後に高温部材の選定に関する問題点を列記する。

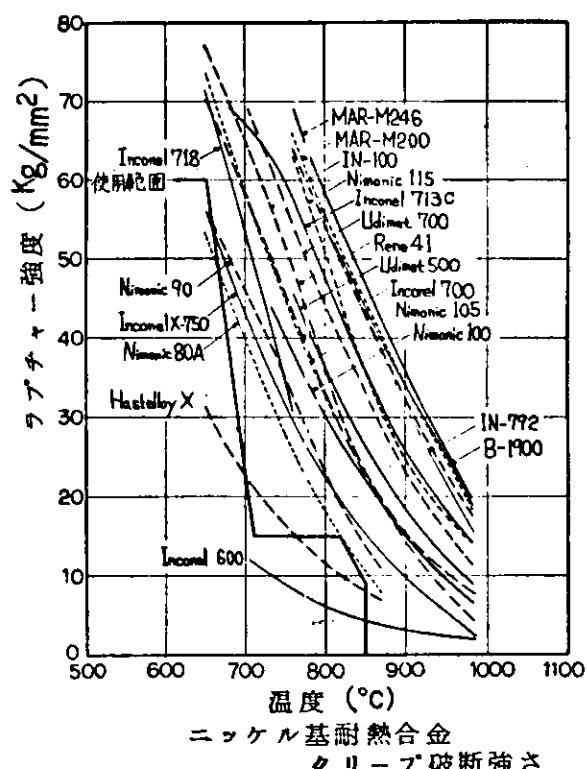
- (i) 強度(引張強さ、クリープ破断強さ)
- (ii) 高温疲労・耐熱衝撃性
- (iii) 耐酸化性・耐腐食性
- (iv) 形状
- (v) 製作方法(鋳造又は鍛造・切削・溶接・ろう付)

表 5.2.2 耐热合金

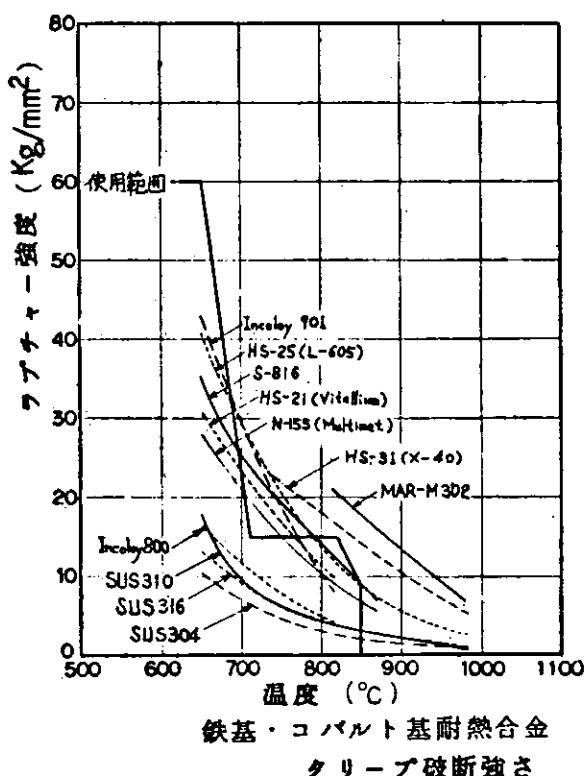
合金名	化学成分 %										机械的强度				物理的性质	制造方法								
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Co	Mo	W	Mo	Fe	Ti	Af	B	Zr	40/20 Kil./cm <sup>2</sup>	伸长率 %	HRC %	常温 强度 系数 %	常温 硬度 系数 %	常温 强度 系数 %	常温 硬度 系数 %			
镍基	Si-US-364 <sup>a</sup>	≤0.05	≤2.00	≤1.00	1.9	9.25	—	—	7.0	—	—	—	—	—	25.0	60	60	7.93	大氣	—	0			
	Si-US-2103	≤0.05	≤2.00	≤1.50	2.5	2.05	—	—	5.3	—	—	—	—	—	28	47	47	—	大氣	—	0			
	Si-CS-18	≤0.05	≤2.00	≤1.00	2.5	2.05	—	—	5.2	—	—	—	—	—	24.5	30	30	—	大氣	—	0			
	Incoloy 800	0.05	0.75	0.50	3.0	3.25	—	—	4.60	0.38	0.53	—	—	—	—	—	—	—	大氣	—	0			
	Incoloy 701	0.05	0.75	0.40	4.25	—	5.7	—	3.60	2.8	0.1	0.015	—	—	51.3	56.3	18	—	大氣	—	0			
	Incoloy 701 (full aust.)	0.15	0.5	2.1	2.0	2.0	—	—	3.0	2.3	1.0	0.03	—	—	23.9	32.3	32	—	大氣	—	0			
	D-1900	0.10	—	≤0.25	8.0	6.4	10.0	6.0	—	—	1.0	6.0	0.015	0.018	—	—	—	—	真空	大氣	—			
	Hastelloy X	0.10	0.5	2.2	4.73	1.5	3	0.6	—	18.5	—	—	—	—	—	—	—	—	真空	大氣	—			
	IN-100	0.18	—	—	10.0	6.0	15.0	3.0	—	—	4.7	5.5	0.014	0.016	0.02	0.010	3.97A	68.9	83.0	4.5	8.22	大氣	—	
	IN-742	0.12	—	—	12.4	6.1	9.0	1.9	3.8	—	4.5	3.1	0.02	0.010	—	—	—	—	真空	真空	—			
镍基	Inconel 600	0.04	0.20	0.25	15.8	7.66	—	—	—	—	7.2	—	—	—	—	—	—	—	真空	真空	—	0		
	Inconel 700	0.12	0.10	0.30	15.0	4.60	29.5	3.7	—	—	0.7	2.2	—	—	—	—	—	—	真空	真空	—	0		
	Inconel 713C	0.13	<0.25	≤0.50	12.5	7.20	—	4.2	—	2.0	<2.5	0.8	6.1	0.012	0.018	—	—	—	—	真空	真空	—	0	
	Inconel 718	0.04	0.20	0.18	18.6	5.30	—	3.1	—	5.0 <sup>b</sup>	18.5	0.1	0.4	—	—	—	—	—	真空	真空	—	0		
	Inconel X-750	0.04	0.70	0.25	15.0	7.30	—	—	—	—	0.9 <sup>b</sup>	6.8	2.5	0.8	—	—	—	—	真空	真空	—	0		
	MAR-M 200	0.19	—	—	9.0	10.0	—	—	12.5	1.0	0.015	2.0	5.0	0.015	0.015	—	—	—	—	真空	真空	—	0	
	MAR-M 216	0.15	—	—	9.0	9.8	10.0	2.5	10.0	—	1.5	5.5	0.015	0.015	15.7A	—	—	—	—	真空	真空	—	0	
	Nimonic 80A	0.1	—	—	20	52	20	5	—	5.0	2.2	1.1	—	—	—	37.0	47.5	22	—	真空	真空	—	0	
	Nimonic 90	0.13	—	—	20	53	18	5	—	5.0	2.4	1.5	—	—	—	40.0	51.5	17	—	真空	真空	—	0	
	Nimonic 100	0.3	—	0.5	11	5.5	20	5	—	2.0	1.5	5.0	—	—	—	47.0	70.0	9.5	—	真空	真空	—	0	
镍基	Nimonic 105	0.2	—	—	15	53	20	5	—	1.0	1.2	4.5	—	—	—	66.5	—	—	—	真空	真空	—	0	
	Nimonic 115	0.2	—	—	15	57	15	3.5	—	4	5	—	—	—	—	70.3	84.4	22	—	真空	真空	—	0	
	Rene 41	0.09	—	—	11.0	55.3	11.0	—	—	—	3.1	1.5	0.015	—	—	—	83.0	88.6	14	—	真空	真空	—	0
	Uliat 500	0.08	—	—	12.0	52.6	18.5	4.0	—	—	2.9	2.1	0.006	0.005	—	—	63.3	87.9	20.5	—	真空	真空	—	0
	Uliat 520	0.05	—	—	11.0	56.8	12.0	6.0	—	—	3.0	2.0	0.005	—	—	—	77.3	91.4	33	—	真空	真空	—	0
	Uliat 700	0.08	—	—	15.0	53.4	18.5	5.2	—	—	3.5	4.3	0.020	—	—	—	50	25	0.020	—	真空	真空	—	0
	Uliat 710	0.07	—	—	18.0	54.9	15.0	3.0	—	—	5.0	2.5	0.020	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	
	HS-21 (Mallium)	0.25	0.6	0.60	27	3	62	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	
	HS-25 (L-605)	0.10	1.50	0.50	20	10	53	—	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	
	HS-3 (X-40)	0.50	0.75	0.50	25.5	10.5	51.9	—	7.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	
镍基	MR-M-32	0.83	—	—	21.5	—	53.0	—	10.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	
	S-816	0.38	1.2	0.40	20.0	4.0	4.0	—	4.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	



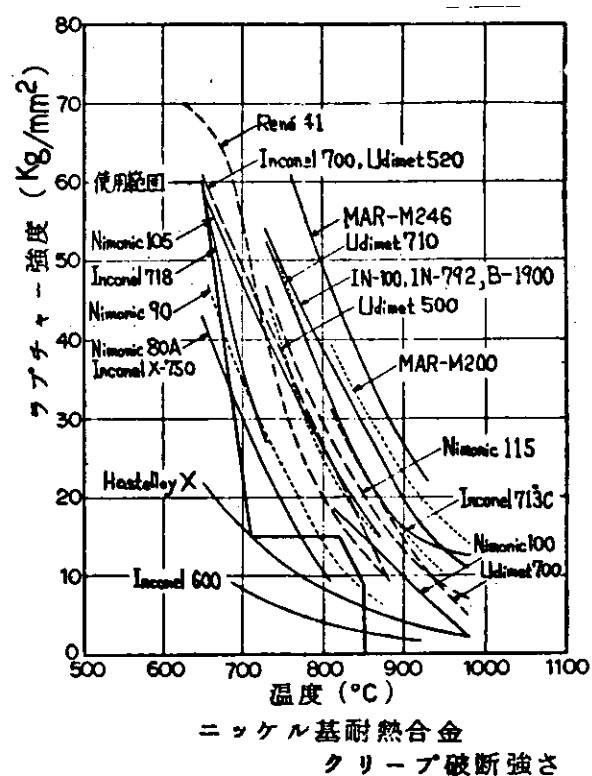
鉄基・コバルト基耐熱合金  
クリープ破断強さ



ニッケル基耐熱合金  
クリープ破断強さ



鉄基・コバルト基耐熱合金  
クリープ破断強さ



ニッケル基耐熱合金  
クリープ破断強さ

図 5.2.6 耐熱合金のクリープ強度

(VII) 素材価格

(VIII) 市場性

#### 5. 2. 4 ろう付の調査

加熱管とシリンダヘッドとの接合方法は、細管が多数並んだ狭い場所で、しかも完全密封を必要とするので、ろう付が適当と考える。この場合ろう付母材が耐熱合金であるので、特に耐熱合金のろう付について調査する。

##### (1) ろう付部使用条件

###### (a) 母材

シリンダヘッド側の母材寸法は厚み約30mmの板であり、材質は前述した様に、SUS304, SUS310, ハステロイX, HS31(X-40), インコネルX750が考えられている。

一方加熱管は外径10mm前後、肉厚1～2mmの細管であり、材質は例えばハステロイX等の耐熱合金が想定される。

###### (b) 最高使用温度

約800°Cである。

###### (c) 最高使用圧力

作動流体の最高圧力は150kg/cm<sup>2</sup>であり、継手部は完全密封を必要とする。

###### (d) 使用雰囲気

外面は重油燃焼ガス雰囲気であり、内面は高温Heガス雰囲気である。

###### (e) 機械振動

機関起振力による振動、作動流体の圧力変化を伴った往復流動による振動、燃焼による振動等が考えられる。

##### (2) 耐熱合金耐熱ろう

最高使用温度が800°Cであり、母材が耐熱合金であるので、使用可能なろう材は以下のものが考えられる。

###### (a) ニッケルろう

ニッケル合金ろうは一般に耐熱性・耐食性が要求されるようなどころに用いられる。又種類により差異はあるが980°Cまでの常時使用温度でも耐熱性を失なわないもの、薄肉管のろう付に用いられ高温における性質がすぐれたものがある。

ろう付方法は水素炉内ろう付、真空ろう付、不活性ガス中ろう付が最も多い。

###### (b) パラジウムろう

パラジウムろうは耐酸化性・高温強度がすぐれている。又継手も延性にとむのが特徴である。

このろうの欠点の一つは高価なことである。またパラジウムは水素を吸収する性質があるので、水素炉内ろう付よりも真空ろう付あるいは不活性ガス中ろう付が適している。

###### (c) 金ろう

金ろうは耐酸化性・耐食性がすぐれている。又耐熱合金からなる母材に対してエロージョンが少ないので薄肉の母材のろう付に適している。

このろうの欠点の一つはパラジウムろうよりさらに高価なことである。

###### (d) シリコン青銅ろう

上記3種のろう付方法が主として炉中ろう付であるので、加熱器・シリンダヘッドを収納出来るかなり大

きな炉を必要とするが、この様な大ささの炉はあまり一般的で無く、製造価格面に問題点がある。それ故、炎ろう付が容易に行なえる耐熱ろうが望まれ、その1つとしてシリコン青銅ろうがある。本品の化学成分・

機械的性質を表5.2.3

表5.2.3 シリコン青銅ろうの性質

に示す。このろう材は耐熱合金に使用した実績が乏しい為、実施にあたっては予備試験を必要とする。

化 学 成 分			機 械 的 性 質				
S i	C u	その他の	引張強さ	降伏強さ	伸 び	絞 り	硬 さ
2.8 4.0	残	0.5 以下	K2/ $\text{mm}^2$ 41.0	K2/ $\text{kgf/mm}^2$ 176	% 5.40	% 5.70	ブリネル 9.8

### (8) ろう付予備試験

(5)

耐熱合金に関するろう付の文献及びデータは非常に乏しいので、予備試験を行なって、ろう付性能を調べる。炉中ろう付の代表ろう材としてはニッケルろう2種(BNi-2)を、炎ろう付のろう材としてはシリコン青銅ろうを用いる。

まず耐熱合金のろう付では、ろうの母材に対するぬれの良否が問題となるので、前述の耐熱合金についてぬれ試験を行なう。試験はJISZ3191硬ろうの広がり試験方法に基づく。この成果を表5.2.4に示す。

表5.2.4

硬 ろ う の 広 が り 試 験

ろ う 材	広がり面積 ( $\text{mm}^2 / 0.1\varphi$ , 1150°C)				
	SUS 304	Hastelloy X	HS-31(X-40)	Inconel X-750	Inconel 713C
ニッケルろう(BNi-2)	213	219	176	112	117
シリコン青銅ろう	125	144	66	69	58

次に耐熱合金のろう付では、ろう付部の使用温度に於ける引張強さ、せん断強さ、疲労強度、クリープ強度等が問題となる。従って、ろう付部の高温強度の指標を高温引張強さで代表させることにして、JISに基づく引張試験を試みた。しかし、試験片形状に問題があり、信頼できるデータを得ることはできなかった。この件は別途調査する予定である。

## 5.2.5 ガスケットの検討

スターリング機関もこの実験機関の規模になると、分解の容易さの為に作動空間を分割可能な構造にせざるを得ない。しかるに組立時には高温・高圧の作動流体を完全密封すると云う相反する条件を達成せねばならず、現状技術では限界があるので検討する。なおこの分割部分としてはシリンダライナとシリンダヘッド間、加熱器と再生器間等が考えられる。

### (1) 使用条件

内部流体は分子形状が小さいHeガスであり、最高ガス温度は約690°Cで、圧力は1回転1サイクル毎に8.0~15.0%の変動をする。一方シリンダライナとシリンダヘッド間のガスケット保持部は図5.2.5より約650°Cと想定される。

### (2) 現状技術

(6)

一般に使用されているガスケットの選定基準を図5.2.7に示す。この図によれば上記の使用条件は温度・圧力ともその使用範囲を超えており、現在の所この使用条件の実績を有するガスケットは無い。

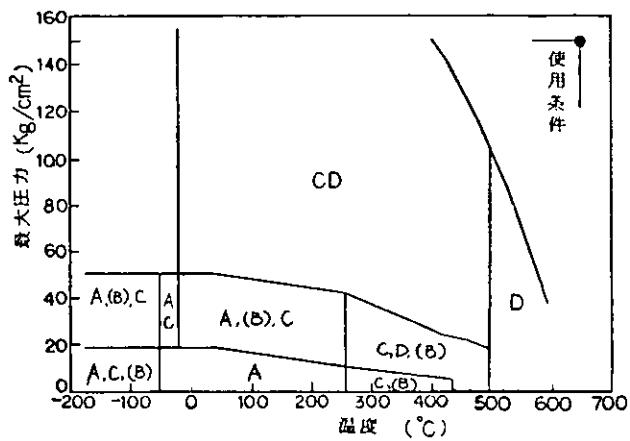
そこで現在使用されているガスケットの比較を表5.2.5に示す。リングジョイントガスケットは耐熱性・耐圧性とも良く、現状のままでもスターリングエンジンの使用条件を満足する可能性があるので、使用して状況

を見たい。ただし実験段階での、分解回数が多い時には、コスト的に問題がある。ウズ巻ガスケット・ミゾ付金属ガスケットは、前者に次いでガスケット性能が良く、コストも低いので実験機関1次では使用してみたい。金属リング、平形金属ガスケットは、さらにガスケット性能がおちるので採用するには疑問が多い。

### (3) スターリング機関への適応

現在の技術レベルでは、スターリング機関の使用条件に合致した実績を有するガスケットは無い。しかも、現用のガスケットの使用上限温度は不明である。

この様な状況であるので、設計研究を進



A: 石綿ジ・イントシート      C: ウズ巻形ガスケット  
B: 石綿板入メタルガスケット      D: リングジ・イントガスケット

図 5.2.7 ガスケット選定基準

表 5.2.5 ガスケット形状別の一覧表

形式	金属O型	ウズ巻形ガスケット	ミゾ付金属ガスケット	平形金属ガスケット	リングジ・イントガスケット	備考
形状	○	○	○	○	○	
ガスケット係数	一	3.00	4.25	6.50	6.50	SUS材
コスト	5	3	2	1	4	順位(最低) 5(最高)
フランジ面粗度	6S	12S	12S	12S	6S	
フランジ面使用痕跡の有無	無	無	有 (状候材無)	有	有	
耐熱性	△	△	○	○	◎	
耐圧性	△	○	○	△	◎	
実績例	300kg/cm² 450°C Nz	180kg/cm² 430°C Hz	50kg/cm² 200°C Nz	300kg/cm² 常温 アンモニア	180kg/cm² 420°C Hz	

めるにあたっては、使用条件に合った高温・高圧の新しいガスケットの開発が望まれる。

次の方法としては、ガスケット使用条件を現用の実績値に出来るだけ近づける構造を検討した上で、状況を見まることである。

しかしガスケット使用部の温度を充分下げる構造については問題があり、新しいガスケットの開発も同時に推進しこれとの併用を考えねばならない。

## 5. 3 出力取出機構

### 5. 3. 1 出力取出機構の概要

スターリング機関は外燃式容積形機関であるため膨張室、圧縮室を構成する機構は数種ある。往復動形に限定した場合のスターリング機関の出力取出機構として構成可能な形式についてはスターリング機関研究開発専門家会議作業部会において調査された。<sup>(1)</sup>ここでそれらについての詳述はしないが、調査した機構としては、

- (i) ディスプレーサ・ロンピック機構
- (ii) 複動V形ピストンクランク機構
- (iii) 複動・スワッシュプレート機構
- (iv) 複動・ピストンクランク機構
- (v) 複動・偏心円板クランク機構

の5形式である。作業部会においては船用スターリング機関としては、(iv), (v)のそれぞれのクランク機構が適応可能であるとし、開発に当ってはそれら2形式について更に詳細な検討が必要であると結論づけている。従って本節においてはピストンクランク機構及び偏心円板クランク機構について詳細検討することとした。

### 5. 3. 2 試設計による検討

ピストンクランク機構と偏心円板クランク機構それぞれについてスターリング機関として構成した場合の出力取出機構について実験機関要目に従って試設計を行ない大きさ、重量その他強度上の項目等統合的に比較検討を行なう。

#### (1) 機構解析

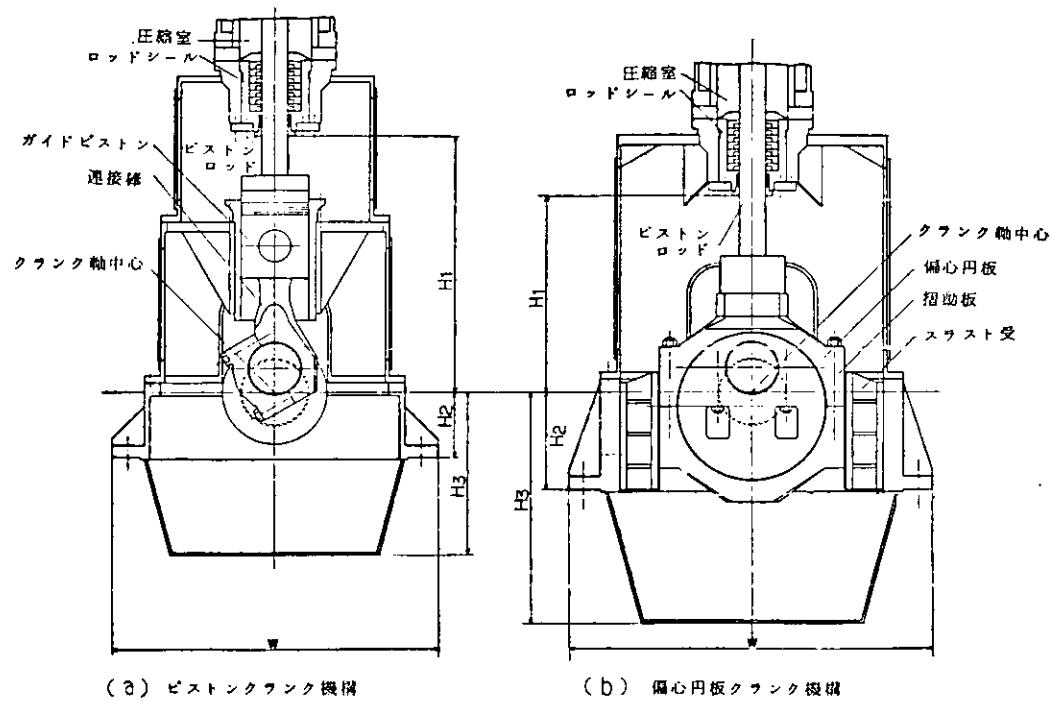
ピストンクランク機構、偏心円板クランク機構双方共回転運動と往復運動を相互変換するいわゆるクランクロッド機構である。機構学的には同一であるが、要素としてはピストンクランク機構の方は各リンク、ロッドが独立しているのに対し、偏心円板クランク機構の方は往復部のリンクがロッドを包含している点で相違する。従って設計的に連桿比が小さくなり、それに伴ってロッド揺動角が大きくなる。そのため一般的なクランクロッド機構であるピストンクランク機構では無視し得るロッドの揺動運動による回転慣性力から生じる修正項が偏心円板機構の場合大きく、無視し得なくなる。

#### (2) 出力取出機構試設計

双方の機構の試設計例を図5.3.1、大きさ・重量等の比較を表5.3.1に示す。なお表5.3.1の偏心円板クランク機構の重量軽減形は偏心円板の重量軽減を行なった場合である。又表5.3.1には次項にて詳述する設計強度上の比較も併せて示した。

試設計による大きさの比較はクランク軸中心を基準とし、油溜容量は同等となるよう行なった。高さ方向はロッドシールより上側は両機構共同条件であるのでロッドシール下面まで比較した。その場合クランク軸上高さ( $H_1$ )では偏心円板機構の方が低く船用機関にとって有利であるが、機関全高( $H_1+H_3$ )ではほぼ同等となる。又機関据付高さ( $H_2$ )、巾( $W$ )はピストンクランク機構の方が小さいが、燃焼器・加熱器まで含めて考えた場合この事は余り問題とはならない。

次に運動部の重量比較であるが、表5.3.1にも示す通り往復部重量が偏心円板機構では時に大きくなっている。この事は重量軽減を行なっても傾向は変わらない。なお、連桿比は前述如く偏心円板機構では極端に小さくなっている。これらが後述の設計強度上重要な問題となる。



(a) ピストンクランク機構

(b) 偏心円板クランク機構

図 5.3.1 出力取出機構試設計

表 5.3.1 ピストンクランク機構・偏心円板クランク機構比較表

		ピストンクランク 機構	偏心円板クランク 機構	偏心円板クランク 機構 (重量軽減形)
試 設 計 大 に き よ る 重 量 等	H <sub>1</sub>	mm	790	610
	H <sub>2</sub>	mm	200	300
	H <sub>3</sub>	mm	500	720
	W	mm	1,000	1,120
	往復部重量	Kg	179	359
	回転部重量	Kg	36	14
	連接棒・偏心円板慣性モーメント	Kg cm S <sup>2</sup>	23	28
	連桿比		5.33	1.60
設 計 強 度 項 目 上 の 最 大 値	ロッド傾斜角	度	108	387
	ピストン速度	m/s	5.75	676
	ピストン加速度	m/s <sup>2</sup>	506(上向)	693(下向)
	上向作用力	Kg	5,500	9,100
	下向作用力	Kg	20,400	19,100
	スラスト力	Kg	3,400	25,400
	クランク軸トルク	Kgm	1,450	1,100
				940

### (3) 設計強度上の検討

ピストンクランク機構及び偏心円板クランク機構をそれぞれ複動形として構成した場合の設計強度上の諸項目に関して図5.3.1の試設計例に基づいて計算し、両機構の比較検討を行なう。

(a) ピストン変位・速度・加速度（図5.3.2）

(b) ピストン（摺動板）上下方向作用力、スラスト力及びクランク軸トルク（図5.3.3）

なお表5.3.1にはそれら諸数値の最大値を示した。

ピストン変位・速度・加速度は機構学的にピストンピンの位置がクランク軸に對して反対側となり、位相的にその傾向を示している。又正弦波形からの歪は偏心円板機構の方が大きく、特に加速度成分は顕著である。これは多気筒化した場合高次の起振力を励起し、外部振動上よい傾向でない。

ガイドピストン（摺動板）上下方向作用力はピストンロッドの引張及び圧縮方向に作用する力である。上向きについては偏心円板、下向きについてはピストンクランク機構がそれぞれ大きくなっているがこの程度であれば強度上問題はない。なおこの作用力はピストンロッドと作動室ピストンの重量を対象としたので重量軽減した場合でも同値となる。

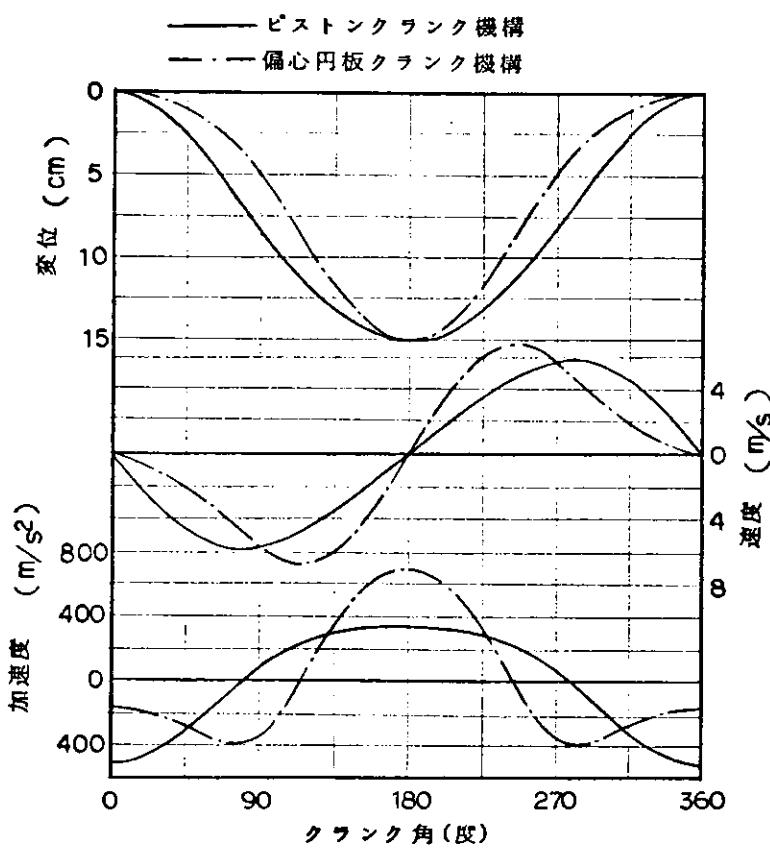
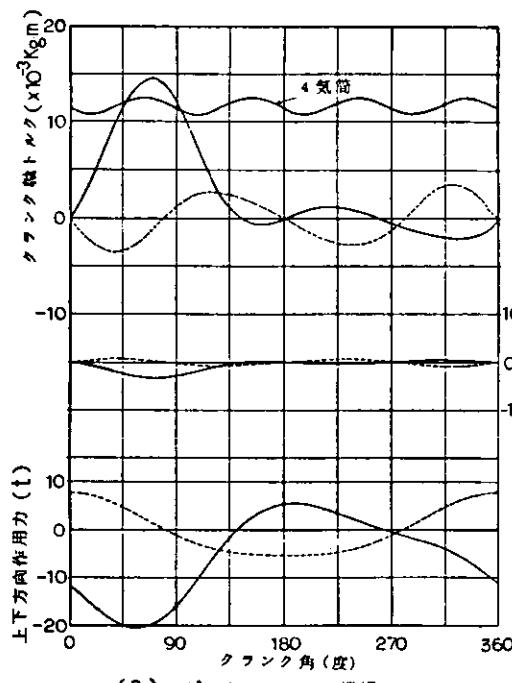
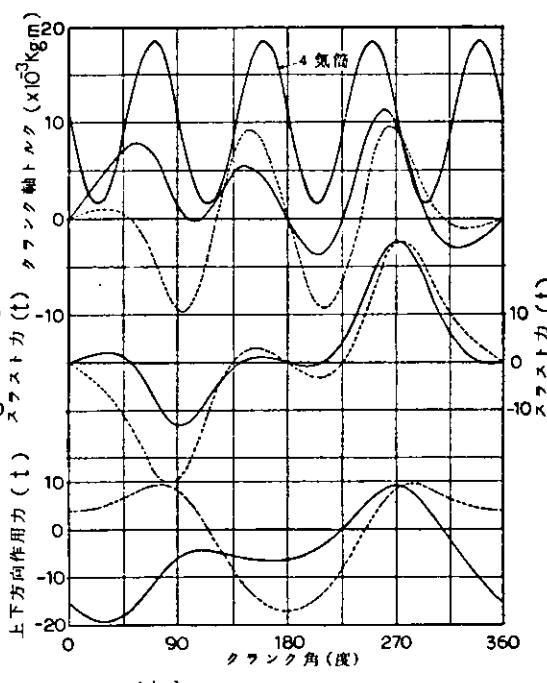


図5.3.2 ピストン変位・速度・加速度(720 rpm)



(a) ピストンクランク機構



(b) 偏心円板クランク機構

図5.3.3 ガイドピストン（摺動板）作用力及びクランク軸トルク

—— 惣性力+ガス圧  
---- 惣性力

ガイドピストン（摺動板）スラスト力については偏心円板機構の方が非常に大きな値となっている。これは偏心円板の重量軽減を行なった場合でも僅かに小さくなるがピストンクラク機構の数倍の力が作用する。図5.3-4はこのスラスト力を摺動板変位でみた図である。スラスト受圧面積を設計上最大にとっても面圧で50%以上あり、平面摺動では不可能な値である。又ころがり軸受を採用しても設計的に不可能であり、このスラスト力について解決しない限り偏心円板機構の採用は難しい。

クラク軸トルクは1気筒あたりのビーグトルクではピストンクラク機構の方が大きいが、4気筒構成とした場合逆転する。これは図5.3-5のトルク調和成分を見ると明白であり、高次成分特に4の倍数次が大きいことは多気筒化した場合のトルク変動、回転変動が大きくなり、スターリング機関としては不利である。

#### (4) 出力取出機構の選定

以上の比較検討より船用スターリング機関の出力取出機構としては大きさの点では僅かに不利であるが、スラスト力及びクラク軸トルク調和成分の観点においてはピストンクラク機構が適している。又実績その他種々の見地から総合的に判断しても、実験機関としてはもっと一般的であるピストンクラク機構が最適であると考えられる。なお他の機構については問題点等も調査済であるので、今後関連技術が熟した時点で別途検討すればよい。

#### 5.3.3 実験機関1次設計上の検討

出力取出機構としては前述のとおり船用スターリング機関としてはピストンクラク機構が最適との結論を得たが実験機関1次の設計には強度上の点で更に検討が必要である。というのは実験機関1次は単動形であり、反作動室側即ち膨張ピストン下側と圧縮ピストン上側は大気圧状態であるため各部への作用力は複動の場合と変わる。このため反作動室側を加圧する必要があり、その圧力を0, 50, 100%とした場合の各作用力を図5.3-6に示した。本図より加圧力を100%程度とすることにより、設計強度上複動と同等に扱うことができる。その他実験機関1次設計のための強度検討は次年度の詳細設計において実施する。

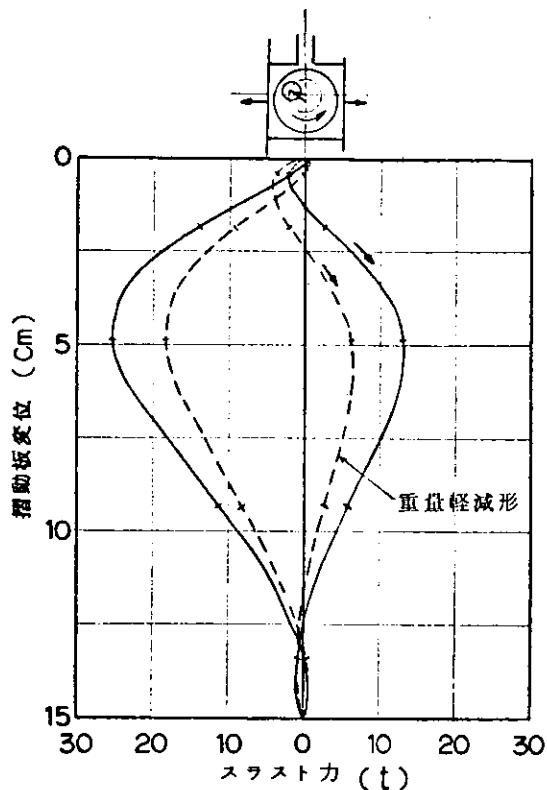


図5.3-4 摺動板スラスト力(偏心円板機構)

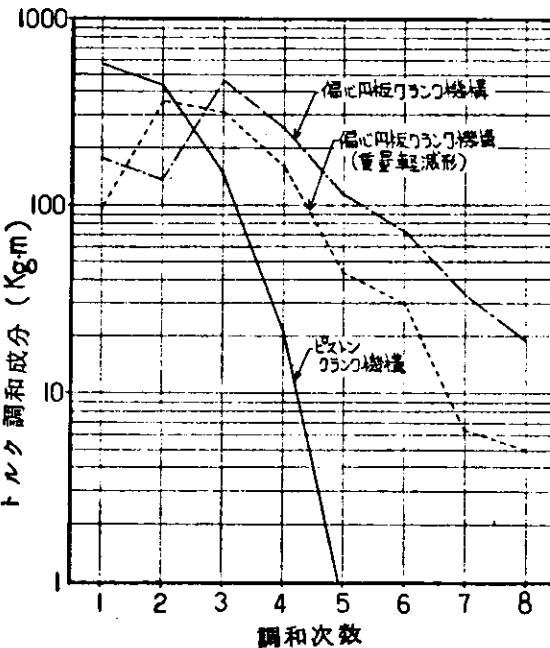


図5.3-5 クランク軸トルク調和成分(1気筒分)

## 5. 4 全体的構造配置の計画

機関総合計画において実験機関 1 次の要因及び各構成要素の諸元が一応設定された。それに基づき各研究グル

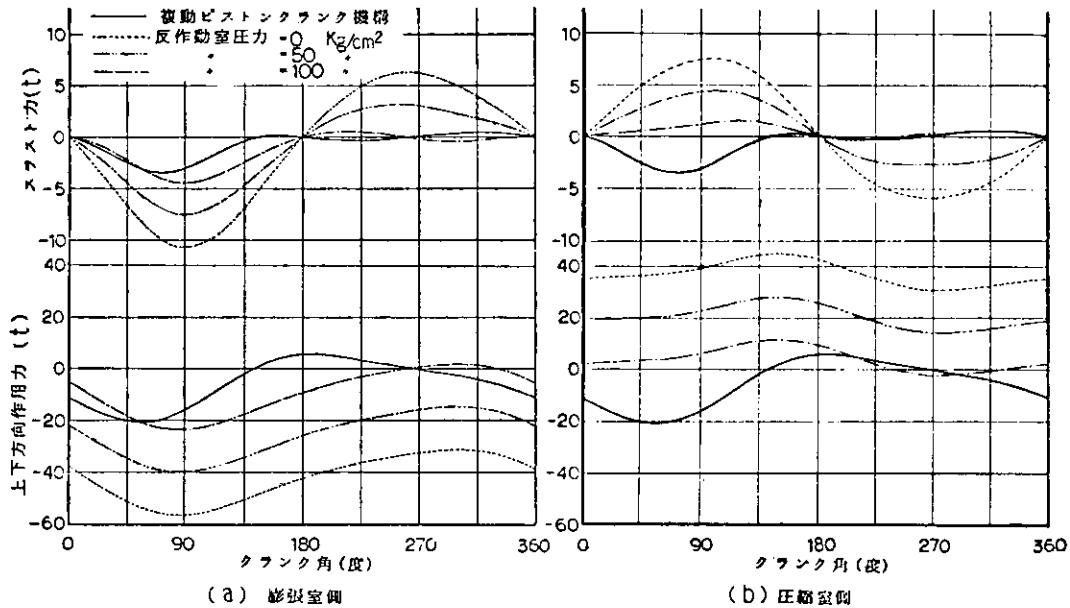


図 5.3.6 反作動室加圧によるピストン作用力(ピストンクランク機構)

ブにおいて、実験機関 1 次の機関本体及び各構成要素の概略構造について検討がなされた。それらの研究成果の集成として実験機関 1 次の全体的構造配置の計画図を作成した。そして機関外形図、機関横断面図、機関縦断面図をそれぞれ図 5.4.1, 5.4.2, 5.4.3 に示し、以下構成について述べる。

実験機関 1 次の出力取出し機構はピストン・クランク機構から成り、これに連なる下部ピストンはスラスト受の作用をしている。このガイド・ピストンには上部ロッドを介して作動ピストンが連結されて、上下方向の直線運動を行なう。この作動ピストンはロッド・シール、シリンドライナ、シリンドヘッドからなる。シリンド室に囲まれて、上下に室を区切り上部は膨脹室、下部は圧縮室を形成しており、作動ピストンの変位と共にこれらの室の体積を変化させる。作動ピストンには無潤滑のピストンリングが挿入されて、膨脹室と圧縮室とをシールしている。又圧縮室は無潤滑のロッド・シールによりクランク室と隔離されている。実験機関 1 次はこのロッド機構を前後 2 気筒備えている。そして加熱器が前部気筒の膨脹室上部に、再生器が前部気筒の両側に各々 2 個づつ計 4 個が縦方向に、冷却器が前後気筒の両側に各々 1 個づつ計 2 個が横方向に設置されている。これらの膨脹室、加熱器、再生器冷却器及び後部気筒の圧縮室が、この順序にしたがって連結され、1 個の作動空間を形成している。又加熱器には上部に燃焼器、両側に空気予熱器が組み込まれている。

一方クランク軸は前後に 2 分割されており、その両者の締結フランジの相対位置を変える事により、位相角の変更が出来る。

実験機関 1 次は、上記構造を有するので、1 作動空間のスターリング機関に関する要素マッチング試験用実験機関として供し得る。

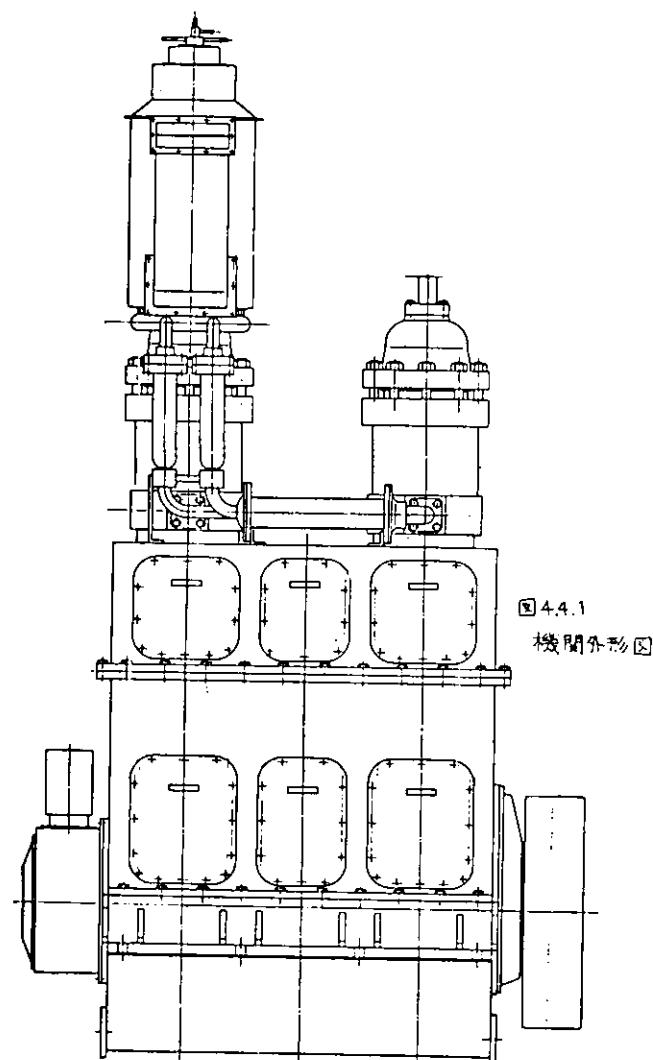


図 5.4.1 機関外形図

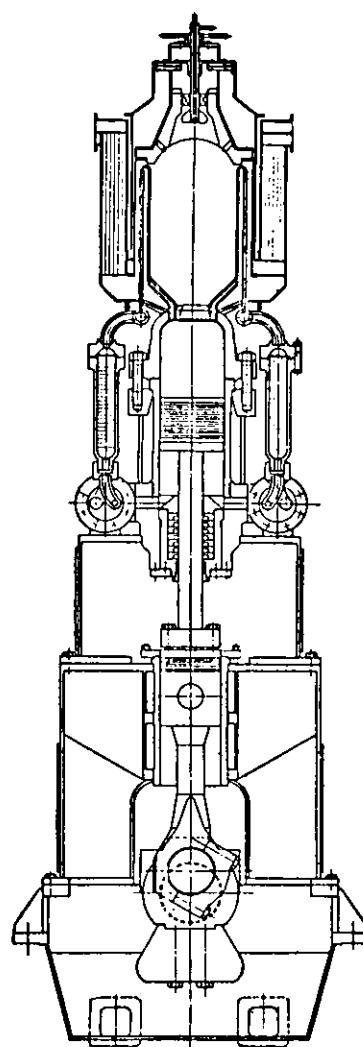


図 5.4.2 機関横断面図

## 5.5 総合研究内容の検討 (1)

総合研究としては昭和 53 年度に実験機関 1 次の本体製作を行ない、昭和 54 年度には、熱サイクル計算方式の研究及び各構成要素の研究との連携によって、構成要素のマッチング試験を実施する予定である。

そこで総合研究の試験内容を本年度と次年度にわたり検討するが、とりあえず試験項目を列記する。

- |                   |                         |
|-------------------|-------------------------|
| (1) 構成要素マッチング性能試験 | (IV) 作動流体圧力・温度          |
| (i) 加熱器変更試験       | (V) 供給空気量               |
| (ii) 再生器 //       | (VI) 供給空気・燃焼ガス圧力・温度     |
| (iii) 冷却器 //      | (VII) 主作動室・熱交換器の壁温度     |
| (iv) 燃焼器 //       | (VIII) 冷却水・潤滑油の流量・温度・圧力 |
| (v) 位相角 //        | (IX) スモーク               |
| (vi) 制御システム特性基礎試験 | (X) その他                 |
| (vii) その他         | (3) 特別測定項目              |
| (2) 性能試験測定項目      | (i) 振動・騒音               |
| (i) 回転数           | (ii) 排気ガス分析             |
| (ii) 出力           | (iii) 高温部品温度            |
| (iii) 燃料消費量       | (iv) その他                |

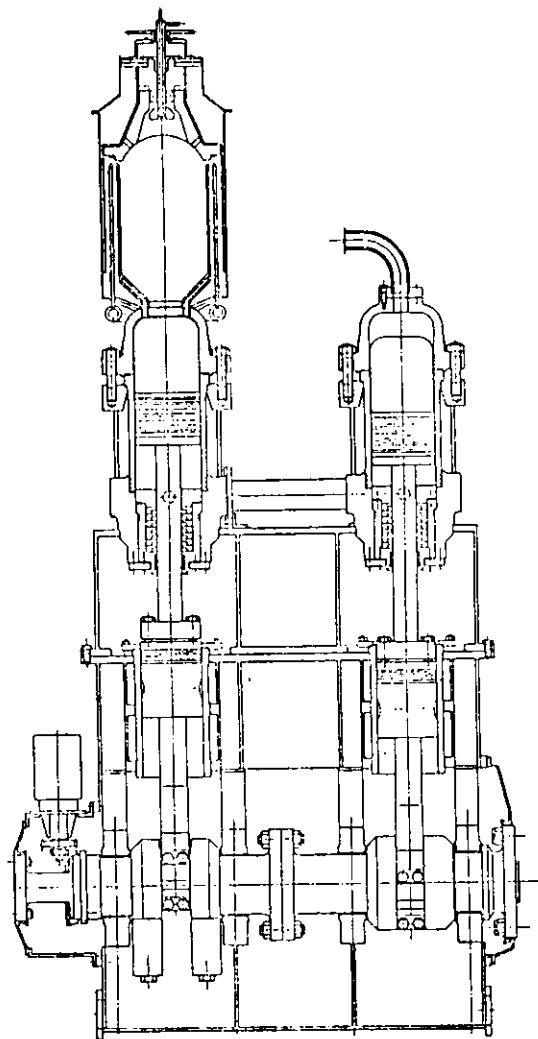


図 5.4.3. 機関縦断面図

(参考文献)

- (1) 日本金属学会、日本鉄鋼協会：鉄鋼材料便覧、(1967)
- (2) 武田 修三：耐熱金属材料の最近の進歩、学振第123委員会研究報告、VO 1.8, №2, (昭和42年)
- (3) 西 義 激：超耐熱合金、学振第123委員会研究報告、VO 1.8, NO 2, (昭和42年)
- (4) 依田 連平：耐熱材料の選定—現状と最近の動向、機械設計、第19巻第9号(1975)
- (5) ろう接便覧編集委員会：ろう接便覧、(昭和42年)
- (6) 日本アスペスト株式会社カタログ

## 6. 燃焼方式の研究

## 6. 1 研究の概要

燃焼方式の研究は4つの研究項目に分けられるが昭和52年度は、このうちの最初の1つ、燃焼器基礎試験の最初の段階を実施した。

### すなわち、燃焼器基礎試験のうち

- (1) 高負荷燃焼器の調査・検討
  - (2) 基礎燃焼試験

が実施項目である。

ただし、基礎燃焼試験では試験装置製作を本年度に終り、燃焼試験自体は来年度以降の実施予定であり、この計画に沿って実施した5・2年度の主な研究の内容は次の通りである。

- ### (1) 高負荷燃焼方式の調査・検討

昭和51年度に実施した『スターリング機関の開発目標決定のため調査研究』に収集されている資料中の燃焼方式をまず整理し、これに現在実用化されている一般工業用バーナおよびガスタービン燃焼器等の燃焼方式を比較してそれぞれの特性および長所・短所を明らかにした。

この調査を基に、新しい工夫を折り込んで、開発目標としている1気筒当たり200馬力のスターリング機関用燃焼器の試設計を行なった。これによって目標燃焼器の具体的な姿を握ると同時に開発上の問題点を明らかにした。

- ## (2) 基礎燃焼試験装置の設計と製作

さきの調査・検討と試設計で得られた知識を基にして基礎燃焼試験として実施すべき事項を検討し、ついで試験装置の計画設計および製作据付を完了した。

以上によつて、53年度以降に予  
定されている基礎燃焼試験の基礎固  
めが出来をものと考えている。

## 6.2 燃焼器に要求される仕様

開発目標機関の燃焼器に要求される仕様が、『機関総合計画』において検討され、表6.2.1のように示されている。これは51年度に設定されたスターリング機関の開発目標の所要条件に基づいて定められたものである。具体的な燃焼器の設計に当ってはこの要求仕様だけではなく、アトマイザ、エアレジスタ、燃焼室等の各要素別の詳細仕様を決定する必要があるが、これらについては順

表 6.2.1 燃焼器に要求される仕様

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 10260 kcal/Kg
	理論空気量 14.6 airKg/fuelKg
燃 料 消 費 量	34.9 Kg/h ( 最大燃焼負荷時 )
最 低 燃 焼 負 荷	最大燃焼負荷の 1/10
空 気 過 剰 率	1.1 ~ 1.2
空 气 流 量	561Kg/h (= 434 Nm <sup>3</sup> /h)
空 气 予 热 温 度	76.5°C ( バーナ入口 )
燃 焼 ガ ス 量	59.6 Kg/h
その他の参考値	
	加熱器吸収熱量 30890 kcal/h
	予熱器回収熱量 108500 "
	ボイラ効率 86 %
	空気入口温度 25°C
	加熱器出口ガス温度 940°C
	排ガス温度 830°C

を追って検討して行き、後述の 6.4.2 でまとめることにする。なお、紛らわしさを避けるため、本論に入る前に本報告書で用いる燃焼器に関する用語を表 6.2.2 のように統一しておくこととする。

この燃焼器の開発の難易さはこの要求仕様を満足させるバーナと燃焼室のマッチング上の問題として考えなければならない。とくにスターリング機関の場合は無効容積の増加が

機関効率の低下に直接影響する等のことから、コンパクトな燃焼器が要求されることになる。ところで、『熱交換方式の研究』で検討されているように燃焼室寸法は一応直径 300 mm、長さ 500 mm 程度が考えられており、この燃焼室寸法に対する要求仕様のマッチングを容積燃焼負荷と断面燃焼負荷でとてみると、それぞれ  $8 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{atg}$ ,  $5 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{atg}$  となる。

表 6.2.3 に示す他の機種との比較からみるとガスタービン並の高負荷燃焼器が要求されていることがわかる。しかし、ガスタービンとの空気比を比較すると、スターリング機関の方が格段に小さいことから、目標機関用燃焼器にはガスタービン燃焼器以上の難しさがあると考えておかねばならない。

表 6.2.2 燃焼器に関する用語

燃焼器	バーナ	バーナガン：アトマイザへの送油管 アトマイザ：油を霧化し、噴出する機構部 エアレジスタ：風箱、旋回羽、保炎板等の空気噴出部 バーナフロント：エアレジスタから噴出された空気の広りを規制して燃焼の安定を図るバーナ前壁
	燃焼室	火炎を開む燃焼に必要な部屋
	付属装置	点火装置：トーチ、イグナイタ等の点火に必要な装置 火炎検出器：火炎の有無を検出する発信器

表 6.2.3 各種機種の燃焼負荷

機種	燃料種	燃焼負荷		※空気比
		容積負荷 $10^6 \text{ kcal}/\text{m}^3 \cdot \text{h} \cdot \text{ata}$	断面負荷 $10^6 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ata}$	
化学工業用加熱炉	ガス重油	0.1 ~ 0.2	0.5 ~ 1.5	1.2 ~ 1.4
バッケージボイラ	重油	0.6 ~ 1.0	3 ~ 5	1.1 ~ 1.2
舶用ボイラ	重油	0.6 ~ 1.0	3 ~ 5	1.1 ~ 1.2
陸用ボイラ	微粉炭	0.1 ~ 0.15	2 ~ 3	1.2 ~ 1.25
陸用ボイラ	ガス・重油	0.2 ~ 0.3	4 ~ 8	1.05 ~ 1.2
ガスタービン	灯油・重油	1.0 ~ 2.0	5 ~ 10	4 ~ 8
ジェットエンジン	灯油	4.0 ~ 6.0	5 ~ 10	4 ~ 8
スターリング機関	重油	8	5	1.1 ~ 1.4

※ 空気比 = 燃焼用空気量 / 理論燃焼空気量

### 6.3 高負荷燃焼方式の調査と検討

#### 6.3.1 調査の概要

スターリング機関用燃焼器の試作機についてフィリップ社、ユニティッドスターリング社、ジェネラル・モーターズ社、MAN/MWM 社の 4 社が公表しているが、いずれも概略の形式と性能面の報告にとどまり計画値や設計仕様についての定量的な説明まではなされていない。しかし、これらの資料から推測すると、従来のガスタービン燃焼器や工業用一般バーナの技術の延長上にあることは間違いない。この意味から本調査では、スターリン

ターゲット機関用燃焼器の調査に加え、従来の一般燃焼技術を整理し、これらを総合して目標機関の燃焼器としてどのような方式が適しているかを検討した。

### 6.3.2 アトマイザ

液体燃料燃焼器の性能を左右する要素の一つにまずアトマイザによる燃料の霧化が上げられる。そこで現在実機に使われているアトマイザ形式を取り上げ、それぞれの長短と目標燃焼器用としての採用の可否について検討した。これらの要点をまとめると次のようなになる。

#### (1) ストレート形圧力噴霧式アトマイザ

アトマイザの噴出孔入口に渦巻室が設けられ、ポンプによって送られた燃料油はこの室内で旋回しながらその速度を増し、遠心力を伴なって外部へ円錐形の薄膜状をなして噴出する。外部では空気（または燃焼ガス）の抵抗を受けて噴出燃料油は脈状をつくりながら霧化する。この形式は構造が簡単なことと安定した噴霧状態が得られることで広く利用されている。一例を図6.3.1に示す。ただし T D R ( Turn Down Ratio : 定格負荷に対する使用可能な低負荷の比 ) が狭いことが目標機関の燃焼器用にとっては難点である。また、一般的噴油圧設計値は 5 ~ 7.0 MPa にとどまるが T D R 1/2 ~ 1/3 の低負荷時には噴油圧が定負荷時の 1/5 ~ 1/10 程度にまで下がるため極度に霧化が悪化する欠点がある。したがって、この方式のみでは目標の T D R 1/10 は達成できない。

#### (2) リターン形圧力噴霧式アトマイザ

リターン形はストレート形と同じ霧化機構に準ずるものであるが、低負荷時の霧化の劣化を防ぐよう考案されており、噴油圧はストレート形と同じく 5 ~ 7.0 MPa で T D R は 1/6 ~ 1/10 程度まで使用できる。この形式のアトマイザは戻油ラインが必要となる煩わしさはあるが、性能的にみて目標機関の燃焼器に採用できる可能性が強いので、その一般性を次にまとめておくことにする。

##### (a) 構造

リターン形はチップの渦巻室に一旦送り込んだ燃料油の一部を渦巻室から逃して逆送するもので、中央逃し ( inner spill ) と周辺逃し ( outer spill ) の 2 形式がある。中央逃しリターン形の一例を図 6.3.2 に示す。

##### (b) 流量特性

リターン形の噴油流量制御は送油圧を一定して戻油圧を戻油弁で調整して行なうのが一般的な方法である。これによって送油の圧力エネルギーを低下させることなしに噴油流量が調整できることになる。この場合の一般的な流量特性を図 6.3.3 に示す。戻油弁を全閉にして戻油流量を零とした場合が最大流量でこの場合戻油圧比 ( 戻油圧 / 送油圧 ) はアトマイザの設計によって異なるが約 0.4 程度となる。噴油流量を下げるには戻油弁を開いて行き戻油圧を下げて、戻油量を増加することによって行なうことができる。戻油圧零で噴油量もほぼ零となる。

##### (c) 霧化特性

これまでの実験値等を整理して、燃料油の動粘性係数を 1.0 cSt ( 0.1 cm<sup>2</sup>/s ) とした場合のザウテル平均粒径を推算すると図 6.3.4 のようになる。アトマイザ容量が大きくなり、噴口径が大きくなるに従って霧化性能は悪くなり、噴射圧を高くとる程良好な霧化が得られる。リターン形の特徴として送油圧を一定に保つことによって低負荷流量時にも定格負荷と同等の霧化が維持される。一般には T D R 1/3 ~ 1/4 までほぼ一定した平均粒径の霧化が得られ、これを越える範囲で霧化は悪くなっていくが、実用上は T D R 1/6 ~ 1/10 の範囲まで使用されている。霧化の状態は油の性状とくに粘性と表面張力によって大きく影響を受け

る。

粘性による影響についてはグリセリン水溶液による実験で図 6.3.5 のような結果が得られており、これから見ると  $15 \text{ cSt}$  以下ではほぼ一定の平均粒径が得られているのに対し、高粘度領域では粘度が大きくなるにつれて急激に霧化が悪化することが判る。油の粘度は温度によって大きく変化するので、燃料油供給時には使用油の温度に注意する必要がある。重油の温度に対する粘度変化は、図 6.3.6 のように示される。いま、 $5 \sim 20 \text{ cSt}$  の範囲内で燃料油を使用するものと考えると、A 重油の場合は常温～ $70^{\circ}\text{C}$ 、B 重油の場合は $50 \sim 90^{\circ}\text{C}$ 、C 重油の場合は $70 \sim 130^{\circ}\text{C}$  程度に加熱しなければならない。

表面張力は、使用温度範囲内では余り影響されず略一定とみてよく、液体の種別でほぼ定まることになる。また平均粒径は表面張力の約  $0.75$  倍に比例することが実験で示されているのでこれから  $10 \text{ cSt}$  に加熱された油と常温の水を比較すると油の表面張力は水の約  $1/3$  であるため、油の方が水より  $0.7 \sim 0.8$  の小さな粒径が得られることになる。

#### (3) 空気噴霧式アトマイザ

空気の高速気流によって液体を霧化するものであるが、種々の形式がありその数も 10 種を越える。空気圧もプロワー圧を利用した  $500 \sim 1000 \text{ mm Aq}$  の低圧のものから、コンプレッサからの空気を用いた  $2 \sim 7 \text{ atm}$  の高圧のものまでがある。まず最も簡単な高速気流噴霧式アトマイザを図 6.3.7 に示す。この場合の霧化性能はほぼ空気流速によって決まって来ており、図 6.3.9 に示した水噴霧試験の結果からみると、平均粒径は空気流速に逆比例していること、また、空気流速  $200 \text{ m/s}$  以上では平均粒径  $30 \mu$  以下の良好な霧化が得られていることが判る。この高速気流噴霧の場合、噴霧液に対する噴霧媒体となる空気の容積流量比が大きい程霧化は良くなる。

ただし、図 6.3.10 の試験結果が示すように容積流量比（空気／水）が  $5000$  を越えるとほぼ納まる。この容積流量比  $5000$  を、燃焼用空気と燃料油の流量比で考えると全空気量の約  $30\%$  と燃料油全量がこれに相当する。

次に、図 6.3.8 に示す空気噴霧式アトマイザは空気圧  $500 \text{ mm Aq}$  の低圧空気源を用いたものであるが、燃料油の噴射にはストレート形圧力噴霧アトマイザを使用している。これは圧力噴霧アトマイザの低負荷流量時の霧化の劣下を空気噴霧方式の併用によって補なったものとみなせる。

また、空気噴霧方式は、霧化された燃料への 1 次空気の予混合にも役立っており、短炎燃焼を必要とする高負荷燃焼器には魅力ある方式と云える。現に公表されている外国でのスターリング機関用燃焼器はほとんどがこの方式を採用している。

#### (4) その他のアトマイザ

以上のほかに工業用バーナとして数多くの形式のものが実用化されているが、スターリング機関用としてみた場合、それぞれ幾つかの難点をもっている。代表的な 2～3 の例を次にあげる。

##### (a) ロータリアトマイザ

本形式は低負荷時にも良好な霧化が得られることで魅力はあるが、アトマイジングカップを  $3000 \sim 4000 \text{ rpm}$  で回転させる駆動機構が必要となるため、モータ等によるバーナ部容積が大きくなること、また  $700^{\circ}\text{C}$  以上の燃焼用空気に隣接する回転軸支持部の保守に不安があること等によりスターリング機関用としては問題がある。

##### (b) 超音波アトマイザ

$2 \sim 5 \text{ kHz}$  の高圧空気源を要することと、 $700^{\circ}\text{C}$  以上の空気にさらされる共振体の耐久性に問題があ

る。また、性能面からも通常の空気噴霧方式を圧倒的に上まわる程の性能を期待することは難かしい。

(c) 蒸気噴霧式アトマイザ

噴霧方式は空気の場合と略同じもので、噴霧媒体としての蒸気は容易に高圧源が得られることから利用度の高いものであるが、スターリング機関用としては、蒸気源を必要とするだけに利用し難い。

### 6.3.3 エアレジスタおよびバーナフロント

エアレジスタとバーナフロントの設計はアトマイザの性能と並んで燃焼性能を支配する重要項目である。しかし、機種の違いや、燃焼の目的によって、個々に設計されるため、その形式形状は千差万別で画一的なものはない。ただ、考え方の基本はいずれの場合も略同じとみてよい。これらの基本的な設計思想をあげると次のようなものがある。

- (i) バーナフロント部のいずれかの場所に安定した保炎機構をもたせること。
- (ii) 一般には燃焼用空気を1次、2次に分け、1次燃焼用空気量は、負荷の変化にかかわらず常に安定した着火、保炎が維持できるような配分にしておくこと。
- (iii) 2次空気はエアレジスタにより適度な旋回流にして、適性な火炎長さに納まるようにすること。また、全体の空気過剰率を調整できるように、2次空気流量の調整機構を設けておくこと。
- (iv) バーナフロントは振動燃焼を起させない安定した燃焼が保持できるような形状寸法とすること。

ここで、公表されている代表的なスターリング機関用燃焼器の幾つかの例について上の考え方を基準にしてその長短を考察してみた。

(1) ジェネラル・モーターズ社の燃焼器 (1)～(4)

ジェネラルモーターズ社のG P U-3 機関用燃焼器を図 6.3.1-1 に示す。

この燃焼器はNO<sub>x</sub>低減燃焼の研究用としても使用されたもので、この燃焼器のバーナ部の特色として次の事柄があげられる。

- (i) バーナフロント壁を鋼板で構成し、裏面を燃焼用空気で冷却している。この場合、鋼板の材質と耐久性に問題が残ると思われるが、バーナフロント壁に設けられた数多くの空気孔より空気を噴出し壁の冷却効果を上げている。空気温度は621～732°Cで壁温は、これより約277°C上昇程度に保たれているとしている。
- (ii) アトマイザ近傍で少量空気の急速混合を行ない、着火を安定させるための燃料濃度の濃い混合ガスをつくりっている。
- (iii) この混合ガスをドーム形のバーナフロント壁側へ巻き戻し、安定保炎を図っていると思われる。
- (iv) 燃焼空気はバーナフロント壁の均一な冷却を図ったあと、3段階に分けて噴出孔より噴き出している。これによって局所的な高密度燃焼となることを防ぎ低NO<sub>x</sub>化にも役立っていると考えられるが、逆に長炎となる恐れもある。
- (v) バーナフロント壁がエアレジスタを兼用している。

(2) フィリップス社の燃焼器 (5)～(7)

フィリップス社の1-98機関(1気筒25馬力)用燃焼器を図 6.3.1-2, 4-65DA機関(4気筒60馬力)用燃焼器を図 6.3.1-3 に示す。いずれも基本的には同じ構成である。これらの燃焼器の特徴は次のように考えられる。

- (i) バーナフロント壁鋼板を燃焼用空気で冷却している。
- (ii) バーナフロント壁出口部で大半の空気を送り込む。

(iii) 主燃焼はヒータ・チューブで構成した燃焼室で行なわれる。これによってバーナフロント壁の熱負荷を軽減していると思われる。

(3) M A N / M W M 機関用燃焼器 <sup>(8)(9)</sup>

図 6.3.1.4 に M A N / M W M が開発した燃焼器を示す。これに関する特徴としては次の事柄があげられる。

(i) 横置形の燃焼器である。

(ii) バーナフロント壁のほか燃焼室壁も空冷になっているようである。高負荷燃焼室を空冷で保持することは、一般には不可能で何らかの対策が講じられていると思われるが詳細は不明である。

(iii) 燃焼室出口部に絞り部が設けてある。これによって安定燃焼が図られる。

(iv) 空気はバーナフロントだけから噴出させていると思われる。

(4) ユナイテッド・スターリング社の燃焼器 <sup>(10)~(12)</sup>

4-6.1.5 機関用燃焼器を図 6.3.1.5, V-4 機関用燃焼器を図 6.3.1.6, V-8 機関用燃焼器を図 6.3.1.7 に示す。

4-6.1.5 機関用燃焼器は、さきのジェネラル・モーターズ社またはフィリップス社のものと同一形式とみることができるので、ここでは V 形機関用燃焼器の特徴を次にあげる。

(i) バーナは V 形シリンダの中央部に配置されている。

(ii) バーナフロント壁は空冷で、編笠状の広がりをもっている。

これはバーナフロント近くのヒータ・チューブの加熱を低下させないための配慮と思われる。

(iii) V-4 機関用バーナは上向となっているが、V-8 機関用では下向に変更になっている。バーナの起動停止を考えると、(油だれ) の問題から下向バーナが利用し易いと思われる。

### 6.3.4 燃焼室

燃焼室の基本計画としては、燃焼室断面積、燃焼室容積、燃焼室壁の構成の 3 点について考慮する必要がある。本研究の構想では燃焼室の周囲を加熱器で形成したコンパクトなものとする考えをもっており、これに基づいた検討が『熱交換方式の研究』でなされている。これらの検討から燃焼室概略寸法は一応直径 300 mm, 長さ 500 mm が考えられている。

燃焼技術からみたこれから寸法の検討としては断面燃焼負荷 (燃料入熱量 / 燃焼室断面積) と容積燃焼負荷 (燃料入熱量 / 燃焼室容積) が設計の目安となる。断面燃焼負荷が高くなると保炎と安定燃焼が困難になり、限界を越えると失火や振動燃焼を招くことになる。容積燃焼負荷が高くなると短炎燃焼が要求され、限界を過ぎると、燃焼完結が難かしくなり燃焼効率の低下、ばいじんや CO の発生等問題が起ってくる。

いま、前述寸法の燃焼室を考えて容積燃焼負荷を考えると  $8 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^3\text{h}$ 、断面燃焼負荷では  $5 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}$  となり、表 6.2.3 からみて高負荷燃焼ではあるが、ガスターイン燃焼器並みのもので一応実現可能な計画値となっていることが判る。ただし、本燃焼では低過剰空気燃焼が必要なことからアトマイザと空気拡散機構にガスターイン以上の燃焼技術が要求されるものと考えられる。

燃焼室寸法の検討寸法としては、このほかに噴油の燃焼滴過程を電算機を用いて推算する方法があるが、これについては 6.4.1 で取り扱っている。

### 6.3.5 付属装置

バーナに必要な付属装置のうち重要なものの点火装置と火炎検出器がある。しかしこれらは種々の形式のものが市販されており、一応完成された技術とみなすことが出来るので、ここで開発に新しい労力を割く必要はないと考えられる。したがって、ここでは簡単に一般的な形式の説明にとどめておく。

点火装置には電気式のものと着火性の良い燃料を電気着火させこれを点火源とするトーチの2形式がある。電気式に低電圧式のものと高電圧式のものと2つの方法があり、<sup>(4)</sup> 燃料種とバーナ容量によって使い分けられる。これらの構成を図6.3.1.8, 図6.3.1.9に示す。電気式のものでは点火エネルギーが小さく比較的点火の易しいA重油のときに使用できる場合があるが、B, C重油の場合にはトーチが必要となる。トーチは燃料としてガソリン、灯油、軽油等が使われ点火はやはり、電気式のものが用いられる。

次に火炎監視装置であるが、これも広く市販されている。構成の一例を図6.3.2.0に示す。炎検出の光電素子には、CdS, Se, シリコン等が用いられており、それぞれの感応特性が異なっているので実験機で試験の上いずれを採用するかを決定したい。

## 6.4 燃焼器の試設計

### 6.4.1 予備検討

燃焼器の具体的な設計を始めるには表6.2.1に示されている仕様のほかに

- (i) アトマイザ形式と燃焼供給圧
- (ii) エアレジスタ形式と空気供給圧
- (iii) 燃焼器寸法
- (iv) 点火方式
- (v) 炎監視方式

を決める必要があるが、このうち(iii)は加熱器の設計に関する検討でその凡そは定められ、また(iv), (v)については6.3.5項にも述べたように既に製品化されたものが多種ありこれらの利用が可能であることから、ここでは(i), (ii)について重点的に検討することとする。

#### (1) 噴霧油滴群の燃焼過程

アトマイザとエアレジスタの設計を始めるにはアトマイザによって噴霧された油滴群がエアレジスタを通って送られる空気の流れと拡散によってどのように燃焼して行くかを推定しておくと便利である。

そこで、アトマイザの噴霧状態（油滴平均粒径と油滴粒径分散係数によって代表する）を二、三仮定して油滴群の燃焼過程を電算機を用いて計算してみた。この場合の燃焼反応を油滴蒸発速度律速として取り扱っている。すなわち、空気はエアレジスタの旋回力および空気の噴出速度によって十分な混合拡散が得られ、かつ化学反応時間が蒸発時間にくらべて十分短いことを仮定している。このように仮定することによって油滴の燃焼過程を油滴近傍の濃度差による物質移動と油滴への熱移動によって計算することができる。

計算法の詳細は文献(15)に譲るとして、ここでは計算結果のみを図6.4.1に示した。計算条件は、燃焼室直径300mm, A重油燃焼量34.9kg/h, 空気過剩率1.1とし、また油滴群については分散係数を2.3, 平均粒径を10, 20, 30, 40, 50μの5ケースとした。この計算結果からみると火炎長さを500mmの燃焼室内に納めるためには平均粒径30～40μ程度の霧化が要求されることが判る。

#### (2) アトマイザ方式と送油圧

6.3.2の検討から、リターン形圧力噴霧方式と高速気流を利用した空気噴霧方式を併用するのが霧化性能とTDRからみて得策と思われる。一方前の(1)での検討からアトマイザの性能として要求される平均粒径は約40μとみられるが、平均粒径40μをリターン形圧力噴霧方式で達成させるためには、図6.3.4から約30atgの噴射圧（送油圧）が要求されることになる。

また、流量制御から必要な送油圧を図6.3.3の流量特性から求めると、TDR1/10～1/15の場合で戻油圧力

比(戻油圧／送油圧)は0.05となり、これを戻油圧制御の限界値1atgとおくと送油圧は20atgとなる。

したがって、送油圧として20atgをもてば上記の両条件を満足することになるが、アトマイザに高速気流による霧化が期待できるので、設計値を一応20atgとし、霧化性能の不足分については次の(3)で検討することにする。

### (3) エアレジスタ方式と送風圧

高負荷燃焼の場合は空気と燃料油滴の速やかな混合を行なわせるため高い送風圧が要求される。一般には $200\text{mm Aq}$   $200\text{mm Aq}$ である。

ところでこれまでの検討から、平均 $40\mu$ の霧化を圧力噴霧だけで低負荷時まで維持することはアトマイザ性能からは不可能であることがわかっているので、ここで要求される空気の供給圧は高速気流による霧化の促進にも利用できるものでなければならぬ。したがって、まず高速気流による霧化について考えると、図6.3.8から霧化に必要な流速は $200\text{m/s}$ 程度が一つの目安となり、これによって平均粒径は水の場合 $30\mu$ 、油に換算すると $25\mu$ 程度の良好な霧化が得られることになる。流速 $200\text{m/s}$ は空気温度を $700^\circ\text{C}$ とした場合 $700\text{mm Aq}$ の送風圧に相当する。この $700\text{mm Aq}$ は高負荷燃焼器としてもほぼ平均的なものであることから一応、 $800\text{mm Aq}$ を設計値にとることにする。この送風圧によって前に心配されたリターン形圧力噴霧アトマイザの性能不足分を十分補い得ることが期待できる。

## 6.4.2 仕様と構造

これまでの検討で、燃焼器の計画設計値が固まってきたのでこれを整理して表6.4.1の様な設計仕様を定めた。この仕様に基づきこれまでに得られた知見を折り込んで、実験用燃焼器の試設計を行なった。この試設計燃焼器の概略図を図6.4.2に示す。また、この場合の燃焼状態の予想図を図6.4.3に示す。

この燃焼器の特徴として次のような事柄があげられる。

(i) アトマイザとしては負荷の可変範囲の広いリターン形圧力噴霧式を用いた。

(ii) 燃焼用空気全量を高速噴出させて

アトマイザの微粒化を助け、同時に速やかな燃料と空気の混合を図り、低過剰空気でも短炎燃焼ができるようになつた。

(iii) バーナフロントにはセラミックスのバーナタイルを設け、着火の安定を図った。

(iv) 保炎及び燃焼の安定は図6.4.3に示すようなアトマイザ中央部とバーナタイルの広がり部に逆流渦を生じさせ、これによって保持するよう図った。

ここに示した試設計燃焼器は今後の基礎燃焼試験の結果によって構造、設計仕様とも可成りの変更が予想されるが、一応の概念は把握できたものと考えている。

表6.4.1 実験機関燃焼器の試設計仕様

項目	仕 様
燃焼器寸法	燃焼室直径 $300\text{mm}$ 燃焼室長さ $500\text{mm}$
燃 料 種	A重油
燃 焼 量	$34.9\text{kg/h}$ ( $4/4$ 負荷)
最 小 燃 焼 量	$35\text{kg/h}$
燃 料 温 度	常温
燃 料 供 給 圧	$20\text{ kg/cm}^2$
空 気 流 量	$561\text{kg/h}$ ( $431\text{Nm}^3/h$ )
空 気 温 度	$765^\circ\text{C}$
空 気 供 給 圧	$800\text{mm Aq}$
空 気 過 剰 率	$1.1 \sim 1.2$ $1.5$ (低負荷時)
点 火 方 式	電気火花または灯油トーチ (試験時はプロパン使用)
炎 監 視 方 式	CdS (光電管)

なお、今回の試設計からは付属装置としての点火装置、火炎検出器を除いた。これは、これらの装置に本質的な問題点は無いと判断したためである。当面の基礎試験には点火装置 プロパンガス点火トーチを用い火炎検出は CdS 検出および肉眼監視とする。

#### 6. 4. 3 材料に関する検討

燃焼器用材料について二、三の検討を行なった。

##### (1) パーナフロント壁

予熱空気  $760^{\circ}\text{C}$  を用いた場合の理論燃焼温度は  $2500^{\circ}\text{C}$  を越え実際の火炎温度も  $2000\sim3000^{\circ}\text{C}$  が予想されることから、冷空気または特殊冷却媒体による冷却を考えない限りセラミックスの使用は避けられない。セラミックスとしてはジルコニア系耐火材が適当と考えられる。

ただし金属との熱膨張差にもとづく熱応力によってセラミックスの割れまたは金属側の変形が発生する恐れがあり、燃焼試験時にはこの点について十分確かめる必要がある。

##### (2) パーナガン外管

燃料をアトマイザへ送るパーナガンの外管は  $760^{\circ}\text{C}$  の空気に曝されるが内部は常温または  $100^{\circ}\text{C}$  程度の燃料油が通るため、特殊な高温材は必要ないと思われる。しかしこの外管からの加熱は管内の燃料油を加熱しコーティングまたは、ペーバロック等の問題を引き起す可能性をもつてのことから、この外管の外表面を断熱するのが望ましい。断熱法としてはジルコニアの溶射が考えられる。この場合も溶射皮膜と母体金属との熱膨張差による剥離が考えられるので耐久性については試験によって十分確認しておく必要がある。

##### (3) パーナ部本体

パーナ部本体の材料の大半は、 $760^{\circ}\text{C}$  の加熱空気に曝されるが、この限度内であれば、オースティナイト系ステンレス鋼で十分使用に耐えるものと考えられる。

#### 6. 5 燃焼器開発上の問題点

6.3 および 6.4 節の検討によって、燃焼器開発上の問題点が明確になったので、これから試験計画を進める上で、また、基礎燃焼試験装置を製作する上での考え方の参考とするため、これらの問題点を改めて、整理してみた。

- (1) 所要の高負荷燃焼とするためのアトマイザ性能が得られるか。
- (2) 燃焼の安定性、保炎性は保持できるか。
- (3) 負荷可変範囲は計画値 ( T D R 1/10 ) を満足するか。
- (4) 所定の低過剰空気燃焼 ( 空気比 1.1 ~ 1.2 低負荷時 1.5 ) が可能か。
- (5) 燃焼室内に火炎は納まるか。
- (6) 振動、騒音等の障害は起きないか。
- (7) 排ガス性状に問題はないか ( とくに、HC, NO<sub>x</sub>, CO, ばいじん )
- (8) 点火、消火はスムーズに行なわれるか。
- (9) パーナ各部の材料選定は適性か。
- (10) 耐熱構造上の問題はないか。
- (11) 燃焼室 ( 加熱器 ) への熱負荷はどうか。

## 6. 6 基礎燃焼試験装置

### 6. 6. 1 計画上の留意点

6.5節で整理した実験機関燃焼の問題点を解決することを目的として、試験装置の計画を行なった。

計画の主眼点を要約すると次のように整理される。

- (a) 6.3.2項の計画仕様に示されている燃料（A重油）および空気の供給量と供給圧を十分カバーできること。
- (b) 空気温度は供試バーナの燃焼とは独立させ、空気温度の変化試験を随意に行なうことができること。
- (c) 燃焼状況が十分観察できるような燃焼炉構造とすること。
- (d) 空気予熱器・加熱構成の燃焼室等の供試機器を取り付けた燃焼試験が実施できること。
- (e) 燃焼器のバーナ燃焼試験が点火源のトラブルに煩らわされてバーナの開発研究が停滞することがないよう開発用点火装置とは別個に、安定したパイロットトーチを用意すること。
- (f) その他、試験操作上の危険がないよう、要所に監視計器を取付けること。
- (g) 燃焼器性能は次の諸事項を総合して評価するので、計測要領および計測精度に十分留意すること。
  - (i) 燃焼条件 …… 燃料流量、燃料温度、燃料供給圧、空気流量、空気温度、空気供給圧
  - (ii) 火炎形状 …… 火炎長さ、火炎の広り、着火点
  - (iii) 燃焼安定性 …… 着火点の変動、燃焼室内の圧力変動・騒音、燃料流量の変動、空気流量の変動
  - (iv) 排ガス性状 …… 排ガス中の CO, HC, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub> 各濃度
  - (v) 着火特性 …… 着火遅れ、燃焼圧上昇速度
  - (vi) 材料の耐熱性 …… 燃焼器各部材の温度
  - (vii) 燃焼器の耐熱構造 …… 燃焼器各部のひずみ、破損等

### 6. 6. 2 試験装置の構成と機能

試験装置の系統図を図

6.6.1に、また全景写真を図6.6.2に示す。装置本体および補機類の仕様を表6.6.1にまとめて示す。

この試験装置を機能上からみると、次のような構成になっている。

- (1) 空気供給系  
供試バーナへの燃焼用空気供給を行なうもので、プロワー、ダクト、空気予熱器およびこれに付属するバルブ、ダンパー等から成って

表6.6.1 基礎燃焼試験装置仕様

項目	仕様
本体関係	使用燃料種 A重油
	燃料供給圧 2.0kg/cm <sup>2</sup>
	燃料供給量 120ℓ/h (最大)
	空気供給圧 1500mmAq (最大)
	空気供給量 1200Nm <sup>3</sup> /h (最大)
	空気温度 常温～800°C
	燃焼炉 内径900mm 長さ1500mm 水冷二重壁 横置形
補機	供試バーナ用送風器 片吸込1段ターボプロワ 16.7m <sup>3</sup> /min×1500mmAq
	空気予熱器用送風器 片吸込1段ターボプロワ 16.7m <sup>3</sup> /800mmAq
	燃料ポンプ ギヤポンプ 3ℓ/min×2.0kg/cm <sup>2</sup>
	試験装置用エアヒータ 出口最高空気温度 800°C
計器	空気流量計 ターピンメータ 100φ 流量範囲 80～800m <sup>3</sup> /h
	燃料流量計 浮遊式流量計 流量範囲 6.0～60ℓ/h
	温度計 空気およびガス温度：CA熱電対 燃料温度：" "

おり、プロワーは試設計燃焼器仕様に対し、風量、圧力とも約2倍の余裕をもって燃焼用空気を送り出すことができるようになっている。

#### (2) 空気予熱器

上述の空気予熱器には加熱用のガスバーナが設けられており、このガスバーナ用のガス燃料ラインと空気ラインおよび排ガスラインがこれに付属する。また空気源のプロワーは供試バーナ用とは別個に設け、かつ排気ガスラインも供試バーナ排ガス系とは切離して、供試バーナの試験条件を乱さないように配慮してある。空気予熱温度はガスバーナの燃料量調節により常温から800°Cまで変化させることができるよう設計されている。このため空気予熱器と供試バーナ間はキャスター内張のダクトが使用されている。

#### (3) 燃焼炉

燃焼炉は供試燃焼器を取り付け、燃焼状況を観察するための試験装置のメインとなる装置である。これには燃焼排ガスを送り出すための水冷煙道がつづいている。

燃焼炉は水冷二重壁構造になっており、観窓も左右および対向に設け燃焼状況の観察を身近かにできるようになっている。

また、バーナ取付口および炉直径は試験機関の供試加熱器、供試空気予熱器等の試験もできるように、余裕をもった寸法となっている。燃焼炉の構造寸法を図6.6.3に示す。

#### (4) 燃料供給系

供試バーナ用のA重油をポンプ輸送する系統には流量および圧力調整用の制御弁が設けられており、流量180ℓ/h以下、圧力20kg/cm<sup>2</sup>以下の設定が任意にできるようになっている。現在はA重油のみの供給しかできないが、油加熱器を設置することによって容易にB重油または、C重油を供給することができる。

#### (5) パネル

試験装置の運転操作と計測の目的を兼ねてパネルが設けてある。このパネルの計器は装置の運転記録が主体となっていて、供試燃焼器の性能評価のための計器類は要求精度に応じて、別途に用意する。

### 6.6.3 計測項目と計器

表6.6.2 計測項目および計器

パネル内の計器に記録または指示される一般運転記録および監視記録とは別に燃焼器性能評価のため表6.6.2に示す項目について計測を行なう。

### 6.7 試験計画

#### 6.7.1 試験の項目と目的

燃焼試験は次の項目をそれぞれ目的に沿って段階的に進めて行く。

##### (a) 冷空気燃焼試験

試験炉に供試バーナを取り付けアトマイザ、空気吹き込み等試案燃焼方式の妥当性を調べるため、まずエアヒータを用いず冷空気燃焼試験を行ない安定性、性能、特性

計測項目	計器または計測法
燃料流量	容積形流量計
燃料温度	CA熱電対
燃料供給圧	圧力検出器およびブルトン管
空気流量	オリフィス流量計
空気温度	CA熱電対
空気供給圧	圧力ピックアップおよびマノメータ
燃焼炉内圧	圧力ピックアップおよびマノメータ
騒音	騒音計
燃焼状況	写真撮影および肉眼監視
火炎監視	CdS光電管
班ガス分析	O <sub>2</sub> メータ、ケミカルNO、NO <sub>x</sub> メータ 非分散形赤外線分析計、HCメータ
燃焼器各部温度	CAまたはPt熱電対

を調べる。

(b) 加熱空気燃焼試験

次にエアヒータを用いて空気を加熱し、空気温度を段階を追って上げ上記と同様の燃焼試験を行なって、バーナ部構造上の問題点チェックおよび改良を行なう。

(c) 点火法、火炎監視法試験

電気花火による点火法と C d S による火炎監視法の妥当性を燃焼試験によって確認する。

(d) 加熱器伝熱計測

加熱器設計の基礎データとして必要な加熱器管の伝熱特性を試験炉内に模擬加熱器を設け、これに燃焼排ガスを通じて計測する。

### 6. 7. 2 今後の試験予定

昭和53年度は基礎燃焼試験が開始されるが、はじめに燃焼器の試作と冷空気による燃焼試験を行なって基本的な問題点の解決を図り、ついで、加熱空気による燃焼試験を行なって構造および材料上の問題点を詰めて行く予定である。また、同時に、燃焼室伝熱解析に必要なデータを取得する。

### [参考文献]

- (1) J.H. Lienesch, W.R. Wade : Stirling Engine Progress Report : Smoke, Odor, Noise and Exhaust Emissions, SAE Paper 680081(1968)
- (2) S.R. Davis et al : Combustion and Emission Formation in the Stirling Engine with Exhaust Gas Recirculation, SAE Paper 710824(1971)
- (3) S.R. Davis et al : Comparative Analysis of Stirling and Other Combustion Engines, SAE Paper 730620 (1973)
- (4) S.R. Davis N.A. Henein : Controlling Emissions With the Stirling Engine, Autom Engng, 81.4.32-35 (1973)
- (5) A.P.J. Michels : the NO Content in the Exhaust gases of a Stirling Engine, Proc. Intersoc Energy Conversion Eng. Conf. Boston [K71-0013], 1010 ~ 1023 (1971)
- (6) W.R. Martini : Design and Development of the Stirling Cycle Energy Converter to Power Circulatory Support System, PB 182592. 1-792 (1968)
- (7) N.D. Postma R. Van Giessel F. Reinink : Stirling Engine for Passengercar Application, SAE Paper, 730648 (1973)
- (8) H.W. Welsk. D.S. Monson : Allison Adapting Stirling Engine to 1 Year-in Space Operation, SAE J. 70 44-51 (1962)
- (9) : Metal Combustion Energy Drives Stirling Engines Under the Sea, Prod. Eng., 40 [25] 104, 106 (1969)
- (10) N.D. Postma. R. Van Giessel F. Reinink : Ford is Readyng Stirling Engine for Torino, Autom Engng, 81. 8. 42-45 (1973)

- (11) C.E. Leach, B.C. Fryer : The Radio-isotope Energized Stirling Engine for Spacecraft Auxiliary Electric Power in the 250 to 500 W Power Range. Proc. Intersoc. Energy Conversion Eng. Conf. 4 th Washington. (1969)
- (12) S.G. Carlqvist, K.G. Rosenqvist, S.G. Gummesson "Developing the Stirling Engine for Fuel Economy in Marine, Industrial and Medium Duty Automotive Applications" SIMAC Paper A24 (1977)
- (13) 梶山四郎, 棚沢泰 "空気による液体微粒化の実験" 機論(昭12.5)
- (14) 棚沢泰 "ガスター・ビン" 養賢堂 (1954)
- (15) R.J. Priem et al, "Propellant Vaporization as a Design Criterion for Rocket-Engine Combustion Chambers," NASA Technical Report R-67

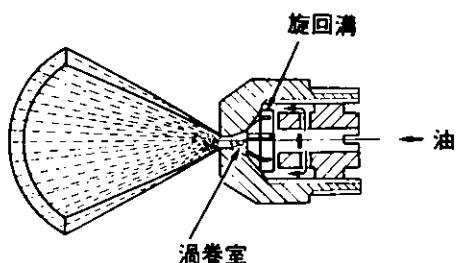


図 6.3.1 ストレート形圧力噴霧式アトマイザ

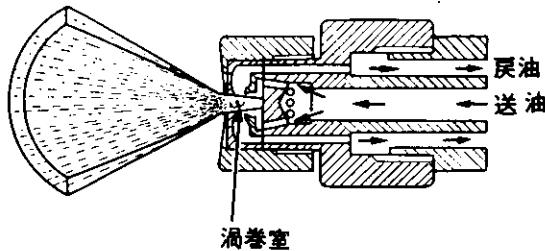


図 6.3.2 リターン形圧力噴霧式アトマイザ

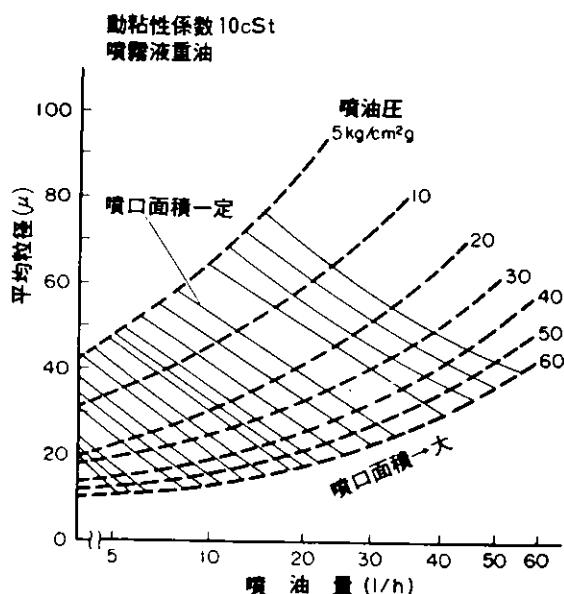


図 6.3.4 リターン形圧力噴霧式アトマイザの霧化特性

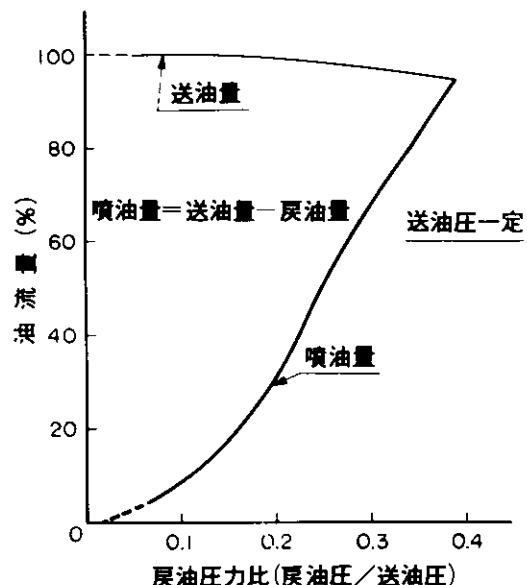


図 6.3.3 リターン形圧力噴霧式アトマイザの流量特性

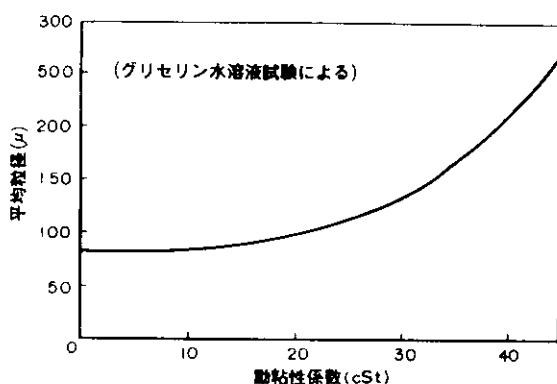


図 6.3.5 噴霧粒径に対する粘性の影響

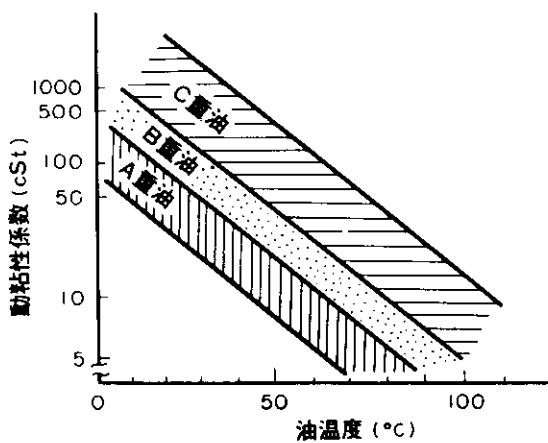


図 6.3.6 油温度による動粘性係数の変化

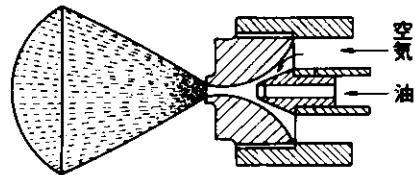


図 6.3.7 高速気流噴霧式アトマイザ

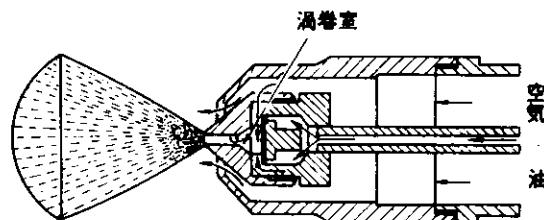


図 6.3.8 空気噴霧式アトマイザ

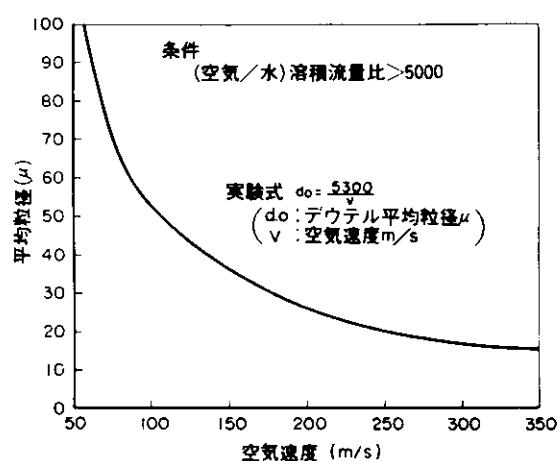


図 6.3.9 空気速度による噴霧粒径の変化

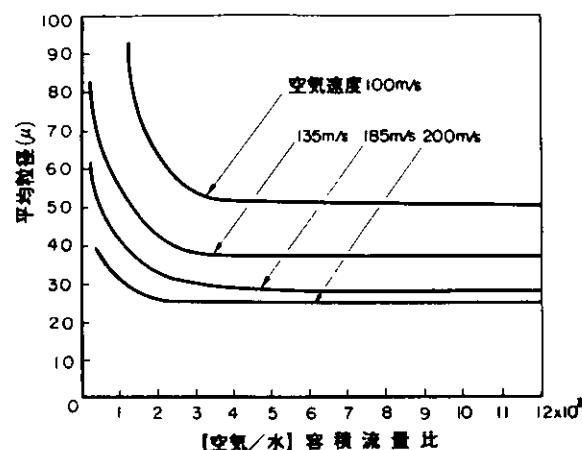


図 6.3.10 容積流量比による噴霧粒径の変化

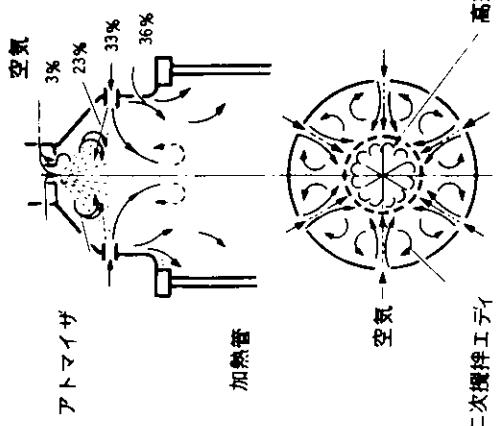


図 6.3.11 ジェネラル・モーター社 G TU-3 機関用燃焼器  
(1)～(4)

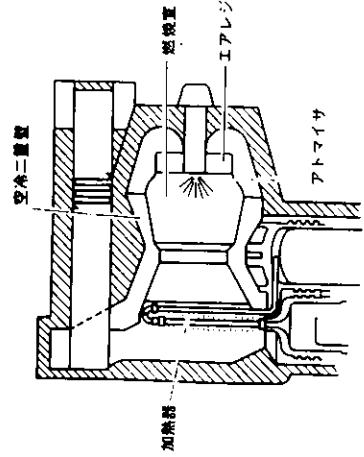


図 6.3.12 フィリップ社 1-9-8  
機関用燃焼器 (5)(6)

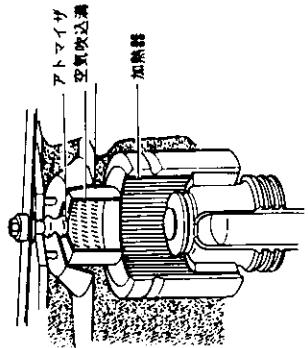


図 6.3.13 フィリップ社 4-65 DA  
機関用燃焼器 (7)

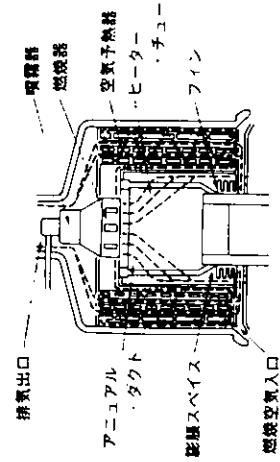


図 6.3.14 MAN/MWM 社燃焼器  
(8)(9)

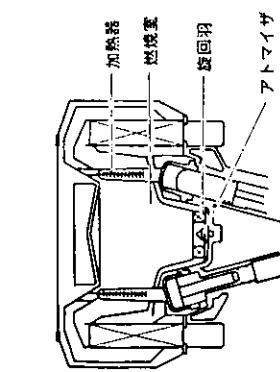


図 6.3.15 ユナイテッド・スター・リング社  
4-615 機関用燃焼器 (10)

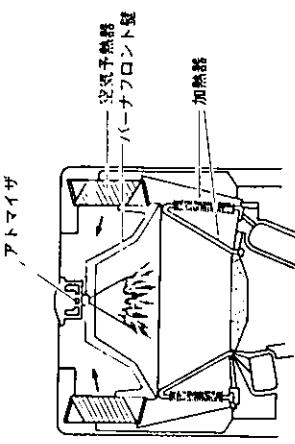


図 6.3.16 ユナイテッド・スター・リング社  
V-4 機関用燃焼器 (11)

V-8 機関用燃焼器 (12)

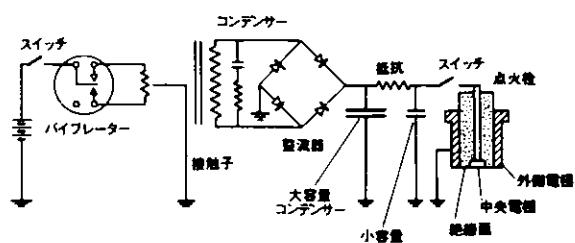


図 6.3.18 低電圧点火装置

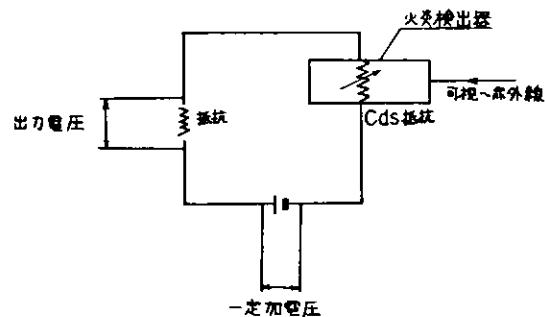


図 6.3.20 CdS 火炎検出器

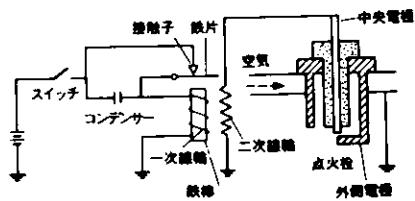


図 6.3.19 高電圧点火装置

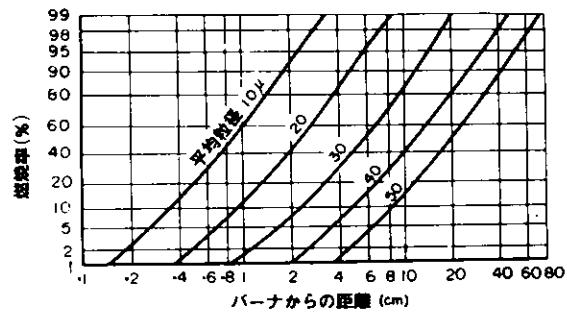


図 6.4.1 燃焼室内における油滴群  
の燃焼過程

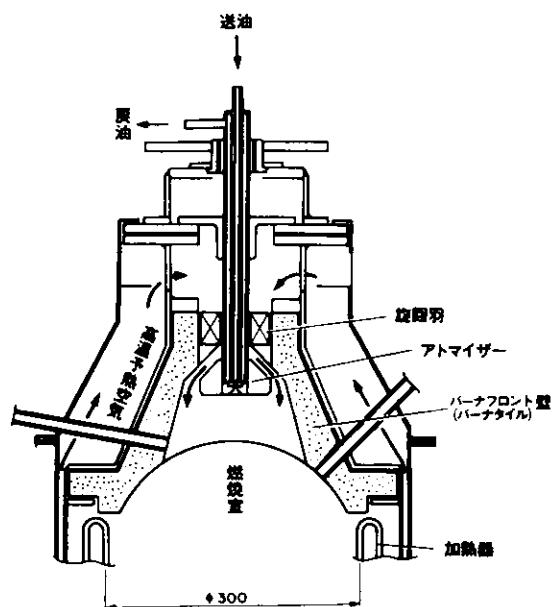


図 6.4.2 試設計燃焼器

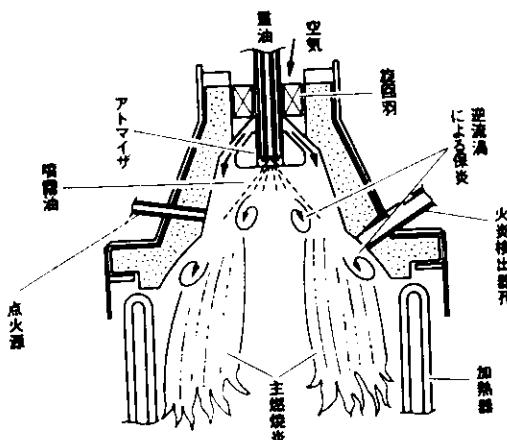


図 6.4.3 燃焼状態予想図

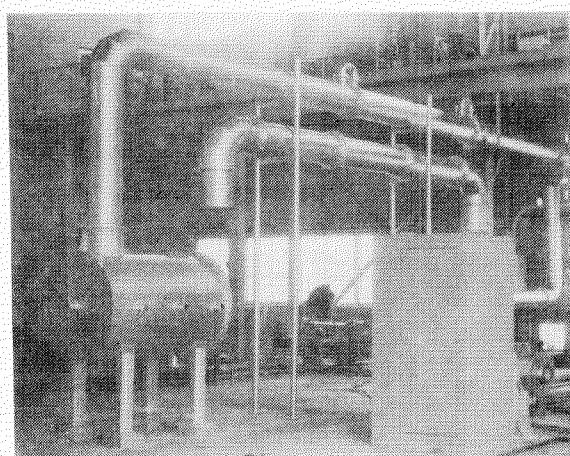
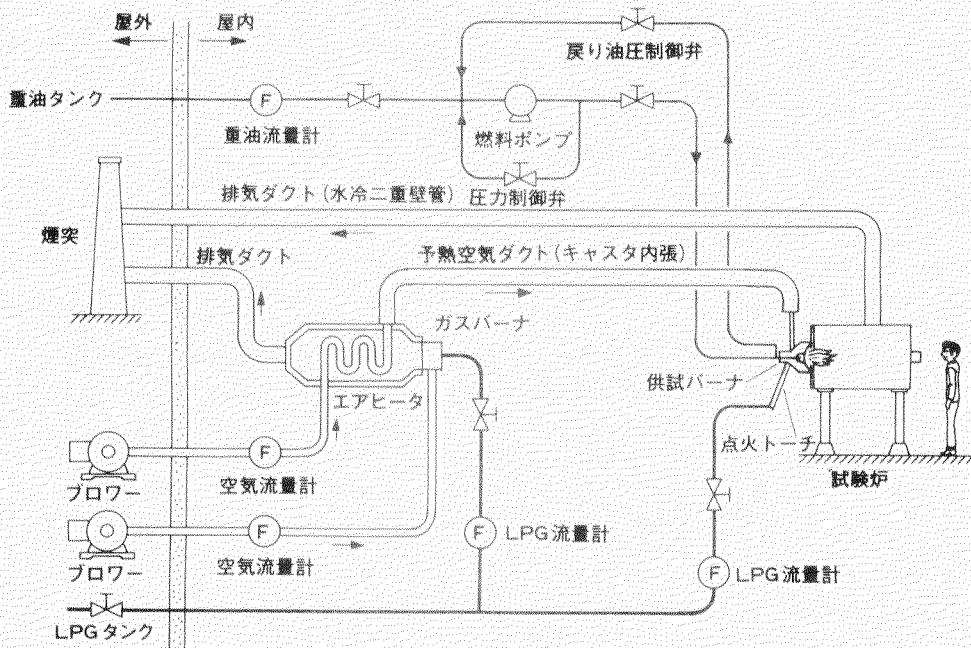


図 6.6.2 基礎燃焼試験装置全景

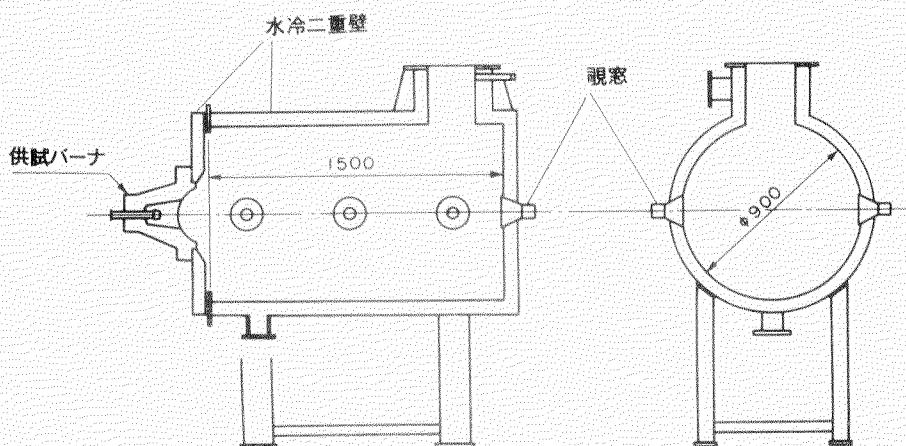


図 6.6.3 基礎燃焼試験装置燃焼炉