

平成16年度

# 天然ガス改質船用遮熱エンジンの 研究開発報告書

平成17年3月

財団法人 シップ・アンド・オーシャン財団

## ご あ い さ つ

本報告書は、平成 16 年度に実施した「天然ガス改質船用遮熱エンジンの研究開発」における成果をとりまとめたものです。

今や人類にとって、地球温暖化の原因である CO<sub>2</sub>（二酸化炭素）の削減や NO<sub>x</sub>（窒素酸化物）、SO<sub>x</sub>（硫黄酸化物）及び PM（微粒子物質）等の生物に有害な物質を削減することが緊急の課題となっております。その一方策であるエンジン燃料の石油から天然ガスへの代替は、現時点では燃料電池の開発利用または水素への代替策などに比べて早期実現が可能な、または社会普及がし易く現実的で効果的な方策であると考えられます。既に、北欧などの環境問題に鋭敏な地域では船舶に天然ガスエンジンが採用されて航行しており、日本でも天然ガスを燃料とするバスなどが増えてきております。陸上発電等においても石油から天然ガスへの転換が進んでおり、埋蔵量が石油の数倍はあると言われる天然ガスの利用は、今後の中国やアジア諸国の経済発展に伴うエネルギー不足を補い、クリーンな地球を維持していく上でもますます重要になってきているのであります。

このような背景に対し、当財団では、平成 10 年度より日本財団からの補助金を受けて、天然ガスを原燃料とし、これに排気ガス中の CO<sub>2</sub> を加え、遮熱エンジンによって得られる高温の排気ガスと特殊な触媒によって H<sub>2</sub>（水素）と CO（一酸化炭素）を作り出して燃料の発熱量を約 3 割も高めることができる、従来の天然ガスエンジンでは得ることのできない画期的高効率の船用天然ガスエンジンシステムの研究開発を開始いたしました。この研究開発では、燃料改質触媒と CO<sub>2</sub> 吸着剤の研究開発から始め、平成 12～13 年度には本エンジンシステム技術の基盤となる高温排気ガスの得られる遮熱エンジン（単気筒）を試作いたしました。

平成 14 年度には、この試作した遮熱単気筒エンジンを用いた試験を実施し、高効率を得られる燃料供給システムや燃焼室等の検討を行い、本エンジンシステムの優位性を確認致しました。また、天然ガスの主成分であるメタンガスと CO<sub>2</sub> による改質及びメタンガスと水による改質を組み合わせた新規の燃料改質装置の研究開発を行い、さらには温度の違いにより CO<sub>2</sub> の吸着と脱離をコントロールできる物質を用いた CO<sub>2</sub> 吸着・脱離装置の調査検討を行い、CO<sub>2</sub> の吸着・脱離から燃料改質までを連続的に行うことのできる改質装置の詳細を試設計いたしました。

平成 15 年度には、遮熱単気筒エンジンに天然ガスと改質燃料を供給して運転し、数値計算結果との比較を行いながらプロトタイプシステムの土台となる HCCI（予混合圧縮着火）遮熱エンジンの燃焼特性を詳細に調査して、最適燃焼のためのデータ及び知見を得ました。

平成 16 年度からは以上を基にして、今までのどのエンジンも達成していない高性能（発電効率 57.5%、NO<sub>x</sub> 排出量 20ppm [0.1g/kWh] 以下）のプロトタイプシステムを 3 年後に完成することを目標とした研究開発を開始いたしました。そして本年度はその初年度として、エンジンシステムの中心となる HCCI 燃焼による発電効率 38%（熱効率 40%）、NO<sub>x</sub> 排出量 20ppm (0.1g/kWh) 以下を目標とする、排気量 12L（シリンダー径 132.9mm、ストローク 145mm、定格回転数 1500rpm）の圧縮天然ガスを燃料とした 6 気筒 HCCI 遮熱エンジンを製作することができました。また、今後このエンジンに接続して全体システムを形成する重要な要素装置（燃料改質装置、CO<sub>2</sub> 吸着・脱離装置、蒸気発生器等）の全てに用いられる骨

格技術である多孔質金属を用いた熱交換器等の研究開発を行いました。

今後、製作したこの6気筒HCCI遮熱エンジン及び熱交換器に対し、残る課題等への解決策を講じ、このエンジンに順次排気・蒸気タービン、改質装置等の要素装置を加えていくことで全体システムを形成していく計画であります。次年度には、遮熱エンジンにより得られる高温排気ガスの持つ熱エネルギーをさらに効果的に動力に利用できる新形式の排気・蒸気タービン駆動の発電装置を開発して本年度に製作したエンジンに接続し、発電効率を50%にまで高めた新式のターボコンパウンドエンジンの製作とCO<sub>2</sub>吸着・離脱装置を含む燃料改質装置の試作までを行う予定です。

上記の排気量で発電効率50%のガスエンジン自体が極めて画期的であり、もちろん世界最高性能となるものですが、我々が目指す最終の目標はさらに高く、従来エンジンに対しておよそ2倍の発電効率約70%という革新的な燃料改質エンジンシステムの商品化であり、それが世界中に普及することで地球環境問題の解決に大きな寄与ができることを目指しております。

本研究開発は、持田 勲 九州大学産学連携センター特認教授を委員長とする「天然ガス改質船用遮熱エンジンの研究開発委員会」各委員の方々の熱心なご審議とご指導、河村英男氏による本研究開発でのご尽力並びにその他多くの関係者の方々のご協力とご努力によるものでありまして、ここに厚くお礼を申し上げます。

平成 17 年 3 月

財団法人 シップ・アンド・オーシャン財団

## 天然ガス改質船用遮熱エンジンの研究開発委員会名簿

(順不同、敬称略)

委員長	持田 勲	九州大学 産学連携センター 特任教授
委員	飯田 訓正	慶應義塾大学 理工学部 システムデザイン学科 教授
〃	森吉 泰生	千葉大学 工学部 電子機械工学科 助教授
〃	河村 英男	フジセラテック株式会社 代表取締役
関係者	赤間 充	フジセラテック株式会社 設計部 リーダー
〃	増田 末喜	同上 設計部 スタッフ
〃	松井 博	同上 設計部 スタッフ
〃	関口 澄江	同上 設計部 スタッフ
〃	松木 亮	同上 エンジン実験部 リーダー
〃	佐藤 寿	同上 エンジン実験部 スタッフ
〃	高田 繁	同上 エンジン実験部 スタッフ
事務局	工藤 栄介	財団法人 シップ・アンド・オーシャン財団 常務理事
〃	仙頭 達也	同上 業務部長
〃	玉真 洋	同上 業務部 調査役
〃	佐伯 誠治	同上 業務部 調査役
〃	三木憲次郎	同上 業務部 技術課 課長

# 平成 16 年度天然ガス改質船用遮熱エンジンの研究開発報告書

## 目 次

1. はじめに	1
1-1. プロジェクトの経緯と目的	5
1-2. 平成 16 年度の実施項目と目標	6
1-2-1. 項目	6
1-2-2. 目標	7
2. 新しい副燃焼室の開発	8
2-1. 新しい副燃焼室の設計	8
2-1-1. 新しい副燃焼室の開発	8
2-1-2. エンジンの燃焼室	8
2-2. 新しい副燃焼室での設計検証	14
2-3. 新しい副燃焼室での燃焼評価	18
2-3-1. 副室制御弁の開閉タイミングの定義	18
2-3-2. 単気筒エンジンでの燃焼評価	22
2-4. 新しい副燃焼室の構造評価	33
2-4-1. 耐熱金属素材の検討（水素脆性対策）	33
2-4-2. 新しい副燃焼室の構造評価	38
3. HCCI 型多気筒エンジンの開発	41
3-1. 単気筒エンジン試験により改良を必要とする項目	41
3-1-1. 単気筒エンジンの分解、観察結果	41
3-1-2. 単気筒エンジン試験により改良を必要とする項目	44
3-2. 6 気筒エンジンの設計	48
3-3. 新過給装置、遮熱マニホールドの設計	55
3-3-1. 新過給装置の設計指針	55
3-3-2. 遮熱マニホールドの設計	59
3-3-3. 水噴射による排気タービン性能の向上検討	60
3-4. 多気筒エンジン用 EGR 装置の設計	64
3-5. 6 気筒エンジンの組立	67
3-6. 6 気筒エンジンの試験設備概要	75
3-7. 6 気筒エンジンの評価	79
4. コンパクト熱交換器の開発	86
4-1. 母材の選定	87
4-2. 母材変更熱交換器の接合試験	89
4-3. アルミナイズ処理試験	92
5. まとめ	93
5-1. 新しい副燃焼室の開発（単気筒エンジンでの試験結果）	93

5-2. HCCI型多気筒エンジンの開発	93
5-3. コンパクト熱交換器の開発	94
6. 目標値との比較と今後の見通し	95
6-1. 出力性能	95
6-2. 排ガス性能	97
6-3. 熱交換器の性能	98

## 1. はじめに

本研究開発を開始した平成 10 年度の当時、世界のエネルギー事情は近未来に極めて深刻な状態になるものと予想したが、今日の世界情勢は予想を上回り、中国、インド等の発展途上国のエネルギー消費が急増し、石油の争奪戦が激しさを増している。最近の世界ニュースの多くが異常気象による災害の多発に関するもので、二酸化炭素の増加による温暖化がいよいよ深刻になってきたことを窺わせる。また、中国を始めとするアジア諸国の近代化に伴い、石油など化石燃料の消費量は急速に増加し、世界のエネルギー消費量の削減、省エネルギー技術の開発が急務となってきている。

このような社会的重大問題に対応するため水素燃料の利用による燃料電池が話題になっているが、専門家間で議論される問題は上記水素をどのような手段で製造するかである。水素の製造にもエネルギーが必要でこのエネルギーをどのように取り出すかが問題である。通常、天然ガス（メタン）を燃焼させると 1 モルから 889MJ (212,400 kcal)、1 モルの二酸化炭素を排出する。1 モルのメタンを 258MJ (61,600 kcal) のエネルギーを用い改質させ、2 モルの水素と 1 モルの一酸化炭素を抽出し、燃焼させると 1139MJ (272,160kcal) の熱量が得られ、差し引き 881MJ (210, 560kcal) の熱が得られる。問題は改質に必要な 258MJ (61,600kcal) の熱を得るシステムの効率がどの程度になるかである。その効率が 50%なら、改質に要する熱量は 516MJ (123,200kcal) に増加し、動力発生機関に供給される熱量は一挙に 623MJ (148,960kcal) に低下する。即ち、水素燃料を製造するための総合効率が大きくなければ、かえって二酸化炭素を増加させる。

本天然ガス改質エンジンの開発ではエンジンの排気ガスエネルギーを用いてメタンと二酸化炭素から 2 モルの水素と 2 モルの一酸化炭素を抽出させ、1139MJ (272,160kcal) のエネルギーを得ようとするものである。この改質効率を 50%としても 1010MJ (242,280kcal) のエネルギーが得られる。即ち、エネルギー効率と二酸化炭素の排出は熱源である燃料からどのような動力が得られるかの総合効率で論じられなければならない。

エンジンの熱効率については内燃機関、ガスタービンなどが日進月歩で改良されてきた。燃焼速度の向上、圧縮比の増加、作動ガス量の増加、などについて多くの改良がなされてきたが排気ガスエネルギーの再利用についての技術開発が未だ十分に行われていない。排気ガスは温度が高いにも拘らず、ガス圧力が低いため、動力変換が容易ではなく、このエネルギーの再利用はすこぶる困難である。唯一この熱エネルギーを用いて水を水蒸気に変化させることが考えられる。水を効率よく水蒸気に変換させるには排気ガス熱を水蒸気に変換させる高効率熱交換器の開発が必要である。熱交換器の検討を行うと、高温ガスから熱交換器の固体に熱移動する熱伝達率が伝熱のネックになっていることがわかる。多孔質金属材料を用いた熱交換器はこの熱伝達率の低さを伝熱面積の拡大によってカバーしたもので、基礎試験では極めて良い結果を得ている。この結果をベースに実用性のあるコンパクト熱交換器を開発することが要求され、今年度の主要開発テーマの 1 つとして取り上げている。

本エンジンシステムの最終目標の熱フローを図1-1に、本年度の熱フローを図1-2に示す。

本年度の開発では開発の基礎となる天然ガスを用いた遮熱型HCCI多気筒エンジンの開発を主とし、製作を行った。

天然ガスを用いたHCCIエンジンの開発では均一希薄混合気を如何に効果的な方法で着火させ、ノッキングを発生させずに燃焼を完結させるかが世界的なテーマとなっている。

このため、各社は、鎊を削って開発を行っており、例えば主室に導入された均一混合気を軽油などの着火性の良い燃料の噴射で着火させ、その天然ガスを燃焼させる方法などが開発されているが、この方法だと燃料系が2つ要するため構造が複雑となり、パーティキュレートも発生する。一方、従来どおり、希薄均一混合気に火花点火で着火させる方法は常に点火栓の耐久性とノッキングの発生に悩まされてきた。NEDOでもこうした問題を解決する技術開発への取り組みに意欲を燃やしているが、まだ十分な解決策は見出されていない。

本研究開発における遮熱HCCIエンジンでは、天然ガス燃料を主燃焼室とは別に高温壁を持つ副燃焼室に導入し、活性化させ着火させる方式である。この場合、始動直後では燃焼室の壁温が低いため、活性化が進まず着火が困難であったが、今回、多気筒エンジンの製作に先立って、実施した単気筒エンジンの試験で、副燃焼室への燃料を加熱することにより、着火性が著しく改善することを見出し、この問題を解決した。このように、天然ガス改質エンジンの開発では各年度の着実な成果を積み重ね、最終目標に到達させるためのひとつひとつの技術を確実に仕上げてゆくことに全力を上げることが大切であるとする次第である。



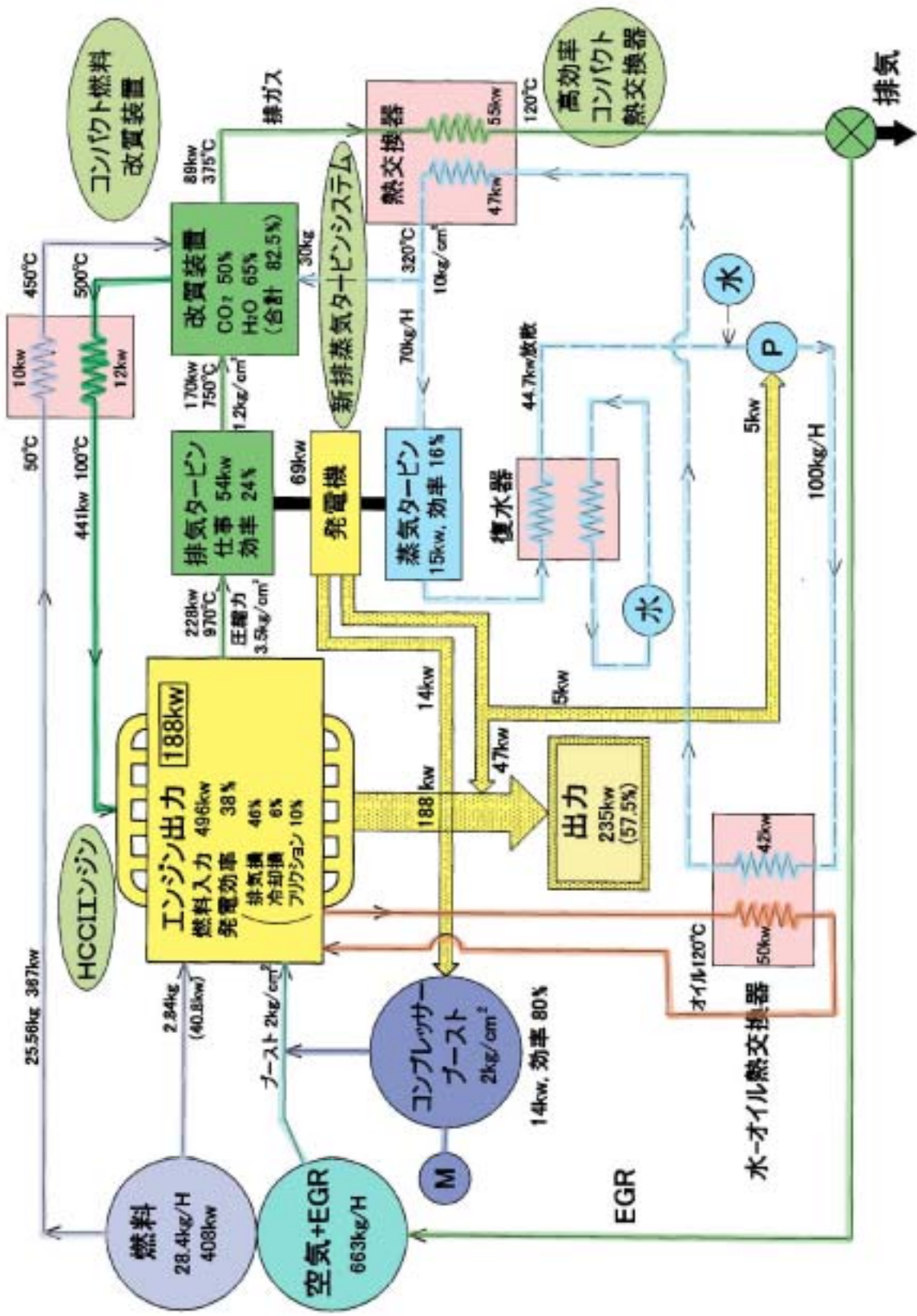


図 1-1. プロジェクトの最終目標の熱フロー図

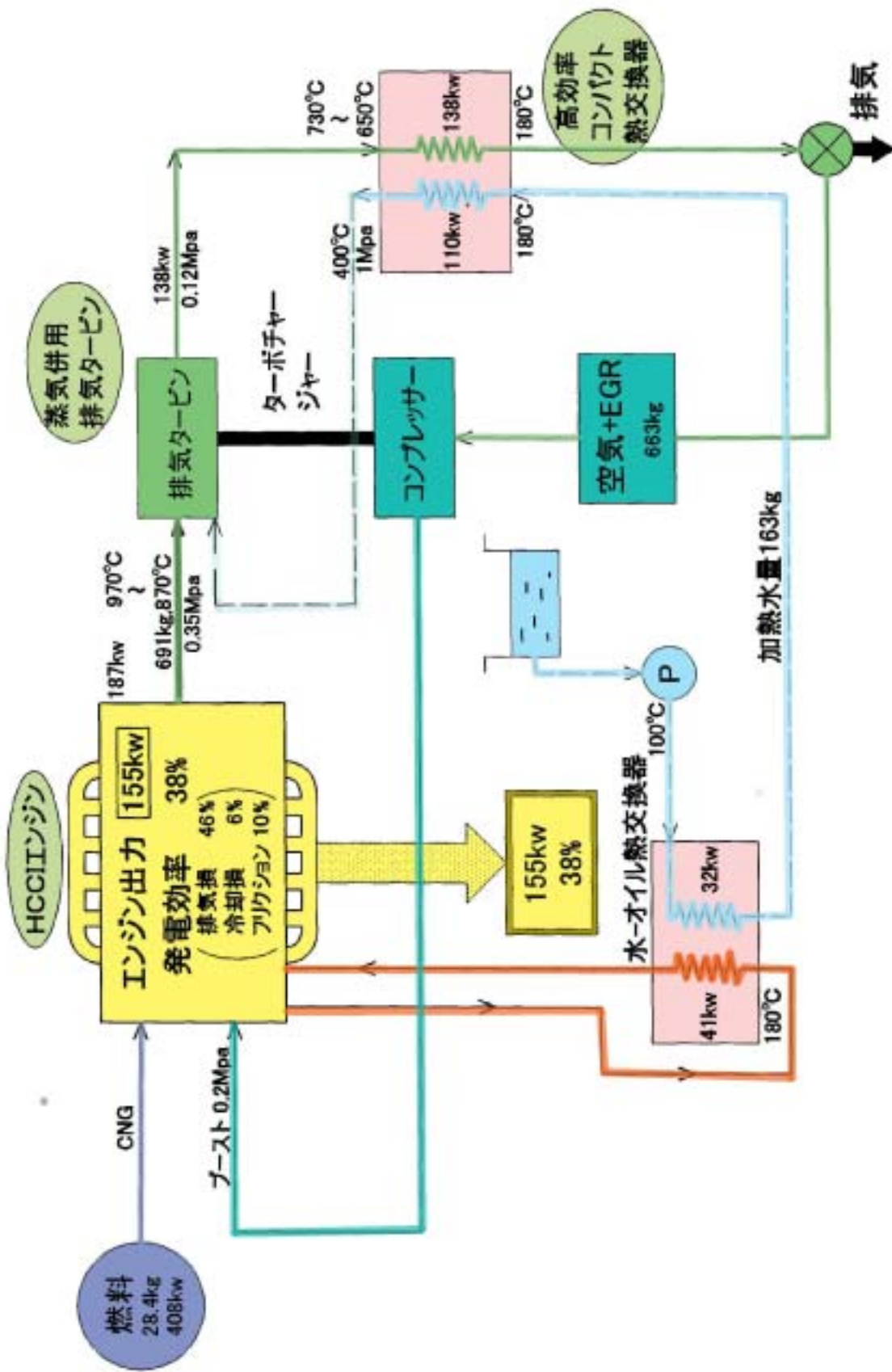


図 1-2. 本年度の目標の熱フロー図

## 1-1. プロジェクトの経緯と目的

平成 10 年度から 11 年度にかけて、天然ガスを燃料とする超低燃費かつ窒素酸化物等を大幅に削減できる船用天然ガスエンジンの実現を目標とした研究開発を実施し、その第 1 ステップとして、天然ガスと排気ガス中の二酸化炭素を触媒中で反応させ、排気熱を吸収することにより発熱量の高い水素と一酸化炭素を効率良く供給する技術の開発を行った。

平成 12～13 年度には、第 2 ステップとして高い熱効率を得るため、排気エネルギー回収システム、窒素酸化物の排出が少ない燃焼方式の研究、及び、改質ガスを燃料として確実に燃焼させる第 1 次遮熱単気筒エンジンの製作を行った。

平成 14 年度には、第 2 ステップの最終年度として、本エンジンシステムの実用化を進めるため、試作した遮熱単気筒エンジンの燃焼試験と改良を実施し、EGR（排気再循環）量や燃焼タイミングの適切な制御方法を開発し、ほぼ目標のエンジン単体性能を達成した。また、排気ガスから熱エネルギーを得るため、高効率でコンパクトな熱交換器の開発を行うとともに、天然ガスの主成分であるメタンと CO<sub>2</sub> による改質、及び、メタンと水による改質を組み合わせた新しい実用燃料改質装置の研究開発を行った。更に、排気ガスから CO<sub>2</sub> を吸着する装置については、温度の違いにより CO<sub>2</sub> の吸着と脱離をコントロールできる新しい物質を用いた装置の調査検討を行い、CO<sub>2</sub> の吸着・脱離から燃料改質までを連続的に行うことのできる連続式改質装置の詳細を試設計した。

平成 15 年度は、負荷領域全般での EGR 量、吸気温度、吸気圧力を変えた詳細実験を行った。また、天然ガスに H<sub>2</sub> 等の改質燃料を加え、熱発生率の変化を調査するとともに、エンジン燃焼室各部の温度を計測し、熱応力を減少させる壁面温度の均一化、過熱負荷部位の減少等、改良設計の資料を作成した。さらに、排気ガスエネルギーの回収のため、多孔質金属を用いた熱交換器の試作品を用い、蒸気、排気ガス流速を変化させ、その熱通過率の変化について調査し、高効率熱交換器の性能確認等を実施した。その結果、発電効率 57.5%、NO<sub>x</sub>0.1g/kWh 以下を実現する天然ガス改質エンジンシステムの完成を目指す基礎データの収集を行うことができた。

そこで、平成 16 年度からは、今後 3 年間で、エンジン単体、改質装置、熱交換器、タービン等の本エンジンシステムの要素開発を実施し、これらの要素を統合した画期的低燃費エンジンシステムの開発を行うこととし、これを第 3 ステップとして実施することとした。

## 1-2. 平成 16 年度の実施項目と目標

本年度の実施項目と目標は次のとおりである。

### 1-2-1. 項目

#### ①新しい副燃焼室の開発

- 1) 主室と副室間の連絡弁摺動部へ燃焼ガスの進入を防止するため、副室上部のステム部にガスシール用弁機構を設けた副室構造の作製
- 2) 水素脆性を抑制する表面処理または耐熱副室連絡絞り部の作製
- 3) 上記連絡弁、副燃焼室での HCCI 燃焼試験（単気筒）
- 4) 素脆性対策コーティング副室連絡弁の評価
- 5) 6 気筒エンジン用副室、連絡弁仕様の決定

#### ②CNG 多気筒 HCCI エンジンの開発

- 1) 遮熱構造等の基本構造についての設計検討
- 2) 燃料供給システムの設計検討
- 3) 潤滑油冷却、熱交換器の設計検討
- 4) 排ガス計測機器等の実験設備の導入
- 5) 6 気筒エンジンの組立と調整
- 6) HCCI 燃焼試験と排ガス測定
- 7) エンジンの改良と性能改善

#### ③多気筒エンジン用 EGR 装置の開発

- 1) EGR 流量制御装置の設計検討
- 2) EGR 用熱交換器の設計検討

#### ④新過給装置の先行開発検討

- 1) 新ターボチャージャーの設計検討
- 2) 新ターボチャージャーでのエンジン試験

#### ⑤コンパクト熱交換器の開発（改質装置のベース）

- 1) 母材変更熱交換器作製、評価
- 2) 実用コンパクト熱交換器の実験装置の作製
- 3) 多孔質体熱交換器の性能改善
- 4) 実用コンパクト熱交換器の作製評価

## 1-2-2. 目標

エンジン仕様 排気量：12L（シリンダー径 132.9mm、ストローク 145mm）  
定格回転数：1500rpm

- ①エンジン出力 155 k W（使用燃料：CNG）
- ②エンジン単体発電効率 38%（発電ロス 5%分含む）熱効率 40%
- ③NO<sub>x</sub> 排出量 0.1 g/kWh 以下（平成 17 年度自動車技術指針 1.0g/kWh）
- ④HC 排出量 0.17 g/kWh 以下（平成 17 年度自動車技術指針 0.17g/kWh）
- ⑤熱交換器交換効率 80%以上
- ⑥熱交換器熱通過率 280W/m<sup>2</sup>・K

## 2. 新しい副燃焼室の開発

### 2-1. 新しい副燃焼室の設計

#### 2-1-1. 新しい副燃焼室の開発

これまでの研究において、副燃焼室を用いた天然ガスエンジンの燃焼は、着火性、燃焼制御性等に優れていることがわかったが、これまでの単気筒エンジンの試験では主燃焼室と副燃焼室の間に設けた制御弁が高温となり、副室と制御弁間の摺動条件が過酷となった。そのため、スティック、磨耗等の問題が生じ易く、耐久性の問題が懸念された。また、副室・主室間の制御弁のシート部のみに、えぐり取られたような脆性破壊が頻繁に発生した。この破損は水素脆性による腐食破壊と推測した。そこで、水素脆性対策を行うとともに、制御弁の構造を傘部によるシート密閉方式から連絡孔絞り方式とし、摺動部へのガス進入を封鎖した新しい副燃焼室を開発した。多気筒エンジンの開発に当たり、燃焼室の耐久上の問題を解決しておく必要があるので、上記問題の改良案を盛り込んだ副燃焼室を試験した。

#### 2-1-2. エンジンの燃焼室

従来構造（図 2-1 参照）の問題点としては、下記 5 項目がある。

- ①制御弁システムと副室間の摺動部に高温ガスが入り込み、油膜を消滅させ伝熱性を著しく阻害する。
- ②制御弁が異常高温となり、摺動磨耗が増大する。
- ③先端部の温度上昇により、傘部に水素脆性破壊が発生する。
- ④制御弁が固着し、開閉機能を失う。
- ⑤副室用燃料が燃料弁より主、副室へ圧縮工程前半に流入し、副室制御機構が低下する。

これらの問題点を解決するため、下記 5 項目の対策を施す副燃焼室システムに変更することとした。（図 2-1 参照）

- ①副室の上部にポペットバルブ機構を採用し、燃焼時の高温ガスを摺動部へ入らないようにする。
- ②摺動部は、熱伝導路の長さ大きくすることにより温度低下させた構造を用い、耐久信頼性を確保する。
- ③制御弁の副室露出部にコーティングを行うとともに、制御弁の材質変更により伝熱性を小さくするとともに、水素脆性破壊を防止する。
- ④副室と主室間は、絞り機構とし、完全シール構造としない。
- ⑤絞り機構とした副室制御弁は主室圧力の上昇とともに、開弁させることにより、開閉がスムーズになる。



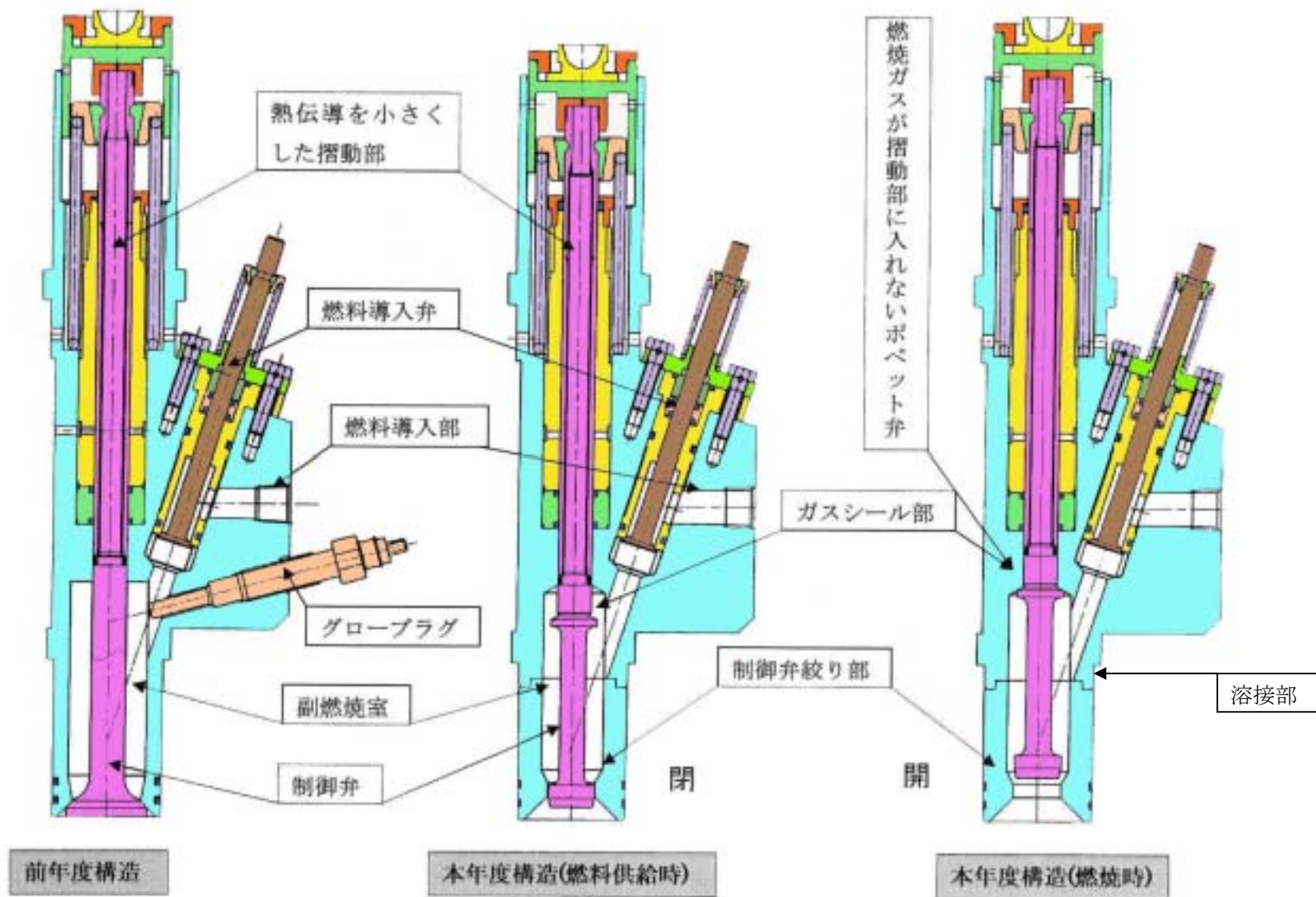


図 2-1. 副燃焼室の構造比較

図 2-1 に示す絞り弁構造とすることにより、副室制御弁の動作がこれまでと異なる。

従来の副室制御弁では、上死点前にカムをリフトさせ、副室制御弁を下降させて主室と副室を連絡させていた。新しい副室制御弁では、副室への燃料供給期間にカムをリフトさせることにより、副室と主室間の連絡口面積比 0.5%程度の絞り状態とし、これまでの副室制御弁のバルブ閉と同じ状態とする。この状態で副室へ燃料を供給し、燃焼時は副室制御弁を上昇させ、連絡面積を大きくする。したがって、燃料の供給タイミング等には変更は無いが、カムのリフトタイミングが変わることとなるので、副室制御弁のカムのプロフィールを新規に設計した。これまでの副室制御弁のカムのリフトタイミングと、新しい副室制御弁のカムリフトのタイミング比較を図 2-2 に示す。

従来の研究では、副室と主室を遮断する副室制御弁が開いた場合、筒内に容積変化が生じ、一旦圧力低下し、主室からの希薄混合気が副室へ流入し、副室内の燃料と混合した濃混合気が着火条件に到達した後に着火する。今回試作する絞り方式の制御弁では、吸入工程または圧縮工程で、副室内に供給された天然ガスが、制御弁と副室連絡孔の間から侵入する空気との燃焼反応が発生し、副室内圧力が上昇した場合、制御弁は下方に押し下げられるので、その開放が困難になる。一方、副室内の燃焼が進行せず、副室内圧力が上昇しなければ、主室圧力がピストン上昇により圧力上昇すると、制御弁を押し上げる方向に作用するので、開弁がスムーズである。絞り弁方式はガス流速の変化が連続的に増加するとともに、温度低減も期待でき、水素脆性破壊が無くなる。また、高温ガスをシート部でシールする部分が無くなるので、作動が安定すると予測した。したがって、新しい副室制御弁の絞り機構を採用するにあたって、最適開弁タイミングを調整できるように、組立式のカムシャフト構造を採用した。(図 2-3 参照)

図 2-3 に示す組立式のカムシャフトは、従来の単気筒用のカムシャフトを切断し、スプライン加工を行い、スプライン部に排気、副室、吸気のカムを組付け、中央部で結合させる構造としている。副室制御弁に関しては、スプラインに対する角度が異なる 3 種類のカムを用意し、開閉タイミングを 2.5°CA ずつ変更可能にした。

試作した新しい副燃焼室の写真を図 2-4 に、副室制御弁の写真を図 2-5 に示す。



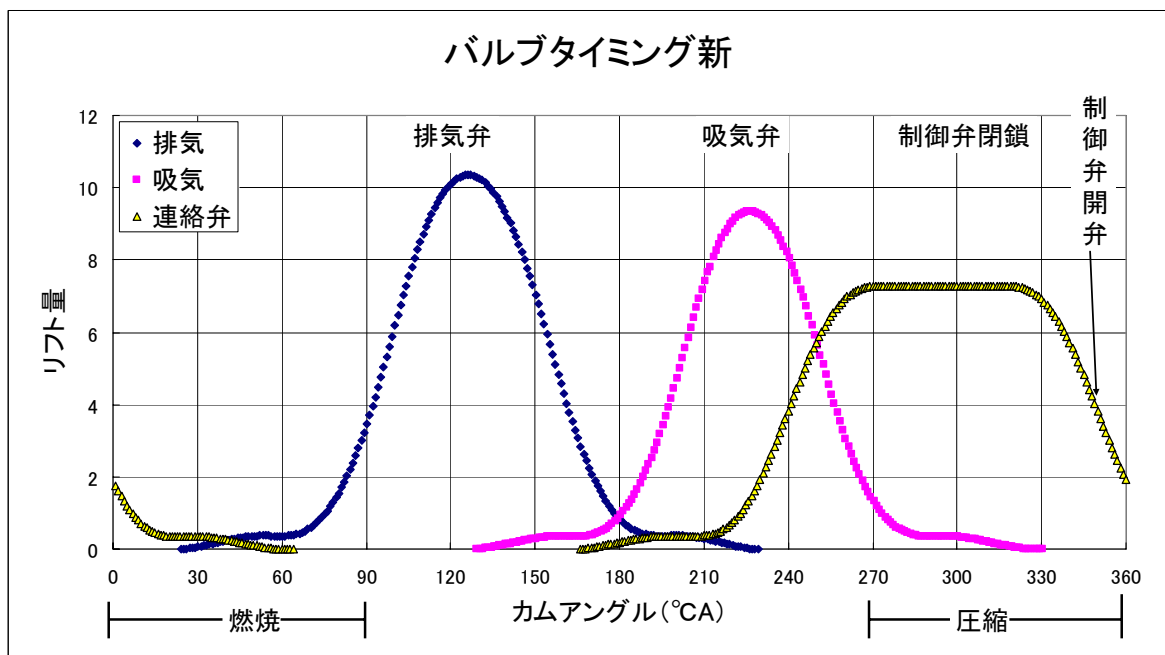
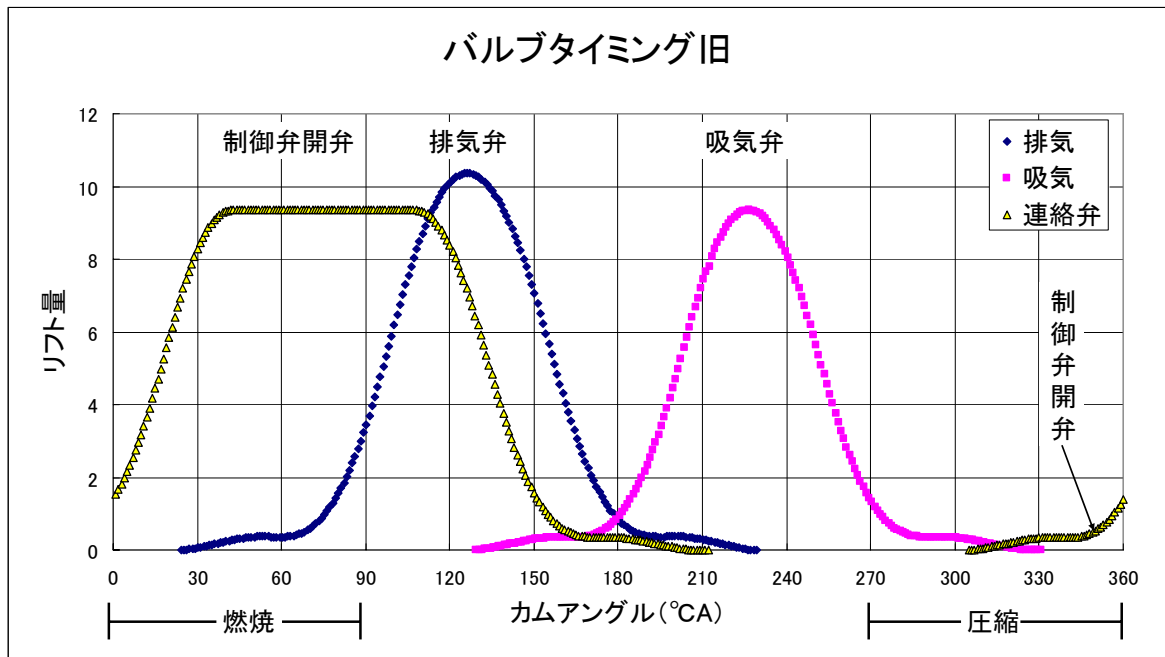


図 2-2. バルブタイミング比較

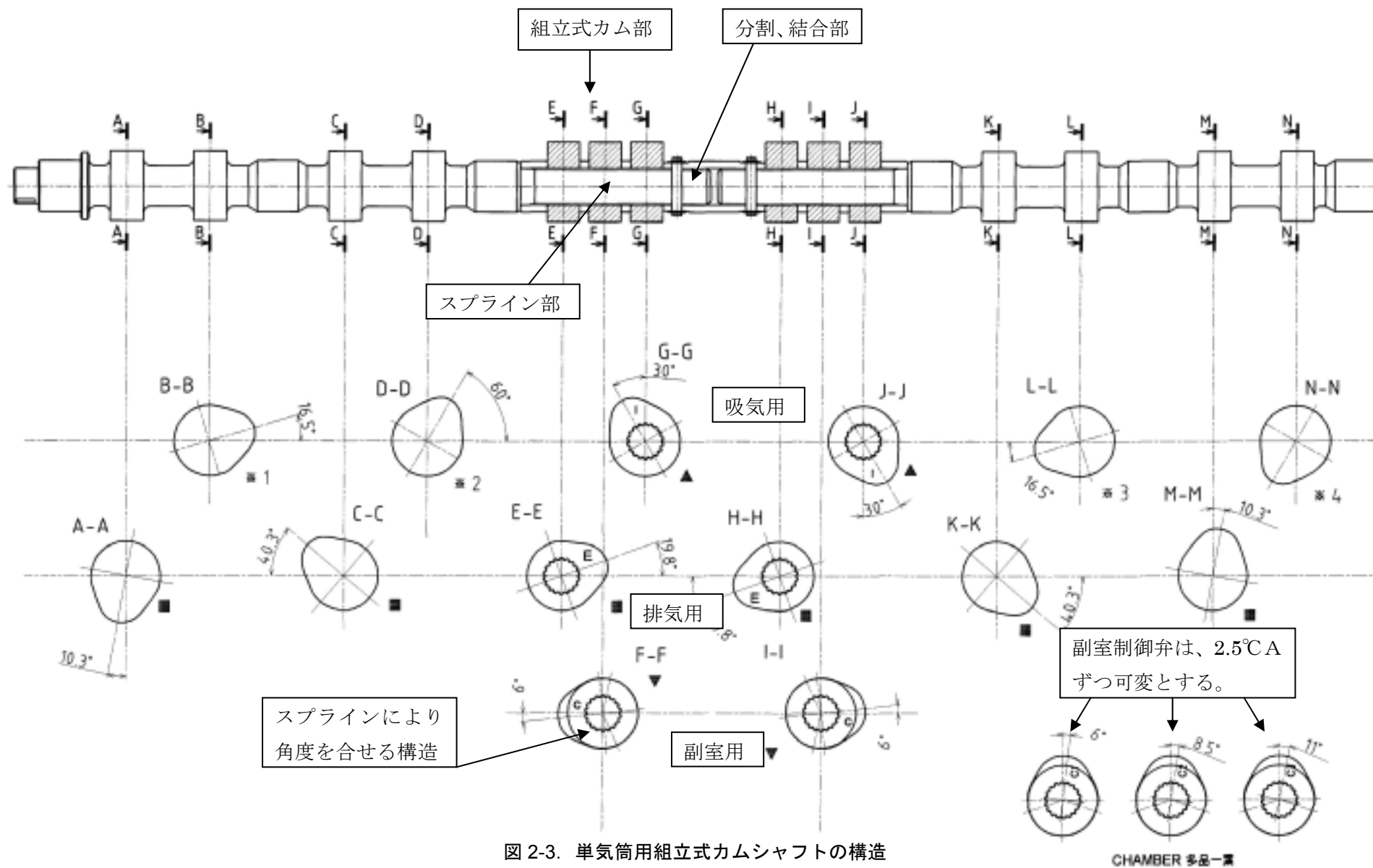


図 2-3. 単気筒用組立式カムシャフトの構造



図 2-4. 試作した新しい副燃焼室

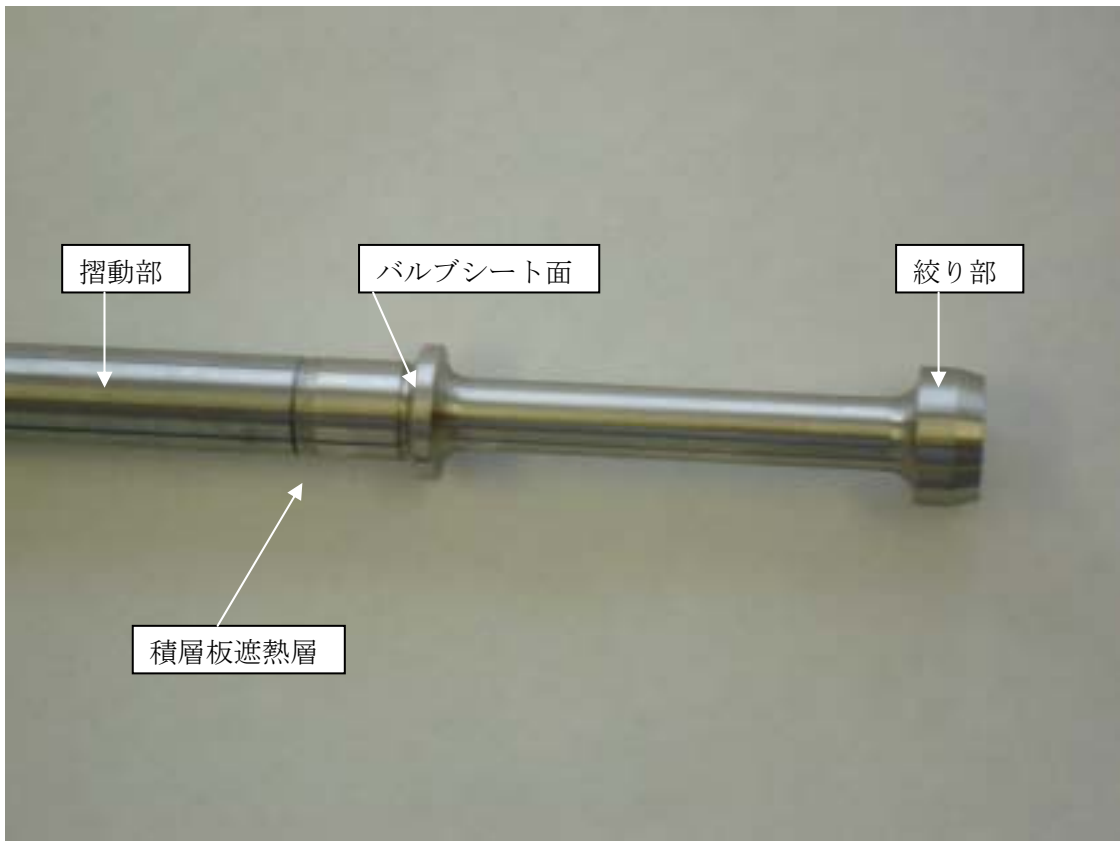


図 2-5. 試作した副室制御弁

## 2-2. 新しい副燃焼室での設計検証

天然ガスを用いた HCCI エンジンの燃焼について種々の検討を行ってきたが、その燃焼を実現するために以下の要件が必要である。今回開発した絞り弁式副燃焼室は天然ガスの特性を考慮した HCCI 燃焼実現の鍵を握る技術である。

1. 天然ガスの性状は着火温度が高く、一旦着火するとその燃焼速度が極めて速い。
2. HCCI 燃焼の形態は均一混合気をディーゼル着火して燃焼させるものである。この燃焼形態はディーゼル燃焼であるにも関わらず局部的温度上昇が抑制され、窒素酸化物、パーティキュレートの排出が極度に低減される。従来技術では希薄混合気を燃焼させるため着火栓を用いて火花点火させるか、軽油のような着火性の良い燃料を噴射させて着火させるかの二つの方法が用いられていた。
3. 本研究開発では燃焼室の一部に副燃焼室を設け、この副室に天然ガス燃料を導入し、主室に希薄混合気を形成させ、副室での着火エネルギーを用いて主燃焼室の希薄混合気を短時間に燃焼させることを試みてきた。天然ガスの燃焼は燃料混合気の当量比が比較的小さい範囲にあるとき、燃焼するので副燃焼室ではその燃料含有体積率を 10~15% とし、主室ではこの領域を燃焼速度の遅い 8% 以下に押さえた希薄混合気とする。一方、理論空燃比を持つ、副燃焼室の混合気温度が着火温度まで到達しないと容易に着火しない。

従来、副燃焼室の制御弁はポペット型バルブで、上死点前 10°C A 付近で開弁するまでは、副室内は導入された燃料温度のまま保持され、開弁と同時に主室側で圧縮された空気と燃料の希薄混合気が流れ込み、副室燃料が断熱圧縮され、爆発燃焼した。しかし、副室内に導入された燃料の温度が低いと着火が遅れ、起動するために時間がかかった。

4. 今回開発した副燃焼室の絞り弁方式は絞り弁と副燃焼室の連絡口部を完全に密封することが難しいためピストンの上昇に伴って圧縮される混合気が徐々に副室に入り込む。この空気温度が天然ガスの着火温度に到達すると自着火し、圧力が上昇し、絞り弁を押し下げるので、絞り弁の上方への開弁が難しくなる。そこで、ピストンの上昇運動に伴って副室に流入するガス流量を計算し、副室内のガス温度を求めた。図 2-6 には圧縮比 16 のエンジンでピストンの上昇運動によって主室圧力が上昇し、副室との圧力差により流入空気が流れ込み、副室圧力が上昇する状況を示した。絞り弁と副室のスロート間の隙間が 0.7mm の場合、上死点での主室圧力 5MPa、温度が 627°C (900K)、で副室圧力 4.2MP a、温度が 382°C (655K)、隙間 0.5mm の時、副室圧力 3.5MPa、温度 340°C (613K) となり、天然ガスの着火温度 627°C (900K) には遥かに到達しない。しかし、絞り弁が開放されると主室の空気が流れ込み、着火条件に到達する。
5. 副燃焼室に導入される天然ガス燃料は高压ボンベからアキュームレータータンクに断熱膨張されるので当然、温度が低下する。計算によると天然ガスは 50°C 低下し、この状態で副燃焼室に導入されても容易に着火温度まで到達しない。
6. 副燃焼室内の天然ガスの温度を 80°C (353K) まで上昇させ、主室内のガスが侵入し、その圧縮により温度上昇させた場合、739°C (1012K) まで温度上昇し、着火が極めて確実にできる。

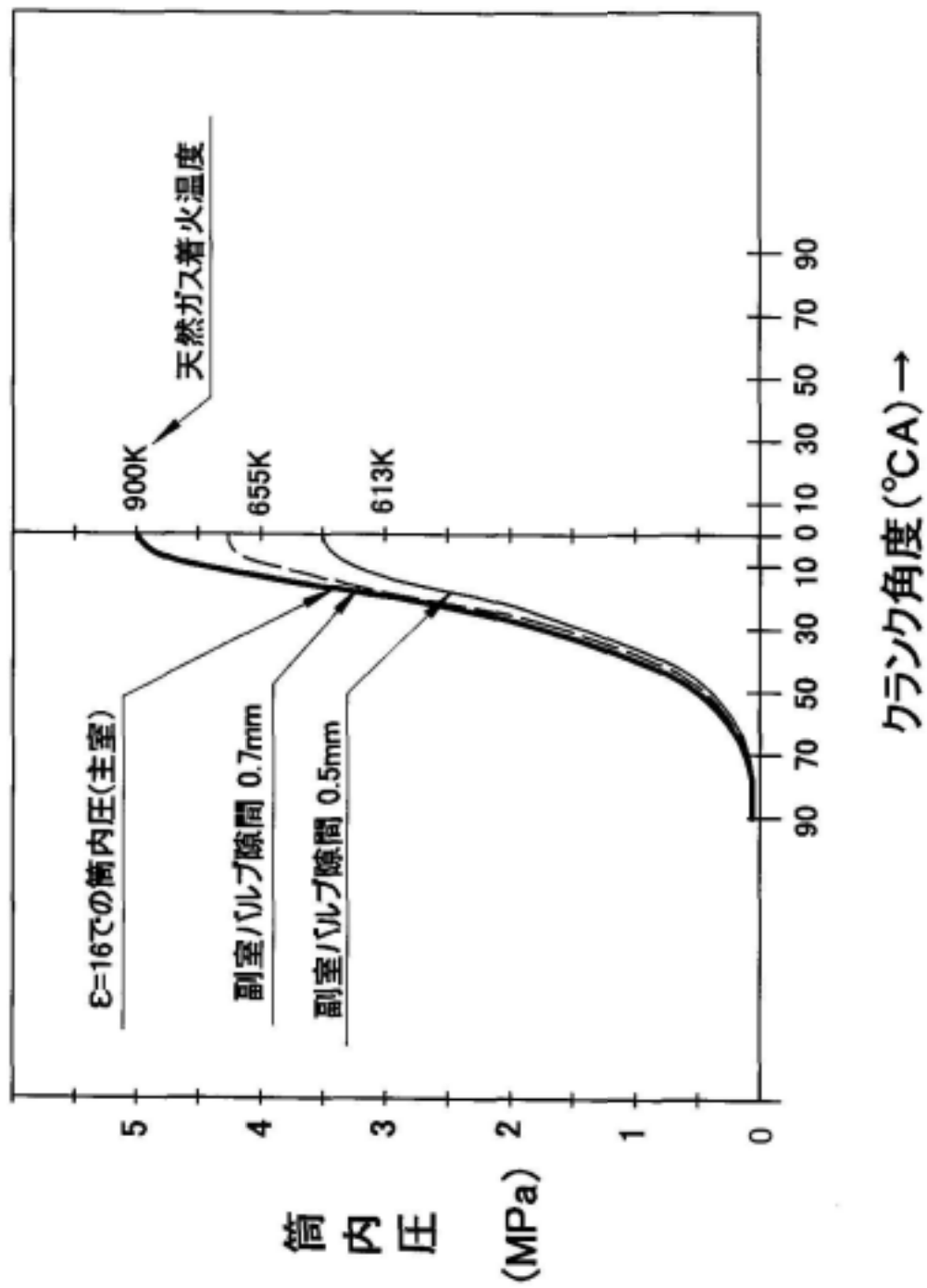


図 2-6. 絞り弁付き副室のガス圧力と温度

7. 主燃焼室側での希薄混合気の温度を  $727^{\circ}\text{C}$  ( $1000\text{K}$ ) 以下に抑え、EGR 等により燃焼速度を抑制すると燃焼は副室での着火エネルギーにより常時着火できることになる。

以上の検討により、次の項目を実験により確認することにした。下記項目が満足されれば今回採用された絞り弁方式を用いることができる。

- ①絞り弁式副室を用いた場合、開弁前に勝手に自着火することが無いか？
- ②副室に導入した燃料が確実に着火し、主室燃料に火炎伝播するか？
- ③主室内の希薄混合気燃料のノッキング燃焼が発生しないか？

#### 実験結果

1. 燃焼試験では絞り弁の開度始めが  $\text{BTDC}15^{\circ}\text{CA}$ 、完全開弁がほぼ  $\text{TDC}$  に設定した。  
エンジンの回転数  $900\text{rpm}$ 、副室への投入燃料流量全燃料の  $13\%$ 、副室容積比  $15\%$ 、副室での燃料等量比  $\lambda = 1.1$ 、主室燃料  $10\%$ 、 $20\%$ 、 $30\%$  とした。
2. 主室燃料  $10\%$  とした場合、副燃焼室での着火タイミング  $\text{BTDC}3^{\circ}\text{CA}$  で熱発生率  $100\text{J/deg}$ 、この状態から主室燃料の混合比が極めてリーンであるにも関わらず主室燃焼が始まり、 $\text{ATDC}5^{\circ}\text{CA}$  までに燃焼が終わり、熱発生率の最大値は  $1130\text{J/deg}$ 、総熱発生量  $3363\text{J}$  であった。
3. 主燃料を  $20\%$  に増加させた場合、副室での着火タイミングは  $\text{BTDC}7.5^{\circ}\text{CA}$ 、熱発生率の最大値  $1200\text{J/deg}$ 、総熱発生率  $3518\text{J}$  であった。
4. 主燃料を  $30\%$  に増加させた場合、着火タイミングは同等、最大熱発生率  $750\text{J/deg}$ 、総熱発生量  $4554\text{J}$  であった。
5. この燃焼試験の間、ノッキングの発生は殆ど無く、副室から主室への燃焼の移行がスムーズに行なわれていることがわかった。絞り弁はポペット型式と比較し、低負荷で熱発生率が大きくなり、高負荷では同等となる。
6. 以上の結果をグラフに示すと図 2-7 となり、この試験結果に基づいて主室への EGR 等を実施し、燃焼速度を低減させると、予定している燃焼方式が成立するものと推測される。

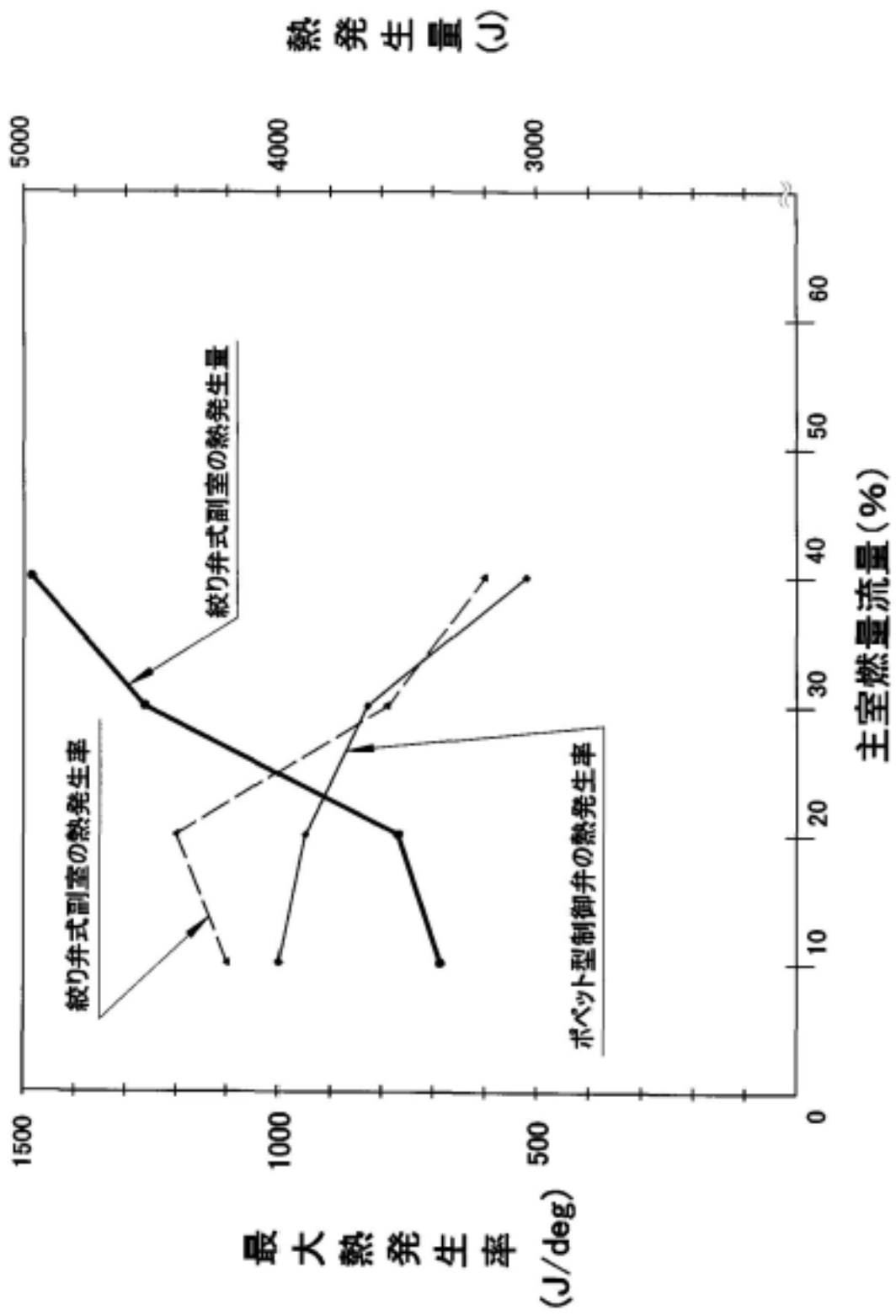


図 2-7. 絞り弁式とポペット型式の性能比較

## 2-3. 新しい副燃焼室での燃焼評価

### 2-3-1. 副室制御弁の開閉タイミングの定義

新しい副燃焼室は絞り弁方式であり、主室の筒内の圧縮空気が徐々に副室へ流入するので、従来のポペット弁方式と異なり、圧縮工程で副室制御弁を開くことにより、一挙に空気が流入し、混合気生成する容積拡大に伴う圧力変化は生じなくなる。しかし、絞り弁方式の新しい副燃焼室では、従来のポペット式のように、副室の開弁タイミングを決定することが困難となった。副室制御弁のリフト位置と絞り面積の比較の図を図 2-8 に示す。絞り弁式の副室制御弁が 5mm リフトした時には、制御弁の径が太い部分が、副室側連絡口の絞られている部分を通過する。この時に開口面積が大きくなり始める。副室制御弁が 8mm リフトした場合、副室制御弁の先端が、副室側の径が絞られている部分を通過した直後となり、面積は大きく増加する。その後副室制御弁は上部のガスシール用ポペット弁がシート部に接触するまでリフトする。

このように、絞り弁方式では、主室と副室を結ぶ連絡口の面積が変化するので、開弁タイミングは、面積が大きく変化する 8mm リフトした場合とした。

吸気、排気バルブと副室制御弁のカムのリフト線図を図 2-9 に示す。カムがリフトし、副室制御弁が下降して、副室と主室の連絡面積を絞った後、上死点直前 0.5mm のカムリフト量になった場合に、面積が大きく変化する。この位置を ATDC 以降になるように、カムのプロフィールを作製した。この状態では、副室と主室の連絡面積が変化し始めるタイミングは、BTDC17°CA となる。このタイミング設定にて、燃焼試験を実施した。

エンジンを運転し、燃料を供給しない状態の筒内圧と熱発生率を図 2-10 に示す。従来のポペット型の副制御弁での筒内圧と異なり、ポペット弁を開くことによる燃焼室内の容積変化が無いので、筒内圧の落ち込みが無い。熱発生率により、BTDC10°CA で熱発生率上では 15J 程度の落ち込みが見られる。これは、制御弁で絞られている副燃焼室と主燃焼室の連絡面積が大きくなり、圧力の高い主燃焼室から圧力の低い副燃焼室へ空気が流れ出し、圧力が低下した現象を検知したものである。したがって、副室の開弁タイミングは、副室の先端の傾斜部が中間にきたところである。



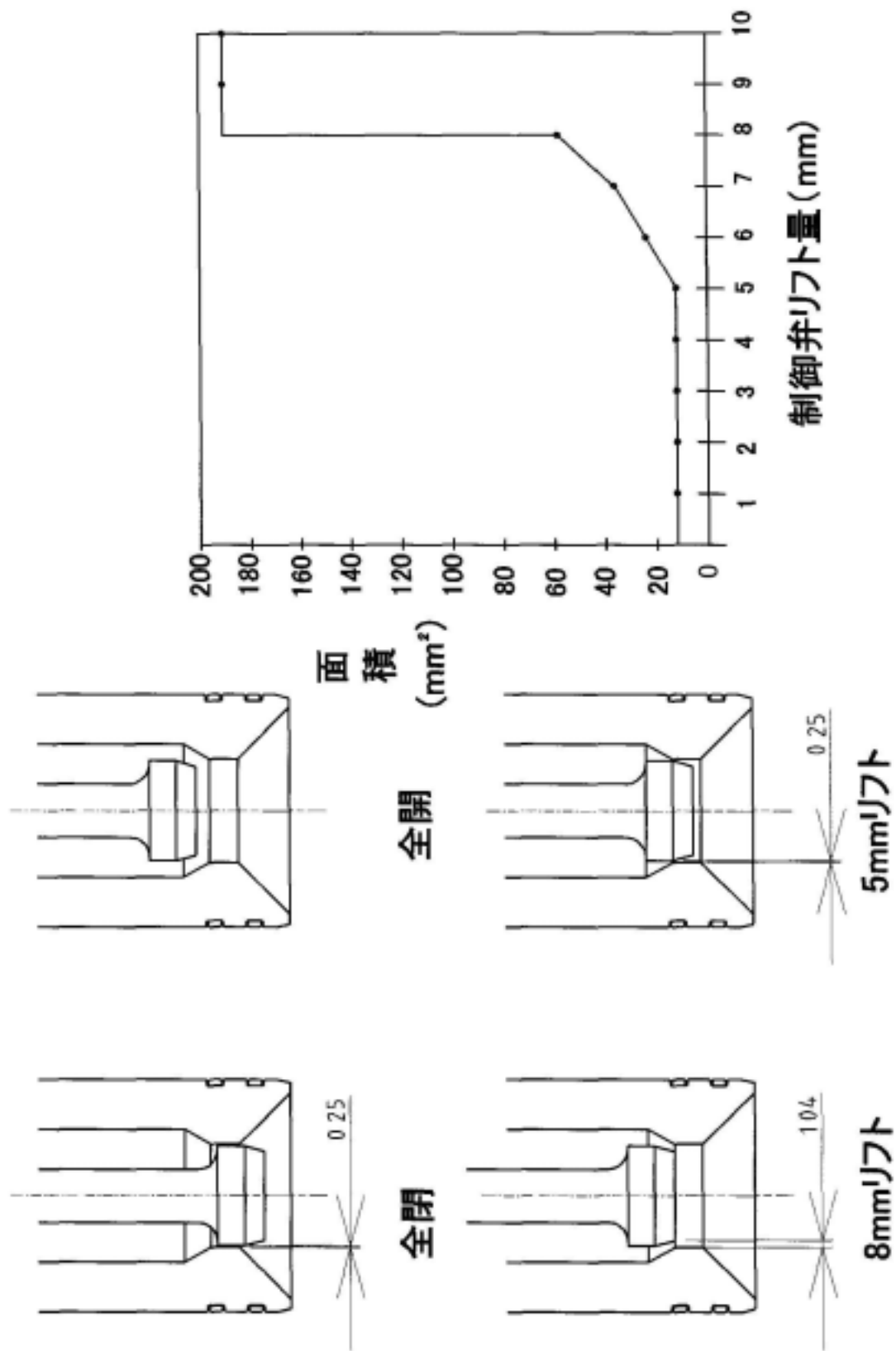


図 2-8. 副室制御弁のリフト位置と絞り面積の比較

# バルブタイミング6気筒(8mmリフトを開弁)

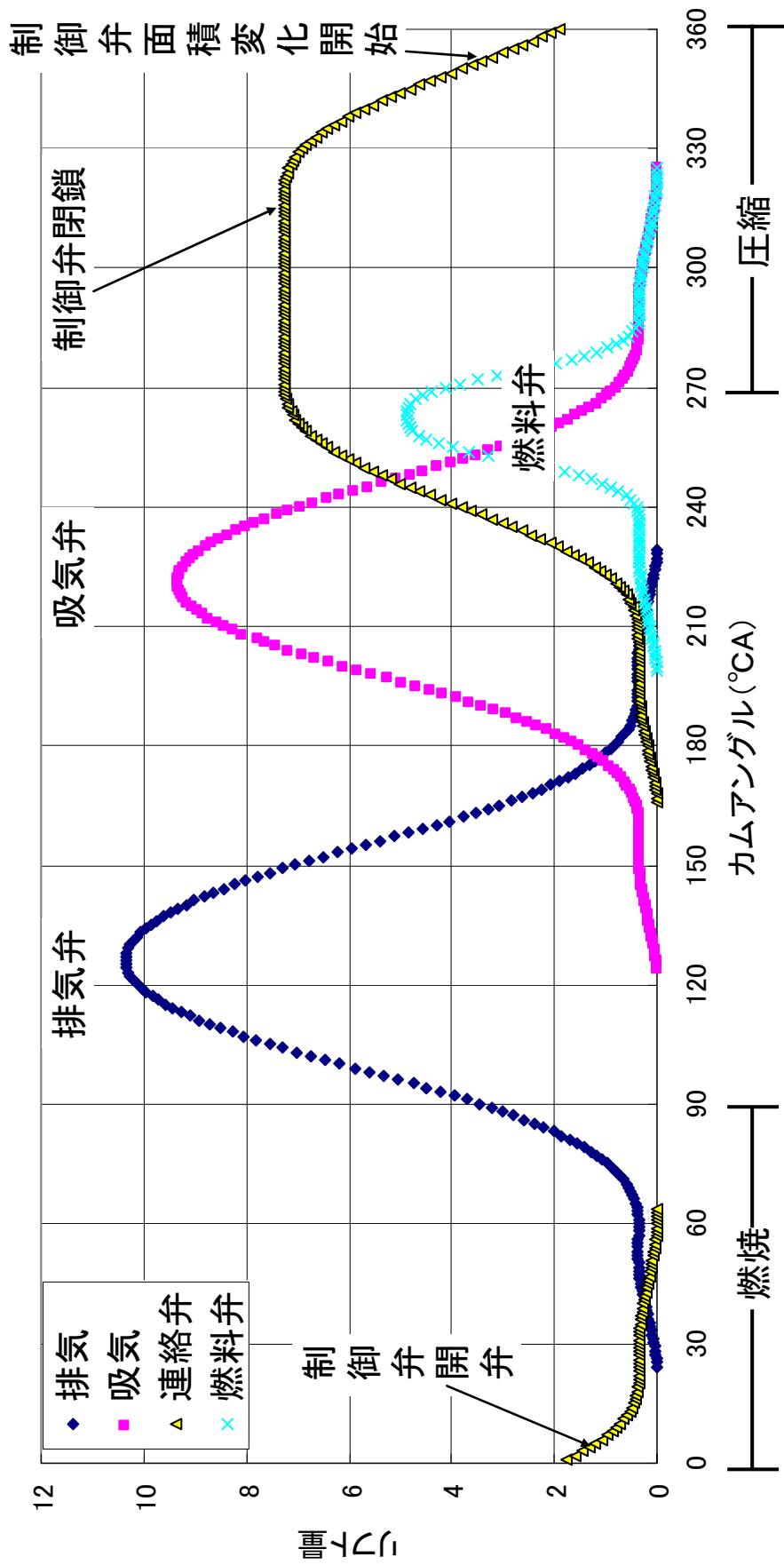


図 2-9. 副室制御弁のバルブタイミング

### 筒内圧力-熱発生率

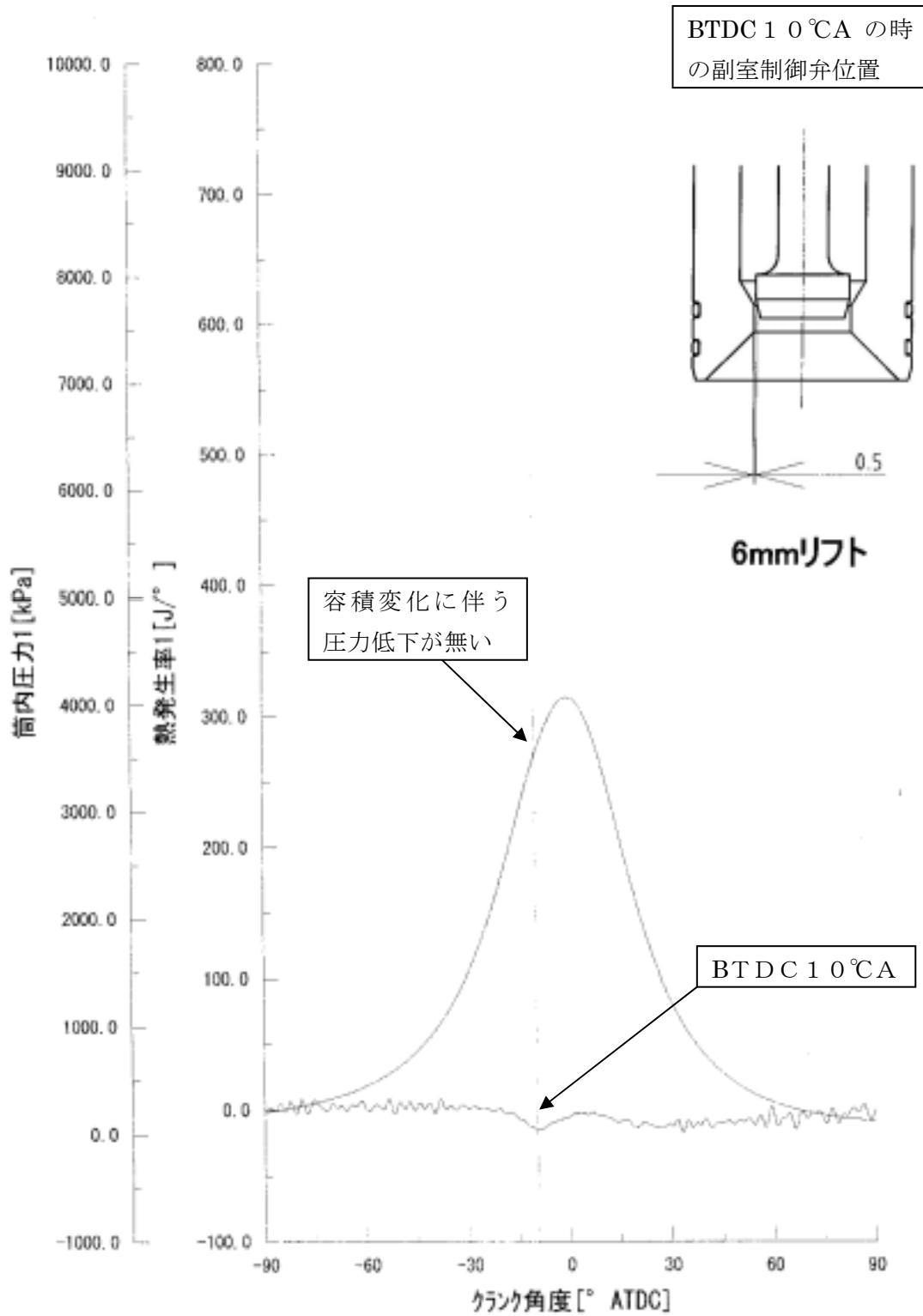


図 2-10. 新しい副室制御弁での筒内圧と熱発生率

## 2-3-2. 単気筒エンジンでの燃焼評価

絞り弁方式の新しい副燃焼室にした場合には、以下の3点が問題となる。

- ①絞り弁式副室を用いた場合、開弁前に勝手に自着火することが無いか？
- ②副室に導入した燃料が確実に着火し、主室燃料に火炎伝播するか？
- ③主室内の希薄混合気燃料のノッキング燃焼が発生しないか？

上記3点が発生しなければ、新しい絞り弁方式の副燃焼室でも、予混合圧縮着火燃焼(HCCI)が成立することとなる。単気筒の燃焼試験では、まず、副室での着火が、どのような状態で着火するのか確認した。単気筒エンジンでの実験設備の系統図を図2-11に示す。

吸気温度 80℃、過給圧 20kPa (圧縮端圧力 45000kPa 以上) にて、燃料を投入した。

この時、燃焼室内の圧縮端温度は 627℃ (900K) となり、天然ガスの着火温度に到達している。副室へ燃料を投入し、副室外壁の温度が変化した場合の燃焼の変遷を図2-12に示す。図2-12の①に示す熱発生率のように、壁温 140℃では、ATDC20°CA に熱発生率のピークが現れる。但し、この時、熱発生率の立ち上がりは、BTDC7.5°CA であり、副室での燃焼が穏やかに遅延して、燃焼している形態である。このような状態で、着火が始まると、副燃焼室の温度が上昇を開始し、着火前に 140℃であった温度が 270℃程度へ上昇する。副室温度が 220℃になった時、その熱発生率を図2-12の②に示す。熱発生率の立ち上がりは、BTDC7.5°CA と変わらないものの、ピーク位置が進角し ATDC10°CA となる。熱発生率の面積が増加していることから、副室燃料の着火直後は未燃の燃料が多く、完全燃焼しておらず、筒内の温度上昇とともに、その燃料が着火し、燃焼割合が増加したものと推測した。副燃焼室の温度が 270℃になると、熱発生率のピークが立ち上がり 180J/°CA となる。(図2-12の③参照) この熱発生率状態は、急激な圧力変化を伴う従来のポペットバルブ型の熱発生率と同じ形となり、燃焼が安定する。燃料の着火が確認されてから、副室温度が上昇し、燃焼が安定するまで、約3分位要している。

従来構造のポペット型の副室制御弁の場合には、着火と同時に図2-12の③のような熱発生率となるが、絞り弁式の場合には、着火から燃焼安定まで、約3分時間を要している点が大きく異なる。吸気温度を 5℃高めても、この着火遅延状態は変わらなかった。吸気温度を逆に低くした場合には、吸気温度が 80℃になるまで時間を要し、この間燃料の一部が未燃のまま排出され、EGR とともに再循環する燃料量が増え、一挙に燃焼するので、ノッキングが発生した。しかし、このノッキングは、EGR を切ると生じないので、再循環未燃燃料以外には、ノッキングの発生は無い。

したがって、絞り弁方式の副燃焼室での燃焼は、以下のプロセスで進行すると推測した。

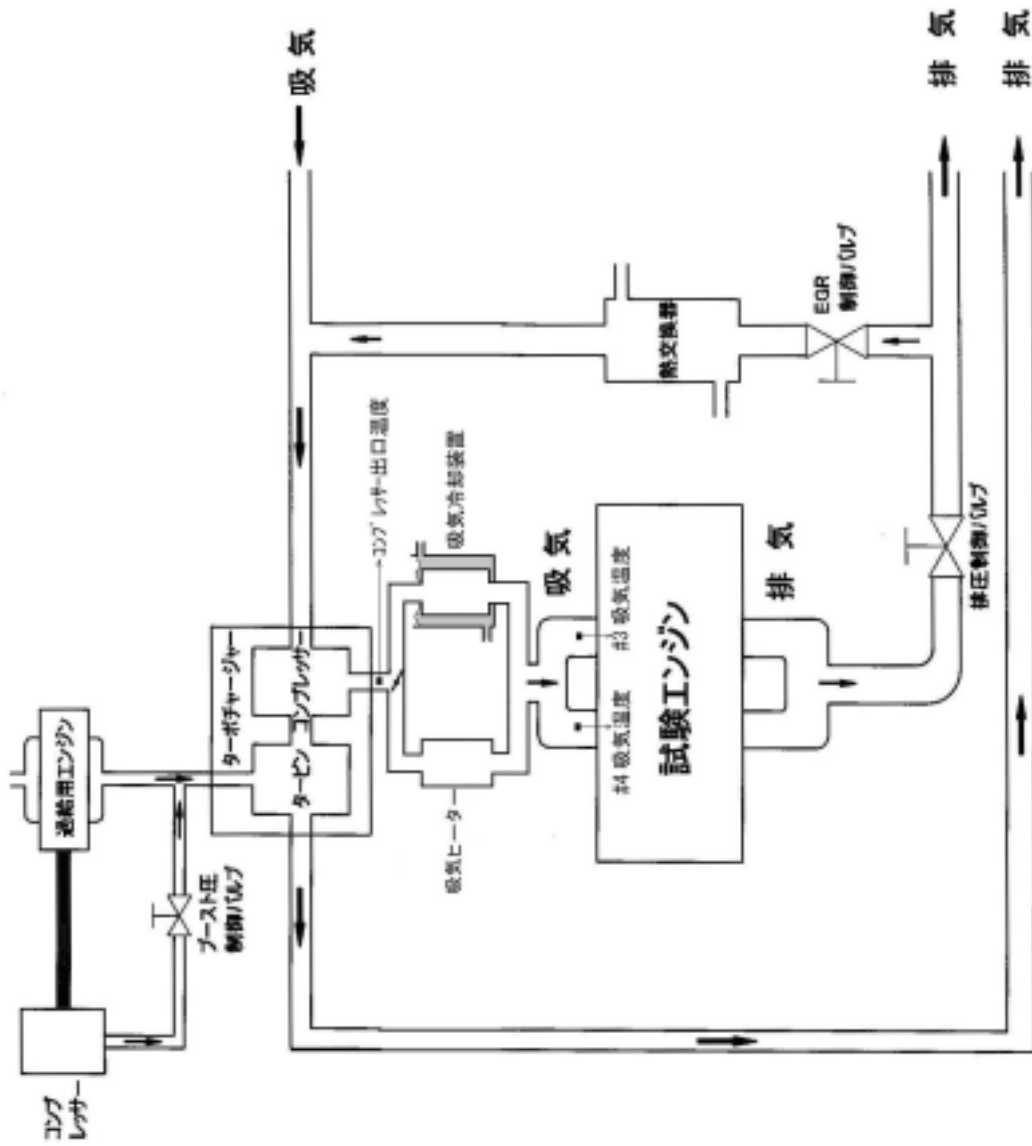


図 2-11. 単気筒エンジンの設備系統図

## 筒内圧力-熱発生率

エンジン回転数 : 500rpm  
吸気圧力 : 20kPa  
吸気温度 : 80°C  
EGR率 : 50%  
燃料流量 : 0.14L/sec  
副燃焼室温度 : 140、220、270°C

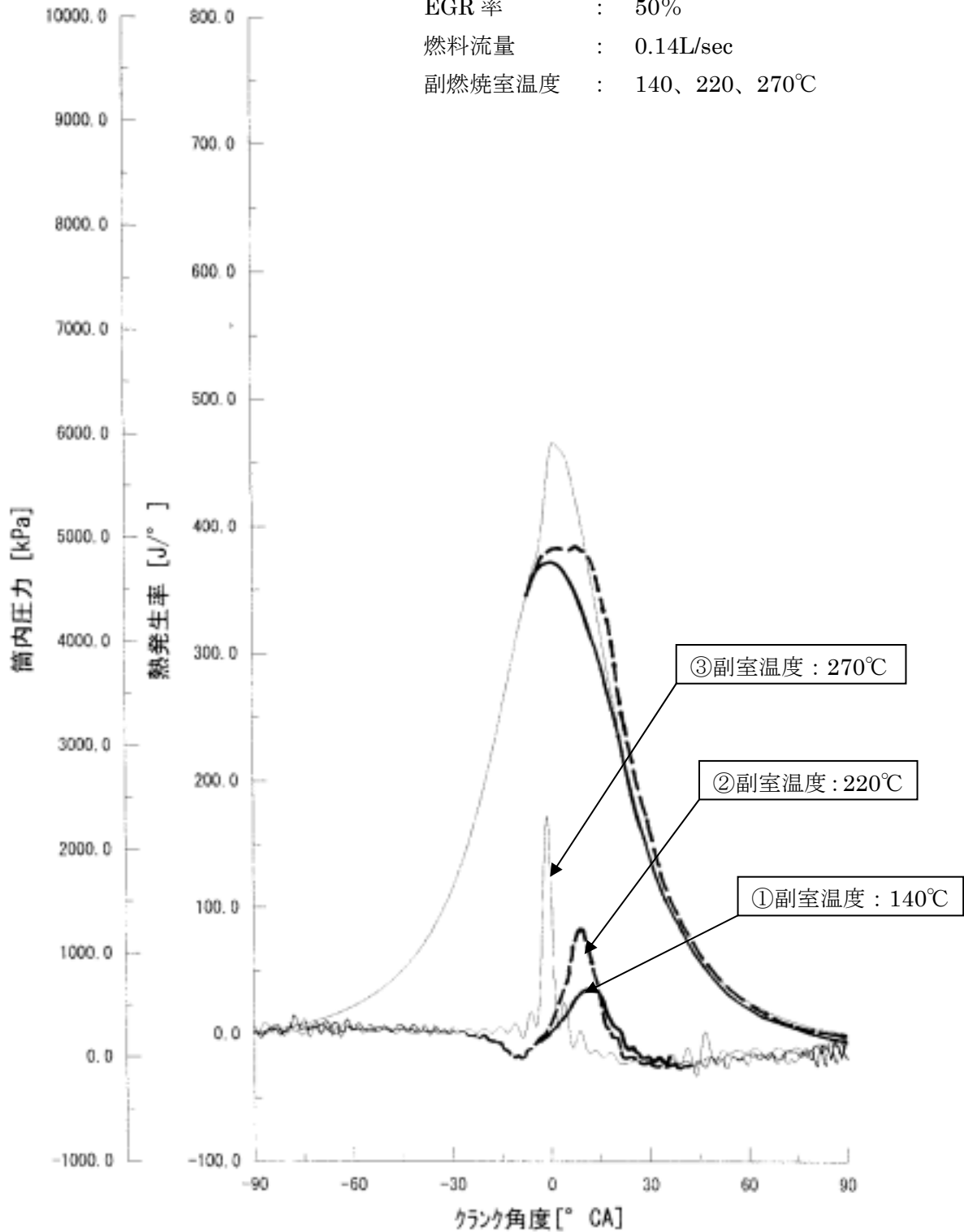


図 2-12. 副室に燃料を投入した場合の熱発生率

- ①燃料量が適正である場合には、副燃焼室の燃焼は、従来のポペット型の制御弁より、穏やかである。
- ②従来のポペット型の制御弁より、燃焼が安定するまで時間を要するので、投入燃料を加熱する等の対策が必要である。
- ③燃焼が安定した場合、熱発生率は従来のポペット型の燃焼室と形態が変わらないので、主室への火炎伝播能力のある副室の燃焼であると判断する。

副室での燃焼が安定した状態で、主室へも燃料を投入し、副室の燃料流量を変えた場合の熱発生率の比較を図 2-13 に示す。小さなピークの後、すぐに熱発生率のピークが見られる。このピークの高さは、副室の燃料投入量によって変化しており、副室投入燃料 0.15L/sec の場合には、初期のピークの高さは 50J/deg 程度であり、燃料投入量を 0.30L/sec に増加させると、100J/deg となる。副室燃料の投入量を変えた時に変化している部分なので、この初期に見られる段差は、副室での燃焼分と判断する。

副室から主室への火炎伝播と燃焼の拡大は、副室燃焼の初期のピークの大きさに関わらず、すぐに立ち上がっていることから、比較的スムーズに主室燃焼へ移行しているものと推察する。

副室への燃料流量を増やした場合、2 段目の熱発生率のピークの面積も大きくなっていることから、副室で着火し、副室が圧力上昇すると、未燃の燃料とともにすぐに主燃焼室へ流れ出し、主室のホモジニアスな混合気へ火炎伝播しながら、燃焼が継続しているためと推測する。

今回の絞り弁方式の副室制御弁方式では、副室制御弁の下降で、副燃焼室と主燃焼室の連絡面積が絞られている状態で、燃料弁から副室へ燃料が供給される。ピストンが上昇し、筒内の圧力が上昇すると、制御弁で絞られた連絡面積から流速の早いガスが副室内へ流れ込み、副室にて混合気が生成する。絞り弁が上昇し連絡面積が大きくなり始めると、副室へ流れ込む空気量が増加し、副室にて着火に到る。着火すると、副燃焼室の圧力が上昇し、主燃焼室へ燃焼ガスが流れ、圧縮端で自着火せずに残っている主室のホモジニアスな燃料と空気の混合気へ、火炎伝播して行く。主燃焼室には、吸気管に供給された大半の天然ガス燃料と空気と EGR ガスが混合して存在するが、この主燃料の着火は、火炎伝播と同時に全体雰囲気温度の上昇によって、自着火も始まり燃焼が完結していると考えられる。

### 筒内圧力-熱発生率

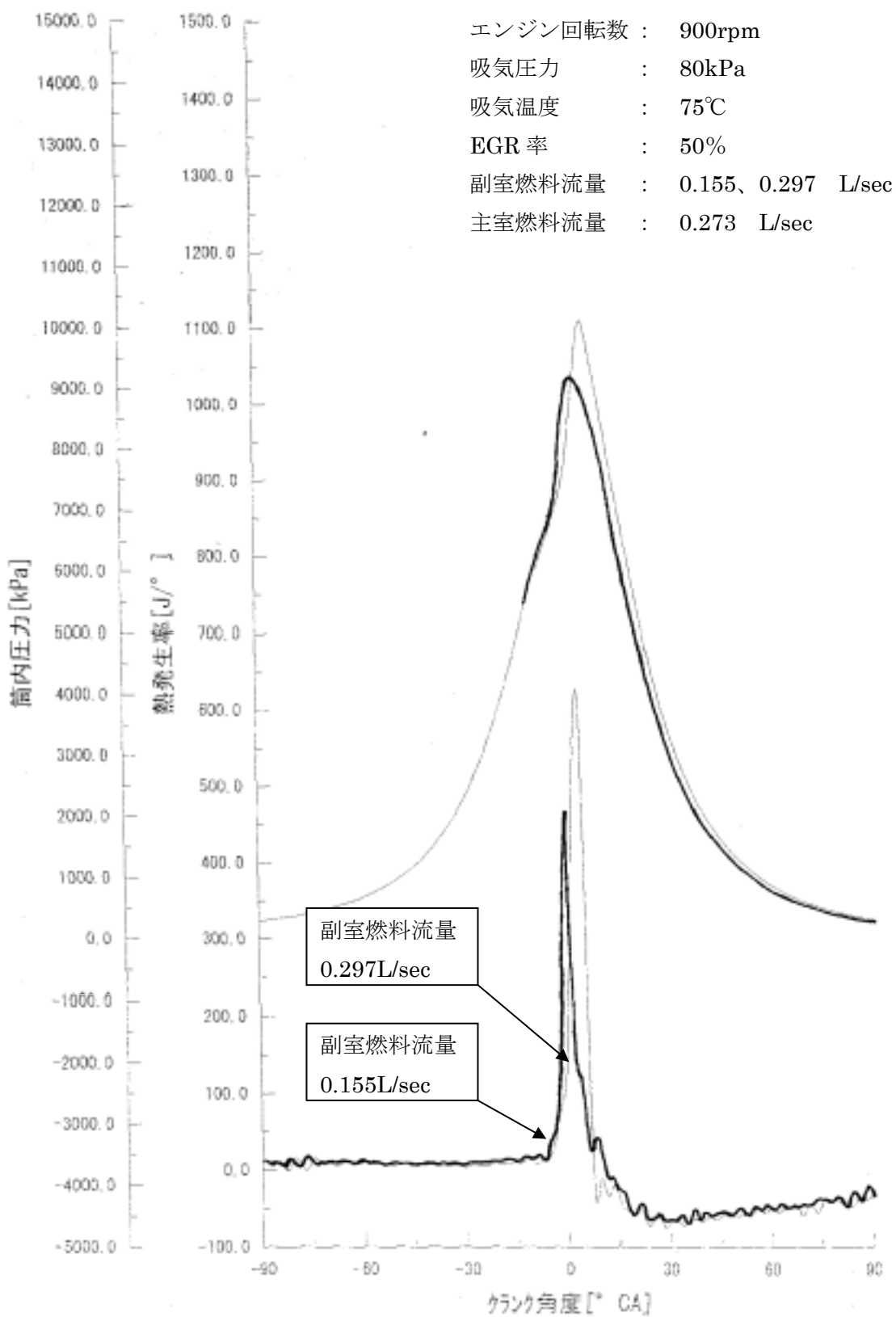


図 2-13. 副室への燃料投入量を変えた場合の熱発生率



従来のポペット型の副燃焼室の制御弁を用いた場合でも、今回の絞り弁を用いた場合でも、エンジンの負荷の上昇とともに、ノッキングの発生する可能性が増加する。負荷を高くすると、燃焼室の壁面温度の上昇とともに、燃料混合気の自着火する機会が増大する。本エンジンでは、副室燃料を着火源とし、主室へ火炎伝播させる燃焼方式を採用しているが、主室での燃焼は、EGRを加えることで、抑制することを狙っている。

EGRを実施する場合、燃料に対応する酸素量が十分にあることが大切で、過給により作動ガスを増加する必要がある。上記条件に注意し、投入燃料量、吸気圧、温度を一定にし、EGR率を変化させた場合の熱発生率を図2-14に示す。副室制御弁が絞り弁方式へ変わっても、この抑制効果は変わらないことがわかる。EGR率が40%の場合には、熱発生率のピークはATDC2°C Aで、高さは800J程度あり、50%高くした場合には燃焼が穏やかとなり、ATDC8°C Aにピーク位置がリタードし、高さも330Jと低くなり燃焼期間が長くなる。

従来のポペット弁方式の燃焼では、EGR率を高くすると、初期の熱発生率の上昇割合は変わらずに、ピーク高さと燃焼期間に影響を及ぼしていたが、絞り弁方式の場合には、初期の熱発生率の上昇割合が低く抑制されている。これも、筒内圧の圧力変化が無いためと考えられる。

EGR率を低くし、吸気温度を高くし、吸気圧力を下げて燃料の割合を多くし、主室の希薄混合気燃料にて、ノッキングが発生し易い状況を作り上げた状態の熱発生率を、図2-16に示す。着火はBTDC7.5°C A、ピークはBTDC5°C A、ピーク高さは1200Jと極めて高い熱発生率を呈しているが、燃焼はこの状態で安定した。従来のポペット型の制御弁の場合には、このように高い熱発生率になった場合には、燃焼タイミングがさらに進角し、金属音を伴うノッキング状態に陥るので熱発生率のピーク高さの上限を500Jとした燃焼コントロールを行ってきた。絞り弁式の制御弁の場合には、熱発生率のピーク位置は、前記ピーク位置(BTDC5°C A)まで進角するが、その後はピーク高さが高くなるのみで、進角は停止し、金属音を発するノッキング状態は出現しない。但し、この状態からさらに燃料を増加し、EGR率を低くすると、再度進角が始まり、金属音を発するノッキング状態となる。

図2-14に示す熱発生率では圧力振幅は小さいが、図2-16では圧力振幅が大きくなり、特に燃焼直前にさらに大きくなっている。筒内圧を見ると、燃焼による急激な圧力上昇が生じる直前(BTDC10°C A)に、圧力が一定になっている期間が見られる。このタイミングは、副室制御弁の開閉タイミングにも一致している。しかし、図2-14では無い圧力一定期間である。したがって、副室制御弁の開閉タイミングに伴う容積変化と、急激な燃焼の直前になんらかのエネルギー吸収現象が重なって生じた現象と考えた。絞り弁方式では、副室内の燃料と空気が徐々に混合し、濃混合気を作り、上死点付近で絞り弁の開度拡大とともに、雰囲気温度が上昇し、着火するゆっくりとした燃焼と判断する。

### 筒内圧力-熱発生率

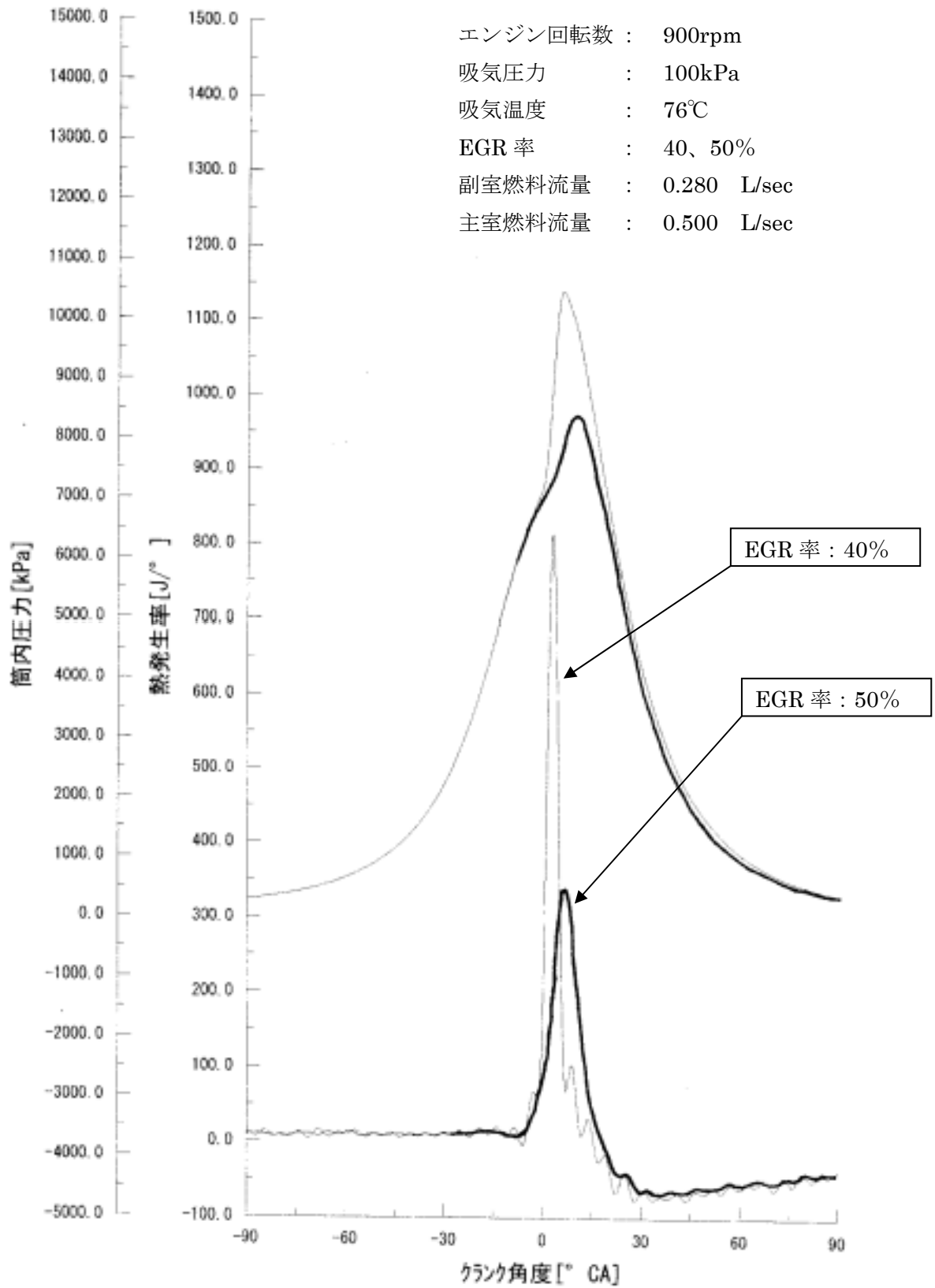


図 2-14. EGR を加えた場合の熱発生率

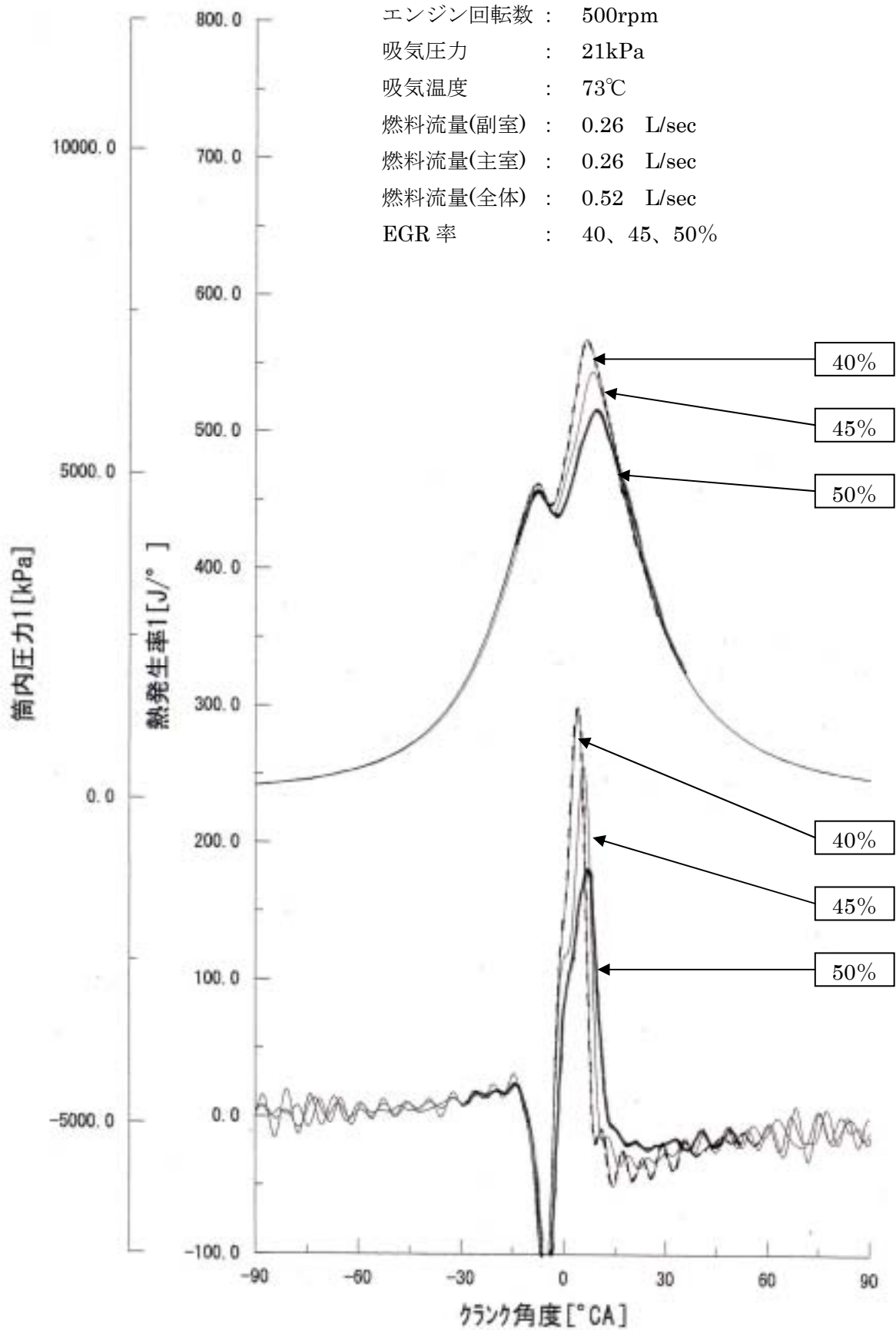


図 2-15. ポペット弁式にて EGR 率を増やした場合の熱発生率

### 筒内圧力-熱発生率

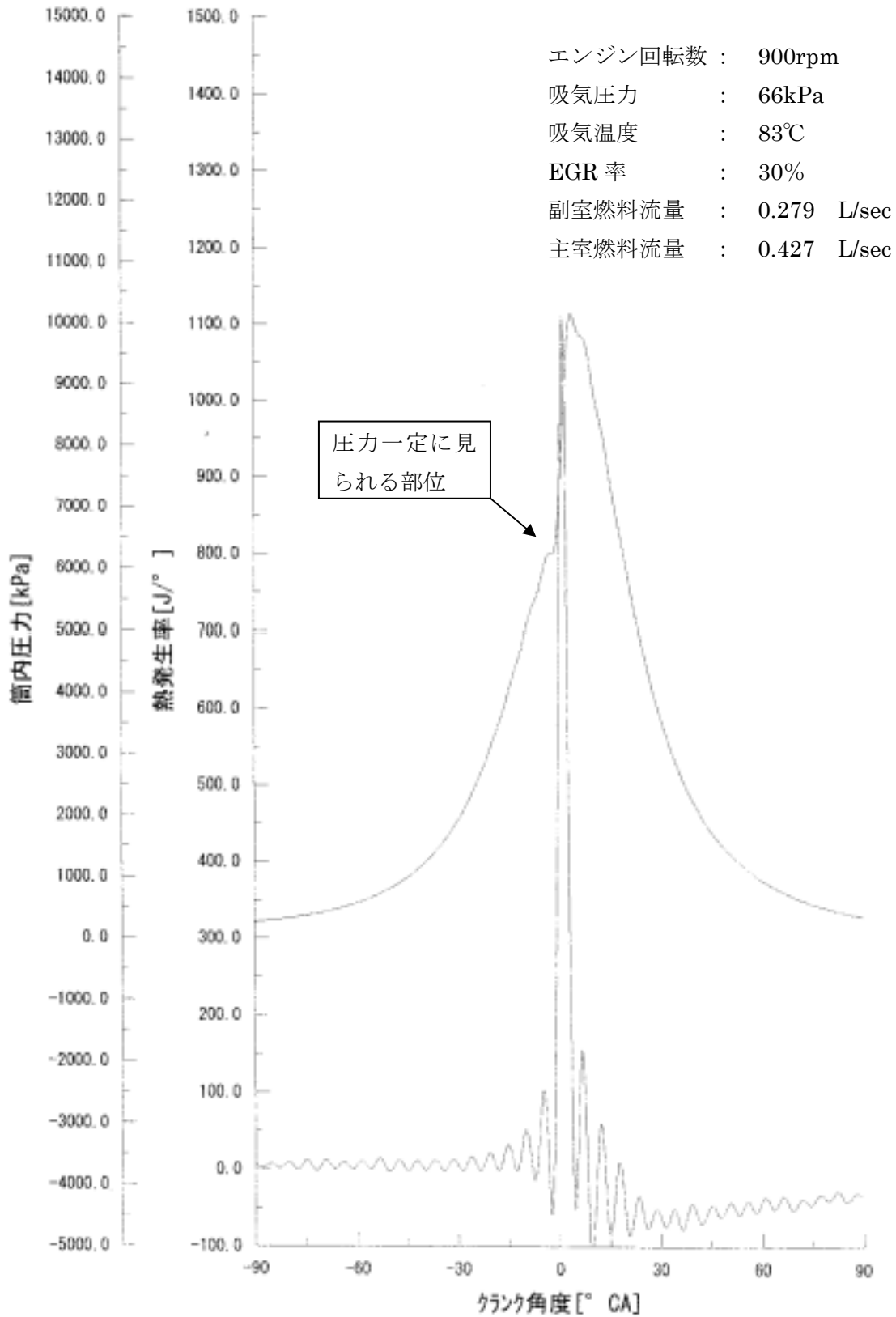


図 2-16. ピークが高い熱発生率

一方、ポペット弁式では、バルブ開口とともに、流速の大きい高温空気が一気に燃料内に突入するので、その燃焼は極めて急速と思われる。  
新しい絞り弁方式の副燃焼室にて、予混合圧縮着火（HCCI）燃焼を評価した結果をまとめると、以下ようになる。

- ①副燃焼室での燃焼は、従来のポペット型の制御弁より、穏やかで燃焼が安定するまでに、時間を要する。
- ②燃焼が安定した場合の副室燃焼の熱発生率の高さは 180J であり、従来のポペット型の制御弁の場合と同等のピーク高であるので、主燃焼室へ火炎伝播能力を十分に有している。
- ③主燃焼室へ燃料を投入した場合には、副室燃焼と見られる初期の熱発生率のピークから、拡散燃焼への移行がスムーズに移行し、問題は無い。
- ④EGR を加えた場合の効果も、従来のポペット型の制御弁と同等である。
- ⑤ノッキングが発生しやすい状況にて試験しても、副室制御弁の開閉タイミング近傍で進角が止まるので、安定して運転が成立する範囲が広い。

以上のことより、新しい絞り弁方式の副燃焼室では、予混合圧縮着火燃焼（HCCI）が成立することがわかったので、負荷を上げて、最終確認を行った結果を図 2-17 に示す。

過給圧は 130kPa、総燃料流量 1.3L/sec、EGR 率 50%で、昨年同様に、NA での全負荷条件にて、試験した結果である。得られた熱発生率の燃焼期間は 30°C A、熱発生率のピーク高さは、600J と同様の燃焼を得ることができた。

今回の燃焼評価は、6 気筒エンジンをベースにした単気筒エンジンにて実施してきたが、燃焼を評価することより、設備の不具合を解決する時間が多く割かれ、開発が難航した。一つ目の問題としては、エンジンのバランスの悪さによる振動の発生である。2 つ目の問題は、過給圧を別エンジンの動力によって得ているので、配管が長く、EGR 等の応答遅れが生じる点である。配管が長いと、EGR 率を変更してから、燃焼が安定するまでに、時間を要した。したがって、ノッキングが発生する状態に気付いても、手遅れとなる場合が多く、エンジン損傷を何度も繰り返してきた。今後、6 気筒エンジンでは、上記問題点が無くなるので、応答性も良くなり、評価し易くなるものと考えている。

### 筒内圧力-熱発生率

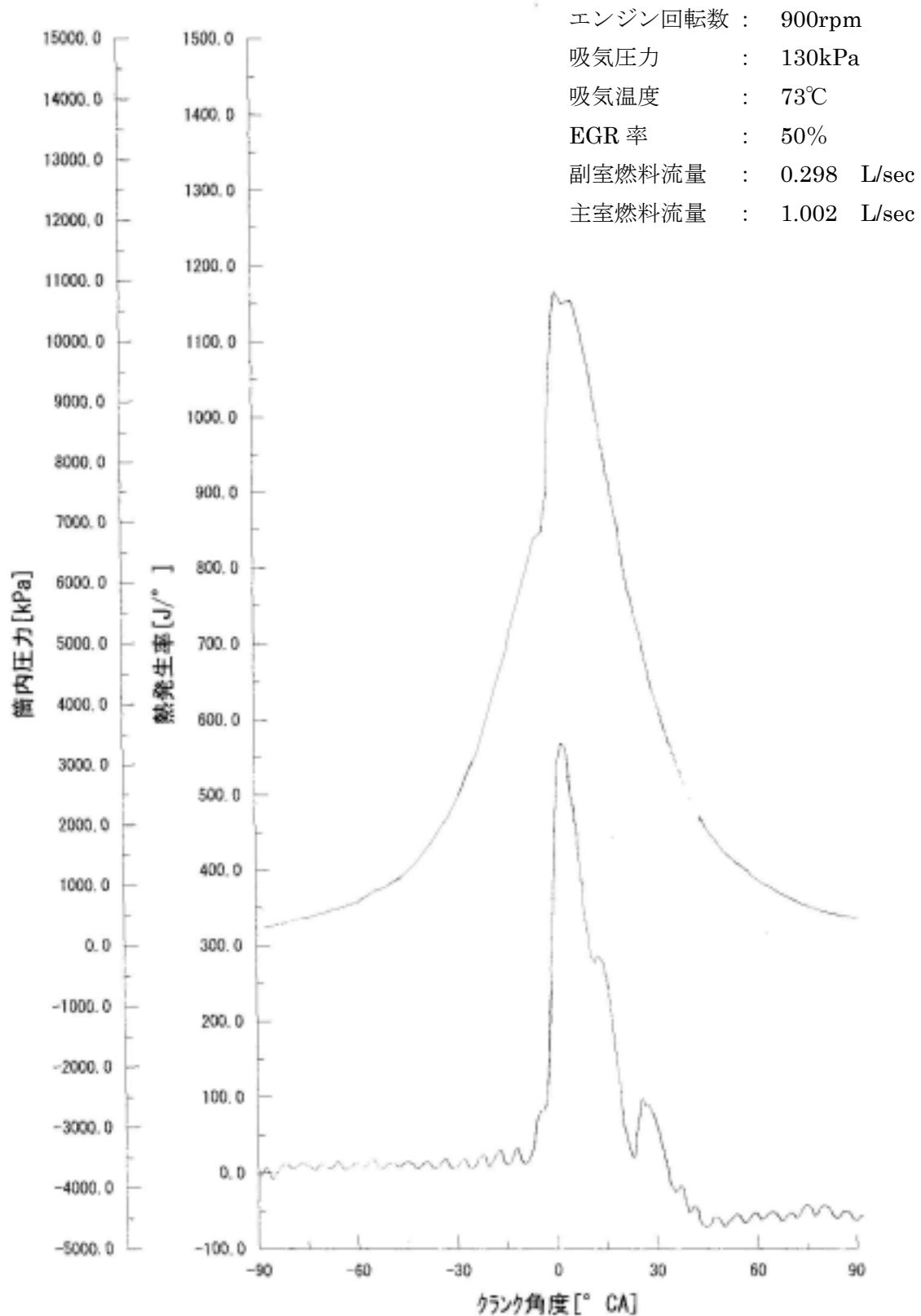


図 2-17. 全負荷 (NA) での熱発生率

## 2-4. 新しい副燃焼室の構造評価

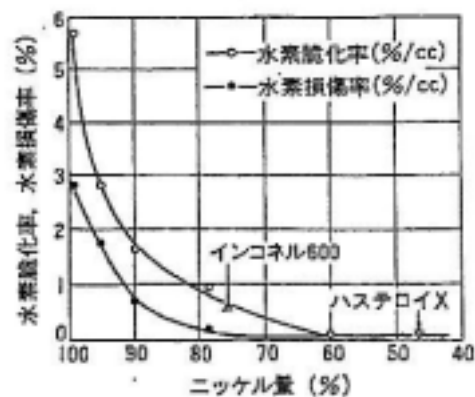
### 2-4-1. 耐熱金属素材の検討（水素脆性対策）

平成15年度において、天然ガス燃料に改質燃料のひとつである水素 H<sub>2</sub> ガスを添加し、燃焼試験を実施したところ、副室・主室間の制御弁のシート部のみに、えぐり取られたような脆性破壊が頻繁に発生した。この破損は水素脆性による腐食破壊と推測した。この不具合を解消すべく、多気筒エンジンの開発では、計画段階において、水素脆性を防ぐ下記3つの対策を立案したが、一方、使用してきた材料の水素脆性破壊に関して、今回行った調査を報告する。

- ①制御弁の絞り部にアルミナイズ処理を実施し、母材金属との間に水素脆性に強いアルミナ層を生成させ、アルミナ層と母材金属間には複合合金層を生成させる。
- ②遮熱性があり、耐熱金属と線膨張係数が同じジルコニアをプラズマスプレーにてコーティングする。
- ③窒化珪素セラミックス材を弁外周に複合嵌合させる。

一般的に水素脆性破壊は、水素と炭素の結合によって起きる場合が多く、炭素分の多い硬鋼に多く見られる。したがって、水素の鋼中への侵食を防止すれば、防ぐことが可能である。前年度に水素脆性破壊を起こした材料は、Inconel600 でニッケルとクロームを主成分とする耐熱合金であり、炭素は含まれていない。

したがって、炭素との結合による侵食ではなく、他の要因で侵食したこととなる。ニッケルは水素を吸収すると、脆いニッケル水素化物を形成する場合があります。これが副室制御弁の破壊の原因となっていると推測した。文献によると、粒界に炭化物が生成する条件下では、水素脆化の感受性が增大することから、燃焼室内で使用している間に、炭化物が析出し、水素脆化を起こしたものと考えられる。また、ニッケル、クローム系合金の場合には、ニッケルの含有量と水素脆化率に相関がある。この相関を図 2-18 に示す。



純ニッケル, Ni-Cr 合金, インコネル 600 およびハステロイ X の水素脆化に及ぼす Ni 量の影響 (水素脆化率 =  $I_0 - I_H / I_0 \times [H]$ , 水素損傷率 =  $I_0 - I_{a,H} / I_0 \times [H]$ )

図 2-18. ニッケル含有量と水素脆化率 (出典: ①)

ニッケル、クローム系合金において、ニッケルの含有量が60%以上になると、水素脆化率が向上する。使用した Inconel600 は、ニッケル含有量は77.5%と、高いものである。したがって、新エンジンの計画で立案したコーティング等による対策案3種に加えて、ニッケル含有量が少ない耐熱金属を選択することとした。

これまで使用したことのある耐熱金属素材と対策候補材として選択した耐熱金属素材を表2-1に示す。

表 2-1. 耐熱金属素材成分一覧（出典：②）

	合金名	合金成分								
		Ni	Cr	Mo	Co	W	Fe	Al	Ti	その他
使用 素 材	Inconel 600	77.5	15.5				7			
	Inconel 750	76.3	15				7	0.7		Ti2.5,(Nb+Ta)1.0
	HA230	62	22	2		14				La
	ハステロイ X	48.9	22	9	1.5	0.6	18			
対 策 候 補	MC アロイ	54	45	1						Low C
	Inconel718	53.4	19	3			19	0.5		Ti0.9,(Nb+Ta)5.1
	HA188	22	22		残	14.5	<3			La
	incolloy903	38			15		残		1.4	Nb+Ta 3

従来燃焼室用材料として、使用した実績のある耐熱金属素材は、ニッケル含有量が60%以上のものが多い。ニッケル含有量が少なく、十分な耐久性を持つ材料として考えられる素材はハステロイ Xである。

ニッケル含有量が60%以下の耐熱金属素材として、表記4種類の対策候補素材があるが、耐熱金属素材の場合には、エンジン内で使用すると、変形や縮みなどが生じる場合があるので、使用実績を考慮した材料の選択が必要となる。

前研究所時代まで使用実績を調査すると、Incolloy903を多く使用していた。そこで、ニッケル含有量が少なく、使用実績がある Incolloy903 を水素脆性の対策候補として加えることにした。図2-19に耐熱金属素材の強度データを、図2-20に熱膨張係数のデータを示す。Incolloy903は、強度が高く、熱膨張係数が低い。しかし、作製メーカーが一箇所しか無いので、流通性を考慮した場合には、今後も耐熱金属の選択をする必要がある。

出典：①「オーステナイト系ステンレス鋼の水素割れ」 材料と環境 48、776-777 (1999)

②三菱マテリアル株式会社 「耐熱合金カタログ」



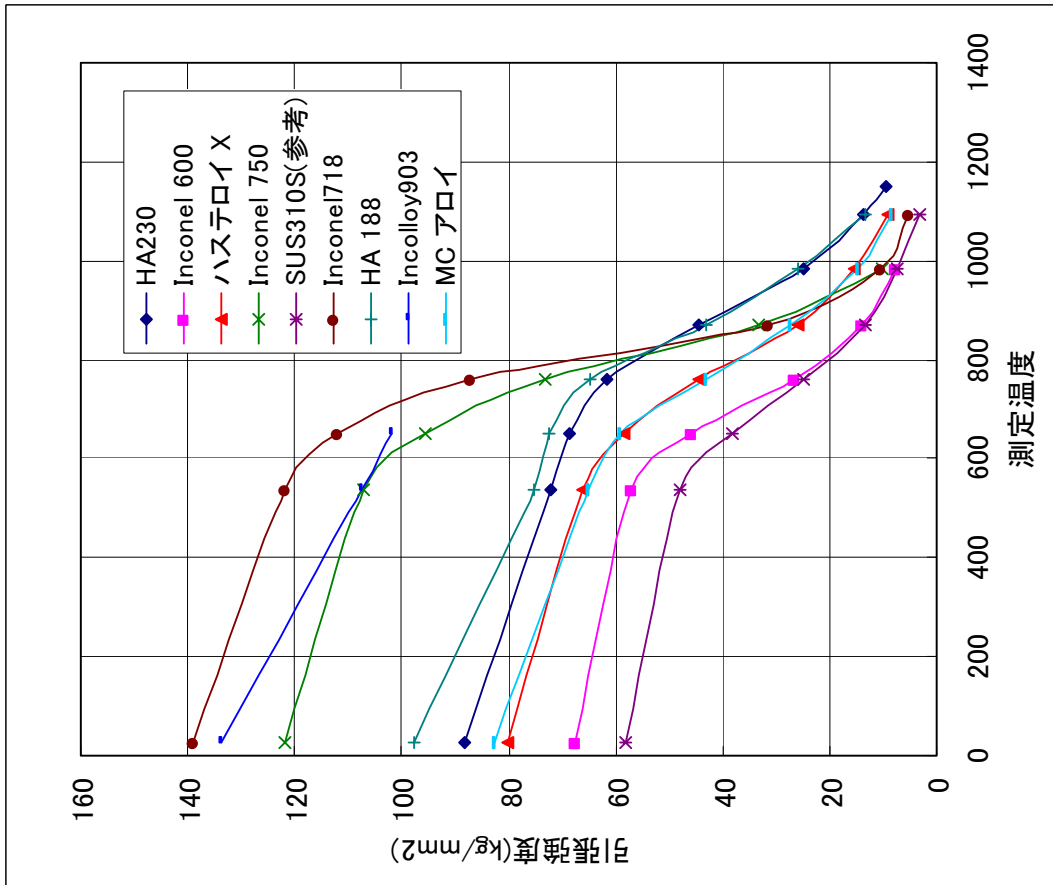


図 2-19. 耐熱金属素材の高温引張強度 (出典：②)

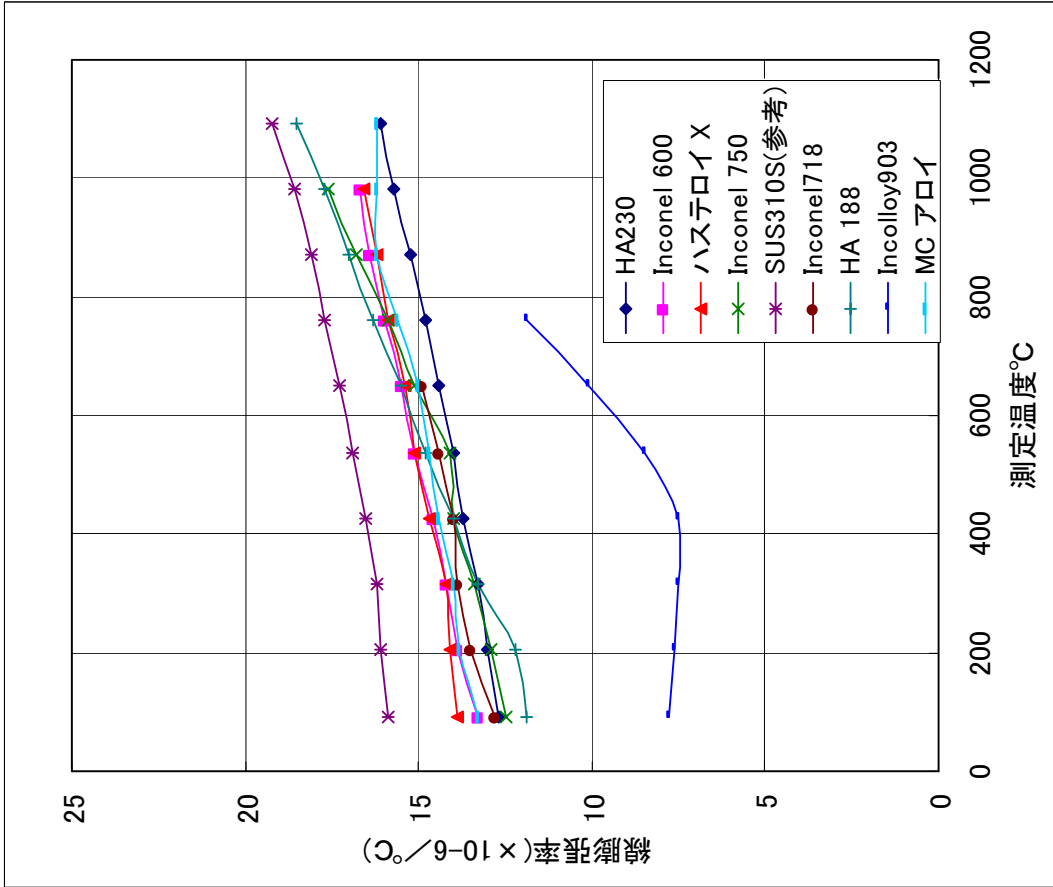


図 2-20. 耐熱金属素材の熱膨張率 (出典：②)

水素脆性対策として、Incolloy903 の使用を加えた場合の試験目的を表 2-2 に示す。

表 2-2. 水素脆性対策一覧

	名称	母材	対策の狙い
1	アルミナイズ処理	Inconel600 (従来材質)	アルミナ層による侵食防止
2	ジルコニアコーティング	Inconel600 (従来材質)	ジルコニアによる侵食防止
3	Incolloy903	Incolloy903	Ni 含有量(60%以下)
4	窒化珪素嵌合	Incolloy903	耐熱性向上

Inconel600 (従来材質) にて作製した副室制御弁を図 2-21 に示す。アルミナイズ処理とジルコニアコーティングの実施に関しては、副室バルブ完成品にコーティングを実施すると、熱による歪が生じる可能性があるため、先端部のみ加工した素材に、コーティングをしてから、最終バルブ形状に加工することとした。

アルミナイズ処理を行った先端部の写真を図 2-22 に、ジルコニアコーティングした先端部の写真を図 2-23 に示す。

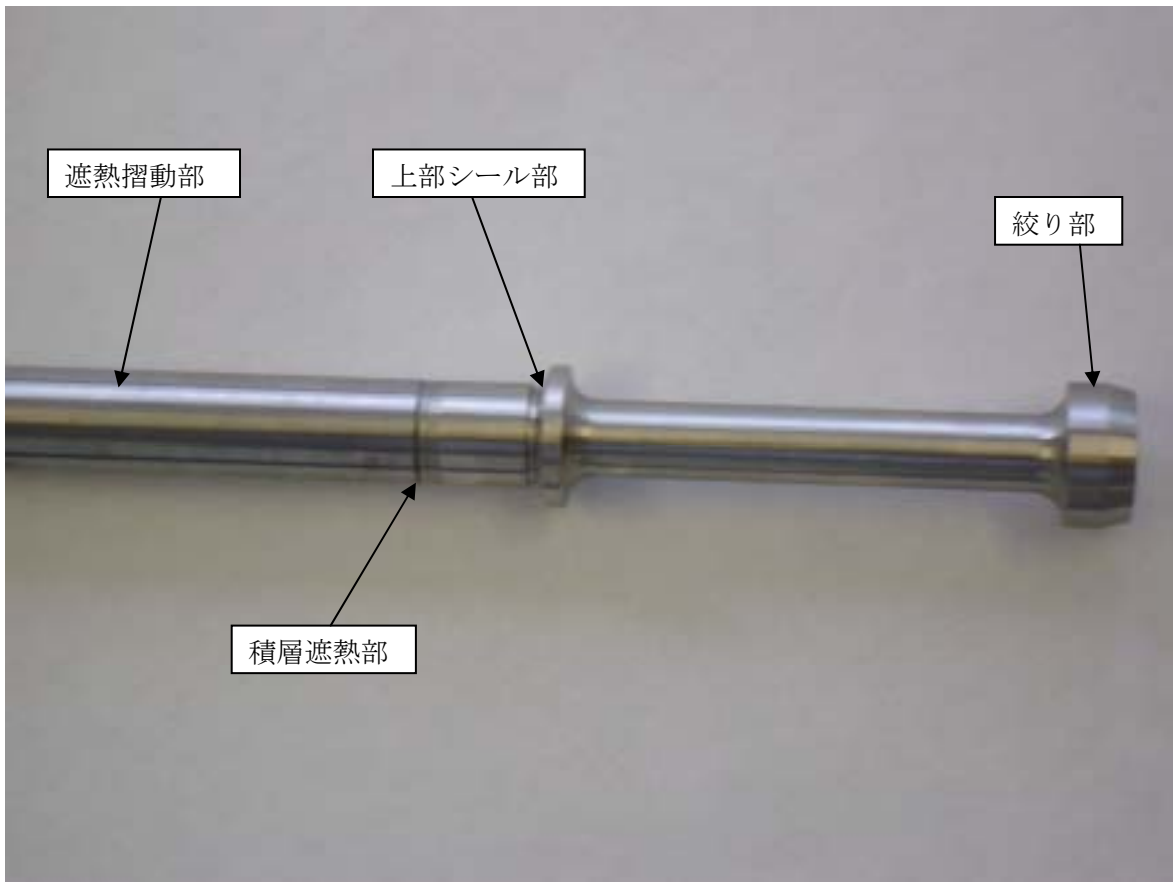


図 2-21. 副室制御弁

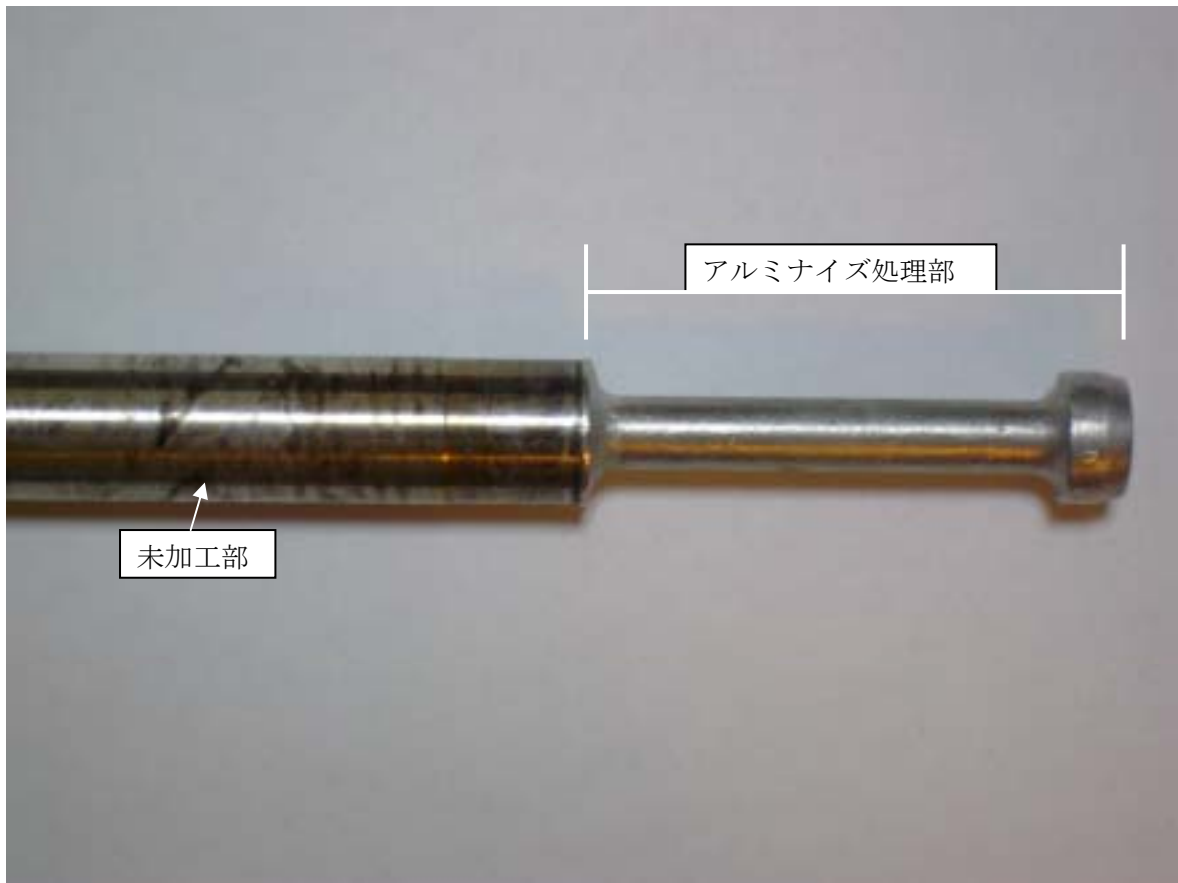


図 2-22. アルミナイズ処理品

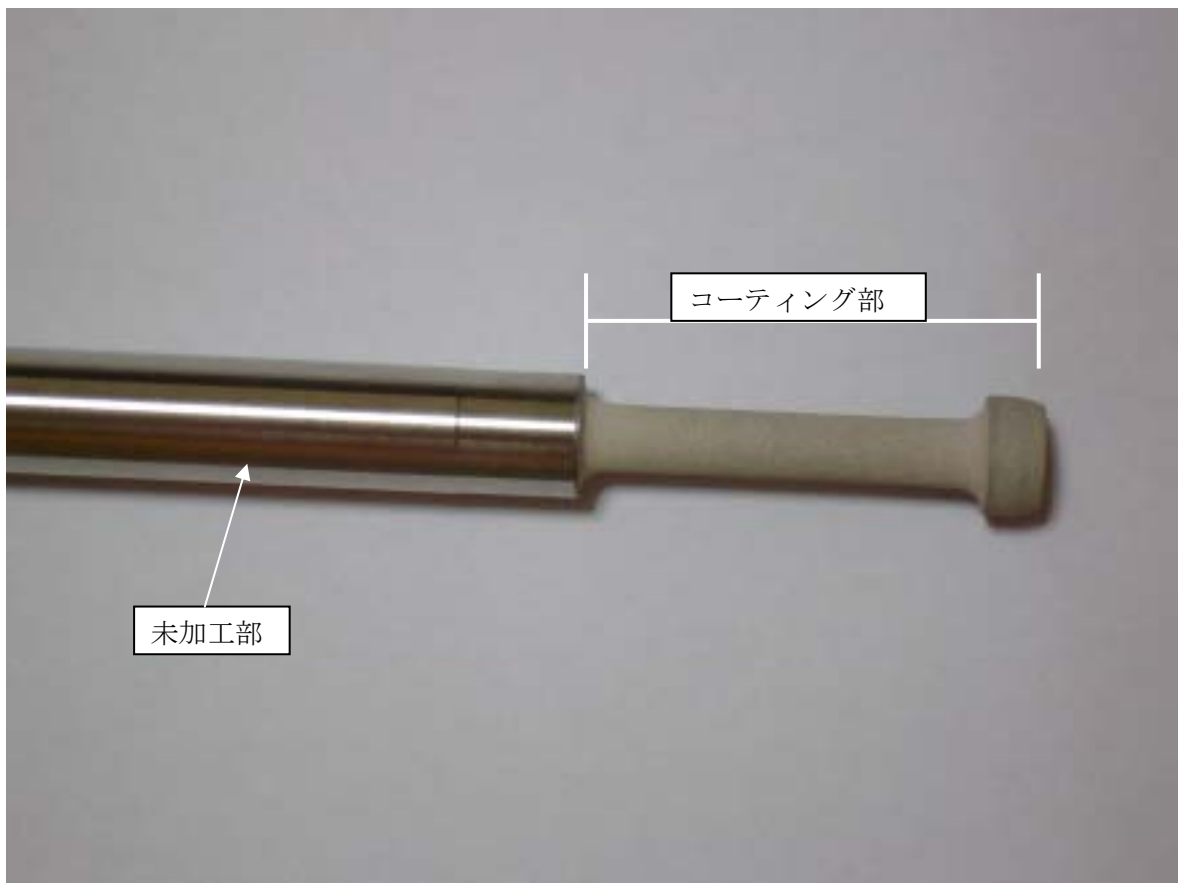


図 2-23. ジルコニアコーティング品

## 2-4-2. 新しい副燃焼室の構造評価

副燃焼室を用いた天然ガスエンジンの燃焼は、着火性、燃焼制御性等に優れていることがわかったが、従来のポペット型の制御弁の試験では、主燃焼室と副燃焼室の間に設けた制御弁が高温となり、燃料の水素と反応して弁座部分が脆性破壊を生じる問題と、燃焼ガスが摺動部に入り込み、摺動部が高温となるので、摺動条件が過酷となるといった問題が生じた。

新しい副室制御弁では、副室上部にポペット弁を配置し、燃焼ガスが摺動部に入らない構造とし、副燃焼室と主燃焼室の間は絞り弁方式とした。(図 2-24 参照)

この構造の副燃焼室において、水素脆性破壊を生じたインコイロイ 600 の素材 (Ni 含有量が多く、水素と反応し易い) にて、単気筒エンジンで試験を継続して、実施してきた。

約 250hr 程度の単気筒エンジン試験を終了しても、燃焼の再現性は得られるので、制御弁には異常が無いものと推測した。

試験をした結果、従来のポペット弁タイプの副室制御弁と絞り弁方式の新しい副室制御弁の大きな違いは、副室壁面の温度上昇である。負荷条件を一定にした場合の両者の温度比較を表 2-3 に示す。また、副室温度と燃料弁温度の測定位置を図 2-24 に示す。

表 2-3. 副室側面温度測定結果

	単位	従来型副室	新構造副燃焼室
回 転 数	rpm	900	900
燃 料 流 量	L/sec	0.8	0.8
副 室 温 度	℃	295	270
燃料弁温度	℃	200	140

同条件では、新構造の副燃焼室のほうが、温度が低い。さらに上部側の燃料弁では、140℃と低く、従来型との温度差が大きくなっている。また、新しい副室制御弁の場合には、投入する燃料流量に応じて、温度が変化する時間が短く、応答性が良いことがわかった。

これらは、全て副室の摺動部に燃焼ガスが入らないようにバルブシート部を副室上部に設けたためと考える。

分解観察を図 2-25、2-26 に示す。水素脆性し易いインコネル 600 であるが、腐食等の異常は見られない。新しい絞り弁方式の副室制御弁は、これまでの燃焼ガスが摺動部に入り込み、摺動部が高温となるという問題点を克服した構造であると評価できる。

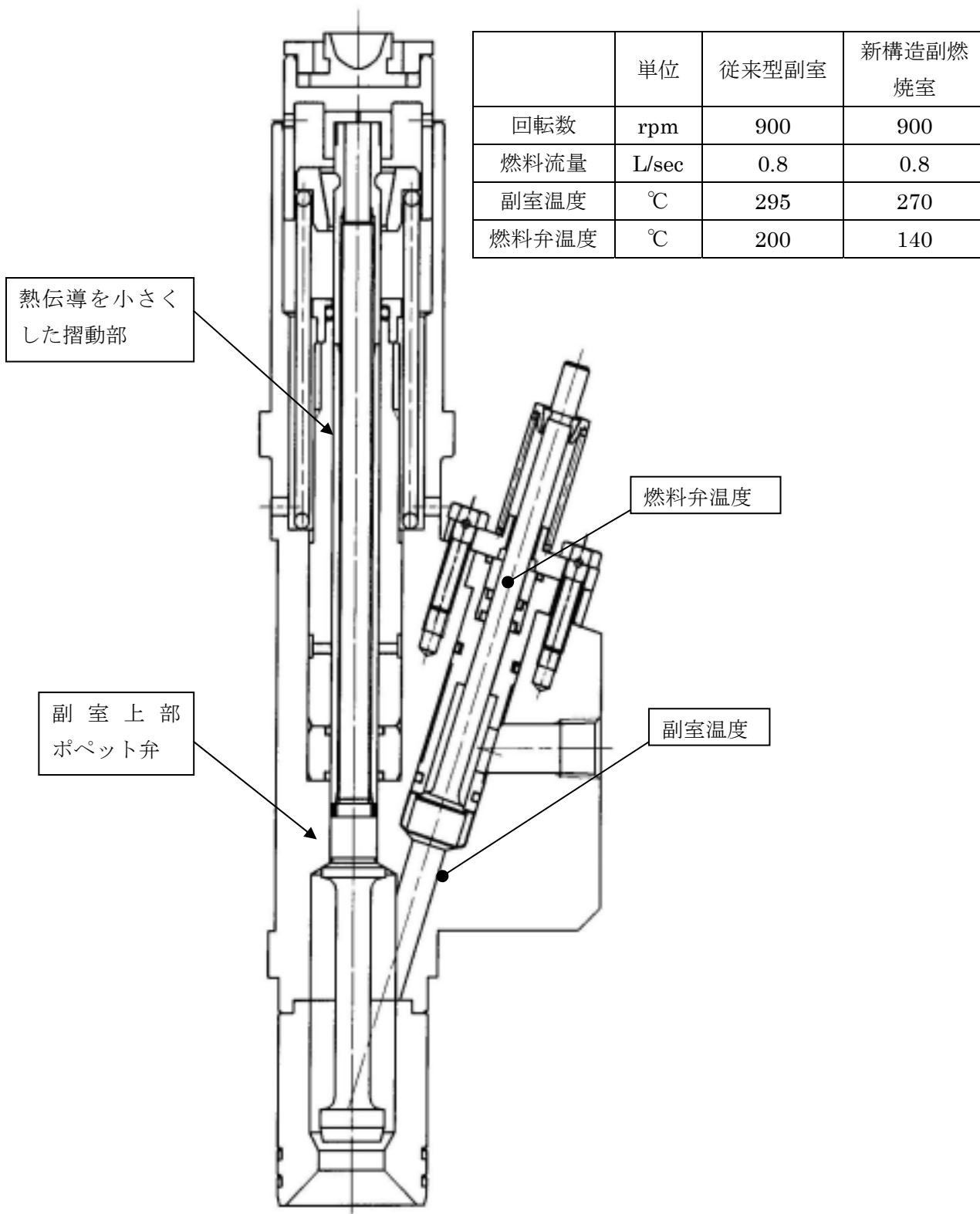


図 2-24. 副燃焼室の測温位置



図 2-25. 使用後の副室バルブの絞り部



図 2-25. 使用後の副室バルブの摺動部

### 3. HCCI 型多気筒エンジンの開発

#### 3-1. 単気筒エンジン試験により改良を必要とする項目

##### 3-1-1. 単気筒エンジンの分解、観察結果

6 気筒エンジンの設計に先駆け、これまで用いた単気筒エンジンを分解し、問題点の抽出を実施した。分解後の主要部品の状態を図 3-1～3-5 に示す。

図 3-1 に示す副燃焼室部品では、外周に装着しているシールリングの弾性力の低下が見られ、シール不良の一因となっている。また、ヘッドライナーとシリンダーヘッドの間にあるガスケットにも同様にガス漏れの跡が見られた。(図 3-2 参照) 組立構造のピストンのクラウンにもシール不良箇所が見られた(図 3-3 参照)。また、吸、排気バルブ(図 3-4 参照)にはオイル下がりを生じ、炭化した積層物が見られ、ステム部の改善が必要である。

ヘッドライナーとシリンダーライナーの間のガスケット等は、目視による確認に加えて感圧紙によるシールチェックを実施したが、問題は無かった。したがって、副室周りのガスシール性、組立式ピストンのシール性の向上が、主として必要であることがわかった。



図 3-1. 分解後の副燃焼室



図 3-2. 分解後のガスケット写真



図 3-3. 分解後の PISTON CROWN のシール部





図 3-4. 分解後の吸気バルブ



図 3-5. 分解後の副室制御弁

### 3-1-2. 単気筒エンジン試験により改良を必要とする項目

単気筒エンジンの分解観察結果と試験途中に生じた問題点をピックアップし、その対策案をまとめた内容を以下に示す。また、作業性の改善項目、部品の改良内容についても以下に示す。

#### ①問題点と対応策

- a. 燃料弁の作動不良による燃焼の不均一  
→ソレノイド方式からカム駆動方式へ
- b. 副室外周のシール不良  
→シールリングの材質変更（窒化珪素）
- c. 副室燃料供給パイプ取り出し口からのオイル漏れ  
→取り出し口をヘッドカバーに変更
- d. 副室制御弁の水素脆性破壊  
→材質変更、コーティング（単気筒試験結果より選定）
- e. 副室制御弁摺動部のスティック  
→温度低減構造の採用（単気筒試験結果より選定）
- f. 吸、排気バルブ OIL 下がり  
→ステムシール、バルブ摺動部見直し
- g. ヘッドガスケットのシール不良  
→寸法公差の見直し、ビード強化
- h. ピストンのシール不良  
→積層ガスケットの材質、構造の見直し
- i. ヘッドライナーガスケット組付け不良  
→位置決めガイド追加
- j. 過給機の別駆動によるレスポンスの不良  
→ターボチャージャー化

#### ②作業性の改善項目

- a. 副室燃料供給パイプの引出部の配管
- b. 副室燃料供給ソレノイドバルブの取付
- c. 副室燃料供給ソレノイドバルブ開閉タイミングの設定
- d. 始動性が悪いため、暖気時間が長時間必要
- e. 主室燃料弁の流量の調整方法
- f. EGR 流量の制御、ガス温度制御方法
- g. 吸入空気量の測定方法
- h. 潤滑油温度の制御方法

③改良部品

- a. 副燃焼室制御弁の開閉方法
- b. ピストン上下パーツのガスケットのシール方法
- c. 主室燃料の混合均一化のための混合装置
- d. 遮熱性向上のため、多孔質プレートを積層したガスケット構造
- e. 水素脆性対策のため、燃焼室周りの耐熱金属素材の材質変更

部品毎に問題点と対応策をまとめた内容を表 3-1 に示す。

表 3-1. 部品毎の問題点と対応策

部位	不具合事項	対策案
	不具合および実施事項	
副室及び連絡弁	水素脆性破壊 摺動部スティック シール機構 (vsH/L) シール機構 (vsC/H) バルブ回転無し	材質変更→インコロイ903 アルミナイズ処理 ジルコニアコーティング 副室上部へバルブ機構 主室連絡部は、絞り機構 先端C字リングをSi3N4へ ヘッドとのシール部改善 バルブロータ新規設計
副室燃料弁	フランジ部O-RING (大)耐熱性、内側OK バルブシート歪変形シート不良 ホルダー先端O-RING耐熱性 制御系応答不良	4種D、NOK純正品で対応 材質変更、傘部肉厚増 C字リング、ホルダー外周公差減 メカ駆動検討
HEAD GASKET	副室周り ピックアップ穴 吸排ポート周り	中央部シールUP ピックアップ穴シール部強化 吸排ポート部、HEADの寸法見直し
HEAD LINER	吸、排ポート部、シール不良 ピックアップ穴位置変更	ポートフランジ、公差見直し
吸、排バルブ	バルブ回転無し OIL下がり	バルブロータ新規設計 ステム部公差見直し
HEAD	2気筒→6気筒展開 両端気筒干渉チェック 吸、排気ポート部、ガス漏れ 燃料導入部、OIL漏れ (インマニ側中央) 副室冷却オイル穴位置、離れ ディスタンスとの締結部、中央気筒のみ ピックアップ穴、オイル穴干渉 ヘッドカバーとのシール (リアボルト部干渉) ヘッドカバーとのシール (インマニ側) インマニ取り付け部、ボルト減 ギア取付部位置決め無し	ポート、ボルト穴の干渉チェック フランジ部寸法、公差見直し ヘッド側、公差設定、シール治具改良 副室側へ穴位置変更 ディスタンスとの締結部増7→13 ピックアップ穴位置変更 ボルト、突き出し高さ変更  6気筒構造なら問題無し ノックピン穴追加
DISTANCE	ヘッドとの組付け穴数、中央部のみ	締結部増7→13
H/L GASKET;U	組付け不良 外周寸法不良	ボディ側に位置決め追加 位置決めと同時に見直し
H/L GASKET;L		位置決め追加により、シール位置変更 シム図面新規作成
遮熱ポート	フランジ部ヘッドとのシール不良 ASM図があるが、作製用単品図無し	公差見直し 作製単位で図面作成

表 3-2. 部品毎の問題点と対応策

部位	不具合事項		対策案
	不具合および実施事項		
PISTON	ガasketシール不良 巻き部、つぶれ OILJET干渉 プロフィールグレード公差間違え 燃焼室容積、圧縮比が図面と違う		ガasket面作製改善 リングを入れ、対策 追加工図を反映 燃焼室容積再計算
CYL.BODY	2気筒→6気筒展開 H/Lガasket組付け性不良 いもネジ盲栓部加工反映 OIL COOLER取付部、めくら		外周リング追加
IN MANI	燃料導入部径小、強度不足 ヘッド取付BOLT位置、不均等 ガasketシール不良		改造要 6気筒一体型の場合はOK
EXH MANI	ヘッド取付面の平面度(ガasketシール不良) 新規ターボ取付 遮熱構造		積層ラミネートタイプガasket要 新規設計 新規設計
主室燃料導入部	ソレノイド動作不良(電流大、応答時間長) IN MANI取付部肉盛 流量に対するバルブ径大 導入位置方法検討 燃料、空気の混合悪い		ソレノイド小型化 流量再計算、バルブ小型化 各気筒or一括導入 多孔質体導入
吸入空気	2気筒動作による脈動 エアフィルター小? 測定レンジ合わず EGRガス逆流		丸型ノズルによる測定 6気筒時再計算
EGR	冷却量不適切 流量制御範囲狭い 酸素濃度測定できず。 吸気系の接続配管見直し要 排気系の接続配管見直し要		新規計算 新規計算 排ガス分析計による測定(CO2法) 接続部新設計 接続部新設計
潤滑油	冷却能力不足 冷却水制御方法		潤滑油クーラー新規 電磁弁ON/OFF
過給	6気筒用新規ターボ 蒸気、取り入れ口要		新規設計 新規設計

以上に示す問題点を解決し、6気筒エンジンの設計を進めた。

6気筒エンジンの主要改造項目をまとめたものを、図 3-6 に示す。

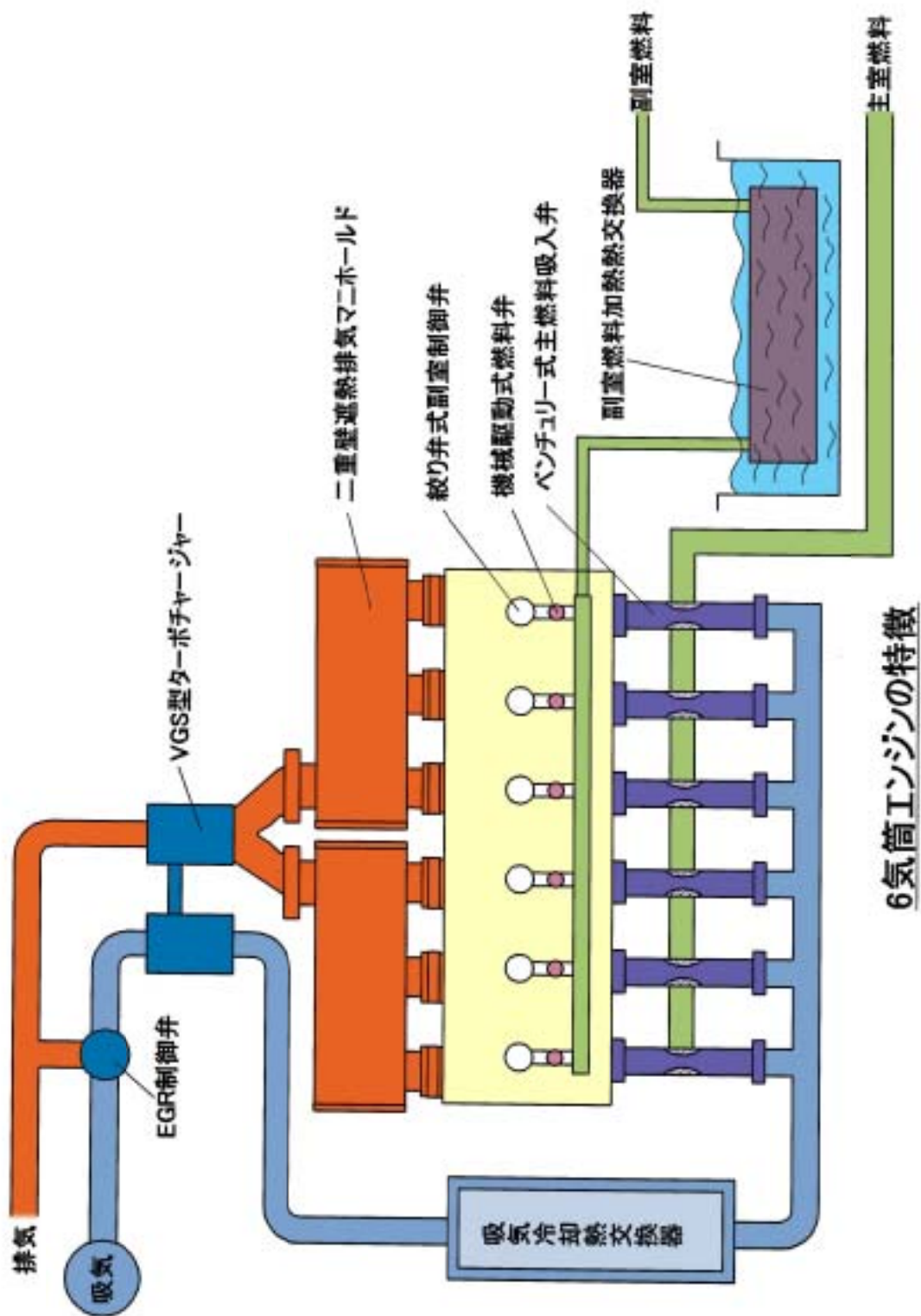


図 3-6. 主要改造項目

### 3-2. 6 気筒エンジンの設計

6 気筒エンジンの設計については、気筒毎の圧縮比の均一化、吸、排気系のガス流分布の検討、燃料の分散が重要な検討課題であるので、それらの設計要素を検討し、設計方針を決定した。その他の部品については昨年度まで開発してきた単気筒構造を踏襲し、3-1 項で述べた不具合点の徹底改良を実施することにした。6 気筒エンジン用として採用した基本構造は、副室への燃料供給方法、主室への燃料供給と混合方法についてであり、その概略を図 3-7 に示す。図 3-8 に示す昨年度までの内部構造と大きく変えた点は、燃料弁の機械駆動化である。従来の単気筒エンジンは、電磁弁駆動により、副燃焼室の燃料弁の開閉操作を制御したが、電磁弁をオイルミストで充満しているヘッドカバー内に置いたため、電氣的なリークが発生した。燃料供給の不確実な作動は、エンジン全体機能に大きな影響を与えるので、燃料弁を確実に運動できる構造に変更した。カム軸を 2 本にすることは、構造上の変更が多いので、現行カム軸内に吸、排気弁、副室燃料弁の 4 種のカム機構を設けることにした。図 3-9 にカム駆動による機械的な副室燃料弁制御の計画図を示す。従来の吸気、排気、副室制御弁を含むカム軸に、燃料弁のカムを追加することにより、構造が相当複雑になるが、副室制御弁の作動力が小さいので、4 種のカムに対応できる。副室燃料弁のカムリフトはロッカーアームを介し、新規に取り付けたリンク機構に伝え、燃料弁を動作させる構造とした。燃料弁用のロッカーアームを追加することにより、副室制御弁用のロッカーアームも形状を変更した。

副室の制御弁は、2-1 項にて述べた絞り弁方式の副室制御弁に変更した。副室制御弁のステムシール部は、O-リングが切れるという問題もあったが、取り付け方法、O-リングのサイズの見直しを行い、変更を加えた。分解観察で問題となった副室周りのシールに関しては、シールリングの材質を窒化珪素に変え、高温までシール力を維持できるようにした。また、シリンダーヘッドと副室の燃料管接続部に液体パッキンを多用し、オイル漏れを防いでいた単気筒エンジンの構造を変更し、ヘッドカバーから副室燃料配管を取り出す構造へ変更した。

燃焼室周りのシール部品についても、単気筒エンジンでの寸法測定結果により、締めしろの見直しを行い、圧縮比を合せ易く変更した。合わせて、シール部品の位置決め部品を追加し、シリンダーヘッドとボディの組付け性を改良した。また、燃焼室周りに用いる耐熱金属素材は、副室制御弁と同様に水素脆性破壊を生じる可能性があるため、副室制御弁と同様に、ニッケル含有量の少ない Incolloy903 に材質を変更した。

図 3-10 には、吸、排気系の内部構造を示す。外観上は昨年度までの単気筒エンジンと概観上変わりはないが、単気筒エンジンで問題であった吸、排気ポートのシール不良や、バルブのオイル下がり等の問題に対応して寸法の見直しを行った。また、吸、排気バルブも動作時の傘部の変形の可能性が見られるので、材質変更による素材強度アップとともに、肉厚を増し着座応力改善を図った。

図 3-11 には、吸気に取り付ける主室燃料供給系を示す。主燃焼室へ供給する燃料の状態は、エンジンの性能を大幅に左右する重要な問題点である。均一な希薄混合気が良いか、層状吸気方式が良いか選定が必要である。気体である天然ガス燃料は、同じ気体で、流速を持つ吸入空気中に投入されるが、分子量が異なるため混合し難いという問題がある。従来の単気筒エンジンの試験では、均一な希薄混合気を作製するため、燃料投入後の吸気配管に 3 次元網の目状の金属多孔質体を挿入し、衝突拡散等を行ってきたが、効果は不十分であった。新しい 6 気筒エンジンでは、まず均一混合気を作製することを目的とし、ベンチェリーミキサー方式の混合を採用した。ベンチェリーの中央部に燃料を噴射させ、吸入空気との混合を小さい面積で実施し、混合し易くした。また、ベンチェリーの下流側には、金属多孔質体を用いた衝突拡散により、さらに混合を促進できるようにした。燃焼試験により、ベンチェリーの絞り径、多孔質体の有無等の最適化を実施し、燃焼を安定させるシステムの構築を目指す。

主室へ燃料を供給する機構は、副室燃料の導入と同じくポップバルブ機構を用いるが、エンジン外部にあるため、副室同様の機械駆動化は困難である。したがって、ソレノイドによる電磁弁駆動方式を採用した。しかし、駆動信号を得るセンサー位置を従来と同じヘッドカバー内に設けると、オイミスト等で誤作動を起こすのでクランクシャフト軸の外部プーリから、信号を得るようにセンサーを配置した。

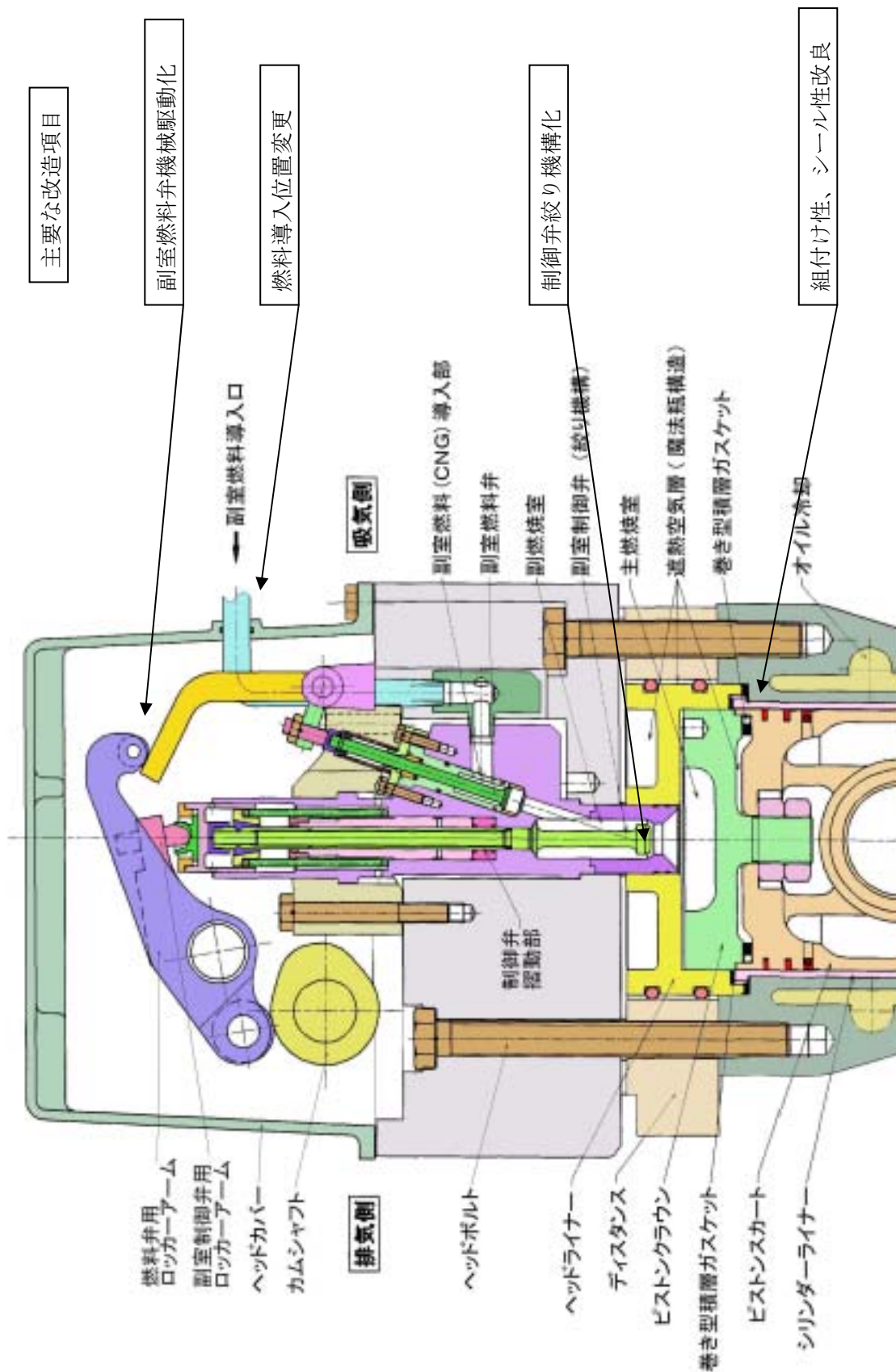


図 3-7. 6 気筒エンジンの改良基本構造



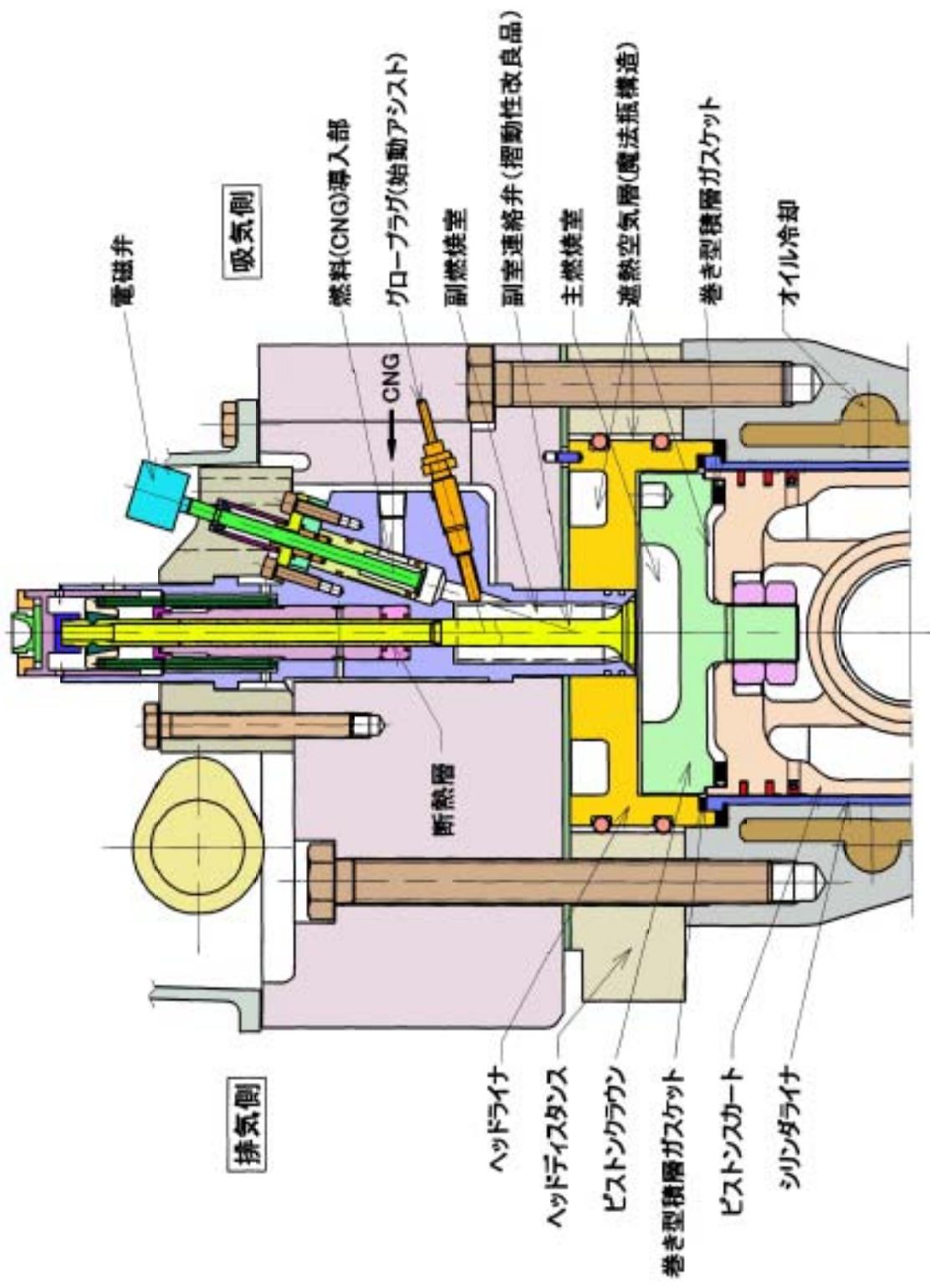


図 3-8. 単気筒エンジンの基本構造 (昨年までの使用)

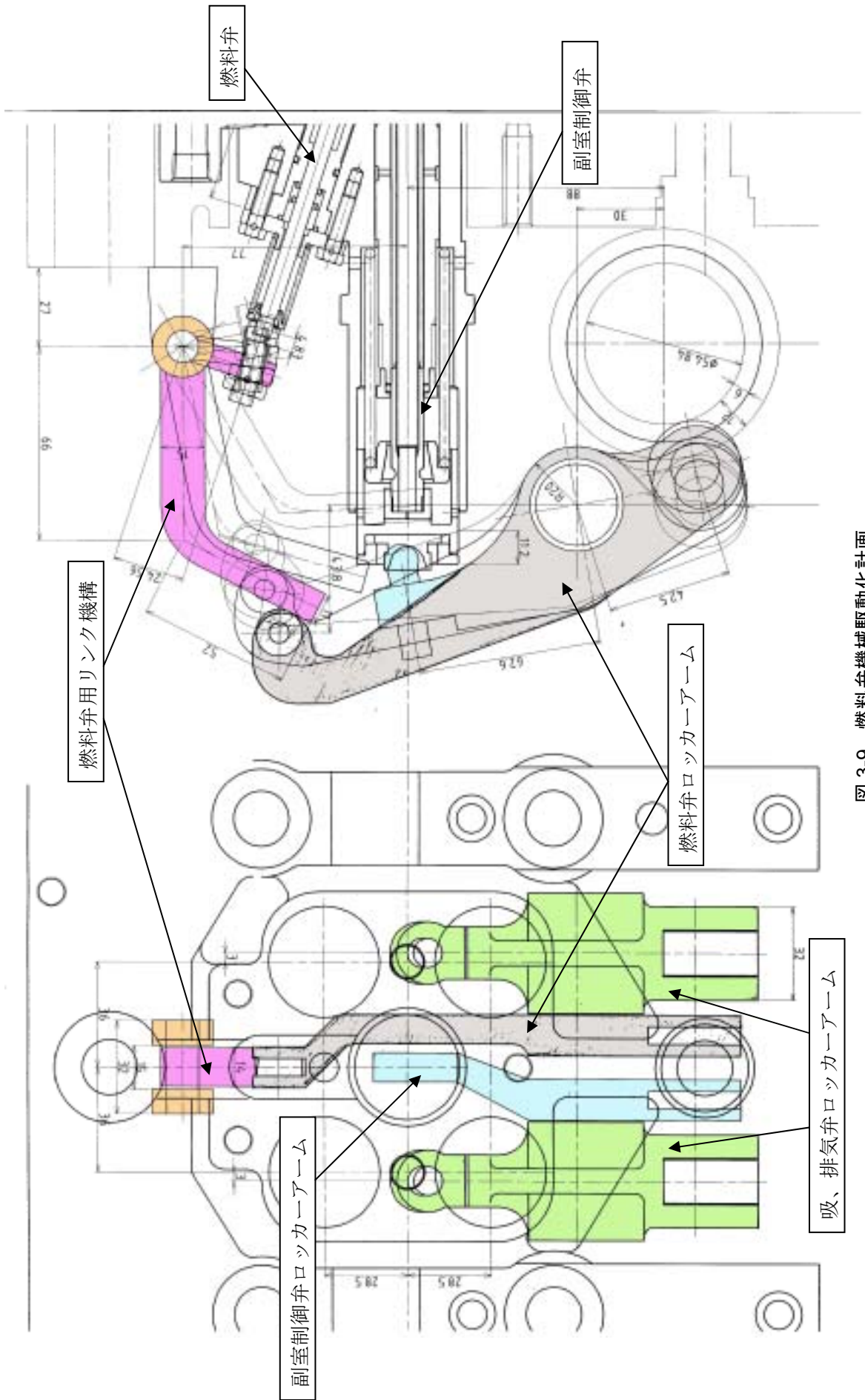


図 3-9. 燃料弁機械駆動化計画

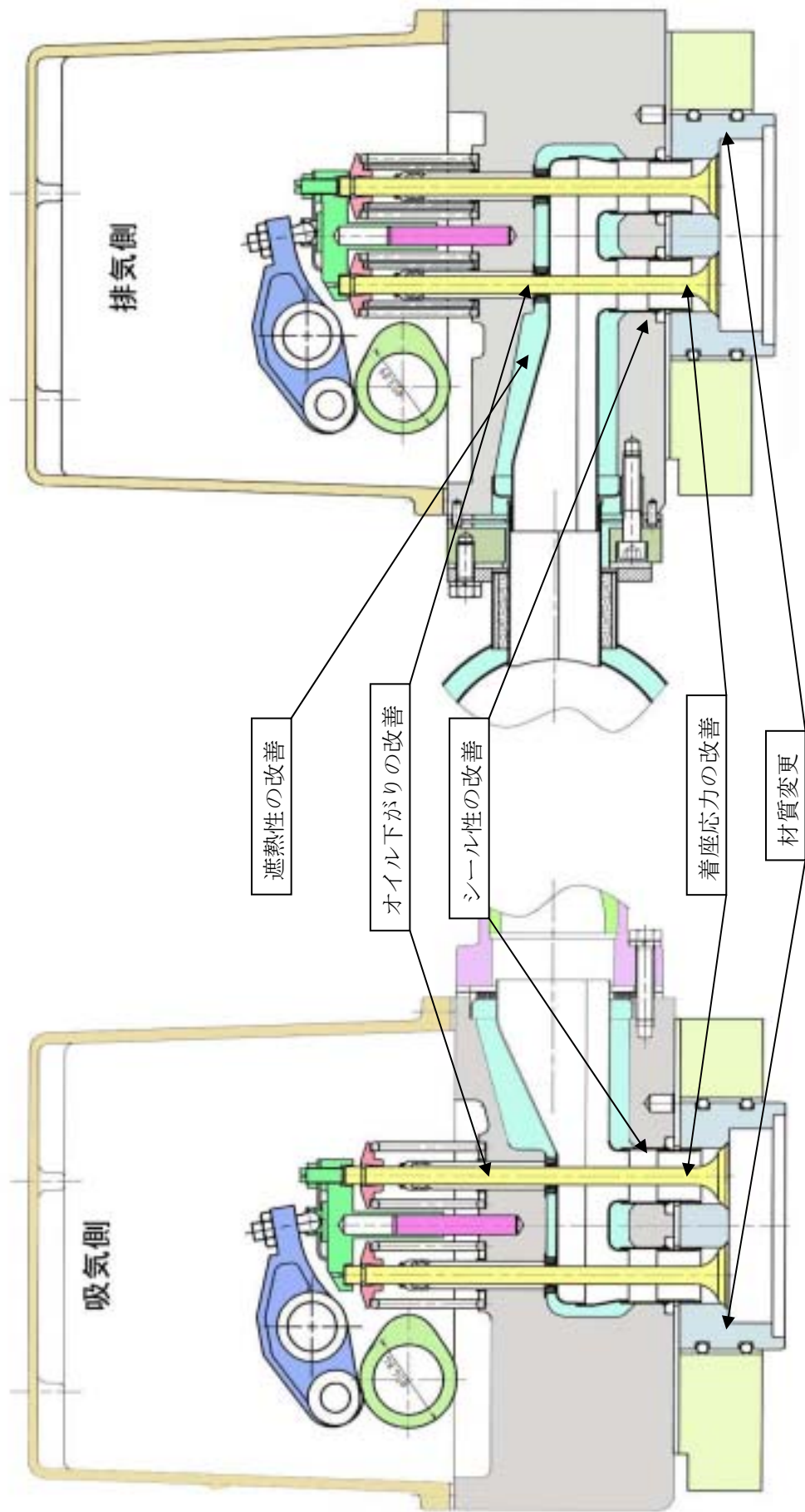


図 3-10. 吸、排気系の内部構造

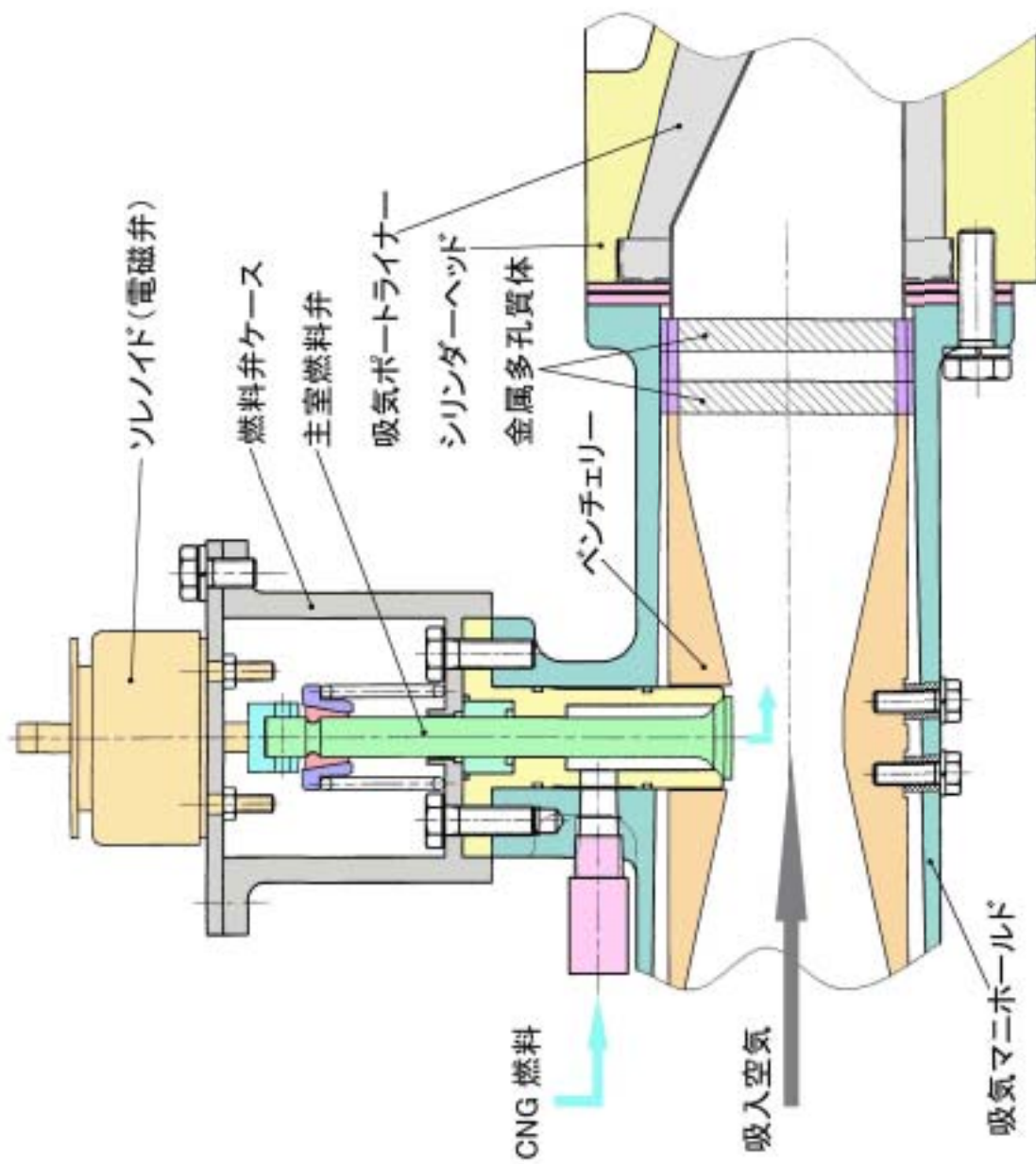


図 3-11. 主室燃料供給部計画

### 3-3. 新過給装置、遮熱マニホールドの設計

#### 3-3-1. 新過給装置の設計指針

タービン式過給機はガス流が連続して供給され、排気圧力がタービンの回転力に変換される時、圧力変動の小さく、高い圧力の過給空気を供給できる。したがって、エンジンに取り付けられた過給機は気筒数が多いほど、高速回転時ほどコンプレッサーの過給圧が安定する。レシプロエンジンでは排気ガスの供給が間欠的に行なわれるので、上記の傾向が一層大きくなる。一般に過給機の設計を行なうとき、排気ガスの断熱熱落差が大きいほど、出力が大きくなるので温度と圧力を大きくする様にエンジンの仕様を設定する。しかし、IS 線図でも明らかなように、圧力上昇が大きいほど断熱熱落差が大きくなるので、排気タービン入り口の圧力を大きくする必要がある。しかし、タービン入り口の圧力を大きくすると、エンジンの排気行程の押し出し圧力まで上昇するので、その圧力がエンジンに負の仕事を与え、エンジンの性能を低下させる。

今回のエンジンでは上記のタービンの諸問題を解決し、排気ガスのエネルギーを用いて最大の仕事をさせ、過給圧力が排気圧力を上回るようにする過給装置の開発も目的の1つである。

図 3-12 には 6 気筒エンジンの排気弁の開弁タイミングを示す。2 回転中に 6 個のシリンダーが開弁し、6 回の排気ガスのパルスが排気管に発生し、これらの排気ガスによる圧力上昇はエンジンの排気行程でマイナス仕事を発生させる。この排気ガスの排出は排気タービンにとって非常に有利に作用するが、エンジンにとっては排気仕事を増加させるので不利に作用する。6 気筒エンジンの排気ガスの排出は 1-5-3-6-2-4 の順序で行なわれるので、この排出順序で排出干渉が発生しないようにするには排気系を 2 分割することである。図 3-13 に示すように 1、2、3 気筒と 4、5、6 気筒に排気管を分割すると排気ガスの干渉は全く無くなるばかりか、排気ガスがエンジンから排出された直後に排気系に取り付けられた金属多孔質材熱交換器の上流に水を噴射することにより、水蒸気を生成し、この水蒸気の膨張エネルギーによってタービンの駆動力を増加させる。水蒸気は 18cc で 22.4 リッターの水蒸気体積に膨張するのでその体積増加により、断熱熱落差が増加する。例えば、排気ガスが 0.2MPa、900℃であったとすれば、これを 0.1MPa まで断熱膨張させると断熱熱落差が 8.37MJ/kmol となり、この排気ガスに水を吹き込み、水蒸気を生成した場合、排気ガスが 0.3MPa、800℃となり、この排気ガスを 0.1MPa まで断熱膨張させると、断熱熱落差は 12.6MJ/kmol となる。

この排気熱有効利用システムを実現させるためにはタービンの流入スクロールを二分割し、一方を 1-2-3 気筒用の排気管に接続し、他方を 4-5-6 気筒用の排気管に接続させる。この排気管に水を噴射させる装置を接続させる。図 3-14 にはその概略図を示す。

以上を整理すると以下のようなになる。

- ①水蒸気による排気ガスの圧力を上昇させるため、排気管は遮熱構造とし、2 分割構造とする。
- ②排気管は 1-2-3 気筒、4-5-6 気筒用に 2 分割し、2 分割したタービンスクロールにそれぞれ接続させる。



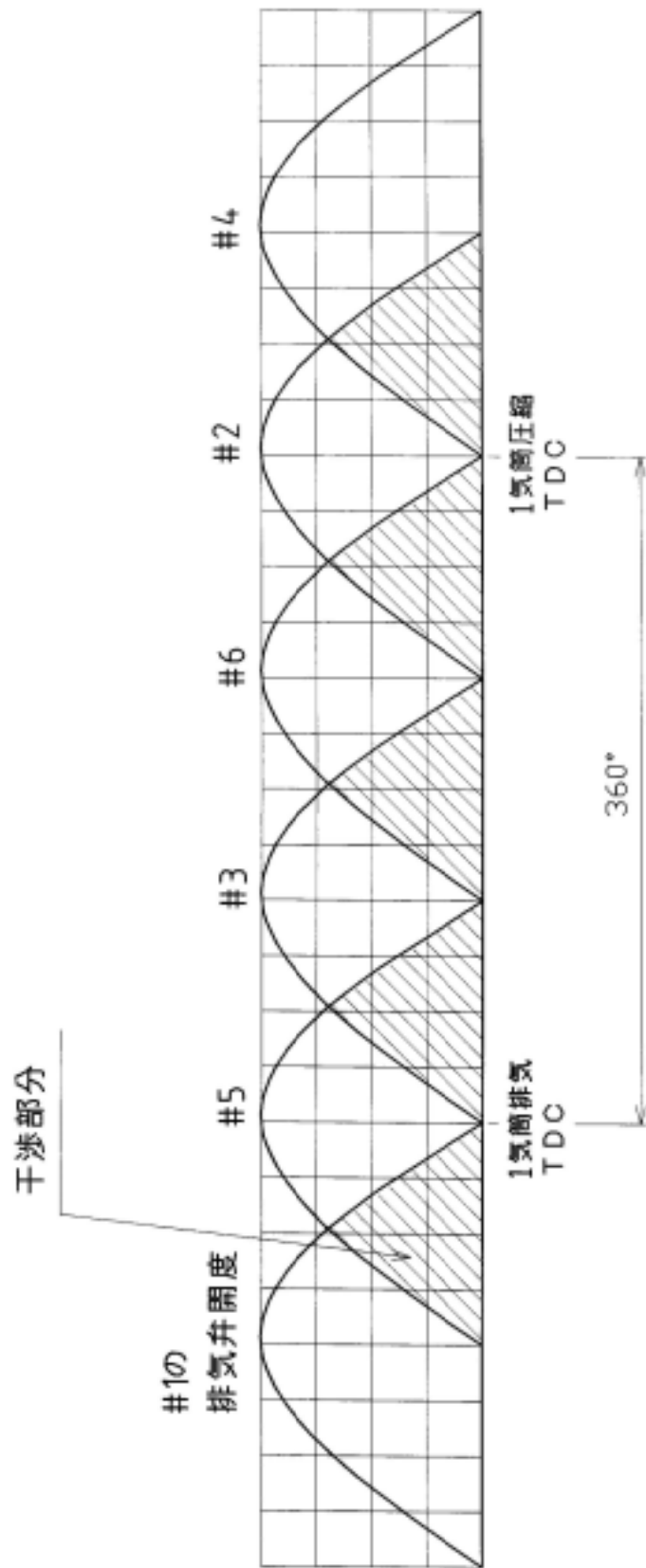


図 3-12. 6 気筒エンジンの排気弁開度

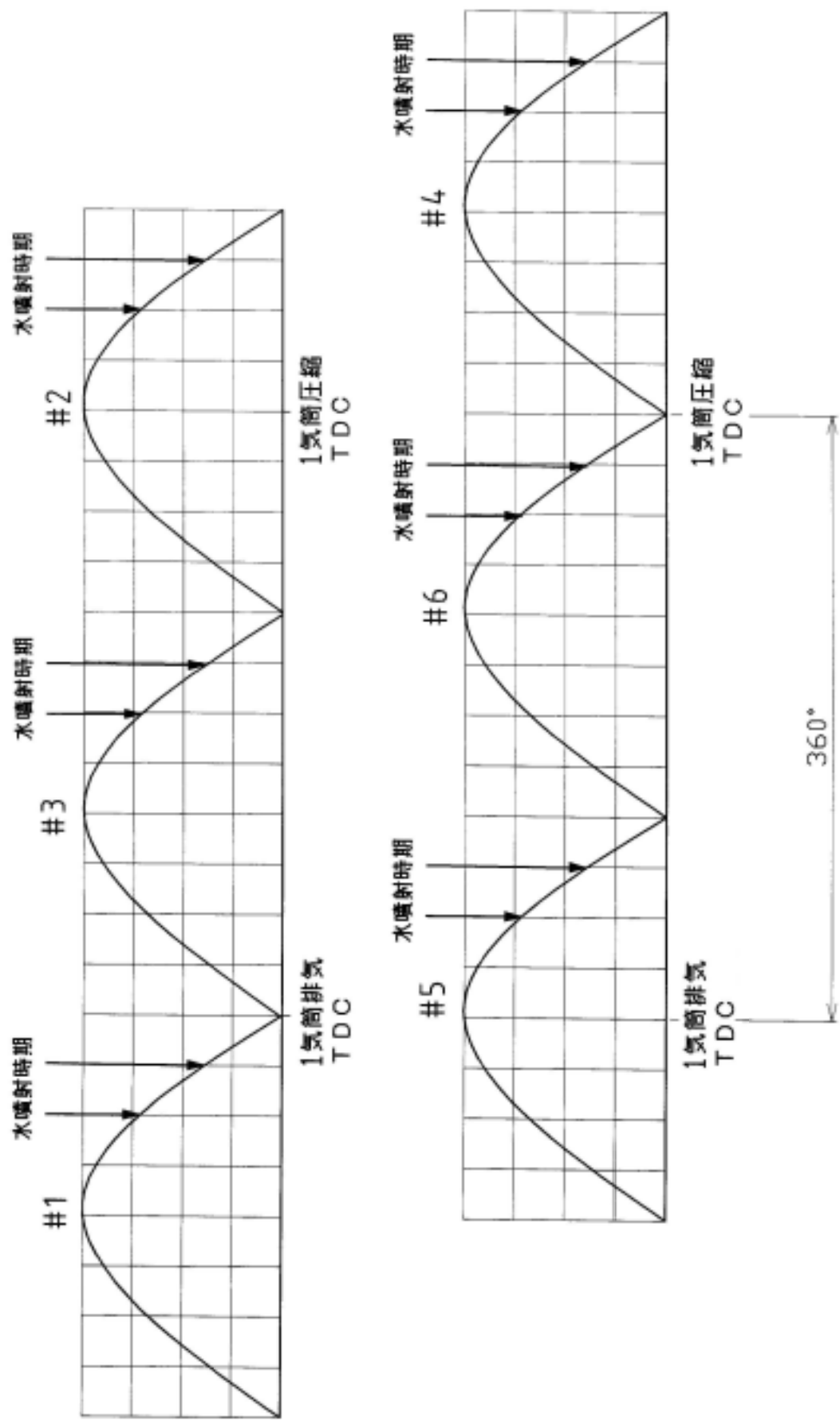


図 3-13. 2分割排気管での弁開度と水を噴射するタイミング

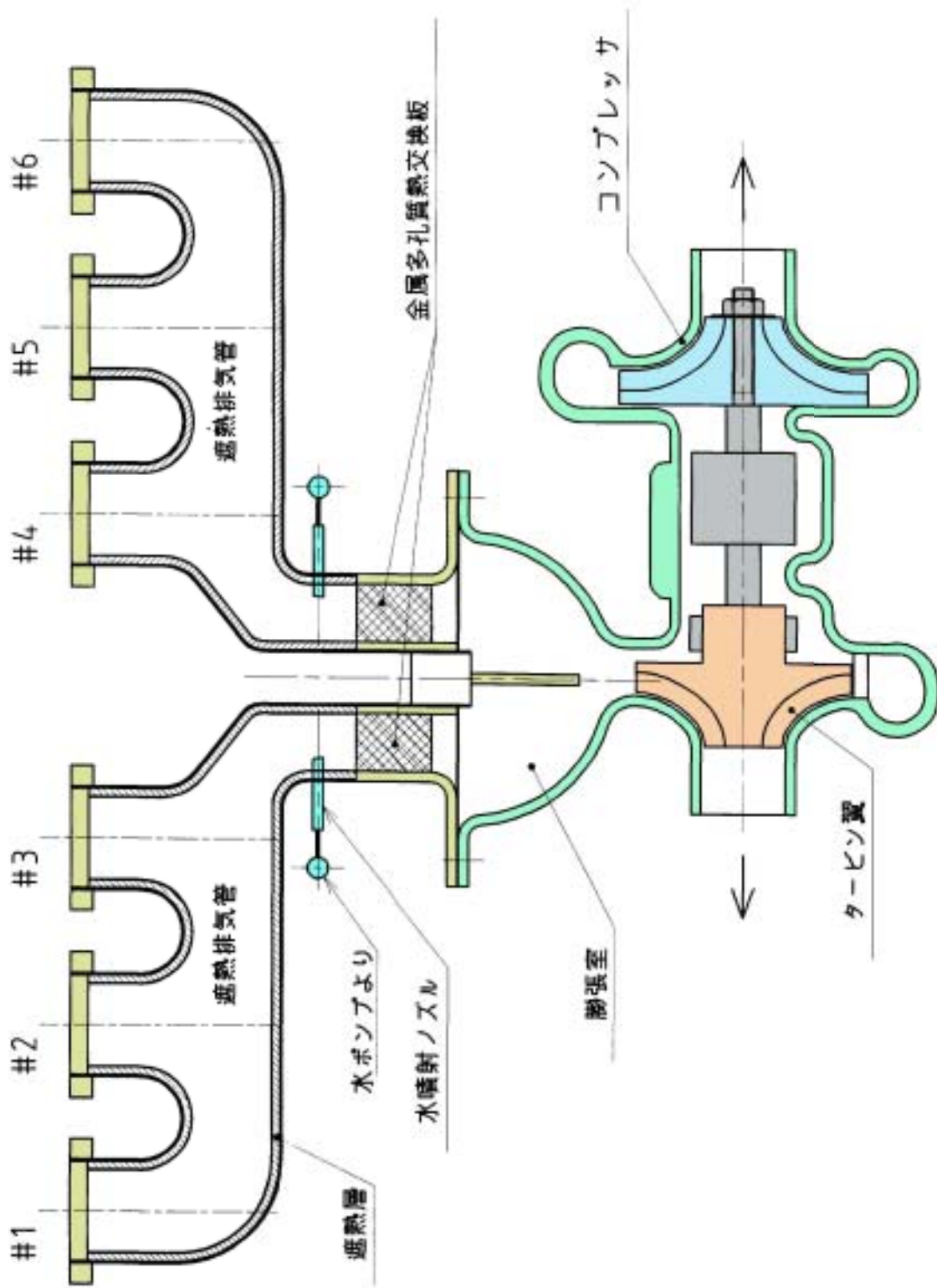


図 3-14. 排気エネルギーを有効利用した排気タービンシステム



- ③排気管には金属多孔質の受熱板を配置し、排気ガスの熱を吸収し、水に熱を与え、水蒸気に変換する熱交換器の機能を果たさせる。
- ④水噴射用のノズルを排気管の熱交換多孔質板の上流に配置し、エンジンシリンダーから排気ガスが排出された直後に水を噴射する。
- ⑤水が金属多孔質版に接触し、体積膨張した排気ガスがガスタービンに流入し、動力に変換することにより、吸入空気のブースト圧を上昇させ、エンジンの熱効率を改善させる。

### 3-3-2 遮熱マニホールドの設計

エンジンの性能向上の手段として排気ガスエネルギーを動力に変換することが各所で試みられているが、効率よく動力に変換できていない。排気タービンでは入り口圧を上昇させると断熱熱落差が大きくなり、動力に変換する割合が増加する。ところが、レシプロ形エンジンでは、排気タービンの排圧上昇はピストンの排気行程での仕事量を増加させる。本エンジンにて、排気ガスによる背圧を 0.1MPa 上昇させると、排気による仕事量は 14.7kW 増加する。

排気ガス圧、すなわち、タービン入り口のガス圧上昇による仕事量は、タービン効率 75% として 8.2kW 増加する。その結果、エンジンシステム全体の損失は 6.5kW 増加し、結果的には熱効率が低下する。本研究ではこうした問題点を解決し、排気ガスの高い熱エネルギーを動力として回収し、熱効率の改善に寄与する研究を行なった。

排気ガスはエンジンのシリンダーから排出されるとタービンに至るまで放熱されるだけである。排気ガスの熱はシリンダーヘッドの通路、排気マニホールドにて熱放散され、排気タービンでは元のエンタルピーが減少しているため、タービン仕事が増加するだけである。しかし、排気ガスの温度が低下するので、排気系の部品の劣化、腐食は少なくなる。この排気ガスエネルギーを有効に利用、活用するため、本研究では排気ポート、排気マニホールドの遮熱を行った。図 3-14、3-15 では排気マニホールドの遮熱構造を示す。排気通路は耐熱鋼により構成し、その外周にアルミナ、シリカ系のセラミック繊維で巻回し、さらにその外周に耐熱鋼による外壁を設ける構造とした。この構造では排気マニホールドの受熱量が外部に伝熱され難く、極めて良好な遮熱構造とすることができる。計算では 75% 以上の遮熱効果があった。

### 3-3-3 水噴射による排気タービン性能の向上検討

上記の構造で遮熱され、内部エネルギーとして保持された排気ガスエネルギーを有効に利用するため以下の検討を行なった。

- a. 排気ガス中に水を噴射し、排気ガスの流量増加、体積上昇によるタービン仕事の増加、排気ガス温度の低減を図る。
- b. エンジンの仕事量を増加させない方法で排気ガス圧力の増加を図り、タービン仕事を増加させる。

上記の目的を達成させるために排気マニホールドの分割を行った。以下、性能向上の検討結果を述べる。

直列 6 気筒エンジンの場合、エンジンの各気筒から排出される排気ガスの順序は、1-5-3-6-2-4 の場合が多い。本研究に使用しているエンジンも同様の排気順序である。エンジンの 2 回転中にこの排気順序で排気が排出されると、1 番気筒で排気が排出されている間に 5 番気筒の排気が排出されるので、気筒間での排気ガスの排出が重なり、排気工程中のピストンに排出仕事を負荷する。したがって、連続体の排気管を 1, 2, 3 気筒と 4, 5, 6 気筒の排気管に分割すると、それぞれの排気管では 2 回転中で 3 回の排気の排出となり、上記干渉が無くなる。それぞれの排気管では排気が脈動し、平均排気ガス圧が 6 気筒連続体の  $1/2$  になる。したがって、ピストンに与える排気ガスの排出仕事は  $1/2$  になる。この脈動はタービン性能にとって性能の劣化になるが、分割した排気管が 1 つに集合するのでタービン入り口では脈動が解消される。二つの排気管の出口ではガス流速が大きいため慣性力が大きく、それぞれの干渉は少ない。この排気管を遮熱構造にすると排気管内には十分な熱エネルギーを持つ排気ガスが充満し、排気ガスが脈動しているので排気ガスの圧力が下がった時点で水を噴射すると水は熱エネルギーを吸収して気化し、膨張し、圧力を上昇させる。

水は排気行程の終盤に噴射させるので水の膨張による圧力がピストン仕事を増加させる割合は少ない。水が噴射され、排気ガスの熱を吸収するためには排気管内に金属多孔質材料からなる熱交換装置を置き、排気ガスの通過と水の通過を交互に起こさせるようにする。

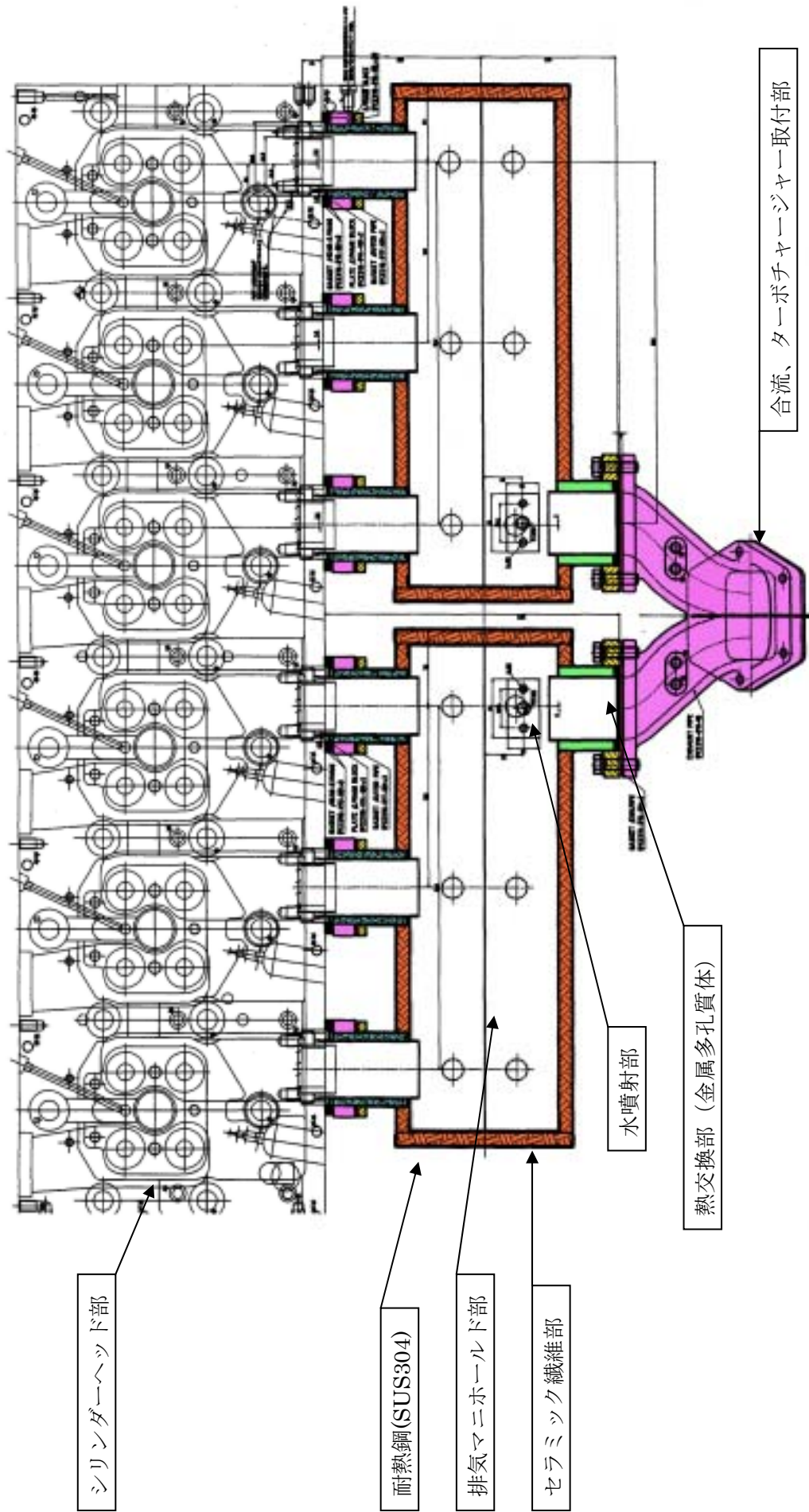


図 3-14. 排気マニホールド上面図

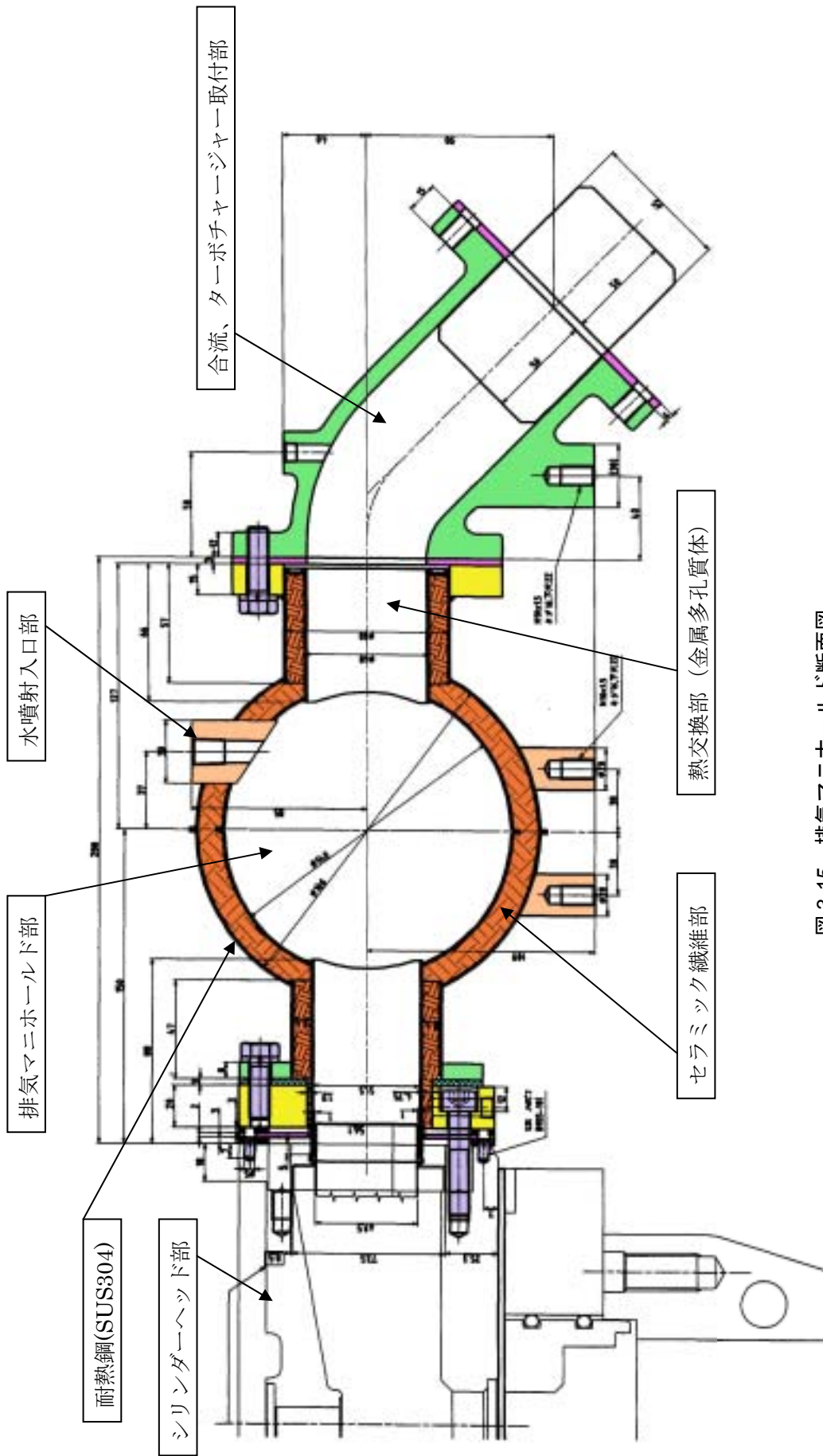


図 3-15. 排気マニホールド断面図

以上について数値的な検討を行なうと以下のようなになる。

6 気筒が連続している排気管の内圧を 1 とすると、分割 3 気筒内では 0.5 となる。排気ガスの排出はサインカーブ上に排出されると仮定すると、平均圧力を 1 にした場合、ピーク圧力は 1.41 となる。分割排気管ではピーク圧力 0.7、平均圧力 0.5 となる。この排出カーブの谷の部分埋めるように、水を噴射させる。排気ガスのエネルギー上の検討をすると、シリンダーから 870℃、691kg/hr、0.35MPa の排気ガスが排出され、タービンで 0.1MPa まで膨張仕事をさせると、断熱熱落差は 5.9MJ/kg、この排気ガスに水を 62kg/hr 噴射させると排気ガスは 550℃まで温度低下し、排気ガス圧力は 0.45MPa に上昇する。この排気ガスをタービンに供給すると、その断熱熱落差は 7.1MJ/kg となり、21%上昇する。その結果、タービン仕事は圧力上昇効果と重量増加効果を加え、8.2kW 増加し、熱効率は 2%向上する。なお、排気管の分割による圧力降下がエンジンの排気ガス排出仕事の減少に及ぼす影響は 0.1MPa 当たり、15kW であるので、計算上では 7.5kW のタービン仕事の向上が期待できる。

### 3-4. 多気筒エンジン用 EGR 装置の設計

着火温度が高く、燃焼速度が速い天然ガスの最適燃焼を実現させるためには、EGR ガスによる燃焼抑制が必要である。昨年までの単気筒エンジンの燃焼試験において、EGR 率を種々に変化させ、燃焼率を調査したところ、EGR 率は通常のディーゼルエンジンより極めて多量に必要であることがわかった。単気筒エンジンでは、量産ディーゼルエンジンで用いている EGR システムを使用していたが、天然ガス燃焼の抑制に必要な EGR 量は、上記量産エンジンが供給できる 15～30%の EGR 量では満足できず、天然ガスエンジンの燃焼の制御が不能となることがたびたび生じていたので、本年度設計する EGR システムは、多量なガスを流せることが必要要件となる。したがって、今回試作する 6 気筒エンジン用 EGR システムは、多量の EGR 量に対応できるようにするため、先ず、配管の径を太くし、流れを円滑にできるように配管径を定めた。制御バルブも、これまで用いてきた 4 段階制御によるバルブ開閉面積制御では、細かい流量のコントロールができないので、制御に関しては流量がリニアリティーに変化するスライドバルブ方式を採用した。空気圧制御により任意にスライドバルブの位置を制御できるような方式（図 3-16 参照）としたので、開口面積を大きくして多量の EGR ガス量を流せるようにし、細かな流量制御も可能にした。

また、通常のターボチャージャー付きディーゼルエンジンの EGR システムは、タービンの上流からコンプレッサーの下流に圧力差を利用して還流する方式が主流であるが、タービン上流のエネルギーを排出して EGR に還流することは、排気ガスのエンタルピーの減少となり、排気ガスエネルギーの回収を目指す本エンジンシステムとして採用できない。したがって、本エンジンシステムの EGR システムでは、タービン下流に設けた熱交換器の流量損による圧力上昇を利用し、配管をタービン下流と熱交換器の間に置き、コンプレッサー上流に還流させる方式を採用し、排気ガスからのエネルギー回収量を減らさないように配置した。（図 3-17 参照）

ターボチャージャーを用いる本年度のシステムでは、EGR ガスを冷却してもターボチャージャーのコンプレッサーにて再加熱されてしまうので、再度冷却が必要になる。したがって、試験に用いる熱交換器は、コンプレッサーの後に配置し、エンジン始動時には吸気加熱を、運転時には吸気を冷却し、最適吸気温度に設定可能な熱交換器を選定した。本年度は、システムとしての個々のアイテムを開発している段階であるので、始動補助装置等のアイテムが開発された時には、熱フロー図（図 1-1 参照）に示す流れとする。





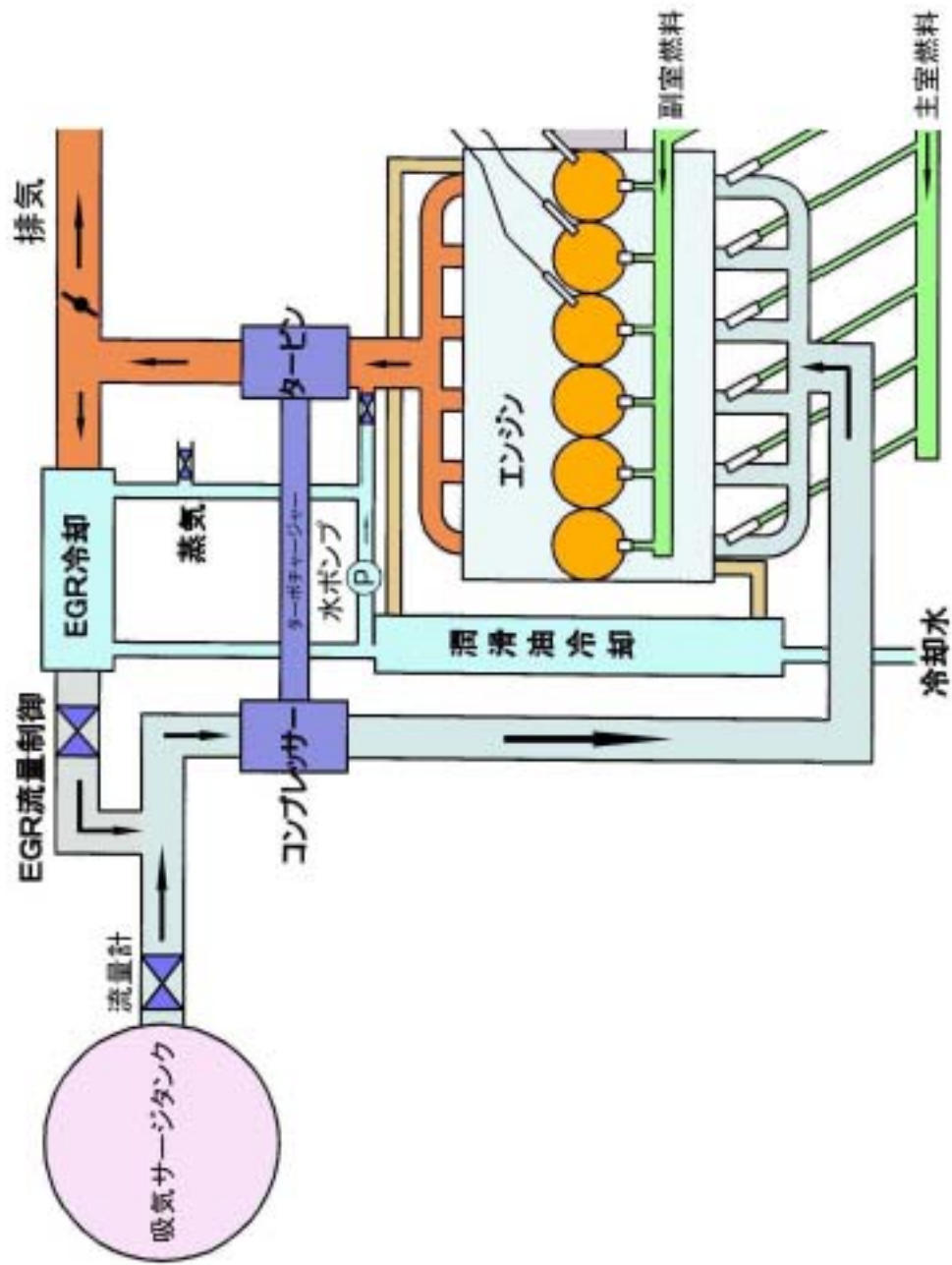


図 3-17. EGR の配置計画



### 3-5. 6気筒エンジンの組立

6気筒エンジンの設計については、気筒毎の圧縮比の均一化、吸、排気系のガス流量の均一化検討、燃料の均等分散が重要な検討課題であり、それを対策した設計を実施してきた。特に圧縮比に関しては、加工による寸法容積のばらつきを、トップクリアランス容積で最後に調整可能なように、シリンダーライナー下のシム厚みを調整できるように設計した。(図3-18参照)組立時に前記シムを調整して、圧縮比を合せた結果を表3-2に示す。

副室容積は設計値に対して大きめで、バラツキは0.7ccあった。主室容積も設計値に対して大きく、バラツキは0.6ccあった。トップクリアランスを決める上で重要なコンプレッションハイトは、設計値より0.2mm大きいので、シリンダーライナー下のシム厚みを0.2mm厚いものを用いた。6番気筒のみは、0.3mm大きいので0.3mm厚いシムを用いた。この調整により、トップクリアランスは $1.4 \pm 0.1\text{mm}$ 以内に調整できた。最終的な圧縮比は、設計値より0.2大きくなったが、気筒間のばらつきを $\pm 0.1$ 以内に収められた。

組付時、次に重要なのは、筒内ガスのシール性である。シールの確認は、各種ガスケットの上下面に、感圧紙を入れ、所定のトルクで締め付けた後、分解し、感圧性の均一化の確認を実施した。ヘッドライナーとシリンダーライナーの感圧試験実施状況を図3-19に示す。感圧紙を挟み込むことにより、始めの白色が、所定のトルクで締め付けシール部に圧力が加わると、赤くなる色の分布を調査するものであり、赤い部分が途切れる場合には、シール性が悪いと判定した。実施した箇所は、図3-18の①に示すピストンガスケット、②のボアシールガスケット、③のヘッドガスケット3種である。いずれも問題無く組み込みを実施することができた。

次に組立途中のエンジンの状況を以下の写真に示す。

- 図3-20……………ピストン組立状況
- 図3-21……………副燃焼室組立状況
- 図3-22……………シリンダーヘッド下面
- 図3-23……………シリンダーボディ組付け状況
- 図3-24……………シリンダーヘッド組立状況1
- 図3-25……………シリンダーヘッド組立状況2
- 図3-26……………排気系外観
- 図3-27……………EGR分岐部

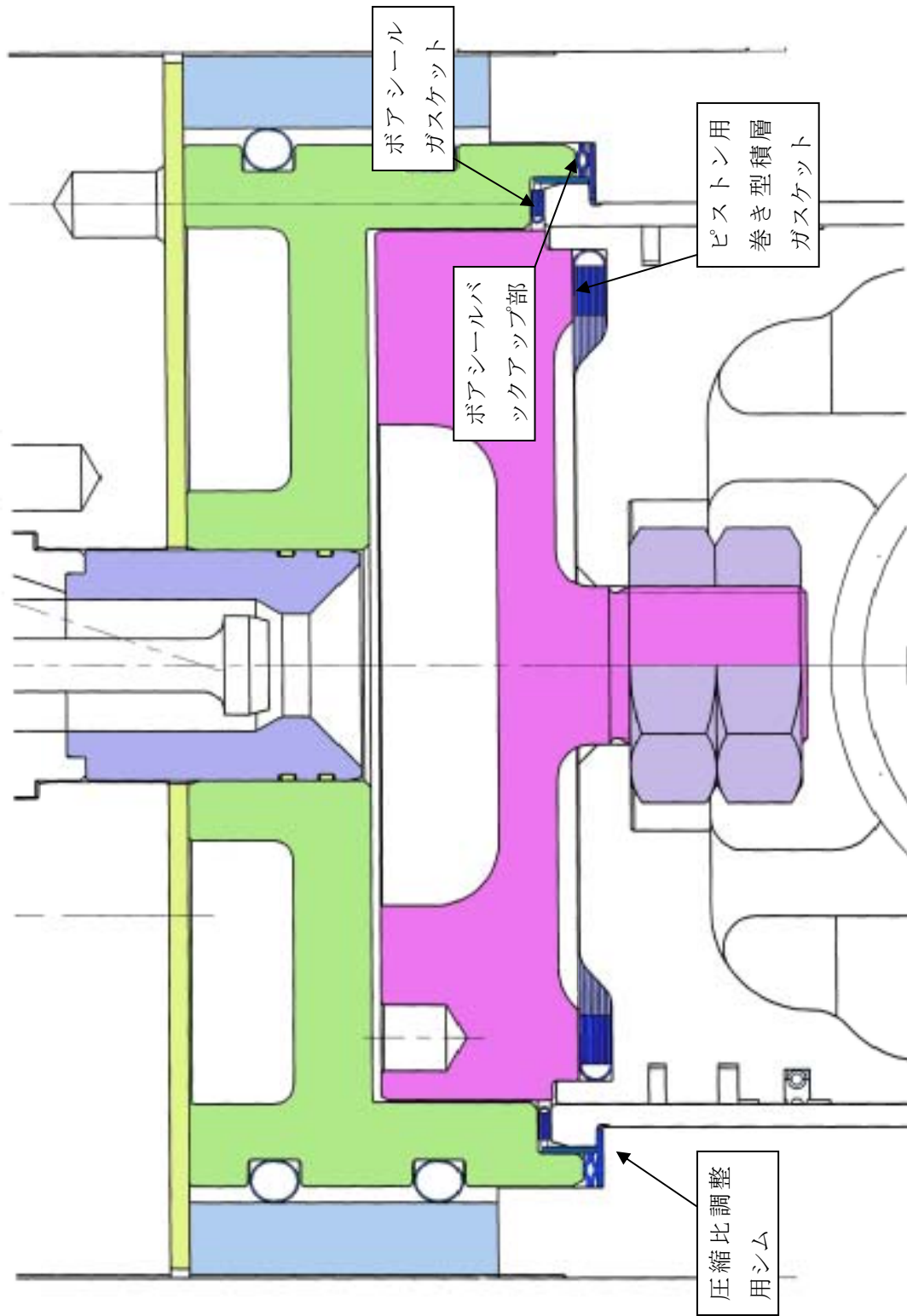


図 3-18. 圧縮比の調整方法

表 3-2. 圧縮比設定結果

	単位	1#	2#	3#	4#	5#	6#	平均値	下限値	上限値
副室容積	設計値	22.15								
	実測値	22.1	22.5	22.7	22.5	22.5	22.0	22.4	22.0	22.7
主燃焼室容積	設計値	67.8								
	実測値	68.6	68.0	68.6	68.5	68.5	68.2	68.4	68.0	68.6
コンプレッションハイト	設計値	110±0.1								
	実測値	110.3	110.3	110.3	110.3	110.3	110.4	110.3	110.3	110.4
選定シム厚み 設計値 0.9mm	mm	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.3	1.2	1.2	1.3
トップクリアランス 設計値 1.4mm	mm	1.42	1.36	1.43	1.44	1.39	1.40	1.41	1.36	1.44
ムダ容積	容積	13.8	13.2	13.9	13.9	13.5	13.6	13.6	13.2	13.9
	設計値	23.6								
全燃焼室容積	設計値	22.15								
	実測値	23.5	23.6	23.5	23.6	23.5	23.6	23.55	23.5	23.6
圧縮比	合計	128.0	127.3	128.7	128.5	128.0	127.4	128.0	127.3	128.7
	設計値 (16.5)	16.71	16.81	16.62	16.65	16.71	16.79	16.71	16.62	16.81



図 3-19.感圧試験実施状況



図 3-20. ピストン組立状況



図 3-21. 副燃焼室組立状況



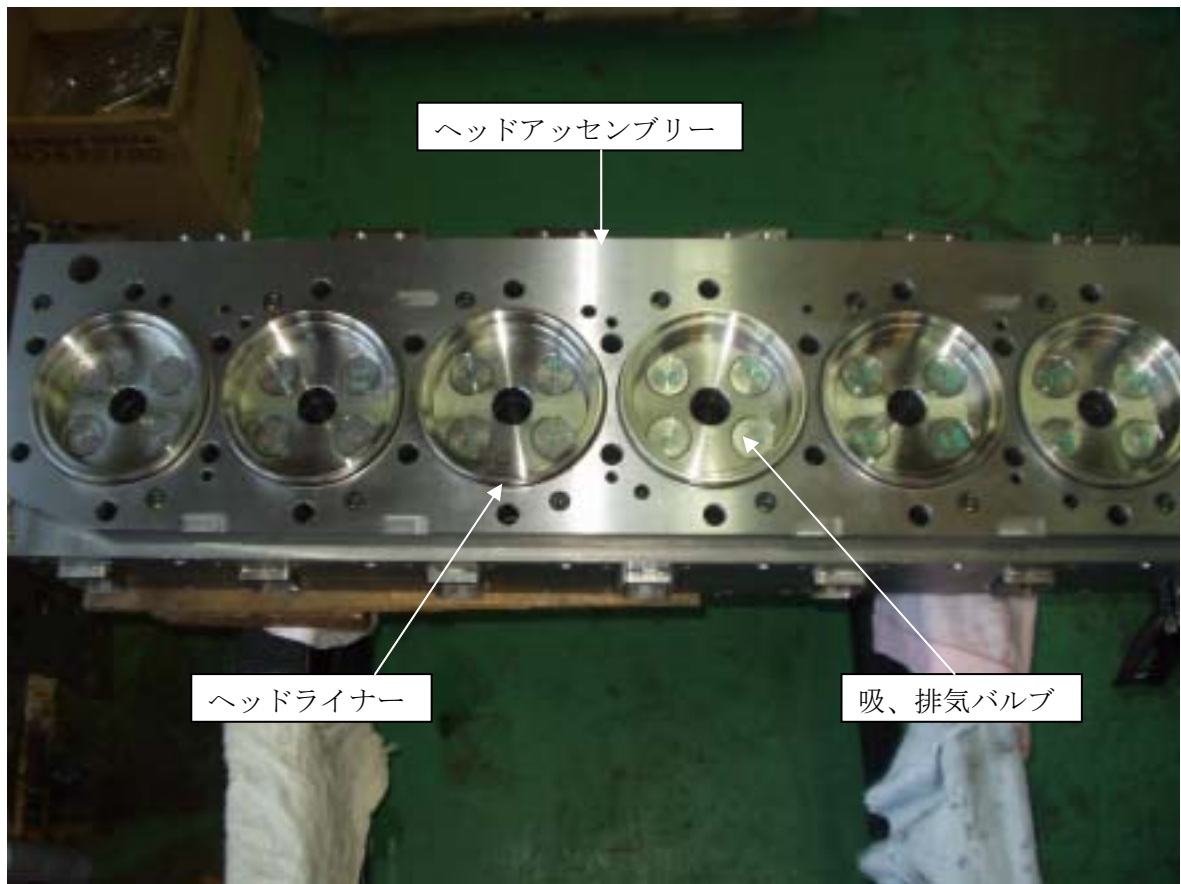


図 3-22. シリンダーヘッド下面

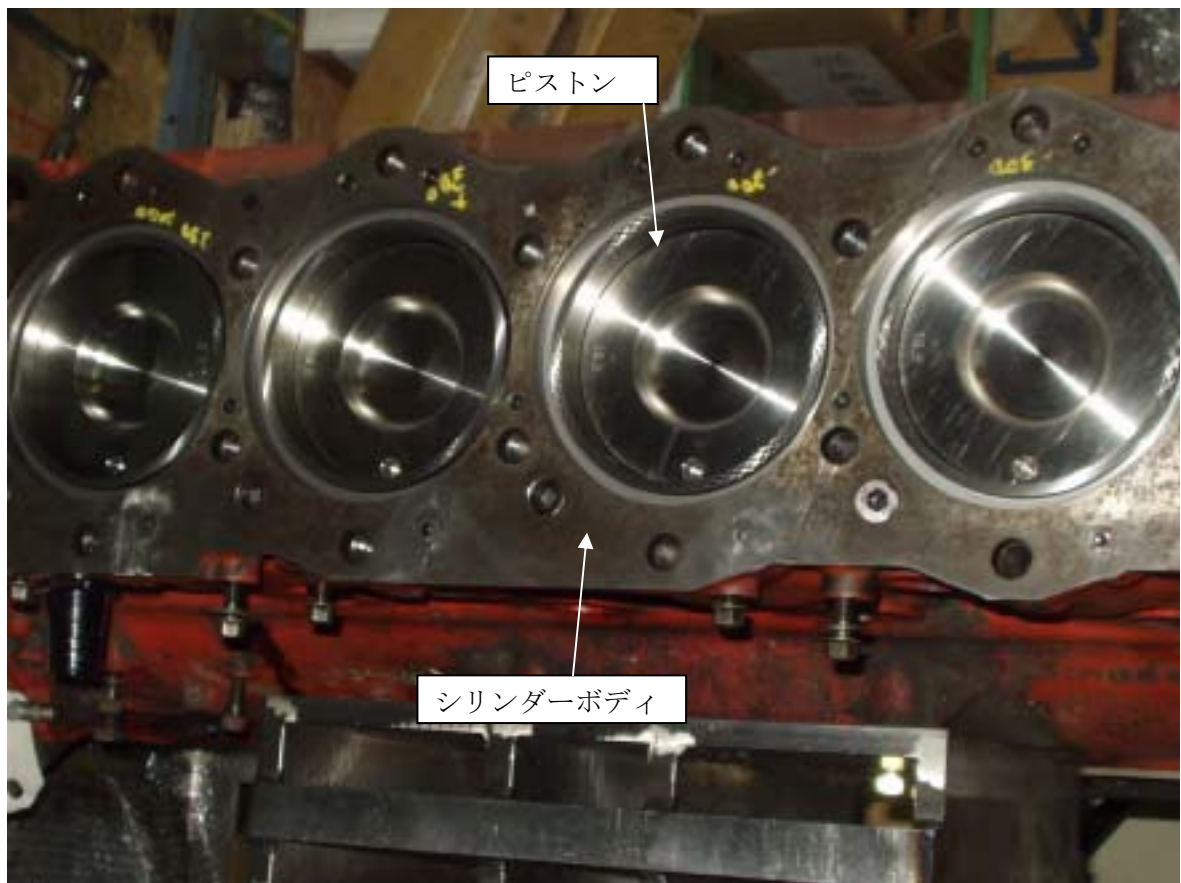


図 3-23. シリダーボディ組付け状況

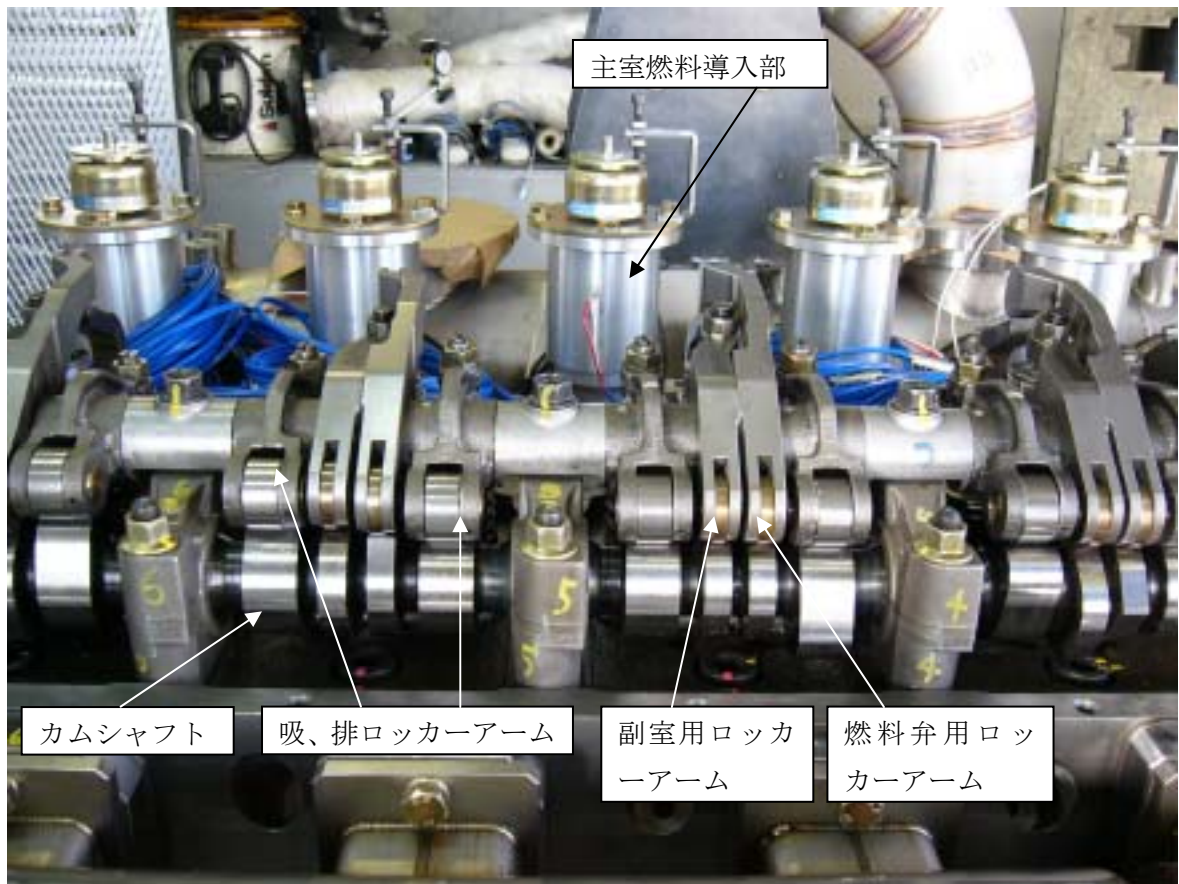


図 3-24. シリンダーヘッド組立状況 1

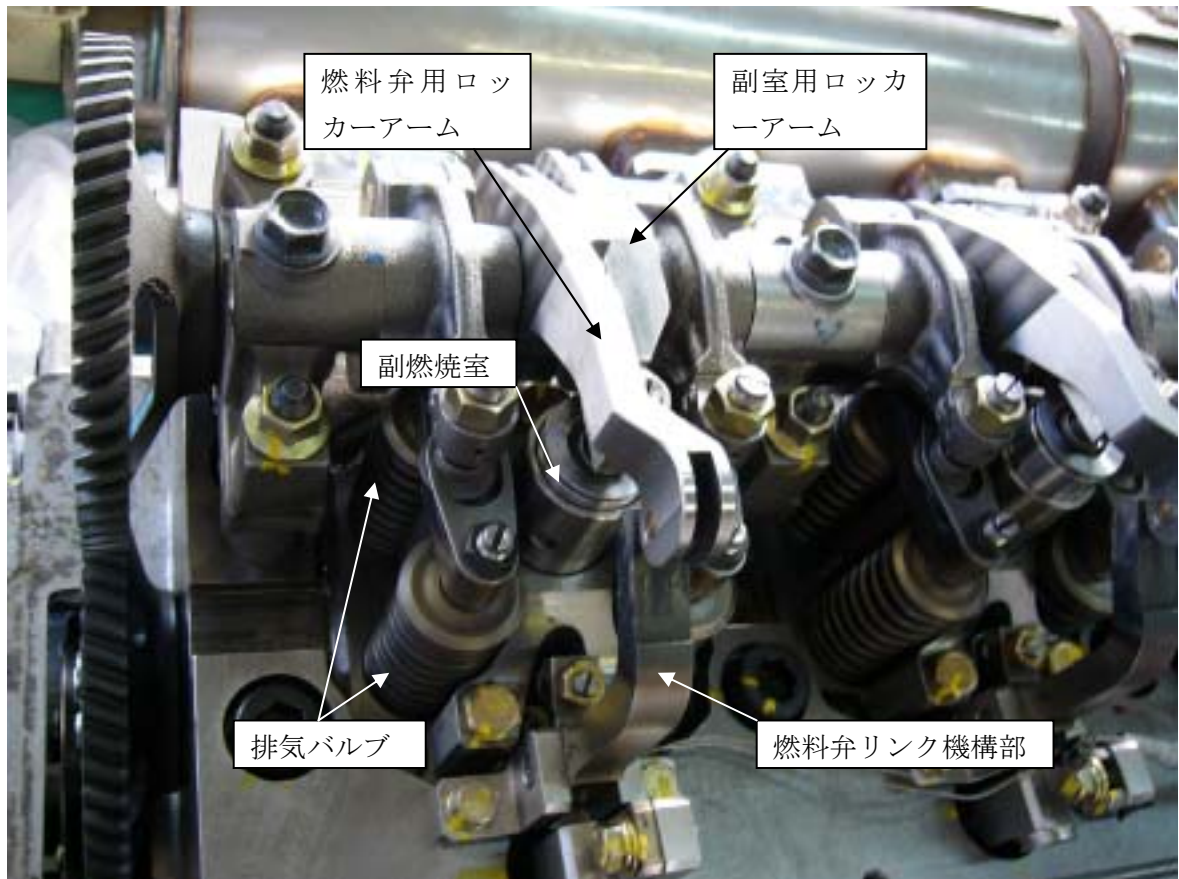


図 3-25. シリンダーヘッド組立状況 2



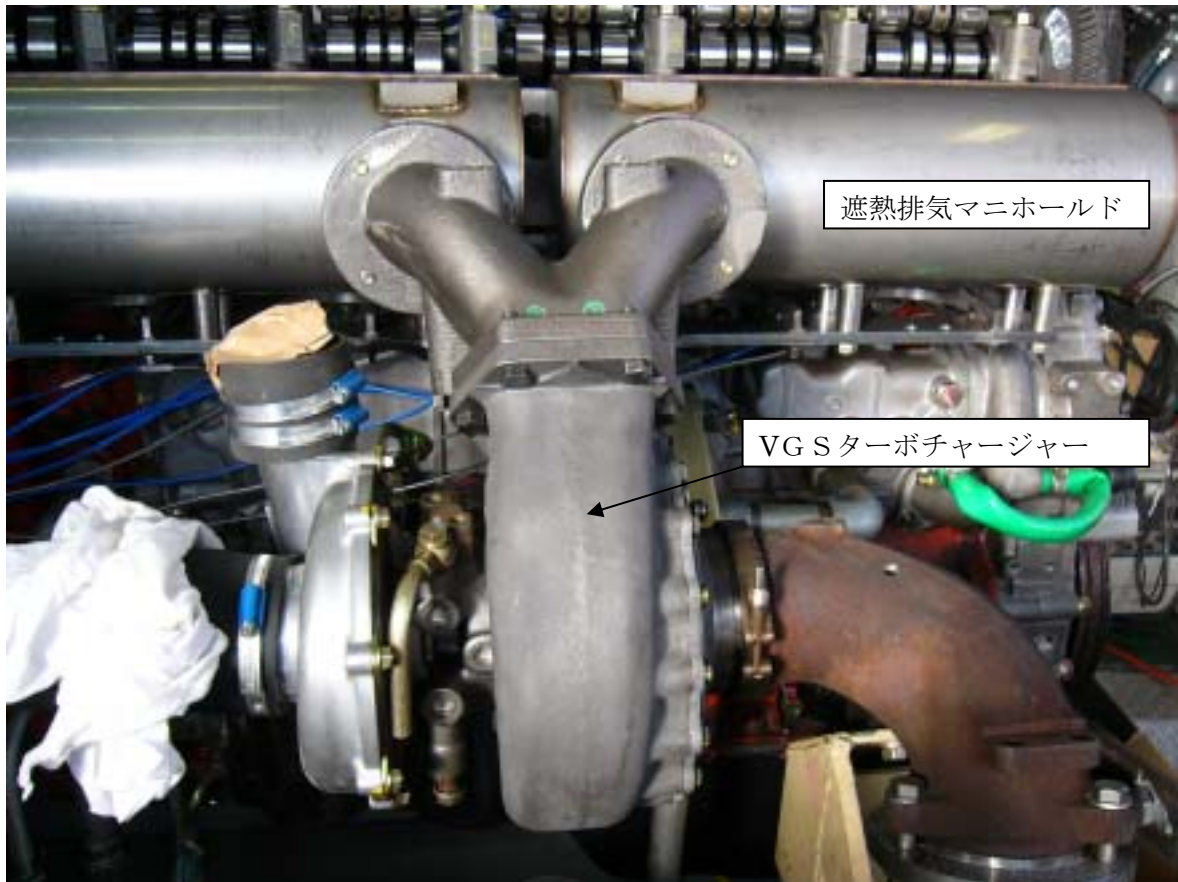


図 3-26. 排気系外観

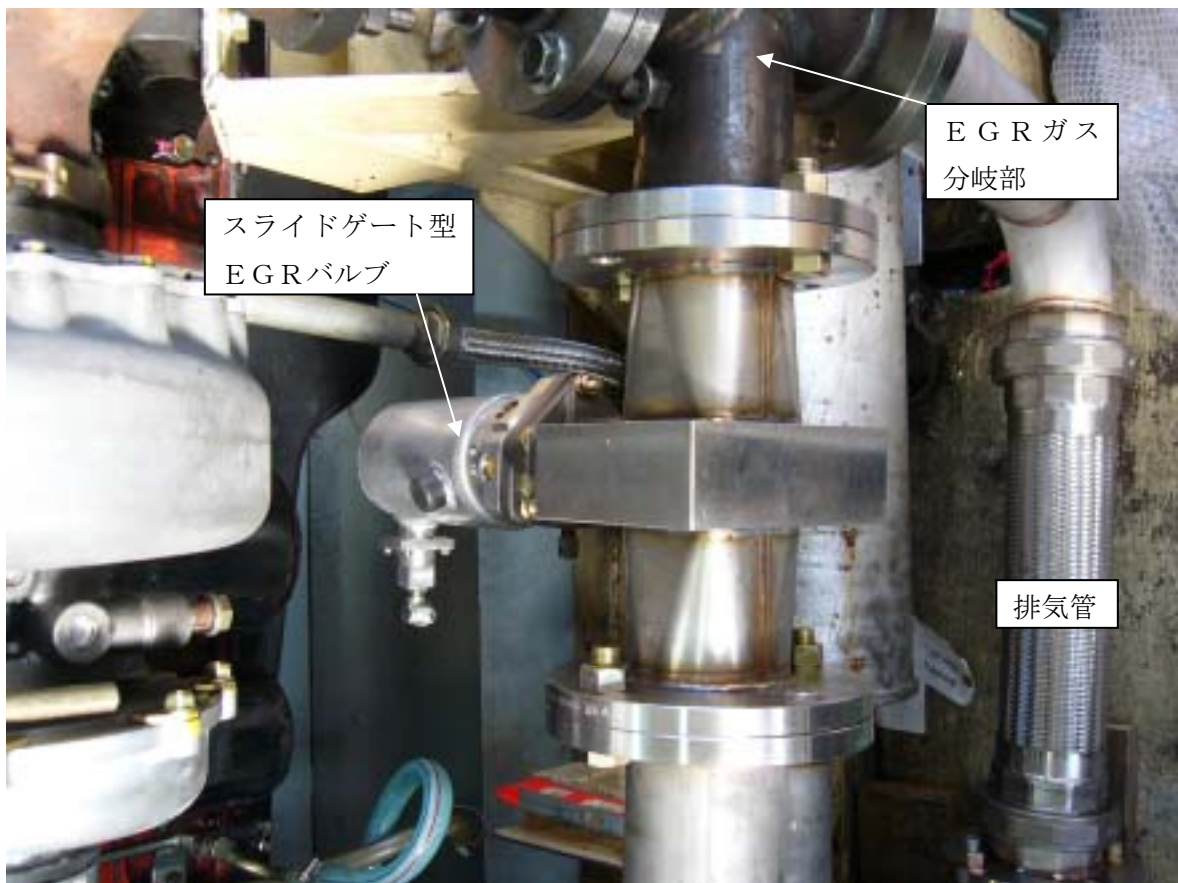


図 3-27. EGR 分岐部



### 3-6. 6気筒エンジンの試験設備概要

6気筒エンジンの試験を確実に実施するため、センサー類の取り付け、ゲージ類の取り付けとともに各部の配管は、単気筒エンジンで生じた配管長さによるレスポンス不良を解消するため、コンパクトな配管とした。また、配管径路は、途中で絞られる部分がないように留意し、上流から下流に徐々に配管径が小さくなるように配置しハンチングの除止に留意した。

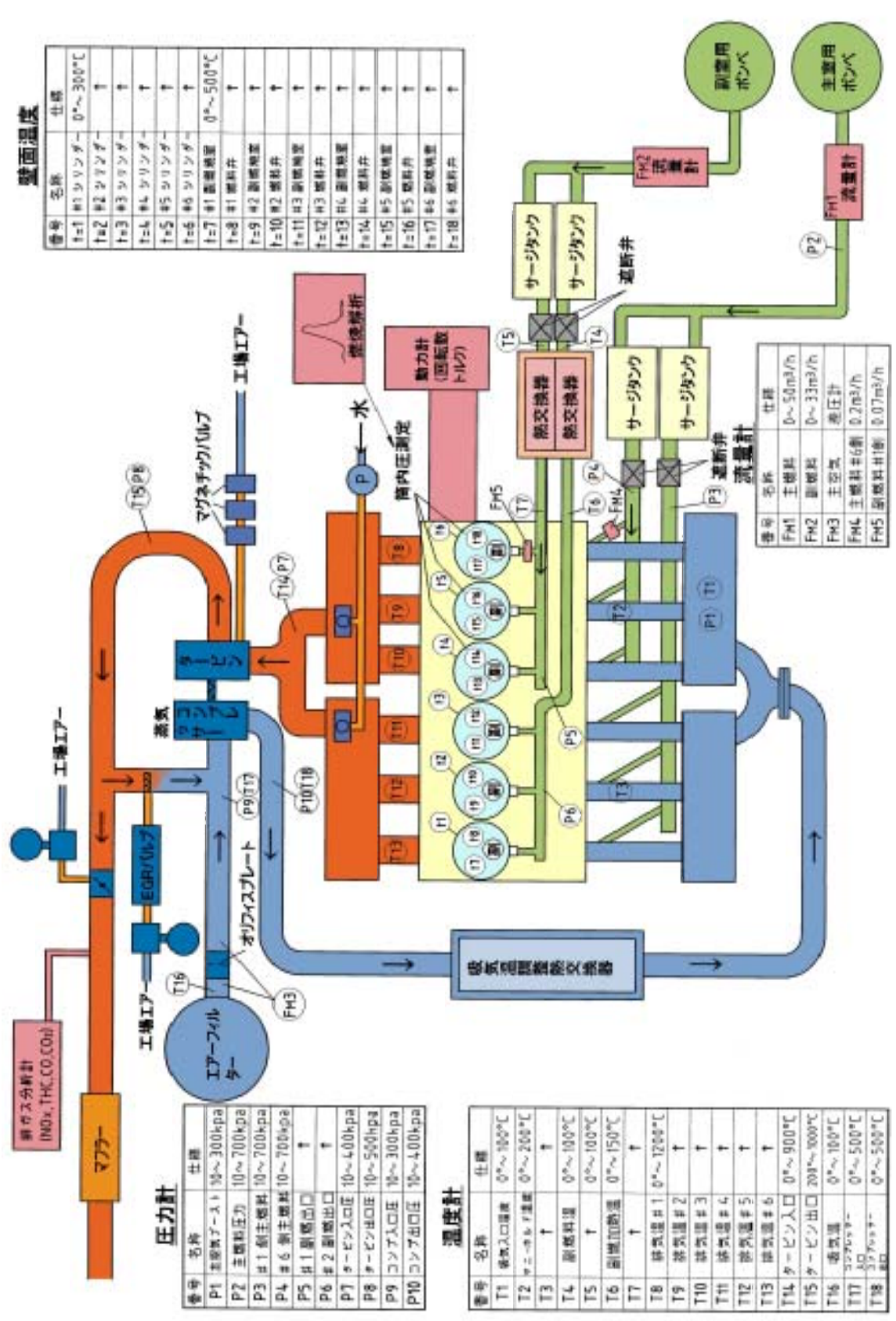
6気筒エンジンでの計測項目の系統図を図3-28に示す。単気筒エンジンでは、脈動が発生するので、吸入空気の計測に脈動を緩和し易いと言われるラミナー方式を用いたが、6気筒エンジンの場合は、脈動が少ないので、吸気、排気流量の計測が安定すると予測し、吸入空気の計測は、JIS規格に基づき、オリフィスプレートを用いた差圧式の計測方法を用いた。燃料流量に関しては、6気筒全量を1つの流量計で、主室、副室とに分けて計測できるようにした。また、各気筒の燃料流量を計測するため、各気筒に単気筒の試験で用いた燃料流量計を配置して測定する。

また、これまで単気筒エンジンにて試験してきたHCCI燃焼の各気筒でのばらつきを調査するため、3気筒に筒内圧ピックアップを取り付け、熱発生率の調整を行うとともに、燃焼のばらつき要因となる気筒間の温度差を把握できるような、温度計測用熱電対を気筒毎の排気マニホールド、吸気管出口部に設置し、また副燃焼室側面、副室燃料弁、ヘッドライナーの側面にも熱電対を設置して、耐久上の問題を把握できるようにした。

燃焼の抑制に大きく寄与するEGR率に関しては、排気ガス中のCO<sub>2</sub>の濃度と、吸入空気のCO<sub>2</sub>濃度を排ガス分析計にて測定し、精度の向上を図った。副室燃料の温度が始動性、燃焼の安定化に繋がるので、副室温度計測は、重点項目として取上げた。また、本年度開発する6気筒エンジンの排ガス評価を実施するため、排気ガス分析計を導入した。この装置により、排気ガスの濃度(NO<sub>x</sub>、THC、CO、CO<sub>2</sub>)を計測する。導入した排気ガス分析計の写真を図3-29に示す。各計測項目と検出方法、測定レンジの一覧を表3-3に示す。

表 3-3. 排ガス分析計の分析方法と測定方法

測定成分	検出方法	測定レンジ		備考
		最低	最高	
NO <sub>x</sub>	CLD (化学発光検出法)	100ppm	5,000ppm	
THC	Hot-FID (水素炎イオン化分析法)	100ppm	20,000ppm	
CO-L	NDIR (非分散形赤外線吸収法)	100ppm	3,000ppm	
CO-H	NDIR (非分散形赤外線吸収法)	1vol%	10vol%	
CO <sub>2</sub>	NDIR (非分散形赤外線吸収法)	1vol%	16vol%	
EGR-CO <sub>2</sub>	NDIR (非分散形赤外線吸収法)	1vol%	10vol%	
O <sub>2</sub>	MPD (磁気圧力式)	10vol%	25vol%	



**壁面温度**

番号	名称	仕様
t=1	#1 シリンダー	0°~300°C
t=2	#2 シリンダー	↑
t=3	#3 シリンダー	↑
t=4	#4 シリンダー	↑
t=5	#5 シリンダー	↑
t=6	#6 シリンダー	↑
t=7	#1 副燃焼室	0°~500°C
t=8	#1 燃料弁	↑
t=9	#2 副燃焼室	↑
t=10	#2 燃料弁	↑
t=11	#3 副燃焼室	↑
t=12	#3 燃料弁	↑
t=13	#4 副燃焼室	↑
t=14	#4 燃料弁	↑
t=15	#5 副燃焼室	↑
t=16	#5 燃料弁	↑
t=17	#6 副燃焼室	↑
t=18	#6 燃料弁	↑

**圧力計**

番号	名称	仕様
P1	主燃料アース	10~300kpa
P2	主燃料圧力	10~700kpa
P3	#1 副燃料	10~700kpa
P4	#6 副燃料	10~700kpa
P5	#1 副燃焼口	↑
P6	#2 副燃焼口	↑
P7	タービン入口	10~4.00kpa
P8	タービン出口	10~500kpa
P9	コンプレッサ入口	10~300kpa
P10	コンプレッサ出口	10~4.00kpa

**温度計**

番号	名称	仕様
T1	冷却水入口温度	0°~100°C
T2	冷却水出口温度	0°~200°C
T3	↑	↑
T4	副燃料温度	0°~100°C
T5	↑	0°~100°C
T6	副燃料温度	0°~150°C
T7	↑	↑
T8	排気温度 #1	0°~1200°C
T9	排気温度 #2	↑
T10	排気温度 #3	↑
T11	排気温度 #4	↑
T12	排気温度 #5	↑
T13	排気温度 #6	↑
T14	タービン入口	0°~900°C
T15	タービン出口	200°~800°C
T16	冷却水	0°~100°C
T17	冷却水	0°~500°C
T18	冷却水	0°~500°C

番号	名称	仕様
Fw1	主燃料	0~50m <sup>3</sup> /h
Fw2	副燃料	0~33m <sup>3</sup> /h
Fw3	主空気	差圧計
Fw4	主燃料 #6 副	0.2m <sup>3</sup> /h
Fw5	副燃料 #1 副	0.07m <sup>3</sup> /h

図 3-28. 6 気筒エンジンの系統図



図 3-29. 導入した排ガス分析計

エンジンの計測に用いる計測器の一覧表を表 3-4 に示す。6 気筒エンジンの試験に用いる計測器に関しては、キャリブレーションを十分に実施して、測定精度を保障できるように準備した。

表 3-4. 使用する計測機器の準備状況

No.	名称	用途	数量	メーカー
1	CNG 流量計	燃料流量測定	3	オーバルテクノ
2	CNG 渦流量計	燃料流量測定	1	オーバルテクノ
3	H <sub>2</sub> 流量計	H <sub>2</sub> 流量測定	1	オーバルテクノ
4	潤滑油流量計	潤滑油流量測定	1	山武
5	冷却水流量計	冷却水流量測定	1	山武
6	吸気流量計	吸気流量測定	1	友栄
7	渦流式ダイナモメーター	回転数・トルクの検出	1	バンザイ
8	燃焼解析装置	熱発生率測定	1	小野測器
9	クランク角度検出器	クランク角度計測	1	小野測器
10	チャージアンプ	筒内圧測定	1	小野測器
11	ハイブリットレコーダー	温度・圧力測定	1	横河電機
12	排ガス分析計	排ガス成分の濃度測定	1	堀場製作所
13	チャージアンプ	筒内圧測定	3	日本キスラー
14	加速度計	振動測定	1	日本電計
15	エンジン回転台	エンジン分解・組立用	1	バンザイ

### 3-7. 6 気筒エンジンの評価

6 気筒エンジンの性能、耐久性評価の初期段階として、気筒間ばらつきを評価するため、アイドリングでの筒内圧力の測定を実施した。(表 3-3 参照) 測定は、エンジン回転数 500rpm、過給無しの状態、吸気温度 40℃であった。

表 3-3. 6 気筒エンジンの筒内圧の測定

	設定圧縮比	筒内圧	排気温度	副室温度
	設計値	測定値	測定値	測定値
単位	(16.5)	kPa	℃	℃
1	16.71	3273.7	44.0	55.0
2	16.81	3392.4	45.0	57.0
3	16.62	3439.8	45.0	58.0
4	16.65	3352.0	45.0	56.0
5	16.71	3273.7	44.0	54.0
6	16.79	3293.1	43.0	53.0
平均値	16.71	3337.4	44.3	55.5
下限値	16.62	3273.7	43.0	53.0
上限値	16.81	3439.8	45.0	58.0

表中の副室温度は、副室燃料が着火する際、副室壁温から受熱し、燃料分解、着火性が改善するので、その反応性を調査するため、経時変化を中心として、測定を実施した。温度測定位置は、図 2-24 に示す位置である。エンジンの中央の気筒である # 3、# 4 気筒の排気温度、副室温度が数度高い。筒内圧縮圧のばらつきは 170kPa 程度であった。

このエンジンの状態にて、吸気温度を天然ガス燃料の着火温度まで上昇させ、燃料を投入した時の熱発生率を図 3-30 に示す。まだ、負荷が低い領域での評価であるが、単気筒エンジンと同様の燃焼が得られることを確認した。しかし、投入した燃料量 3169J/cycle に対して、総熱発生量 1833J/cycle と低かった。この領域では、燃焼熱エネルギーが、壁面に吸収されるので、副室での燃焼が不完全である。また、気筒毎の燃料流量のバラツキ等が要因である。図 3-28 に示す燃料流量計 FM4、FM5 の 1 気筒用の燃料流量計を気筒毎に変えて燃料流量を測定し、FM1、FM2 の 6 気筒全ての燃料流量計の計測結果より算出した 1 気筒分の燃料流量と比較した結果を表 3-4 に示す。

### 筒内圧力-熱発生率

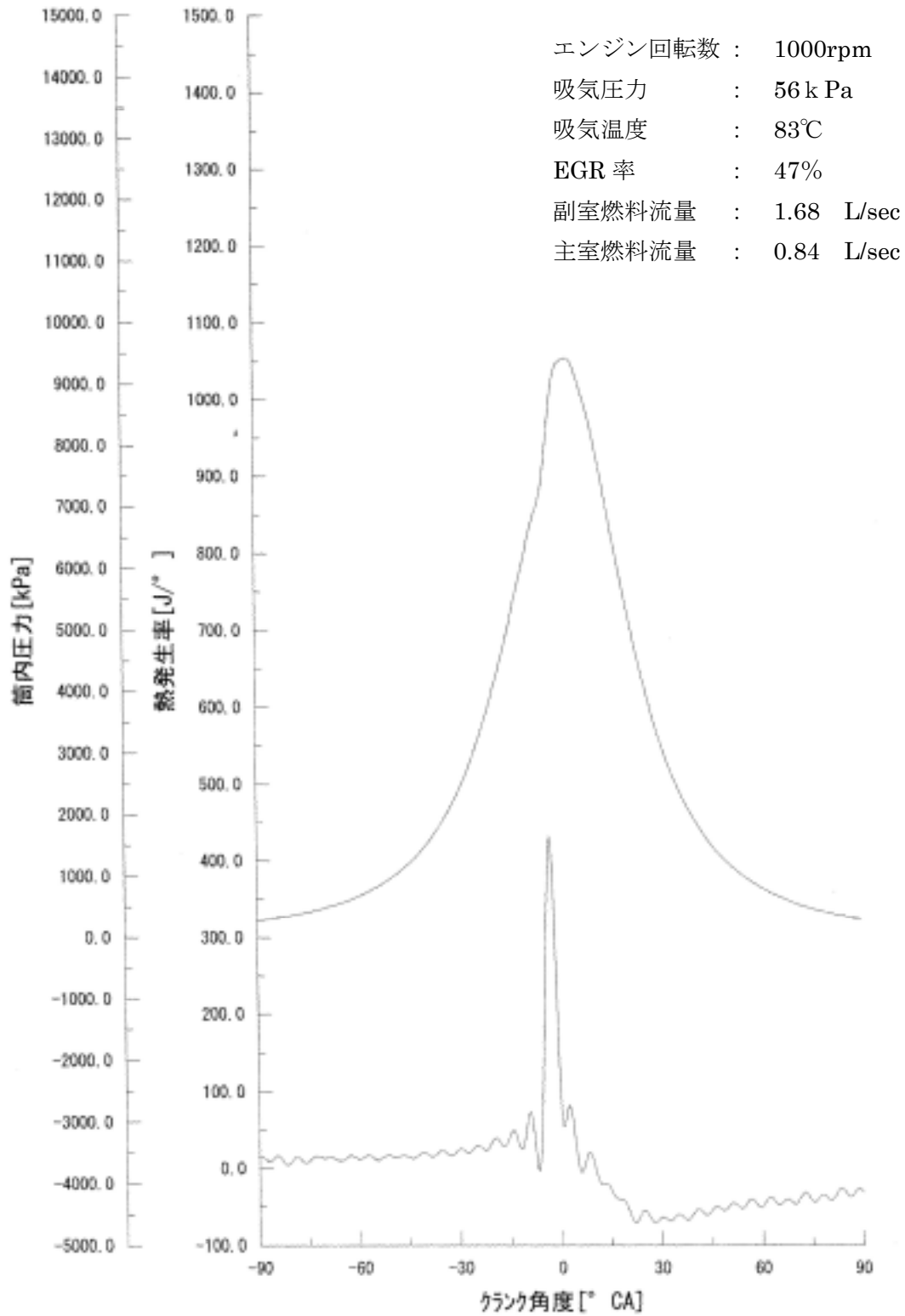


図 3-30. 6 気筒エンジンでの熱発生率

表 3-4. 気筒間での燃料流量の違い（単位：L/sec）

		#1	#2	#3	#4	#5	#6	平均
副室	6 気筒用	0.32	0.30	0.31	0.33	0.33	0.29	0.313
	1 気筒用	0.283	0.274	0.275	0.286	0.296	0.267	0.280
主室	6 気筒用	1.05	1.02	1.07	1.03	1.03	1.05	1.04
	1 気筒用	0.908	0.867	0.920	0.865	0.887	0.892	0.890

各気筒とも大きなバラツキは無いが、単気筒用の流量計と 6 気筒流量計での流量差が見られる。図 3-28 に示すように、6 気筒全ての燃料流量を測定する流量計（FM1, FM2）は、燃料を分岐する上流側に設置しているが、1 気筒を測定する流量計はエンジンに導入する直前の最下流に設置している。1 気筒測定の場合では測定部の面積が、流量計を付けない場合の配管面積よりも絞られているため、この流量差が生じたと推定される。したがって、今後、個々流量計を付ける位置を再考する必要がある。

前記のように負荷を高めるためには、圧縮比のバラツキを揃える他に、各気筒の温度管理を行う必要がある。本 6 気筒エンジンの場合にも、気筒間で吸気温度が 5℃違った場合には、圧縮端の温度で約 12℃異なる。着火し難く、火炎伝播速度の速い天然ガス燃料を用いた本エンジンの場合には、この温度差が気筒間での燃焼のバラツキ要因となる。単気筒エンジンにて、EGR 率、燃料流量等を一定条件として、吸気温度を 7℃変えた場合の熱発生率を図 3-31 に示す。吸気温度が 76℃の場合にはノッキング燃焼で、吸気温度 69℃の場合にはノッキングを生じていない。このような燃焼の違いが、多気筒エンジンにて、気筒間の燃焼の違いとして生じた場合には、ノッキングを生じた気筒が、その急激な圧力上昇により破壊を生じ、その破壊が他気筒に連鎖して正常燃焼している他の気筒も破壊する可能性がある。したがって、負荷を増加する前に気筒間の温度のバラツキと温度上昇割合を確認しておく必要がある。

多気筒エンジンのシリンダー温度を調査した結果、吸気温度を一定にしても中央の気筒と端面の気筒とでは、壁面温度にバラツキが生じる。壁面温度が異なると、ポリトロープ数が変わり、圧縮端温度が異なるので、吸気温度を変えた場合と同様の現象が生じる。6 気筒の場合、中央の #3、#4 気筒と端面の #1、#6 気筒では、壁面温度が異なるので、図 3-30 に示すように、シリンダー側面温度と副室温度等を各気筒とも測定した。測定位置を、図 3-32 に示す。シリンダー壁面温度はヘッドライナーの側面を測定し、文字通り燃焼室の壁面温度を管理する。副室温度は副室の側面の温度であり、副室温度上昇に伴う副室制御弁の摺動部のスティック現象を起こさない温度以下に管理している。

燃料流量を徐々に増やし、気筒間の温度を、回転数違いで測定した結果を表 3-5 に、同一回転にて 1 時間運転した場合の温度比較を表 3-6 に示す。

エンジン回転数 : 500rpm  
 吸気圧力 : 30kPa  
 燃料流量(副室) : 0.26 L/sec  
 燃料流量(主室) : 0.37 L/sec  
 燃料流量(全体) : 0.63 L/sec  
 EGR率 : 40%  
 吸気温度 : 69、76℃

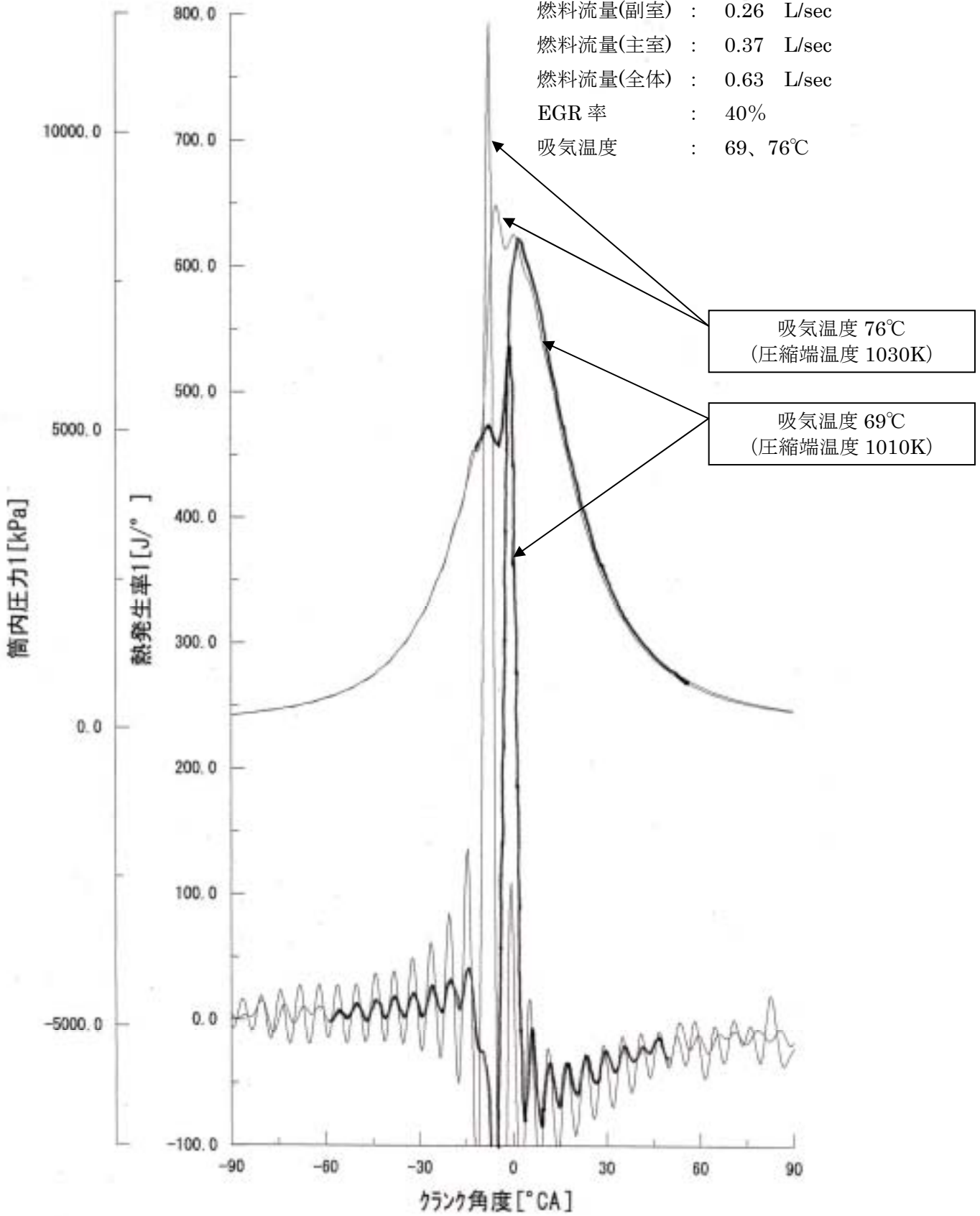


図 3-31. 吸気温度が違う場合の燃焼の違い



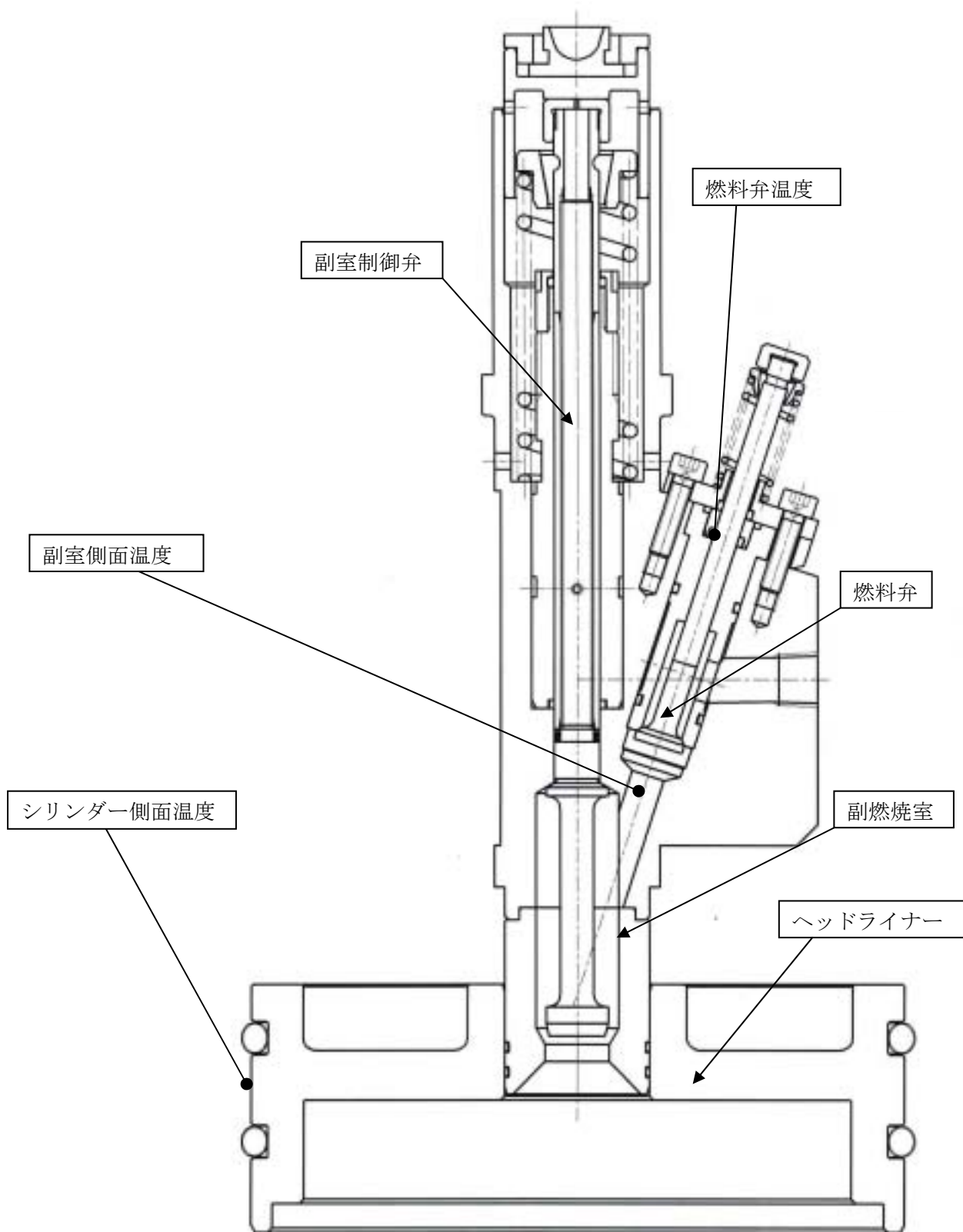


図 3-32. 壁面温度の測定位置

表 3-5. 回転数違いによる各部温度の気筒別比較 (単位 : °C、1/4 負荷)

	回転数	#1	#2	#3	#4	#5	#6	潤滑油
シリンダー側面	300	78.1	79.5	84.6	82.2	80.2	77.3	55.0
	500	80.6	81.2	85.3	84.7	82.2	79.1	58.6
	750	84.0	84.7	88.0	86.6	85.1	82.2	58.7
	1000	94.5	96.6	103.8	101.7	95.7	92.5	71.3
副室側面	300	220.0	221.0	221.2	223.2	221.8	219.2	55.0
	500	223.3	223.6	225.2	227.2	224.3	222.8	58.6
	750	239.6	239.9	241.8	243.0	240.3	238.8	58.7
	1000	260.8	266.8	271.0	272.2	268.2	258.8	71.3

エンジン回転数を高くするとフリクションにより潤滑油温度が上昇する。中央と端面の気筒間の温度差は、シリンダー側面で 11.3°C、副室側面で 13.4°Cであった。潤滑油温度と壁面温度の影響を調べるため、同一回転数で、一定時間運転し、潤滑油温度の違いでの各部の温度を測定した結果を表 3-6 に示す。

表 3-6. 潤滑油温度違いによる各部温度の気筒別比較 (単位 : °C、1/4 負荷、500rpm)

	潤滑油	#1	#2	#3	#4	#5	#6
シリンダー側面	58.6	80.6	81.2	85.3	84.7	82.2	79.1
	79.1	100.3	102.8	107.5	106.5	101.6	98.5
副室側面	58.6	223.3	223.6	225.2	227.2	224.3	222.8
	79.1	243.7	244.2	247.2	250.3	245.9	243

中央と端面の気筒間の温度差は、シリンダー側面で 9°C、副室側面で 7°Cであった。

回転数を一定で負荷を変えた場合の壁面温度の比較を表 3-7 に示す。中央と端面の気筒間の温度差は、シリンダー側面で 9.3°C、副室側面で 16.5°Cであった。この温度差では、吸気温度の違いと同様な燃焼の違いが、気筒別で生じる可能性がある。シリンダー側面の温度差がそのまま筒内の温度差に比例すると考えると、圧縮比を約 0.5 高くすると同等となる。今後、端面の気筒の圧縮比をピストンの主燃焼室容積で調整したものに交換し、気筒間温度を均一にして、負荷向上試験を実施する。負荷を増加させた場合の各気筒の壁面温度変化の平均値と、そこから負荷をさらに増加させた場合の温度変化の予測を図 3-33 に示す。副室側面温度は着火してから、3 分間位の間で急激に温度上昇するが、その後上昇割合が小さくなる。その後の負荷増加による温度上昇を予測すると、単気筒エンジン試験で決めた危険温度 (300°C) を越えることが無い。シリンダー壁面温度は、着火による急激な温度上昇は無いが、負荷と共に徐々に温度が上昇する。全負荷時の温度を予測すると、副室温度と同様に危険温度 (150°C) を越えない。したがって、気筒間のバラツキの問題を除けば、問題なく負荷を向上させることができる。

表 3-7. 負荷を変えた場合の各部温度の気筒別比較 (1000rpm)

	燃料負荷	時間	#1	#2	#3	#4	#5	#6	平均
シリンダー側面	着火前		100.3	102.8	107.5	106.5	101.6	98.5	102.9
	1/6	0	102.3	105.1	110	108.7	103.7	100.9	105.1
	1/6	1	104.5	107.5	112.3	111.1	106	103.1	107.4
	1/6	2	104.8	107.8	112.5	111.3	106.2	103.4	107.7
	1/6	3	105.1	108.2	112.9	111.6	106.5	103.8	108.0
	2/9		105.5	108.5	113.2	111.8	106.8	104.2	108.3
	1/3		108.6	112	116.9	115.4	110.2	107.5	111.8
	3/8		112.4	115.6	120.7	119.3	114.1	111.3	115.6
	1/2		116.6	119.7	124.9	123.5	118.5	115.6	119.8
副室側面	着火前		137.8	143.8	148.0	149.2	145.2	135.8	143.3
	1/6	0	147.3	153.6	158.0	159.3	154.9	145.2	153.1
	1/6	1	181.4	187.9	193.0	194.6	185.9	178.9	187.0
	1/6	2	235.2	242.1	248.0	249.4	238.8	232.5	241.0
	1/6	3	248.3	256.0	263.0	264.0	256.8	250.0	256.4
	2/9		251.7	259.7	267.0	268.1	260.7	253.8	260.2
	1/3		255.5	263.4	270.9	272.1	264.7	257.5	264.0
	3/8		259.5	267.4	275.2	276.0	268.5	261.5	268.0
	1/2		263.2	271.0	279.0	279.7	272.3	265.1	271.7

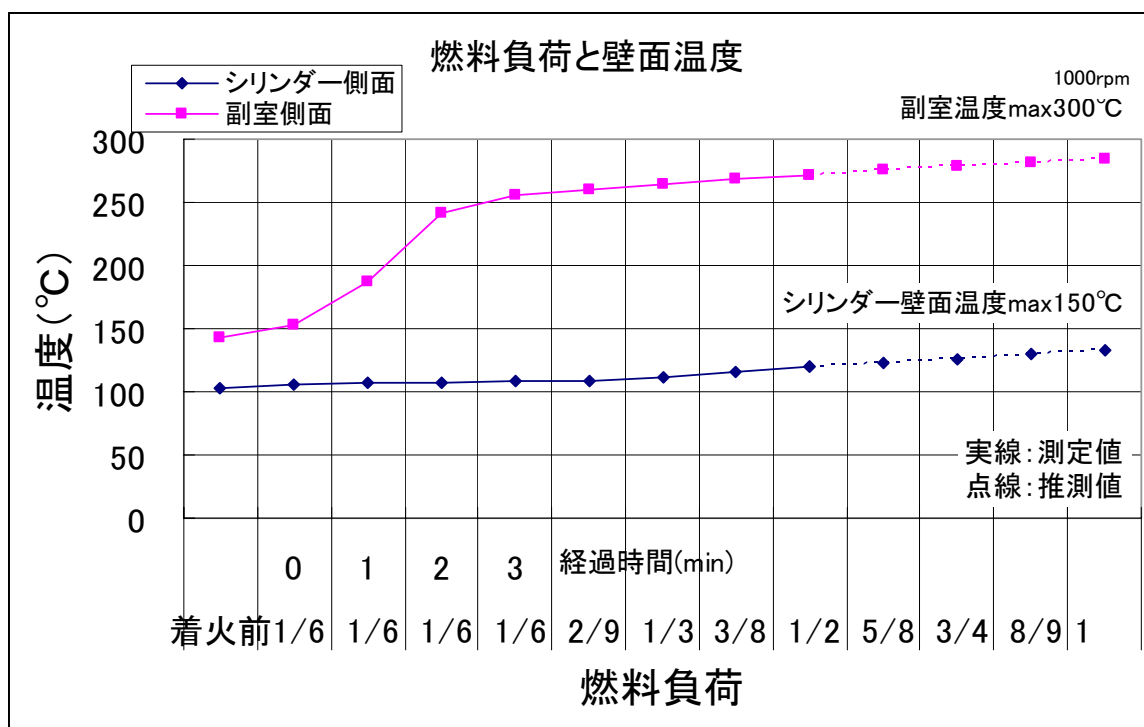


図 3-33. 燃料負荷に対する壁面温度

## 4. コンパクト熱交換器の開発

熱交換器の基盤技術は、排気ガス回収多気筒エンジンシステムのキーテクノロジーである。水-オイル熱交換器、水-排気ガス、燃料改質装置のすべてに用いる骨格技術である。コンパクト化、高熱交換効率化を図るため、3次元網目状の金属多孔質体を用いてガスから固体への伝熱面積を大きくし、高温ガス側固体から低温側ガスへの伝熱部となる隔壁に多孔質体を確実に密着接合させることが重要である。従来の熱交換器研究で、多孔質金属材を隔壁に密着接合させる構造の熱交換器を試作し、蒸気、排気ガスの熱交換試験を実施したところ、熱通過率が目標値  $280\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$  に対し、 $211\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$  となり、コンパクト高効率熱交換器の定義である  $200\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$  を上回った。しかし、試験後、多孔質体の接合面を観察すると、接合欠陥が残っている等改良の余地があった。受熱、放熱体の面積増加に加え、伝熱材の熱伝導率をさらに高めることと、接合欠陥を補い熱通過率の目標を達成することが、本年度の課題である。

伝熱材の熱伝導率を高くするためには、熱伝導率の大きい材質へ変更することが良いが、本システムでは耐熱性も考慮する必要があるため、従来の研究で用いてきたニッケル、ニッケルクロームの多孔質体を用いることとした。したがって、この材料を基盤として、さらに熱伝導率を高くするため、多孔質体の表面に熱伝導率の高いアルミニウム層をコーティングすることを考案した。アルミニウムは表面が酸化され、アルミナとなるが、内側に基材が残るので、従来研究で用いてきたニッケル材の熱伝導率 ( $60\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ) からアルミニウムの熱伝導率 ( $120\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ) へ高めることが可能である。アルミニウムのコーティングは、アルミナイズ法により実施する。アルミナイズ法はアルミニウム溶湯内に基材を浸漬することにより、その材料表面にコーティングされるが、溶湯内に浸漬することにより、母材のニッケルとの反応層が生成し、次第にアルミニウム層に変化するので、熱膨張差による剥離等の問題は無い。また、アルミナイズ処理でのコーティングにより、多孔質体と隔壁の接合欠陥を埋めることができ、伝熱面積の増加に繋がる。

従来の研究結果では、金属多孔質体の2種類の材質（ニッケル、ニッケルクローム）を試験したが、ニッケルのみの材質ではアルミナイズ処理時にアルミニウム溶湯内にニッケル材が溶解してしまう問題があった。ニッケルクローム材は、溶解しないことを確認したが、多孔質体と隔壁との接合についての試験は未実施である。以上の内容を確認し、多孔質体の接合条件の選定とアルミナイズ処理の実施についての研究を実施した。本年度に実施した項目は下記の通りである。

1. ニッケルクローム金属多孔質体での接合条件の調査
2. アルミナイズ処理による接合欠陥の補強と、母材の熱伝導率の向上
3. 上記接合体での熱交換性能の検討

#### 4-1. 母材の選定

従来の接合の試験では、金属多孔質体、隔壁、接合用のロウ材は全て、ニッケルを用いてきた。アルミナイズ処理を行うためには、前記のようにニッケル-クローム材に変更した。隔壁材と接合用ロウ材の選定と改良を実施し、最適工法を確立する。接合では隔壁を水平に置き多孔質体を乗せ、重力により密着させる方法なので、隔壁の片面ずつしか実施できない。そこで、ロウ材は接合温度の異なる2種類を選択した。選択したロウ材の比較を表4-1に示す。また隔壁の比較を表4-2に示す。

表 4-1. 使用ロウ材の比較

	用途	名称	成分	接合温度
従来	ニッケル用ロウ材	BNi-3	ニッケル含有量 91%	1010~1175℃
		BNi-6	ニッケル含有量 88%	925~1040℃
今回	ニッケル-クローム用ロウ材	BNi-1A	ニッケル 68~77%、 クローム 13~17%	1010~1215℃
		BNi-5	ニッケル 66~80%、 クローム 11~15%	925~1040℃

表 4-2. 使用隔壁材の比較

	名称	成分	熱伝導率
従来	Nickel201	ニッケル含有量 99%	79.3W/mK
今回	Inconel600	ニッケル 78%、クローム 15%	14.8W/mK

ニッケル-クローム用に選択したロウ材（表 4-1）は、接合温度範囲が従来のものと同じ温度範囲になっており、接合条件は従来の結果をベースに選択可能なことがわかった。

しかし、従来の研究では、ニッケル-クロームの金属多孔質体は、通常の金属とは異なり内部の組成(ニッケルとクローム)が不均一であり、接合時の高温状態にすると組成が変化することにより内部応力が変化し、そりが生じてしまうという問題があった。ニッケルのみの場合は、治具を製作し、そりを抑制してきたが、材質変更する今回の接合試験では、留意する必要がある。

ニッケル-クロームの板材は、耐熱金属の分類に入る Inconel600 を用いた（表 4-2）。ニッケル-クローム材は、クロームを含むことにより熱伝導率が小さくなっている。

接合試験に用いる金属多孔質体、ロウ材、隔壁用板材の比較を表 4-3 に示す。金属多孔質体の成分は、目の粗さによって成分が異なり、目が粗く、圧力損失が低い#1 ではクローム含有量が、10%と低くなる。以前にアルミナイズ処理を実施した時は、#4 と目の細かいもので試験したので、クローム含有量の多いものであった。今回、熱交換器として製作する予定の目の粗さは、圧力損失が小さい#1、#2 を用いた。クローム含有量が低下し、アルミナイズ処理時にアルミニウム溶湯に溶解する可能性があるため、再度試験する必要がある。他の使用素材に関しては、接合体を作製した後、確認することとした。

表 4-3. 使用素材の成分比較

分類	合金名		Ni	Cr	B	Si	Fe	C	P	Cu	その他
板材	インコネル600		77.5	15.5			7				
ロウ材	BNI1	min	76.15	13	2.75	3	4	0.6	0		0.5
		max	69.6	15	4	5	5	0.9	0		0.5
	BNI7	min	79.5	11	0	0	0	0	9		0.5
		max	73.5	15	0	0	0	0	11		0.5
多孔質体	Ni-Cr #1		86.89	10		0.1	3				0.01
	Ni-Cr #2		81.89	15		0.1	3				0.01
	Ni-Cr #3 以下		76.89	20		0.1	3				0.01
	Ni		99.34			0.03	0.1	0.5		0.01	0.02

## 4.2. 母材変更熱交換器の接合試験

金属多孔質体、ロウ材、隔壁用板材が全て新しくなるので、接合条件の選定を行った。ロウ材の接合条件は、以前のニッケル材と同等であるので、同じ条件にて試験を行った。表面は、緑色の酸化状態（図 4-1 参照）で、隔壁との接合界面では、金属多孔質体の一部溶解が見られた。（図 4-2 参照）

ニッケル材での接合試験の経験から、界面での溶解は、接合温度が高く、ロウ材が過多の場合に生じた現象である。緑色の酸化状態は、ロウ付けする金属表面の酸化皮膜を取り除くために添加するフラックス材が過多の時に多く生じた。対策として、ロウ材の重量、接合温度、フラックスの添加量を変え、接合試験を行った。

ロウ材の量、接合温度を下げることにより、接合界面の溶解は防ぐことは可能になったが、フラックスの添加量を減らしても、表面の緑色の酸化は防ぐことはできなかった。炉内の窒素ガスの置換量を増やしても同じ状態であった。

接合体の界面を観察すると（図 4-3、4-4 参照）、フラックス材が少なく、粉末ロウ材の酸化皮膜を取り除けなかったため、ロウ材白色を呈していた。金属多孔質は接合部に近い部分は黒色で、表面は緑色である。したがって、本来はニッケル単体よりも、耐熱性のある母材が酸化し易いため、酸化状態を改善できないものと判断した。

今後、完全な雰囲気置換炉で、接合を行う必要があるが、コストの上昇の問題もあるので、アルミニウム蒸着等の他の接合方法も検討することにしたい。

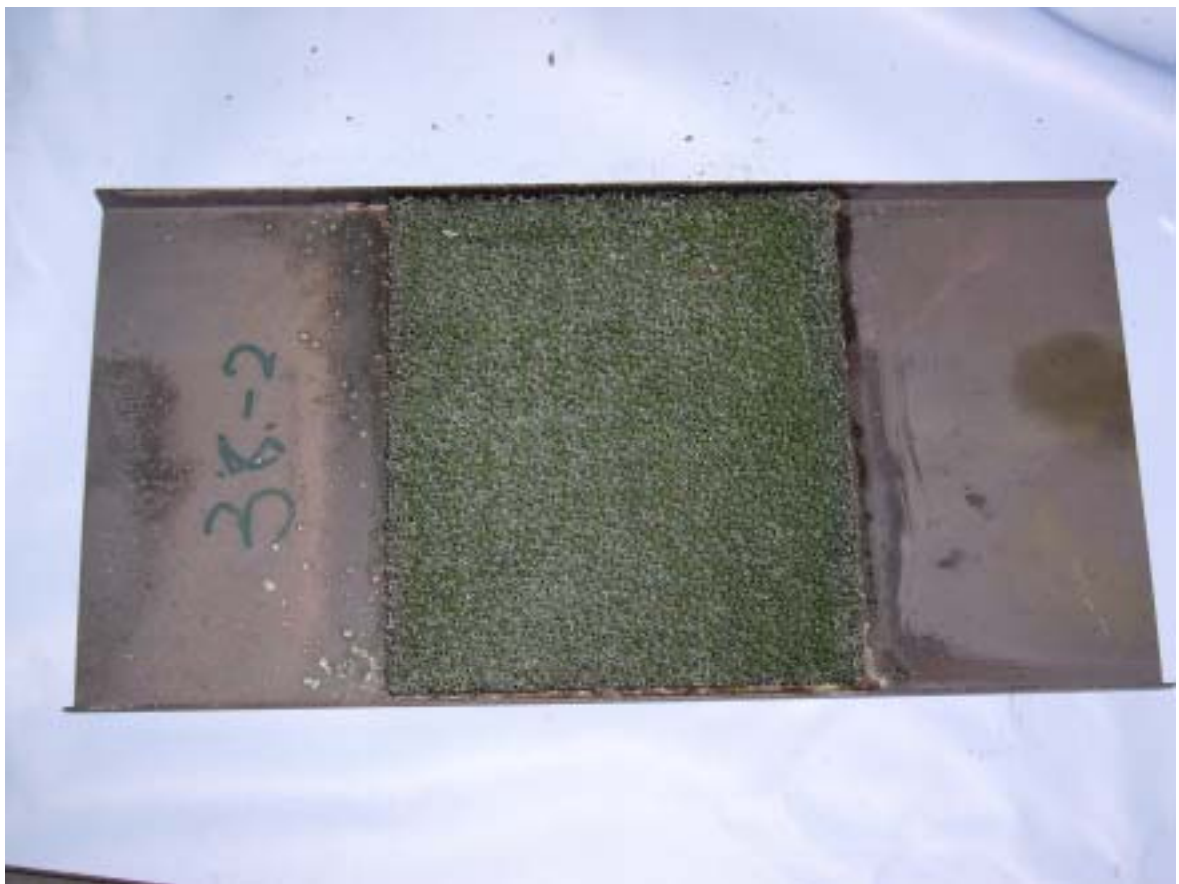
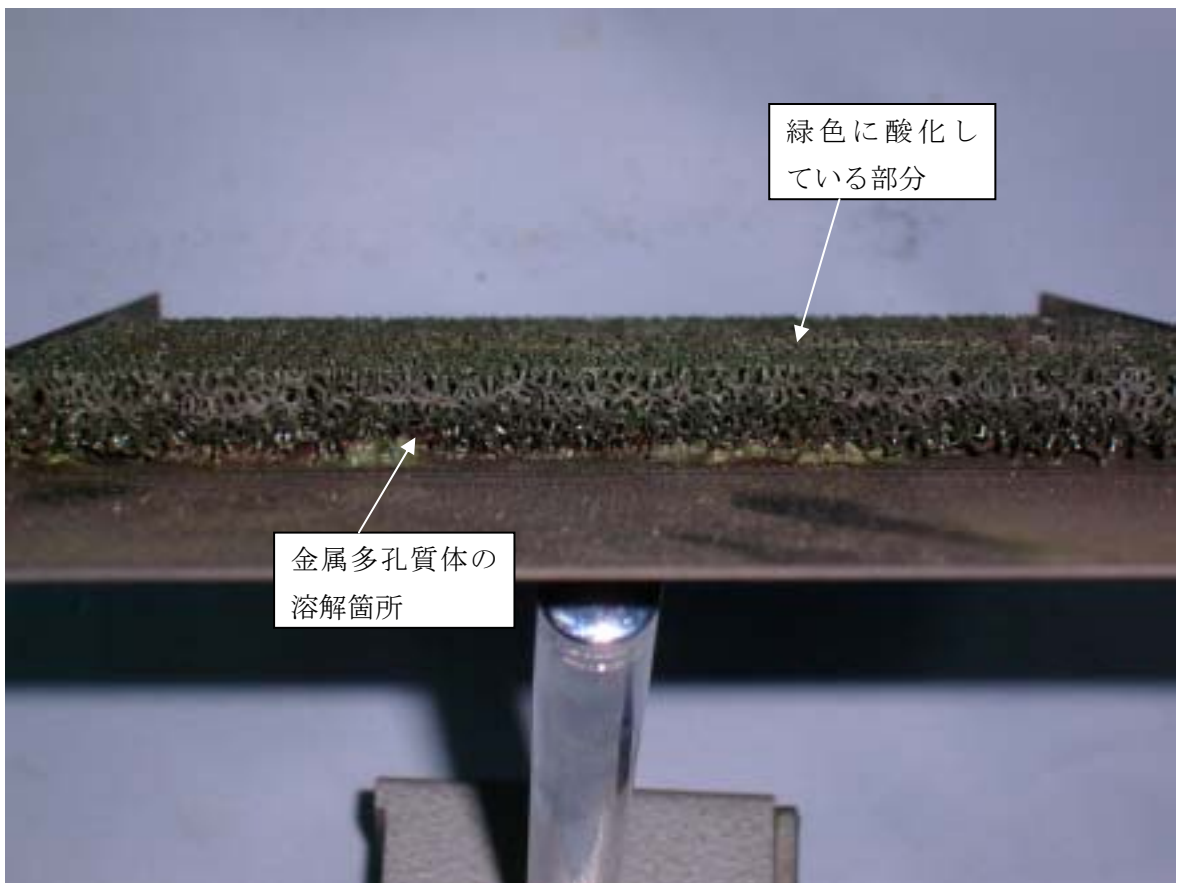


図 4-1. 表面が酸化した接合体



緑色に酸化している部分

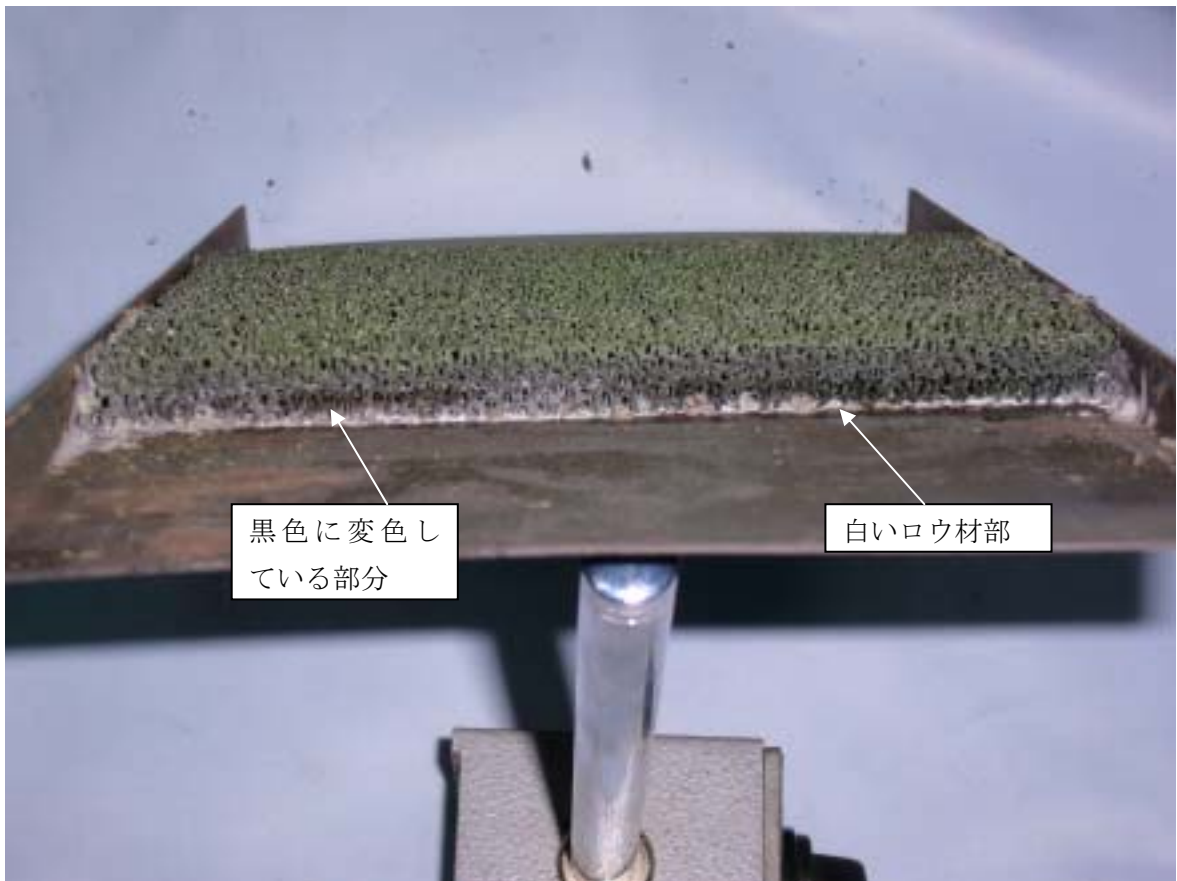
金属多孔質体の溶解箇所

図 4-2. 接合界面の観察





図 4-3. フラックス添加量を減少させた接合体表面



黒色に変色している部分

白いろう材部

図 4-4. 接合界面の観察 2

### 4-3. アルミナイズ処理試験

表 4-3 に示すように、ニッケルクロムの金属多孔質体は、クロム含有量が異なるので、アルミナイズ処理時に母材の溶解が無いか確認した。今回のアルミナイズ処理試験においては、金属多孔質体の隔壁接合体での実施を前提とした条件で実施した。アルミナイズ処理は、アミニウム溶湯の中に試験片を浸漬させ、母材とアルミニウムを反応させるものである。浸漬後、アルミ溶湯から引き上げるが、過剰なアルミニウムを取り除くため、エアブローを実施している。隔壁接合体の場合、エアブローを実施すると、アルミ層が接合界面に多く堆積することが予想されるため、今回の試験では、エアブロー無しで試験した。

クロム含有量が 10%と低く、目の粗い # 1 の多孔質体、クロム含有量が 15%、目の細かい # 2 の多孔質体ともに、溶解が無いことを確認した。(図 4-5 参照)しかし、エアブローを実施しないと、アルミの皮膜が残り、多孔質体の網の目を塞いでしまうという問題が生じた。技術的課題は、アルミニウムの薄膜を多孔体表面に確実に被膜することなので蒸着、メッキ等の方法を今後試験していきたい。

したがって、前記の接合法も含め、作製方法を抜本的に検討し直す必要があると考える。今後、再度調査を実施し、次年度の計画に盛り込むことにした。

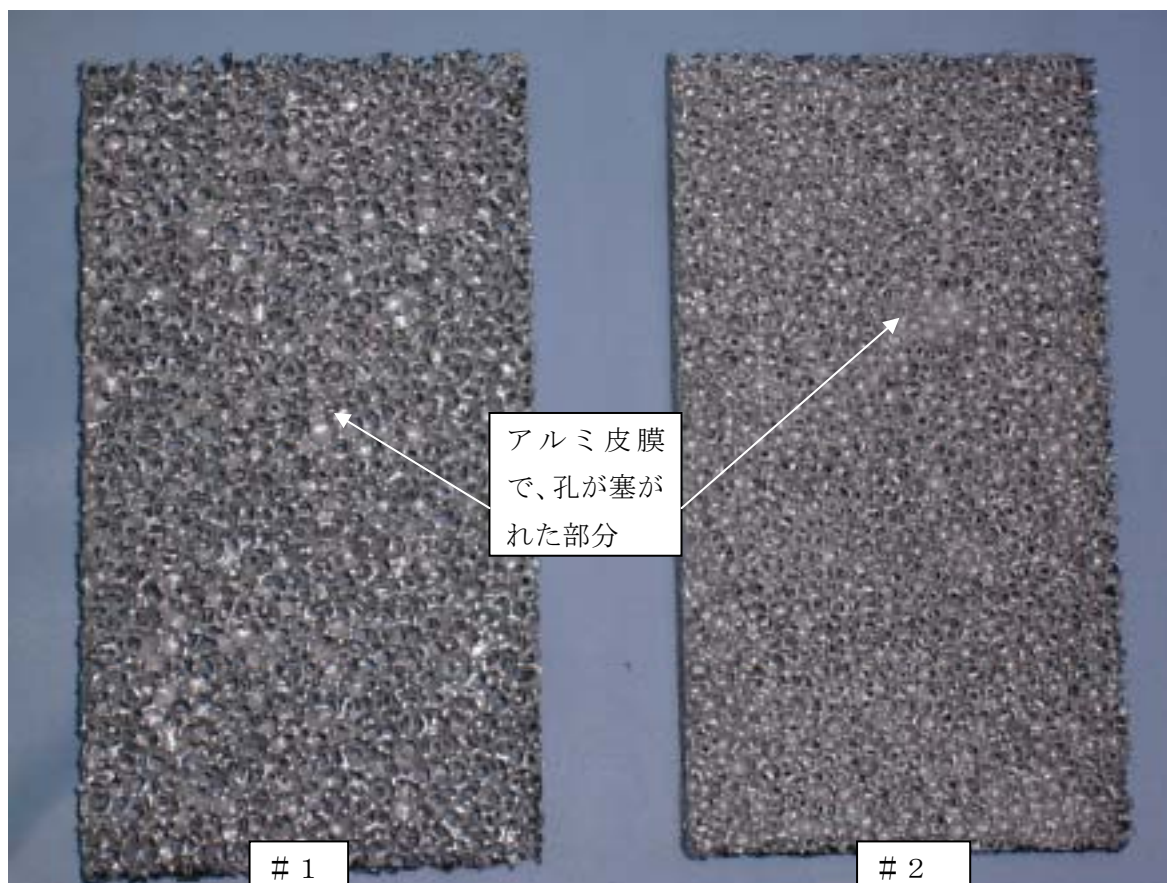


図 4-5. アルミナイズ試験結果

## 5. まとめ

### 5-1. 新しい副燃焼室の開発（単気筒エンジンでの試験結果）

本年度の単気筒エンジンでの開発目標は、新しい絞り弁式副燃焼室にて、従来のポペット弁式と同様の燃焼を得られるかということと、過酷な条件化に置かれる副室制御弁を絞り弁方式に変更し、耐久性が改善されるかという点であった。特に燃焼に関しては、絞り弁方式にし、天然ガスを用いた HCCI ディーゼルエンジンの特性を改良する手段を探ることにより、次の結果を得た。

- 1) 主燃焼室と副燃焼室との連絡口部分を従来、ポペット弁で完全に仕切ってきたが、今回、絞り弁方式にした。絞り弁方式では主室のガス圧がピストンの上昇運動に従い徐々に上昇し、副室に空気が侵入するが着火状態には到達せず、上死点付近での開口とともに急速に圧力上昇し、副室に導入された燃料が着火した。
- 2) 副室での燃焼火炎が主室の混合気に伝播し、主室の均一希薄混合気は完全燃焼した。
- 3) 燃焼が連続し、副燃焼室の壁温が上昇すると着火条件が良くなり、それと共に主室燃焼も活発になり、熱発生率が大きくなった。
- 4) 主燃焼室側の均一混合気は壁面の温度上昇とともに、自着火し易くなり、ノッキングが発生するので EGR と、吸入空気温度の上昇を抑えることにより、ノッキング燃焼を抑制することができた。
- 5) 始動時には、副燃焼室に導入する燃料の温度を管理することにより、始動性の改良及び、燃焼の安定化が図れた。
- 6) 新しい絞り弁方式では、従来のポペット弁方式で生じた水素脆性破壊は生じず、副室側面温度も低下しており、これまでのポペット弁式副室での燃焼ガスが摺動部に入り込み、摺動部が高温になっていたという問題点を克服した効果が確認できた。

### 5-2. HCCI 型多気筒エンジンの開発

単気筒エンジンでの結果を基に 6 気筒エンジンの設計、製作を実施した。実施に当たっては以下の技術検討を盛り込んだ。製作したエンジンの評価に関しては、問題点を注出しながら、エンジンの損傷等を起こさぬように細心の注意をもって慎重に負荷を増加させたため、現時点では当初の目標値の負荷まで到達できなかったが、以下の結果を得た。

- 1) 単気筒エンジンの試験途中に生じた問題点をピックアップし、今後のエンジン設計に生かせるよう整理できた。
- 2) 副室と主室の連絡口には絞り弁を配設し、カムによって上死点付近で開弁できるようになった。
- 3) 副室燃料弁の機械駆動化の設計を行い、電気的なリークによる誤作動を改善し、燃料流量の安定化を図れた。
- 4) 主室燃料供給には、ベンチェリーミキサー方式の設計を行い、燃料と吸入空気の

混合の改善を図れた。

- 5) 排気ガス通路に遮熱構造の排気マニホールドを配置し、排気ガスエネルギーの放散エネルギーを減少できた。
- 6) 熱交換器を配置し、副燃焼室に導入する燃料ガスの温度を制御できた。
- 7) 燃料導入口をシリンダーヘッドに配置し、主燃焼室のガスシール性を改良し、主、副燃焼室の連絡弁のステム部に、ポペット弁を配置するなどの改善を加え、単気筒エンジンでの不具合事項を解消できた。
- 8) 以上の改良を加えたエンジンの組立が完了し、分割シリンダーで最も難しいと言われる各気筒の段差の調整について徹底した組み合わせを実施した結果、各部の寸法差を0.1mm以下に調整でき、圧縮比を±0.1に設定できた。
- 9) 慣らし運転、初期燃焼試験を実施し、副燃焼室の燃焼、主燃焼室への火炎伝播等、単気筒エンジンでの試験結果と同等の結果を得られた。
- 10) 負荷を増加させる前に、6気筒エンジンの気筒間の温度のバラツキを確認し、端面の気筒と中央の気筒の壁面温度差約10°Cを圧縮比の調整により埋めるため、圧縮比の設定を変更した。
- 11) 測定値から全負荷時の壁面温度を予測し、単気筒試験時に設定した危険温度以下になるので、構造上問題無く、負荷を増加できることを確認できた。

### 5-3. コンパクト熱交換器の開発

ニッケルクローム金属多孔質体での接合条件の確立を目指したが、金属多孔質体の酸化が激しく、接合体の製作ができなかった。アルミナイズ処理においては、金属多孔質の目詰まり等の新たな課題が見つかった。したがって、当初目標としていた多段式の熱交換器本体の試験までは到らなかった。

今後、接合方法を変更し、アルミニウムを金属多孔質体の表面へコーティング、蒸着等を実施し、接合体の完成を目指さなければならない。

## 6. 目標値との比較と今後の見通し

### 6-1. 出力性能

出力の目標値は以下の通りである。

出力……………目標値：155kW（1,500rpm）

発電効率…目標値：38%（熱効率40%）

6気筒エンジンの試験では高負荷にすると、燃焼室壁面温度が高くなり、ノッキングが発生し、エンジンへの損傷がないように、壁面温度、EGR率、吸気温度等を変更しながら慎重に試験を進めた。そのため、多くの試験時間を要した。現状値は、次のとおりである。

出力……………現状値：89.8kW（1500rpm）

発電効率…現状値：35.9%（熱効率37.8%）

発電効率の現状値は、燃料負荷が低いので目標値に達していない。但し、出力が高いほど、効率は良くなるので、上記出力での熱効率であれば、出力目標値付近で、充分発電効率の目標を達成できると判断する。また、熱発生率、動力計のトルクから判断して、1/2出力までの燃焼状況については、本年度実施した単気筒エンジン試験結果とほぼ同等であるので、このまま負荷を増加すれば、6気筒エンジンは単気筒エンジンと同じ性能を得られると推測する。

単気筒エンジンの全負荷試験は900rpmで行った。これは、エンジンのバランスが悪いため、高回転運転が難しかったことによるが、この時の出力は、14.6kWであった。単気筒エンジンは、6気筒エンジンをベースに1気筒のみ改良したので、6気筒分のフリクションを背負っていた。所有の動力計は水動力計であるので、フリクションを計測することができなかった。そこで圧縮比 $\epsilon=16$  ポリトロップ数  $n=1.38$  で算出した理論熱効率 $\eta_{th}=65\%$ に対するフリクション係数を90%、線図係数を65~80%とし、正味平均有効圧を計算すると、978~1204kPaとなった。軸トルク、出力から換算した平均有効圧は、997.9kPaとなり、通常のディーゼルエンジンより、やや悪いが、諸条件を考えると妥当な値である。この時の熱効率は、37.6%（発電効率35.8%）であった。

負荷を変えた時の平均有効圧の変化を単気筒と6気筒で比較した結果を図6-1に示す。負荷の増加に対して変化する平均有効圧は、単気筒と6気筒で同一であった。

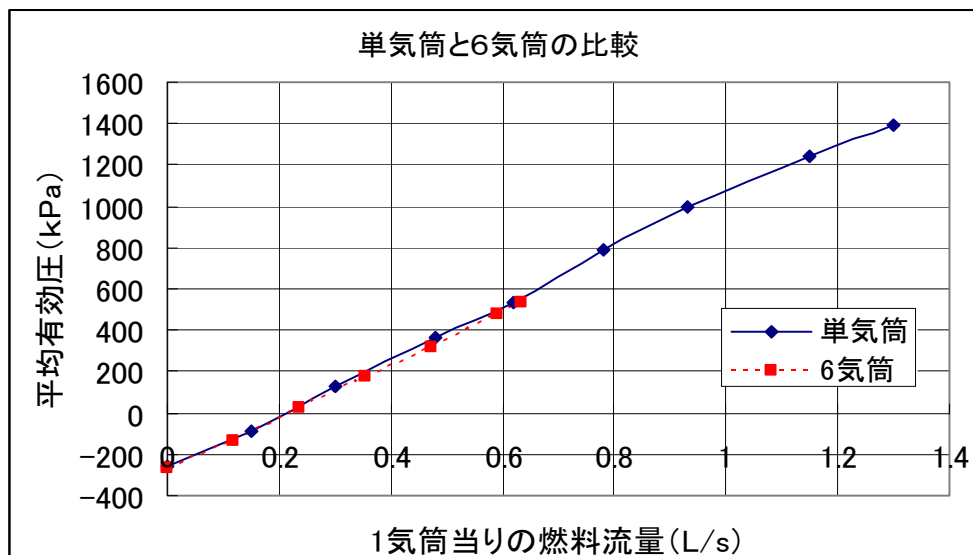


図 6-1. 単気筒と 6 気筒の平均有効圧比較

燃料の熱発生により、ピストンが仕事を受け、熱放散、排気熱、機械的フリクションにエネルギーが消費され、正味仕事が残る。本エンジンでは遮熱構造をとっているが、従来の経験から、放熱熱量分は排気ガス熱に移動し、正味仕事量への移動量は非常に少ない。また、機械的フリクションロスは通常エンジンとほぼ同等なので熱効率の良し悪しの評価基準は熱発生率のパターンを評価すればよい。

単気筒エンジンではノッキングを発生させないように、EGR、吸気温度を制御し、徐々に燃料流量を増加させ、高効率を得る熱発生率を探した。その結果、最大熱発生率は 500J/deg、熱発生期間は上死点直後 30deg 以内、熱発生率のピーク部分は出来るだけ山状に連続したほうが良かった。6 気筒エンジンの試験では、熱発生率を要求特性に合致するよう、エンジンの吸気温度、EGR 率、副燃焼室の絞り弁開度などの条件を選び試験した。また、エンジンの焼き付き事故を防止するため、シリンダー側壁温度、副室温度を監視して試験した。その結果、エンジン負荷 1/2 付近までの試験が終了し、目標とする性能が得られたが、エンジンの負荷が増加するにしたがって、排気ガス中の二酸化炭素濃度が増加するので、EGR 効果が顕著となり、ノッキングの抑制が容易になった。反面、吸気温度を 50°C以下に制御することが困難となった。上記の燃焼条件を探しながら、熱発生率と動力計の発生トルクを評価し得られた出力が、図 6-1 であり、単気筒エンジンで得られた性能曲線とほぼ一致することが明らかとなった。6 気筒エンジンの高負荷運転では、シリンダー側壁温度、吸気温度上昇が顕著となり、ノッキングが発生し易くなる。EGR と吸気温度のコントロールを進めて負荷を増加させれば、目標の出力と発電効率を得られるものと考えている。(図 6-2 参照)



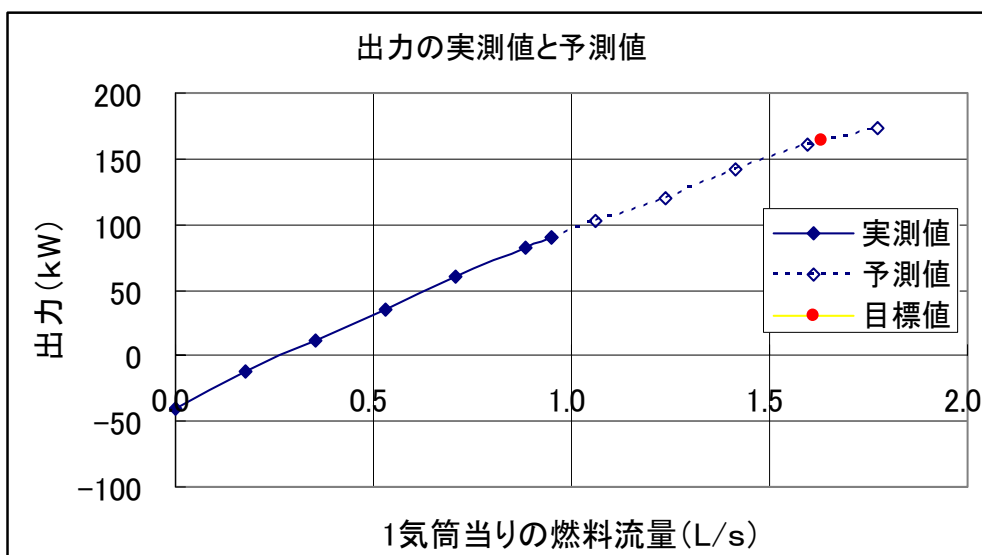


図 6-2. 出力の実測値と予測値

## 6-2. 排ガス性能

当開発に先立って決めた目標値を以下に示す。

NO<sub>x</sub> 排出量 ……目標値 : 0.10g/kWh

HC 排出量 ……目標値 : 0.17g/kWh

今期中に実施した排気ガス試験の現状値を以下に示す。

NO<sub>x</sub> 排出量 ……現状値 : 0.448g/kWh

HC 排出量 ……現状値 : 2.789g/kWh

出力が低い影響もあり、NO<sub>x</sub>、HC とともに、目標値に達しなかったが、NO<sub>x</sub> に関しては、国が定めた天然ガスエンジンでの平成 17 年度 10 月施行予定の技術指針による 1.0 g/kWh の半分以下であった。他の天然ガスエンジンと比較しても、良いレベルに到達しており、均一混合気 (HCCI 燃焼) の効果が現れていると考える。今後は、副室制御弁の開弁タイミングを上死点後にし、燃焼開始時期をリタードさせ、燃焼温度を下げることに、EGR の最適化と低吸気温度化を進めることにより、目標を達せるものと考えている。

HC の目標値は、平成 17 年度 10 月施行予定の国の技術指針と同じ値であるが、現状値は、目標値よりかなり高いレベルであった。目標値を達成させるためには、混合気の完全燃焼が困難なピストンとシリンダー間の隙間に侵入し、そのまま完全燃焼せずに排出する未燃燃料を低減させることが有効と思われるので、このデッドスペースに燃料混合気が入らないように、先ず空気だけを吸入し、次いで燃料を導入する方式を検討し、解決を図る。一方、本システムは熱エネルギー利用のため、排気後方に、触媒を付けて酸化させる等の方策も企画しており、これらの対策で対応できるものと考えている。

### 6-3. 熱交換器の性能

当開発に先立って決めた目標値を以下に示す。

熱交換器交換効率……………目標値：80%以上

熱交換器熱通過率……………目標値：280W/m<sup>2</sup>・K

本年度は、材質を変えての金属多孔質体と隔壁の接合体の製作までに到らず、評価は行われていないので、現状値は材質を変更する前の接合体での性能となる。

熱交換器交換効率……………現状値：80.5%

熱交換器熱通過率……………現状値：211W/m<sup>2</sup>・K

熱交換器交換効率は目標値を達成しているが、熱通過率は目標値に今少し達していない。原因は、金属多孔質体と隔壁に接合欠陥があることである。そこで、接合欠陥を補い、かつ、母材の熱伝導率を高くするアルミナイズ法を対策として考案した。しかし、アルミナイズ処理を行うためには、金属多孔質体と隔壁の材質を変更する必要があり、本年度に材質変更の接合体作製を試みたが、金属多孔質体の酸化によりうまくいかなかった。今後は、まず、接合を雰囲気置換で実施すること、コーティング法等の新規の方法による接合を試み、接合体を完成させることを目標に研究開発を進める予定である。



平成 16 年度 天然ガス改質船用遮熱エンジンの研究開発報告書

平成 17 年 3 月発行

発行 財団法人シップ・アンド・オーシャン財団  
業 務 部

〒105-0001 東京都港区虎ノ門 1-15-16 海洋船舶ビル  
TEL 03-3502-1828 FAX 03-3502-2033

本書の無断転載、複写、複製を禁じます。

ISBN4-88404-157-7