

低温排熱回収発電システムの性能解析手法の高度化

中島, 隆宏
九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻

<https://hdl.handle.net/2324/4785159>

出版情報：九州大学, 2021, 修士, 修士
バージョン：
権利関係：



令和 3 年 度

修 士 論 文

低温排熱回収発電システムの性能解析手法の高度化

九州大学大学院総合理工学府
環境エネルギー工学専攻
熱エネルギー変換システム学研究室

中 島 隆 宏

指導教員 宮崎 隆彦

提出年月日 令和 4 年 2 月 8 日

目次

第 1 章 序論.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 オーガニックランキンサイクル（ORC）の概要	4
1.3 従来の研究.....	6
1.3.1 低温熱回収 ORC に関する従来の研究	6
1.3.2 平滑管内圧力損失に関する従来の研究.....	8
1.3.3 平滑管内強制流動沸騰熱伝達に関する従来の研究.....	13
1.4 本論文の目的および構成	21
第 2 章 理想条件下でのサイクル概要およびサイクル性能計算	22
2.1 サイクル概要.....	22
2.2 サイクルの熱力学的過程および関係式	23
2.3 サイクル計算方法.....	25
2.4 データ整理方法.....	31
2.4.1 作動媒体ポンプ・タービン動出力および正味熱効率.....	31
2.4.2 有効エネルギー効率比	31
2.4.3 タービン入口および出口乾き度	32
2.5 サイクル性能計算結果	33
2.5.1 混合作動媒体のモル分率とサイクル性能の関係.....	33
2.5.2 作動媒体流量とサイクル性能の関係	37
2.5.3 熱源温度勾配とサイクル性能の関係	40
2.5.4 熱源入口温度とサイクル性能の関係	43
第 3 章 実験装置，実験方法および実験条件	50
3.1 実験装置.....	50
3.1.1 実験ループ	50
3.1.2 蒸発器	53
3.2 実験方法.....	56
3.3 実験条件.....	57
第 4 章 低温熱回収用作動媒体の伝熱予測モデルの開発	58

4.1 実験データからの計算方法	58
4.1.1 予熱区間(液単相)の計算方法	58
4.1.2 気液二相区間の計算方法	62
4.2 HFC-245fa/HFO-1234yf(20/80mass%)を用いた実験結果および計算結果.....	64
4.2.1 蒸発槽温度 40℃における実験結果および計算結果.....	65
4.3.2 蒸発槽温度 50℃における実験結果および計算結果.....	69
4.3.3 蒸発槽温度 60℃における実験結果および計算結果.....	74
4.3 伝熱予測モデルを加えたサイクル性能解析	78
第 5 章 下水汚泥焼却施設への ORC 導入に向けた設計モデル	83
5.1 計算モデル.....	84
5.2 熱伝達率および交換熱量の算出方法	86
5.2.1 シェル&チューブ型熱交換器における算出方法.....	87
5.2.2 プレート式熱交換器における算出方法	89
5.3 圧力損失の算出方法.....	90
5.4 サイクル計算方法.....	91
5.5 計算条件.....	96
5.6 計算結果.....	98
第 6 章 統括.....	106
謝辞.....	109
参考文献.....	110

記号

本論文中に使用する主な記号と添え字は以下の通りである.

記号

c_P	定圧比熱	[kJ / kg K]
h	比エンタルピー	[kJ / kg]
$\dot{m}$	質量流量	[kg / s]
P	圧力	[kPa]
PR	圧力比	[-]
η	熱効率	[-] or [%]
Q	熱量	[kW]
W	仕事量	[kW]
T	温度	[K] or [°C]
x	乾き度	[-]
y	モル分率	[-]
ΔP	圧力差	[kPa]
ΔT	温度差	[K]
k	熱通過率	[-]
L	伝熱管長さ	[m]
R	管径	[m]
λ	ステンレスの熱伝導率	[W / m K]
d	等価直径	[m]
g	重力加速度	[m / s ²]
β	体膨張係数	[1 / K]
ν	動粘性係数	[m ² / s]
μ	粘性係数	[Pa s]
ρ	密度	[kg / m ³]
h_v	蒸発潜熱	[kJ / kg]
σ	表面張力	[N / m]

α	熱伝達率	[W / m K]
f	摩擦圧力係数	[-]

添字

ALL	統合
PRE	予熱器
EVA	蒸発器
SUPH	過熱器
COND	凝縮器
T, TURB	タービン
P, PUMP	作動媒体ポンプ
V	気相
L	液相
i	内管
o	外管
in	入口
out	出口
wf	作動媒体
hw	熱源水
cw	冷却水
pp	ピンチポイント
eq	等価
tp	二相状態(two-phase)

第 1 章 序論

1.1 研究背景

近年の急速な経済発展や人口増加はエネルギー消費量の増大を引き起こしている。化石燃料は世界のエネルギー消費の大部分を占めているが、エネルギー資源の使用率が新たな埋蔵地の発見率よりもはるかに高いため、化石燃料は有限の供給源であると推定されている。化石燃料資源の急速な枯渇とその環境への影響により、現在、化石燃料から再生可能エネルギー源へのエネルギー依存のシフトと利用可能なエネルギー源の効率的な活用が課題となっている。

そこで重要となってくるのが排熱回収である。排熱回収は化石燃料の需要だけでなく温室効果ガスも減少させ、将来のためにより持続可能な社会を提供するのに役立つ。排熱源はその排熱温度の範囲によって、高温($>650^{\circ}\text{C}$)、中温($230\text{--}650^{\circ}\text{C}$)、低温または低品位($<230^{\circ}\text{C}$)と特徴付けられる^[1]。図 1.1 には産業部門熱需要の利用温度および排熱温度を示す。また、図 1.2 には業種別・温度帯別の排ガス熱量を示しており、この図から、 200°C 未満の未利用熱量(排ガス熱量)が全体の 75%以上を占めていることが分かる。低品位排熱資源は非常に大きなポテンシャルを持っていることが分かり、これを有効に活用する技術が開発、導入することができれば国内の産業分野のエネルギー消費量削減に大きく貢献できると考えられる。

排熱の利用手段としては、給湯や暖房といった直接的な利用があるが、熱は輸送が行いにくいいため汎用性に欠ける。一方、排熱を熱源として電気へ交換することにより、輸送が容易になる、熱以外の需要にも利用できるなどの点から、熱と比較して汎用性が高くなる。このことから低品位の産業排熱資源を電力に変換する方法の研究は非常に重要であり、近年、有望な低品位排熱回収技術の 1 つであるオーガニックランキンサイクル(ORC)の研究が大幅に増加している。ORC はシンプルな構造、高い信頼性、成熟した技術およびメンテナンスの容易さにより、低温熱を電力に変換することが可能な技術として認められており、実用化した例も報告されている^[2]。

ORC が従来のランキンサイクルと異なるのは、作動媒体として水の代わりに水よりも沸点の低い有機媒体を用いるところである。作動媒体の選択は、熱効率、正味出力および環境の観点から ORC 発電システムの最適なパフォーマンスを実現するための重要な要素の 1 つであ

る。しかし、既存の ORC の作動媒体ほとんどは、オゾン層の破壊や地球温暖化など環境に悪影響を及ぼす冷媒として規制対象に分類されている。時代とともに環境問題への関心が高まり、クロロフルオロカーボン(CFC: Chlorofluorocarbon)およびハイドロクロロフルオロカーボン(HCFC: Hydrochlorofluorocarbon)からハイドロフルオロカーボン(HFC: Hydrofluorocarbon)へと冷媒は革新的な進化を遂げてきた。今日、CFC・HCFC 系冷媒は、オゾン層破壊防止の観点から全廃されている。現在、冷凍空調機用冷媒として普及している HFC 系冷媒は、オゾン層には影響を及ぼさないが、地球温暖化への影響度は二酸化炭素の数百倍～数千倍とであり地球温暖化係数(GWP: Global Warming Potential)の値は非常に大きく、1997 年の地球温暖化防止京都会議(COP3)および 2016 年のキガリ改正において規制対象となっている。例えば、ORC の作動媒体に広く使用されている HFC 系冷媒の R245fa は GWP 値が 1030 と非常に高い。

このような背景から、現在の冷媒の環境問題を克服するために、オゾン層および GWP 値が小さい次世代冷媒として、ハイドロフルオロオレフィン(HFO: Hydrofluoroolefin)が注目されている。最近では、REFPROP10.0 などのいくつかの商用ソフトウェアに HFO 系冷媒が追加されており、現実的なプロセスシミュレーションが可能となっている。その中でも、R1234yf と R1234ze(E)は 2013 年の時点で商業的に利用可能であり、熱力学特性に関する理論的研究が多くされている。しかしながら、100°C以下の熱源とした研究に関してはごくわずかしがなく、冷媒の圧力損失特性および蒸発熱伝達特性についてまだ明らかにされていない部分が多い。

そこで本研究では、100°C以下の温度域についての熱源に関して、蒸発器における作動媒体の圧力損失特性および蒸発熱伝達特性に関する実験的研究を行い、それがサイクル性能にどのような影響を与えるかを解明することで、低温度発電サイクルにおける蒸発器設計および作動媒体選択の指針となる知見を得ることを試みるものである。

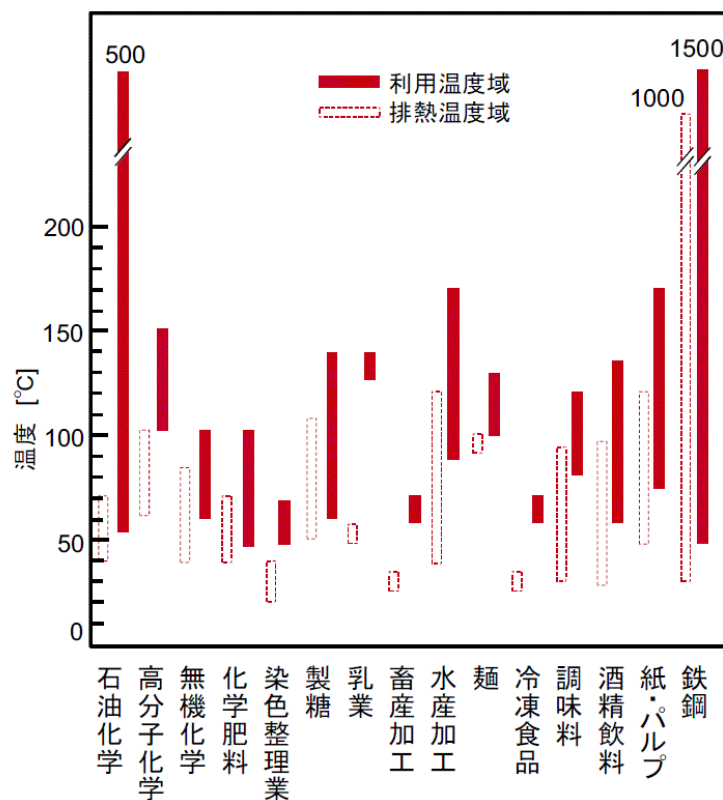


図 1.1 産業部門熱需要の利用温度および排熱温度^[3]

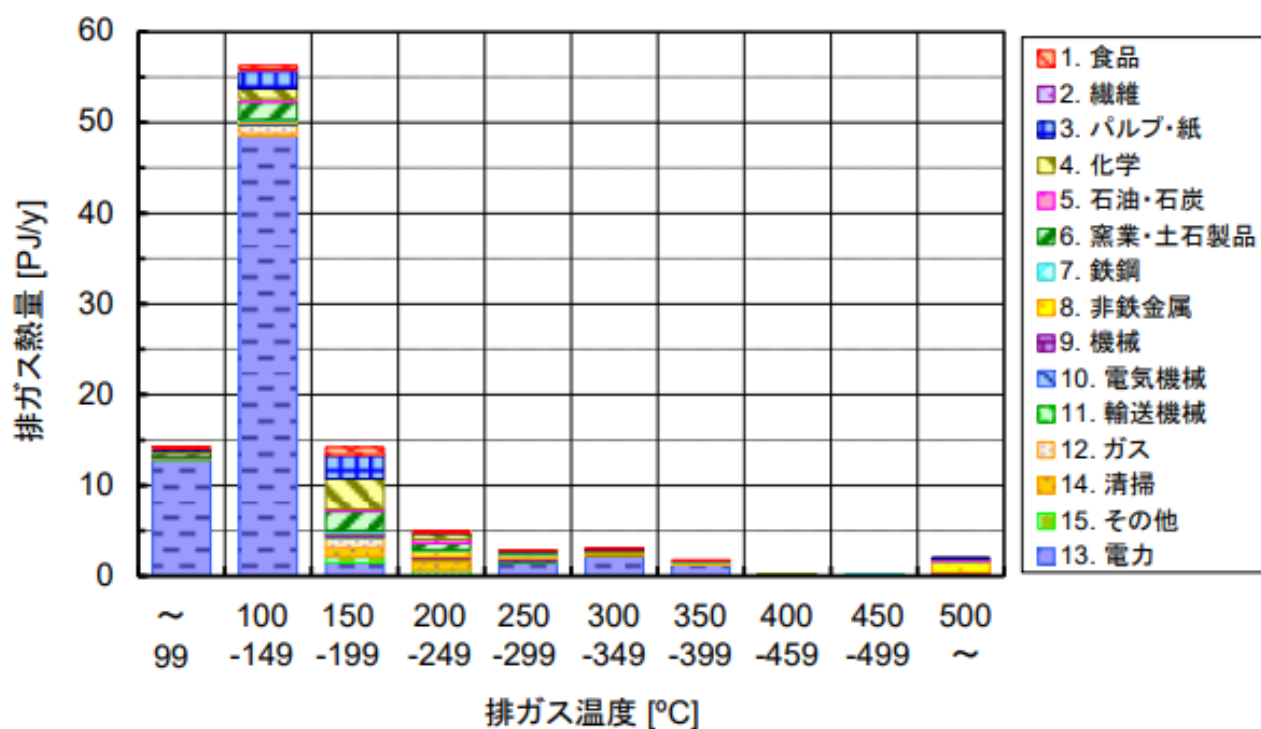


図 1.2 業種別・温度帯別の未利用熱量^[4]

1.2 オーガニックランキンサイクル（ORC）の概要

図 1.3 に ORC の概略図を示す。ORC は高圧の液体を気化させ、それが次に低圧に膨張して機械的仕事をするという点で蒸気ランキンサイクルと似ている。サイクルは通常、作動媒体ポンプ、蒸発器、タービンおよび凝縮器で構成されている。ランキンサイクルと異なる点は、作動媒体として水ではなくフロンガスなどの水よりも沸点が低い物質を用いるため、低温度の熱源からの発電が可能となる点である。ここで用いられる蒸発器の熱源には、地熱をはじめとする温泉熱、工場や発電所などからの排熱が用いられ、産業的に用いられる熱温度より比較的温度の低い、これまで利用価値のなかった熱源を活用することができる。一般的に ORC システムは、熱源からの熱交換により低沸点作動媒体が沸騰蒸発して蒸気となり、その蒸気がタービンを回すことで発電を行う密閉型サイクルであるが、図 1.4 に示すように、温水排熱側の流れと ORC の流れの 2 つの熱サイクルができるバイナリ発電システムが主流である。

実際の事例として、2012 年から大分県別府市に温泉を熱源とした神戸製鋼所のマイクロバイナリー MB-70H(以下マイクロバイナリー)^[5]が導入されており、本製品は 70~95°C の温水を使用し、100kW 以下の容量となっている。導入先では、自噴泉を汽水分離器で取り出した蒸気から温水媒体へ熱交換器を介して熱交換を行い、その温水がマイクロバイナリーに供給される。マイクロバイナリー内部の作動媒体には低沸点かつ不活性ガスである HFC245fa が用いられ、熱交換器により作動媒体は沸騰蒸発し、蒸気がスクリータービンを回し最大で約 70kW の発電を行う。また 2013 年には、九州電力山川発電所に川崎重工のグリーンバイナリータービン KFR-2 (250kW 機)が採用され、実証試験を行った。この機器は代替フロン HFE を ORC の作動媒体とし、熱源温度 80~130°C の温水および蒸気の地熱または排熱を利用する。このように国内においても実用化に向けた機器の導入はすでに始まっている。

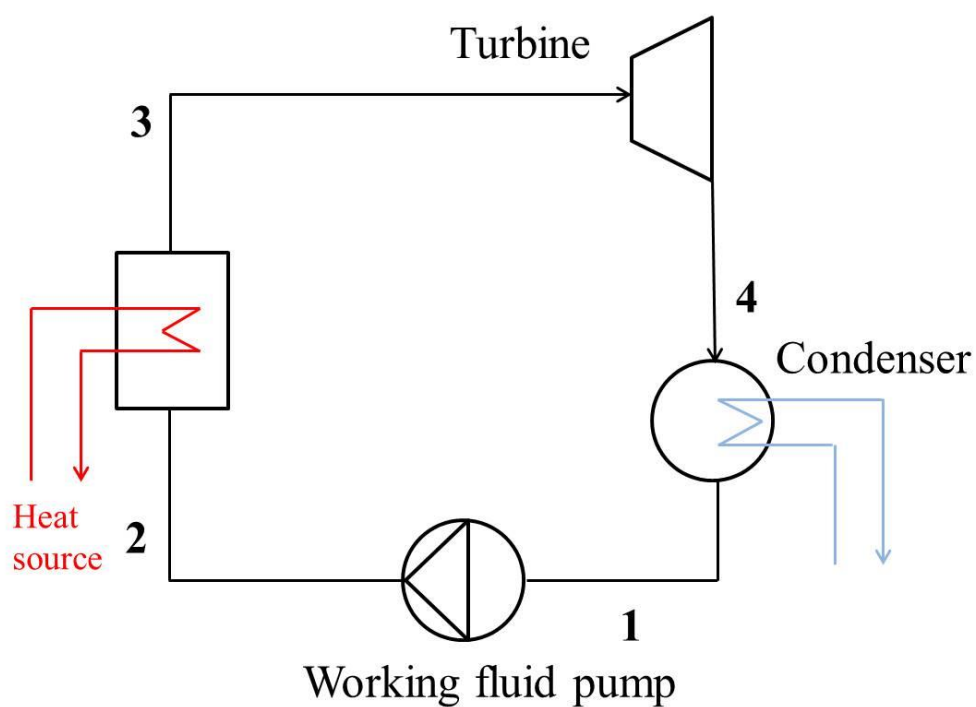


図 1.3 ORC 概略図

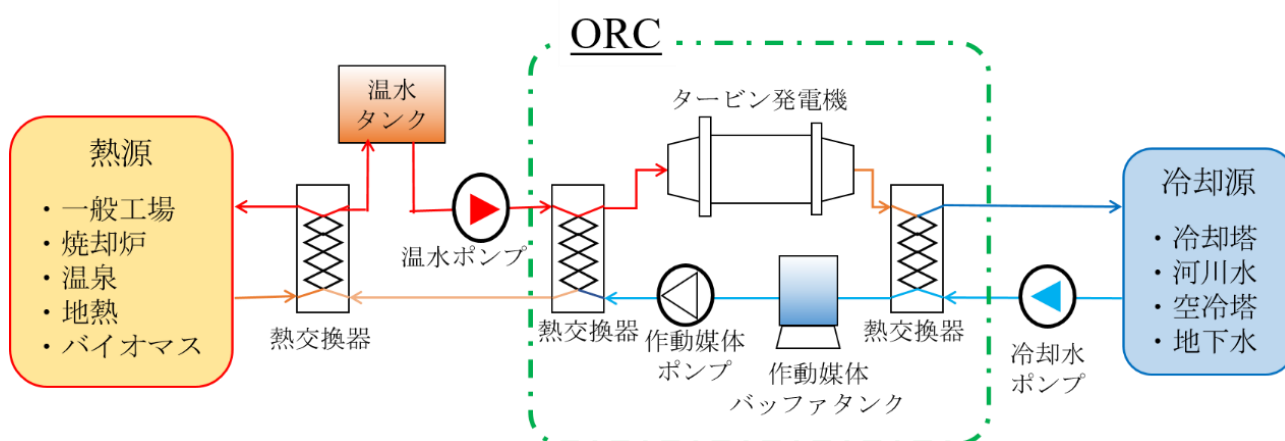


図 1.4 バイナリ発電における ORC のフロー図^[6]

1.3 従来の研究

1.3.1 低温熱回収 ORC に関する従来の研究

低温熱回収 ORC に関する研究は、排熱回収、バイオマス発電、地熱および太陽熱回収など広い分野にわたって数多くされている。特に、ORC の作動媒体については数多くの研究と試験運用がされており、最適な作動媒体の選択は、熱源温度と冷却温度の条件に強く依存している^[7]。図 1.5 は単一作動媒体と熱源との間の熱伝達プロセスを示している。図 1.5 から単一作動媒体では蒸発過程において作動媒体温度は一定に保たれ、特に、高クオリティでは作動媒体と熱源の間に大きな温度差が生じており、これが大きなエクセルギー損失を引き起こしている^[8]。この温度差を最小限に抑え、サイクルのエクセルギー損失を減少させることが熱効率の上昇につながる。これを解決するために、多くの研究が行われており、主な解決策として作動媒体に非共沸混合物の使用が提案されている。非共沸混合物とは 2 種類以上の単一媒体を組み合わせた混合物である。非共沸混合物は気液平衡状態の飽和蒸気と飽和液の組成が異なるため、露点温度と沸点温度は一致せず、蒸発・凝縮過程において非等温相変化である。非共沸混合物を発電サイクルの作動媒体として使用すると、蒸発・凝縮過程において作動媒体の温度変化が生じ、蒸発器における温度不一致が改善される。これを図 1.6 に示す。この方法を適用することにより、蒸発過程における不可逆損失が減少する。ORC の作動媒体として非共沸混合物を用いたサイクル性能評価に関する従来の研究を以下に示す。

Kang^[9]らは ORC の性能における 10 種類の混合物の影響を分析し、この研究の範囲内では R245fa/R600a(0.9/0.1)混合物が最も適した混合物であることを示した。

Radulovic^[10]らは低温地熱を熱源とする ORC 発電を目的に、6 つの非共沸混合物を提案し、R143a/R124(0.7/0.3)混合物がエクセルギー効率最大の 47%を達成し、また、非共沸混合物と R143a の比較分析を行い、同じ操作条件で最大で 15%のサイクル効率向上を示した。

同様に作動媒体に非共沸混合物を使用する ORC のエクセルギー効率計算を Heberle^[11]らは行い、120℃未満の熱源において単一作動媒体に比べエクセルギー効率が最大 15%向上すること示した。さらに、作動媒体と冷却水との温度差が小さくなるほど、より高いエクセルギー効率につながることを示した。

Liu^[12]らは、様々なモル分率における R600a / R601a 混合物を研究し、地熱水温がそれぞれ 110, 130 および 150℃の R600a と比較して、この混合物を 11%, 7%および 4%まで使用する

ことで ORC 発電を最適化できることを示した。

Yue^[13]らは、非共沸混合物を使用して地熱 ORC システムの性能を調査し、作動媒体として非共沸混合物を使用するとエネルギーおよびエクセルギー効率が向上することを示し、さらに、混合物におけるイソペンタンのモル分率は特定の組成比に対して最適な熱性能が得られることを示した。

工業用ボイラから排熱を回収する ORC について、You-Rong Li^[14]らは ORC の作動媒体として非共沸混合物と単一媒体とを比較し、非共沸混合物の使用は ORC の性能を経済的に改善することを示した。

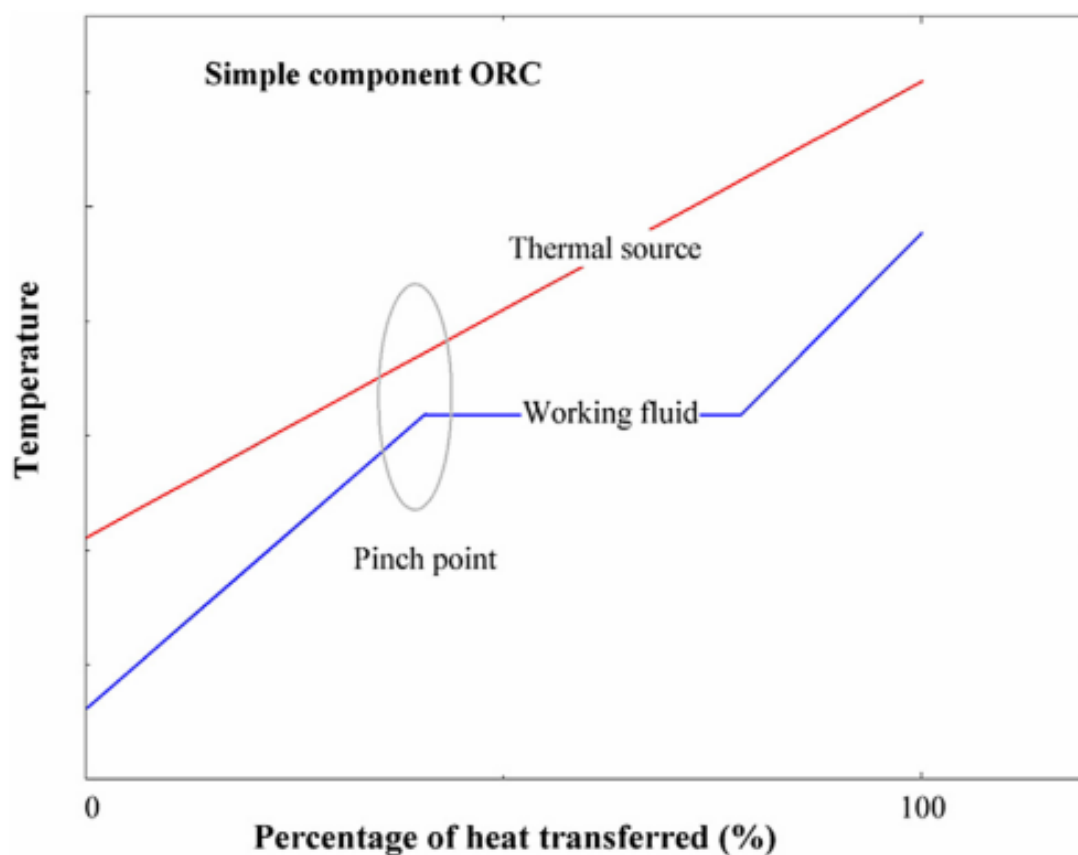


図 1.5 単一作動媒体と熱源との間の熱伝達プロセス

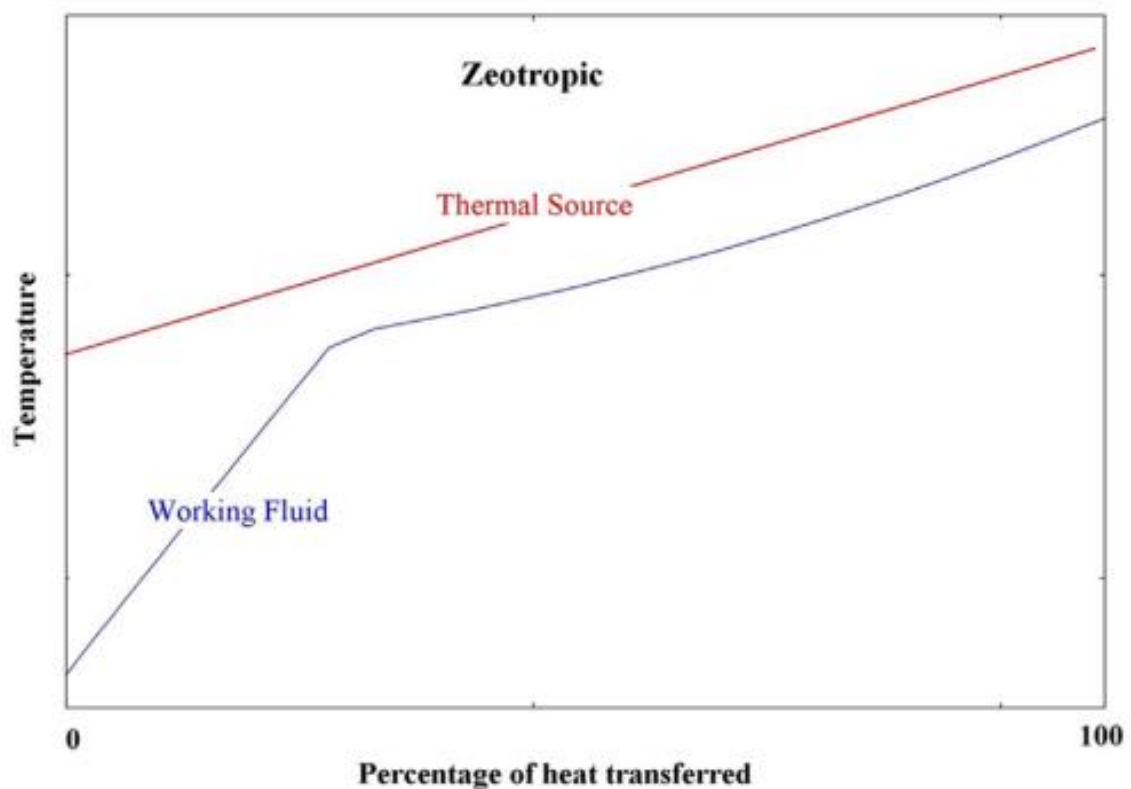


図 1.6 非共沸混合作動媒体と熱源との間の熱伝達プロセス

1.3.2 平滑管内圧力損失に関する従来の研究

本研究では、従来の水平平滑管における二相流圧力損失予測式を用いて、各微小区間の圧力を算出しているため、本節に従来の圧力損失に関する代表的な研究についてまとめる。水平平滑管内流の圧力損失に関して、これまでに多くの研究が行われている。

相変化を伴う水平管内気液二相流の圧力損失は、次式に示すように運動量の変化による圧力変化と、管内壁面および気液界面での摩擦によって生じる。

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta z}\right)_{TP} = \left(\frac{\Delta P_M}{\Delta z}\right)_{TP} + \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_{TP} \quad (1.1)$$

ここで、 $(\Delta P/\Delta z)_{TP}$ は単位長さ当たりの静圧の降下量(圧力勾配)、 $(\Delta P_M/\Delta z)_{TP}$ は運動量変化による圧力勾配、 $(\Delta P_F/\Delta z)_{TP}$ は二相流の摩擦による圧力勾配である。管内凝縮流および蒸発流の圧力損失を整理するには、これら運動量変化および摩擦による圧力損失を見積もる必要がある。

運動量変化による圧力勾配 $(\Delta P_M/\Delta z)_{TP}$ は、次式で表される分離流モデル^[15]で見積もられることが多い。

$$\left(\frac{\Delta P_M}{\Delta z}\right)_{TP} = \frac{\left[\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L}\right]_{z+\Delta z} - \left[\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L}\right]_z}{\Delta z} \quad (1.2)$$

ここで、 G は作動媒体質量速度、 x はクオリティ、 ξ はボイド率、 ρ_L および ρ_V はそれぞれ液および蒸気の密度である。添字 z および $z+\Delta z$ は冷媒流れ方向の位置を示す。なお、運動量変化による圧力変化は、凝縮流の場合は流れ方向に圧力を上昇させ、蒸発流の場合は流れ方向に圧力を降下させる。

また、二相流における圧力損失を計算するためには摩擦圧力損失の式が必要となる。Lockhart-Martinelli^[16]は分離流モデルに基づき、以下のように整理している。

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_{TP} = \Phi_L^2 \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_L \quad (1.3)$$

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_{TP} = \Phi_V^2 \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_V \quad (1.4)$$

ここで、 $(\Delta P_F/\Delta z)_L$ および $(\Delta P_F/\Delta z)_V$ はそれぞれ二相流中の液および蒸気が各相の独立した流路を流れた場合の摩擦による圧力勾配である。 $(\Delta P_F/\Delta z)_L$ および $(\Delta P_F/\Delta z)_V$ は以下のように定義される。

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_L = 2f_L \frac{\rho_L u_L^2}{d_{hL}} \quad (1.5)$$

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_V = 2f_V \frac{\rho_V u_V^2}{d_{hV}} \quad (1.6)$$

ここで、 f_L および f_V はそれぞれ液および蒸気のファニングの管摩擦係数、 d_{hL} および d_{hV} はそれぞれ液および蒸気の流路の水力相当直径である。これらと Lockhart-Martinelli パラメータの間には以下の関係が成り立つ。

$$X^2 = \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_L / \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_V = \frac{\Phi_V^2}{\Phi_L^2} \quad (1.7)$$

また、気相と液相の両方が乱流の場合の Lockhart-Martinelli パラメータ X_{tt} は次式で表される。

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \quad (1.8)$$

これまでに行われた多くの管内二相流に関する研究において、圧力損失は Lockhart-Martinelli パラメータ X_{tt} と二相増倍係数 Φ_L および Φ_V を用いて整理されている。表 1.1 に圧力損失に関

する従来の相関式とその基となった実験データを得るために行われた実験の条件を示す。

Jung^[17]らは管内径 9.1mm のステンレス鋼管を用いて R22, R114, R12 および R152a の純冷媒または混合冷媒を用いた沸騰環状流における摩擦圧力損失の実験を行い、実験結果から Martinelli-Nelson^[18]の相関式に換算圧力のパラメータを加えた相関式を提案している。

Chisholm-Laird^[19]は、管内径 196.8, 257.4mm の平滑管を用いて水平管内の空気—水断熱二相流実験を行い、実験結果をもとに無次元パラメータ X を用いた摩擦圧力損失に関する相関式を提案している。

原口^[20]らは、管内径 8.4mm の水平平滑管内における R22, R134 および R123 を作動媒体として用いた凝縮実験を行い、摩擦圧力損失を Lockhart-Martinelli のパラメータで整理し、質量速度および物性値の影響を考慮した相関式を提案している。

久保田^[21]らは、管内径 6.34~6.40mm の平滑管内における冷媒 R407C の蒸発流の圧力損失実験を行い、実験データを森らの濡れ境界角度の整理式を用いて、波状流域と環状流域を分類し、波状流域に対して重力の影響をフルード数の関数で補正した相関式を提案している。

Xu-Fang^[22]は、他の研究者によって得られた凝縮流の二相摩擦圧力損失に関する実験データを基に、従来提案されている相関式を評価し、Muller-Heck^[23]の式、Friedel^[24]の式、Cicchitti^[25]らの式とよく一致することを示し、それらの式に含まれるパラメータを用いた相関式を提案している。

Ould Didi^[26], Kattan, N.^[27]らは、管長さ 3.013m, 管内径 10.92mm と 12.00mm の2つの水平平滑管を用いて、質量速度 100~500kg/m²s, クオリティ 0.04~1.0 の条件で, R134a, R123, R402A, R404A および R502 の蒸発実験をおこない、実験結果と他の研究者らによる7つの二相域における圧力損失予測式との比較を行い、Müller-Heck^[23]の式と Grønnerud^[28]の式が最も正確に予測することを示した。

表 1.1 圧力損失に関する従来の研究

著者(発表年)	試験流体	提案式と実験条件
Jung, D. S. ^[17] Radermacher, R. (1989)	R22 R114 R12 R152a R22/R114 R12/R152a	- 試験伝熱管 $d_i = 9.1 \text{ mm}$ 304 ステンレス鋼管 - 実験条件 蒸発流 $P = 0.2 \sim 0.8 \text{ MPa}$ $q = 10 \sim 45 \text{ kW/m}^2$ $G = 230 \sim 720 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\Phi_{\text{TP}}^2 = 30.78x^{1.323}(1-x)^{0.477}P_{\text{R}}^{-0.7232}$ $\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)_{\text{TP}} = \frac{2f_{\text{LO}}G^2}{d_i\rho_L} \left[\frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_2} \Phi_{\text{TP}}^2 dx \right]$ $f_{\text{LO}} = 0.046Re_{\text{LO}}^{-0.2}$
Chisholm, D. ^[19] Laird, A. D. K. (1958)	Air-Water	- 試験伝熱管 $d = 196.8, 257.4 \text{ mm}$ - 実験条件 $G = 190 \sim 2930 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\Phi_L = 1 + \frac{21}{X} + \frac{1}{X^2}$
原口 英剛 ^[20] 小山 繁 藤井 哲 (1994)	R22 R134a R123	- 試験伝熱管 $d_i = 8.4 \text{ mm}$ - 実験条件 凝縮流 $P = 0.38 \sim 1.85 \text{ MPa}$ $q = 3.2 \sim 32.7 \text{ kW/m}^2$ $G = 99.8 \sim 402.0 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\Phi_V^2 = \frac{(\Delta P_F/\Delta z)}{(\Delta P_V/\Delta z)}$ $\left(\frac{\Delta P_V}{\Delta z}\right) = \frac{0.092G^2x^2}{d_i\rho_V(Gxd_i/\mu_V)^{0.2}}$ $\Phi_V = 1 + 0.5 \left\{ \frac{G}{\sqrt{gd_i\rho_V(\rho_L - \rho_V)}} \right\}^{0.75} X_{\text{tt}}^{0.35}$

表 1.1 圧力損失に関する従来の研究（つづき）

著者(発表年)	試験流体	提案式と実験条件
久保田 淳 ^[21] 内田 麻里 鹿園 直毅 (2001)	R407C	・試験伝熱管 $d_i = 6.34 \sim 6.40 \text{ mm}$ ・実験条件 蒸発流 $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $q = 10 \sim 40 \text{ kW/m}^2$ $G = 100 \sim 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\phi_L^2 = \frac{(\Delta P_F / \Delta z)}{(\Delta P_L / \Delta z)}$ $f_L = \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta z} \right) \left(\frac{d_i}{2\rho_L V_L^2} \right) = 0.046 Re_L^{-0.2}$ $\Phi_L = 1 + \{1 - \exp(-1.39 Fr^{0.711})\} \frac{2.19}{X_{\text{tt}}^{0.838}}$ $Fr = \frac{Gx}{\sqrt{gd_i\rho_V(\rho_L - \rho_V)}}$
Xu, Y. ^[22] Fang, X. (2013)	R22 R32 R134a R125 R410A R236ea R290 R600a R717	・試験伝熱管 $d_h = 0.1 \sim 10.07 \text{ mm}$ ・実験条件 凝縮流 $q = 2 \sim 55.3 \text{ kW/m}^2$ $G = 20 \sim 800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\Phi_{\text{LO}}^2 = Yx^3 + (1 - x^{2.59})^{0.632} [1 + 2x^{1.17}(Y - 1) + 0.00775x^{-0.475} Fr_{\text{TP}}^{0.535} We_{\text{TP}}^{0.188}]$ $Y = \frac{(\Delta P_{\text{VO}} / \Delta z)}{(\Delta P_{\text{LO}} / \Delta z)}$ $Fr_{\text{TP}} = \frac{G_{\text{TP}}^2}{gd_i\rho_{\text{TP}}^2}$ $We_{\text{TP}} = \frac{G_{\text{TP}}^2 d_i}{\sigma\rho_{\text{TP}}^2}$ $\rho_{\text{TP}} = \frac{1 - x}{\rho_L} + \frac{x}{\rho_V}$ $\left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_{\text{TP}} = \Phi_{\text{LO}}^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_{\text{LO}}$

表 1.1 圧力損失に関する従来の研究（つづき）

つづき		$\left(\frac{\Delta P}{\Delta z}\right)_{LO} = \frac{G_{TP}^2}{2d_i\rho_L} f_{LO}$ $f = \frac{64}{Re} \text{ for } Re \leq 2000 \quad (Re \leq 2000)$ $f = (1.1525Re + 895) \times 10^{-5} \quad (2000 \leq Re \leq 3000)$ $f = 0.25 \left[\log \left(\frac{150.39}{Re^{0.98865}} - \frac{152.66}{Re} \right) \right]^{-2} \quad (3000 \leq Re)$
Ould Didi, M. B. ^[26] Kattan, N. Thome, J. R. (2002)	R134a R123 R402A R404A R502	・ 試験伝熱管 $d = 10.92 \sim 12.0 \text{ mm}$ $L = 3.013 \text{ m}$ $x = 0.04 \sim 1.0$ ・ 実験条件 $G = 100 \sim 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$

1.3.3 平滑管内強制流動沸騰熱伝達に関する従来の研究

水平平滑管内蒸発流の熱伝達特性は、液体の核沸騰と気液界面での蒸発を伴う強制対流蒸発によって行われ、低クオリティ域では核沸騰熱伝達が支配的であり、クオリティの増加とともに核沸騰が抑制され、強制対流蒸発が支配的になることが知られている。Chen^[29]らが提案した蒸発熱伝達率の相関式は核沸騰による熱伝達と強制対流蒸発による熱伝達の両方の影響を受け、両者の熱伝達率の和として次式のように表される。

$$\alpha = \alpha_{con} + \alpha_{nb} = F\alpha_{LO} + S\alpha_{pb} \quad (1.9)$$

ただし、 α_{con} は強制対流による熱伝達率、 α_{nb} は核沸騰による熱伝達率である。 α_{LO} は液だけが管内を満たして流れた場合の熱伝達率であり、Chen は Dittus-Boelter の式で表し、 α_{LO} にパラメータ F を加えて α_{con} を表している。 F は液単相の場合に対する気液二相の速度の増大を表すパラメータである。 α_{pb} はプール沸騰の熱伝達率であり、Forster-Zuber の式で表し、 α_{pb} にパラメータ S を加えて α_{nb} を表している。 S はプール沸騰に比べて強制対流沸騰の場合に有効過熱度が減少することを表すパラメータである。Chen の式では、パラメータ F , S を次式のように提案している。

$$S = 0.9622 - 0.5822 \tan^{-1} \left(\frac{Re_{tp}}{61800} \right) \quad (1.10)$$

$$F = (1.0 + X_{tt}^{-0.5})^{1.78} \quad (1.11)$$

$$Re_{tp} = Re_{Lo} F^{1.25} \quad (1.12)$$

Chen の式は鉛直管の実験データに基づいて提案されたものであるが、水平管に対してもよく引用されている。

森^[30]らは、蒸発管内の熱伝達特性は流動様相が環状流であるか分離流であるかによってその特性が異なることから、環状流域および分離流域それぞれの蒸発熱伝達率の相関式を提案している。なお、流動様相の判別として、吉田^[31]らの管内のぬれ境界角度の整理式を修正した式を提案している。

高松^[32]らは、内径 7.9 mm の銅製平滑管を用いて単一成分冷媒 R22, R114, R134a および R12 について管内の沸騰・蒸発実験を行い、主に環状流の蒸発熱伝達率を強制対流の熱伝達率と核沸騰の熱伝達率の和で表す Chen の式に基づいた式を提案している。

Yu^[33]らは、管内の表面粗さ測定および表面構造を観察し、内径 7.9 mm および 8.4 mm の銅製平滑管を用いて、冷媒 R134a, R123, R22 および R114 の管内沸騰流の熱伝達実験を行い、実験結果から管内表面効果を考慮した熱伝達率の相関式を提案している。なお、Yu らの式も Chen の式をもとに作成されており、強制対流が支配的な領域では管内表面の影響はほとんど依存しないことから、核沸騰による熱伝達率に管内表面効果を考慮している。

一方で、混合冷媒の蒸発熱伝達特性は、混合冷媒が共沸か非共沸かによって大きく異なり、組み合わせる冷媒の標準沸点の差が小さい時、露点と沸点の温度差が極めて小さい共沸混合冷媒となる。この場合には、純冷媒と同様の伝熱特性を持つと考えられる。一方で、混合する純冷媒の標準沸点の差が大きい時、露点と沸点の温度差を有する非共沸混合冷媒となる。この場合には、蒸発熱伝達特性は大きく異なり、純冷媒や共沸混合冷媒に比べて蒸発熱伝達率は低下することが知られている。非共沸混合冷媒の蒸発過程では、気液界面で低沸点成分が高沸点成分に比べてより多く蒸発するため、液相側は高沸点成分の濃度が、気相側は低沸点成分の濃度が增大することにより、濃度分布に起因する温度分布が形成される。その結果、気液界面の沸点が上昇し、蒸発に有効な気液界面と壁面の温度差が減少する。さらに、液相内の気泡成長過程においても同様に、低沸点成分が優先的に蒸発するため気泡周囲の液は高沸点成分の濃度が增大する。その結果、気泡周囲の液の沸点が上昇し、気泡成長に有効な壁面との温度差が減少することにより、気泡の成長が阻害される。これらの要因に加えて、液

相の沸点が上昇することによる液相の顕熱変化分の伝熱が行われるために、非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達率は純冷媒や共沸混合冷媒に比べて低下する。

Jung^{[34][35]}らは、管内径 9.0 mm のステンレス製平滑管を用いて、混合冷媒 R22/R114 および R12/R152a の水平管内沸騰蒸発実験を行い、核沸騰の熱伝達率および強制対流の熱伝達率それぞれに対して拡散抵抗の影響を考慮した熱伝達率の相関式を提案している。純冷媒に比べて、混合冷媒ではクオリティが 0.45~0.55 の範囲で熱伝達率が大きく劣化することを示した。

高松^[36]らは、管内径 7.9 mm の水平平滑管を用いて混合冷媒 R22/R114 の管内沸騰蒸発流の熱伝達実験を行い、単一成分冷媒の場合と同様に、主に環状流域の蒸発熱伝達率の実験結果から混合冷媒に対する熱伝達率の相関式を提案している。この相関式は高松らの単一成分冷媒の相関式と同様に核沸騰による熱伝達率と強制対流による熱伝達率の和で表されている。

Choi^[37]らは、管内径 7.75 mm のステンレス鋼管を用いて、混合冷媒 R32/R134a および R407C(R32/R125/R134a : 23/25/52 wt%)の水平平滑管内蒸発実験を行い、Choi らの純冷媒に対する蒸発熱伝達率の相関式の核沸騰による熱伝達率に混合冷媒による補正項を加えた相関式を提案している。

表 1.2 に平滑管内における蒸発熱伝達率に関する従来相関式の概要を示す。

表 1.2 平滑管内における蒸発熱伝達率に関する従来の研究

著者(発表年)	試験流体	提案式と実験条件
森 英夫 ^[30] 吉田 駿 柿本 益志 大石 克己 (1999)	R11 R12 R22 R113 R114 R123 R125 R134a R142b R152a FC-13B1 R410A	・ 試験伝熱管 $d_i = 3.3 \sim 25.0 \text{ mm}$ ステンレス鋼管または銅管 ・ 実験条件 直接通電過熱・熱源水加熱 $P = 0.11 \sim 1.10 \text{ MPa}$ $q = 0.7 \sim 80.3 \text{ kW/m}^2$ $G = 30 \sim 877 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ・ $\varphi_s \geq 162^\circ(0.9\pi)$: 環状流の場合 $\alpha = F\alpha_L + S\alpha_b$ $F = 1 + 2X_{tt}^{-0.88}$ $\alpha_b = 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{qd_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $d_b = 0.51 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)}}$ $S = \frac{1}{\left\{ 1 + 0.9 \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \times F^{1.25}/10^4 \right]^{0.5} \left(\frac{q}{G\Delta h_{LV}} 10^4 \right)^{-0.5} X_{tt}^{-0.5} \right\}}$ ・ $\varphi_s < 162^\circ(0.9\pi)$: 分離流の場合 $\alpha = \frac{\varphi_s}{\pi} \alpha_{wet}$ $\alpha_{wet} = F\alpha_L + S_{wet}\alpha_b$ $S_{wet} = \frac{1}{\left\{ 1 + 1.2 \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \times F^{1.25}/10^4 \right]^{0.3} \left(\frac{q_{wet}}{G\Delta h_{LV}} 10^4 \right)^{-0.3} \right\}}$ $q_{wet} = \frac{\pi}{\varphi_s} q$

表 1.2 平滑管内における蒸発熱伝達率に関する従来の研究（つづき）

著者(発表年)	試験流体	提案式と実験条件
高松 洋 [32] 桃木 悟 藤井 哲 (1992)	R22 R114 R12 R134a	・ 試験伝熱管 $d_i = 7.9 \text{ mm}$ ・ 実験条件 熱源水加熱 $P = 0.25 \sim 1.15 \text{ MPa}$ $q = 1.9 \sim 85.9 \text{ kW/m}^2$ $G = 218 \sim 358 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb}$ $\alpha_{con} = 0.0116 F Re_{LO}^{0.89} Pr_L^{0.4} (\lambda_L / d_i)$ $Re_{LO} = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L}$ $F = F_y^{0.89/0.8} = (1 + 2X_{tt}^{-0.88})^{0.89/0.8}$ $\alpha_{nb} = K^{0.745} S \alpha_{pb}$ $S = \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi}$ $\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \right]^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $\xi = 3.3 \times 10^{-5} Ja^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \right)$ $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $Ja = \frac{\rho_L c_{pL}}{\rho_V \Delta h_{LV}} T_{sat}$ $\alpha_{pb} = C_1 \alpha_{SA} = 1.35 \times 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $d_b = 0.0146 \times 35 \times La$ $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ $\eta = \frac{\alpha_{con}}{S \alpha_{pb}}$

表 1.2 平滑管内における蒸発熱伝達率に関する従来の研究（つづき）

著者(発表年)	試験流体	提案式と実験条件
Yu, J. [33] Momoki, S. Koyama, S. (1999)	R22 R123 R134a R114 R12	・ 試験伝熱管 $d_i = 7.9 \text{ mm}, 8.4 \text{ mm}$ $R_c = 1.0, 3.5 \text{ } \mu\text{m}$ ・ 実験条件 熱源水加熱 $P = 0.25 \sim 1.14 \text{ MPa}$ $q = 2 \sim 111 \text{ kW/m}^2$ $G = 100 \sim 361 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb}$ $\alpha_{cv} = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} Re_{tp}^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $Re_{tp} = F^{1/0.8} Re_{LO} = (1 + 2X_{tt}^{-0.88})^{1/0.8} \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L}$ $\alpha_{nb} = K^{0.745} S \alpha_{pb}$ $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ $\eta = \frac{\alpha_{cv}}{S \alpha_{pb}}$ $S = \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi}$ $\xi = 5.0 \times 10^{-5} Ja^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \right)$ $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $Ja = \frac{\rho_L c_{pL}}{\rho_V \Delta h_{LV}} T_{sat}$ $\alpha_{pb} = 1.25 \times 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533} F_r$ $d_b = 0.51 La$ $F_r = (8R_c)^{(0.2-0.2P_R)}$

表 1.2 平滑管内における蒸発熱伝達率に関する従来の研究 (つづき)

著者(発表年)	試験流体	提案式と実験条件
Jung, D. S. [34][35] Mclinden, M. Radermacher, R. Didion, D. (1989)	R22 R114 R22/R114 R12/R152a	・ 試験伝熱管 $d_i = 9.0 \text{ mm}$ $L = 8.0 \text{ m}$ ステンレス鋼管 ・ 実験条件 $q = 10 \sim 45 \text{ kW/m}^2$ $G = 250 \sim 720 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\alpha_{tp} = \alpha_{nbc} + \alpha_{cec} = N\alpha_{SA} + F_p\alpha_{lo}$ $\alpha_{lo} = 0.023 \frac{k_l}{d_i} Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $\alpha_{SA} = 207 \frac{\lambda_L}{bd} \left(\frac{qbd}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $bd = 0.0146 \times 35 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)}}$ $N = 4048 Bo^{1.13} X_{tt}^{1.22}$ $Bo = \frac{q}{G \Delta h_{LV}}$ $F_p = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85}$
高松 洋[36] 桃木 悟 藤井 哲 (1992)	R22/R114	・ 試験伝熱管 $d_i = 7.9 \text{ mm}$ ・ 実験条件 熱源水加熱 $P = -0.40 \sim 0.81 \text{ MPa}$ $q = 0.7 \sim 72.9 \text{ kW/m}^2$ $G = 214 \sim 393 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\alpha = \alpha_{cvm} + \alpha_{nbm} = S_{cvm}\alpha_{cv} + K^{0.745} S_m \alpha_{pbm}$ $S_{cvm} = \frac{1}{1 + 0.30x^{1.39}(1-x)^{-0.39}(y_v - y_L + y_v - y_L ^2)}$ $\alpha_{cv} = 0.0116 F_\gamma^{(0.89/0.8)} Re_{LO}^{0.89} Pr_L^{0.4} (\lambda_L/d_i)$ $S_m = S_{cvm} \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi} + (1 - S_{cvm})$

表 1.2 平滑管内における蒸発熱伝達率に関する従来の研究（つづき）

つづき		$\xi = 3.3 \times 10^{-5} Ja^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \right)$ $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $Ja = \frac{\rho_L c_{pL}}{\rho_V \Delta h_{LV}} T_{sat}$ $\alpha_{pbm} = \frac{\alpha_{pb1} \alpha_{pb2}}{\alpha_{pb2} y_{L1} + \alpha_{pb1} (1 - y_{L1})} \left(\frac{1}{1 + 4.8 y_V - y_L } \right)$ $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ $\eta = \frac{\alpha_{cvm}}{S_m \alpha_{pbm}}$
Choi, T. Y. ^[37] Kim, Y. J. Kim, M. S. Ro, S. T. (2000)	R32/R134a R407C	・試験伝熱管：平滑管 $d_i = 7.75 \text{ mm}$ - シームレスステンレス管 ・実験条件 - 直接通電加熱 $P = 0.32 \sim 0.94 \text{ MPa}$ $q = 4.1 \sim 28.3 \text{ kW/m}^2$ $G = 240 \sim 850 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\alpha = E\alpha_{DB} + F_M\alpha_{SA}$ $\alpha_{DB} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $\alpha_{SA} = 207 \frac{\lambda_L}{bd} \left(\frac{qbd}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $bd = 0.0146 \times 35 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $E = 49.971 Bo^{0.383} X_{tt}^{-0.758}$ $Bo = \frac{q}{G \Delta h_{LV}}$ $S = 0.909 Co^{0.301}$ $F_M = \frac{1}{1 + 0.039 \{ [c_{pL}(T_{dew} - T_{bub})] / \Delta h_{LV} \}}$

1.4 本論文の目的および構成

前節で述べたように、ORC は環境保護の観点から非常に重要な役割を担っている。ORC に用いる作動媒体の熱力学特性に関する理論的研究は数多くされており、100°C前後の ORC を用いた発電については技術が確立されてきている。一方で、実機の導入も増えてきている中、実用化に向けた性能解析において作動媒体の伝熱性能は考慮されておらず、より実際の性能に即した解析を行うのであればこれらを考慮する必要がある。また、最近注目されている HFO 系冷媒を含む非共沸混合冷媒の水平平滑管内における圧力損失特性および蒸発熱伝達特性についてはまだ明らかにされていない部分が多い。

そこで本研究では、100°C以下の極めて低い温度域についての熱源に関して、蒸発器における非共沸作動媒体の圧力損失特性および蒸発熱伝達特性に関する実験的研究を行い、それがサイクル性能にどのような影響を与えるかを解明することで、低温度発電サイクルにおける蒸発器設計および性能解析手法の指針となる知見を得ることを試みるものである。

本論文は本章を含め、全 6 章から構成される。以下に本論文の構成を記載する。

第 1 章では、本研究の研究背景、ORC の概要および従来の研究についてまとめ、本研究の目的と概要を述べた。

第 2 章では、ORC の理想条件下でのサイクル概要およびサイクル性能計算について説明する。

第 3 章では、実験装置、実験方法および実験条件について説明する。

第 4 章では、作動媒体として R245fa/R1234yf 混合物を用いた蒸発挙動実験の結果および既存の相関式による予測結果との比較を行い、混合媒体の伝熱特性を考慮したサイクル性能解析を行う。

第 5 章では、水平平滑管内の蒸発実験により得られた気液二相圧力損失および蒸発熱伝達の予測式を用いて、下水汚泥焼却施設への ORC 導入を想定したサイクル性能計算を行う。

第 6 章では、本論文の結論をまとめ、総括する。

第2章 理想条件下でのサイクル概要およびサイクル性能計算

第2章では、ピンチポイント温度差解析法を使用して単一媒体および非共沸混合媒体を作動媒体として用いた場合の ORC システムの最適化をしている。ORC システムでは様々な熱源と冷却水条件の組み合わせによってサイクルパラメータを最適化する必要がある。また、熱交換器や作動媒体の選択とパラメータ設計は非常に重要であるが困難な作業であり、厳密な設計とシミュレーションが必要である。したがって、ORC システムの厳密なシミュレーションと要素機器の選択を避けるために、ピンチポイント温度差解析法を用いた。ピンチポイント温度差解析法とは、蒸発器と凝縮器のピンチポイントの位置を同時に推定し、様々な熱源および冷却水条件で最高のパフォーマンスを実現するように蒸発器の圧力と作動媒体流量を最適化する方法である。ピンチポイント温度差は熱交換器の実際の設計上の制限であるため、熱回収およびシステム効率を最大とする動作パラメータの決定を容易にする。単一作動媒体の場合、ピンチポイントは蒸発器の特定の場所に存在しており、湿り蒸気では飽和液体点、過熱蒸気では飽和液体点または蒸発器出口に存在する。一方で、非共沸混合作動媒体の場合、ピンチポイントは蒸発器のどこでも存在する可能性があるため、ピンチポイントを特定するためには繰り返し手法が必要である。

2.1 サイクル概要

サイクル計算を行う際の ORC のサイクル構成を図 2.1 に示す。基本的なランキンサイクルと同様に予熱器、蒸発器、タービン、凝縮器、作動媒体ポンプにより構成される。まず、飽和液状態の作動媒体は作動媒体ポンプで昇圧され、予熱器および蒸発器で熱源水から受熱する。その後、蒸気となった作動媒体がタービンを通過することで仕事をし、タービンを出た蒸気は凝縮器にて冷却水へと放熱し、飽和液状態へ戻り再び作動媒体ポンプに送られる。本研究では、現在 ORC の作動媒体として広く用いられている R245fa と、将来の代替冷媒として期待されている HFO 系低 GWP 冷媒 R1234yf およびそれらを混合した非共沸混合媒体を作動媒体として用いる。

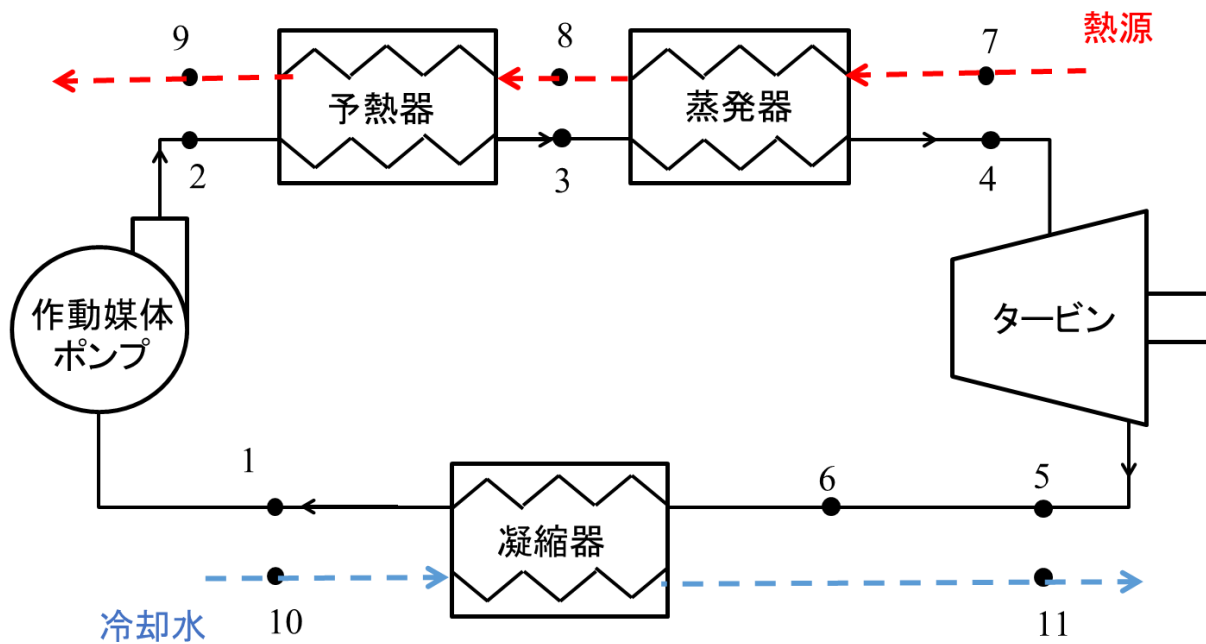


図 2.1 ORC のサイクル概要

2.2 サイクルの熱力学的過程および関係式

図 2.2 の T - s 線図において、ORC の基本サイクルと過熱サイクルを示す。基本サイクルの場合、ORC を循環する作動媒体は作動媒体ポンプにより圧縮(1→2)され、予熱器および蒸発器で等圧受熱(2→3→4)される。その後飽和蒸気となった作動媒体がタービンにて膨張(4→5)し、凝縮器にて飽和液状態となるまで等圧放熱(5→6→1)される。熱源水は蒸発器から予熱器へと送られ(7→8→9)、冷却水は凝縮器を通過(10→11)しそれぞれ熱交換を行う。過熱サイクルの場合、作動媒体は作動媒体ポンプにより圧縮(1→2)され、予熱器および蒸発器で等圧受熱(2→3→4')され、過熱蒸気となる。その後過熱蒸気となった作動媒体がタービンにて膨張(4'→5')し、凝縮器にて飽和液状態となるまで等圧放熱(5'→6→1)される。

これらの状態点は、熱交換器におけるエネルギー収支や各要素機器の効率、ピンチポイント温度差に基づいて求められる。本研究のサイクル計算において、すべてのプロセスは定常状態とみなされ、熱伝達は熱源と冷却水でのみ発生すると想定している。また、各要素機器の運動エネルギーおよび位置エネルギーの変化は無視している。タービンおよび作動媒体ポンプにおける膨張・圧縮過程では、一定の等エントロピー効率が想定されている。第 2 章では、各構成要素および要素機器をつなぐ配管における圧力損失は無視している。

作動媒体ポンプおよびタービンの等エントロピー効率 η_P , η_T は, それぞれポンプ機器前後のエントルピー h を用いて以下の式で表せる(添え字は図 2.2 を参照).

$$\eta_P = \frac{h(p_2, s_1) - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.1)$$

$$\eta_T = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h(p_5, s_4)} \quad (2.2)$$

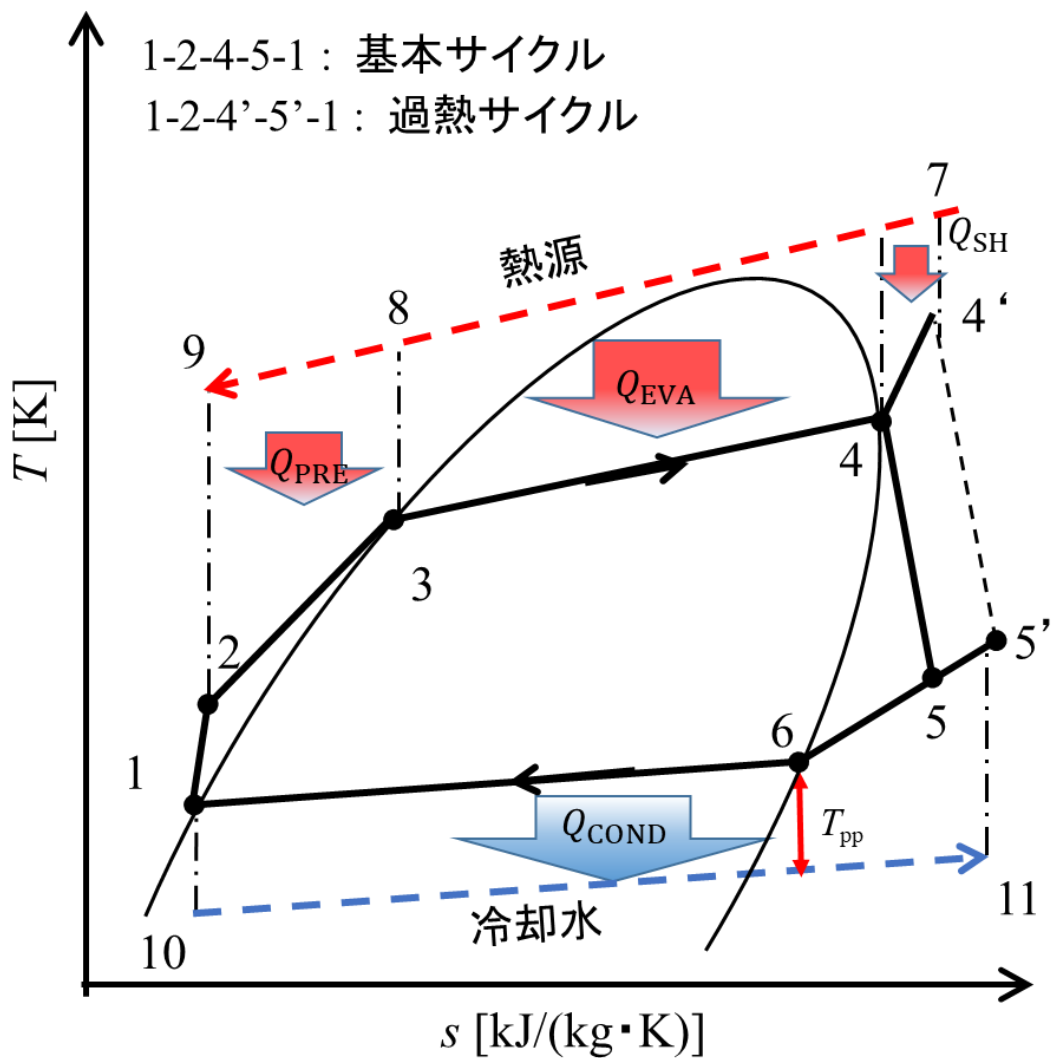


図 2.2 ORC の T - s 線図

2.3 サイクル計算方法

以下の各諸量をサイクル計算の既知量として与える．

- 予熱器および蒸発器の総熱交換量： $Q_{\text{PRE}} + Q_{\text{EVA}}$
- 熱源入口温度： T_{hwin}
- 熱源出口温度： T_{hwout}
- 冷却水入口温度： T_{cwin}
- 冷却水出口温度： T_{cwout}
- 熱源水ピンチポイント温度差： dT_{pphw}
- 冷却水ピンチポイント温度差： dT_{ppcw}
- 作動媒体ポンプ・タービン等エントロピー効率： $\eta_{\text{P}}, \eta_{\text{T}}$
- 混合作動媒体混合比（指定した成分のモル分率）： y_{a}

（単一作動媒体の場合は $y_{\text{a}}=1$ または不要）

これらの条件を与えることで，各関係式を用いて各点の状態量が決定される．したがって，与えられた作動媒体と作動媒体の質量流量について，蒸発器および凝縮器におけるピンチポイント温度差の条件を満たすように蒸発器と凝縮器の圧力を繰り返し計算することで，すべての状態点を決定することができる．ピンチポイントを見つけるために，蒸発器および凝縮器は多数の微小区間に分割され，各点における熱源と作動媒体の温度差を得るために，各微小区間にエネルギー収支式を適用している．ピンチポイント温度差は分割したすべての点における温度差の最小値となる．

本解析では，予熱器および蒸発器の総熱交換量 $Q_{\text{PRE}} + Q_{\text{EVA}}$ を 1000kW とし計算する．以下に，サイクルの計算手順を示す．状態点は図 2.2 内の数字を用いる．

- 1) 初期値として，蒸発器と凝縮器の圧力比 PR ，作動媒体の質量流量 m_{wf} ，冷却水入口と状態 1 の作動媒体との温度差 $\Delta T_{1,\text{cw}}$ を仮定する．
- 2) 凝縮器出口における温度 T_1 を計算する．

$$T_1 = T_{\text{cwin}} + \Delta T_{1,\text{cw}} \quad (2.3)$$

- 3) 凝縮器出口における圧力 P_1 ，比エンタルピー h_1 ，比エントロピー s_1 を計算する．

$$P_1 = P(T_1, x_1, y_{\text{a}}) \quad (2.4)$$

$$h_1 = h(T_1, x_1, y_{\text{a}}) \quad (2.5)$$

$$s_1 = s(T_1, x_1, y_a) \quad (2.6)$$

ここで、 x_1 は作動媒体の凝縮器出口における乾き度であり、凝縮器出口を飽和液体状態と定義すれば、 $x_1 = 0$ となる。

- 4) 凝縮器内で渴き度 $1(x_6=1)$ となるときの温度 T_6 、比エンタルピー h_6 、比エントロピー s_6 を計算する。

$$T_6 = T(P_1, x_6, y_a) \quad (2.7)$$

$$h_6 = h(P_1, x_6, y_a) \quad (2.8)$$

$$s_6 = s(P_1, x_6, y_a) \quad (2.9)$$

- 5) 予熱器出口における圧力 P_3 を計算する。

$$P_3 = P_1 PR \quad (2.10)$$

- 6) 予熱器出口における圧力 T_3 、比エンタルピー h_3 、比エントロピー s_3 を計算する。

$$T_3 = T(P_3, x_3, y_a) \quad (2.11)$$

$$h_3 = h(P_3, x_3, y_a) \quad (2.12)$$

$$s_3 = s(P_3, x_3, y_a) \quad (2.13)$$

ここで、 x_3 は作動媒体の予熱器出口における乾き度であり、予熱器出口を飽和液体状態と定義すれば、 $x_3 = 0$ となる。

- 7) 蒸発器内で乾き度 $1(x_4=1)$ となるときの温度 T_4 、比エンタルピー h_4 、比エントロピー s_4 を計算する。

$$T_4 = T(P_3, x_4, y_a) \quad (2.14)$$

$$h_4 = h(P_3, x_4, y_a) \quad (2.15)$$

$$s_4 = s(P_3, x_4, y_a) \quad (2.16)$$

- 8) 作動媒体ポンプでの膨張過程を等エントロピー変化と仮定した時の作動媒体ポンプ出口における温度 $T_{2,ideal}$ 、比エンタルピー $h_{2,ideal}$ を計算する。

$$T_{2,ideal} = T(P_3, s_1, y_a) \quad (2.17)$$

$$h_{2,ideal} = h(P_3, s_1, y_a) \quad (2.18)$$

ここで、作動媒体ポンプ出口における圧力 P_2 は、予熱器および蒸発器内での変化は等圧変化という仮定より、 P_3 と等しくなる。また、作動媒体ポンプ出口の比エントロピー $s_{2,ideal}$ は、作動媒体ポンプでの変化は等エントロピー変化という仮定より、 s_1 と等しくなる。

- 9) 作動媒体ポンプにおける等エントロピー効率を考慮した場合の作動媒体ポンプ出口の温度 T_2 、比エンタルピー h_2 、比エントロピー s_2 を計算する。

式(2.1)で表される作動媒体ポンプの等エントロピー効率 η_P から作動媒体ポンプ出口における比エンタルピー h_2 を計算する.

$$h_2 = \frac{h_{2,ideal} - h_1}{\eta_P} + h_1 \quad (2.19)$$

作動媒体ポンプ出口における温度 T_2 , 比エントロピー s_2 を計算する.

$$T_2 = T(P_3, h_2, y_a) \quad (2.20)$$

$$s_2 = s(P_3, h_2, y_a) \quad (2.21)$$

10) 蒸発器における熱源との熱収支式から蒸発器出口における比エンタルピー $h_{4'}$ を計算する.

$$h_{4'} = \frac{Q_{eva}}{m_{wf}} + h_3 \quad (2.22)$$

11) 蒸発器出口における温度 $T_{4'}$, 比エントロピー $s_{4'}$ を計算する.

$$T_{4'} = T(P_3, h_{4'}, y_a) \quad (2.23)$$

$$s_{4'} = s(P_3, h_{4'}, y_a) \quad (2.24)$$

12) 熱源の質量流量 m_{hw} を計算する.

エネルギー保存の法則を用いた以下の式より求める.

$$m_{hw} = \frac{(Q_{PRE} + Q_{EVA})}{c_{p,hw}(T_{hwin} - T_{hwout})} \quad (2.25)$$

$c_{p,hw}$ は熱源の定圧比熱で, 熱源は温度勾配があり熱源温度は一定ではないが, 今回は $c_{p,hw}=4.18$ kJ/kg-K とした.

13) 蒸発器におけるピンチポイント温度差 T_{pphw} を計算する.

蒸発器において, 熱源水と作動媒体の温度が最も近づく点の温度差をピンチポイント温度差として定義する. ピンチポイントは状態 3 から状態 4 までの区間に存在するため, その区間を作動媒体の乾き度ごとに n 等分し, その分割された各微小区間においてエネルギー収支式が成立するように作動媒体の温度 $T_{eva,i}$ を計算する. 本解析では $n=100$ とする. つまり, 渴き度 0.01 ごとに作動媒体の温度を求めている.

$$T_{eva,i} = T(P_3, x_{eva,i}, y_a) \quad (2.26)$$

また, 微小区間におけるエネルギー収支式より,

$$T_{hw,i} = T_{hw,i-1} + \frac{m_{wf}(h_{eva,i} - h_{eva,i-1})}{m_{hw}c_{p,hw}} \quad (2.27)$$

これにより計算される熱源水と作動媒体の温度差 $\Delta T_{hw,eva,i}$ は,

$$\Delta T_{hw,eva,i} = T_{hw,i} - T_{eva,i} \quad (2.28)$$

14) 蒸発器におけるピンチポイント温度差の判定.

(2.34)式の中で最小の値をとるものが蒸発器におけるピンチポイント温度差となり，これが T_{pphw} となるまで圧力比 PR を修正して，手順 5)～14)を繰り返し計算する.

15) タービンでの圧縮過程を等エントロピー変化と仮定した時のタービン出口における温度 $T_{5,ideal}$ ，比エンタルピー $h_{5,ideal}$ を計算する.

$$T_{5,ideal} = T(P_1, s_4', y_a) \quad (2.29)$$

$$h_{5,ideal} = h(P_1, s_4', y_a) \quad (2.30)$$

ここで，タービン出口における圧力 P_5 は，凝縮器内での変化は等圧変化という仮定より， P_1 と等しくなる．また，タービン出口の比エントロピー $s_{5,ideal}$ は，タービンでの圧縮過程は等エントロピー変化という仮定より， s_4' と等しくなる．

16) タービンにおける等エントロピー効率を考慮した場合のタービン出口の温度 T_5 ，比エンタルピー h_5 ，比エントロピー s_5 を計算する.

式(2.2)で表されるタービンの等エントロピー効率 η_T からタービン出口における比エンタルピー h_5 を計算する.

$$h_5 = h_4 - \eta_T(h_4 - h_{5,ideal}) \quad (2.31)$$

タービン出口における温度 T_5 ，比エントロピー s_5 を計算する.

$$T_5 = T(P_1, h_5, y_a) \quad (2.32)$$

$$s_5 = s(P_1, h_5, y_a) \quad (2.33)$$

17) 凝縮器における交換熱量 Q_{COND} と冷却水の質量流量 m_{cw} の計算

$$Q_{COND} = m_{wf}(h_5 - h_1) \quad (2.34)$$

$$m_{cw} = \frac{Q_{COND}}{c_{p,cw}(T_{cwout} - T_{cwin})} \quad (2.35)$$

$c_{p,cw}$ は冷却水の定圧比熱で，冷却水は温度勾配があり冷却水温度は一定ではないが，今回は $c_{p,cw}=4.18 \text{ kJ/kg-K}$ とした.

18) 凝縮器におけるピンチポイント温度差 T_{ppcw} を計算する.

凝縮器において，冷却水と作動媒体の温度が最も近づく点の温度差をピンチポイント温度差として定義する．ピンチポイントは状態 6 から状態 1 までの区間に存在するため，その区間を作動媒体の乾き度ごとに n 等分し，その分割された各微小区間においてエネルギー収支式が成立するように作動媒体の温度 $T_{cond,i}$ を計算する．本解析では $n=100$ とする．つまり，湯き

度 0.01 ごとに作動媒体の温度を求めている。

$$T_{\text{cond},i} = T(P_1, x_{\text{cond},i}, y_a) \quad (2.36)$$

また，微小区間におけるエネルギー収支式より，

$$T_{\text{cw},i} = T_{\text{cw},i-1} + \frac{m_{\text{wf}}(h_{\text{cond},i} - h_{\text{cond},i-1})}{m_{\text{cw}}c_{p,\text{cw}}} \quad (2.37)$$

これにより計算される冷却水と作動媒体の温度差 $\Delta T_{\text{cw,cond},i}$ は，

$$\Delta T_{\text{cw,cond},i} = T_{\text{cw},i} - T_{\text{cond},i} \quad (2.38)$$

と表される。

19) 凝縮器におけるピンチポイント温度差の判定。

(2.38)式の中で最小の値をとるものが凝縮器におけるピンチポイント温度差となり，これが T_{ppcw} となるまで，冷却水入口と状態 1 の作動媒体との温度差 $\Delta T_{1,\text{cw}}$ を修正して，手順 1)～19) を繰り返し計算する。

以上の計算手順を参考までに図 2.3 のフローチャートに示す。作動媒体の物性値は REFPROP ver.10.0^[38]を参照している。

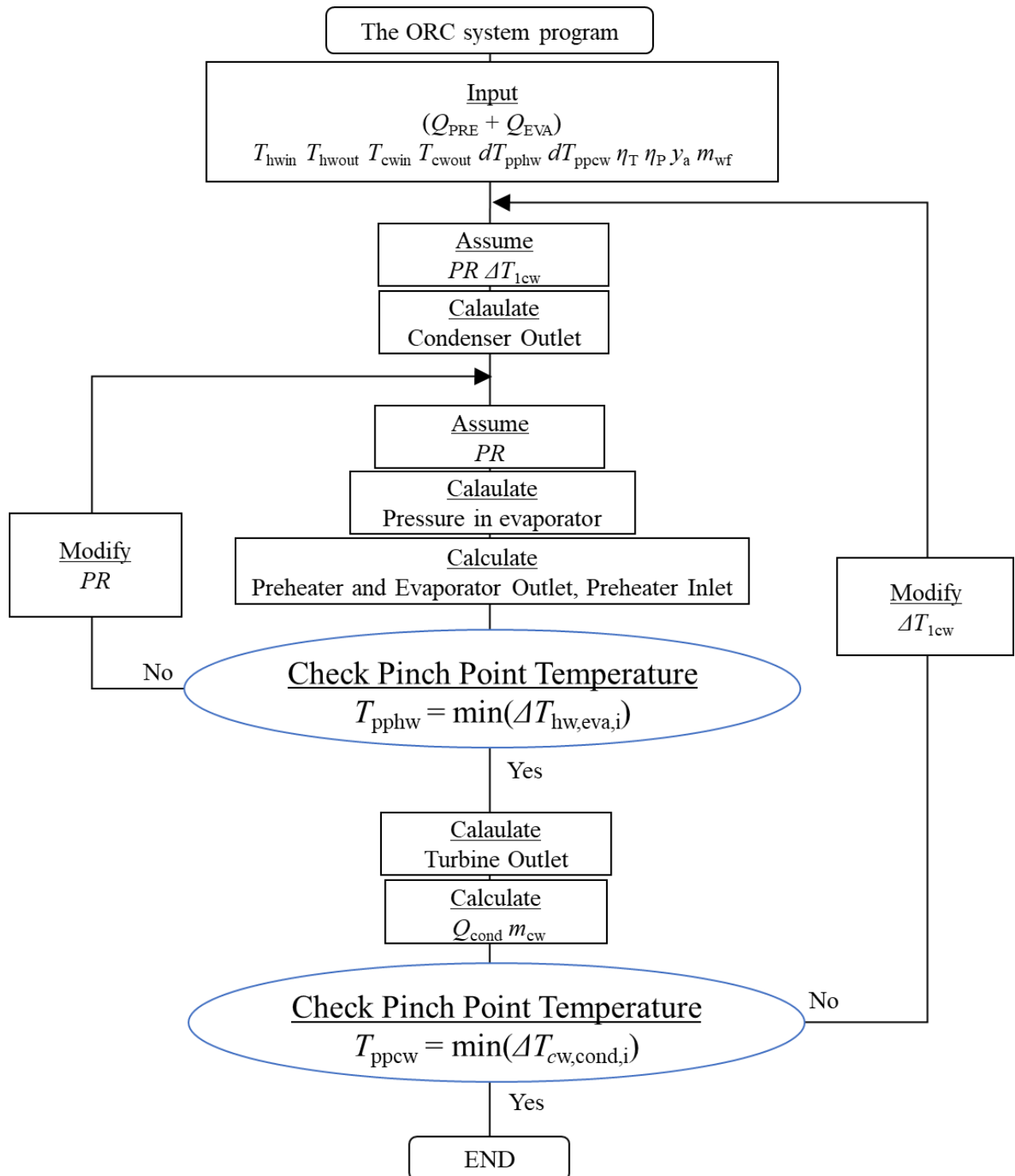


図 2.3 サイクル性能計算のフローチャート

2.4 データ整理方法

2.4.1 作動媒体ポンプ・タービン動出力および正味熱効率

まず，作動媒体ポンプ仕事 W_P とタービン仕事 W_T は，それぞれの機器出入口エンタルピー差から次式より求める．

$$W_P = m_{wf}(h_2 - h_1) \quad (2.39)$$

$$W_T = m_{wf}(h_4 - h_5) \quad (2.40)$$

これらより，正味仕事 W_{net} はタービン仕事と作動媒体ポンプ仕事の差であり，次式のように求める．

$$W_{net} = W_T - W_P \quad (2.41)$$

これらを用いて正味熱効率 η_{net} は以下のように求められる．

$$\eta_{net} = \frac{W_{net}}{Q_{PRE} + Q_{EVA}} \quad (2.42)$$

2.4.2 有効エネルギー効率比

カルノー効率比は熱機関サイクルの熱源温度と冷却水温度からカルノー効率を求め，実際のサイクルの熱効率がカルノー効率に比べどの程度かを表す指標となる．しかしながら，カルノー効率を用いるためには熱源温度と冷却水温度の温度勾配がなく，一定である必要がある．そのため熱源温度および冷却水温度の傾きを加味した有効エネルギー効率比 η_{II} を用いて，理論最大熱効率に対する実サイクルの熱効率の割合を表す．その求め方として，理論最大熱効率 $\eta_{ideal,max}$ を用いて有効エネルギー効率比は次式のように求める．

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{net}}{\eta_{ideal,max}} \quad (2.43)$$

図 2.4 に有効エネルギー効率比の概略を示す． $\eta_{ideal,max}$ は図 2.4 を参考にすると，熱源の受熱量と冷却水への放熱量との差から理想的な仕事量が求められることができるため，台形の面積を求めるように以下の式を導入する．

$$\begin{aligned}
 \eta_{\text{ideal,max}} &= \frac{Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} = 1 - \frac{(T_{\text{cwin}} + T_{\text{cwout}})(s_1 - s_0)}{(T_{\text{hwin}} + T_{\text{hwout}})(s_1 - s_0)} \\
 &= 1 - \frac{(T_{\text{cwin}} + T_{\text{cwout}})}{(T_{\text{hwin}} + T_{\text{hwout}})}
 \end{aligned}
 \tag{2.44}$$

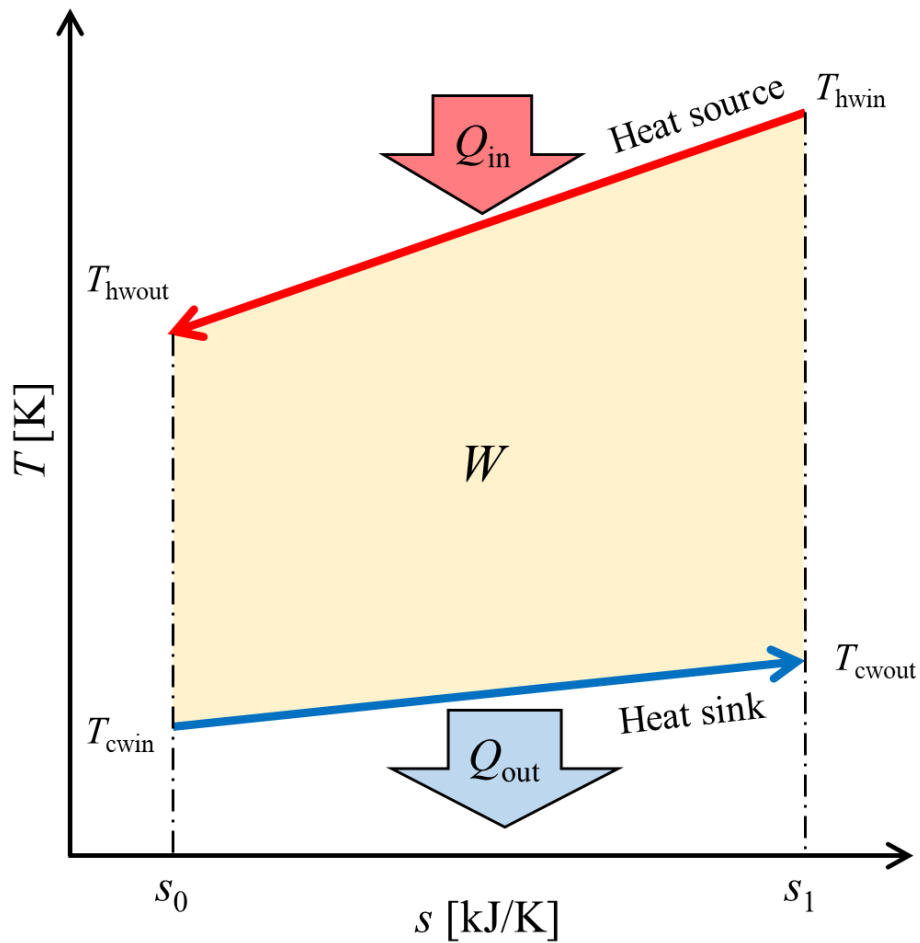


図 2.4 有効エネルギー効率比の概略

2.4.3 タービン入口および出口乾き度

タービン入口および出口乾き度 $x_{T,in}$, $x_{T,out}$ は、タービン入口出口における作動媒体の乾き度を示しており、次式より求められる。

$$x_{T,in} = x_4 = x(P_4, h_4) \tag{2.45}$$

$$x_{T,out} = x_5 = x(P_5, h_5) \tag{2.46}$$

乾き度が1のときは飽和乾き蒸気で、1以上のときは過熱蒸気となる。そして、乾き度が1以下のときは湿り蒸気であり、乾き度が低下するほどそれにより発生する水滴が、タービンの腐食の原因や、熱交換器等の伝熱効率を低下させタービン効率の低下にもつながる。そこで本研究では、タービン入口および出口において、湿り度 10%つまり乾き度 90%以上を目安にサイクル計算を行う。

2.5 サイクル性能計算結果

単一作動媒体および非共沸混合媒体を、異なる条件のもとでサイクル性能計算を行った結果についてまとめる。変更した条件は、熱源入口温度(60, 80, 100, 150, 200℃)、熱源温度勾配(5, 10, 20, 30℃)であり、それぞれの詳細な計算条件については、各項にまとめる。本章で作動媒体として用いた物質を以下の表 2.1 にまとめる。

表 2.1 作動媒体として用いた物質

無機化合物	Water, Ammonia
炭化水素	Butene, Isobutane, Propane
HFC	R245fa, R32
HFO	R1234yf, R1234ze(E)
非共沸混合物	R245fa/R1234yf 混合物

2.5.1 混合作動媒体のモル分率とサイクル性能の関係

まず初めに、混合作動媒体の組成はモル分率を変化させることで決定しており、この組成比がサイクル性能に与える影響を調べた。サイクル計算条件を表 2.2 に示す。タービン入口乾き度を1としており、つまり、飽和蒸気でタービンに入ることを示している。モル分率を 0.01 刻みで計算しており、図 2.5 に各モル分率における R245fa/R1234yf 混合作動媒体の正味熱効率を示す。横軸がモル分率で縦軸が正味熱効率を示している。モル分率によって正味熱効率は異なり、熱源条件に適したモル分率が存在し、今回の計算条件では最大でおよそ 16%の正

味熱効率が向上していることが分かる。

図 2.6 に各モル分率における R245fa/R1234yf 混合作動媒体の蒸発器での露点沸点温度差を示す。凝縮器においても蒸発器と同様の挙動をする。図 2.6 より、モル分率が大きくなるにつれて蒸発器および凝縮器における露点沸点温度差が大きくなる。ある程度モル分率が大きくなると、作動媒体の露点沸点温度差が熱源温度に沿った温度勾配となるため、混合作動媒体では正味熱効率が改善されていくと考えられる。図 2.7 に R245fa/R1234yf 混合作動媒体の最大正味熱効率を示したモル分率における熱交換図を示している。図 2.7 を見ると、熱源の温度勾配と作動媒体の温度変化が一致しており、蒸発器における不可逆損失が単一作動媒体と比べてかなり減少していることが分かる。しかし、一定のモル分率の値を超えると、作動媒体の露点沸点温度差が熱源温度差を超え、熱源の温度勾配に合わなくなったため正味熱効率が下がったと考えられる。また、さらにモル分率が大きくなり、露点沸点温度差が大きくなりすぎると、単一作動媒体よりも正味熱効率が悪くなる時がある。そのため、非共沸混合媒体は温度勾配のある熱源で非常に有用であるが、その組成比には最適な比率がある。また、熱効率だけでなく新たな作動媒体の選定という点では環境への影響も考えていかなければならない。そこで、正味熱効率の点ではモル分率 92/8%比率の時の GWP 値が最大であるが、この時 GWP 値が大きい R245fa が大部分を占めており、この混合物の GWP 値は 948 とまだまだ大きい。一方で、もう一つのピークであるモル分率 12/88%比率の時の GWP 値は 123 とかなり小さくなる。したがって、環境への影響を考えるならば R245fa/R1234yf(12/88mole%)が最適だという結果になる。

この後で示す混合物の結果では、最大の正味熱効率を示したモル分率におけるサイクル性能について示している。例えば、今回のサイクル計算条件で最大の正味熱効率を示した、モル分率は R245fa : R1234yf=0.92 : 0.08 であり、この混合物を R245fa/R1234yf(92/8mole%)と示す。

表 2.2 サイクル計算条件

熱源入口温度 T_{hwin} [°C]	80
熱源出口温度 T_{hwout} [°C]	75
冷却水入口温度 T_{cwin} [°C]	15
冷却水出口温度 T_{cwout} [°C]	22
熱源・冷却水 ピンチポイント温度差 $T_{pphw} \cdot T_{ppcw}$ [K]	5
蒸発器出口乾き度	1.0
混合作動媒体の組成 モル分率定義	0~1.00

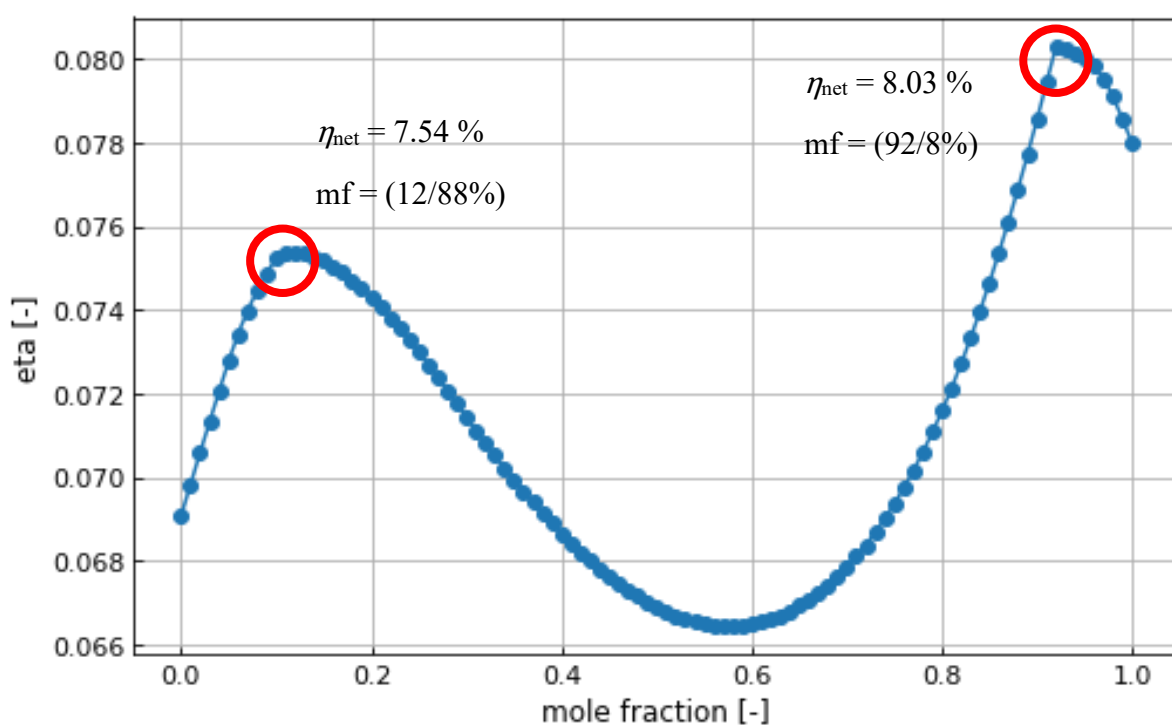


図 2.5 R245fa/R1234yf 混合物の各モル分率における正味熱効率

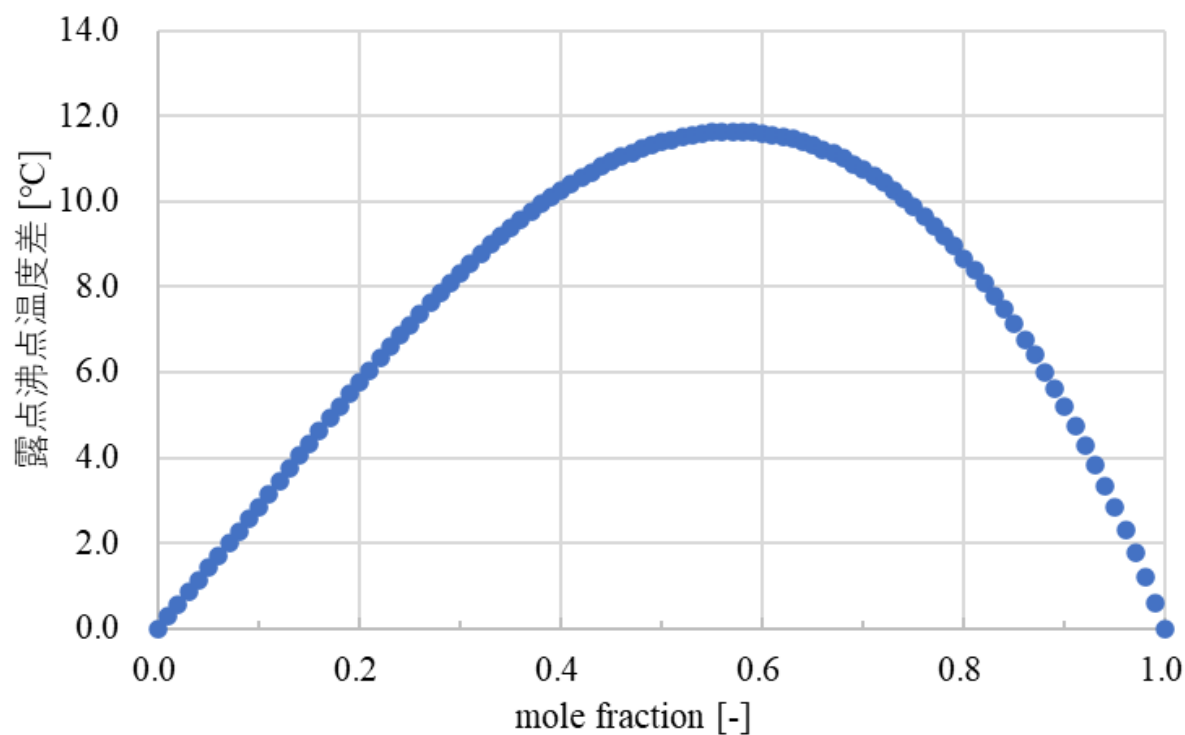


図 2.6 R245fa/R1234yf 混合物の各モル分率における露点沸点温度差

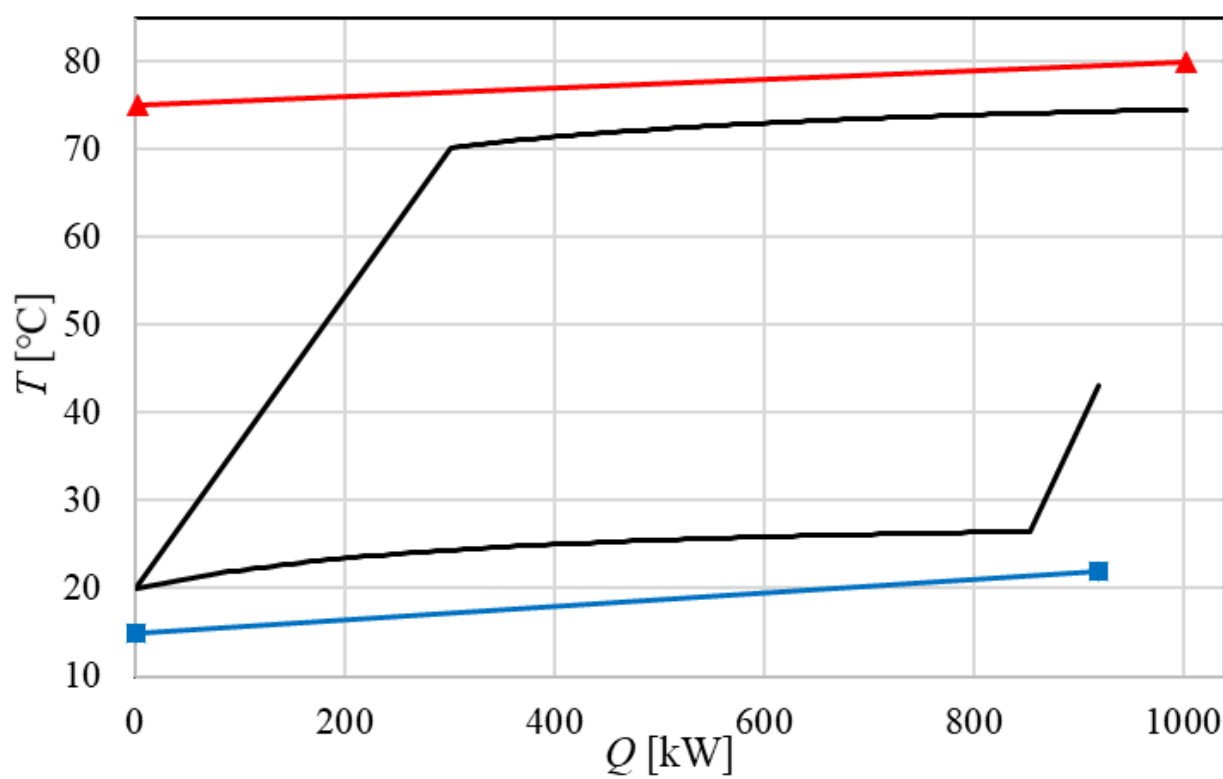


図 2.7 R245fa/R1234yf(92/8mole%)の熱交換図

2.5.2 作動媒体流量とサイクル性能の関係

混合作動媒体のモル分率が(a)92/8mole%と(b)12/88mole%の時，作動媒体流量がサイクル性能に与える影響を調べた．サイクル計算条件は表 2.2 と同じ条件である．モル分率は前項で正味熱効率のピークを示したモル分率を使用しており，図 2.8 には作動媒体流量における R245fa/R1234yf(92/8mole%)混合作動媒体の正味熱効率を示す．横軸が作動媒体流量で縦軸が正味熱効率を示している．作動媒体流量によって正味熱効率は異なり，熱源条件に適した作動媒体流量が存在することが分かる．また，この時(a)，(b)どちらのモル分率条件においてもタービン入口の作動媒体は乾き度が 1 のとき，つまり飽和蒸気状態であった．この時の(a)，(b)の作動媒体流量はそれぞれ 4.35kg/s，5.54g/s であり，これは前項のタービン入口における作動媒体乾き度が 1 で計算した時の作動媒体流量と一致している．作動媒体流量が 4.35kg/s，5.54kg/s よりも小さい時，作動媒体は過熱蒸気となり，正味熱効率は急激に悪くなる．一方で，作動媒体流量が 4.35kg/s，5.54kg/s よりも大きい時，作動媒体は湿り蒸気のままであり，正味熱効率は緩やかに悪くなっていく．作動媒体が過熱蒸気となるときの熱源と作動媒体のピンチポイント温度差は蒸発終了点の温度差となり，その分蒸発区間における熱源温度と作動媒体温度の温度差が大きくなる．これが，過熱蒸気となるときの正味熱効率が急激に小さくなる原因である．作動媒体が湿り蒸気のまま蒸発終了する時は，ピンチポイント温度差は熱効率が最大となるときの同様に蒸発区間に存在し，蒸発区間における熱損失はそこまで変わらず蒸発終了のエンタルピーが少し減少するのみである．したがって，作動媒体に混合媒体を用いるとき，最適な作動媒体流量の与え方は蒸発終了点が飽和蒸気状態となるように設定すればよい．

次に，単一作動媒体の時，作動媒体流量がサイクル性能に与える影響を示す．図 2.9 に作動媒体流量における R245fa 単一媒体の正味熱効率を示す．横軸が作動媒体流量で縦軸が正味熱効率を示している．混合媒体の時と同様に作動媒体流量によって正味熱効率は異なり，熱源条件に適した作動媒体流量が存在することが分かる．図 2.9 より最大の正味熱効率となるのは流量が 4.42kg/s のときで正味熱効率 7.81%である．図 2.10 に R245fa 単一媒体の流量 4.42kg/s における熱交換図を示す．横軸が熱交換量で縦軸が温度を示している．この時，作動媒体は過熱蒸気となっていることが分かる．また，図 2.5 より R245fa 単一媒体が飽和蒸気で蒸発終了する時，作動媒体流量は 4.50kg/s で正味熱効率は 7.79%である．これは混合媒体の時と結果が異なり，単一媒体では蒸発終了点が飽和蒸気状態ではなく過熱蒸気である方が，わずかに

性能が良いことを示している．単一媒体の場合ピンチポイントは蒸発開始点に存在し，飽和状態で蒸発終了すると熱源の入口温度と作動媒体の蒸発終了温度との温度差はピンチポイント温度差よりも必ず大きくなる．つまり，蒸発開始点と蒸発終了点がともにピンチポイントとなるように作動媒体流量を設定すればよい．

この現象は，熱源の温度勾配が大きくなるほど大きく作用し，単一作動媒体における正味熱効率の差は大きくなると考えられる．したがって，次節で熱源温度勾配の違いについての結果を述べているが，単一作動媒体の最大正味熱効率は過熱蒸気となる場合を考慮してサイクル性能を考える必要がある．

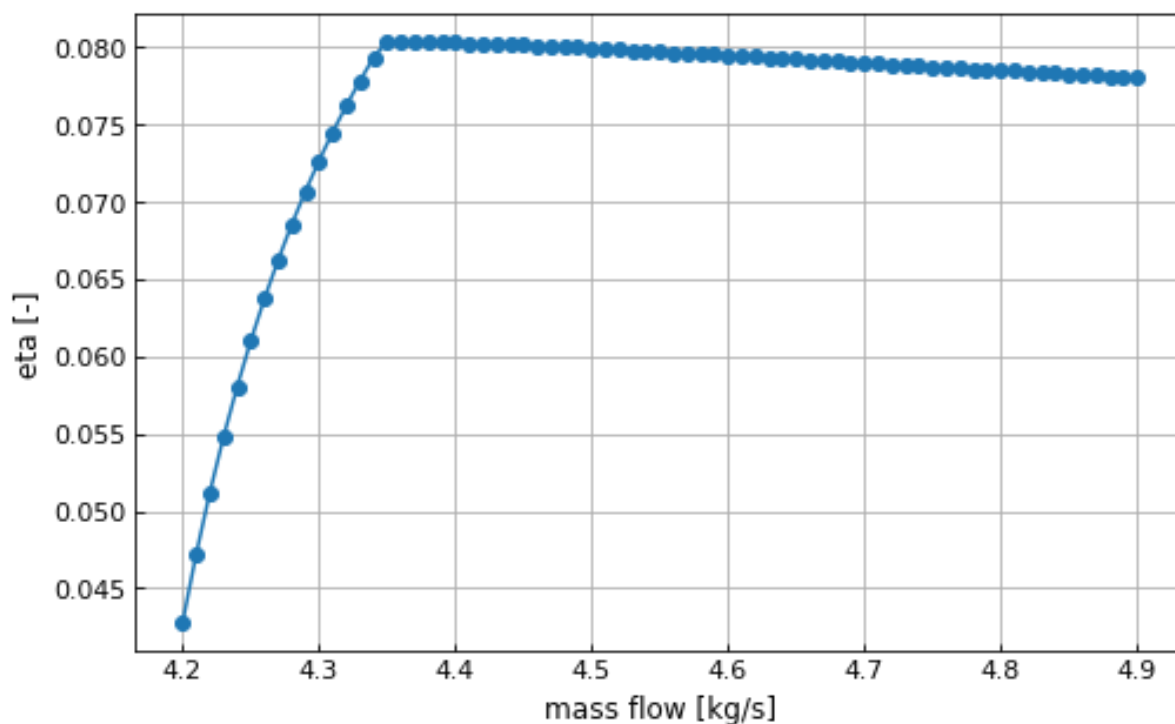


図 2.8 R245fa/R1234yf(92/8mole%)混合媒体の流量における正味熱効率

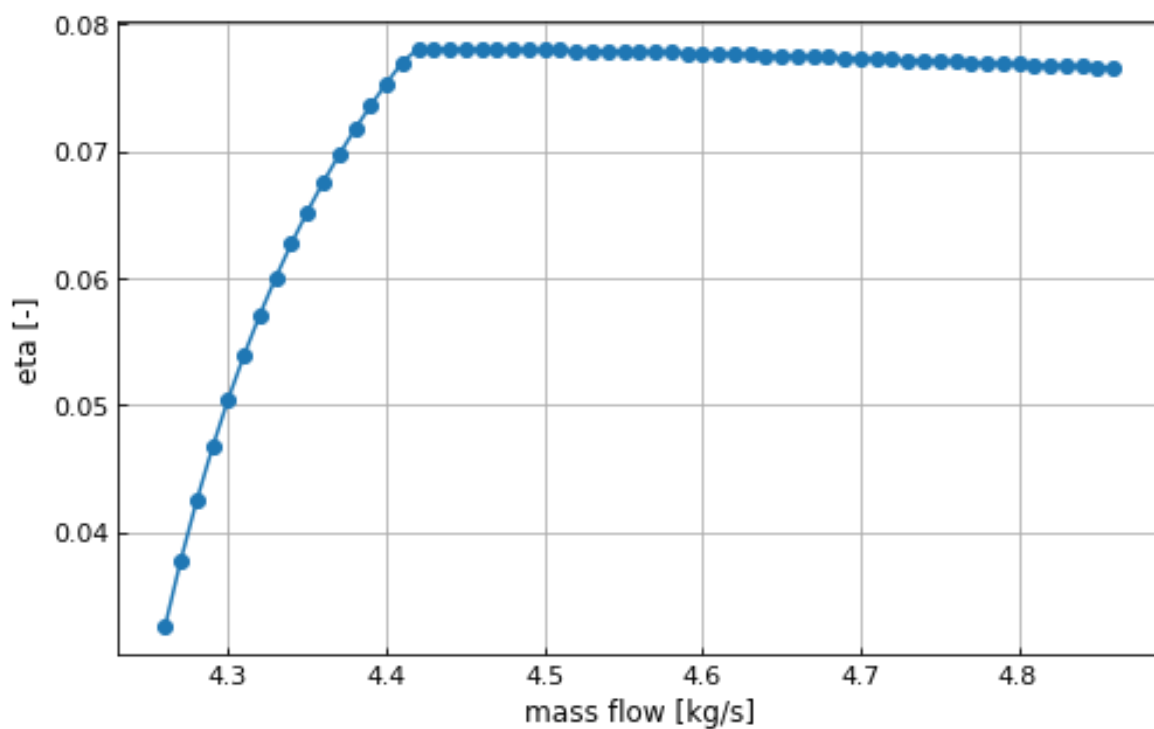


図 2.9 R245fa 単一媒体の流量における正味熱効率

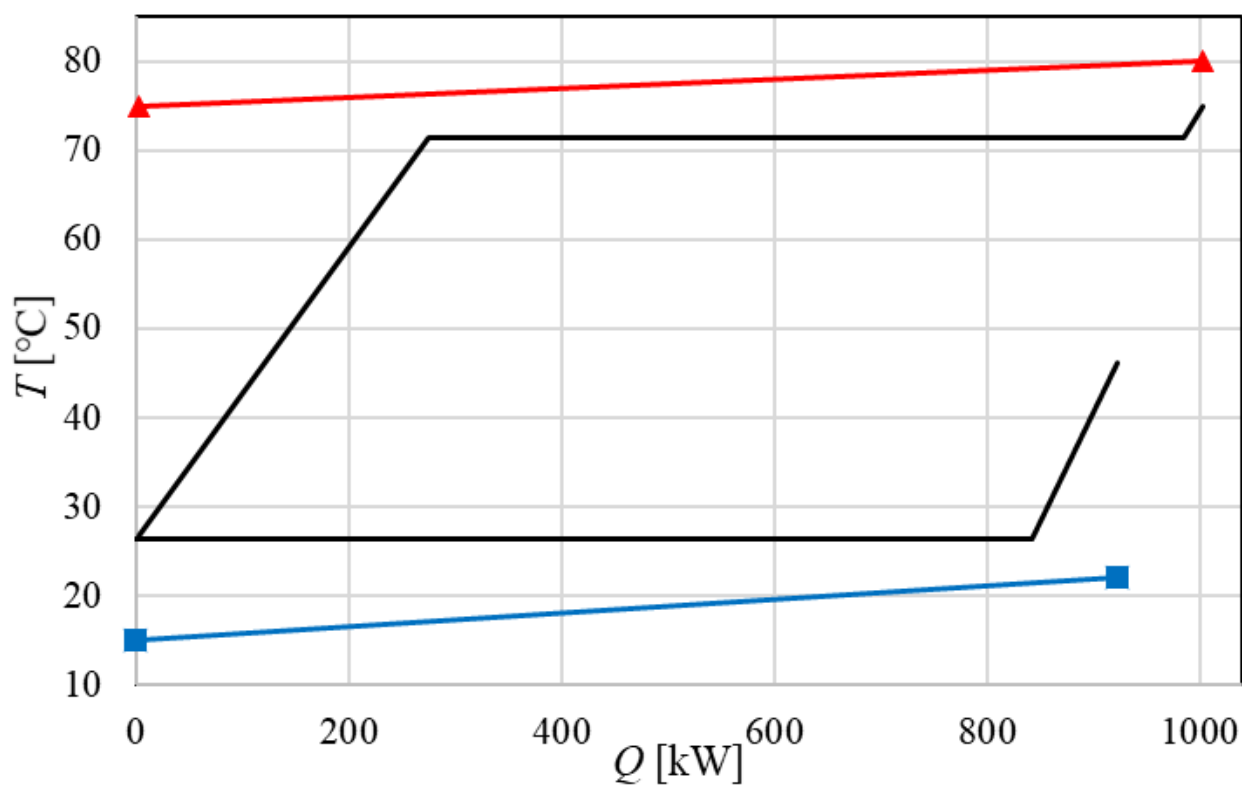


図 2.10 R245fa 単一媒体の流量 4.42kg/s における熱交換図

2.5.3 熱源温度勾配とサイクル性能の関係

熱源入口温度 T_{hwin} を 80°C に固定し、熱源入口出口温度差つまり、熱源の温度勾配を変えて ORC のサイクル性能の比較を行う。条件パラメータとして、熱源の蒸発器入口温度を 80°C 、予熱器出口温度をそれぞれ 75 (2.5.1 項で計算済)、 70 、 60 、 50°C としてサイクル性能計算を行う。その際のサイクル計算条件については表 2.3 に示す。

各熱源温度勾配におけるサイクル性能計算結果について、表 2.4 に正味熱効率および有効エネルギー効率比を、各熱源温度勾配における正味熱効率を図 2.11 に、有効エネルギー効率比を図 2.12 に示す。R245fa/R1234yf 混合物については正味熱効率が最大となるモル分率での結果を示している。表 2.4 より、熱源出口温度が高くなるほど、つまり熱源温度勾配が小さくなるにつれ、全ての作動媒体において正味熱効率が上昇している。これは、熱源温度勾配が小さくなることで理論最大仕事量が原理的に上昇するためである。各条件で単一作動媒体と混合作動媒体の比較を行うと、熱源出口温度が 50 、 60 、 70°C のときは、混合作動媒体を用いた方が正味熱効率は高くなるが、熱源出口温度が 75°C のときは、単一作動媒体で、無機化合物に分類される水を用いた場合において正味熱効率が最大となった。

表 2.5 に各熱源温度勾配における単一および混合作動媒体のそれぞれ最大となる正味熱効率の値をまとめる。熱源温度勾配が小さくなるほど混合作動媒体と単一作動媒体の正味熱効率の最大値の差は小さくなっており、混合作動媒体であることの優位性が小さくなっていると考えられる。これは、熱源温度勾配が大きいときは、混合作動媒体の特徴である非共沸性が大きく影響しているためである。

混合作動媒体は非等温で蒸発凝縮するため、蒸発器および凝縮器における不可逆損失が減少する。したがって、熱源勾配が大きい時、混合作動媒体の特徴が大きく現れ単一作動媒体よりも、より効果的に熱交換が行えていることが分かる。これにより、熱源温度勾配が大きいときは混合作動媒体が高効率になると考えられる。しかし、熱源温度が 80 – 75°C の時には、水のように等温蒸発する単一作動媒体であっても、熱源出口温度 50°C の時よりも熱源温度勾配が小さくなっているため、等温蒸発による熱交換時の不可逆損失は小さくなり、混合作動媒体の非共沸性による蒸発器および凝縮器における不可逆損失の減少が少ししか影響せず、単一作動媒体の方が混合作動媒体よりも正味熱効率が高くなったと考えられる。

表 2.3 熱源温度勾配が異なるサイクル計算条件

熱源入口温度 T_{hwin} [°C]	80
熱源出口温度 T_{hwout} [°C]	75, 70, 60, 50
冷却水入口温度 T_{cwin} [°C]	15
冷却水出口温度 T_{cwout} [°C]	22
熱源・冷却水 ピンチポイント温度差 $T_{pphw} \cdot T_{ppcw}$ [K]	5
蒸発器出口乾き度	1.0 or $1 < x_{EVAout}$
混合作動媒体の組成 モル分率定義	0~1.00

表 2.4 各熱源温度勾配における正味熱効率および有効エネルギー効率比

作動媒体	Type	η_{net} [%]				η_{II} [%]			
		80-75	80-70	80-60	80-50	80-75	80-70	80-60	80-50
Water	無機化合物	8.457	7.673	5.982	4.128	11.246	10.186	8.133	5.774
Ammonia	無機化合物	7.839	7.305	5.995	4.405	10.432	9.817	8.234	6.202
Butene	炭化水素	7.778	7.293	6.079	4.506	10.344	9.794	8.341	6.339
Isobutane	炭化水素	7.607	7.149	6.011	4.510	10.107	9.600	8.256	6.357
Propane	炭化水素	7.023	6.756	5.894	4.536	9.353	9.090	8.103	6.399
R245fa	HFC	7.805	7.306	6.092	4.526	10.372	9.803	8.364	6.378
R32	HFC	6.374	6.338	5.779	4.616	8.494	8.536	7.956	6.513
R1234yf	HFO	6.988	6.732	5.897	4.592	9.298	9.049	8.101	6.478
R1234ze(E)	HFO	7.354	6.992	5.995	4.573	9.781	9.394	8.229	6.443
R245fa/R1234yf	HFC/HFO	8.031	7.773	6.741	5.478	10.682	10.383	9.270	7.744

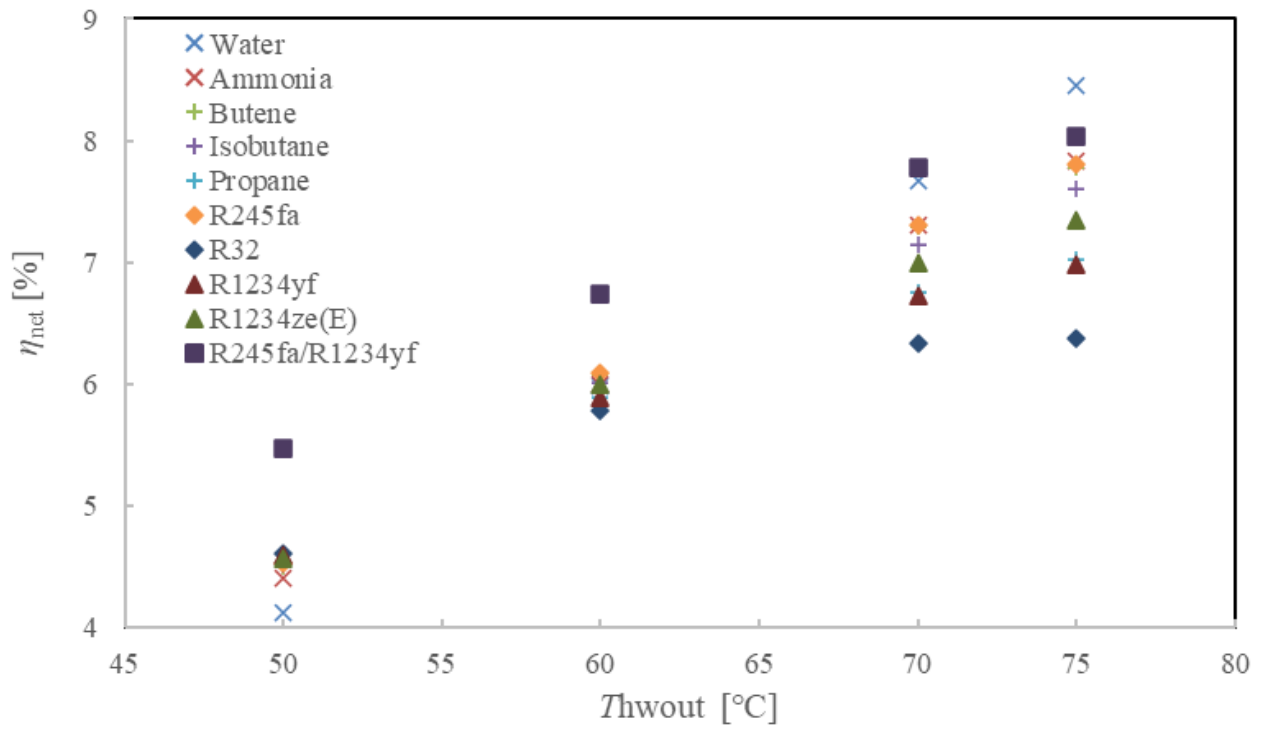


図 2.11 各熱源温度勾配における正味熱効率

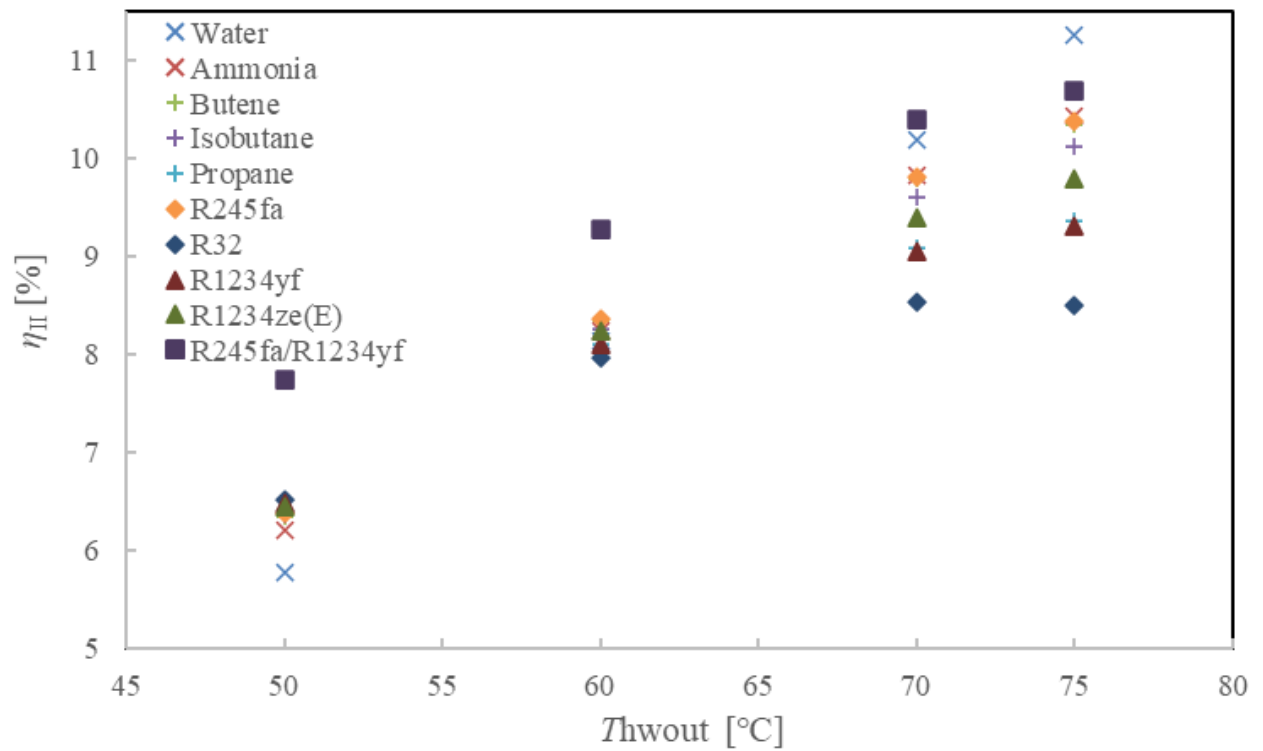


図 2.12 各熱源勾配における有効エネルギー効率比

表 2.5 各熱源温度勾配における最大正味熱効率

熱源温度[°C]	作動媒体		η_{net} [%]	$\frac{\eta_{\text{mixture}}}{\eta_{\text{single}}}$ [-]
80-75	Single	Water	8.457	0.950
	Mixture	92/8mole%	8.031	
80-70	Single	Water	7.673	1.013
	Mixture	92/8mole%	7.773	
80-60	Single	R245fa	6.092	1.107
	Mixture	92/8mole%	6.741	
80-50	Single	R32	4.616	1.187
	mixture	21/79mole%	5.478	

2.5.4 熱源入口温度とサイクル性能の関係

熱源温度 T_{hwin} の違いによる各作動媒体のサイクル性能計算結果を本項でまとめる．条件パラメータとして，熱源の蒸発器入口温度を 200, 150, 100, 80, 60°C，熱源温度勾配を 10°C としてサイクル性能計算を行う．その際のサイクル計算条件については表 2.6 に示す．

表 2.6 熱源入口温度が異なるサイクル計算条件

熱源入口出口温度 $T_{\text{hwin}} - T_{\text{hwout}}$ [°C]	200 – 190
	150 – 140
	100 – 90
	80 – 60
	60 – 50
冷却水入口温度 T_{cwin} [°C]	15
冷却水出口温度 T_{cwout} [°C]	22
熱源・冷却水 ピンチポイント温度差 $T_{\text{pphw}} \cdot T_{\text{ppcw}}$ [K]	5
蒸発器出口乾き度	1.0 or $1 < x_{\text{EVAout}}$
混合作動媒体の組成 モル分率定義	0~1.00

各熱源入口温度におけるサイクル性能計算結果について、各熱源温度における正味熱効率を表 2.7, 図 2.13 に示す。R245fa/R1234yf 混合物については正味熱効率が最大となるモル分率での結果を示している。熱源入口温度におけるサイクル性能をまとめると、熱源温度 200-190°C, 150°C-140°C, 100-90°C の場合には水を作動媒体として用いたときに正味熱効率が最高値を示し、それぞれ 21.6%, 17.1%, 10.9% を示した。熱源温度 80-70°C, 60-50°C の場合には混合作動媒体を用いた時に正味熱効率が最高値を示し、それぞれ 7.77%, 4.76% を示した。

図 2.13 より、作動媒体が水の場合は熱源入口温度が高くなるほど、正味熱効率が上昇している。しかし、R245fa, Butene, R245fa/R1234yf 混合物においては熱源入口温度が 150°C から 200°C に上昇する時、正味熱効率が減少している。また、その他の作動媒体についても熱源入口温度が 100°C から 150°C に上昇する時に正味熱効率が減少、または変化しない。確かに、熱源入口温度が高くなることで理論最大仕事量は上昇している。しかし、正味熱効率が上昇しないのは、作動媒体が臨界点に達したことが原因である。表 2.8 に作動媒体の基本物性を示す。今回作動媒体として用いた物質は臨界温度が水以外 150°C 未満であり、熱源入口温度 200°C および 150°C の熱源を用いる場合、蒸発過程において作動媒体は臨界点を越えることができない。したがって、作動媒体温度は熱源温度との温度差が大きくなり、蒸発器における不可逆損失が大きくなるため、熱源入口温度が上昇するが正味熱効率が減少するような結果となった。

ここで、作動媒体が臨界点を越える場合を考える。サイクルは蒸発過程において作動媒体が臨界状態である、遷臨界サイクルとなる。遷臨界サイクルの時、蒸発過程における温度変化は曲線を描き急激に上昇していく。本項では熱源温度勾配が 10°C としており、臨界点を越えた場合、蒸発時の露点沸点温度差は非常に大きく、熱源との傾きの不一致が大きい。図 2.14 に作動媒体に R245fa およびアンモニアを用いた場合の熱源温度 200-190°C 条件における遷臨界サイクルの熱交換図を示す。図 2.14 から熱源と作動媒体の間が大きく開いており蒸発器において効率的に熱交換が行われているとは言えない。R245fa およびアンモニアの遷臨界サイクルの正味熱効率はそれぞれ 14.76% と 15.49% である。アンモニアを用いるときタービン出口が湿り蒸気であるが、作動媒体の乾き度は 0.92 と制限内である。作動媒体の圧力が臨界点で制限される表 2.7 のサイクル性能結果よりも大きく改善されているが、臨界圧力よりも低い圧力でサイクルが回る水の正味熱効率には及ばないことが分かる。したがって、遷臨界サイクルを用いることは多少のサイクル効率の向上は見られるが、本項の熱源温度勾配条件においてあまり有益な操作でないことが分かる。図 2.14 から遷臨界サイクルを用いる場合、熱源温度勾配は作動媒体温度に沿うように変化すべきであり、熱源温度勾配が大きいときに遷

臨界サイクルは有効であると考えられる。

以上より、熱源温度勾配が 10°C の条件において、 100°C 以上の熱源を用いる場合は作動媒体として水を用いるときに、 100°C 未満の熱源を用いる場合は混合作動媒体を用いるときに、サイクル効率が一番良くなるという結果になった。

次に熱源温度 $100\text{--}90^{\circ}\text{C}$ における正味熱効率について、横軸を蒸発潜熱として表したグラフを図 2.15 に示す。この熱源温度条件のときに単一作動媒体である水が混合作動媒体の正味熱効率を上回った。この熱源温度 $100\text{--}90^{\circ}\text{C}$ において、単一作動媒体である水ならびに混合作動媒体である R245fa/R1234yf の T - s 線図を図 2.16 に示す。図 2.16 より、作動媒体が水の場合、混合作動媒体と比べて構成する要素機器の中で予熱器における不可逆損失が小さいことが分かる。また、タービン出口における作動媒体の乾き度が 0.935 と湿り蒸気であるが条件を満たしており、作動媒体の凝縮過程における温度変化はないものの、混合作動媒体のようにタービン出口から凝縮器側の飽和蒸気になるまでの過程(5→6)がないため、凝縮器における不可逆損失は変わらないと考えられる。したがって、混合作動媒体は組成比によって、熱源および冷却水の温度勾配に近い温度勾配を保持することができ、単一作動媒体よりもサイクル性能が向上するように考えられるが、熱源の温度帯が高く、さらに混合作動媒体の蒸発潜熱が小さい場合では特に、予熱器における作動媒体の顕熱変化に必要な熱交換のときに不可逆損失が大きくなる。一方で、単一作動媒体であり蒸発潜熱が大きい水の場合、予熱器における作動媒体の顕熱変化部分での不可逆損失はかなり小さくなり、R245fa/R1234yf 混合物と比較すれば蒸発器および凝縮器での不可逆損失は大きい、全不可逆損失で考えると水の方が小さくなったため、混合作動媒体よりも高い正味熱効率を示したと考えられる。同様に単一作動媒体単体においても、図 2.15 から蒸発過程における蒸発潜熱が大きいほど正味熱効率が高くなる傾向が見られる。

以上より、熱源温度勾配が小さく、熱源温度が 100°C 以上の場合、混合媒体の非共沸性よりも予熱器における作動媒体の顕熱変化の方が重要であり、作動媒体として蒸発潜熱が大きい物質を用いることがサイクル性能を考えると最適である。つまり、蒸発潜熱の大きい混合作動媒体を用いることが最適であると考えられるが、ORC の作動媒体として用いられる物質は有機溶媒や炭化水素であり、それらの混合物は水と比較して蒸発潜熱が小さい。したがって、熱効率の点でのみ考えると 100°C 以上の熱源を用いる場合は作動媒体として水を用いる場合が最適であるという結論に至る。しかし、水と混合媒体でサイクル熱効率があまり変わらない熱源温度 $100\text{--}90^{\circ}\text{C}$ 条件で、タービン出口体積流量は水が $14.0\text{ m}^3/\text{s}$ で混合媒体が $0.48\text{ m}^3/\text{s}$

と 30 倍近く水が大きくその分熱交換器のサイズは大きくなる。

表 2.7 各熱源温度における正味熱効率

作動媒体	Type	η_{net} [%]				
		200-190	150-140	100-90	80-70	60-50
Water	無機化合物	21.599	17.148	10.888	7.673	3.939
Ammonia	無機化合物	10.383	10.383	9.898	7.305	3.881
Butene	炭化水素	11.931	13.309	9.799	7.293	3.972
Isobutane	炭化水素	10.931	10.931	9.488	7.149	3.942
Propane	炭化水素	6.927	6.972	8.469	6.756	3.820
R245fa	HFC	12.602	13.441	9.802	7.306	3.994
R32	HFC	4.616	4.616	4.616	6.338	3.704
R1234yf	HFO	6.949	6.949	8.373	6.732	3.857
R1234ze(E)	HFO	8.486	8.486	9.063	6.992	3.918
R245fa/R1234yf	HFC/HFO	12.738	12.941	9.949	7.773	4.759

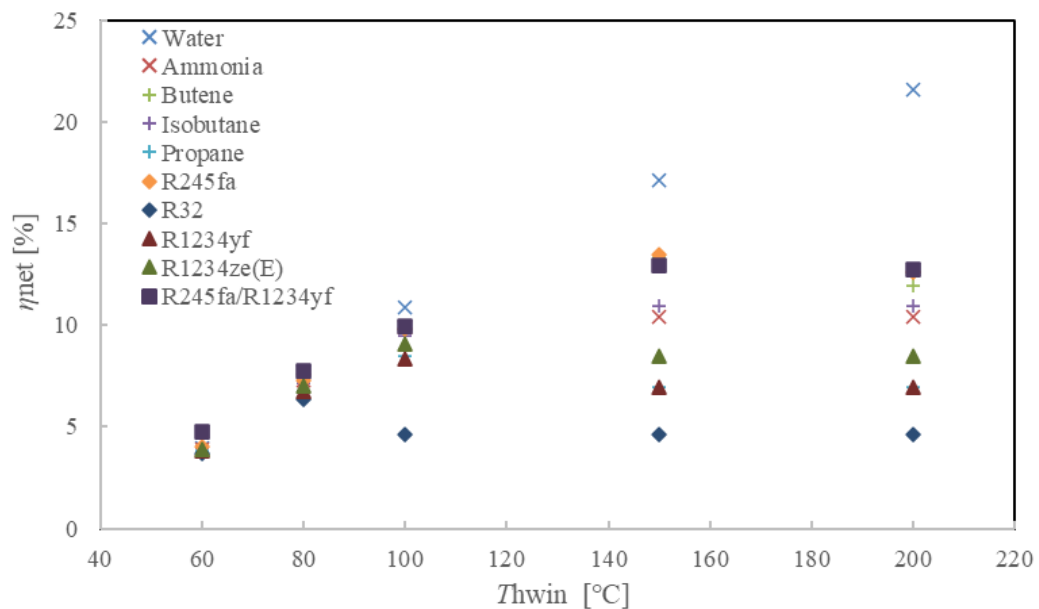
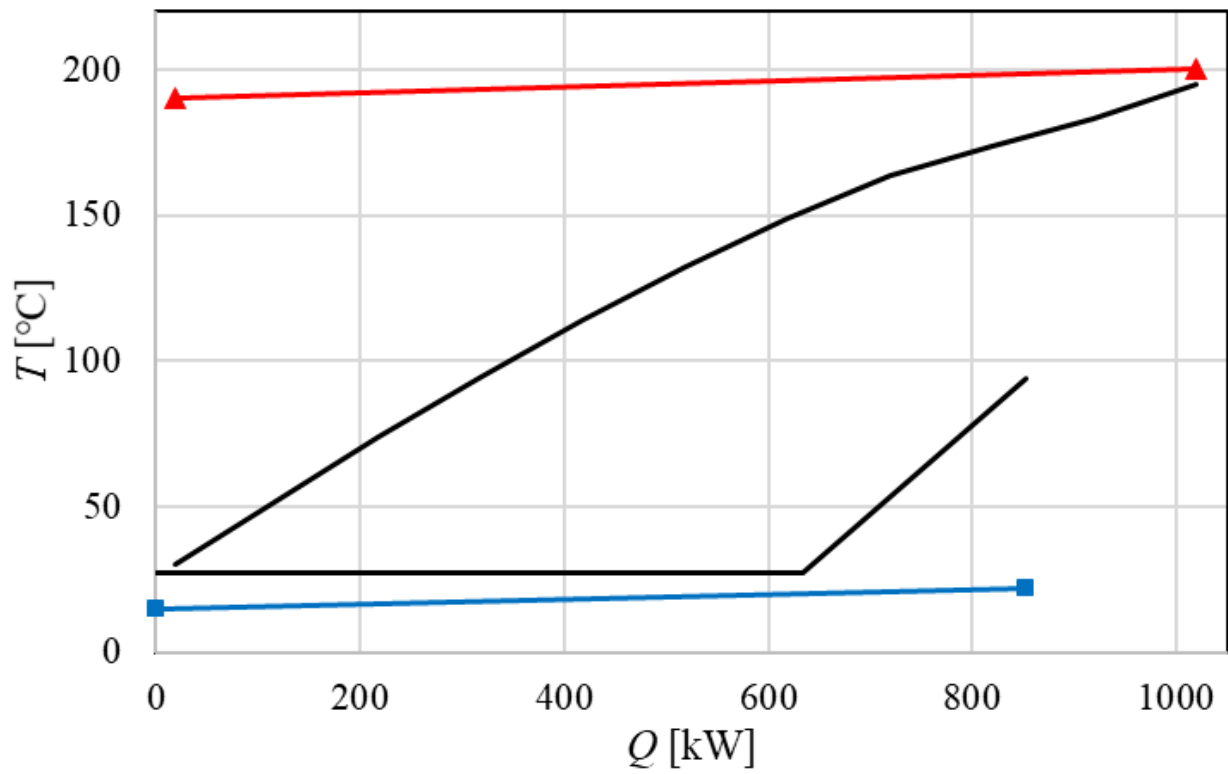


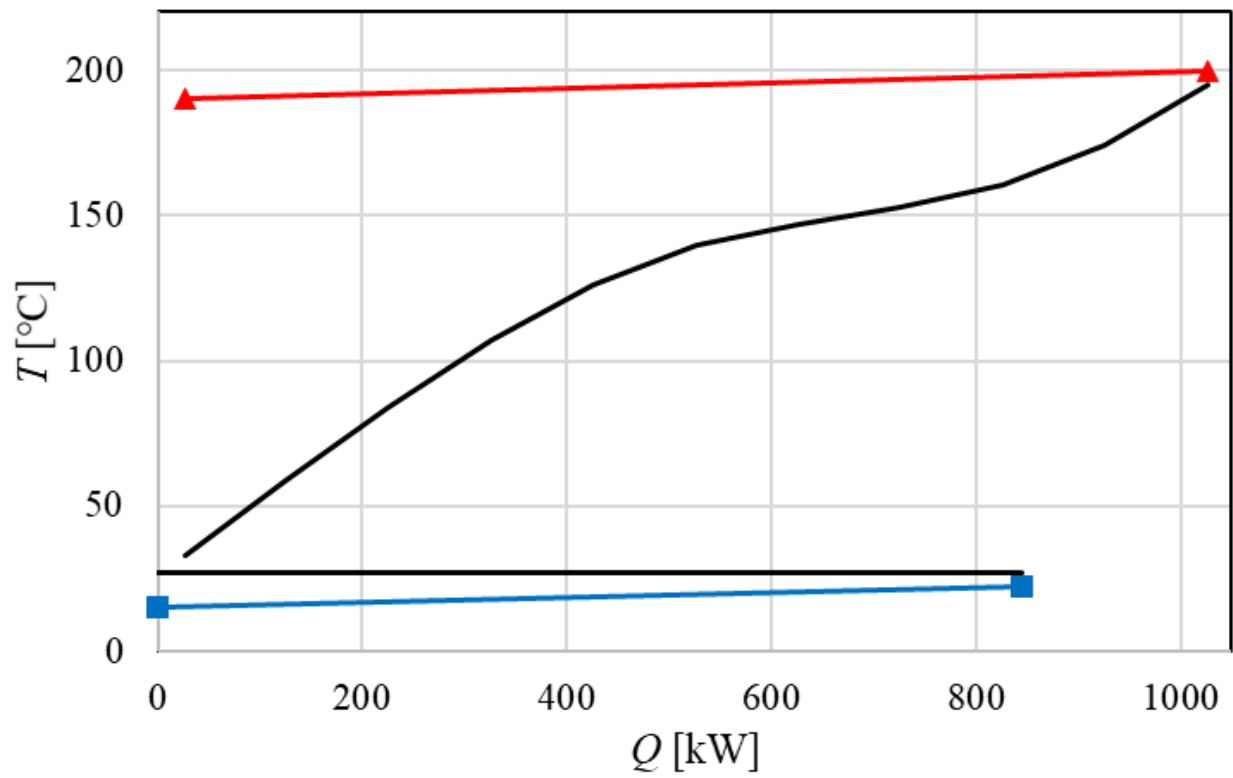
図 2.13 各熱源入口温度における正味熱効率

表 2.8 作動媒体として用いた物質の基本物性

作動媒体	分類	分子量	標準沸点	臨界温度	臨界圧力	蒸発潜熱
		[g/mol]	[°C]	[°C]	[MPa]	[kJ/kg]
Water	無機化合物	18.0	100	373.9	22.06	2442
Ammonia	無機化合物	17.0	-33.3	132.2	11.33	1166
Butene	炭化水素	56.1	-6.3	146.1	4.01	359.5
Isobutane	炭化水素	58.1	-11.8	134.7	3.63	365.5
Propane	炭化水素	44.1	-42.1	96.7	4.56	335.7
R245fa	HFC	134.0	15.1	154.0	3.65	190.3
R32	HFC	52.0	-51.7	78.1	5.78	270.9
R1234yf	HFO	114.0	-29.5	94.7	3.38	145.4
R1234ze(E)	HFO	114.0	-19.0	109.4	3.62	166.3



(a) R245fa



(b) Ammonia

図 2.14 熱源温度 200-190°Cにおける遷臨界サイクルの熱交換図

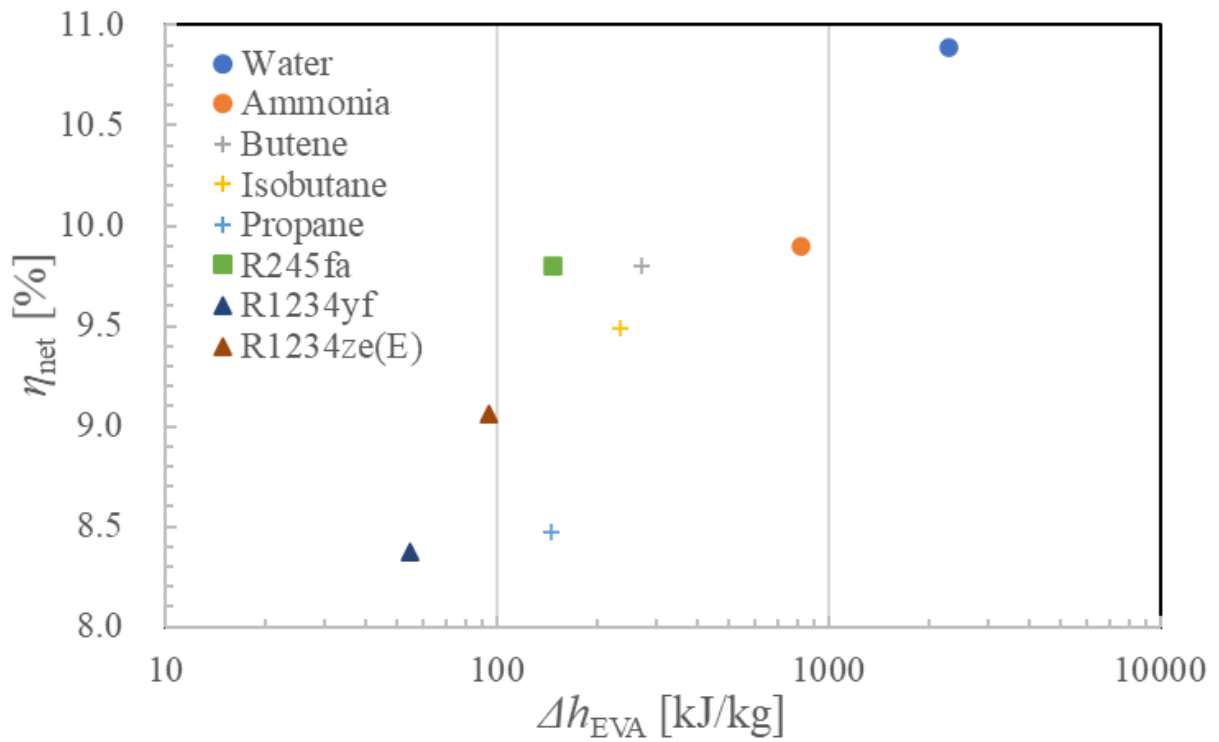
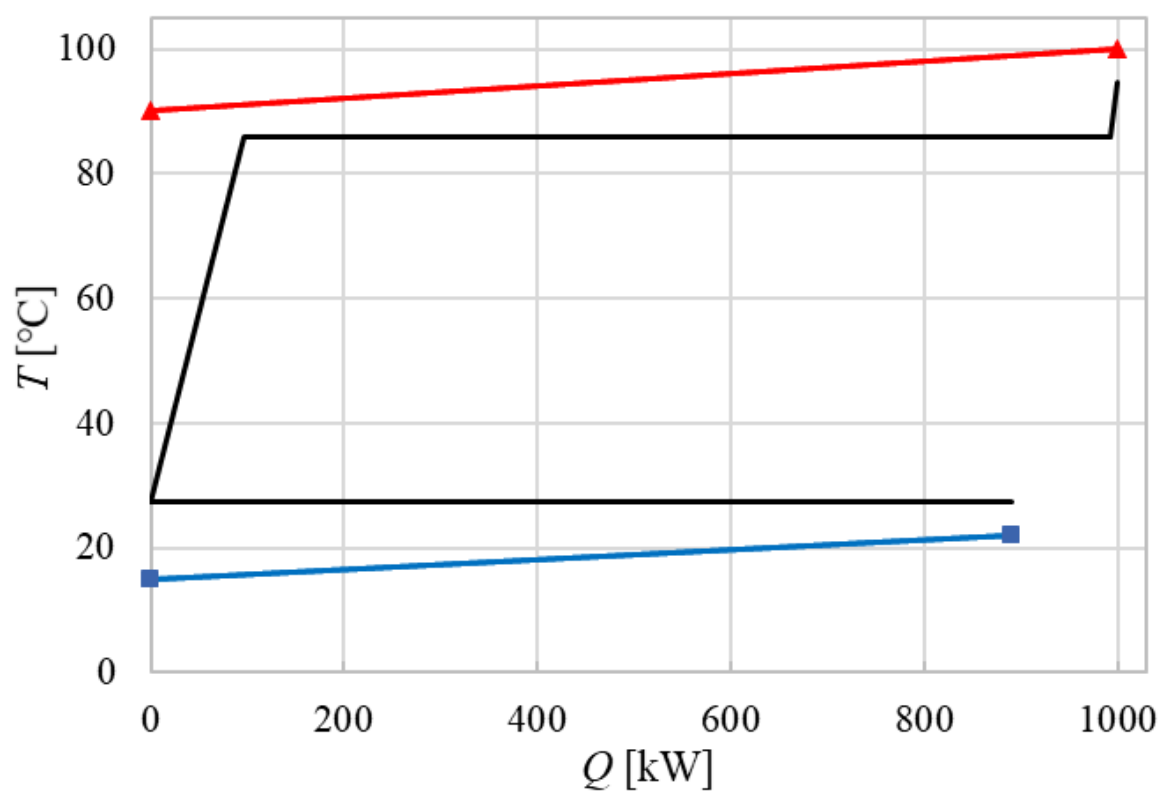
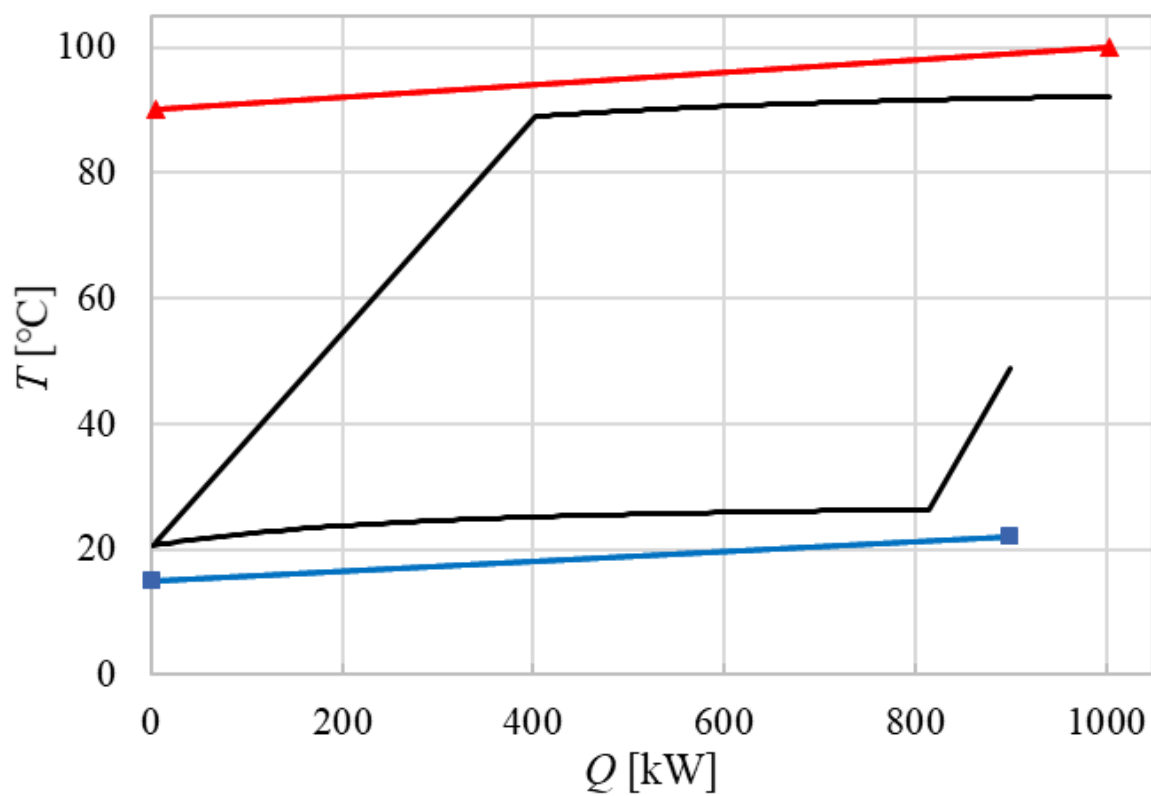


図 2.15 蒸発潜熱と正味熱効率



(a) Water



(b) R245fa/R1234yf(93/7mole%)

図 2.16 熱源温度 100-90°Cにおける熱交換図

第3章 実験装置，実験方法および実験条件

3.1 実験装置

3.1.1 実験ループ

図 3.1 に実験装置の概略図，図 3.2(a)，(b)に実験装置の写真を示す．実験ループは主に作動媒体ポンプ，蒸発器，減圧弁，凝縮器で構成されている．減圧弁は，タービンの代替として使用している．実験ループは作動媒体ポンプによる強制循環ループとなっており，ループにおける循環流量を測定するため，コリオリ式流量計(Coriolis Type Digital Flow Sensor FD-S Series, キーエンス製)を設けている．凝縮器で凝縮した作動媒体は作動媒体ポンプで昇圧され，所定の温度に設定された蒸発器に流入する．その蒸発器で，気液二相状態あるいは蒸気単相状態となるまで蒸発し，所定の圧力に設定した減圧弁を通り，再び凝縮器へ流入し，液単相状態まで冷却される．また，蒸発器は4本のヒーター(油用投げ込み型ヒーター，株式会社八光電機製)により温度を制御され，凝縮器は図 3.2(c)の恒温槽(T4600，ラウダ製)により温度を制御される．凝縮器の過冷がうまく行われているかの確認のため，凝縮器出入り口においての作動媒体の温度を測定している．測定した温度は図 3.2(d)のデータロガー(MX100, YOKOGAWA 製)に記録される．

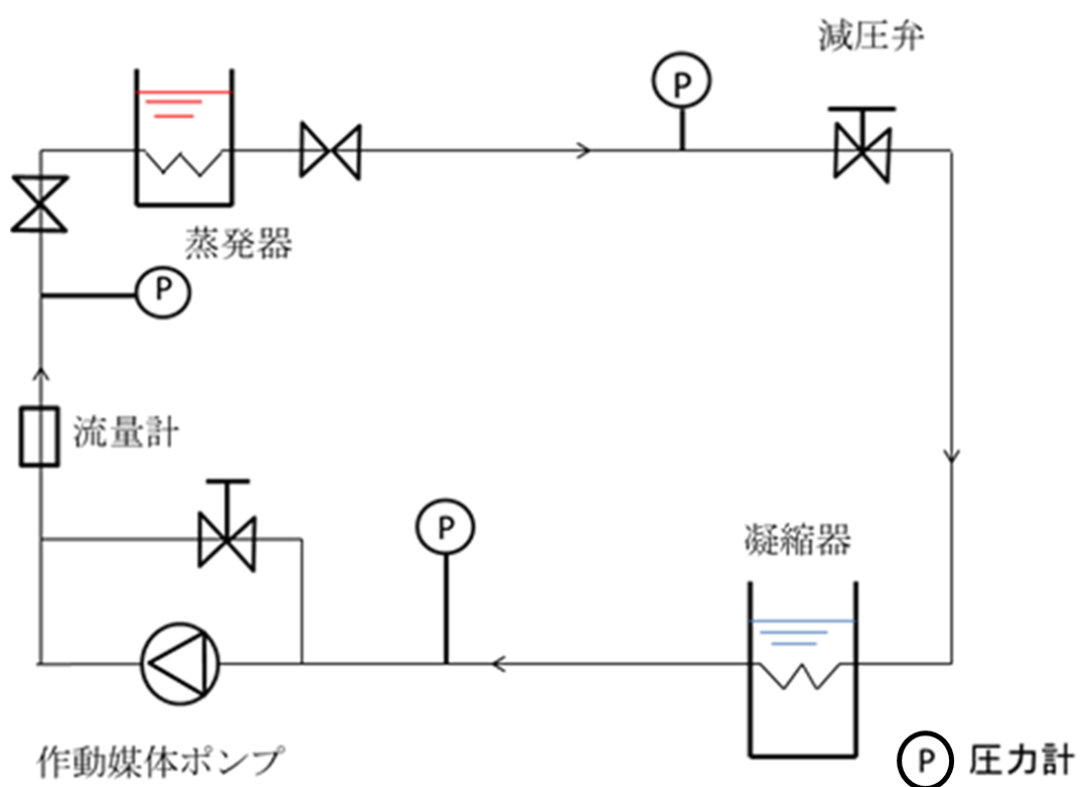


図 3.1 実験装置の概略図

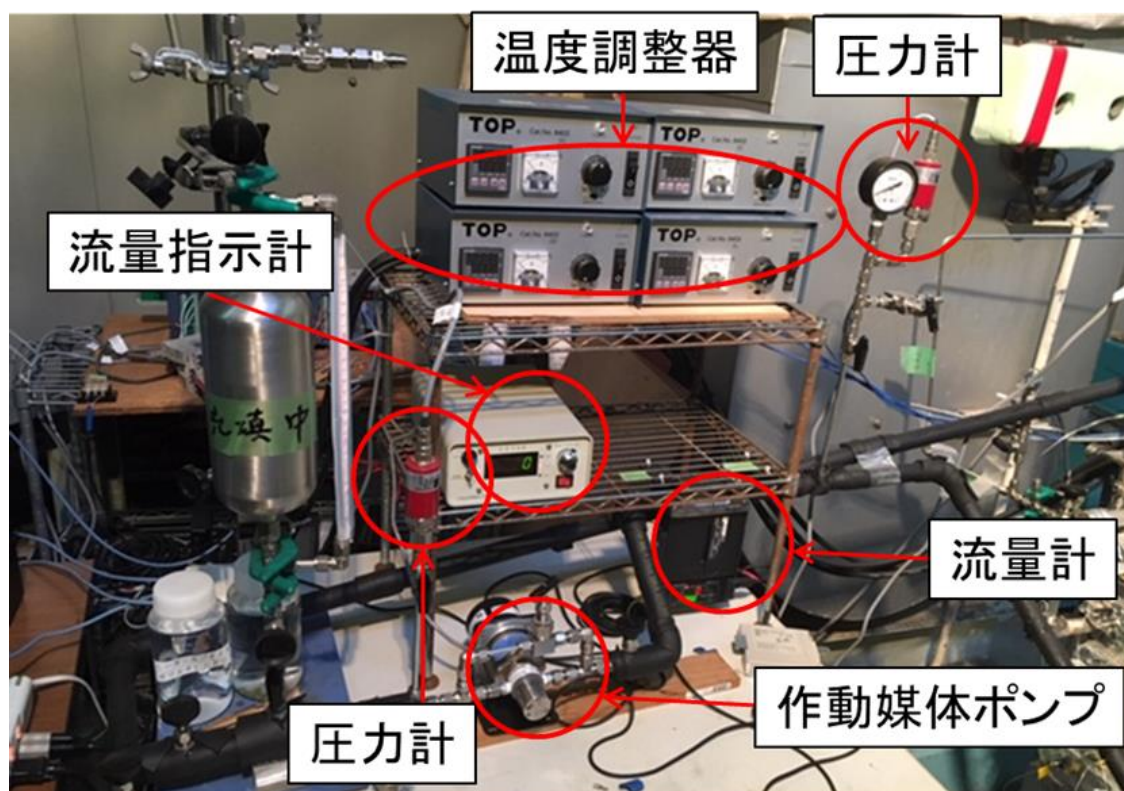


図 3.2(a) 実験装置

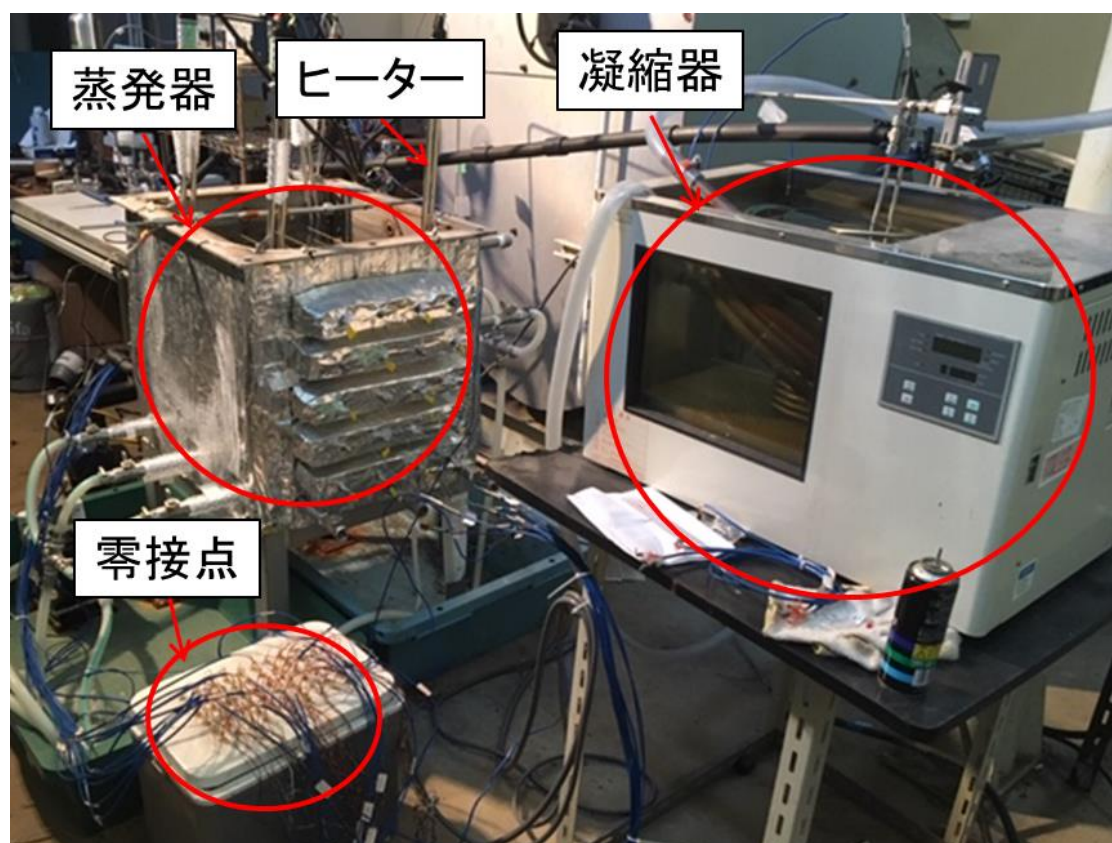


図 3.2(b) 実験装置



図 3.2(c) 凝縮器恒温槽



図 3.2(d) データロガー

3.1.2 蒸発器

図 3.3 に蒸発槽の概略図, 図 3.4 蒸発槽の写真を示す. 蒸発器は槽の構造をしており 1 辺 0.5m の立方体構造である. 作動媒体が流れる伝熱管の長さは全長 10m あり, ポンプから押し出された作動媒体は, 液単相状態で図中 A から蒸発器に流入する. その後 0.5m ごとに伝熱管は折り返しており, 下の段から上の段へと流れている. 伝熱管は 1 段に 4 列の構造をしており, 5 段の構造をしている. 図 3.3 では濃い青(奇数段)と薄い青(偶数段)で伝熱管を示している. また温度の計測位置は蒸発器の入口を始点とし, 0.5m ごとに計 21 点, 設けられている. 図中では, 奇数番目の計測点を赤色で, 偶数番目の計測点を緑色の点で示している. この計測点には熱電対(シース径 $\phi 0.5\text{mm}$ K 型熱電対)を設置して, 作動媒体の温度計測を行っている. 図 3.5 に作動媒体が流れる伝熱管の構造を示す. 伝熱管は二重管構造のようになっており, 中心から熱電対, ステンレス内管(外径 $\phi 3.18\text{mm}$ ×内径 $\phi 1.76\text{mm}$), 作動媒体, ステンレス外管(外径 $\phi 6.35\text{mm}$ ×内径 $\phi 4.57\text{mm}$), 蒸発器内の温水の順で構成されている. 蒸発器の底部 4 隅には, 投げ込み型ヒーター(油用投げ込み型ヒーター, 株式会社八光電機製)を設置しており, ヒーターに接続した温度調整器(デジタル高精度温度調整器, 株式会社相互理化学硝子製作所製)

により蒸発器内の温水の温度を制御している. また, 図 3.6 に熱電対の零接点を示す. クーラーボックス内に氷水を満たし, 冷接点を 0°C に維持することで, 温度計測の精度を高めている. 熱電対は検定試験を行うことで, $\pm 0.25^{\circ}\text{C}$ の精度が保証されている.

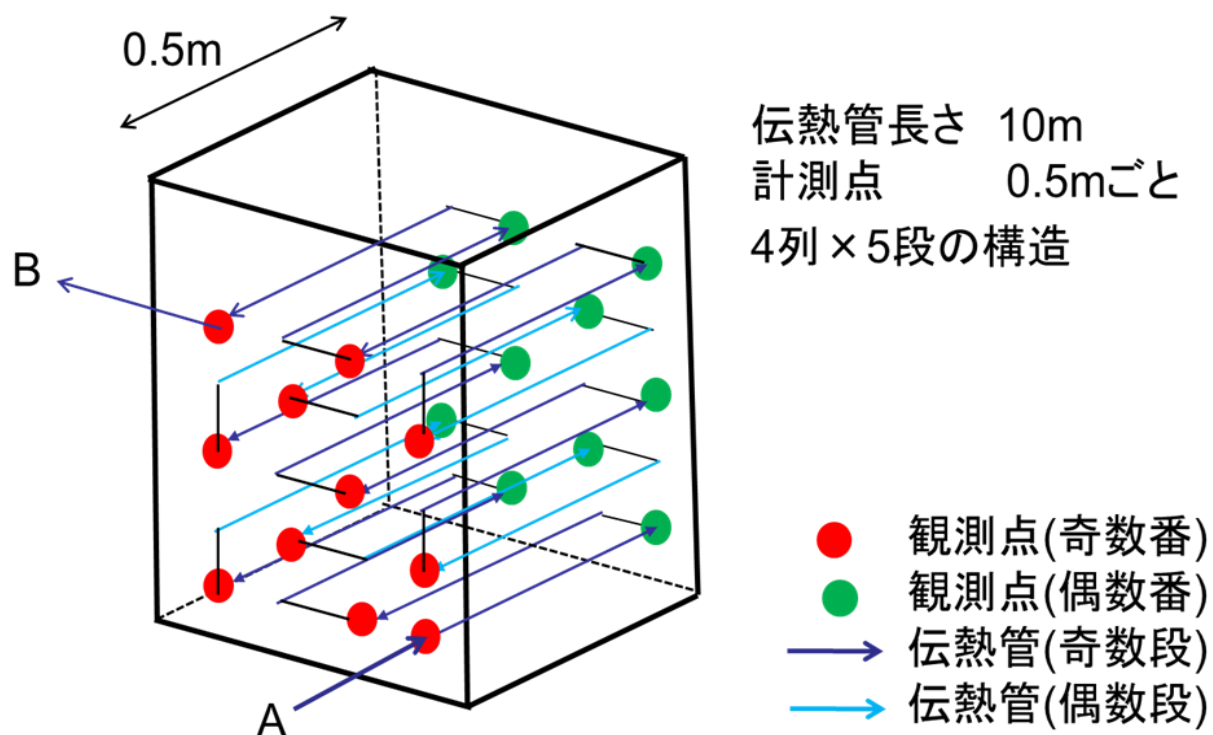


図 3.3 蒸発槽の概略図

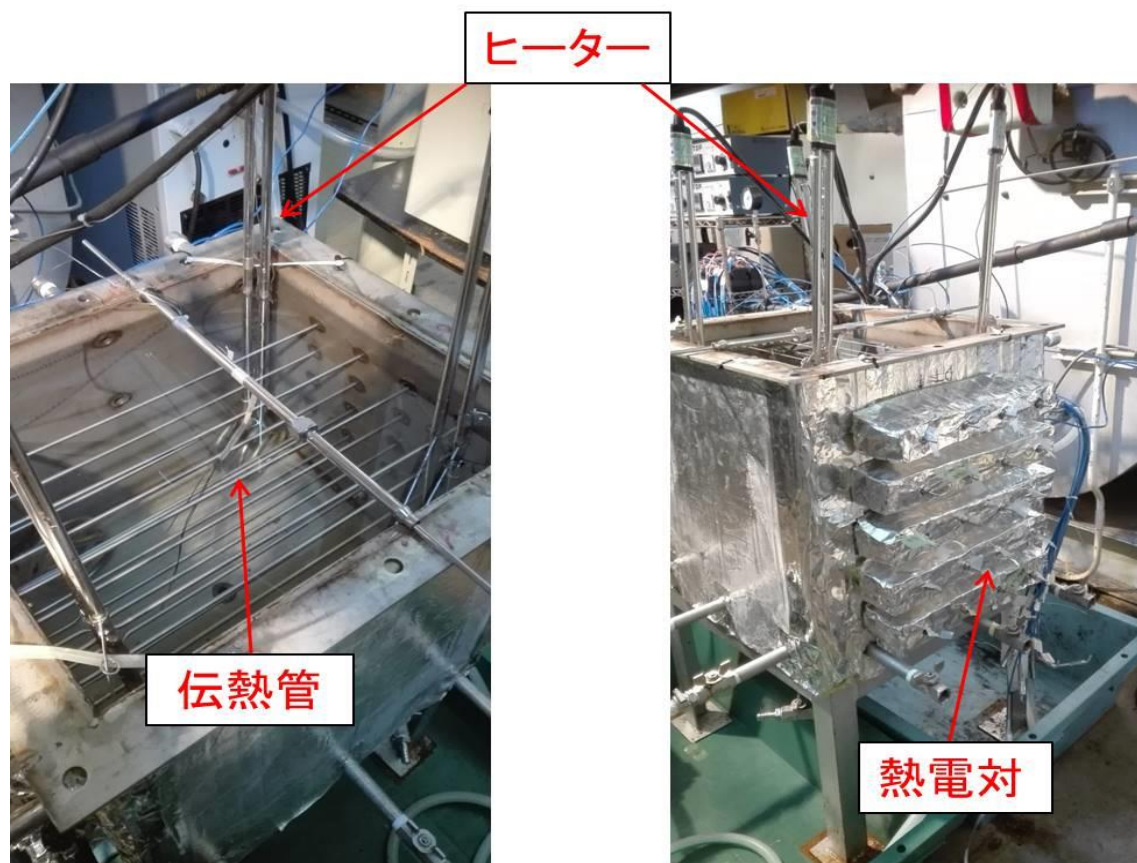


図 3.4 蒸発槽

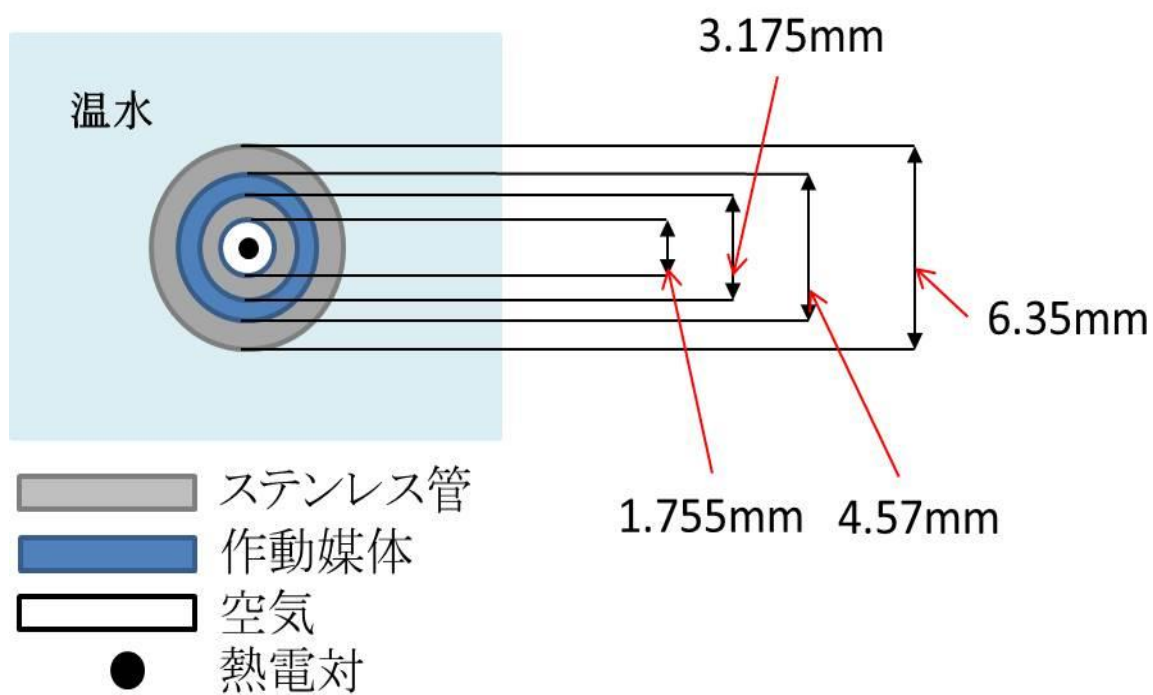


図 3.5 伝熱管内部

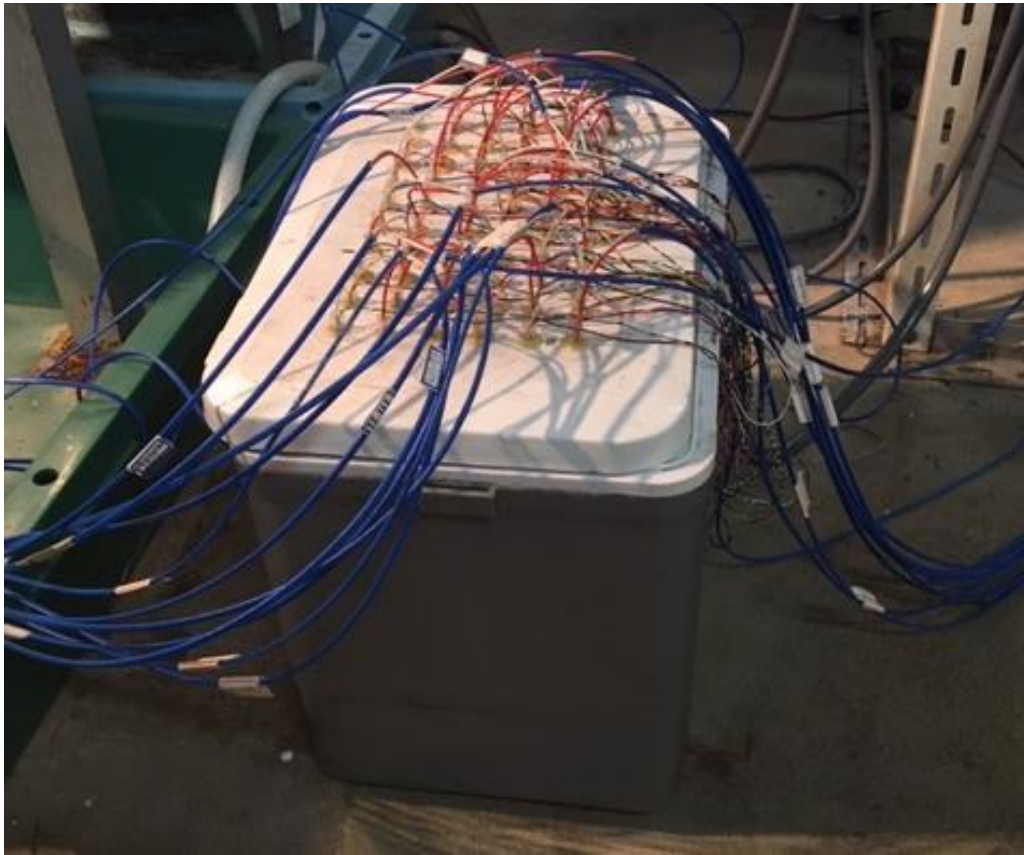


図 3.6 零接点

3.2 実験方法

実験手順を以下に示す．この実験では，作動媒体について蒸発器内の各点の温度，凝縮器入口出口温度および作動媒体流量，蒸発器入口圧力，蒸発器出口圧力を 1 条件につき，計 180 秒間平均で測定した．

- ① ヒーターおよび恒温槽を用いて蒸発器内および凝縮器内の水温を調節する．
- ② 設定温度に達した後，コリオリ式流量計の指示値を見ながら，作動媒体ポンプの回転数を調整し流量を安定させる．
- ③ ②の動作に伴い蒸発器入口圧力が変化するので，減圧弁のバルブを調整し，蒸発器入口圧力を所定の圧力に設定する．
- ④ 蒸発器内の水温，作動媒体流量，蒸発器入口圧力が設定条件の値に安定した後，データロガー上の各点の温度変化を確認し，定常状態となるまで待機する．
- ⑤ 定常状態に達したら，各点の温度，蒸発器入口・出口圧力および作動媒体流量を 180 秒間平均で計測する．

3.3 実験条件

蒸発槽温度を 40, 50, 60°C の 3 条件, 作動媒体流量 6 条件を組み合わせた合計 18 条件に設定し, 各蒸発槽温度において作動媒体の体積流量を変化させて計測を行っている. 本実験では, ポンプにより, 流量と圧力を調整しているため, 各蒸発槽温度によって, 測定できる流量の限界が異なる.

作動媒体として R245fa と R1234yf を 2:8 の質量比で混合した非共沸混合媒体を使用した.

表 3.1 R245fa/R1234yf(20/80mass%)混合物

蒸発槽温度 [°C]	作動媒体流量 [mL/min]
40	80
	85
	90
	95
	100
	105
50	85
	90
	95
	100
	105
	110
60	85
	90
	95
	100
	105
	110

第4章 低温熱回収用作動媒体の伝熱予測モデルの開発

第4章では、低温熱回収用作動媒体の伝熱予測モデルを開発することを目的とする。第2章のサイクル計算では熱交換器のピンチポイントを設定して、設定した熱交換を実現できる理想的な熱交換過程を計算している。この時、作動媒体の熱物性による伝熱特性の違いは考慮されておらず、それぞれの作動媒体に対して設定した熱源条件を満たす熱交換器を使用することが前提となっている。しかしながら、ORCの作動媒体に用いる混合媒体によって伝熱性能や圧力損失の違いが存在するため、設定された伝熱面積における熱交換の場合は、熱源および作動媒体の出口温度は作動媒体毎に異なる。そこで、混合媒体の伝熱性能の面から作動媒体選定に有益な情報を得ることを目的に、熱交換器の伝熱面積およびその他形状に関する情報を設定し、その条件下で伝熱過程を計算するモデルを作成した。

そこで、まず初めに混合媒体の蒸発挙動を調べるために第3章に示した実験条件において蒸発実験を行った。次に既存の予測式を用いて実験条件における伝熱予測モデルを作成し、実験結果と比較することで妥当性を評価した。最後にその伝熱予測モデルをサイクル計算と組み合わせることで作動媒体の蒸発過程における伝熱を考慮したサイクル計算が行うことができる解析モデルを開発した。

蒸発実験およびサイクル計算における作動媒体にはR245fa/R1234yf混合物を20/80%質量比率で混合した非共沸混合媒体を用いている。

4.1 実験データからの計算方法

4.1.1 予熱区間(液単相)の計算方法

図4.1に蒸発過程における作動媒体温度変化についての概略図を示す。グラフの縦軸が作動媒体温度であり、横軸が蒸発器入口からの距離を示している。作動媒体はまず、液単相状態から飽和温度まで温度が上昇していく。そして、飽和温度に達したのち、蒸発が始まり、気液二相状態においては非共沸混合物であるので緩やかに温度上昇していく。そして、蒸発が完了すると再び蒸発槽温度まで温度上昇していく。

まず、作動媒体が液相状態から飽和温度に達するまで、温度が上昇している予熱過程(図 4.1 の赤色で囲った部分)について計算を行った。この予熱過程における、蒸発槽水と作動媒体の熱交換量の収支式を用いて、必要伝熱管長さ算出することができる。また、予熱区間は以下の式のように作動媒体の予熱開始温度と予熱終了温度を 10 分割した微小区間ごとの伝熱管長さを求めている。

$$Q_i = mc_p \frac{(T_{c2} - T_{c1})}{10} = k_i \Delta T_i L_i \quad (4.1)$$

ここで、 T_{c1} は予熱始まり作動媒体温度[K]、 T_{c2} は予熱終わり作動媒体温度[K]、 ΔT_i は微小区間における対数平均温度差[K]である。作動媒体の物性値は $T = (T_{c1} + T_{c2})/2$ の値を用いている。上式の微小熱交換量と微小伝熱管長さを足し合わせると予熱区間における熱交換量と伝熱管長さが求まる。

$$Q = \sum_{i=1}^{10} Q_i = mc_p (T_{c2} - T_{c1}) \quad (4.2)$$

$$L_{\text{pre}} = \sum_{i=1}^{10} L_i \quad (4.3)$$

熱通過率 k および対数温度差 ΔT に関しては、以下の式で計算した。

$$k = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_{wf}(R_i/2)} + \frac{\ln(R_o/R_i)}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{hw}(R_o/2)}} \quad (4.4)$$

ここで、 α_{wf} は作動媒体の熱伝達率[W/m²K]、 α_{hw} は蒸発槽水の熱伝達率[W/m²K]、 R_i は伝熱管内径[m]、 R_o は伝熱管外径[m]である(図 4.2 に伝熱管内部の詳細を示す)。蒸発槽水の物性値は $T_h = (T_e + T_i)/2$ の値を用いている。与える条件として、蒸発槽温度、作動媒体飽和温度(あるいは飽和圧力)、管内外径、体積流量(質量流量)を与えている。

$$\Delta T_i = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.5)$$

ここで、 ΔT_1 および ΔT_2 は以下の式であらわされる。

$$\Delta T_1 = T_e - T_{i-1} \quad \Delta T_2 = T_e - T_i \quad (4.6)$$

また、式中の作動媒体熱伝達率 α_{wf} [W/m²K] は、以下に示す強制対流円管内乱流流れにおける Gnielinski の式^[39]を用いて求めている。

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{2}}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.7)$$

$$f = (3.64 \log_{10} Re - 3.28)^{-2} \quad (4.8)$$

また，蒸発槽水の熱伝達率 α_{hw} [W/m²K]は，本実験の熱源では蒸発槽を用いており，ポンプを用いた循環ループではないので，以下に示す水平円柱周りの自由対流熱伝達率予測式を用いて算出している．

$$Gr = \frac{g\beta(T_e - T_h)D^3}{\nu^2}, \quad Pr = \frac{c_p\mu}{\lambda} \quad (4.9)$$

上式で求められるグラフホフ数 Gr ，プラントル数 Pr の積が， $10^{-8} \leq Gr*Pr \leq 5 \times 10^6$ の時，

$$\frac{2}{Nu} = \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1(GrPr)^n} \right) \quad (4.10)$$

$$Nu = \frac{\alpha_e R_o}{\lambda} \quad (4.11)$$

ここで，式中の係数 C_1 ， n は以下の式で表される．

$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr}{2.4 + 4.9Pr^{0.5} + 5Pr} \right)^{1/4} \quad (4.12)$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5(GrPr)^{0.175}} \quad (4.13)$$

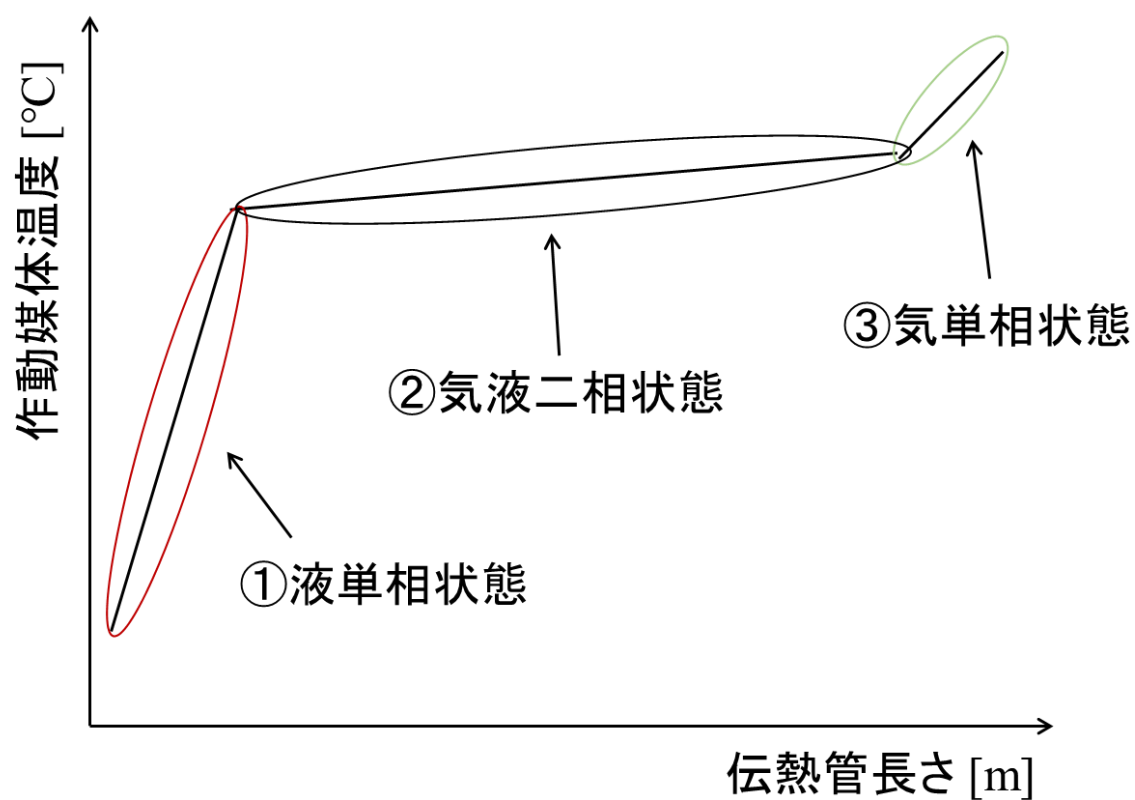


図 4.1 作動媒体温度変化

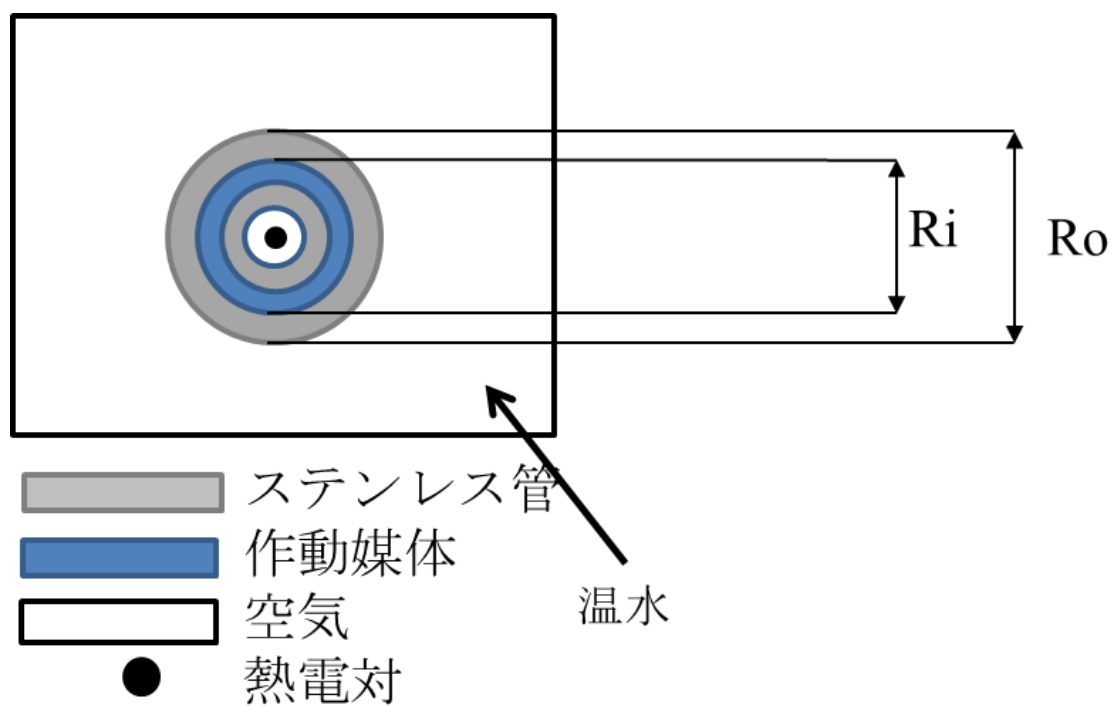


図 4.2 伝熱管内部の様子

4.1.2 気液二相区間の計算方法

図 4.3 に蒸発器伝熱管内部における作動媒体の温度変化を示している．横軸が伝熱管長さ，縦軸は作動媒体温度を示している．気液二相状態においては，熱伝達率がクオリティごとに变化する．そこで，本研究においては，まず，気液二相区間をクオリティごとの微小区間に分割している．今回は，図 4.3 に示すように，クオリティ 0.05 毎の 20 個の微小区間に分割している．そして，以下の式を用いてクオリティごとの比エンタルピー差から，微小区間における微小交換伝熱量 Q_i を算出する．

$$Q_i = m(h_i - h_{i-1}) \quad (4.14)$$

さらに，クオリティごとの熱伝達率 α_i を算出し，以下の

$$2\pi RL_i = \frac{Q_i}{\alpha_i \Delta T} \quad (4.15)$$

から，微小区間における微小伝熱管長さを算出する．ここで，熱伝達率 α_i は，Chen^[29]らが気液二相状態での蒸発熱伝達率は強制対流蒸発と核沸騰の両方の熱伝達の影響を受け，両者の熱伝達率の和として表される整理方法を提案している．

$$\alpha_i = \alpha_{con} + \alpha_{nb} \quad (4.16)$$

ただし， α_{con} は強制対流蒸発による項， α_{nb} は核沸騰による項である．本節では強制対流蒸発項は高松^[32]らが提案した式を，核沸騰項は Chen らのもとの式を用いており，以下に示す．

$$\alpha_{con} = 0.0116F \frac{\lambda_l}{D} \left[\frac{G(1-x)D}{\eta_l} \right]^{0.89} Pr^{0.4} \quad (4.17)$$

$$\alpha_{nb} = S \times 0.00122 \left[\frac{\lambda_l^{0.79} c_{p,l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \eta_l^{0.29} \Delta h_v^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] \Delta T_s^{0.24} \Delta p_s^{0.75} \quad (4.18)$$

ここで ΔT_s は，伝熱管内壁面温度と作動媒体の温度差である． Δp_s は， ΔT に相当する飽和蒸気圧力差である．また，上式のパラメータ F と S は実験的に導かれたもので， F は $1/X_{tt}$ に対して， S は $[GD(1-x)/\eta_l]F^{1.25}$ に対して，実験的に導かれた値である．

そして，この微小伝熱管長さ L_i を 20 個の微小区間に関して，足し合わせることで蒸発に必要な全体の伝熱管長さを算出することができる．

$$L = L_1 + L_2 + \cdots + L_{20} \quad (4.19)$$

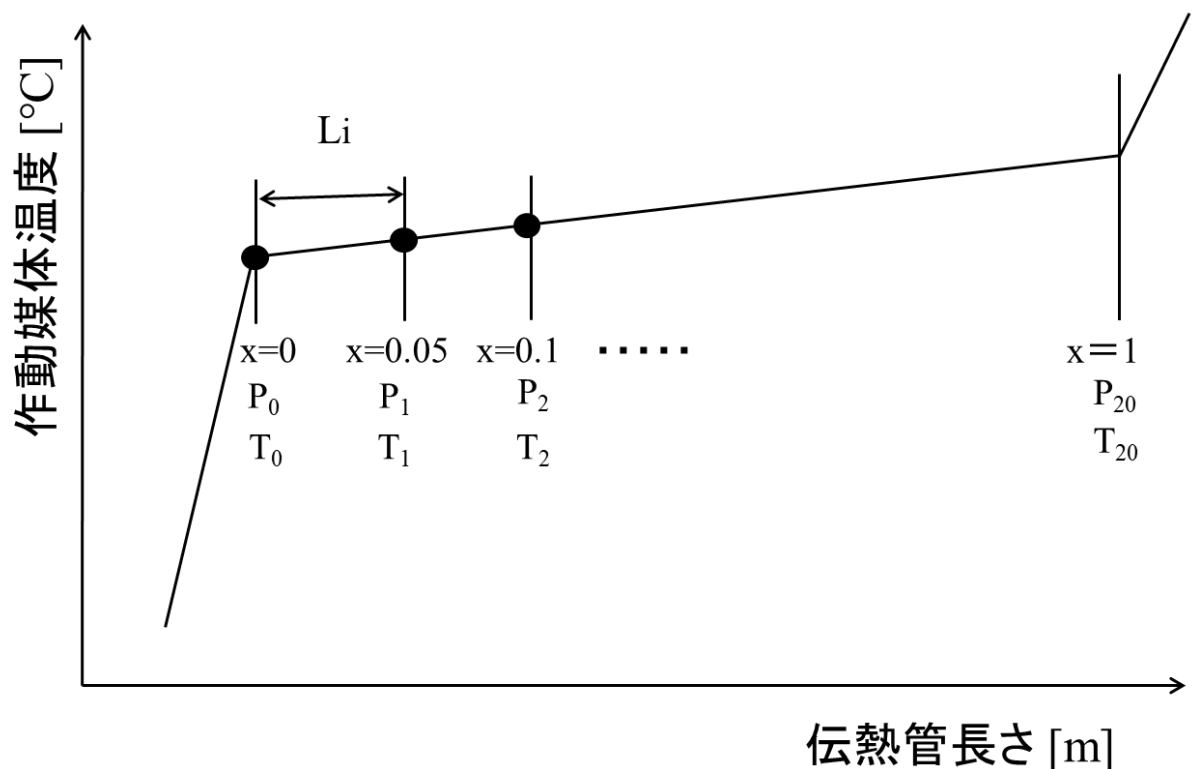


図 4.3 蒸発槽内における作動媒体の温度変化

伝熱管内壁面温度 T_i は、蒸発槽内の温水と作動媒体の熱交換における熱収支式を用いて算出した．

$$Q = \alpha_e(T_e - T_o)A \quad (4.20)$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda L}{\ln \frac{R_i}{R_o}}(T_o - T_i) \quad (4.21)$$

$$Q = \alpha_{wf}(T_i - T_{wf})A \quad (4.22)$$

ここで、蒸発槽水の熱伝達率 α_{hw} [W/m²K] は、液単相状態の時と同様に水平円柱周りの自由対流熱伝達率予測式を用いて算出している．

また、圧力損失については、以下の Goto^[40]らの圧力損失予測式を用いてクオリティごとの圧力を算出した．そして、この予測式から算出した圧力の飽和温度をクオリティごとの作動媒体温度として計算した． $(\Delta P_F/\Delta z)$ は二相流の摩擦による圧力損失勾配であり、以下の式で求められる．

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right) = \Phi_V^2 \left(\frac{2f_V G^2 x^2}{d\rho_V}\right) \quad (4.23)$$

$$\Phi_V = 1 + 1.64X_{tt}^{0.79} \quad (4.24)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} f_V &= 1.47 \times 10^{-4} Re^{0.53} & (2000 \leq Re \leq 2600) \\ f_V &= 0.046 Re^{-0.20} & (2600 < Re \leq 6500) \\ f_V &= 1.23 \times 10^{-3} Re^{0.21} & (6500 < Re \leq 12700) \\ f_V &= 0.0092 & (12700 < Re) \end{aligned} \quad (4.26)$$

4.2 HFC-245fa/HFO-1234yf(20/80mass%)を用いた実験結果および計算結果

本実験では、1つの条件(蒸発器温度、蒸発器圧力、作動媒体流量を調整)において、約180秒間の温度変化を測定し、その各温度測定点のそれぞれの平均値をその点の温度とし、作動媒体の温度変化軌跡を求める。

実験結果では、最初の測定点から温度が上昇し続けている間の区間が予熱区間であり、液単相状態であると考えられる。次に温度が横ばいになっている間の区間が蒸発区間であり、気液二相状態であると考えられる。その後再び温度が上昇し始めた以降が過熱区間であり、蒸気単相状態と考えられる。したがって、温度一定となり始めた点を蒸発開始点、再び温度上昇し始めた点を蒸発終了点としている。

計算結果では、実験条件と同じ蒸発槽温度、作動媒体流量、飽和温度条件において、作動媒体の温度変化と蒸発に必要な伝熱管長さの予測を行い、実験値との比較を行った。ここで、必要伝熱管長さとは、加熱を開始して温度が飽和温度まで上昇し始めるまでの気液二相区間を足し合わせた区間のことであり、これらについて実験と計算との結果を比較した。計算における作動媒体の飽和温度は、実験結果で蒸発開始点とした温度を用いている。また、予熱区間における作動媒体の入口温度は実験結果の蒸発器入口からの距離 0m 時点の温度ではなく、作動媒体ポンプの入口温度を用いている。

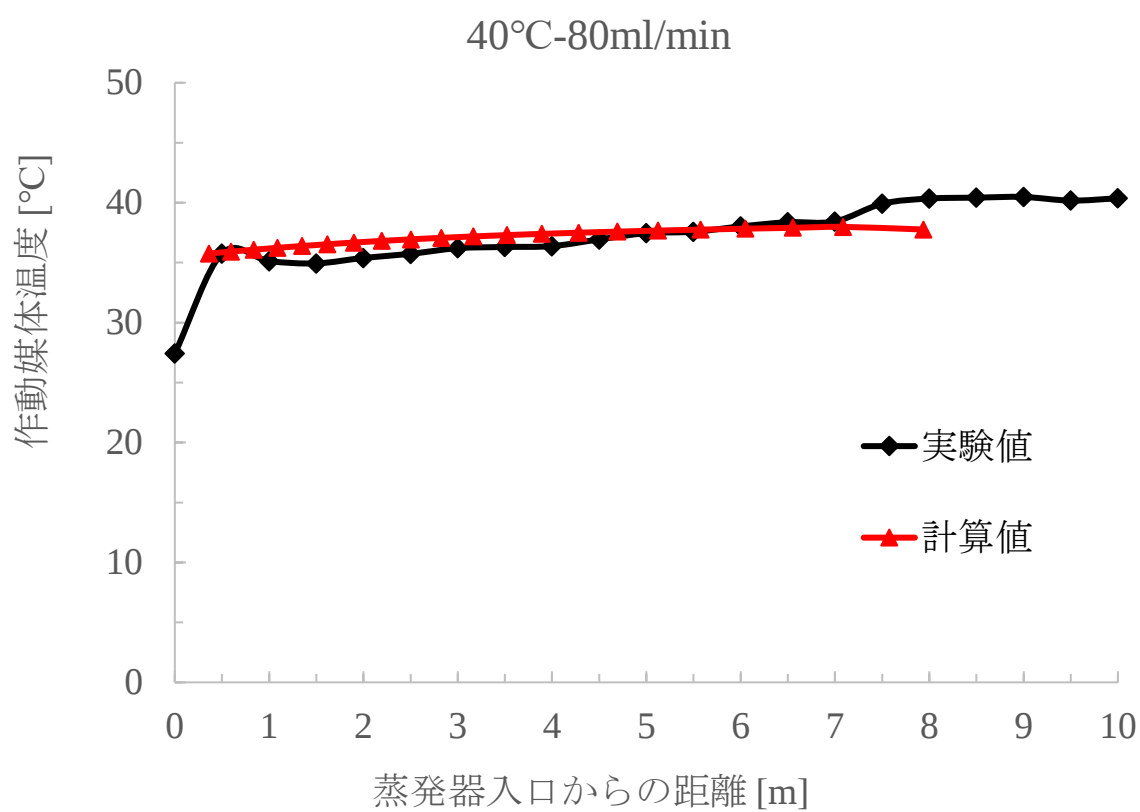
4.2.1 蒸発槽温度 40°Cにおける実験結果および計算結果

以下の図 4.4 は、蒸発槽温度を 40°Cの条件下における各作動媒体流量での作動媒体の温度変化である。図中の黒点が実験値、赤点が計算値を示している。前章で述べた作動媒体に関する従来の研究では、非共沸作動媒体を用いた場合、蒸発過程において温度勾配が生じることで蒸発器における温度不一致が改善され、蒸発過程における不可逆損失が減少すると述べている。今回の結果によると、蒸発過程において作動媒体の温度は緩やかに上昇するのではなく、横ばいとなっている。これは、蒸発過程において、作動媒体の圧力損失により温度低下しており、非共沸混合物の温度上昇と相殺されて温度一定になっているように見える。この現象は、蒸発槽温度が 50, 60°Cの時も同様に生じている。さらに、各条件における作動媒体の温度変化から、流量が大きくなるにつれて、作動媒体の圧力損失による温度低下が大きくなっていることが分かる。

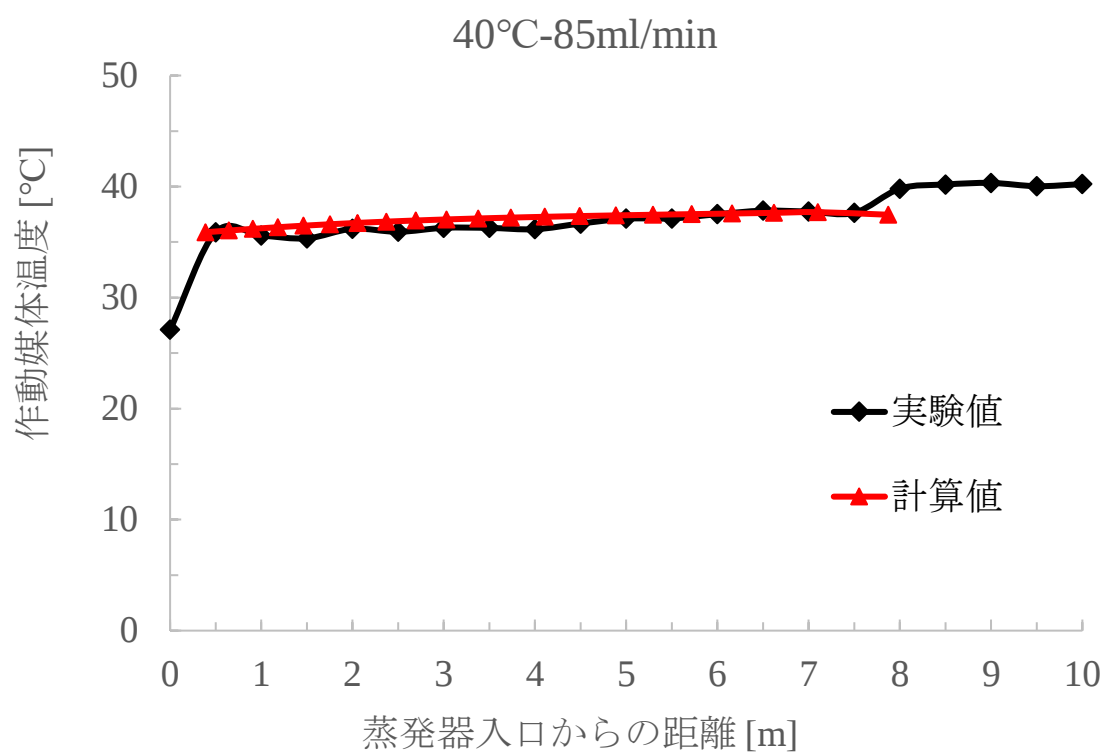
気液二相状態の開始点、つまり、蒸発開始点は実験結果のグラフから読み取ることができ、流量が 80~95ml/min の場合は伝熱管長さが 0.5m の点、流量が 100, 105ml/min の場合は伝熱管長さが 1.0m の点が蒸発開始点である。しかし、実験装置の構造から、伝熱管長さ 0.5m ごとにしか温度を測定することができないため、蒸発開始点および蒸発終了点の位置は $\pm 0.25\text{m}$ の誤差生じている。表 4.1 に各条件における蒸発に必要な伝熱管長さをまとめている。表 4.1 から作動媒体流量が大きくなるほど伝熱管長さが実験値では長くなることが分かる。一方で、計算値では流量が 80~90ml/min では伝熱管長さが短くなり、90~100ml/min で長くなり、105ml/min で再び短くなる。計算値の伝熱管長さで一貫性がないのは、蒸発槽温度が 40°Cと低く作動媒体の飽和温度と温度差が小さく流量以外の影響が大きく存在していると考ええる。

表 4.1 蒸発槽温度 40°Cにおける実験値および計算値のまとめ

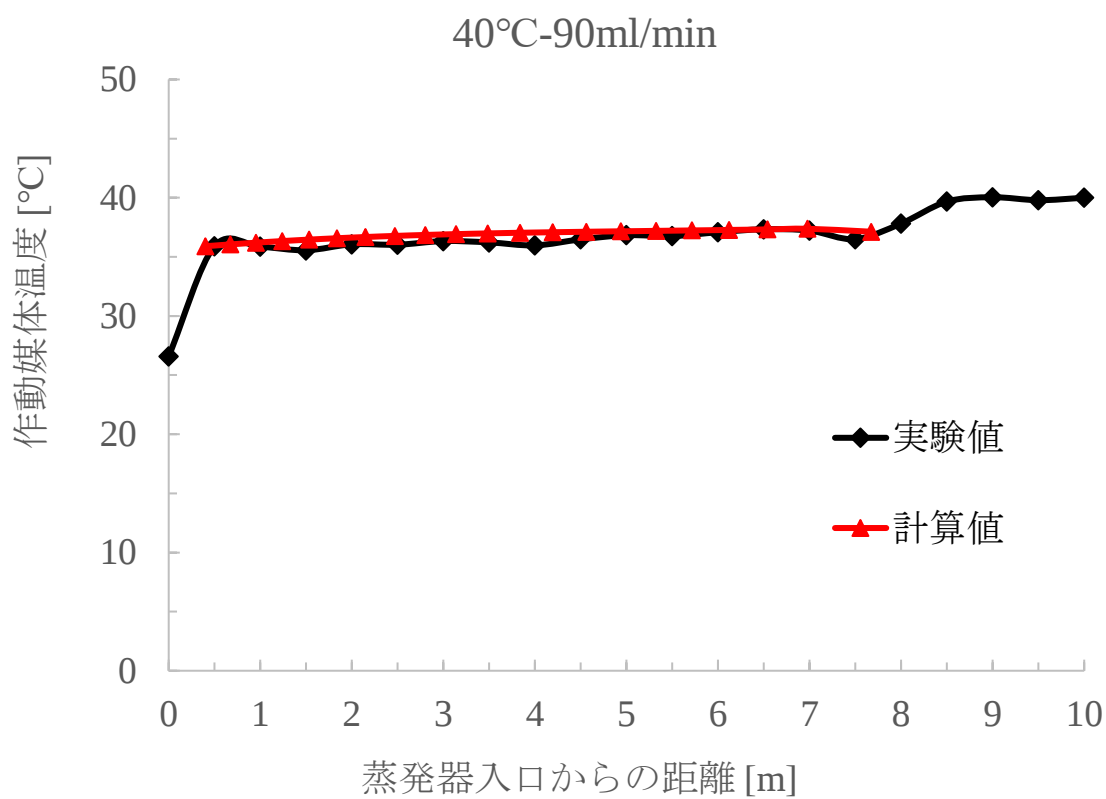
蒸発槽温度 [°C]	流量 [ml/min]	伝熱管長さ (実験値) [m]	伝熱管長さ (計算値) [m]	差(計算値/実験値) [%]
40	80	7.0	7.94	+13.4
	85	7.5	7.87	+4.9
	90	7.5	7.67	+2.3
	95	8.0	8.06	+0.8
	100	8.5	8.22	-3.2
	105	9.0	8.03	-10.7



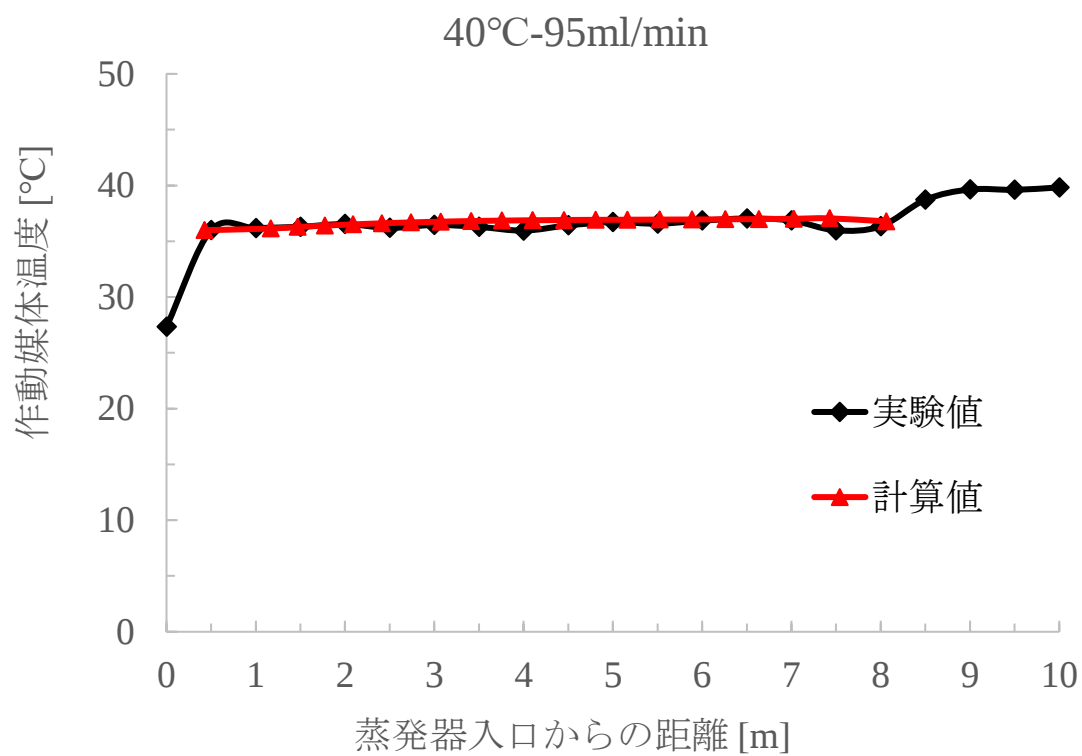
(a) 流量 80ml/min



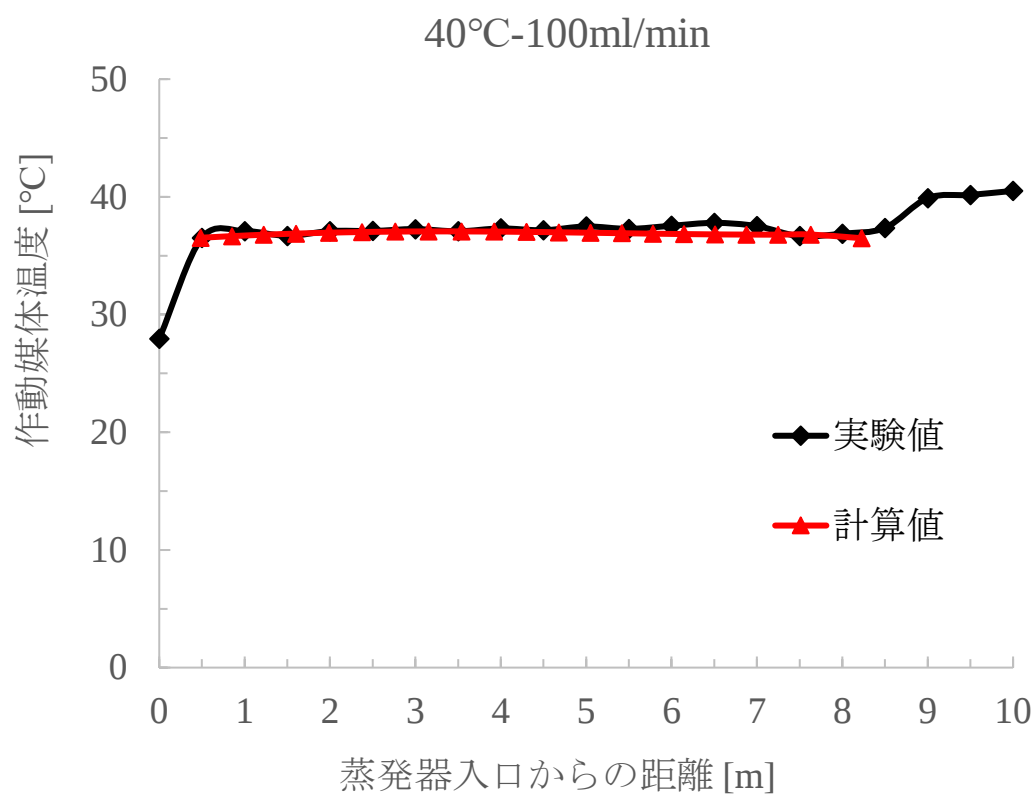
(b) 流量 85ml/min



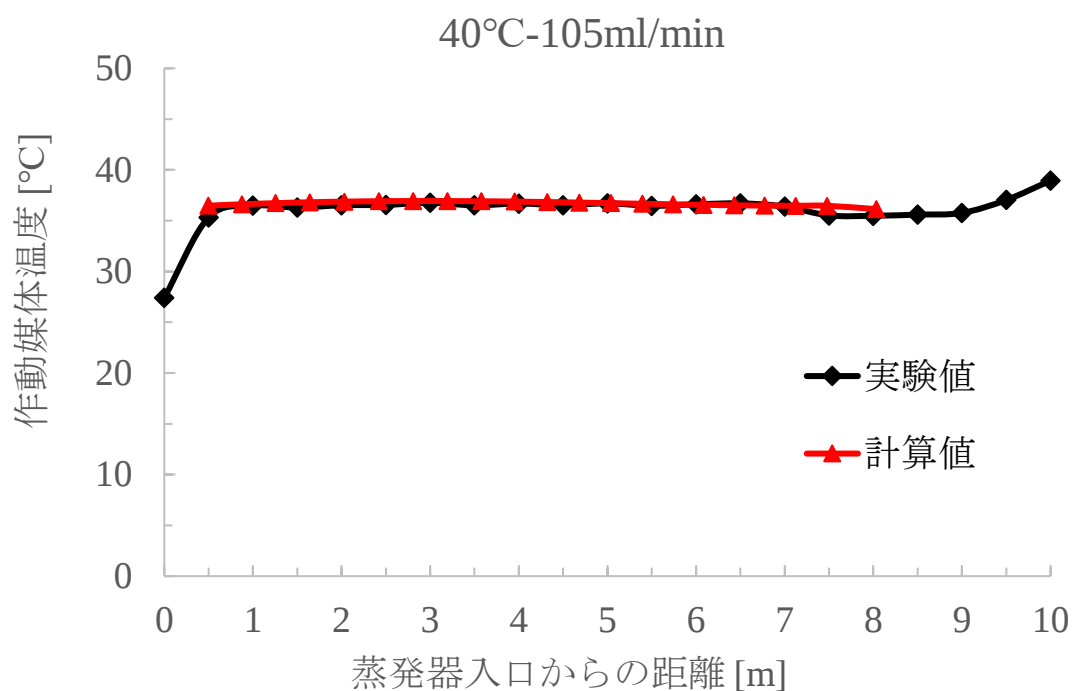
(c) 流量 90ml/min



(d) 流量 95ml/min



(e) 流量 100ml/min



(f) 流量 105ml/min

図 4.4 蒸発槽温度 40°Cにおける作動媒体温度変化

4.3.2 蒸発槽温度 50°Cにおける実験結果および計算結果

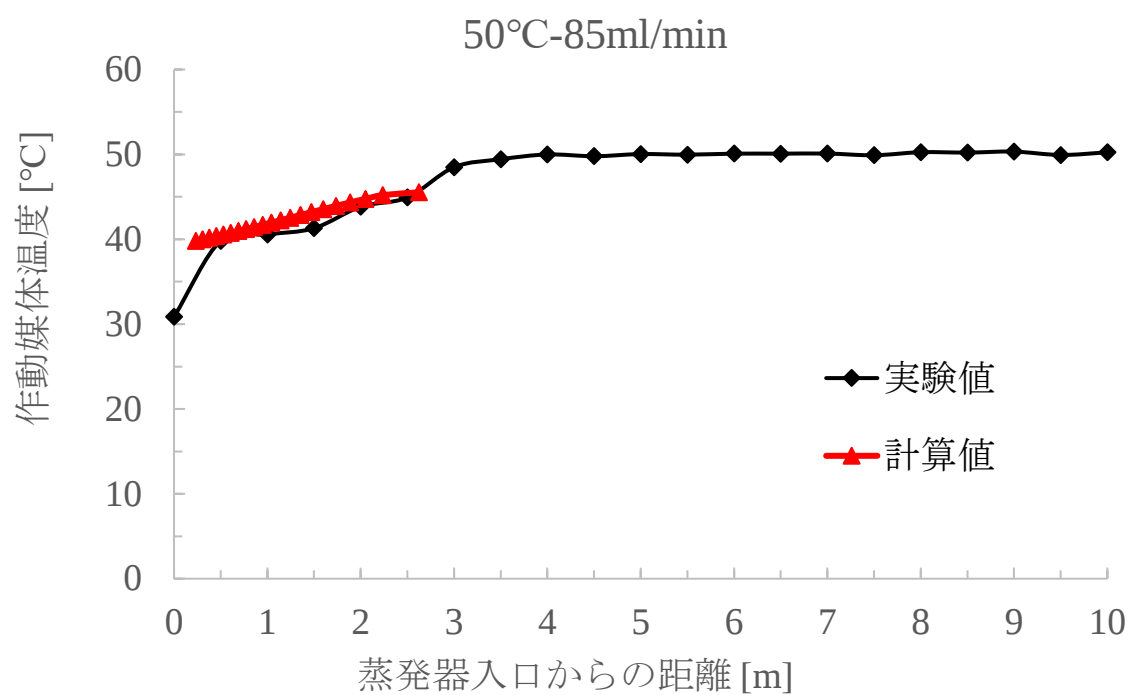
以下の図 4.5 に、蒸発槽温度を 50°Cの条件下において、各作動媒体流量での作動媒体の温度変化を示す。図中の黒点が実験値、赤点が計算値を示している。流量が小さい場合、蒸発区間における圧力損失が小さいため、非共沸混合物特有の蒸発過程での温度上昇が見られる。このため、蒸発終了点の判断が非常に困難になるが、蒸発槽温度になる一つ前の点を蒸発終了点としている。また、実験結果において流量が 95~110ml/min の場合には、作動媒体温度が一度飽和温度を超えた後、飽和温度まで温度が下降した後に緩やかな温度上昇していることが分かる。これは、伝熱管内で突沸が生じていることが考えられる。この原因として、本実験では伝熱管に平滑管を用いており、キャビティなどの沸騰のきっかけがないため突沸現象が見られると考えられる。この現象が、流量の速い時に見られ低流量では見られないのは、蒸発開始点が 0.5m よりも前にあるからだと考えられる。計算結果では、流量が 85, 90ml/min の時の予熱区間の長さはそれぞれ 0.233m と 0.246m であり、予熱過程が 0.5m の点に誤差 0.25m を含めた 0.25m 以前に終了しているため、実験結果では突沸現象がグラフ上で確認できなかった。また、流量が 95ml/min の時の予熱区間の長さは 0.274m であったことから、計算結果

で突沸現象が見られたかどうかの判断は予熱区間の長さに関係していると考えられる。

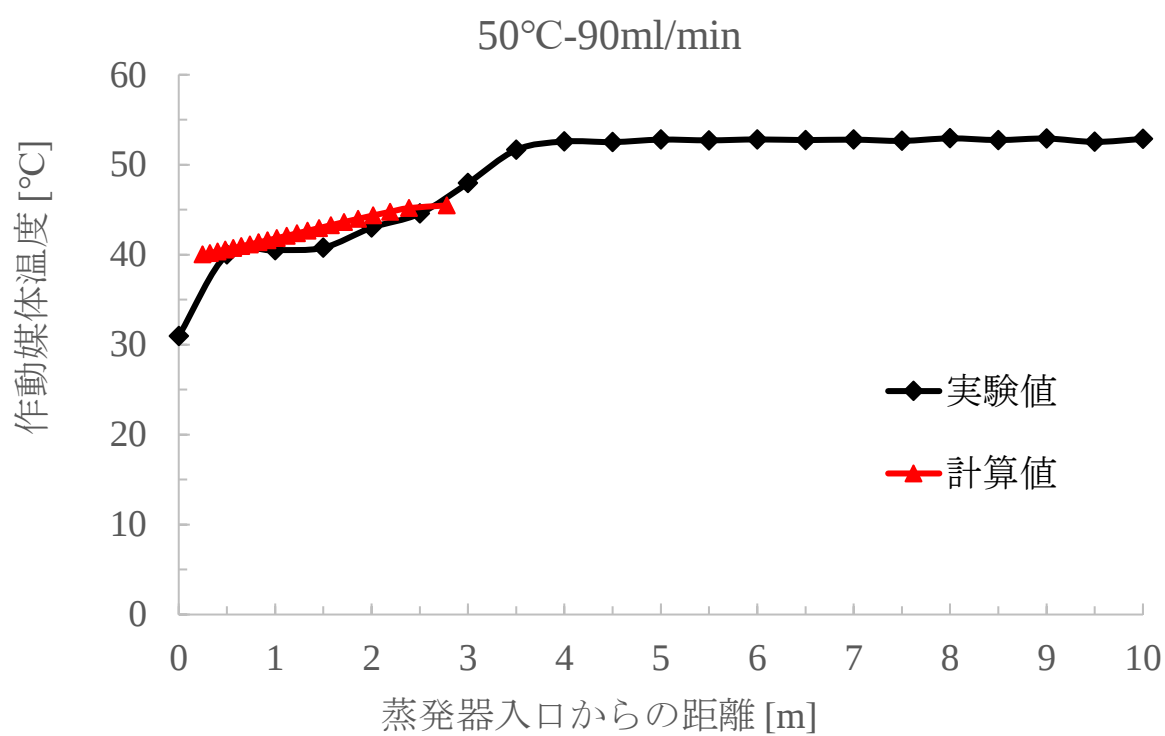
表 4.2 に各流量条件における蒸発に必要な伝熱管長さをまとめている。必要伝熱管長さの計算において、作動媒体の飽和温度は実験結果における蒸発開始点の温度を用いて計算を行っている。突沸現象が生じる作動媒体流量が 95~110ml/min において必要伝熱管長さは、温度が一度上昇し下降した温度(図 4.5(c)では、蒸発器入口からの距離 1m の点の温度)を飽和温度としている。表 4.2 から流量が大きくなるほど蒸発に必要な伝熱管長さについて、実験値と計算値ともに長くなっていることが分かる。すべての条件において 20%以内の精度で予測ができている。流量が 95ml/min の時では誤差が-20%であるが、実験結果における蒸発終了点の誤差が $\pm 0.25\text{m}$ であることを考慮し、また、実験値と計算値の作動媒体の温度変化を見ても、かなり高い精度で予測できていることが分かる。また、表から流量が 85ml/min から 110ml/min へ増加する時、伝熱管長さが実験値では 2.5m から 5.5m へと、計算値では 2.62m から 4.63m へと長くなる。また、図 4.5 から読み取ることができ、低流量時の計算値は実験値と温度変化も合っているように見える、一方で、流量が大きくなるほど計算値は実験値よりも短くなっている。これは、流量が大きくなるほど伝熱管による圧力損失は大きくなり、実験における圧力損失が計算で求められる値よりも大きくなるため、伝熱管長さが長くなる高流量では実験値の方が計算値よりも圧力損失による影響が大きくなると考えられる。

表 4.2 蒸発槽温度 50℃における実験値および計算値のまとめ

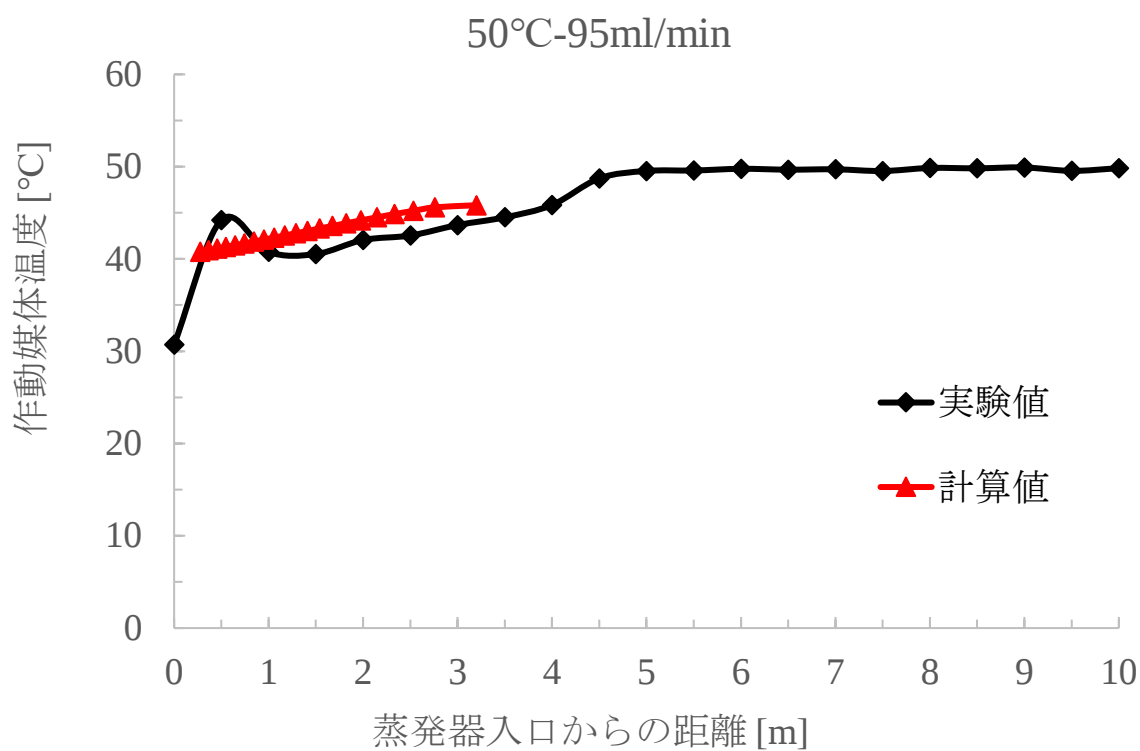
蒸発槽温度 [℃]	流量 [ml/min]	伝熱管長さ(実 験値) [m]	伝熱管長さ (計算値) [m]	差 [%]
50	85	2.5	2.62	+5.0
	90	3.0	2.78	-7.3
	95	4.0	3.20	-20.0
	100	4.5	3.78	-16.1
	105	4.5	4.35	-3.2
	110	5.5	4.63	-15.8



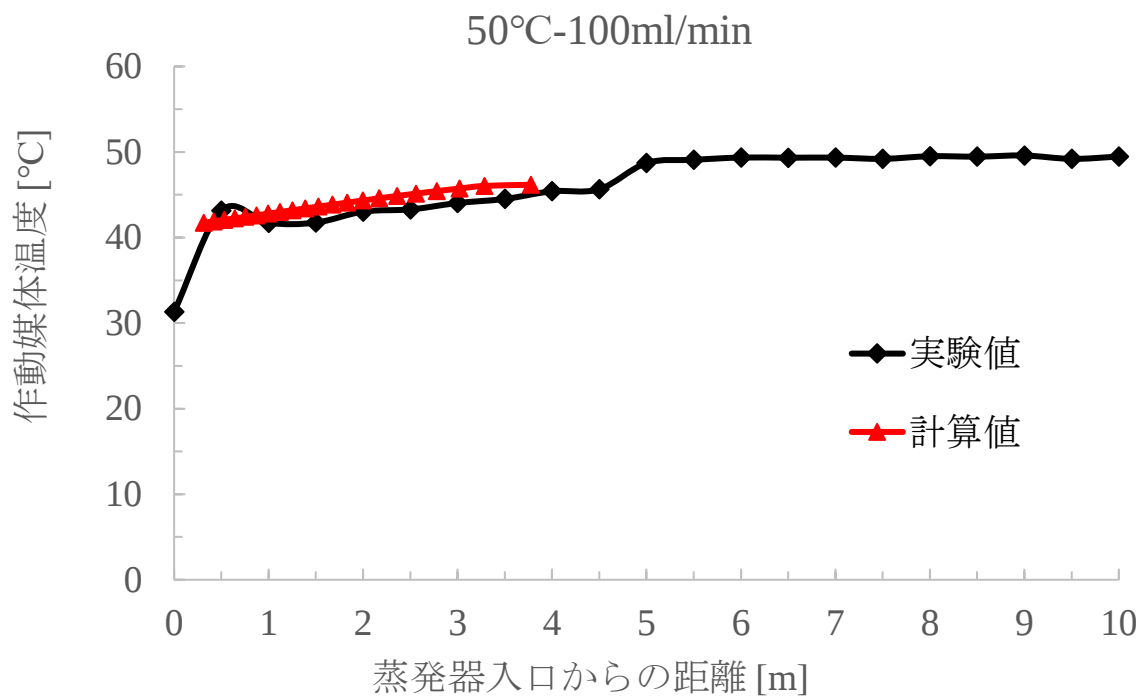
(a) 流量 85ml/min



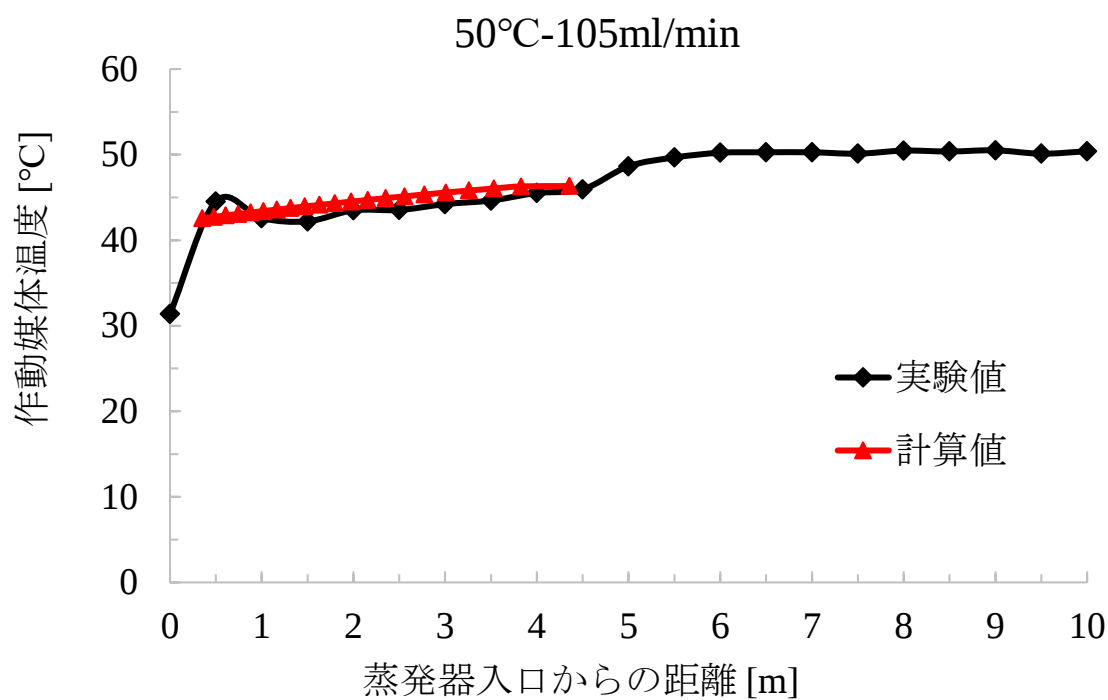
(b) 流量 90ml/min



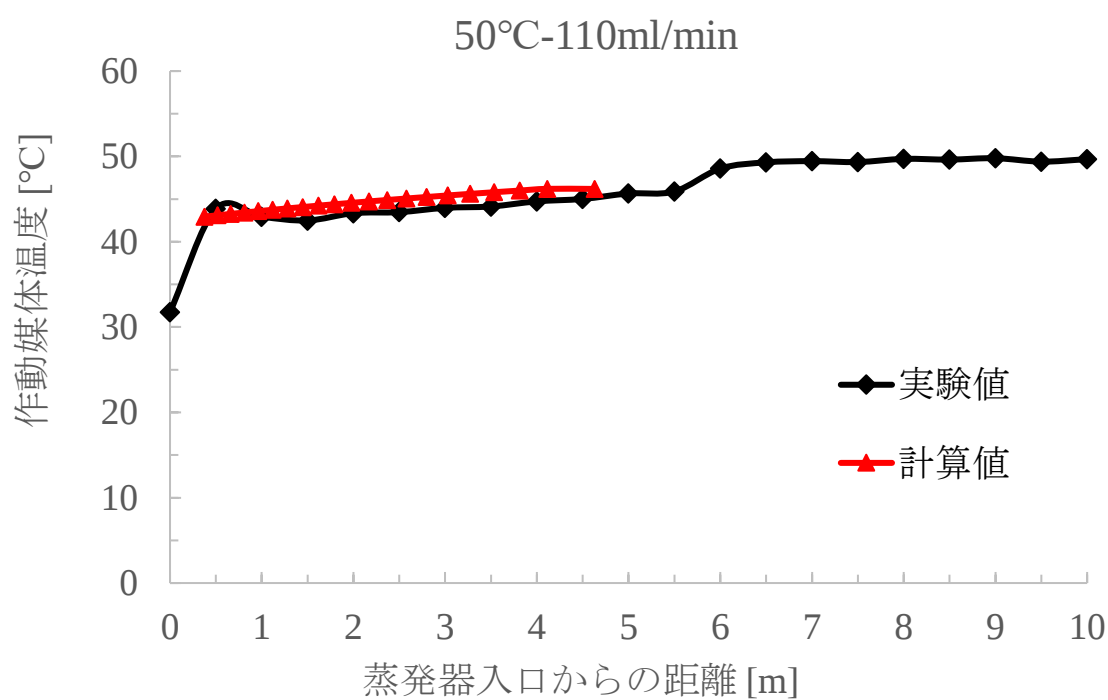
(c) 流量 95ml/min



(d) 流量 100ml/min



(e) 流量 105ml/min



(f) 流量 110ml/min

図 4.5 蒸発槽温度 50°Cにおける作動媒体温度変化

4.3.3 蒸発槽温度 60°Cにおける実験結果および計算結果

以下の図 4.6 に、蒸発槽温度を 60°Cの条件下において、各作動媒体流量における作動媒体の温度変化を示す。図中の黒点が実験値、赤点が計算値を示している。蒸発槽温度が 40, 50°C の場合とは異なり、蒸発速度が非常に速く、液単相状態から蒸気単相状態への蒸発がすぐに行われた。したがって、予熱・蒸発区間において温度上昇が一気に変化していき、気液二相状態の開始点および終了点を把握することが難しいことが分かった。また、蒸発槽温度 50°C の低流量時の結果と同様に、突沸による急激な温度上昇と下降や圧力損失による蒸発過程での温度低下の影響は実験結果のグラフ上に見られなかった。

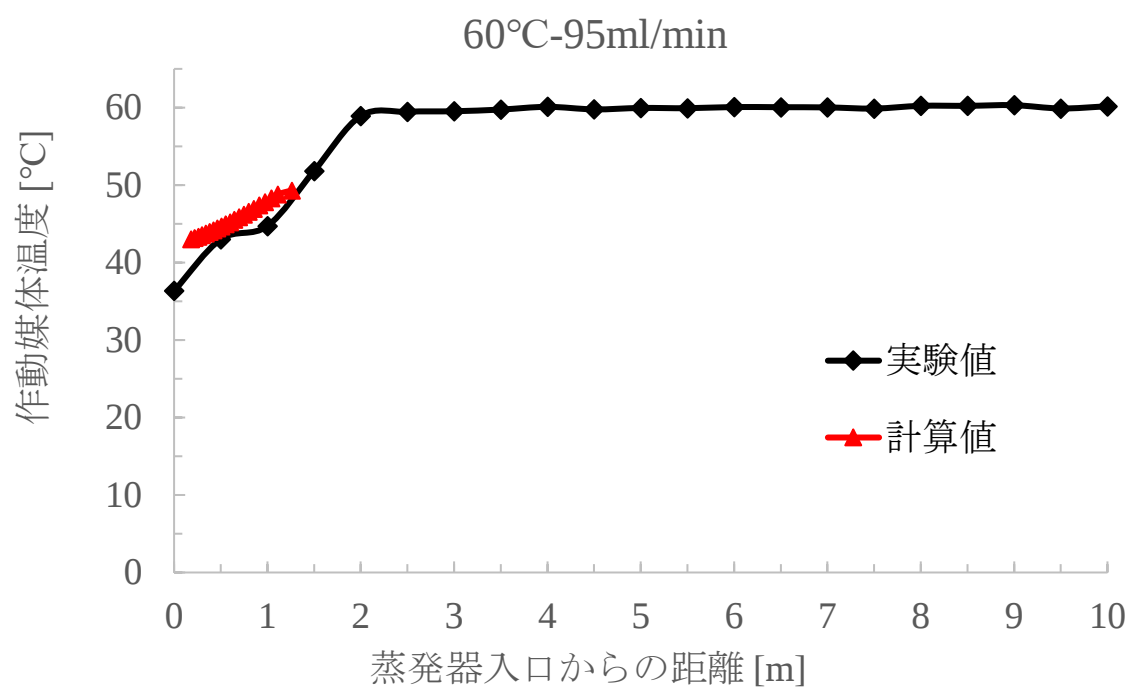
今回行った流量条件では予熱および蒸発過程の挙動を十分に把握することができなかったため、より速い流量で実験を行う必要がある。しかし、実験値に基づく沸騰熱伝達率などのパラメータの予測式は質量流速密度が $300\sim500\text{kg/s m}^2$ の範囲が主としてあり、今回の伝熱管および作動媒体の条件を適用すると、 $80\sim130\text{ml/min}$ の流量範囲が条件として存在する。したがって、今回の蒸発槽温度よりも高い温度の熱源における作動媒体の蒸発挙動を確認するには、伝熱管径を小さくするなど実験装置および条件の調整が必要である。

表 4.3 に各条件における蒸発に必要な伝熱管長さをまとめている。表 4.3 から蒸発槽温度が 40, 50°C の時と同様に、作動媒体流量が大きくなるほど実験値と計算値ともに蒸発に必要な伝熱管長さが長くなることが分かる。また、流量が 95ml/min と 110ml/min の時で誤差が 20% を超えており、非常に誤差が大きいように考えられる。これは、実験結果の気液二相区間が短く蒸発終了点をはっきりしないため、また、元とする実験値の伝熱管長さが小さいため誤差が大きくなってしまっていると考えられる。

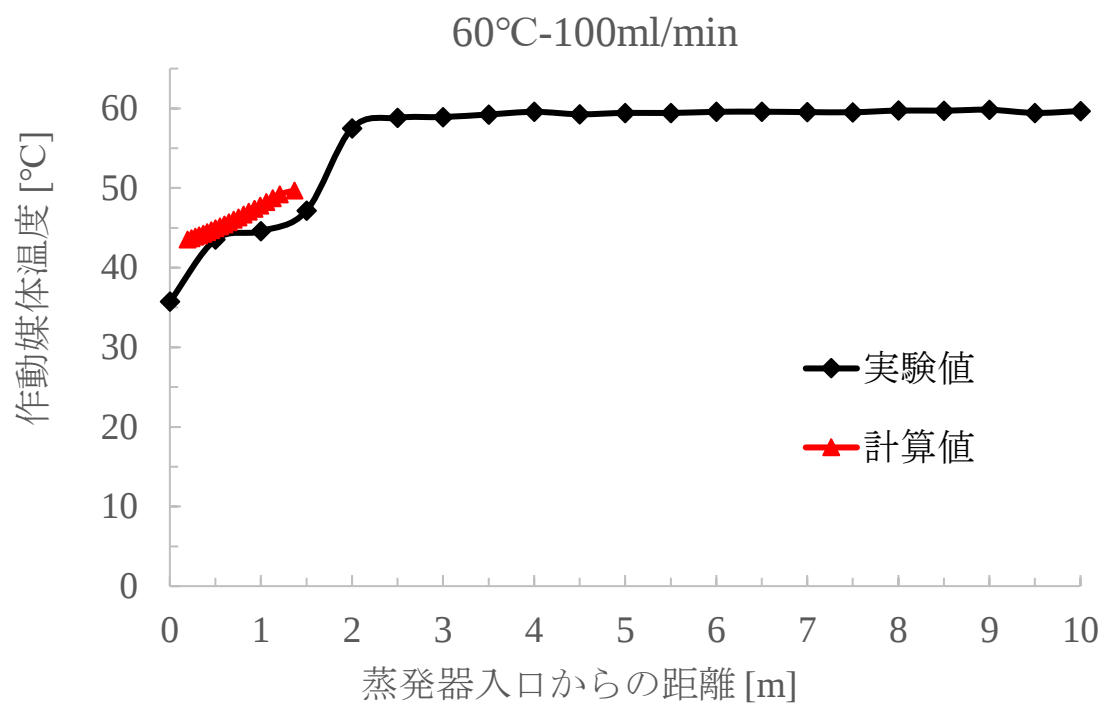
図 4.6 を見ると、作動媒体の温度変化は精度よく予測できており、実験装置の形状より作動媒体の温度変化を 0.5m ごとにしか測定ができないため、誤差が大きく生じているのではないかと考えられる。いずれの蒸発槽温度においても、作動媒体の温度測定の間隔をより細かく測定するという実験装置の課題が残った。

表 4.3 蒸発槽温度 60°Cにおける実験値および計算値のまとめ

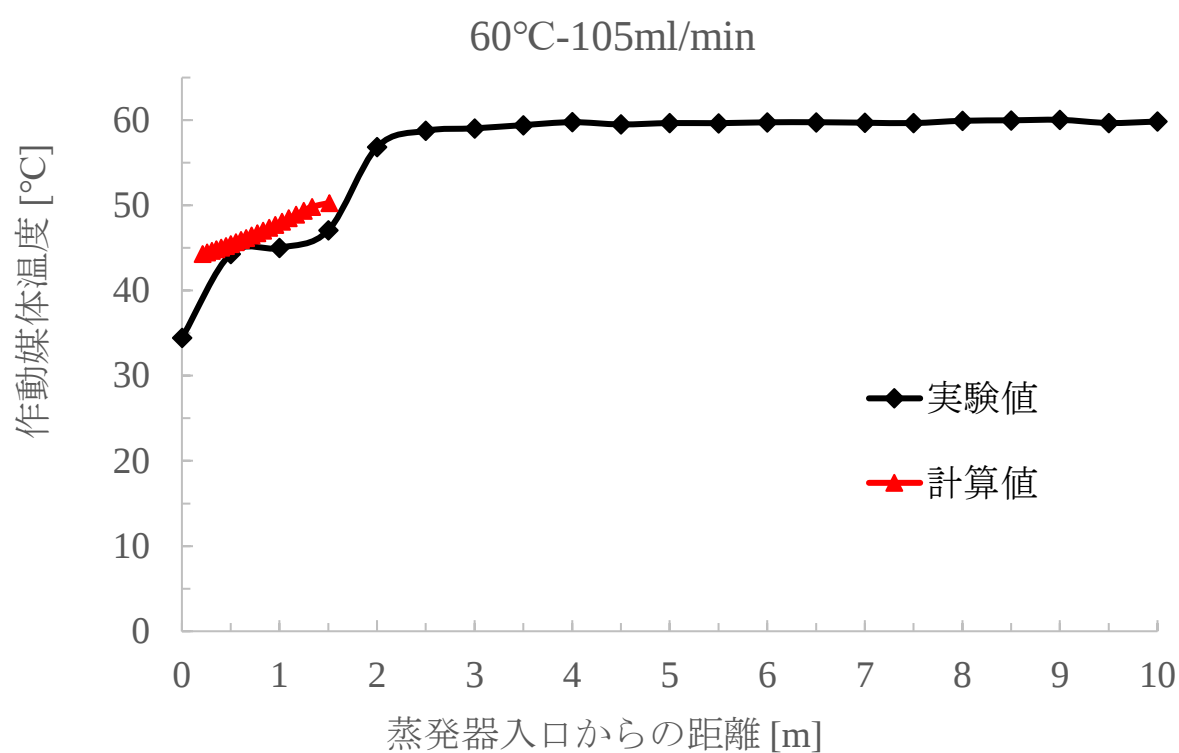
蒸発槽温度 [°C]	流量 [ml/min]	伝熱管長さ (実験値) [m]	伝熱管長さ (計算値) [m]	誤差 [%]
60	95	1.0	1.26	+26.2
	100	1.5	1.37	-8.8
	105	1.5	1.51	+0.6
	110	1.5	1.83	+21.8
	115	2.0	1.97	-1.6



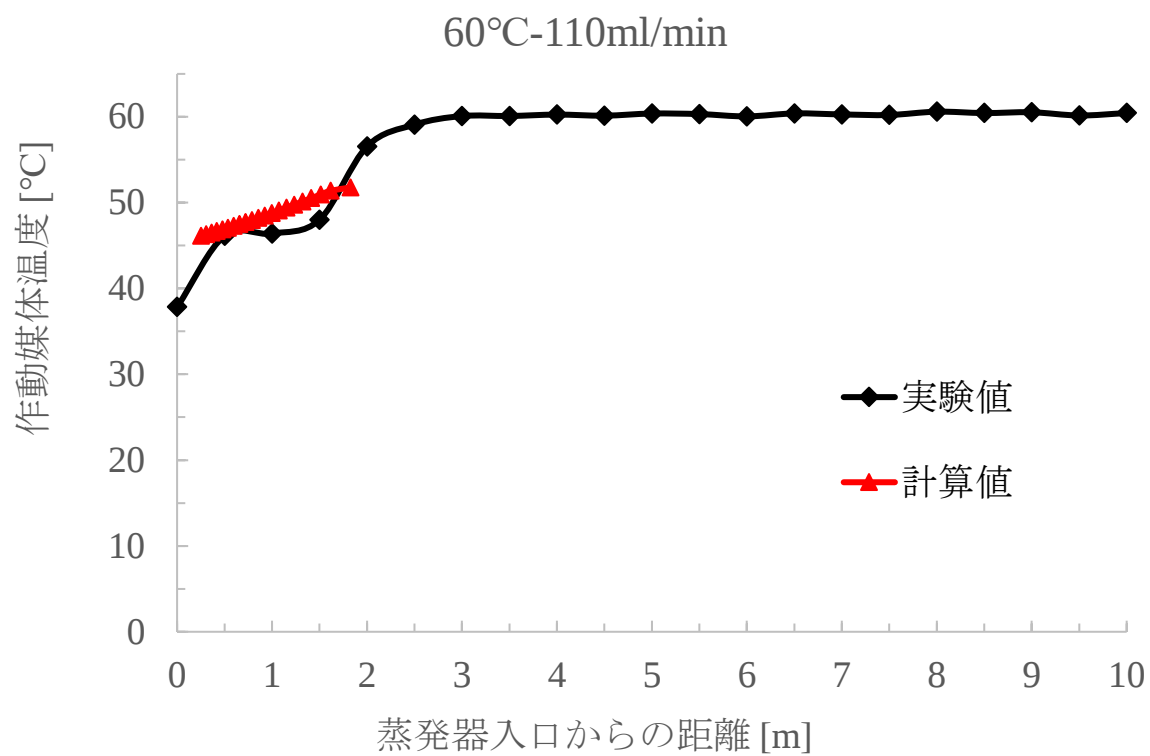
(a) 流量 95ml/min



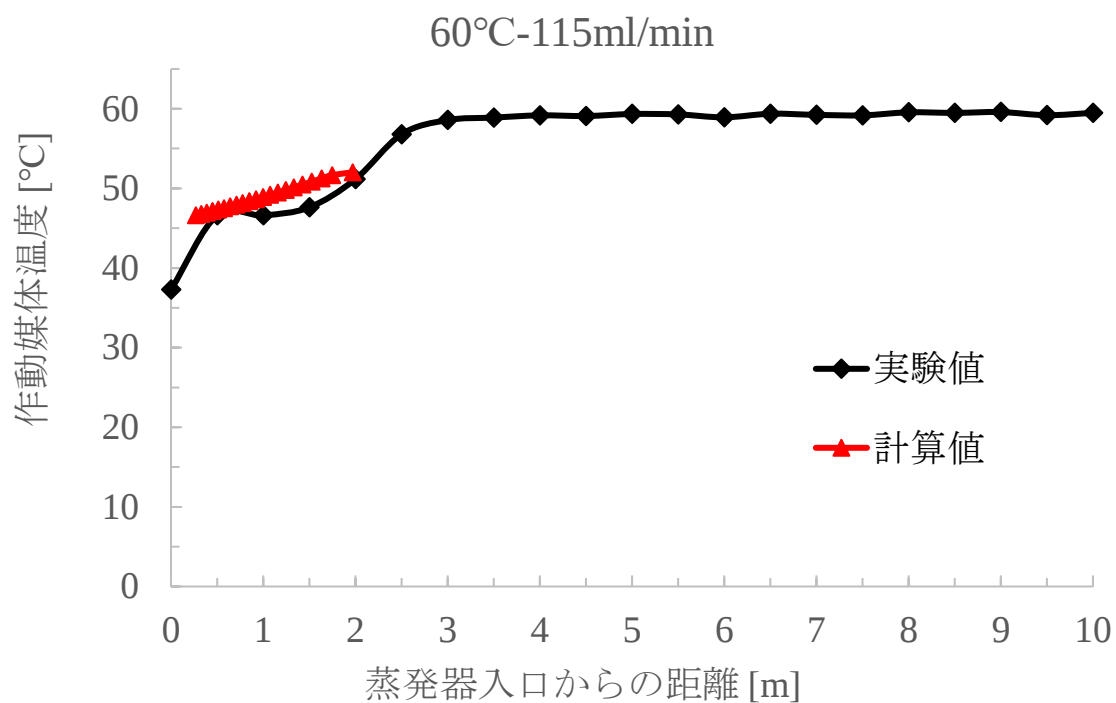
(b) 流量 100ml/min



(c) 流量 105ml/min



(d) 流量 110ml/min



(e) 流量 115ml/min

図 4.6 蒸発槽温度 60°Cにおける作動媒体温度変化

4.3 伝熱予測モデルを加えたサイクル性能解析

本節では、前節で用いた伝熱予測式をサイクル計算の蒸発過程に適用し、混合媒体の伝熱を考慮したサイクル計算を行う。サイクル計算条件は第 2 章の理想条件下で設定した条件を用いており、熱源条件を入口出口温度 80-75°C に設定してサイクル性能計算を行った。ただし、熱交換器は蒸発槽ではなくシェル&チューブ型熱交換器を想定しており、熱源の熱伝達率 α_{hw} [W/m²K] は、多数の円管内を流れる流体と直交して水平円管群周りを流れる強制対流熱伝達率の式を用いて算出している。

作動媒体側の質量流量を 1.0 kg/s、熱源側の質量流量を 10 kg/s、作動媒体の圧力比を 3.25 とした場合に、図 4.7 のような温度変化となった。横軸は熱交換量、縦軸は温度変化を示している。熱源の出口温度は 75.46°C、熱交換量は 189.59 kW であった。図 4.8 は伝熱管長さにおける作動媒体および熱源の変化を表している。蒸発器の伝熱管長さは 2.0m であり、ともに 0m~約 0.4m が作動媒体の予熱区間、約 0.4m~約 1.8m が作動媒体の蒸発区間、約 1.8m 以降は作動媒体が気体状態で加熱される区間となっている。図 4.8 から、蒸発区間における作動媒体の熱伝達率は予熱、過熱区間に比べて 6 倍ほど良くなっていることが分かる。

次に同条件における伝熱管長さ 2.5m の計算結果を、伝熱管長さ 2.0m とともに図 4.9 に示す。図 4.9(a) から過熱区間では熱源水の温度変化は小さいことが分かる。作動媒体が気単相状態なので蒸発過程よりも熱伝達係数が小さく、熱交換の性能が悪化しているためである。また、図 4.9(b) から、過熱区間における微小熱交換量は伝熱管長さが長くなるほど小さくなっており、蒸発区間における微小熱交換量は伝熱管長さが長くなるほど減少しているものの過熱区間よりも効率よく熱交換できていることを示している。このことから、伝熱管長さが長く作動媒体が気単相状態における熱交換が長くても、サイクル性能の向上にはつながらず、熱交換器サイズが増加するだけである。したがって、混合作動媒体を用いるときタービン入口で作動媒体が飽和蒸気となる伝熱管長さが最適である。

次に同条件、作動媒体質量流量 1 kg/s、熱源質量流量 10 kg/s、熱源入口温度 80°C、伝熱管長さ 2.0 m で圧力比を変えた場合のサイクル計算結果を図 4.10 に示す。圧力比が増加するほど正味熱効率は上昇しているが、正味出力は圧力比 3.21 の時に最大を示している。これは、蒸発器側の圧力が上昇することで予熱にかかる交換熱量が増え、過熱区間の伝熱管長さが短くなるため、作動媒体のタービン入口が飽和蒸気に近づいて正味熱効率が右肩上がりに良くなると考えられる。一方で、過熱区間の交換熱量が減少しているため総交換熱量も減少して

おり，熱効率が良くなっても正味出力が減少するという結果になった．

以上の結果から，熱交換器の形状や作動媒体および熱源の流量などの条件を与えた場合には，熱効率が最大となる最適な圧力比が存在し，作動媒体がタービン入口で飽和蒸気となる場合である．また，熱源の条件が決まっているときには作動媒体がタービン入口で飽和蒸気となるように伝熱管長さを設計すればよく，最適な伝熱面積が存在することが分かった．これらを計算で求めることは，熱交換器の設計に有効であると言える．

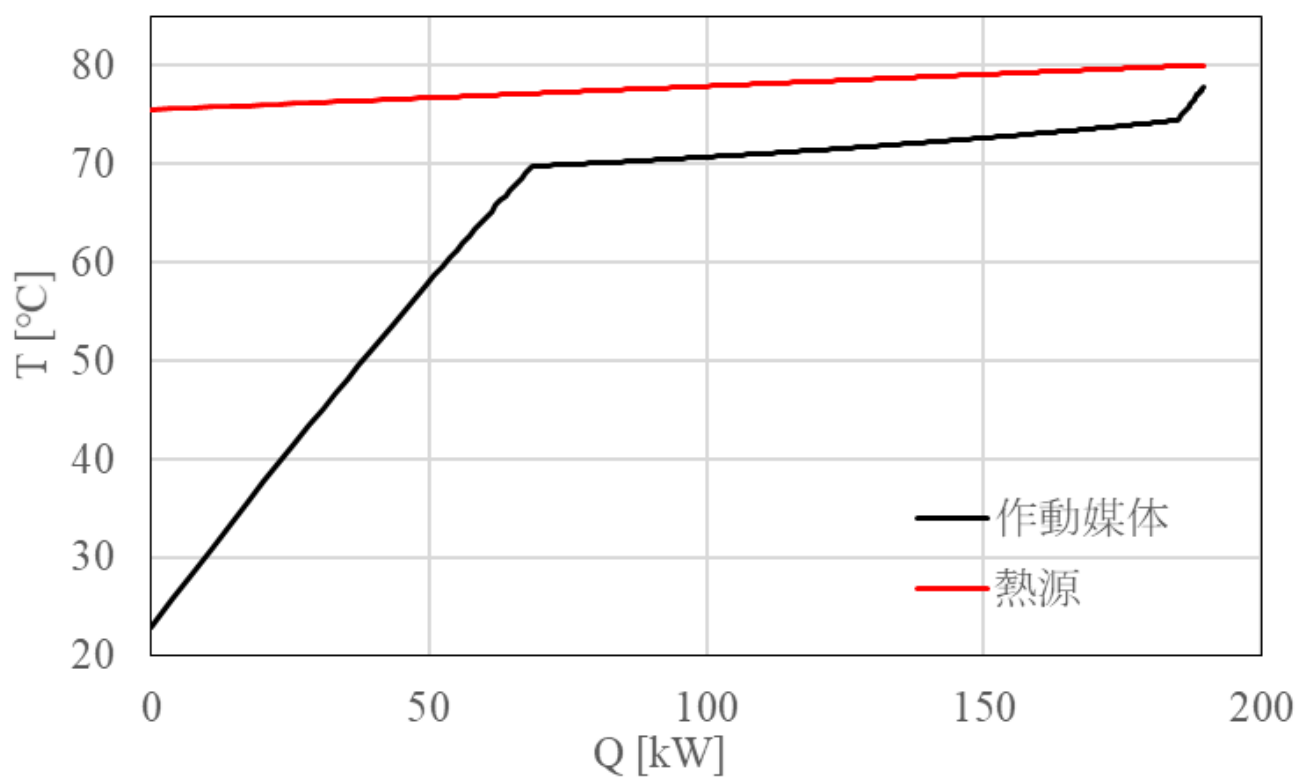


図 4.7 蒸発熱交換における温度変化

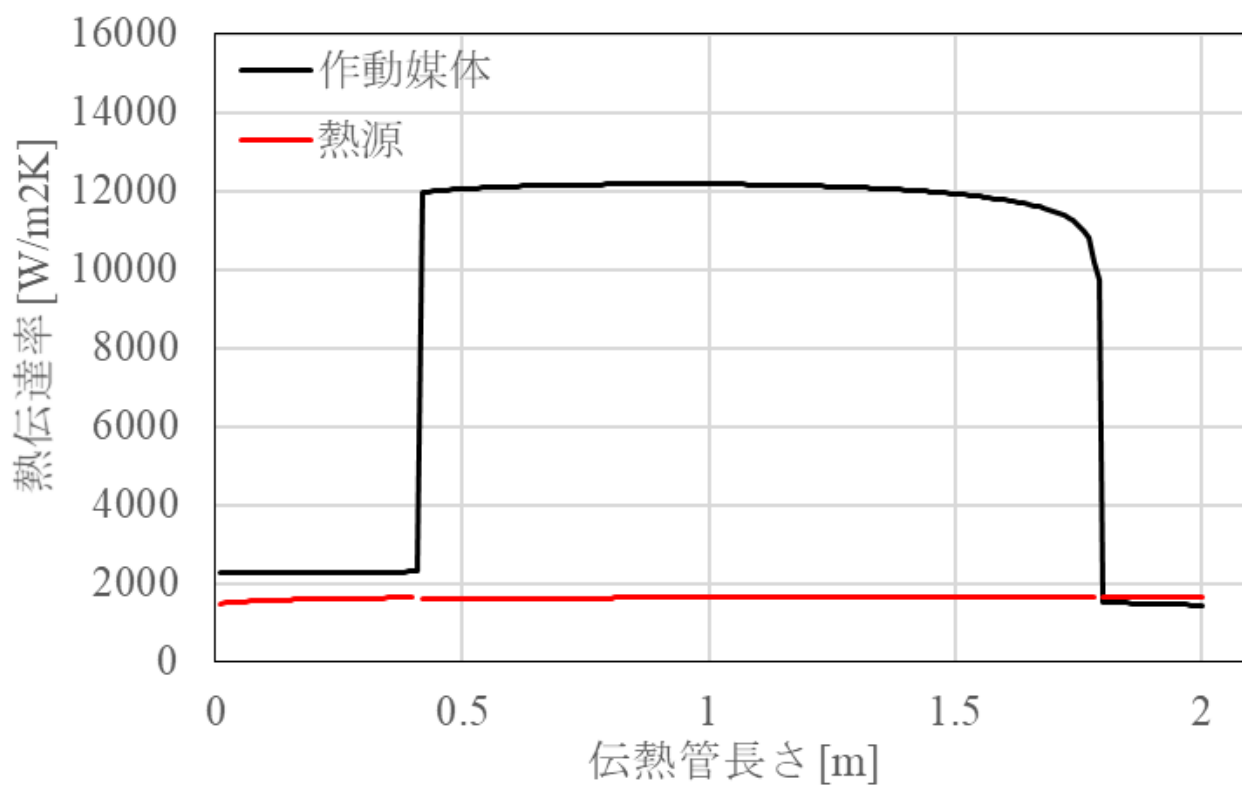
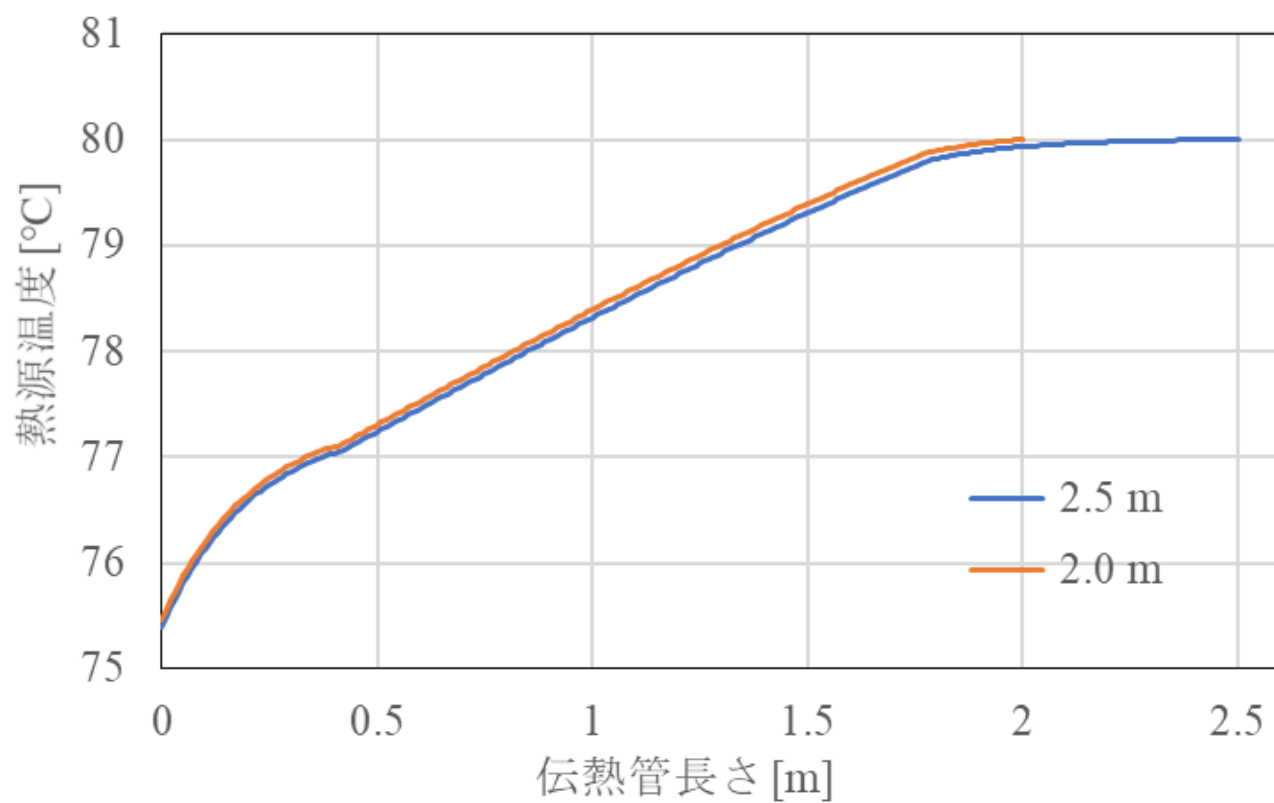
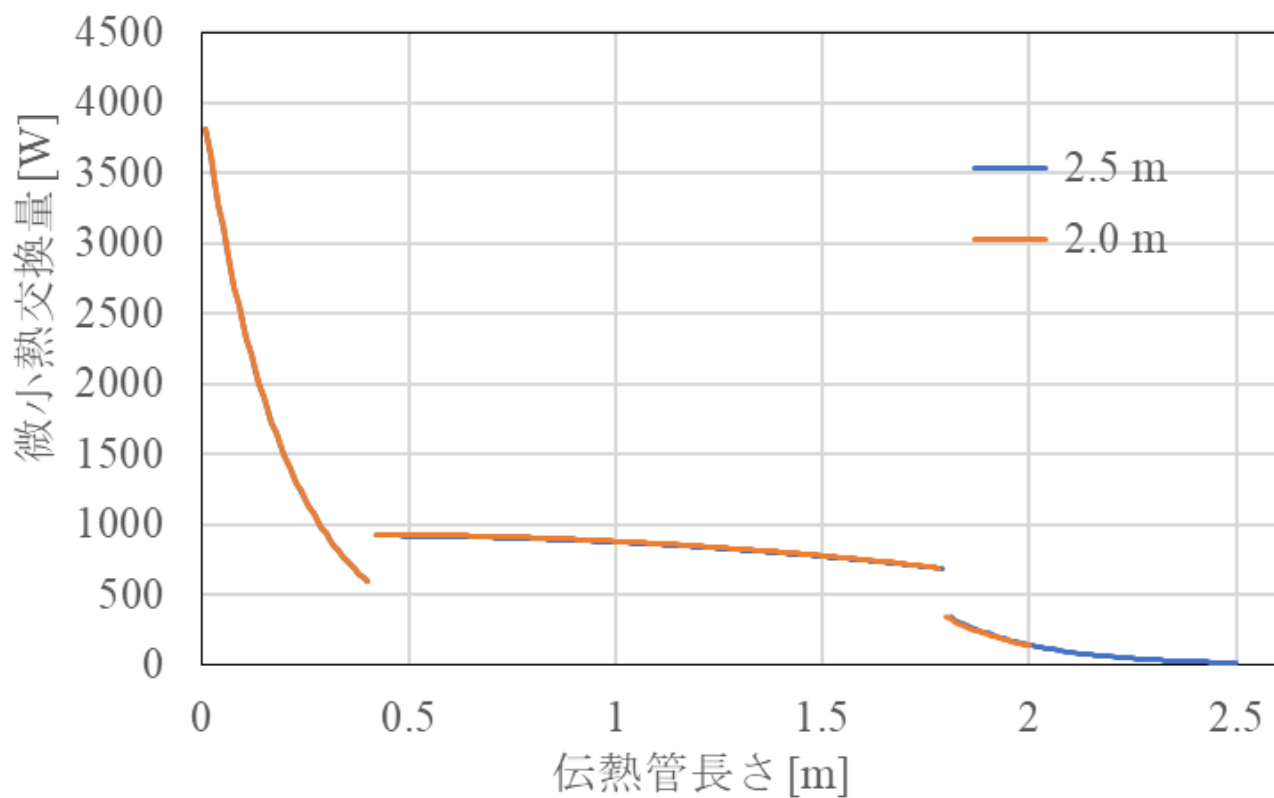


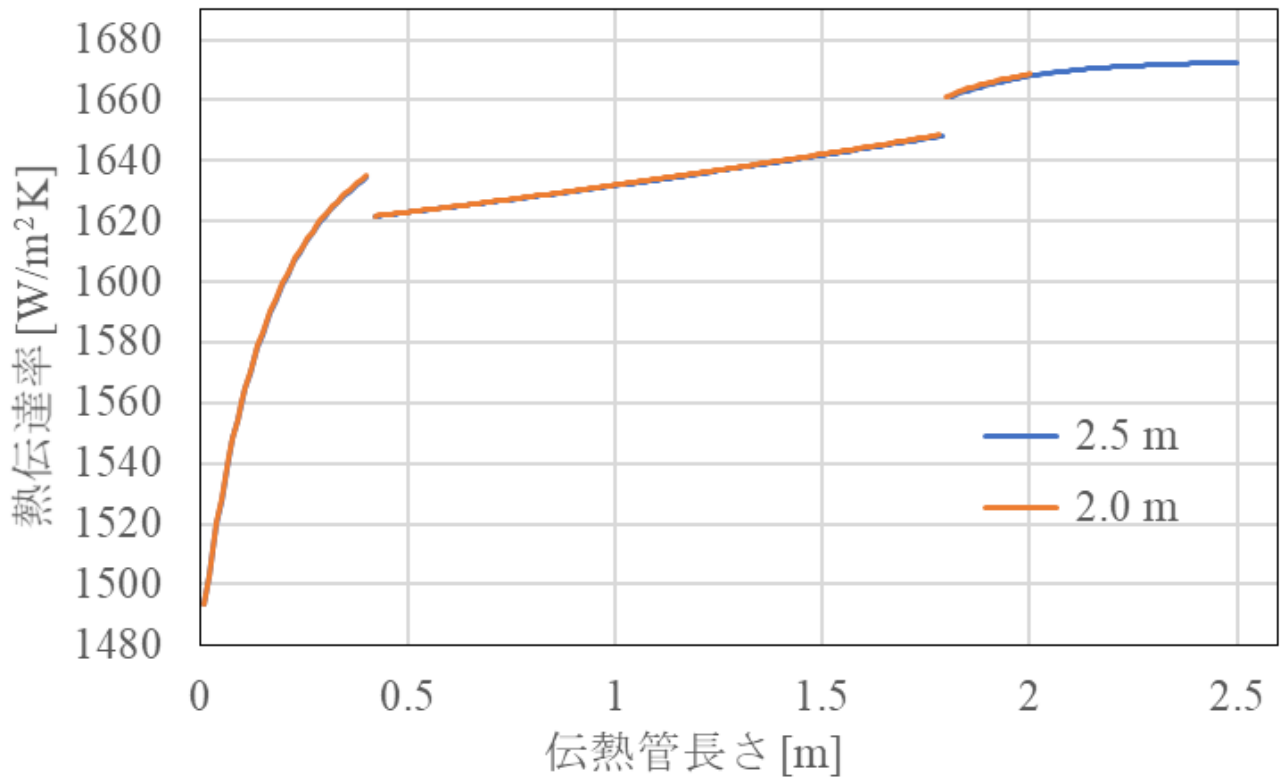
図 4.8 蒸発熱交換における熱伝達率



(a) 熱源の温度変化



(b) 微小区間における熱交換量



(c) 熱源の熱伝達率

図 4.9 伝熱管長さ 2.0m および 2.5m における熱源計算結果

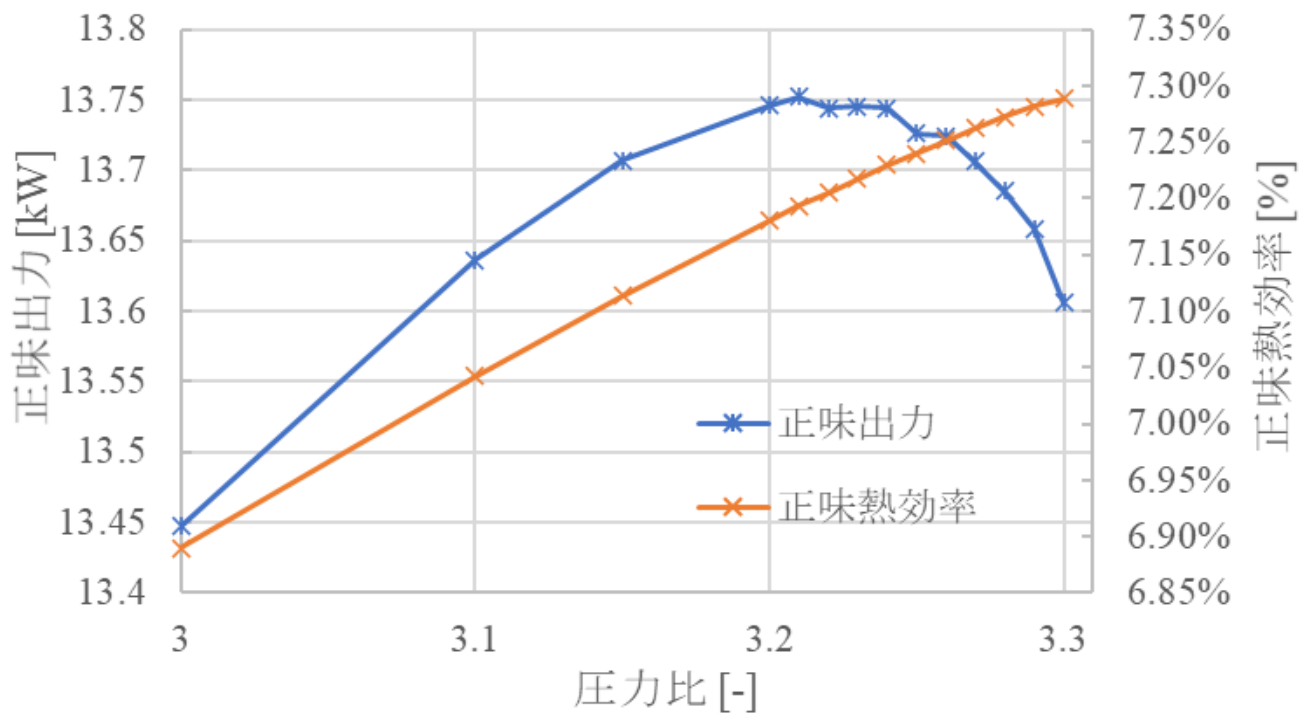


図 4.10 圧力比ごとのサイクル性能結果

第5章 下水汚泥焼却施設への ORC 導入に向けた設計モデル

本章では下水汚泥焼却施設に新たな ORC システムを導入することを想定している。下水汚泥焼却施設には、燃烧空気予熱器や排煙処理塔などの排熱を回収できる場所が多く存在し、処理水も多く存在する。今回想定した下水汚泥焼却施設のモデルを図 5.1 に示す。一般的に下水汚泥焼却施設は焼却炉後の廃熱ボイラから出た蒸気を利用して蒸気発電機を回しシステム性能を向上させている。ここからさらに蒸気発電機から出た蒸気でバイナリ発電機を回すことを考える。今回、この蒸気発電機から出た蒸気を用いてバイナリ発電を回す時、その蒸気の一部を抜き出して燃烧空気予熱器の余剰排熱を用いて ORC システムを回すことを考える。

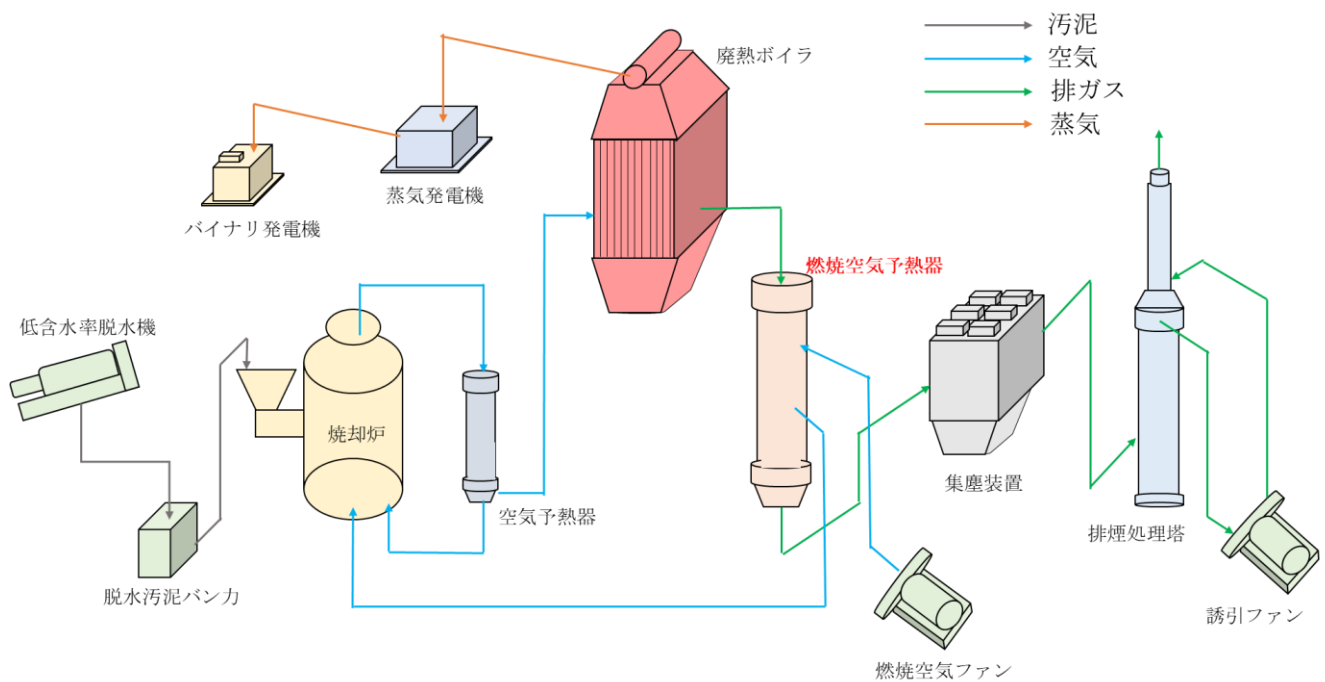


図 5.1 下水汚泥焼却発電システムのモデル

5.1 計算モデル

図 5.1 に今回の ORC システム計算モデルの T - s 線図を示す。ORC を循環する作動媒体は作動媒体ポンプにより圧縮(1→2)され、蒸発器内における作動媒体の予熱(2→3)および相変化(3→4)、過熱(4→4')で蒸発器から受熱される。この時、作動媒体の二相状態において伝熱管内壁面から受ける摩擦圧力損失を考慮している。その後蒸気となった作動媒体がタービンにて膨張(4'→5')し、凝縮器にて飽和液状態となるまで等圧放熱(5'→6→1)される。状態 7, 9 は熱源の入口および出口であり、状態 10, 11 は冷却水の入口および出口である。今回の ORC システムの計算モデルは以下の仮定と条件を用いている。

- ・ タービンおよび作動媒体ポンプの断熱効率は 70%とした。
- ・ タービンおよび作動媒体ポンプの機械的損失は無視した。
- ・ 配管およびすべての要素機器からの熱損失は無視できるとした。
- ・ 冷却水入口出口温度は 15°C→22°Cとした。
- ・ 熱源入口温度を 130°Cの飽和蒸気とした。

作動媒体ポンプおよびタービンの等エントロピー効率を考慮しているため、過程 1→2 および過程 4→5 または過程 4'→5'は等エントロピー変化ではない。また、蒸発器内のピンチポイント温度差の位置は作動媒体の飽和液状態点(状態 3)ではなく、過熱終了点(状態 4')または相変化中(3→4)に存在する。ピンチポイントの位置を見つけるために、エネルギー収支式を用いており、蒸発器の熱交換過程は伝熱管長さ 0.01m ごとの微小区間に分割されて計算されている。蒸発器におけるピンチポイントは、状態 2 から状態 4'で作動媒体の温度を計算した後、まず初めに蒸発器入口にあると仮定され、繰り返し計算により実際のピンチポイントの位置が決定される。凝縮器内のピンチポイント温度差の位置は、基本的に飽和蒸気点(状態 6)に存在するが、作動媒体の相変化中(6→1)に存在することもある。凝縮器側も同様にピンチポイントの位置を見つけるために、エネルギー収支式を用いており、凝縮器の熱交換過程はクオリティ 0.01 ごとの 100 個の微小区間に分割されて計算されている。

今回、蒸発器の形状はシェル&チューブ型熱交換器とプレート式熱交換器を想定している。想定した蒸発器の詳細なパラメータを表 5.1 にまとめている。この計算では、熱交換器の伝熱面積を与えて計算するため、存在する熱交換器を想定した性能予測や、熱交換器の形状・サイズを固定した条件における性能比較などが可能となる。

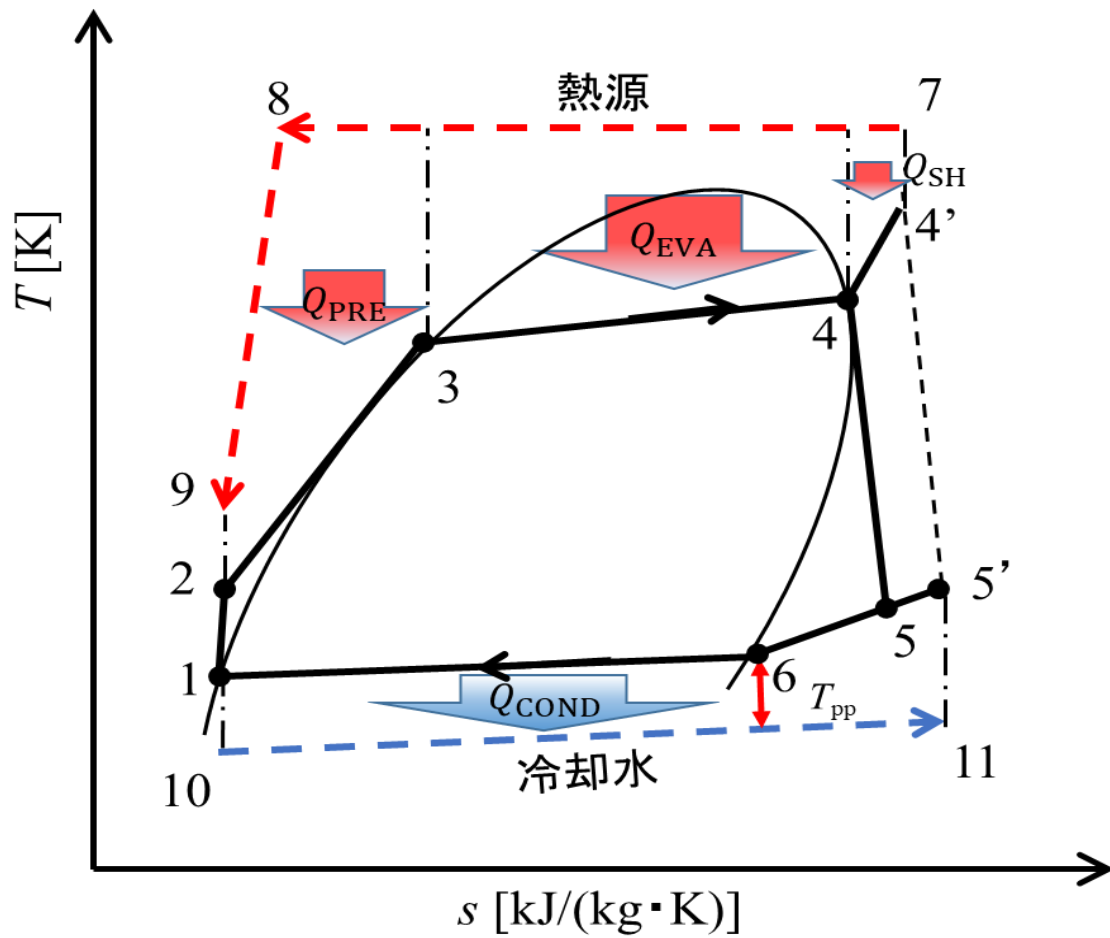
図 5.1 T - s 線図

表 5.1 蒸発器モデル

形状	シェル&チューブ型	形状	プレート式
伝熱管材質	ステンレス	プレート幅	0.23 m
伝熱管外径	7.0 mm または 4.0mm	プレート流路長さ	0.73 m
伝熱管内径	6.5 mm または 3.0mm	プレート流路厚さ	2 mm
伝熱管本数	500 本	流路水力直径	4 mm
伝熱管長さ	2.0 m または 1.0m	プレート数	150
伝熱管配列	千鳥配列	シェブロン角度	60°, 60°

5.2 熱伝達率および交換熱量の算出方法

蒸気加熱源と R245fa/R1234yf 混合作動媒体はともに蒸発器で相変化し、蒸発過程における熱伝達係数は、液単相および気単相状態の場合よりもはるかに高くなる。したがって、蒸発器の設計には、セグメント化された設計計算が必要となる。図 5.2 に蒸発過程における作動媒体温度変化についての概略図を示す。グラフの縦軸が作動媒体温度であり、横軸が熱交換量を示している。作動媒体はまず、液単相状態から飽和温度まで温度が上昇していく。そして、飽和温度に達したのち、蒸発が始まり、気液二相状態においては非共沸混合物であるので緩やかに温度上昇していく。そして、蒸発が完了すると再び熱源入口温度まで温度が上昇していく。熱源は入口が飽和蒸気であり、蒸発器における作動媒体と熱源の潜熱変化での熱交換を行い、飽和液状態になるまで放熱を行う。その後、予熱器における熱源の顕熱変化で熱交換を行い熱源出口へと推移している。

図 5.2 に示すように、蒸発器の熱伝達係数は熱源および作動媒体の相変化条件に応じて 4 つのセグメントに分割される。それぞれのセグメントにおける交換熱量の算出方法を以下で説明する。様々な単相および二相熱伝達セグメントを 1 つの熱交換器で計算されると考えており、ORC システムの蒸発器にシェル&チューブ熱交換器またはプレート式熱交換器が使用された。したがって、熱交換器のチューブの配置と伝熱管長さおよび管径は、設計パラメータを満たすように適切に制御する必要がある。設計結果は、質量流量によって蒸発器の管径を調整する必要があり、蒸発器の設計パラメータは表 5.1 に示している。

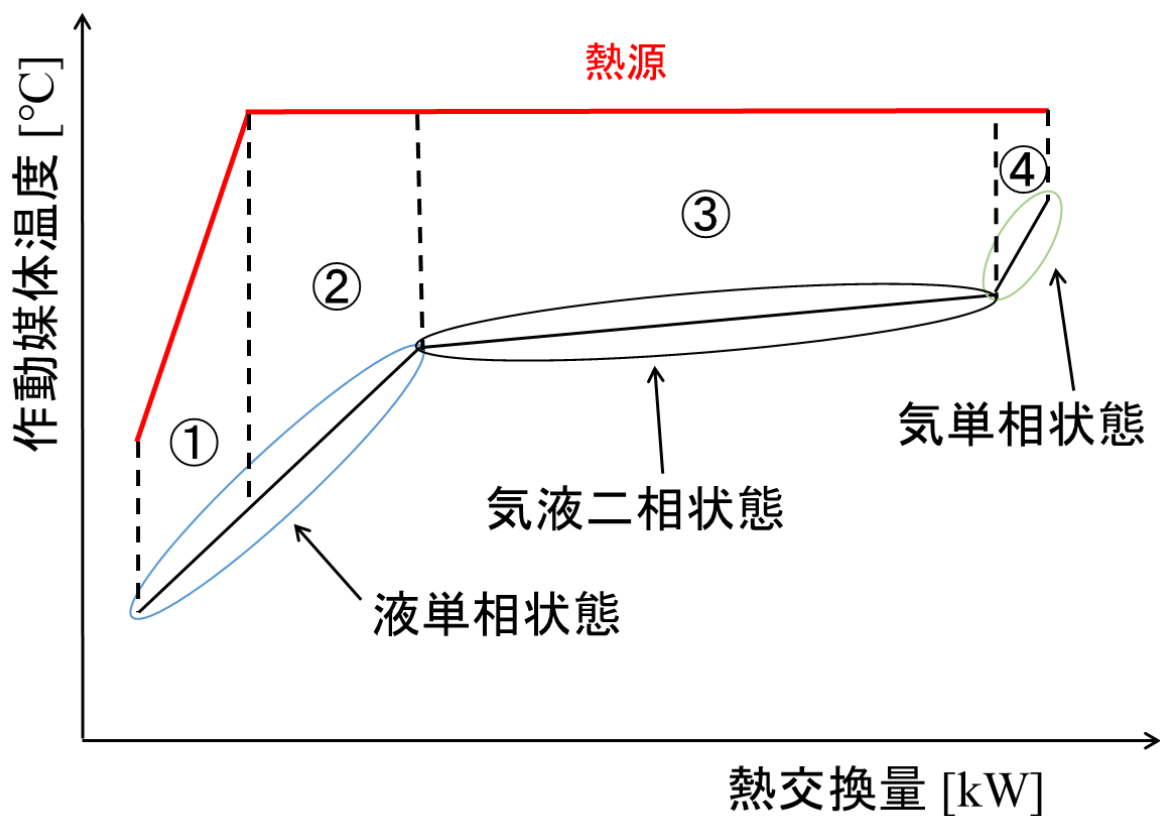


図 5.2 作動媒体温度変化

5.2.1 シェル&チューブ型熱交換器における算出方法

伝熱管長さ 0.01m ごとの微小区間に分割し、伝熱管長さが終了するまで計算を行う。微小区間における微小交換伝熱量 Q_i は、作動媒体側と熱源側の熱収支より求める。交換熱量の算出においてそれぞれの熱伝達率の計算が必要である。作動媒体が単相状態の場合(セグメント①②④)、熱伝達率 α_{wf} は第 4.1.1 項に示した Gnielinski の式を用いる。作動媒体が気液二相状態の場合(セグメント③)、熱伝達率 α_{wf} は高松^[32]らが提案した式を用いており、以下に示す。

$$\alpha_{wf,i} = \alpha_{con} + \alpha_{nb} \quad (5.13)$$

$$\alpha_{con} = 0.0116F \frac{\lambda_l}{D} \left[\frac{G(1-x)D}{\eta_l} \right]^{0.89} Pr^{0.4} \quad (5.14)$$

$$\alpha_{nb} = K^{0.745} S \alpha_{pb} \quad (5.15)$$

$$\alpha_{pb} = 1.35 \times 207 \frac{\lambda_l}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_l T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533} \quad (5.16)$$

ここに、 K は核沸騰による熱流束と全熱流束の比を表すパラメータ、 S は強制対流の効果により核沸騰の有効過熱度が減少する程度を表すパラメータであり、実験的に導かれた値である。 α_{pb} はプール核沸騰熱伝達の整理式の基づく熱伝達係数である。

また、熱源水の熱伝達率 α_{hw} [kW/m²K]において、熱源が単相状態の場合(セグメント①)、以下に示す流れに直角に置かれた水平円管群周りの強制対流熱伝達率の式^[41]を用いて算出している。

$$Nu = C Re^n Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (5.8)$$

$$T_{wall} = \frac{T_{hw} \alpha_{hw}}{\alpha_{wf} + \alpha_{hw}} + \frac{T_{wf} \alpha_{wf}}{\alpha_{wf} + \alpha_{hw}} \quad (5.9)$$

ここに、 Pr_w は管外壁面温度 T_{wall} におけるプラントル数、そのほかの物性値は熱源の近寄り温度 T_{hw} における値を用いている。レイノルズ数の代表速度としては最大速度 u_{max} を用いている。ここで、式の中で表している係数 C, n の値は表 5.2 に示すとおりである。

表 5.2 式(5.8)の係数と指数の値

配列	Re	C	n
碁盤目	$1 \times 10^3 \sim 2 \times 10^5$	0.27	0.63
千鳥 $S_t / S_L < 2$	$1 \times 10^3 \sim 2 \times 10^5$	$0.35(S_t / S_L)^{0.2}$	0.60
千鳥 $S_t / S_L < 2$	$1 \times 10^3 \sim 2 \times 10^5$	0.40	0.60
碁盤目	$2 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$	0.021	0.84
千鳥	$2 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$	0.022	0.84

熱源が凝縮過程となる場合(セグメント②③④)、熱源側の凝縮熱伝達率 α_{hw} を以下に示す。

$$Nu = 0.729 \left(\frac{Ga Pr}{Ja} \right)^{1/4} \quad (5.10)$$

ここで、 Ga は粘性力の対する重力の比を表すガリレオ数、 Ja は熱面の過熱による顕熱と蒸発潜熱の比を表すヤコブ数である。物性値は熱源の蒸発温度における値を用いている。

5.2.2 プレート式熱交換器における算出方法

シェル&チューブ型と同様に作動媒体の流れ方向に 0.01m ごとの微小区間に分割し、プレート流路長さが終了するまで計算を行う。微小区間における微小交換伝熱量 Q_i は、作動媒体側と熱源側の熱収支より求める。それぞれの熱伝達率は以下の式を用いて求める。

1) 単相状態における作動媒体の熱伝達率

$$Nu_{wf,i} = 0.2946 Re^{0.7} Pr^{1/3} \quad (5.13)$$

2) 気液二相状態における作動媒体の熱伝達率

Lee^[42]らによる R1233zd(E)を用いた実験的研究により得られた式を用いる。

$$Nu_{wf,i} = 0.9243 Re_{eq}^{0.6151} Pr_1^{0.33} \quad (5.13)$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D}{\mu_l} \quad (5.14)$$

$$G_{eq} = \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right) \right] \quad (5.15)$$

ここで、 Re_{eq} は等価レイノルズ数で均質的な流れにより適している。

3) 単相状態における熱源水の熱伝達率

Yan^[43]らによる R134a を用いた実験に基づいた以下の式を用いる。

$$Nu_{hw,i} = 0.2121 Re^{0.78} Pr^{1/3} \quad (5.13)$$

4) 気液二相状態における熱源水の熱伝達率

この時、熱源水は凝縮熱伝達となり、以下の式で表される。

$$Nu_{hw,i} = 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_1^{1/3} \quad (5.13)$$

作動媒体は飽和蒸気から設定した伝熱管長さまたはプレート流路長さに達するまで、過熱蒸気となり温度が上昇する。熱源の入口は飽和蒸気であり、作動媒体の出口温度との温度差がピンチポイント温度差となる。一方で、作動媒体が過熱区間に達するまでに伝熱管長さが終了した場合、作動媒体は蒸発途中で熱源との熱交換を終了することとなる。しかし、これは第 2 章で述べた蒸発器における圧力損失を考慮しない場合と同様に、タービン入口および出口における作動媒体の乾き度が 1 以下になってしまう。この時作動媒体は湿り蒸気であり、乾き度が低下するほどそれにより発生する水滴が、タービンの腐食の原因や、熱交換器等の伝熱効率を低下させタービン効率の低下にもつながる。したがって、今回の計算では過熱蒸

気となるような蒸発器設計および熱源条件を設定している．タービン出口においては乾き度 90%以上目安にサイクル計算を行う．

以上に述べた通り，微小区間における熱交換量は作動媒体側と熱源側の熱収支式により求められる．微小区間の熱源出口温度および外壁面温度，作動媒体出口圧力および出口温度は未定であるので，二相状態においては作動媒体出口乾き度を，蒸気液単相状態においては作動媒体出口温度を仮定している．その後，仮定により得られた作動媒体の出口状態から，微小区間の熱交換量を計算し，熱源側と作動媒体側の熱交換量を比較し，一致しない場合には再度仮定を修正し，計算を繰り返す．

5.3 圧力損失の算出方法

本計算では，蒸発器における作動媒体の入口圧力および乾き度を既知として与え，順次，微小区間の出口圧力および乾き度を計算していく．各微小区間における出口圧力および乾き度変化の計算には熱源と作動媒体の熱交換量を満たすように繰り返し計算が必要であり，二相状態において微小区間の出口圧力には伝熱壁面からの摩擦圧力損失を加えて計算している．

本計算で用いた二相流摩擦圧力損失について，シェル&チューブ型では第 4.1.2 項で示した Goto^[40]らの圧力損失予測式を用いて微小区間ごとの出口圧力を算出した．プレート式では以下の式で摩擦圧力係数 f_p を計算した．

$$f_{tp} = 6.25 \times 10^{-4} Re_{eq}^{1.427} Re_l^{-0.7098} Pr_l^{0.4036} \quad (5.17)$$

Re_{eq} は質量流速に対する蒸気クオリティの影響を反映し， Re_l は液相状態の粘度の影響を含んでおり， Re_{eq} と Re_l は質量流速と粘度の影響を説明するために結合された．

また，熱源側の圧力損失はシェル&チューブ型とプレート式ともに本計算では無視している．

5.4 サイクル計算方法

以下の各諸量をサイクル計算の既知量として与える．

- 熱源質量流量： m_{hw}
- 熱源入口温度： T_{hwin}
- 熱源入口乾き度： x_{hwin}
- 冷却水入口温度： T_{cwin}
- 冷却水出口温度： T_{cwout}
- 作動媒体凝縮器出口温度： T_1
- 作動媒体ポンプ・タービン等エントロピー効率： η_P, η_T
- 混合作動媒体混合比（指定した成分のモル分率）： y_a

（単一作動媒体の場合は $y_a=1$ または不要）

これらの条件を与えることで，各関係式を用いて各点の状態量が決定される．したがって，与えられた作動媒体と作動媒体の蒸発器における圧力について，予熱器および蒸発器における熱収支式を満たすように作動媒体の質量流量を繰り返し計算することで，すべての状態点を決定することができる．予熱器および蒸発器におけるエネルギーバランスは伝熱管長さ 0.01m ごとの微小区間に分割され，各点における熱源と作動媒体の温度および比エンタルピーを得るために，各微小区間にエネルギー収支式を適用している．

本解析では，熱源の質量流量 m_{hw} を 0.5 kg/s とし，熱源の入口条件として 130°C の飽和蒸気を想定して計算する．この条件より，熱源側の圧力も求めることができる．以下に，サイクルの計算手順を示す．状態点は図 5.1 内の数字を用いる．

- 1) 初期値として，蒸発器と凝縮器の圧力比 PR ，作動媒体の質量流量 m_{wf} ，作動媒体の凝縮器における飽和液状態の温度 T_1 を 22°C と仮定する．
- 2) 凝縮器出口における圧力 P_1 ，比エンタルピー h_1 ，比エントロピー s_1 を計算．

$$P_1 = P(T_1, x_1, y_a) \quad (5.21)$$

$$h_1 = h(T_1, x_1, y_a) \quad (5.22)$$

$$s_1 = s(T_1, x_1, y_a) \quad (5.23)$$

ここで， x_1 は作動媒体の凝縮器出口における乾き度であり，凝縮器出口を飽和液体状態と定義すれば， $x_1=0$ となる．

- 3) 凝縮器内で渴き度 $1(x_6=1)$ となるときの温度 T_6 , 比エンタルピー h_6 , 比エントロピー s_6 の計算.

$$T_6 = T(P_1, x_6, y_a) \quad (5.24)$$

$$h_6 = h(P_1, x_6, y_a) \quad (5.25)$$

$$s_6 = s(P_1, x_6, y_a) \quad (5.26)$$

- 4) 予熱器出口における圧力 P_3 を計算する.

$$P_3 = P_1 PR \quad (5.27)$$

- 5) 予熱器出口における圧力 T_3 , 比エンタルピー h_3 , 比エントロピー s_3 を計算.

$$T_3 = T(P_3, x_3, y_a) \quad (5.28)$$

$$h_3 = h(P_3, x_3, y_a) \quad (5.29)$$

$$s_3 = s(P_3, x_3, y_a) \quad (5.30)$$

ここで, x_3 は作動媒体の予熱器出口における乾き度であり, 予熱器出口を飽和液体状態と定義すれば, $x_3 = 0$ となる.

- 6) 作動媒体ポンプでの膨張過程を等エントロピー変化と仮定した時の作動媒体ポンプ出口における温度 $T_{2,ideal}$, 比エンタルピー $h_{2,ideal}$ を計算する.

$$T_{2,ideal} = T(P_3, s_1, y_a) \quad (5.31)$$

$$h_{2,ideal} = h(P_3, s_1, y_a) \quad (5.32)$$

ここで, 作動媒体ポンプ出口における圧力 P_2 は, 予熱器および蒸発器内での変化は等圧変化という仮定より, P_3 と等しくなる. また, 作動媒体ポンプ出口の比エントロピー $s_{2,ideal}$ は, 作動媒体ポンプでの変化は等エントロピー変化という仮定より, s_1 と等しくなる.

- 7) 作動媒体ポンプにおける等エントロピー効率を考慮した場合の作動媒体ポンプ出口の温度 T_2 , 比エンタルピー h_2 , 比エントロピー s_2 を計算する.

式(2.1)で表される作動媒体ポンプの等エントロピー効率 η_p から作動媒体ポンプ出口における比エンタルピー h_2 を計算する.

$$h_2 = \frac{h_{2,ideal} - h_1}{\eta_p} + h_1 \quad (5.33)$$

作動媒体ポンプ出口における温度 T_2 , 比エントロピー s_2 を計算する.

$$T_2 = T(P_3, h_2, y_a) \quad (5.34)$$

$$s_2 = s(P_3, h_2, y_a) \quad (5.35)$$

8) 予熱器における熱交換量を計算する.

$$Q_{\text{pre}} = m_{\text{wf}}(H_3 - H_2) \quad (5.36)$$

9) 予熱器出口における熱源温度およびエンタルピーを計算する.

$$H_{\text{hw,preout}} = \frac{Q_{\text{pre}}}{m_{\text{hw}}} + H_{\text{hwout}} \quad (5.37)$$

$$T_{\text{hw,preout}} = T(P_{\text{hw}}, H_{\text{hw,preout}}) \quad (5.38)$$

10) 予熱および蒸発に必要な伝熱管長さを計算する.

11) 設定した伝熱管長さが(10)で計算した予熱および蒸発に必要な伝熱管長さよりも長い時, 伝熱管長さを満たすまで過熱過程を計算する.

12) 10)または(11)で計算した伝熱管終了における比エンタルピーから, 作動媒体の熱交換量を計算する.

$$Q_{\text{in}} = m_{\text{wf}}(h_{4r} - h_2) \quad (5.39)$$

13) 上式の熱交換量が次式(5.40)の熱源側の熱交換量と一致するまで作動媒体流量を修正し, 手順 8)~12)を繰り返し計算する.

$$Q_{\text{hwin}} = m_{\text{hw}}(H_{\text{hwin}} - H_{\text{hwout}}) \quad (5.40)$$

$$|Q_{\text{hwin}} - Q_{\text{in}}| < 0.1 \quad (5.41)$$

14) 伝熱管長さが過熱過程まで計算している場合は, 蒸発器内で乾き度 1 ($x_4=1$)となるときの温度 T_4 , 比エンタルピー h_4 , 比エントロピー s_4 を計算する.

$$T_4 = T(P_3, x_4, y_a) \quad (5.42)$$

$$h_4 = h(P_3, x_4, y_a) \quad (5.43)$$

$$s_4 = s(P_3, x_4, y_a) \quad (5.44)$$

15) タービンでの圧縮過程を等エントロピー変化と仮定した時のタービン出口における温度 $T_{5,\text{ideal}}$, 比エンタルピー $h_{5,\text{ideal}}$ を計算する.

$$T_{5,\text{ideal}} = T(P_1, s_4', y_a) \quad (5.45)$$

$$h_{5,\text{ideal}} = h(P_1, s_4', y_a) \quad (5.46)$$

ここで, タービン出口における圧力 P_5 は, 凝縮器内での変化は等圧変化という仮定より, P_1 と等しくなる. また, タービン出口の比エントロピー $s_{5,\text{ideal}}$ は, タービンでの圧縮過程は等エントロピー変化という仮定より, s_4' と等しくなる.

16) タービンにおける等エントロピー効率を考慮した場合のタービン出口の温度 T_5 , 比エントルピー h_5 , 比エントロピー s_5 を計算する.

式(2.2)で表されるタービンの等エントロピー効率 η_T からタービン出口における比エントルピー h_5 を計算する.

$$h_5 = h_4 - \eta_T(h_4 - h_{5,\text{ideal}}) \quad (5.47)$$

タービン出口における温度 T_5 , 比エントロピー s_5 を計算する.

$$T_5 = T(P_1, h_5, y_a) \quad (5.48)$$

$$s_5 = s(P_1, h_5, y_a) \quad (5.49)$$

17) 凝縮器における交換熱量 Q_{COND} と冷却水の質量流量 m_{cw} の計算

$$Q_{\text{COND}} = m_{\text{wf}}(h_5 - h_1) \quad (5.50)$$

$$m_{\text{cw}} = \frac{Q_{\text{COND}}}{c_{p,\text{cw}}(T_{\text{cwout}} - T_{\text{cwin}})} \quad (5.51)$$

$c_{p,\text{cw}}$ は冷却水の定圧比熱で, 冷却水は温度勾配があり冷却水温度は一定ではないが, 今回は $c_{p,\text{cw}}=4.18[\text{kJ/kg-K}]$ とした.

18) 凝縮器におけるピンチポイント温度差 T_{ppcw} を計算する.

凝縮器において, 冷却水と作動媒体の温度が最も近づく点の温度差をピンチポイント温度差として定義する. ピンチポイントは状態 6 から状態 1 までの区間に存在するため, その区間を作動媒体の乾き度ごとに n 等分し, その分割された各微小区間においてエネルギー収支式が成立するように作動媒体の温度 $T_{\text{cond},i}$ を計算する. 本解析では $n=100$ とする. つまり, 渴き度 0.01 ごとに作動媒体の温度を求めている.

$$T_{\text{cond},i} = T(P_1, x_{\text{cond},i}, y_a) \quad (2.36)$$

また, 微小区間におけるエネルギー収支式より,

$$T_{\text{cw},i} = T_{\text{cw},i-1} + \frac{m_{\text{wf}}(h_{\text{cond},i} - h_{\text{cond},i-1})}{m_{\text{cw}}c_{p,\text{cw}}} \quad (2.37)$$

これにより計算される冷却水と作動媒体の温度差 $\Delta T_{\text{cw},\text{cond},i}$ は,

$$\Delta T_{\text{cw},\text{cond},i} = T_{\text{cw},i} - T_{\text{cond},i} \quad (2.38)$$

と表される. この温度差がマイナスにならないことを確認している.

以上の計算手順を参考までに図 5.3 のフローチャートに示す.

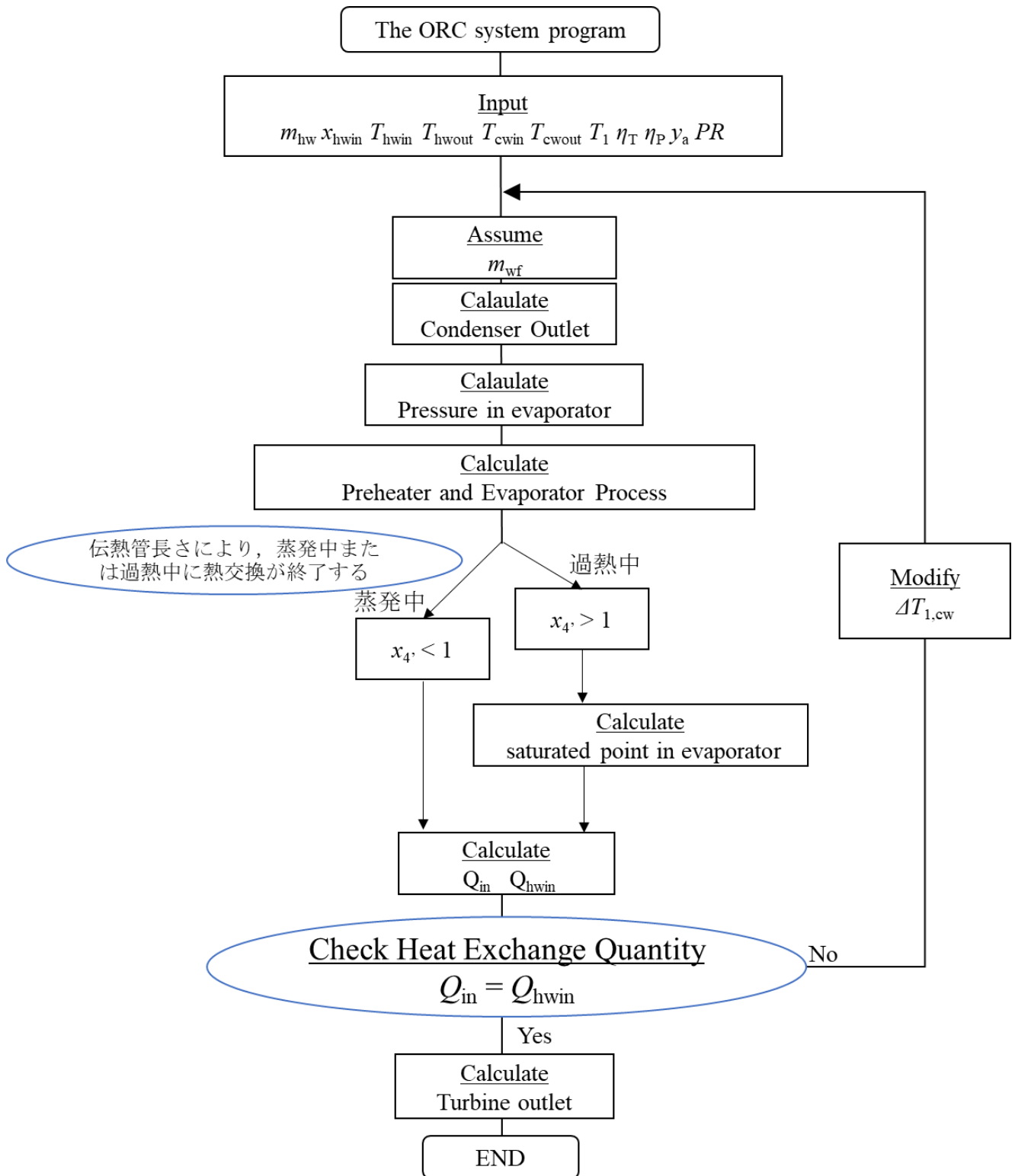


図 5.3 サイクル性能計算のフローチャート

5.5 計算条件

本解析のシステムフロー図を図 5.5 に示す。蒸気発電機から出た 130°C の飽和蒸気 0.5 kg/s を全てバイナリ発電機に送るのではなく、一部蒸気を抜き出して燃焼空気予熱器から排出される排ガスと熱交換させることで飽和蒸気を昇温する。その昇温した蒸気を新しく導入した ORC の熱源に用いて発電を行うことでシステム全体の効率向上を目指している。ここで、排ガスとして用いる燃焼空気予熱器から集塵装置まで送られる排ガスの温度は、燃焼空気予熱器出口温度が 220°C で、集塵装置入口温度は 160°C で回収する。排ガス中には硫黄化合物が含まれており、それにより低温腐食が発生するため、燃焼用空気予熱器から回収できる最大熱量は 160°C に制限されている。低温腐食とは、硫黄化合物が燃焼と燃焼後の反応により硫酸となり、その硫酸が凝縮することで伝熱面を腐食させることである。硫酸が凝縮し始める温度のことを酸露点と呼び、排ガス中の硫黄分や過剰空気量、水蒸気量、燃焼方法によってこの酸露点は 160°C まで上昇することがある。つまり、排ガスから回収することのできる熱量は決まっており、蒸気発電機から抜き出した一部蒸気が追加熱交換器により何度まで昇温されるかを表 5.3 に示す。表 5.3 の通り、蒸気発電機から 10% の蒸気を抜き出すと元のバイナリ発電機に入る飽和蒸気は 0.5 kg/s から 0.45 kg/s になり、新しい ORC システムは熱源 200°C の過熱蒸気 0.05 kg/s と熱交換することになる。この元のバイナリ発電機と新しい ORC システムの合計出力がシステム全体の出力となり、これが、もともとバイナリ発電機にすべての飽和蒸気が入る場合と比べてどれくらいシステム効率が向上するのかということを計算する。

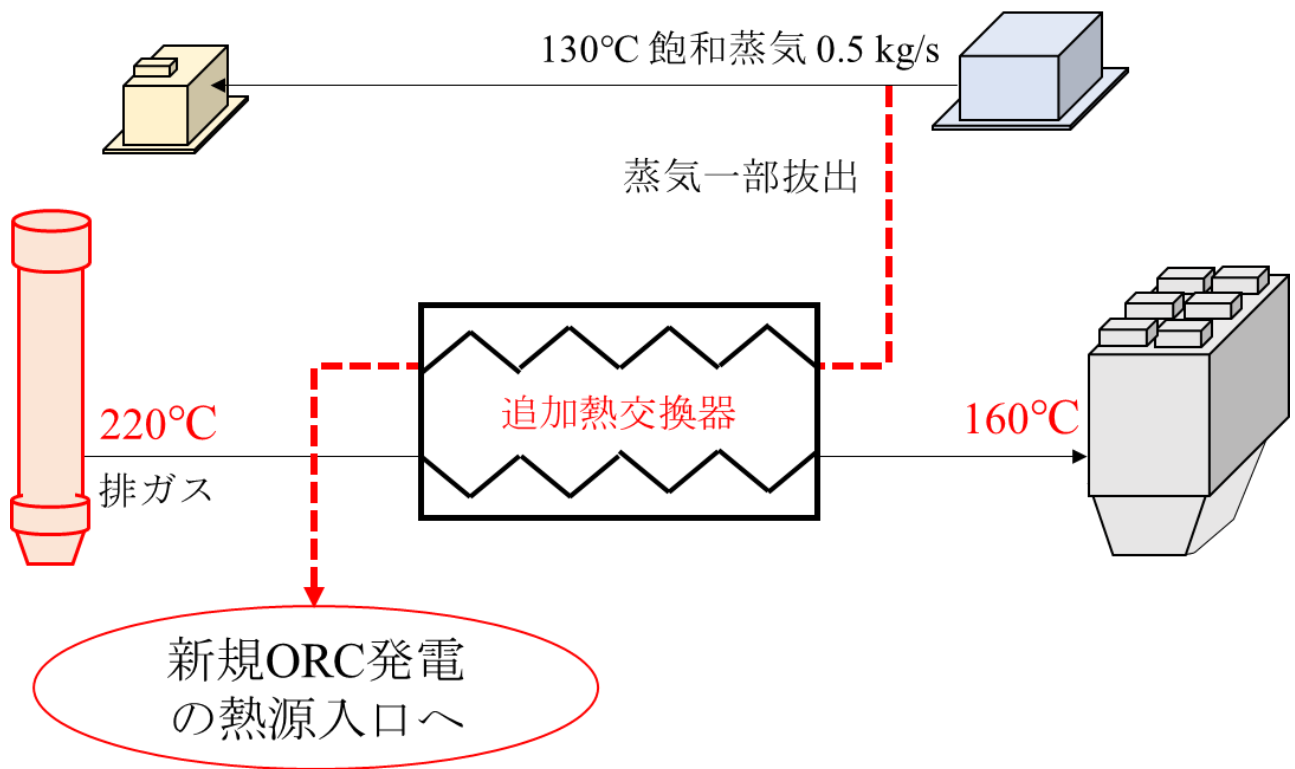


図 5.5 システムフロー図

表 5.3 追加熱交換器出口蒸気

拔出蒸気量	拔出蒸気流量	元飽和蒸気流量	追加熱交換器出口温度
10 %	0.05 kg/s	0.45 kg/s	200 °C
20 %	0.10 kg/s	0.40 kg/s	165 °C
30 %	0.15 kg/s	0.35 kg/s	153.33 °C
40 %	0.20 kg/s	0.30 kg/s	147.5 °C
50 %	0.25 kg/s	0.25 kg/s	144 °C
60 %	0.30 kg/s	0.20 kg/s	141.67 °C
70 %	0.35 kg/s	0.15 kg/s	140 °C
80 %	0.40 kg/s	0.10 kg/s	138.75 °C
90 %	0.45 kg/s	0.05 kg/s	137.78 °C
100 %	0.5 kg/s	0 kg/s	137 °C

5.6 計算結果

図 5.6 に拔出蒸気量とシステム全体の正味出力および熱効率の関係を表すグラフを示す。図 5.6 の示す通り、抜き出す蒸気量が 20%の時システム全体の出力および熱効率が最大となり、この時、蒸気を抜き出さない場合に比べて正味出力が 1.15 kW 増加し、熱効率が 0.03%向上する。また、本章の二相状態の蒸発熱伝達率の予測式として用いた式(5.14)~(5.16)は作動媒体の質量速度 $G \geq 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の範囲で示される予測式である。そのため、蒸気拔出量が 10%~40%の時、つまり拔出蒸気量が 0.05~0.20 kg/s の時は伝熱管内径と外径をそれぞれ 3.0mm と 4.0mm に設定している。一方で、蒸気拔出量が 50%~100%の時、伝熱管内径と外径をそれぞれ拔出蒸気の方を 6.5mm と 7.0mm に、元飽和蒸気の方を 3.0mm と 4.0mm に設定している。したがって、拔出蒸気量が 0~40%の時と 50~100%の時では用いている蒸発器が異なっている。それぞれの範囲で蒸気拔出量とシステム性能の関係を見てみると、適切な拔出蒸気量が存在することが分かり、ともに範囲の真ん中あたりで、0~40%では 20%、50~100%では 70, 80%あたりでシステム全体の性能が向上している。

蒸気拔出量が 0%と 100%の時を比較すると、システム全体の正味出力は上昇しているが熱効率は減少している。これは、燃焼空気予熱器の排ガスから熱を回収しているため、元のバイナリ発電機でサイクルを回すよりも新しい ORC システムで回す方が投入熱量が熱回収の分多く、システム全体の正味出力は上昇する。しかし、熱効率は少し落ちていることから、増加した投入熱量分の出力を成せていないということである。ここで、図 5.7 に蒸気拔出量 0%ですべての飽和蒸気がバイナリ発電機に入る場合(a)と、蒸気拔出量が 100%ですべての蒸気が追加熱交換器と熱交換して新しい ORC システムに入る場合(b)の熱交換図を示す。まず、(a)、(b)ともに熱源の質量流量は 0.5 kg/s であり、(a)の場合熱源入口状態は飽和蒸気である。一方で、(b)の場合追加熱交換器で熱回収した分、飽和蒸気から昇温され過熱蒸気状態となっている。熱源が過熱蒸気となるメリットは、熱源の温度が上昇するだけ作動媒体が温度上昇することができ、より大きい仕事を出力できることである。しかしながら、熱源として用いている水は蒸発潜熱が非常に大きく、図から回収した熱は元の熱源と比べて非常に小さく、熱源が過熱蒸気であることの利点がないことが分かる。また、(a)、(b)の場合ともに今回用いた作動媒体 R245fa/R1234yf(20/80mass%)混合物は、予熱区間での損失が非常に大きいことが分かる。熱源である水は顕熱変化により急激に温度上昇するが、作動媒体の予熱における温度上昇は緩やかで総熱交換量の半分以上の熱が予熱に用いられており、熱源との温度差はかなり大き

くなるため、損失が大きくなると考えられる。

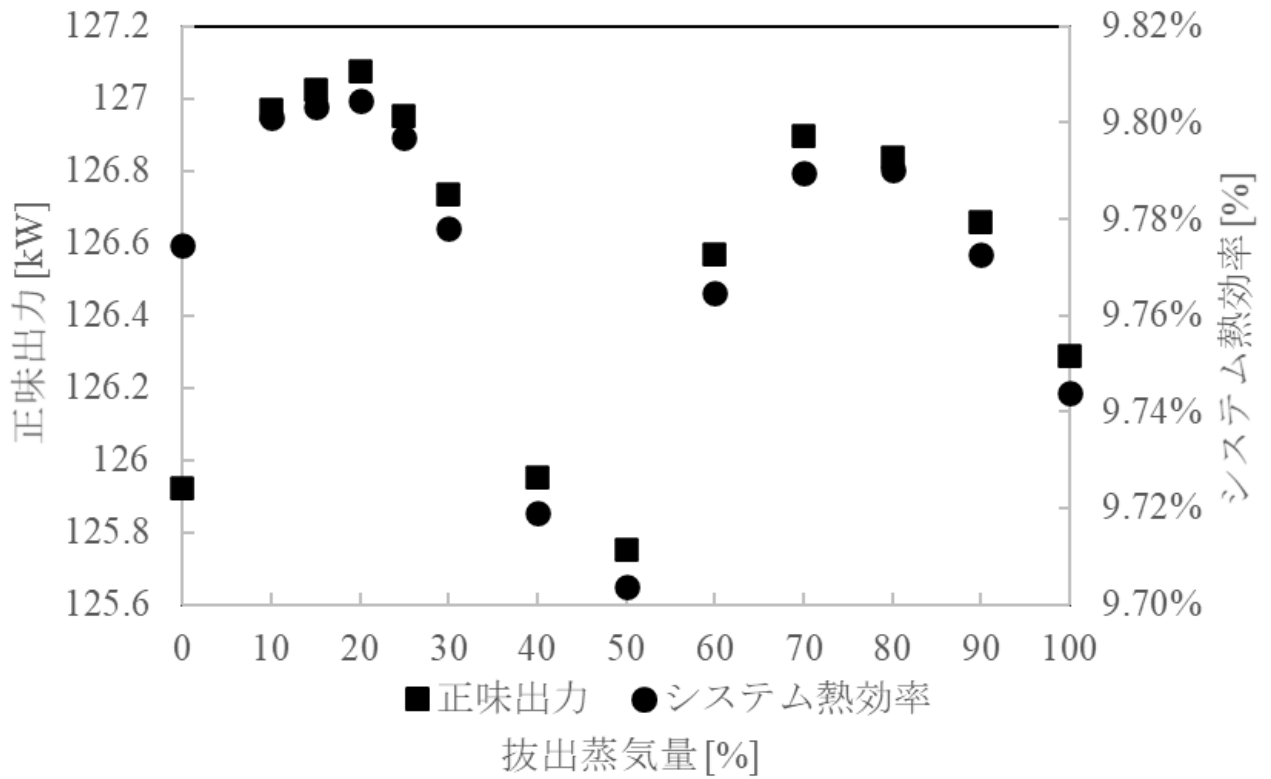
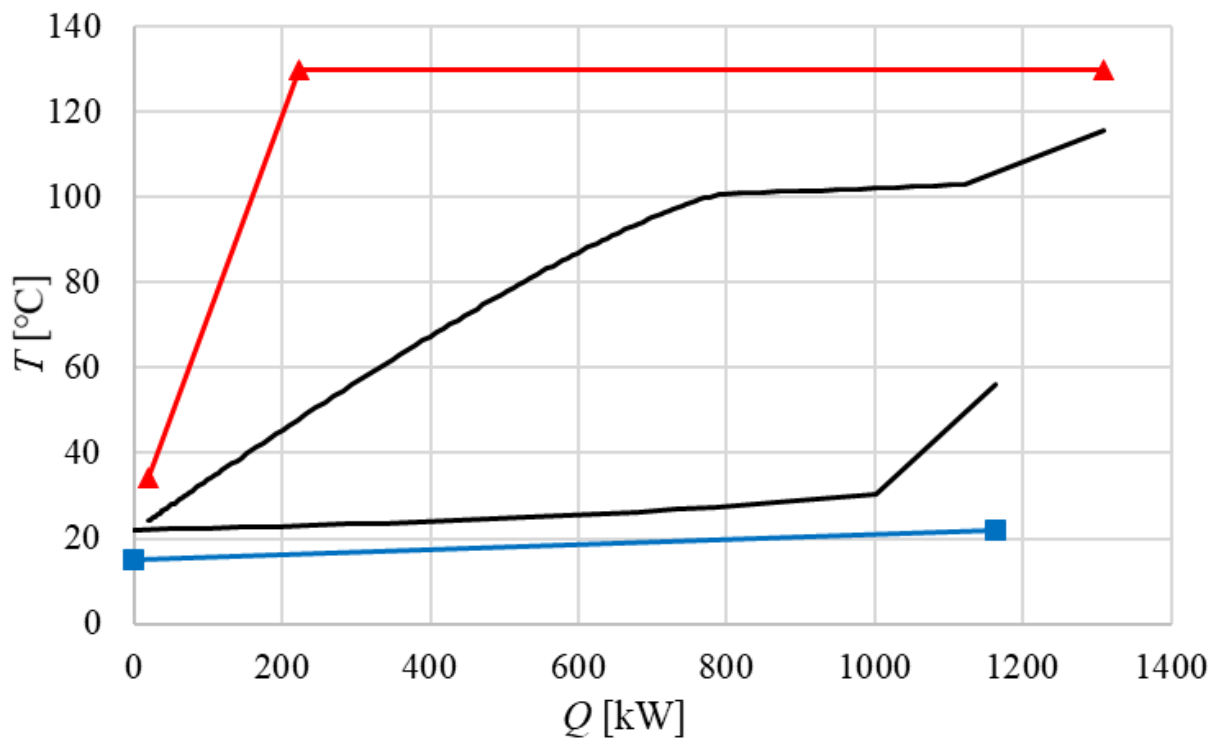
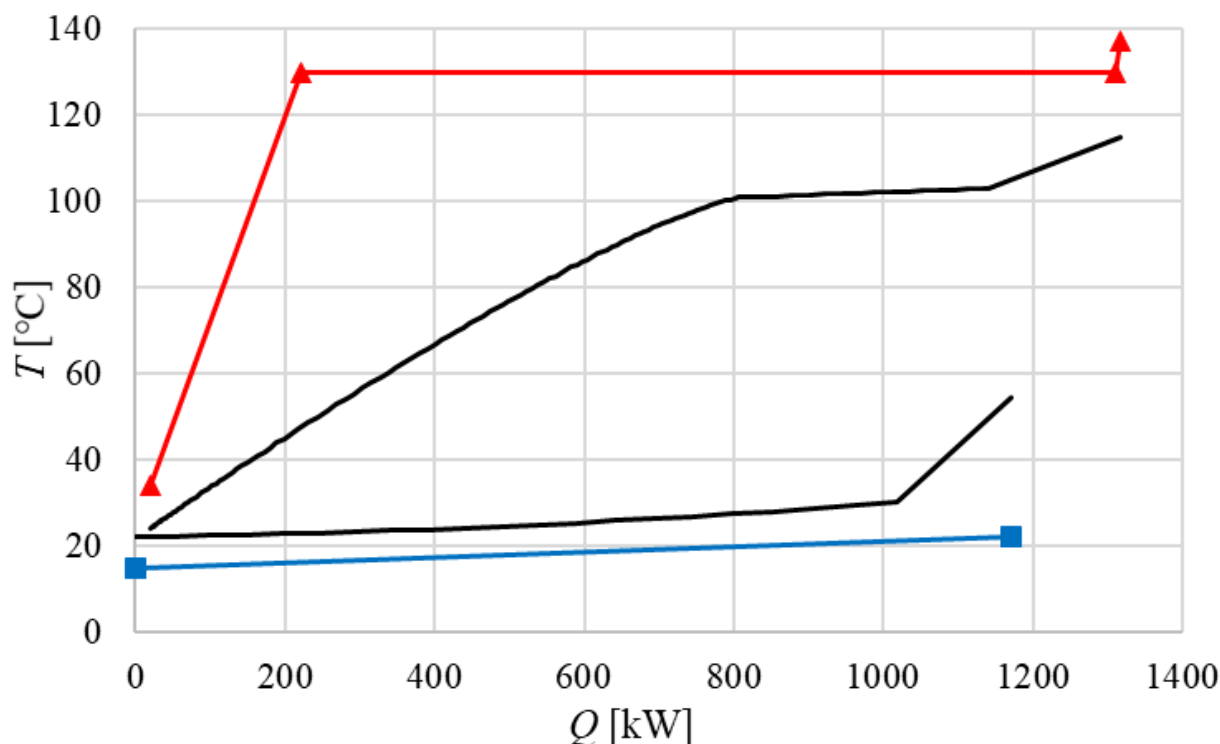


図 5.6 シェル&チューブ式熱交換器における抽出蒸気量とシステム性能



(a) 蒸気抽出量 0%の場合



(b) 蒸気抽出量 100%の場合

図 5.7 シェル&チューブ熱交換器におけるサイクル熱交換図

次に、蒸発器にプレート式熱交換器を用いた時の結果を示す。図 5.8 に抽出蒸気量とシステム全体の正味出力および熱効率の関係を表すグラフを示す。図 5.8 の示す通り、抜き出す蒸気量が 35%の時システム全体の出力が最大となり、抽出蒸気量が 45%の時システム熱効率が最大となるように、システム全体の出力が最大になるときに熱効率が最大となる時が異なる。この時、蒸気を抜き出さない場合に比べて正味出力が 1.76 kW 増加し、熱効率が 0.08% 向上する。シェル&チューブ熱交換器の場合と比べてもシステム全体の性能は向上しているが、その変化はわずか 1% ほどである。

蒸気抽出量が 0% と 100% の時を比較すると、シェル&チューブ熱交換器に場合と同様にシステム全体の正味出力は上昇しているが熱効率は減少している。つまり、燃烧空気予熱器から回収した熱の分だけ増加した投入熱量分の出力を成せていないということである。熱源が過熱蒸気となる利点があるが、あまり有効に機能していないことは蒸気抽出量が 100% の時だけでなく蒸気を抜き出すすべての場合に言える。図 5.9 に抽出蒸気量 45% の時のバイナリ発電機(a)および新しい ORC システム(b)における熱交換図を示す。抽出蒸気量が 45% の時熱回収により

熱源入口温度は 145.5℃まで上昇するが、図 5.9(b)からわかる通り作動媒体の過熱区間における温度上昇は熱源水の蒸発温度 130℃が制限となっており、加えて熱源水の過熱蒸気における熱交換は非常に少ないため、その区間において作動媒体はそこまで温度上昇することができない。

以上より、130℃の飽和蒸気を熱源入口として与えたバイナリ発電機において、システムの余剰排熱を熱回収し熱源から抜き出した蒸気と熱交換させるとき、システム全体の正味出力および熱効率は上昇するが、大きな改善は見られない。これは、熱源水の蒸発潜熱が大きく熱交換のほとんどが潜熱変化であり熱源温度が 130℃で一定であり、第 2 章で述べた通り、混合物の非共沸性はあまり有効でなく作動媒体として蒸発潜熱が大きい物質を用いることがサイクル性能の向上に有効である。

したがって、バイナリ発電機に入る 130℃の飽和蒸気から抜き出して追加熱交換器と熱交換させるのではなく、燃焼空気予熱器から回収した熱は高温油と熱交換させ、この高温油を熱源として、作動媒体として水を用いる場合を考える。

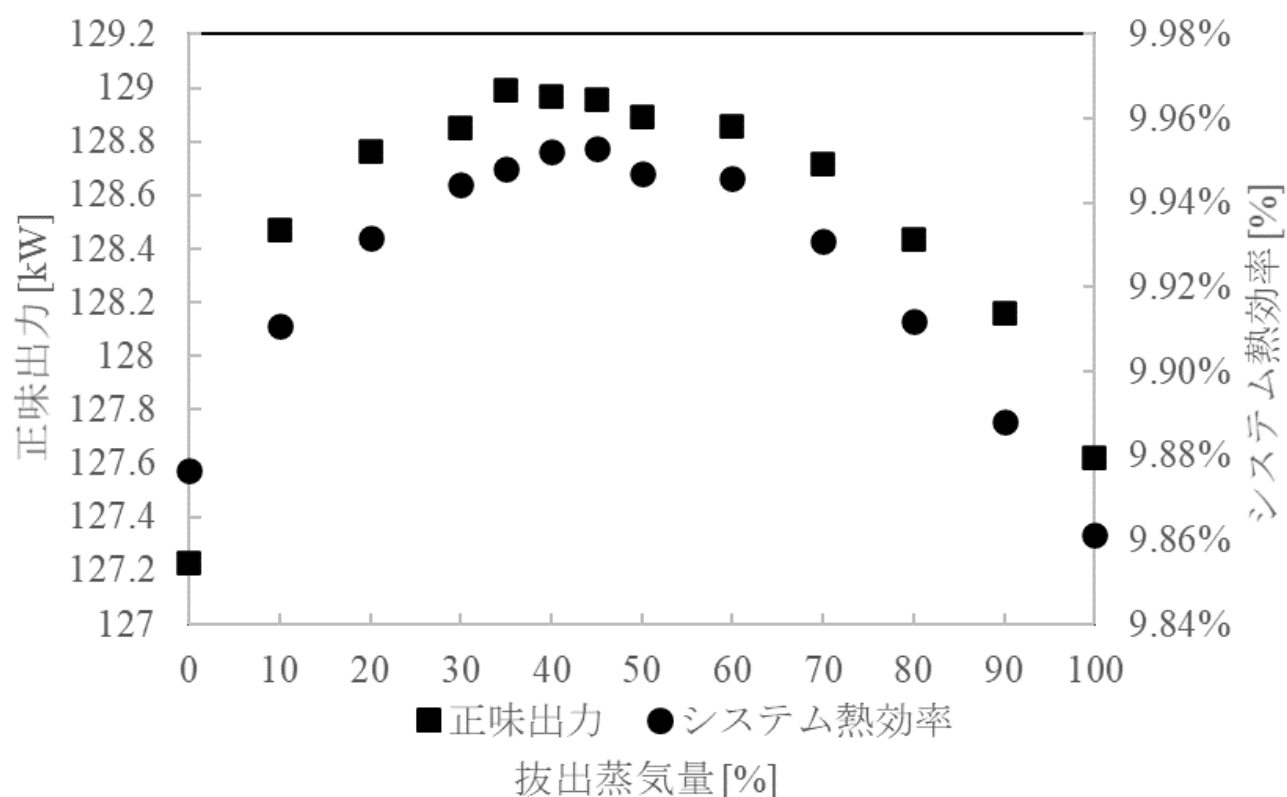
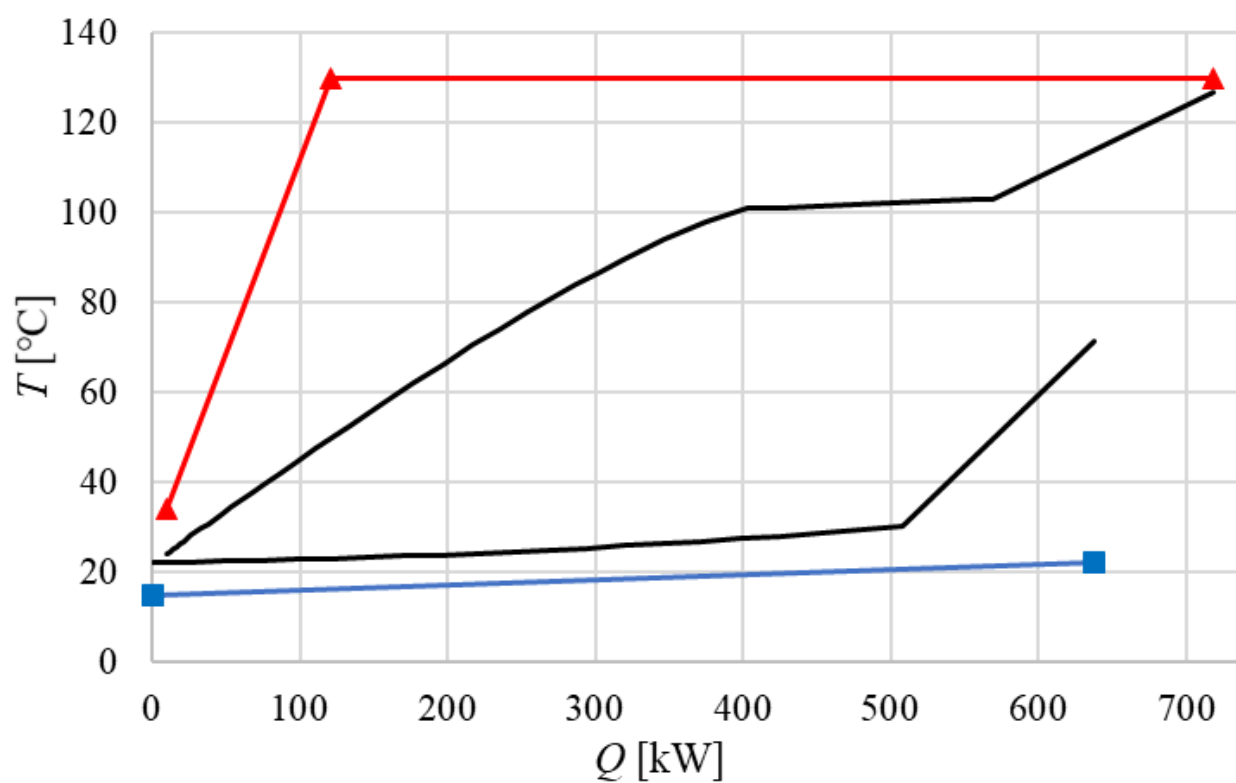
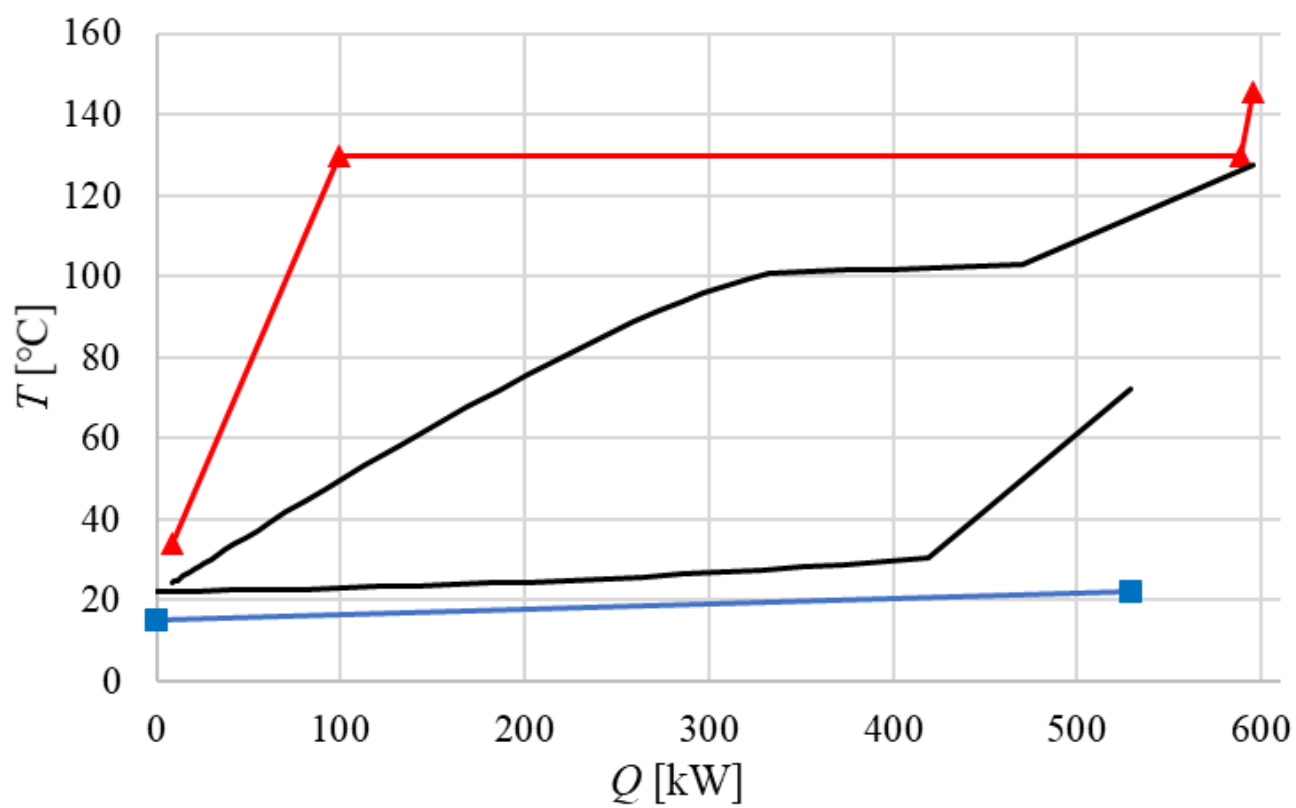


図 5.8 プレート式熱交換器による抽出蒸気量とシステム全体の出力および熱効率



(a) 蒸気抜出量 45%におけるバイナリ発電機



(b) 蒸気抜出量 45%における ORC システム

図 5.9 プレート式熱交換器におけるサイクル熱交換図

最後に熱源として高温油を，作動媒体として水を用いる場合を考える．本解析の高温油には熱媒体油として広く用いられているバーレルサーム 200^[44]を想定して解析を行った．また，バーレルサーム 200 の物性値は社団法人日本舶用工業会の内航船ディーゼル主機関の排熱を利用した主機燃料油加熱システムに関する技術開発成果報告書^[45]を参考に算出した．また，集塵装置に入る排ガス温度は硫酸腐食により 160℃と制限されているため，熱源油は出口温度が 160℃よりも低い温度でなければならない．つまり，熱源油の入口出口温度は 200-150℃や 160-150℃等のように出口温度 150℃を目安に設定しサイクル性能が最適となる熱源勾配を求めるが，作動媒体が単一媒体の水であるため熱源勾配が小さくなるほどサイクル性能は向上することが予測される．したがって，熱源油の温度勾配を 20℃に設定して計算を行った．

図 5.10 に熱源として高温油を，作動媒体として水を用いた場合のシステム全体の性能を図 5.6 に加えた結果を示す．熱源油を用いた場合は赤いマークで示されており，熱源に過熱蒸気を用いたすべての場合よりもシステム全体の正味出力および熱効率ともに向上している．図 5.11 この時の熱交換図を示す．作動媒体として水を用いたことで蒸発器側の圧力の制限がなくなり，加えて効率よく熱交換が行われる蒸発過程において，蒸発潜熱の大きい水は総熱交換量の内その蒸発過程で多くの熱交換が行われる．図 5.11 の熱交換図からも，予熱過程における熱交換量よりも蒸発過程における熱交換量の方が大部分を占めており，作動媒体に混合媒体を用いた場合では予熱器における熱交換量が総熱交換量の半分以上を占めていたが，作動媒体が水の場合は予熱器における熱交換量は総熱交換量の 1/5 以下である．しかしながら，水は飽和蒸気線が右下がりの WET と呼ばれる媒体で過熱が必要であり，タービン出口乾き度が 90%と今回設定した制限を満たしているものの最適とは言えない．加えて，タービン出口体積流量を考えると，元のバイナリ発電機では，正味出力が 125.9 kW で体積流量が 860 m³/h であり，図 5.11 の条件下で追加熱交換器により増加した正味出力が 1.27 kW で体積流量が 325 m³/h である．タービン出口体積流量あたりの正味出力は元のバイナリ発電機では 527 kJ/m³ で追加 ORC では 14 kJ/m³ であるため，作動媒体が水の場合は性能向上と熱交換器サイズのどちらを優先するかが重要な要素となる．

また，作動媒体として水を用いた場合の特徴として，質量流量が非常に小さくタービン入口出口の比エンタルピー差が非常に大きく，膨張による運動エネルギーが大きい．本解析ではタービン効率は一定にしているが，Balje^[46]によると軸流タービンに対して高効率を与える比速度が存在し，蒸気量が少ない時および比エンタルピー差が大きい時に高効率を与える比速度を得るためには，タービンの回転角速度を高める必要がある．そのため，投入熱量が少

ない発電システムでは多段タービンを登用して、段落あたりの比エンタルピー差を小さくする必要がある。タービン段落が増加するほどそこで生じるノズル損失や動翼損失などの内部損失が増加しタービン効率が低下する。したがって、これらの損失も加味したサイクル性能評価を行うことでより実際のシステムに即した解析モデルを提案することができる。

以上の考察より、下水汚泥焼却施設に導入する ORC システムに関して、熱源に 130°C の飽和蒸気を用いるとき、その蒸気の一部を抜き出して燃焼空気予熱器の排ガスと熱交換させ、新たに ORC システムを導入することで、システム全体の効率を向上することができる。また、蒸発器にシェル&チューブ式熱交換器よりもプレート式熱交換器を使用する方がシステム全体の性能はよくなり、それぞれ熱交換器の形状に応じて適切な拔出蒸気量が存在する。また、燃焼空気予熱器の排ガスは 220-160°C であるため、この温度帯では作動媒体に水を用いた方が高い熱効率を示し、システム全体の熱効率という点だけで考えると、今回の解析条件では熱源に高温油を用いた ORC システムを新たに導入することでさらなるシステム全体の性能向上が期待できるという結果になった。一方で、熱交換器の設計という点で考えると、作動媒体に水を用いると凝縮器側の圧力が負圧となり、タービン出口体積流量も大きいため、混合作動媒体を用いることの利点も大いに存在する。

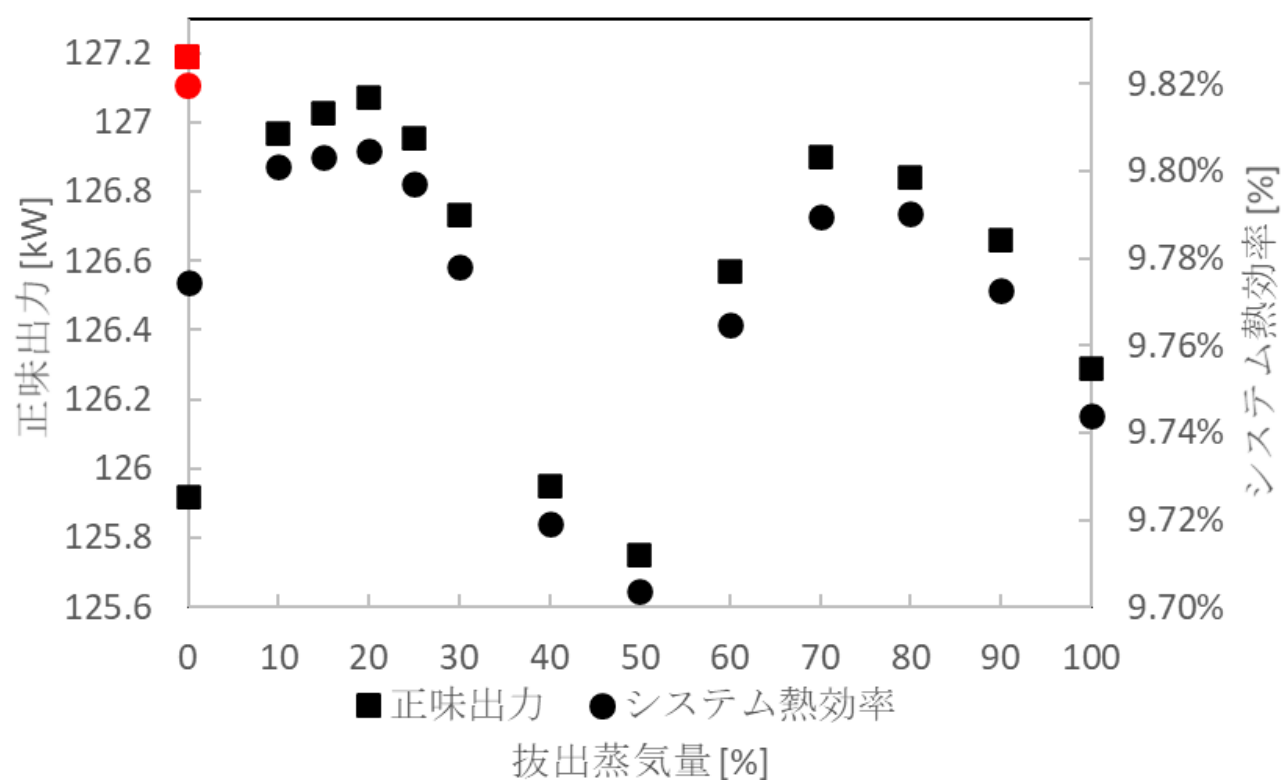


図 5.10 高温油を用いた場合を加えた抽出蒸気量とシステム性能

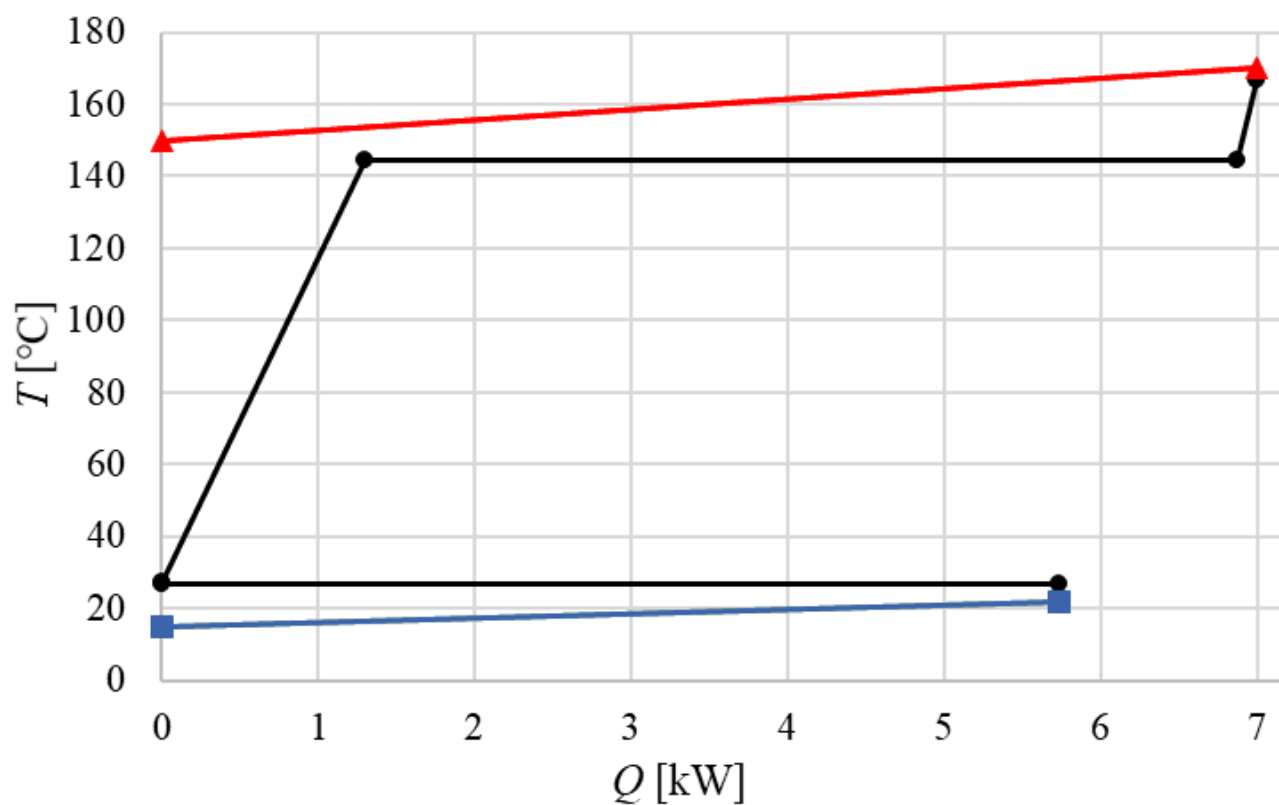


図 5.11 高温油を用いた場合のサイクル熱交換図

第6章 統括

本論文は 100°C 以下の温度域についての熱源に関して、ORC の構成要素の一つである蒸発器に焦点をあて、水平平滑管内における R245fa/R1234yf 混合物を作動媒体とした圧力損失特性および蒸発熱伝達特性に関する実験、計算結果の比較を行った。ついで、R245fa/R1234yf 混合物で妥当性を評価した予測モデルを用いて、下水汚泥焼却施設への導入を想定した ORC の蒸発器について伝熱予測を行い、伝熱を考慮したシステム全体のサイクル性能計算を行った。以下にその成果を要約する。

第1章では、100°C 程度の熱源を対象とした ORC について、近年の実機としての ORC の現状を報告した。また、水平平滑管内蒸発流における圧力損失と熱伝達率に関する研究について概説するとともに、本論文の意義と目的を明らかにした。

第2章では、理想条件下における ORC について、そのサイクル概要、計算方法、および性能比較のためのパラメータについて説明するとともに、単一作動媒体および混合作動媒体のサイクル性能計算を行い報告した。本章の結果は以下のようにまとめられる。

- (1) 混合作動媒体の組成はモル分率を変化させることで決定したが、その組成比によって R245fa/R1234yf 混合物の場合で正味熱効率は約 16% の向上を示す。
- (2) 混合作動媒体の組成比によって露点沸点温度差は変化し、熱源の入口出口温度差に近づくときに高い正味熱効率を示し、GWP の観点から組成比を決定する必要がある。
- (3) 混合作動媒体は蒸発終了点が飽和蒸気状態となる場合に最大正味熱効率を示し、単一作動媒体は蒸発終了点がわずかに過熱蒸気状態となる場合に最大正味熱効率を示す。
- (4) 熱源の温度勾配が大きくなるほど混合作動媒体の非共沸性が効果的に働き、単一作動媒体よりも正味熱効率が向上する。一方で、熱源の温度勾配が小さくなるに従い、単一作動媒体が混合作動媒体の正味熱効率を上回る。これは、単一作動媒体で蒸発器での不可逆損失が相対的に小さくなるからである。
- (5) 同様に 100°C 以上の熱源を用いる場合に、作動媒体に蒸発潜熱の大きい物質を用いることで高い正味熱効率を得ることができ、水が最大の正味熱効率を示した。ただし、水を用い

る場合、作動圧力は大気圧より低く、タービン体積流量が大きいことから投入熱量が少ないならば採算が取れず実用上は難しい。

- (6) 遷臨界サイクルは蒸発器側の圧力を上昇させサイクル性能の改善につながるが、作動圧力が非常に高くなる。また、水の正味熱効率には及ばない。

第3章では、本研究で行ったサイクル実験について、ORCを想定した実験装置、実験方法および実験条件についての説明を行った。

第4章では、ORCを想定した実験装置のもと、作動媒体にR245fa/R1234yf(20/80mass%)混合物を用いて、作動媒体流体、蒸発槽温度および蒸発器圧力を所定の値に設定した場合の蒸発器内における蒸発挙動実験を行った。また、既存の予測式を用いた伝熱予測モデルを蒸発実験結果と比較することで評価し、作動媒体の伝熱特性を考慮したサイクル性能解析を行った。本章の結果は以下のようにまとめられる。

- (1) 同じ蒸発槽温度、飽和温度条件の場合、作動媒体流量が大きいほど蒸発に必要な伝熱面積が大きくなる。
- (2) 同じ蒸発槽温度、飽和温度条件の場合、作動媒体流量が大きいほど気液二相状態での圧力損失による作動媒体の温度低下が大きくなる。
- (3) 作動媒体流量が小さい場合において、作動媒体温度が一度飽和温度を超えた後、飽和温度まで温度が下降した後に緩やかに温度上昇する現象がみられた。
- (4) 蒸発槽温度 60℃の場合、蒸発速度が非常に早く作動媒体温度は飽和温度まで一気に上昇するため、気液二相状態の開始点および終了点を把握することが困難であることが分かった。
- (5) 蒸発挙動がはっきりと見られたすべての条件において高い精度で圧力損失による温度低下は、従来提案されている相関式で見積もることができた。
- (6) 伝熱予測モデルを加えたサイクル性能解析では、気液二相状態で作動媒体の熱伝達率は単相状態の熱伝達率よりも約6倍良くなり、蒸発区間での熱交換が重要なことが分かった。
- (7) 過熱区間では熱交換の性能が悪化し、作動媒体が気単相状態での熱交換が長くてもサイクル性能の向上にはつながらないことが分かった。
- (8) 正味熱効率と正味出力が最大となる条件は必ずしも一致するわけではなく、作動媒体が

タービン入口で飽和蒸気となる場合に正味熱効率が最大となり、作動媒体が少し過熱蒸気となる場合に正味出力が最大となることが分かった。

第 5 章では、R245fa/R1234yf 混合物を作動媒体として用いた蒸発実験により妥当性を評価した伝熱予測モデルをサイクル計算に組み込んだ解析モデルを用いて、下水汚泥焼却施設への導入を想定した ORC の蒸発器について伝熱予測およびシステム全体のサイクル性能計算を行い報告した。本章の結果は以下のようにまとめられる。

- (1) 蒸発器にシェル&チューブ型熱交換器を想定した場合、バイナリ発電機へ入る飽和蒸気から 20% の蒸気を抜き出して新たな ORC を回すことでシステム全体の正味出力が 1.15 kW、熱効率が 0.03% 向上する。
- (2) 蒸発器にプレート式熱交換器を想定した場合、バイナリ発電機へ入る飽和蒸気から 35% の蒸気を抜き出して新たな ORC を回すことでシステム全体の正味出力が 1.76 kW、45% の蒸気を抜き出すことで熱効率が 0.08% 向上する。
- (3) 作動媒体に R245fa/R1234yf 混合物を用いた場合、熱源入口条件が 130°C の飽和蒸気であると作動媒体の蒸発器側の圧力がほとんど臨界圧力と同じで顕熱による熱交換が多くなる。
- (4) 作動媒体に水、熱源に高温油を用いた場合、混合作動媒体を用いるよりもシステム全体の正味出力および熱効率は良くなるが、タービン出口乾き度やタービン効率について再度考慮しなければならない。
- (5) 熱交換器の設計という点で考えた場合、水は作動圧力が大気圧より低く、タービン出口体積流量が大きいことから、サイクル性能がほとんど変わらない混合作動媒体を用いるほうが適切である。
- (6) 燃烧空気予熱器から得られる熱量が元の飽和蒸気を持つ熱量と比べて非常に小さいため、追加で ORC を導入してもシステム全体の出力はあまり変わらなかった。

以上に示したように、本論文では 100°C 以下の低温度域についての熱源に関して、水平平滑管内における非共沸混合作動媒体の蒸発挙動予測モデルの開発について報告した。また、下水汚泥焼却施設への ORC システムの導入について蒸発挙動予測モデルを組み込んだサイクル計算による性能解析を行った。本研究の成果が低温度の排熱回収技術に用いる蒸発器設計および作動媒体の伝熱特性を考慮したシステム性能解析の指針となる知見を得たものである。

謝辞

九州大学大学院総合理工学研究院教授 宮崎 隆彦先生には、本研究の遂行にあたり、最初の基礎から細部に至るまで数多くの的確かつ有益な御指導、御鞭撻を賜りました。また、本論文の取りまとめ方についても多くの御指導、御鞭撻を賜りました。ここに、深く感謝の意を表し、心から深く御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院准教授 Kyaw Thu 先生には本研究の遂行にあたり、些細な質問に至るまで多くのご指摘を受け、多大な御協力を賜りました。ここに、深く感謝の意を表し、心から深く御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院 Frantisek Miksik 特任助教には、本研究の遂行に当たり、多大な御協力を賜りました。ここに、心から深く御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院 高田 信夫技術専門職員には、本研究を遂行する上で特に装置、機械、部品などの技術的な面において、数多くの御助言、御協力を賜りました。ここに、心から深く御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻宮崎研究室に所属する、博士課程 3 年 Mr. Mansoor Abdul Aziz, Ms. Chairunnisa, Mr. Yang Changru, Mr. Abirham Yemanebirhan Tadesse, Mr. Perera Colombatanirige Uthpala Amod, Ms. Mocket Relebohile, 博士課程 1 年 Mr. Motaz Mabrok Mohamed Salama, Mr. Sagar Saren, Mr. Yang Zhaosheng, Mr. Yu Hao, Mr. Seo Sang Won, Mr. Marco Reyes Lao, Mr. Haoulomou Pepe, Mr. Sannan Salabat Butt, Mr. Xuetao Liu, Mr. Denis Mutebi, Mr. Mojtaba Purjam, 修士課程 2 年 Mr. Chen Haonan, Mr. Yang Chenf, 井田 晴也氏, 登川 智也氏, 富來 昌啓氏, 修士課程 1 年 伊藤 大芽氏, 郡 光春氏, 前城 裕太氏, 益守 航氏, 川喜田 幹太氏, Mr. Ghai Jiazi, Mr. Shen Jiaqi, 学部 4 年 中津 秀彬氏, 溝部 幸輝氏には、公私に渡って親切な御助言を賜るとともに御激励をいただきました。ここに、深く感謝の意を表し、心から深く御礼申し上げます。

研究室秘書 大和 裕里氏には、事務的な手続き等、多くの便宜を図って頂きました。ここに、心から深く御礼申し上げます。

最後に、私の学生生活を最後まで温かく見守り、これ以上なく支えて下さった家族に、心から深く感謝の意を表します。

参考文献

- [1] Tchanche BF, Lambrinos Gr, Frangoudakis A, Papadakis G: Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications, *Renew Sust Energ Rev*, 15, 8 (2011), 3963–3979.
- [2] 一般財団法人エンジニアリング協会(ENAA): 平成25年度小規模地熱発電のうち温泉発電導入促進のための手引書, (2014).
- [3] 独立行政法人科学技術振興機構研究開発戦略センター: 中低温熱利用の高度化に関する技術調査報告書, (2013).
- [4] NEDO: 15業種の工場設備の排熱実態調査報告書, (2019)
- [5] 株式会社神戸製鋼所のマイクロバイナリー MB-70H,
http://www.kobelco.co.jp/releases/2012/__icsFiles/afieldfile/2012/03/27/shiryo.pdf, (2017).
- [6] 第一実業株式会社: 第一実業地熱関連事業のご紹介, (2017).
- [7] Walraven D, Laenen B, D’haeseleer W: Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources, *Energy Convers Manage*, 66 (2013), 220–233.
- [8] Venkatarathnam G, Mokashi Girish, Srinivasa Murthy S: Occurrence of pinch points in condensers and evaporators for zeotropic refrigerant mixtures, *Int J Refrig*, 19, 6 (1996), 361-368.
- [9] Kang Zhenhua, Zhu Jialing, Lu Xinli, Li Tailu, Wu Xiujie: Parametric optimization and performance analysis of zeotropic mixtures for an organic Rankine cycle driven by low-medium temperature geothermal fluids, *Appl Therm Eng*, 89 (2015), 323-331.

- [10] Radulovic Jovana, Beleno Castaneda Nadia I.: On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source, *Energy Convers Manag*, 88 (2014), 365-371.
- [11] Heberle Florian, Preißinger Markus, Brüggemann Dieter: Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources, *Renew Energy*, 37, 1 (2012), 364-370.
- [12] Liu Bo-Tau, Chien Kuo-Hsiang, Wang Chi-Chuan: Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, *Energy*, 19, 8 (2004), 1207-1217.
- [13] Chen Yue, Han Dong, Pu Wenhao, He Weifeng: Thermal matching performance of a geothermal ORC system using zeotropic working fluids, *Renew Energy*, 80 (2015), 746-754.
- [14] Li You-Rong, Du Mei-Tang, Wu Chun-Mei, Wu Shuang-Ying, Liu Chao: Potential of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures as working fluids for waste heat recovery, *Energy*, 77 (2014), 509-519.
- [15] 植田 辰洋: 気液二相流 -流れと熱伝達-, 養賢堂, (1981) 22.
- [16] Lockhart, R. W., Martinelli, R. C.: Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes, *Chemical Engineering Progress*, 45, 1 (1949), 39-48.
- [17] Jung D. S., Radermacher R.: Prediction of Pressure Drop during Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32, 12 (1989), 2435-2446.
- [18] Martinelli R. C., Nelson D. B.: Prediction of Pressure Drop during Forced-Circulation Boiling of Water, *Transactions of the ASME*, 70 (1948), 695-702.

- [19] Chisholm D., Laird A.D.K.: Two-Phase Flow in Rough Tubes, Transactions of the ASME, 80, 2 (1958), 276-286.
- [20] 原口 英剛, 小山 繁, 藤井 哲: 冷媒HCFC22, HFC134a, HCFC123の水平平滑管内凝縮 (第1報, 局所摩擦圧力降下に関する実験式の提案, 日本機械学会論文集 B編) , 60, 574 (1994), 2111-2116.
- [21] 久保田 淳, 内田 麻里, 鹿園 直毅: 水平平滑管と内面溝付管の蒸発圧力損失の予測式, 日本冷凍空調学会論文集, 18, 4 (2001), 393-401.
- [22] Xu Y., Fang X.: A New Correlation of Two-Phase Frictional Pressure Drop for Condensing Flow in Pipes, Nuclear Engineering and Design, 263 (2013), 87-96.
- [23] Müller-Steinhagen T., Heck K.: A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 20, 6 (1986), 297-308.
- [24] Friedel L.: Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, (1979), 485-492.
- [25] Cicchitti A., Lombardi C., Silvestri M., Soldaini G., Zavalluilli R.: Two-Phase Cooling Experiments-Pressure Drop Heat Transfer and Burnout Measurements, Energia Nucleare, 7 (1960), 407-425.
- [26] M. B. Ould Didi, N. Kattan, J. R. Thome: Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes, International Journal of Refrigeration, 25 (2002), 935-947.
- [27] Kattan N.: Contribution to the heat transfer analysis of substitute refrigerants in evaporator tubes with smooth or enhanced tube surfaces, 1498 (1996).
- [28] Grønnerud R.: Investigation of liquid hold-up flow-resistance and heat transfer in circulation type

evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants, *Annexe* 1972, 1 (1979).

[29] Chen J. C.: Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 5, 3 (1966), 322-329.

[30] 森 英夫, 吉田 駿, 柿本 益志, 大石 克己: 冷媒の水平平滑蒸発管内熱伝達係数の予測式の修正, *日本冷凍空調学会論文集*, 16, 2 (1999), 177-187.

[31] 吉田 駿, 森 英夫, 洪 海平, 松永 崇: 冷媒の水平蒸発管内熱伝達係数の予測式, *日本冷凍協会論文集*, 11, 1 (1994), 67-78.

[32] 高松 洋, 桃木 悟, 藤井 哲: 単一成分冷媒の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達の整理, *日本機械学会論文集 (B編)*, 58, 550 (1992), 1875-1882.

[33] Yu J., Momoki S., Koyama S.: Experimental Study of Surface Effect on Flow Boiling Heat Transfer in Horizontal Smooth Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 10 (1999), 1909-1918.

[34] Jung D.S., McLinden M., Radermacher R., Didion D.: Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with a Mixture of R22/R114, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32, 1 (1989), 131-145.

[35] Jung D.S., McLinden M., Radermacher R., Didion D.: A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixtures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32, 9 (1989), 1751-1764.

[36] 高松 洋, 桃木 悟, 藤井 哲: 混合冷媒HCFC22/CFC114の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達の整理, *日本機械学会論文集 (B編)*, 58, 551 (1992), 2198-2205.

[37] Choi T.Y., Kim Y.J., Kim M.S., Ro S.T.: Evaporation Heat Transfer of R-32 R-134a R-32/134a and R-32/125/134a inside a Horizontal Smooth Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*,

43, 19 (2000), 3651-3660.

[38] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden: NIST Standard Reference Database23, REFPROP, Version 10.0 (2018).

[39] Gnielinski V.: Int. Chem. Eng., 16, 2 (1976), 359.

[40] Goto M., Inoue N.: Condensation and evaporation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes, International Journal of Refrigeration, 24 (2001), 628-638.

[41] Zhukauskas A.: Advance in Heat Transfer, Academic Press, 8, 93 (1972).

[42] D. Lee, S. Park, D. Kim: Evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R-1233zd(E) in a brazed plate heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 130 (2018), 1147-1155.

[43] Yan Y.Y., Lio H.C., Lin T.F.: Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 6 (1999), 993-1006

[44] 松村石油株式会社のバーレルサーム200

<https://www.matsumura-oil.co.jp/cms/wp-content/uploads/005096faa83cd62d14f959148900f557.pdf>

[45] 社団法人 日本船舶工業会: 平成22年度 内航船ディーゼル主機関の排熱を利用した 主機燃料油加熱システムに関する技術開発 成果報告書, (2011), 34.

[46] Balje O.E.: Turbomachines-A Guide to Design Selection and Theory, Journal of Fluids Engineering, 103, 4 (1981), 644.