

博士論文

自励振動式蒸気エンジンの提案及び
その高性能化に関する研究

八束 真一

目次

目次

主な記号

第1章

序論	1
1.1 研究開発の背景.....	1
1.2 排気ガス熱を利用した排熱発電システムに対する要求仕様.....	3
1.2.1 動作温度	3
1.2.2 図示熱効率.....	6
1.2.3 重量	7
1.2.4 コスト	8
1.3 排熱発電システムの現状.....	9
1.3.1 蒸気エンジン.....	9
1.3.2 スターリングエンジン.....	12
1.3.3 熱音響エンジン.....	15
1.3.4 熱電変換素子.....	16
1.3.5 排熱発電システムの動作温度と発電効率の現状.....	18
1.4 要求仕様を満足する排熱発電システム実現のための考え方.....	19
1.4.1 理想のサイクル.....	19
1.4.2 新しい排熱発電システムを具現化するための方針.....	22
1.5 本研究の目的と構成.....	22

第2章

自励振動式蒸気エンジンの提案と原理の検証.....	24
2.1 新しい機器構成の提案.....	24
2.1.1 振動式エンジンの動作原理.....	24
2.1.2 相変化を用いる振動式エンジンの研究例.....	28

2.1.3	提案する機器の構成と動作.....	29
2.2	自励振動式蒸気エンジンの簡易設計.....	36
2.2.1	簡易設計に用いる解析手法.....	37
2.2.2	原理検証機の構成と各部の仕様.....	40
2.3	原理検証	43
2.3.1	可視化による動作観察.....	43
2.3.2	図示仕事の計測.....	44
 第3章		
	自励振動式蒸気エンジンの高効率化の指針導出.....	47
3.1	解析の概要	47
3.1.1	加熱部における気化モデルと蒸気発生量の算出.....	48
3.1.2	凝縮蒸気量の算出.....	51
3.1.3	解析の仮定と手順.....	52
3.2	円筒型自励振動式蒸気エンジンでの実験的検証.....	55
3.2.1	実験機	55
3.2.2	液膜からの蒸発を考慮することが性能予測に与える影響.....	56
3.3	図示熱効率の向上指針.....	60
3.3.1	円筒型自励振動式蒸気エンジンの熱損失の分析.....	60
3.3.2	加熱部の管直径が性能に与える影響.....	62
3.4	蒸気貯めの最適設計.....	66
3.4.1	蒸気貯め体積が性能に及ぼす影響.....	67
3.4.2	熱損失の分析.....	71
3.4.3	解析誤差の考察.....	72
 第4章		
	自励振動式蒸気エンジンの高効率化の検討.....	77
4.1	加熱部形状による図示熱効率の改善.....	77
4.1.1	平面型加熱部の構造.....	77
4.1.2	計測結果	80
4.1.3	考察	82
 第5章		

自励振動式蒸気エンジン加熱部の非定常温度計測.....	85
5.1 計測方法	85
5.1.1 計測装置の全体構成.....	85
5.1.2 高速温度計測センサの構成と製作方法.....	87
5.2 計測結果	90
5.2.1 高速温度計測の結果.....	90
5.2.2 熱流束の算出.....	93
第 6 章	
車載による燃費改善効果の見積もり.....	97
6.1 車両用の排熱発電システムの構成.....	97
6.2 排熱温度と質量流量の測定.....	98
6.3 排熱発電システムの駆動方法.....	101
6.4 燃費向上効果	102
第 7 章	
結論	106

参考文献

謝辞

図目次

図 1.1	日本の部門別 CO ₂ 排出量割合 ⁽¹⁾	2
図 1.2	運輸部門における輸送機関別 CO ₂ 排出割合 ⁽²⁾	2
図 1.3	自動車の消費エネルギーの内訳 ⁽³⁾⁽⁴⁾	3
図 1.4	2.4 L ガソリンエンジンの新 EU モードでの再生可能な熱量	4
図 1.5	加熱部温度とカルノー効率	5
図 1.6	加熱部温度と排熱発電システムの再生電力量の関係	5
図 1.7	燃費 20 km/L の車の場合の図示熱効率と燃費向上効果の関係	7
図 1.8	燃費向上効果 5 % の場合に，年間 1 万 km 走行するユーザが節約できる燃料 費	8
図 1.9	蒸気エンジンの構成	11
図 1.10	蒸気エンジンのサイクル線図	11
図 1.11	蒸気エンジンの加熱部温度と図示熱効率の関係	12
図 1.12	スターリングエンジンの構成	14
図 1.13	スターリングエンジンのサイクル線図	14
図 1.14	熱音響エンジンの構成	16
図 1.15	排熱発電システムの動作温度と発電効率の現状と目標仕様	18
図 1.16	理想のサイクル線図	21
図 1.17	動作温度と図示熱効率の関係	21
図 2.1	γ 型スターリングエンジン	25
図 2.2	スターリングエンジンの P V 線図	25
図 2.3	水スターリングエンジン	26
図 2.4	熱音響エンジンの構成と内部の圧力変動の分布	27
図 2.5	パルス管エンジン	28
図 2.6	自励振動式蒸気エンジンの構成	33
図 2.7	自励振動式蒸気エンジンの動作	35
図 2.8	ループタイプの写真	36
図 2.9	原理検証機の加熱部，冷却部の温度分布の仮定	39

図 2.10	蒸気の圧力と熱浸透深さ.....	39
図 2.11	図示仕事.....	41
図 2.12	加熱部体積に対する図示仕事及び膨張機の損失.....	42
図 2.13	原理検証機と計測部の構成.....	43
図 2.14	製作した原理検証機の写真.....	44
図 2.15	可視化観察の結果.....	45
図 2.16	P-V 線図.....	46
図 3.1	後退する過程で壁面上に液膜が取り残される様子 (Han & Shikazono ⁽⁹⁵⁾ より).....	48
図 3.2	加熱部の気化モデル.....	50
図 3.3	数値解析のフローチャート.....	54
図 3.4	各々の加熱温度における実験と数値解析で得られた P-V 線図.....	58
図 3.5	数値解析と実験における加熱温度と図示仕事の関係.....	58
図 3.6	数値解析と実験における加熱温度と加熱量の関係.....	59
図 3.7	数値解析と実験における加熱温度と図示熱効率の関係.....	59
図 3.8	気化及び凝縮の瞬時の熱交換量.....	61
図 3.9	飽和温度 - 比エントロピー 線図.....	62
図 3.10	高効率化指針の導出モデルの構成.....	64
図 3.11	管の直径及び長さに対する図示熱効率の関係.....	64
図 3.12	流路径と交換熱量の時間変化の関係.....	65
図 3.13	流路径と T-S 線図の関係.....	65
図 3.14	流路微細化が図示熱効率に与える影響の無次元数での整理.....	66
図 3.15	蒸気貯め体積と図示仕事の関係.....	68
図 3.16	蒸気貯め体積と図示熱効率の関係.....	68
図 3.17	蒸気貯め体積における実験と解析で得られた図示仕事.....	70
図 3.18	気化によって発生している蒸気の量及びタイミング.....	71
図 3.19	加熱部を 45 mm , 50 mm に伸ばした場合の図示仕事.....	73
図 4.1	平面型自励振動式蒸気エンジンの中空タイプ加熱部の構造.....	78
図 4.2	平面型自励振動式蒸気エンジンの焼結タイプ加熱部の構造.....	79
図 4.3	中空タイプ加熱部における加熱温度と図示熱効率の関係.....	80
図 4.4	焼結タイプ加熱部における加熱温度と図示熱効率の関係.....	81

図 4.5	中空タイプ加熱部における圧力変化とピストン位置の計測結果	81
図 4.6	焼結タイプ加熱部における圧力変化とピストン位置の計測結果	82
図 4.7	中空タイプ加熱部における飽和温度 - 比エントロピー線図	83
図 4.8	焼結タイプ加熱部における飽和温度 - 比エントロピー線図	83
図 5.1	実験装置の構成	86
図 5.2	薄膜白金温度センサの形状および寸法	88
図 5.3	薄膜白金温度センサの製作方法	89
図 5.4	製作したセンサの写真	89
図 5.5	温度に対するセンサの電圧出力の関係	90
図 5.6	温度計測結果	91
図 5.7	ピストン位置と圧力	92
図 5.8	センサを配置した位置での過熱度	92
図 5.9	数値解析モデル	94
図 5.10	加熱部での熱流束	95
図 5.11	実験及び数値解析でのピストン位置と圧力	96
図 5.12	数値解析における液膜厚さの時間変化	96
図 6.1	車両用の排熱発電システムの構成	97
図 6.2	平面型自励振動式蒸気エンジン発電システムの構成	98
図 6.3	新欧州走行モード(NEDC)の測定結果	99
図 6.4	アメリカンハイウェイモード(HWFET) の測定結果	100
図 6.5	車両における排熱発電システムの計算フロー	101
図 6.6	新欧州走行モードでの発電量の見積もり結果	103
図 6.7	アメリカンハイウェイモードでの発電量の見積もり結果	104
図 6.8	アメリカンハイウェイモードにおける加熱部との熱交換後の排気ガス温度	105

表目次

表 2.1	振動式エンジンのディスプレイサの具現化手段別の分類	29
表 2.2	原理検証機の仕様	42
表 3.1	実験機の仕様	55
表 3.2	Wagner and Pruß の式の水の場合の定数	75
表 3.3	Wagner and Pruß と理想気体の状態式と熱物性値集の飽和圧力の比較	76
表 5.1	実験機の仕様	87

主な記号

A_p : 固体ピストンの断面積
 A_{hs} : 加熱面の総面積
 a : 蒸気の温度伝導率
 b : 車両の加速度
 Bo : ボンド数
 Ca : キャピラリー数
 C_a : 空気抵抗係数
 C_{pl} : 液体の比熱
 C_{p_g} : 排気の比熱
 D : 管内径
 g : 重力加速度
 G : 加熱部への体積流量
 h : エンタルピー
 h_{fg} : 蒸発潜熱
 h_v : 気化時の熱伝達率
 m_g : 蒸気量
 m_{g_b} : 瞬時の蒸気発生量
 M : 水の分子量
 P : 自励振動式蒸気エンジンの圧力
 Pr : プラントル数
 Q_c : 冷却部の熱流束
 Q_{cr_z} : サブクールがあるの限界熱流束
 Q_{cr_k} : サブクールが無い場合の限界熱流束
 Q_e : 電気ヒータによる加熱量
 Q_f : 液膜の蒸発によって生じる熱流束
 Q_p : 核沸騰によって生じる熱流束
 Q_{therm} : 排気熱量
 R : 気体定数

R_d : 走行抵抗
 R_a : 空気抵抗
 R_r : ころがり抵抗
 R_e : 勾配抵抗
 R_c : 加速抵抗
 S : 液膜の面積
 S_c : 蒸気と冷却部の内壁が触れ合う面積
 S_{ve} : 車両前面投影面積
 t : 時間
 T : 温度
 T_g : 排気温度
 T_{hs} : 平面型自励振動式蒸気エンジンの加熱部の温度
 T_{LP} : 液体ピストンの温度
 T_{w_c} : 蒸気の温度
 T_s : 冷却部の内壁に取り残した液膜の温度
 V : 蒸気空間の体積
 V_{ac} : 蒸気貯め体積
 V_{hs} : 加熱部の体積
 V_p : ピストンの容積の時間的な変化
 V_{pi} : ピストンの行程容積
 V_{ve} : 車両走行速度
 W : 図示仕事
 W_{el} : 電気エネルギー
 W_{ve} : 車両総重量
 ΔW_{ve} : 駆動機構の回転部分の慣性相当重量
 x : 固体ピストン位置
 α_c : 凝縮熱伝達率
 α_h : 気化熱伝達率
 δ : 熱浸透深さ
 δ_0 : 液膜厚さ

δ_c : 冷却部の内壁に取り残された液膜厚さ

η_{el} : インバータ等の電気回路の効率

η_{exp} : 図示仕事から軸出力に変換する効率

η_{gen} : 軸出力を電気に変換する効率

η_{pv} : 回収した熱を図示仕事に変換する効率

η_t : 排気熱の回収率

θ : 坂路勾配

 : 水の熱伝導率

 : 動粘性係数

μ : ころがり抵抗係数

 : 密度

 : 表面張力

ω : 角速度

添え字 l は液体 , v は気体 , w は壁面 , s は飽和状態を表す .

第 1 章

序論

1.1 研究開発の背景

化石燃料の枯渇や地球温暖化の防止などを背景に、エネルギー利用効率向上の重要性が高まっている。図 1.1 に、日本の部門別 CO₂ 排出量割合⁽¹⁾を示す。本図からわかる通り、運輸部門の CO₂ 排出量は、日本全体の CO₂ 排出量の約 2 割を占める。図 1.2 に、運輸部門における輸送機関別 CO₂ 排出割合⁽²⁾を示す。これらから、自動車の燃費向上は我が国の CO₂ 排出量の削減に大きく貢献することができる。

自動車の消費エネルギーの内訳は、図 1.3 の熱勘定図に示すように軸出力が約 30 %、排気ガス損失が約 30 %、冷却水損失が約 30 %、その他 10 %ということが一般的に知られており⁽³⁾⁽⁴⁾、約 60 %が排熱として捨てられている。このうち温度の高い排気熱は、大きなエネルギー再生量を期待できる。このエネルギーを電気に変換すると、バッテリーに貯蔵できることや、これから増加する自動車内の電力消費（モーター、ECU、カーナビ）に対応しやすいことから、排熱発電システムは排気熱を有効利用するための中核技術である。一方で、ハイブリッド車に見られるような内燃機関の効率向上による排気ガス温度の低下や、各自動車メーカーがこれから推進しようとしている車重 10～15 %低減という軽量化の流れから、排熱発電システムを車に搭載するには、従来の方式では達成困難な非常に厳しい要求仕様が課されることが予想される。この要求仕様を満足する排熱発電システムは、工場などの廃熱利用⁽⁵⁾にも非常に有効だと考えられる。

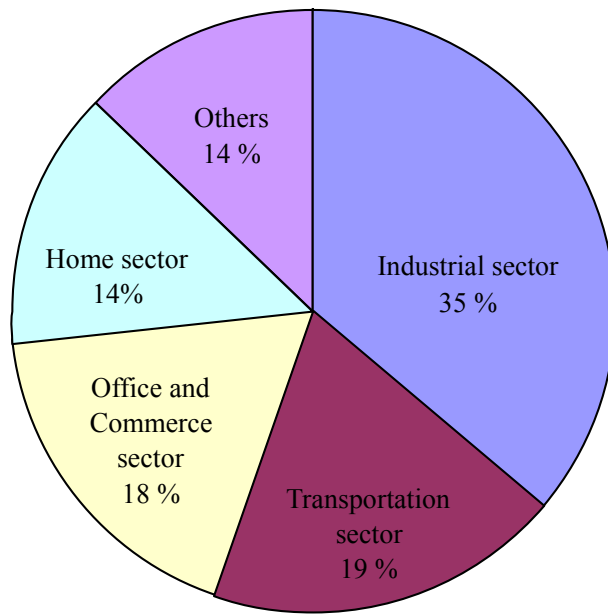


図 1.1 日本の部門別 CO₂ 排出量割合⁽¹⁾

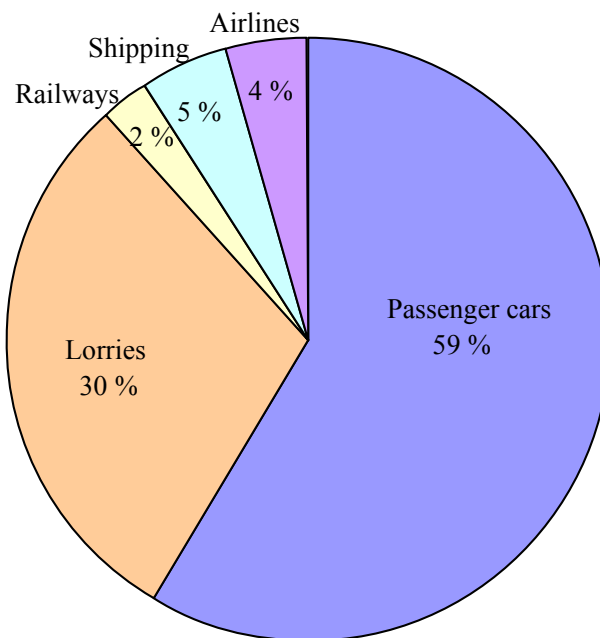


図 1.2 運輸部門における輸送機関別 CO₂ 排出割合⁽²⁾

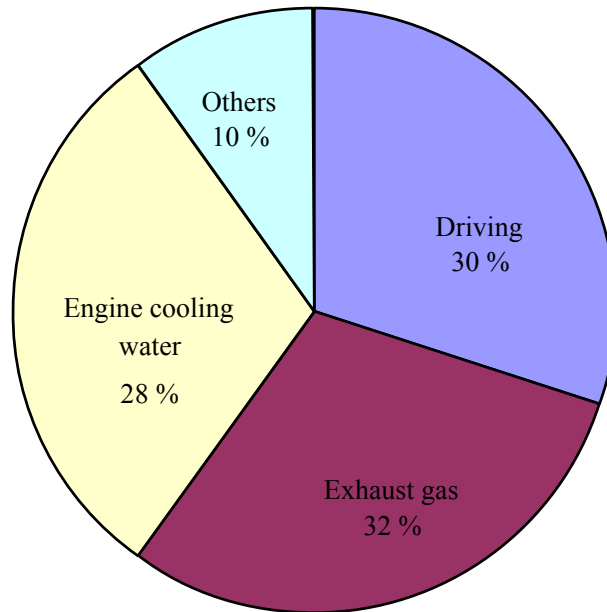


図 1.3 自動車の消費エネルギーの内訳⁽³⁾⁽⁴⁾

1.2 排気ガス熱を利用した排熱発電システムに対する要求仕様

排気熱を利用した排熱発電システムを車に搭載するためには、動作温度、図示熱効率、重量、価格を満足する必要がある。以下、これらの要求仕様の目安について説明する。

1.2.1 動作温度

図 1.4 に、2.4 L ガソリンエンジンで新 EU モードにて走行した場合に再生可能な熱量⁽⁶⁾を示す。熱量は、吸入した空気量と触媒下流の排気管内部に挿入した熱電対で取得した排気ガス温度から求めた。横軸は温度であり、排熱発電システムの高温側の加熱部温度とした。縦軸の再生可能な熱量は、熱交換のための温度差を考慮して排熱量の 80 % が回収できると仮定して算出した。500 を超える排ガスはほとんど存在せず、400 以下の排ガ

スの熱量が、全熱量の 80 %を占める。図 1.5 に、加熱部温度とカルノー効率の関係を示す。排熱発電システムでロスがないと仮定し、排熱発電システムの効率としてこのカルノー効率を適用し、再生可能な熱量を乗じると、排熱発電システムの再生電力量が算出できる。図 1.6 に、加熱部温度と排熱発電システムの再生エネルギー量の関係を示す。エンジンの冷却水で排熱発電システムを冷却することを想定し、低温側の熱源温度は、90 として求めた。加熱部の温度を上げるに従い、再生可能熱量は減少するがカルノー効率上昇するため、再生電力量は、ピークをもつ。再生電力量をできるだけ多くするためには、加熱部温度は 250 ~ 300 が望ましい。

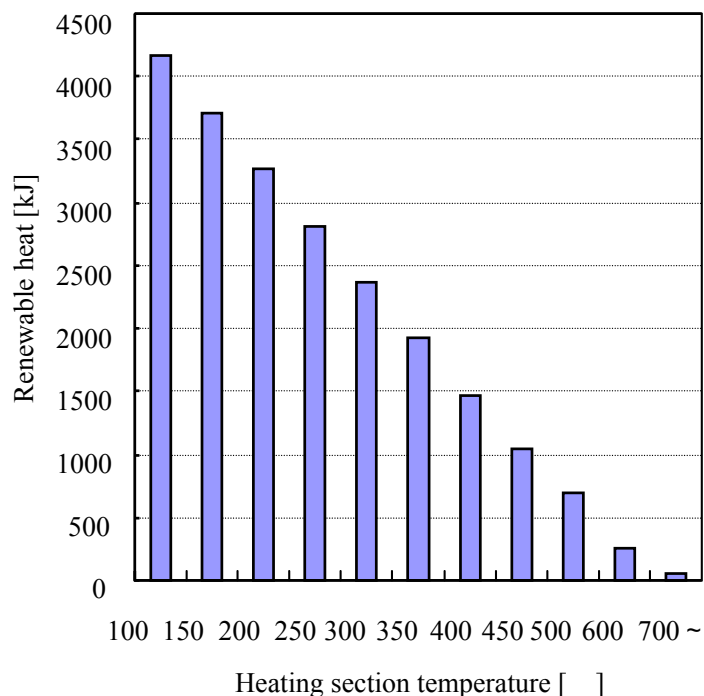


図 1.4 2.4 L ガソリンエンジンの新 EU モードでの再生可能な熱量

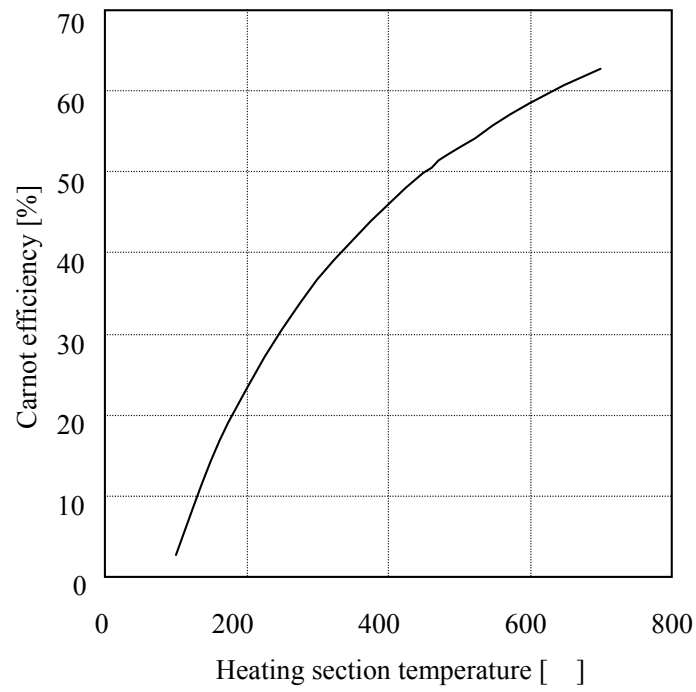


図 1.5 加熱部温度とカルノー効率

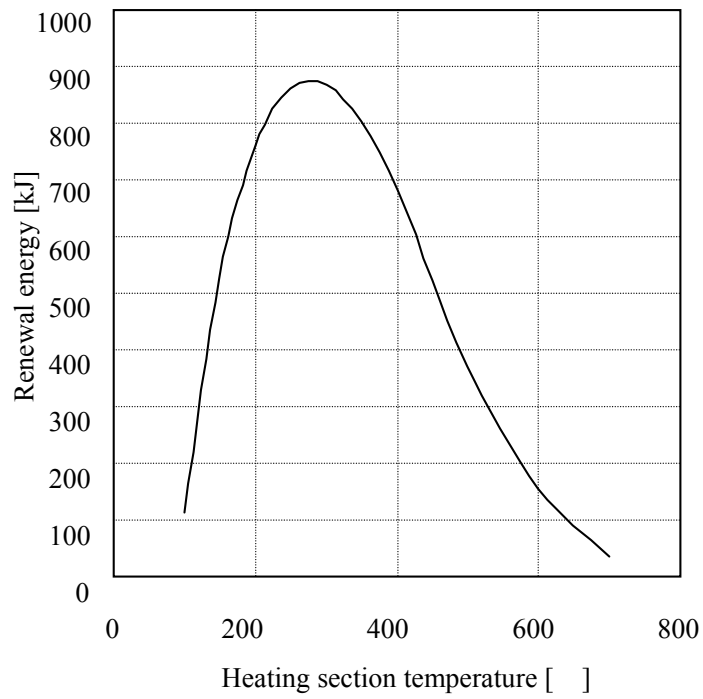


図 1.6 加熱部温度と排熱発電システムの再生電力量の関係

1.2.2 図示熱効率

図 1.7 に、燃費 20 km/L の車の場合の図示熱効率と燃費向上効果の関係を示す。排気熱と電気エネルギーの関係は、式(1.1)のようになる。

$$W_{el} = Q_{therm} \times \eta_t \times \eta_{pv} \times \eta_{exp} \times \eta_{gen} \times \eta_{el} \quad (1.1)$$

ここで、 W_{el} は電気エネルギー、 Q_{therm} は排気熱量、 η_t は排気熱の回収率、 η_{pv} は回収した熱から図示仕事に変換する効率、 η_{exp} は図示仕事から軸出力に変換する効率、 η_{gen} は軸出力を電気に変換する効率、 η_{el} はインバータ等の電気回路の効率である。この電気エネルギーがハイブリッド車で直接走行に使われると仮定し、図 1.6 に示す燃費向上効果を求めた。また、排気熱の回収率を $\eta_t = 80\%$ 、図示仕事から軸出力に変換する効率を $\eta_{exp} = 80\%$ 、軸出力を電気に変換する効率を $\eta_{gen} = 80\%$ ⁽⁷⁾、インバータ等の電気回路の効率を $\eta_{el} = 90\%$ ⁽⁸⁾、走行用のモータの効率を 90% ⁽⁹⁾とし、その他の損失がないと仮定した。

燃費 20 km/L の車の場合、燃費を 21 km/L にするためには、図 1.7 から、回収した熱から図示仕事に変換する効率である図示熱効率 η_{pv} は約 10 % 必要となることがわかる。これは動作温度が 250 の場合、カルノー効率の 35 % に相当し、300 以下で動作する外燃にとってかなり高い目標である。しかしながら、エネルギー利用効率向上機器の目指すべき効率と考える。なお、本論文中の図示熱効率は、この回収した熱から図示仕事に変換する効率 η_{pv} を指す。

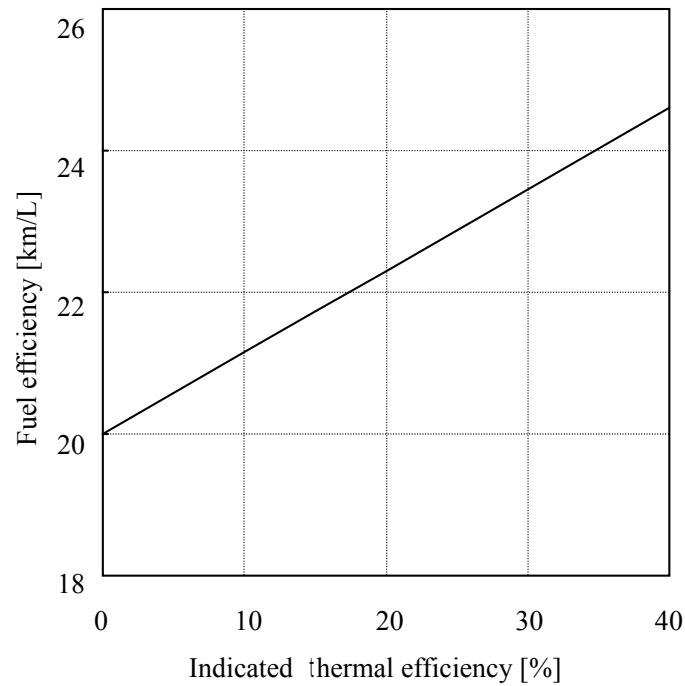


図 1.7 燃費 20 km/L の車の場合の図示熱効率と燃費向上効果の関係

1.2.3 重量

車両の走行抵抗には、式 (1.2), (1.3), (1.4), (1.5), (1.6) に示すように、空気抵抗、ころがり抵抗、勾配抵抗、加速抵抗がある。

$$R_d = R_a + R_r + R_e + R_c \quad (1.2)$$

$$R_a = C_a \times S_{ve} \times V_{ve}^2 \quad (1.3)$$

$$R_r = \mu \times W_{ve} \quad (1.4)$$

$$R_e = W_{ve} \times \sin \theta \quad (1.5)$$

$$R_c = \frac{b}{g} \times (W_{ve} + \Delta W_{ve}) \quad (1.6)$$

ここで、 R_d は走行抵抗、 R_a は空気抵抗、 R_r はころがり抵抗、 R_e は勾配抵抗、 R_c は加速抵抗、 C_a は空気抵抗係数、 S_{ve} は車両前面投影面積、 V_{ve} は車両走行速度、 μ はころがり抵抗係数、 W_{ve} は車両総重量、 θ は坂路勾配、 b は車両の加速度、 g は重力加速度、 ΔW_{ve} は駆動機構の回転部分の慣性相当重量である。上式からわかるように、ころがり抵抗、勾配抵抗、加速抵抗は、車両の重量に比例して増大するため、重量は燃費に大きな影響を与える。一般的な乗用車の重量は 1~1.5 トンであり、その重量が 100 kg 重くなると、燃費が約 1 km/L 低下⁽¹⁰⁾することが知られている。第 1.2.2 項の例のように燃費向上効果が 5 %の場合、車載することによる重量増が燃費向上効果を妨げないようにするには、排熱発電システムの重量を 10 kg 程度以下にする必要がある。

1.2.4 コスト

図 1.8 に、第 1.2.2 項で述べた燃費向上効果 5 %の場合に、1 年間で 1 万 km 走行するユーザが燃費向上により節約できる燃料費と燃費の関係を示す。ガソリン代は 150 円/L

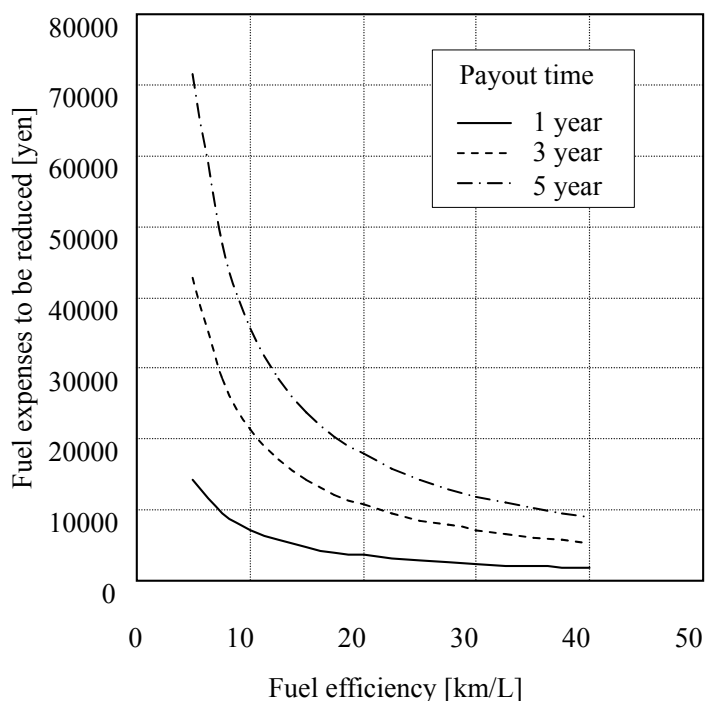


図 1.8 燃費向上効果 5 %の場合に、年間 1 万 km 走行するユーザが節約できる燃料費

とした．例えば，第 1.2.2 項の例のように，燃費 20 km/L が 21 km/L に改善したとすると，1 年で 4000 円程度のガソリン代の節約になる．3～5 年で回収するためには，価格は 1～2 万円程度にしなければ，購入意欲を喚起できないと考えられる．

1.3 排熱発電システムの現状

排熱発電システムには，外燃機関，あるいは直接熱から電力に変換する熱電素子⁽¹¹⁾⁽¹²⁾がある．本研究で対象とする外燃機関には，蒸気エンジン，スターリングエンジン，熱音響エンジンがある．前節で求めた要求仕様と照らし合わせながら，各排熱発電システムの特徴をまとめる．

1.3.1 蒸気エンジン

図 1.9 に，蒸気エンジンの概略の構成⁽¹³⁾を示す．ランキンサイクルとも呼ばれる．図 1.10 にサイクル線図を示す．圧縮過程 (1 2) で水をポンプにより昇圧しボイラに送る．ボイラでは，水を加熱 (2 3)，蒸発 (3 4) させ，その蒸気をさらに過熱 (4 5) する．次にタービンやピストンで蒸気を膨張 (5 6) させて仕事を取り出す．そして，復水器で凝縮 (6 1) して液相の水となる．ピストン式の蒸気エンジンは，イギリスのニューコメン (1663～1729) によって発明⁽¹⁴⁾された．この蒸気エンジンは，シリンダーに蒸気を送り込み，次に冷却すると蒸気が凝縮して真空となることで，大気の利用してピストンを動かす．ジェームズ・ワット (1736～1819) は，この蒸気エンジンにコンデンサーを付ける発明で図示熱効率を向上させ，さらに高圧化することで図示熱効率を飛躍的に向上させた⁽¹³⁾．その後，ウィリアム・ジョン・ランキン (1820～1872) によってこのサイクルの理論⁽¹⁵⁾が提唱された．実用的な蒸気タービンが発明されたのは遅く，グスタフ・ド・ラヴァル (1845～1913) によって 1882 年に概念が確立⁽¹⁶⁾され，1887 年に試作された．さらに，蒸気エンジンは，図示熱効率向上のため，タービンを多段化する再熱サイクル⁽¹⁷⁾やタービンの高圧部から蒸気の一部を抽出し，ボイラへの給水の加熱に使う再生サイクル⁽¹⁸⁾などへと発展していくが，本研究では，簡素な構成で図示熱効率の向上を追及してい

くためこれ以上は言及しない。また、オーガニックランキンサイクル⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾⁽²¹⁾など低沸点の作動流体を使い、相変化を用いることで低温度差で発電できるという特徴を生かし、100～150℃という低い加熱部温度で図示熱効率を向上させる試みも行われている。

図 1.11 に、蒸気エンジンの加熱部温度と図示熱効率の関係を示す。車への搭載を狙っていることからエンジン冷却水で冷却することを想定し、低温側の熱源温度を 90℃とした。図からわかるように、カルノー効率と比較して図示熱効率が低下する。この図示熱効率の低下は、主にタービンをエロージョンから防止⁽²²⁾するためにタービン入口での蒸気の過熱を要することによる。レシプロ式でもピストンや軸受けの潤滑や制御性⁽²³⁾を良くするため過熱させる。茨木ら⁽²³⁾は、小型化に向き、かつ単段で膨張比を高く取れるレシプロ式で車載試験まで行った。高速走行などの排気熱の温度が高い時は出力が得られているが、過熱を要するため通常の走行モードではほとんど出力が得られていない。BMW もターボスチーマー⁽²⁴⁾と名付けて開発を進めているが、まだ車への搭載に至っておらず、課題は小型化と簡素化としている。詳細は説明されていないが、過熱を行う熱交換器が大きいことが課題の 1 つだと考えられる。このように蒸気の過熱を要することは、図示熱効率を低下させるだけでなく、熱交換器の大型化にもつながり重量やコストの増加を招く。また、レシプロ式は高圧と低圧を切り替えるためのバルブが必要となる。

過熱を用いない蒸気エンジンとして、神戸製鋼のスチームスター⁽²⁵⁾がある。この蒸気エンジンは過熱を必要としないため、図示熱効率が高く運転できるが、スクリュウ膨張機を用いているため非常に高精度な加工技術を要し、コストが高い。また、前節で述べた加熱部温度である 250～300℃と冷却部温度 90℃で高い図示熱効率を追求すると高膨張比化が必須となり、2～3 段の多段化が避けられず、重量やコストの増加を招く。また、どれにも共通する水ポンプも膨張機・発電機と同等の部品を要するため、重量やコストの増加を招く。

以上のように、蒸気エンジンは、相変化を用いるため、他の外燃機関に比べ出力密度を向上させやすい一方で、レシプロ式ではバルブ、タービン式やスクリュウ式では多段化が必要になる。また、水ポンプによるコスト増加や、過熱による図示熱効率の低下と熱交換器の大型化が課題となる。

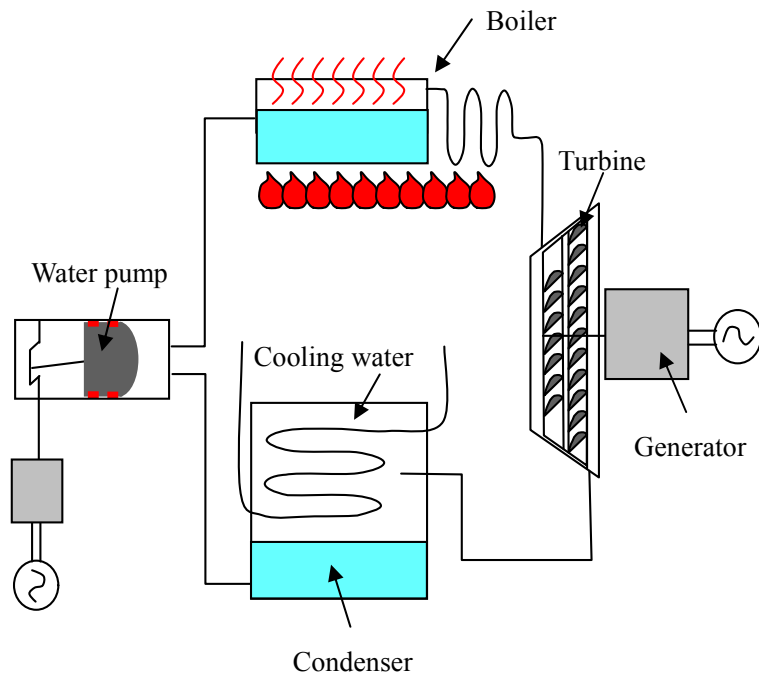


図 1.9 蒸気エンジンの構成

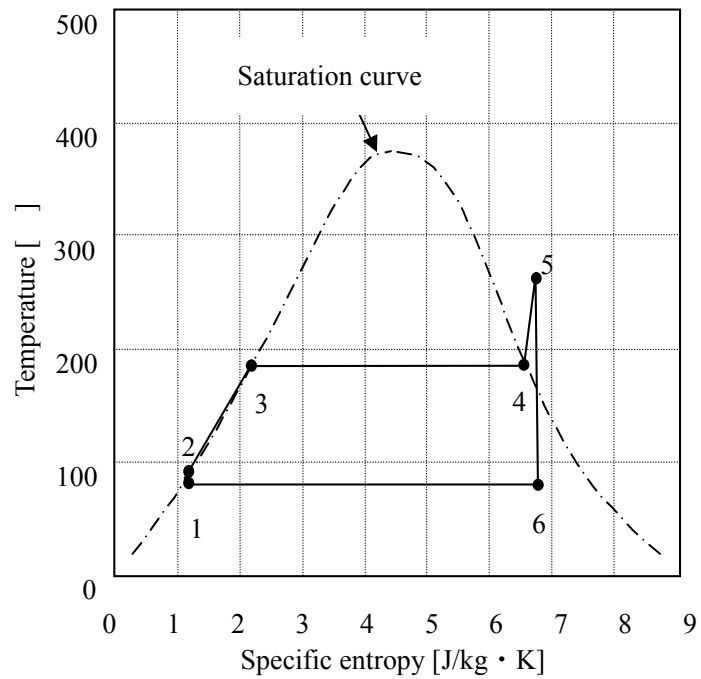


図 1.10 蒸気エンジンのサイクル線図

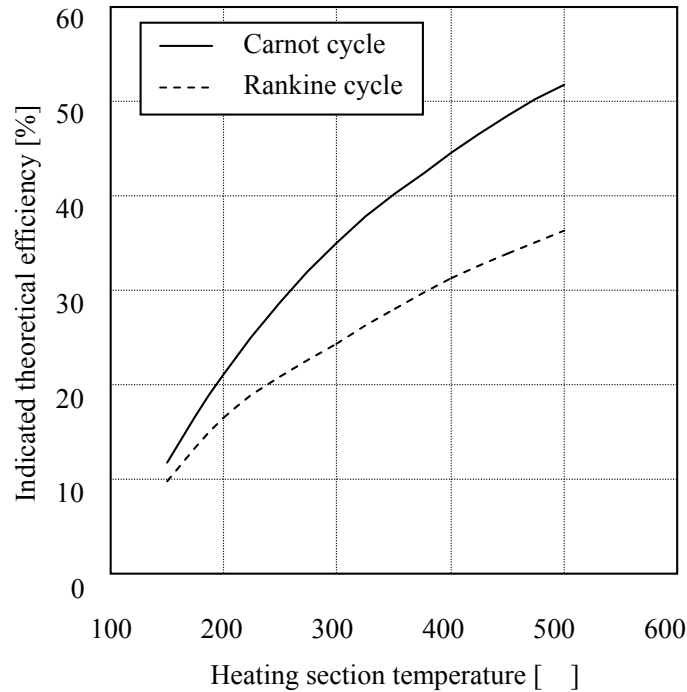


図 1.11 蒸気エンジンの加熱部温度と図示熱効率の関係

1.3.2 スターリングエンジン

図 1.12 および図 1.13 に、それぞれスターリングエンジンの構成⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾とサイクル線図を示す。ヘリウムガスは圧縮ピストンで圧縮(1→2)され、再生器を通過して加熱(2→3)される。加熱器の先に配置された出力ピストンでヘリウムガスは膨張(3→4)し、出力ピストンが加熱器に向かって動き始めると再生器を通過して冷却器へ移動(4→1)して冷却される。このエンジンは、ロバート・スターリング(1790~1878)によって1815年に発明された⁽²⁸⁾。ジョン・エリクソン(1803~1889)が1850年ごろに実用的なスターリングエンジンを製造し販売したが、高压で高出力の蒸気エンジンの発達により衰退した。これは、当時のスターリングエンジンが1 MPa程度の空気を封入したもので、加熱部温度も500程度だったため、体積の割に出力が小さかったためである。90年ほど経過した1938年に、静粛性に着目し、軍用の小型発電機として用いることを目的に、Philips社の

ロエルフ・マイヤーが研究を開始した⁽²⁹⁾⁽³⁰⁾⁽³¹⁾。その後、第 2 次世界大戦の終結などで必要性が失われたが、その成果は、逆サイクルのスターリング冷凍機⁽³²⁾として実用化された。1970 年代には、車用⁽³³⁾⁽³⁴⁾や船用⁽³⁵⁾のエンジンとしての開発が盛んに行われたが、コスト低減の見通しが立たず⁽³⁶⁾、商品化は見送られた。その後は、エンジン排熱を利用するエネルギー利用効率向上の機器として「ムーンライト計画」⁽³⁷⁾⁽³⁸⁾の一環として、また、追尾式の皿型集光器と組み合わせた太陽熱発電システム⁽³⁹⁾として研究開発されたが、他の例と同様にコスト面で商品化に結びついていない。現在は、コージェネレーション⁽⁴⁰⁾への適用などを目指し、研究開発が続けられている。

完全な再生を行うスターリングエンジンはカルノーサイクルと同じ効率となるため、図示熱効率は高い⁽⁴¹⁾。また、駆動部分をリンクでまとめれば小型化しやすく、プロマテリアル社のように最大出力 0.3 kW で重量が 13 kg で製作可能である⁽⁴²⁾。一方で、加熱部の温度が 700 ~ 1000 の高温では、高い図示熱効率で動作するが⁽⁴³⁾⁽⁴⁴⁾⁽⁴⁵⁾⁽⁴⁶⁾、加熱部温度が 250 ~ 300 では、図示熱効率が大きく低下してしまう⁽⁴⁷⁾。参考文献にあるように、加熱部と作動流体間に 70 ~ 90 の温度差がついてしまうことに起因する。作動流体がヘリウムなどの気体であることや、1 サイクルに要する時間の数分の 1 の時間内に熱交換する必要があるためである。この温度差は、加熱部の温度が高ければある程度無視できるが、加熱部温度が 250 ~ 300 では無視できない。さらに、ヘリウムという非常に漏れやすい気体をシールしなければならないため、ピストンとシリンダーの間を 5 ~ 10 μm というクリアランスで管理するなどの高度なシール技術が必要となる⁽⁴⁸⁾⁽⁴⁹⁾。

以上のように、スターリングエンジンは小型で加熱部の温度が 700 ~ 1000 の高温では図示熱効率は高いが、加熱部温度が 250 ~ 300 という温度領域での大幅な図示熱効率の低下と、ヘリウムのシール技術の高いコストが課題となる。

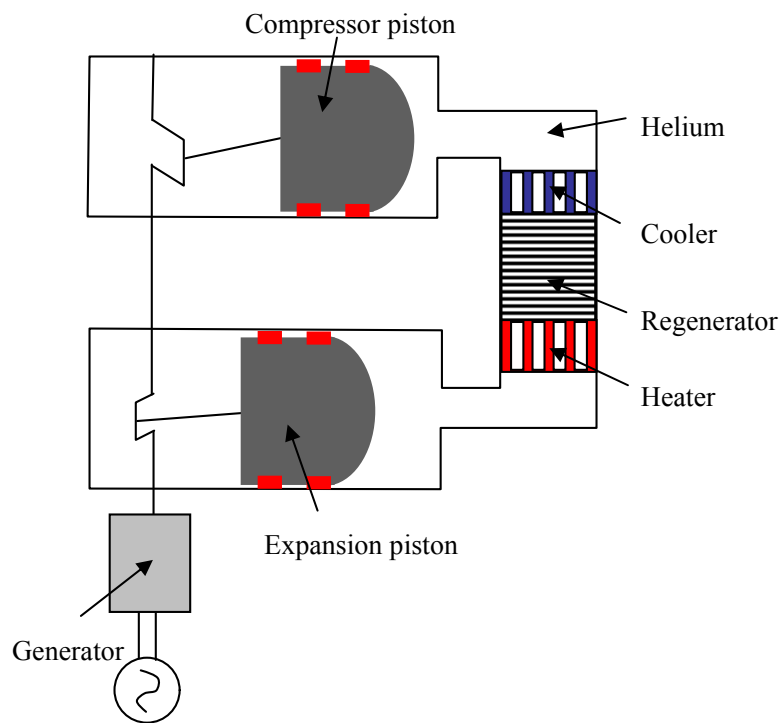


図 1.12 スターリングエンジンの構成

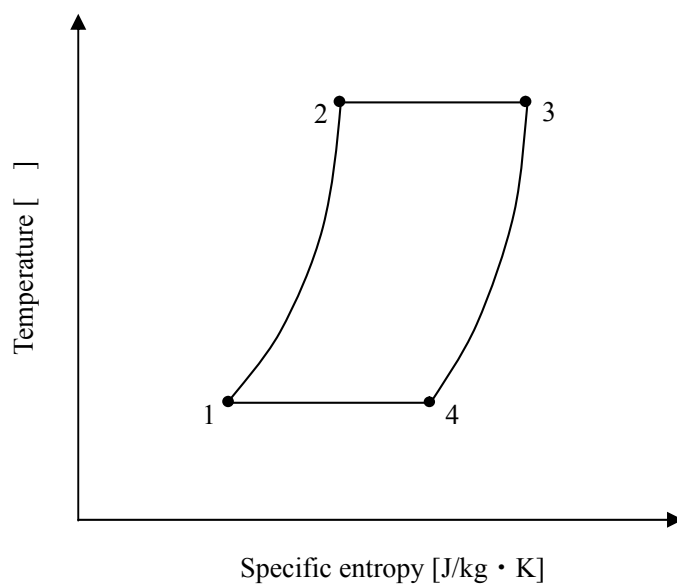


図 1.13 スターリングエンジンのサイクル線図

1.3.3 熱音響エンジン

図 1.14 に、熱音響エンジンの概略の構成⁽⁵⁰⁾を示す。熱音響エンジンは自励振動型の熱機関で、熱音響現象⁽⁵¹⁾を利用している。熱音響現象は古くはレイケ管⁽⁵²⁾として知られている。このレイケ管は、金網数枚と中空の管だけで構成され、金網を加熱すると自励振動が始まり、音が鳴る。管壁と流体の不可逆な熱交換で動作するため図示熱効率が悪い。これをスターリングエンジン内の圧力・流速変動の位相差と同じ可逆的な熱交換になるように、スターリングエンジンのディスプレイサに相当するピストンを気柱音波で置き換えることを 1979 年に Ceperley が提案した⁽⁵³⁾。1998 年に矢崎らがループ型熱音響エンジンで図示熱効率を大幅に向上させ、さらに 1999 年に Backhaus らがループ管に共鳴管を付け、カルノー効率比 30 %という実用的なところまで飛躍的に図示熱効率を向上させた⁽⁵⁴⁾。歴史が浅く、まだ実用化に至っていないが、理論解析⁽⁵⁵⁾⁽⁵⁶⁾や計測⁽⁵⁷⁾、応用研究⁽⁵⁸⁾が進められている。

熱音響エンジンもロスがないと仮定すると、スターリングエンジンと同様にカルノーサイクルと同じ熱効率となるため、図示熱効率は高い。また、自励振動で動作するため、蒸気エンジンやスターリングエンジンにおける圧縮ピストンや水ポンプのような圧縮用の装置が不要で、構成が簡素となる。しかしながら、スターリングエンジンと同じ理由で高い加熱部温度を必要とする。さらに、気柱の共鳴を必要とするため、共鳴管が 4 m と非常に長く、また図示熱効率を高めるため高圧化すると共鳴管の重量増が著しく、筆者の研究においても、50 W の発電で 100 kg を超える重量となった⁽⁵⁹⁾。理論解析からもこれを大幅に改善することは難しい。

以上のように、熱音響エンジンは加熱部の温度が 700 ~ 1000 の高温では図示熱効率が高く、自励振動で動作するため構成が簡素になる。一方、加熱部温度が 250 ~ 300 という低い温度領域での大幅な図示熱効率の低下と、図示熱効率を向上させるための共鳴管による重量増が課題となる。

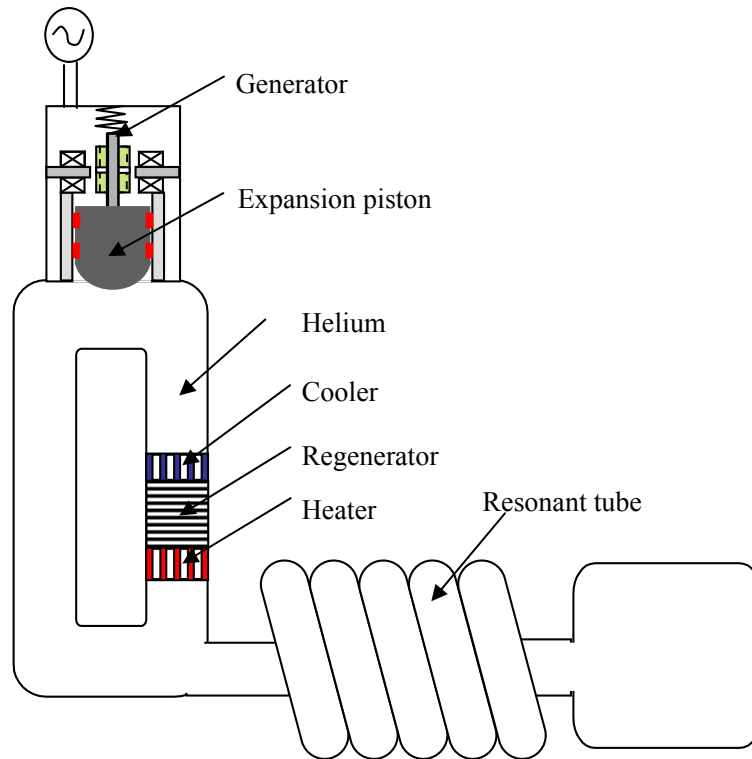


図 1.14 熱音響エンジンの構成

1.3.4 熱電変換素子

金属棒の内部に温度差があると両端に電位差が生じる．この現象は 1821 年に Thomas Johann Seebeck によって発見され，ゼーベック効果として知られている．金属におけるゼーベック効果は，起電力が小さいため，熱電対に代表される温度センサとして使われている．一方，1929 年に A. F. Ioffe が半導体を用いることにより，エネルギー変換効率が飛躍的に向上させられることを理論的に示したことから，p 型 n 型半導体を接合した熱電変換素子の研究が本格的に開始した．1940 年代には，亜鉛・アンチモン（ZnSb 化合物半導体）とコンスタンタン（CuNi 合金）を組み合わせた熱電素子で，無線通信が行われた⁽⁶⁰⁾．1950 年代には，キャリア移動度が高く，電気的な性質が良好な半導体で，熱伝導率を低くするために重元素で構成されている Bi_2Te_3 ⁽⁶¹⁾ や PbTe ⁽⁶²⁾ などが研究された．代表的な物質は室温程度～200 では Bi_2Te_3 系，300～600 では Pb-Te 系，400～1000 では Si-

Ge⁽⁶³⁾系である。その後、研究の中心は新物質探索から既存の材料・システムの最適化に移ったが、90年代になって、熱電材料の探索が再び活発に行われるようになった。その理由は、G.A. Slack によってガラスのように熱が伝わりにくく、結晶のように電気が良く流れるというフォノン・ガラスという概念が提唱され⁽⁶⁴⁾、その考えに基づいてスクッテルダイト化合物⁽⁶⁵⁾やクラスレート化合物⁽⁶⁶⁾のような新しい半導体材料の研究が進められたためである。スクッテルダイト化合物は、鉱物の CoAs₃ を産出したノルウェーの地名に由来する。その化合物の仲間である Co や Sb からなる TX₃ のすきまに La などの希土類やアルカリ土類金属原子が入った AT₄X₁₂ は、充填スクッテルダイトと呼ばれる。この充填スクッテルダイトの中で、La が入ったカゴと空のカゴがランダムに配列している場合に、長波長のフォノンがよく散乱され熱伝導率を一桁小さくすることができ、熱電性能が飛躍的に向上する。クラスレートは、Si, Ge, Sn などの共有結合で形成されるナノメートル以下のカゴ状構造の中に、アルカリ、アルカリ土類金属、ハロゲンが入りこんだ構造をしている。このカゴ状構造の中のゲスト原子の振動による熱の散乱が、熱伝導を抑え、熱電性能を大幅に向上させる。

これらの材料を用いて素子を並列に配置して大出力化することや、カスケードに構成して温度差を拡大して発電効率向上を図るなどモジュール化技術も発展した。これらの技術を用い、自動車での排熱発電の研究例では、Bi-Te 系を用いて排熱温度 583 ℃ で、発電出力 193 W、発電効率 2.9 %が得られている⁽⁶⁷⁾。また、自動車より低いバスやトラックのディーゼルエンジンの排熱を対象として、Bi-Te 系で排熱温度 300 ℃ で、発電出力 1.1 kW、発電効率 3.4 %が得られている。この時のシステム重量は 69.4 kg で、システム価格の試算結果は 56 万円である⁽⁶⁸⁾。

熱電素子は、可動部がないため長寿命であること、熱から電気への直接変換するためクリーンで静かであること、スケール効果がないため小型で少量の熱エネルギーも電気に変換できることなどの特徴がある。一方で、現在実用化されている熱電素子の世界最高レベルは、株式会社 KELK の BiTe 系の熱電素子で、高温電極温度 280 ℃、低温電極温度 30 ℃ で、発電効率 7%を達成している⁽⁶⁹⁾が、排熱発電に用いるためにはまだ十分でない。また、熱電素子と材質の異なる熱交換器と間の熱抵抗や接合による信頼性確保やコストや重量にも課題がある。

1.3.5 排熱発電システムの動作温度と発電効率の現状

図 1.15 に、排熱発電システムの動作温度と発電効率の現状と目標値を示す。本研究では、小型を対象としているため、10 kW 以下のものを中心にプロットした。カルノー効率は、低温側の温度を 20 と 90 とした。20 は現状の機器の低温側の温度で、90 は車のエンジン冷却水での利用を想定した温度である。蒸気エンジンやスターリングエンジンは、低温での発電効率は大きく低下する。蒸気エンジンの場合、100 と 200 付近ではあまり発電効率に差がないが、これは、100 付近のものは、水よりも低沸点の作動流体を用いていることと、タービンを多段化していることによる。スターリングエンジンが、動作温度が 600 から 400 に下がると急激に発電効率が落ちるのは、前述のよ

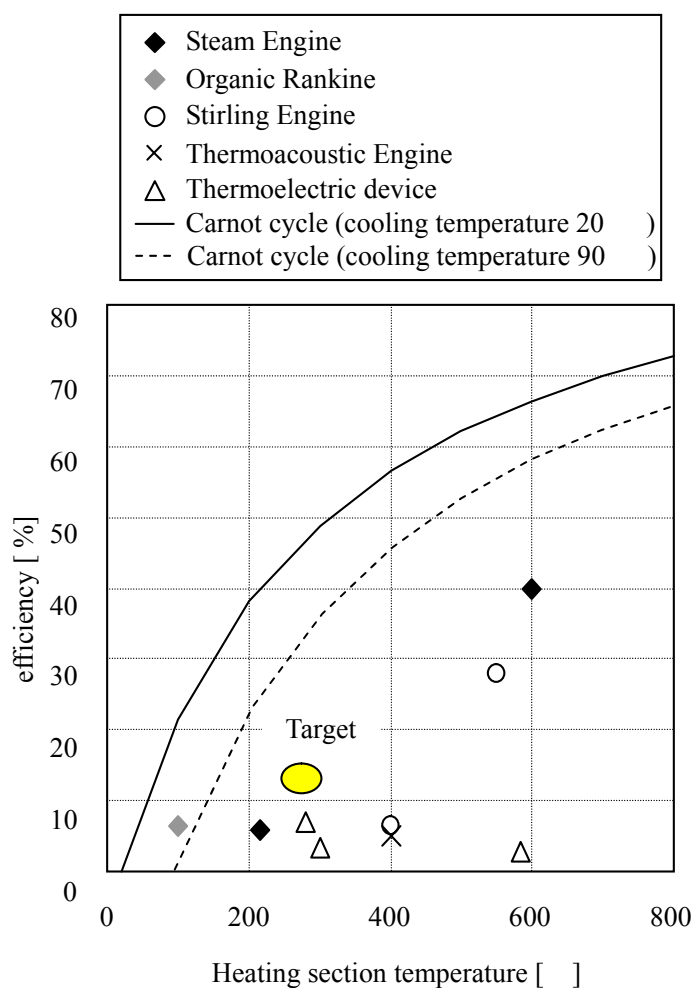


図 1.15 排熱発電システムの動作温度と発電効率の現状と目標仕様

うに加熱部と作動流体間に 70~90 の温度差がついてしまうことに起因する．熱電素子は，どの温度帯でも 10 %を超えるものはまだ出ていない．以上のように，400 以下では，どの排熱発電システムでも 6 %程度の発電効率しかできていないこと，さらには冷却温度が 20 から 90 に上がるとカルノー効率が 3 割程度低下してしまうことから，300 で発電効率 10 %を超えることの難しさがわかる．

1.4 要求仕様を満足する排熱発電システム実現のための考え方

これまで述べた通り，排熱を有効利用するための排熱発電システムを乗用車に搭載するためには，300 以下で図示熱効率が高く，かつ軽量で安価でなければならない．従来の外燃機関である蒸気エンジン，スターリングエンジン，熱音響エンジン，熱電変換素子では，動作温度，図示熱効率，重量，価格の要求仕様を全て同時に満足させることは困難である．そこで，これまで述べてきた低温度差である蒸気サイクルの長所を保ちながら，課題を克服するためのコンセプトを導出する．始めに，サイクル線図の検討を行い理想とするサイクル線図を明確にする．次に機器を具現化するための方針を述べる．300 という温度で相変化が起こることと，300 で熱分解を起こさないことや毒性がないことを考慮して，作動流体として水を選定して以下の議論を進める．

1.4.1 理想のサイクル

図 1.16 に，水を作動流体とするランキンサイクルの温度 - 比エントロピー線図を示す．膨張機入口で過熱させる場合とない場合のサイクル線図を示した．加熱温度は 270 ，冷却温度は 90 とした．ランキンサイクルは，膨張過程で凝縮によって生じる液滴がタービンを痛めてしまうという問題を回避するため，通常過熱を行う．レシプロ式でも，オイル中に水が混入することで粘性が低下してピストンや軸受けが磨耗してしまうことを防止する目的で過熱が行われる⁽⁷⁰⁾．タービンの場合，一般的に出口乾き度を 0.93 以上とすることが信頼性確保の目安と言われる⁽²²⁾．理想はサイクル線図を長方形に近づけ，カルノーサイクルに近づけることであるが，膨張機入口で蒸気を過熱させると，熱源温度より

低い温度で相変化することになり，サイクル線図がカルノーサイクルから乖離し，図示熱効率が低下する．加熱できる上限温度をパラメーターに図示熱効率を求める．蒸気過熱させる通常のランキンサイクルの図示熱効率 η は式(1.7)から，過熱のないランキンサイクルの図示熱効率 η' は式(1.8)から算出する．

$$\eta = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_1} \quad (1.7)$$

$$\eta' = \frac{h_{4'} - h_{5'}}{h_{4'} - h_1} \quad (1.8)$$

ここで，式(1.7)の h_1 は冷却過程完了時のエンタルピー， h_5 は過熱を含む加熱過程完了後のエンタルピー， h_6 は膨張過程完了時のエンタルピーである．式(1.8)の $h_{4'}$ は加熱過程完了後のエンタルピー， $h_{5'}$ は膨張過程完了時のエンタルピーである．分母が単位重量当たりの加熱量に相当し，分子が単位重量当たりの膨張仕事に相当する．図 1.17 に，冷却温度を 90 とした場合の加熱温度と図示熱効率の関係を示す．過熱させる場合のサイクル線図は，膨張機出口での乾き度が 0.93 となるように定めた．加熱温度が低い場合は，過熱の有無によらず図示熱効率はカルノーサイクルに近い．このことは，サイクル線図が長方形に近くなることから予測できる．加熱温度が高くなると，いずれの場合も図示熱効率はカルノーサイクルと比較して低下する．特に，過熱させる場合はカルノーサイクルと大きく乖離する．損失などにより，実機での図示熱効率が半分程度に低下することを考慮すると，過熱させず飽和状態から膨張させることで，図示熱効率が 10 %を超える可能性が高まると考えられる．

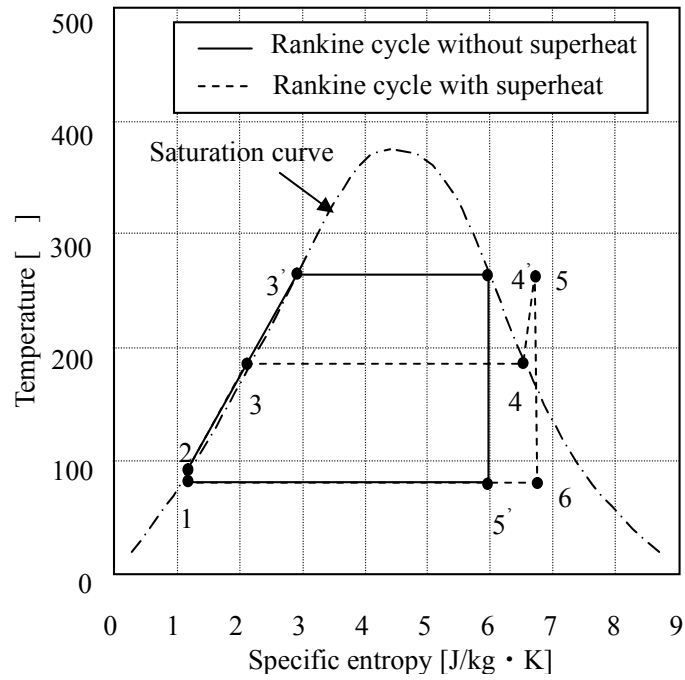


図 1.16 理想のサイクル線図

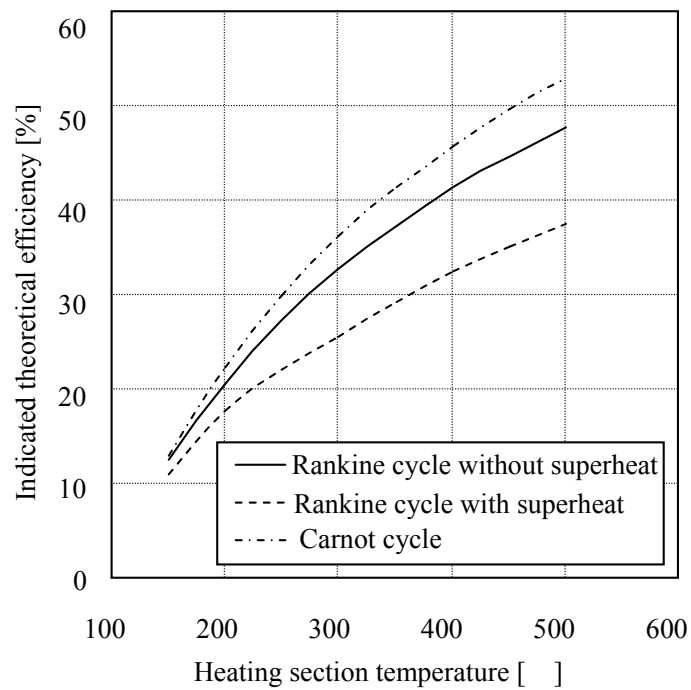


図 1.17 動作温度と図示熱効率の関係

1.4.2 新しい排熱発電システムを具現化するための方針

構成を簡素化して低コスト化や重量低減を実現するためには、熱音響エンジンのように自励振動を生じさせて膨張過程のエネルギーの一部を慣性に蓄え、次の圧縮過程に利用して圧縮用のピストンをなくすことが有効である。また、ランキンサイクルは、相変化を用いるため低温度差で動作可能であり、また過熱させず飽和状態から膨張させると図示熱効率が 10 %を超える可能性が高まる。以上のことを踏まえ、乗用車に搭載するための要求仕様を満足する排熱発電システムを具現化するための方針として、

稼働部を減らすため、自励振動現象を利用すること

相変化を用いて低温度差で動作させ、過熱させず飽和状態から膨張させて図示熱効率を高めること

を掲げた。

1.5 本研究の目的と構成

本研究の目的は、簡素な構成の自励振動式蒸気発電システムを提案すること、およびその実現可能性の検証することである。第 1.4.2 項で示した新しい排熱発電システムを具現化するための方針に基づき、300 以下で図示熱効率が高く、かつ簡素な構成である外燃機関を提案する。次に提案する機器の構成で動作することを確認し、設計手法から導出した高効率化の指針に基づいて、図示熱効率の向上を図る。さらに、設計手法の妥当性と課題を示す。

以下、本論文の構成を示す。

第 1 章は序論である。

第 2 章「自励振動式蒸気エンジンの提案と原理の検証」では、新しい排熱発電システムを考案するための考え方を示し、提案する機器の構成で原理を検証する。

自励振動式蒸気エンジンの機器構成の提示

可視化観察と図示仕事の計測による原理の検証

第 3 章「自励振動式蒸気エンジンの高効率化の指針導出」では、精度が高く、かつ計算負荷の小さい予測手法で、自励振動式蒸気エンジンの図示出力や図示熱効率の向上の指針を導出する。

核沸騰 - 液膜蒸発動作解析モデルによる図示仕事及び図示熱効率の予測手法の提案

予測精度の実験的検証

図示熱効率向上指針の導出

第4章「自励振動式蒸気エンジンの高効率化の検証」では、第3章の図示熱効率向上指針に基づき、自励振動式蒸気エンジンの加熱部を2機種製作し、図示熱効率を計測する。

検証用の加熱部の構成及び仕様

図示熱効率の計測結果と考察

第5章「自励振動式蒸気エンジン加熱部の非定常温度計測」では、自励振動式蒸気エンジンのさらなる高効率化のため、実際の作動中に時々刻々と飽和蒸気圧が変化する中で、核沸騰や液膜蒸発などの相変化現象を捉える。

高速温度計測センサの構成と製作方法

流束の算出と考察

第6章「車載による燃費改善効果の見積もり」では、本自励振動式蒸気エンジンを車載する際の駆動方法を検討し、シミュレーションによりその効果を見積もる。

自励振動式蒸気エンジンシステムの駆動方法

燃費改善効果の見積もり

第7章は結論である。

第 2 章

自励振動式蒸気エンジンの提案と原理 の検証

2.1 新しい機器構成の提案

2.1.1 振動式エンジンの動作原理

まず，振動式エンジンの動作原理について再確認する．図 2.1 に， γ 型スターリングエンジンの構成を示す． γ 型スターリングエンジンは，加熱器，再生器，冷却器，出力ピストン，ディスプレイサからなる．図 2.2 に，スターリングエンジンの PV 線図を示す．時計回りに等温圧縮 定容加熱 等温膨張 定容冷却となる．ディスプレイサがなければ，圧縮，膨張の過程しか作れないが，ディスプレイサが 90 度遅れて動くことによって定容過程が作られ，PV 線図が最大となる．このことから，ディスプレイサは位相調整器と呼ぶこともできる．

図 2.3 に，水スターリングエンジンの構成を示す．水スターリングエンジンは，1969 年に英国エネルギー省ハーウェル研究所で発明されたフルダイン式スターリングエンジンの一種である⁽⁷¹⁾．ループ状の管の上部に加熱器，再生器，冷却器があり，ループ管の半分程度と枝分かれした管に水が入っていて，枝分かれした管から仕事を取り出す．ヘリウムの理想的な動作はスターリングエンジンと同じで，U 字の液柱が共振し，枝分かれした管に接続された膨張ピストンに対して 90 度遅れて動くことによってディスプレイサと同じ

位相調整器の機能を果たす。

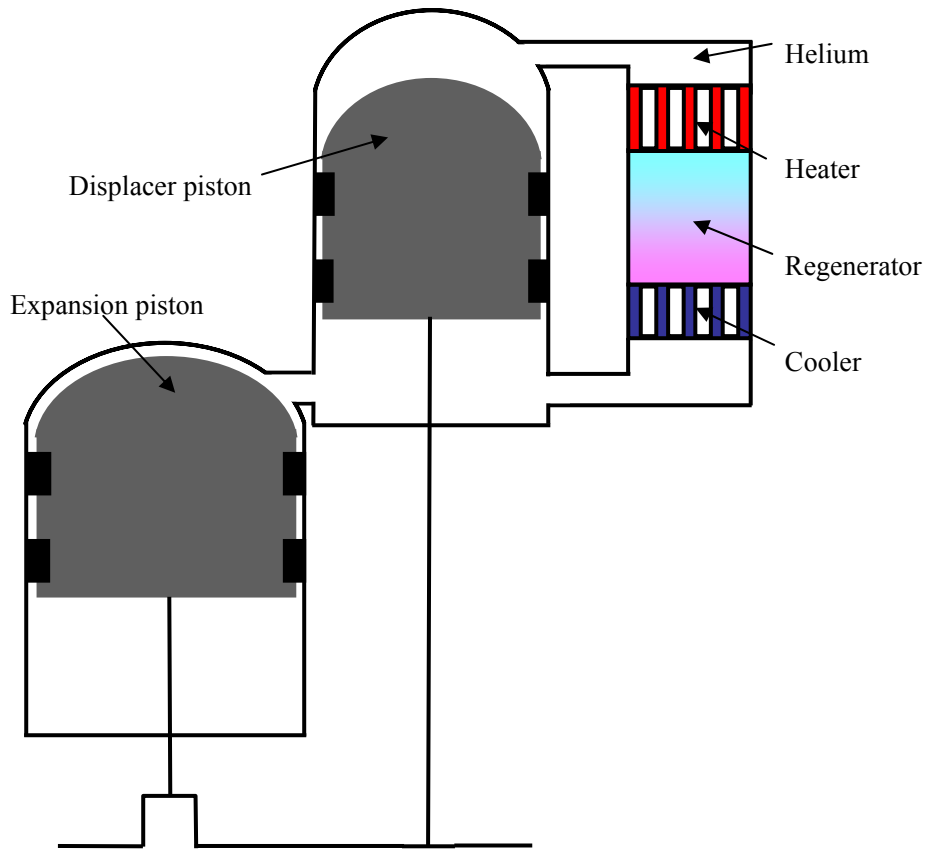


図 2.1 γ 型スターリングエンジン

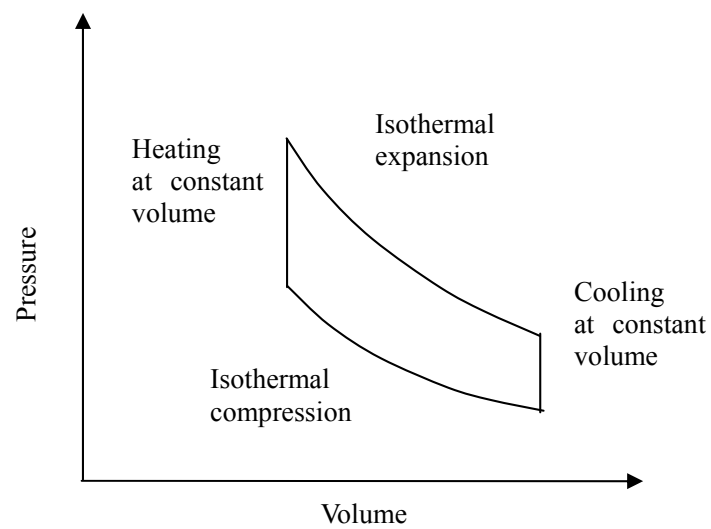


図 2.2 スターリングエンジンのP V線図

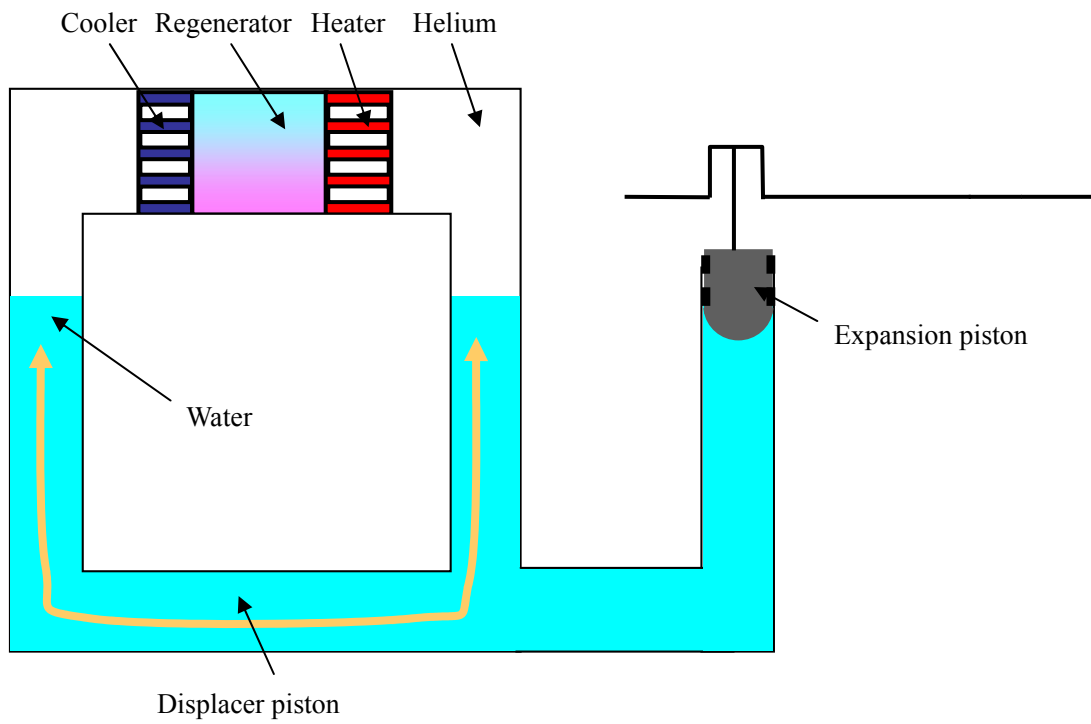


図 2.3 水スターリングエンジン

図 2.4 に、熱音響エンジンの構成と内部の圧力変動の分布を示す。熱音響エンジンは、ループ状の管の中に加熱器，再生器，冷却器，出力ピストンがあり，さらに枝分かれした管がある。加熱器，再生器，冷却器でのヘリウムの動作はスターリングと同じである。熱音響エンジンは図の灰色の部分で共鳴している。開口端 A の位置 $x = 0$ として，冷却器までで $1/4$ 波長の定在波が立ち，図 2.4 のような圧力変動の分布となる。定在波の変位が最大つまり作動流体の速度が 0 m/s の時に，接続点 B-C 間での圧力差が最大となり，ループ管内で C から B へ定在波の変位より 90 度遅れた変位が生じる。このように接続点 B-C 間での圧力差でループ管内の作動流体の往復動を生じさせることでディスプレイサと同じ位相調整器の機能を果たす。

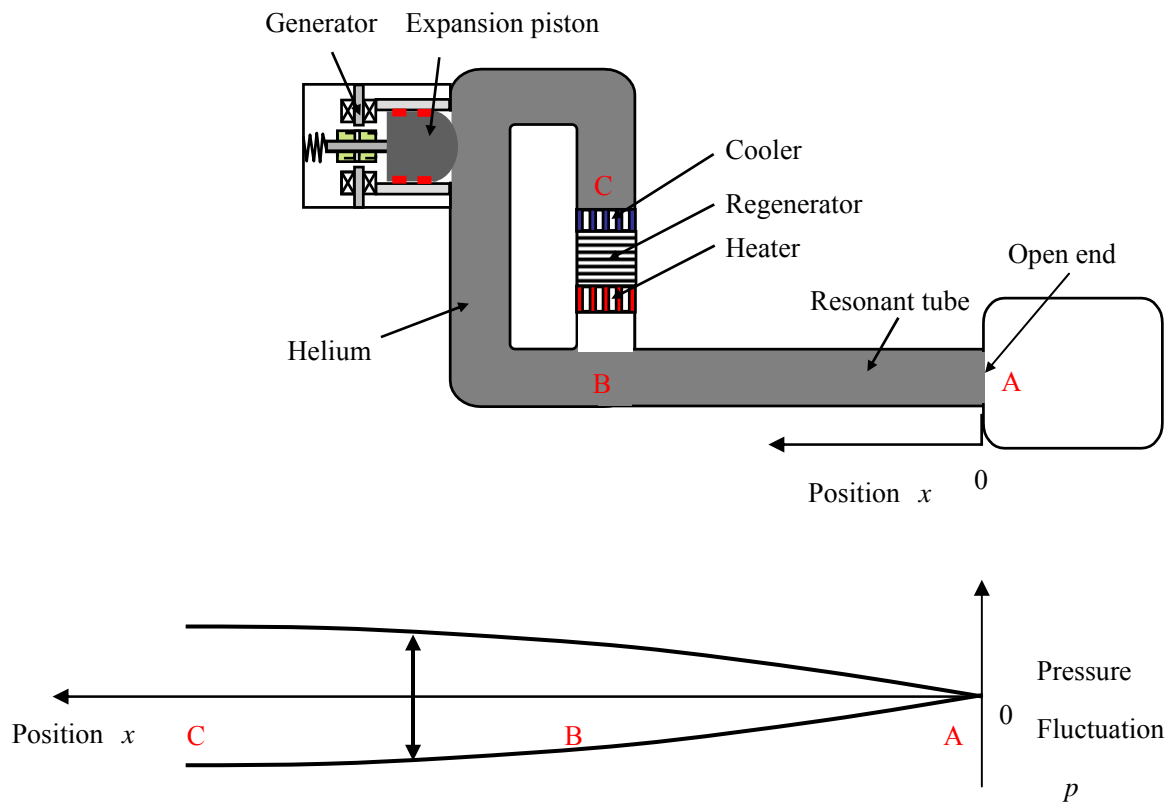


図 2.4 熱音響エンジンの構成と内部の圧力変動の分布

図 2.5 に、パルス管エンジンの構成を示す。パルス管エンジンは、加熱器，再生器，冷却器，パルス管及びオリフィスからなる。このパルス管エンジンは，2005 年に明星大学の濱口らのグループによって試作された⁽⁷²⁾。構成はパルス管冷凍機とよく似ている。パルス冷凍機では，位相調整器によって世代が分類される。第 1 世代はベーシックパルス管と呼ばれ，再生器の中にある金属メッシュの等価直径より 1~2 桁ほどパルス管の内径を大きくすることで，圧縮，膨張時に作動流体とパルス管内壁との間の熱交換の遅れを生じさせ，位相を調整する。第 2 世代はオリフィス型パルス管冷凍機と呼ばれ，オリフィスを出入りする流体が位相を遅らせる。第 3 世代にはキャピラリー型やダブルインレット型が

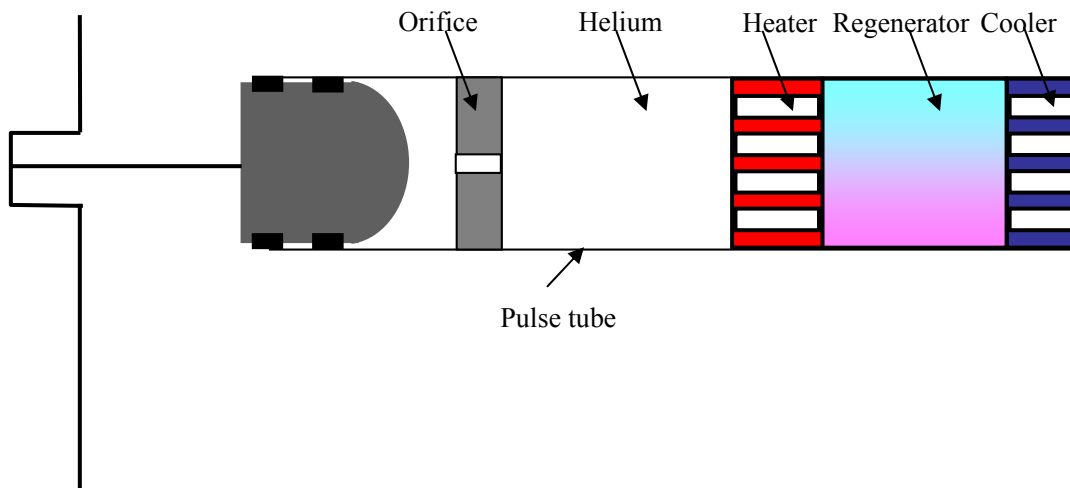


図 2.5 パルス管エンジン

あり，キャピラリー型は流体の慣性力で位相を遅らせる．第 1 世代は位相遅れが 10 度程度，第 2 世代が 30 度程度，第 3 世代で 90 度まで位相遅れが実現でき，これらの改良が進むことで，パルス管冷凍機は冷凍能力及び効率が飛躍的に向上した．パルス管エンジンは位相調整にオリフィスを用いていることから，パルス管冷凍機の第 2 世代相当の位相調整器が実現できている⁽⁷³⁾と予想され，効率の点ではまだ発展途上にあると考えられる．

2.1.2 相変化を用いる振動式エンジンの研究例

第 2.1.1 項で述べた気体を用いる振動式エンジンの作動流体に，相変化可能な流体を入れた研究例として，2 相 2 成分スターリングエンジンと相変化型熱音響エンジンがある．2 相 2 成分スターリングエンジンは，作動流体に空気と水を組み合わせたものや空気とフロンを組み合わせたものがある．加熱器の壁温が 373 K，冷却器水温が 288 K と低温度差で大気圧前後での動作が確認されている⁽⁷⁴⁾．相変化型熱音響エンジンも低温度差での発電を目的に自励振動の開始温度を確認した報告はあるが，圧力差を大きく取り，図示熱効率を大きく改善させるまでに至っていない⁽⁷⁵⁾．

表 2.1 に，これまでに説明した振動式エンジンをディスプレイサの具現化手段別に分類してまとめる．この表からわかるように，相変化のない振動式エンジンで実現できている

表 2.1 振動式エンジンのディスプレイサの具現化手段別の分類

Function of displacer	Single phase	Phase change
Solid	Stirling engine	Two-phase Stirling engine
Liquid column	Water Stirling engine	
Wave resonance	Thermoacoustic engine	Thermoacoustic engine with gas-liquid phase change
Delay of heat transfer	Pulse tube engine	

機器構成のうち、相変化のある振動式エンジンでディスプレイサがまだ提案されていないものがある。これをヒントに相変化を用いる自励振動式エンジンの検討を進める。

2.1.3 提案する機器の構成と動作

具現化する機器構成として、図 2.6 (a) , (b) , (c) を検討した⁽⁷⁶⁾⁽⁷⁷⁾⁽⁷⁸⁾⁽⁷⁹⁾。図 2.7 (a) , (b) にそれぞれの動作の詳細を示す。

図 2.6 (a)のストレートタイプは、気化させるための加熱部、その加熱部と同温度に加熱されている蒸気アキュムレータ、凝縮させるための冷却部、加熱部と冷却部をつなぐ接続部から構成される。1 サイクルの中で、加熱によって相変化し、乾き度 1 となる流体を「作動流体」、それ以外の流体は、主として作動流体をシールし、仕事を伝える役割を担うため、「液体ピストン」と呼ぶ。図 2.7 (a) の加熱過程に示したようにピストンが上昇すると、蒸気が圧縮されることによって圧力が上昇する。液体ピストンが上死点付近に至ると、加熱部に作動流体が入り気化が始まる。この時、冷却部には液体ピストンで満たされているため凝縮は生じない。気化に伴う圧力上昇によって、膨張過程に示したようにピストンは押し下げられる。作動流体が冷却部に入ると、冷却部と蒸気との伝熱面積が増大し、

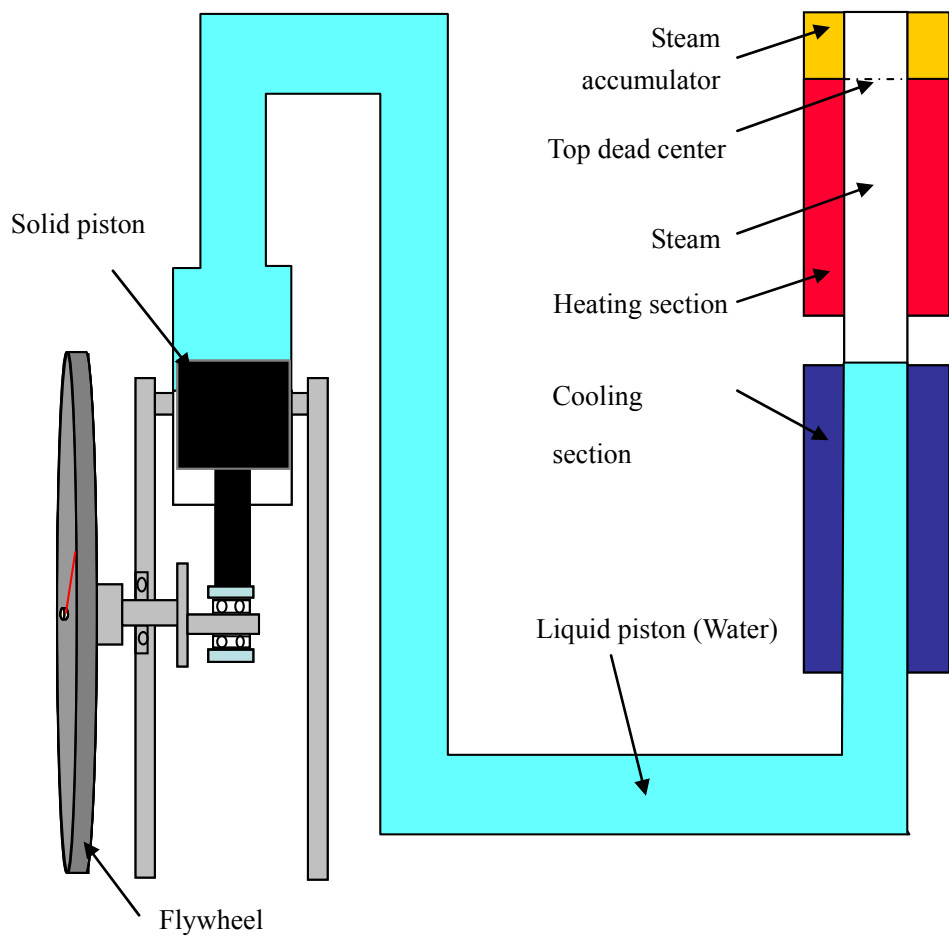
凝縮が進む。ピストンが下死点を過ぎると、出力取り出し機構のフライホイールに蓄積されたエネルギーによってピストンは押し戻され、再び空間内の蒸気は圧縮される。蒸気アキュムレータは、加熱部に作動流体が流入し気化した際の急激な圧力上昇を緩和し、圧縮仕事の増大を抑制する機能を有する。このタイプの自励振動式の蒸気エンジンとしては、古くからおもちゃとして知られているポンポン船⁽⁸⁰⁾がある。

図 2.6 (b) の水ディスプレイサタイプは、ストレートタイプの加熱部と常温の液体ピストン部を繋いでループにして、水は加熱部上部まで入れてその上部は蒸気空間にしたもので、相変化式の水スターリングエンジンである。加熱部、冷却部の水の動作は、ストレート式と同じである。ループ部の液柱は、水スターリングと同様にディスプレイサの機能を果たす。

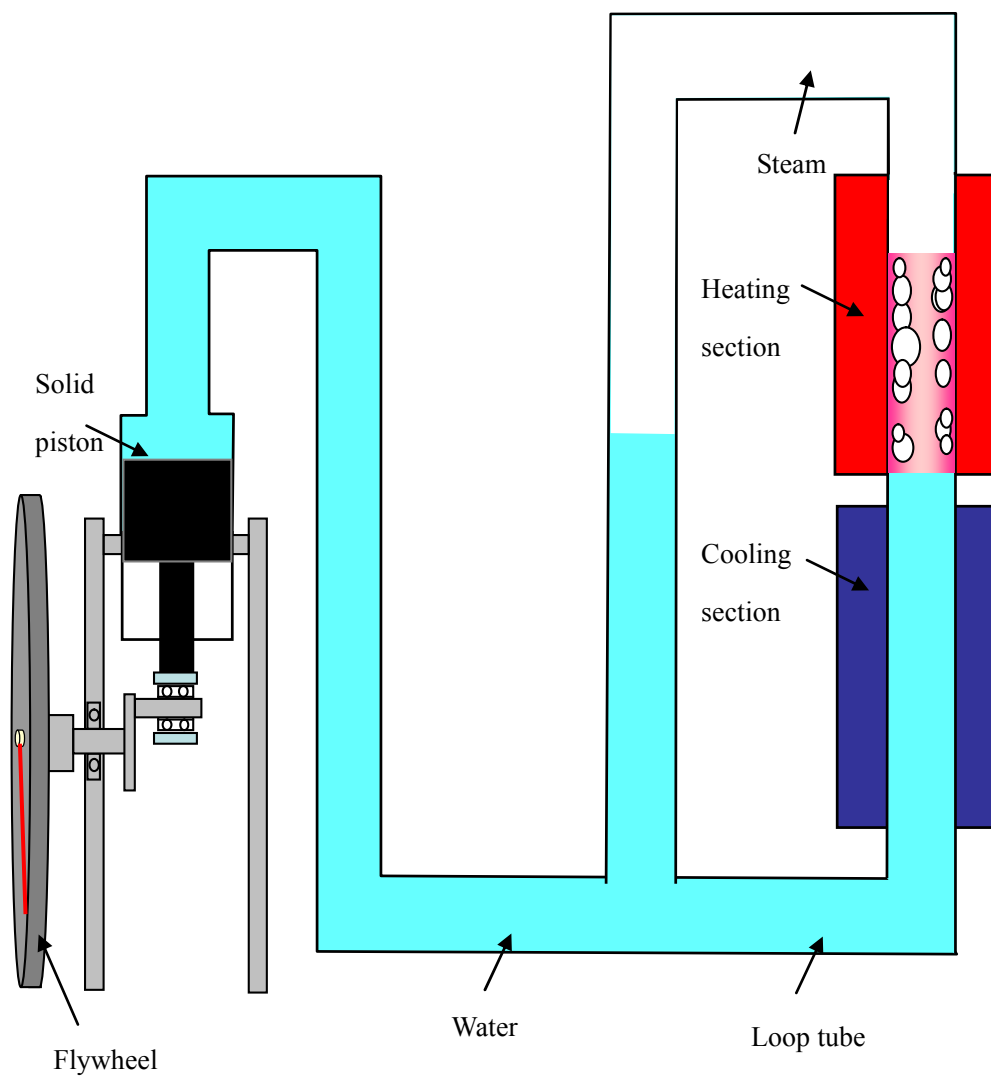
図 2.6 (c) のループタイプは、図 2.6 (b) の水ディスプレイサタイプの加熱部と冷却部の上下関係を逆にしてループ内部は水で満たす。加熱部で発生した蒸気は、膨張して固体ピストンに仕事を伝えながら、浮力によって冷却部に移動する。冷却部で蒸気が凝縮する間、加熱部では、次に入ってきた水を加熱し、固体ピストンが上死点に到達するまで高温高圧の水を生成し、固体ピストンが下死点に向かい始めると蒸気が発生する。

本自励振動式蒸気エンジンは、気化と凝縮を利用することと、湿り蒸気でも駆動することができるため、膨張前の蒸気の過熱が不要で、小さな温度差で作動することができる。また、スターリングエンジンやランキンエンジンでは、圧縮や膨張機構として可動部が 2 つあるのに対し、本自励振動式蒸気エンジンは圧縮と膨張のためのピストンが単一で良く、非常に簡素な構成である。いずれの構成もゴム管と銅管を用いた簡易的な装置で自励振動することを確認した。図 2.8 に、ループタイプの写真を示す。気液界面位置に軽量のアクリルビーズを置いて自励振動を観察した。

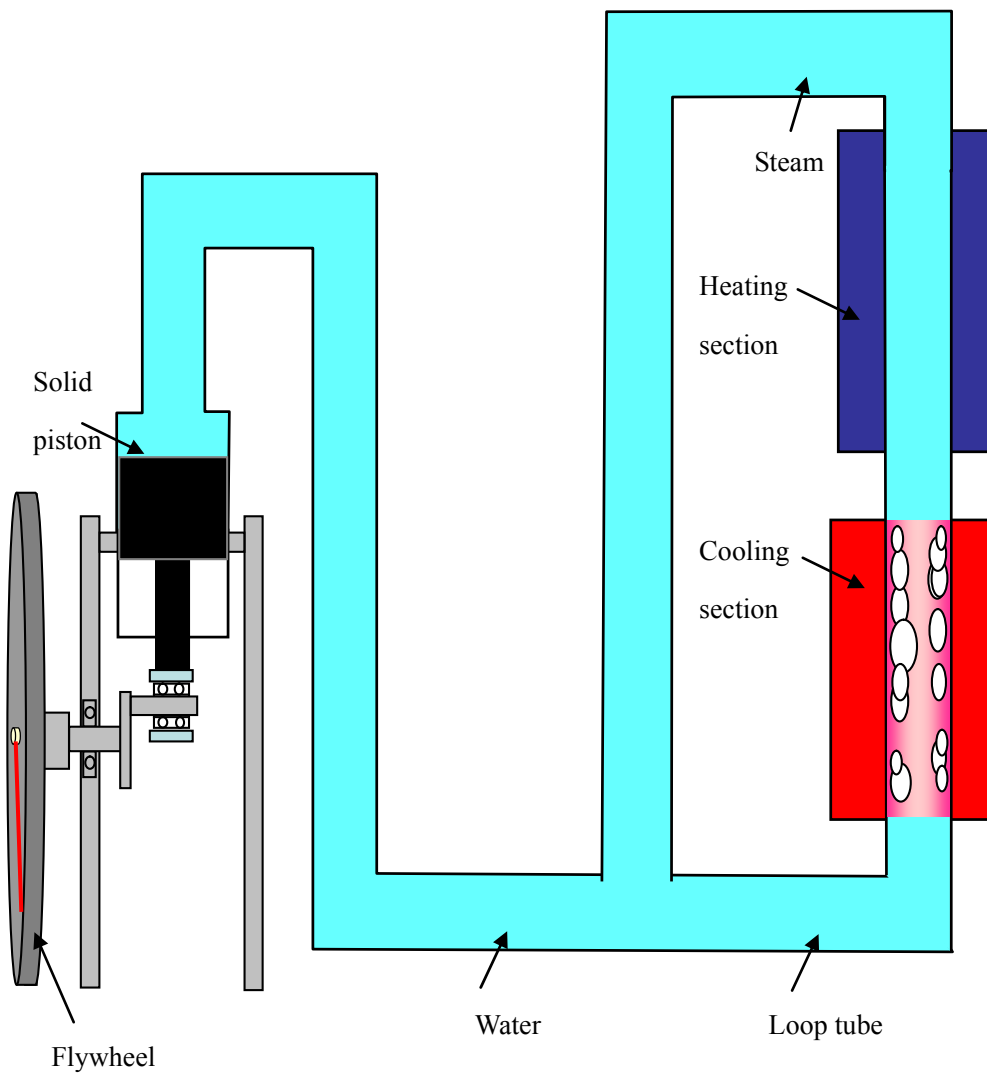
水ディスプレイサタイプはループ管中の気体側で生じるヒートパイプ現象による熱損失が大きく、ループタイプは気泡の上昇と共に移動する加熱された水による熱損失が大きいことが懸念されるため、本研究では、熱損失が最も少ないストレートタイプを研究対象とした。



(a) ストレートタイプ

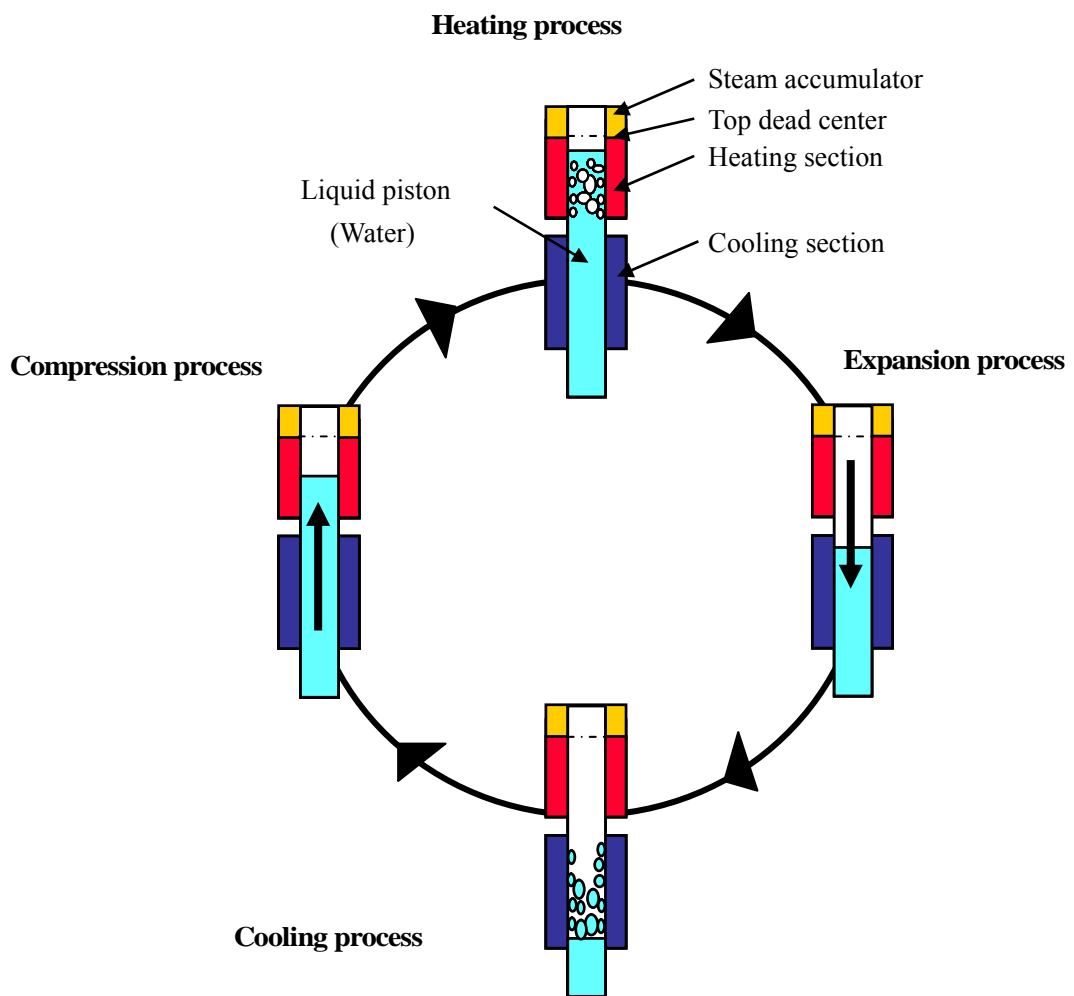


(b) 水ディスプレイタイプ (相変化式水スターリング)

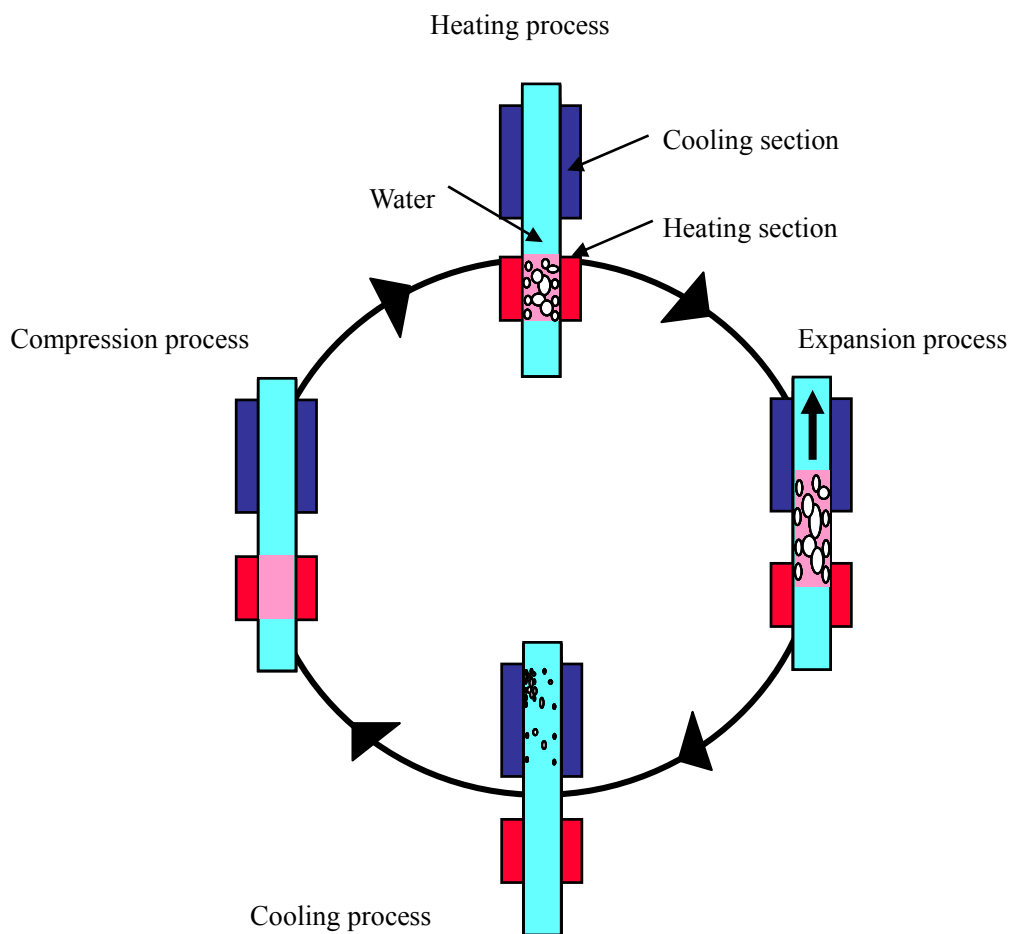


(c) ループタイプ

図 2.6 自励振動式蒸気エンジンの構成



(a) ストレート式および水ディスプレイサタイプ（相変化式水スターリング）の動作



(b) ループ式の動作

図 2.7 自励振動式蒸気エンジンの動作

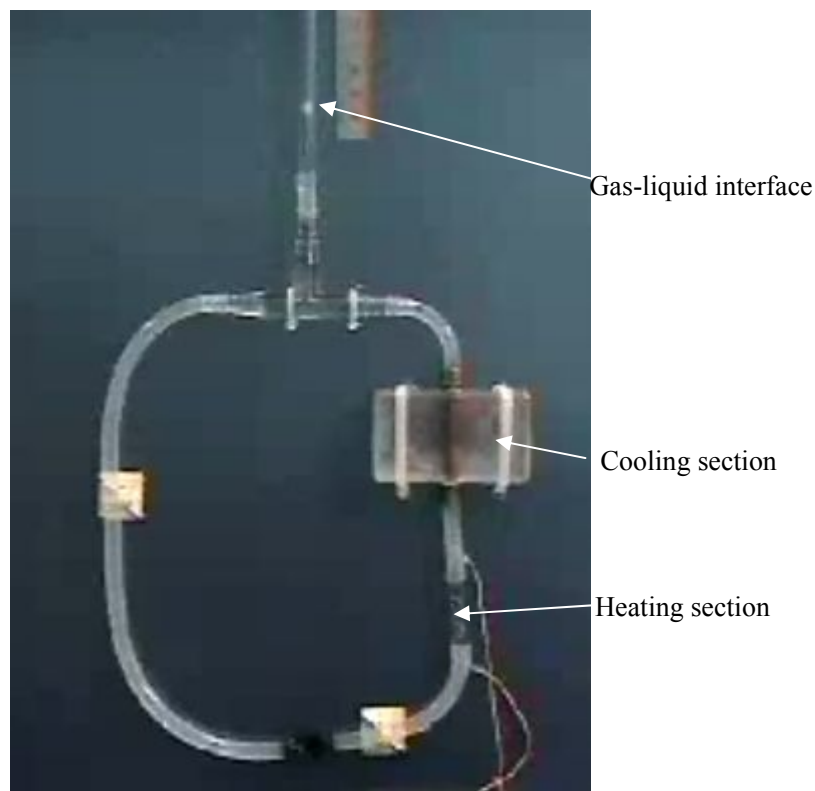


図 2.8 ループタイプの写真

2.2 自励振動式蒸気エンジンの簡易設計

次に，自励振動式蒸気エンジンの動作を確認するための原理検証機の簡易設計を行う．原理検証機の図示仕事が，別途設計を進めている出力取出機構での損失を上回るような加熱部の大きさを求める．

流体の往復動を利用した熱機関という意味で類似しているスターリングサイクルの設計手法にシュミットモデル⁽⁸¹⁾がある．このシュミットモデルの最も簡易的なモデルは First order モデルと呼ばれ，図示仕事を求めて基本的なエンジン特性の予測を行うものである．このモデルは 1 次元の解析で，各過程や各構成要素を等温モデルや断熱モデルに近似して解析し，圧力損失や熱伝導損失などの損失は無視する．本研究でも，自励振動式蒸気エン

ジンにこの手法を応用して，原理検証機の図示仕事を求め，加熱部と冷却部の設計を行う．

図示仕事を求めるためには，サイクル1周期中の空間容積と圧力の時間的な変化を把握する必要がある．液体ピストンは，沸騰・凝縮によって体積変化が生じるが，その量は移動体積である蒸気が膨張する体積に比べて無視することができるため，空間容積の時間的な変化は，固体ピストンの移動体積と等しいとする．圧力の時間的な変化は，加熱部・冷却部内の液体ピストンを除く空間内の蒸気量，温度，体積によって決まる．自励振動式蒸気エンジンのサイクル中では，沸騰や凝縮によって空間内の蒸気量が大きく変化するため，相変化は圧力に大きく影響を与える．そこで，各過程での近似と相変化について述べる．

2.2.1 簡易設計に用いる解析手法

図 2.9 に，原理検証機の加熱部，冷却部の温度分布の仮定を示す．簡易設計において用いた各過程の近似について述べる．

圧縮過程

冷却部が液体ピストンで満たされた時から，液体ピストンが上死点に到達するまでを圧縮過程とする．

加熱過程

液体ピストンの気化開始には遅れが生じるものとして，液体ピストンが上死点に到達した時を加熱過程の開始とする．加熱過程で発生する蒸気は，等温等圧下で気化するものとし，加熱部温度と同じとする．

膨張過程

膨張過程では，液体ピストンが加熱部から出て冷却部を移動することから，蒸気が徐々に冷却管に触れる．この蒸気が断熱膨張に近い状態になるように，式(2.1)の熱浸透深さ⁽⁸²⁾を用いて管の内径を決める．

$$\delta = \sqrt{\frac{2 \times a}{\omega}} \quad (2.1)$$

ここで、 δ は熱浸透深さ、 a は蒸気の温度伝導率、 ω は角速度である。図 2.10 に、駆動周波数を 3 Hz とした場合の蒸気の圧力と熱浸透深さの関係を示す。膨張初期の 1 MPa の時に熱浸透深さ 0.5 mm、中間の 0.5 MPa で 0.75 mm であることから、管内径を $\Phi 5$ mm とし、断熱膨張とした。

冷却過程

冷却過程では、膨張して圧力が低下していることから、図 2.10 の熱浸透深さから等温冷却とする。

以上の近似と、以下の仮定を用いて設計を行う。

- ・ 内部の圧力損失は無視する
- ・ 気体は理想ガスの状態式に従い、エンジン外部への漏れはないものとする
- ・ 液体ピストンは正弦波状に変動する
- ・ 加熱部、冷却部の熱交換器温度は一定とする
- ・ 加熱部、冷却部は完全な熱交換を行う
- ・ 加熱部と冷却部の空間の温度勾配は線形とする
- ・ 加熱部内に液体ピストンがある時は、飽和蒸気圧まで蒸気が発生する
- ・ 膨張過程では蒸気は凝縮しないものとする

以上の仮定から式(2.2)、(2.3)を用いて図示仕事を求める。

$$V_p(t) = V_{pi} \{1 + \sin(\omega t)\} \quad (2.2)$$

$$P(t)V(t) = \frac{m_g(t)}{M} RT \quad (2.3)$$

ここで、 V は蒸気空間の時間的な変化、 V_{pi} は固体ピストンの行程容積、 t は時間、 ω は角速度、 m_g は蒸気量、 M は水の分子量、 R は気体定数、 P は自励振動式蒸気エンジンの圧力である。

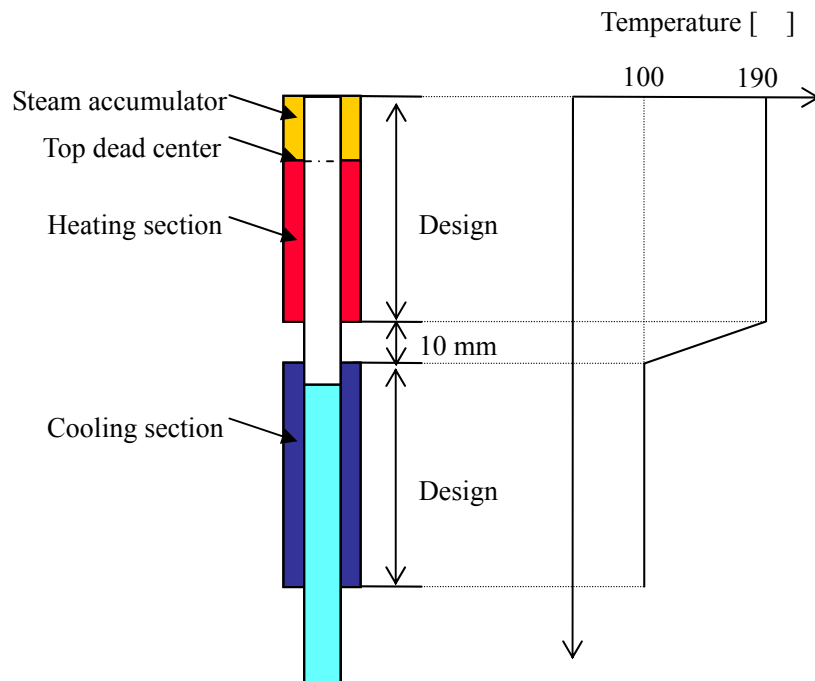


図 2.9 原理検証機の加熱部，冷却部の温度分布の仮定

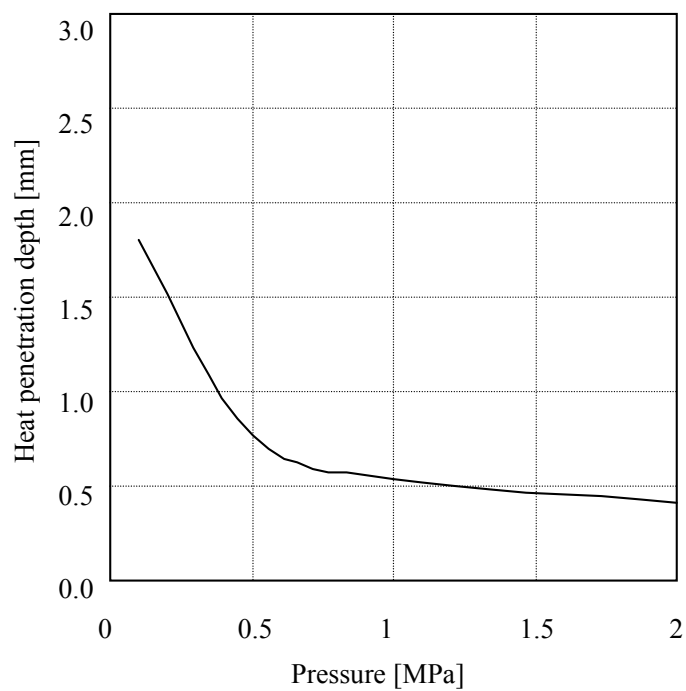


図 2.10 蒸気の圧力と熱浸透深さ

2.2.2 原理検証機の構成と各部の仕様

図 2.11 に、加熱部の体積を $V_{hs} = 0.5 \text{ cc}$, 0.8 cc , 1.2 cc とした時の図示仕事を示す。添え字は、図 1.16 のサイクル線図に合わせた。この計算結果から、別途設計を進めている動力取出機構の固体ピストンの容積を選定し、損失⁽⁸³⁾を求めた。図 2.12 に、加熱部体積に対する図示仕事及び膨張機の損失を示す。加熱部が大きくなると、蒸気の発生量の増加で膨張体積が増える。そのため、膨張機の固体ピストンの容積も大きくなりシール部の摩擦損失や軸受けの損失も増加する。この結果から、余裕をみて損失の約 2 倍以上の図示仕事が期待できる加熱部 0.8 cc で製作することとした。冷却部は、前述の熱浸透深さから内径 $\Phi 5 \text{ mm}$ とした。液体ピストンの挙動を可視化するため、冷却用の管をガラス管で、冷却水のカバーをアクリルで製作した。ガラス管の耐圧が 4.0 MPa であるため、安全率を 4 として、飽和蒸気圧が 1.0 MPa となる 190°C を加熱部の最大温度とした。表 2.1 に原理検証機の仕様を示す。図 2.13 に、計測部も含めた原理検証機の構成を示す。加熱部は銅のブロックの内部に $\Phi 5 \text{ mm}$ 穴が貫通していて、上部は O リング付きの部品でねじ止めしている。銅ブロックの外周には電気ヒータを巻いて加熱する。冷却部は、液体ピストンが入っているガラス管とそれを冷却する水を通すアクリル管の 2 重構造となっている。冷却部のガラス管内の液体ピストンの動作を観察⁽⁸⁴⁾して、振動が連続的に生じていることを確認する。蒸気の膨張エネルギーは、この液体ピストンから固体ピストンに伝達され、スコッチヨーク機構⁽⁸⁵⁾で回転運動に変換されて、フライホイール⁽⁸⁶⁾が回転し続ける。圧力センサは液体ピストンの中央部に設けた。配管内径が $\Phi 5 \text{ mm}$ で圧力損失が最大圧力の 1.0 MPa と比較して 100 分の 1 以下であるため、無視できる。また、ピストンの位置は、ピストン下部に位置センサを接続して計測し、圧力と同期させてデータを取得する。図示仕事は、圧力とピストン位置を同期させて取得し、式(2.4)から算出する。

$$W = \oint P \times A_p dx \quad (2.4)$$

ここで、 W は図示仕事、 P は圧力、 A_p はピストン断面積、 x はピストン位置である。圧力センサは、共和電業社製の圧力変換器 PHL-A-10MP-B を用いた。アンプには、日本電気三栄社（現日本アビオニクス）製のストレインアンプ AS1302 を用いた。位置センサは、

新光電子社製の作動トランスを用いた。データの収集には、dSPACE 社の AUTOBOX を用いた。加熱は、坂口電熱社製のバンドヒータを用い、電源には、高砂製作所のアナライジング交流電源 AA2000XG を用いた。冷却は、90 で温調可能な JULABO 社製の高低温循環チラー SC10000W を用いた。温度、圧力、ピストン位置の測定精度はそれぞれ、 ± 2.5 、 ± 10 Pa、 ± 0.04 mm である。

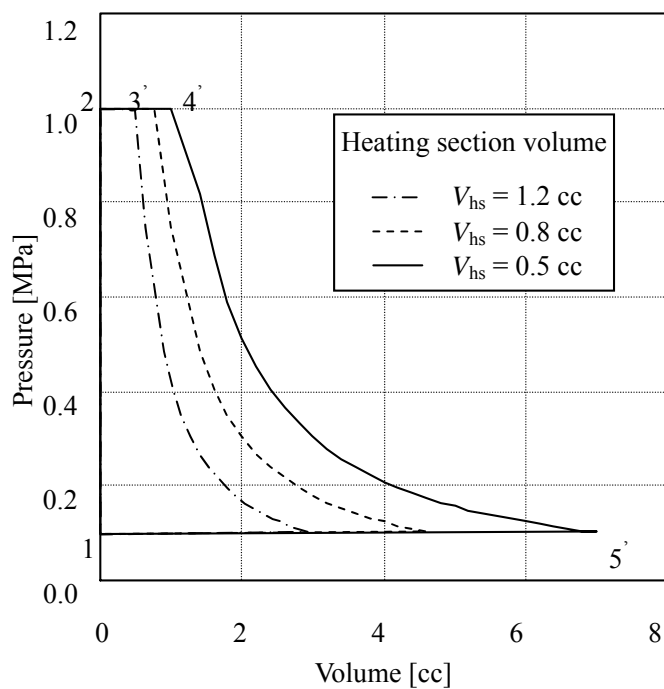


図 2.11 図示仕事

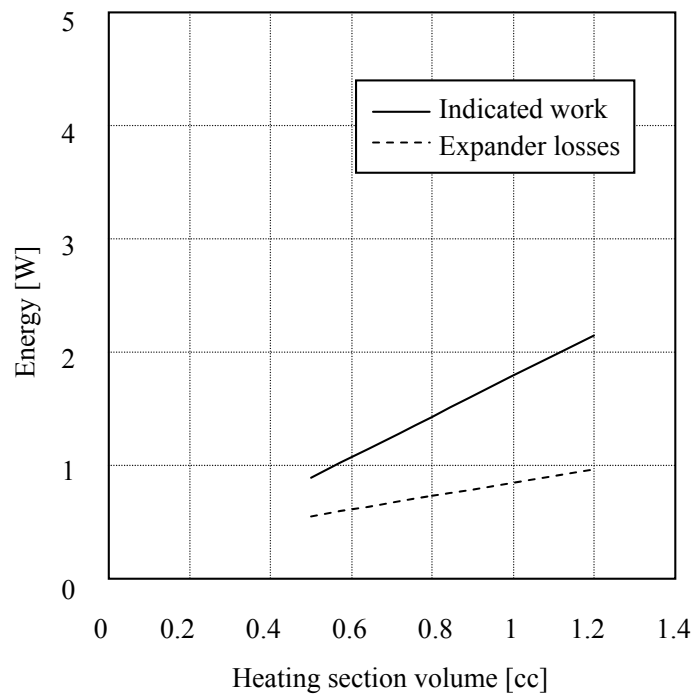


図 2.12 加熱部体積に対する図示仕事及び膨張機の損失

表 2.2 原理検証機の仕様

Heating section	Material	Copper
	Size	Inner diameter 4.4 mm Length 40 mm
	Heat source	Electric heater
	Heating temperature	190 (max) Measured by K type thermocouples
Cooling section	Material	Glass
	Size	Inner diameter 4.4 mm Length 200 mm
	Cooling temperature	90

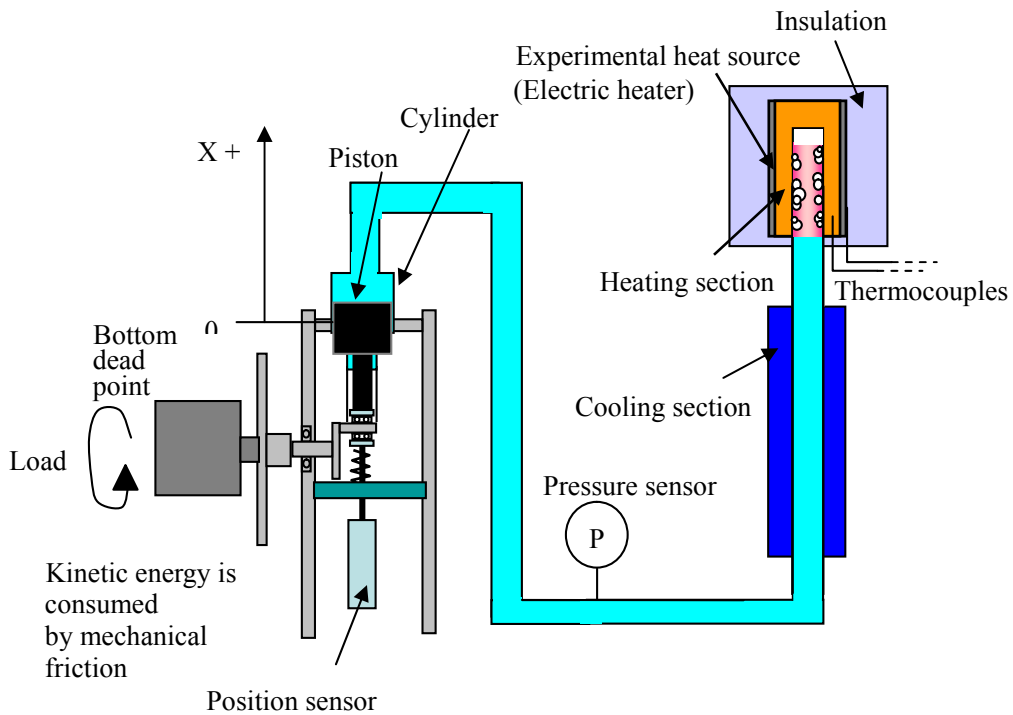


図 2.13 原理検証機と計測部の構成

2.3 原理検証

2.3.1 可視化による動作観察

図 2.14 に、製作した原理検証機の写真を示す。図 2.13 の構成と配置は同じである。図 2.15 に、可視化観察の結果を 1 周期分示す。各画像の時間間隔は 33 ms である。写真は、冷却部のみ表示した。加熱部は、写真の紙面の上の方に位置する。液体ピストンの気液界面が見え始めた画像が 0 ms であり、気液界面が見えなくなるまでの画像を並べた。時間が進むに従って、気液界面の位置は矢印()で示すように下方に移動する。時刻 167 ms で気液界面は、下死点近くにくる。その後、気液界面は再び紙面の上のほうに移動し、加熱部に入る。気液界面に大きな乱れはなく、水柱はピストンのように移動する。1 時間

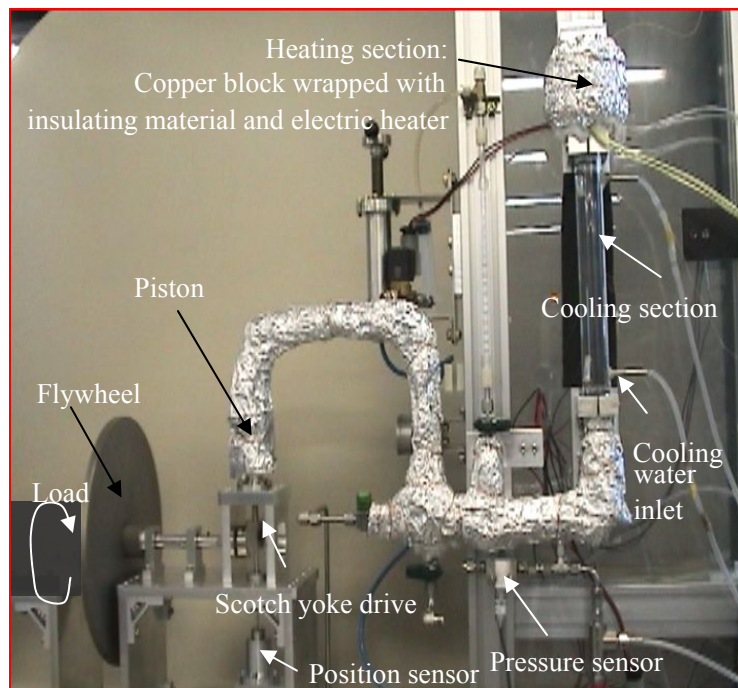


図 2.14 製作した原理検証機の写真

以上の連続動作を確認した⁽⁸⁷⁾。

2.3.2 図示仕事の計測

図 2.16 に、圧力-体積 (P-V) 線図を示す。連続した 5 周期分のデータを重ねた。P-V 線図が時計回りで描かれることから、固体ピストンに仕事を出力していることがわかる。膨張過程で P-V 線図が膨らむ、つまり蒸気の体積が 1 cc から 5 cc に膨らむ際に簡易設計の値より圧力が高いのは、加熱部に残った水が気化し続けているものと推測される。この気化は、図示仕事は増やしているが、圧力が低下してからの気化はエクセルギーが低下しており必ずしも熱効率のいい運転状態とはいえない。圧縮過程で圧力が簡易設計値より高く上がってしまうのは、膨張過程で加熱部から生じた大量の蒸気を冷却して凝縮させる能

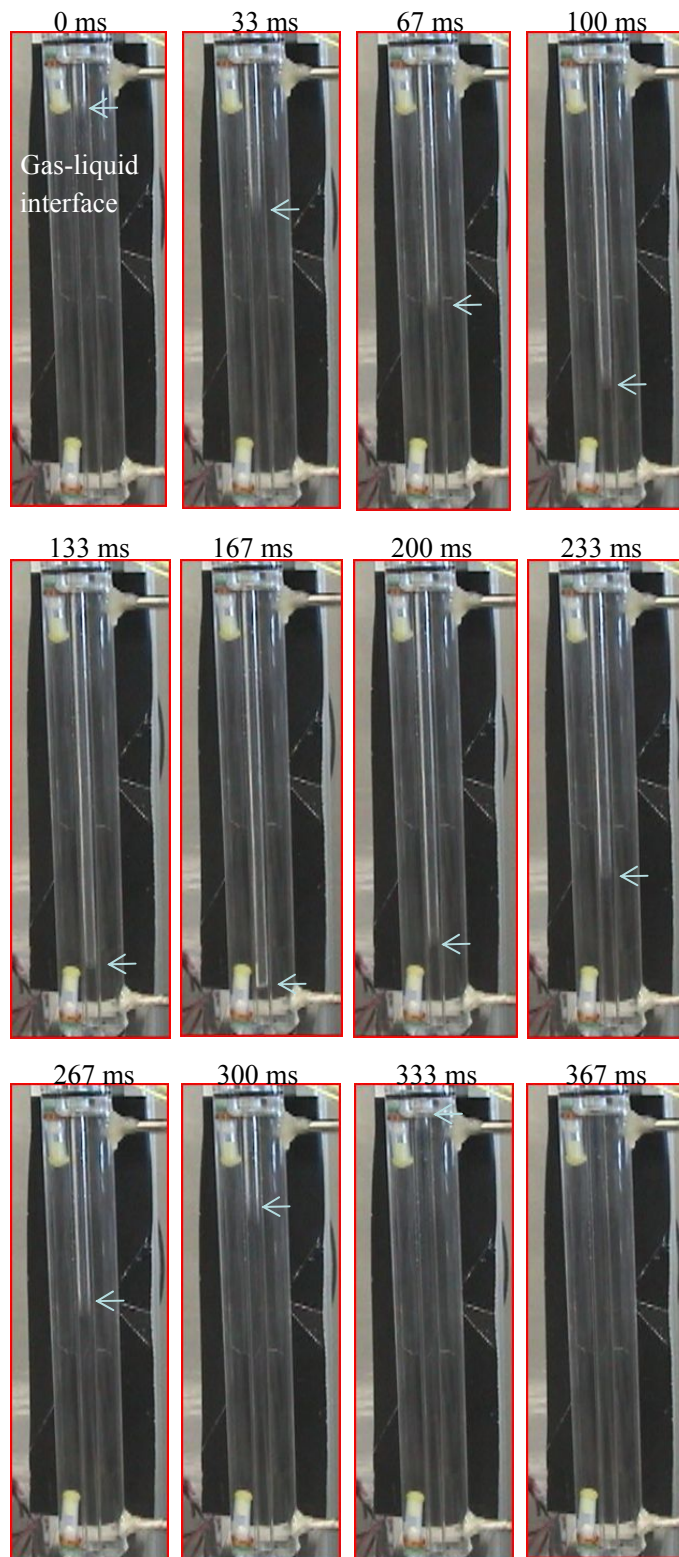


図 2.15 可視化観察の結果

力が不足しているためである。このことは、サイクル中の最も低い圧力が 0.14 MPa であり、冷却温度 90 に相当する飽和蒸気圧より高いことから推測できる。また、P-V 線図が 8 の字を描き、負の仕事が発生している。これにより、図示仕事小さくなり、図示熱効率も低下する。そのため、圧縮過程の後半で自励振動式蒸気エンジンが加熱部に入った時に沸騰によって生じる蒸気をバッファとして蓄える蒸気貯めがまだ最適化できていないことがわかる。

図示仕事は 2.2 W、駆動周波数は 1.9 Hz であった。また、加熱量は 273 W で、図示仕事を加熱量で除した図示熱効率は 0.82 % であった。これは高温 190、低温 90 とした時の過熱のないランキンサイクルの理論効率の 20.1 % よりはるかに低い値である。P-V 線図が 8 の字を描いていることや、加熱部に残った水が気化し続けていることがこの原因と考えられる。

以上の計測結果から、理論効率に近い設計を行うためには、加熱部に入った水の挙動を考慮した動作解析モデルが必要となることが分かる。その動作解析で導出した高効率化の指針に基づいて加熱部を設計する。その際蒸気貯めも最適設計する必要がある。

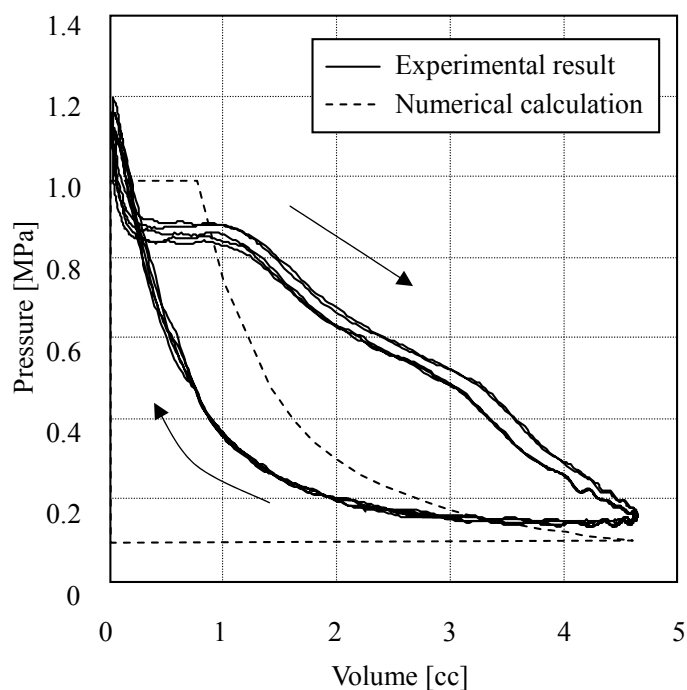


図 2.16 P-V 線図

第 3 章

自励振動式蒸気エンジンの高効率化の 指針導出

自励振動式蒸気エンジンの図示仕事や図示熱効率を向上させるためには、精度が高く、かつ計算負荷の小さい設計手法が必要となる。等温動作解析モデルは簡易的である反面、精度の面で以下の2つの問題点がある。

液体ピストンの上死点付近で沸騰による圧力上昇で過熱度が減少し熱流束が小さくなる
ことが考慮されていないこと

液体ピストンが後退する過程で、加熱部内に取り残された液膜が蒸発することが考慮
されていないこと

これらの問題点を解消するため、等温断熱近似した数値解析モデルを核沸騰と液膜蒸発
を考慮した動作解析モデル⁽⁸⁸⁾に発展させ、高効率化の指針を導出する。

3.1 解析の概要

上記 に対応するため、Kutateladze⁽⁸⁹⁾の過熱度と熱流束の関係式と Zuber⁽⁹⁰⁾、
Kutateladze⁽⁹¹⁾らの限界熱流束の式を加熱過程に導入する。また上記 に対応するために、
加熱部内で後退する水が形成する液膜の厚さを Han & Shikazono⁽⁹²⁾の式を用いて求め、そ
の液膜が蒸発する過程を導入する。本章での解析の対象は、原理検証機と同じ円筒型自励
振動式蒸気エンジンとする。

3.1.1 加熱部における気化モデルと蒸気発生量の算出

下死点に向かい液体が後退する過程では，図 3.1 のように壁面上に液膜が取り残される
ことが知られている⁽⁹³⁾⁽⁹⁴⁾⁽⁹⁵⁾．そのため，加熱部では液体ピストンと液膜が同時に存在し
ている場合がある．このように加熱部における水の形状が変わることで，伝熱機構が大き
く変化し，各位相での気化の量とタイミングに大きく影響を及ぼす．液体ピストンのみの
場合は，図 3.2 (a) のように加熱面から液体ピストンへの单相熱伝達と壁面上での核沸騰
が生じる．液体ピストンと液膜が存在している場合は，図 3.2 (b) のように壁面上に取り
残された液膜の蒸発を考慮する必要がある⁽⁹⁶⁾．核沸騰の熱流束は，Kutateladze⁽⁸⁹⁾の式(3.1)
を用いる．本式は定常における核沸騰の熱流束を求めるものであるが，塩冶ら⁽⁹⁷⁾によれ
ば，定常状態の沸騰曲線と急冷時の放熱量から求めた沸騰曲線の量的な差は小さいことか
ら，本研究でも Kutateladze の式をそのまま適用する．

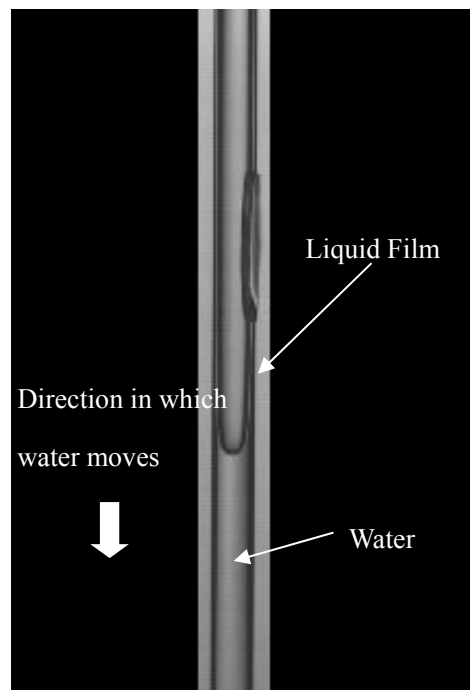


図 3.1 後退する過程で壁面上に液膜が取り残される様子 (Han & Shikazono⁽⁹⁵⁾より)

$$Q_p = 3.12 \times 10^{-11} \times \lambda^{3.3} \times \left(\frac{P}{\nu_L h_{fg} \rho_v \sigma} \right)^{2.3} \times \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right)^{0.67} \times Pr^{1.17} \times (T_w - T_s)^3 \times S \quad (3.1)$$

ここで、 Q_p は熱流束、 λ は水の熱伝導率、 P は系の圧力、 σ は表面張力、 ρ は密度、 h_{fg} は蒸発潜熱、 ν は動粘性係数、 g は重力加速度、 Pr はプラントル数、 T は温度である。添え字の l は液体、 v は気体、 w は壁面、 s は飽和状態を表す。過熱度が大きく、以下の Zuber⁽⁷³⁾ の式(3.2)および Kutateladze⁽⁷⁴⁾ の式 (3.3) で表される限界熱流束を超える場合は、この限界熱流束を熱流束として与える⁽⁹⁸⁾⁽⁹⁹⁾⁽¹⁰⁰⁾。

$$\frac{Q_{cr_SUB}}{Q_{cr_SAT}} = 1 + 5.3 \times \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.75} \times \left[\frac{\frac{\rho_l k_l^2}{\sigma}}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}} \right]^{0.25} \left(\frac{C_{pl}(T_s - T_l)}{h_{fg}} \right) \quad (3.2)$$

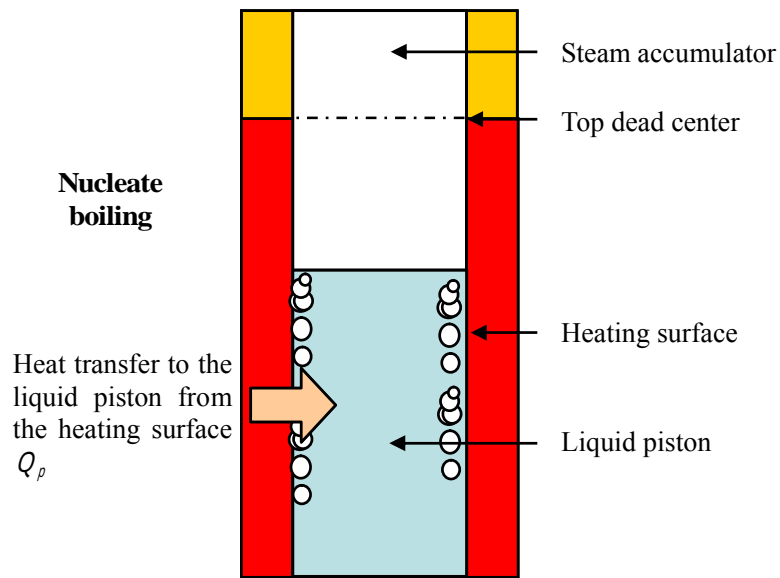
$$Q_{cr_SAT} = 0.16 \times h_{fg} \times \rho_v \times \left[\frac{\sigma_g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{0.25} \quad (3.3)$$

ここで、 C_{pl} は液体の比熱、 k_l は液体の温度伝導率、 Q_{cr_SUB} 、 Q_{cr_SAT} はそれぞれサブクールがある場合と無い場合の限界熱流束である。下死点へ向かう時は、液膜部は Han & Shikazono⁽⁹⁵⁾ の式 (3.4) から液膜厚さ δ_0 を算出し、その液膜の蒸発には、式(3.5)の熱流束 Q_f を用いる。液体ピストン部は、式(3.1) ~ (3.3) の核沸騰モデルで熱流束を与える。

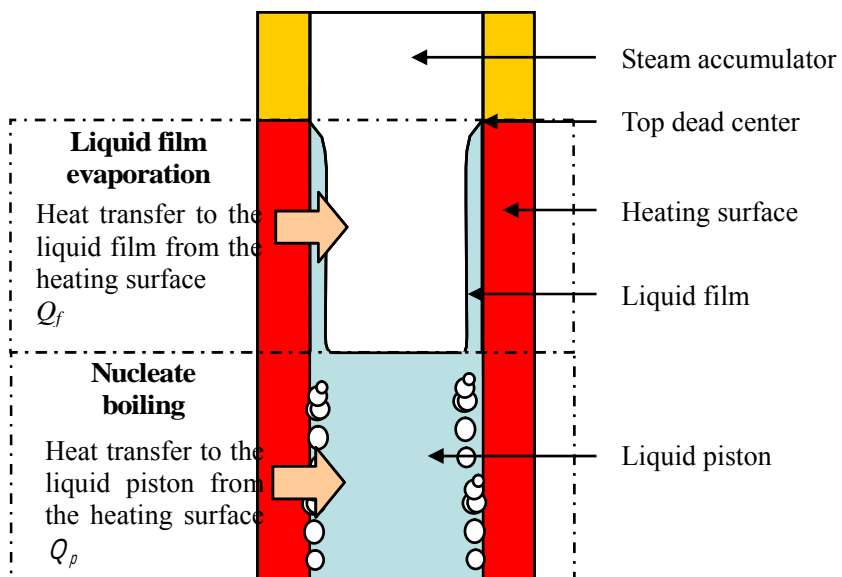
$$\left(\frac{\delta_0}{D} \right)_{\text{acceleration}} = \frac{0.698 \cdot Ca^{2/3} \cdot Bo_{\text{acceleration}}^{-0.414}}{1 + 4.838 \cdot Ca^{2/3} \cdot Bo_{\text{acceleration}}^{-0.414}} \quad (3.4)$$

$$Q_f = \frac{\delta_0}{0} \times S \times (T_w - T_s) \quad (3.5)$$

ここで、 Ca はキャピラリー数、 Bo はボンド数、 D は管内径、 S は液膜の面積である。キャピラリー数 Ca は、式(3.6)で算出する。



(a) Only liquid piston exists in the heating section (no liquid film)



(b) The liquid film and liquid piston exist in the heating section

図 3.2 加熱部の気化モデル

$$Ca = \frac{\mu U}{\sigma} \quad (3.6)$$

ここで、 μ は粘性係数、 U は流速、 σ は表面張力である。ボンド数 Bo は、流れの加速度と表面張力の比で、式(3.7)から算出する。

$$Bo = \frac{a_{lp}(\rho_{liq} - \rho_{gas})D^2}{\sigma} \quad (3.7)$$

ここで、 a_{lp} は流れの加速度、 ρ_{liq} 及び ρ_{gas} は各々液体と気体の密度である。以上の式で求めた熱流束を用いて式(3.8)から瞬時の蒸気発生量 $m_{g,b}$ を算出する。この際、蒸発によって薄くなっていく液膜厚さの時間変化も考慮して計算を行う。

$$m_{g,b} = \frac{Q_p + Q_f}{h_{fg}} \quad (3.8)$$

3.1.2 凝縮蒸気量の算出

液体ピストンが下死点に向かう過程は、断熱膨張が理想であるが、実際には飽和温度よりも低温の部位に蒸気が到達すると凝縮が始まる。そのため、膨張過程においても凝縮を考慮する必要がある。冷却部での熱流束 Q_c は、式(3.9)から算出する。

$$Q_c = h_c \times S_c \times (T_{w,c} - T_s) \quad (3.9)$$

ここで、 S_c は蒸気と冷却部の内壁が触れ合う面積である。 $T_{w,c}$ は蒸気の温度、 T_s は液体ピストンが下死点に向かって移動する過程で冷却部の内壁に取り残した液膜の温度である。凝縮熱伝達率 α_c は、式(3.10)から求める。

$$\alpha_c = \frac{\lambda_l}{\delta_c} \quad (3.10)$$

ここで、 λ_l は水の熱伝導率、 δ_c は液体ピストンが下死点に向かって移動する過程で冷却部の内壁に取り残された液膜厚さである。液膜厚さは、Han & Shikazono⁽⁹⁵⁾ の式(3.4)から求める。本エンジンを 3 Hz で駆動した際の平均液膜厚さは、約 70 μm であり、その場合の平均の凝縮熱伝達率はおよそ 5000 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ となる。凝縮によって減少する空間内の蒸気量は、式(3.11)から算出する。

$$m_{g,c} = \frac{Q_c}{h_{fg}} \quad (3.11)$$

3.1.3 解析の仮定と手順

以下に、数値解析のために用いた仮定を記す。

圧力損失は無視できる

気体は理想気体の状態方程式に従う

エンジン外部への作動流体および液体ピストンの漏れはない

液体ピストンは正弦波状に変動する

加熱部、冷却部の熱交換器温度は一定とする

加熱部と冷却部の空間の温度勾配は線形とする

気化によって発生した蒸気の圧力損失は無視でき、蒸気圧力は一様である

加熱部内に液体ピストンがある時は、飽和蒸気圧まで蒸気が発生する

蒸気の気化、凝縮による液体ピストンの体積変化は無視する

動作温度 270 K まで検討することとし、水の物性値は、高温と低温の動作温度の中間の 190 K の値を用いる

放熱ロスは無視する

以下に、数値解析の手順を示す。

液体ピストンの変位を正弦波として与える

液体ピストンの気液界面の位置から，圧縮過程，気化過程，膨張過程，凝縮過程のいずれかの過程を判断する

加熱，冷却の過程で熱交換量を求める

熱交換量から相変化量を算出し，空間内の全蒸気量を求める

空間内の全蒸気量，空間体積から状態方程式(3.12)に基づき圧力を求める

$$PV = \frac{m_g}{M} R(T_s + 273.15) \quad (3.12)$$

ここで， V は蒸気空間の体積， m_g は全蒸気質量， M は作動流体の分子量， R は一般気体定数である．

式(3.13)から図示仕事を算出する

$$W = \oint P \times A_p dx \quad (3.13)$$

ここで W は図示仕事， A_p はピストンの面積， x はピストンの位置である．

式(3.14)から図示熱効率を算出する．

$$\eta_{pv} = \frac{W}{Q_e} \quad (3.14)$$

ここで η_{pv} は図示熱効率， Q_e は加熱量である．

図 3.3 にフローチャートを示す⁽¹⁰¹⁾．本計算では，1 周期を 1000 分割して解析した．はじめに形状及び物性値を与え，次に蒸気量を仮定する．液体ピストン変位を正弦波として与え，気液界面位置から過程を判断する．加熱過程でかつ上死点に向っている場合，核沸騰のみによる熱交換量を算出する．下死点に向っている場合は，核沸騰及び液膜蒸発による熱交換量を算出する．加熱過程でない場合の内，液膜が残っている場合は，液膜蒸発による熱交換量を計算して凝縮による熱交換量を算出する．最後に，熱交換量から蒸気の発

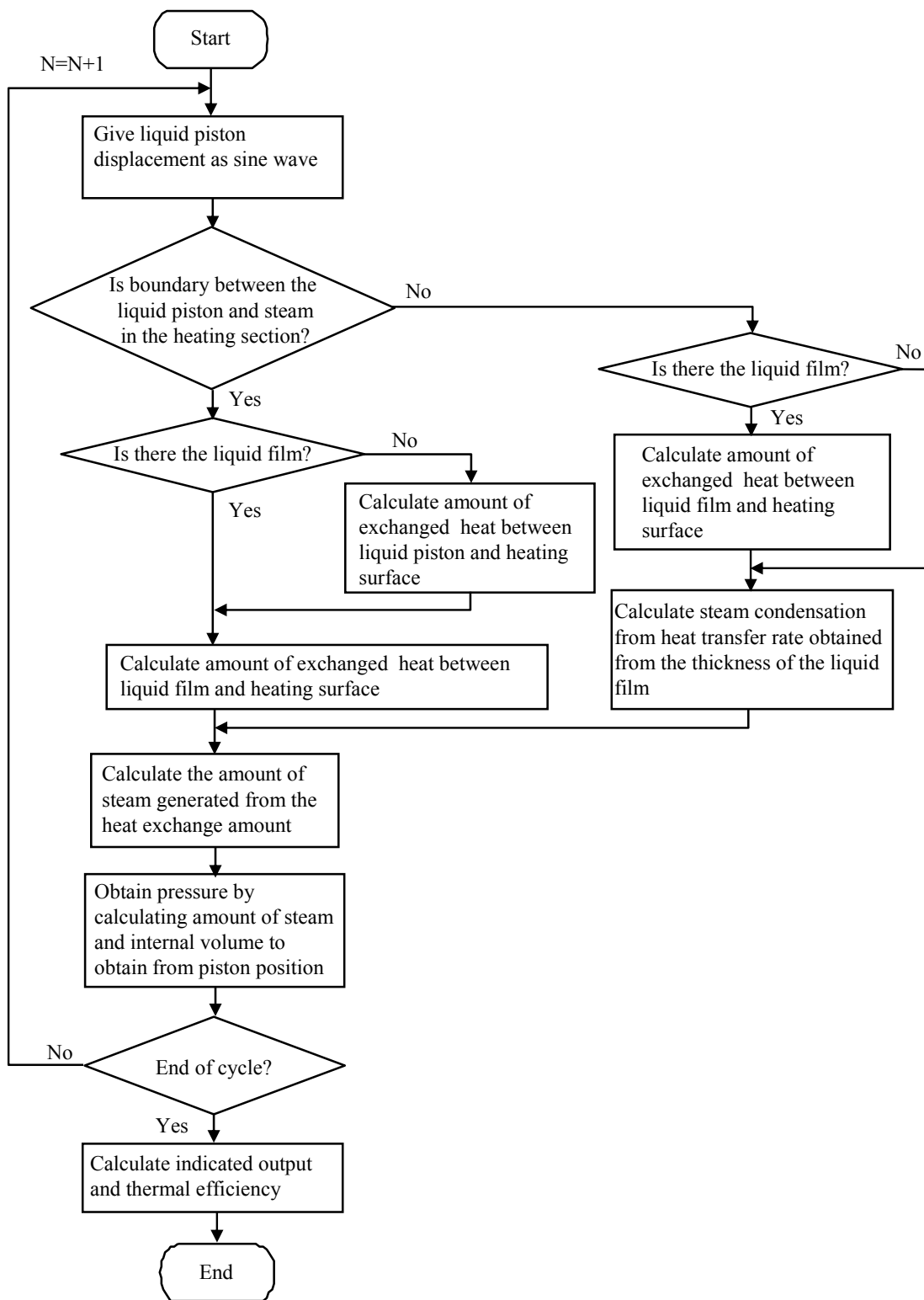


図 3.3 数値解析のフローチャート

生量を求め、圧力を求める。繰り返し計算し、初期の蒸気量が計算後の蒸気量と一致したら計算を終了する。

3.2 円筒型自励振動式蒸気エンジンでの実験的検証

3.2.1 実験機

表 3.1 に、実験機の仕様を示す。原理検証機のガラス管部をステンレスに変更することで耐圧強度を上げ、加熱温度 270 (飽和圧力 5.0 MPa) まで実験できるようにした。冷却部とピストンの間に設けた圧力センサとピストン下部に設けた位置センサの情報から、式(3.11)を用いて図示仕事を算出する。また図示熱効率は、図示仕事を電気ヒータに投入した電力量で除して算出する。電気ヒータに投入した電力は、DC 電源と電気ヒータの間に設けたデジタルマルチメータによって計測した。

表 3.1 実験機の仕様

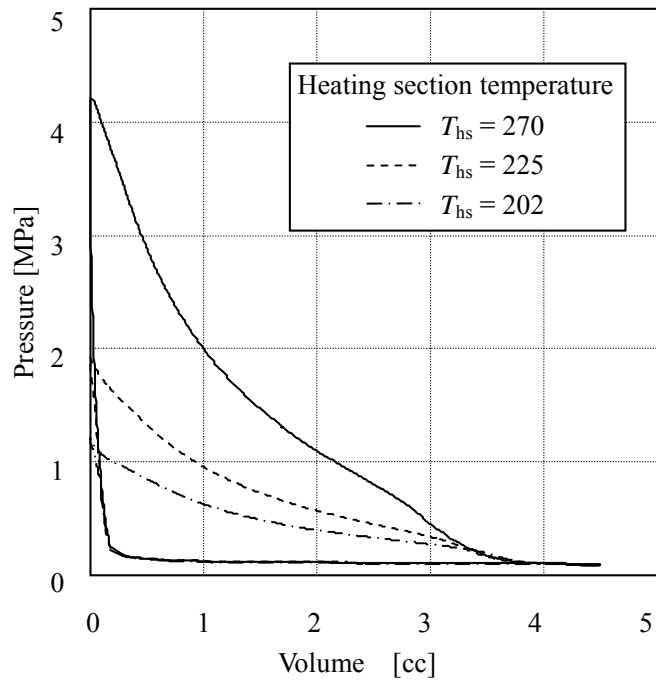
Heating section	Material	Copper
	Size	Inner diameter 4.4 mm Length 60 mm
	Heat source	Electric heater
	Heating temperature	270 (max) Measured by K type thermocouples
Cooling section	Material	Stainless steel
	Size	Inner diameter 4.4 mm Length 200 mm
	Cooling temperature	90

3.2.2 液膜からの蒸発を考慮することが性能予測に与える影響

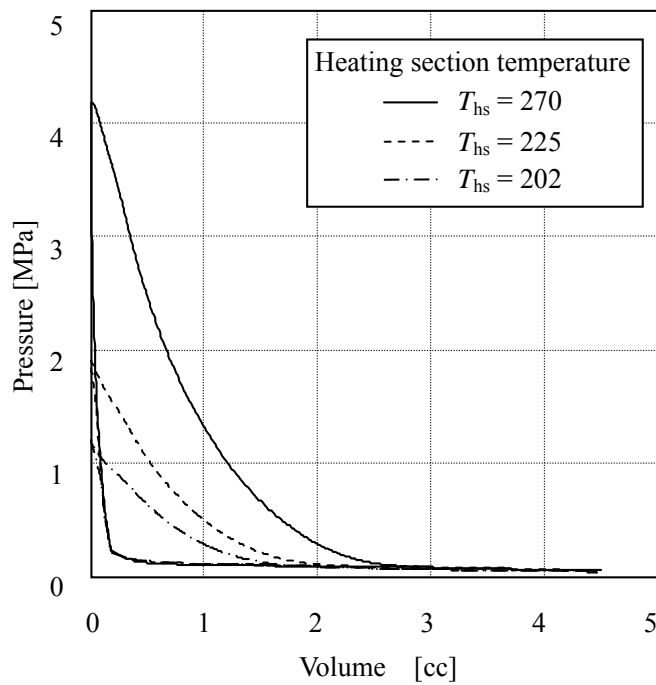
図 3.4 に、各々の加熱温度における数値解析と実験で得られた P-V 線図を示す。図 3.4 (a) が液膜の存在を仮定した場合、図 3.4 (b) が存在しないと仮定した場合の数値解析結果で、図 3.4 (c) が実験結果である。加熱温度は、 $T_{hs} = 202, 225, 270$ である。いずれの加熱温度でも、飽和圧力近くまで圧力が上昇している。また、液膜の存在を仮定した場合の数値解析結果の方が、存在しないと仮定した場合よりも膨張過程における圧力が高い。その結果、液膜の存在を仮定した場合の方が実験結果に近い値を与えるが、この場合でも圧力を過小評価する。これは、数値解析において液膜厚さを実際より薄く予測したことや加熱部に入った水の局所的な沸騰によって水が霧状に飛散して蒸気貯めに付着し蒸気の発生が増えたことが考えられる。図 3.5 に、P-V 線図から算出した図示仕事と加熱温度の関係を示す。加熱温度の上昇とともに、図示仕事が増加する。これは、最大圧力が飽和圧力近くまで上昇して P-V 線図が大きくなったことによる。液膜の存在を仮定した場合の方が、図示仕事の予測が実験結果に近い。

図 3.6 に、数値解析と実験における加熱温度と加熱量の関係を示す。加熱温度の上昇とともに、数値解析結果及び実験結果共に加熱量は増加する。液膜の存在を仮定したことによって、実験結果に近づく。一方、液膜の存在を仮定した場合でも、実験における加熱量よりも小さい。これは、加熱部で加熱された水が気化することなく冷却部に移動して冷却される効果、すなわち液体ピストンによる顕熱輸送損失を考慮していないことや、加熱部に入った水の局所的な沸騰によって水が液滴状に飛散して蒸気貯めに付着し、蒸気の発生が増えたことを考慮していないことによる。図 3.7 に、数値解析と実験における加熱温度と図示熱効率の関係を示す。加熱温度の上昇とともに、図示仕事が増加したことにより図示熱効率が増加する。

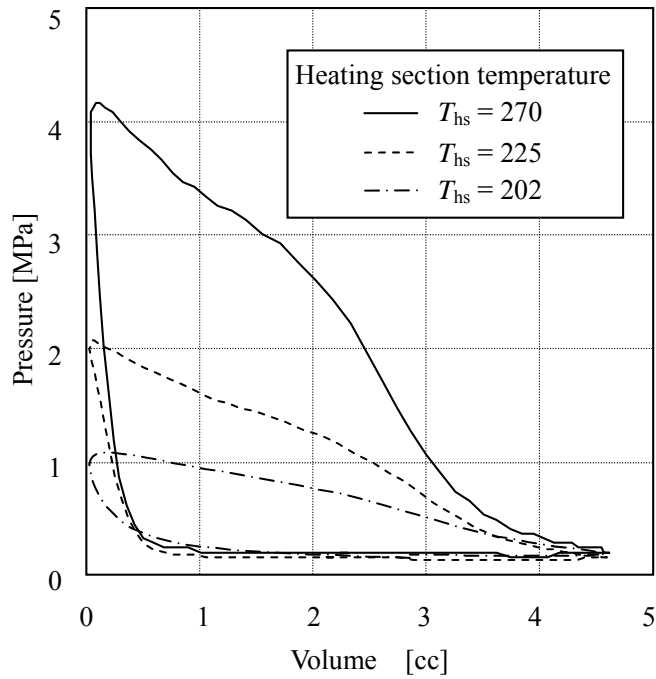
以上のことから、液膜の存在を仮定した場合の数値解析結果の方が、存在しないとした場合よりも、図示仕事、加熱量、及び図示熱効率は、実験結果に近く、動作解析モデルにおいて薄液膜蒸発の影響は無視できない。一方、蒸気発生量を過小評価する要因を解明して数値解析に反映させること、液体ピストンによる顕熱輸送を考慮することにより、さらに精度の高い計算が可能になると考えられる。



(a) 液膜の存在を仮定した場合



(b) 液膜が存在しないと仮定した場合



(c) 実験結果

図 3.4 各々の加熱温度における実験と数値解析で得られた P-V 線図

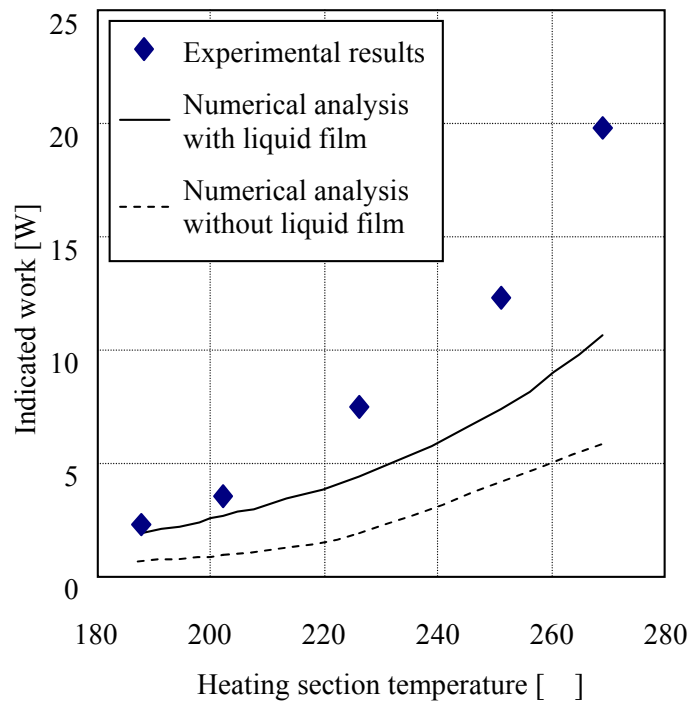


図 3.5 数値解析と実験における加熱温度と図示仕事の関係

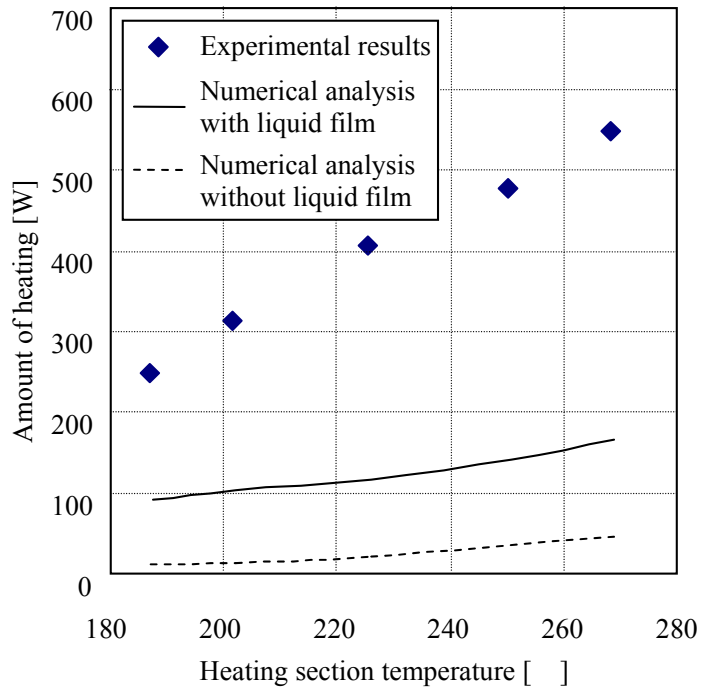


図 3.6 数値解析と実験における加熱温度と加熱量の関係

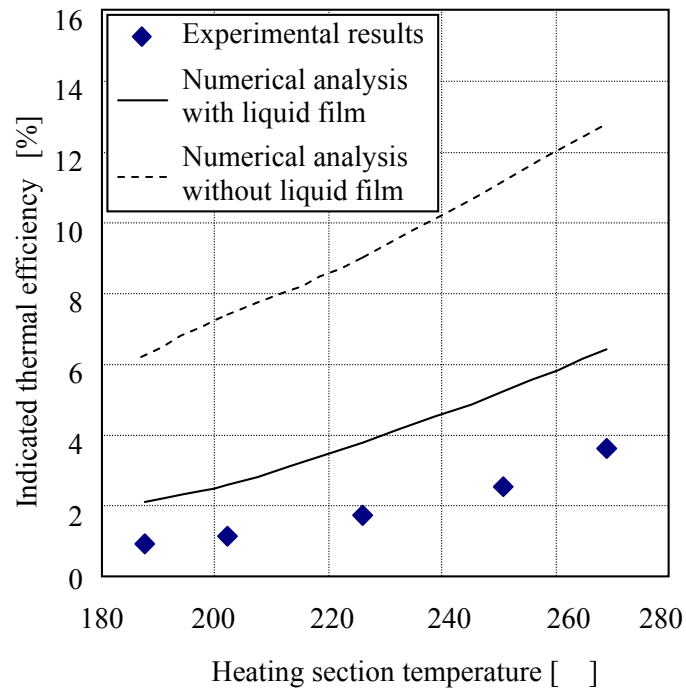


図 3.7 数値解析と実験における加熱温度と図示熱効率の関係

3.3 図示熱効率の向上指針

本設計手法を用いて，円筒型自励振動式蒸気エンジンの図示熱効率が低い要因について分析を進め，図示熱効率を向上させるための指針について考察する．

3.3.1 円筒型自励振動式蒸気エンジンの熱損失の分析

図 3.8 に，270 に加熱した時の気化及び凝縮の瞬時の熱交換量，蒸気空間体積，圧力を数値解析から求めた結果を示す．液体ピストンが上死点に向かって移動している間に，核沸騰で蒸気が発生するが，蒸気が飽和圧力に到達すると一旦蒸気のは発生は止まる．その後，液体ピストンが下死点に向かうと圧力が低下するため，再び核沸騰によって蒸気が発生する．核沸騰と同時に液膜による蒸発も始まる．この液膜蒸発は，液体ピストンが下死点へ移動する膨張過程の後半まで継続している．この時，液膜の蒸発と同時に凝縮も生じており，ヒートパイプと同様の現象が生じている．このような熱輸送は，図示仕事として出力されないため，図示熱効率を低下させる．この液膜の蒸発のタイミングを早めると，理想的には膨張過程で蒸発が完了するまで加熱部の温度に相当する飽和蒸気圧に維持され，図 3.4 (a) の図示仕事が大きくなり，同時に図示熱効率も大きく改善すると考えられる．これを実現するためには，管の内径を細くして液膜を薄くして熱伝達率を高くし，加熱部に残された液膜の蒸発を早めると良い．管径を細くすると単管あたりの伝熱面積は減少するが，細管を複数並べることで高い熱伝達率と大きな伝熱面積を両立させることは可能である⁽¹⁰²⁾⁽¹⁰³⁾⁽¹⁰⁴⁾．このことで，更なる図示熱効率の向上が期待できる．

図 3.9 に，270 に加熱した際の数値解析結果から求めた飽和温度 - 比エントロピー線図を示す．横軸の比エントロピーの求め方を説明する．まず，式(3.15)から 1 サイクルの全加熱量 Q_T が全て蒸気発生に使われた場合の蒸気発生量 m_{th} を算出する．

$$m_{th} = \frac{Q_T}{h_{fg}} \quad (3.15)$$

ここで， h_{fg} は水の潜熱である．次に，式(3.16)からエントロピー増加量 S を求める．

$$\Delta S = \frac{\Delta m_g \times h_{fg}}{T_s} \quad (3.16)$$

ここで、 m_g は 1 ステップで増加した蒸気量、 T_s はサイクル中の圧力に対応する飽和温度である。次に、式(3.17)から比エントロピーの増加 s を求める。

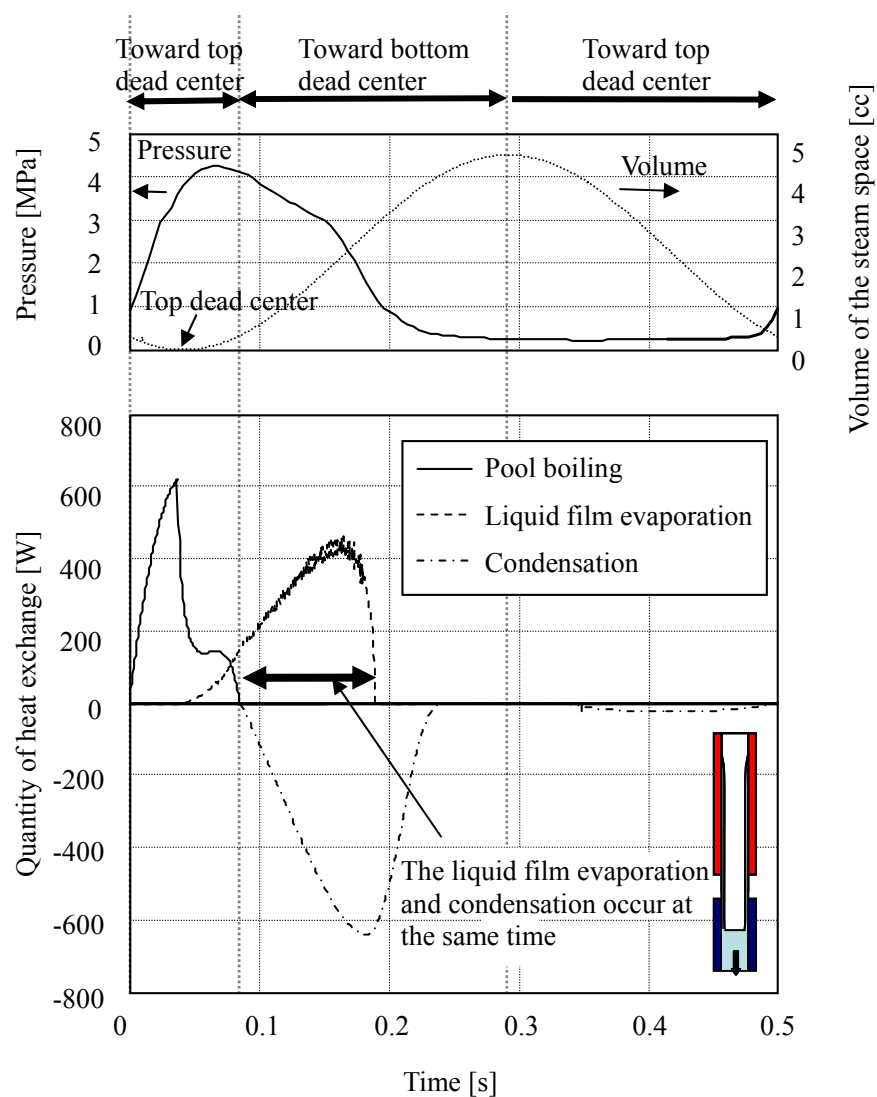


図 3.8 気化及び凝縮の瞬時の熱交換量

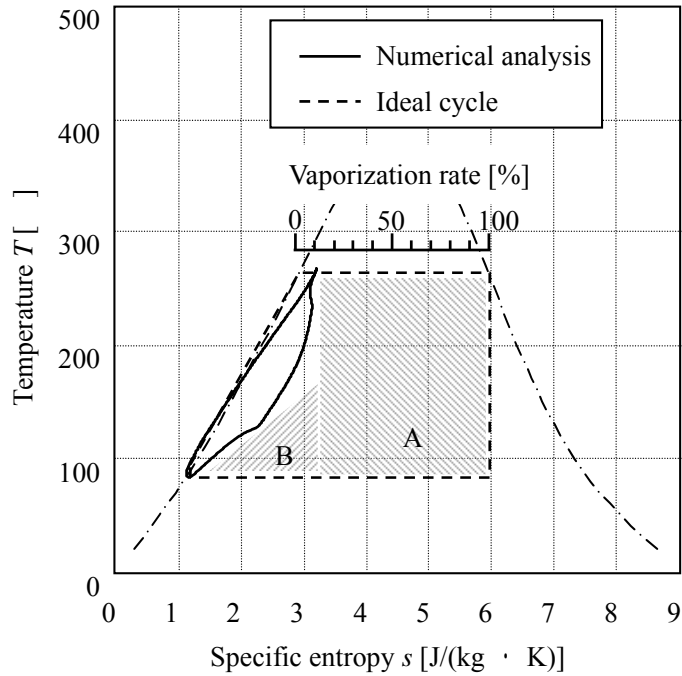


図 3.9 飽和温度 - 比エントロピー 線図

$$\Delta s = \frac{\Delta S}{m_{th}} \quad (3.17)$$

縦軸は、サイクル中の圧力に対応する飽和温度である。理想サイクルと実際のサイクルの面積比から図示熱効率を見積もることが可能である。図中の A の部分がヒートパイプと同様の熱輸送による損失と液体ピストンによる顕熱輸送損失を表している。図中の B の部分が凝縮による面積の縮小を表している。この飽和温度 - 比エントロピー 線図からも、熱輸送を減らすことで、図示熱効率が大きく改善されることがわかる。

3.3.2 加熱部の管直径が性能に与える影響

前項で得られた高効率化の指針に基づき、管径を細くすることによる図示熱効率の改善効果を予測する。図 3.10 に、高効率化指針の導出モデルの構成を示す。微細管は原理検

証機の加熱部の内径相当 4.4 mm の中に最密に配置する．加熱部の面積に比例して凝縮性能を上げる必要があるため，凝縮部直径は加熱部の微細管直径と等しいとする．蒸気アキュムレータは 0.3 cc で固定した．微細管を構成する銅ブロックは温度低下がないものと仮定し数値解析を行った．図 3.11 に，微細管の直径及び長さに対する図示熱効率の関係を示す．流路寸法 0.2 mm では，270 での図示熱効率が 15 %で，カルノー効率の 45 %の図示熱効率になると予想される．一方，流路径 0.02 mm では，270 での図示熱効率が 21 %となり，カルノー効率の 63 %の図示熱効率になると予想される．図 3.12 に，流路径と交換熱量の時間変化の関係を示す．流路の微細化により，液膜の蒸発のタイミングが早まっていることが確認できる．図 3.13 に流路径と T-S 線図の関係を示す．流路の微細化により，比エントロピーが大きくなり T-S 線図の面積が拡大し，図示熱効率が改善されている．流路径が小さいほど高い温度で比エントロピーが大きくなっており，ヒートパイプと同様の熱輸送による損失が減少している．

流路の微細化による図示熱効率の改善効果について，式 (3.18) で表される伝熱単位数 NTU を用いて整理する．

$$NTU = \frac{\alpha_h A_{hs}}{\rho_l C_{pl} G} \quad (3.18)$$

ここで， α_h は気化時の熱伝達率， A_{hs} は加熱面の総面積， ρ_l は水の密度， C_{pl} は水の比熱， G は加熱部への体積流量である． NTU は，加熱部に流入する液体の熱容量流量に対する伝熱性能の比を表している．伝熱性能は，液膜厚さの影響が大きいものとして，式(3.19)で求める．

$$\alpha_h = \frac{\lambda_l}{\delta_h} \quad (3.19)$$

ここで， δ_h は加熱部に取り残される液膜厚さである．図3.14に，流路微細化が図示熱効率に与える影響を NTU で整理したものを示す．グラフの横軸の右方向は，伝熱能力が高くなる，または流入量が減少していることを示している．流路径が細いほどそのピークが高くなるのは，液膜が薄くなることによって伝熱能力が高くなることを示している．どの流路径でもピークを迎えて，図示熱効率が右肩下がりになるのは水の流入量が不足するため

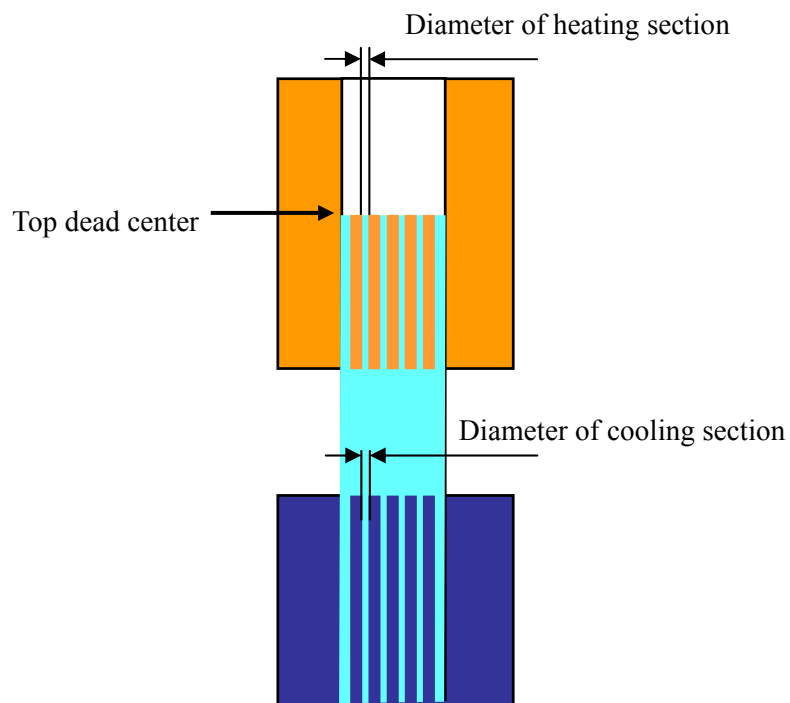


図 3.10 高効率化指針の導出モデルの構成

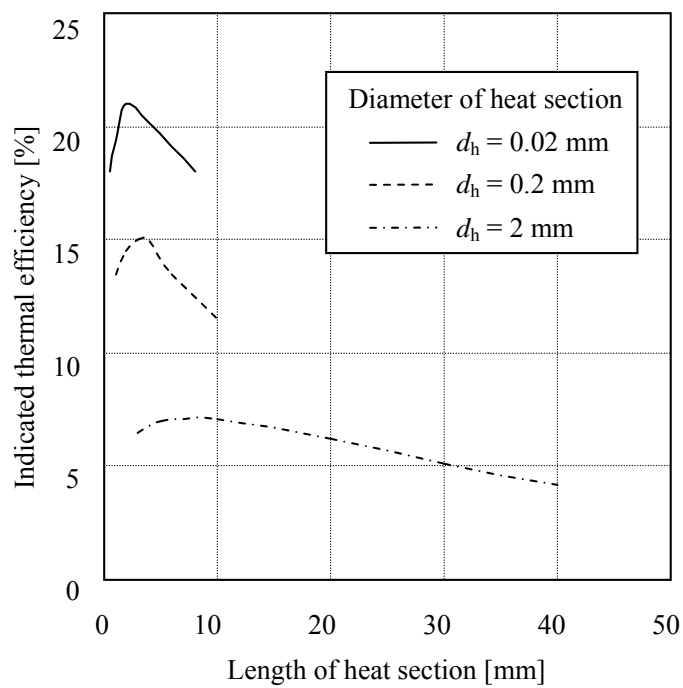


図 3.11 管の直径及び長さに対する図示熱効率の関係

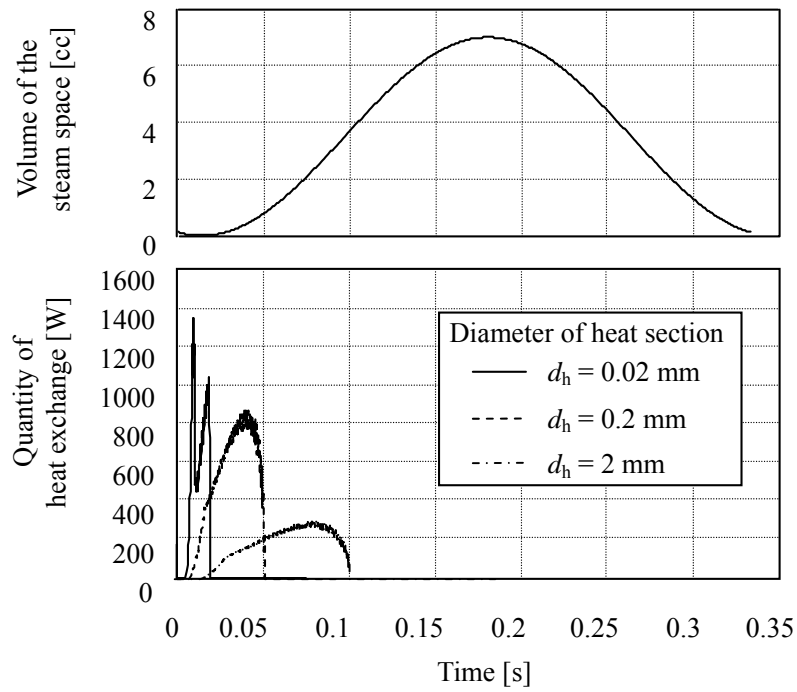


図 3.12 流路径と交換熱量の時間変化の関係

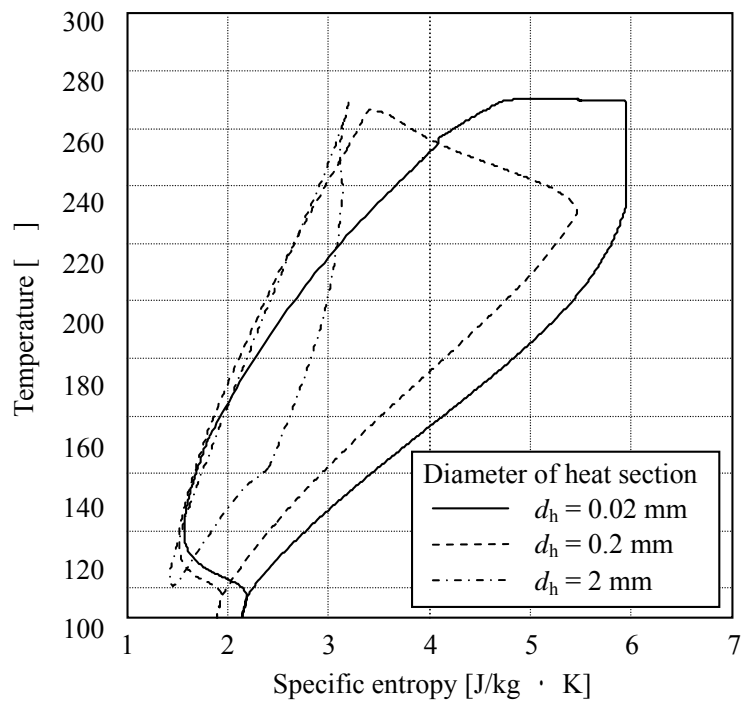


図 3.13 流路径と T-S 線図の関係

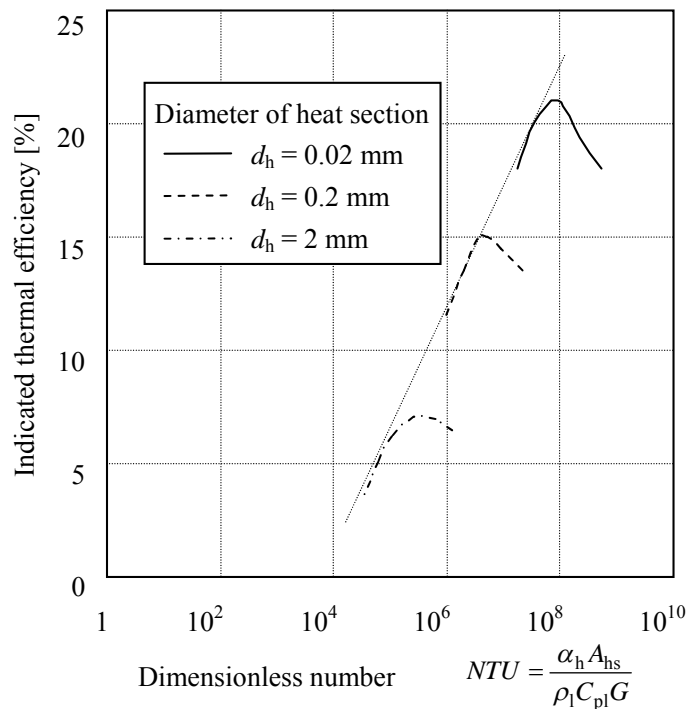


図 3.14 流路微細化が図示熱効率に与える影響の無次元数での整理

ある．水の流量が足りている場合には， $\alpha_h A_{hs}$ を増加させると図示熱効率を向上させることができることがわかる．

3.4 蒸気貯めの最適設計

前章の原理検証機では，図示仕事が 8 の字を描き，負の仕事が発生したため図示熱効率が低下していた．一方，前節までの数値解析及び実験では，圧力の最大値が，加熱部の温度に相当する飽和蒸気圧に相当する飽和蒸気圧になるよう蒸気貯めの体積を設定して議論を進めた．本節では，蒸気貯めの体積が性能に及ぼす影響を明らかにする⁽¹⁰⁵⁾．気化させるための加熱部とその加熱部と同温度に加熱されている蒸気貯めを合わせた体積は 4.5 cc で一定とし，液体ピストンが加熱部に入る量を調整して実験と解析を行った．

3.4.1 蒸気貯め体積が性能に及ぼす影響

図 3.15 および図 3.16 に、蒸気貯め体積 V_{ac} と、図示仕事および図示熱効率の関係を示す。定常状態における液体ピストンの温度は本モデルでは解けないため、 $T_{LP} = 90, 105, 120$ の 3 つの温度を仮定した。図 3.17 に、各々の蒸気貯め体積における実験と解析で得られた図示仕事を示す。蒸気貯め体積には最適値があることが分かる。蒸気貯め体積が小さいと、図 3.17 のように PV 線図が 8 の字を描き、負の仕事が発生してしまうため図示仕事が小さくなり、図示熱効率も低下する。実験と数値解析のいずれにおいても図示仕事が 8 の字を描いており、数値解析は蒸気エンジンの特性を良く再現できている。蒸気貯め体積を大きくすると、最大圧力と出力が低下する。この傾向は数値解析により良く再現できている。一方、実験値の図示仕事の方が大きいのは、加熱部に残った水が数値解析よりも多いためだと考えられる。これは、数値解析において液膜の厚みを過小に評価したこと、あるいは数値解析で考慮していない水の飛散が生じているためと考えられる。また、実験では、膨張過程で圧力が冷却水温度に相当する飽和蒸気圧まで下がらない。特に蒸気貯めが小さい、すなわち加熱部に液体ピストンが多く入る場合に顕著である。これは、液体ピストンが冷却水温度まで十分に冷却できず、冷却部の液膜温度が高いためである。このことは数値解析において、 $T_{LP} = 90$ より 120 の方が、最低圧力が上昇していることからわかる。図示熱効率の実験値と数値解析の乖離は、上述の要因に加え、加熱された液体ピストンが冷却部に移動して冷却されることによって起こる顕熱輸送損失でも生じる。上述の要因や液体ピストンによる顕熱輸送を考慮すればより精度の高い計算が可能になると期待できる。

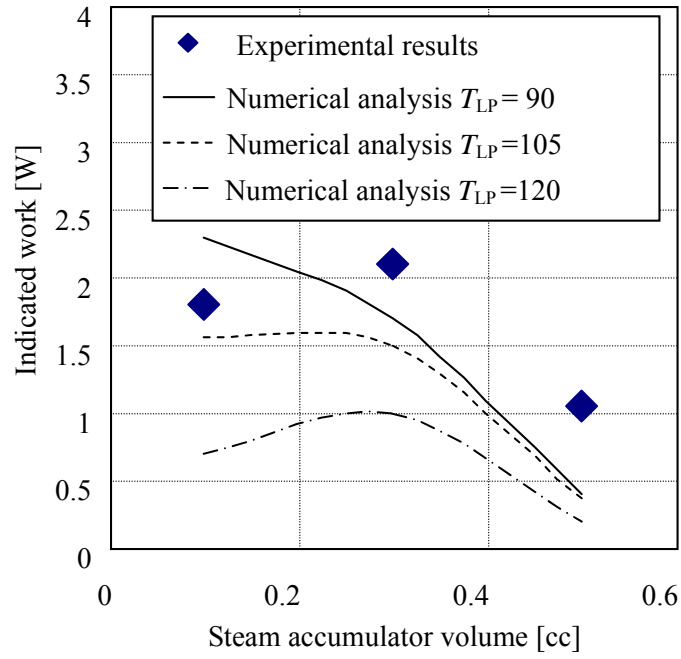


図 3.15 蒸気貯め体積と図示仕事の関係

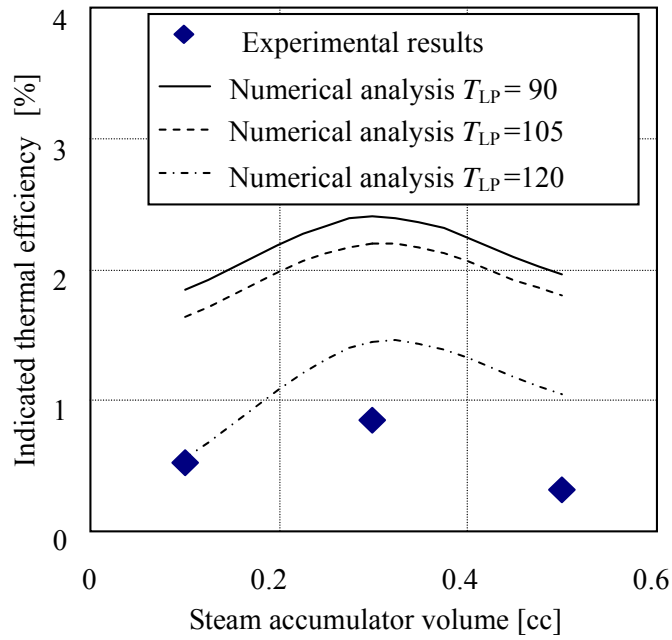
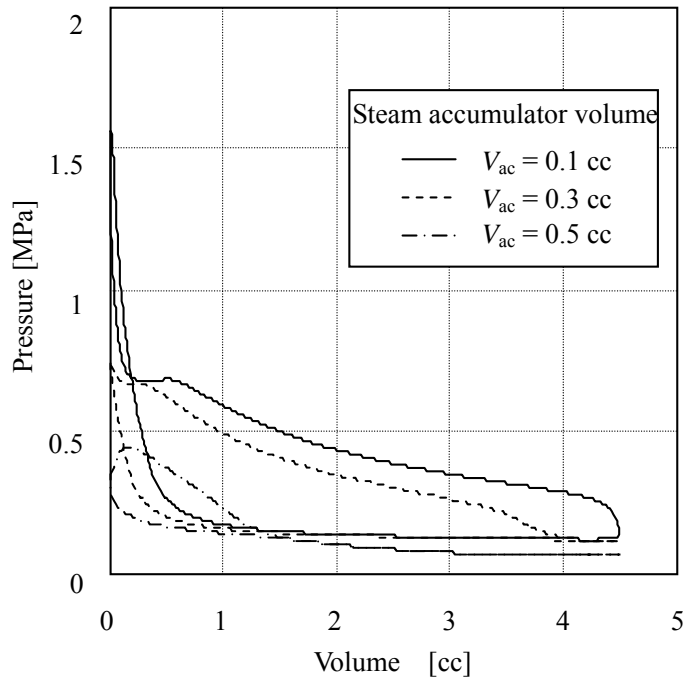
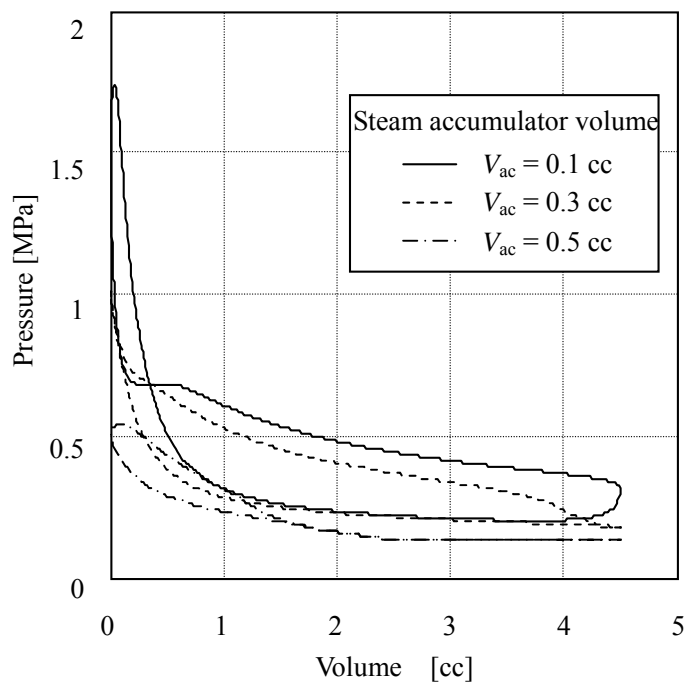


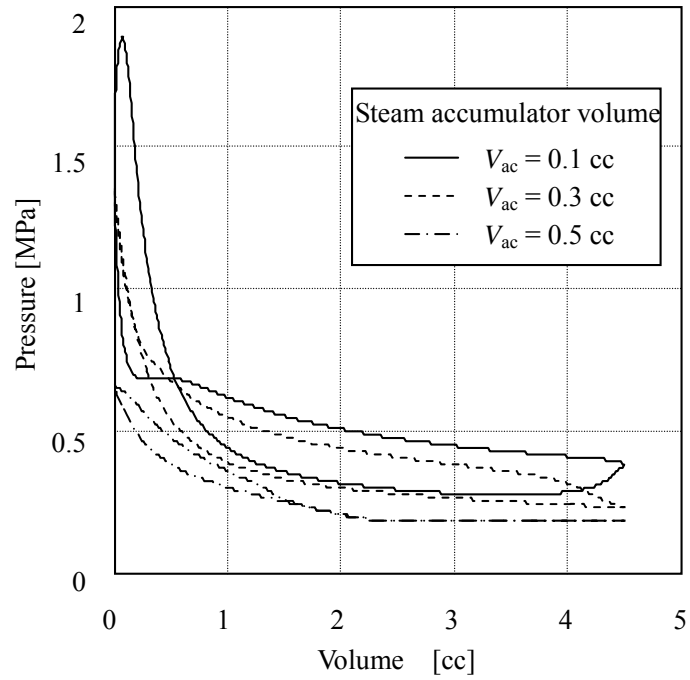
図 3.16 蒸気貯め体積と図示熱効率の関係



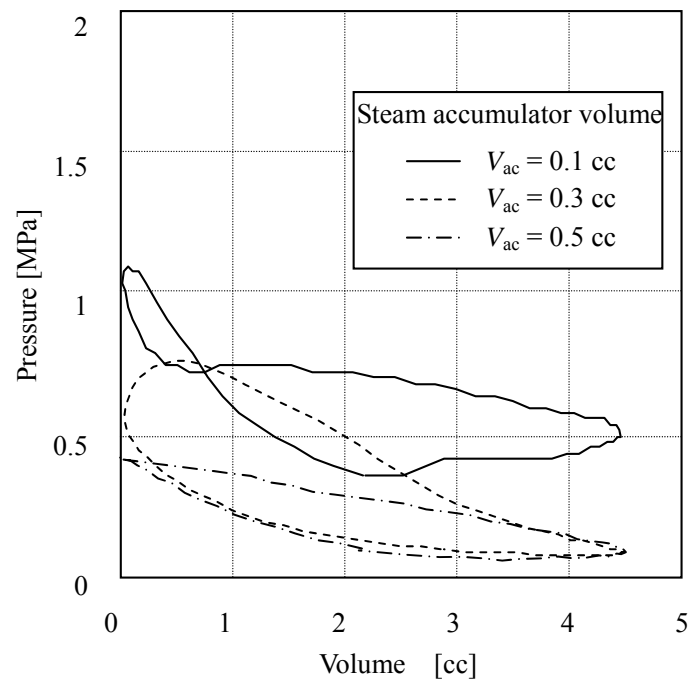
(a) $T_{LP} = 90$



(b) $T_{LP} = 105$



(c) $T_{LP} = 120$



(d) Experimental results

図 3.17 蒸気貯め体積における実験と解析で得られた図示仕事

3.4.2 熱損失の分析

図3.18に、気化によって発生している蒸気の量及びタイミングを数値解析から求めた結果を示す。液体ピストンが上死点に向かって移動している間に、核沸騰で蒸気が発生するが、蒸気が飽和圧力に到達すると一旦蒸気のは発生は止まる。その後、液体ピストンが下死点に向かうと圧力が低下するため、再び核沸騰によって蒸気が発生する。核沸騰と同時に液膜による蒸発も始まる。この液膜蒸発は、液体ピストンが下死点へ移動する膨張過程の後半まで継続している。この時、液膜の蒸発と同時に凝縮も生じており、ヒートパイプと同様の現象が生じている。このような蒸気の熱輸送は、図示仕事として出力されないため、

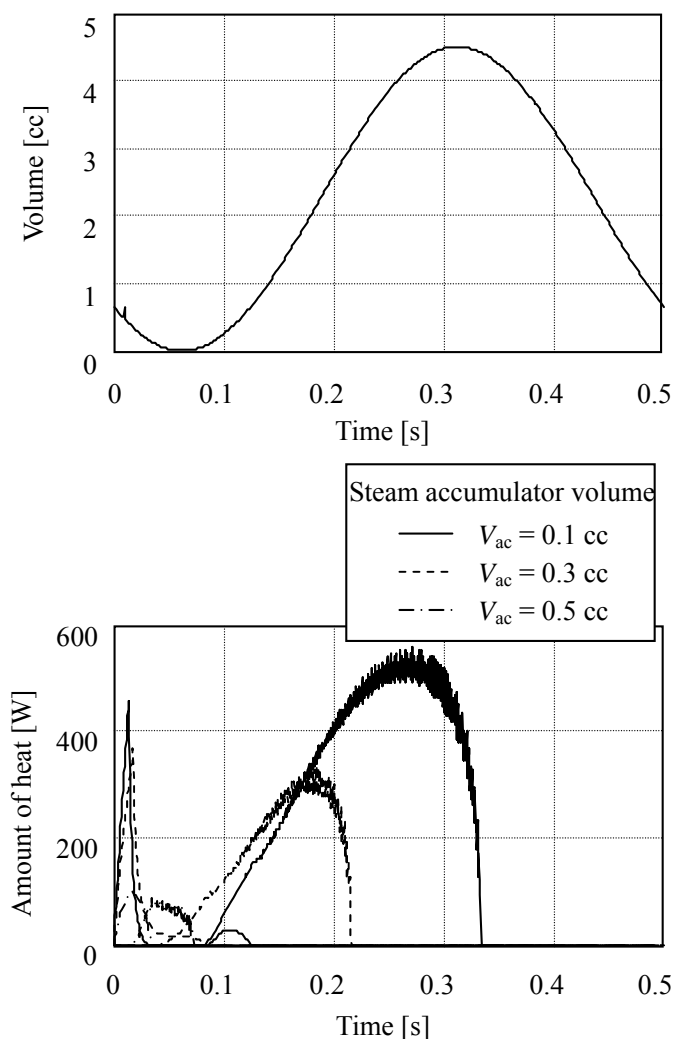
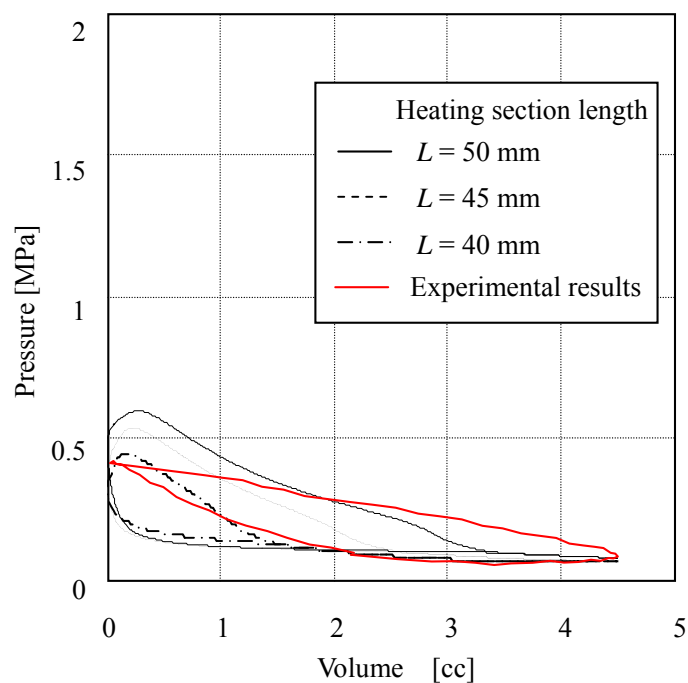


図 3.18 気化によって発生している蒸気の量及びタイミング

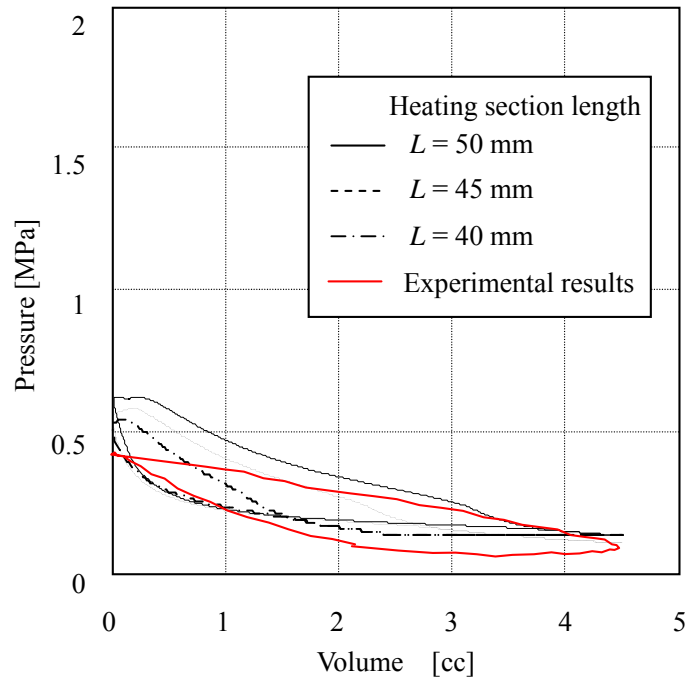
図示熱効率を低下させる。蒸気貯め体積が小さく加熱部に多くの水が入った場合、加熱部に取り残された液膜が多く、膨張しきるまで蒸発が続く。蒸気貯めが 0.5 cc の場合の図示仕事は、0.3 cc の場合の図示仕事に対して 1 割程度しか小さくないにもかかわらず、図示熱効率が半分近くになっているのは、このような熱輸送のためである。このように、蒸気貯めの体積を最適化することで、高い図示熱効率を実現できる。

3.4.3 解析誤差の考察

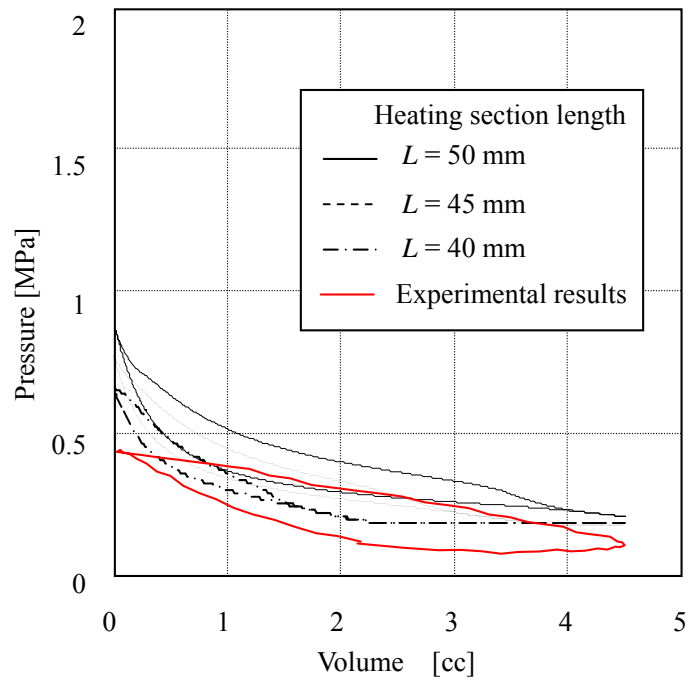
前述した数値解析で考慮していない水の飛散や液膜の過少評価を、加熱部を 45 mm、50 mm に伸ばし残された液膜を多くすることで模擬し、見積もり誤差要因として妥当か考察する。図 3.19 に加熱部を 45 mm、50 mm に伸ばした場合の図示仕事を示す。水の飛散や液膜の過少評価の影響がより大きい蒸気貯め体積 0.5 cc で計算した。PV 線図が膨らむ点では実験結果に近くなっている。一方で、圧力の最大値が数値解析の方が大きくなっ



(a) $T_{LP} = 90$



(b) $T_{LP} = 105$



(c) $T_{LP} = 120$

図 3.19 加熱部を 45 mm , 50 mm に伸ばした場合の図示仕事

ている．これは加熱面の温度低下を考慮していないことが要因と考えられる．また圧縮過程で下死点では冷却温度 $T_{LP} = 90$ の時の数値解析結果が実験値と誤差が少なく，上死点に向うに連れ $T_{LP} = 105$ の時の数値解析結果が実験値と誤差が少なくなる．これは冷却部に温度分布があるためと考えられる．以上のことから，水の飛散や液膜の過少評価を考慮した解析で精度が向上すると考えられる．さらに，加熱面の温度低下や冷却部の温度分布を考慮した解析によりさらに予測精度が向上すると考えられる．

次に，状態方程式による誤差について検討する．状態式を理想気体の状態式より精度よく表した式に Wagner and Pruß の式(3.19)がある⁽¹⁰⁶⁾．

$$\frac{p(\delta, \tau)}{\rho_{gas} RT} = 1 + \delta \phi_{\delta}^r \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \phi_{\delta}^r = & \sum_{i=1}^7 n_i d_i \delta^{d_i-1} \tau^{t_i} + \sum_{i=8}^{51} n_i e^{-\delta^{c_i}} \left[\delta^{d_i-1} \tau^{t_i} (d_i - c_i \delta^{c_i}) \right] \\ & + \sum_{i=52}^{54} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\alpha_i (\delta - \varepsilon_i)^2 - \beta_i (\tau - \gamma_i)^2} \left[\frac{d_i}{\delta} - 2\alpha_i (\delta - \varepsilon_i) \right] + \sum_{i=55}^{56} n_i \left[\Delta^{b_i} \left(\psi + \delta \frac{\partial \psi}{\partial \delta} \right) + \frac{\partial \Delta^{b_i}}{\partial \delta} \delta \psi \right] \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\delta = \frac{\rho_{gas}}{\rho_c} \quad (3.21)$$

$$\tau = \frac{T_c}{T} \quad (3.22)$$

$$\Delta = \theta^2 + B_i \left[(\delta - 1)^2 \right]^{a_i} \quad (3.23)$$

$$\theta = (1 - \tau) + A_i \left[(\delta - 1)^2 \right]^{\frac{1}{2\beta_i}} \quad (3.24)$$

$$\psi = e^{-C_i (\delta - 1)^2 - D_i (\tau - 1)^2} \quad (3.25)$$

ここで， p は圧力， ρ_{gas} は蒸気の密度， ρ_c は臨界密度， T は蒸気の温度， T_c は臨界温度， R は気体定数で，水の場合の定数 $a_i, b_i, c_i, d_i, A_i, B_i, C_i, D_i, t_i, n_i, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i, \varepsilon_i$ を表 3.2 に示す．Wagner and Pruß の状態式と理想気体の状態式と熱物性値集の飽和圧力の比較を表 3.3 に示す．460 K の場合で熱物性値集⁽¹⁰⁷⁾の飽和圧力の値に対して，Wagner and

表 3.2 Wagner and Pruß の式の水の場合の定数

1	...	1	-0.5	0.012533548				
2	...	1	0.875	7.895763472				
3	...	1	1	-8.78032033				
4	...	2	0.5	0.318025093				
5	...	2	0.75	-0.26145534				
6	...	3	0.375	-0.00781998				
7	...	4	1	0.008808949				
8	1	1	4	-0.66856572				
9	1	1	6	0.20433811				
10	1	1	12	-6.6213E-05				
11	1	2	1	-0.192327				
12	1	2	5	-0.25709				
13	1	3	4	0.160748				
14	1	4	2	-0.04009283				
15	1	4	13	0.000000393				
16	1	5	9	-0.00000759				
17	1	7	3	0.000563				
18	1	9	4	-0.0000156				
19	1	10	11	1.15E-09				
20	1	11	4	0.000000366				
21	1	13	13	-1.33E-12				
22	1	15	1	-6.26E-10				
23	2	1	7	-0.108				
24	2	2	1	0.0176				
25	2	2	9	0.221				
26	2	2	10	-0.402				
27	2	3	10	0.581				
28	2	4	3	0.005				
29	2	4	7	-0.0314				
30	2	4	10	-0.743				
31	2	5	10	0.478				
32	2	6	6	0.0205				
33	2	6	10	-0.136				
34	2	7	10	0.0142				
35	2	9	1	0.00833				
36	2	9	2	-0.0291				
37	2	9	3	0.0386				
38	2	9	4	-0.0204				
39	2	9	8	-0.00166				
40	2	10	6	0.002				
41	2	10	9	0.000159				
42	2	12	8	-0.0000164				
43	3	3	16	0.0436				
44	3	4	22	0.035				
45	3	4	23	-0.0768				
46	3	5	23	0.0224				
47	4	14	10	-0.0000627				
48	6	3	50	-5.57E-10				
49	6	6	44	-0.199				
50	6	6	46	0.318				
51	6	6	50	-0.118				
<i>i</i>	<i>c_i</i>	<i>d_i</i>	<i>t_i</i>	<i>n_i</i>	<i>α_i</i>	<i>β_i</i>	<i>γ_i</i>	<i>ε_i</i>
52	...	3	0	-31.3062	20	150	1.21	1
53	...	3	1	31.5461	20	150	1.21	1
54	...	3	4	-2521.31543	20	250	1.25	1
<i>i</i>	<i>a_i</i>	<i>b_i</i>	<i>B_i</i>	<i>n_i</i>	<i>C_i</i>	<i>D_i</i>	<i>A_i</i>	<i>β_i</i>
55	3.5	0.85	0.2	-0.149	28	700	0.32	0.3
56	3.5	0.85	0.2	0.318	32	800	0.32	0.3

表 3.3 Wagner and Pruß と理想気体の状態式と熱物性値集の飽和圧力の比較

	Temperature T [K]	370	400	450
Thermophysical property	Pressure P [MPa]	0.090452	0.24555	0.93134
	Density ρ [kg/m ³]	0.5375	1.3687	4.8094
Wagner and Pruß's equation	Pressure P [MPa]	0.0905	0.2456	0.9317
	Error [%]	0.0110	0.0346	0.0371
Ideal gas equation of state	Pressure P [MPa]	0.0913	0.2498	0.9665
	Error [%]	0.91	1.73	3.78

	Temperature T [K]	460	500	540
Thermophysical property	Pressure P [MPa]	1.1698	2.637	5.234
	Density ρ [kg/m ³]	5.9795	13.195	26.622
Wagner and Pruß's equation	Pressure P [MPa]	1.1703	2.6381	5.2321
	Error [%]	0.0389	0.0409	-0.0357
Ideal gas equation of state	Pressure P [MPa]	1.2201	2.8147	5.7340
	Error [%]	4.30	6.74	9.55

Pruß の状態式の飽和圧力の予測値は 0.0389 % のずれで、理想気体の状態式の 4.3 % と比較して非常に精度が高い。また、理想気体の状態式は圧力が高めに算出され、それは温度が高いほど乖離が大きくなる。Wagner and Pruß の状態式を用いて、前述の蒸気貯め体積 0.3 cc の場合の図示仕事を数値解析で算出すると、理想気体の状態式を用いた場合に対して約 2 % 小さくなる。

第 4 章

自励振動式蒸気エンジンの高効率化の 検討

4.1 加熱部形状による図示熱効率の改善

前章での予測に基づき，流路の相当直径が 0.02 mm と 0.2 mm の 2 種類の加熱部を製作して，実験による自励振動式蒸気エンジンの高効率化の検証を行う⁽¹⁰⁸⁾．加熱部で微細な流路を構成すると流路の急拡大によって，蒸気と液体ピストンが混合して熱交換による凝縮が生じ，図示熱効率が低下してしまうことが懸念される．そのため，加熱面を冷却部の管と直交させる構造とする．以降，この形式を平面型自励振動式蒸気エンジンと呼ぶ．

4.1.1 平面型加熱部の構造

図 4.1 および図 4.2 に，それぞれ平面型自励振動式蒸気エンジンの中空タイプおよび焼結タイプを示す．中空タイプの加熱部の水力直径は 0.2 mm とした．中空タイプの加熱部は，加熱面の直径が ϕ 35 mm で，その外周に蒸気貯めがあり，その最外径は ϕ 40 mm である．焼結金属タイプの流路の寸法は，水力直径で 0.02 mm である⁽¹⁰⁹⁾．焼結金属の紙面上の上半分は，上の銅ブロックに焼結されており，下半分は下の銅ブロックに焼結されている．その間を作動流体が流れ，焼結金属の最外周に配置したストッパーで流れの方向が

変わり，焼結金属内に作動流体が流入する．焼結金属内で気化した蒸気は，その先にある蒸気貯めまで移動する．加熱面としての直径と蒸気貯めの最外径は中空タイプと同じである．実験装置の主な構成要素は，加熱部，冷却部，ピストン，出力取り出し機構，廃棄熱を模擬する熱源としての電気ヒータである．実験装置は，第3章と同じものを使用し，新たに製作した加熱部を設置し，固体ピストンの行程容積を 7 cc に変更した．計測した圧力，ピストン位置と電気ヒータへの入力から図示仕事と図示熱効率を算出した．

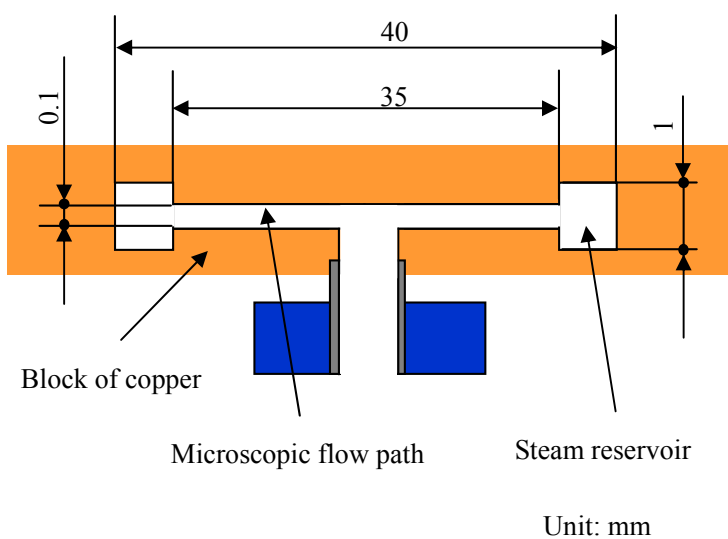


図 4.1 平面型自励振動式蒸気エンジンの中空タイプ加熱部の構造

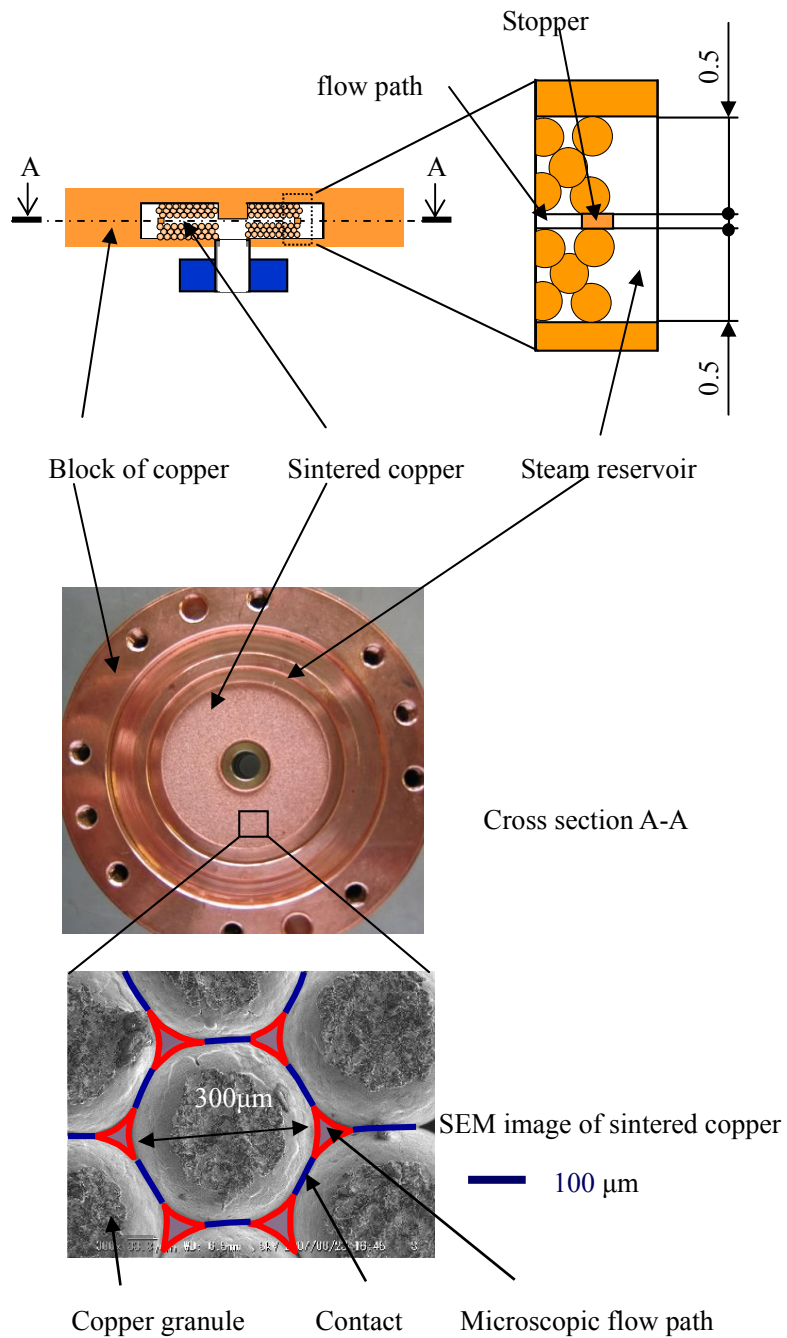


図 4.2 平面型自励振動式蒸気エンジンの焼結タイプ加熱部の構造

4.1.2 計測結果

図 4.3 および図 4.4 に、中空タイプと焼結タイプの加熱温度と図示熱効率の関係を示す。流路径が 0.2 mm および 0.02 mm の数値計算結果も併せて示す。焼結金属の方が、どの温度でも中空タイプよりも図示熱効率が高く、加熱温度 272 K において図示熱効率 12.7 % が得られた。これはカルノー効率の約 36.3 % の値である。図 4.5 および図 4.6 に、この時の圧力変化とピストン位置の計測結果を示す。ピストンが上死点に到達する直前に圧力が急激に上昇する。これは、加熱部に作動流体が流入したことによる。その後、気化が継続することによって膨張過程での圧力変化の傾きは、上昇時と比べて緩やかとなる。中空タイプの加熱部の場合、上死点で駆動周波数より高い周期の圧力変動が観察される。これはドライアウトとリウェッティングが生じているためと推定される。焼結金属タイプの加熱部の場合、このような圧力変動は観察されない。これは流体と壁面の接触面積の増加によって、変動を伴う現象が生じにくくなっているためと考えられる。

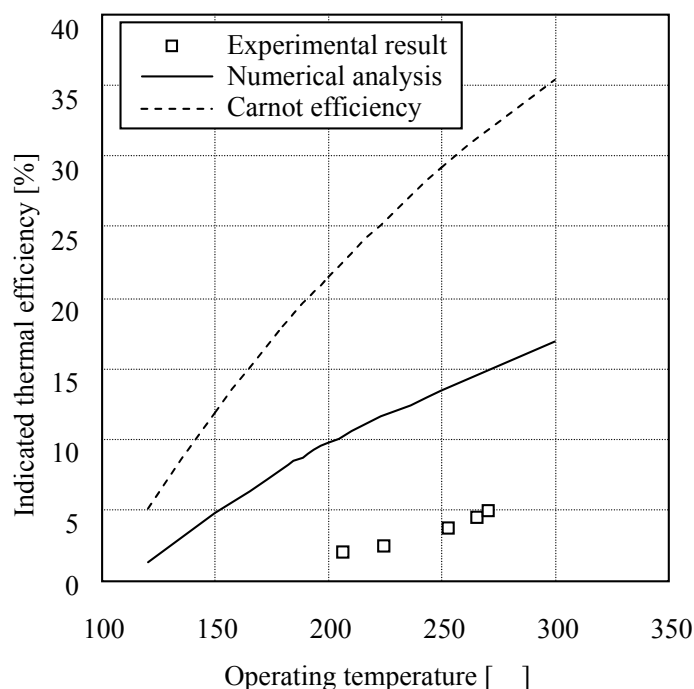


図 4.3 中空タイプ加熱部における加熱温度と図示熱効率の関係

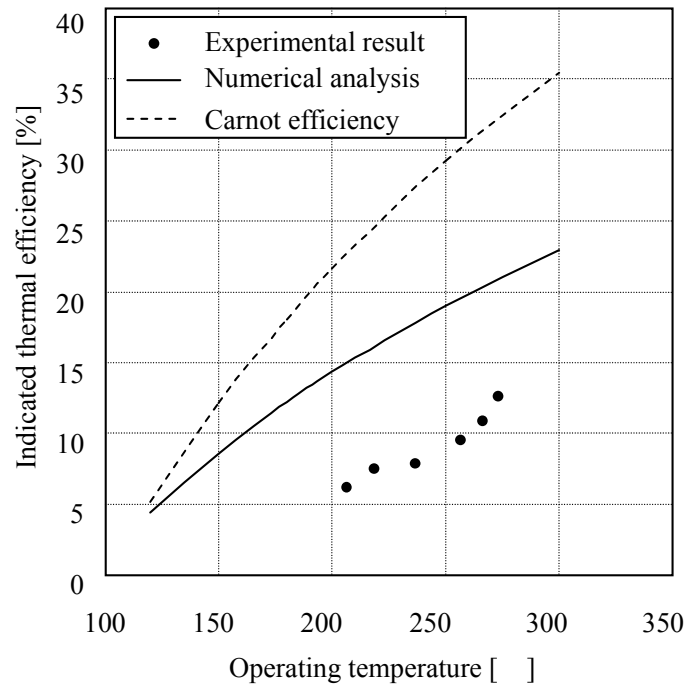


図 4.4 焼結タイプ加熱部における加熱温度と図示熱効率の関係

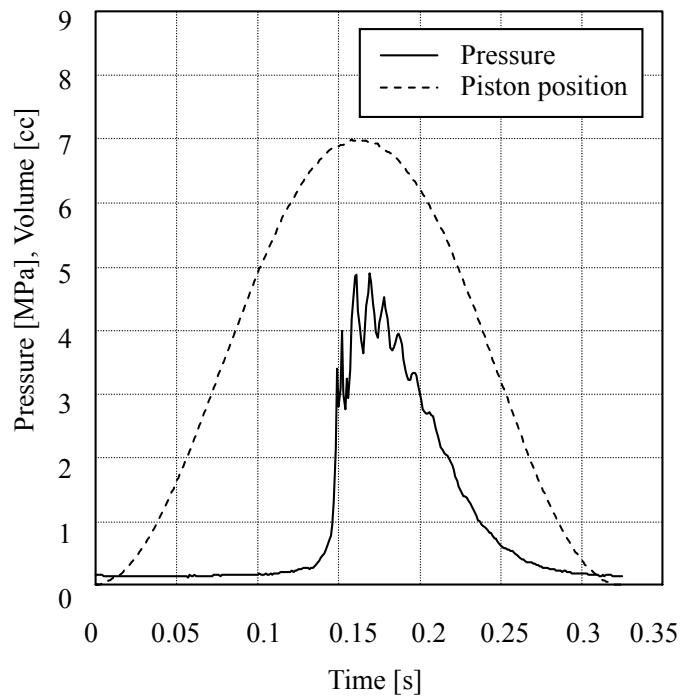


図 4.5 中空タイプ加熱部における圧力変化とピストン位置の計測結果

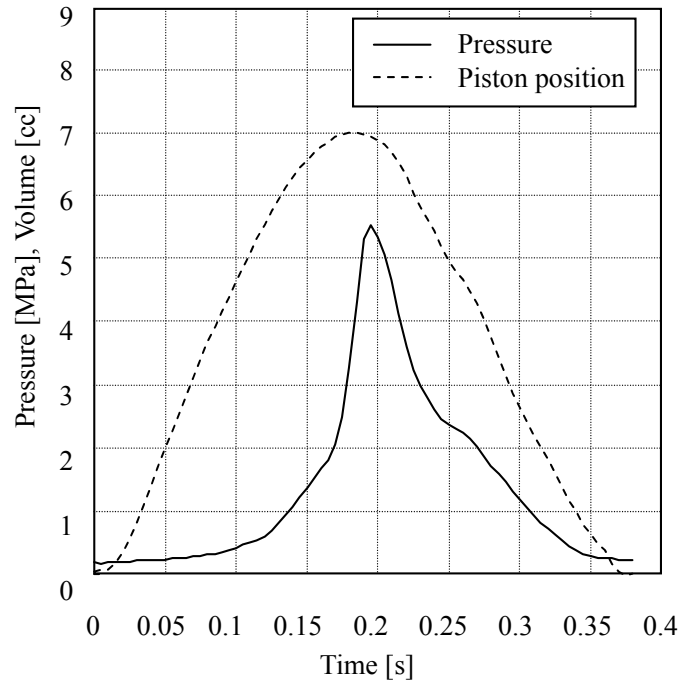


図 4.6 焼結タイプ加熱部における圧力変化とピストン位置の計測結果

4.1.3 考察

図 4.7 および図 4.8 に、中空タイプ加熱部及び焼結タイプ加熱部の飽和温度 - 比エントロピー線図を示す。それぞれに実験結果，数値解析，理想のサイクルの線図を示した。数値解析で予測した通り，焼結金属の方が加熱部での気化率が高いため図示熱効率が高い。気化に至らずに単に昇温されただけの作動流体は，冷却部へ移動し放熱することで顕熱輸送損失を生じさせている。実験結果において気化する過程で右肩下がりにになっているのは，焼結金属や銅ブロックなどの加熱部の温度が低下して沸点が下がっているためと考えられる。このことは，加熱部温度を一定と仮定した数値解析の場合においても，温度が右肩下がりにになっていることと整合する。次に気化する過程で右肩下がりになった後，比エントロピーが急激に小さくなることから，凝縮によって図示熱効率が低下していることがわかる。これらを改善することによって，さらに図示熱効率を高めることができると期待される。また，図 4.5，図 4.6 において最大圧力は焼結金属タイプの方が 0.5MPa ほど高い。飽和状

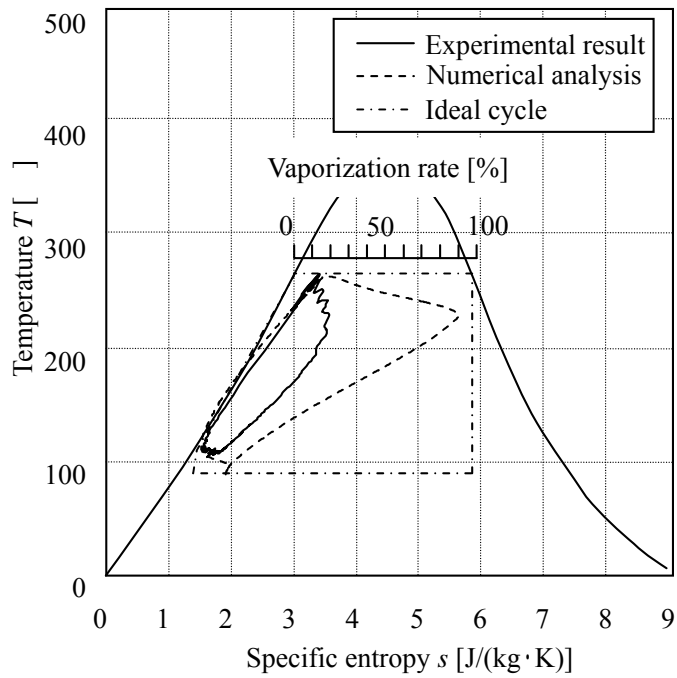


図 4.7 中空タイプ加熱部における飽和温度 - 比エントロピー線図

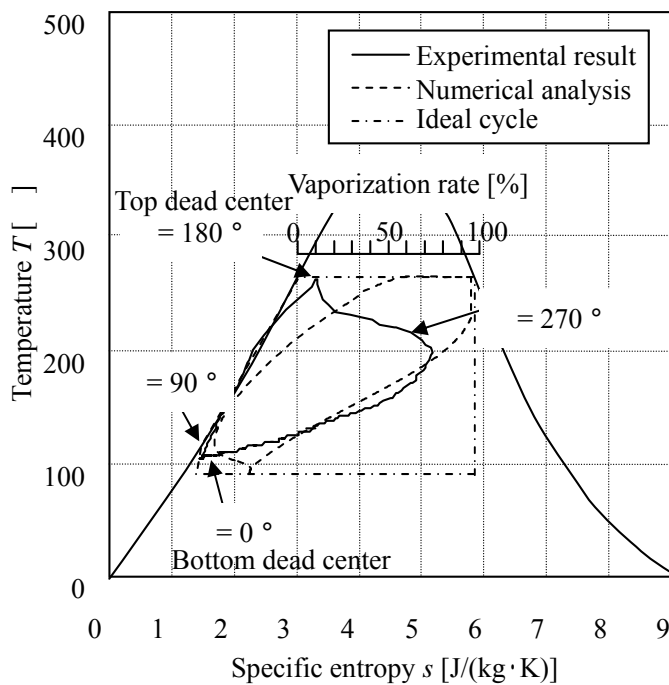


図 4.8 焼結タイプ加熱部における飽和温度 - 比エントロピー線図

態とみた場合、この差は温度で 6 の差である。焼結金属の方が加熱した熱が伝わりにくくの温度が回復し難いにも関わらずこのような結果になるのは、膨張過程で蒸気貯めから焼結金属を通過した蒸気の熱によって再生されていることが考えられる。第 2 章の式 (2.1) を用いて熱浸透深さを 270 の蒸気の物性値で計算すると、0.178 mm であることから、水力直径 0.02 mm の焼結金属タイプは空間を通過する蒸気とほぼ等温になる。また、焼結金属（直径 35 mm、厚み 0.5 mm）の熱容量が 1.7J/K で、蒸気貯め 1 cc にある 5 MPa の蒸気の熱容量が、0.14 J/K であることから、熱量の点からも 2 程度の温度の回復が可能と考えられる。図示熱効率向上に対する寄与度は大きくはないが、焼結金属タイプの再生器としての能力が、最大圧力が高くなり図示熱効率が高まる一助となっている。

第 5 章

自励振動式蒸気エンジン加熱部の非定常温度計測

自励振動式蒸気エンジンのさらなる高効率化のためには，加熱部における伝熱現象を詳細に把握し，設計手法の精度を向上させる必要がある．具体的には，実際の作動中に時々刻々と飽和蒸気圧が変化する中で生じる核沸騰や薄液膜蒸発などの相変化現象を明らかにする必要がある．そこで本章では，自励振動式蒸気エンジンの実機の加熱部内壁に，高速で応答する薄膜白金温度センサを設けて非定常温度計測を行う⁽⁷⁶⁾．計測された温度分布から非定常局所熱流束を算出し，振動流中で作動する自励振動式蒸気エンジン加熱部内の相変化現象を明らかにすることを目的とする．

5.1 計測方法

5.1.1 計測装置の全体構成

自励振動式蒸気エンジン加熱部で生じている相変化現象を明らかにするために，高速で応答する薄膜白金温度センサを加熱部に埋め込み，非定常温度計測を行った．加熱部には，薄膜白金温度センサの製作が容易な加熱面が平面の中空タイプを用いた．図 5.1 および表 5.1 に，それぞれ本章で用いた実験機およびその仕様を示す．前述のように加熱部の加熱

面上に薄膜白金温度センサを製作した⁽¹¹⁰⁾⁽¹¹¹⁾。

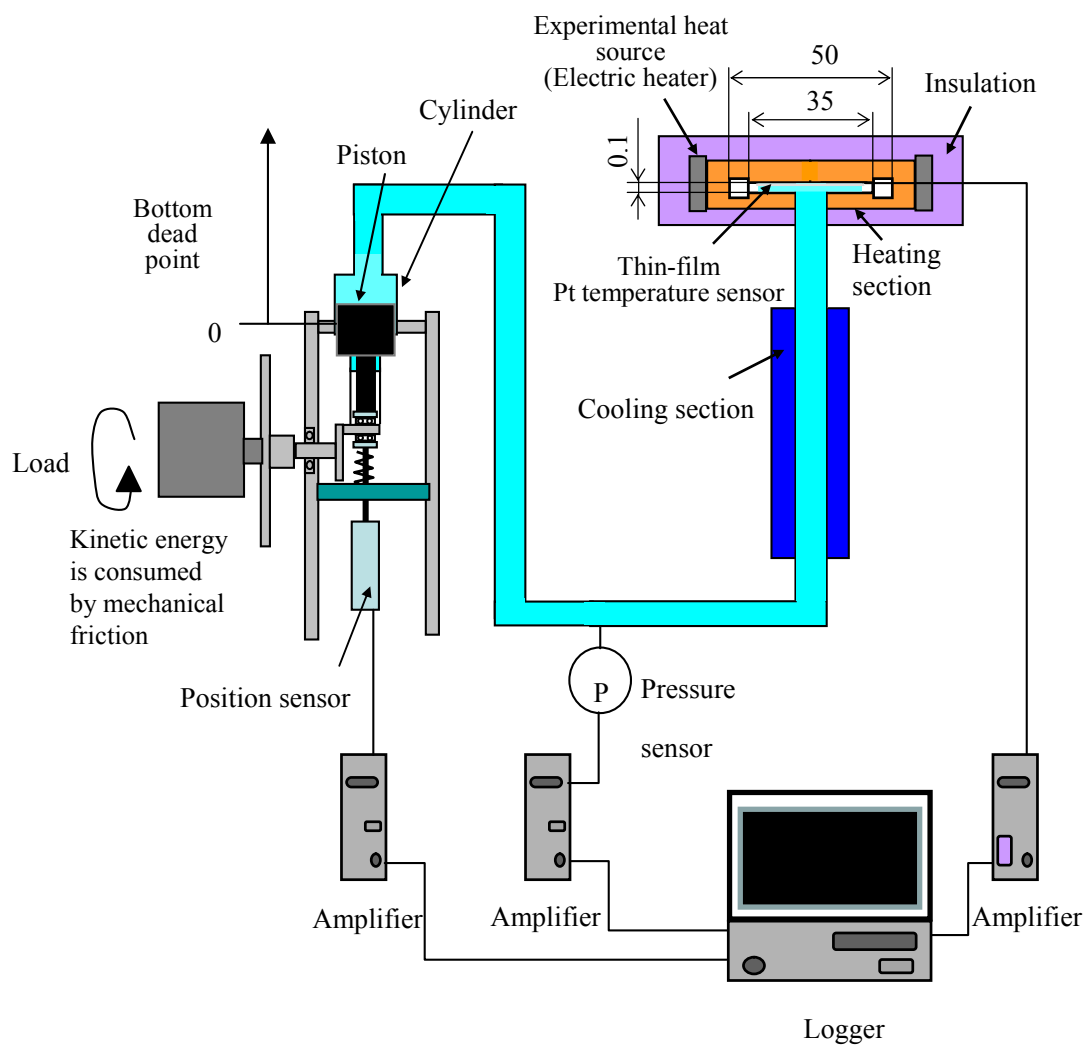


図 5.1 実験装置の構成

表 5.1 実験機の仕様

Heating section	Material	Copper
	Size	Diameter 35 mm Gap 0.1 mm
	Heat source	Electric heater
	Heating Temperature	190 (max) Measured by K type thermocouples
Cooling section	Material	Stainless steel
	Size	Inner diameter 4.4 mm Length 200 mm
	Cooling Temperature	90

5.1.2 高速温度計測センサの構成と製作方法

図 5.2 に、薄膜白金温度センサの形状および寸法を示す。自励振動式蒸気エンジンの駆動周波数を 3 Hz とし、1 サイクルで 200 点以上のデータを収集するために 1 kHz の応答性をもつ薄膜白金温度センサを製作した。高速で応答する温度計測の例として、Lee ら⁽¹¹²⁾は MEMS センサを用いマイクロヒータアレイ上で沸騰実験を行い、等温加熱条件下で気泡挙動と底面熱流束の計測を行っている。また、核沸騰熱伝達機構の解明を目的として、中別府ら⁽¹¹³⁾は高い時間分解能を得るためにニッケルとクロムをそれぞれ 0.33 μm および 0.5 μm まで薄膜化して 1 kHz の応答性を実現している。本研究では、加熱部壁面上に中心から半径方向に 5, 10, 15 mm の位置に、1 mm 角の薄膜白金温度センサを 120 度ずつ方向を変えてパターンニングした⁽¹¹⁴⁾。図 5.3 に、薄膜白金温度センサの製作方法を示す。まず、銅の加熱部の上に絶縁のために SiO_2 を 7 μm 成膜した。次に、白金との密着度を上げるための TiO_2 、センサ部となる白金、 TiO_2 の順に全面に 0.175 μm 成膜した。白金の厚みは 0.15 μm で、 TiO_2 は上下それぞれ 0.0125 μm である。さらに、センサ及び配線部にマ

スクをかぶせて幅 $20\ \mu\text{m}$ でドライエッチングした．白金線のマスクを外してから保護膜として， SiO_2 を $2\ \mu\text{m}$ 成膜する．成膜はスパッタリングで行った．薄膜白金温度センサの温度分解能は 0.1 ，時間応答性は $1\ \text{kHz}$ である．図 5.4 に，製作したセンサの写真を示す．製作した加熱部の加熱面のすぐ下に熱電対を挿入し，恒温槽の中で $25, 70, 130, 190, 250$ で温度を保持し，3 つのセンサの抵抗を測定してセンサの校正を行った．図 5.5 に，温度に対するセンサの電圧出力の関係を示す．

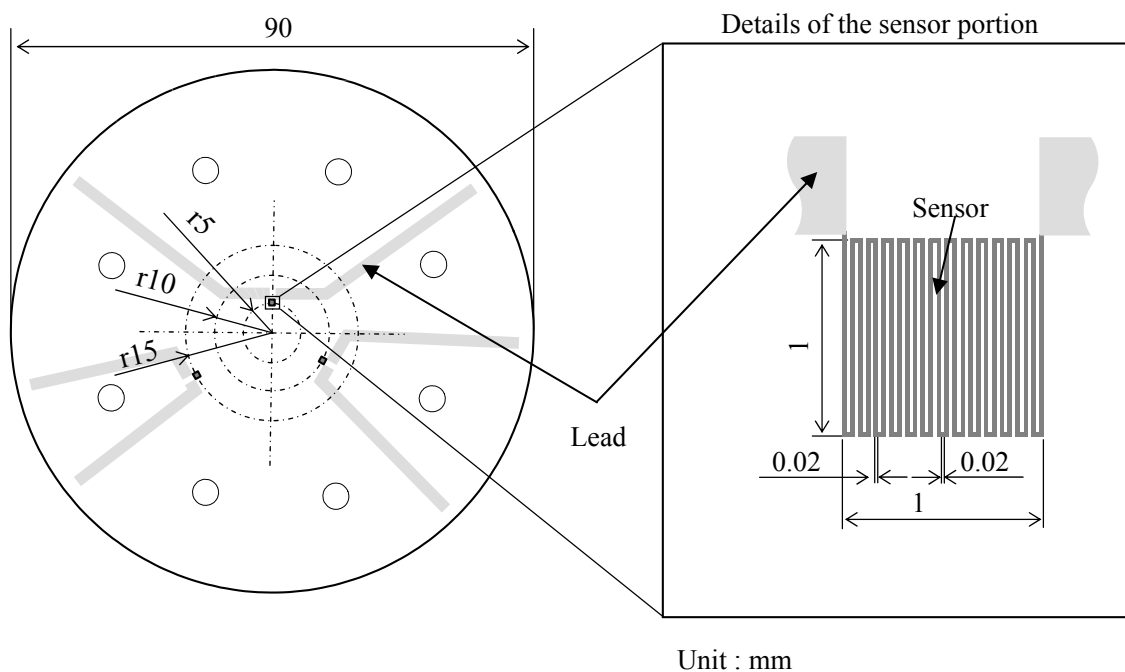


図 5.2 薄膜白金温度センサの形状および寸法

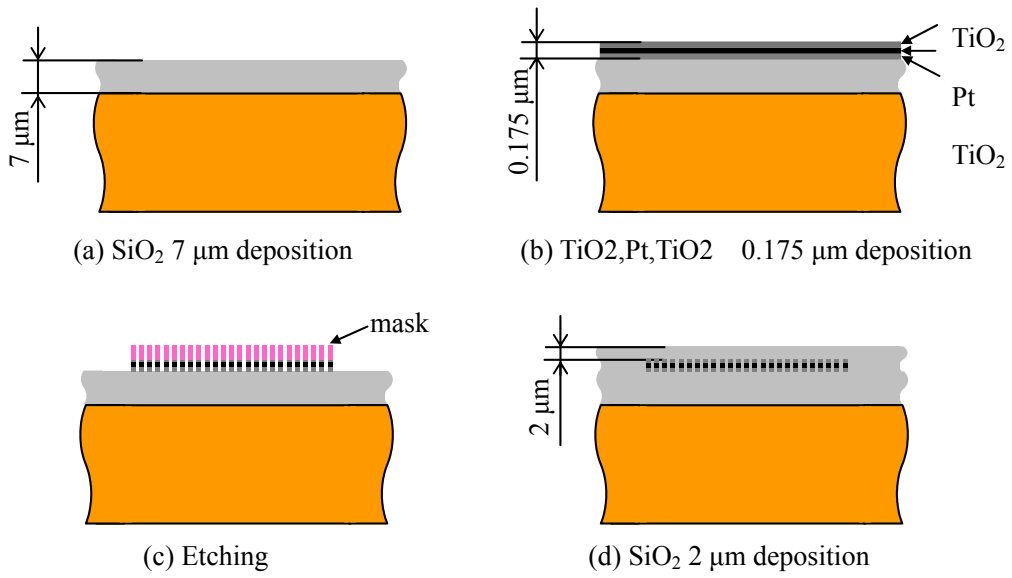


図 5.3 薄膜白金温度センサの製作方法

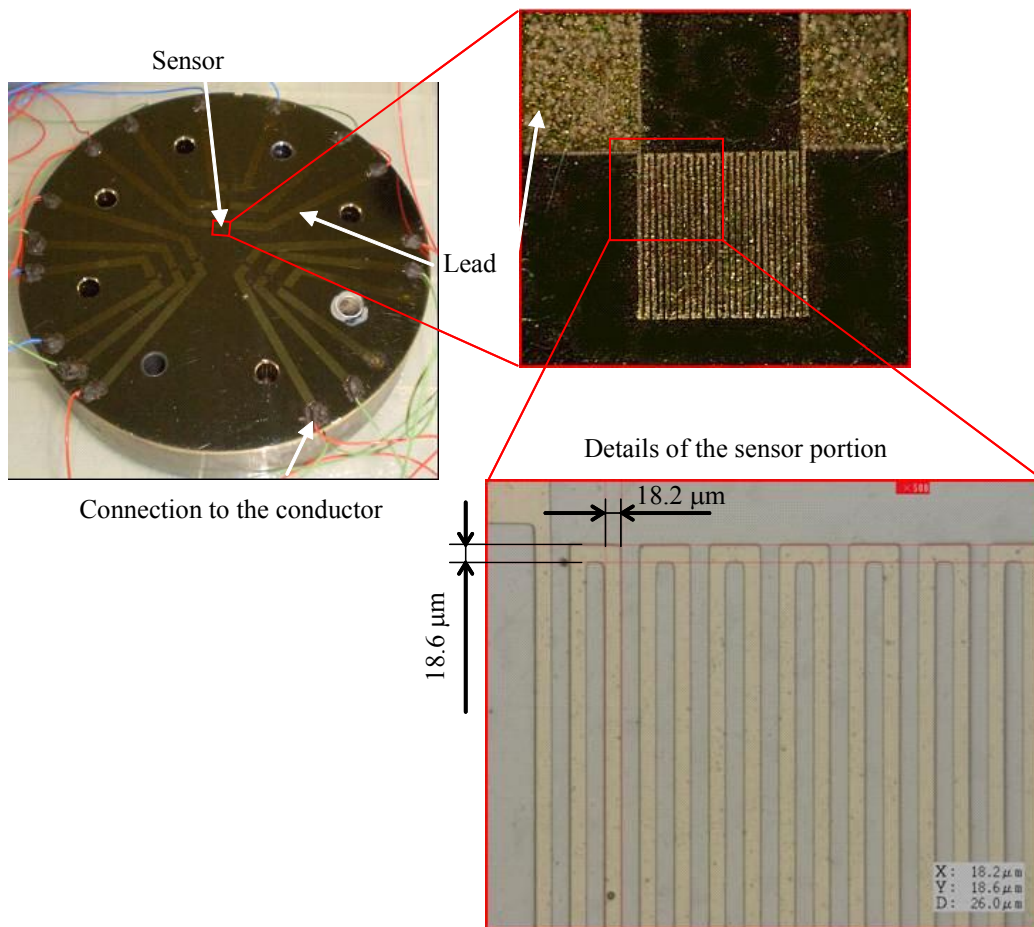


図 5.4 製作したセンサの写真

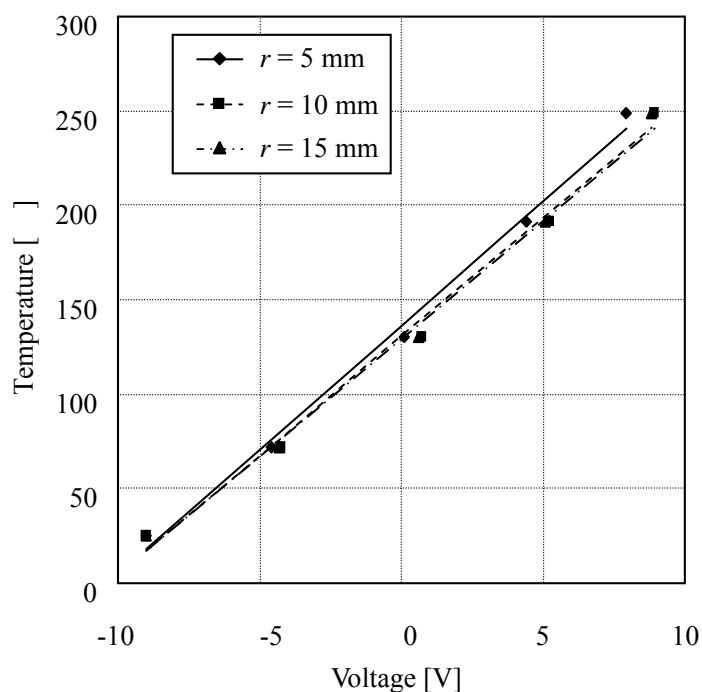


図 5.5 温度に対するセンサの電圧出力の関係

5.2 計測結果

5.2.1 高速温度計測の結果

図 5.6 に、温度計測結果、および液体ピストン中に気体はなく液体の水のみが存在していると仮定した理想的な場合の加熱部での気液界面位置を示す。気液界面は、加熱面の中心から軸対称に広がるものと仮定し、その位置は加熱面中心からの半径で表す。図 5.7 にピストン位置と圧力を、図 5.8 にセンサを配置した位置での過熱度を示す。過熱度は、各位置で測定された壁温から測定圧力に相当する飽和温度を減じて求めた。液体ピストンが加熱部に流入すると、最も中心に近い $r = 5$ mm のセンサから温度が下がり、その後中心から $r = 15$ mm のセンサも含めて全ての位置において温度が低下する。位置 $r = 5$ mm の

センサが最も温度低下が大きい。また，気液界面が加熱部に入る時刻 $t = 0.1$ s より早い $t = 0.07$ s 位から，加熱面の温度が低下している。時刻 $t = 0.09$ s 付近で過熱度が負となり，圧力が一時下がる。さらに，液体ピストンが上死点を超えるまで圧力と加熱面温度は振動し， $r = 5$ mm 及び $r = 10$ mm の温度は飽和温度より低い状態が続く。

理想的状態での気液界面の位置が加熱部に入るより前に加熱面温度が低下することや圧力が上昇する理由として，液体ピストンに気泡が混入することで加熱部に早いタイミングで作動流体が流入し，核沸騰が生じたことが考えられる。その後は，圧力の上昇と共に過熱度が低下し，単相での強制対流熱伝達による熱交換が支配的となる。加熱面の温度の振動は，気泡が混入した水が通過することで熱伝達率が変動するためだと考えられる。Yatsuzuka, et al.⁽⁶¹⁾の核沸騰と液膜蒸発を考慮した数値解析モデルに，この影響を考慮することで，図示熱効率の予測精度の向上が期待できる。気液界面が加熱部から出た後の膨張過程においても加熱面温度の低下が見られる。このことは，気液界面が加熱部から出た後の膨張過程において液膜の蒸発が生じている可能性を示唆している。

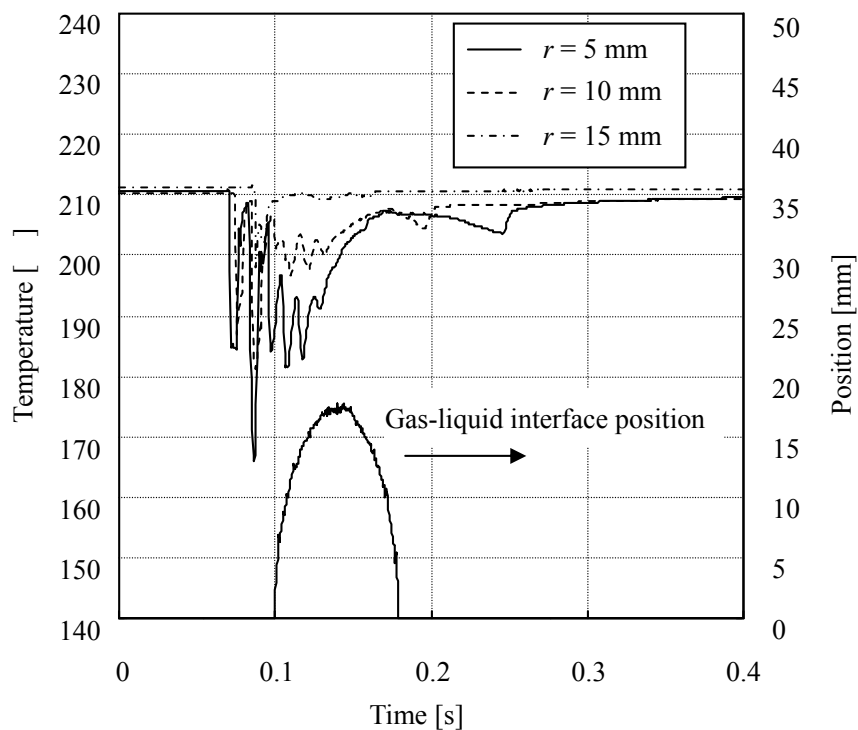


図 5.6 温度計測結果

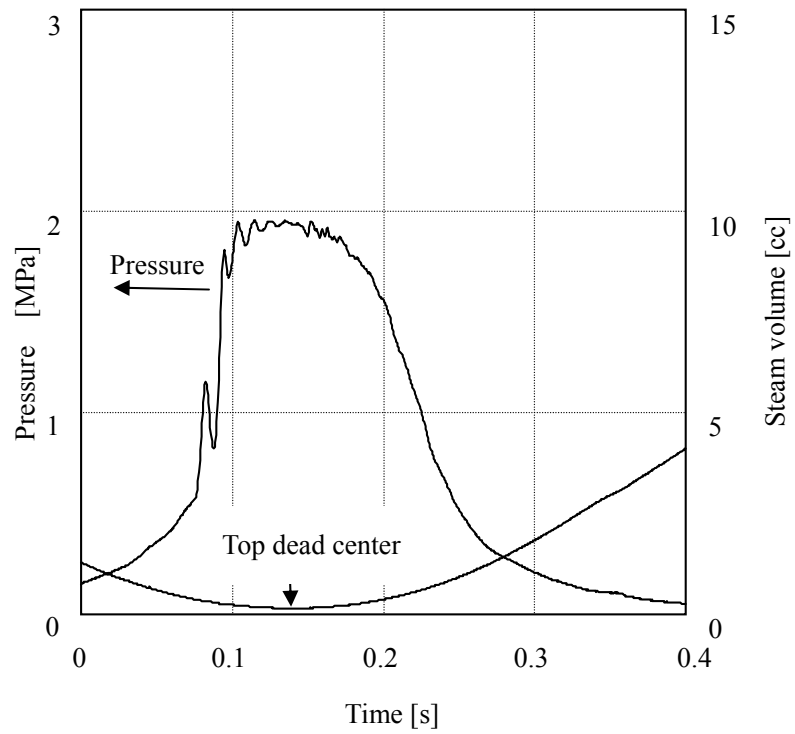


図 5.7 ピストン位置と圧力

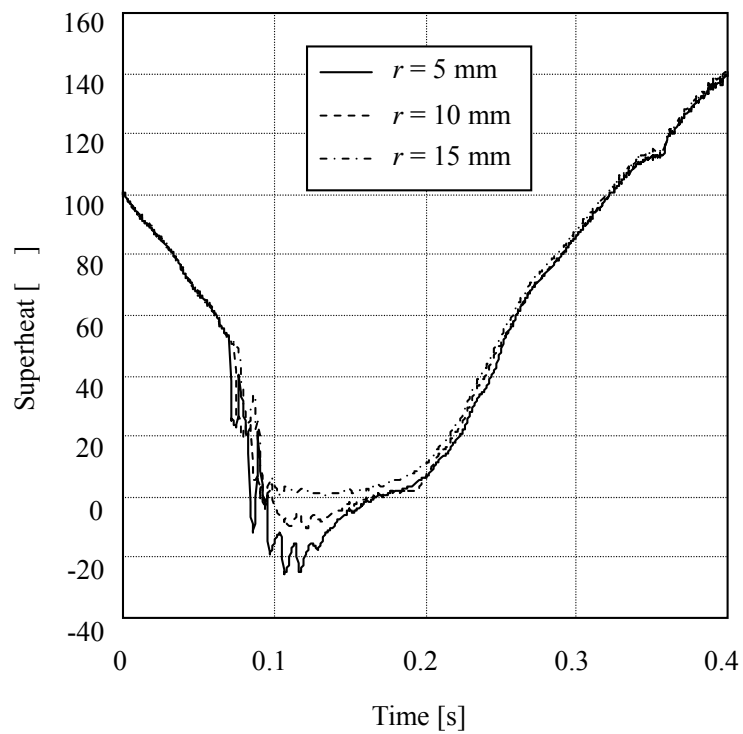


図 5.8 センサを配置した位置での過熱度

5.2.2 熱流束の算出

気液界面が加熱部から流出した後の膨張過程において、液膜蒸発が生じている可能性を検証するため、上述の温度計測結果を境界条件として、加熱部での熱流束を、数値解析を用いて求めた。

図 5.9 に、数値解析モデルを示す。薄膜白金温度センサ 3 点の計測結果から、加熱面表面温度の空間分布を線形補間して求め、それを温度境界条件として薄膜白金温度センサ計測面に与えた。また、加熱部の外径面に実験時のヒータ入力と同等の様な熱流束を与え、非定常伝熱解析を行った。本解析には、市販の伝熱解析ソフト (STAR-CCM+, CD-adapco) を用いた。図 5.10 (a) に、温度計測結果から上記の方法で求めた熱流束、図 5.10 (b) に、既報の核沸騰と液膜蒸発を考慮した数値解析モデルによる熱流束を示す。図 5.10 (a), (b) とともに加熱部での気液界面位置を示す。気液界面位置の座標は、第 5.2.1 節と同じである。図 5.11 に、実験及び数値解析でのピストン位置と圧力を示す。図 5.12 に、数値解析における液膜厚みの時間変化を示す。

液膜の蒸発に着目しているため、時刻 $t = 0.15$ s 以降の結果について考察する。温度計測結果から求めた熱流束は、半径の大きい位置から順に増加して消失する。このことは、気液界面が加熱面で後退することによって取り残された液膜の先端から蒸発が進むこと、液膜が薄くなるに従い熱伝達率が増加する液膜の蒸発の特徴と一致する。位置 $r = 5$ mm では、理想状態での気液界面位置が通過している時刻では負の熱流束が観察される。これは、その位置での壁面より高温の水が通過しているためと考えられる。中心位置から遠くなる程、熱交換量が少ないため加熱面は温度が高い。液体ピストンが後退する際に加熱された水によって壁面が加熱され、さらに液体ピストンに気泡が混入することにより気液界面位置の後退の遅れの影響が見られる。位置 $r = 15$ mm で熱流束が小さいのは、液膜が薄いため温度変化への影響が小さかったと考えられる。数値解析でも液膜の先端から蒸発が進むことや、液膜が薄くなるに従い熱伝達率が増加することが確認できる。位置 $r = 10$ mm で一時的に熱流束が低下するのは、図 5.11 に見られるように飽和圧力に到達していることによって蒸発が抑えられているためである。熱流束のオーダーは、数値解析と実験で良く一致するが、実験の方が液膜蒸発が長く継続している。これは、数値解析において液膜の厚みを過小に評価したためだと考えられる。

Two-dimensional axisymmetric model

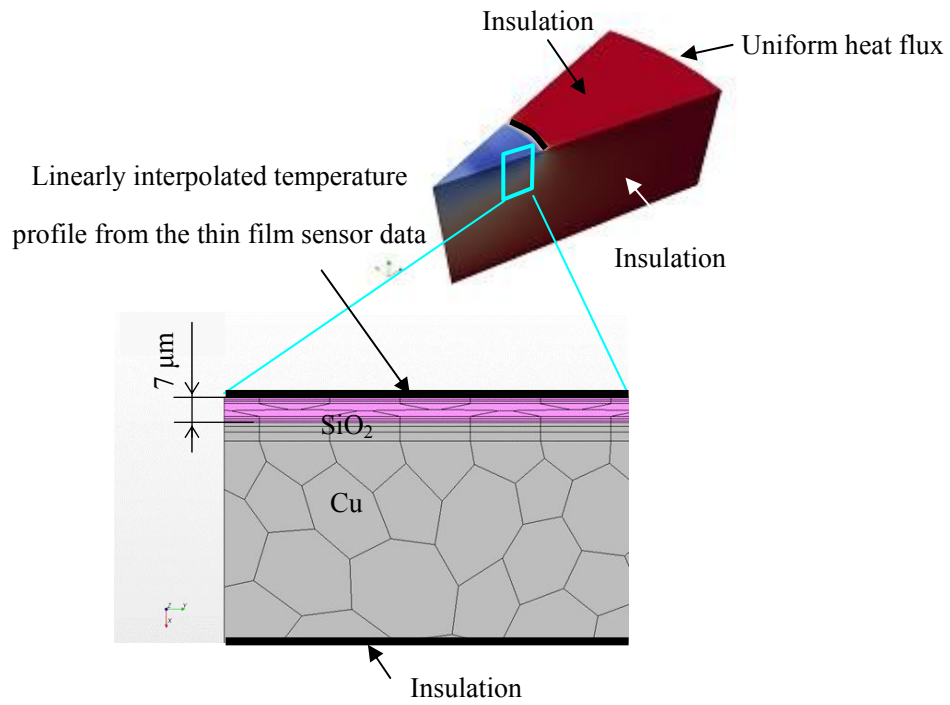
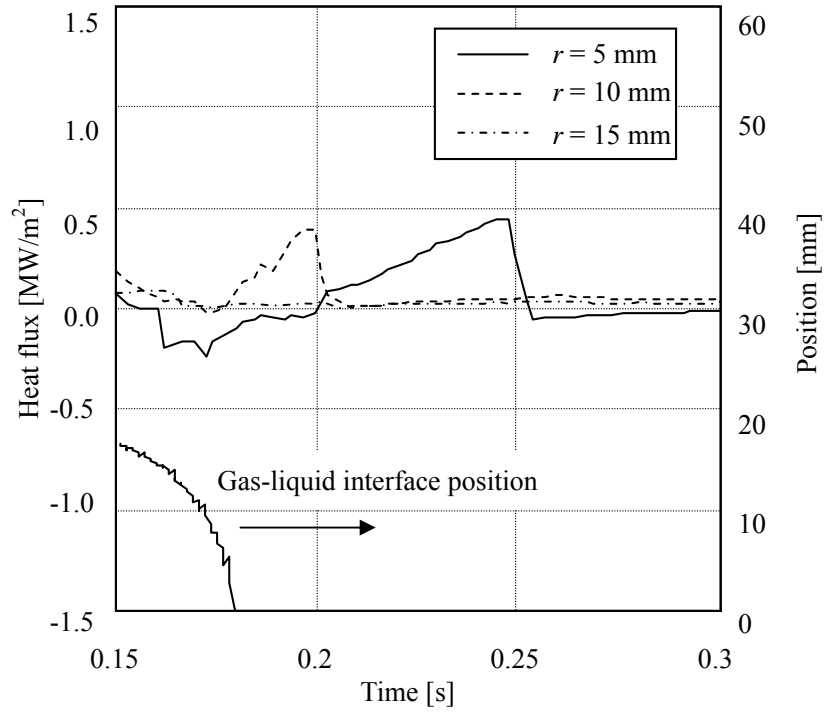
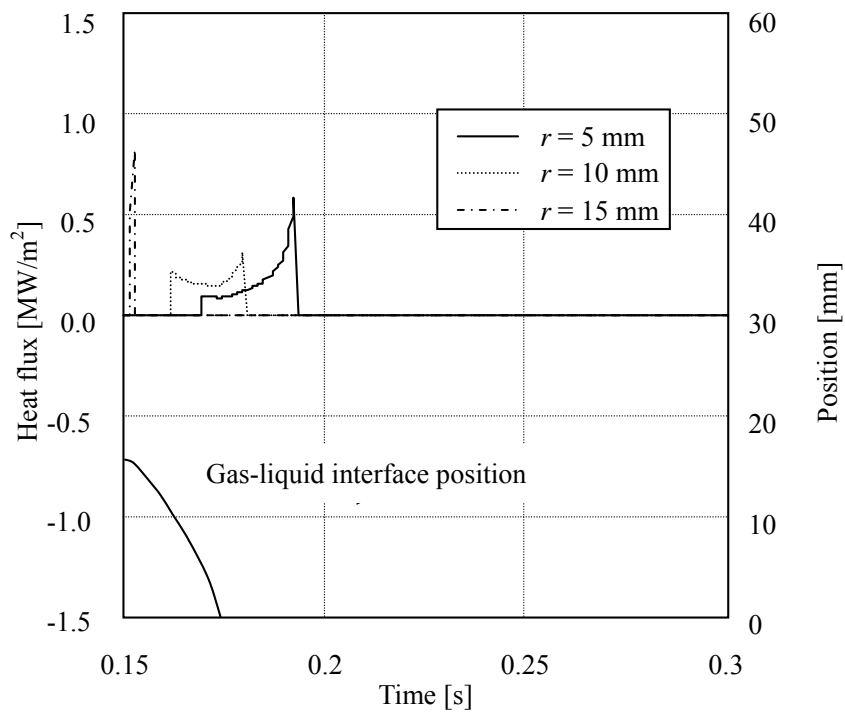


図 5.9 数値解析モデル



(a) 温度計測結果から求めた熱流束



(b) 核沸騰と液膜蒸発を考慮した動作解析モデルにより予測された熱流束

図 5.10 加熱部での熱流束

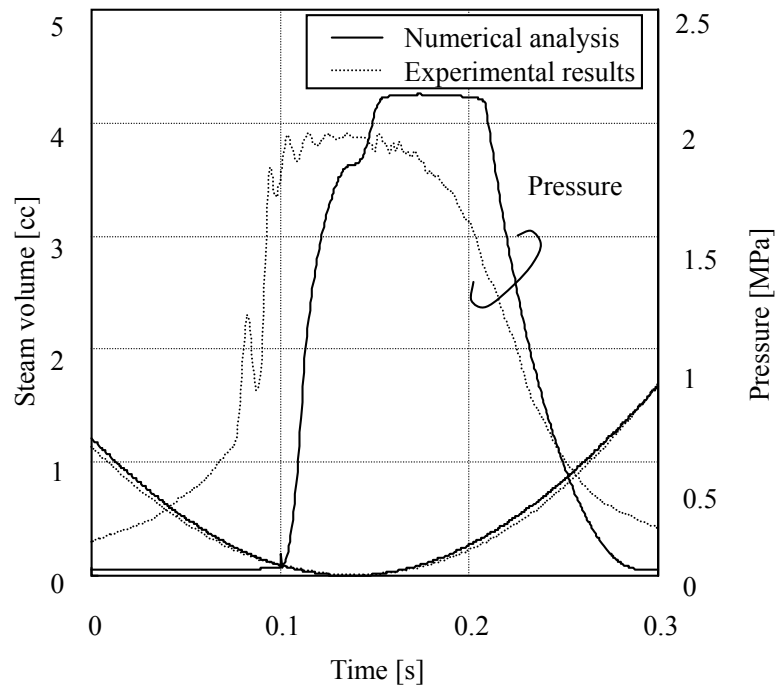


図 5.11 実験及び数値解析でのピストン位置と圧力

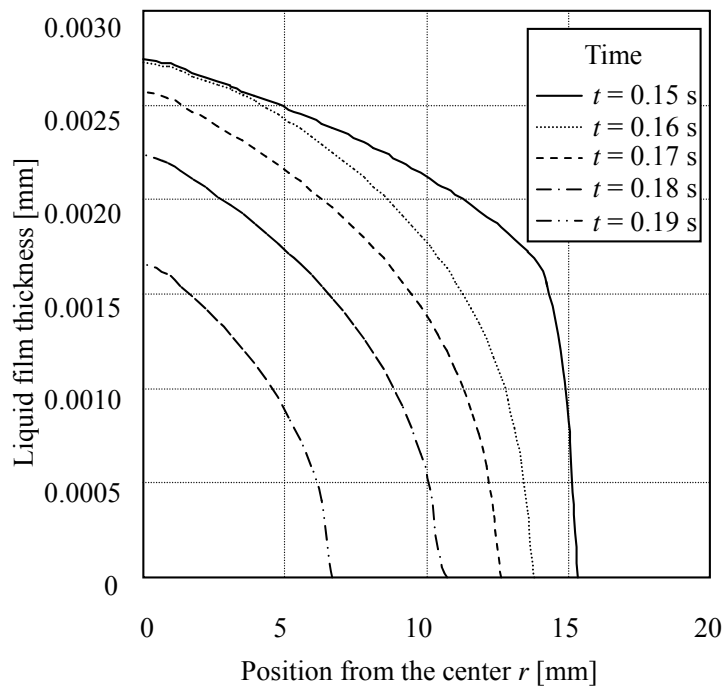


図 5.12 数値解析における液膜厚さの時間変化

第 6 章

車載による燃費改善効果の見積もり

第 4 章で述べた焼結タイプ加熱部を用いた平面型自励振動式蒸気エンジンを車載した場合の燃費改善効果を、第 1.2.1 項と同じ 2.4 L エンジンへ適用した場合について見積もる。

6.1 車両用の排熱発電システムの構成

図 6.1 に、車両用の排熱発電システムの構成を示す。触媒後の車両排気熱で加熱し、エンジン冷却水で冷却部を冷却する。図 6.2 に、平面型自励振動式蒸気エンジン発電システム

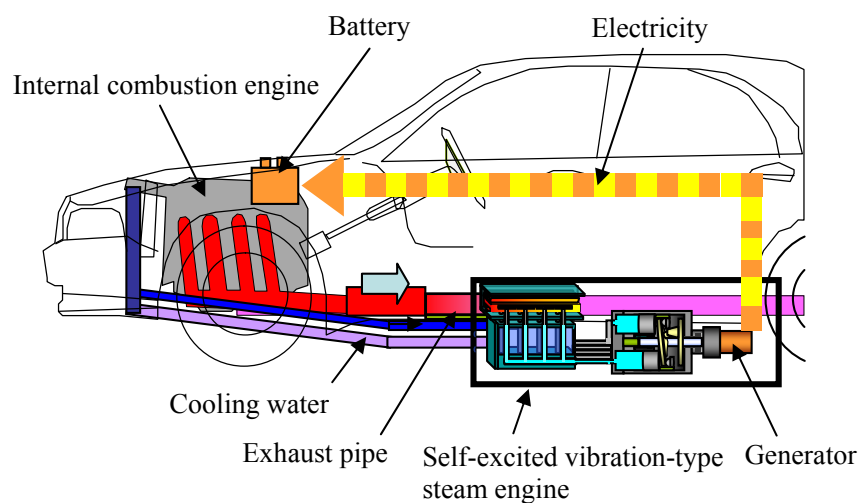


図 6.1 車両用の排熱発電システムの構成

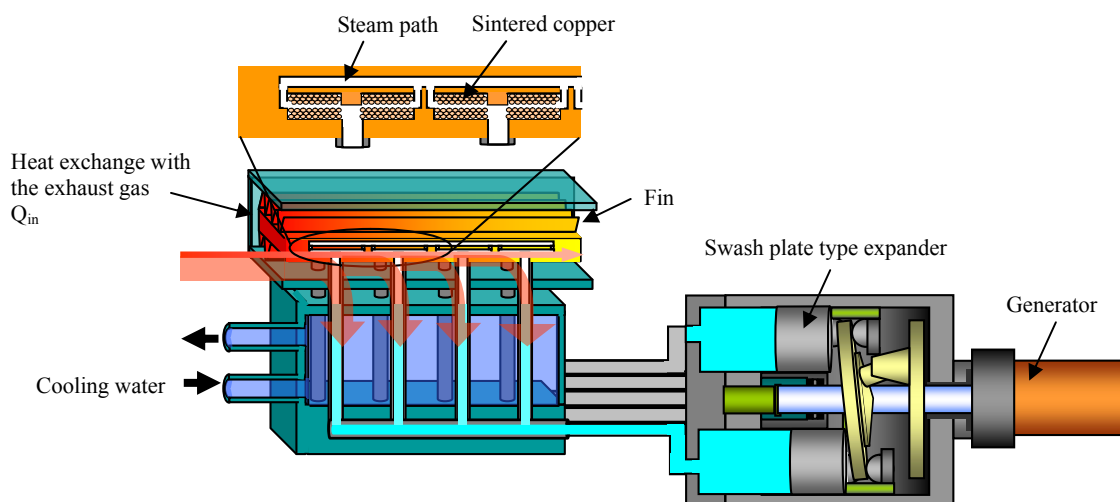
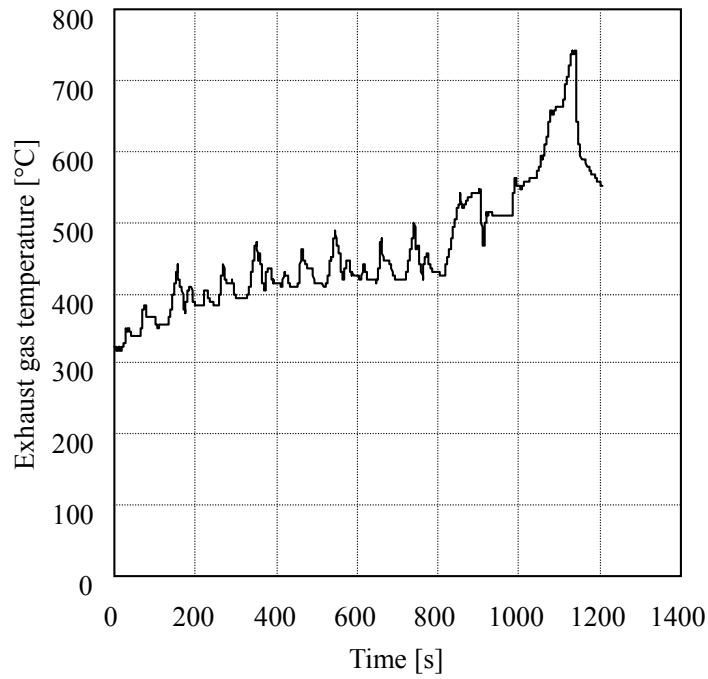


図 6.2 平面型自励振動式蒸気エンジン発電システムの構成

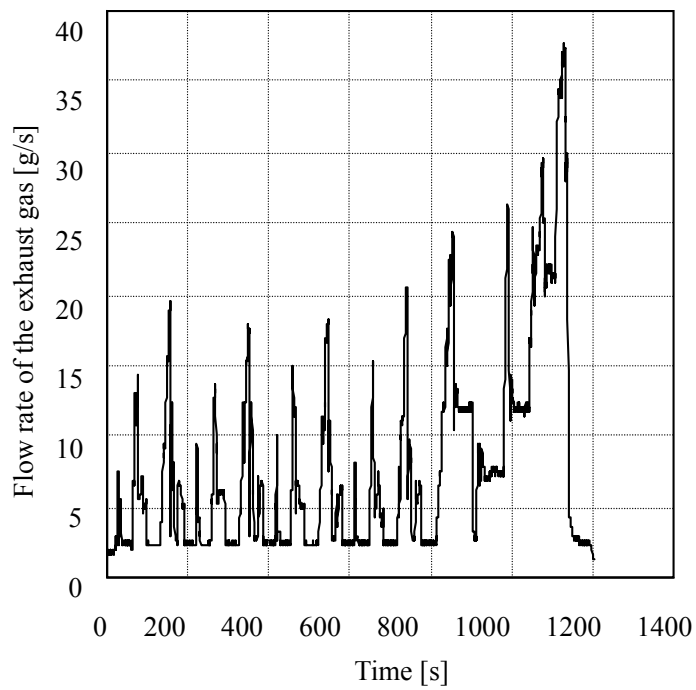
ムの詳細な構成を示す。車載用の平面型自励振動式蒸気エンジンは、出力を上げるために複数の液体ピストンを束ねた構造とする。このため、一つの固体ピストンから複数の液体ピストンの出力を取り出す構造となっている。この時、液体ピストン同士の同期が重要となるが、図 6.2 に示すように加熱部に連通路を持たせることで、気相部分の圧力が均圧化され、液体ピストンの位相が揃う。膨張機の出力軸には発電機を取り付け、熱から再生した動力を電力に変換する。発電した電力はバッテリーに充電する。

6.2 排熱温度と質量流量の測定

排気温度 T_g と質量流量 m_{exg} は実車を用いて測定した。排気温度は、触媒直後にK熱電対を入れて取得した。質量流量は、エアフローセンサの値を車両から取り込んだ。図6.3および図6.4に、それぞれ新欧州走行モードおよびアメリカンハイウェイモードの排気温度および流量の測定結果を示す。アメリカンハイウェイモードの方が、高速走行が多いため、排気温度が高く、流量も多い。

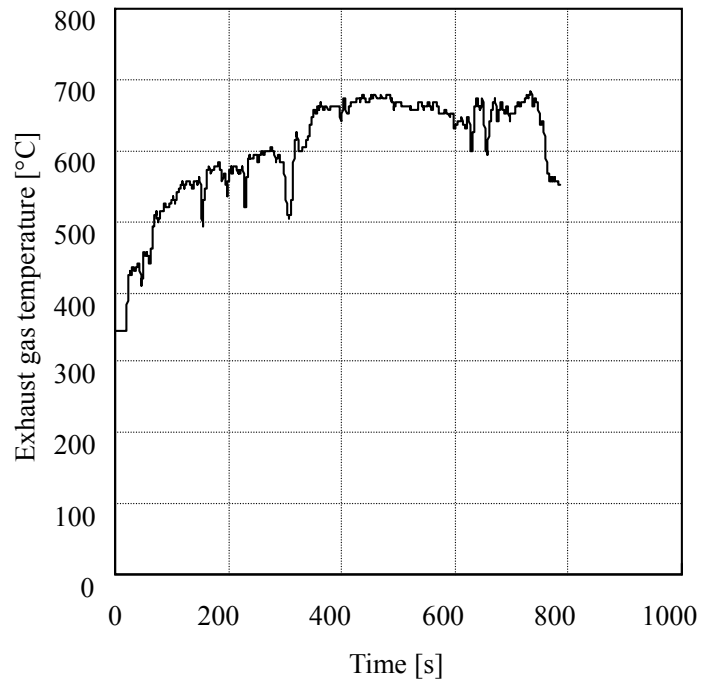


(a) 排気温度

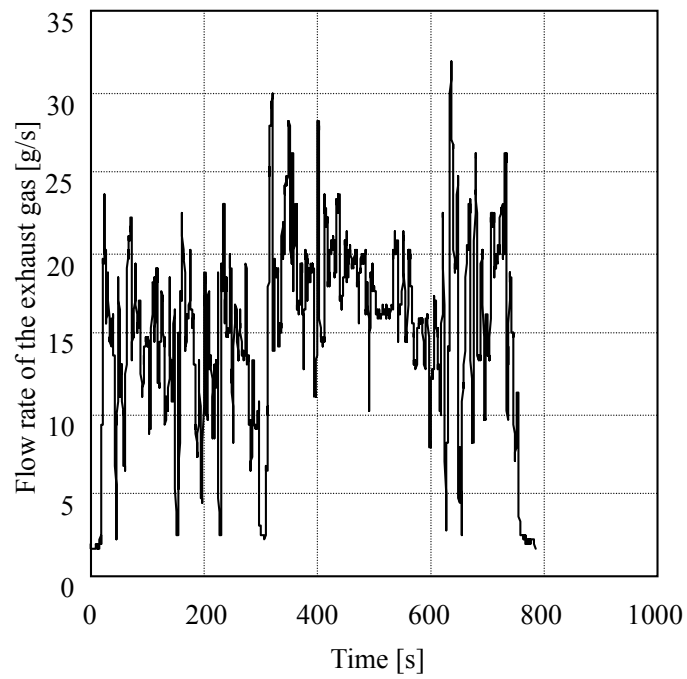


(b) 排気の質量流量

図6.3 新欧州走行モード(NEDC)の測定結果



(a) 排気温度



(b) 排気の質量流量

図 6.4 アメリカンハイウェイモード(HWFET) の測定結果

6.3 排熱発電システムの駆動方法

車両走行中の排気熱量は大きく変動するため、平面型自励振動式蒸気エンジンを常時動作させると、加熱部温度が変動して効率が低い状態での動作が発生し、平均発電効率が低下する。このため、加熱部の熱容量を利用して平面型自励振動式蒸気エンジンを間欠的に駆動することとした。この間欠駆動は、加熱部温度が T_{upper} に上昇するまで固体ピストンを停止させ過熱部に熱を溜める蓄熱モードと、加熱部温度 T_{upper} から T_{lower} に低下するまで溜めた熱を使って発電をする発電モードの二つのモードで構成される。この間欠駆動を行うことで排気熱量の変動に影響されずに、平面型自励振動式蒸気エンジンの加熱部温度をほぼ一定の温度に保持することができる。これにより効率良く発電することができる。しかしながら、 T_{upper} を高く設定しすぎると排気との温度差が小さくなるため、回収熱量 Q_{therm} が小さくなり効率が悪化する。そこで、図 6.5 に示すフローで、間欠運転での動作温度と発電量の関係を求める。

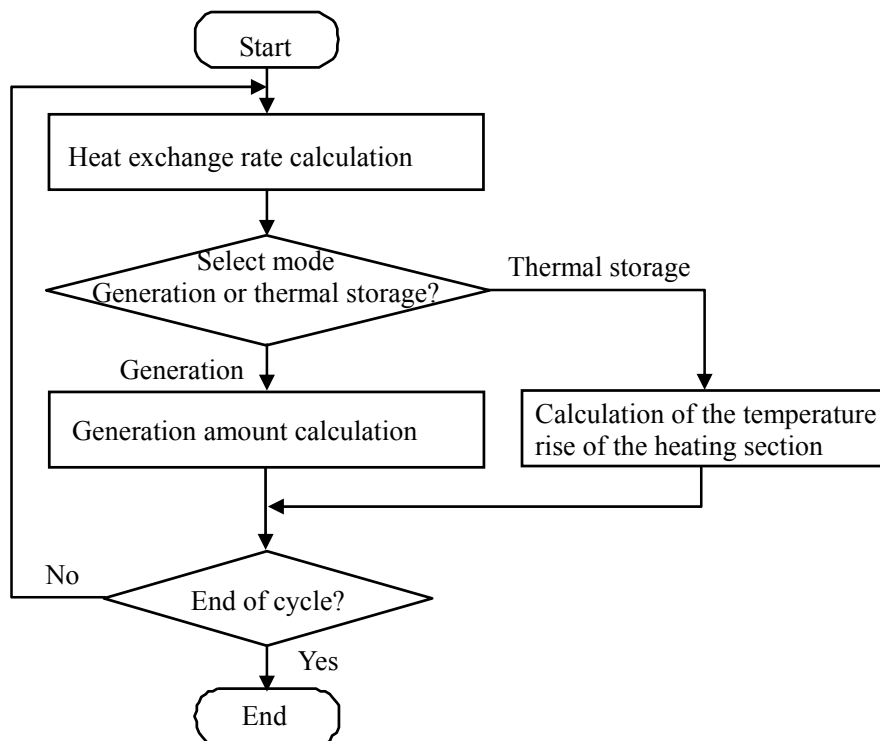


図 6.5 車両における排熱発電システムの計算フロー

排熱発電システムの発電量 W_{el} は、以下の式で表せる。

$$W_{el} = Q_{hs} \times \eta_{pV} \times \eta_{exp} \times \eta_{gen} \times \eta_{el} \quad (6.1)$$

$$Q_{therm} = m_{exg} \times C_{p_g} \times (T_g - T_{hs}) \times \eta_t \quad (6.2)$$

Q_{therm} は平面型自励振動式蒸気エンジンが排気から回収する熱量、 η_{pV} は平面型自励振動式蒸気エンジンの図示熱効率、 η_{exp} は図示仕事から軸出力に変換する効率、 η_{gen} は発電機の効率、 m_{exg} は排気の質量流量、 C_{p_g} は排気の比熱、 T_g は排気温度、 T_{hs} は平面型自励振動式蒸気エンジンの加熱部の温度、 η_t は排気熱の回収率である。間欠運転での動作温度 (T_{lower} , T_{upper}) は (240, 270), (270, 300), (300, 330) の 3 つのパターンを想定し、各温度帯で平面型自励振動式蒸気エンジンを駆動した際の発電量 W_{el} を求め、比較する。 $\eta_t = 80\%$ 、 $\eta_{exp} = 80\%$ 、 $\eta_{gen} = 80\%$ ⁽⁷⁾、 $\eta_{el} = 90\%$ ⁽⁸⁾ とした。前章の実験結果から平面型自励振動式蒸気エンジンの図示熱効率は加熱部温度の関数として式(6.3)で近似した。

$$\eta_{pV} = 0.000976T_{hs} - 0.1446 \quad (6.3)$$

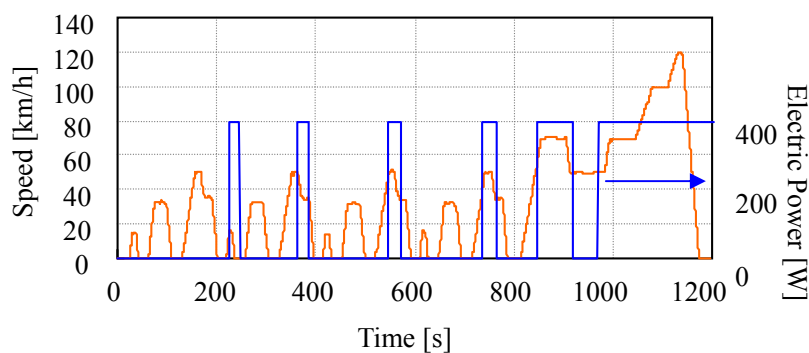
床下のスペース制約から、平面型自励振動式蒸気エンジンの出力は 400W とした。加熱部、冷却部を床下に 150 mm 以内で入れる場合、約 100 本の液体ピストンを配置することになる。5 気筒の斜板式膨張機を用いる場合、20 本の液体ピストンを冷却部下でまとめ、各固体ピストンの入り口に繋ぐことになる。加熱部の重量は 6 kg となる。

6.4 燃費向上効果

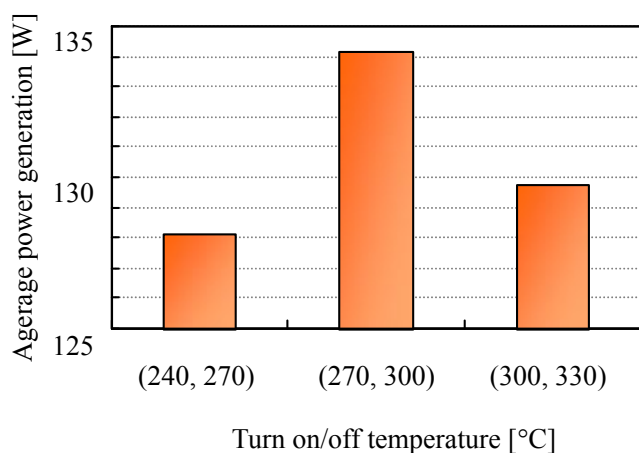
図6.6および図6.7に、新欧州走行モードおよびアメリカンハイウェイモードでの発電量の見積もり結果を各々示す。いずれも十分に暖機した後に運転を行うものとして計算した。新欧州走行モードでは、(a)の発電出力をみるとわかるように、初めは発電モードと蓄熱モードが交互に発現し、走行速度が80 km/hを超え続けると発電モードが続く。アメリカンハイウェイモードはこの80 km/hを超える時間が長いため、発電モードが長く続く。図6.8にアメリカンハイウェイモードにおける加熱部との熱交換後の排気ガス温度を示す。80 km/hを超えると加熱部との熱交換後の排気ガス温度が上昇していることがわかる。排気熱量が多い走行モードにおいては、本システムでは有効に熱を使いきれないことを意味している。

新欧州走行モードにおいては、加熱部温度を(270, 300) に保持すると最も発電量が大き

大きく、平均で134 W発電できることがわかる。これは走行抵抗の約2.7 %に相当する。アメリカンハイウェイモードでは、加熱部温度を(300, 330) に保持すると最も発電量が大きく、平均で365 W発電できることがわかる。これは走行抵抗の約3 %に相当する。先ほどの400 Wを最大出力とするという制約を除いた場合、アメリカンハイウェイモードでは、加熱部温度を(300, 330) に保持すると652 Wの発電が可能となる。これは走行抵抗の約5.4 %に相当する。さらに、膨張機の軸と内燃機関の出力軸と変速機でつなぎ、発電せずに直接動力として再生させるなどを行うことで、さらに燃費改善効果が期待できる。

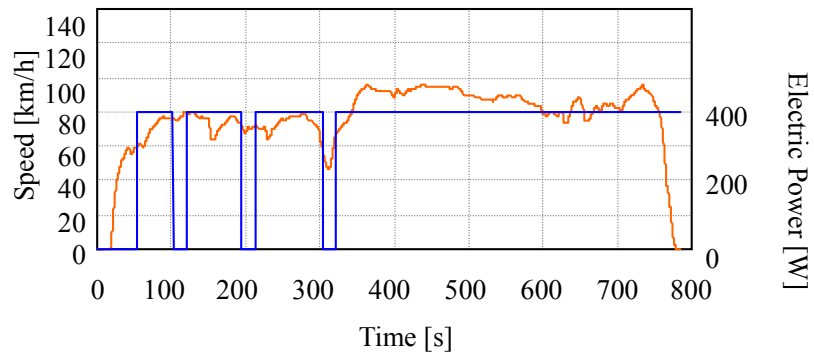


(a) 加熱部温度を(270, 300) に保持した場合の発電出力

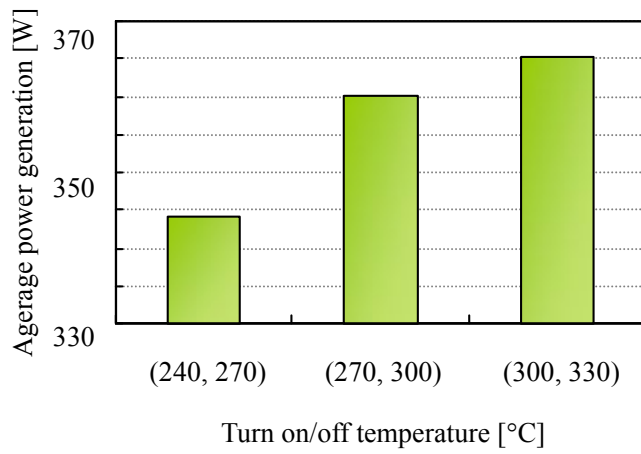


(b) 発電量の時間平均

図 6.6 新欧州走行モードでの発電量の見積もり結果



(a) 加熱部温度を(300, 330) に保持した場合



(b) 発電量の時間平均

図 6.7 アメリカンハイウェイモードでの発電量の見積もり結果

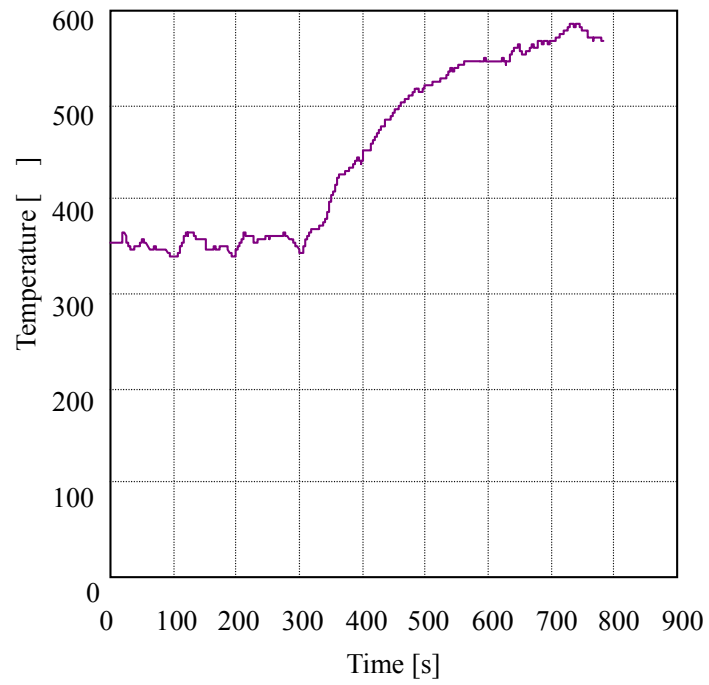


図 6.8 アメリカンハイウェイモードにおける加熱部との熱交換後の排気ガス温度

第7章

結論

排熱を有効利用するための排熱発電システムを車に搭載するためには、300℃以下で図示熱効率が大きく、かつ軽量で安価でなければならない。従来の外燃機関である蒸気エンジン、スターリングエンジン、熱音響エンジンでは、動作温度、図示熱効率、重量、コストの要求仕様を全て同時に満足させることは困難である。そこで本研究では、300℃以下の温度領域での図示熱効率が大きく、かつ簡素な構成である自励振動式蒸気エンジンを提案し、その設計手法を構築した。本設計手法から導出した効率向上の指針に基づいて、加熱部に細径の焼結金属を用いた平面型自励振動式蒸気エンジンを試作し、加熱部温度270℃、冷却部温度90℃の条件で、図示熱効率12.7%を確認した。また、中空タイプの平面型自励振動式蒸気エンジンの加熱面に、高速で応答する温度センサを設けて非定常温度計測を行い、自励振動式蒸気エンジン加熱部内の相変化現象を明らかにし、設計手法の妥当性と課題を示した。

以下に、本研究で得られた結論をまとめる。

(1) 自励振動式蒸気エンジンの提案と原理の検証

気相を作動流体とする外燃機関であるスターリングエンジンおよび熱音響エンジンは、カルノーサイクルとほぼ同じサイクル線図を描くことから理論効率が低い。また熱音響エンジンは自励振動を利用していることから、スターリングエンジンよりピストンが1つ少なくコスト削減ポテンシャルが高い。蒸気エンジンは、相変化を利用しているため熱交換器が軽量である等の特徴がある。一方、スターリングエンジンと熱音響エンジンは、ヘリ

ウムガスをシールするための高精度な製造技術や気相用の高性能熱交換器が必要なこと、蒸気エンジンの場合は、過熱による図示熱効率の低下などの課題がある。

以上の点に着目し、サイクル図示熱効率に大きく影響する膨張前の過熱過程がなく、高温での気相のシールが不要な簡素な構成の自励振動式蒸気エンジンという新しいコンセプトを、機器の構成と併せて発案した。300 という温度で相変化が起こることと、分解などの問題を起こさないことを考慮して、作動流体として水を選定した。発案した3つの機器構成から熱損失の少ない巢トレータタイプを選定し、自励振動式蒸気エンジンの原理検証機を製作し、加熱部温度190、冷却部温度90の条件で、内部の可視化観察とP-V線図からサイクルとして連続動作することを確認した。一方、自励振動式蒸気エンジンの原理検証機の図示熱効率は0.82%で、過熱のないランキンサイクルの理論効率の20.1%と比較して遥かに小さかった。P-V線図が8の字を描いていることや、加熱部に残った水が気化し続けていることがこの原因と考えられる。

理論効率に近い設計を行うためには、加熱部に入った水の挙動を考慮した動作解析モデル及び蒸気貯めの最適設計が必要であることがわかった。

(2) 自励振動式蒸気エンジンの高効率化の指針導出

自励振動式蒸気エンジンの図示仕事や図示熱効率を向上させるために、核沸騰 - 液膜蒸発動作解析モデルで解析を行い、ストレートタイプ自励振動式蒸気エンジンを高効率化の指針を導出した。

核沸騰 - 液膜蒸発動作解析モデルとは、液体ピストンの中の核沸騰と気液界面が後退する過程で壁面上に取り残された液膜の蒸発を考慮したモデルである。核沸騰は、Kutateladzeの過熱度と熱流束の関係式を用い、液膜による蒸発は、Han & Shikazonoの式で求めた液膜厚さから熱流束を求め、それらの熱流束から蒸発による蒸気発生量を算出する。液膜からの蒸発を考慮することで図示仕事及び図示熱効率の予測精度が向上することを、円筒型自励振動式蒸気エンジンの実験結果との比較で示した。

本解析を用いて、液膜からの蒸気の発生の遅れが円筒型自励振動式蒸気エンジンの効率が低い大きな要因であることを明らかにした。加熱部の流路を微細化すると液膜の蒸発速度が上がり、図示熱効率の向上が期待できることを見出し、流路径0.02 mmでは、加熱部温度270で図示熱効率が21%まで向上すると予測した。さらに本解析を用いて圧縮過程で急激な圧力の上昇を緩和させる蒸気貯めの最適化を行い、蒸気貯めの体積が小さい

場合には負の仕事が発生して図示仕事が増加すること、蒸気貯めの体積が大きい場合は圧力が上昇せず図示仕事小さくなり図示熱効率が低下することを明らかにした。

(3) 自励振動式蒸気エンジンの高効率化の検討

予測に基づき、流路の相当直径が 0.02 mm の焼結金属タイプ加熱部と相当直径が 0.2 mm の中空タイプ加熱部を製作した。加熱部で微細な流路を構成すると流路の急拡大によって、蒸気と液体ピストンが混合して熱交換による凝縮が生じ、図示熱効率が低下してしまうことが懸念されるため、加熱面を膨張管と直交させる平面型自励振動式蒸気エンジンを提案した。相当直径が細い焼結金属タイプで、加熱部温度 270℃、冷却部温度 90℃ の条件で、図示熱効率 12.7 %を確認した。飽和温度-比エントロピー線図から、気化せずに加熱された液相が冷却部に移動して放熱すること、および膨張過程での断熱部での凝縮が、予測と実験との差の主な要因であることを明らかにした。

(4) 自励振動式蒸気エンジン加熱部の非定常温度計測

この自励振動式蒸気エンジンのさらなる高効率化のためには、加熱部における伝熱現象を詳細に把握し、設計手法の精度を向上させる必要がある。そのためには、実際の作動中に時々刻々と飽和蒸気圧が変化の中で、核沸騰や液膜の蒸発などの相変化現象を捉えなければならない。そこで、中空タイプの平面型自励振動式蒸気エンジンの加熱表面に、微細な白金抵抗温度センサを埋め込んで非定常温度計測を行った。1 ms の応答性と 0.1℃ の温度分解能を確保するため、厚さ 150 nm、幅 20 μm、長さ 26 mm の白金抵抗線を 1 mm × 1 mm の領域中に 26 ターンさせ、加熱部壁面上に中心から $r = 5, 10, 15$ mm の位置に 3 箇所配置した。本計測結果から、液体ピストンが加熱部から出た後もしばらく続く液膜の蒸発の再現性や、液膜の蒸発によって生じる熱流束のオーダーは実験結果と比較的一致した。このことから、液膜の蒸発を考慮する核沸騰 - 液膜蒸発動作解析モデルが有用であることがわかった。一方、より早いタイミングでの圧力上昇や熱流束の振動を予測するためには、液体ピストンに気泡が混入する影響を考慮する必要がある。また、液膜の厚みを過小に評価した要因については今後明らかにしていく必要がある。

(5) 車載による燃費改善効果の見積もり

本自励振動式蒸気エンジンを車載するためのシステムの構成を提示した。また、平均の

発電効率を高くするため間欠運転を検討し、2.4L ガソリンエンジンに 400W 発電出力の自励振動式蒸気エンジンを用いた場合の効果を見積もった。新欧州走行モードにおいては、加熱部温度を 270 と 300 の間に保持するように動作させると最も発電量が大きく、平均で 134 W 発電できることがわかった。これは走行抵抗の約 2.7 %に相当する。アメリカンハイウェイモードでは、加熱部温度を 300 と 330 の間に保持すると最も発電量が大きく、平均で 365 W 発電できることがわかった。これは走行抵抗の約 3 %に相当する。発電出力の制約を除いた場合、アメリカンハイウェイモードでは、加熱部温度を(300, 330) に保持すると走行抵抗の 5.4 %に相当する 652 W の発電が可能となる。膨張機の軸と内燃機関の出力軸と変速機をつなぎ、発電せずに直接動力として再生させれば、さらに燃費改善効果が期待できる。

謝辞

本論文は、著者が㈱デンソーの技術開発センターにおいて平成15年から平成24年にかけて行った研究をまとめたものである。研究の遂行や論文執筆にあたり、多くの方々のご指導とご支援を賜りました。ここに深く御礼申し上げます。

研究の遂行や論文執筆にあたり、終始適切かつ懇切丁寧なご指導をいただき、また常に励まし続けていただいた東京大学生産技術研究所 鹿園直毅教授に心から深く感謝申し上げます。

また、論文をまとめるにあたり、有益なご教示とご丁寧なご指導をいただきました東京大学生産技術研究所 加藤千幸教授、橋本彰特任教授、長谷川洋介講師、東京大学工学系研究科 姫野武洋准教授に厚く御礼申し上げます。

本エンジンの加熱部での相変化について、有益なご教示とご丁寧なご指導をいただきました東京大学 西尾茂文元副学長理事に深く感謝致します。

取り残される液膜厚さや加熱された微細管に流入した際の液体ピストンの挙動など、可視化を通して数値解析モデルへの有用な知見を頂いた韓榮培博士、斉藤雄介氏、菅野普氏に深く感謝致します。

新しい外燃機関発明プロセスで多くの議論を交え、多くのヒントをいただいた㈱デンソー 萩原康正氏に深く感謝致します。

研究の遂行にあたり、多大な支援をいただいた㈱デンソー 元常務 鎌居健一郎氏、㈱デンソー 研究開発2部長 田中政一氏、㈱デンソー 西沢一敏氏、金子卓氏に深く感謝致します。

本研究をともに遂行した小田修三氏、新山泰徳氏、村松憲志郎氏、守本剛氏、福田健太郎氏、岩谷和樹氏の甚大なるご協力に深く感謝致します。また、高速温度計測センサの製作にご協力いただきました頼永宗男氏、鈴木幸和氏に深く感謝致します。

本研究における試作・実験に甚大なご協力をいただきました花沢龍行氏，泉敏文氏，猪俣純朋氏，横井利幸氏，桶本俊二氏，中村節雄氏，大地剛氏，岡浩二氏，大嶋利雄氏，三井亘氏をはじめとする多くの特殊実験室の皆様へ深く感謝致します。

研究の道を歩み始めた大学生活を支え，それまで育ててくれた両親へ深く感謝致します。そして，学生の私を預かり常にお気遣い頂いた叔父，叔母の松尾夫妻へ深く感謝致します。

最後に，本研究を長年に亘り遂行しまとめるにあたり，家庭において暖かい支援を続けてくれた妻の明子へ深く感謝します。

参考文献

- (1) 平成 25 年版 環境・循環型社会・生物多様性白書，第 2 部 各分野の施策等に関する報告 第 1 章 低炭素社会の構築 (2013)，p.154.
- (2) 経済統計要覧 (2013)，pp.128-129.
- (3) 長尾 不二夫，内燃機関講義 第 2 章 熱力学的考察および性能 (1969)，p.51.
- (4) W.Kamm, C.Schmidt, Das Versuchs-und Messwesen auf Gebiet des Kraftfahrzeugs (1938).
- (5) (財)省エネルギーセンター，工場群の排熱実態調査研究要約集，表 8 業種別温度別全国排熱量工場からの廃熱量 (2001).
- (6) 小田 修三，八束 真一，新山 泰徳，福田 健太郎，金子 卓，西沢 一敏，鹿園 直毅，液体ピストン蒸気エンジンを用いた排熱再生システム，自動車技術会秋季学術講演会前刷集 280-20115539 (2011).
- (7) 出光 利明，服部 直，亀井 健，吉田 昌史，モータ高効率化の動向と当社の取り組み，安川電機技報，第 75 巻，第 4 号 (2011).
- (8) 餅川 宏，津田 純一，児山 裕史，住宅向け太陽光発電用パワーコンディショナに適した高効率インバータ回路方式 (特集 再生可能エネルギーの利用拡大を担う太陽光発電システム)，東芝レビュー，67 号 1 巻 (2012)，pp.26-29.
- (9) 堺 和人，倉持 暁，ハイブリッド可変磁力モータの原理と基本特性，電気学会論文誌 D 産業応用部門誌，Vol.131，No.9 (2011)，pp.1112-1119.
- (10) 齊藤 敬三，自動車技術開発に求められる新たな環境対応，日本陸用内燃機関協会 機関誌 LEMA 技術解説 (2006)，pp.45-53.
- (11) 森 正芳，山上 武，織田 信之，熱電素子を利用した車両用廃熱回生技術と燃費改善，Honda R&D technical review 21 (2009)，pp.68-73.
- (12) 宮崎 康次，ナノ構造を用いた熱電素子の現状と課題，応用物理 (2012)，pp. 51-54.

- (13) Yunus A Cengel , Michael A. Boles , 応用熱力学 , *Ohmusha* (1999).
- (14) 荒井 久治 , エンジン進化の軌跡 , 山海堂 (1998).
- (15) 一色 尚次 , 北山 直方 , 新蒸気動力工学 , 森北出版株式会社 (2001).
- (16) 富塚 清 , 動力の歴史 , 三樹書房 (2002).
- (17) R.L.Reynolds , 蒸気タービンにおける再熱 , *A.S.M.E. , Trans. , Vol.71 , No.8* (1949) , pp.701~706.
- (18) 玉沢 広 , 川崎発電所 590t/h 再熱ボイラ(蒸気動力小特集) , *日本機械学会誌* (1962) , pp.556-560.
- (19) T. Saitoh, N. Yamada and S. Wakashima, Solar Rankine cycle system using scroll expander, *J. Env. Eng.*, Vol. 2 (2007), pp. 708-719.
- (20) 伍賀 篤 , 市川 庄司 , フロンタービン駆動ターボ冷凍装置の試作研究とその応用(<小特集>熱工学小特集号) , *日本機械学会誌* (1967) , pp.1223-1227.
- (21) 大塚 公明 , フロンタービンプラントの研究 , *川崎技報* (1970) , pp.20-24.
- (22) 山岡 勝巳 , 初心者のための蒸気タービン , 鳥影社 (2001) , p.128.
- (23) 茨木 茂 , 遠藤 恒雄 , 小島 洋一 , 高橋 和也 , 馬場 剛志 , 川尻 正吾 , ランキンサイクルを用いた車載用廃熱回生システムの研究 , *自動車技術会論文集* (2007) , pp.73-78.
- (24) BMW プレスリリース , BMW ジャパン広報室 , 2005 年 12 月 13 日.
- (25) 桑原 英明 , 西村 真 , 松隈 正樹 , 小型スクルー蒸気発電機(特集 圧縮機) , *R&D 神戸製鋼技報* , Vol.59 , No.3 (2009) , pp.24-28.
- (26) Walker G., *Stirling Engines, Clarendon Press* (1980).
- (27) West C.D., *Principles and Applications of Stirling Engines, Van Nostrand* (1986).
- (28) 兵働 務 , 米田 裕彦 , スターリングエンジン その生い立ちと原理 , *パワー社* (1990).
- (29) Hargreaves, C.M., *The Philips Stirling Engine, Elsevier* (1991).
- (30) Meijer, R.J., Mit Elektro-Warmespeicher und Stirlingmotor-eine mechanische Antriebsalternative, *Denskschrift Electro-speicherfahrzeuge*, No.11 (1969), pp.143-164.
- (31) Meijer, R.J., Mogelijkheden van de stirling tractiemotor in onze toekomstige samenleving, *Philips Technisch Tijdschrift*, No.5/6 (1970), pp.175-193.
- (32) R.F.Barron, *Cryogenic Systems (2nd ed.)*, Oxford University Press (1985).
- (33) Jet Propulsion Laboratory, Should We Have a New Engine An Automobile Power Systems Evaluation, Vol.1 and Vol.2 (1975).

- (34) Gissel R. et al., Design of 4-215 D.A. Automotive Stirling Engine, SAE Paper, No77082 (1977).
- (35) Isshiki N et al., On Marine Stirling Engine Development in Japan, Proc. 17th IECEC (1982), pp.1738-1743.
- (36) Meache J.S., Mod Automotive Stirling Engine Performance and Manufacturing Cost Reduction Results, SAE Paper, No.890151 (1989).
- (37) 山下 巖, ムーンライト計画におけるスターリングエンジンの研究開発, 日本エネルギー学会誌, 72-796 (1993), pp.742-751.
- (38) Endo N. et al., Test and Evaluation Method of the Kinematic Stirling Engines and Their Application Systems Used in the Moonlight Project, Proc.4th International Conference on Stirling Engines (1988), pp.315-320.
- (39) 土屋 一雄, 山口 一平, 内藤 喜裕, 百瀬 豊, スターリングエンジンを用いた太陽熱発電システムの性能予測, 太陽/風力エネルギー講演論文集, Proceedings of JSES/JWEA Joint Conference 1996 (1996), pp.193-196.
- (40) 濱口 和洋, スターリングエンジンを用いた家庭用コージェネレーションシステムの可能性 (家庭用コージェネレーションシステム), スターリングサイクルシンポジウム講演論文集 (2001), pp. 35-38.
- (41) 山下 巖 他, スターリングエンジンの理論と設計, 山海堂 (1999).
- (42) プロマテリアル社プレスリリースより,
<http://techon.nikkeibp.co.jp/article/HONSHI/20091130/178167/>.
- (43) Nomaguchi T. et al, Progress on 3kW Class Stirling Engine and Heat Pump System, Proc. 21st IECEC (1986), pp.463-467.
- (44) Kagawa N. et al., Performance Analysis and Improvement of a 3kW Stirling Engine, Proc. 21st IECEC (1986), pp.478-483.
- (45) Nogawa M. et al, Development of NS30A Stirling Engine, Proc. 22nd IECEC (1977), pp.1797-1802.
- (46) Kubo M. et al., Up to Date Information on the NS30S Stirling Engine, Proc. 23rd IECEC (1988), pp.163-169.
- (47) 平田 宏一, 今井 康之, 川田 正國, 赤澤 輝行, 坂口 諭, スターリングエンジンを用いた排熱回収システムの開発: 第 1 報 実験用エンジンの設計・試作並びに性能特性, スターリングサイクルシンポジウム講演論文集 (2006), pp.97-100.

- (48) 塚原茂司ほか，スターリング機関の研究（第4報 ピストンリングの漏れと摩擦力），日本舶用機関学会第29回学術講演会講演前刷り（1981）。
- (49) 宗孝，シールのごくい，技術評論社（1980），pp.89-93.
- (50) Backhaus, S. & Swift, G. W., A thermoacoustic Stirling heat engine, Nature, Vol. 399 (1999), pp.335-338.
- (51) 富永 昭，熱音響工学の基礎，内田老鶴圃（1998）。
- (52) J.W.S.Reyleigh, The Theory of Sound 2nd ed. (1896).
- (53) P. Ceperley, A Pistonless Stirling Engine Traveling Wave Heat Engine, J. Acoust. Soc. Am. 66 (1979), pp.1508-1513.
- (54) T. Yazaki, A. Iwata, T. Maekawa, A. Tominaga, Traveling Wave Thermoacoustic Engine in a Looped Tube, Phys. Rev. Lett. 81 (1998), pp.3128-3131.
- (55) Y. Ueda, C. Kato, Stability Analysis for Spontaneous Gas Oscillations Thermally Induced in Straight and Looped Tubes, J. Acoust. Soc. Am. 124 (2008), pp.851-858.
- (56) 小清水 孝夫，久保田 裕巳，高田 保之，伊藤 猛宏，往復振動流中の熱輸送に関する数値解析，日本機械学会論文集 B 編，72 (2006)，pp.1089-1094.
- (57) 琵琶 哲志，熱音響工学初学者のための計測入門，低温工学 43 (2008)，pp.517-526.
- (58) 安部 誠，窄 智久，山本 康，長谷川 真也，琵琶 哲志，商用車向廃熱回収用熱音響スターリングエンジンの研究，日本自動車技術会，学術講演会前刷集，No.49-12 (2012)，pp.11-16.
- (59) 八束 真一，鳥居 明人，松本 一浩，桶本 俊二，萩原 康正，熱音響エンジン内のワークフローの測定，スターリングサイクルシンポジウム講演論文集 (2003)，pp.97-98.
- (60) 坂田 亮 他，熱電変換工学 基礎と応用，Realize Inc (2001).
- (61) H. J. Goldsmid, proc.phys. Soc. London, 71, 633 (1958).
- (62) B. H. oouston, R. E. Strakna and H. S. Belson, J. Appl Phys., 39, 3913 (1968).
- (63) D. M. Powe and V. S. Shukla, J. Appl. Phys., 52, 7421 (1981).
- (64) G. A. Slack, CRC Handbook of Thermoelectrics, D. M. Rowe (ed.), CRC Press (1995), pp.407-440.
- (65) H. Anno and K. Matsubara, Recent Res. Devel. Applied Phys., 3(2000), pp.47-61.
- (66) G. S. Nolas, T. J. R. Weakly, J. L. Cohn, R. Sharm, Phys. Rev., B61 (2000), pp.3845-3850.
- (67) 生駒 圭子 他，熱電変換シンポジウム'98 (1998), p.60.

- (68) 新エネルギー・産業技術総合開発機構，省エネルギーセンター編：エネルギー使用合理化技術戦略的開発，高速バス用排ガス利用熱電変換技術の研究開発，平成 14 年度報告書．
- (69) H. Kaibe, T. Kajihara, S. Fujimoto, K. Makino, H. Hachiuma, 熱電発電による工場排熱回収，Komatsu Technical Report, VOL. 57, NO.164 (2011), pp.26-30.
- (70) 松本謙司，伊藤直紀，斎藤文一，谷口弘芳，車載ランキンサイクル用容積型膨張機の潤滑システム，日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集，Vol.2007-5 (2007), pp.143-144.
- (71) 桐山 信一，水スターリング熱機関を用いた熱学分野の教材化，物理教育，47(3) (1999), pp.125-128.
- (72) 牛島 陽，小早稲 直宏，清水 哲郎，濱口 和洋，平塚 義勝，パルス管エンジンの基本特性，スターリングサイクルシンポジウム講演論文集 (2004), pp.83-86.
- (73) 吉田 隆昌，矢崎 太一，濱口 和洋，琵琶 哲志，パルス管エンジンにおける仕事流束密度測定，Cryogenic engineering 47(1) (2012), pp.52-57.
- (74) 岩崎 英二，平田 賢，2 成分二相スターリング機関の研究，日本機械学会論文集. B 編，Vol.48, No.434 (1982), pp.2143-2150.
- (75) 野田 大輔，上田 祐樹，秋澤 淳，相変化を利用した熱音響エンジンの発振温度，スターリングサイクルシンポジウム講演論文集 (2010), pp.55-56.
- (76) 八束 真一，福田 健太郎，新山 泰徳，萩原 康正，西沢 一敏，鹿園 直毅，液体ピストン蒸気エンジンの提案，低温工学，47(1) (2012)，pp.58-64.
- (77) Yatsuzuka, S., Oda, S., Niiyama, Y., Fukuda, K. et al., A Liquid-Piston Steam Engine, SAE Technical Paper 2011-28-0137 (2011).
- (78) Yatsuzuka, S., Oda, S., Niiyama, Y., Fukuda, K., Nishizawa, K. and Shikazono, N., A Liquid Piston Steam Engine, Proc. 16th Asia Pacific Automotive Engineering Conference (2011).
- (79) 八束 真一，液体ピストン蒸気エンジンの提案，熱工学コンファレンス 2012 プレコンファレンス・セミナー，「次世代熱エネルギーシステム ～熱にかかわる新技術～」講演資料 (2012).
- (80) 濱口 和洋，北本 和，小林 豊，山下 巖，ポンポン船推進源の動作原理，応用物理教育 27(1) (2003)，pp.53-56.

- (81) Schmidt G., Theore der Lenmannschen Calorischen Maschine, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure (1871), pp.98-112.
- (82) 富永 昭, 矢崎太一, 管内流体の圧力変動による温度変動の径方向の分布, 低温工学 33 (1998), pp.90-95 .
- (83) 長尾 不二夫, 内燃機関講義 上巻, 養賢堂 (1969), pp.330-331.
- (84) 八束 真一, 福田 健太郎, 新山 泰徳, 萩原 康正, 西沢 一敏, 鹿園 直毅, 液体ピストン蒸気エンジン, 日本機械学会 第 16 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2011), p.273.
- (85) 川田 正國, 平田 宏一, 今井 康之, 石村 恵以子, スターリングエンジンに用いるスコッチ・ヨーク機構のトライボロジー, スターリングサイクルシンポジウム講演論文集 (2006), pp.55-56.
- (86) 高橋 和ほか, ディーゼルエンジンの設計, パワー社 (1990).
- (87) 菅野普, 韓榮培, 鹿園直毅, 八束真一, 新山泰徳, 福田健太郎, 細管内振動流を用いた蒸気サイクルに関する研究, 第 16 回動力・エネルギー技術シンポジウム (2011), pp.275-276.
- (88) 八束 真一, 福田 健太郎, 新山 泰徳, 鹿園 直毅, 液体ピストン蒸気エンジン (液体ピストン蒸気エンジンの動作解析と性能評価), 機論, Vol. 79, No. 808 (2013), pp.2859-2872.
- (89) S. S. Kutateladze, Heat Transfer in Condensation and Boiling, 2nd Ed., Mashgiz, Moscow, AEC Translation 3770, U.S.AEC Tech (1952).
- (90) N. Zuber, M. Tribus, J. W. Westwater, *J. Heat Transfer*, ASME (1961), pp.230-235.
- (91) S. S. Kutateladze, *Zh.Tekh.Fiz.*, 20 (1950), pp.1389-1392.
- (92) Y. Han & N. Shikazono, The effect of bubble acceleration on the liquid film thickness in micro tubes, *Int. J. Heat Fluid flow*, 31 (2010), pp.630-639.
- (93) Y. Han & N. Shikazono, Thickness of Liquid Film Formed in Micro Channel Slug Flow, Proc. the 7th JSME-KSME Thermal Fluids Engineering Conference (TFEC-7), No. E255 (2008).
- (94) 韓 榮培, 鹿園 直毅, マイクロチャネルスラグ流の薄液厚さに関する研究, 第 4 5 回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (2008), pp.225-226.

- (95) Y. Han & N. Shikazono, Liquid Film Thickness in Micro Tube Under Flow Boiling Condition, Proc. 7th Int. Conf. Nanochannels, Microchannels and Minichannels (ICMM2009), No. ICMM2009-82194 (2009).
- (96) 国宗 晋, 島本 和季, 尹 永直, 横山 圭史, 長谷川 洋介, 鹿園 直毅, 福田 健太郎, 村松 憲志郎, 新山 泰徳, 八束 真一, 単管内振動流を用いた蒸気サイクルの数値解析, 第 18 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2013), pp.463-464.
- (97) 塩冶 震太郎, 巻焼入における冷却曲線 - 境界条件として沸騰熱伝達を用いた場合の非定常熱伝導 -, 生産研究, 18(7) (1966), pp.198-200.
- (98) 斉藤 雄介, 鹿園 直毅, 八束 真一, 新山 泰徳, 福田 健太郎, 低流量条件における水平マイクロ管内限界熱流束, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol.47th Page.ROMBUNNO.G221, (2010).
- (99) 福田 健太郎, 鹿園 直毅, 新山 泰徳, 八束 真一, 高出口乾き度条件におけるマイクロ管内強制流動沸騰, 第 4 6 回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (2009), pp.363-364.
- (100) 斉藤 雄介, 鹿園 直毅, 八束 真一, 新山 泰徳, 高出口乾き度条件下のマイクロ管内限界熱流束特性, 日本機械学会熱工学コンファレンス講演論文集, Vol.2009 (2009), pp.263-264.
- (101) スハス V. パタンカー原著, 水谷 幸夫, 香月 正司, コンピュータによる熱移動と流れの数値解析, 森北出版株式会社 (1983).
- (102) Nakano, S., Han, Y., Shikazono, N., Kanno, H. Yatsuzuka, S., Niiyama, Y., Fukuda, K., Investigation of Evaporation Characteristics in Single Micro Tube Steam Engine Based on Flow Visualization, Proc. 8th KSME-JSME Joint Thermal and Fluids Engineering Conference (2012).
- (103) Shimamoto, K., Han, Y., Shikazono, N., Kanno, H. Yatsuzuka, S., Niiyama, Y., Fukuda, K., Experimental Investigation of Single Micro Tube Steam Engine, Proc. 8th KSME-JSME Joint Thermal and Fluids Engineering Conference (2012).
- (104) 国宗 晋, 島本 和季, 尹 永直, 横山 圭史, 長谷川 洋介, 鹿園 直毅, 福田 健太郎, 村松 憲志郎, 新山 泰徳, 八束 真一, 振動流型蒸気機関における管径の影響, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2013 講演論文集 (2013), pp.317-318.
- (105) 八束 真一, 福田 健太郎, 新山 泰徳, 鹿園 直毅, 液体ピストン蒸気エンジン (液体ピストン蒸気エンジンの動作解析と性能評価), エナジー投稿中, (2013).

- (106) W. Wagner and A. Pruß, “The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use”, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 31, (2002), pp. 427-442.
- (107) 流体の熱物性値集，日本機械学会(1983).
- (108) 八束 真一，新山 泰徳，福田 健太郎，萩原 康正，西沢 一敏，鹿園直毅，液体ピストン蒸気エンジン，スターリングサイクルシンポジウム講演論文集 (2011)，pp.125-126.
- (109) G. P. Peterson, C. S. Chang, Two-phase Heat Dissipation Utilizing Porous channels of High Conductivity Material, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.120 (1998), pp.243-252.
- (110) 守本 剛，福田 健太郎，新山 泰徳，八束 真一，西沢 一敏，鈴木 幸和，頼永 宗男，鹿園 直毅，液体ピストン蒸気エンジン（加熱部の沸騰熱伝達機構の研究），日本伝熱シンポジウム講演論文集，Vol.48th，NO.C333 (2011).
- (111) 八束 真一，村松 憲志郎，守本 剛，頼永 宗男，鈴木 幸和，鹿園 直毅，非定常温度計測による液体ピストン蒸気エンジン加熱部相変化現象の解明，日本機械学会論文集，80巻 812号 (2014).
- (112) Lee, H., Son, Y., Oh, B.D., Bae, S., Kim, M., Behavior of Single Bubble Growth with Constant Wall Temperatures Controlled by Micro Scale Heater Array, *Proc. 2001 ASME IMECE*, HTD-369-3 (2001), pp.211-220.
- (113) 中別府 修，古川 雄太，MEMS センサによる核沸騰熱伝達機構の研究（第1報，気泡底部の局所温度計測），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 72，No.722 (2006)，pp.202-209.
- (114) 井ノ上 雅至，武内 康浩，頼永 宗男，薄膜温度センサを用いたトラクション接触部の温度解析，自動車技術会 2011 年秋季学術講演会前刷集 No.135-11 (2011).