

日本船舶振興会昭和55年度補助事業
“スターリング機関に関する研究”

研究資料No.339

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56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、最終年度である本年度はサイクルシミュレーションの研究を行うとともに実験機関による総合研究として構成要素評価適応試験を行い、実験機関の性能について総合評価した。

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会昭和55年度補助事業として日本造船研究協会第173研究部会において実施した「スターリング機関に関する研究」の成果をとりまとめたものである。

第173研究部会委員名簿 (敬称略、五十音順)

部会長	藤田秀雄(明治大学)	一色尚次(東京工業大学)
委員	池村清(日本船用工業会)	大原清司(川崎重工業)
	植田靖夫(船舶技術研究所)	小川光明(三井造船)
	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)	須甲昭平(新潟鐵工所)
	菅原英祐(日本ピストンリング)	永井将(日立造船)
	田中紘一(石川島播磨重工業)	堀雄一(阪神内燃機工業)
	平田賢(東京大学)	山田正(ヤンマーディーゼル)
	宮部英也(明治大学)	渡利隆(日本钢管)
吉富昇(日本船用機器開発協会)		

第1分科会委員名簿

分科会長	平田 賢(東京大学)	遠藤 裕久(三井造船)
委員	一色尚次(東京工業大学)	串山 正(三菱重工業)
	岡田方大(ダイハツディーゼル)	須甲昭平(新潟鐵工所)
	菅原英祐(日本ピストンリング)	塙原茂司(船舶技術研究所)
	田中紘一(石川島播磨重工業)	中島尚正(東京大学)
	永井 将(日立造船)	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)	吉誠晴夫(東京大学)
	山田 正(ヤンマーディーゼル)	渡利 隆(日本钢管)

第2分科会委員名簿

分科会長	藤田秀雄(明治大学)	大原清司(川崎重工業)
委員	一色尚次(東京工業大学)	串山 正(三菱重工業)
	岡田方大(ダイハツディーゼル)	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

緒 言	1
1. サイクルシミュレーションの研究	4
1.1 第1次実験機関特性値に基づく熱力学的性能予測法の改善	4
1.1.1 43空間分布系モデル	4
1.1.2 実験結果との比較検討	6
1.1.3 第1次実験機関の性能予測	7
1.1.4 第1次実験機関の問題点	8
1.2 加熱器の伝熱性能試験	13
1.3 変動ガス温度計測法の応答性改善試験	19
1.3.1 超音波パルス温度計測法	19
1.3.2 热電対の応答の計算	20
1.4 第1次実験機関特性値の実験結果とシミュレーション結果との比較検討	25
1.4.1 簡易性能予測法	25
1.4.2 第1次実験機関特性値の実験結果の評価とシミュレーション結果との比較検討	27
1.5 非定常管内流動損失の測定試験	35
1.5.1 実験装置及び実験方法	35
1.5.2 管内熱伝導率の実験結果と考察	35
1.5.3 管内流動損失の実験結果と考察	36
1.6 側壁伝熱スターリング機関の研究	44
1.6.1 まえがき	44
1.6.2 スワッシュプレート式実験機関(新型と旧型)による研究	44
1.6.3 振り子式実験機関による研究	45
1.6.4 まとめ	46
1.7 再生器の流動損失と伝熱性能の研究	52
1.7.1 まえがき	52
1.7.2 使用金網の幾何学的形状値	52
1.7.3 流動損失	53
1.7.4 伝熱性能	54
1.7.5 伝熱性能の理論的検討	55
1.7.6 マトリックス材としての金網の選択法	58
1.7.7 実験機での再生器性能の評価	58
1.7.8 あとがき	60
1.8 制御シミュレーション	71
1.8.1 まえがき	71
1.8.2 出力制御方法	71

1.8.3 シミュレーション結果	72
1.8.4 機関出力と平均圧力、ヒータ壁温の関係	74
1.8.5 今後に残された問題点	74
2. 実験機関による総合研究	80
2.1 研究の概要	80
2.2 試験装置	80
2.2.1 実験機関概要	80
2.2.2 試験装置	81
2.3 機関性能試験	84
2.3.1 試験経過	84
2.3.2 運転性能	86
2.3.3 位相角の変更	90
2.3.4 制御特性	91
2.3.5 振動・騒音	92
2.3.6 排ガス分析	92
2.4 热交換器適応試験	105
2.4.1 供試熱交換器の仕様	105
2.4.2 热交換器の伝熱特性	105
2.5 燃焼器適応試験	116
2.5.1 供試燃焼器の仕様	116
2.5.2 燃焼器の燃焼特性	116
2.6 シール装置適応試験	118
2.6.1 ピストンリング	118
2.6.2 ロッドシール	119
2.7 総合評価	125
2.7.1 実験評価および性能予測	125
2.7.2 複動機関への対応	126
2.7.3 本研究の成果と今後の課題	127

緒 言

昭和52年度にはじめられた日本造船研究協会の S R 173 研究部会の「スターリング機関の研究」は、本年度をもって終了するが、はじめに、この 4 年間に行なわれた研究の経緯とその成果ならびに今後の課題について概略的に述べたい。

本研究は、初年度の昭和52年度報告にもあるように、昭和49年、運輸大臣より発せられた今後のエネルギー事情の背景としての船舶技術開発に関する諮問に対する答申の一つとして、運輸技術審議会から「エネルギーの節約とその多様性にも適することを目標とした船舶推進システム」に適する新型機関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が答申されたことをうけて、日本造船研究協会において取り上げられたものである。

スターリング機関は原理的には熱効率が高く、燃料の多様化にも適すると同時に、騒音振動、排気などの公害が少ない特長をもち、諸外国の小型スターリング機関の開発も或程度進められている成果より見て、基本的には船用スターリング機関の実用化の可能性は高いとの認識のもとに研究に着手された。しかしこのスターリング機関は熱機関として在来機関の経験、実績を直ちに適用し難い技術的事項を一々解決しつつ研究を推進する必要があるので、この船用スターリング機関の開発には、最初から約10年間と見込まれ、これを二分して、まず前段の約5年間にて開発完成のための条件と技術的問題点を明らかにし、その実用化への指針を得る。後段の約5年間にて、問題点を解消して実用機関を完成するとした。昭和52年度～昭和55年度の S R 173 研究部会は、この前段階のものであって、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し、その解決策を求める目的としている。

本研究部会においては、この目的を効果的に達成するため、熱サイクル計算方式の研究を担当する第1分科会、ならびに、要素研究と実験機関の試作、運転試験を担当する第2分科会が設置され、両者緊密な連繋を保つつつそれぞれの活動を行った。

第1分科会 热サイクル計算方式の研究；

第1分科会においては、スターリング機関の性能に影響する各因子すなわち、機関各部の設計、作動ガス、各部温度、圧力、伝熱条件、出力効率などの在り方とそれらの相互関係を規定する、いわゆるサイクルシミュレーション手法を確立しようとするもので、サイクルの理論的取扱いだけでなく、その裏付けとなる加熱器、再生器、冷却器、作動ガスシリンダなどの非定常伝熱性能とか流動抵抗についての実験研究も含めた、理論、実験面の広い研究が行われた。

その結果、まず従来の計算手法の問題点であった系のエネルギー・バランスの取扱いを解決し得た集中系モデルによる計算手法が開発されて、これにもとづいて種々のパラメータが機関性能に及ぼす影響を調査研究した。また、機関および関連部の方法形状の最適化を容易に行うのに適したシミュレーション手法として Schmidt 理論を拡張した簡易モデルが有用であることを明かにし、これを用いてサイクル検討も行われた。上記の結果は、第2分科会の運転試験の計画に反映され、運転結果の批判にも適用された。

次いで、実験機関で得られた諸計測数値との詳細な比較検討を行うため、系を適当数に分割した分布系モデルによる計算手法が開発され、実験機関の計測データを用いこのシミュレーション手法の検証がなされた。

以上の熱サイクル計算方式の研究によって、現実に避け得ない作動ガスの流動抵抗と漏洩を考慮したスターリング機関の性能予測が相当の精度で可能な段階にまで至っている。このシミュレーション手法をさらに広い範囲の計測データと比較して、その有効な範囲を拡大すると同時に、スターリング機関設計用のシミュレータとして完成することが可能と考えられ、その玉成が将来の課題の一つである。

なお、詳細は本文に譲るが、再生器についてマトリックスの抵抗、伝熱などの性能把握の試験、機関の部分負荷性能と制御シミュレーション方式の研究、ならびにスターリング機関性能改善に対するアイディアの検討も種々行われ

たことを付言したい。

第2分科会 要素研究と実験機関の試作ならびに運転試験；

第2分科会での研究は、まず、目標機関の要目を決めて行われた。その特定要目機関は重油燃焼の船用4気筒直列型800P.S.機関を目標としたもので、要素研究と実験機関による総合研究とに分けられる。実験機関としては、当初、要素適合試験のための単動2気筒機関と総合研究のための複動4気筒機関が計画されていたが、単動2気筒機関によっても性能の把握、実用上の問題点の明確化、将来実用化の方策樹立などに一応の成果をあげ得られるので、この段階で研究を一段落して将来の実用化開発に備える態勢を固めることとなった。

(1) 要素研究

ここで取上げられた要素研究は、熱交換方式、燃焼方式、および制御システムの研究であって、これらが実験機関の設計と並行して作業が進められた。

熱交換方式の研究；

熱交換方式に関しては、伝熱部の設計を完成するため、まず、非定常流における伝熱試験を含め、諸調査解釈が行われた。とくに、問題とみられた加熱器については、実用に耐え得ることについて実験機関によても確かめられた。その結果、作動ガスとの熱の授受を行う熱交換器の伝熱設計手法に関しては十分に研究の目的が達成せられたと云える。ただ、サイクル性能の改善に関連した最適設計法については今後とも検討されるべき課題である。

燃焼方式の研究；

燃焼方式については、船用機関の関係上限られた空間に燃焼に必要な構成要素をすべて配置するという制約のもとに、コンパクトな燃焼器、高温空気予熱器の開発が行われ、同時に加熱器の設計に必要な燃焼室特性も把握され、最終的には、90%以上の燃焼室効率(ボイラ効率)が達成できることができることが確認された。もっとも、実用機関の設計に当っては、燃料の種類および機関の仕様に適した燃焼器を開発することが必要であり、同時に排ガス公害対策も必要となる。これらの基本的問題点の解決にも本研究の成果が生かし得られる。

制御方式；

制御方式については、主として4気筒機関を対象に、出力制御、起動および停止の制御などの制御システムに関する調査と検討が行われた。しかし、実験機関に制御システムを組込み試験することは2気筒単動機関では不適当であることから機関によってその制御方式の妥当性を評価することは今後の研究課題として残された。

(2) 実験機関による総合研究

総合研究に使用された単動2気筒機関は、要素の適合試験に適した構成となっており、熱交換器、ストローク、位相角などの組合せを変えた場合に機関特性を知るに有用なデータを得ることができた。また、ピストン、シール性能の把握という面では4気筒機関では得難い利点が發揮された。

この実験機関は、昭和54年10月26日初めて自立運転に成功し、以来、1年余りにわたって、合計176時間の運転を行い、各要素の適合性、性能の比較を順調に進めることができた。この間、問題となったのは、ピストン・シールとロッド・シールの性能と寿命であった。しかし運転試験の最終段階では、少なくとも試験に差支えないシールが見出され、将来に明るい見通しを得た。シールの問題は、諸外国においても重点的に取組まれており、今後とも検討すべき大きい課題の一つであるが、ロッド・シールに関しては液体シールを含めて格段に優れたものの開発を達成し得られたことは大きい成果であった。

サイクル・シミュレーションとの関連；

総合研究において、サイクル・シミュレーション手法によって明らかにされたスターリング機関の特性の一つは、現実の機関は理想的な等温サイクルよりはむしろ、断熱サイクルに近い挙動を示すことであり、また、実験機関についていえば作動ガスに与えられた熱エネルギーのうち仕事として有効に使用されず放熱損失と漏洩損失として失わ

れているものが相当量あることが明かになった。

なお、スターリング機関の外燃機関としての特徴である低公害については、騒音レベルが低く極めて静しゆくであること、特別な考慮を払っていないのに NO_x 値も相当低いことが実証された。

以上の様に、基礎試験および実験機関の運転試験により、各要素の問題点が明確化され、シミュレーションと実験結果との照合により、シミュレーション手法も確立されたことは、スターリング機関の開発設計に資するところが大きく、将来実用化のための道筋を示し得られたと云える。これを要するに本研究の4年間の成果を一言でいえば、実用化のための見透しを得るの目的を十分に達し得られたと云える。しかして、なお残された問題点もその解決策の見透しが立てられており、いずれもわが国の技術レベルをもってすればこの機関の実用化の妨げとはならないと思われ、これらを克服して将来、必ずスターリング機関の低燃費、燃料多様化の可能性、低公害などの特長を生かす機会が訪れるものと考えられる。

参考までに、本研究部会の年次計画を一覧表にして示す。

第173研究部会年次計画一覧表

項目	52年度	53年度	54年度	55年度
熱サイクル計算方式	計算式の解析	第1次シミュレーションの予備 プログラム作成	同上プログラムの評価 プログラムの改良	シミュレーションプログラムの第2次改良及び最終評価
設計研究	基本設計	本体部詳細設計	構成要素詳細設計	
構成要素の研究	燃焼方式	試験装置製作 燃焼器基礎試験及び燃焼システムの検討	空気予熱器基礎試験 燃焼器マッチング試験	
	熱交換方式	試験装置製作 熱交換器の伝熱基礎試験及び解析	熱交換器設計手法の検討	
	制御システム	システム調査・検討	システム設計	
実験機関による総合研究		単動2気筒機関本体製作	同上構成要素製作・取付 第1次評価試験	要素評価 適応試験 総合試験 総合評価

1. サイクルシミュレーションの研究

1.1 第一次実験機関特性値に基づく熱力学的性能予測法の改善

1.1.1 43空間分布系モデル

(1) はじめに

昨年までの研究で、性能予測の精度を向上させるには、再生器の取り扱いを正確にしなければならないことがわかった。そのためには熱交換器、特に再生器を細分化して解かなければならぬが、従来の分布系モデルでは膨大な計算時間が必要となり、設計に際しての性能予測には不向きである。そこで本研究では、運動量の式をエネルギーの式、連続の式と別個に解くことにより、計算時間を抑えつつ、かつ熱交換器を多数の小空間に分割して精度良く取り扱うコンピュータシミュレーションモデルの開発をおこなった。

またスターリング機関は密閉式外燃機関であることから、ピストンリングからの作動流体の漏れによって機関の性能が大きく低下することが考えられる。この問題についてもモデル化をおこない、コンピュータシミュレーションに組み込んでいる。

(2) 基礎式

スターリング機関を図1.1.1に示すように、水平対向2ピストン型で代表させモデル化をおこなう。膨張室、圧縮室をそれぞれ1空間と考え、また加熱器、冷却器、再生器はそれぞれ複数の小空間に分割し、全体でN空間に分ける。機関内の圧力差 $\Delta P = P_e - P_c$ は、最大でも P_e または P_c の値に比べて1~2%程度であることから、作動流体の温度、流速は圧力降下により大きな影響を受けないと仮定し、運動量の式を基礎式から取り除くことにする。

ここで以下の定式化にあたり、作動流体は完全ガスの状態式を満足すると仮定する。また再生器のマトリクスを除いた各部の壁温は一定と考え、流れ方向の熱伝導は考慮しない。

記号

P : 壓力	V : 空間容積	H : 热伝達率
T : 温度	T _w : 壁温	C _v : 定容比熱
M : 重量	M _w : マトリクス重量	C _p : 定圧比熱
\dot{m} : 重積流量	A : 伝熱面積	C : マトリクス比熱
γ : 比重	t : 時間	κ : 比熱比
		g : 重力加速度

添字

e : 膨張室	h : 加熱器	c ₀ : 冷却器	c : 圧縮室
b : バッファースペース		i : 空間あるいは境界面番号	

(i) 膨張室および圧縮室

膨張室をひとつの容積と考え状態量は一様と仮定すると、質量保存則、エネルギー保存則より式(1.1.1)および(1.1.2)が得られる。

但し流れの向きは、図1.1.1の矢印の方向を正にとる。

$$\frac{dM_1}{dt} = \dot{m}_1^* - \dot{m}_2^* \quad \dots \quad (1.1.1)$$

$$\frac{d(CvM_1T_1)}{dt} = A_1H_1(T_w - T_1) + C_pT_1^*\dot{m}_1^* - C_pT_2^*\dot{m}_2^* - P\frac{dV_1}{dt} \quad \dots \quad (1.1.2)$$

圧縮室でも同様に考える。ここに \dot{m}_i^* , \dot{m}_{N+1}^* はピストンリングからの作動流体の漏れを表わす。

(ii) 热交換器

各小空間内の状態量を一様と考えると、連続の式およびエネルギー式は式(1.1.3), (1.1.4)で表わされる。但し運動エネルギーは無視している。

$$\frac{dM_i}{dt} = \dot{m}_i^* - \dot{m}_{i+1}^* \quad \dots \quad (1.1.3)$$

$$\frac{d(C_v M_i T_i)}{dt} = A_i H_i (T_{wi} - T_i) + C_p T_i^* \dot{m}_i^* - C_p T_{i+1}^* \dot{m}_{i+1}^* \quad \dots \quad (1.1.4)$$

また再生器においては、マトリクスのエネルギー式を考慮しなければならない。

$$\frac{d(C M_{wi} T_{wi})}{dt} = A_i H_i (T_i - T_{wi}) \quad \dots \quad (1.1.5)$$

但しマトリクスでは流れ方向の熱伝導を無視し、作動流体との間の伝熱のみを考慮する。

ここで以上の式(1.1.1), (1.1.2), (1.1.3), (1.1.4)において、境界を通る作動流体の温度 T_i^* としては、流れの上流側の値を採用する。

(iii) ピストンリングからの作動流体の漏れ

ピストンリング部の流路を、ピストンリングの隙間面積に等しい最小断面積を持った短いノズルに置き換えてモデル化する。ここでノズルの、のど圧を P_o 、また流れを等エントロビ流れと仮定すると、膨張室からバッファースペースへの漏れは(1.1.6)式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_i^* &= -a_s \sqrt{g \kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} r_1 P} && (P_b > P_o) \\ \dot{m}_i^* &= -a_s \sqrt{\frac{2 g \kappa}{\kappa-1} r_1 P \left\{ \left(\frac{P_b}{P}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_b}{P}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right\}} && (P_b > P_o) \end{aligned} \right\} \dots \quad (1.1.6)$$

また逆にバッファースペースから流入する場合および圧縮室からの漏れについても同様に扱う。ここに a_s は、ノズルの最小断面積を示す。

以上の(1.1.1)～(1.1.6)式を基礎式として、流動損失による圧力降下は無いものと仮定した基本サイクルの諸変動量が算出される。

(3) 流動損失

基礎式では機関内一様の圧力を仮定しているため、流動損失による圧力降下を別に考慮する必要がある。小空間前後の圧力差を ΔP とし、壁面摩擦以外の項を無視すると運動量の式より(1.1.7)式が得られる。

$$\Delta P = F \cdot \frac{1}{2} \rho u \left| \frac{du}{dx} \right| \quad \dots \quad (1.1.7)$$

但し ρ : 密度 u : 流速

ここで F は(1.1.8)式で定義する。

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{\lambda}{d} L && (\text{加熱器, 冷却器}) \\ F &= f n && (\text{再生器}) \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (1.1.8)$$

但し λ : 管摩擦係数 d : 管径 L : 小空間流れ方向長さ

f : マトリクス摩擦係数 n : 金網枚数

また F の値には、流路の急拡大、急縮小の効果をも含めて考える。

ここで機関内の圧力を一様と仮定した計算の誤差を最小にするために、 P を再生器中央の小空間における圧力と見て、膨張室、圧縮室の圧力 P_e 、 P_c を(1.1.9)式で計算する。従って流動損失を考慮した膨張室、圧縮室および全体の図示仕事は(1.1.10)式で得られる。

$$\left. \begin{aligned} P_e &= P + \sum_{i=1}^{\frac{N}{2}-1} \Delta P_i + \frac{\Delta P \frac{N}{2}}{2} \\ P_c &= P - \sum_{i=\frac{N}{2}-1}^N \Delta P_i - \frac{\Delta P \frac{N}{2}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (1.1.9)$$

$$\left. \begin{aligned} W_e &= \oint P_e dV_e, \quad W_c = \oint P_c dV_c \\ W &= W_e + W_c \end{aligned} \right\} \quad (1.1.10)$$

また加熱器、冷却器の伝熱量を(1.1.11)式で求め、図示熱効率は(1.1.12)式で算出する。

$$\left. \begin{aligned} Q_h &= \sum_N \oint A_i H_i (T_{wi} - T_i) dt - \oint (P - P_e) dV_e \\ Q_{co} &= \sum_N \oint A_i H_i (T_{wi} - T_i) dt + \oint (P_c - P) dV_c \end{aligned} \right\} \quad (1.1.11) \\ \eta = W / Q_h \quad (1.1.12)$$

(4) 計 算

本シミュレーションモデルは、(1.1.1)～(1.1.6)式を基礎式とする多元連立常微分方程式をRunge-Kuttaの法で解いている。計算にあたっては、物性値の温度依存性を考慮し、また熱伝達率、摩擦係数はレイクルズ数の関数とみなして、サイクル中の変動を考慮している。

適当な初期値から繰り返し計算をおこない、定常なサイクルが実現されたかどうかは、ひとつ前のサイクルと現サイクルの計算値の差が 10^{-5} 以下になることを判定の条件とした。計算は、クランク角 $1 \deg$ を $3 \sim 5$ 分割しておこない、1サイクルあたりの計算時間は4秒程度である。(東京大学大型計算機センター、M-200Hシステム)

(5) 空間分割数の影響

加熱器、冷却器、再生器について、それぞれの空間分割数が計算結果に与える影響を調べたものが図1.1.2～図1.1.4である。図中〔 〕で示す値は、各々の基準値に対する比を意味する。

図1.1.2は加熱器の分割数のみを変えた場合で、基準値は加熱器が9分割、冷却器が7分割、再生器は29分割である。図1.1.3は冷却器の分割数のみを変えた場合で、基準値は加熱器が7分割、冷却器が9分割、再生器は29分割である。また図1.1.4は再生器の分割数のみを変えた場合で、基準値は加熱器、冷却器がそれぞれ7分割で、再生器は33分割である。

図より加熱器、冷却器はそれぞれ5空間、再生器は29空間に分割すれば、分割数による影響は取り除けることがわかる。本シミュレーションモデルでは、第一次実験機関に対する適用を想定しているため、加熱器と再生器、再生器と冷却器の配管をそれぞれ独立の空間として考え、合計で機関全体を43の空間に分割している。

1.1.2 実験結果との比較検討

前項に示した43空間分布系モデルにより、第一次実験機関の実験結果(実験番号F-4, U-11, U-5)について比較検討をおこなった。なお、熱伝達率、摩擦係数は以下の(1.1.13)～(1.1.16)式を用いて計算した。¹⁾⁽²⁾

$$\text{円管} \quad \left\{ \begin{array}{l} Nud = 0.023 Red^{0.8} Pr^{0.4} \\ \lambda = 0.3164 / Re^{0.25} \end{array} \right. \quad \dots \quad (1.1.13)$$

$$\text{金網} \quad \left\{ \begin{array}{l} Nud_m = 0.42 Red_m^{0.56} \\ f = 33.6 / Rel + 0.337 \end{array} \right. \quad \dots \quad (1.1.15) \\ (1.1.16)$$

但し Nu : ヌセルト数 λ : 管摩擦係数 f : 摩擦係数 Re : レイノルズ数

Pr : プラントル数

添字はそれぞれ無次元数の代表長さを表わす。

d : 管直径 ℓ : 金網目開き d_m : 金網線径

主な実験条件を表 1.1.1 に示す。

F-4 の実験では加熱器壁温を加熱管の火炎側に面した点で計測しているため、実際の平均温度より高めの値を示していることが考えられる。そこで加熱器壁温をパラメータとして計算をおこなった結果より、壁温を50°C 低めに見積もった計算結果を示した。またピストンリングからの作動流体の漏れについては、膨張室側に 5 m^2 、圧縮室側に 4 m^2 のすきま面積を設定している。

U-11, U-15 の計算では、死容積を $16.6 \times 10^{-3} m^3$ として計算している。またピストンリングすき間面積は、膨張室側、圧縮室側それぞれ $1 m^2$, $0.8 m^2$ とした。

図 1.1.5 ~ 図 1.1.7 に、P-V 線図について実験値と計算値の比較を示す。計算値はいずれもピストンリングからの作動流体の漏れを考慮した値である。図 1.1.5 は F-4 の場合であるが、振幅、形ともに大体良く一致している。図 1.1.6 は U-11, 図 1.1.7 は U-5 の場合である。両方とも膨張室側は実験値より計算値が下に、また圧縮室側は上にずれている。これは実験値において、膨張室側と圧縮室側の平均圧力が $2 kg/cm^2$ 程度ずれているためであり、P-V 線図をずらすと振幅、形ともに大体良く一致している。

表 1.1.2 に、熱収支について実験値と計算値の比較を示す。いずれも計算 1 は漏れを考慮しない場合で、計算 2 は考慮した場合である。漏れを考慮した場合、計算値は実験値に大体良く一致している。また計算 1 と 2 の比較より、ピストンリングの改良をほどこした U-type では漏れによる影響はあまり大きくなことがわかる。

図 1.1.8 ~ 図 1.1.10 は、機関内の作動流体平均温度について実験値と計算値を比較したものである。実験値は熱電対で測定しているため空間内の点の温度であるのに対し、計算値は空間全体としての平均温度であることを考えれば、全体的に良く一致していると考えられる。

以上の計算より、43空間分布系モデルの妥当性を確認した。

1.1.3 第一次実験機関の性能予測

43空間分布系モデルにより、第一次実験機関を設定条件のもとで運転した場合の性能について予測をおこなった。

計算にあたっての設定条件は以下に示すとおりである。

加熱器壁温 $750^\circ C$

冷却器壁温 $27^\circ C$

回転数 720 rpm

作動流体 ヘリウム

最高圧力 $150 kg/cm^2$

機関の形状としては、U-X タイプを想定している。ピストンリングからの作動流体の漏れについては、前項の

U-11, U-5に対する計算で得た値(ピストンリングすきま面積、膨張室側 1m^2 、圧縮室側 0.8m^2)を使用し、また死容積についても同様とした。膨張室壁温は、Uタイプの一連の実験結果から推定し、630°Cと設定している。

計算結果を表1.1.3および図1.1.11に示す。図示出力は、位相差が 110° (W Type)の時に 138.5ps 、図示熱効率は 100° (V Type)の時に27.7%がそれぞれ最高値となっている。

1.1.4 第一次実験機関の問題点

43空間分布系モデルによる性能予測の結果、図示出力は 140ps 程度、図示熱効率は28%程度という値が得られたが、これは目標値の 220ps 、45%を大きく下まわっている。そこで第一次実験機関の性能が向上しない原因を探った。

スターリング機関の性能を決定する主な要因としては、以下のものが考えられる。

- (i) 热交換器の伝熱性能
- (ii) 流路系の流動損失
- (iii) ピストンリングからの作動流体の漏れ
- (iv) 高温側壁面等からの熱損失
- (v) 配管等の死容積

この中で、第一次実験機関の性能低下の大きな原因として熱損失、死容積が考えられる。特に配管系の死容積が、総死容積(熱交換器も含む)の約半分を占めていることからも、性能低下に与えている影響は大きいと考えられる。そこで高温側壁面からの熱損失および配管系の死容積の与える影響について、43空間分布系モデルで計算した結果を表1.1.4に示す。

膨張側断熱の計算結果は、膨張室および膨張室から加熱器への配管において伝熱面積が無いと仮定した場合であり、他の計算条件は前節に同様である。計算結果より、熱損失が無くなることにより、図示仕事で 16PS 、図示熱効率で9%程度の向上が見込まれる。

配管死容積減少の計算結果は、膨張室、加熱器、再生器、冷却器、圧縮室をつなぐ配管の容積を、それぞれ $0.2 \times 10^{-3}\text{m}^3$ とした場合の値である。圧縮比の増加に伴ない、ガス圧の振幅が大きくなり、図示仕事において 120ps 、図示熱効率において15%程度の性能向上が計算結果より得られている。

以上の計算より、スターリング機関の性能向上のためには、配管等の無用な死容積を小さくし、また高温側の熱損失を抑えることが非常に重要であることがわかった。

参考文献

- 1) S R 173委員会資料；S R - 173 - 1分 - 17 - 5
- 2) 日本造船研究協会；研究資料No.328 昭55-3 P 25 - 34

表1.1.1 実験条件

実験番号	F - 4	U - 11	U - 5
行程 (mm)	300	150	150
位相差 (deg)	120	90	90
回転数 (rpm)	238.7	441.9	509.6
平均圧力 (kg/cm ²)	77.3	109.4	101.0
壁温 (°C)			
加熱器	679.3	745.2	740.3
冷却器	25.2	28.0	25.5

表1.1.2 热収支

実験番号	F - 4			U - 11			U - 5		
	実験	計算1	計算2	実験	計算1	計算2	実験	計算1	計算2
伝熱量 (10 ³ Kcal/h)									
加熱器	213.8	205.0	207.1	168.6	173.7	174.2	175.8	176.3	176.7
冷却器	125.8	112.8	117.3	88.1	89.8	90.8	95.3	95.8	96.6
図示仕事 (PS)									
膨張室	236.6	242.6	238.6	193.0	194.5	193.6	201.9	203.8	202.8
圧縮室	151.1	141.0	148.9	117.3	114.4	115.8	128.5	123.8	125.0
全体	85.5	101.7	89.7	75.7	80.1	77.8	73.4	80.0	77.8
図示熱効率 (%)	25.3	31.4	27.4	28.4	29.2	28.2	26.4	28.7	27.9

表1.1.3 予測値

位相差 (deg)	90°		100°		110°		120°	
	U Type	V Type	W Type	X Type				
伝熱量 (10 ³ Kcal/h)								
加熱器	292.4	309.8	322.3	329.3				
冷却器	162.0	165.1	165.5	163.3				
図示仕事 (PS)								
膨張室	232.0	336.4	329.2	309.9				
圧縮室	205.2	200.6	190.7	175.9				
全体	126.8	135.8	138.5	134.0				
図示熱効率 (%)	27.4	27.7	27.2	25.7				
ガス圧 (kg/cm ²)								
最大	150.1	149.9	150.0	150.1				
最小	91.7	95.0	98.7	102.4				
平均	118.8	120.9	123.1	125.3				

表 1.1.4 热损失および死容積による影響

	V Type 予測値	膨張側 断熱	配管死容積 減少
伝热量 (10^3 Kal/h)			
加熱器	309.8	259.8	380.8
冷却器	165.1	159.8	203.8
図示仕事 (PS)			
膨張室	336.4	344.7	513.0
圧縮室	200.6	192.9	257.1
全 体	135.8	151.9	255.9
図示熱効率 (%)	27.7	37.0	42.5
ガス圧 (kg/cm^2)			
最大	149.9	149.9	150.0
最小	95.0	94.2	70.0
平均	120.9	120.7	105.3

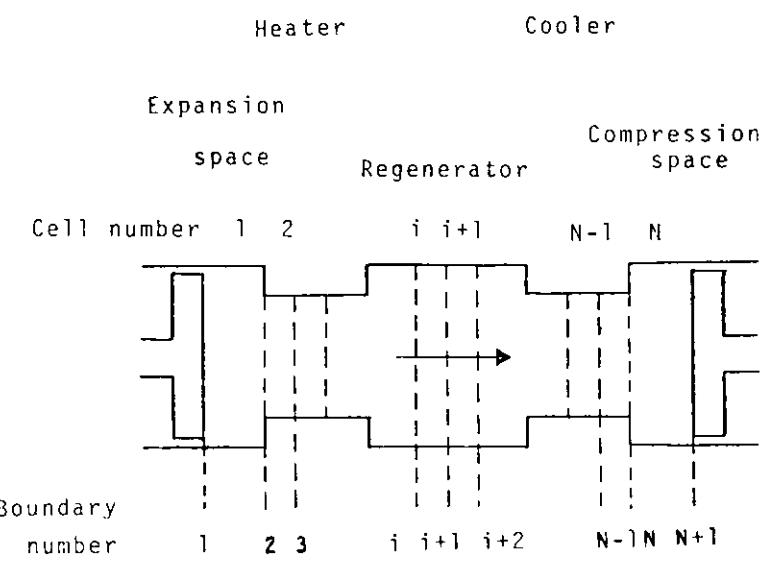


図 1.1.1 スターリング機関モデル図

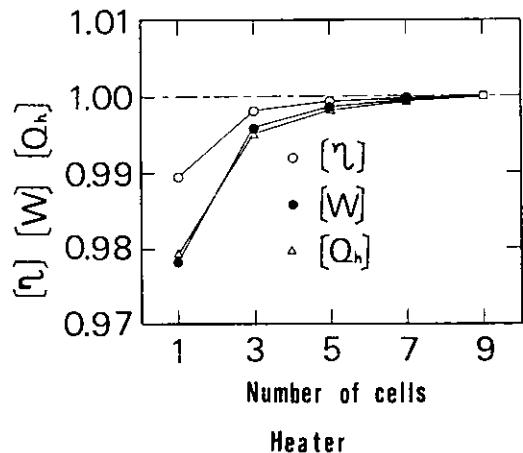


図 1.1.2 加熱器空間分割数の影響

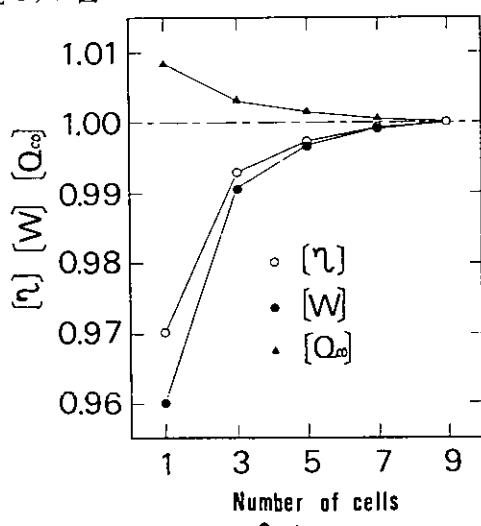


図 1.1.3 冷却器空間分割数の影響

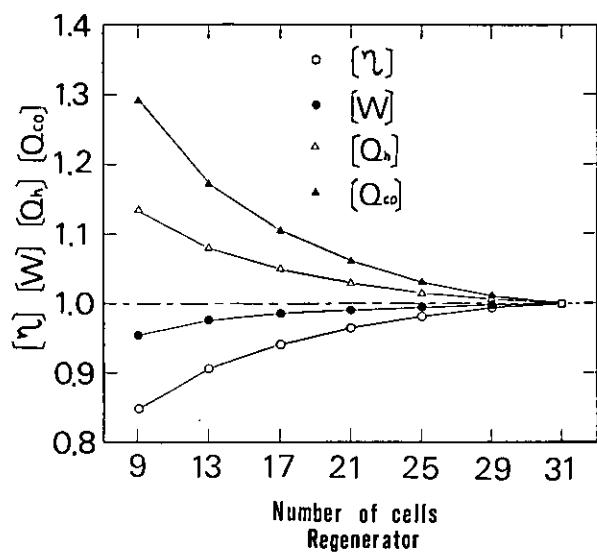


図1.1.4 再生器空間分割数の影響

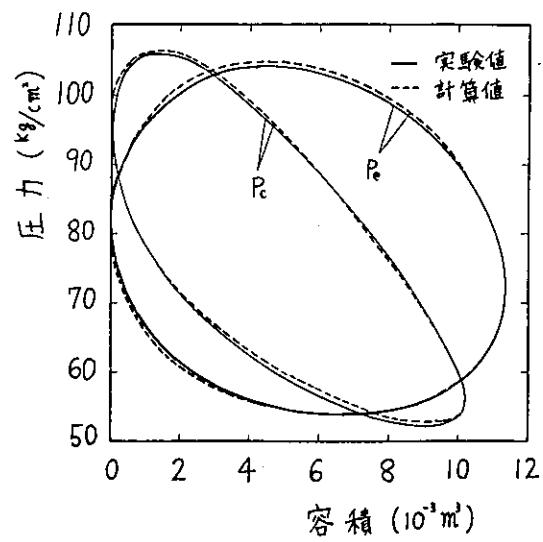


図1.1.5 PV線図 (F-4)

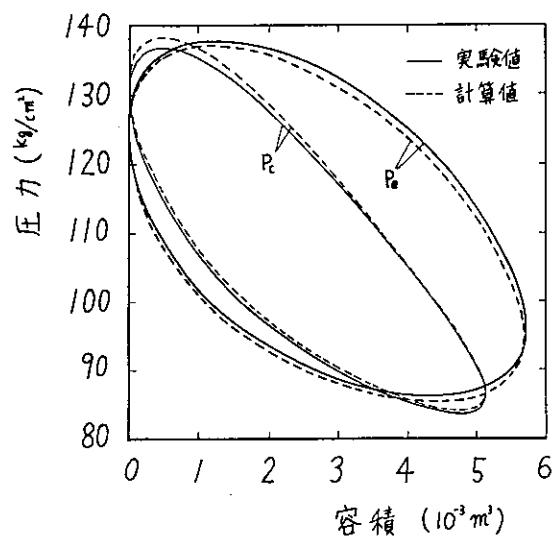


図1.1.6 PV線図 (U1.1)

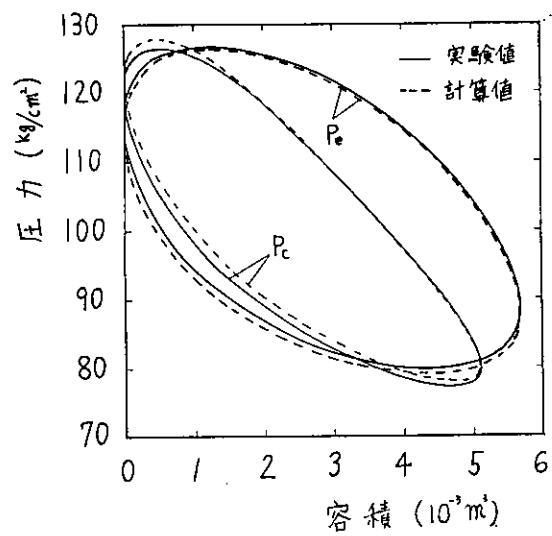


図1.1.7 PV線図 (U-5)

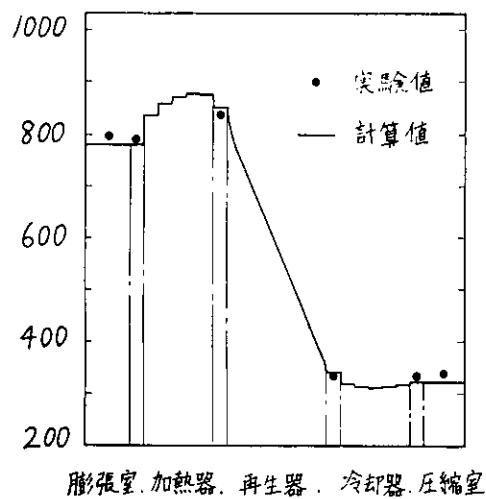


図 1.1.8 作動流体平均温度分布 (F-4)

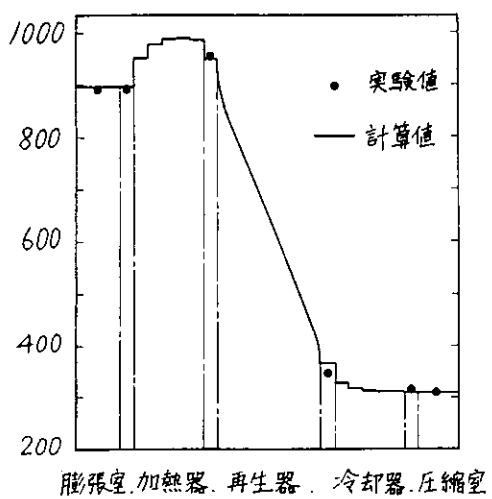


図 1.1.9 作動流体平均温度分布 (U-11)

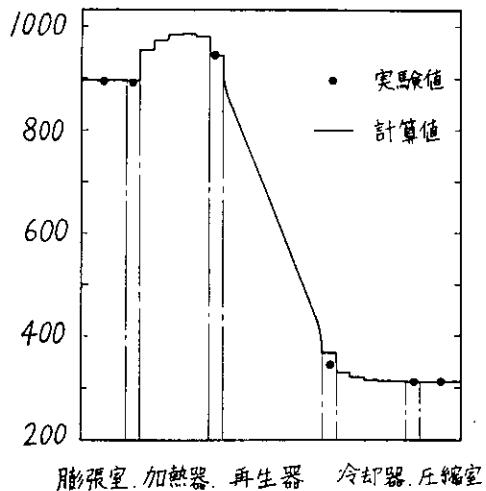


図 1.1.10 作動流体平均温度分布 (U-5)

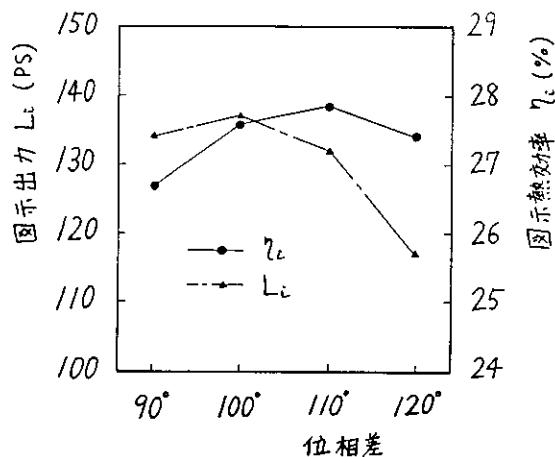


図 1.1.11 予測値

1.2 加熱器の伝熱性能試験

(1) 二相二成分スターリング機関の概要

スターリング機関の性能は熱交換器によって決定されるが、なかでも入熱量を決定する加熱器の占める割合は非常に大きいと考えられる。従来から作動流体として水素、ヘリウムを用いることにより、あるいは加熱器の壁温をより高くすることにより伝熱性能を向上させることができることが試みられているが、その進展は頭打ちに来ている。そこで本研究では、空気とフロン（R-113）の混合气体を用いた二相二成分スターリング機関を試作し、伝熱性能の向上を試みた。

作動流体として空気だけでなくフロンも用いているのは、その相変化の際の高い熱伝達率が利用でき、熱交換器内での伝熱量を大きくすることができると考えたからである。またこの性質を使って、従来のように加熱器壁温を高温にするのではなく、低温域でスターリング機関を自立運転させその特性を調べることも目的としている。

(2) 実験装置

図1.2.1に示すような実験用スターリング機関を試作した。並向ピストン型、電気加熱、水冷（水道水）であり、膨張室および圧縮室には、ピストンシリンダのかわりに作動流体の漏れが無いようにテフロン製のベローズを用いている。またフロンが冷却器側にたまることが無いように、加熱器を一番下に設置している。作動流体の温度（ $T_1 \sim T_7$ ）および加熱器壁温（ T_w ）を測定するために、熱電対（CA、但し T_4, T_5, T_6 は線径 $50\mu m$ 、他は $100\mu m$ 、 T_w はシース $\phi 1.6$ ）をその記号の示す位置に挿入した。圧力は膨張側と圧縮側の二箇所のPで示す位置に半導体小型圧力変換器を取り付けて測定している。

実験機の主要仕様は以下のとおりである。

膨張室 79cm^3 および 120cm^3 ($\phi 57.5 \times 30$ および 40)

圧縮室 79cm^3 ($\phi 57.5 \times 30$)

加熱器 内径 $2\text{mm} \times$ 長さ $60\text{mm} \times 97$ 本

冷却器 内径 $2.4\text{mm} \times$ 長さ $100\text{mm} \times 61$ 本

再生器 200 mesh リン青銅製金網50枚および25枚

総死容積 232cm^3

また本文中の記号は以下のように定義する。

V：容積 但し添字eは膨張室を示す P：作動流体圧力 φ ：クランク角 α ：位相差

(3) 実験方法と測定

本実験機を低い加熱器壁温（400 K以下）で自立運転させるための条件のうち、再現性が確認されたものは次のように始動させた場合のみである。加熱器壁温は373 K、冷却水温は約288 Kに保ち、真空ポンプで0.04 MPaまで作動空間内の空気を抜き、フロン（以下フロンは全てR-113を示す）を液体で28cc、注射器を用いて一氣に入れて始動させる。本実験の自立運転における測定は全てこの条件下でおこない、位相差、再生器金網枚数、膨張室行程容積を二種類づつ、合計8通りの場合について温度変動、圧力変動を測定した。また比較のために、作動流体を空気のみとし小型モータにより60 rpmで回転させたモータリング試験もおこなった。但し壁温等は二相二成分での自立運転時と同条件にしている。

熱電対の応答性は、線径 $30\mu m$ のものと比較することにより、80 rpmまでであれば十分であることを確認している。また圧力変動は、膨張側と圧縮側で差違が見られなかったので圧縮側で代表させた。

(4) 実験結果および考察

上述のようにして得られた実験結果を図1.2.2から図1.2.7に示す。自立運転ではいずれも40~60 rpmの範囲で回転した。図1.2.2は代表的なPV線図で、作動流体として気体のみを用いた場合と異なり横長であるのが

特徴である。図1.2.3に1サイクル内の各部の作動流体温度変動を示す。クランク角 φ は、膨張側の下死点を0としている。

図示出力を図1.2.4に、また図示熱効率を図1.2.5に示す。図より、位相差は 0.56π 、膨張室容積は 120cm^3 、再生器マトリクスは50枚のほうが、それぞれ性能が良いことがわかる。

図1.2.6に加熱器内での平均熱伝達率を示す。平均熱伝達率 h_m の算出には次式を用いた。

$$Q_{in} = A \cdot h_m (\bar{T}_6 - \bar{T}_5) / \ell_n \left(\frac{T_w - \bar{T}_5}{T_w - \bar{T}_6} \right)$$

但し A : 伝熱面積 \bar{T}_i : 1サイクルの時間平均温度

ここで加熱器から作動流体への伝热量 Q_{in} は、加熱器壁温を 373K に保つ場合の、自立運転時と停止時のヒータ電圧の差から求めた。一方空気のみのモータリングでは、 Q_{in} が小さすぎ電圧の差としては読み取れないため、次式から算出した。

$$Q_{in} = \frac{1}{\tau} \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} C_p (T_6 - T_5) dg, \quad g = PV_e / RT_7$$

但し τ : 1サイクルに要する時間 C_p : 空気の比熱 R : 空気のガス定数

図より、フロンを用いると空気のみの場合の10倍以上の熱伝達率が得られることがわかる。

PV線図($V_E = 79\text{cm}^3$, $\alpha = 0.67\pi$)について、膨張側と圧縮側を別々に描くと図1.2.7になる。二相二成分を用いた場合、圧縮側でも右まわりになり正の仕事をすることが大きな特徴である。それぞれのPV線図を、さらに空気とフロンの分圧に分けたものを同図に示した。全圧から空気の分圧を差し引いたフロンの分圧が、実験から得られた温度変動範囲よりわかる圧力変動範囲にはいるように、圧縮側の空気の分圧を膨張側の空気の分圧の常に7倍になると仮定した。圧縮側でもPV線図が右まわりになるのは、 $\varphi = \pi \sim \frac{3}{2}\pi$ で圧縮されてもフロンの比容積が減少して圧力が下がるためと考えられる。

(5) 結論

本研究により得られた成果をまとめると次のようになる。

- ① 実験用スターリング機関を試作し、作動流体に空気とフロン($R = 113$)の混合気体を用いたところ、加熱器壁温が 373K 、冷却水温が 288K で自立運転した。
- ② 加熱器内での平均熱伝達率は、空気のみの場合の10倍以上となった。
- ③ 圧縮側でも正の仕事をすることがわかった。

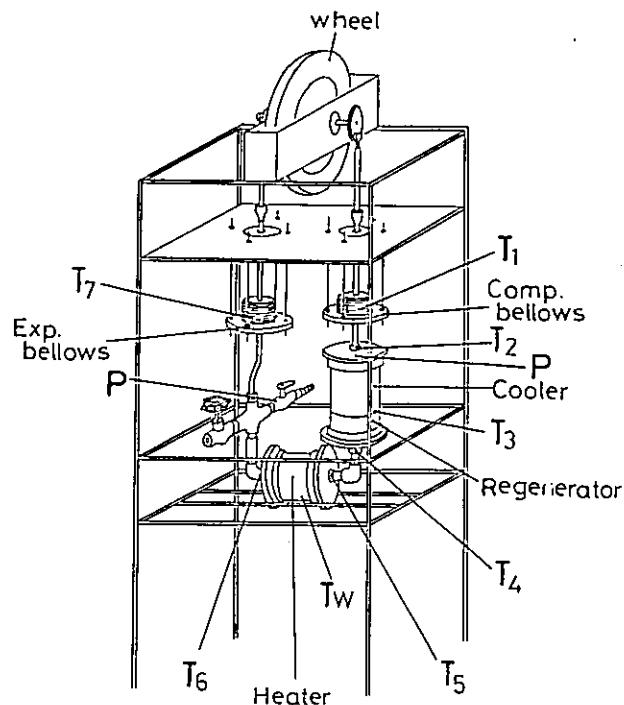


図 1.2.1 実験装置

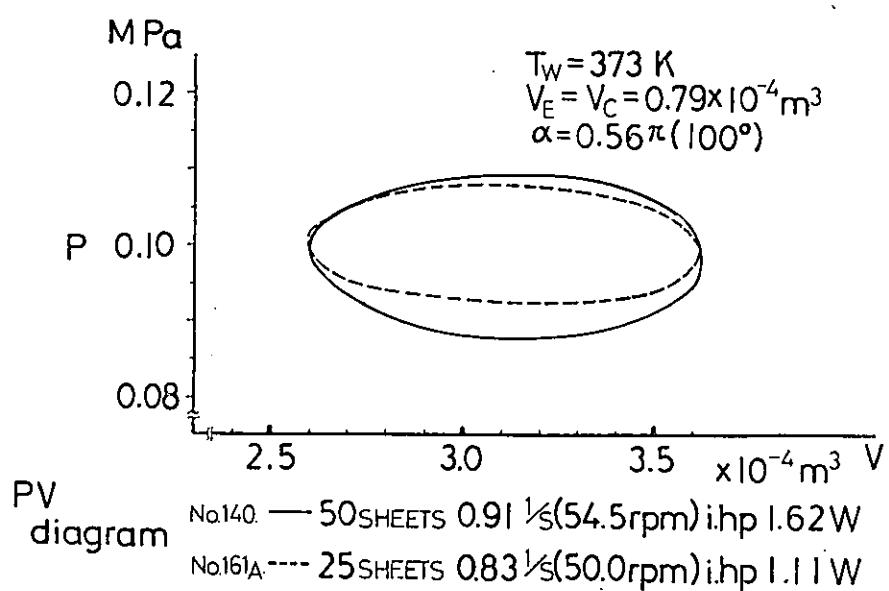


図 1.2.2 P V 線図

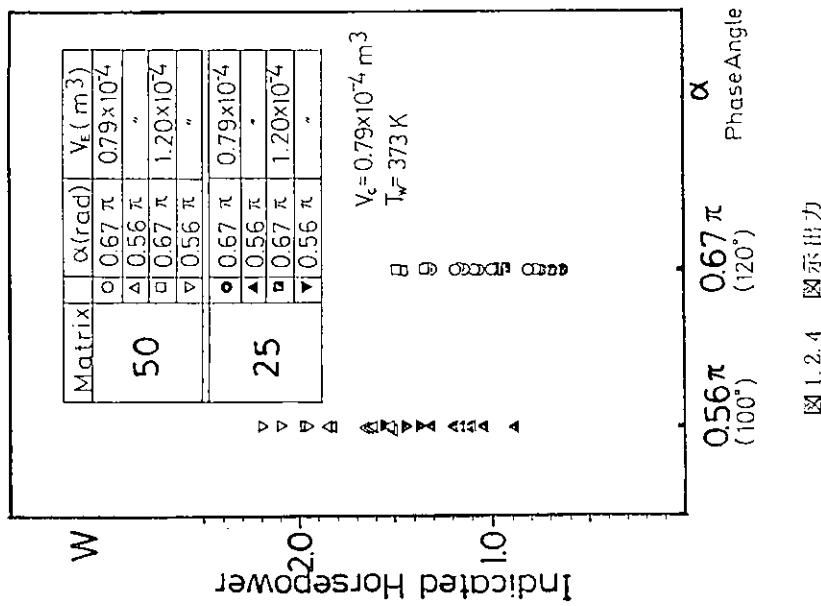


図1.2.4 図示出力

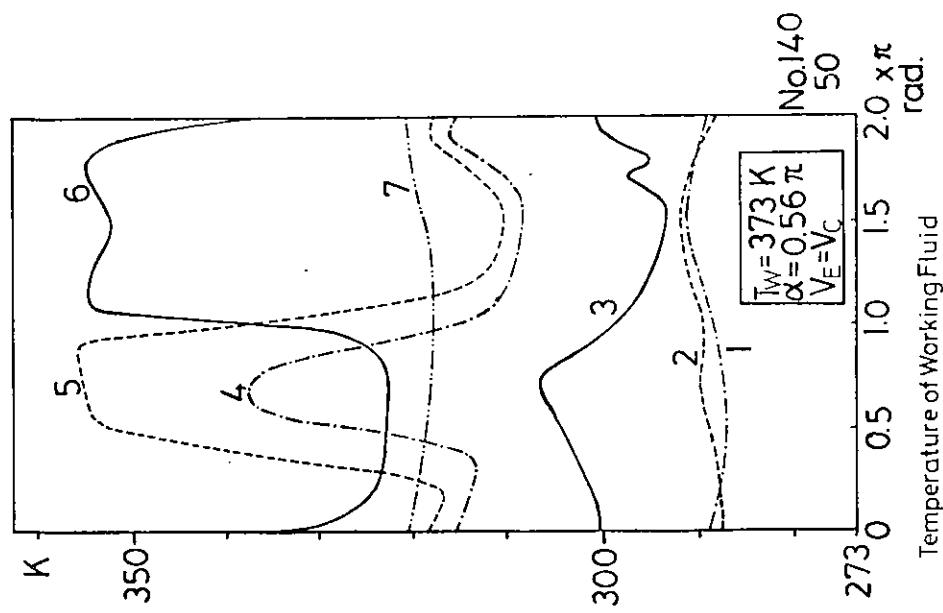


図1.2.3 作動流体温度変動

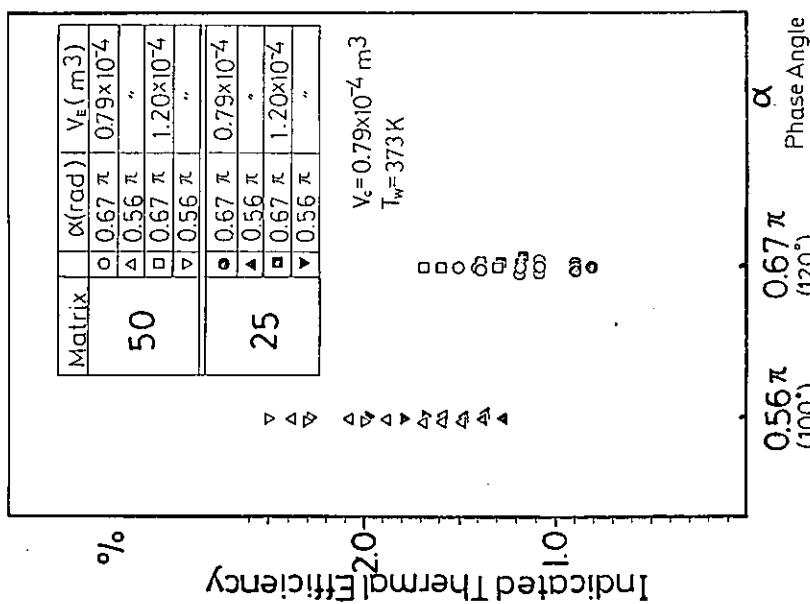


图 1.2.5 图示热效率

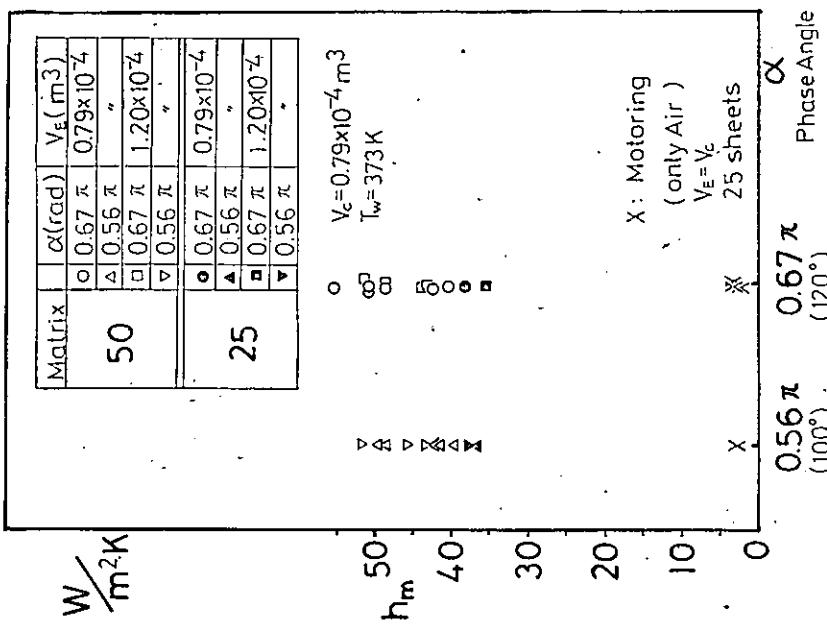


图 1.2.6 加热器平均热云速率

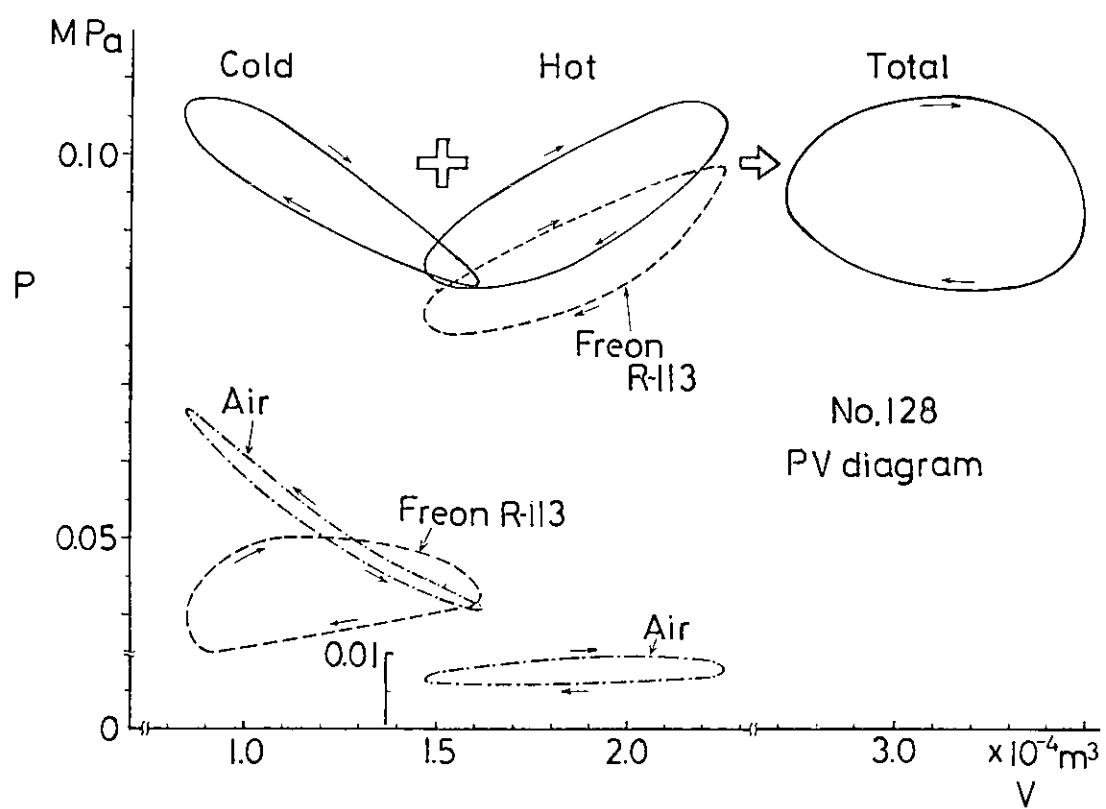


図1.2.7 膨張側、圧縮側での P V 線図
(空気、フロンの分圧)

1.3 変動ガス温度計測法の応答性改善試験

1.3.1 超音波パルス温度計測法

作動流体の変動温度の測定には、時定数の著しく短い温度計が必要となる。昨年までの研究で、直径 $5 \mu m$ のタンゲステン線を使用した抵抗温度計を開発し、また超音波パルス温度計測法との比較により、その応答性を確認した。しかし抵抗温度計は、より高温、高圧の実機に適用する場合には、その強度に問題がある。ところが超音波パルス法は、振動子保護用のバッファーロッドを使用することにより、十分な耐熱、耐圧性を持たせることができる。そこで模擬スターリング実験機を用いて、超音波パルスによる気体の非定常温度計測法の開発をおこなった。

(1) 概要

超音波パルスによる温度測定法は、気体中を超音波パルスが伝播するときの音速を測定することによって、温度を導くものである。理想気体とみなしうる気体における音速 C は、温度 T (K) だけの関数として、次式のように表わせる。

$$C = \sqrt{\kappa R T}$$

ここに、 κ は比熱比、 R は気体のガス定数である。従って、音速 C がわかれば、温度 T が算出できる。本研究では $1.25 MHz$ の超音波を用い、また振動子は保護のために、送受信両側とも長さの等しいバッファーロッドに付けて用いている。

(2) 測定法および実験

本研究では、ガス温度変動を実現することを目的として、図 1.3.1 に示すような小型実験機を作つて測定をおこなった。その構造は、黄銅丸棒をくり抜いて作ったシリンダの内側に、ピストンとヒータが挿入してあり、シリンダ壁には、ピストンで仕切られた上下の空間を結ぶ 4 本のガス通路孔があけてある。ピストンとヒータの間の空間は、測温部になっていて、1 対の超音波送受信用ロッドと、比較用の抵抗温度計が取り付けてある。モータドライブによってピストンを上下動させることにより、測温部付近では周期的に温度が変動するガス流れが実現できる。

図 1.3.2 は前述の実験機を組み込んだ温度測定システムの構成を示している。モータドライブ部で発するトリガーパルスの発生時期を制御することによって、温度計測のタイミングを決定することができる。

音速 C は、気体中を超音波パルスが伝播する時間から求まるが、実際に測定できるのは、信号線、バッファーロッド、気体の全体を伝わる伝播時間である。そこで、気体中の伝播時間の測定法として、3 種類の方法を開発した。

(i) Fixed Path 法

図 1.3.2において、バッファーロッドと気体を通して伝わる透過波の伝播時間から、送信側のバッファーロッドの端面で反射する反射波の伝播時間を差し引くことにより、気体中の伝播時間を求める方法である。

図 1.3.3 は、バッファーロッドの間隔を $10 mm$ とした場合の Fixed Path 法および抵抗温度計法のガス温度測定例である。作動ガスはヘリウム、ピストンのドライブモータ回転数は $600 rpm$ である。図より、抵抗温度計法に比べて、Fixed Path 法のガス温が低めに出ていることがわかる。これは、バッファーロッドが気体と熱平衡状態にないため、バッファーロッド近傍に温度境界層が形成され、その部分の気体の温度が中心部に比べ低くなっているためであると考えられる。

(ii) Differential Path 法

2 種類の異なるバッファーロッド間隔で透過波の伝播時間を求め、その伝播時間の差とロッド間隔の差から音速を算出する方法である。バッファーロッド間の温度分布に変化が無いとすれば、バッファーロッド近

傍の温度境界層の影響は取り除かれ、主流の温度が測定できる。

図1.3.4にバッファーロッド間隔10~20mmのDifferential Path法の測定結果を示す。図中、上死点近傍でDifferential Path法の測定結果は大きく振動しているが、これはシリンダ内の気体の流れが一様でないことや、バッファーロッドを動かすことにより、温度分布が複雑に変化してしまうことに原因があると考えられる。

(iii) Flash Mount Fixed Path法

バッファーロッドの表面を、シリンダ内壁と面一にすることにより、その表面の温度境界層の影響を取り除こうと試みた方法である。この場合超音波パルスの透過経路が長くなるため、減衰が大きくなり透過波のシグナルレベルが落ちてしまう。従って受信側には強力なアンプが必要となる。

測定結果を図1.3.5に示す。図中、実線はFlash Mount Fixed Path法による結果であり、黒三角印は抵抗温度計をシリンダの直径方向に掃引することによりガスの温度分布を求めその平均をとった値である。両者の値はあまり良く一致していないが、抵抗温度計の掃引方向が、超音波の透過経路と直角方向であり、その測定している温度分布は、超音波と同一面であるが異なった方向であるということに、ひとつの原因があると思われる。また抵抗温度計を掃引する際の移動距離の測定にも少し問題があったので、この点が解消されれば両者の差はさらに小さくなるものと考えられる。

(3) まとめ

本研究により、超音波パルスによる気体の変動温度測定の手法が確立され、また各手法の得失が明らかになった。つまり温度計測の空間分解能を高めるにはFixed Path法、およびDifferential Path法が優れている。しかし前者はロッド表面にできる温度境界層の影響について、また後者は流れの不均一性について留意しなければならない。空間分解能はあまり問題にせず、逆に平均的な温度が必要な場合にはFlash Mount Fixed Path法が有効であるが、超音波パルスのシグナルレベルの低下に留意しなければならない。今後は本研究で得られた成果を基にして、いろいろなアプリケーションを試みてゆきたいと考えている。

1.3.2 热電対の応答の計算

通常簡易的に気体の温度変動を測定する際には、熱電対が用いられるが、まだその応答性についてはあまり明確にされていない。そこで実験と計算の両面から、熱電対の応答性について検討を試みた。

計算にあたっては以下のことを仮定している。

- (i) 热電対は円柱と考える。
- (ii) 热電対の出力は、热電対の中心温度を表わしているとする。
- (iii) 最初の円柱の温度は一様で、外部の温度変化はステップ状であるとする。

以上の仮定より、非定常热伝導の方程式が得られ、その解を図示したハイスター線図より次の近似式を得る。

$$X = -\frac{7}{6}m \log_{10} Y$$

但し記号は以下に示す通りである。

$$X = \frac{\lambda t}{\gamma C L^2} \quad Y = \frac{\theta_f - \theta_o}{\theta_f - \theta_i} \quad m = \frac{\lambda}{h L}$$

λ : 物体の熱伝導率

γ : 物体の比重

C : 物体の比熱

L : 円柱の半径

t : 時間

θ_f : 流体温度

θ_o : 中心温度

θ_i : 物体の最初の温度

h : 热伝達率

前述の式より、Yが e^{-1} になるtをもって時定数と考える。なお熱伝達率は次式より算出する。

$$N_{um} = 0.43 + 0.48 R_e^{0.5}$$

図1.3.6は、作動流体は空気として、素線径 $30\mu m$ および $45\mu m$ のCA熱電対の時定数について計算した結果を実験結果と比較している。なお実験では $30\mu m$ の素線を使用している。線径が $30\mu m$ であるにもかかわらず、実験結果は $45\mu m$ の計算結果に近い時定数となっているが、これは熱電対先端のスポット溶接部が素線径より大きくなっているためであると考えられる。また図より、作動流体の流速が小さくなるにつれて時定数が急激に大きくなっていることがわかる。スターリングエンジンでは、流れの反転の際に流速の小さくなる期間ができるため、このことが問題となる。従って熱電対の応答性の計算において、平均流速で時定数を求めるには問題があることがわかった。

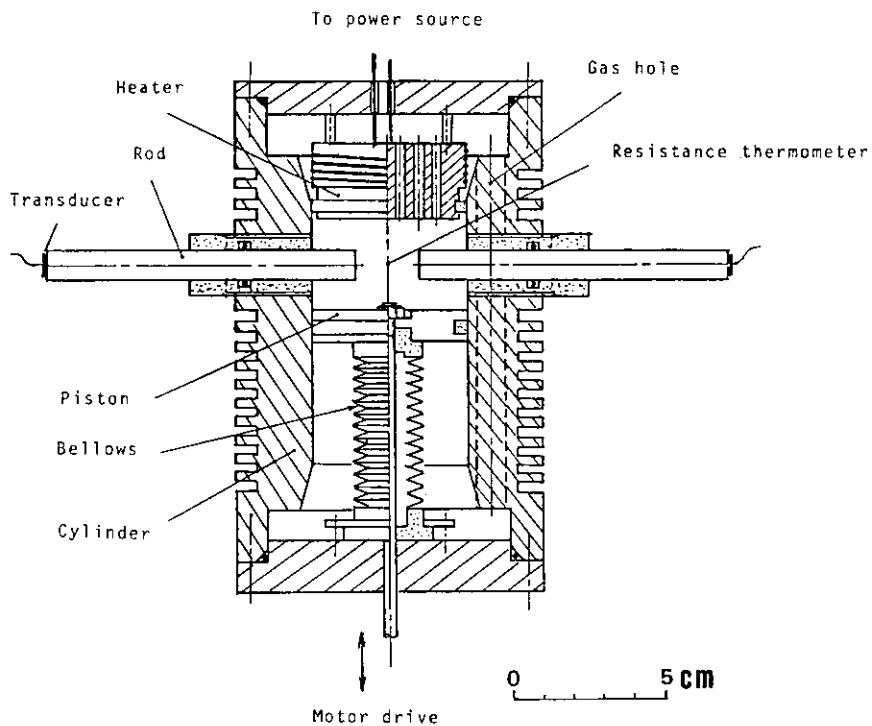


図1.3.1 模擬スターリング実験機

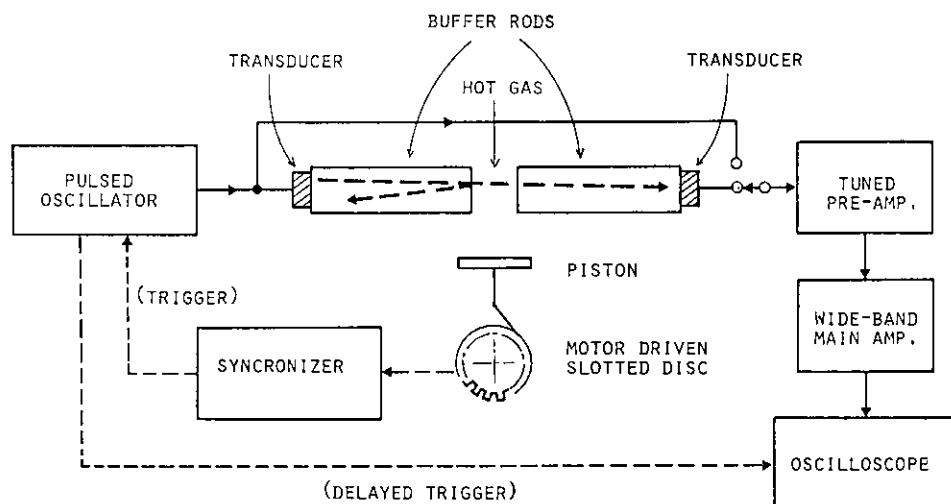


図1.3.2 超音波パルス温度計測システム

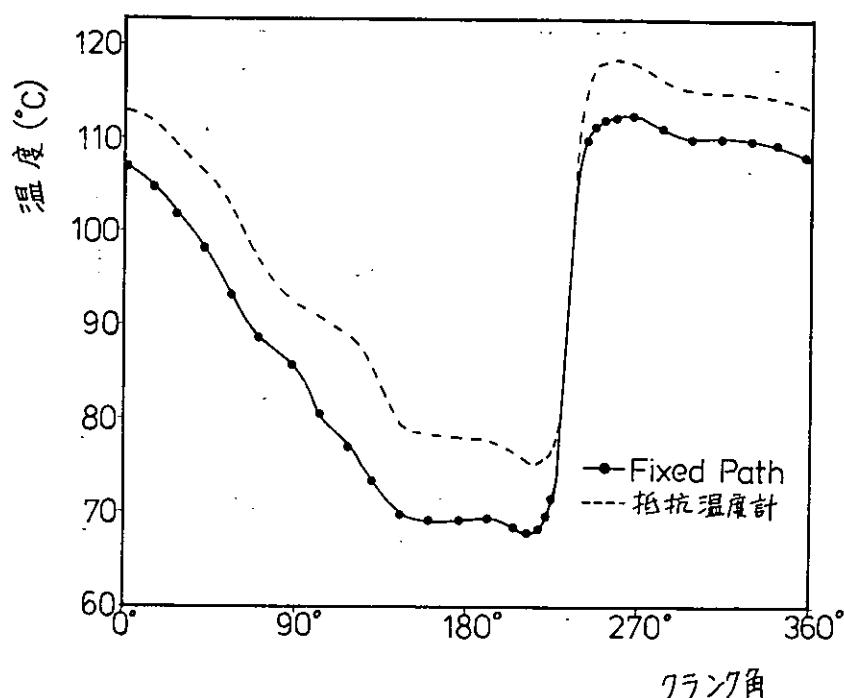


図1.3.3 Fixed Path法による測温結果
(Rod 間距離 10 mm)

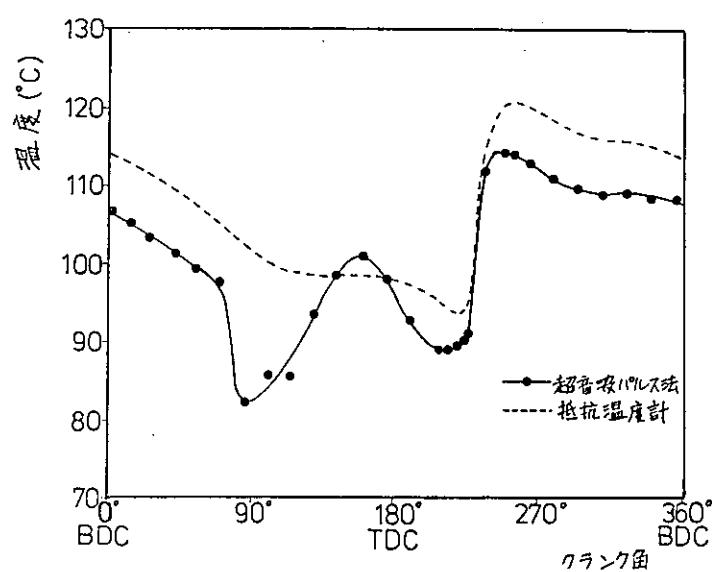


図1.3.4 Differential Path法による測温結果
(Rod 間距離 10~20 mm)

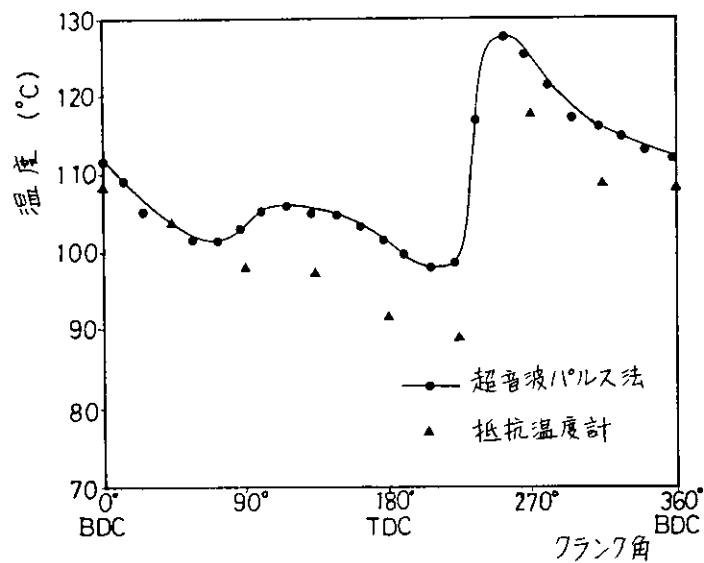


図1.3.5 Flash Mount Fixed法による
測温結果

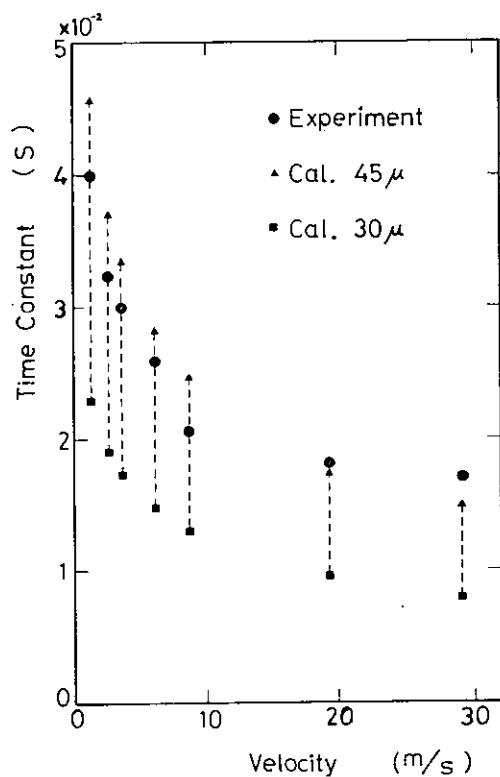


図1.3.6 热電対の応答性

1.4 第1次実験機関特性値の実験結果とシミュレーション結果との比較検討

1.4.1 簡易性能予測法⁽¹⁾

スターリング機関の性能を簡単に求める方法は Schmidt 理論を基にして Walker が詳細に検討をしている。⁽²⁾しかし、その方法では膨張室の時間平均温度と圧縮室の時間平均温度を用いて計算を行うので、機関を設計する際に必要となる機関最高温度（加熱器内の時間平均温度）との関係が明確でない。また、設計の際に膨張室内平均温度や圧縮室内平均温度を予測することは余り容易ではない。ここでは、加熱器内平均温度を温度の基準を取り、低温側の代表温度には冷却器内時間平均温度を用いて、機関の図示出力等を容易に求める方法を記す。

モデル C と同様に、単動 2 ピストン型のスターリング機関を考え、記号、添字とも全く同様に用いる。性能計算を行う際の仮定は以下の通りである。(1)機関内の流動損失は無視して、機関内圧力は一様とする。(2)流体温度はサイクル中各部で一定とする。(3)容積変化は正弦変化とするが、これは解析解を得るために必要となるだけで、数値積分により解を求める際には不必要となる。(4)流体は完全ガスとし、外部への漏れは無い。(5)完全な再生熱交換を行う。

仮定(2)により、膨張室内、加熱器内、再生器内、冷却器内、圧縮室の温度を $T_1 \sim T_5$ で表わし、

$$\left. \begin{array}{l} T_2 = T_H \\ T_4 = T_C \\ T_3 = (T_2 + T_4)/2 \end{array} \right\} \quad (1.4.1)$$

とし、温度の無次元化を次のように行う。

$$\left. \begin{array}{l} \tau_1 = T_1 / T_H \\ \tau = T_C / T_H \\ \tau_5 = T_5 / T_H \end{array} \right\} \quad (1.4.2)$$

仮定(3)により、膨張室の瞬時容積 V_1 と圧縮室の瞬時容積 V_5 は、

$$\left. \begin{array}{l} V_1 = \frac{1}{2} V_E (1 - \cos \theta) + V_{1D} \\ V_5 = \frac{1}{2} V_C \{ 1 - \cos (\theta - \Delta \theta) \} + V_{5D} \end{array} \right\} \quad (1.4.3)$$

となる。ここに、 V_E 、 V_C は膨張室、圧縮室の各々の行程容積、 V_{1D} 、 V_{5D} は膨張室、圧縮室の各々の死容積、 θ は位相角、 $\Delta \theta$ は両ピストンの位相差である。

加熱器の容積を V_2 、再生器の容積を V_3 、冷却器の容積を V_4 とすると、仮定(1)と(4)により、機関内作動流体の全質量 M は、

$$M = \sum_{i=1}^5 \frac{p V_i}{R T_i} \quad (1.4.4)$$

となる。ここに、 R は作動流体のガス定数である。

ここで、容積の無次元化を次のように行う。即ち、

$$\left. \begin{array}{l} \text{行程容積比} \quad \kappa = V_C / V_E \\ \text{死容積比} \quad X_1 = V_{1D} / V_E, \quad X_2 = V_2 / V_E \\ \quad \quad \quad X_3 = V_3 / V_E, \quad X_4 = V_4 / V_E \\ \quad \quad \quad X_5 = V_{5D} / V_E \end{array} \right\} \quad (1.4.5)$$

従って、式(1.4.1)、(1.4.2)、(1.4.3)、(1.4.5)を用いて、式(1.4.4)より圧力 p を求めると、

$$p = M R T_H / \{ A' - D' \cos (\theta - \varphi) \} \quad (1.4.6)$$

となる。ここに、

$$\left. \begin{aligned} A' &= \frac{V_E}{2\tau} \left\{ \frac{\tau}{\tau_1} (-1 + 2X_1) + 2\tau X_2 + \frac{4\tau}{1+\kappa} X_3 + 2X_4 \right. \\ &\quad \left. + \frac{\tau}{\tau_5} (-2X_5 + \kappa) \right\} = \frac{V_E}{2\tau} A \\ B' &= \frac{V_E}{2\tau} \left\{ \frac{\tau}{\tau_1} + \frac{\tau}{\tau_5} \kappa \cos \triangle \theta \right\} = \frac{V_E}{2\tau} B \\ C' &= \frac{V_E}{2\tau} \left\{ \frac{\tau}{\tau_5} \kappa \sin \triangle \theta \right\} = \frac{V_E}{2\tau} C \\ D' &= \sqrt{(B')^2 + (C')^2} = \frac{V_E}{2\tau} D \\ \varphi &= \tan^{-1} (C' / B') \end{aligned} \right\} \quad (1.4.7)$$

式(1.4.6)を用いて、膨張ピストンが1サイクル当たりにする仕事 L_1 、圧縮ピストンがする仕事 L_5 を求めると、

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= f pd V_1 = M R T_H \cdot L_1^* \\ L_5 &= f pd V_5 = M R T_H \cdot L_5^* \\ L_1^* &= \frac{2\pi\tau}{D} \left(\frac{A}{\sqrt{A^2 - D^2}} - 1 \right) \sin \varphi \\ L_5^* &= \frac{2\pi\tau\kappa}{D} \left(\frac{A}{\sqrt{A^2 - D^2}} - 1 \right) \sin (\varphi - \triangle \theta) \end{aligned} \right\} \quad (1.4.8)$$

となる。従って、1サイクル当たりの図示仕事 L_i は、

$$\left. \begin{aligned} L_i &= L_1 + L_5 = M R T_H \cdot L_i^* \\ L_i^* &= L_1^* + L_5^* \end{aligned} \right\} \quad (1.4.9)$$

より求まる。

仮定(2)、(5)より、この機関に外部より加えられる熱量は L_1 に等しくなるので、図示熱効率 η_i は、

$$\eta_i = L_i / L_1 = 1 - \tau_5 / \tau_1 \quad (1.4.10)$$

となる。

次に、機関設計に際しては、サイクル中の最高圧力 p_{max} と機関の全容積が制限を受けることが多いので、図示仕事を次の形に無次元化する。即ち、

$$L_i^{**} = -\frac{L_i}{p_{max} V_T} = \frac{A - D}{2\pi(1+\kappa)} L_i^* \quad (1.4.11)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} p_{max} &= M R T_H / (A' - D') \\ V_T &= V_E + V_C = V_E (1 + \kappa) \end{aligned} \right\} \quad (1.4.12)$$

である。

ここで、仮定(2)を次のように具体的に与える。即ち、

$$\text{Case 1} : \tau_1 = 1, \quad \tau_5 = \tau$$

高温側部分は全て T_H に、低温側部分は全て T_C に保たれると仮定した場合。

$$\text{Case 2} : \tau_1 = (1 + \epsilon^{1-k})/2, \quad \tau_5 = \tau$$

膨張室内の温度低下のみを考慮し、 T_1 を T_H と T_H から機関圧縮比 ϵ に相当する断熱膨張した時の温度との平均温度に、低温側は T_C に保たれると仮定した場合。

$$\text{Case 3} : \tau_1 = (1 + \epsilon^{1-k})/2, \quad \tau_5 = \tau (1 + \epsilon^{k-1})/2$$

膨張室内の温度低下と圧縮室内の温度上昇を考慮し、 T_1 は Case 2 と同じ温度に、 T_5 は T_C と T_C から ϵ に相当する断熱圧縮した時の温度との平均温度に保たれると仮定した場合。

以上の3つの場合について、 $X_1 = X_5 = 0$ 、比熱比 $k = 1.66$ (ヘリウムに相当) とし、位相差 $\Delta\theta$ 、行程容積比 ϵ 、死容積比 X 、温度比 τ が図示仕事、図示熱効率に及ぼす影響を図1.4.1～図1.4.8に示す。これらの図より Case 1 → Case 3 の順に L_i^{**} 、 η_i が低下していることが分かる。従って、従来の簡易計算に比較して、Case 3 の計算はかなり実機性能に近い値を予測出来ることが分かる。

次に、これらの3つの計算法の差を、圧力変動の点から見ると、図1.4.9、1.4.10となる。ここに、

$$\left. \begin{aligned} p^* &= p / p_{ref} \\ v^* &= v / V_E \\ p_{ref} &= M R T_H / V_E \\ v_{total}^* &= \sum_{i=1}^5 v_i / V_E \end{aligned} \right\} \quad (1.4.13)$$

である。図より、圧力の極大なる位相が Case 1 → Case 3 の順で早くなり、その結果線図仕事がその順に小さくなることが分かる。

1.4.2 第1次実験機関特性値の実験結果の評価とシミュレーション結果との比較検討

第1次実験機関による性能実験で得られた実測データを基にしてデータ解析を行い、実験機関の特性評価とシミュレーション結果との比較検討を行う。

1) 加熱器、冷却器における時間平均熱伝達率

加熱器及び冷却器における時間平均交換熱量 Q_2 、 Q_4 ($\text{kgf} \cdot m/s$)、作動流体の平均温度 T_2 、 T_4 (K)、管壁の平均温度 T_{w2} 、 T_{w4} (K)、伝熱表面積 A_2 、 A_4 (m^2)を用いて、時間平均熱伝達率 H_2 、 H_4 ($\text{kgf} \cdot m/(m^2 s K)$)を次式より求める。

$$H_i = Q_i / (A_i (T_{wi} - T_i)) ; i = 2 \text{ or } 4 \quad (1.4.14)$$

この熱伝達率を次式によりヌッセルト数 N_{ui} で表わす。

$$N_{ui} = H_i d_i / \alpha_i ; i = 2 \text{ or } 4 \quad (1.4.15)$$

ここに、 d_i (m)は加熱器又は冷却器用円管の内径、 α_i ($\text{kgf} \cdot m/(m s K)$)は各々の膜温度 T_{fi} (K)に対する熱伝導率で、ヘリウムの場合次式で与えられる。⁽³⁾

$$\left. \begin{aligned} T_{fi} &= (T_i + T_{wi})/2 \\ \alpha_i &= 2.9365 \times 10^{-3} \times 426.8 \times T_{fi}^{0.6745} / 3600 \end{aligned} \right\} ; i = 2 \text{ or } 4 \quad (1.4.16)$$

一方、管内流速 u_i はピストン平均速度より算出し、次式の形でレイノルズ数 R_{ei} に書き換える。

$$R_{ei} = \rho_i u_i d_i / \mu_i ; i = 2 \text{ or } 4 \quad (1.4.17)$$

ここに、粘性係数 μ_i ($\text{kg f} \cdot \text{s} / \text{m}^2$)、密度 ρ_i ($\text{kg f} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$) は、

$$\left. \begin{aligned} \mu_i &= 0.0132 \times 4.0026 \times \alpha_i / 426.8 \\ \rho_i &= \rho_i / (RT_i) \end{aligned} \right\}; i = 2 \text{ or } 4 \quad (1.4.18)$$

(3)
である。

以上より求まる $R_e \sim N_u$ の関係を図 1.4.11, 1.4.12 に示す。図 1.4.11 は行程 300 mm の機関による実験値を、図 1.4.12 は行程 150 mm の機関による実験値を示す。図中黒印の記号は加熱器における値を、白印の記号は冷却器における値を示す。図には比較のために、定常流における円管内乱流熱伝達率の実験結果の整理式 (Dittus-Boelter の式)

$$N_{u\infty} = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} \quad (1.4.19)$$

を実線で、又壁面温度と流体温度の比を考慮した実験結果の整理式 (Mc Eligot の式)

$$N_u = 0.021 R_e^{0.8} P_r^{0.4} \left\{ 1 + \left(\frac{d}{\ell} \right)^{0.7} \right\} \left(\frac{T_w}{T} \right)^{-0.5} \quad (1.4.20)$$

を破線で示す。ここに、 P_r はプラントル数、 ℓ は管長である。

実験値は式 (1.4.19), (1.4.20) と比較して著しく小さいが、これの原因には次のことが考えられる。(1) データ整理に用いた壁温は外表面の温度に近く、作動流体と接する内表面の温度とは異なる。(2) 加熱器は約 1 m の長さの U 字管で構成されており、しかも火炎面に近い方の管で壁温を測定しているため、データ整理に用いた壁温が加熱器壁温を代表する温度とは異なる。(3) 作動流体の平均温度を熱交換器出入口の各々の時間平均温度より算術平均して求めたので、実際の各瞬間での熱交換器内部の流体温度とは異なる。また、この平均温度が伝热量に対する時間的平均温度とは考え難い。これらのことにより、(1) 壁温と流体との温度差を実際より大き目に見積り、その結果熱伝達率を小さく評価している。(2) 流体温度を実際より低く見たため、レイノルズ数を大きく評価している、等のことが考えられる。従って、実際には熱交換器内の R_e 数と N_u 数の関係は式 (1.4.19) 又は式 (1.4.20) に近いものと考えられるが、この実験機関の測定値からは定量的なことは言えない。

次に、ピストン位相差によって R_e 数と N_u 数の関係が平行にずれているが、これは R_e 数を求める際にピストン平均速度を基に算出したために生じたもので、流体が熱交換器内を動く実際の速度を用いれば位相差による差は失くなるものと思われる。

2) 機関性能

実験機関で得られたデータは種々の機関回転数 N (rpm)、作動流体の平均圧力 p_{mean} ($\text{kg f} / \text{m}^2$) に対する値であるので、これらを統一的に取扱うためには適当な基準値による規格化を行う必要がある。

機関の $p - V$ 線図より求まる出力は N および p_{mean} には比例すると考えられるので、実験より得られた線図出力 W ($\text{kg f} \cdot \text{m} / \text{s}$)、(W_1 : 膨張ピストンの線図出力、 W_5 : 圧縮ピストンの線図出力、 W_i : 図示出力) を平均有効圧の形に直し、それと p_{mean} との比の形に規格化する。即ち、

$$W^* = \{ W / (V_E N) \} / p_{mean} \quad (1.4.21)$$

ここに、 V_E (m^3) は膨張室側の行程容積である。更に、実験より求めた W_{exp}^* と Case 3 の簡易計算法より求めた $W_{cal}^* = L_{cal}^* \sqrt{A^2 - D^2} / (2\tau)$ の比 [η_i^*] = W_{exp}^* / W_{cal}^* の形で図 1.4.13, 1.4.14 に示す。図の横軸は無次元回転数で、 $N = N / N_{ref}$ である。図 1.4.13 は行程 300 mm に対するもので、 $N_{ref} = 360$ rpm, 図 1.4.14 は行程 150 mm に対するもので、 $N_{ref} = 720$ rpm である。ここに、 N_{ref} には各々の機関に対する設計回転数を用いた。これらの図から、膨張ピストンの出力 W_1^* は回転数 N^* の増加に従いやや減少し、圧縮ピストンの出力 W_5^* は N^* の増加と共に少し増大し、その結果図示出力 W_i^* は N^* の増加と共にかなり低下することが分かる。

また、前記の計算法は簡単ではあるが、図示出力に関してはかなりの精度で予測出来ることが分かる。従ってスターリング機関に固有の多くのパラメータの最適組合せを決めるためには、有効な計算法であることが分かる。即ち、機関の基本設計に必要な各要素の諸元をこの計算法により求め、その機関に対する詳細な性能解析を大型計算機のシミュレーションにより行うことが得策と考えられる。

次に、図示熱効率の実験値と簡易計算法による値の比 [η_i^*] = $\eta_{iexp}^* / \eta_{ical}^*$ と N^* との関係を図 1.4.15, 1.4.16 に示す。図 1.4.15 は行程 300 mm, 図 1.4.16 は行程 150 mm に対する図である。図より、実験値は計算値の約半分であることが分かる。また、300 mm ストロークの方はデータのバラツキが大きく傾向が判然とはしないが、150 mm ストロークの方で見ると、回転数が大きくなると図示出力が低下するため、図示効率も低下する傾向が見られる。

次に、図示出力 [W_i^*], 図示熱効率 [η_i^*] と温度比 τ との関係を図 1.4.17, 1.4.18 に示す。黒印の記号は行程 300 mm, 白印の記号は行程 150 mm 機関の値である。図より、 τ が大きくなると、 W_i^* の実験値は計算値に比してかなり小さくなることが分かる。一方 [η_i^*] と τ の関係は余り明確な傾向が得られていない。効率に関しては、計算値も実機性能を十分精度良く予測するものではないので、結論的なことは述べられない。

次に、簡易計算法 Case 3 による 1 サイクル当りの図示仕事に関する実験値との比較を位相差 $\triangle\theta$ と温度比 τ について図 1.4.19, 1.4.20 に示す。図中の実線は 300 mm ストロークの機関に対する計算値で、破線は 150 mm ストロークの機関に対する計算値を示す。図 1.4.19 の太線は $\tau = 0.446$, 細線は $\tau = 0.347$ に対する計算値で、黒印の記号は $\tau = 0.446$ に近い 300 mm ストロークの実験点を、白印の記号は $\tau = 0.347$ に近い 150 mm ストロークの実験点を示しており、記号の種類は図 1.4.17, 1.4.18 と同じである。図 1.4.20 の太線は $\triangle\theta = 120^\circ$ の 300 mm ストロークの実験点 (F) を、白印の記号は $\triangle\theta = 100^\circ$ の 150 mm ストロークの実験点 (V) を示す。これらの図からも、Case 3 の計算法はかなりの精度で機関の図示仕事を予測することが確認される。

次に、モデル C により F-4 データについて計算を行った。計算にはピストンリングからの漏れを考慮に入れ、加熱器、冷却器での熱伝達率は定常流の値の 0.4 倍を使用している。実験と計算の比較を図 1.4.21 に p-V 線図、数値を表 1.4.1 に示す。図より、計算の方が圧力振幅がやや大きいことが分かる。また、熱交換器での伝熱量は割合一致しているにも拘らず、図示出力、図示熱効率の差が大きい。これはモデル C の 5 空間にによる計算法の予測精度の限界と思われる。

表 1.4.1 実験値と計画値の比較(F-4データ)

機関回転数	rpm	239	
圧縮比		1.619	
クランク位相角	deg	120	
図示効率	%	25.3	35.4
図示有効仕事	PS	85.5	114.9
ガス圧力	kg/cm ²	77.5	77.3
ガス温度 (EX) (CO)	°C	528	559
	°C	65	61
加熱器 吸収熱量	Kcal/h	214×10^3	205×10^3
冷却器 放出熱量	Kcal/h	126×10^3	131×10^3

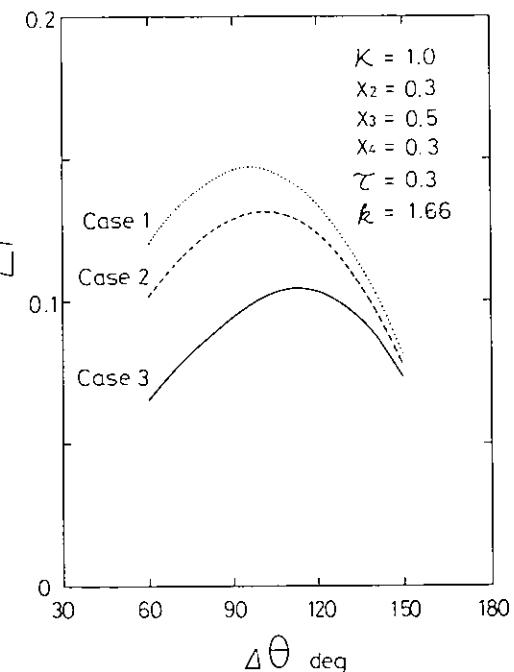


図 1.4.1 位相差の影響(仕事)

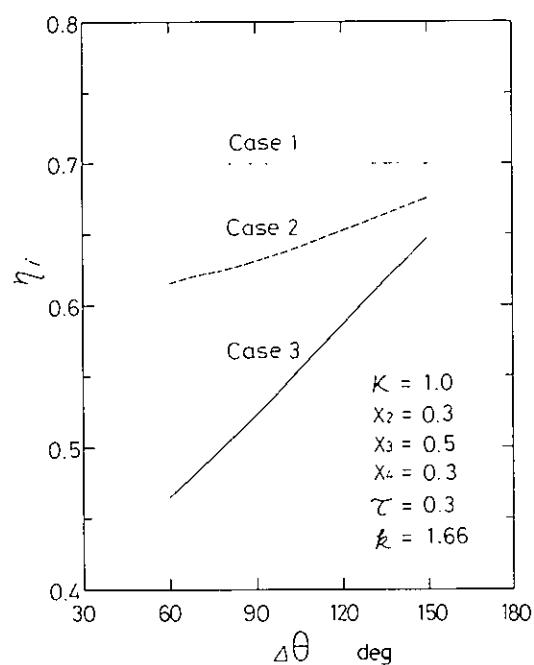


図 1.4.2 位相差の影響(効率)

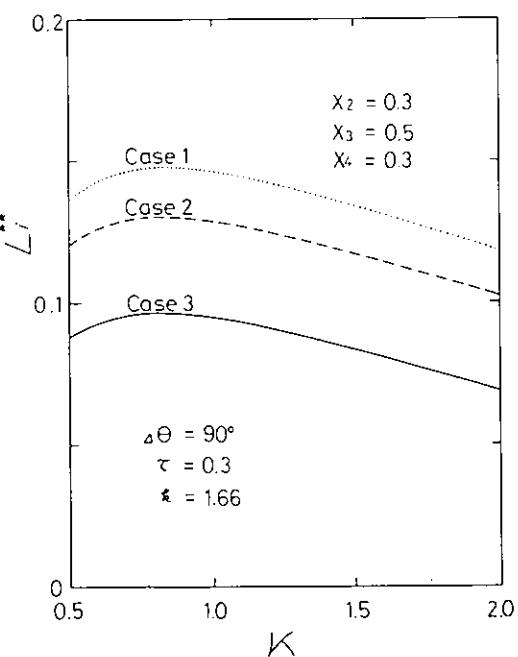


図 1.4.3 行程容積比の影響(仕事)

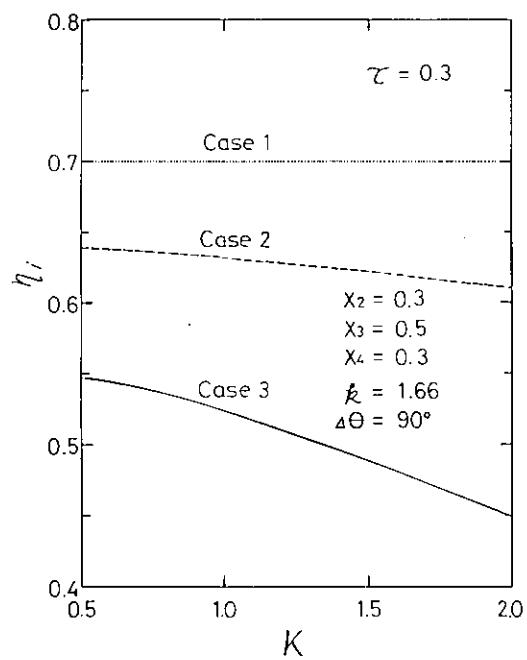


図 1.4.4 行程容積比の影響(効率)

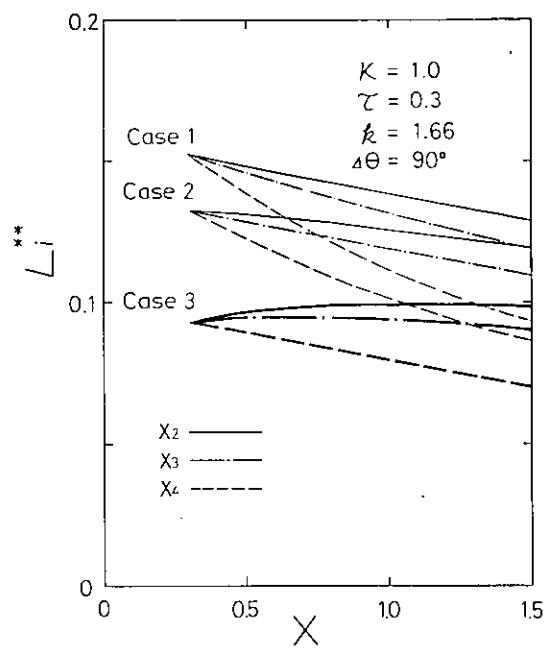


図 1.4.5 死容積比の影響(仕事)

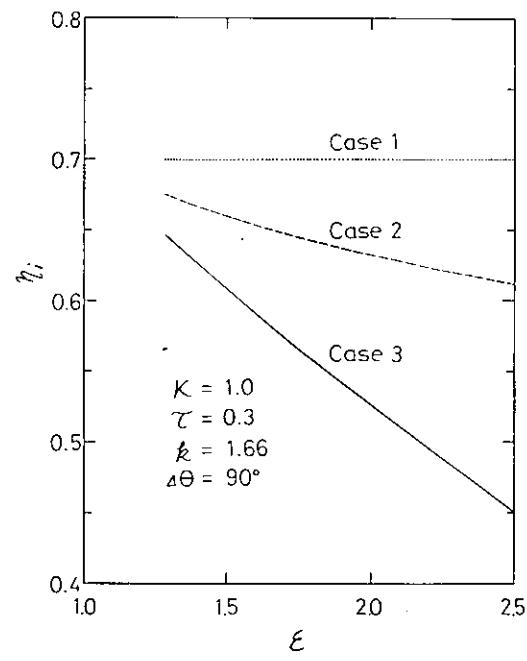


図 1.4.6 圧縮比の影響(効率)

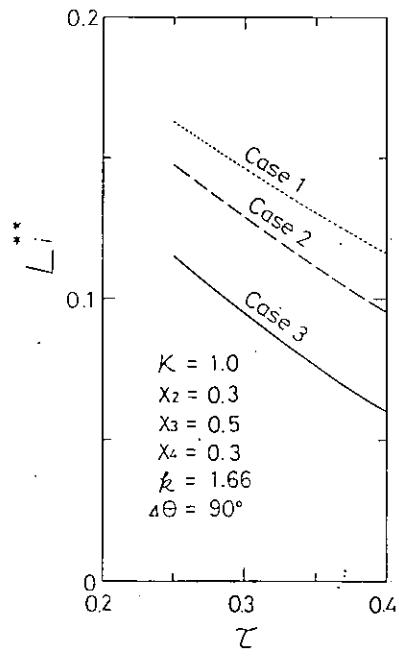


図 1.4.7 温度比の影響(仕事)

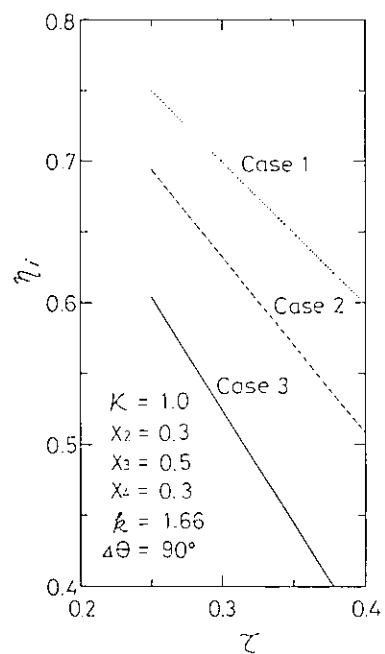


図 1.4.8 温度比の影響(効率)

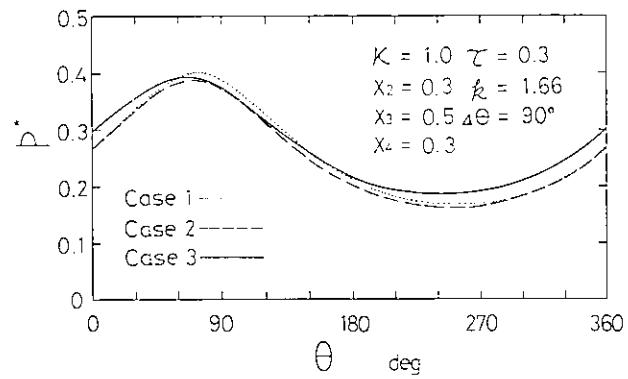


図 1.4.9 壓力変動

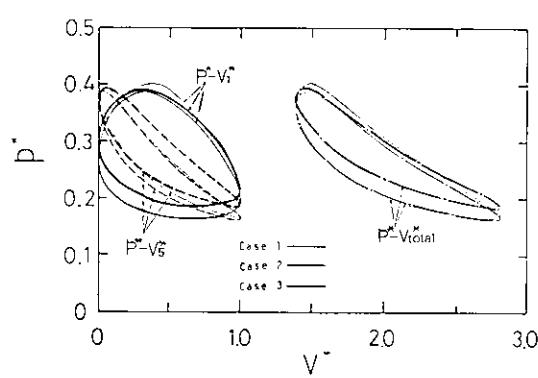


図 1.4.10 p^* - V^* 線図
(図 1.4.9 と同一条件)

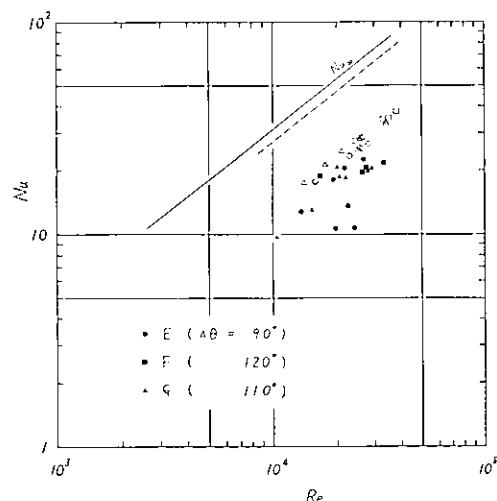


図 1.4.11 実験機関の Re 数～ Nu 数

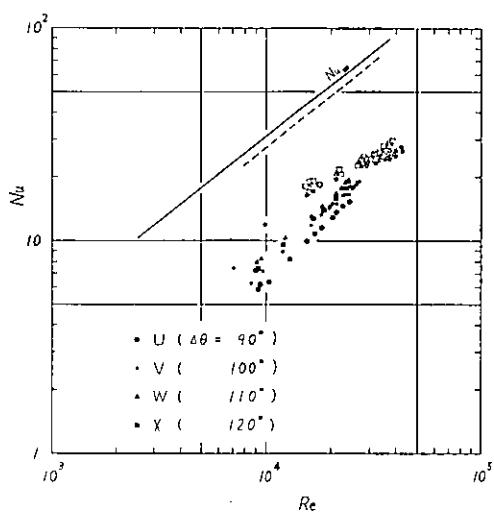


図 1.4.12 実験機関の Re 数～Nu 数

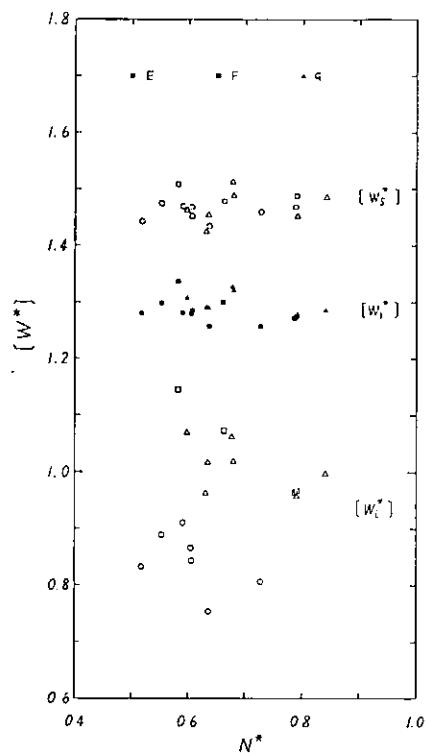


図 1.4.13 回転数の影響(出力)

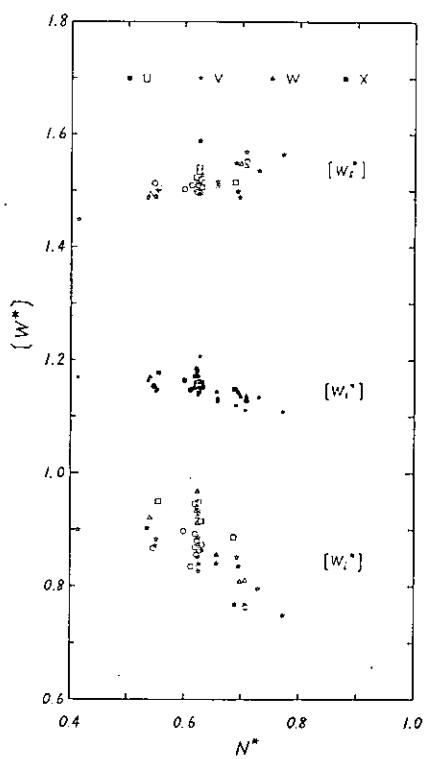


図 1.4.14 回転数の影響(出力)

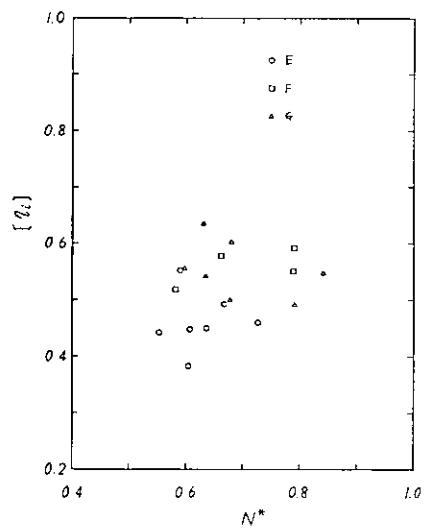


図 1.4.15 回転数の影響(効率)

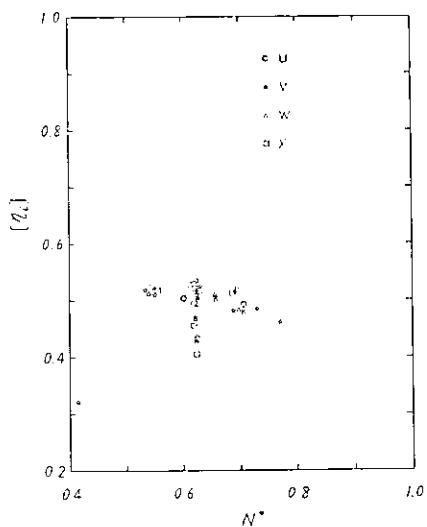


図 1.4.16 回転数の影響(効率)

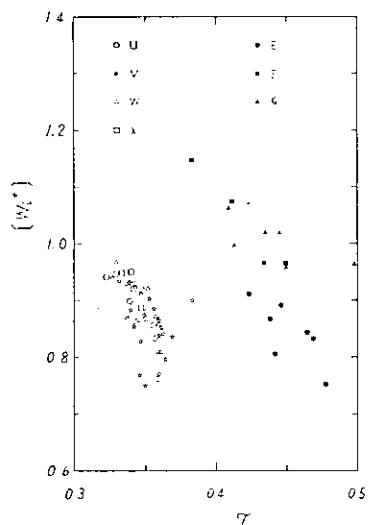


図 1.4.17 温度比の影響(出力)

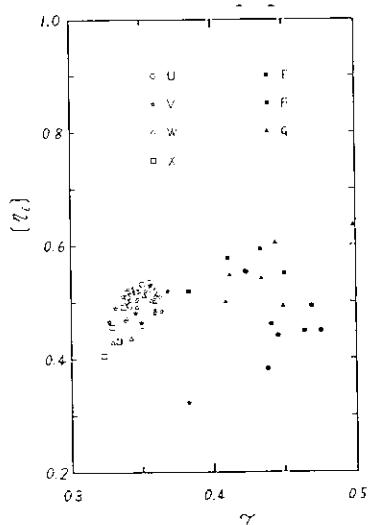


図 1.4.18 温度比の影響(効率)

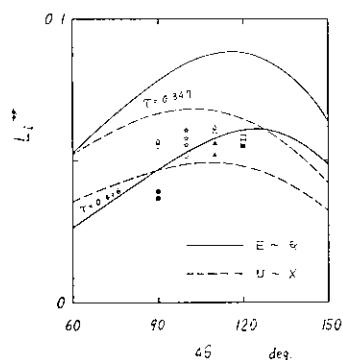


図 1.4.19 位相差の影響

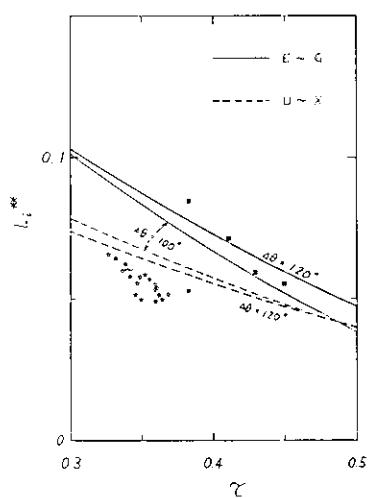


図 1.4.20 温度比の影響

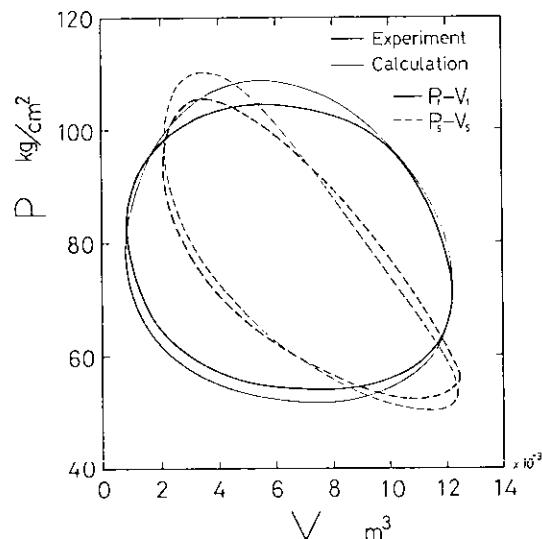


図 1.4.21 p-V 線図(F-4 データ)

1.5 非定常管内流動損失の測定試験

加熱器、冷却器等に用いられる円管内を流体が往復流動する時の熱伝達率と流動損失について小型シミュレータを用い、昨年に引き続き行った実験結果について述べる。

1.5.1 実験装置及び実験方法

図1.5.1に示す昨年度とほぼ同じ実験装置により、熱伝達率と流動損失を測定した。温度、圧力の測定箇所は高温側、低温側ともシリンダ内（記号A, F）と熱交換器両側断面（記号B, C, D, E）で、温度は30 μmのCA熱電対、圧力は抵抗線式小型圧力変換器で測定した。尚、定常流における流動損失を測定する際には、上記位置での圧力は水マノメータにより測定した。また、流動損失を測定する際には、加熱器のヒータには通電せず常温の状態で実験を行った。

往復流動時の実験では測定器の出力をデータレコーダに記録し、高速AD変換器により紙テープ出力とし、大型計算機によりデータ解析を行った。また、全ての実験で圧力状態はほぼ大気圧レベルで、空気を作動流体としている。機関回転数は15 rpm～240 rpmである。

1.5.2 管内熱伝達率の実験結果と考察

加熱器の壁温分布を図1.5.2に示す。壁温のバラツキは機関回転数の増大に伴い拡大する傾向にあるが、ほぼ一様とみなすことが出来、各点での温度を荷重平均して代表壁温 T_{wm} を算出する。

往復流動時の流量と伝热量は、次の連続の式、エネルギーの式より算出する。

$$\frac{dM_B}{dt} = \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{p_A V_A}{T_A} \right) + \frac{V_{AB}}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{\bar{p}_{AB}}{\bar{T}_{AB}} \right) \quad (1.5.1)$$

$$\frac{dM_C}{dt} = \frac{dM_B}{dt} + \frac{V_{BC}}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{\bar{p}_{BC}}{\bar{T}_{AC}} \right) \quad (1.5.2)$$

$$\Delta Q_{BC} = \frac{V_{BC}}{k-1} \frac{d\bar{p}_{BC}}{dt} \Delta t + C_p T_B \frac{dM_B}{dt} \Delta t - C_p T_C \frac{dM_C}{dt} \quad (1.5.3)$$

上式は加熱器側の例であるが、冷却器側もほぼ同様の式を用いて算出出来る。但し、運動エネルギーの項は省略しある。ここで、流体温度は断面内一様と仮定し、区間内の平均圧力 \bar{p} 、平均温度 \bar{T} は、

$$\begin{aligned} \bar{p}_{AB} &= p_B \\ \bar{p}_{BC} &= (p_B + p_C)/2 \\ \bar{T}_{AB} &= T_B \\ \bar{T}_{BC} &= (T_B + T_C)/2 \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (1.5.4)$$

と仮定した。

又、瞬時のレイノルズ数 R_e とヌッセルト数 N_u は、

$$\begin{aligned} R_e &= 4 \left| \frac{dM_B}{dt} + \frac{dM_C}{dt} \right| / (\pi \mu d) \\ N_u &= \frac{\Delta Q_{BC}}{\Delta t} / (\pi \ell \alpha \Delta T) \\ \Delta T &= \frac{(T_{wm} - T_B) - (T_{wm} - T_C)}{\ell_n \{ (T_{wm} - T_B) / (T_{wm} - T_C) \}} \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (1.5.5)$$

より求める。ここに、 d は管内径、 ℓ は管長であり、粘性係数 μ と熱伝導率 α は各瞬間の膜温度 T_f 、

$$T_f = \left(\frac{T_B + T_C}{2} + T_{wm} \right) / 2 \quad (1.5.6)$$

に対する値を用いている。

測定結果の代表例として、図1.5.3～図1.5.6に温度変動を示す。図1.5.3, 1.5.4は位相差 φ が180°のもの、図1.5.5, 1.5.6は $\varphi=90^\circ$ のもので、クランク角 θ は膨張ピストンがTDCの時を0°としている。図中、太線は加熱器側の温度を、細線は冷却器側の温度を示している。

次に、上記算出方法で求めた瞬時 R_e 数と N_u 数を図1.5.7～図1.5.10に示す。図1.5.7, 1.5.8は $\varphi=180^\circ$ 、図1.5.9, 1.5.10は $\varphi=90^\circ$ に対するものである。 $\varphi=180^\circ$ には冷却器側のデータも記してあるが、温度変動のグラフからも分かるように、クランク角0°～180°の範囲では T_D と T_E の温度差が小さく、熱伝達率を求める際のS/N比が悪いので、一例として図1.5.8にのみ記してある。これらの図から分かるように、 R_e 数が大きい時には N_u 数と R_e 数の波形はほぼ相似形であるが、 R_e 数が小さい時には N_u 数と R_e 数の波形の相関は小さい。また、 N_u 数に負の領域が存在するが、この時期は流体の流れ方向が逆転する時期であり、この間の管内温度分布の変化は非常に激しいと思われる。従って、上記方法での流量や内部エネルギーの評価が十分でないため誤差が生じたものと考えられる。これらのことを考えると、流体が一方向的に割合い大きな速度で流れている時にはデータの精度が高いと思われる。そこで、クランク角 $\theta=90^\circ$ と270°における加熱器での瞬間 R_e 数と N_u 数の関係を求めると図1.5.11となる。図中には定常実験で昨年度得られた結果(McEligotの式)も記してある。また、方法AとBによる整理結果も描いてある。方法Aとは、前記の各瞬間の R_e 数と N_u 数を各々1サイクル間積分し、時間平均した値である。方法Bとは、前記方法で算出した伝熱量を1サイクル間積分し、時間平均伝熱量 \bar{Q} を求め、測定点B, Cでの時間平均温度 \bar{T}_B , \bar{T}_C の算術平均温度 \bar{T}_{BC} と平均壁温 T_{wm} を用い、時間平均熱伝達率を算出し、その平均温度に対する膜温度での物性値とピストン平均速度を基にした平均流速より平均 R_e 数と平均 N_u 数とを求めた値である。図より、 $\theta=90^\circ$ 、270°における N_u 数は R_e 数が5000以上で、ほぼMcEligotの式(1.4.20)と一致しており、往復流動時にも準定常の仮定が成立していることが分かる。しかし、方法Aによる N_u 数は瞬時 N_u 数を負と評価する期間が存在するため、定常流の値より小さくなっている。また、従来行っていた熱交換器での評価方法(B)では、伝熱量と流体温度を独立に時間平均してしまうため、方法Aよりも更に低く評価してしまうことが分かった。実験結果を表1.5.1, 1.5.2にまとめて示す。

1.5.3 管内流動損失の実験結果と考察

定常流の実験は2つのピストンを取り去り、シリンダ後方から小型圧縮機の吐出空気を流量計を通して流入させた。この時、高温側シリンダから流入させる場合と低温側シリンダから流入させる場合の2通りを行い、実験装置の流れ方向による特性も合せて調べた。

定常流実験のデータ整理法は次の通りである。即ち、圧力測定点間の差圧 ΔP 、管内平均流速に、流体密度 ρ を用いると、

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (1.5.7)$$

となる。ここに、 λ は管摩擦係数、 ℓ は管長、 d は管内径である。また、流速は

$$R_e = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (1.5.8)$$

よりレイノルズ数で表現する。ここに、 μ は粘性係数である。

実験結果を整理して、図1.5.12～図1.5.14に丸印の記号で示す。図1.5.12は加熱器での λ 、図1.5.13は冷却器での λ 、図1.5.14は曲り管部の λ である。添字B C等は流れ方向を示し、初めの文字が上流側を示す。また、これらの図には、滑らかな管に対する実験式

$$\begin{aligned}\lambda &= 64 / R_e \quad (\text{層流域}) \\ \lambda &= 0.3164 / R_e^{0.25} \quad (\text{乱流域})\end{aligned}\} \quad (1.5.9)$$

も実線で示してある。曲り管部を除いて、実験値は式(1.5.9)にはほぼ一致している。曲り管部では管の曲りによる損失が存在するために式(1.5.9)より大きくなる。

次に、往復流動時の圧力測定結果の一例を図1.5.15に示す。 $p_A \sim p_C$, $p_D \sim p_F$ はそれぞれほぼ同位相で変動しており、特に曲り管部での圧力差が大きいことが分かる。この各瞬間の圧力より各瞬間の圧力差を求め、各瞬間の流速をピストン移動速度より算出して式(1.5.7), (1.5.8)を用い、各瞬間の λ と R_e 数を求める。この一例をピストン位相差 $\varphi = 180^\circ$ 機関回転数 240 rpm の場合を図1.5.16, 1.5.17に示す。図で、クランク角 $0^\circ \sim 180^\circ$ の間は冷却器側から加熱器側へ(FからAへ)流れ、 $180^\circ \sim 360^\circ$ の間はAからFへと流れている。図1.5.16で $0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$ 付近は圧力差、流速ともに小さくなる領域で実験精度は低い。しかし、 R_e 数が大きい期間では λ と R_e 数の関係は定常流の時とほぼ同じである。尚、図1.5.17で R_e 数が3本描かれているのは、各部の管径が多少異なるためである。

次に、2点間の各瞬間の圧力差より半サイクル毎の時間平均を求め、ピストン平均速度より算出した管内平均流速を用いて管摩擦係数とレイノルズ数を算出する。これらの結果を図1.5.12～1.5.14に三角印で示す。図より、時間平均圧力差と時間平均流速より求めた λ と R_e 数の関係は定常流での値にほぼ等しいことが分かる。

以上より、往復流動時の管内熱伝達率と管摩擦係数は、乱流域においては、定常流時の関係が各瞬間にはほぼ成立つことが判明した。

参考文献

- (1) 吉謙ほか：日本機械学会山梨地方講演会講演論文集，1980.11
- (2) G.Walker : Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 4, No. 3, 1962
- (3) 日本造船研究協会：研究資料 No. 328, 1980. 3

表1.5.1 位相差 $\varphi = 180^\circ$ 热伝達実験

回転数 N (rpm)	14.6	29.1	59.4	89.6	119.1	150.8
加熱器壁温 T_{wmH} (°C)	25.7.3	253.5	238.9	246.2	251.4	254.1
流体平均温度 \bar{T}_{BC} (°C)	146.9	140.5	143.3	148.4	153.0	158.1
伝熱量 Q_{BC} (Kal/m^2h)	807	1252	2216	3001	3923	4364
Re (90°)	1.30×10^3	2.58×10^3	5.30×10^3	7.68×10^3	10.2×10^3	12.4×10^3
Nu (90°)	3.4	4.6	14.2	18.4	24.0	28.3
Re (270°)	1.30×10^3	2.61×10^3	5.28×10^3	7.66×10^3	10.4×10^3	12.7×10^3
Nu (270°)	3.6	5.9	15.0	20.5	24.8	30.0
Re (A)	832	1.63×10^3	3.35×10^3	4.83×10^3	6.44×10^3	7.96×10^3
Nu (A)	2.64	3.68	7.88	10.2	12.7	14.8
Re (B)	783	1.60×10^3	3.34×10^3	4.92×10^3	6.25×10^3	8.02×10^3
Nu (B)	2.19	3.34	7.07	9.23	11.7	13.5
冷却器壁温 T_{wmC} (°C)	13.8	14.7	15.7	17.0	18.1	20.0
流体平均温度 \bar{T}_{DE} (°C)	26.8	30.7	44.3	41.8	46.1	51.0
Re (270°)	2.30×10^3	4.35×10^3	8.50×10^3	11.2×10^3	14.0×10^3	17.0×10^3
Nu (270°)	4.4	13.5	25.5	32.7	41.0	52.0

表1.5.2 位相差 $\varphi = 90^\circ$ 热伝達実験

回転数 N (rpm)	16.6	90.9	147.8
加熱器壁温 T_{wmH} (°C)	269.4	260.2	258.1
流体平均温度 \bar{T}_{BC} (°C)	160.2	159.6	161.5
伝熱量 Q_{BC} (Kal/m^2h)	818	3727	5474
Re (90°)	1.61×10^3	8.28×10^3	13.6×10^3
Nu (90°)	4.50	21.7	33.7
Re (270°)	1.46×10^3	7.38×10^3	12.3×10^3
Nu (270°)	7.40	21.8	32.8
Re (A)	1.01×10^3	5.06×10^3	8.30×10^3
Nu (A)	2.81	12.2	18.2
Re (B)	788	4.32×10^3	7.02×10^3
Nu (B)	2.19	10.9	16.7

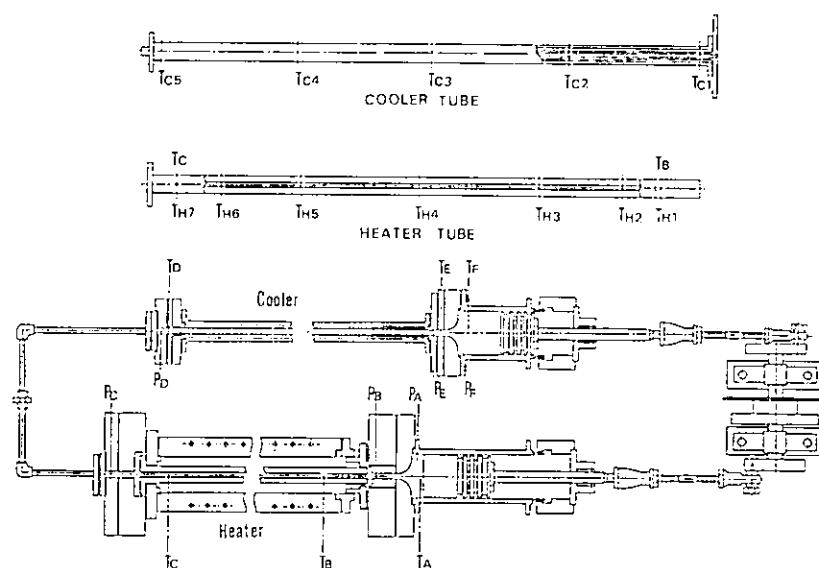


図1.5.1 非定常流実験装置概要

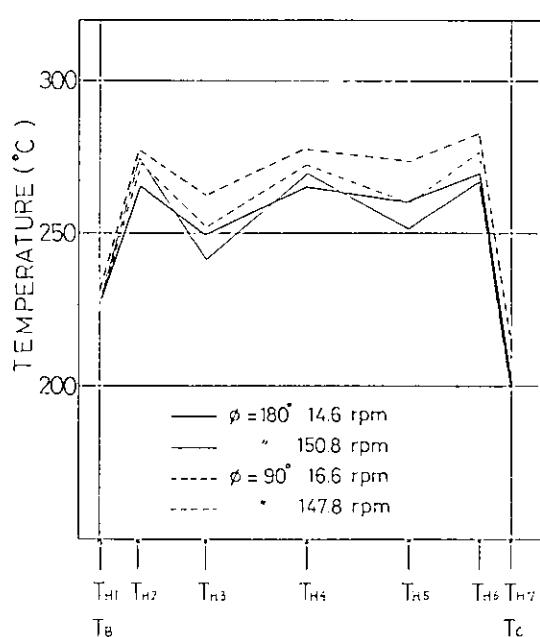


図1.5.2 壁温分布

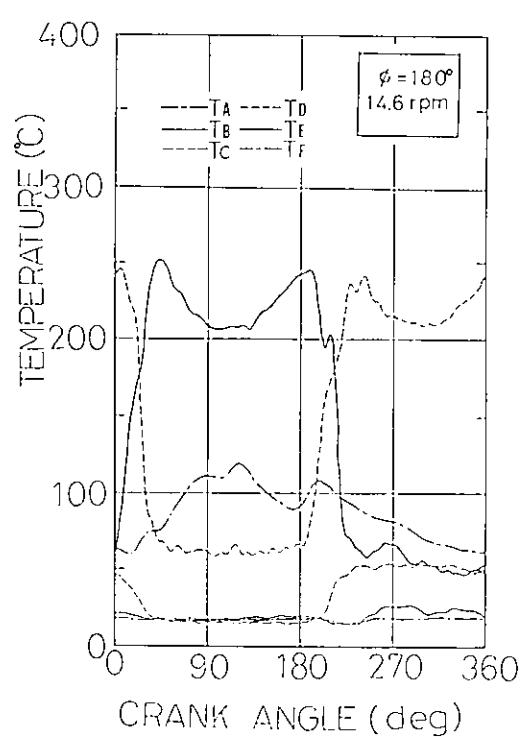


図1.5.3 温度波形 (1)

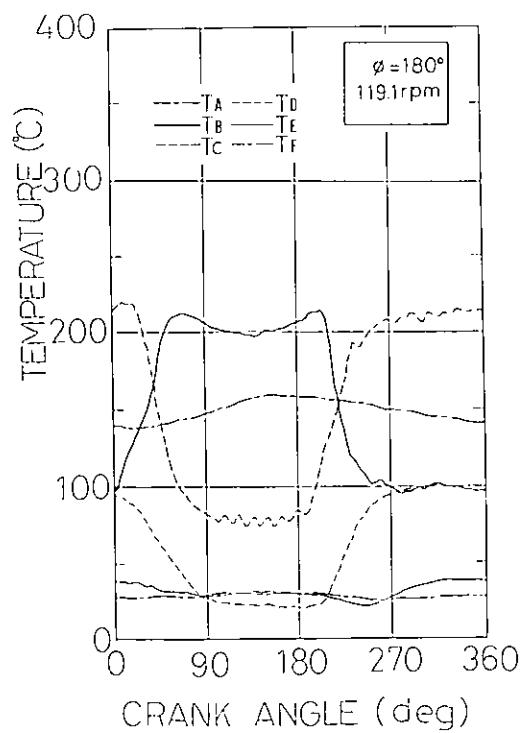


図1.5.4 溫度波形 (2)

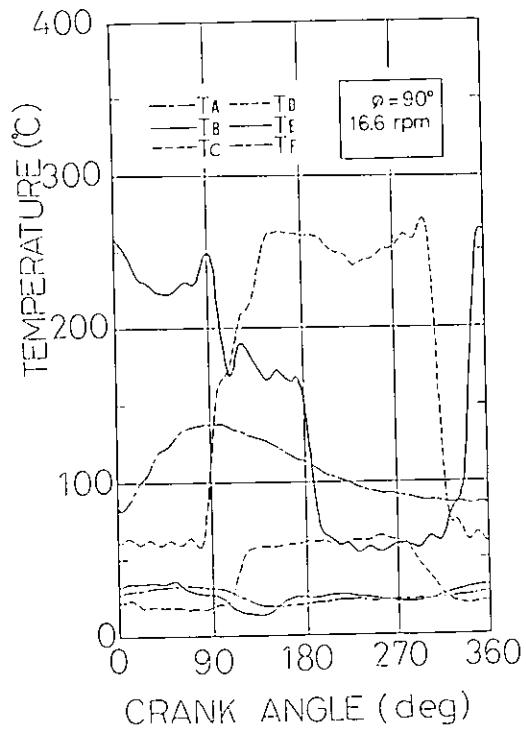


図1.5.5 溫度波形 (3)

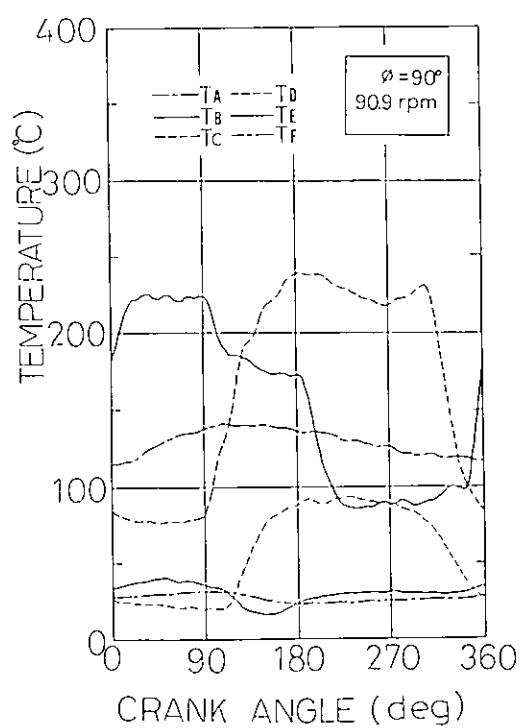


図1.5.6 溫度波形 (4)

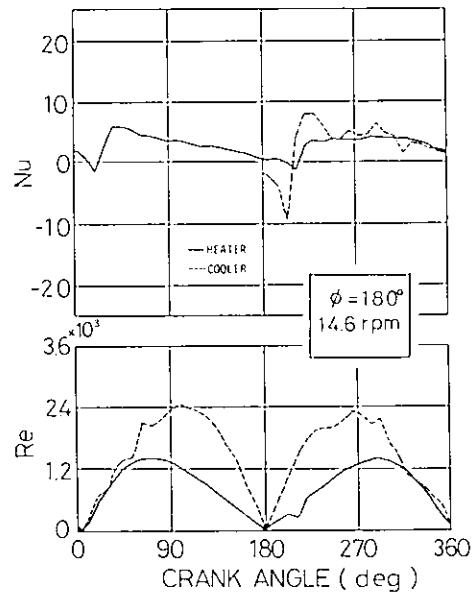


図1.5.7 暫時Re数とNu数(1)

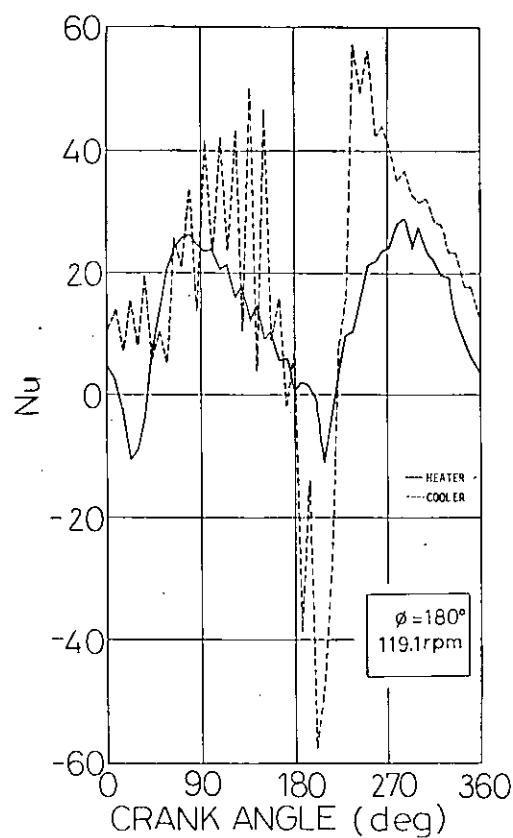


図 1.5.8 (a) 瞬時 Nu 数 (2)

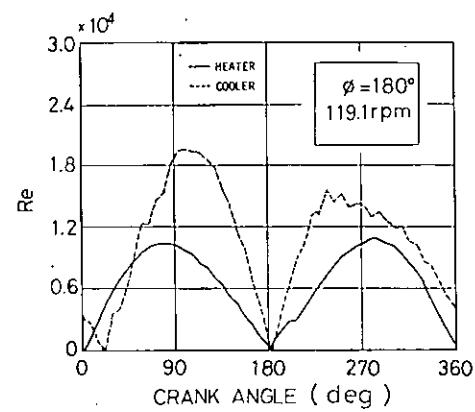


図 1.5.8 (b) 瞬時 Re 数 (2)

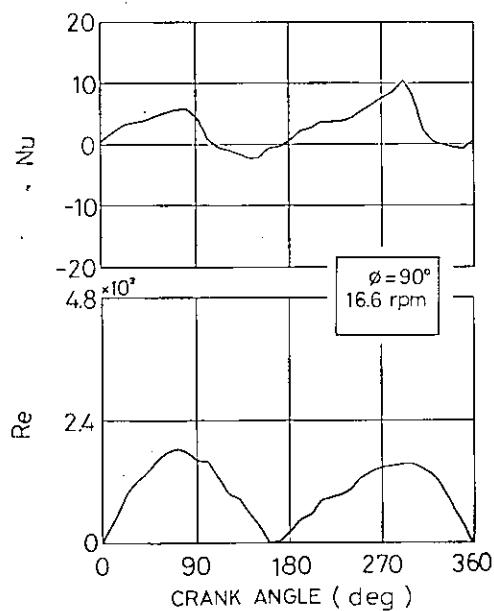


図 1.5.9 瞬時 Re 数と Nu 数 (3)

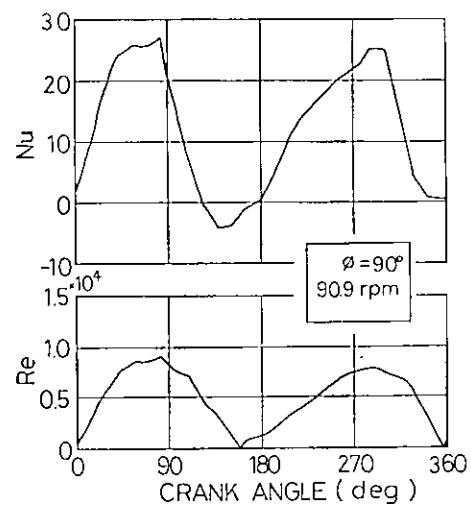


図 1.5.10 瞬時 Re 数と Nu 数 (4)

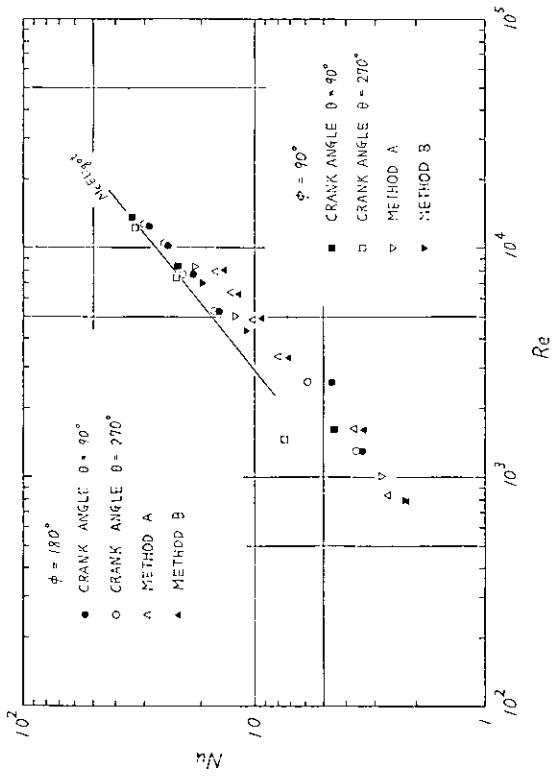


図 1.5.11 加熱器における熱伝達

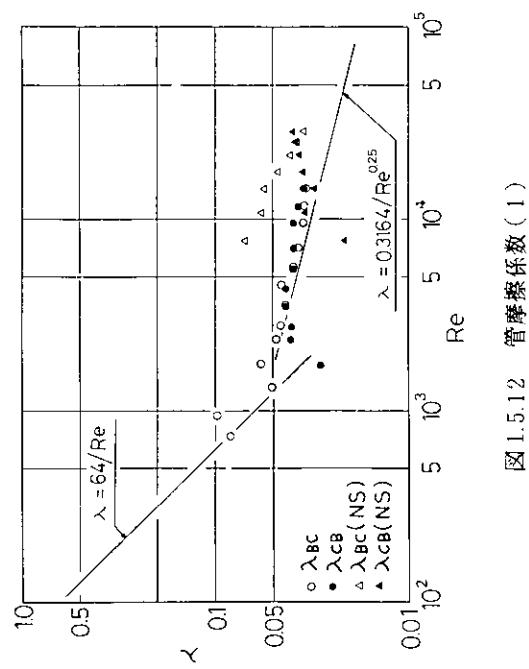


図 1.5.12 管摩擦係数 (1)

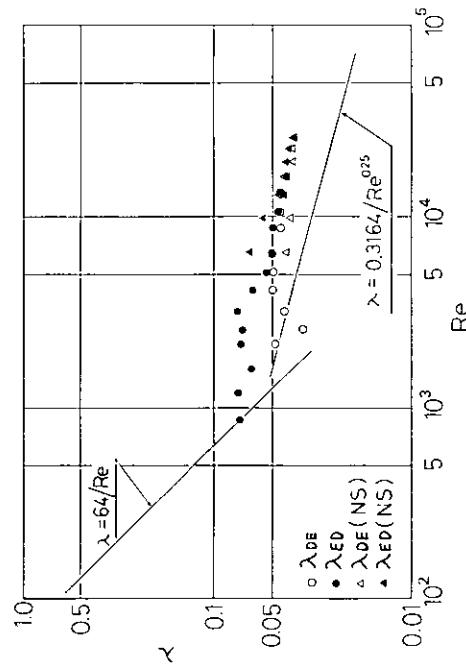


図 1.5.13 管摩擦係数 (2)

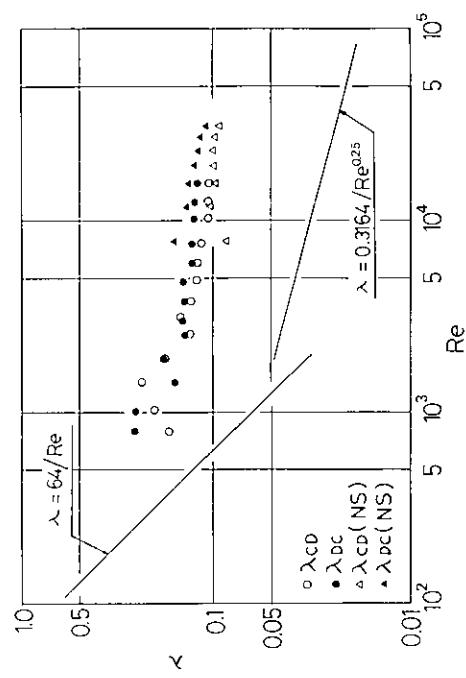


図 1.5.14 管摩擦係数 (3)

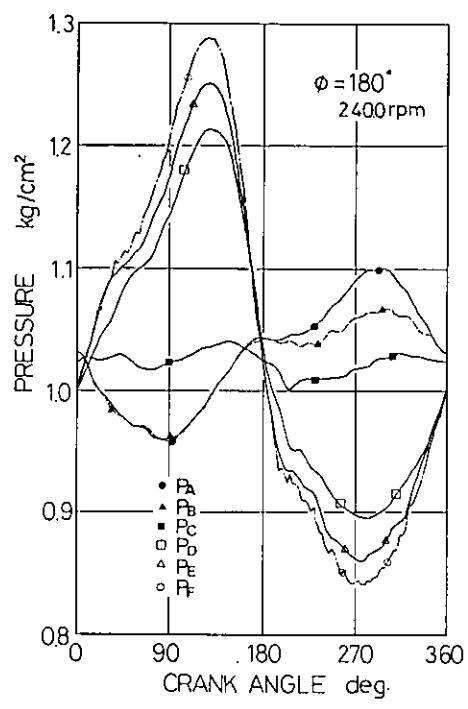


図 1.5.15 壓力波形

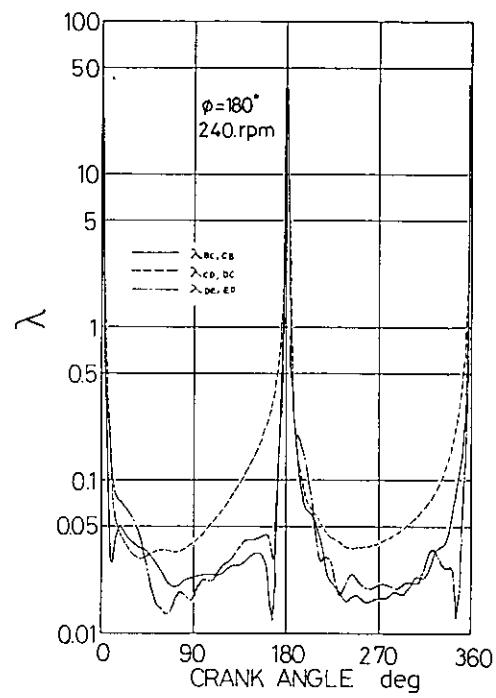


図 1.5.16 瞬時管摩擦係数

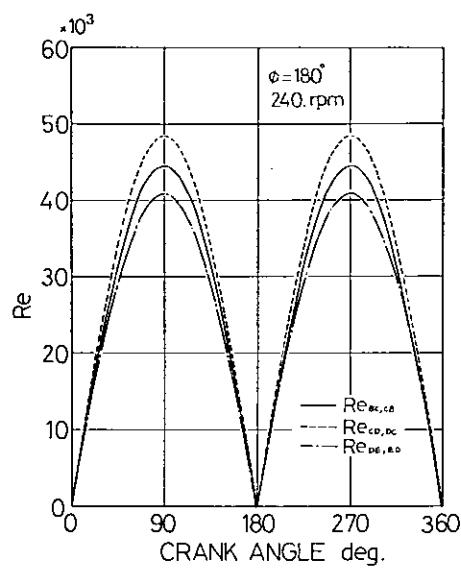


図 1.5.17 瞬時 Re 数

1.6 側壁伝熱スターリング機関の研究

1.6.1 まえがき

昨年度より引きつづき、分離独立した加熱器、冷却器を使用せず、本体シリンダーの内壁面だけで、熱伝達を行なわせて加熱器、冷却器を代用させたスターリング機関について研究を行ない、昨年より試作実験を行なっている二気筒ディスプレーサー付きエンジンの自立運転に成功し、まだ所定の出力は得られていないが、側壁伝熱方式の可能性を示した。また幾つかの欠点を知ることができた。ついで小型の振子式ペローエンジンを試作してその運転によって、この種のエンジンでは高温部より低温部への直接熱伝導によるヒートロスが特に大きいことがわかった。以上の研究結果は今後のスターリングエンジンの開発に有効利用できるものと考えられる。

1.6.2 スワッシュプレート式実験機関（新型と旧型）による研究

(1) 機関の概要

側壁伝熱スターリング機関の実験機としてはスワッシュプレート式と振子式の二種を作製したが、その前者について示す。

本機の主な特長はすでに前年報告に示したように、内側壁に凹凸ひれをつけたこと、オーバラップ及びダブルアクティングしたこと、スワッシュプレート式であることの三点であるが、その詳細は略す。ただし初期の全体図を図1.6.1に示す。

また本機は後述のように昨年度の形式のままでは出力が少なかったので、内表面積をさらに大きくした新しいシリンダー及び熱再生器を内蔵する新ディスプレーサーを作製したのでその両者を図1.6.2に示す。

図1.6.2において向って左側は旧シリンダーおよび旧ディスプレーサーを示し、向って右側には本年度の新シリンダーおよび新ディスプレーサーを示す。

(2) 改造の理由とその概要

本機ははじめ旧シリンダー及び旧ディスプレーサーで実験を継続したが、そのままで昨年度報告に示す通り、十分な性能が得られず自立運転に入ることができなかつた。その理由としてはつぎが考えられた。

- 1) 壁温をかなり上昇したにかかわらず内部圧力が上昇しなかつた。
- 2) ピストンリングのリークが見られた。
- 3) メカニカルロスが大きいと見られた。

これを考察して見ると、1)の最大原因としては旧設計による熱再生器がラビリス形式で、伝熱面積が小さすぎることが考えられた。

すなわち、熱再生器とディスプレーサーピストンの間のギャップが約0.4mmでその間をガスが素通りしてしまい十分なガス上昇が起らないまま上下に貫通するからであると考えられた。よってギャップをさらに小さくして別に熱交換器を保有するように形式を変更することとした。

そのため図1.6.2に示すように旧形式から新形式に設計変更し本年度の試作をした。

すなわちギャップは0.1mm以下とし、熱再生器はディスプレーサーの下方の内部に納めた。この変更により熱再生器の内部表面積は一きょに約10倍となる。しかしデッドスペースは約50%増す。

なお、熱再生器以外の原因として側壁伝熱面積が不足していることが上げられる。よって同図のようにシリンダーを長くし、内側にみぞをつけて表面積の増大をはかった。約50%増加となった。

(3) 実験結果

(a) 自立運転

新熱再生器と旧シリンダーの組み合わせで運転した結果、壁温550°Cで自立運転に入った。内部圧力は約10ataであった。

(b) 指圧線図

指圧線図の例として高温側のものを図1.6.3、低温側のものを図1.6.4に示す。図の如く温度上昇とともに増大する。

(c) シュミットサイクルとの比較

横軸に温度比 β をとり、縦軸に指圧出力 W_n をとったものを図1.6.5、図1.6.6に示すが、いづれもシュミットサイクルのものと比較している。図1.6.5は新ディスプレーサーと旧シリンダーの組み合わせ、図1.6.6は新シリンダーと新ディスプレーサーの組み合わせである。

シュミットサイクルの出力への到達率は図1.6.6のものの方が高い、この結果を延長すると内圧を50ataとし2000 rpmのときの出力(指圧)は設計値と一致する。

(d) 実際出力

実際軸出力の例を図1.6.7に示す。図のように軸出力は約70Wであり、それは機械効率が30%くらいであることを示した。さらに内圧を高め回転を上げたときの軸出力はまだ測定していないが、設計値の1/2は達成できよう。

(4) 結果より考察および諸問題

以上の結果、自立運転及び若干の出力を生ずることができたが、まだ機械効率が低いので所期の出力に到らなかった。その原因としてはピストンリングの調整が不十分であることがあげられる。

なお、熱応力による抑え板の曲り、ボルトの伸びによるゆるみの発生、パッキンのもれ等が発生し、また大道寺式のスワッシュプレートの連結棒の折損等が生じている。それらはいづれも修復もしくは対策が立ったが、大いに今後の設計に示さを与える。

1.6.3 振り子式実験機関による研究

(1) 機関の概要

本実験機関は図1.6.8に示すような横型機関でその特色はディスプレーサーが扇形のディスプレーサー室内を左右に振子状に振れるものでそのディスプレーサーの中心に再生熱交換器が通路状に配置されていること、およびパワーピストンがゴムベローを使用する大気圧機関であることの諸点である。

本機関の試作の狙いとしてはベローを使用するので、

- 1) 全く外部リークがないこと。
- 2) ピストンリングによる摩擦がないこと。

の二点であり、リークと摩擦ロスを極限的に小さくしたときスターリングエンジンはどのような特性となるかを調べようとしたものである。

なお伝熱面はやはり凹凸のある側壁型である。

テストは電熱で行なった。

(2) 実験結果

(a) 自立運転

本実験機は温度(高温側)が壁面で約120°Cくらいで容易に自立運転に入る。

(b) 出 力

出力は図1.6.9に示すように約3ワット以下で極めて小さい。

(c) 热効率

熱効率は約0.5%くらいでありやはり極めて小さかった。

(d) 位相差

位相差 α を大きくするほど出力は大きいが自立はんいは小さい。

(3) 温度分布の測定

上記のように出力の低い原因はどこにあるか調査のため各部の温度分布を測定した。その結果の一例を図1.6.10に示す。

その結果ディスプレーサー室の高温部より低温部への直接熱伝導によるヒートロスが大きいことがわかった。

(4) ヒートバランスによる考察

上記の結果等より本機のヒートバランスをとると図1.6.11のようになつた。すなわち、高温部より低温部への直接熱伝導熱量が約50%くらいとなり極めて大きい。これはスターリングエンジン特有の損失を形成するもので今後の参考となる。

1.6.4 ま と め

以上のようにスワッシュプレート形式と振子形式の二種のスターリング機関を試作実験し、いづれも自立運転と若干の出力を得るに至つた。その結果つぎのことが示された。

- 1) 再生熱交換器の効果が出力に大きくなりいてくる。
- 2) スワッシュプレート方式(大道寺式)はかなりメカニカルロスが大きい。
- 3) ゴムベローのようなリーグとまさつの小さいものをパワーピストンとすると低温で自立運転は容易である。
しかし大気圧以上には内圧が上昇できない。
- 4) 構造部における高温側から低温側への直接熱伝導によるヒートロスは大いに考察されるべきであり、今後の軽減化が必要である。
- 5) メカニカルロスとリーグとヒートロスの改善に対する多くの知見が示された。

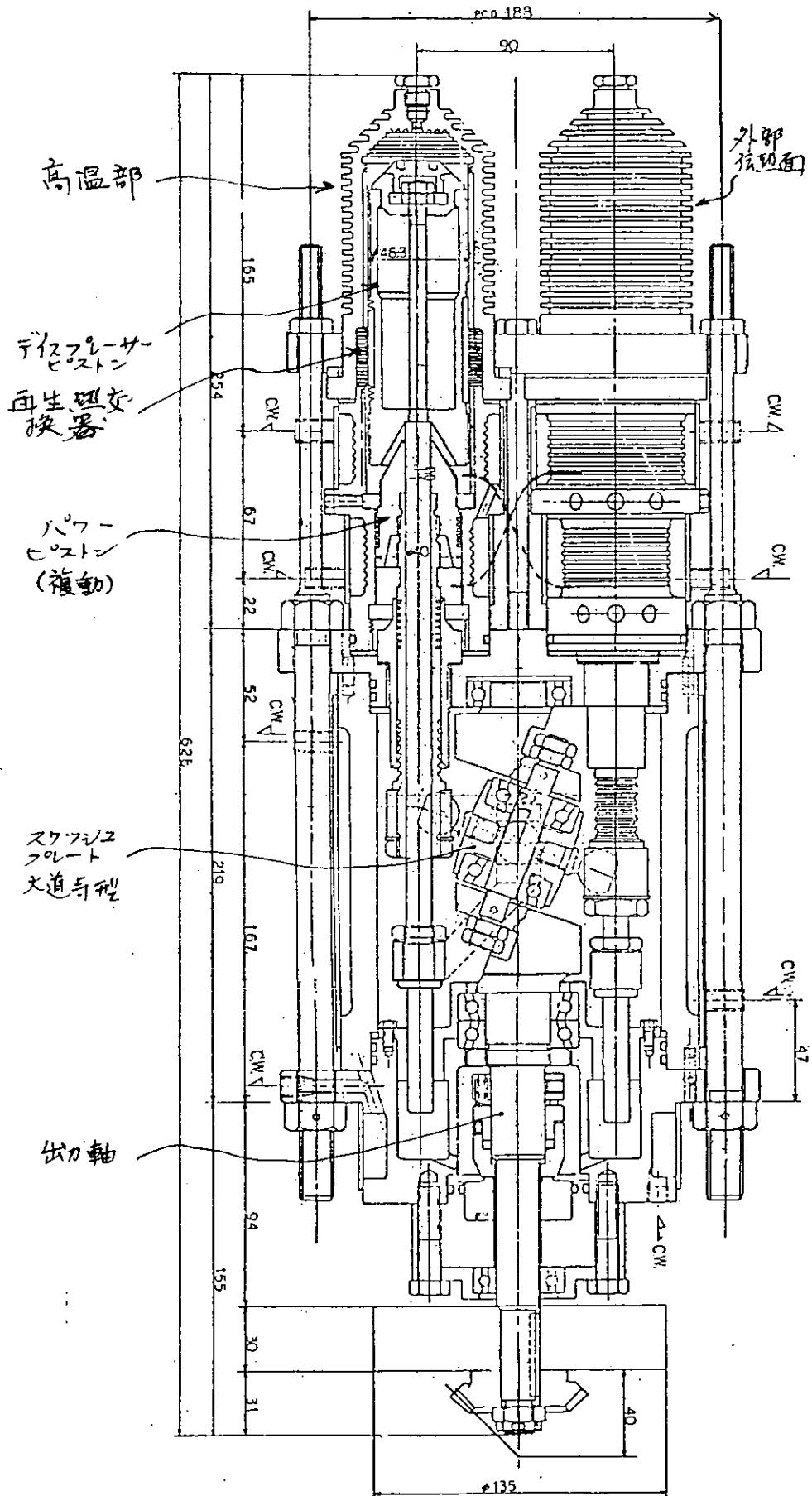


図 1.6.1 側壁伝熱スターリング機関組立図

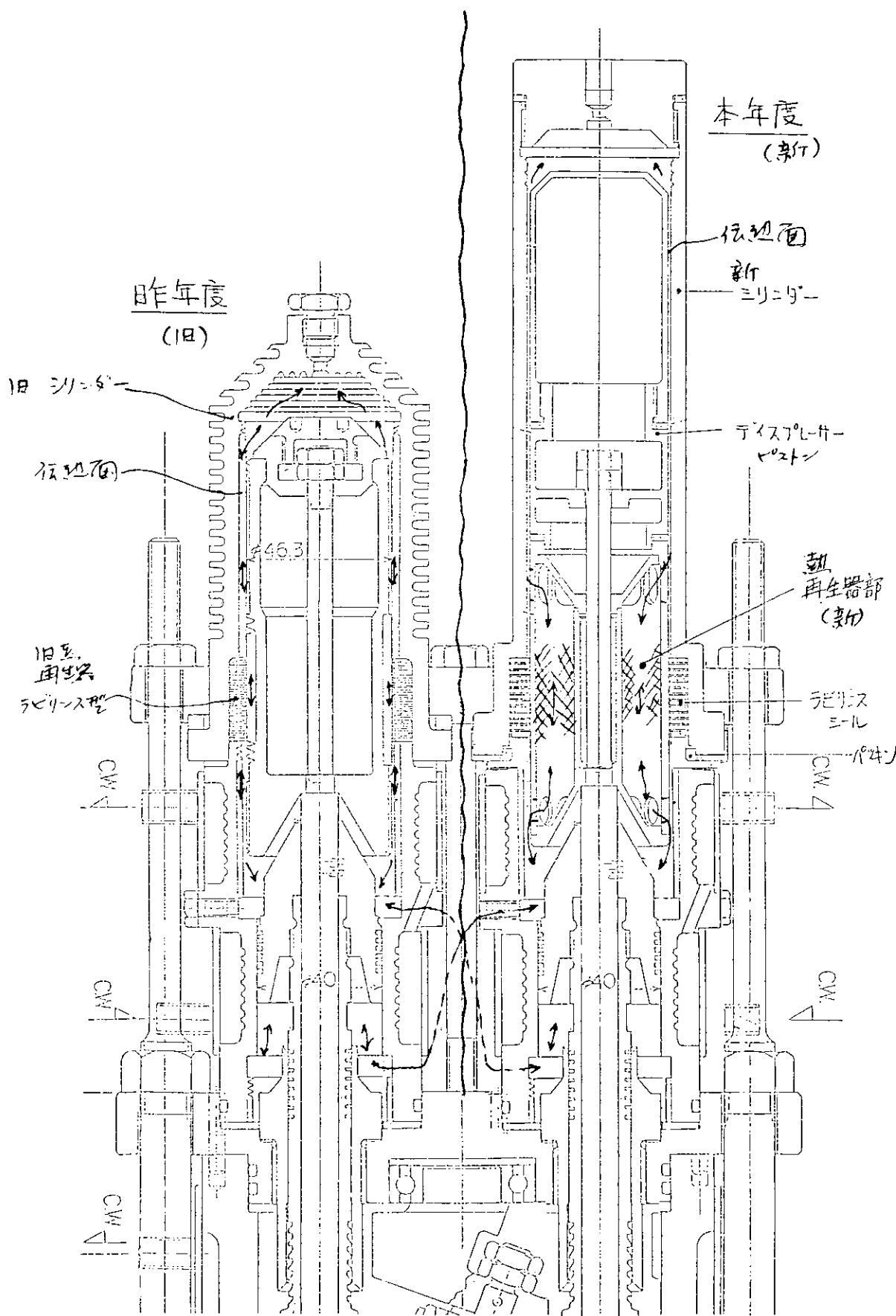


図1.6.2 新旧シリニアーダーおよび熱再生器部の比較図

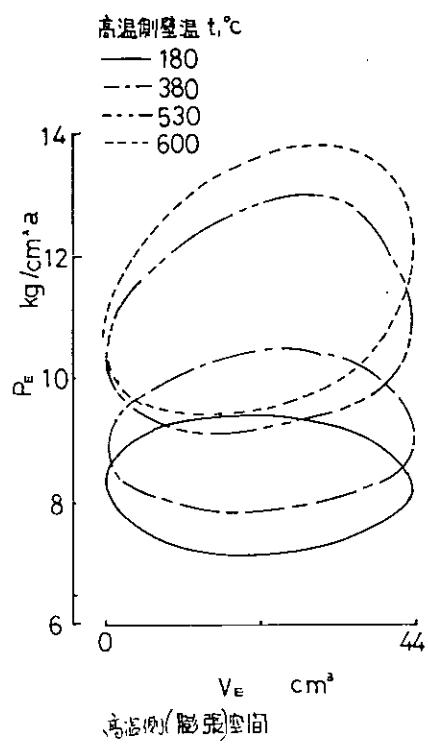


図 1.6.3 新型機における高温側指圧線図例

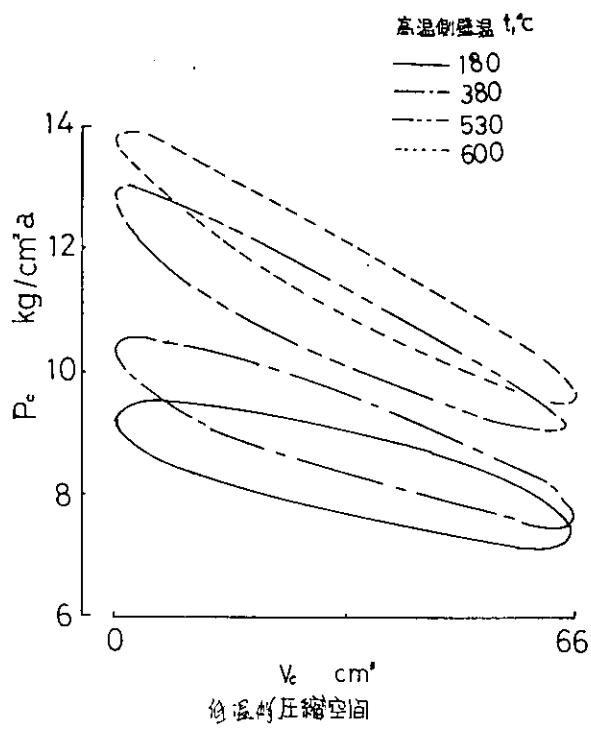


図 1.6.4 新型機における低温側指圧線図例

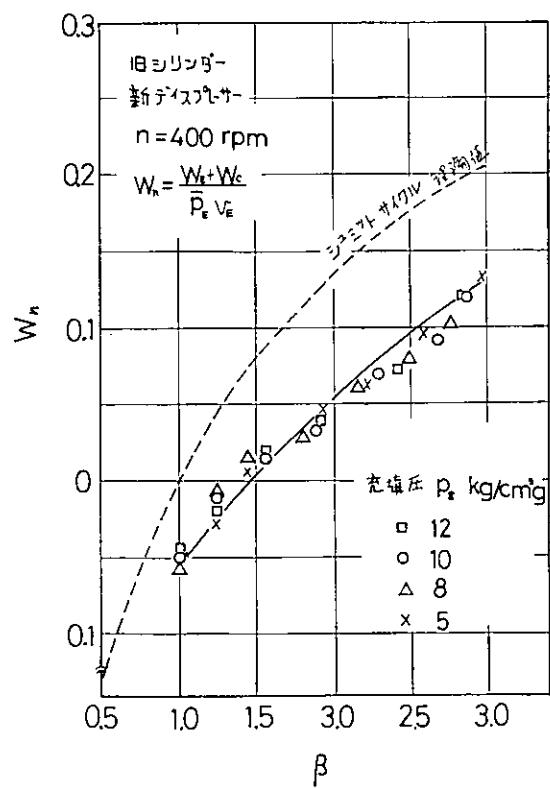


図 1.6.5 溫度比～指圧出力関係のデータ（その一）

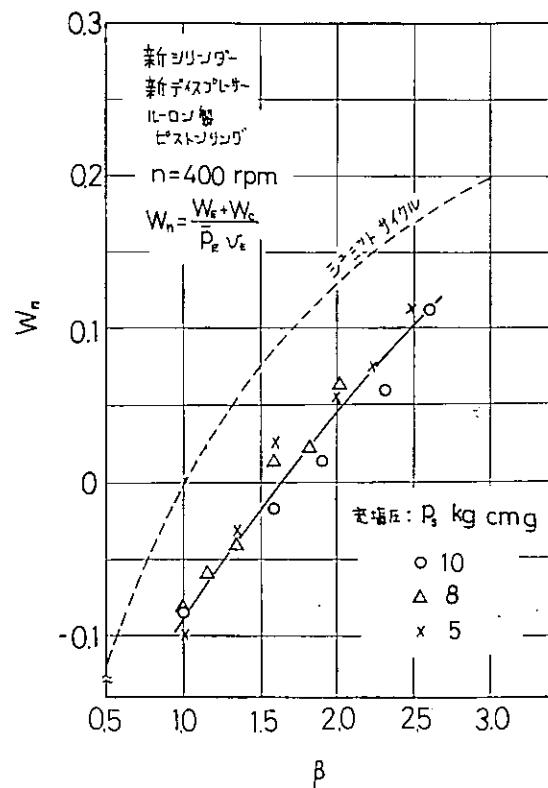


図 1.6.6 溫度比～指圧出力のデータ（その二）

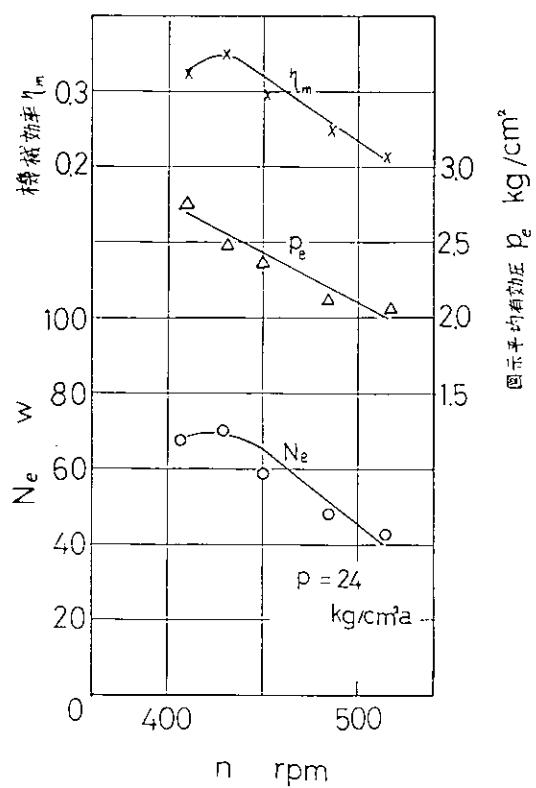


図 1.6.7 新型機における実際軸出力、機械効率等のデータ
 N_e η_m

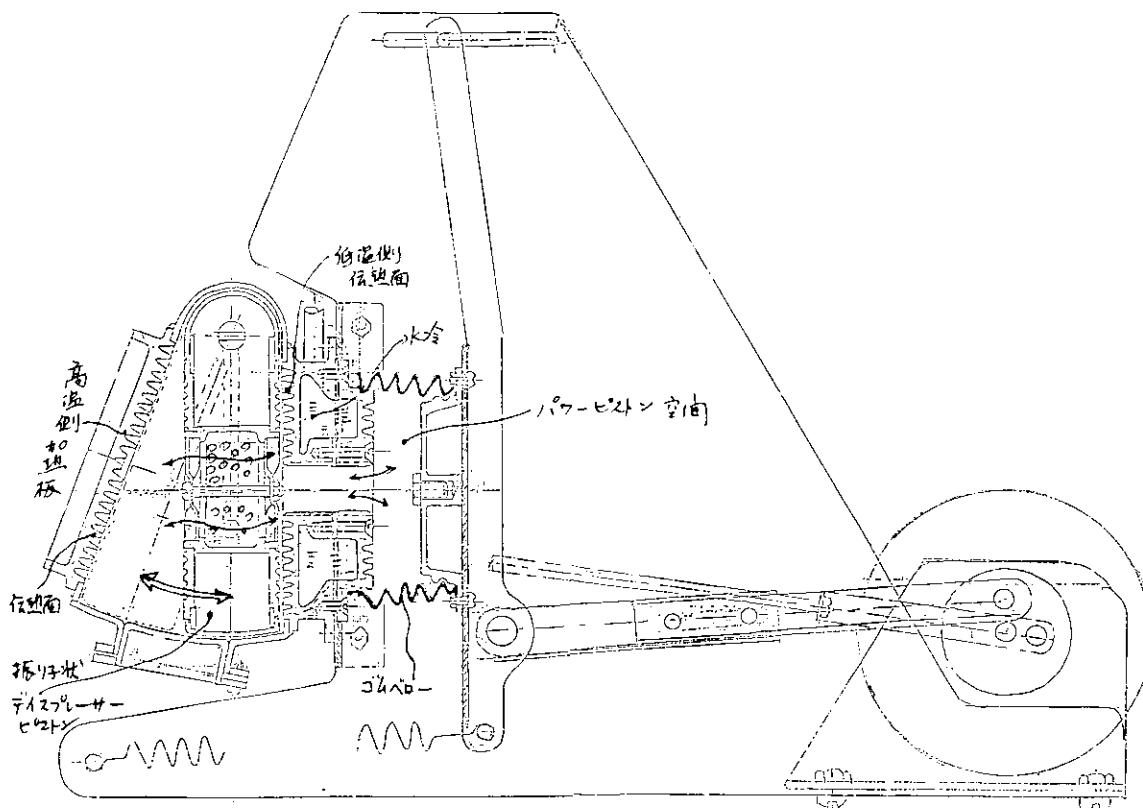


図 1.6.8 振り子式実験機関

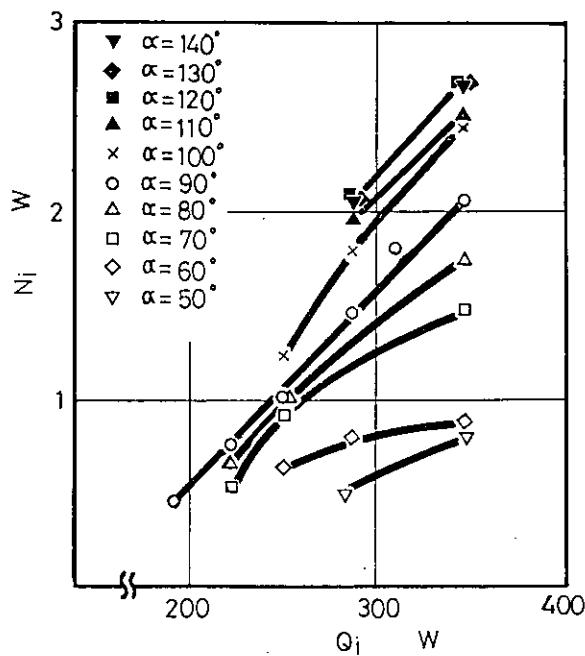


図1.6.9 入力 Q_i （電熱）～出力 N_i のデータ(α は位相角)

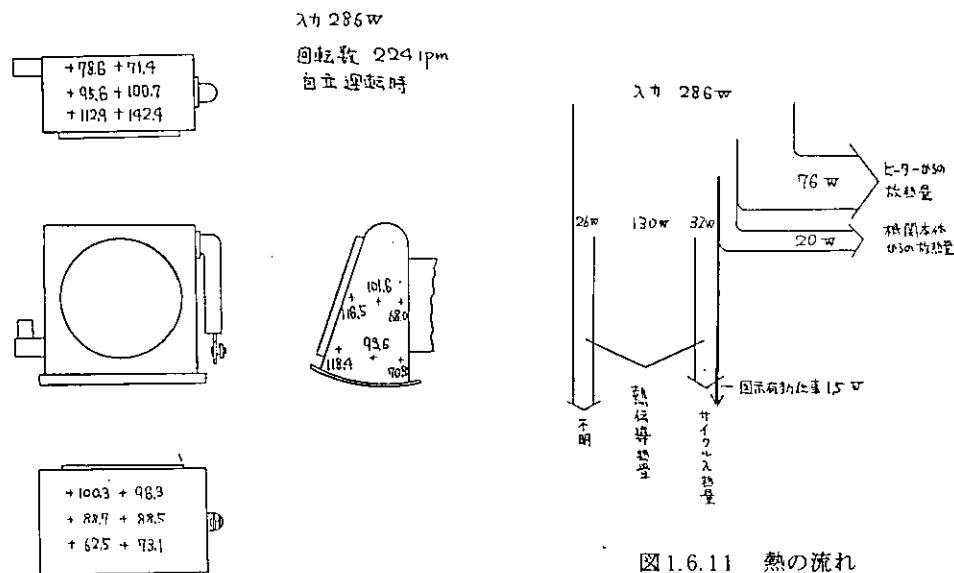


図1.6.11 热の流れ

図1.6.10 温度分布例

1.7 再生器の流動損失と伝熱性能の研究

1.7.1 まえがき

本研究では多数枚の金網を積層したマトリックスの流動損失ならびに伝熱性能を調べ、あわせて試作機を使用し、機関性能に及ぼす再生器特性の影響を検討した。

すなわち、流動損失については、摩擦係数とレイノルズ数との関係を整理し、その利用法を説明した。

伝熱性能については、広い範囲のメッシュについてスセルト数を与える実験式を求めた。また、使用マトリックスの伝熱性能を理論的に調べ、求めた摩擦係数、およびスセルト数をもとに、再生器特性が機関性能に及ぼす影響を試作機を用いて検討した。

<記号>

d_m ; 素線径 (mm)	m ; 流体の質量 (kg)	P_i ; 図示馬力 (kW)
r_o ; 素線半径 ($= \frac{d_m}{2}$) (mm)	t ; 時間 (s)	P ; 圧力 (Pa)
ℓ ; 目開き (mm)	\dot{m} ; 質量流量 (kg/s)	T ; 絶対温度 (K)
δ ; 金網一枚の厚さ (mm)	ρ ; 密度 (kg/m^3)	f ; 摩擦係数
p ; ピッチ (mm)	ν ; 動粘度 (m^2/s)	N_u ; スセルト数
σ ; 織密度 (mm^2/mm^3)	C_p ; 定圧比熱 ($\text{J}/\text{kg K}$)	R_e ; レイノルズ数
ϕ ; 空隙率	λ ; 热伝導率 ($\text{W}/\text{m K}$)	B_i ; ビオ数
β ; 開口比	k ; 温度伝導率 (m^2/h)	F_o ; フーリエ数
p_r ; ピッチ比	α_m ; 平均熱伝達率 ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)	N_{tu} ; 平均熱単位数
n ; 積層枚数	C ; 热容量 (J/K)	C_r ; 热容量比
M ; マトリックスの質量 (kg)	u_o ; マトリックス前の平均流速 (m/s)	τ ; 温度比 ($= T_H / T_c$)
V ; マトリックスの体積 (m^3)	u ; マトリックス中の平均流速 (m/s)	ϵ ; 温度効率
S ; マトリックスの伝熱表面積 (m^2)		

<添字>

ℓ ; 目開き d ; 線径 m ; マトリックス f ; 作動流体 fm ; 作動流体の平均 H ; 最高
 C ; 最低

1.7.2 使用金網の幾何学的形状値

金網の形状値を算出するには、流路が曲がりくねっているため大変困難であるが、一つの網目について図 1.7.1 のような検査体積を考え、曲線部は近似的に直線とみなして下記のように形状値を定義した。なお、検査体積中の伝熱表面積は素線重合部における無効伝熱表面積を考慮し、全表面積より重合部面積を差引き求めた。表 1.7.1 に伝熱性能試験に使用した各メッシュの金網(平織)の形状値を示す。

a) ピッチ ; p b) ピッチ比 ; p_r c) 空隙率 ; ϕ

$$p = \ell + d_m \quad p_r = \frac{d_m}{p} \quad \phi = \frac{\text{自由流路体積}}{\text{全体積}} = 1 - \frac{\pi d_m \sqrt{p^2 + d_m^2}}{4 p^2}$$

d) 織密度 ; σ

$$\sigma = \frac{\text{伝熱面積}}{\text{全体積}} = \frac{\pi (2 \sqrt{p^2 + d_m^2} - d_m)}{2 p^2} \quad \beta = \frac{\text{最小自由流路面積}}{\text{全前面面積}} = \left(\frac{\ell}{p} \right)^2$$

e) 開口比 ; β

1.7.3 流動損失

マトリックス材として、広い範囲のメッシュの金網を用い、数十枚重ねた模擬再生器について、定常流試験ならびに非定常流試験により圧力損失を測定し、摩擦係数とレイノルズ数との関係で整理した。本項ではそれらの関係、ならびに利用方法について説明する。

(1) 整理式

(a) 摩擦係数； f

流体の密度を ρ 、金網の積層枚数を n とし、金網1枚あたりに換算した圧力損失を $\Delta P/n$ とすると、摩擦係数は次式で与えられる。

$$f = \frac{\Delta P}{n} / \left(\frac{1}{2} \rho u^2 \right) \quad (1.7.1)$$

ここで、マトリックス中の平均流速 u は、マトリックス前の平均流速 u_0 を開口比 β で除することにより得られる。

$$u = u_0 / \beta \quad (1.7.2)$$

(b) レイノルズ数； $Re\ell$, Red

代表長さとして金網の目開き ℓ 、線径 d_m を使用し、おのおのについて区別するため次式のように Re に添字 ℓ , d を付け定義した。

$$Re\ell = \frac{\ell u}{\nu} \quad (1.7.3) \qquad Red = \frac{d_m u}{\nu} \quad (1.7.4)$$

(2) 定常流試験結果

$$(a) 代表長さに目開き ℓ を選んだ場合 \quad f = \frac{33.6}{Re\ell} + 0.337 \quad (4 \leq Re\ell \leq 1000) \quad (1.7.5)$$

$$(b) 代表長さに線径 d_m を選んだ場合 \quad f = \frac{18.8}{Red} + 0.343 \quad (4 \leq Red \leq 400) \quad (1.7.6)$$

定常流試験結果として、(1.7.2)式を挙げたが、代表長さとして線径 d_m より目開き ℓ を選んだ方が整理しやすいことから、式(1.7.5)を使用するとよい。

(3) 非定常流試験結果

$$(a) 代表長さに目開き ℓ を選んだ場合 \quad f = 93.0 Re\ell^{-1.2} \quad (10 \leq Re\ell \leq 500) \quad (1.7.7)$$

$$(b) 代表長さに線径 d_m を選んだ場合 \quad f = 82.8 Red^{-1.2} \quad (10 \leq Red \leq 500) \quad (1.7.8)$$

非定常流試験結果として、(1.7.2)式を挙げたが、代表長さとして目開き ℓ より線径 d_m を選んだ方が整理しやすいことから、式(1.7.8)を使用するとよい。

(4) 定常流試験結果と非定常流試験結果との比較検討

図1.7.2に、代表長さに目開き ℓ を選んだ場合の定常値(式1.7.5)と非定常値(式1.7.7)の比較を示す。同図より、レイノルズ数の低い範囲においては、ほぼ類似した傾向を示すが、レイノルズ数の増加にしたがい定常値が大きくなっている。これは、金網中の圧力損失が粘性力と慣性力の和と考えられ、レイノルズ数が高くなるにつれて、定常流の場合、境界層厚さの増加により慣性力の影響が無視できなくなるが、非定常流の場合、境界層厚さの増加割合が非常に小さく、その結果慣性力の影響が現われないことによるものと考えられる。

代表長さのちがいを較べると、定常流では目開き δ 、非定常流では線径 d_m を選んだ方が整理しやすい。これは、定常流の場合、マトリックス中の流れが流路幅に大きく影響されるが、非定常流の場合、流路幅より線径 d_m に左右される素線の投影面積に大きく影響されることによると考えられる。

したがって、実機における流动損失を調べるには、代表長さとして線径 d_m を選び、非定常流試験により得られた式(1.7.8)の実験式を使うと良いと考えられる。

1.7.4 伝熱性能

マトリックス材として、表1.7.1に示す10, 50, 100, 150, 200, 250の各メッシュの金網を数十枚積層し、冷却法によりマトリックス前後の流体温度を測定し、各メッシュについて平均熱伝達率を算出し、利用しやすいように、これをヌセルト数とレイノルズ数との関係式で表わした。

(1) 実験装置ならびに実験方法

熱伝達率の算出には、一様に加熱されたマトリックスを一様な低温流体で冷却し、マトリックス出口部における流体の温度挙動より求める冷却法、および一様な低温度をもつマトリックスを一様な高温流体で加熱し、流体の温度挙動より求める加熱法がある。本報では、高温空気を一様に保つことが難しいため、冷却法を用いた実験を行なった。

図1.7.3は熱伝達率を求めるための加熱部および冷却部を備えた実験装置である。ヒータには、4mm幅の帯状ニクロム線を格子状に編んだものを9セット重ね、約1.4KWの熱量を発生させ、吸入空気に熱を加えた。なお、加熱温度の調節には、流量コントロールバルブV4によりヒータを流れる空気の流量を調節することにより行なった。

マトリックス容器にはアクリル材を使用し、外部への熱の漏洩を防止した。冷却部における流速の調節にはV3の流量コントロールバルブにより行なった。流速の測定には、マトリックス入口前①、②において、ピト一管を用いて行ない、低流速域(2m/s以下)においては、流量コントロールバルブV1を閉じ、流量計を通過する流量をもとに流速を算出した。

実験方法としては、数十枚の金網を積層したマトリックスを、加熱部において予め一様な高温度(約100°C)に熱し、低温空気(約20°C)が前もって設定した速度で流れている冷却部にてのマトリックスを瞬時に押し込み、マトリックス前後の空気温度を測定した。温度測定にはC-C熱電対(Φ0.073)を使用し、マトリックス前後の空気温度の挙動を、冷接点、直流増幅器を介して電磁オシログラフに記録した。測定装置を含めた熱電対の応答時間は63%応答で0.01秒以内である。

(2) 整理方法

マトリックス出口部における空気温度の挙動を、熱伝達率を含んだ無次元数をパラメータとして求めた流体温度の挙動についての理論解析結果と比較し、熱伝達率を求めた。また、利用しやすいように、この熱伝達率をヌセルト数に換算し、レイノルズ数との関係式で表わした。

(a) 热伝達率； α_m

図1.7.4は後述する理論解析により求められた無次元時間と、マトリックス出口部(X=1)における無次元空気温度との関係を表わし、熱伝達率を含む無次元数 N_{tu} (平均熱単位数)をパラメータとして書かれている。図中の○印は測定結果の一例(50-36-20)である。このように、空気温度の測定結果と理論値を比較することにより N_{tu} の値が決定されると、平均熱伝達率 α_m は次式により計算される。

$$\alpha_m = \frac{N_{tu} \cdot m \cdot C_p}{S} \quad (1.7.9)$$

ここで、 m は空気の質量流量、 C_p は比熱、 S はマトリックスの伝熱面積である。

また、図中の $(\eta/\xi)_{x=1}$ は、マトリックスの質量をM、比熱をC_mとして次式により求められる。

$$(\eta/\xi)_{x=1} = \frac{\dot{m} C_p t}{M C_m}$$

(b) ヌセルト数；N_{ud}、レイノルズ数；R_{ed}

代表長さとして、流動損失と同様、目開き λ および線径d_mの二つが考えられるが、伝熱性能を表わす場合、金網の伝熱性能が、素線部における蓄熱作用に大きく影響を受けると考えられるので、本報告書では線径d_mのみを使用し整理した。整理式を述べると次のようになる。

$$N_{ud} = \frac{d_m \alpha_m}{\lambda_f} \quad (1.7.10)$$

$$R_{ed} = \frac{d_m \cdot u}{\nu} \quad (\text{ただし } u = \frac{u_0}{\beta}) \quad (1.7.11)$$

(3) 実験結果ならびに考察

図1.7.5は50メッシュ36線番の金網の積層枚数を20、40、80と変えたときの流速と熱伝達率との関係を示す。その結果、枚数の変化は熱伝達率にほとんど影響を与えないことがわかった。

図1.7.6は、積層枚数を40とし、50メッシュについて線番を35、36、38と変え、すなわちピッチ比をそれぞれ0.419、0.354、0.299と変化させ流速と熱伝達率との関係を求めたものである。その結果、ピッチ比を変えて熱伝達率に影響を与えないことがわかった。この結果より、以後の熱伝達率の測定は各メッシュについて、一つの線番のみを使用した。図1.7.7は10メッシュから250メッシュまでの6種類の金網について、40枚積層し求めた熱伝達率と流速との関係を示す。図1.7.8は、図1.7.7をもとに、流速をパラメータとして緻密度と熱伝達率との関係を示す。この結果、低流速域における熱伝達率はそれほど変化は認められないが、流速が速くなるにつれて、各メッシュとの差は著しく大きくなっている。また、緻密度の影響の場合についても同様である。

これは、流速が速くなるにつれて、また緻密度が高くなるにつれて、金網中の乱流の拡散作用の増加により、伝熱特性が増加し、その結果熱伝達率が増大していくと考えられる。

図1.7.9は、図1.7.7の流速と熱伝達率の関係より、整理式(1.7.10)、(1.7.11)を利用しヌセルト数とレイノルズ数を算出し、その関係を示した。最小二乗法を用いて、ヌセルト数とレイノルズ数の関係を整理すると、次式になる。

$$N_{ud} = 0.42 R_{ed}^{0.56} \quad (2 \leq R_{ed} \leq 400) \quad (1.7.12)$$

なお、図中に単独円柱まわりの実験式を破線で表わし、本実験式との比較を示した。同図より、低レイノルズ数においては、ヌセルト数は単独円柱のほうが大きく、レイノルズ数が高くなるにつれて、金網のほうが大きくなっていることがわかる。これは、金網の場合、低流速域において、素線重合部における流体の滞留作用により流体と素線との間での熱交換が阻害されていることを示している。また、流速が速くなるにつれて、円柱の場合、後縁部におけるはく離の影響により熱交換が悪くなるが、金網の場合、乱流の拡散作用の増大により、素線と流体との間の熱交換が大きくなると考えられる。

1.7.5 伝熱性能の理論的検討

再生器の重要な特性は、いかに温度効率を良くするかにかかっており、熱伝達率が非常に高く、熱容量が充分大きければ、その機能を果すと考えられがちである。ところが、熱伝達率には限りがあり、熱容量の増大とは相反して流動損失の影響が著しく大きくなることが良く知られている。そこで本項では、再生器の伝熱性能の限界を調べるため、温度効率と平均熱単位数、熱容量比との関係を求め、統いて金網素線部での不必要的蓄熱作用

(無効な蓄熱)をなくすため、素線中心部での温度挙動を求め、理論的に検討を加えた。

(1) 温度効率におよぼす、平均熱単位数と熱容量比の関係

再生器の温度効率と平均熱単位数、熱容量比の関係を求めるため、次のような簡略化した仮定を設けた。

- ① 半サイクルの一方向流れ。
- ② マトリックスには予め温度勾配がある。
- ③ 流体の熱容量は非常に小さい。
- ④ 質量流量は一定。
- ⑤ マトリックス内の熱伝導は、流れ方向ではなく、断面方向には無限大である。
- ⑥ 流体の物性値は一定。
- ⑦ 熱伝達率は一定。
- ⑧ 流入する流体温度は一定。

このような仮定をもとに、図1.7.10よりマトリックスと流体についてエネルギー式をたてると次のようになる。

(マトリックス)

$$MC_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = \alpha_m S (T_f - T_m) \quad (\text{ただし, } M = V \rho_m) \quad (1.7.13)$$

(流体)

$$\eta C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = \alpha_m \frac{S}{L} (T_m - T_f) \quad (1.7.14)$$

図1.7.11に示すように、マトリックスの初期温度分布を実線で示すように直線的に考えると、初期条件は次式で表わされる。

$$t = 0, \quad T_m = T_{mc} + \frac{T_{mh} - T_{mc}}{L} x \quad (1.7.15)$$

また、式(1.7.15)の初期温度分布をもつマトリックス中に、低温流体(温度 T_{fc})が入り、マトリックスより熱を受け取るとすると境界条件は次のようにになる。

$$x = 0, \quad T_f = T_{fc} \quad (1.7.16)$$

ここで、次に示す無次元数を用いて、(1.7.13)～(1.7.16)の各式を無次元化する。

$$\text{温度} : T_m^* = \frac{T_m - T_{fc}}{T_{mh} - T_{fc}}, \quad T_f^* = \frac{T_f - T_{fc}}{T_{mh} - T_{fc}}, \quad T_o^* = \frac{T_{mc} - T_{fc}}{T_{mh} - T_{fc}},$$

$$\text{平均熱単位数} : N_{tu} = \frac{\alpha_m S}{m C_p}, \quad \text{長さ} : X = \frac{x}{L}, \quad \xi = \frac{\alpha_m \cdot S}{m C_p t} X,$$

$$\text{時間} : \eta = \frac{\alpha_m \cdot S \cdot t}{M C_m}, \quad \text{熱容量比} : C_r = \frac{M C_m}{m C_p t}$$

無次元化した各式より、流体の温度挙動を表わす理論解を求めるところとなる。

$$T_f^* = \frac{1 - T_o^*}{N_{tu}} \left\{ \int_0^\eta (2 + \eta - z)^{-\xi} e^{-\xi z} \cdot I_0(2\sqrt{\xi z}) dz + e^{-\xi \eta} \cdot I_0(2\sqrt{\xi \eta}) + \xi - \eta - 1 \right\} \\ + T_o^* \left\{ 1 - e^{-\xi \eta} \cdot I_0(2\sqrt{\xi \eta}) - \int_0^\eta e^{-\xi z} \cdot I_0(2\sqrt{\xi z}) dz \right\} \quad (1.7.17)$$

ただし、 $I_0(Y)$ は第0次の変形ベッセル関数である。

式(1.7.17)をもとに、初期条件を変えた場合の流体の温度解を以下に示す。

(a) 初期温度分布が一様な場合(図1.7.12)

これは、1.7.4項にて使用した図1.7.4を求めるために必要な条件で次のように表わされる。

$$t = 0, \quad T_m = T_{mh} \quad (1.7.18)$$

上式は、 $T_0^* = 1$ を示しており、この結果を式(1.7.17)に代入すると、温度解は次のようにになる。

$$T_f^* = 1 - e^{-(\xi+\eta)} \cdot I_0(2\sqrt{\xi\eta}) - \int_0^{\eta} e^{-\xi z} \cdot I_0(2\sqrt{\xi z}) dz \quad (1.7.19)$$

マトリックス出口部における流体の温度挙動 $T_f^*|_{x=1}$ と無次元時間($\eta/\xi|_{x=1}$)との関係を求めるため、式(1.7.19)に $X=1$ を代入し、 $\xi|_{x=1} = N_{tu}$ をパラメータとして図1.7.4を作成した。

(b) マトリックス入口部における初期マトリックス温度が流入流体温度と同じ場合(図1.7.13)

これは、再生器性能を評価するため、マトリックス初期温度を図1.7.13のように、直線分布をしていると仮定した初期条件で、次のように表わされる。

$$t = 0, \quad T_m = T_{fc} + \frac{T_{mh} - T_{fc}}{L} x \quad (1.7.20)$$

上式は、 $T_0^* = 0$ を示しており、この結果を式(1.7.17)に代入すると、次式のように温度解が求まる。

$$T_f^* = \frac{1}{N_{tu}} \left\{ \int_0^{\eta} (2+\eta-z) e^{-(\xi+z)} I_0(2\sqrt{\xi z}) dz + e^{-(\xi+\eta)} I_0(2\sqrt{\xi\eta}) + \xi - \eta - 1 \right\} \quad (1.7.21)$$

この式をもとに、温度効率 $\epsilon = T_f^*|_{x=1}$ と定義し、 $\xi|_{x=1} = N_{tu}$ 、 $\eta = \frac{N_{tu}}{C_r}$ の関係式より、熱容量比 C_r を

パラメータとして、平均熱単位数 N_{tu} と温度効率 ϵ との関係を求めたのが図1.7.14である。

同図より、 $N_{tu} > 50$ 、 $C_r > 20$ であれば、温度効率にはあまり影響を与えないことがわかる。したがって、流動損失を少なくするためにも、 N_{tu} 、 C_r をこの限界値近傍で設計しても充分な伝熱性能を得ることが可能であると考えられる。

(2) 金網素線(極細円柱)内の温度挙動

マトリックス材として金網を使用した場合、蓄熱部が素線内であるため、この素線径が伝熱性能に大きな影響を与えることが考えられる。これは、素線径が大きすぎた場合、素線内での有効な蓄熱のほかに、無効な蓄熱作用を起させるため、伝熱性能が低下することを示している。また、素線径が小さすぎた場合、有効な蓄熱作用が生ずる面積が不足することから、積層枚数を多くしなければならず、その結果、流動損失が大きくなることも考えられる。したがって、マトリックス材に金網を選ぶとすれば、設計にあたった線径をもつメッシュの選択が重要となる。

そこで、本項では金網の素線径が、作動流体の流速、温度ならびに切り換え時間によりどのように変化するかを調べるために、素線を極細円柱と仮定し、円柱中心部($r = 0$)の温度挙動を、ビオ数およびフーリエ数との関係で整理し考察する。解析にあたり、問題を単純化するため、図1.7.15のように軸対称の2次元問題と考へると、基礎方程式は次式で与えられる。

$$\frac{\partial T_m}{\partial t} = k_m \left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T_m}{\partial r} \right) \quad (1.7.22)$$

初期条件としては、素線内部の温度分布を初め一様であると仮定し、その温度を基準温度とすると、

$$t = 0, \quad T_m = 0 \quad (1.7.23)$$

また、素線表面と流体との間の熱伝達率を α_m 、素線の熱伝導率を λ_m とすると、中心部 ($r = 0$) ならびに加熱面 ($r = r_0 = \frac{d_m}{2}$) における境界条件は、各々次式で与えられる。

$$\left(\lambda_m \cdot \frac{\partial T_m}{\partial r} \right)_{r=0} = 0, \quad \left(\lambda_m \cdot \frac{\partial T_m}{\partial r} \right)_{r=r_0} = \alpha_m (T_{fm} - T_{r=r_0}) \quad (1.7.24)$$

ここで、次の無次元数を用いて、(1.7.22)、(1.7.23)、(1.7.24)の各式を解く。

$$\text{ビオ数; } Bi = \frac{\alpha_m \cdot r_0}{\lambda_m}, \quad \text{フーリエ数; } Fo = \frac{k_m t}{r_0^2},$$

$$\text{半径; } R = \frac{r}{r_0}, \quad (\text{ただし } r_0 = \frac{d_m}{2}) \quad (1.7.25)$$

その結果、次のように温度解が求まる。

$$\frac{T_m}{T_{fm}} = 1 - \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2 Bi \cdot J_0(R \cdot x_j) \cdot e^{-x_j^2 Fo}}{x_n \{ Bi \cdot J_1(x_j) + x_n \cdot J_0(x_j) \}} \quad (1.7.26)$$

ただし、 $J_\nu(Y)$ は第 ν 次第 1 種のベッセル関数である。また、 x_j は次式の正根である。 $(j = 1, 2, 3)$

$$Bi \cdot J_0(x) - x \cdot J_1(x) = 0 \quad (1.7.27)$$

したがって、素線中心部 ($R = 0$) における温度挙動は次式で表わされる。

$$\left(\frac{T_m}{T_{fm}} \right)_{R=0} = 1 - \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2 Bi \cdot e^{-x_j^2 Fo}}{x_n \{ Bi \cdot J_1(x_j) + x_n \cdot J_0(x_j) \}} \quad (1.7.28)$$

図 1.7.16 にビオ数 Bi 、フーリエ数 Fo を変えたときの素線中心温度の変化を示す。設計にさいして、図 1.7.16 より線径を選ぶ場合には、素線内での蓄熱作用が充分に有効な働きを持つよう、再生器の使用条件（機関の平均有効圧、回転数、作動流体の質量流量、温度）をもとに、式 (1.7.25) を用い、 Bi 、 Fo を算出し素線中心温度が 1.0 近傍にくるようにするとよい。

1.7.6 マトリックス材としての金網の選択法

マトリックス材として金網を使用する場合、伝熱性能の向上と流動損失の低減が設計の重要なポイントである。しかし、両者は全く相反するものである。そこで、設計に際してまず始めに機関性能にもっとも大きく影響を与える伝熱性能をとりあげ、充分な伝熱性能を与えた上で、流動損失を極力小さくすることが良いと考えられる。この考えをもとに金網の選択法の手順を表わしたのが図 1.7.17 の流れ図である。

同図では、予め使用条件（機関の設計条件）をもとに、マトリックスを通過する作動流体の平均流速、温度ならびに通過時間（半サイクル）を求める。続いて使用金網の線径を決めるため、設定した線径をもとに Bi 、 Fo を算出し、その線径の可否を決定する。その後、積層枚数を決定するため温度効率 ϵ を 0.95 近傍に設定した上で、 Ntu 、 Cr を算出し流動損失があまり大きくならないように調節することにより使用金網のメッシュ、積層枚数が決定できる。

1.7.7 実験機での再生器性能の評価

本節では、前節において定義した金網選択法の有効性を調べるために、図 1.7.18 に示す試作機を使用し、再生器マトリックスに 50, 100, 150, 250 メッシュの 4 種類の金網を挿入し、各金網の伝熱および流動損失特性が機関性能にどのような影響を与えるかを調べた。

(1) 供試機関ならびに実験方法

図 1.7.18 に示すように、使用した供試機関は V 型スターリング機関である。供試機関は膨張側シリンダ、ヒータ、再生器、クーラ、および圧縮側シリンダより成る。各要目を表 1.7.2 に示す。

両シリンダの行程容積は 248.87 cm³ である。ヒータはステンレス管 (SUS 304 L, 内径 $\phi 5$, 外径 $\phi 6$,

平均長さ 727) 25本よりなり、加熱はプロパンガスバーナにより、ヒータ下部より与えた。クーラは銅管(内径 ϕ 4.1, 外径 ϕ 4.7, 長さ 212) 31本より水道水により冷却した。

再生器($H \times B \times L = 24 \times 86 \times 55$)は、マトリックス材としてステンレス製金網を使用し、R 1～R 4 の各メッシュについて実験を行なった。表 1.7.3 に使用した金網の積層枚数、伝熱面積ならびに熱容量を表わす。

実験装置に付した記号は、温度および圧力の計測位置を示す。圧力測定には歪ゲージ式圧力変換器(P 1, P 4), 小型半導体式圧力変換器(P 2, P 3)を使用し、それぞれを上死点、下死点とともに、直流増幅器を介して電磁オシログラフに記録した。

温度測定には、シース径 ϕ 1 の C-A 熱電対(T 1～T 4)を使用し、冷接点を介して自動平衡型多点ペン書きオシログラフによりサイクル平均温度を記録した。

また、軸出力の測定には交流式電気動力計を使用した。

実験のさいには、作動流体として、封入圧力約 1.37 MPa (14 kg/cm²) の窒素ガスを用い、R 1～R 4 の各再生器について温度比 τ を変え、自立運転により得られたデータを記録した。

(2) 実験結果ならびに考察

図 1.7.19 は、4 種の再生器の中でもっとも良い軸出力(67W)の得られた R 2 のマトリックスを使用したときの P, V 値を示し、シュミット理論との比較を示している。両シリンダ内の P-V 線図も傾向は理論値と一致するが、最高、最低圧のずれが大きい。これはおもに、流体の流動抵抗、非等温変化ならびに、ピストンリングからの漏れなどに起因するものと考えられる。

図 1.7.20 には、各マトリックスに対し、温度比 τ ($= T_H / T_C$) を変えたときの図示出力 P_i の変化を表わしている。同図より、温度比 τ を一定にした場合、R 2 の出力が一番大きく、続いて、R 1, R 3, R 4 の順になっており、温度比 τ が高くなるにつれて、その差は大きくなっている。そこで、この理由について以下に考察する。

いま、実験機において使用した各マトリックスの性能が機関出力に与える影響を調べるために、温度比 τ を 2.4 ($T_H = 683$ K, $T_C = 283$ K), 平均有効圧 P_{m0} を 1.76 MPa (18 kg/cm²), 回転数を 400 rpm と設定し、前節で述べた方法により素線中心温度、熱容量比、平均熱単位数、温度効率、ならびに圧力損失を求め表 1.7.4 にその値を示した。なお、圧力損失ならびに平均熱単位数を算出するにあたり必要な摩擦係数とスセルト数は実験式(1.7.8), (1.7.12)を使用した。

表 1.7.4 より、各マトリックスとも、温度効率 ϵ はほぼ同じであるが、素線中心温度、ならびに圧力損失に違いのあることがわかる。そこで、この二つの問題(素線中心温度、圧力損失)を取り上げ、両者が本実験機に与えた影響を考察する。

表より、素線の有効蓄熱面積を考えると、R 2, R 3 は充分であるが、R 1 には、無効な面積があり、無効な蓄熱作用が生じることが考えられる。また、R 4 は有効蓄熱面積が足りないことを示しているが、熱容量比が充分であることから、伝熱性能にはあまり影響を与えないと思われる。

さらに、圧力損失を考えると、R 1 がもっとも小さく、R 2, R 3, R 4 の順になっているが、R 3, R 4 は、R 1, R 2 と較べて著しく大きな差があるため機関出力に大きな影響を与えていていると考えられる。

このようにして、素線の有効蓄熱面積、温度効率および圧力損失より再生器性能を検討すると、圧力損失が小さく、有効蓄熱面積、温度効率の充分な R 2 のマトリックスが一番良いことがわかる。続いて、圧力損失が最も小さく、温度効率は充分であるが無効蓄熱面積のある R 1 の性能が良く、有効蓄熱面積、温度効率は充分であるが圧力損失の大きい R 3, R 4 の順になっている。

これは、図 1.7.20 に示した、マトリックスと図示出力との関係と一致しており、機関性能に及ぼす再生器特

性の影響がいかに重要かを示すものである。

以上の結果より、再生器性能は温度効率が充分高ければ、圧力損失の大小により大きく左右されると考えられる。しかし、圧力損失の増大は、素線の線径を有効な蓄熱面積を有するように選ぶことにより解決できる問題である。

つまり、マトリックスR 4のように蓄熱面積が不足している場合、枚数を増加させることによってのみ、温度効率を増加させることが可能である。これは、図1.7.20のN_{tu}とεの関係からも理解できる。図1.7.21は、熱容量C_r = 30を例に挙げ、流動損失と温度効率の関係を示したものである。同図より、温度効率をわずかでも高くするために、N_{tu}を増加させることは、それとは逆に流動損失を著しく増大させてしまうことを示している。

したがって、マトリックス材として金網を選ぶ場合、1.7.6項の図1.7.17に示したように、まず有効な蓄熱面積を有するように線径d_mを選び、温度効率が充分高くなるように積層枚数を決めるこにより、流動損失の少ない適正なマトリックス材を選択可能である。

1.7.8 あとがき

これまでの研究の実施により得られた成果をまとめると、次のようなになる。

(1) 流動損失

実機における流動損失を調べるには、代表長さとして線径d_mを選び、非定常流試験により得られた摩擦係数を表わす次の実験式を使用すると良い。

$$f = 82.8 \text{ Red}^{-1.2} \quad (10 \leq \text{Red} \leq 500)$$

(2) 伝熱性能

(ア) ヌセルト数とレイノルズ数との関係を表わす次の実験式を得た。

$$Nu_d = 0.42 \text{ Red}^{0.56} \quad (2 \leq \text{Red} \leq 400)$$

(イ) 金網素線内部における蓄熱面積が伝熱性能に大きな影響を与え、蓄熱面積が多い場合には無効蓄熱部となり、少い場合には、有効蓄熱面積が不足することがわかった。

(ウ) (イ)より、有効な蓄熱面積をもつように線径d_mを選ばなければ、伝熱性能を向上させるため、積層枚数を多くする必要があり、その結果、流動損失が急激に増加することがわかった。

(3) 金網の選択法

実験機関の性能評価より次のようなことがわかった。

マトリックス材として金網を使用する場合、まず始めに線径d_mを定め、充分な温度効率をもつように積層枚数を決めると、流動損失が小さく、伝熱性能の良い金網の選択が可能である。

参考文献

- (1) 日本造船研究協会；研究資料No.328，(昭和55-3)，25
- (2) 日本機械学会；伝熱工学資料，改訂第3版 (昭和51-1)，36

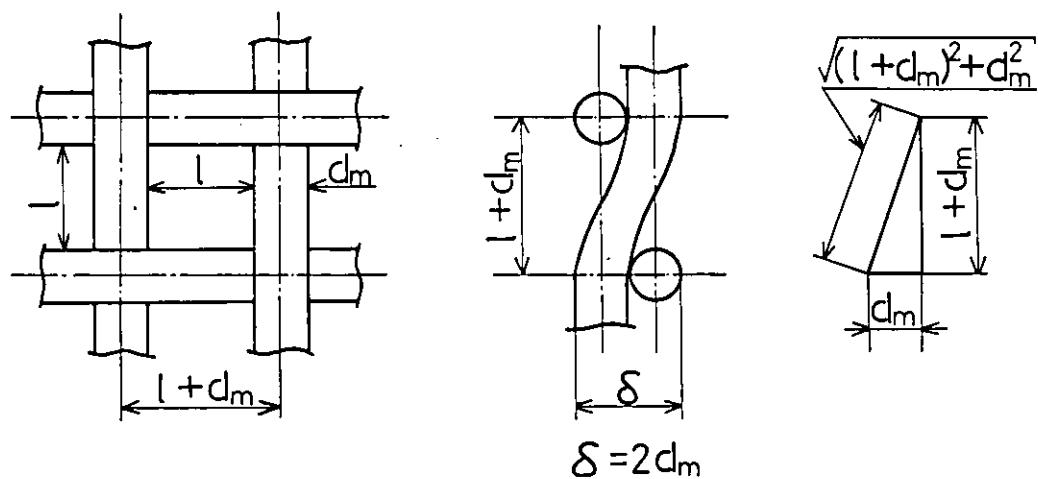


図 1.7.1 金網の検査体積

表 1.7.1 供試金網の幾何学的形状値

メッシュ 線番	ピッチ P(mm)	線径 dm(mm)	目開き l(mm)	空隙率 φ	緻密度 $\sigma(\frac{mm^2}{mm^3})$	開口比 β	ピッチ比 P_r	材質
10	25	2.54	0.508	2.032	0.840	1.14	0.640	0.200 sus27
50	35	0.508	0.213	0.295	0.643	5.41	0.337	0.419 Cu
	36		0.180	0.328	0.705	5.47	0.417	0.354 sus27
	38		0.152	0.356	0.755	5.53	0.491	0.299 "
	100	4.2	0.254	0.101	0.153	10.85	0.363	0.398 "
150	4.6	0.169	0.061	0.108	0.699	16.41	0.408	0.361 "
200	4.7	0.127	0.050	0.077	0.668	21.72	0.368	0.394 "
250	4.8	0.101	0.040	0.061	0.665	27.30	0.365	0.396 "

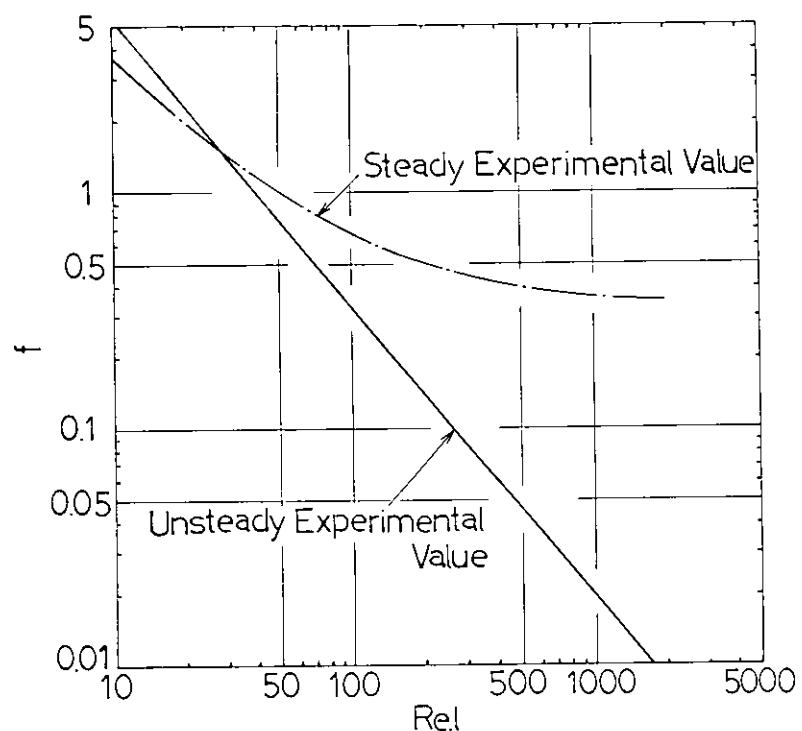


図 1.7.2 定常値と非定常値の比較

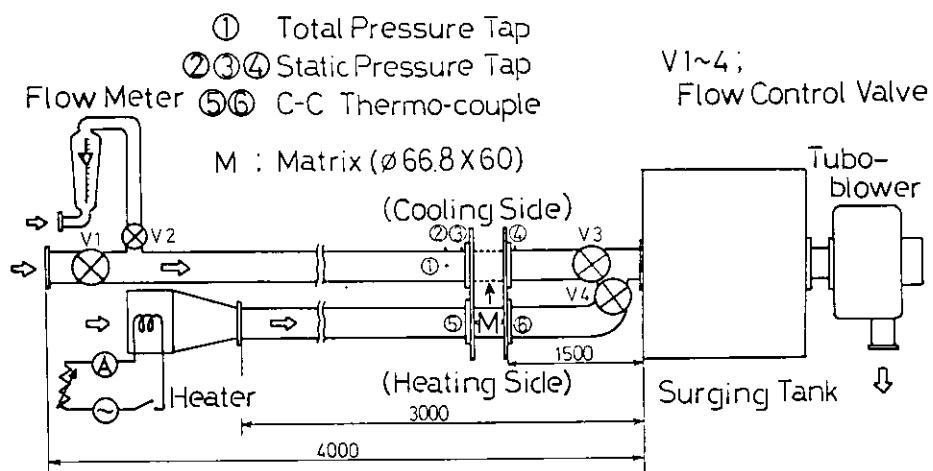


図 1.7.3 実験装置

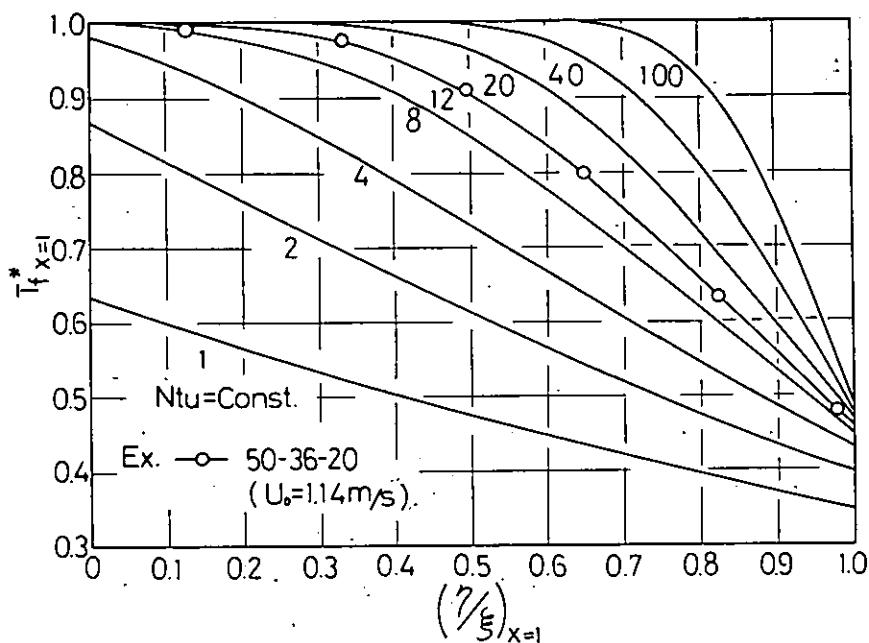


図 1.7.4 平均熱単位数を一定とした場合の
流体温度の変化

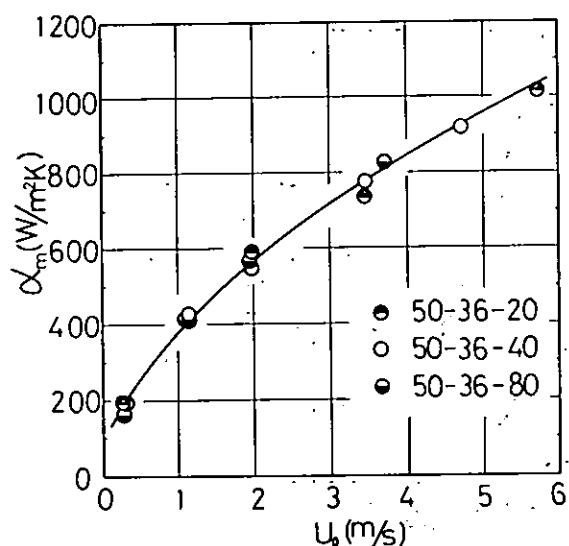


図 1.7.5 枚数の変化と熱伝達率

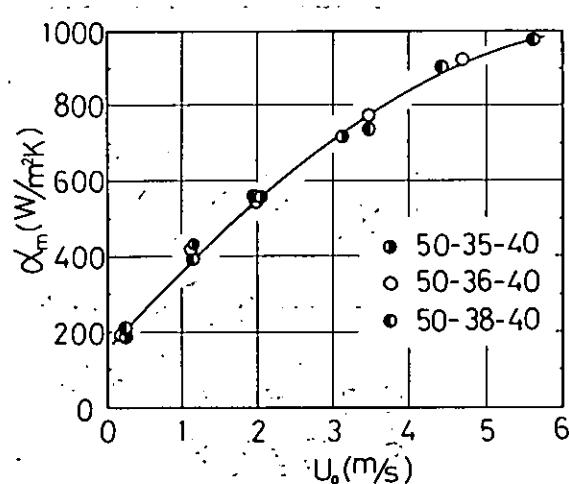


図 1.7.6 線番(ピッチ比)の変化と熱伝達率

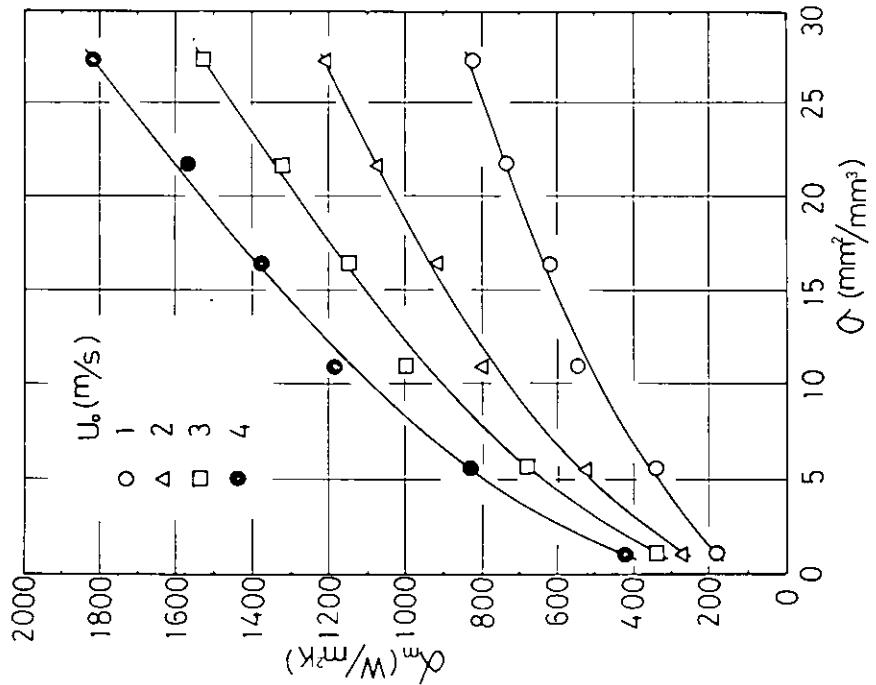


図1.7.8 流速をパラメータとしたときの
熱伝達率と熱伝達率の関係

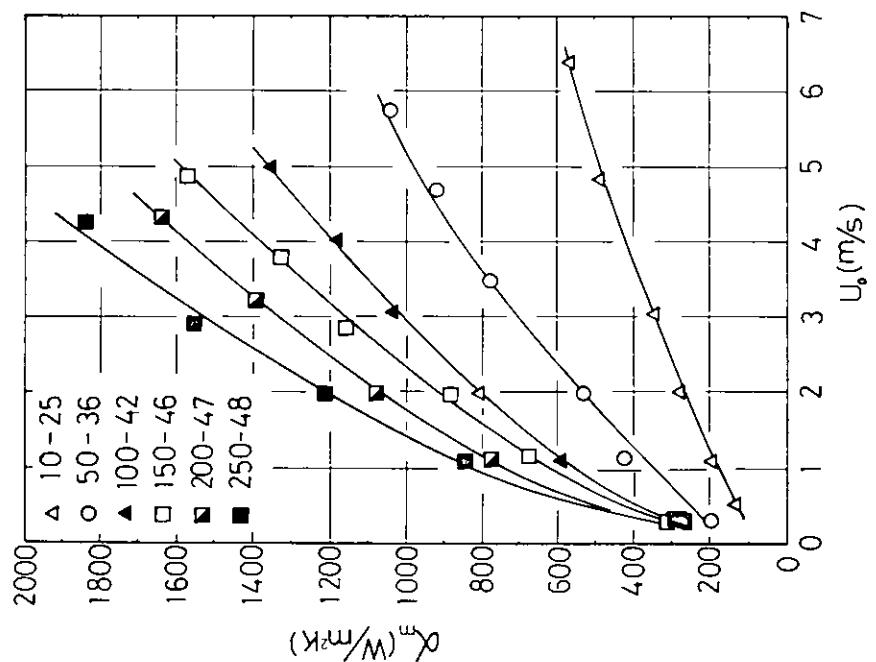


図1.7.7 メッシュをえたときの熱伝達率

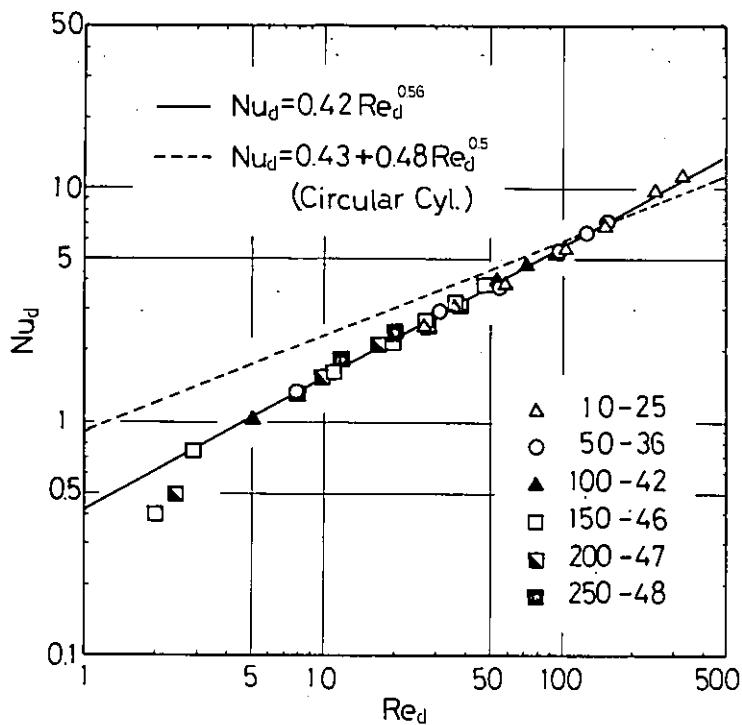


図 1.7.9 レイノルズ数とヌセルト数の関係

$$\dot{m} C_p \bar{T}_f \rightarrow \alpha_m \frac{S}{L} (T_m - T_f) dx \rightarrow \dot{m} C_p \left(\bar{T}_f + \frac{\partial \bar{T}_f}{\partial x} dx \right)$$

Matrix

$$dx$$

$$-C_m \rho_m \frac{V}{L} \frac{\partial T_m}{\partial t} dx$$

図 1.7.10 マトリックスと流体との熱交換

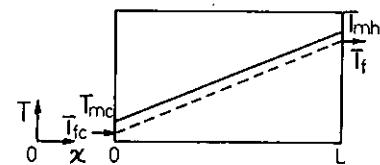


図 1.7.11 座標系と温度分布

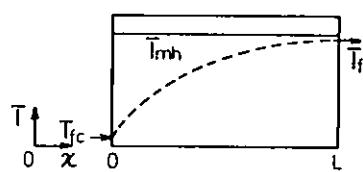


図 1.7.12 温度分布

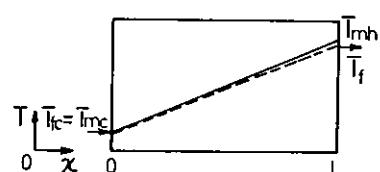


図 1.7.13 温度分布

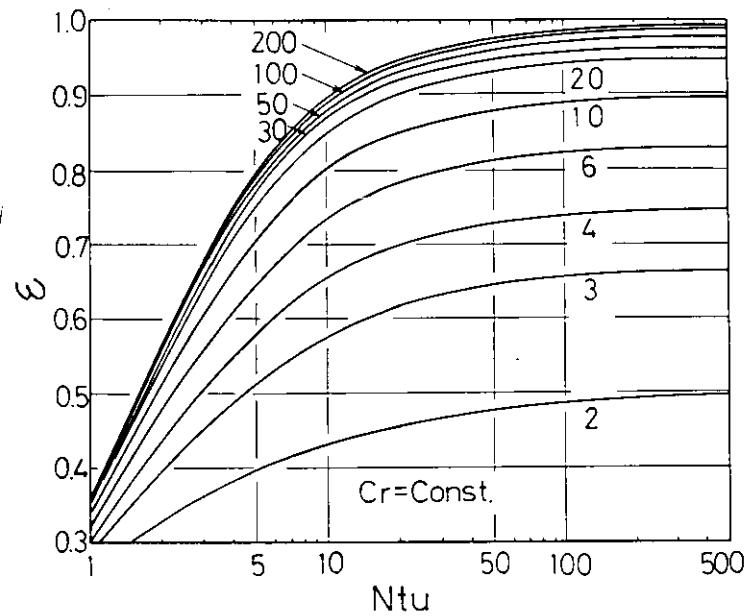


図1.7.14 C_r , N_{tu} が温度効率に及ぼす影響

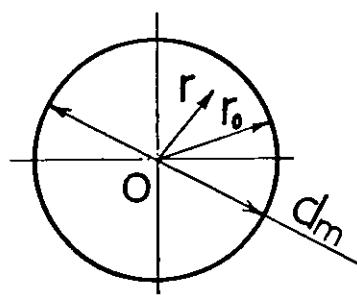
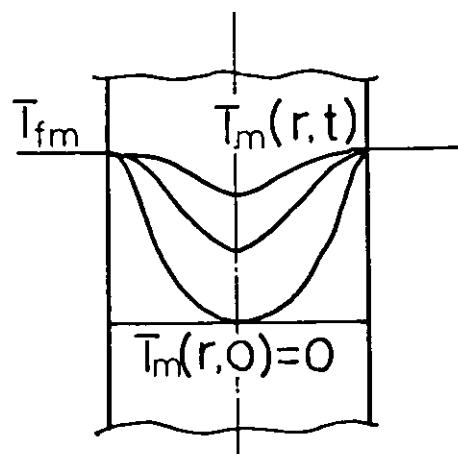


図1.7.15 座標系

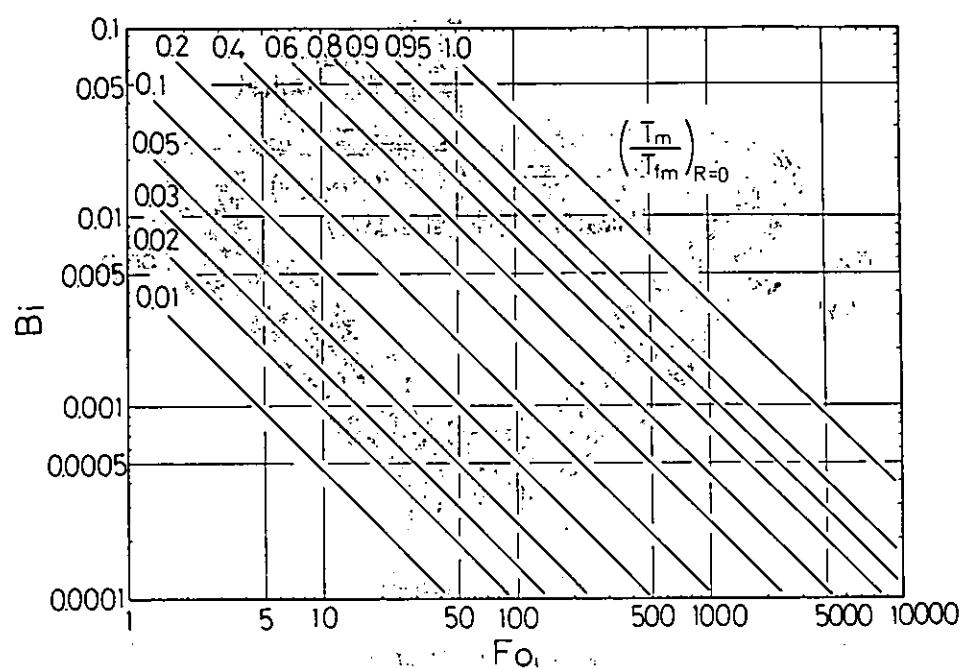


図 1.7.16 素線中心温度をパラメータとしたときの B_i , F_o の関係

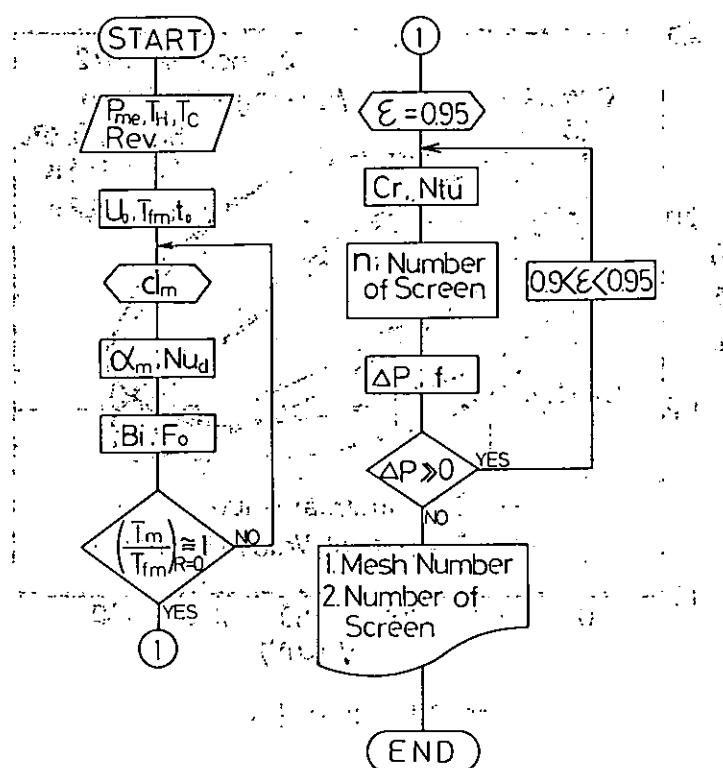


図 1.7.17 金網の選択法の流れ図

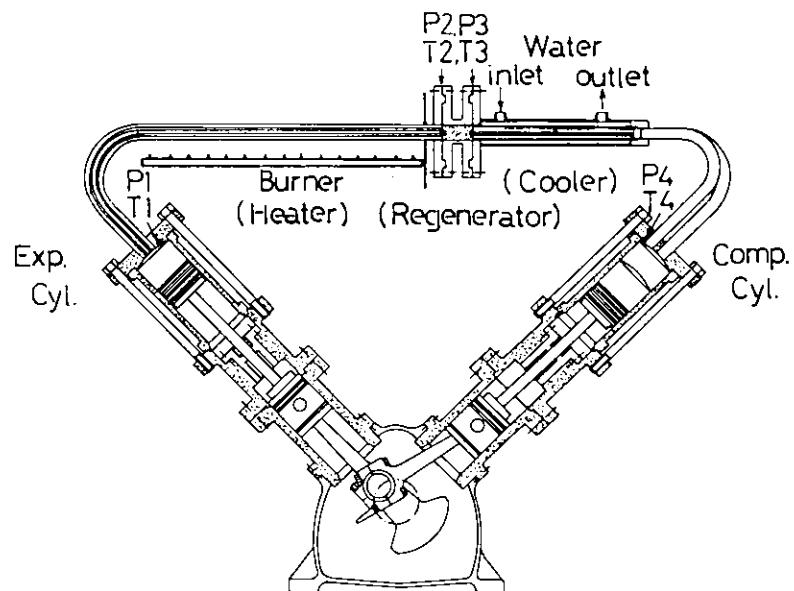


図 1.7.18 供試機関

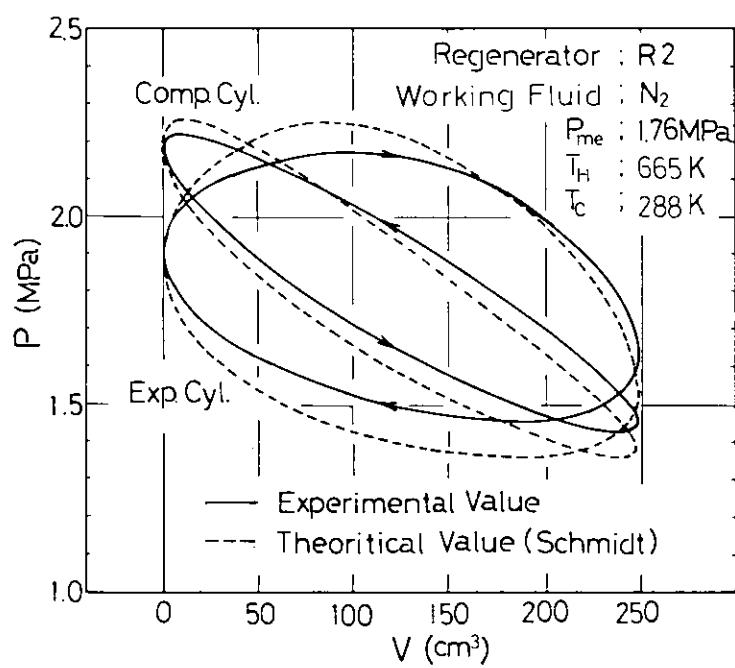


図 1.7.19 P-V 線図

表 1.7.2 機関仕様

ボア×ストローク	65×75
シリンダ配列	2 → 90 V型
死容積比	2.54
行程容積比	1
作動流体	N_2
燃料	プロパン

表 1.7.3 再生器仕様

	金 純	n	S (m ²)	C (J/K)
R1	50-36	150	0.61	0.130
R2	100-42	203	0.92	0.113
R3	150-46	322	1.33	0.096
R4	250-48	461	2.08	0.100

表 1.7.4 再生器性能

	$(T_{reg}/T_{in})_{R_i}$	Cr	Ntu	ϵ	ΔP (kPa)
R1	0.75	40	44	0.95	2.35
R2	0.96	35	93	0.955	7.16
R3	1	30	156	0.96	18.9
R4	>1	31	313	0.96	49.4

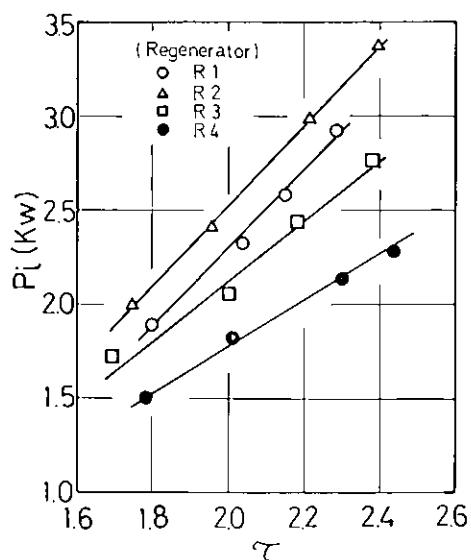


図 1.7.20 温度比を変えたときのマトリックスと出力との関係

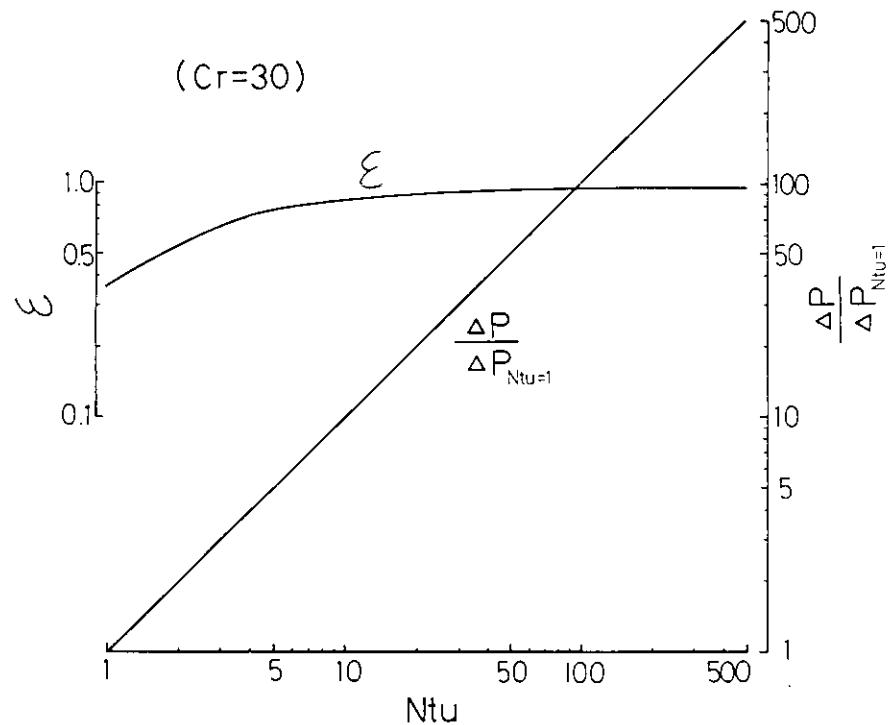


図 1.7.21 平均熱単位数と温度効率、
圧力損失との関係

1.8 制御シミュレーション

1.8.1 まえがき

これまで、制御シミュレーションの基礎となるスターリング機関の動特性を表わすシミュレーションを作りその計算結果を報告した。¹⁾

本報では動特性のシミュレーションを更に発展させ、スターリング機関の出力を制御するシミュレーションを作ったのでそれについて報告する。

一般に、内燃機関ではシリンダ内に存在する燃料の量を増減することによって出力の制御を行っているが、外燃機関であるスターリング機関では燃料の量を増減しただけでは、材料の面からヒーター管の温度に上限があることと、ヒーター管の熱容量のために出力の応答がおそくなることなどから、出力の制御は主に内部の作動流体の圧力や圧縮比を変えることにより行われていることが多い。

作動流体の圧力を加減して出力を制御する方法は、現在スターリング機関の出力制御に広く採用されている。この方法は出力上昇の時には高圧タンクからシリンダ内にガスを供給するだけなので迅速に行うことができる。一方出力を降下させる時には比較的容積の大きい空のタンクを持つことができれば迅速に制御できるが、実際に比容積が大きくなることなどから制限があり、低圧タンクから高圧タンクへとガスを移送するポンプや短絡弁を同時に併用する場合が多く、補機の消費する動力が増える等の欠点を有する。

一方圧縮比を変える方法には、制御用の死容積を必要に応じて付加して出力を制御する方法等がある。初期にはユナイテッドスターリング社等で検討されたが、比容積が大きくなることや操作が複雑になること、弁機構などの信頼性などから採用されなかった。圧縮比を変えるもう一つの方法で、最近フィリップス社で研究されているものに、ダブルアクティングのピストン行程を斜板（スワッシュプレート）の角度を変えて行う方法がある。油圧で角度の制御を行うが、機構が簡単で故障の少いものになれば有望と思われる。

本報では一般に採用されている方法、すなわち作動流体の圧力を加減して出力を制御しヒータ壁温度は材料の許容限度内で一定にする方法を採用した。

本報の計算に使用した電子計算機は主に船舶技術研究所に設置してあるFACOM M-180 II ADである。

1.8.2 出力制御方法

前述したようにスターリング機関の出力制御は、軸出力 P_{Se} と機関回転数 N 、そしてヒータ壁温度 T_w を所定の値にすることにある。本報では船用主機特性 ($P_S \propto N^3$) を採用しているので、出力は機関回転数とヒータ壁温を制御すれば良い。機関回転数 N は作動流体圧力 p と作動流体の温度によって定まり、ヒータ壁温 T_w は燃焼ガスからヒータ壁に入ってくる熱量と作動流体に持ち去られる熱量の差によって決定される。これまでの動特性のシミュレーション結果からみると T_w がそう大きく変わらない時は N は p によってほぼ支配され、 T_w は燃焼ガス温度 T_g に主に支配される。

p は、各作動空間のガス温度が大きく変わらない時は、系内にある作動流体の総重量 W_{tot} によって決定され、今回のシミュレーションでは、 N の制御の主要因としてこの W_{tot} を増減させる方法をとった。この W_{tot} は前述したごとく p に影響を与えるから機関の安全上無制限に W_{tot} を増加させることはできず、最終的には W_{tot} に上限値 W_{totmax} と下限値 W_{totmin} を設定した。

T_w はヒータ壁に入ってくる熱量によって制御した。始めの間は T_g を加減して T_w を制御した。すなわち燃焼ガスの輻射率、対流熱伝達率はある値一定として T_g のみを変化させた。しかし実際問題として、 T_g 自体は空燃比や燃焼室周囲の壁温等によって決定され、空燃比一定の下で燃料を増減してもそう大きく異なるとは考えられず、後半において T_g を加減する方法はそのままとして、燃焼ガスの輻射率と、対流熱伝達率 h_{wo} を出力すなわち N^3 に比例するとして与えた。

これらNやTwの制御のためのセンサーは勿論機関回転数Nやヒータ壁温Twであるがそれらの値をおのおのの設定値ANSSET, TWSETと比較しその差をとって制御量の目安とした。

図1.8.1には制御シミュレーションの全体的なフローシートを示した。図中の(1)の一部と(5)の一部を除けば、前報で述べた動特性シミュレーションプログラムと同等のものとなり、計算間隔は同じくクランク角1度毎である。

図1.8.2は制御部のフローシートの概略である。TgあるいはWtotの制御量は図中の方程式に従うが、制御方法はこのままでなく、NあるいはTwの値がそれぞれの設定値ANSSET, TWSETの上、下にあるか、あるいはN, Twの変化の方向などを判断して制御している。

この制御は1サイクル毎に行われ、Tw, Nはそれぞれのサイクルの初め(クランク角=0)の値をとっており、Tg, Wtotの1サイクル間の変化量はそれぞれ、

$$\Delta T_g = T_g \times TWR \times TWFACT$$

$$\Delta W_{tot} = W_{tot} \times ANR \times ANFACT$$

である。本シミュレーションではTWFACT=1.0, ANFACTは0.05~1の間の値を与えて検討した。

1.8.3 シミュレーション結果

図1.8.3~1.8.10までに制御シミュレーションの計算結果を示した。

(1) 基礎計算

- 図1.8.3はWtotをステップ状($W_{tot} = 70 \rightarrow 120 \text{ gr}$)に変え、Nが一たんANSSETを越えた時点からWtotの制御を始めた場合の図である。Wtotあるいはpにやゝ大きな振巾がみられるが、回転数は設定回転数の約2.7%上昇しただけで、約15秒後に整定している。この場合Twの制御はしていないが、回転数の整定は比較的迅速であることが分った。
- 図1.8.4~1.8.6はTwの制御に関して計算した結果である。いずれもANFACT=1.0と前図と同じである。

図1.8.4中、実線はTWFACT=1.0の場合、破線はTWFACT=0.5の場合で、制御始めは図1.8.3と同じである。

TWFACT=1.0ではTgの振巾が600~1800°Cと大きく、Twも振巾の大きい減衰の小さい振動となっており、一方TWFACT=0.5でもTgの振巾は900~1350°Cと小さくなっているが、Twは周期が長く、やはり振巾が大きい減衰の小さい振動となって、どちらの場合もTwの整定状態は悪い。

TWFACTの値をさらに小さくしてゆけばTgの変化も小さくなり、Twの整定状態も良くなると考えられるが、整定時間の確認は30秒以上となり、ここでは計算時間の関係上、TWFACTをさらに小さくして検討することはしていない。

図1.8.5(図中実線は前図実線と同じ値)で破線はTgの調節をTwがTWSET+25°C以上あるいはTWSET-25°C以下の場合に行った結果である。Twの整定は前2ケースの場合と同様で、改善はみられない。

次に、Twの値がTWSETの上か下か(TWRが正か負か)の判断と、さらにTwの時間的变化($\Delta Tw / \Delta t$)が正か負かの判断ができるようにプログラムを修正した。そして $TWR > 0$ で $\Delta Tw / \Delta t < 0$ の場合と $TWR < 0$ で $\Delta Tw / \Delta t > 0$ の場合にはTgに変化を与えず、 $TWR > 0$ で $\Delta Tw / \Delta t > 0$ の場合と、 $TWR < 0$ で $\Delta Tw / \Delta t < 0$ の場合にTgを制御式に沿って変化させるようにした。

結果は図1.8.6の実線で示し、破線は図1.8.4の実線と同じものを比較のために併示した。これをみると、Twが1回TWSETを横切るとTgの制御が働き、ある時間経過してTwの方向がTWSETに向うと、Tg

を制御しないで約30秒後にT W S E Tに整定する結果が得られた。また、Twの設定温度までの範囲が50°C位では、Tgの1回の制御だけで約10秒後にT W S E T ± 5°Cの範囲にTwが入ってくることが分った。

以上の結果から、N、Twの制御は、ANFAC、TWFACTを適当な値にして、いくつかの制御条件をつければ、WtotやTgの制御量を図1.8.2の方程式に従って動かすことにより、迅速に行えることが分かり、以下いくつかの応用的計算を行った。

(2) 応用計算

ここでは前節で得られたシミュレーションを使用し、計算時間を長くとって、その間にANSSETをいくつか設定してTg、Tw、Wtot、p、Nの変動状態を調べた。

(a) 図1.8.7はWtotに上下限(Wtotmax = 130 gr, Wtotmin = 40 gr)を設けた場合(破線)とそれを設けない場合(実線)の比較である。どちらもTWFACT = 1.0, ANFAC = 1.0である。

Wtotに上下限を設けない場合には、作動流体充填速度が非常に大きいため、初期には系内圧力は230 kg/cm²にも達し、回転数は最高830 rpmにも達する。ANSSETを750 → 500 rpmにすると、ある時期系内圧力がほとんど0に近い値となり、回転数は315 rpmとANSSETより185 rpmも低く、次の片振巾で圧力は175 kg/cm²、回転数もANSSETより約100 rpmも高い大きな減衰振動となる。

この状態では実際の場合に適用不可能であるので、Wtotに上限を設定し、同じANFAC = 1.0で計算した。結果は破線で示した様に、Wtot, p, Nの整定状態は大きく改善された。

Twはどちらの場合も整定は早く(実線の場合は初期温度を800°C、破線の場合は700°Cと設定した)、Tgの変動回数も少ない。実線の場合、ANSSET = 500 rpmの時、Tgに破線と差が大きくみられるが、これは実線の場合にε, hwoを一定としたのに対し、破線ではε, hwoが出力に比例すると仮定したからである。ε, hwoはそれぞれ次式で与えた。

$$\epsilon = \epsilon_0 \times (N/N_0)^3$$

$$hwo = hwo_0 \times (N/N_0)^3$$

ここで、ε₀ = 0.4, hwo₀ = 200 kcal/m³ hr deg, N₀ = 720 rpmとした。

上式でε, hwoを与えるとTgの変動は少ない。

(b) 図1.8.8はWtotに上下限を設けず、ANFACを0.1(実線)と0.05(破線)にした時の比較を示した。ANFAC = 0.1でもpに大きな初期ピーク(オーバーシュート)がみられ、ANFAC = 0.05にするとNの整定はやゝおそくなるものの、pに大きなオーバーシュートはない。また、ANSSETを750 → 500 rpmにすると、ANFAC = 0.1では大きなオーバーシュートがあるのに対し、ANFAC = 0.05では余りない。上述のような制御では、Twの整定がやゝおそくなるが、ANFAC = 0.05程度で作動流体を充填(あるいは抽出)した方が良いと言える。

充填速度Gwは次式で与えられる。

$$Gw = -W_{tot} \times ANR \times ANFAC \times N / 60$$

例としてGwを求めてみると、ANFAC = 0.05の時、ANSSETを600 → 750 rpmとした時あるいは750 → 500 rpmに変えた時、それぞれ、

$$Gw = 7.5 \text{ g/sec}$$

$$Gw = -35 \text{ g/sec}$$

となる。

(c) 図1.8.9はWtotに上下限を設け、ANFAC = 0.1, TWFACT = 1.0の時、ANSSETを600 → 750 → 600 → 500 rpmと変化させて計算した結果を示した。計算時間の都合上、ANSSET = 750 rpmではTwがま

だ整定していないうちに 650 rpm に下げているが、回転数 N はいずれも 10 ~ 15 秒で整定している。

T_w は一たん TWSET に近づくと、回転数が大きく変動してもそう大きくは変わらないと言うことを示している。

以上、図 1.8.7 ~ 1.8.9 までに ANSET, TWSET を任意の時間に変えて、回転数、ヒータ壁温の整定状態、 T_g , W_{tot} , p の変動状態を示した。 T_g , W_{tot} を自動的に変えて N, T_w を制御する場合には、 T_g はそれ程でもないが、 W_{tot} の変化量を多くすると N が大きな振動状態を示し、 W_{tot} に上下限を設けないと圧力が安全限度を越すことがある。実際には安全弁を設けるであろうが、船用主機特性の場合には W_{tot} の充填速度はある程度以下であるのが良い。

1.8.4 機関出力と平均圧力、ヒータ壁温の関係

これまで開発されたシミュレーションを使用して、各負荷における作動流体平均圧力とヒータ壁温を計算し、結果を図 1.8.10 に示した。本計算は船用特性を専用してあるので、出力は機関回転数の三乗に比例するとして示した。

壁温一定の場合、平均圧力は回転数のほぼ二乗に比例する曲線で近似されていることが分る。

ショミットサイクルでは、各部の流体温度が一定の時は、1 サイクルの仕事 W は平均圧力 p に比例する ($W \propto p$) 一方、出力は回転数と仕事の積に比例し、($P_S \propto W \cdot N$)、従って出力は回転数と圧力の積に比例 ($P_S \propto p \cdot N$) する。船用特性運転 ($P_S \propto N^3$) であるから、結局圧力は回転数の二乗に比例 ($p \propto N^2$) することになる。

本シミュレーションでは、ヒータと膨張室内の温度変化を、エネルギーの式と連続の式で解いているのみで、作動流体の流動抵抗を無視しているため、圧力がほぼ回転数の二乗に比例すると言う結果が得られたもので、流動抵抗を考慮すれば、回転数の二乗に比例する線より更に外れてくることが予想される。

1.8.5 今後に残された問題点

本シミュレーションはいくつかの仮定の上に成り立っている。

それらの主なるものは、1) 系を膨張室、ヒータ、再生器、クーラそして圧縮室の 5 室に分け、それぞれの室で温度は一様とした、2) 流動抵抗による圧力降下を無視した、3) クーラ、圧縮室内では作動流体の温度は一定である、4) 輻射率、管外熱伝達率は出力に比例する、等であるが、その他制御に関しては、5) 系内作動流体総重量を図 1.8.2 のごとく仮定した、6) 燃焼ガス温度を同じく図 1.8.2 のごとく仮定した、等である。

本制御シミュレーションは計算したのみで、実験結果と比較していない。上記の仮定に対して生ずる問題点については実験結果と比較しながら検討するのが良いと思われる。特に燃焼ガス温度を調整してヒータ壁温を制御しているが、実際には燃料の量を増減して入熱量を調整するのであり、これらの関係は実験結果と比較し検討する必要がある。

なお、本シミュレーションは位相角が 90 度の単動 2 シリンダスターリング機関をそのモデルとしたが、これを複動 4 シリンダ機関に適用できるよう発展させることが望ましいと考える。

参考文献

- (1) 日本造船研究協会報告書；スターリング機関に関する研究、昭和 55 年 3 月、P 38 ~ 47

MAIN PROGRAM

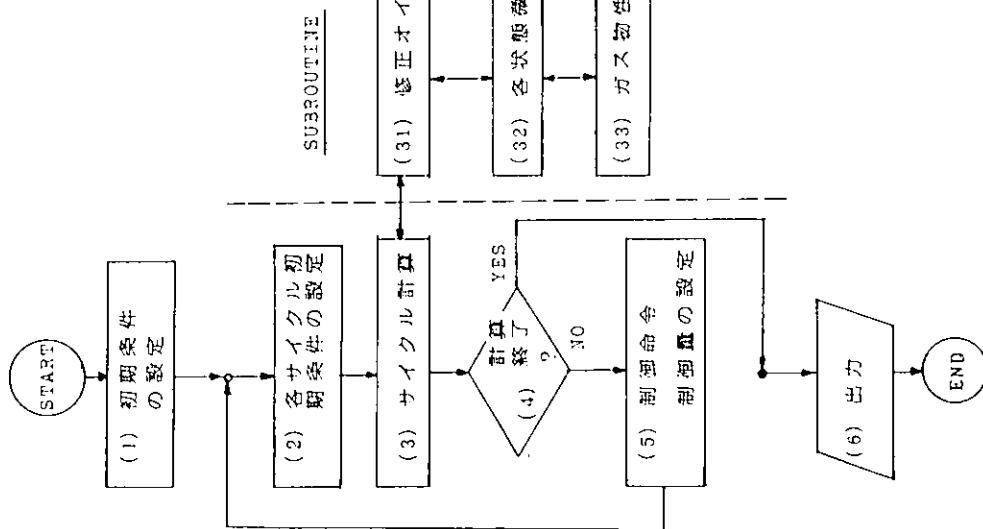


図 1.8.1 倒角シミュレーションフロードシート

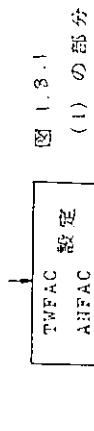


図 1.8.1
(1) の部分

図 1.8.1
(2) ~ (4) の部分

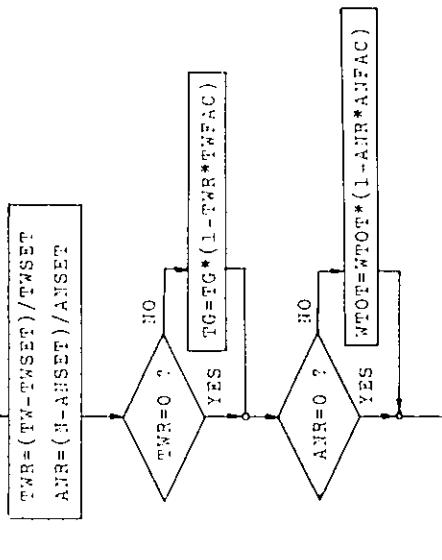


図 1.8.2 倒角部フロードシート概略



図1.8.4 T_w に対する W_{tot} 、 P の影響

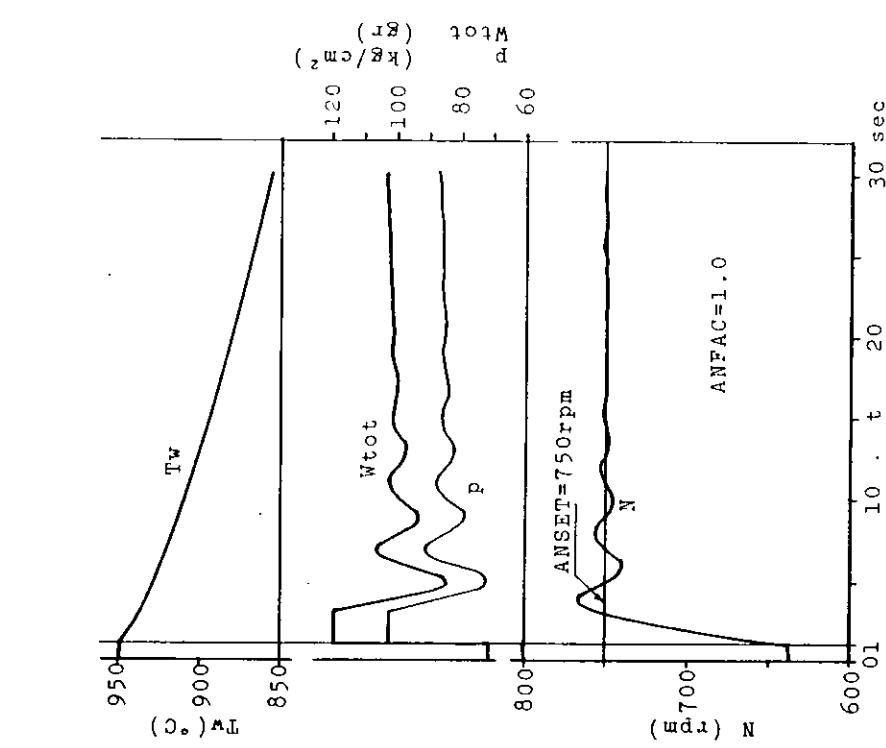


図1.8.3 W_{tot} をステップ状に変化させてからNを制御した場合

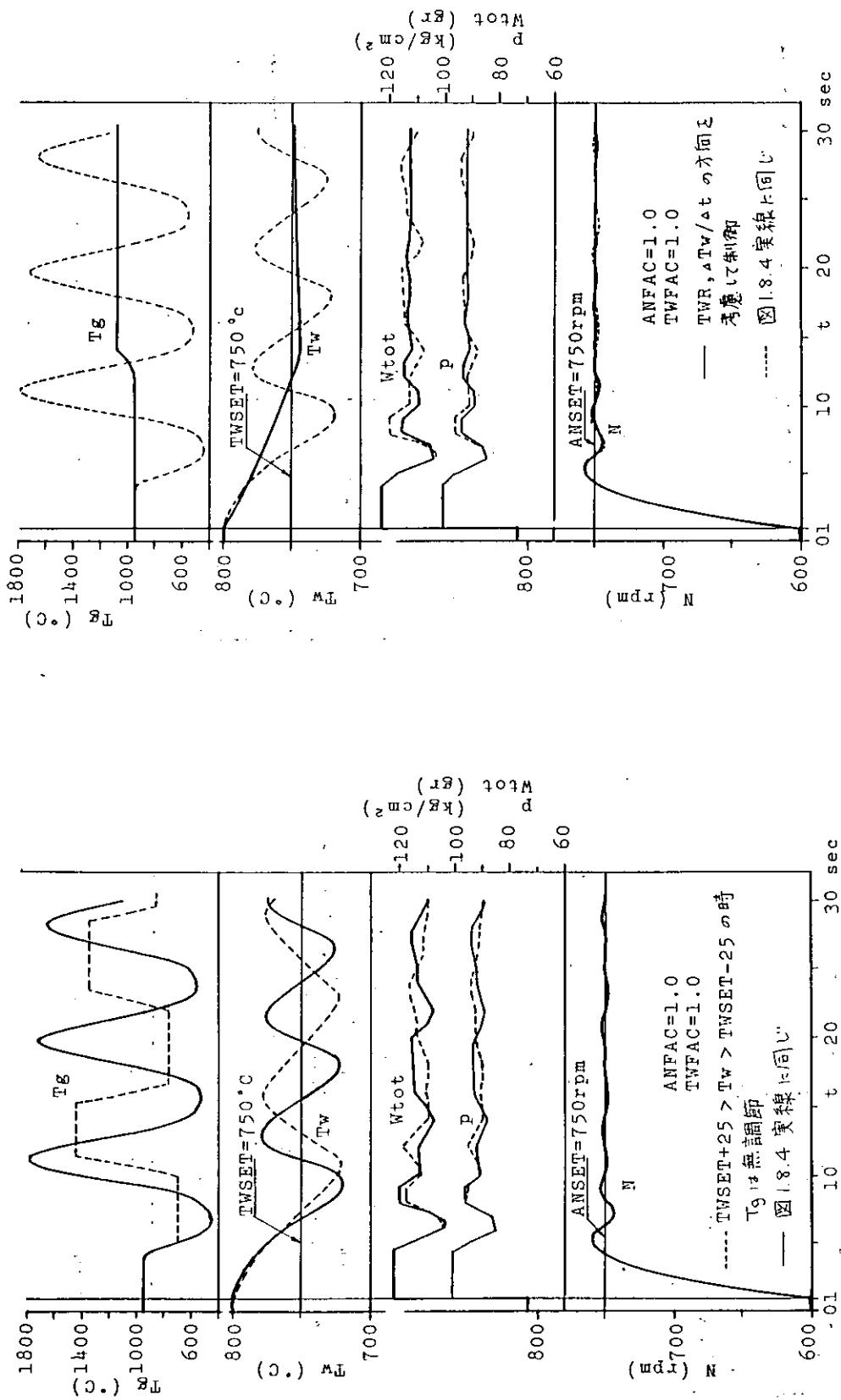
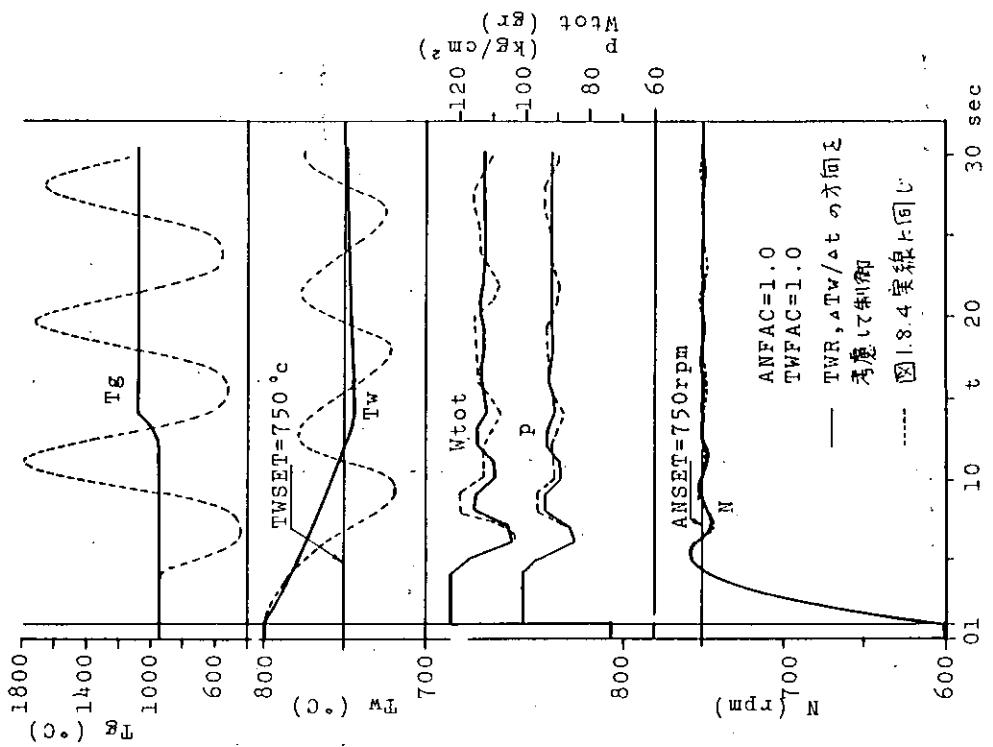


図 1.8.5 T_g の変化に制御を設けた場合

図 1.8.6 T_w , $\Delta T_w / \Delta t$ の正・負を考慮して制御した場合



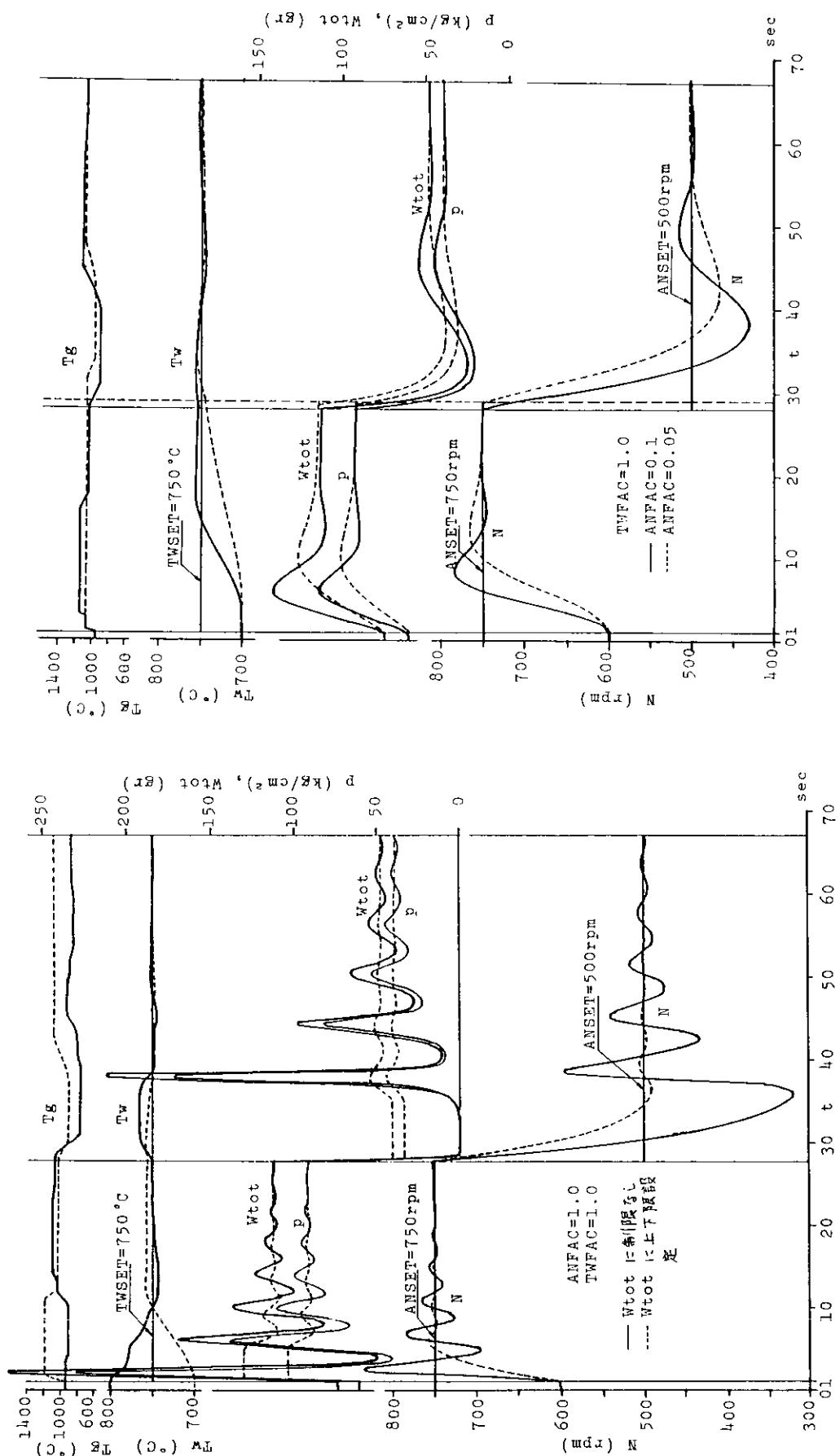
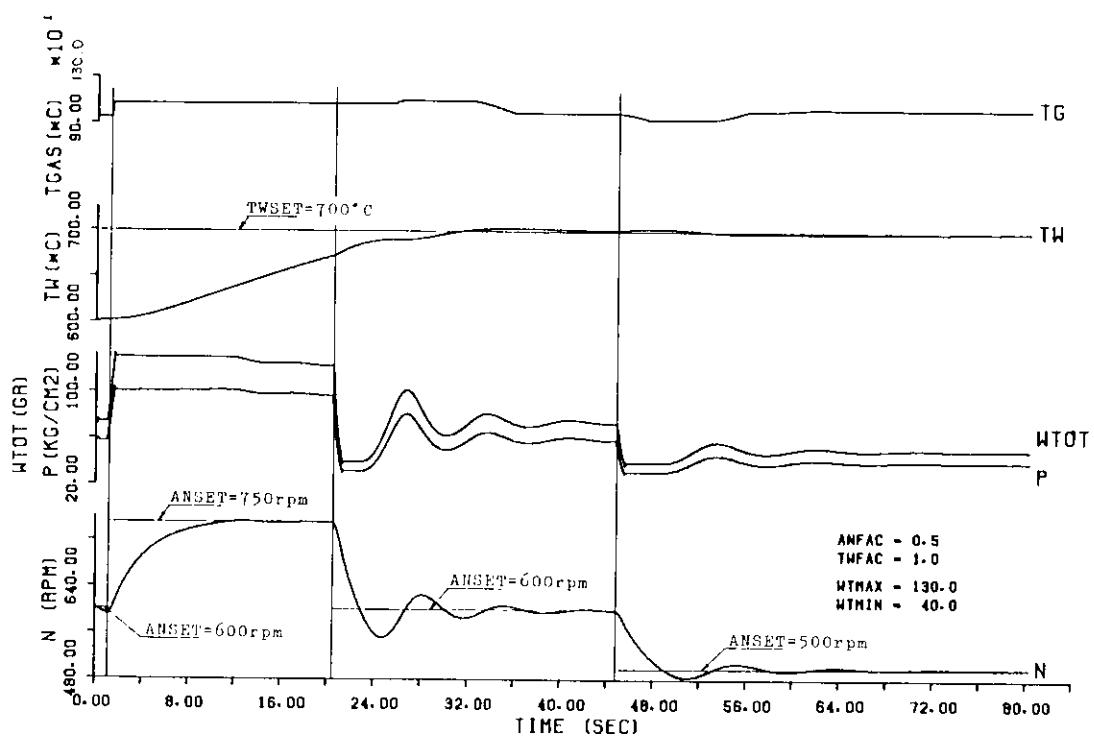


図 1.8.8 ANFAC の効果

図 1.8.7 W_{tot} の上下限の有無の効果



STIRLING ENGINE DYNAMICS

図 1.8.9 W_{tot} に上下限のある場合の制御例

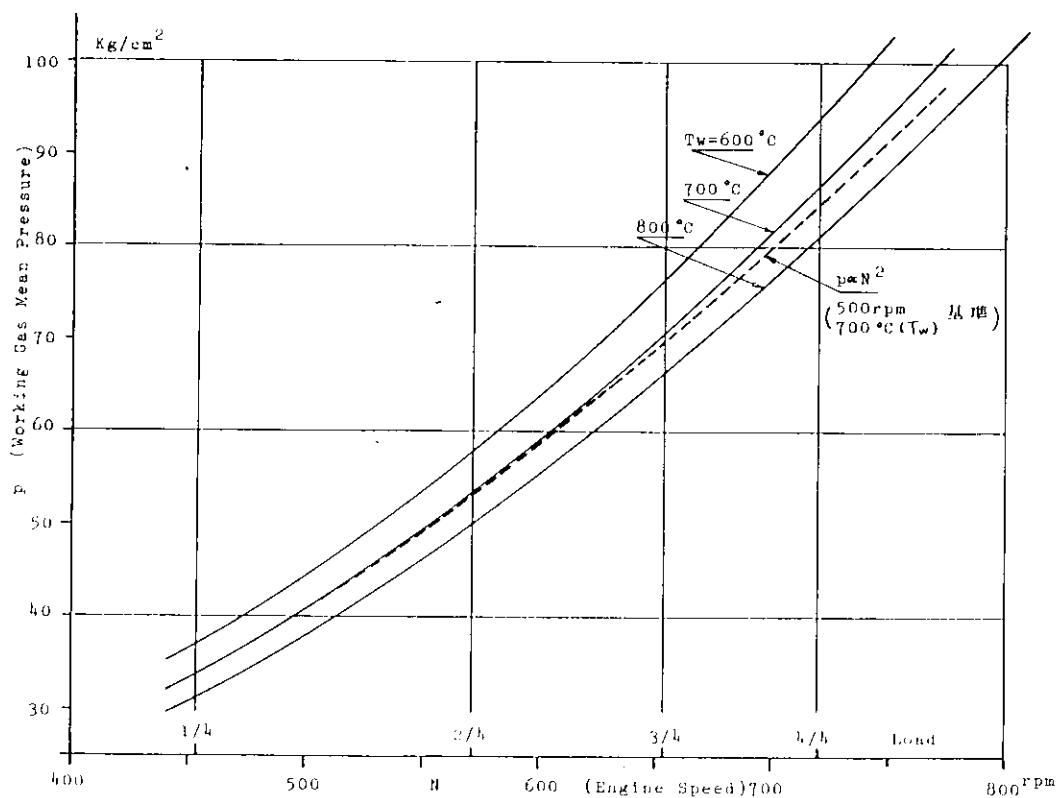


図 1.8.10 出力(回転数)と平均圧力、ヒータ壁温の関係

2. 実験機関による総合研究

2.1 研究の概要

昭和54年度に実験機関が完成し、運転試験を実施、一応の自立・負荷運転が達成された。そして昭和55年度も引き続き各仕様組合せによる運転試験を実施、又供試体の製作を行った。昭和55年度における研究実施項目は

- (1) 供試体の設計製作
- (2) 機関性能試験
- (3) 要素評価適応試験
- (4) 総合評価

である。

(1)に関しては、加熱器・再生器および冷却器を2組、燃焼器を1組それにシール装置と作動ピストンを設計製作し、本年度の運転試験に適用、その評価を行った。それらの仕様については、2.4、2.5、2.6に述べられている。

(2)に関しては、ピストンストローク、クランク位相角、および上記供試体の組合せによる20種の仕様について実施した。そして300mmストローク仕様では図示出力で85ps、図示効率で26%，総効率で16%が達成された。又150mmストロークでは図示出力で89ps、図示効率で30%，総効率で20%が達成された。そして総合運転試験として振動・騒音測定および排ガス分析を行い、スターリング機関が低公害動力機関に適していることが確認された。これらに関しては2.3に述べられてる。

(3)に関しては、熱交換器、燃焼器およびシール装置について行った。まず、熱交換器に関し、加熱器、冷却器は実験結果から伝熱特性を定量的に評価し、伝熱設計法の妥当性を確認した。再生器はマトリックスを変えた試験により、再生器の伝熱および圧力損失が機関の性能を大きく左右することが明らかとなったが、現在の実験機関に対する最適な仕様を決定するにはいたらなかった。これらに関しては2.4に述べられている。

燃焼器に関しては、燃焼用空気通路の流動抵抗の軽減、およびバーナースロート部の燃焼器壁面温度の軽減をはかった。これにより、実験機関としては十分使用に耐える燃焼器を完成した。そして、スターリング機関用燃焼器として、空気予熱器を含めた総合燃焼性能が確認された。これに関しては2.5に述べられている。

シール装置に関しては、前年度シール性能、油上り、早期摩耗等種々の問題が発生したため、まずその対策に主眼を置き数種のピストンリング、ロッドシールを製作、実機試験によりその効果を検討した。その結果ピストンリングは未だシール性能の点で改良の必要があるが、運転する上での問題はなくなり、又ロッドシールについてはシール性能はむろん、寿命の点でもほぼ満足のいく結果を得ることができた。又シール性能を把握するため経時変化も含めたシール洩れ試験を実施した。これらについては2.6に述べられている。

(4)に関しては、実験結果から性能における諸因子について考察、実験機関が計画点における性能予測を行った。そして、この実験機関が復動機関である開発目標機関と相違する点を明確にし、実用機関開発のための課題についての検討を行った。これらについては2.7に述べられている。

2.2 試験装置

2.2.1 実験機関概要

供試実験機関は1作動空間を有する単動2気筒機関で、図2.2.1にその断面図を示す。作動室の構成はNo.1シリンドラ作動ピストン上部を膨張室とし、その上にシリンドラヘッドと一体の加熱器を取り付け、その加熱器の下部、即ちシリンドラの回りに再生器と冷却器を配備し、No.2シリンドラ作動ピストン下部の圧縮室に配管で繋っている。作動ピストンはクランク機構により往復運動するガイドピストンとピストンロッドにより連結されている。そして、

クランク軸はNo.1, 2シリンダ中間部でフランジカップルし、膨張室と圧縮室の容積変動の位相を10度毎に変更できる構造となっている。

本実験機関はシリンダ径220mm, ストロークは720 rpm 仕様が150 mm, 360 rpm 仕様が300 mmとなっており、それぞれクランク軸と作動ピストンの交換により変更可能である。このストロークはそれぞれ平均ピストン速度が等しくなるようにしたもので、熱交換器等の構成要素は共通に使用可能である。

加熱器はシリンダヘッドと一緒に構成され、円筒形に配置された加熱管により燃焼室を形成する円筒形疎散配置を基本構造としたものである。内側管はシリンダヘッドに直接ろう付され、フィン付の外側管は再生器ハウジングにつながっている。シリンダヘッドと加熱管は充分な高温強度を必要とするため、共にハステロイ-Xを使用している。再生器はワイヤメッシュのマトリックスを用いた蓄熱式熱交換器、冷却器はシェルアンドチューブ方式の熱交換器で、互いにフランジ面でボルト締結され、図2.2.1の仕様では、シリンダ回りに8ユニット配置されている。又別の仕様では加熱器外側管下部にヘッダーを設け、再生器と冷却器はそのヘッダーから配管でシリンダの左右両側に2ユニットづつ合計4ユニット配置している。

燃焼器は加熱管により形成される燃焼室の上部にバーナを配置した構造で、バーナは空気噴霧方式を採用している。そして、燃焼室の回りに4ヶのコルゲートフィン形の空気予熱器を配置し、燃焼器と共に加熱管を包含する形で、シリンダヘッド上部にボルト締結されている。

シール装置のうち、ピストンリングは作動ピストンのリング溝に装着され、作動ピストン上下の各作動室間の作動ガスの流動を阻止するもので、テフロン系の無潤滑リングを使用している。又ロッドシールはシリンダ下部に取付けられ、作動ガスが外部へ流出するのを阻止するもので、ピストンリングと同様テフロン系のリングを使用している。

なお、実験機関の詳細について、本体部分は昭和53年度報告書⁽¹⁾、燃焼器および熱交換器は昭和54年度報告書⁽²⁾にそれぞれ述べられている。

2.2.2 試験装置

図2.2.2は実験機関の運転試験時の直結図を示したもので、機関前端側(図左側)にクラッチ付減速機を介して可変速の駆動モータが、そして後端フライホイル側(図右側)に水制動力計がそれぞれ直結されている。実験機関では作動ガス圧力ならびに燃焼量の調節は外部から手動により行う方式で、燃焼空気量、燃料流量および作動ガス圧力は個々に調節可能である。また、補機類はすべて別置の電動ポンプ類を使用している。そして実験機関は単動であるため、膨張室、圧縮室それぞれの作動ピストンの反対側の反作動室は大きな圧力変動が生じる。そのため大容量の緩衝容器を設け、その圧力変動を緩和すると共に、一定の圧力を保持することにより、強度的にも優位になるよう考慮している。なお、測定内容も含めた試験装置の詳細は前年度報告書⁽³⁾に述べられているので、ここでは省略する。

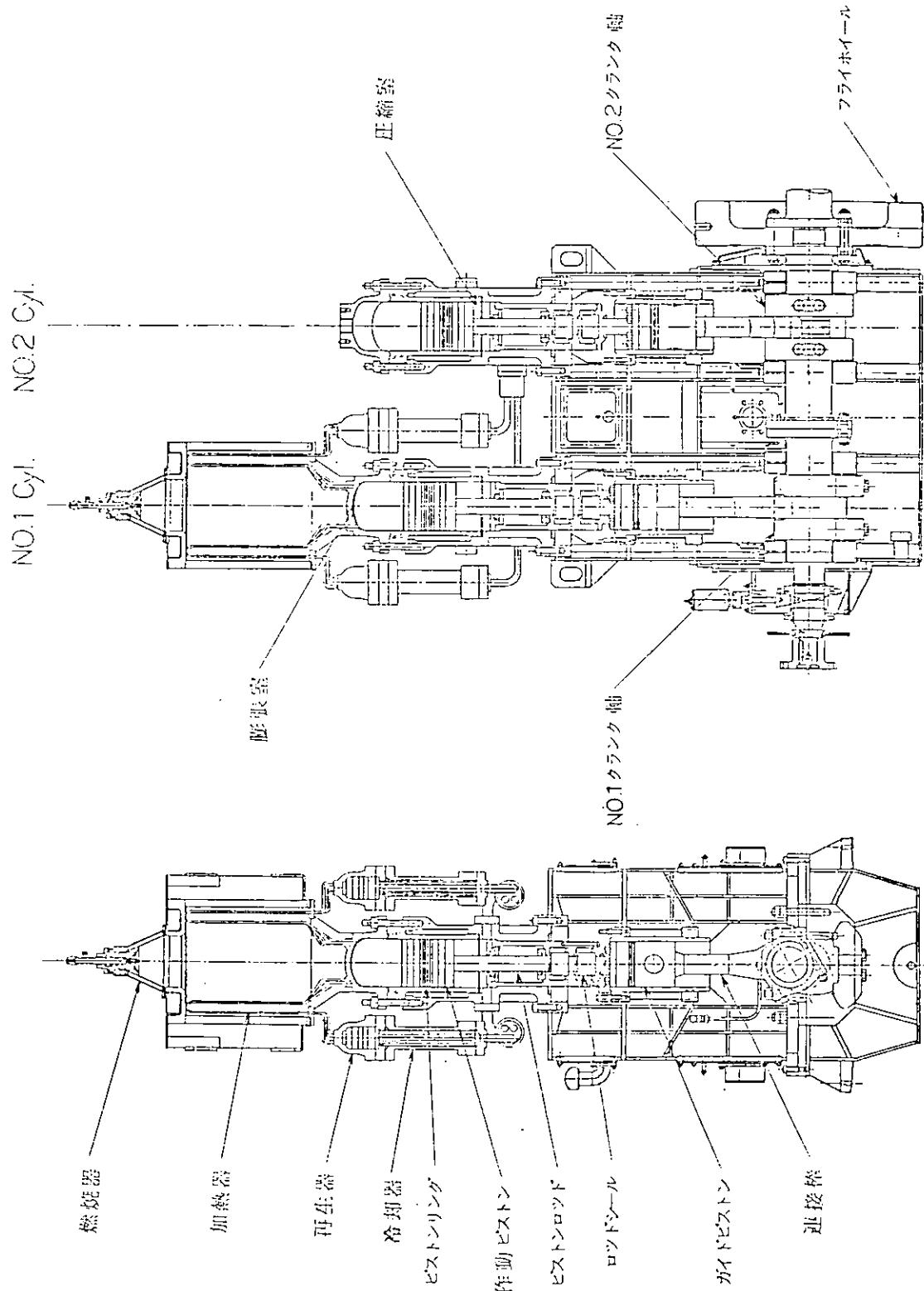


図2.2.1 実験機断面図

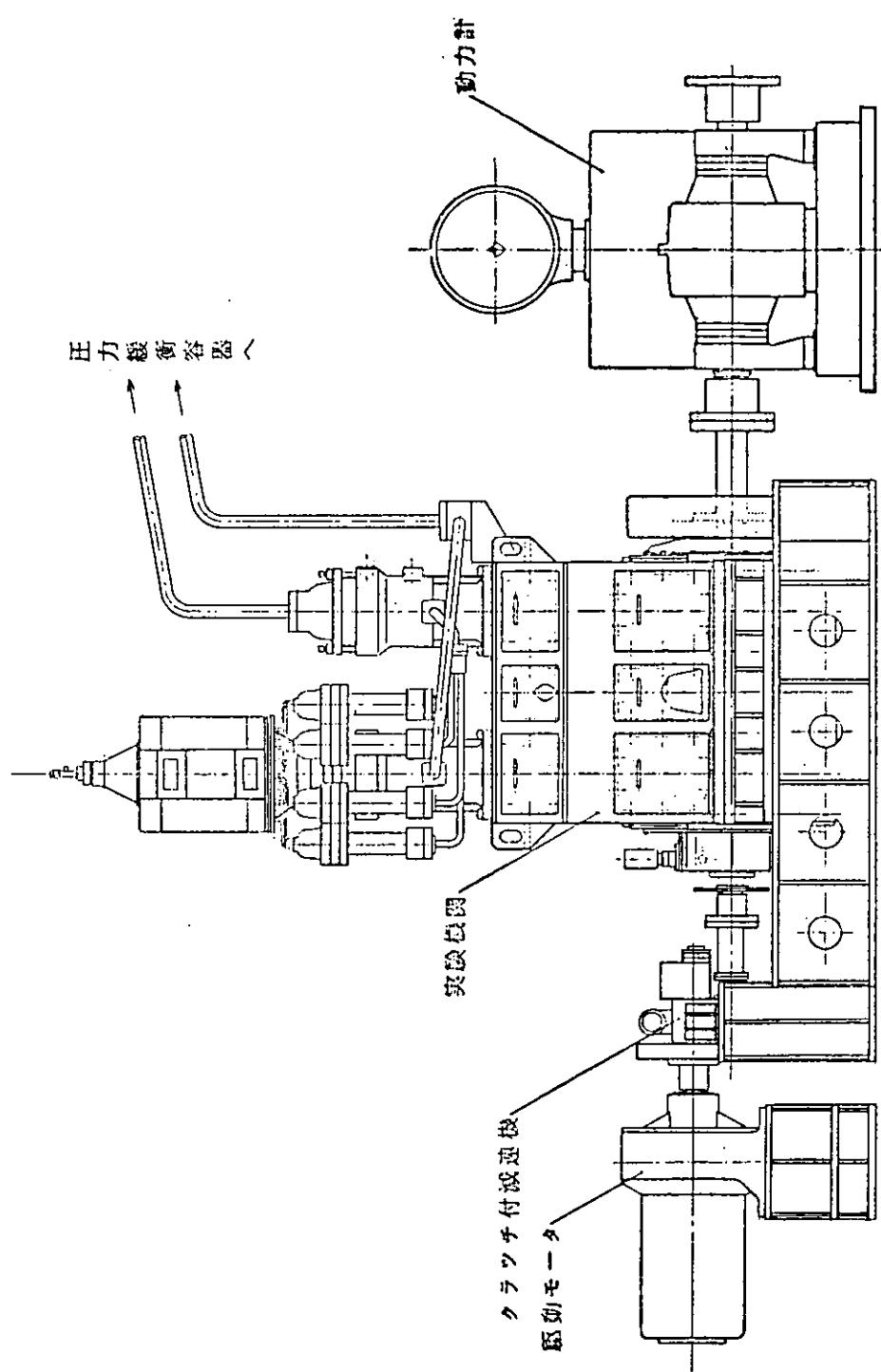


図2.2.2 実験機関直結図

2.3 機関性能試験

2.3.1 試験経過

前年度、実験機関の製作を完了し、運転試験を実施した。前年度の運転試験では一応の自立・負荷運転が達成され、出力としては図示出力で 45 ps が最高値であった。組合せ仕様としては 300 mmストロークのみで、クランク位相角と再生器マトリックスの変更試験を行った。それらの詳細については前年度の報告書⁽⁴⁾に述べられているので省略するが、初期段階の運転試験であったため、種々の問題点が発生した。その内容は

- (i) 反作動損失仕事の過多
- (ii) 作動室への油の混入
- (iii) ピストンリングの異常摩耗
- (iv) 加熱器管壁温度の測定誤差および焼損

が挙げられる。

(i)に関しては、緩衝容器の容量増加と配管変更を行い、かなり改善されたが構造上不可避の問題であり、以後の試験において機関回転範囲にかなり制限を受ける結果となった。(ii)に関しては、ピストンロッドに附着した油がロッドシールを通って作動室に混入するもので、作動ガスの純度の低下、熱交換器のよごれによる伝熱性能の低下が考えられる。この問題については今年度の試験において解消されている。(iii)に関しては、シール性能の劣化は当然のことながら、その摩耗粉が前述の油と共に乳状となり、作動室内に附着・蓄積していた。この問題についても今年度の試験で殆んど解消されている。(iv)に関しては、温度計取付方法の問題であり、以後の試験部品製作から加熱管に沿って直接ろう付する方法を採用することにより解決されている。

表 2.3.1 は今年度における試験状況の概要をまとめたものである。前述の如くシール装置の対策が急務であったため、新たに発生した問題点も加え、殆んどその対策に終始した状態であった。まずロッドシールに関しては作動室への油の混入の問題は第 1 段階でほとんど解消され、第 2 段階以降 150 mmストロークの試験では全くなくなったが、新たにピストンリング同様早期摩耗の現象が発生し、更に運転中は特に洩れ量が増大する傾向が見られた。そこでシールリングの改良を行った結果、運転中の洩れ増大の傾向は解消されたが、摩耗現象についてはあまり効果がなく、最終の第 4 段階において液体シール方式を採用、現在のところ満足のいく結果となっている。一方、ピストンリングは第 1 段階において材質・形状の異なる数種のピストンリングについて静的洩れ試験およびモータリングによる摩耗試験を実施したが、良好な結果は得られなかった。更に運転中は作動室と反作動室との間で圧力が不安定状態となる現象がおこり、運転状態が安定しなくなってしまった。そこで第 2 段階では構造の異なる金属環入りのエンドレスリングを採用、圧力不安定状態はなくなったが、シール性能の面ではあまり良好な結果が得られず、第 4 段階ではエンドレスリングと合口付 3 分割リングを併用した。その結果、圧力不安定現象およびシール性能共に良好な状態に至った。

運転性能試験として第 1 段階は 300 mmストローク仕様、第 2, 3, 4 段階は 150 mmストローク仕様として実施した。しかし、第 1 段階から第 3 段階までは上述のシール装置の問題から運転状態が不安定となり、圧力・温度共計画値まで上げるには機関強度上危険を伴なうため、充分な性能試験は出来なかった。シール装置の安定した第 4 段階ではじめて圧力・温度共計画値まで可能となった。しかも、安定した運転状態が維持され、精度の高いデータを得ることが出来た。そして、機関性能として、最高出力は 556 rpm / 89 ps (V - 20), 最高効率は図示効率 30%, 機械効率 81%, 総効率 21% (V - 15) を得た。しかし、機関回転数に関しては反作動室が存在するため、大きな制限を受け、定格回転域まで到達できなかったことはまことに残念であった。

表 2.3.1 実験機関による総合研究試験状況

試験期間	第1段階	第2段階	第3段階	第4段階
組合せ仕様	55/4 ~ 55/5 300 st. E~I-type	55/6 ~ 55/8 150 st. J~M-type	55/9 ~ 55/10 150 st. N~R-type	55/11 ~ 56/1 150 st. S~X-type
運転時間	40 h 38 m	19 h 46 m	39 h 47 m	75 h 54 m
試験概要	1. 300st.性能向上試験 F-4 239 rpm/85.5 ps 2. ピストンリング単体試験 材質・形状の検討 3. ロッドシール油上り対策 4. 位相角変更試験 90, 110, 120度	1. 150st.性能試験 M-8 399 rpm/69.5 ps 2. ピストンリング対策試験 金属環入りエンジンレスリング 90, 100, 110, 120度 2. 総合試験 (i) 排ガス分析 (ii) 驚音測定 (iii) 制御特性基礎試験 4. 総合試験 (i) 排ガス分析 (ii) 驚音測定 (iii) 制御特性基礎試験	1. 150st.性能試験 (着火セータリングによ る位相角変更試験) 90, 100, 110, 120度 2. 総合試験 (i) 排ガス分析 (ii) 驚音測定 3. 位相角変更試験 4. 総合試験 (i) 排ガス分析 (ii) 驚音測定 (iii) 制御特性基礎試験	1. 150st.性能向上試験 V-20 556 rpm/89 ps 2. ロッドシール対策試験 (i) 板ばね付シールリング (ii) 液体シール 3. 位相角変更試験 4. 総合試験 (i) 排ガス分析 (ii) 驚音測定 (iii) 制御特性基礎試験
実験機関の状況	1. ピストンリング対策として、モータリング試験により材質・形状を検討、しかし摩耗量が大きい。 2. ロッドシールから油上りは油切りの追加により微少量となる。 3. 作動室で相互に不安定な作動室・反作動室間で、性能向上困難である。 4. 加熱管壁温度計は第1段階のまま 次期製作品(第3次段階)にて対策			

2.3.2 運転性能

(1) 実験機関組合せ仕様

実験機関の仕様変更としてはピストンストローク、クランク位相角、熱交換器およびシール装置について行った。表2.3.2はそれらの組合せを示したもので、今年度はE-TypeからX-Typeまで20通りの仕様変化を行った。なお、表2.3.2には各組合せ仕様の代表データも併せて示してある。ストロークはEからIが300mmストローク、JからXまでが150mmストロークである。加熱器はEからMまでがNo.2 Spec、NからRまでがNo.3 Spec、SからXまでがNo.4 Specである。又再生器・冷却器はEからRまでが4ユニット、SからXまでが8ユニットで、再生器は更にマトリックスのメッシュおよび枚数を変更している。

各Typeの変更趣旨はE、F、Gが位相角変更、H、Iはそれらに対して再生器マトリックスを変更したものである。J、K、Lはエンドレスピストンリングの隙間を変更、LとMは位相角、MとNは加熱器を変更したものである。そしてN、O、P、Qは位相角の変更、NとRは再生器マトリックスの変更である。S-Typeは板ばね付シールリング組込ロッドシールの運転状況調査のために行ったのであるが、SとTでは冷却器、ピストンリングおよびロッドシールが変更になっている。そしてTとUは再生器マトリックス、U、V、W、Xは位相角を変更したものである。

表2.3.2には各Typeにおいて図示出力が最高となった試験番号の計測データも併せて示してある。これら計測項目のうち図示出力は膨張室と圧縮室それぞれにおいて作動ガス圧力と各クランク角度において計算により求めたそれぞれの作動室容積とから求めたもので、同様に反作動室損失仕事も膨張室と圧縮室それぞれの作動ピストンを介して反対側である反膨張室と反圧縮室での実測圧力と計算容積から求めたものである。反作動室損失仕事の計算値は負であるが表では正で示した。そして、反作動室損失仕事と軸出力両方が実験機関の外部仕事であるからそれらの和を正味出力として示した。平均ガス圧力は作動室における変動ガス圧力の1サイクル分の算術平均値、ガス温度は実測指示値である。なお、熱量および各効率に関しては後述する。

(2) 総合性能

図2.3.1、図2.3.2はV-Typeの機関性能曲線を示したものである。図2.3.1は作動ガス圧力と加熱器管壁温度が一定状態で機関回転数を変更した場合、図2.3.2は機関回転数と加熱器管壁温度が一定状態で作動ガス圧力を変更した場合の機関一般性能をそれぞれ示したものである。性能項目としては図示出力(L_i)、正味出力(L_{net})、図示トルク(T_i)、機械効率(η_i)、機械効率(η_m)、および総効率(η_t)を示した。なお、加熱器管壁温度は加熱管における火炎側の比較的高温部における指示値であり、加熱管全体の平均温度とは異なる。

機関回転数が上昇すると図示出力は上昇するが、正味出力は殆んど変らず、図示効率、機械効率それに総効率は共に低下している。又図示トルクも回転数上昇と共に低下しているが、これは流動損失による影響と考えられる。一方ガス圧力の影響としては図示出力、正味出力共に圧力上昇に伴ない図示効率は殆んど変化はないが、80%附近で最高値となっている。しかし、機械効率は圧力と共に上昇しているので、総効率としては上昇する結果となっている。

図2.3.3は作動室内ガス温度の分布状態の一例を示したものである。各室の温度は1サイクル中に大きく変動しているが、ここに示した温度はシース熱電対による指示温度で平均的なガス温度である。各配管部の温度は数点の測定値の平均値を示し、加熱器と冷却器は測定していない。又再生器内は1ユニットのみ流れ方向に5点測定しているので、その実測値をプロットした。なお本図の横軸の長さは内容積に準じている。

図2.3.4から図2.3.7は、 $P-\theta$ 線図、 $P-V$ 線図を示したもので、図2.3.4と図2.3.5は300mmストローク仕様の試験番号F-4、図2.3.6と図2.3.7は150mmストローク仕様の試験番号V-20について示したもの

表2.3.2 実験機関組合せ仕様および運転計測データ

試験機関	第1段階					第2段階				第3段階		
	E-Type	F-Type	G-Type	H-Type	I-Type	J-Type	K-Type	L-Type	M-Type	N-Type		
機 関 組 合 せ 仕 様	ストローク	300 mm				150 mm						
	クランク位相角	90°	120°	110°	120°	90°		120°				
	加熱器	No.2 Spec (ID 6 mmφ × L 1,100 mm × 80本)								No.3 Spec		
	再生器	No.5 Spec (120メッシュ×113mm ² 80mm × 4unit)		No.6 Spec (200メッシュ×113mmφ×80mm×4 unit)						No.7 Spec		
	冷却器	No.1 Spec (ID 3.6 mmφ × L 505 mm × 109本×4 unit)										
	ピストンリング	3ピースリング×4				金属環入り エンドレスリング ×3	エンドレスリング + (段付合口リング×3)		金属環入りエンド レスリング×4			
	ロッドシール	油上り対策ロッドシール(300st.用)				油上り対策ロッドシール(150st.用)						
	無効容積	$13.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$		$13.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3$		$13.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$13.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$12.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$				
	圧縮比	1.99	1.62	1.74	1.75	1.63	1.54	1.54	1.36	1.37		

試験番号	E-3	F-4	G-4	H-5	I-2	J-1	K-3	L-3	M-8	N-7
機関回転数 rpm	221	239	303	253	256	317	333	348	399	401
図示出力 PS	5.9.5	8.5.5	5.9.0	5.6.3	7.3.0	6.8	23.7	34.4	69.5	42.6
反作動室損失仕事 PS	2.5.7	2.7.0	3.2.3	3.2.2	5.0.0	9.6	13.3	13.9	28.7	23.3
軸出力 PS	9.5	37.1	0	0	0	0	0	0	22.2	6.1
正味出力 PS	3.5.3	6.4.1	3.2.3	3.2.3	5.0.0	—	13.3	13.9	50.9	29.4
平均ガス圧力 %	80.3	77.5	45.5	74.0	65.9	64.4	65.9	75.1	95.2	77.5
膨張室温度 °C	44.1	52.8	50.8	43.5	52.8	59.9	54.2	52.3	69.1	58.7
圧縮室温度 °C	86	65	70	85	71	54	43	47	38	45
燃料流量 kg/h	21.3	24.2	19.0	21.3	20.4	10.9	10.7	10.8	16.9	14.0
空気流量 kg/h	42.9	39.8	42.1	42.2	40.1	42.2	35.5	34.4	47.9	38.0
加熱器吸収熱量 kcal/h	180×10^3	214×10^3	167×10^3	193×10^3	176×10^3	89×10^3	90×10^3	98×10^3	147×10^3	124×10^3
冷却器放出熱量 kcal/h	136×10^3	126×10^3	106×10^3	135×10^3	111×10^3	43×10^3	56×10^3	64×10^3	77×10^3	62×10^3
ボイラーエff率 %	81.1	85.1	83.9	86.4	82.3	75.7	78.8	84.7	81.6	84.2
図示効率 %	29.9	25.3	22.3	18.5	26.3	4.9	16.6	22.2	30.0	21.7
機械効率 %	59.2	74.9	54.7	57.2	68.4	—	56.0	40.2	73.2	69.0
総効率 %	10.3	16.5	10.6	9.4	15.2	—	7.6	7.9	18.5	13.0
備考	自立					着火・セーティング	自立			

表 2.3.2 統一

試験機関		第3段階				第4段階										
		O-Type	P-Type	Q-Type	R-Type	S-Type	T-Type	U-Type	V-Type	W-Type	X-Type					
機 関 組 合 せ 仕 様	ストローグ	150 mm														
	クランク位相角	90°	100°	110°	120°	90°					100°					
	加熱器	No.3 Spec (ID 5mmφ × L 1,100 mm × 96本)				No.4 Spec (ID 5mmφ × L 1,100 mm × 120本)										
	再生器	No.7 Spec (200メッシュ×113mmφ ×100mm×4 unit) No.8 Spec (120メッシュ) (113mmφ× 100mm×4 unit)				No.9 Spec (200メッシュ×80mmφ ×100mm×8 unit)	No.10 Spec (60メッシュ×20 mm + 120メッシュ×80 mm ×80mmφ×8 unit)									
	冷却器	No.1 Spec (1D3mmφ ×L360mm ×109本× 8unit)				No.5 Spec (ID 3mmφ × L 360 mm × 85本 × 8 unit)										
	ピストンリング	金具環入りエンドレスリング × 4				エンドレスリング + (段付合口リング × 3)										
	ロッドシール	油上り対策ロッドシール (150st.用)				板ばね付 シーリング	液体シール									
	無効容積	12.6 × 10 ⁻³ m ³			12.5 × 10 ⁻³ m ³	15.6 × 10 ⁻³ m ³	15.0 × 10 ⁻³ m ³	14.8 × 10 ⁻³ m ³								
	圧縮比	1.56	1.50	1.44	1.37	1.46	1.48	1.49	1.43	1.38	1.24					

試験番号		O-5	P-4	Q-5	R-4	S-15	T-7	U-11	V-20	W-10	X-10
機関回転数	rpm	448	454	451	450	488	449	442	556	451	500
図示出力	PS	19.9	26.6	27.4	15.4	64.2	64.5	75.7	89.2	78.7	80.3
反作動室損失仕事	PS	16.8	20.2	19.7	18.3	39.0	30.3	33.6	60.2	36.8	50.8
軸出力	PS	0	0	0	0	0	6.1	20.6	0	18.5	0
正味出力	PS	—	—	—	—	39.0	36.4	54.2	60.2	53.3	50.8
平均ガス圧力	kg/cm ²	47.3	47.2	46.8	46.7	110.2	102.6	110.4	109.7	109.7	100.1
膨張室温度	℃	54.6	57.1	58.6	58.6	60.9	60.1	61.8	67.2	62.6	68.8
圧縮室温度	℃	43	43	43	44	42	42	39	50	44	39
燃料流量	kg/h	11.3	11.6	11.6	11.4	17.3	17.6	19.0	23.9	19.2	19.2
空気流量	kg/h	37.1	37.2	37.1	39.7	39.0	42.8	39.2	43.6	39.9	41.1
加熱器吸収熱量	Kal/h	97×10 ³	101×10 ³	100×10 ³	97×10 ³	156×10 ³	157×10 ³	169×10 ³	218×10 ³	178×10 ³	173×10 ³
冷却器放出熱量	Kal/h	51×10 ³	50×10 ³	48×10 ³	47×10 ³	90×10 ³	84×10 ³	88×10 ³	105×10 ³	84×10 ³	80×10 ³
ボイラーエff率	%	81.4	81.9	81.7	80.7	84.8	85.9	85.8	89.1	90.2	87.7
図示効率	%	13.0	16.7	17.4	10.0	26.1	26.0	28.4	25.8	28.0	29.3
機械効率	%	—	—	—	—	60.8	56.4	71.7	67.5	70.3	63.2
総効率	%	—	—	—	—	13.7	12.9	17.8	15.8	18.1	16.6
備考		着火・モータリング				自立					

である。そして、いずれの図にしても平均圧力と実測温度を基準としたシュミットサイクルの計算結果が示してある。P - θ 線図では圧力振幅は計算より実験の方が大きく、又変動の位相も実験の方が進んだ状態となっている。又 P - V 線図から求める図示出力は図 2.3.5 の場合、膨張室側は実験では 236.6 ps であり、シュミットサイクル計算結果では 209.7 ps、圧縮室側はそれぞれ -151.1 ps, -88.6 ps である。一方図 2.3.7 の場合は膨張室側はそれぞれ 235.7 ps, 242.7 ps であり、圧縮室側はそれぞれ -146.5 ps, -83.0 ps である。いずれの場合でも正の出力となる膨張室側は大きな差はないが、負の出力となる圧縮室側は実験値の方がかなり大きくなっていることがわかる。これは実際のスターリングサイクルは等温変化ではなく、断熱変化に近いため、或いはピストンリング部の洩れによるものと考えられる。

(3) 热 平 衡

図 2.3.8 は実験機関の熱勘定をするための熱流れを示したもので以下にその方法を述べる。

(a) 総入熱量: Q_T

$$Q_T = Q_F + Q_A + Q_{ATM} \quad (2.3.1)$$

ただし Q_F : 燃料の発熱量（低位発熱量）

Q_A : 燃焼用空気のもつエンタルピー

Q_{ATM} : 噴霧用空気のもつエンタルピー

(b) 加熱器吸収熱量: Q_H

$$(2.3.2)$$

$$Q_H = Q_T - Q_{EXH} - Q_{RAD\ 1} - Q_{RAD\ 2}$$

ただし Q_{EXH} : 排気のもつエンタルピー

$Q_{RAD\ 1}$: 燃焼器および空気予熱器からの放熱損失

$Q_{RAD\ 2}$: 加熱器等からの放熱損失

(c) 図示出力: $Q_I (= \oint pdv_{EX} + \int pdv_{CO})$

$$Q_I = Q_H - Q_{CL} - Q_{CW} - Q_{LEAK} - Q_{RAD\ 3} \quad (2.3.3)$$

ただし Q_{CL} : 冷却器において冷却水に放出する熱量

Q_{CW} : シリンダライナー等において冷却水に放出する熱量

Q_{LEAK} : ピストンリング ($Q_{RING\ LEAK}$) およびロッドシール ($Q_{ROD\ LEAK}$) からのガス洩れによる損失

$Q_{RAD\ 3}$: シリンダヘッド、再生器その他配管等からの放熱損失および低温側への直接熱伝導

(d) 正味出力: Q_{NET}

$$\begin{aligned} Q_{NET} &= Q_I - Q_M \\ &= Q_{SHAFT} + Q_{OP} \end{aligned} \quad (2.3.4)$$

ただし Q_M : 機械損失（リング、シールおよび軸受等における摩擦損失）

Q_{SHAFT} : 軸出力

Q_{OP} : 反作動室損失仕事

以上の方針により実験機関の熱勘定を行うのであるが、今回の熱勘定では Q_{LEAK} と Q_{CW} を考慮したことが前回と異なる点で、これまでこれらをすべて雑損失として扱っていた。 Q_{LEAK} は作動室から反作動室へのピストンリングからのガス洩れとロッドシールから外部へのガス洩れの和である。実験機関ではこの Q_{LEAK} を実験的に求めることは難しく、洩れを考慮したサイクルシミュレーションによる必要がある。なお、ロッドシールからの洩れによる損失熱量は量的にも、温度的にも少量と考えられる。図 2.3.9 は上述の熱勘定により

求めた試験番号F-4とV-15の熱平衡図である。雑損失としてはジャケット冷却水の流量と出入口温度差から求まる Q_{CW} とそれ以外の雑損失 ($Q_{LEAK} + Q_{RAD\ 3}$) とに区分している。又 $Q_{RAD\ 2}$ は図では無視している。なお、図中に示す各効率は次式により求めたものである。

$$\begin{aligned}\text{ボイラー効率} : \eta_B &= Q_H / Q_T \\ \text{図示効率} : \eta_I &= Q_I / Q_H \\ \text{機械効率} : \eta_M &= Q_{NET} / Q_I \\ \text{総効率} : \eta_T &= Q_{NET} / Q_F\end{aligned}\quad (2.3.5)$$

(4) 機械損失

実験機関における機械損失はピストンリング、ロッドシールおよびガイドピストンの往復摺動摩擦、ピストンピン、クランクピンおよびクランク軸の回転摺動摩擦、それに減速機の駆動トルクが考えられる。そして、往復・回転摺動摩擦は圧力および機関回転数に依存するが、これらを個々に把握することは非常に困難である。スターリング機関が他の往復動機関に比して大きく異なる点はピストンリングおよびロッドシールの往復摺動摩擦が加わることで、しかもそれらが無潤滑摺動であることである。ただ、ロッドシールに関しては最終的には液体シールを用いたため、潤滑摺動になっている。更に実験機関は単動2気筒構成のため、複動機関と較べても摺動部が2倍あることになり、機械損失も約2倍になると考えられる。

実験機関では機械損失に影響を及ぼすピストンリングおよびロッドシールを種々変更したが、それらを評価するデータは得られなかった。しかし傾向的には最終段階において組合せた段付合口ピストンリングと液体シールを用いた仕様が良好で、最高機械効率は81.4%を得ることができた。この最終段階における機械損失を図2.3.10と図2.3.11に示した。図2.3.10はガス圧力が100kPa一定の状態で機関回転数の影響を調べたもので、又図2.3.11は機械回転数が一定の状態でガス圧力の影響を調べたものである。図から明らかに如く、機械損失は機関回転数上昇に伴ない増加しているが、ガス圧力に対してはあまり大きな変化ではなく、むしろ圧力上昇に伴ない減少している傾向が伺える。この圧力上昇による機械損失の減少については明確な原因は未解明であるが、圧力に対する影響は小さいものと考えられる。

(5) 反作動室損失仕事

本実験機関特有の反作動室損失仕事を把握することは実験機関の正味出力および複動機関の性能予測をする上で重要な項目である。この反作動室損失仕事は膨張室および圧縮室のそれぞれの作動ピストンを介して反対側の反作動室における容積変動によるもので、大容量の緩衝容器に配管接続しているものの、その間の流動損失等によりあらわれるものである。もっとも、この損失は複動機関では存在しない。

図2.3.12と図2.3.13は150mmストローク仕様の組合せ仕様U, V, W, X-Typeにおける反作動室損失仕事を示したもので、図2.3.12は機関回転数の影響、図2.3.13はガス圧力の影響について示したものである。反作動室損失仕事は機関回転数、ガス圧力共に上昇に伴ない増加しているが、機関回転数の方が高回転域程增加が大きくなっている。又U, V, W, X-Typeはそれぞれ位相角が異なっており、位相角の影響としてはX-Typeの120度が反作動室損失仕事が大きく、U-Typeの90度が小さくなっているが、それ程大きな差はない。しかし、この反作動室損失仕事が存在するため実験範囲特に機関回転数に制限を受ける結果となってしまった。

2.3.3 位相角の変更

位相角に関しては列形複動機関を考えた場合3気筒で120度、4気筒で90度というように限定されるが、位相角変更はサイクル検討上必要な項目である。前年度は300mmストローク仕様で90, 110, 120度を実施し、110度が最適となった。今年度の試験では300mmストローク仕様では90, 110, 120度について、又150mmストローク仕様では90, 100, 110, および120度について実施した。

図2.3.14は位相角を変更した組合せ仕様U, V, W, およびX-Typeについての図示出力と機関回転数の関係を示したもので平均ガス圧力はすべて100%である。なお、位相角はU, V, W, X-Typeがそれぞれ90, 100, 110, 120度である。位相角の影響は機関回転数によって異なり、400 rpmでは110度と100度がわずかに良く、450 rpmでは100度、そして500 rpmでは100度と120度が高い出力となっている。一方図2.3.15は同様の組合せ仕様についての図示出力と平均ガス圧力の関係を示したもので、機関回転数はすべて450 rpmである。この図においてもガス圧力により位相角の影響は異なるが、全範囲にわたって位相角100度のV-Typeが高い出力を示し、逆に位相角90度のU-Typeが低い出力となっている。図2.3.16は同じく組合せ仕様U, V, W, X-Typeの図示効率、図示出力、膨張室および圧縮室図示出力を同一の運転条件について位相角に対して図示したものである。ただし圧縮室図示出力は負の出力であるが図では正の方向で示している。位相角の増加に伴ない膨張室および圧縮室図示出力は共に減少しているので、それらの和である図示出力はあまり大きな変化ではなく、わずかに位相角100度のV-Typeが優っている。そして、位相角90度のU-Typeが低い出力となっている。一方図示効率も位相角100度が良いが、90度と120度は殆んど同じで、110度はわずかに低い値を示している。

以上の結果から、U, V, W, X-Typeの組合せ仕様に関する限り、出力・効率共位相角100度のV-Typeが良い結果となっている。しかし、複動機関を考えた場合、位相角90度の4気筒より位相角120度の3気筒の方が適していると考えられる。しかしながら位相角の機関性能に及ぼす要因は、サイクル上の問題と内部ガス流れ即ち伝熱および流動損失の問題の2つの面があり、これは無効容積との関連も大きく、この結果のみから判断することは得策ではない。

2.3.4 制御特性

スターリング機関の制御は作動ガス圧力と燃焼量をその負荷に応じて調節することにある。しかし、制御方式、制御量等未だ確立したものはなく、実験機関ではすべて外部から手動調節により行なう方式を採用した。そこで、本研究では今後の制御システム検討と制御シミュレーションに必要な基礎資料を得るために、負荷変更機関の運転条件を変更し、各部の状態変化を調査する制御特性の基礎試験を実施した。

(1) 負荷変更の特性

負荷運転状態から動力計負荷を除去した場合と、逆に無負荷運転状態から負荷投入した場合との各部状態変化を図2.3.17に示した。この場合作動ガスと燃焼量に関しては変更は行っていない。又実験機関は反作動室損失仕事が存在するため正味仕事は無負荷状態でも0とはならない。負荷除去、負荷投入共燃焼量不変のため酸素濃度と排気温度は一定であるが、作動ガス圧力は伝熱状態が変るためガス温度が変わるので、わずかに変化している。負荷除去時機関回転数は負荷に応じて即応するが加熱器管壁温度は若干の時間遅れがあり、完全な無負荷状態となってから機関回転数が整定するまで約5秒、加熱器管壁温度が整定するまでは約20秒要していることがわかる。そして、負荷投入時は水動力計の関係上急激な投入は困難で、各部状態変化も緩やかとなつたが、負荷に対する応答は負荷除去時と同様の傾向が見られる。

以上の結果から機関回転数を入力とする制御システムは問題ないが、スターリング機関の場合作動ガス圧力と燃焼量の2系統の制御が必要なため、加熱器管壁温度も入力とする必要がある。それ故、制御システム検討の際には応答の時間差れに対する考慮も必要である。又加熱器管壁温度の検出には寿命と信頼性の点で問題があり、検出方式或いは測定点等についても充分な検討が必要である。

(2) 起動・停止の特性

起動時および停止時の各部状態変化の一例を図2.3.18に示す。起動時はまず作動室、反作動室共ガス圧力を20%に保持した状態で着火し、加熱器管壁温度が600°Cに達した時点で回転始動（クラッチ入、250 rpmモーテリング）と同時に35%までガス供給する。そして再び加熱器管壁温度が600°Cに到達すればクラッチを切り

起動完了となる。図に示した状態ではクラッチ切り後、機関回転数は降下しているが、再び上昇する点で自立を確認、その後管壁温度上昇と共に機関回転数は上昇している。加熱器管壁温度は回転始動と同時に一時的に下るが再び上昇に転ずる。この場合着火からクラッチ切りまで1分47秒となっているが、起動時においても、反作動室損失仕事が存在するため、起動時間としては長くなっている。又着火後の加熱器管壁温度の上昇速度は燃焼量に比例する。実際の起動制御システム検討にあたっては、各部の条件設定値等に関して詳細な検討が必要であり、反作動室の存在も無視できず、この実験機関の結果をもって行なうには不十分である。

一方停止時は無負荷運転状態において消火、作動ガスはそのままの状態で回転停止までの各部の変化を示したものである。ただし、この場合は燃焼空気は消火と同時に停止させている。作動ガスをそのままの状態としたため、消火から停止まで約4分を要しているが、作動ガス減圧等の措置をとればかなり短縮するものと考えられるが、温度上昇の危険もある。しかし、停止制御に関しては他の制御に比して難しさはないようである。

2.3.5 振動・騒音

本実験では機関回転数、出力共に当初の計画値まで達し得なかったが、現状把握のため騒音と振動加速度の測定および実験機関の起振力の検討を行った。

図2.3.19は自立負荷運転状態における騒音レベルを示したものである。測定時の条件は実験機関は自立負荷運転で、減速機内のクラッチは切の状態であるが、モータは運転状態となっている。従って、オーバーオールの騒音レベルではむしろモータ側の方が高いレベルとなっている。中・高速ディーゼル機関では騒音レベルは100～108 dB (A) 程度であり、回転数が低い事を考慮しても、かなりスターリング機関は低レベルであることがわかる。図2.3.20は500 rpm時の同一条件における騒音の1/3オクターブ分析結果である。機関側では中心周波数125 Hzと1 kHzにピークがあるが、それ以外は比較的フラットな特性を有している。なお、中心周波数1 kHzのピークは反作動室側の緩衝容器との配管内の流体振動と考えられるので、この実験機関特有の騒音である。

図2.3.21は450 rpm自立負荷運転時の機関各部の振動加速度レベルの1/3オクターブ分析結果である。測定箇所は架構側の下部機関据付部と上部、およびシリンダヘッド取付フランジ部である。レベルとしては中・高速ディーゼル機関ではピークレベルが10%程度あるのに対し、この実験機関では1%程度であり、非常に低いことがわかる。しかし、周波数成分的には鋼板製架構の関係上高周波域のレベルが高くなっている。

次に、実験機関の起振力を調べるために、クランク軸トルクをフーリエ解析し、そのトルク調和成分を求めた。図2.3.22は試験番号F-4とV-12について求めたトルク調和成分を各次数毎に示したものである。このトルク調和成分はガス圧力と往復質量慣性力から求まるクランク軸トルクをフーリエ解析し、その振巾をピストン面積とクランク半径で割ったものである。この結果を見ると3次以下は極端に小さくなってしまっており、多気筒スターリング機関ではトルク起振力が非常に小さくなることがわかる。しかし、実験機関の場合は単動2気筒であるため、トルク起振力以外に回転質量および往復質量による1次、2次の起振力および起振モーメントが存在する。

2.3.6 排ガス分析

図2.3.23は実験機関の排ガス分析試験時のサンプリング装置を示したものである。基本的には直接サンプリングによる濃度分析で分析方式は

- (i) NO, NO_x CLD法
- (ii) HC FID法(200°C加熱, CH₄換算)
- (iii) SO₂, CO₂, CO NDIR法
- (iv) O₂ 磁気法

である。HC分析はA重油使用のため、すべて200℃に加熱した状態にて分析、その他はサンプリングプローブのみ加熱し、水分を除去するため装置内で2℃まで冷却、乾きガス状態にて分析した。

図2.3.24は上述の方法により分析した各成分濃度を燃焼量に対して示したものである。NOxに関してはその殆んどがNOであるが濃度的には高温の予熱空気を使用している関係上、ボイラ等に比して高濃度となっている。これは供試燃焼器が低NOx燃焼に対して未対策のため、ガス再循環等の措置を構すれば低減できるものと考えられる。しかも、直噴式ディーゼル機関では1.000ppm程度であり、それと比較した場合、現状のままでも大差なく、ディーゼル機関は空気過剰率が大きい事を考え併せると、排出重量ではスターリング機関の方がかなり小さくなる。SOxは燃焼中のS分に比例した量となるため、燃焼より低減をはかることは不可能である。なお、実験に使用したA重油のS分は0.6%（重量比）である。その他未燃炭化物であるHC、およびCOは非常に低く、有害成分としては問題とならない。

以上の如くスターリング機関の排ガス成分はNOxを除いて殆んど問題なく、NOxについてもディーゼル機関のような爆発燃焼と異なり連続燃焼であるため低減も容易であり、排ガスの面から見てもスターリング機関は低公害機関であることがわかる。

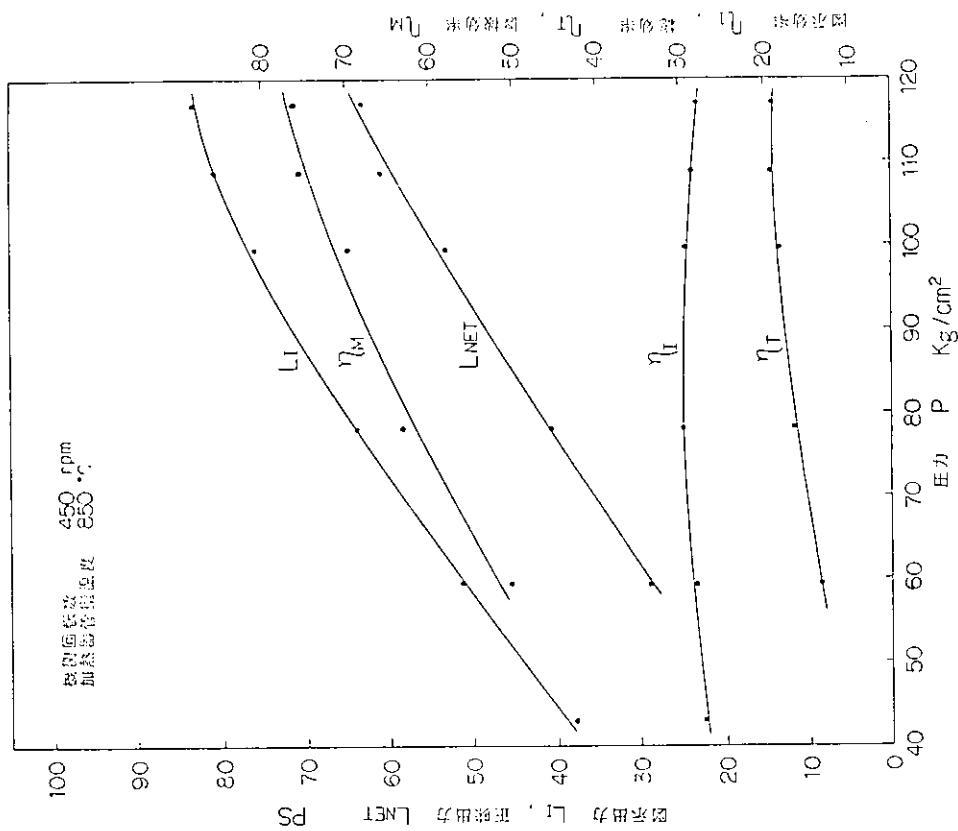


図 2.3.2 機関性能曲線 (V-Type) — ガス圧力の影響

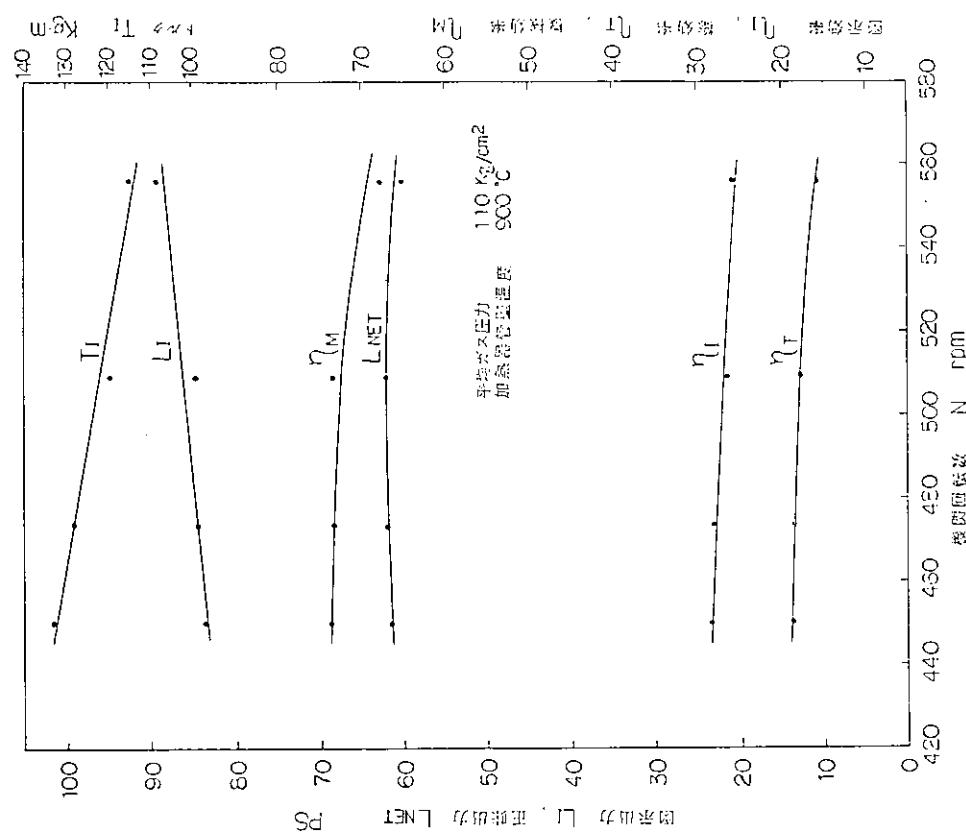


図 2.3.1 機関性能曲線 (V-Type) — 機関回転数の影響

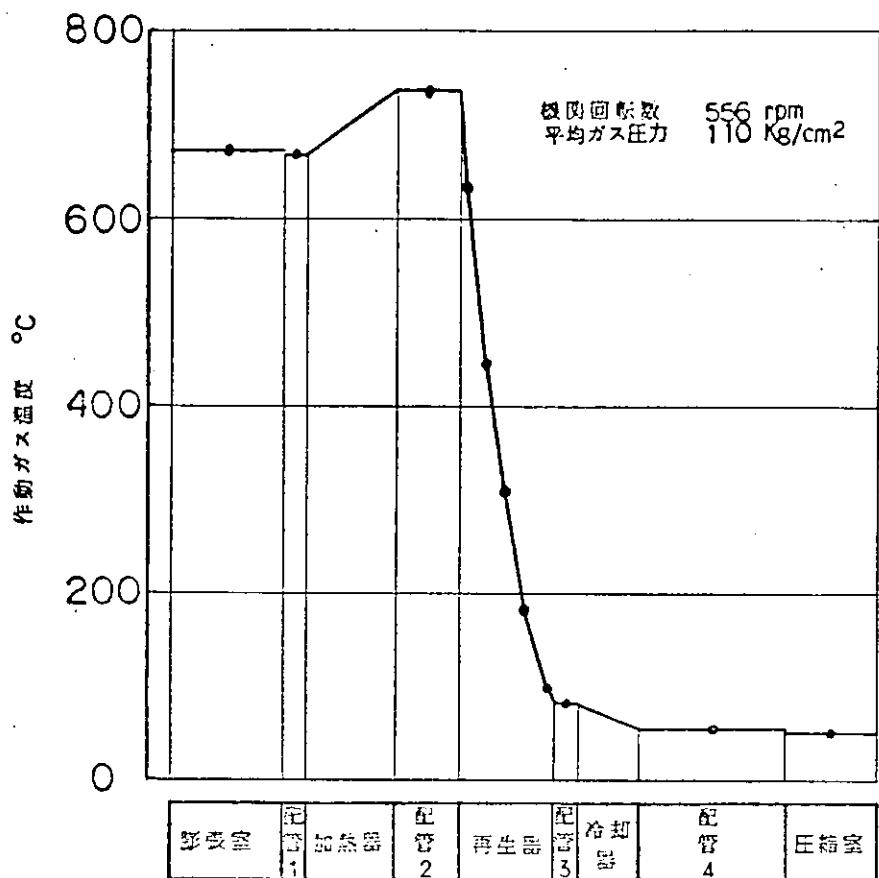


図2.3.3 作動ガス温度分布（試験番号V-20）

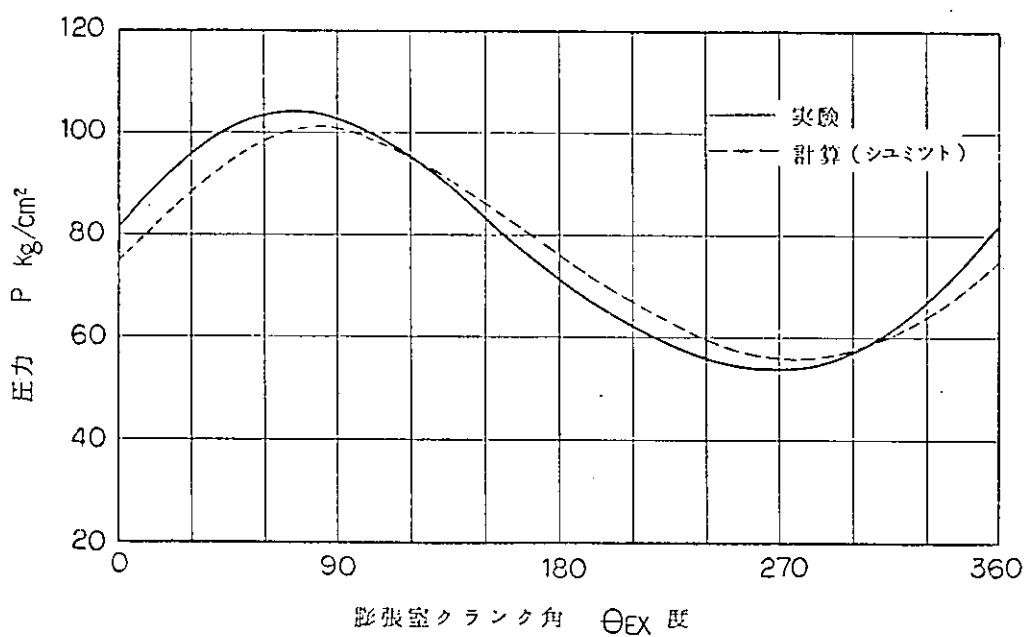


図2.3.4 P-θ_{EX} 線図（試験番号F-4）

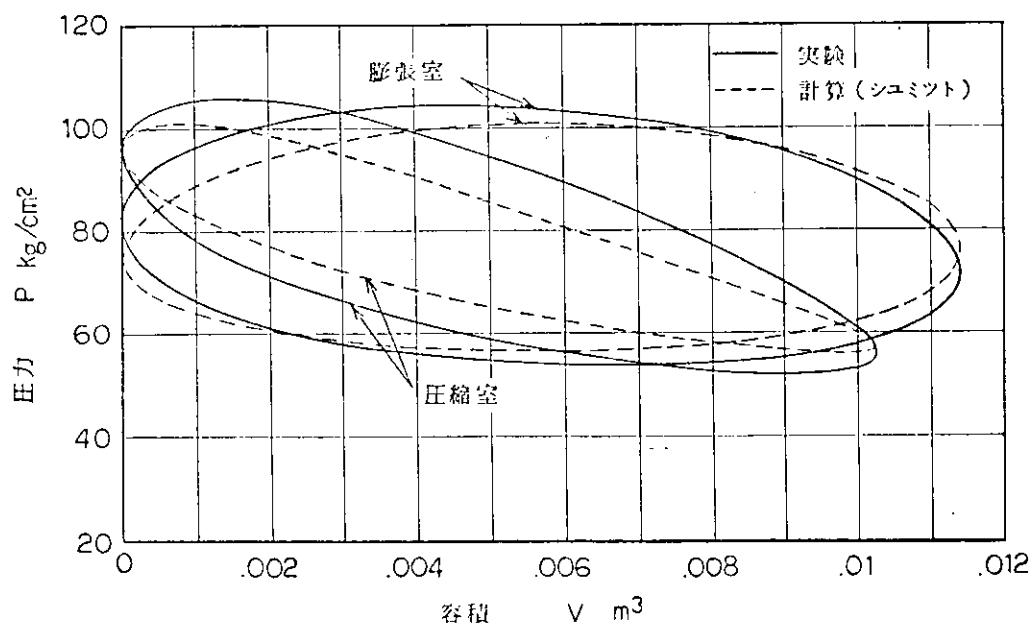


図 2.3.5 P-V 線図 (試験番号 F-4)

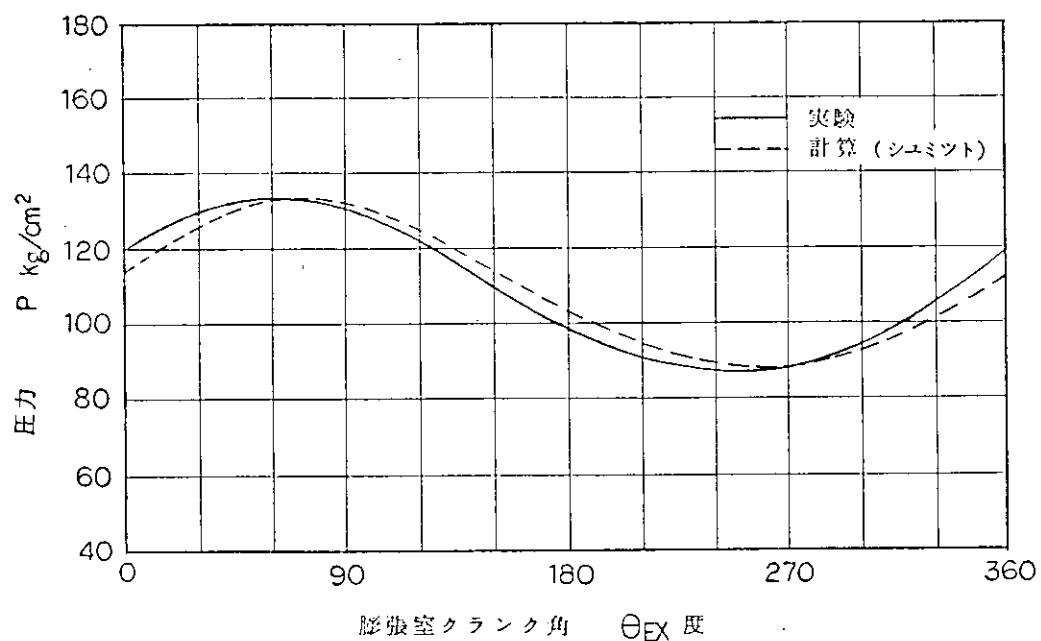


図 2.3.6 P-θ_{EX} 線図 (試験番号 V-20)

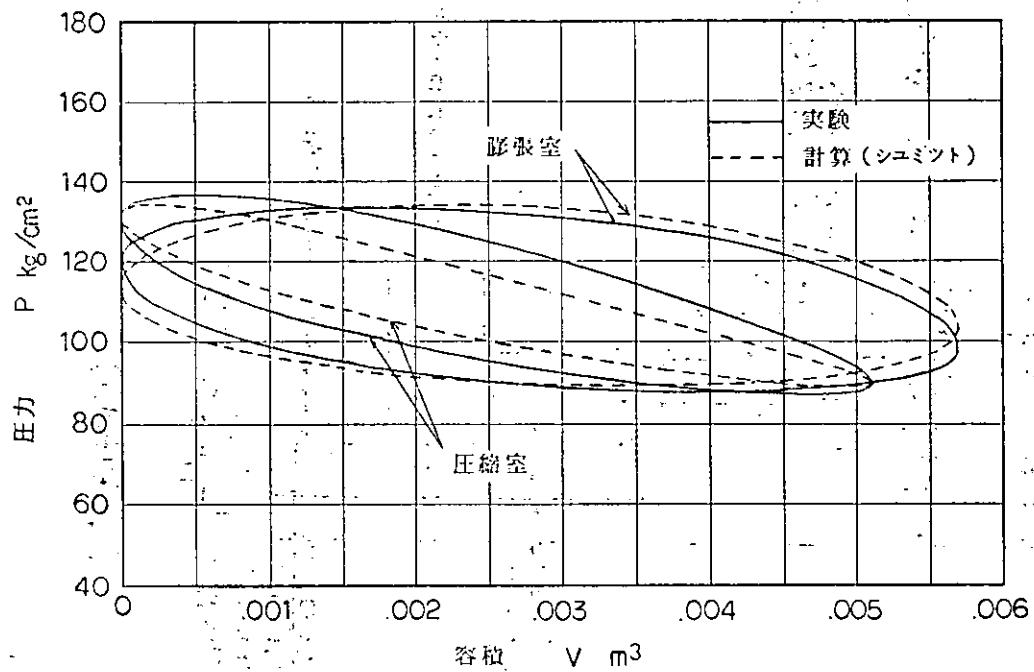


図2.3.7 P-V線図(試験番号V-20)

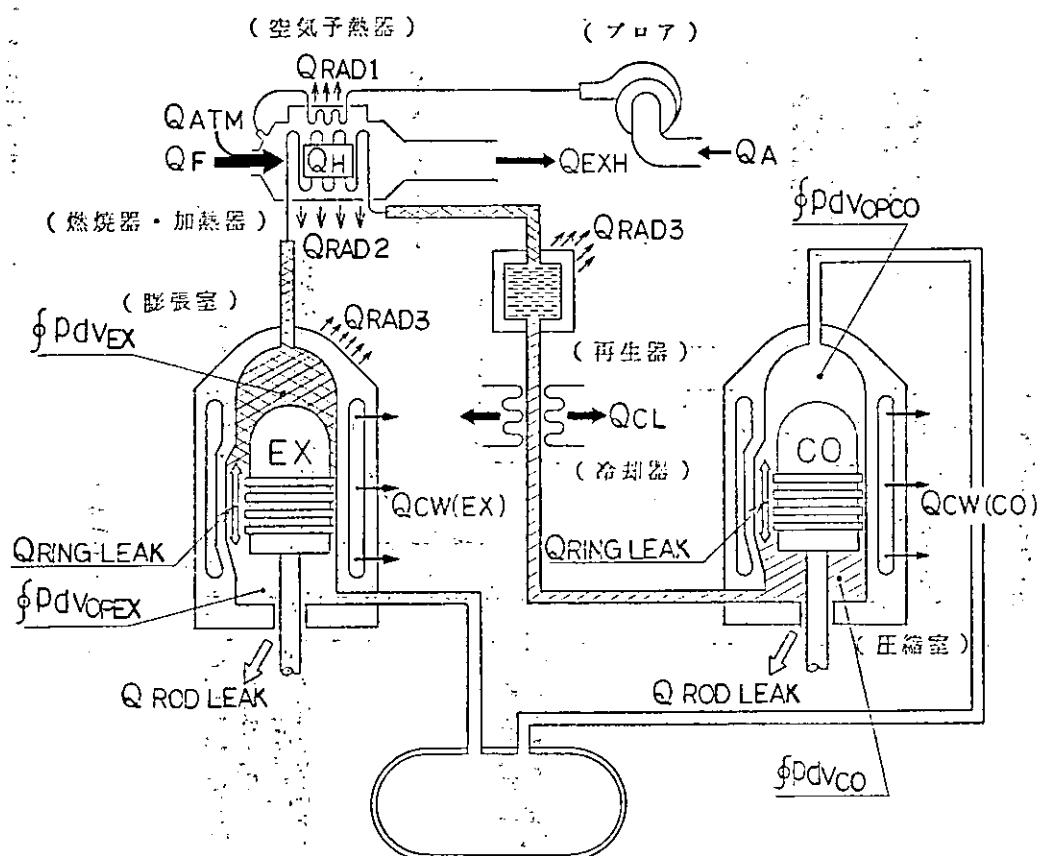


図2.3.8 実験機関の熱流れ

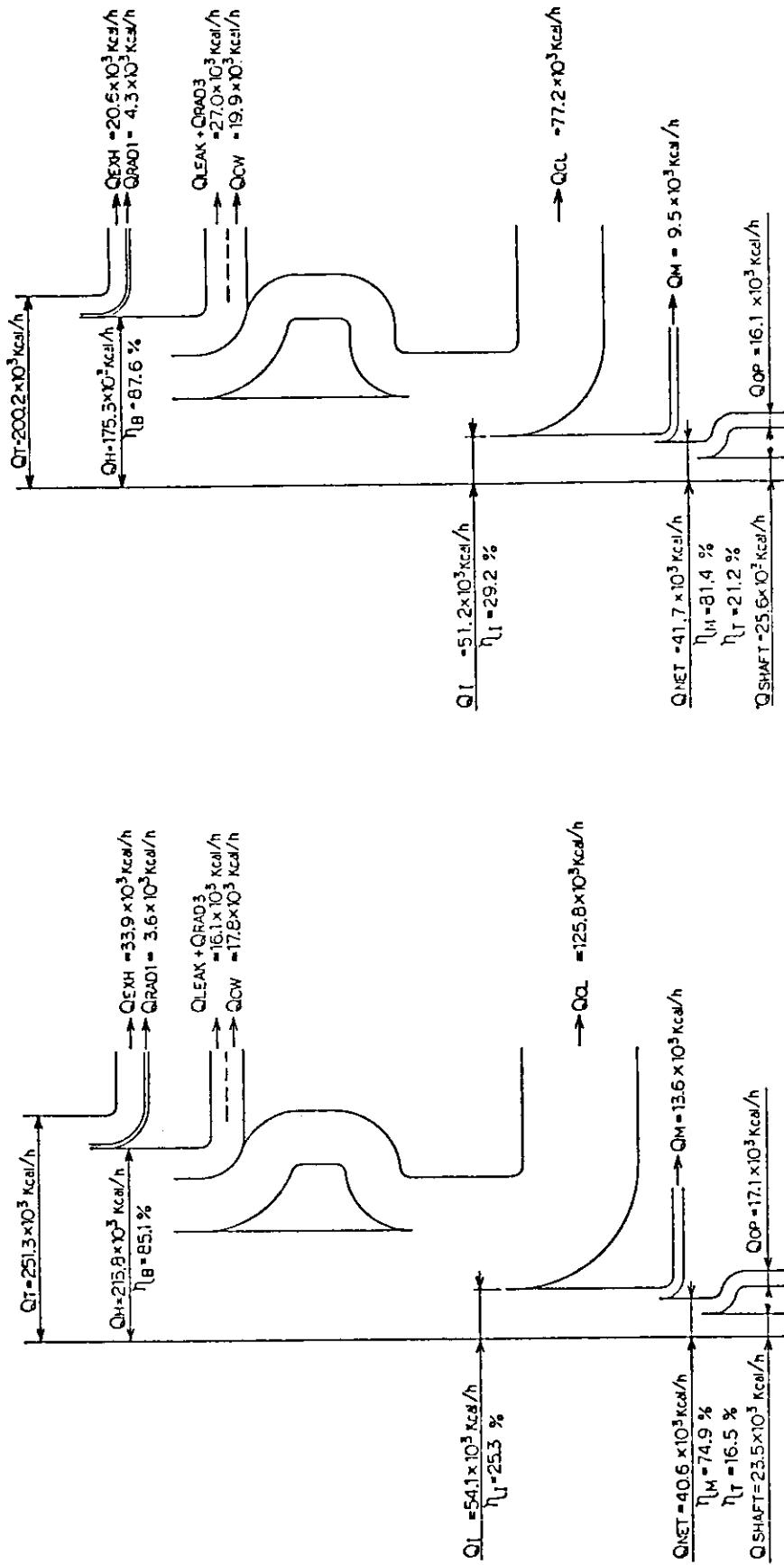


図 2.3.9 热平衡図 (試験番号 F - 4 , V - 15)

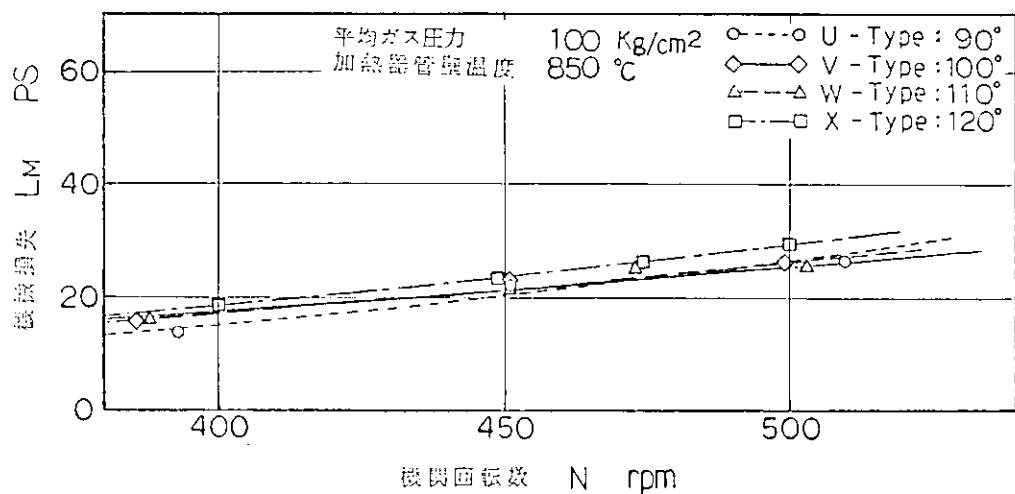


図2.3.10 機械損失－機関回転数

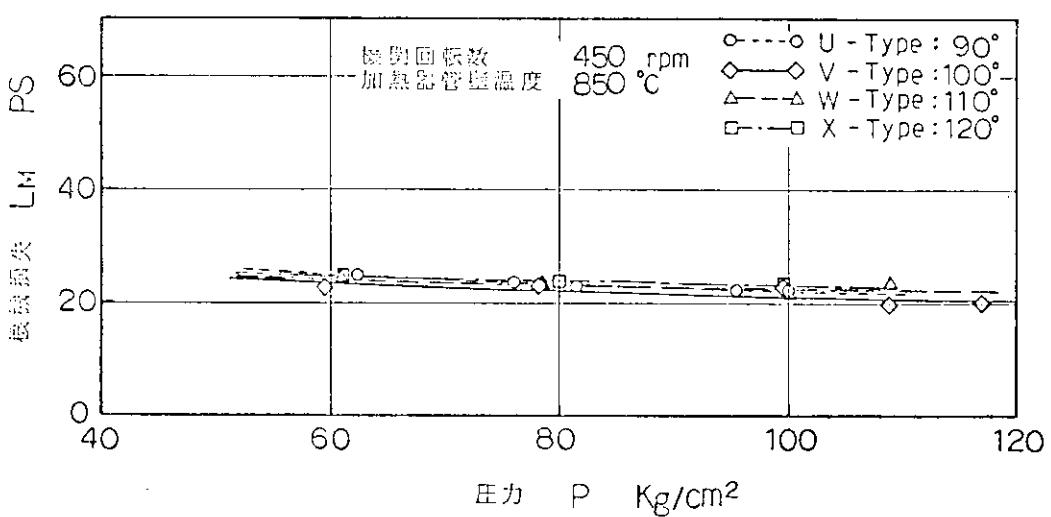


図2.3.11 機械損失－ガス圧力

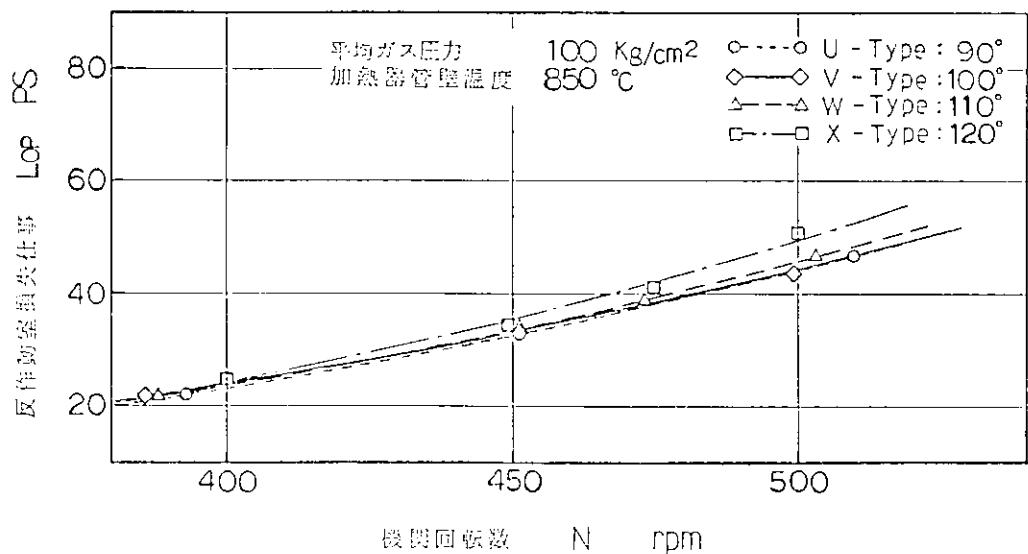


図2.3.12 反作動室損失－機関回転数

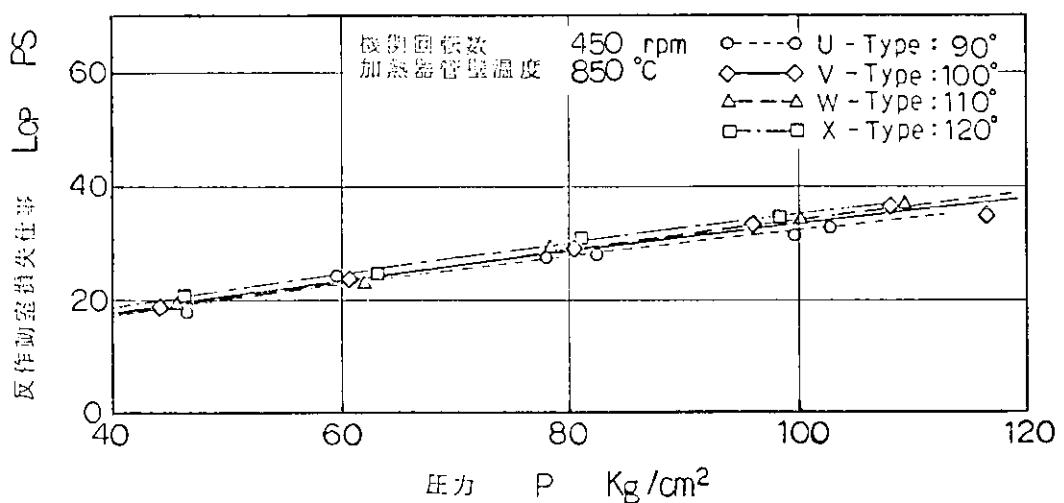


図 2.3.13 反作動室損失－ガス圧力

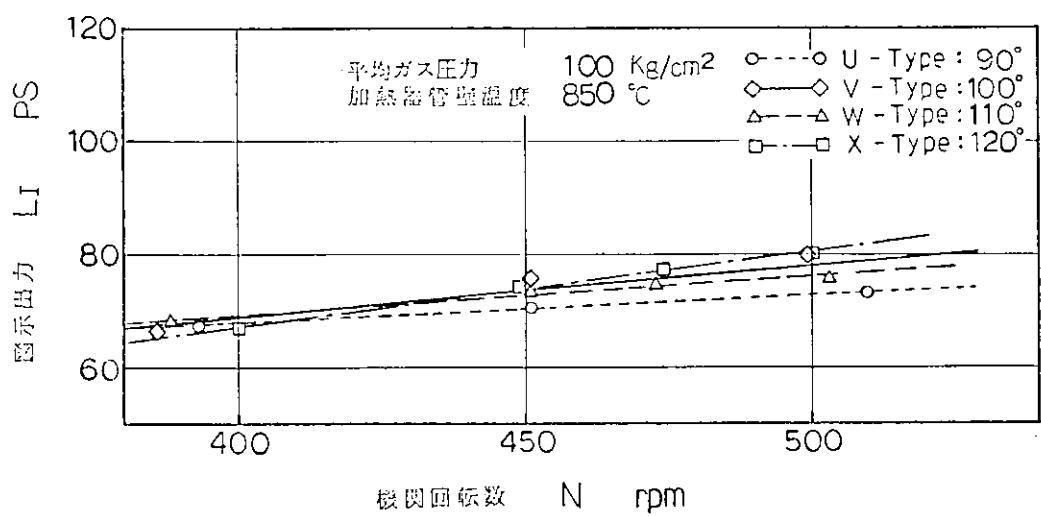


図 2.3.14 図示出力－機関回転数（位相角の影響）

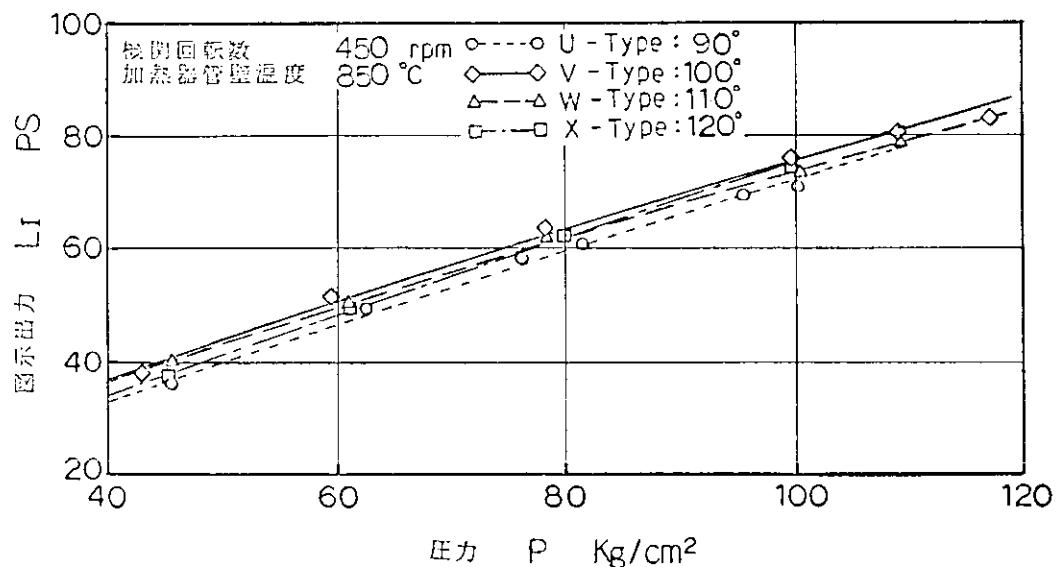


図 2.3.15 図示出力－ガス圧力（位相角の影響）

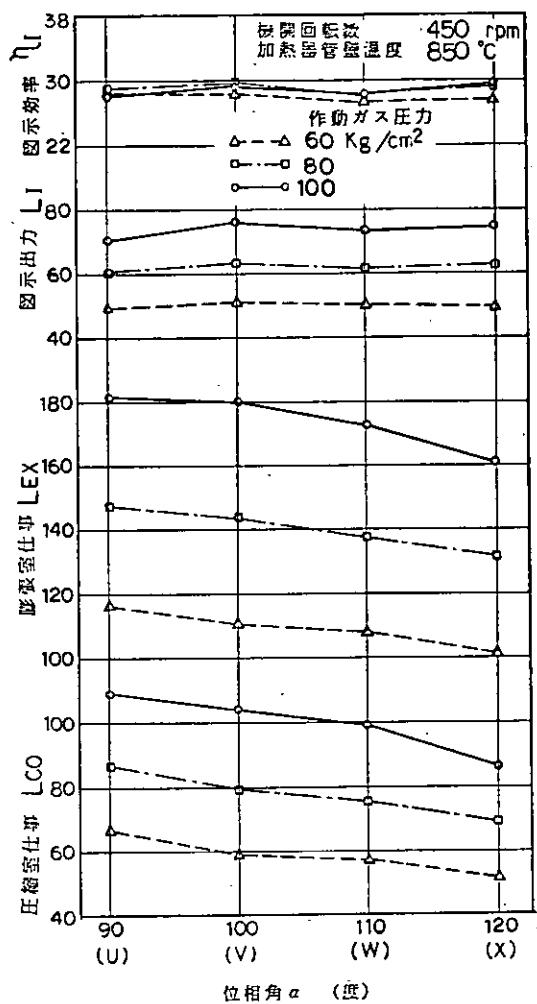


図2.3.16 位相角の影響(図示出力, 効率)

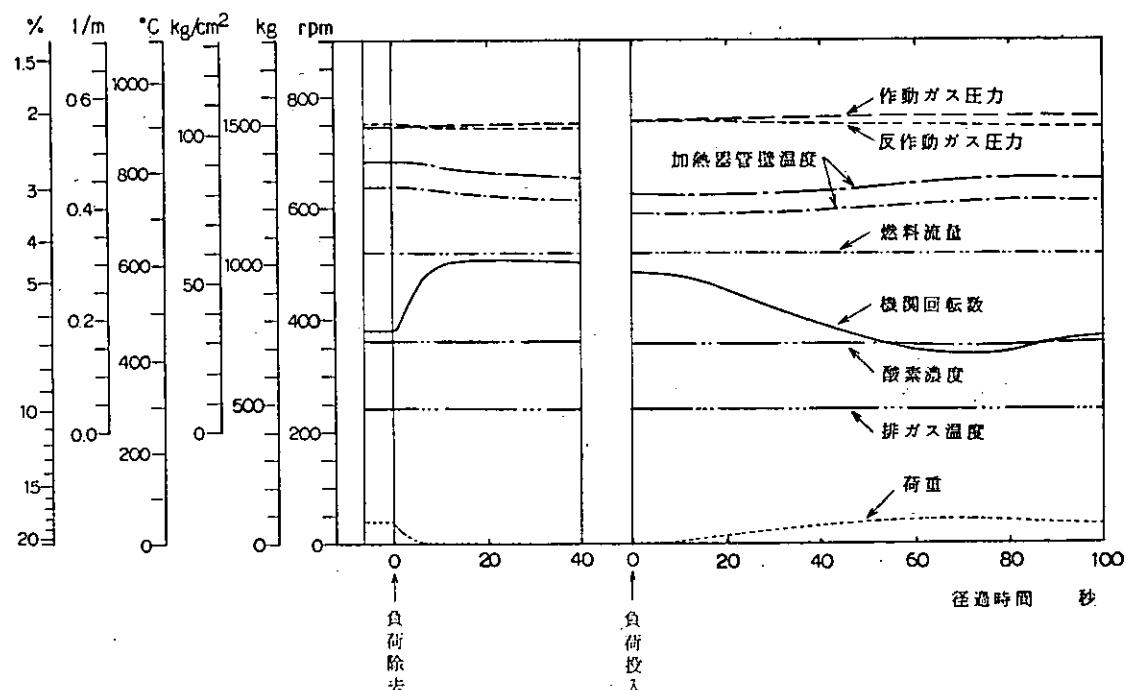


図2.3.17 負荷変更の特性

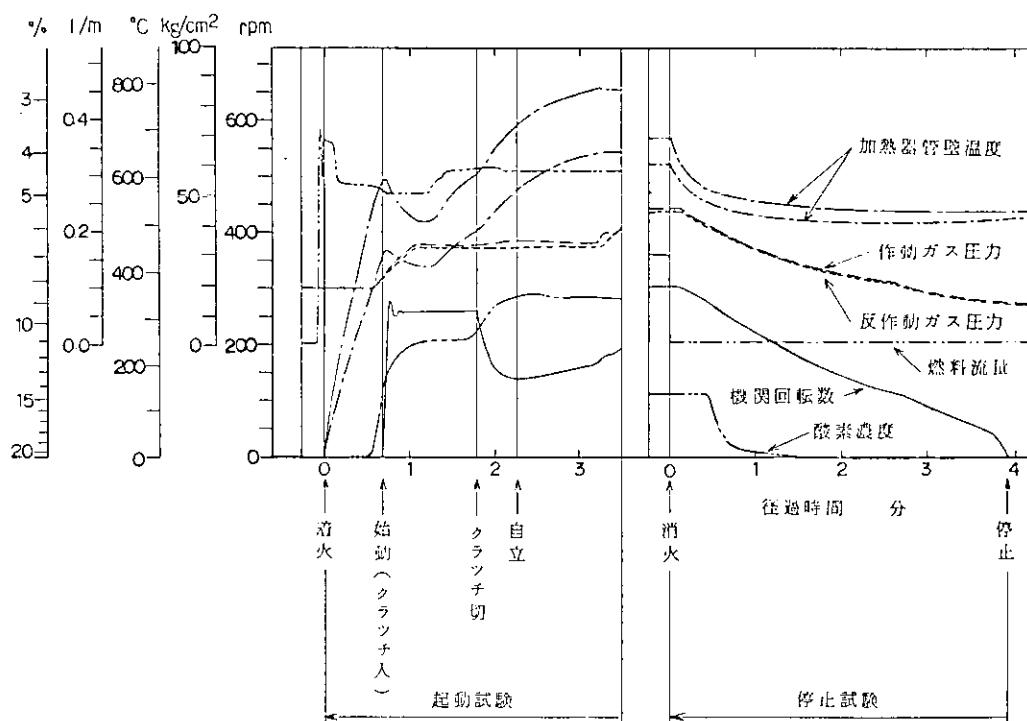
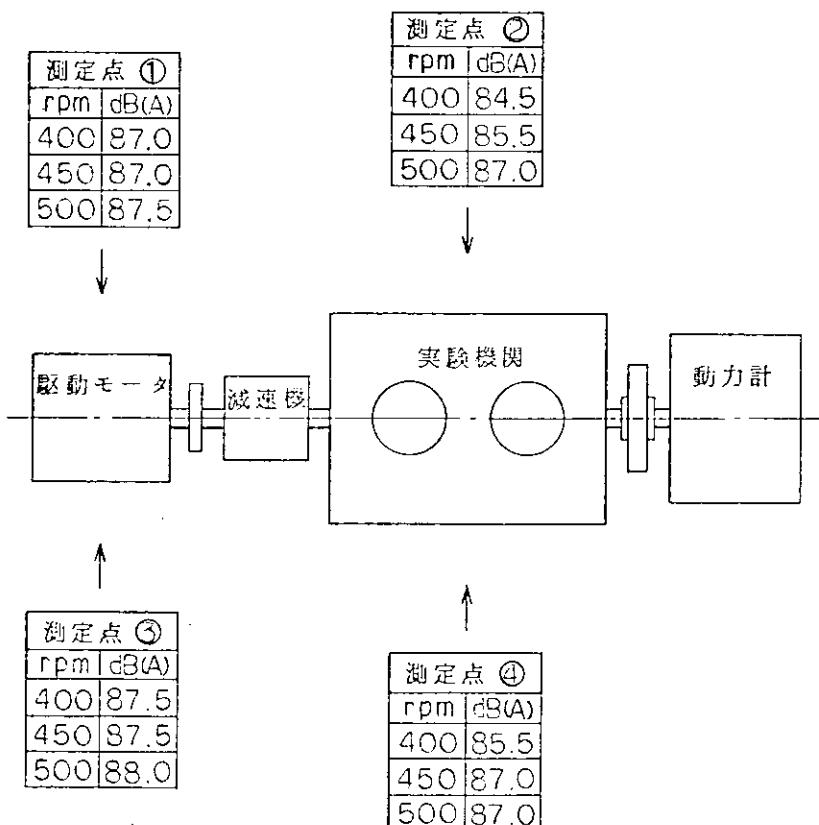


図2.3.18 起動・停止の特性



自立負荷運転状態 (平均ガス圧力 100 kg/cm²)
モータ回転数 900 rpm 一定

図2.3.19 驚音レベル

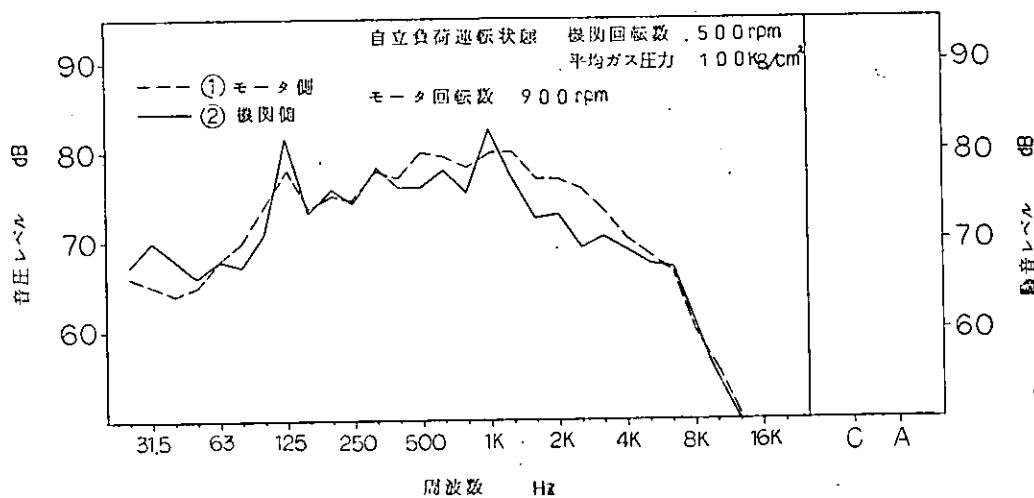


図2.3.20 騒音周波数特性

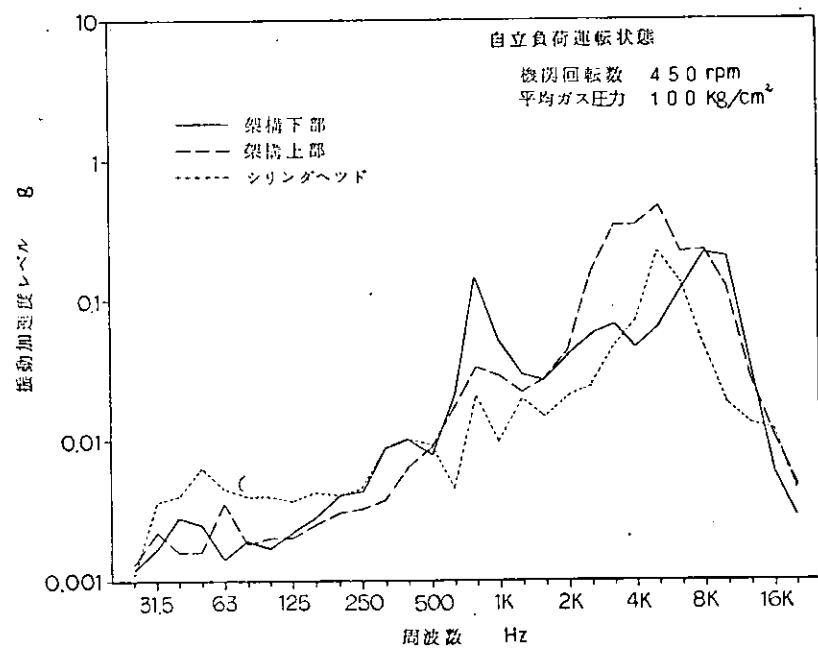


図2.3.21 振動加速度周波数特性

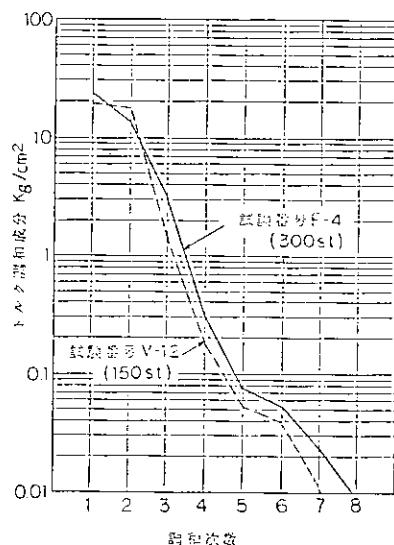


図2.3.22 トルク調和成分

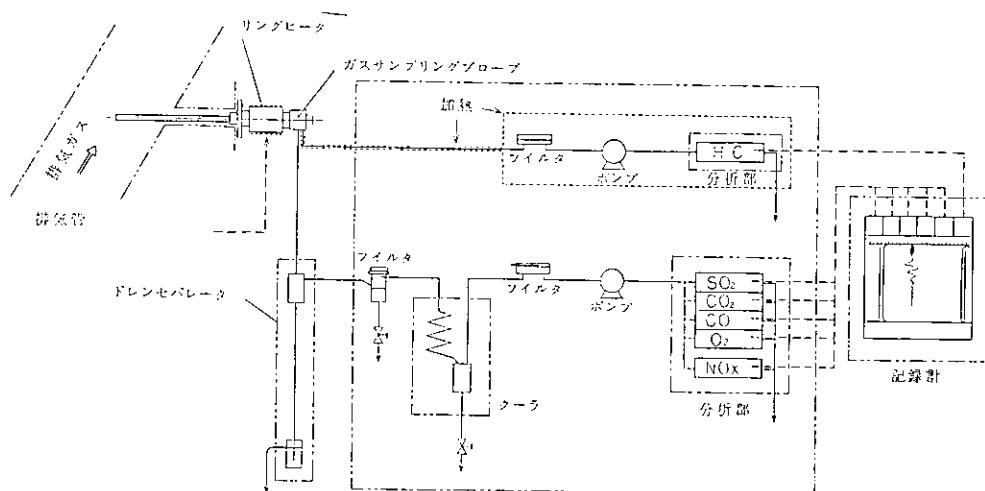


図2.3.23 サンプリング装置

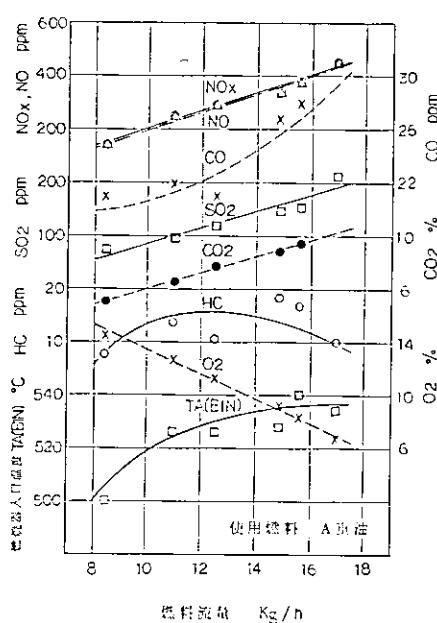


図2.3.24 排ガス濃度-燃焼量

2.4 熱交換器適応試験

2.4.1 熱交換器の仕様

昭和55年度は、前年度製作した熱交換器の他に、機関の性能向上、出力向上を目指して、新しく加熱器2組、冷却器2組、再生器1組を製作した。再生器はマトリックスをいくつか変えて試験している。

(1) 加熱器

表2.4.1に昭和55年度製作した加熱器(No.3), (No.4)の仕様を、図2.4.1に加熱器(No.4)の構造を示す。昭和55年度の運転試験では、加熱器(No.2), (No.3), (No.4)を用いている。加熱器(No.2)の仕様と構造は、昭和54年度研究成果報告に述べられており、加熱器(No.3)の構造は同じ成果報告に述べられている加熱器(No.1)とはほぼ同様である。

加熱器(No.3), (No.4)は伝熱管の素材としてハステロイ-Xを用いており高温強度面での余裕をもたせている。加熱器(No.4)は、伝熱管を再生器と直結させることにより、伝熱管内の作動ガス流量の均一化をはかるとともに燃焼量増加による出力増加を容易ならしめるため、燃焼室容積の増加、および加熱器伝熱面積の増加をはかっている。

(2) 再生器

表2.4.2に昭和55年度製作した再生器の仕様を、図2.4.2に再生器(No.7, 8), 再生器(No.9, 10)の構造を示す。再生器(No.5, 6)も構造的には、再生器(No.7, 8)とほぼ同様である。なお、昭和55年度の試験でも、再生器マトリックスは前年度と同様、ワイヤメッシュを用いており、線径を60~200メッシュの間で適宜組合せている。

再生器の断熱構造として、昭和54年度はセラミックを用いたが、十分な強度を示さなかったところから、昭和55年度は図2.4.2に示すような断熱構造としている。

(3) 冷却器

表2.4.3に昭和55年度製作した冷却器(No.3), (No.4), (No.5)の仕様を、図2.4.3に冷却器(No.3), 冷却器(No.4)の構造を示す。冷却器(No.5)は、冷却器(No.4)の伝熱管の一部をふさぐことにより、内容積の減少をはかったものである。

なお、実験機関の組合せ仕様と使用された熱交換器の種類は表2.3.2に示されている。機関の全体構成は図2.2.1に示されており、加熱器(No.4)では、伝熱管を再生器に直結して再生器、冷却器の台数を8台としている。

2.4.2 熱交換器の伝熱性能

(1) 加熱器

実験機関の試験結果から得られた加熱器の伝熱性能を図2.4.4, 図2.4.5に示す。図2.4.4は加熱器の吸熱量の燃焼負荷に対する変化を示したもので、それぞれ加熱器(No.2), (No.4)に対する結果である。ここで、加熱器吸熱量は、総入熱量から排ガス損失、放熱損失を差し引いた数値である。実線は計算値を示し、その計算方法は昭和52年度成果報告に示されている。部分負荷状態に対しての計算値を求める場合、管内作動ガス温度には実験値(平均値)を用い、燃焼室側のふく射熱流束には、定格負荷時の値に対して直線的に変化するものとしている。管内の熱伝達率を求めるための作動ガス流量はショミット理論に基づく平均流量を用いている。管内外面での伝熱面の汚れは考慮していない。

図2.4.4(a), (b)に示すように実験値と解析値は概ね一致しており、伝熱設計手法の妥当性が確認された。これより、定格負荷時に対しても計画値に近い熱吸収が期待される。

図2.4.5は加熱器(No.4)に関して、加熱器吸熱量を加熱器管壁温度(平均値)と加熱器管内ガス温度(入

口、出口の平均値)の差で割った伝熱能力を表わす値と管内のレイノルズ数との関係を示す。レイノルズ数はシュミット理論に基づく平均流速によって定義され、かつ基礎試験の結果に基づいて加熱器管壁温度と管内作動ガス温度によって補正している。位相角の異なる4種のデータは概ね一本の直線上に整理され、加熱器の伝熱性能を評価するにあたっては、第1近似としてシュミット理論に基づく平均流量を用いてよいことが分かる。

図2.4.6は加熱器管壁温度の測定例を示す。加熱器出入口における作動ガス温度も併記している。加熱器管壁温度は円周方向に4点測定しており、図中の値はその平均値である。管壁温度は加熱器の上部で高く、上下方向に大きな分布を生じており、これは管内ガス温度にも起因するものであることがわかる。加熱器全体としての伝熱性能の評価にあたっては、加熱器管壁温度、作動ガスとも平均値を用いることが妥当であることは前述の通りであるが、加熱器の耐熱強度等に関しては管の最高温度が重要であるから、作動ガスの温度分布を含めて十分に評価する必要がある。

なお、加熱器管壁温度は熱電対の指示値であって、熱電対取付位置の問題もあって、熱ふく射の影響をうけ、実際の管表面温度よりも高い値を示すことは、昭和54年度成果報告にも示した通りである。

(2) 再生器

図2.4.7に再生器の伝熱性能を示す一つの指標として、次式で表わされる再生器素通り熱△QRと加熱器吸熱量の比と、作動ガスの温度比との関係を示す。

$$\Delta Q_R = Q(CL) - Li(CO) \quad \text{Kcal/h}$$

ここで、 $Q(CL)$; 冷却器放熱量 $\quad //$
 $Li(CO)$; 圧縮仕事(熱量換算値) $\quad //$

図2.4.7は再生器(No.9)と(No.10)を比較したものであるが、メッシュの粗いマトリックスを用いた再生器(No.10)の方が素通り熱量が小さくなっている。

図2.4.8は再生器内の時間平均温度を示したもので、高温側の温度降下割合が大きいが、これは再生器内の質量分布と放熱損失に関係しているものと考えられる。図2.4.9には再生器前後および膨張室圧縮室間の変動差圧を示している。膨張室圧縮室間の全差圧の半分以上を再生器での差圧がしめており、再生器(No.9)ではその割合が大きい。また、再生器(No.9)と(No.10)では、再生器前後の差圧が倍以上異っており、これが機関出力の差となっている。図2.4.10に再生器前後の変動温度を示している。高温側(TG(R-H))、低温側(TG(R-C))ともほぼ同様の変動である。変動温度の測定方法は昭和54年度成果報告に述べられている。

以上、再生器については、マトリックスの伝熱と圧縮が機関の出力に大きく影響することが示されたが、現在の機関に対して最適な仕様を決定するには至らなかった。

(3) 冷却器

図2.4.11、2.4.12に冷却器(No.1)、(No.5)の試験結果から得られた伝熱性能を示す。図2.4.11、2.4.12では実測された作動ガス温度、冷却水温度から求めた熱貫流率と作動ガスの流量に加熱器と同様シュミット理論に基づく平均流速を用いて求めた熱貫流率との関係を示す。

図2.4.11に示すように冷却器(No.1)では、昭和54年度成果報告に示されている熱貫流率(A~Dのデータ)よりも高い値となっている。昭和54年度の試験では管内に潤滑油の混入があり熱貫流率を低下させる原因となっていたが、シール装置等の改善により油の混入を防止できることにより、計算値に近づいている。図2.4.12には、冷却器(No.5)に対する結果を示している。

以上の通り、計算値と実験値に若干の差異があり、これらは管内外の汚れによる熱抵抗と、ピストンシールより作動ガスの洩れによる作動ガス流量の減少が主と考えられる。なお、冷却器に関する計算値も加熱器と同様、管内にシュミット理論による平均流量を用いることによって、位相角の影響は無視してよいことがわかる。

表2.4.2 供試再生器の仕様

項目	仕様番号	No. 5		No. 6		No. 7		No. 8		No. 9		No. 10	
		容積内径 mm	長さ mm										
形式	内筒整形												
管材質	ハステロイ-X												
管内径	No. 3	No. 4											
管外径	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
管長さ	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
管本数	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100
内側管列直徑	96	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120
外側管列直徑	300	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360
フィン材質	SUS-304												
フィン幅	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
フィン板厚	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
フィン枚数	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
管内流体種別	ヘリウム												
内容積	2.100×10^{-3}	2.523×10^{-3}											
管外流体種別	A重油燃焼ガス												
所要熱交換量	308.9×10^3	370.7×10^3											
単位	kcal/h												

表2.4.1 供試加熱器の仕様

項目	仕様番号	No. 3		No. 4		No. 5	
		形式	寸法	形式	寸法	形式	寸法
管内流体種別	ヘリウム						
内容積	2.100×10^{-3}	2.523×10^{-3}					
管外流体種別	A重油燃焼ガス						
所要熱交換量	308.9×10^3	370.7×10^3					
単位	kcal/h						

表2.4.3 供試冷却器仕様

項目	仕様番号	No. 3		No. 4		No. 5	
		形式	寸法	形式	寸法	形式	寸法
管外寸法	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
管内寸法	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
管長さ	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
管本数	本/ユニット	187	109	360	360	85	85
ユニット数		4	8	8	8	8	8
管内容積	m ³	2.163×10^{-3}	2.219×10^{-3}	2.219×10^{-3}	2.219×10^{-3}	1.730×10^{-3}	1.730×10^{-3}

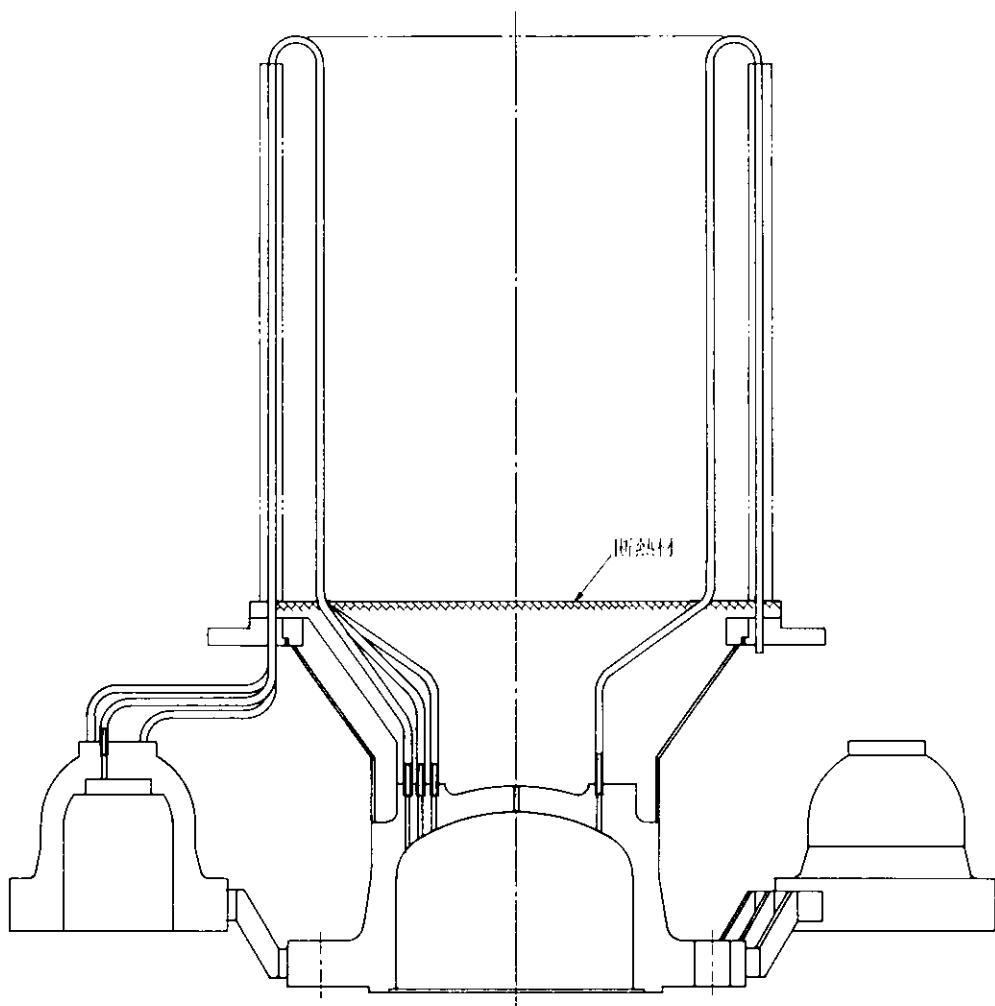


図 2.4.1 加熱器（No.4）の構造

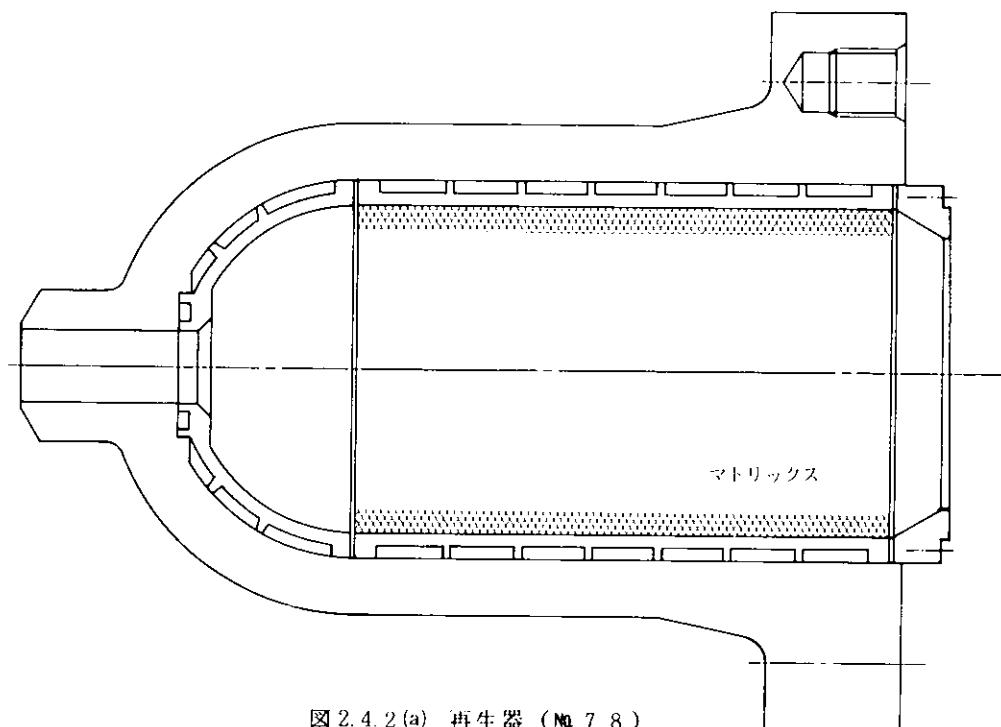


図 2.4.2(a) 再生器（No.7, 8）

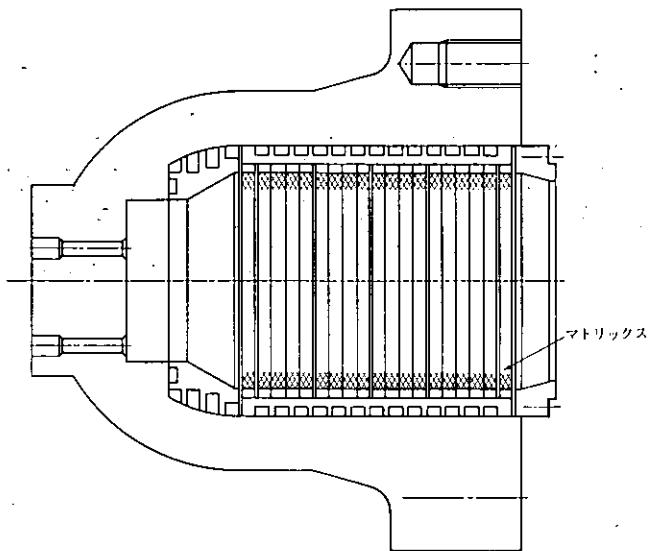


図 2.4.2 (b) 再生器 (No. 9.10)

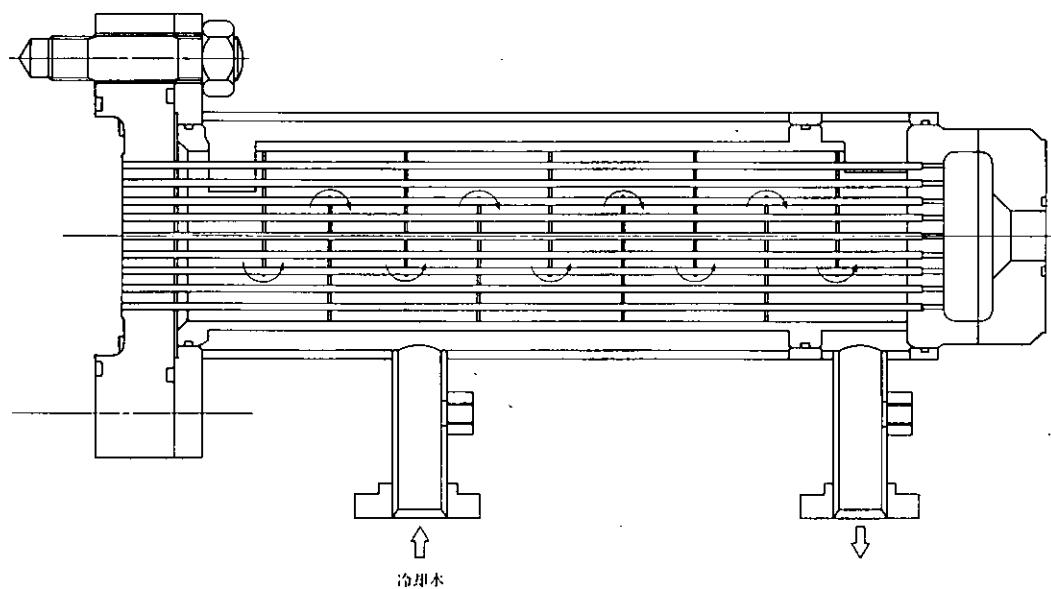


図 2.4.3 (a) 冷却器 (No. 3)

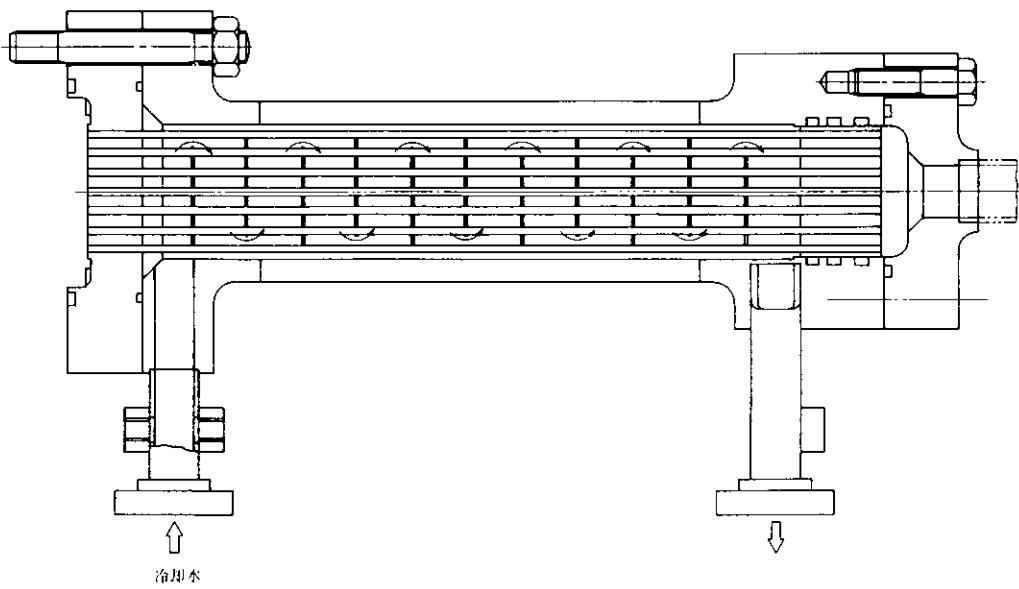


図 2.4.3 (b) 冷却器 (No. 4)

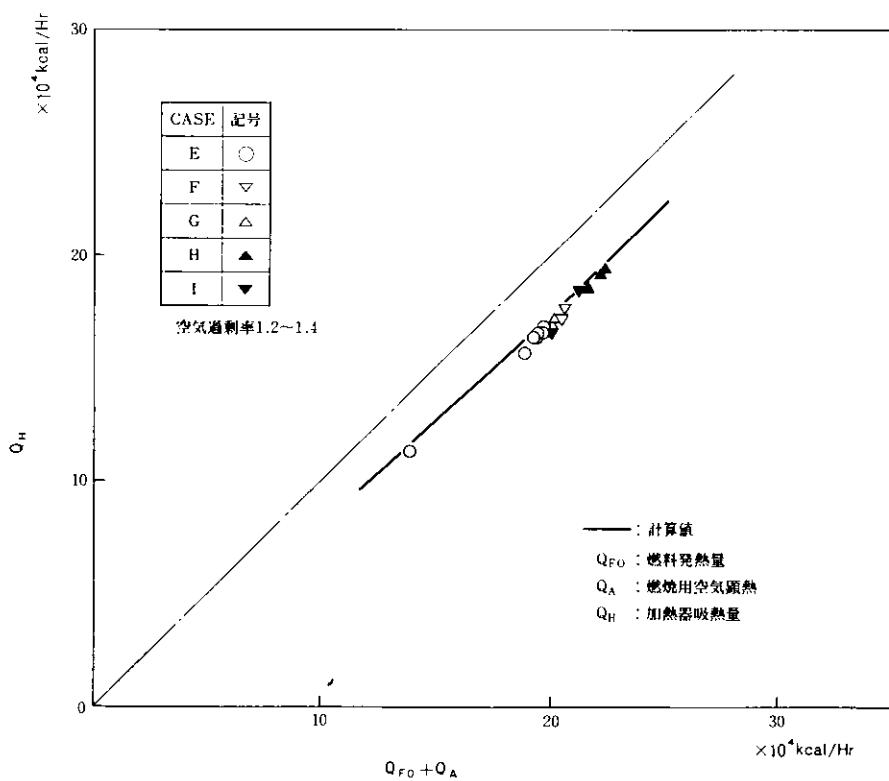


図 2.4.4 (a) 加熱器 (No. 2) の伝熱性能

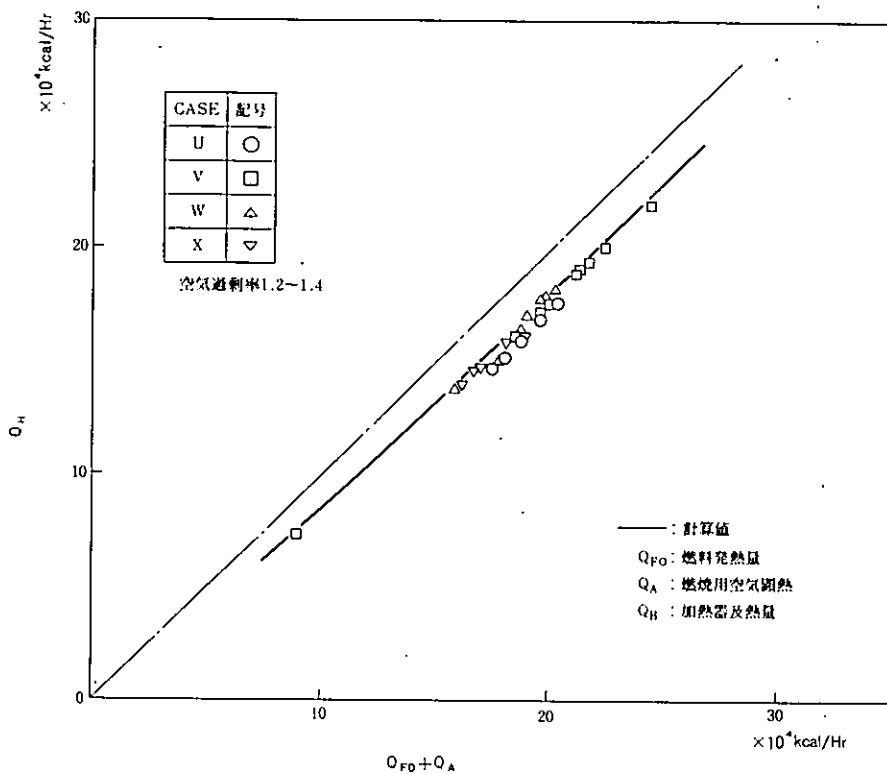


図 2.4.4 (b) 加熱器 (No. 4) の伝熱性能

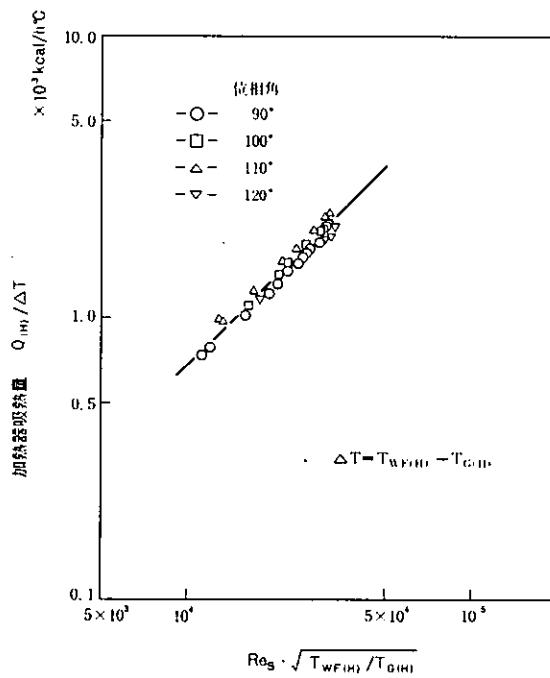


図 2.4.5 加熱器 (No. 4) の伝熱特性

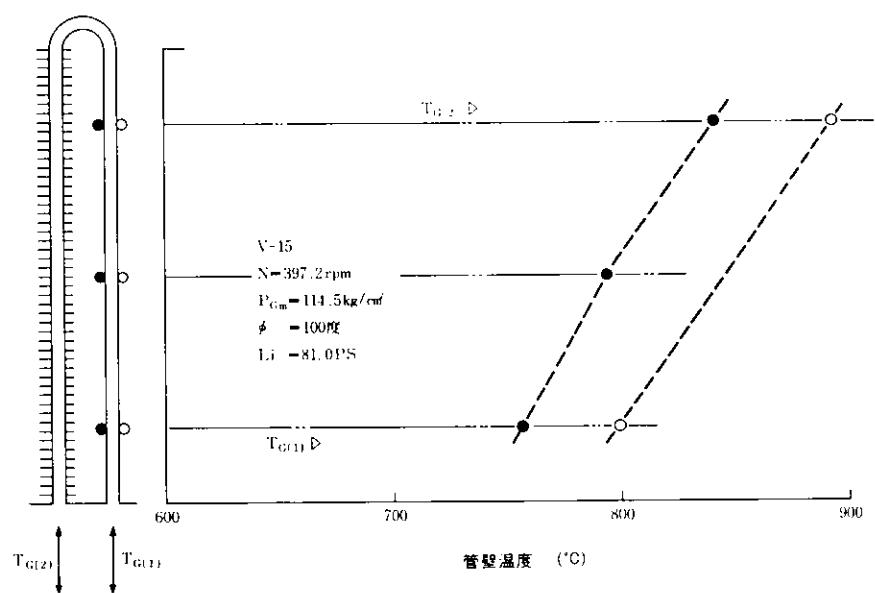


図 2.4.6 加熱器管壁温度測定値

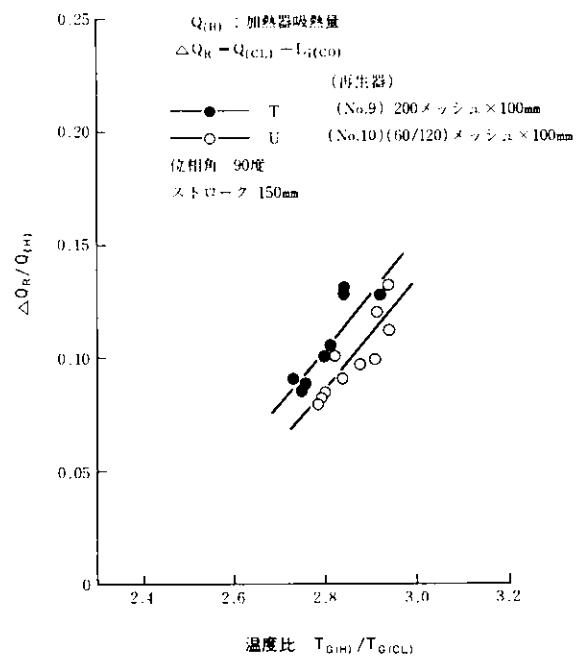


図 2.4.7 再生器素通り熱

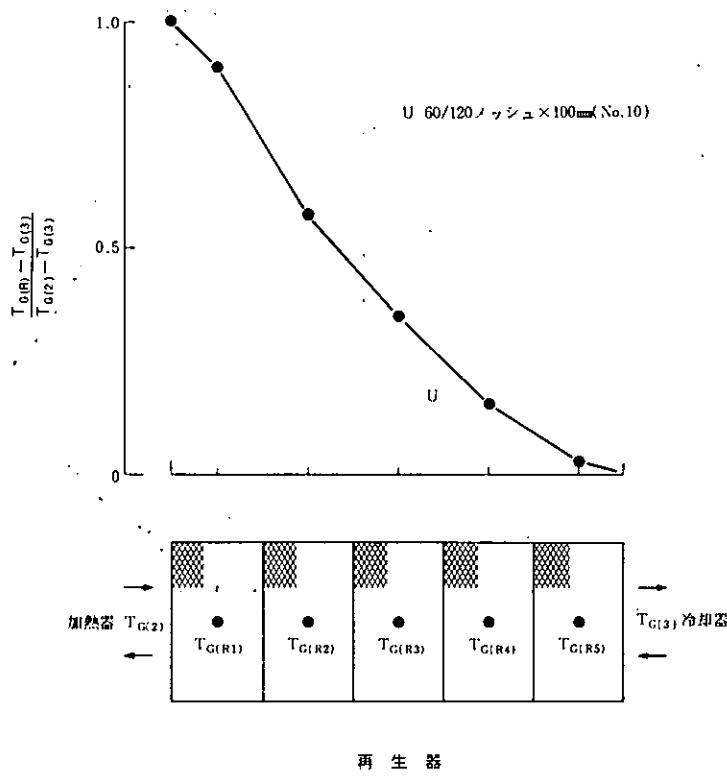


図 2.4.8 再生器内温度分布

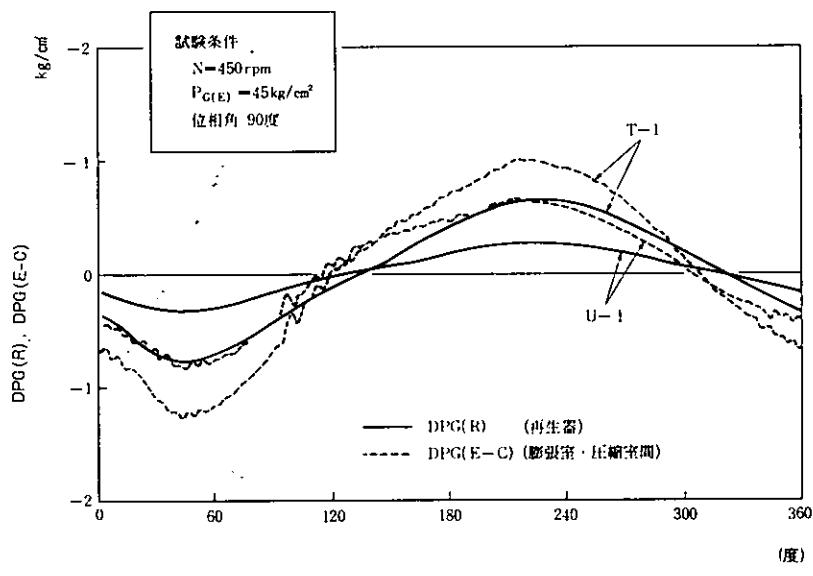


図 2.4.9 変動差圧測定例

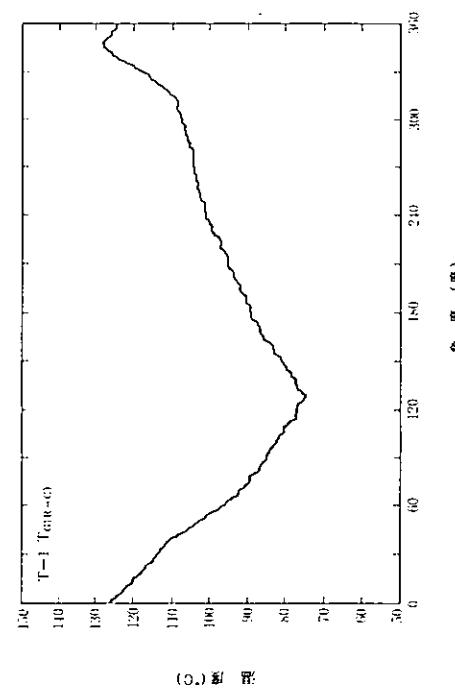
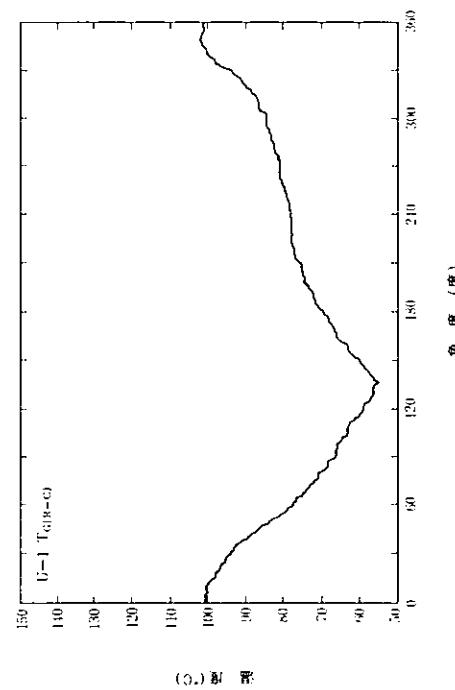
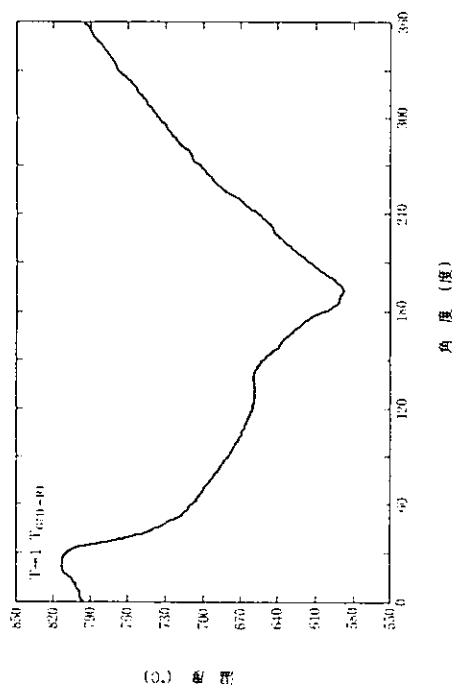
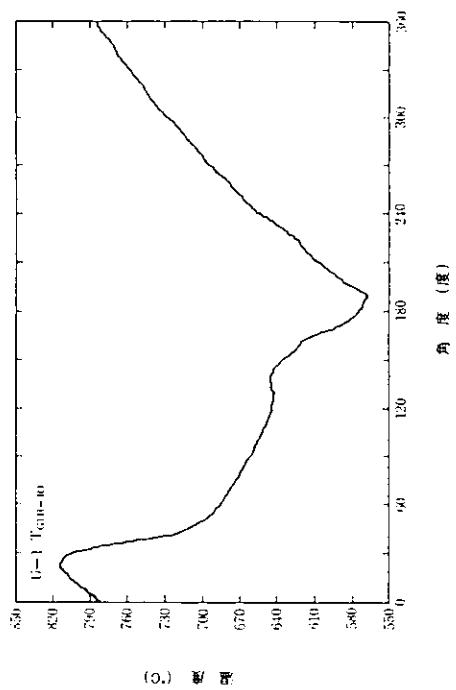


图 2. 4. 1 0 (a) 测定例 (T-1)

图 2. 4. 1 0 (b) 测定例 (U-1)

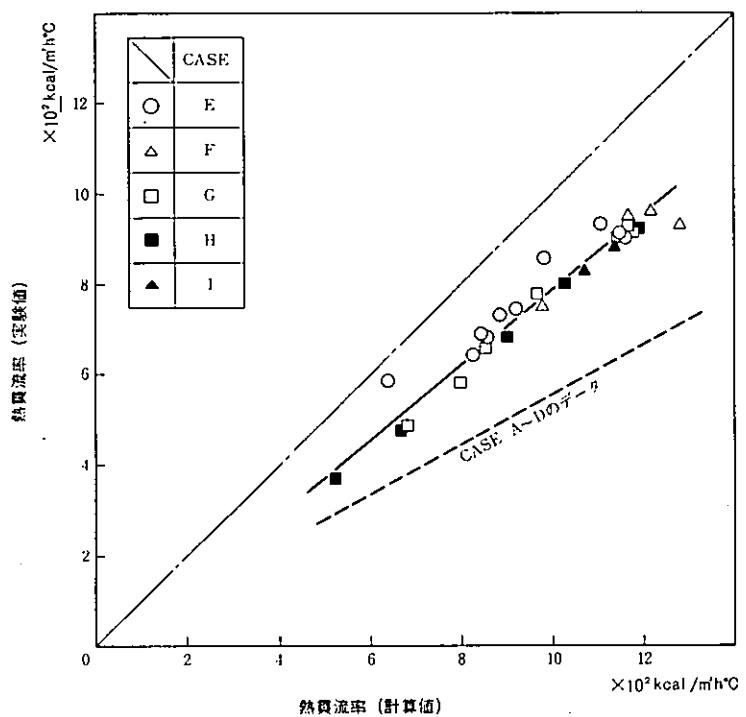


図 2.4.11 冷却器 (No. 1) の伝熱性能

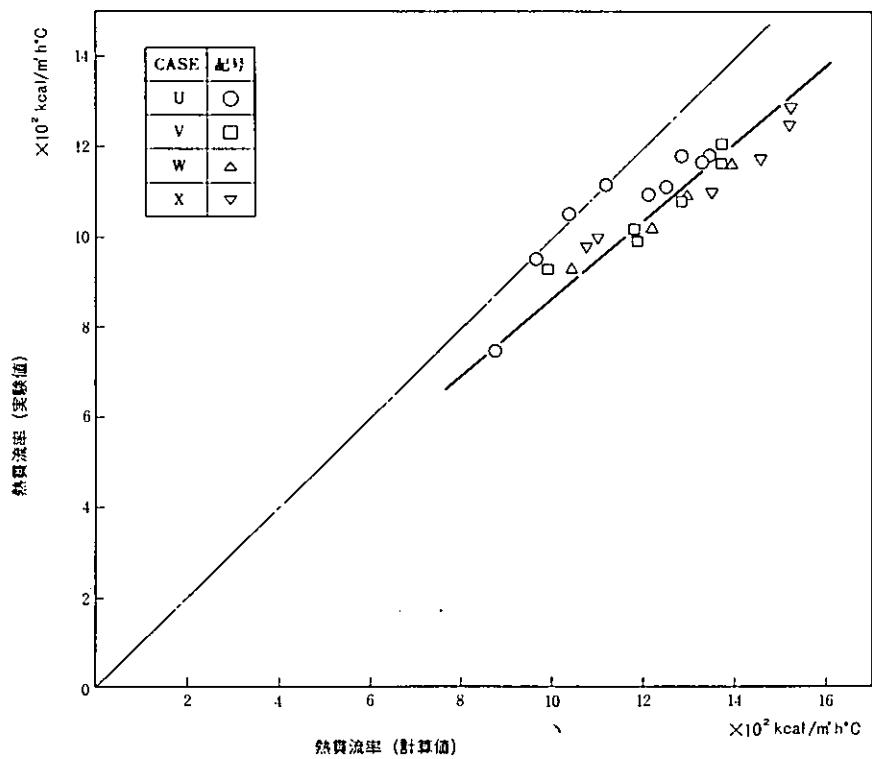


図 2.4.12 冷却器 (No. 5) の伝熱性能

2.5 燃焼器適応試験

2.5.1 燃焼器の仕様

昭和55年度は、機関の出力向上を目指して、新しく燃焼器1組を製作した。図2.5.1に昭和55年度製作した燃焼器(No.2)の構造を示す。これに組合せる空気予熱器等は、前年度製作したものと構造的にはほぼ同様である。前年度までは、バーナスロート部を燃焼用空気のみで冷却する構造としていたが、これではバーナスロート部の温度が高温となり、耐熱上、燃焼負荷を十分に上げるには限界があった。昭和55年度は、バーナスロートの内側に、耐火材を設けバーナスロート部の温度を耐熱限界内におさえる構造としている。また、燃焼用空気路を改良して、燃焼負荷を十分上昇するに要する燃焼空気量を確保できるよう、空気通路の流動抵抗の軽減を行った。

2.5.2 燃焼器の燃焼特性

図2.5.2に燃焼器(No.2)の各部の圧力を示す。これは、冷空気による試験結果で、各部の圧力の差がその間の圧力損失となる。昭和54年度の試験で用いた燃焼器(No.1)では、圧力損失のうち最も大きいものは、空気予熱器とバーナ入口の間で、全圧損の3分の2を占めており、試験を行うまでの制約の1つとなっていた。この点を改善した燃焼器(No.2)では、実際の燃焼状態においても、同一送風機で十分な燃焼用空気が確保できることがわかる。

図2.5.3は燃焼器の熱バランスの代表例である。放熱損失(Q_{RAD})の求め方は昭和54年度成果報告に述べられている。昭和55年度において実際に得られたボイラ効率の最高値は、空気過剰率1.21において、90.3%であり、定格空気過剰率1.1においては目標値(放熱損失を除いて92.4%)を達し得ると考えられる。

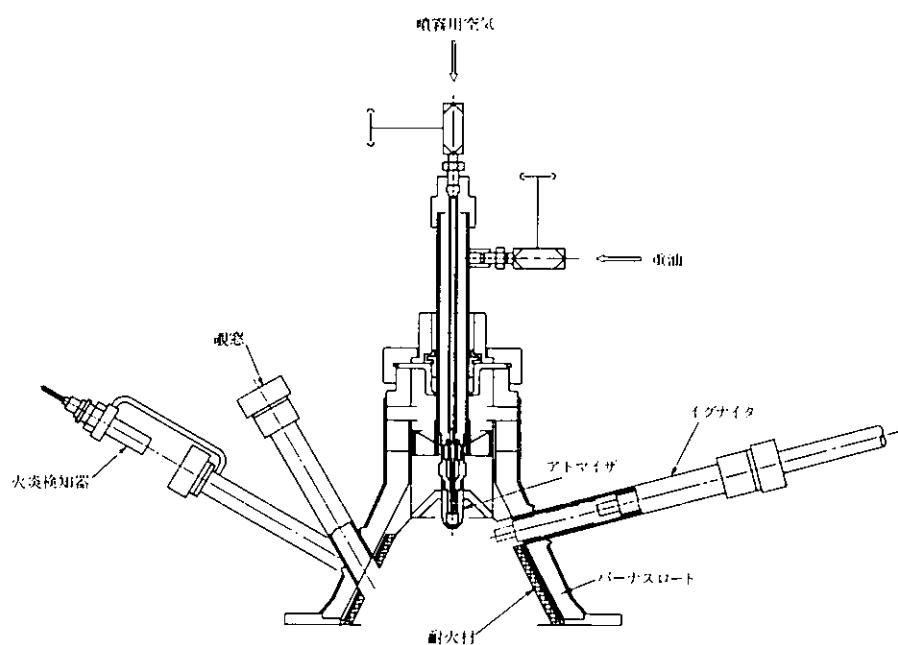


図2.5.1 燃焼器(No.2)

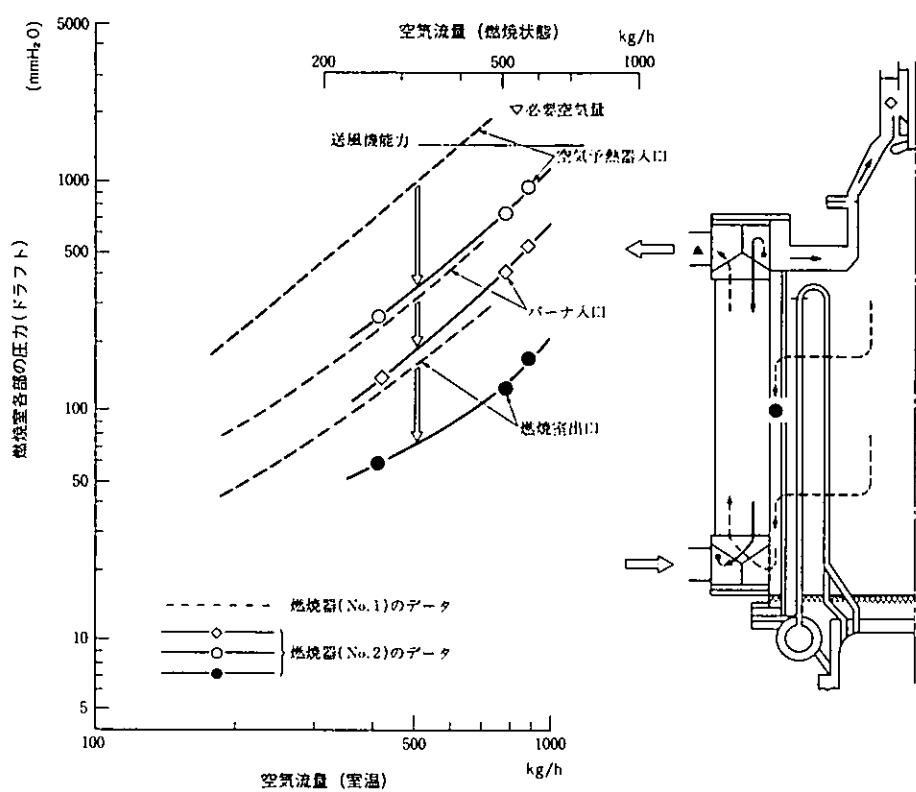


図2.5.2 燃焼器各部の圧力

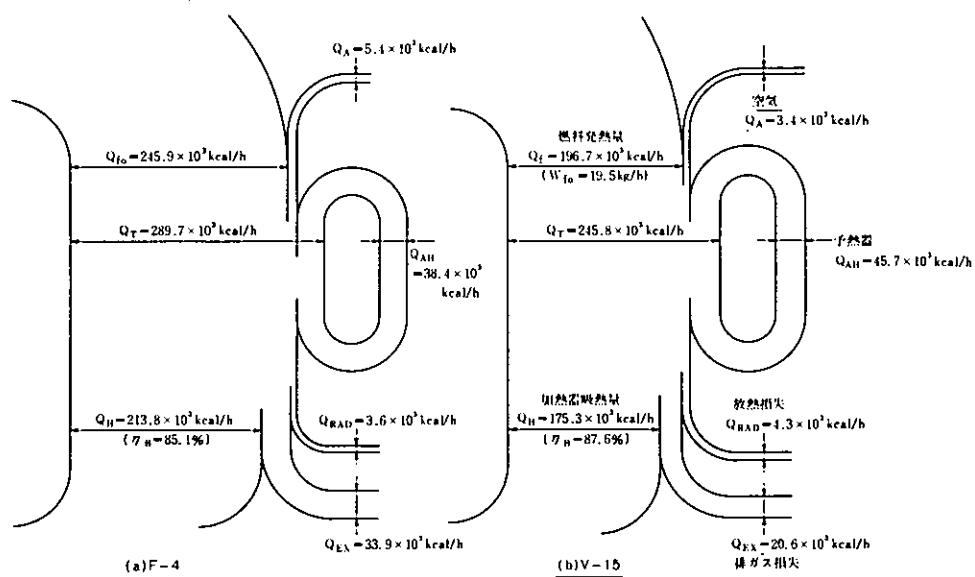


図2.5.3 燃焼器の熱バランス

2.6 シール装置適応試験

2.6.1 ピストンリング

(1) 供試体の構造および使用状況

図 2.6.1 は実験機関に供したピストンリングの断面形状と組合せを示したものである。同図(a)は300 mmストローク仕様に用いた3ピースリングである。No.1 リングはシール機能を持たないライダーリングでピストン横搖れ防止のために用いている。No.2 リングからNo.5 リングまでがシールを目的とした3ピースリングで、2本のブレーンリングと1本のバックアップリングから構成されている。それぞれ合口付であるが、組込時それぞれの合口をずらすことにより合口部分のガス流れを防止している。リング材質はいずれもテフロン樹脂である。このリングを用いた時の運転状態は作動ガス圧力が非常に不安定な状態、具体的には作動室と反作動室のガス圧力が相互に影響しながら逆転を繰返す状態が発生した。これはリングの装着状態が運転中に変化することによりシール性能が不安定となり、そのためにおこるものと考えられる。又このリングは摩耗量が大きく、その摩耗粉が作動室内にかなり蓄積していた。これはピストンリングが背圧を受ける関係上面圧が高くなるためと考えられる。

図 2.6.1(b), (c)は150 mmストローク仕様に用いたピストンリングである。前述の3ピースリングが圧力不安定状態、背圧による早期摩耗があったため、リングが移動せず、しかも背圧による面圧上昇のない構造であるエンドレスリングを4本用いる同図(b)の組合せを採用了。通常テフロン系のエンドレスリングは温度膨張が大きく、スターリング機関には不適であるが、このエンドレスリングは金属環に圧入することにより温度膨張を小さくし、しかもその金属環をピストンに固定することによりリング移動を阻止することを特長としている。しかし設計にあたっては運転中のライナーとピストンリングそれぞれの温度を正確に把握しておかなければ、シール性能が不足であったり、リング焼付が生ずる原因となる。図 2.6.2 は運転時のライナーとの隙間予測図で(a)はピストン上死点、(b)はピストン下死点での隙間を示したものである。常温時はかなり隙間が大きいが、運転中各部が定常温度状態に達すると隙間が減少することがわかる。しかし、設定温度を誤ると前述の如くシール性能不足、或いはリング焼付をおこすため、この点がかなり難しく、実際の実験機関では満足する結果は得られなかった。しかし、このリング組合せにより、圧力不安定状態と多量の摩耗粉発生という問題は解消された。

最終的には図 2.6.1(c)に示すような金属環入りエンドレスリングと段付合口リングの併用を行った。この場合エンドレスリングにはブレーカーリング的な効果を持たせ、中央部3本のリングでシール性能の向上を図ったもので、この3本のリングは段付合口により3分割されたもので、バックリングはこれら合口からの洩れを防止するためのものである。そしてリング材質は背圧による面圧上昇に対し、耐摩耗性、摩擦抵抗に優れたポリイミド系を使用した。その結果シール性能に対しては若干改良の必要があるが、圧力の不安定状態、早期摩耗等の問題点は解決された。

(2) ピストンリング静的洩れ試験

ピストンリングのシール性能評価として機関組込状態において、静的洩れ試験を実施した。試験方法は機関停止状態において作動ピストン下側は大気開放とし、上側を加圧、その圧力降下状態を観察し、洩れ量を次式により求める方法をとった。

$$\Delta G = \frac{(P_1 - P_2)V}{RT \Delta t} \quad \text{kg/min} \quad (2.6.1)$$

但し

$\triangle G : (P_1 + P_2) / 2 \text{ kg/m}^2$ における洩れ量 (kg/sec)

P_1 : 時刻 t_1 での作動ピストン上側圧力 (kg/m²)

P_2 : 時刻 t_2 " "

R : ガス定数 (kg-m/kg °K)

T : 作動ピストン上側平均ガス温度 (°K)

$\triangle t$: 観測時間 = $t_2 - t_1$ (min)

V : 作動ピストン上側容積 (m³)

図2.6.3と2.6.4は上述の方法により求めた新品時と運転後の洩れ量とガス圧力の関係を示した図で、図2.6.3は3ピースリング、図2.6.4は金属環入りエンドレスリングの場合である。洩れ量の単純な比較では3ピースリングの方がシール性能は優れているが、エンドレスリングは運転時には熱膨張があり、図2.6.2に示したように隙間が減少、シール性能は向上するものと考えられる。図2.6.2の場合、常温時の隙間面積は65.6mm²であり、運転中のそれは17.3mm²となり、単純に比較すると運転中の洩れ量は静的洩れ量の約1/4となる。一方新品時と30数時間運転後の比較では3ピースリングの性能低下が大きく、40kg/cm²において洩れ量は10g/minから85g/minと約8.5倍になっている。しかし、エンドレスリングの方は同じく40kg/cm²において85g/minから155g/minと2倍弱の増加であり、前述の温度条件を加味した場合、リングとしてはエンドレスの方が優れているものと考えられる。そして、最終段階で採用した図2.6.1(e)に示す併用形のピストンリングは静的洩れ量は大差はないが、時間的劣化がほとんどなく、60数時間運転後の静的洩れ試験でもシール性能低下は認められなかった。

ピストンリングに関してはシール性能の面からは、未だ満足のいく結果を得ていないが、リングに起因する不安定状態は解消され、又寿命の点でも実験段階では支障ないものとなった。しかし、実用上はかなり改善の必要があり、今後のスターリング機関研究では重要課題とする必要があろう。

2.6.2 ロッドシール

(1) 供試体の構造および使用状況

ロッドシールに関しては、前年度油上りが非常に大きな問題となり、まずその対策を主眼とした。図2.6.5は油上り対策ロッドシールの組合せを示したもので、前年度使用したものと基本的には同じであるが、油切りシールの追加とシール性能向上のため断面形状を一部変更したものである。No.1リングはピストンロッドをガイドするためのブッシュ、No.2リングは背面にコイルスプリングをもった半径方向に3分割されたブレーカリング、No.3,4リングは接線方向に3分割されたリングをダブルに用いた圧力ブレーカーを目的としたセグメントリングである。そしてNo.5,6リングは台口付の2本のシールリングと一本のアウターリングからなる3ピースリング、No.7リングは台口付シールリングとOリングおよびエンドレスのガイドリングからなるリング、No.8,9,10リングは背面にOリングをもったUパッキンである。更に、No.11リングとして最下段に往復運動用のオイルシールを装着し、且No.10とNo.11リングの間に飛沫した油がピストンロッドに附着しないよう油切り板を取付けている。このNo.10とNo.11リング間の距離は1ストローク以上あることが望ましいが、300mmストローク仕様の場合はこれを満足していない。

これらの組合せにより、油上りに関しては300mmストローク仕様においては僅かの油上りが認められたが、150mmストローク仕様では完全になくなかった。これは300mmストロークではNo.10, 11リング間距離が1ストローク分確保できなかったのに対し、150mmストロークでは1ストローク以上となつたためと考えられる。しかし、150mmストローク仕様では早期摩耗という新たな問題が発生、更に運転中ロッドシールからのガス洩れが

異常に増大する傾向がみられた。データについては後述するが、これはシールリングのフラッタリング現象によるものと考えられるので、次に図2.6.6に示すような板ばね付シールリングを使用した。組合せは図2.6.5に示したものと同じであるが、No.5, 6, 7を板ばね付に変更したものである。このリング採用により運転中の異常洩れはなくなったが、早期摩耗によるシール性能低下は解消されず、最終的には図2.6.7に示すような液体シールを採用した。軸シールのための2段のVリングと下面からの洩れを阻止するシールリングを図に示すようにスプリングで押えた構造で、実験機関ではこれを2組装着、上側には油上り防止用のオイルシールを取付けた。なお、シールリングはピストンロッドの振動に対しても追従する構造となっている。このロッドシールの採用により、シール性能は非常に良好な状態となり、通常の方法で洩れを検知することは不可能な程度にまでなった。しかも油上りもなく、スターリング機関に対して、充分実用に供するものと考えられる。

(2) ロッドシール洩れ試験

ロッドシールのシール性能評価として、ピストンリング同様の静的洩れ試験と運転時の洩れ量を求める動的洩れ試験を実施した。静的洩れ試験の試験方法は作動ピストンの上下両側を連通状態とし加圧、ピストンリングの場合と同様、その圧力降下状態を観察することにより、ロッドシールからの洩れ量を求める方法によった。又動的洩れ試験は運転中外部からのガス供給は行わず、作動室と反作動室の圧力及び温度の時間変化を測定し、作動室と反作動室のガス重量を計算し、洩れ量を求める方法を行った。この場合洩れ量はNo.1, No.2シリンダー両方の和として求めている。

図2.6.8および図2.6.9は上述の方法により求めたロッドシールの洩れ試験結果である。なお、両図共静的洩れ試験はNo.1, 2シリンダーそれぞれについて求めた洩れ量の和で示している。図2.6.8に示した組合せのロッドシールで150mmストローク仕様の場合である。図から明らかなように動的洩れが静的洩れに比して異常に大きくなっていることが解る。これは運転中シールリングがフラッタリングをおこし、リングの上側から裏側、下側を通ってガスが吹き抜けるためにおこるものと考えられる。又経時変化については新品時と38時間運転後の静的洩れ量で比較した場合、高圧側($70\text{ kg}/\text{cm}^2$ 以上)でシール性能が低下している。

図2.6.9は板ばね入りシールリングを装着したロッドシールの洩れ試験結果である。38時間運転後の動的洩れと静的洩れの比較については大差なく、板ばねを入れることにより、シールリングのフラッタリングを防止したことの効果があらわれている。しかし、新品時と38時間運転後の静的洩れ量にはかなりの差があり、寿命の点で問題となろう。しかしながら、図2.6.8に対して洩れ量は極端に小さく、 $90\text{ kg}/\text{cm}^2$ において $15\text{ g}/\text{min}$ から $4.5\text{ g}/\text{min}$ まで低下している。なお、図2.6.7に示した液体シール方式の場合、上述の洩れ試験方法では静的、動的共に洩れ量を求ることは不可能で、実質的に洩れはないものと言える。現実には $100\text{ kg}/\text{cm}^2$ の圧力で1時間以上保持しても圧力降下は認められなかった。又48時間運転後の洩れ試験においても同様の状態であった。

以上の如く、ロッドシールに関しては図2.6.7に示した液体シール方式で基本的に問題はなく、実用的改良の必要はあるものの、スターリング機関用ロッドシールとしては充分実用に供することができるものと考えられる。

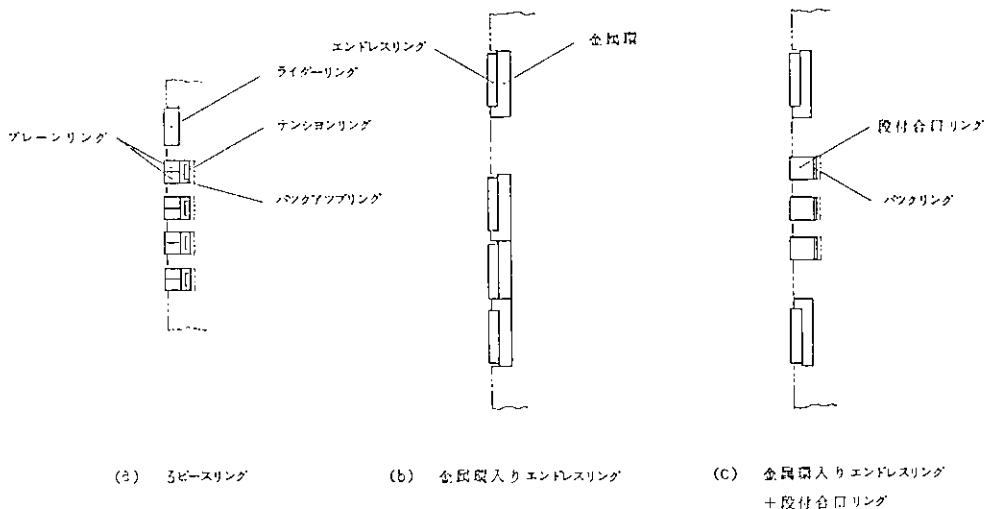


図 2.6.1 ピストンリングの構成

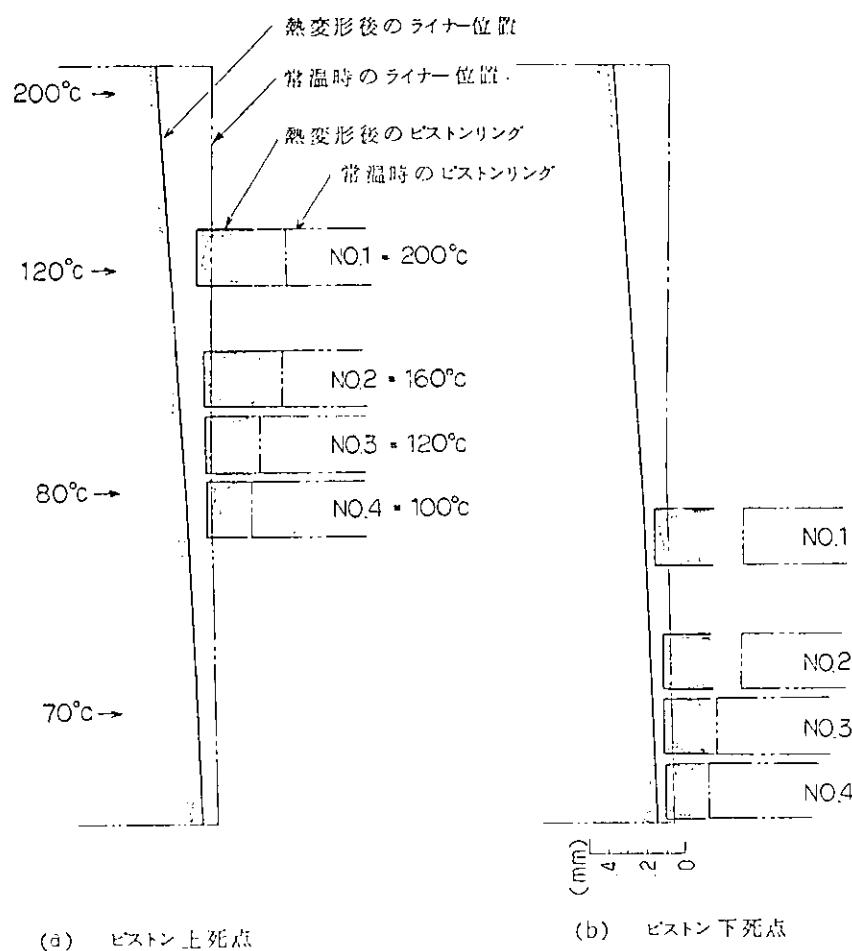


図 2.6.2 エンドレスリングの運転時の隙間予測

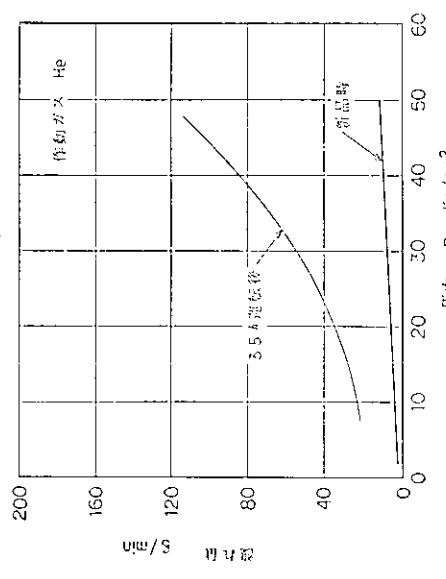


図 2.6.3 ピストンリング静的洩れ試験(3ピースリング)

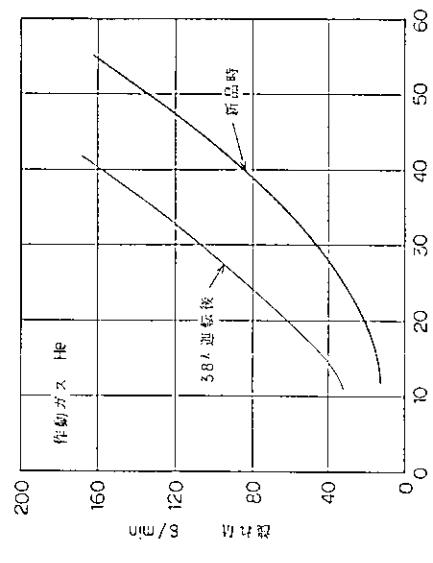


図 2.6.4 ピストンリング静的洩れ試験(金属環入りエンドレスリング)

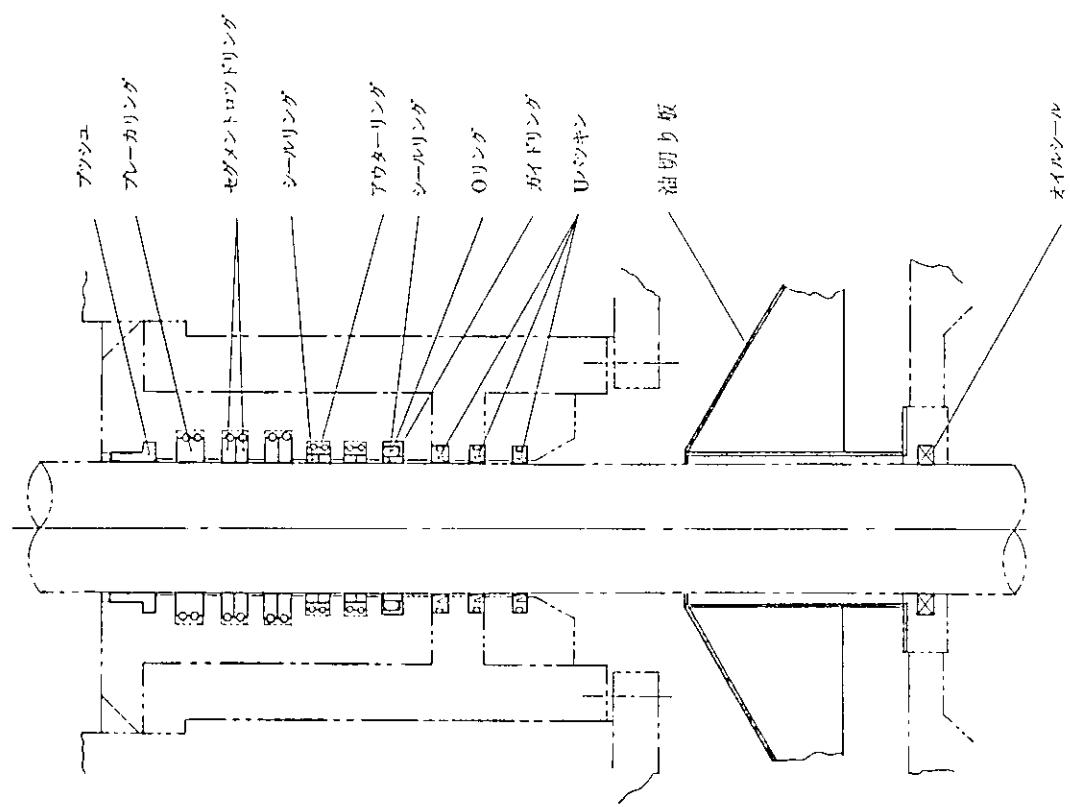
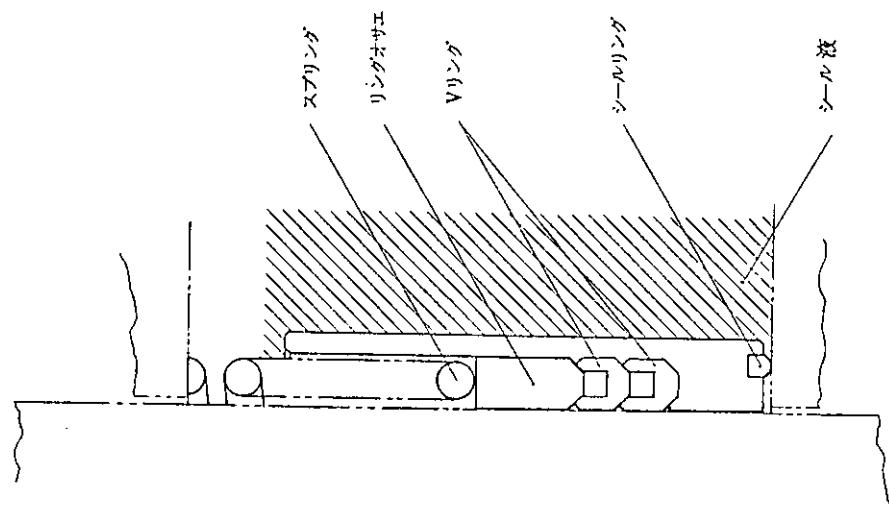
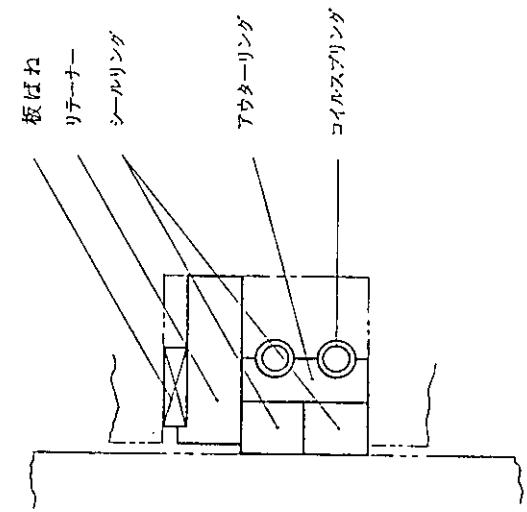


図 2.6.5 油上り対策ロッドシール



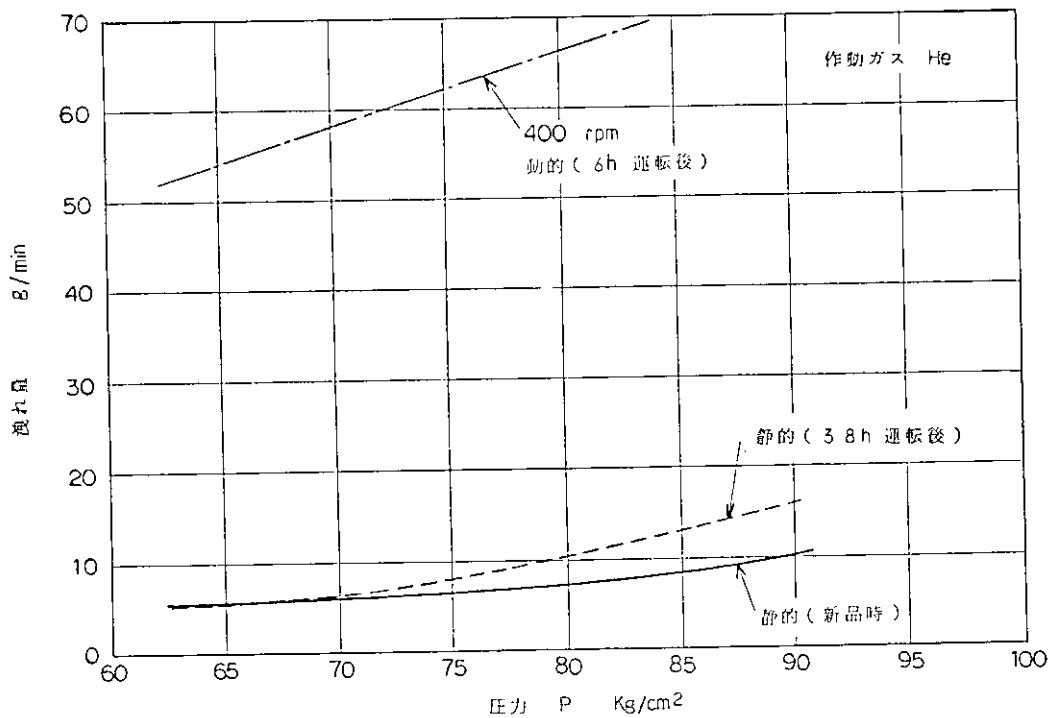


図 2.6.8 ロッドシール洩れ試験(油上り対策ロッドシール)

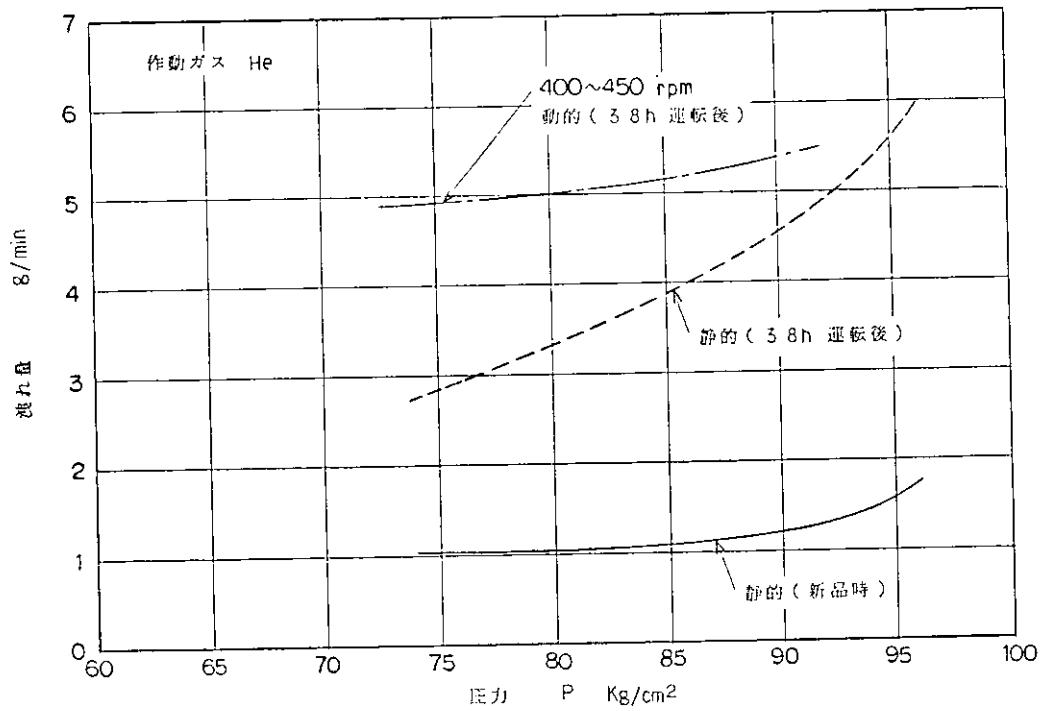


図 2.6.9 ロッドシール洩れ試験(板ばね付シールリング)

2.7 総合評価

2.7.1 実験評価及び性能予測

本年度実施した運転試験の実験点における平均ガス圧力、機関回転数を図2.7.1に示した。本図は運転試験の実験範囲を示したものである。機関回転数の計画値は300 mmストローク仕様が300 rpm, 150 mmストローク仕様が720 rpmであるのに対し、実験点はかなり下回ったものとなっている。これは反作動損失仕事存在のため制限を受けたもので、このため出力も計画値の半分以下となってしまった。しかし、これは実験機関の出力限界ではなく、他の要因によるものであり、今後の評価のためには計画回転数における機関性能を予測しておくことが必要である。そこで、これまでの実験データを解析評価し、それを基に実験ベースの性能予測を行うこととする。

(1) 図示効率

図2.7.2はガス温度比に対する機関効率を示したものである。機関効率としては加熱器吸収熱量に対する図示出力、膨張室図示出力に対する図示出力それぞれの比により求まる効率を示した。即ち、

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_H} = \frac{L_{EX} - L_{CO}}{Q_H} \quad (2.7.1)$$

$$\eta_{iL} = \frac{L_i}{L_{EX}} = 1 - \frac{L_{CO}}{L_{EX}} \quad (2.7.2)$$

但し、 L_i ：図示出力

L_{EX} ：膨張室図示出力

L_{CO} ：圧縮室図示出力（負の出力を正とする）

Q_H ：加熱器吸収熱量

ここで($\Delta Q_H = Q_H - L_{EX}$)とすると

$$\eta_i = 1 - \frac{L_{CO} + \Delta Q_H}{L_{EX} + \Delta Q_H} \quad (2.7.3)$$

となり、 $\Delta Q_H = 0$ の場合 η_i は η_{iL} に等しくなる。 ΔQ_H は再生器から冷却器側へ流れる熱損失（再生器効率に相当）、膨張室からピストンリングを通って反作動室へ洩れるガスのもつ熱量、およびシリンドヘッド、ライナー等よりの熱損失である。そして図2.7.2における η_{iL} と η_i との差がこの ΔQ_H によるもので、温度比が大きくなる程 ΔQ_H が大きくなっていることがわかる。又この図から温度比が決まれば実験機関の図示効率は求められる。

(2) 図示出力

図示出力は膨張室と圧縮室それぞれの図示出力の和で求まるもので、それぞれの図示出力について機関回転数とガス圧力の影響を調査した。図2.7.3と図2.7.4はガス圧力が100 kg/cm²とした場合の膨張室および圧縮室の図示出力($L(Ex)_{eq}$, $L(Co)_{eq}$)を機関回転数に対して図示したもので、指近似曲線も併せて示している。これらの図から位相角変更による差はあるが、近似曲線からのバラツキは小さく、計画点における図示出力の予測は可能と考えられる。

(3) 機械損失

機械損失は2.3.2(5)で述べた如く、ガス圧力による影響は小さく、機関回転数による影響が大きいと考えられる。従って機械損失はガス圧力の補正を行わず機関回転数のみの関数として指近似を行い、それを図2.7.5に示した。図では若干のバラツキはあるものの機関回転数に対してほぼ近似曲線に沿っており、この場合も機械損失の予測は可能と考えられる。

(4) 反作動室損失仕事

反作動室損失仕事についても 2.3.2(6)で既に述べたが、この場合はガス圧力、機関回転数共に影響を受けることがわかっている。そしてガス圧力に対してはほぼ 0.7 乗に比例している。従ってガス圧力 100 Kg/cm^2 を基準として 0.7 乗で補正した等価反作動室仕事と機関回転数とで指數近似を行った。それを図 2.7.6 に示したが、この場合もほぼ近似曲線に沿った変化をしており、予測は可能と考えられる。

以上の結果から実験機関の計画点における機関性能予測が可能であることがわかった。そこで、この実験機関の機関性能に関して当初の計画値と実験点最良値および予測値とを対比してみる。表 2.7.1 はそれらを示したもので、計画値としては本研究開始にあたり定められた実験機関の基本要目⁽⁵⁾と実験機関の試設計の時点で設定した要目⁽⁶⁾を採用している。なお、その後の研究により修正したものについては修正値を採用した。実験点最良値は 300 mm ストローク、 150 mm ストロークそれぞれにおける図示出力最高の試験番号について示したが、括弧内にそれぞれの項目に対する最良値も併記した。実験機関予測値は機関回転数 720 rpm 、平均ガス圧力 120 Kg/cm^2 、高温部ガス温度 700°C 、低温部ガス温度 50°C として、図 2.7.2 から図 2.7.6 で求めた近似式を用いて計算した値を示した。又複動機関予測値は機械損失は実験機関の $\frac{1}{2}$ 、反作動室損失仕事は 0 としたものである。なお、これらの予測値は 150 mm ストローク、 120 度位相角の X-Type のものである。当初の計画値と比較すると、図示出力が 62%，軸出力が 54% となっている。

以上により求められた性能予測値は実験機関の現仕様によるもので、本機関の出力性能の限界を示すものではない。そして、この実験機関の仕様は各要素の最適化をはかったものではなく、機関性能の向上は今後の重要な課題の 1 つである。又以上の実験評価と性能予測から雑熱損失 ($\triangle Q$) が非常に大きく、この低減が不可欠の問題であることもわかった。しかも、この雑熱損失は機関効率の低下のみに留まらず出力性能に大きく影響することがサイクルシミュレーションによって解明されている。従って、機関性能は十分上昇の見込みがある。

2.7.2 実験機関の特長と複動機関への対応

本実験機関は単動であり、実用機関は多気筒複動機関が想定されているので、単動と複動の本質的な差違について検討を行うこととする。そこで、まず本研究に用いた単動 2 気筒実験機関が多気筒複動機関との比較において有する特長と問題点を列記する。

〔特長〕

- (i) 要素設計の自由度が大きい。
- (ii) ピストンリング部ガス洩れの挙動が把握しやすい。
- (iii) 位相角変更試験が可能である。
- (iv) 構成要素の仕様変更が容易である。
- (v) 実験費用が少なくてよい。

〔問題点〕

- (i) 反作動室損失仕事を考慮する必要がある。
- (ii) 機械損失が大きい。
- (iii) 制御システムの実験には制限がある。

実験機関は以上の如く、構造上の問題から複動機関と異なっているのであって、スターリングサイクルとしては同じであることは当然である。従って、今回得られた実験データから複動機関の状態を検討することが可能である。出力性能については前項表 2.7.1 で予測したので、ここではピストンリングのガス洩れ、トルク起振力等についての検討を行う。

ピストンリング部のガス洩れは作動ピストン上下のガス圧力の差に影響する。単動の実験機関では作動室の反対側は反作動室であるが、複動機関では別の作動室となり、上下の圧力差は単動と複動では異なる。そして、ガス洩れ量はその圧力差の平方根に比例すると考えられるので、図2.7.7にはクランク角に対する単動と複動の場合の圧力差の平方根で示した。図では洩れの方向をあらわすため正負で区別しており、正是ピストンの上から下への洩れ、負はその逆をあらわしている。そして1サイクル中のガス洩れ量は図の積分値に比例した量となるが、性能的には上か下への洩れ、下から上への洩れ、それぞれの量が問題となる。表2.7.2は洩れの方向別に積分値を示したもので、複動機関の上から下への値を1.0として表示している。この結果からピストンリング

表2.7.2 $\sqrt{\Delta P}$ の積分値

洩れの方向	上→下	下→上
複動機関	1.00	-1.04
単動機関	0.87	-0.87

部のガス洩れに関しては複動と単動の差はほとんどないものと考えられる。なお、図2.7.7は複動4気筒として90度位相差のU-typeにおける実験データを採用した。

機械損失は単動と複動では大巾に異なる。単動の実験機関の場合1作動室に対し2シリンダー分の摺動摩擦損失が加わるが、複動の場合は1作動室に対し1シリンダー分の摺動摩擦損失しか加わらず、又作用力となるガス圧力も反作動室を作動室の平均圧力に加圧している関係上複動と単動の差はあまりない。従って、第1近似としては複動の機械損失は1作動室当り単動のそれの1/2になるものと考えられる。

機関振動の起振力となるトルク変動は往復質量慣性力とガス圧力により求まる。図2.7.8は複動機関のトルク調和成分を示したものである。これは実験により得られた膨張室および圧縮室のガス圧力を用いて、複動4気筒構成した場合の1シリンダー当りのトルクをフーリエ解析し、その調和振巾を平均トルクで割った値で示したもので、往復質量慣性力も考慮している。又同図には同規模の4サイクルディーゼル機関のトルク調和成分も示した。4気筒4サイクルディーゼル機関の場合、外部起振力およびトルク変動としては2次、4次、6次、8次、……が残り、4気筒複動スターリング機関の場合のそれは4次、8次……が残る。いずれの場合もそれ以外の次数は釣合い、外部起振力とはなり得ない。図から明らかな如くそれらの調和成分はスターリング機関の方が%以上小さく、これからもスターリング機関の振動は非常に小さいものと言える。又このトルク調和成分が高次で小さくなっていることは、スターリング機関ではクランク軸の振り振動が非常におこりにくいくことにもなる。

図2.7.9は実験機関の回転数が上昇しなかった状態を示した図である。実験機関の自立運転の条件は

$$L_I \geq L_M + L_{OP} \quad (2.7.4)$$

であり、図では L_I と $L_M + L_{OP}$ の曲線が交叉した点が自立限界回転数となり、それ以上の回転数では外部から力を加えないと運転不可能であることを表わしている。V-Typeでは556 rpm、W-Typeでは509 rpmが自立限界回転数である。又図2.7.1にも自立限界範囲を示したが、これは前項で求めた近似性能曲線から求めたものである。複動機関の場合、反作動室損失仕事は存在しないので自立運転の条件は

$$L_I \geq L_M \quad (2.7.5)$$

となり、図2.7.9から見た場合、機関回転数の制限は受けず十分計画値の720 rpmまで上昇するものと考えられる。

2.7.3 本研究の成果と今後の課題

本研究の目的は実験機関により各構成要素の適応性について評価し、スターリング機関開発のための技術的問

題点を明らかにすることにある。そして、この単動2気筒の実験機関では各構成要素の適性化の指針を確立することである。そこで、本年は研究最終年度であるので、各構成要素について本研究の成果を明らかにし、今後のスターリング機関開発のための課題について検討を行う。

(1) 本研究の成果

(a) 热交換器

本研究開始にあたり提示された熱交換器に関する技術的問題点は

- (i) 非定常流での流動伝熱特性の解明。
- (ii) 作動ガス圧力 150 kg/cm^2 、温度 700°C に耐える熱交構造の確立。
- (iii) 热交無効容積最小と流動損失最小という相反する条件の適性化。

である。(i)に関して、加熱器と冷却器は実験点における伝熱性能の検討結果から、要素研究により求めた伝熱設計手法の妥当性が確認された。又再生器については素通り熱と流動損失の機関性能におよぼす影響が解析され、適性化への指針が見い出された。(ii)に関して、構造強度解析上不可欠の温度レベルおよび温度分布状態は実験により把握された。更に試作した加熱器は高温・高圧に対して十分な強度を有していることが確認できた。(iii)に関しては、サイクルシミュレーションによる検討が必要であるが、その基礎となる熱交換器の特性および機関性能は実験データとして得られている。

(b) 燃焼器

燃焼器に関して当初提示された技術的問題点は

- (i) 高負荷燃焼を低空気過剰率で達成させること。
- (ii) 広負荷変動範囲 1 : 15 の実現。
- (iii) 高温予熱空気 (700°C 以上) 使用下での燃焼特性の把握。
- (iv) 加熱器、燃焼器空気予熱器を組合せた総合特性の把握。

である。これらの問題点についてはすべて要素試験において確立され、更に実験機関でその妥当性が確認された。

(c) シール装置

シール装置に関して当初提示された技術的問題点は

- (i) 無潤滑シール材料と構造の選定。
- (ii) 漏洩量最小と摩擦損失最小という相反する条件の適性化。

である。ロッドシールに関しては無潤滑ではないが、パーフェクトシールに近い性能を有する液体シールをスターリング機関用として設計、実験機関によりその優位性が確認された。そして、スターリング機関用ロッドシールとしては寿命も含めてほぼ解決された。ピストンリングに関してはエンドレスリングと合口付リングの2方式について検討、いずれの方式においても安定な運転状態が維持されることが確認された。そして、シール性能向上と摩擦損失減少という適性化の方向は見いだされた。

各要素についての成果は上述の通りであるが、最大の成果は実験機関の運転試験により各構成要素相互の影響が確認され、適性化のための指針が確立されたことである。そして、今後スターリング機関の開発を進める上で問題点が明らかになったことである。更に騒音・振動・排ガスといった環境保全の面からもスターリング機関が低公害機関であるということが確認できた。即ち騒音はモータ並の 87 dB(A) 、振動はディーゼル機関の $\frac{1}{10}$ 以下、そして排ガスは未対策でディーゼル機関の $\frac{1}{10}$ 程度であった。

(2) 今後の課題

(a) 構造上の問題

- (i) 最適化のための気筒数、ボア・ストローク、機関回転数の選定……シミュレーションによる検討が可能。
- (ii) 多気筒機関における熱交換器・燃焼器の配置。
- (iii) 高温部における放熱損失および低温部への直接熱伝導等のヒートロス対策。
- (iv) 効率向上のための等温サイクルへの可能性を検討。

(b) 要素の問題

- (i) 最適化のための熱交換器の仕様設定……シミュレーションによる検討が可能。
- (ii) コストとの関連における熱交換器製作技術の確立。
- (iii) 寿命とシール性能両方を満足するピストンリングの選択。
- (iv) ロッドシール実用上の附属機器の開発……シール液の管理および圧力調節機構。

(c) 制御システムの問題

- (i) 制御項目過渡応答の把握……これにより制御シミュレーションによる制御特性の検討が可能。
- (ii) 加熱器管壁温度の実用的検出方式の確立。
- (iii) 動力用と発電用を区分した制御方式の確立。

(d) 燃料多様化への問題

- (i) 燃料種別ごとの燃焼器開発が必要……低質油、脱石油共に構造が異なる。
- (ii) ヒートパイプ利用技術の確立。

(e) 作動ガスとして水素を利用するまでの問題。

- (i) 使用材料の選定および最適材料の開発。
- (ii) 取扱いに対する考慮。

スターリング機関の研究、特に船用中速スターリング機関の研究は始まったばかりであり、出力、効率共まだ上昇の可能性がある。そして、本質的に低公害・省エネルギー機関であるスターリング機関を開発するための課題は多く残されているが、本研究を通じそれら一つ一つに対する基礎研究はかなりの成果をあげることができ、今後のスターリング機関への指針を示すことができたものと確信する。そして、将来この研究をステップとした実用機関が開発されることを期待するものである。

参考資料

(1) 第173研究部会スターリング機関に関する研究報告書；

日本造船研究協会研究資料No.319 (1979) P.42~49

- (2) " No.328 (1980) P.48~54
- (3) " " P.93, 94
- (4) " " P.94~99
- (5) " No.301 (1978) P.85
- (6) " No.319 (1979) P.34, 35

表2.7.1 実験機関計画値, 実験値, 予測値

項目		昭53試設計 計画値	実験点最良値		実験機関 予測値	複動機関 予測値
			300 st.	150 st.		
機関回転数	rpm	*720/360	239	556	* 720	720
図示出力	PS	220	85.5	89.2	136.0	136.0/Cyl.
機械損失	PS		21.4	29.0	57.0	28.5
反作動室無効仕事	PS		27.0	60.2	173.2	0
軸出力	PS		37.1	0	- 94.1	107.5/Cyl.
正味出力	PS	* 200	64.1	60.2	79.0	107.5/Cyl.
ガス圧力	平均 最高 最低	Kg/cm ²	113 150 84	77 105 53	110 135 87	* 120 150 95
ガス温度	膨張室 加熱器 冷却器 圧縮室	℃	最高 * 690 最低	528 540 61	671 702 68	* 700 700 50
燃料流量	Kg/h		32.6	24.2	23.9	31.3
加熱器吸収熱量	Kal/h		308,900	213,800	218,300	296,600
冷却器放出熱量	Kal/h		169,900	125,750	105,100	296,600/Cyl.
ボイラーエff率	%		92.4	85.1(86.5)	89.1(90.3)	92.4
図示効率	%		45	25.3(26.3)	25.8(30.8)	29.0
機械効率	%		91	74.9(82.2)	67.5(81.4)	58.1
総効率	%		35	16.5	15.8(21.2)	15.5
カルノー効率	%		65	57.7	65.8(68.9)	66.8
			以上F-4 ()内最高値	以上V-20 ()内最高値		
無効室容積	加熱器 再生器 冷却器 配管	cm ³	2463 2590 837 4497	2430 2391 2241 6084	2523 2681 1730 7854	← ← ← ←
圧縮比			1.64	1.99	1.49	← ←
備考			*印 基本計画値	E-Type	U-Type	*印 設定値

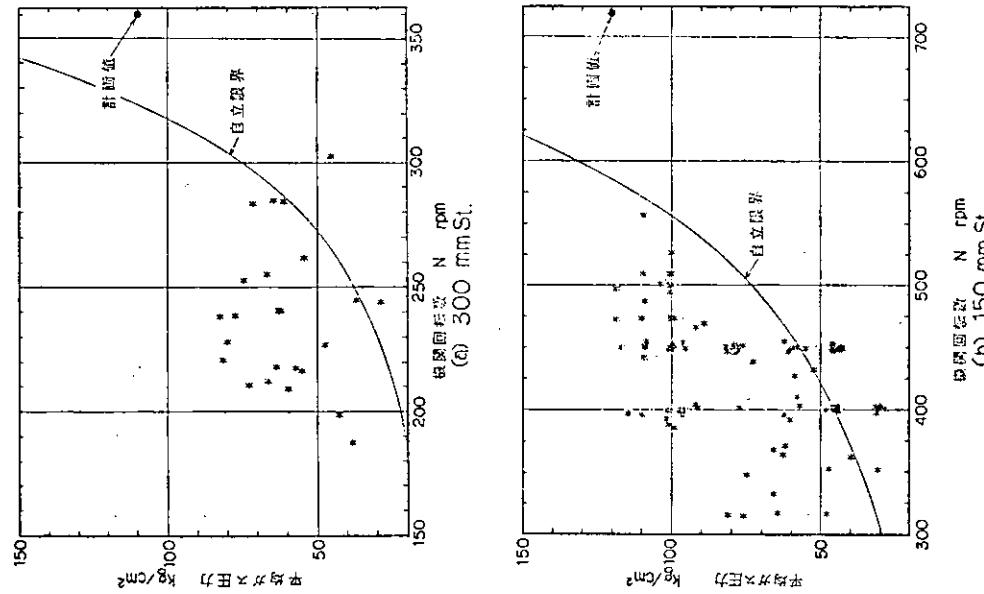


図 2.7.1 実験範囲

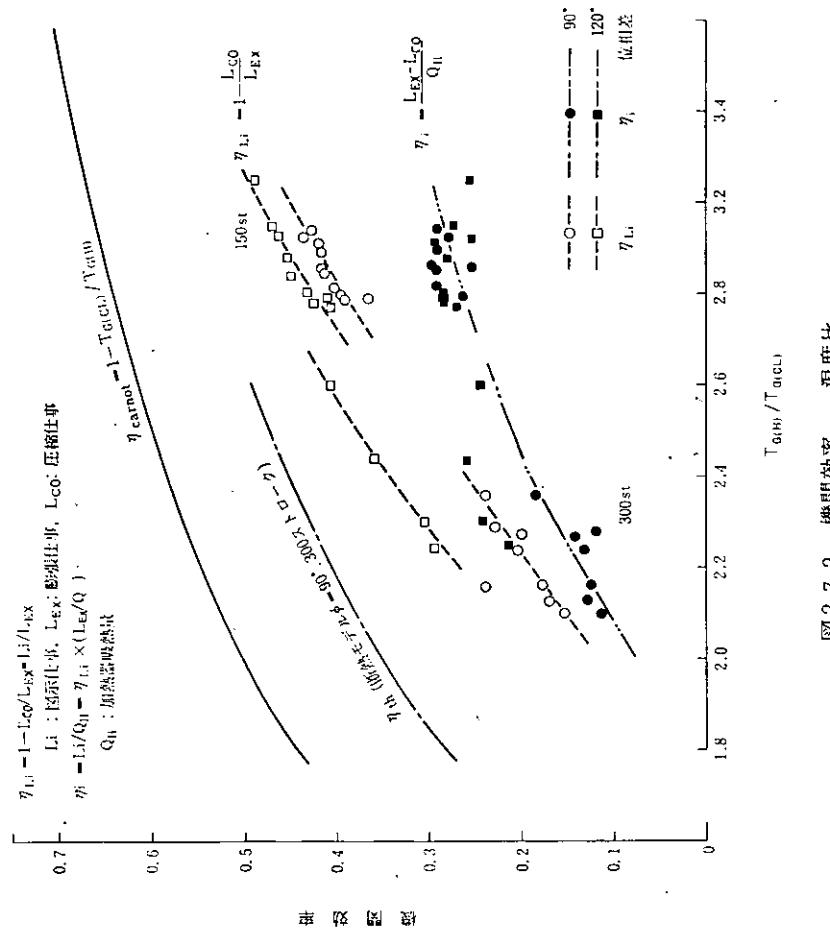


図 2.7.2 機関効率 — 温度比

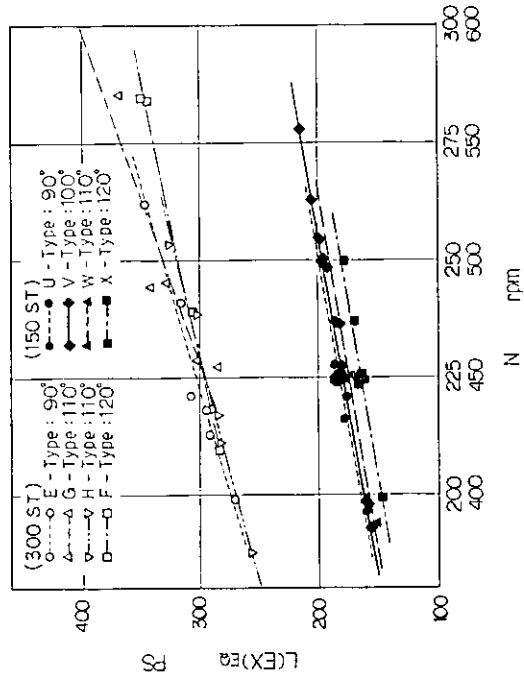


図 2.7.3 膨張室図示出力の評価

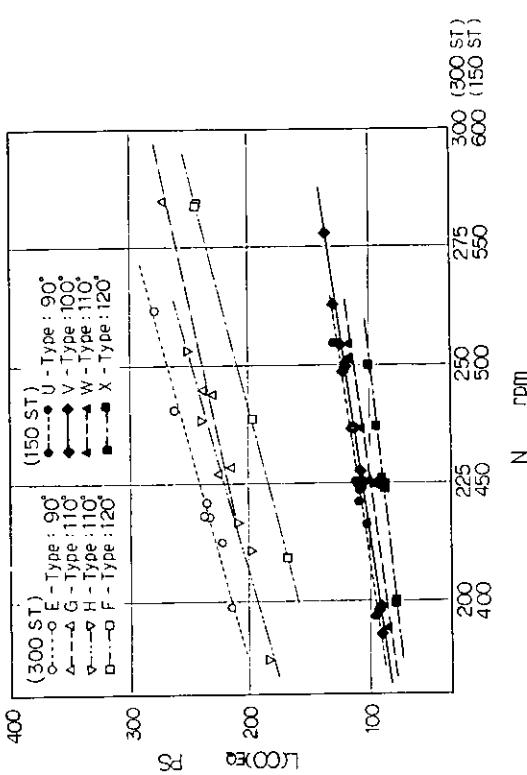


図 2.7.4 圧縮室図示出力の評価

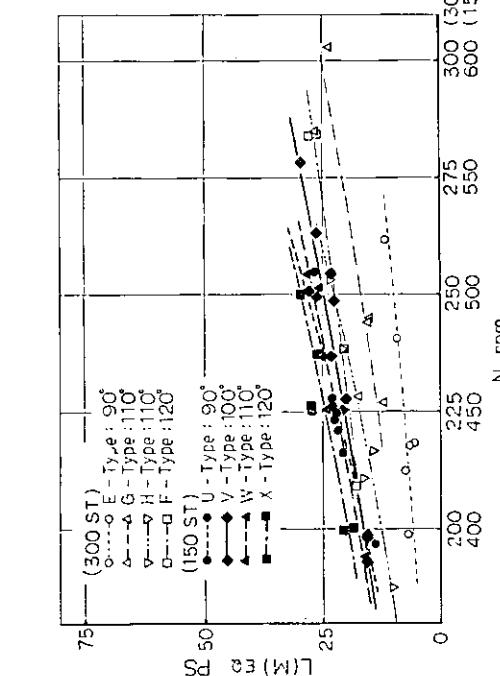


図 2.7.5 機械損失の評価

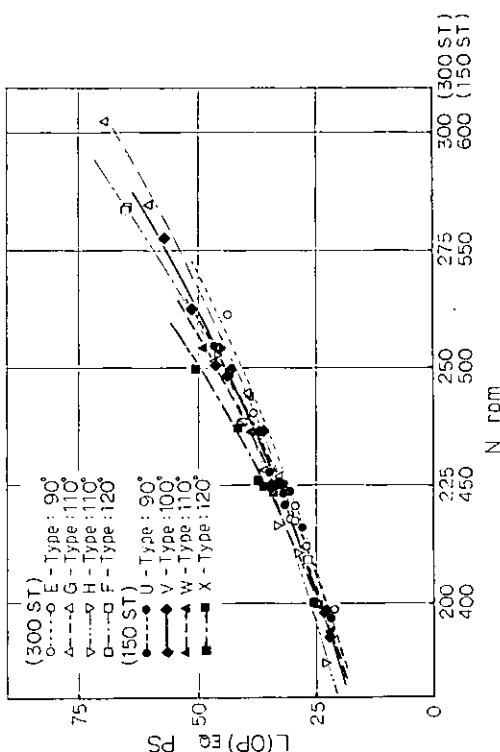


図 2.7.6 反作動室損失仕事の評価

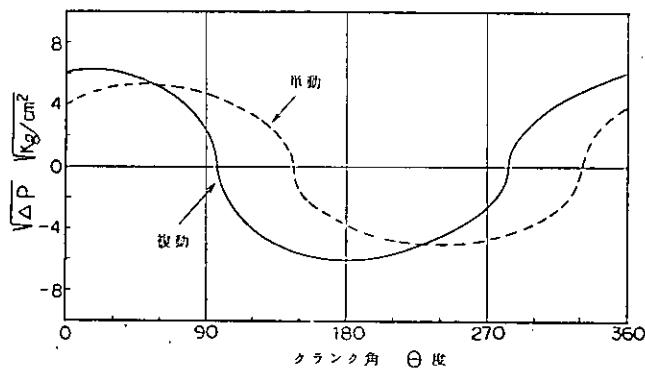


図 2.7.7 ピストンリングガス洩れ検討図

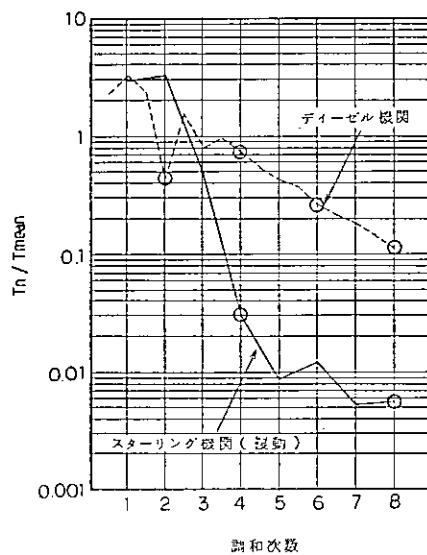


図 2.7.8 トルク調和成分

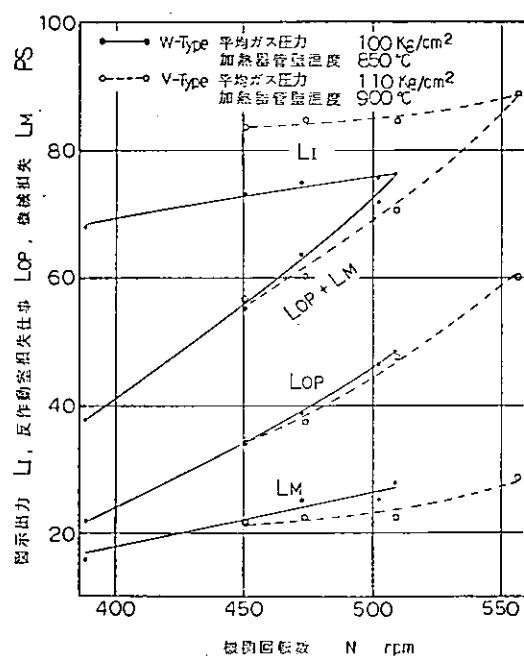


図 2.7.9 実験機関回転数の制限