

高湿分空気の生成と利用による負圧ガスタービンサイクルの性能向上

松井, 浩平
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/2324/3052470>

出版情報 : Kyushu University, 2019, 修士, 修士
バージョン :
権利関係 :

令和元年度

修士論文

高湿分空気の生成と利用による
負圧ガスタービンサイクルの性能向上

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

松井 浩平

指導教員 宮崎隆彦
Kyaw Thu

提出年月日 令和2年2月5日

目次

第 1 章 序論.....	1
1.1 緒言.....	1
1.2 負圧ガスタービンサイクルの概略と従来研究.....	3
1.2.1 負圧ガスタービンサイクルの概要.....	3
1.2.2 負圧ガスタービンサイクルの従来研究.....	6
1.3 間接気化式冷却器.....	8
1.4 本論文の目的及び構成.....	12
第 2 章 サイクル構成及び計算方法.....	14
2.1 サイクル構成.....	14
2.2 IEC の数理モデルと計算方法.....	18
2.2.1 IEC 数理モデル.....	18
2.2.2 IEC 及び復熱器の計算方法.....	23
2.2.3 IEC 数理モデルの検証.....	26
2.3 負圧ガスタービンサイクルの計算方法.....	28
2.3.1 負圧ガスタービンサイクルの熱力学的モデル.....	28
2.3.2 負圧ガスタービンサイクル熱力学的モデルの計算方法.....	29
第 3 章 IEC 及び復熱器を適用したサイクル性能.....	33
3.1 最適圧力比.....	34
3.2 圧縮機とタービンの断熱効率.....	36
3.3 タービン入口温度.....	43
3.4 外気相対湿度による影響.....	44
3.5 中間冷却装置の流路長の影響.....	46
3.6 IEC-IBC 及び復熱器を適用したサイクルのまとめ.....	50
第 4 章 IEC 及び復熱器の複合サイクル.....	52
4.1 圧縮機及びタービン断熱効率の影響.....	53

4.2 タービン入り口温度.....	63
4.3 流入空気質量流量の影響.....	68
4.4 IEC 及び復熱器長さの影響.....	73
4.5 周辺空気相対湿度の影響.....	77
4.6 サイクル構成によるサイクル性能の比較.....	81
4.7 本章のまとめ.....	83
第 5 章 統括.....	86
謝辞.....	89
参考文献.....	90

記号

A	断面積	m^2
c_p	比熱	$kJ/kg/K$
d	流路高さ	m, mm
D	物質拡散係数	m^2/s
D_h	水力直径	m
Gz	グレッツ数	—
h	比エンタルピー	kJ/kg
k	熱伝導率	$kW/m/K$
l	長さ	m
Nu	ヌセルト数	—
p	圧力	Pa
Pr	プラントル数	—
q	比熱入力	kJ/kg
RH	相対湿度	$\%$
Re	レイノルズ数	—
Sc	シュミット数	—
Sh	シャーウッド数	—
St	スタントン数	—

St_m	物質伝達のスタントン数	—
T	温度	°C
t	時間	s
u	速度	m/s
w	比仕事	kJ/kg
x	絶対湿度	g/kg [DA]
z	距離	m

ギリシャ文字

α	熱伝達係数	W/m ² /K
α_m	物質伝達係数	m/s
ε	収束基準	—
η	効率	—
κ	比熱比	—
λ	摩擦係数	—
μ	粘性係数	Pa s
π	圧力比	—
ρ	密度	kg/m ³
ϕ	熱抵抗比	—

第1章 序論

1.1 緒言

1800年代後半の産業革命以降、人類の科学技術は飛躍的な発展を遂げ、生活水準の向上から快適で便利な社会を享受することを追求してきた。そして、産業の急速な発展に伴ってエネルギーの需要も急速に高まっている。中でも利便性の高い二次エネルギーである電力は様々な装置の自動化、2007年のスマートフォンの導入に代表される電子化に伴い、その需要は増加の一途をたどっている。International Energy Agency(IEA)によると、2000年から2018年にかけて世界の電力需要は13152 TWh から 23031 TWh にまで増加している。IEA の Stated Policies Scenario を例にとると、世界の電力需要は毎年2.1%ずつ成長しており、2040年には36453 TWh まで増加すると推定されている。また、現在の世界の総発電量の66.8%は可燃性燃料による発電に起因している[1]。このように電力需要が増加の一途をたどる一方で、環境保護の観点から、化石燃料の消費及び二酸化炭素の排出量の削減に迫られている。再生可能エネルギーによる発電への移行は盛んに取り組まれているが、経済的観点、気候依存性による不安定さから化石燃料からの発電は不可欠である。一方で、社会的なエネルギーの使用から発生する廃熱や、未利用エネルギーの有効化はエネルギー、電力確保において重要な手段となり得る。Anton Firth らは廃熱量が世界の投入エネルギーの23% ~ 53%を占め、廃熱回収の理論ポテンシャルは6%~12%であると推定し、理論ポテンシャルの38~63%が100°C~300°Cの効果的な中温領域にあるとしている[2]。したがって、中低温領域の廃熱を有効化することは電力需要の急速な増加と環境保護の問題に対して有効な手段である。しかし、ポテンシャルの大きい中低温領域の廃熱の回収は原理的な困難さを有する。

現在、中低温領域の熱を動力として再生する技術はいくつか検討されており、代表的なものにオーガニックランキンサイクル(ORC)[3]-[5]が挙げられる。ORC はランキンサイクルにおいて作動媒体として使用される水を水よりも低沸点である性質を持つ有機冷媒に代替することで、低温熱源に適用することを可能とした技術である。有機冷媒の性質上、有機冷媒はオゾン破壊係数(ODP)や地球温暖化係数(GWP)を有しており、これらは1997年の第3回気候変動枠組条約締約国会議で採択された「気候変動に関する国際連合枠組条約の京都議定書」に従い規制が行われつつある。ORC では ODP や GWP の高い有機冷媒に代わり、環境負荷を最低限にとどめる新規有機冷媒の開発が課題となっている。

カーリーナサイクル(KC)[6]–[8]も低温熱源による動力回収技術として議論が行われている。カーリーナサイクルはアンモニアと水を作動媒体としており、130 °C程度の熱源に対してアンモニアの濃度を上げることにより、サイクル熱効率を向上させることができると結論付けられている[6]。しかしながら、はるかに複雑なシステムであること、作動圧力が非常に高まることに加えてタービン出口で、アンモニアと水の混合媒体が2相状態となってしまうことからタービン腐食につながるといった課題が存在する[7]。また、Kalina サイクルが低温熱源からの熱回収のための非常に効率の低いシステムであるという Pradeep Varma と Srinivas による報告も存在する[9]。

本研究において着目する負圧ガスタービンサイクル(Inverted Brayton Cycle)(IBC)[10]は上述したサイクルとは異なり、一切の低沸点有機冷媒を使用しないガスサイクルである。IBC は Wilson と Danteman によって提唱され、その動作原理の詳細が報告された[11]。IBC はブレイトンサイクルのタービンと圧縮機を逆に配置した熱力学的サイクルで、高温空気のタービンへの流入と膨張、タービン出口空気の冷却、圧縮機による冷却後空気の排気からなる。このような熱力学的過程をとることで、常圧の高温空気から動力を取り出すことが可能である。また、常圧の空気から動力を取り出す機構は低温熱の回収を可能とする。しかしながら、IBC の熱効率は一般的に低い。IBC のタービン出口空気の冷却に関して、冷却効率が高くなればサイクル性能が向上する。

冷却効率を考慮するうえで、大きな動力を必要とせず高い冷却性能を有する装置として気化式冷却器が挙げられる。気化式冷却器は水の蒸発潜熱を利用する冷却器である。中でも V. Maisotsenko によって考案された M-Cycle[12]と呼ばれる流路構造をとる間接気化式冷却器は従来の気化式冷却の冷却限界温度は被冷却空気の湿球温度である一方で、冷却限界温度を被冷却空気の露点温度にまで拡張することが可能である。したがって、M-Cycle は高い冷却性能を有するため、中間冷却の冷却効率の向上が期待される。しかしながら、負圧ガスタービンサイクルに関する研究報告は数少なく、間接気化式冷却器を適用した例は存在しない。

そこで、本研究は負圧ガスタービンサイクルのタービン出口空気の冷却に非間接気化式冷却(IEC)を適用することによって冷却効率の向上及びサイクル内熱再生を試み、それによるサイクル性能の変化を数値計算により解析し、負圧ガスタービンサイクルの IEC 適用可能性を調査するものである。

1.2 負圧ガスタービンサイクルの概略と従来研究

1.2.1 負圧ガスタービンサイクルの概要

負圧ガスタービンサイクル(Inverted Brayton Cycle)の概略図を Fig. 1.1 に示す。負圧ガスタービンサイクルは高温空気をはじめとする気体の熱エネルギーを動力に変換するためのオープン動力サイクルである。通常のブレイトンサイクルとは異なり、まずタービンに外気よりも高温の空気を流入させ膨張させる。次いで、タービン出口空気を熱交換器により冷却し、熱を除去する。そして、冷却後の空気を圧縮機で排気する。このときタービン出力が圧縮機動力を上回り、動力が得られる。このようなサイクル構成により、常圧で高温空気がタービンへ流入するため、負圧ガスタービンサイクルは通常のブレイトンサイクルでは利用できない低温領域の熱を動力として取り出すことが理論上可能である。Fig. 1.2 (a)に T - s 線図、(b)に P - v 線図を示す。ここではタービン入口温度 $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、圧力比 $P_3/P_2=0.3$ としている。添え字は Fig. 1.2 中の番号に対応している。負圧ガスタービンサイクルは以下の熱力学的過程から成る。

- ① 等圧加熱 (Isobaric heating) (1-2)
- ② 断熱膨張 (Adiabatic expansion) (2-3)
- ③ 等圧冷却 (Isobaric cooling) (3-4)
- ④ 断熱圧縮 (Adiabatic compression) (4-5)

上記の過程において③等圧冷却の冷却効率がサイクル性能において重要な要素である。ここで冷却効率によるサイクル性能の変化を確認するために、外気温度 T_{amb} を基準としたタービン出口温度に対する冷却効率 ε を式(1)で定義する。

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{amb}} \quad (1.1)$$

ここで、 $T_{amb} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ である。Fig. 1.3 にタービン入口温度、 $T_{in} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ の場合の中間冷却効率と熱効率の関係を示す。図から冷却効率 ε の上昇に伴い熱効率は線形的に向上する。タービン入口温度が $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ の場合においては、冷却効率 ε が 0.9 から 1.0 で熱効率が 1.5% 向上する。このように、負圧ガスタービンサイクルの性能において中間冷却の冷却性

能は重要な要素である。

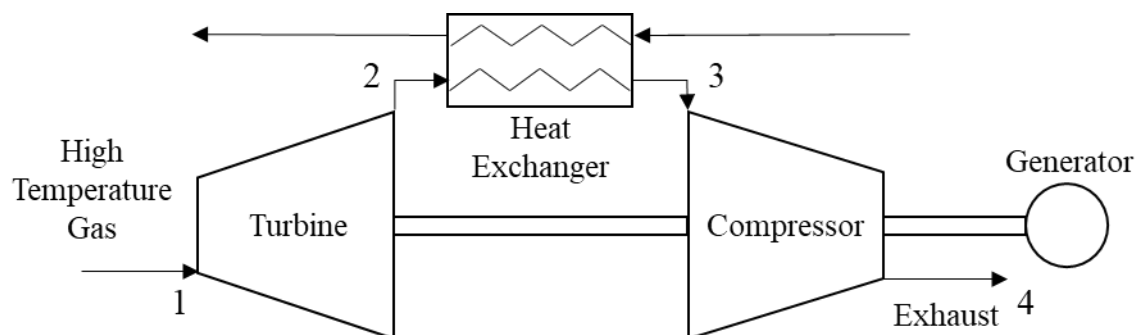
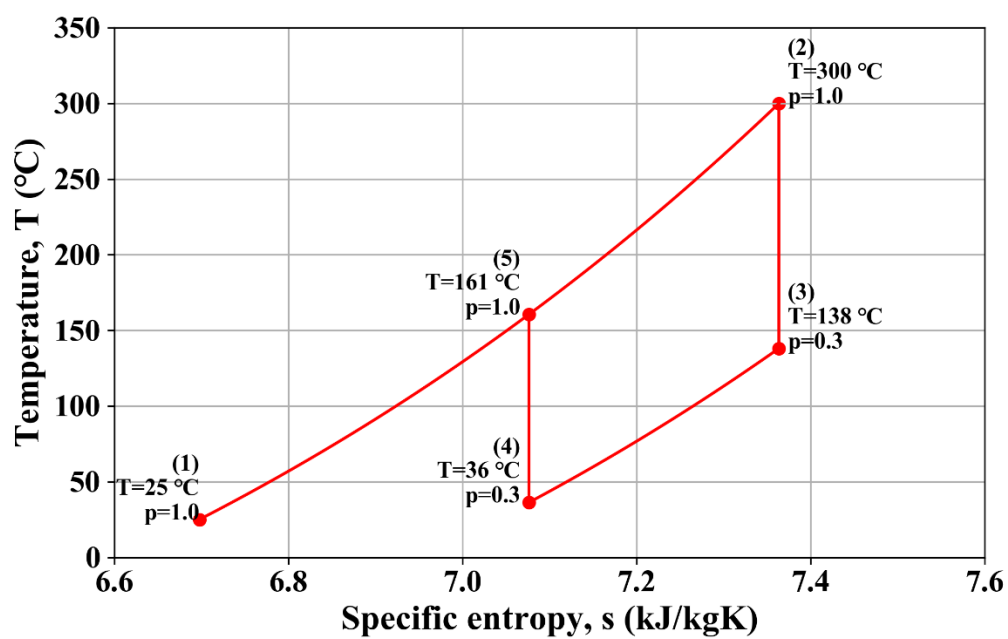


Fig. 1.1 ICE 概略図



(a) T-s 線図

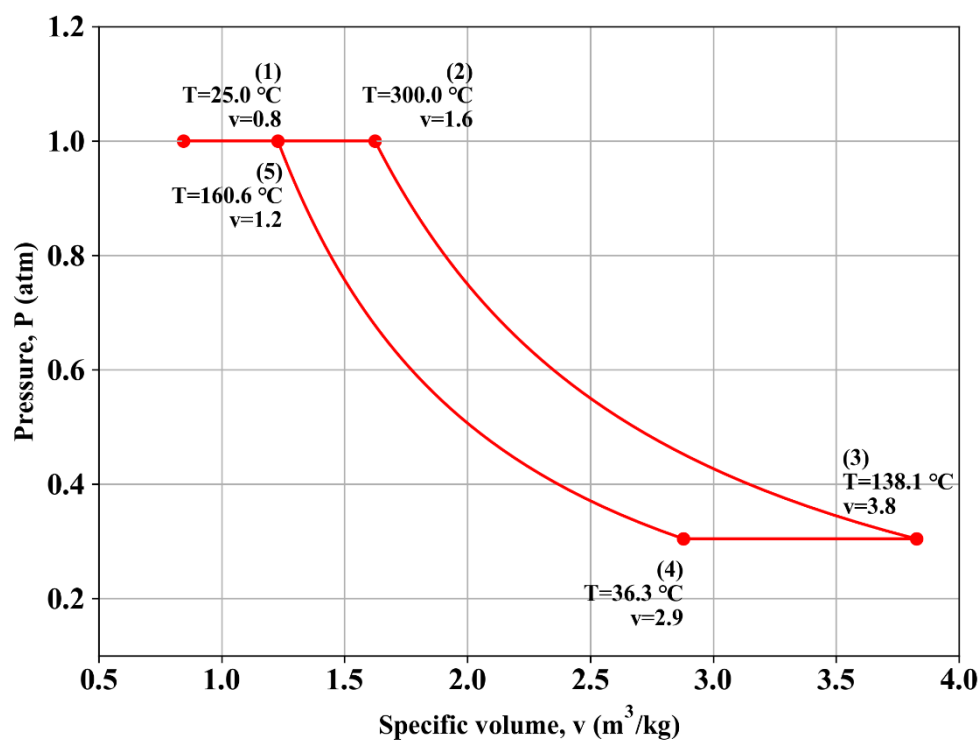
(b) P - v 線図

Fig. 1.2 負圧ガスタービンサイクルの熱力学的過程

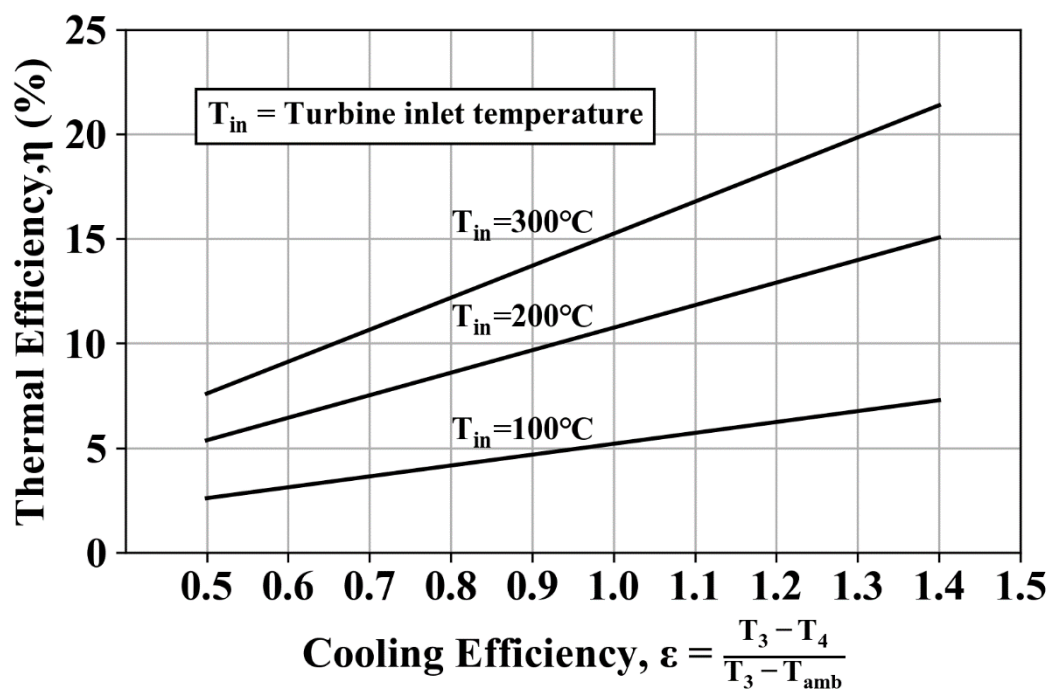


Fig. 1.3 中間冷却効率による熱効率への影響

1.2.2 負圧ガスタービンサイクルの従来研究

ここでは負圧ガスタービンサイクル(IBC)に関する従来研究についてまとめる。

M. Bianchi らは負圧ガスタービンサイクルをディーゼルエンジンやガソリンエンジン、ガスタービンを用いることを想定したパワープラントのコージェネレーションシステムの一部として負圧ガスタービンサイクルを適用することで、どの程度の電力効率向上が見られるかを数値的に調査した[13]。3.6 MW 級のガスタービンシステム TYPHOON 3.6 においては負圧ガスタービンサイクルの適用により、527 °Cの排出ガスから動力を取り出し、全体で5.2%の電力効率の上昇を結論付けている。

S. Fujii らは負圧ガスタービンサイクルの中間冷却に着目し、多段冷却によりタービン出口空気を複数の圧縮機を用いて多段階的に排気及び冷却することでサイクル効率の向上が可能であることを基礎実験の実施により示した[14]。Fig. 1.4 に S. Fujii らによる多段冷却によるサイクル熱効率の向上を示す。タービン入口温度 1200 °Cの場合に圧縮機断熱効率が 90 %の場合に多段冷却用の圧縮機を 3 機設置することで、サイクル熱効率を 8 %増加させることを示した[14]。

I. Kennedy らは内燃機関からの高温排出ガスからの熱回収技術として負圧ガスタービンサイクルを提案し、その動力特性を複数のパラメータ条件下で調査した。出力がタービン入口温度とシステム圧力損失に大きく影響されることを CFD シミュレーションと実験により示した。タービン入口温度 750 °Cの条件下で実際に 47 kJ/kg の比出力を実現することが可能であると結論付けている[15]

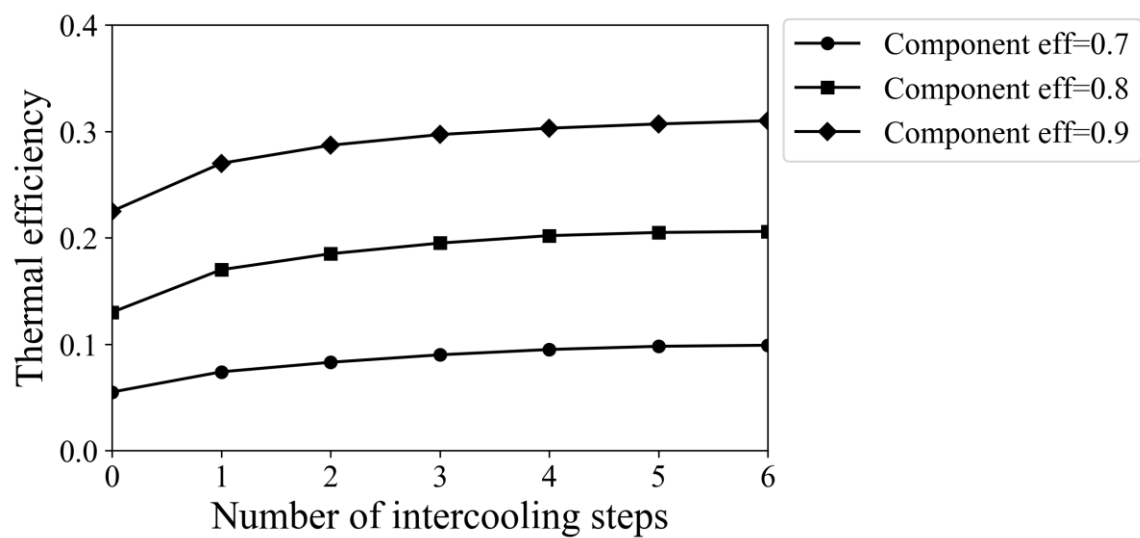


Fig. 1.4 中間冷却の段数の変化に対するサイクルの熱効率の変化[14]

1.3 間接気化式冷却器

気化式冷却器は一般的に水を利用した冷却器であるが、二種類に大別される。直接気化式冷却器と間接気化式冷却器である。直接気化式冷却器は被冷却空気にミスト状の水を散布することで水を蒸発させ、蒸発する際に必要な相変化のためのエネルギーを空気中から奪うことで、被冷却空気が冷却される。一方で間接気化式冷却器は被冷却空気の絶対湿度を変化させることなく冷却する気化式冷却器である。例えば2本の流路が薄い壁で隔てられ、一方の流路の壁に水を含んだ多孔質体などを設置する。両方の流路に乾いた空気を流入させれば、一方の流路では空気が湿度を増加させながら進行する。もう一方の流路では蒸発によって冷却された壁との熱伝達によって空気が冷却される。間接気化式冷却器はこれを利用したものである。水の蒸発による空気の冷却について、重量 m_a の空気の冷却温度 ΔT は水 Δx の蒸発に対して水の蒸発潜熱 L_w 、空気の比熱 c_{pa} を用いると以下のように表せる。

$$\Delta T = \int_x^{x+\Delta x} \frac{L_w}{m_a c_{pa}} dx \quad (1.2)$$

水の蒸発潜熱は非常に大きく 25 °C, 1 atm 下では 2442 kJ/kg である。一方で、空気の比熱は 1.006 kJ/kg/K である。このことから式(1.2)より、近似的に水 1 g の蒸発により空気 1 kg を 2.4 K 冷却することが可能であり、わずかな水の蒸発でも冷却に対する有効性は非常に高い。

本研究では間接気化式冷却器の中でも特に M-Cycle と呼ばれる向流型間接気化式冷却器 (IEC) に着目する。IEC の概略図を Fig. 1.5 に示す。(a) の IEC は最小単位が 2 流路で、乾き流路 (Dry channel) と湿り流路 (Wet channel) からなる。この IEC では被冷却空気を作動空気として乾き流路に流入させる。このとき、湿り流路内の蒸発により冷却された壁面との熱交換を行い、先端へと向かった空気は一部が供給空気 (Supply air) として取り出され、残りの空気は作動空気として抽出し、湿り流路へ作動空気として流入させる。湿り流路内では作動空気が湿度と温度を上昇させながら流れ、湿り流路出口へと到達する。

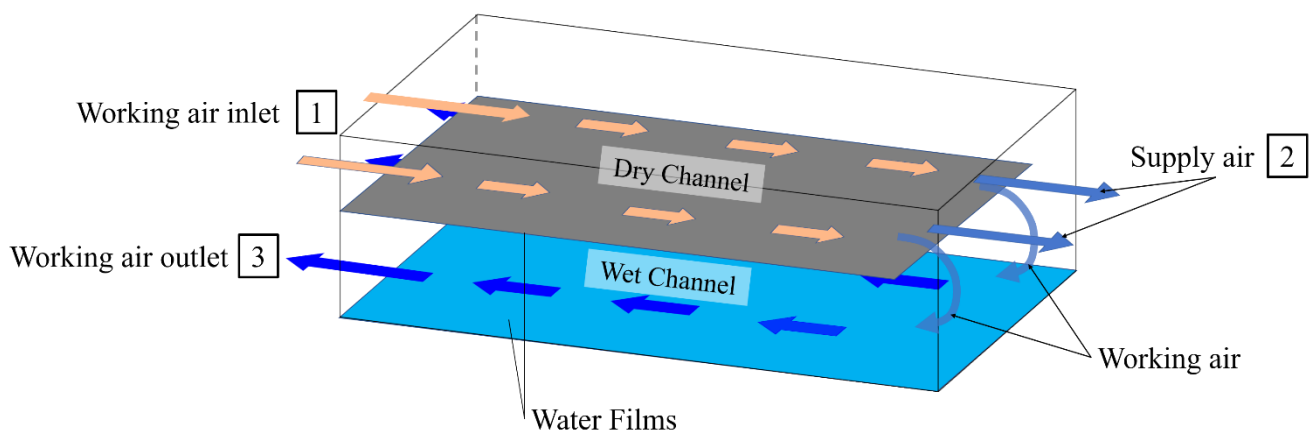
Fig. 1.5 (b) の IEC は 3 流路から構成されており、それぞれ乾き流路 (Dry channel)、湿り流路 (Wet channel)、生産流路 (Product channel) から構成される。作動空気を乾き流路に流入させると同時に、被冷却空気を生産流路に流入させる。乾き流路を流れる作動流体は Fig. 1.5 (a) と同様に熱伝達を行い、流れる。乾き流路の端に到達した作動空気はすべて湿り流路へ流入し、湿り流路内を湿度と温度を増加させながら流れ、湿り流路出口へと到達する。生産流路内では乾き流

路と同様に壁面での熱伝達によって冷却され出口へと流出する。これらの流路構造をとることによって、従来の気化式冷却器の冷却限界温度は湿球温度であったのに対して、被冷却空気の冷却温度の限界は作動空気の露点温度にまで拡張される。

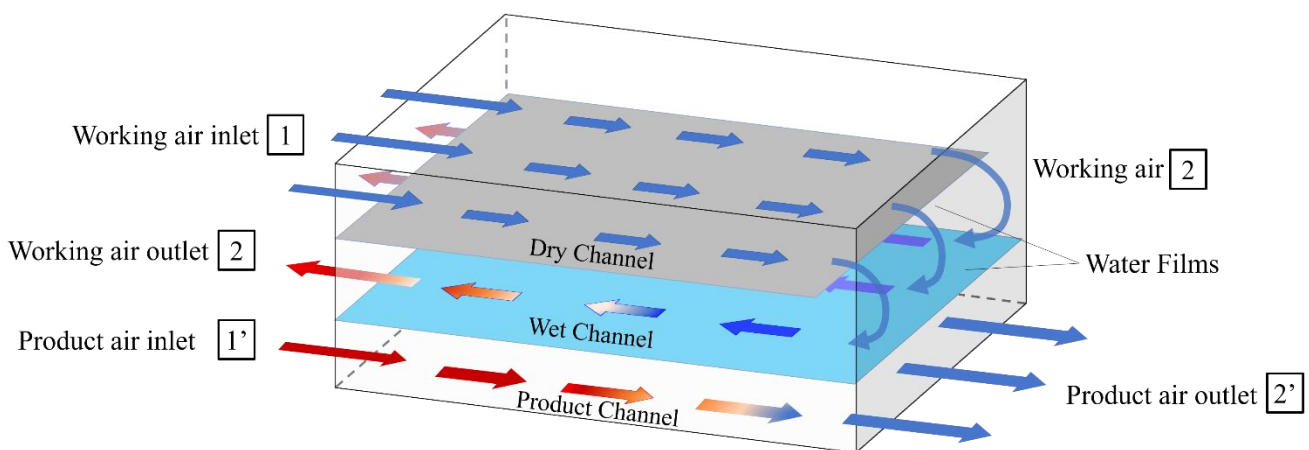
気化式冷却器内の温度変化及び湿度変化を湿り空気線図上に表したものを Fig. 1.6 に示す。温度 30 °C、相対湿度 30 %の空気に対して、直接気化式冷却器は青線で示したような温度変化及び、湿度変化をとる。被冷却空気の温度が低下するとともに湿度も上昇していき、やがて湿球温度まで冷却される。従来の間接気化式冷却器はこの気化熱による冷却を利用して、湿度一定のまま湿球温度を限界冷却点として冷却を行うものであった。Fig. 1.6 における条件では冷却の限界温度は 17.6 °Cである。

一方で IEC では Fig. 1.6 上で赤線によって示される温度変化及び湿度変化をとる。図中の番号は Fig. 1.5 中の番号と対応している。乾き流路を流れる作動空気は図中の番号 1 から 2 へと進み、湿り流路に流入した作動空気は 2 から 3 へと進む。また、生産流路を流れる空気は乾き流路と同様の温度変化で流路出口へと流れる。この時、湿り流路を流れる作動空気の流量は被冷却空気（乾き流路、生産流路内）の流量よりも少ないため、最初に流入した空気よりも、比エンタルピーは流量比に合わせて、大きくなる。このように IEC は被冷却空気の限界冷却温度を露点温度にまで拡張し、湿度を変化させることなく高効率な冷却を実現する。Fig. 1.6 においては湿球温度が 17.6 °Cに対して、13.8°Cまで冷却された。

IEC に関する従来研究を Table 1.1 にまとめる。これらはすべて、IEC に関する研究報告であり、湿球温度効率に注目するとより高い冷却性能を有することが分かる。これらの実験的、数値的研究結果から流入条件や装置のサイズによって湿球温度効率が 1.4 を超えるという報告がなされている。現在提案されている IEC の流路構造には大きく分けて二つあり、対向流式(Counter-flow)と直交流式(Cross-flow)である。これら二つの流路形式に関しては C. Zhan らによる比較研究があり、対向流式は直交流式よりも約 20 %高い冷却能力を示し、同条件下でより大きな露点温度効率及び湿球温度効率を有する一方で、直交流式ではエネルギー効率の観点で優れていることが報告されている[16]。よって本研究では Fig. 1.5 (b)で示すような対向流式(Counter-flow)IEC の適用を考慮する。なお、付録に直交流式(Cross-flow)IEC のプロトタイプ計算について加える。



(a)



(b)

Fig. 1.5 向流型間接気化式冷却器 (IEC)の概略図, (a) 2 流路, (b) 3 流路

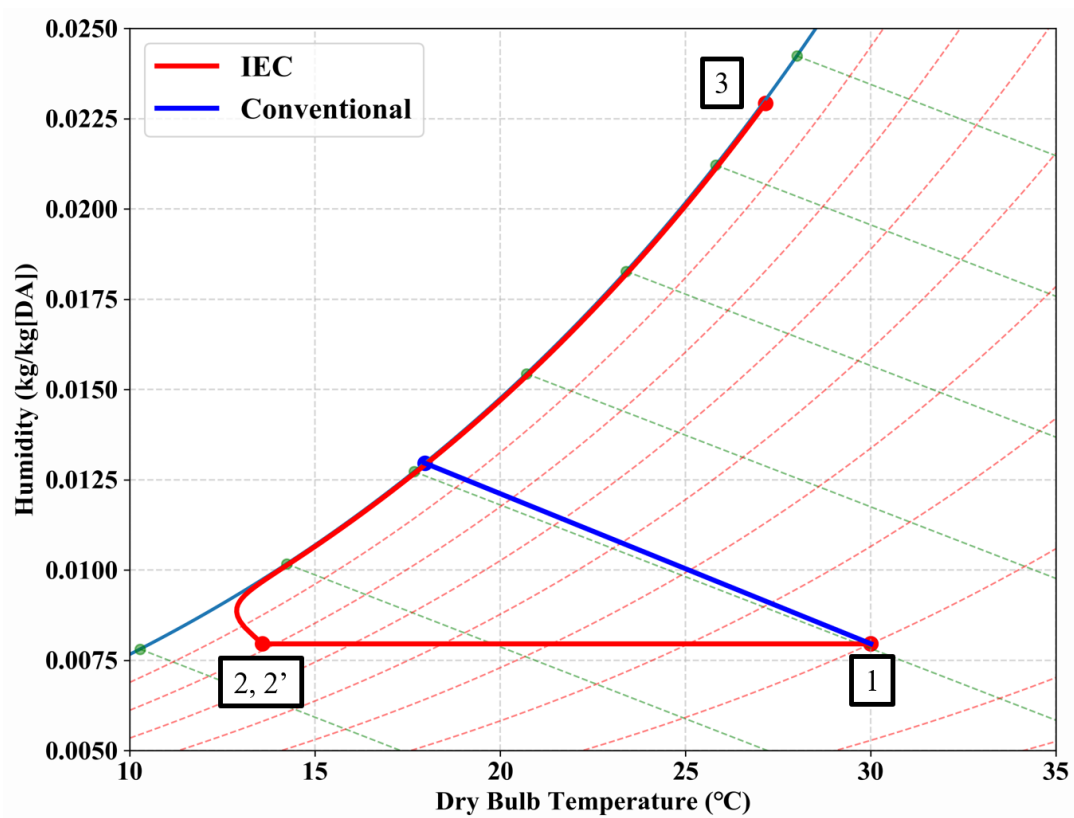


Fig. 1.6 湿り空気線図上の IEC 及び直接気化式冷却器による温度, 湿度変化

Table 1.1 IEC の従来研究

著者	B.Riangvilaikul et al.[17]	Rasikh et al.[18]	J. Lin et al.[19]	C. Zhan et al.[20]	D. Pandelidis et al.[21]
手法	Experiment	Simulation	Simulation	Simulation	Experiment and Simulation
冷却装置様式	Dew-point evaporative Cooling				
流路形式(Counter/Cross)	Counter-flow	Counter-flow	Counter-flow	Cross-flow	Cross-flow
実験及び計算条件					
流入温度 (°C)	25 - 45	25 - 45	30	20-40	21 - 26
流入湿度 (g/kg[DA])	6.9 - 26.4	8.0 - 19.0	13.3	5.3 - 24.5	6.2 - 19.2
流入速度 (m/s)	1.5 - 6.0	0.3 - 4.0	0.5 - 3.0	0.5-4.0	3.0
流路長 (m)	1.2	0.72	1.0	0.2 - 2.4	0.5
流路高 (mm)	5.0	4.0	5.0	4.0 - 20	3.0
実験及び計算結果					
流出温度 (°C)	15.6 - 32.1	N/A	19 - 26	16 - 35	16 - 22
湿球温度効率	0.92 - 1.14	0.4 - 1.4	0.55 - 1.4	0.5 - 1.45	N/A
露点温度効率	0.58 - 0.84	0.1 - 0.8	0.38 - 0.95	N/A	N/A

1.4 本論文の目的及び構成

1.2 節で述べたように負圧ガスタービンサイクルに関する研究報告は数すくなく、サイクル性能の向上に関する研究例も少ない。また、産業分野などで主に発生する多量の 100 °C ~ 300 °C 程度の廃熱温度でも理論上作動し得るサイクルであることに着目した廃熱回収パワーサイクルとしての研究報告はほとんど存在せず、ブレイトンサイクルを背圧まで、膨張させる場合のコンバインドサイクルとしての研究報告にとどまる。本研究ではタービン入り口温度が比較的低い場合でも低温熱源でも可動な環境負荷を有する低沸点媒体などを一切用いない低温廃熱回収サイクルとして負圧ガスタービンサイクルに焦点をあてている。負圧ガスタービンサイクルのサイクル性能は低いため、サイクル性能の向上のために中間冷却の冷却効率を向上及び、タービン出口空気からの熱再生の手段を検討する。冷却効率が高い間接気化

式冷却器にも焦点を当て、間接気化式冷却器を適用した負圧ガスタービンサイクルについて各種条件及び基本的なサイクル構成におけるサイクル性能を数値シミュレーションにより解析し、評価を試みる。

本論文の構成は以下のとおりである。

第 2 章では、サイクル構成及び、計算方法について述べる。

第 3 章では、IEC を適用した負圧ガスタービンサイクルのサイクル性能計算結果について述べる。

第 4 章では IEC 及び複熱器を適用した負圧ガスタービンサイクルの性能計算結果について述べる。

第 5 章では本研究の結論を述べる。

第2章 サイクル構成及び計算方法

2.1 サイクル構成

サイクル構成を Fig. 2.1 に示す. Fig. 2.1 サイクル構成の概略図 Fig. 2.1 (a)は最も基本的な負圧ガスタービンサイクルの構成である. 常圧で加熱された空気がタービンを介して, 負圧まで膨張され, 熱交換機で熱を放出し, 冷却される. 冷却後の空気は圧縮機によって大気圧以上に昇圧され, 排出される. ここでは冷却を周辺空気との熱交換により行うことを想定している.

Fig. 2.1 (b)は中間冷却に復熱器を用いるサイクル構成である. 加熱前の流入空気とタービン出口空気が熱交換を行い, 加熱前流入空気はタービン出口から顕熱として熱を受熱する. タービン出口空気は加熱前の流入空気と熱交換によって冷却される. このような熱再生を行うことでタービン入口空気のための昇温において入熱量の削減が期待される. サイクルの性能, ここでは熱効率を高めることを目的としたサイクル構成である.

Fig. 2.1 (c)は本研究が主に対象とする中間冷却に間接気化式冷却器を適用したサイクル構成である. Fig. 2.1 (b)と同様にサイクル内熱再生を行うことに加えて, 間接気化式冷却器の冷却性能の高さを利用する. 1.2.1 項で述べたように, 負圧ガスタービンサイクルの性能は中間冷却の性能に大きく影響される. また, 間接気化式冷却器は 1.3 節で述べたように, 高い冷却性能を持った気化式冷却器であった. そのため, このサイクル構成を用いることによって, Fig. 2.1 (a), (b)のサイクル構成の場合と比較して中間冷却効率を高めることが期待される. Fig. 2.2 IEC 適用概略図 Fig. 2.2 に IEC の適用概略図を示す.

Fig. 2.1 (d)は IEC 及び復熱器を適用したサイクルの構成である. Fig. 2.1 (c)で示した IEC を適用したサイクルは, IEC 内, 湿り流路で常に蒸発が発生するため, タービン出口空気から外気から流入した空気が熱を受け取る際に, そのほとんどが水の蒸発潜熱として使用されることが予想される. つまり, 高い中間冷却性能を有するが熱再生の観点からは流入空気の顕熱上昇は低下すると考えられるため, 入熱量の削減に関しては大きな向上が見られない可能性がある. この問題を解決し得るサイクル構成として, Fig. 2.1 (d)に示すような, IEC と復熱器の組み合わせを用いたサイクルを提案する.

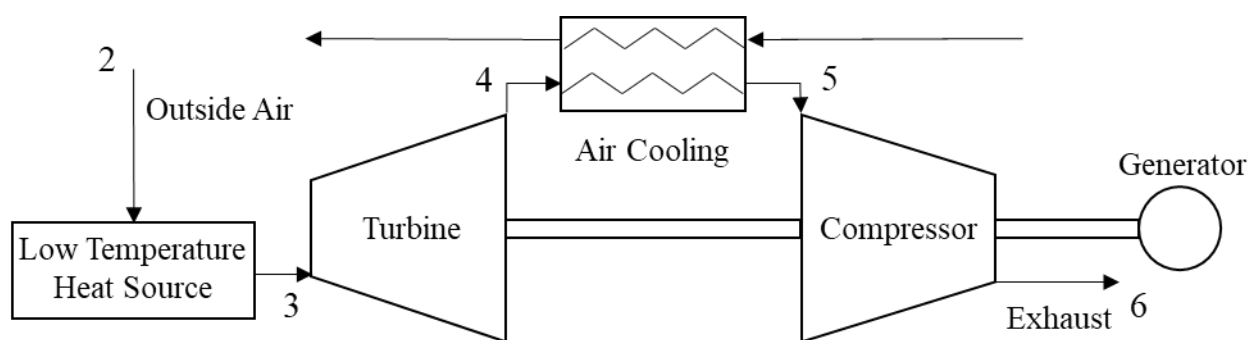
Fig. 2.3 に IEC 及び復熱器を組み合わせた適用図を示す. このサイクル構成では, IEC

領域で流入空気はまず IEC の乾き流路の作動空気として流入する．その後，IEC の湿り流路へと流入し，湿度を上昇させながら乾き流路と生産流路との熱交換を行う．一方で，復熱器内では湿度変化無く，タービン出口空気との熱交換を行い，熱を顕熱として受け取る．そのため，作動空気の温度は復熱器を用いた Fig. 2.1 (b)の場合と同様に上昇する．また，タービン出口空気は復熱器内で加熱前作動空気と熱交換を行い，冷却される．作動空気と十分に熱交換を行った後，IEC 領域で，湿り流路との熱交換により，さらに冷却される．このようなサイクル構成をとることで，顕熱としてのサイクル内熱再生による入熱量の削減と，IEC による高効率な冷却が両立され，サイクル性能が大きく高まることが期待される．

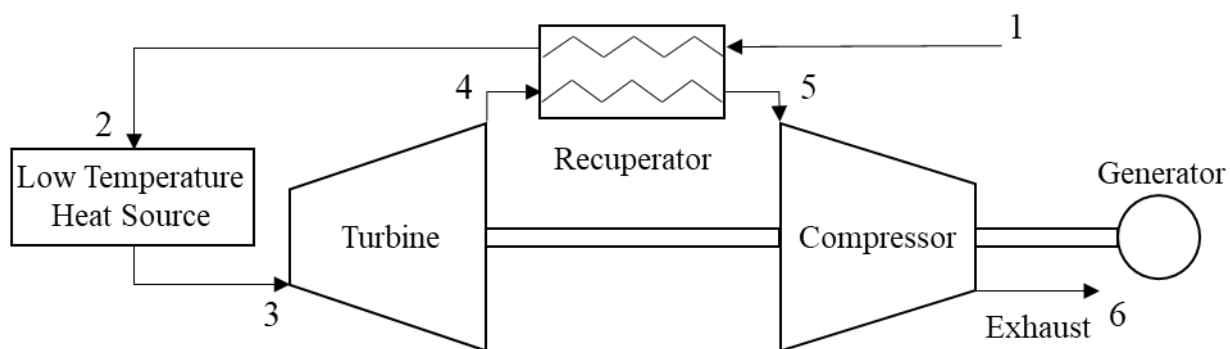
ここで Fig. 2.1(b), (d), Fig. 2.3 に示した復熱器に関して，本論文では各流路に IEC との対応を考慮して便宜上以下の名前付けを行う．

- ① 外気から流入する空気が低温熱源に達するまでの区間の流路を湿り流路(Wet Channel)と呼ぶ
- ② タービン出口空気が圧縮機まで到達する区間を生産流路(Product Channel)と呼ぶ

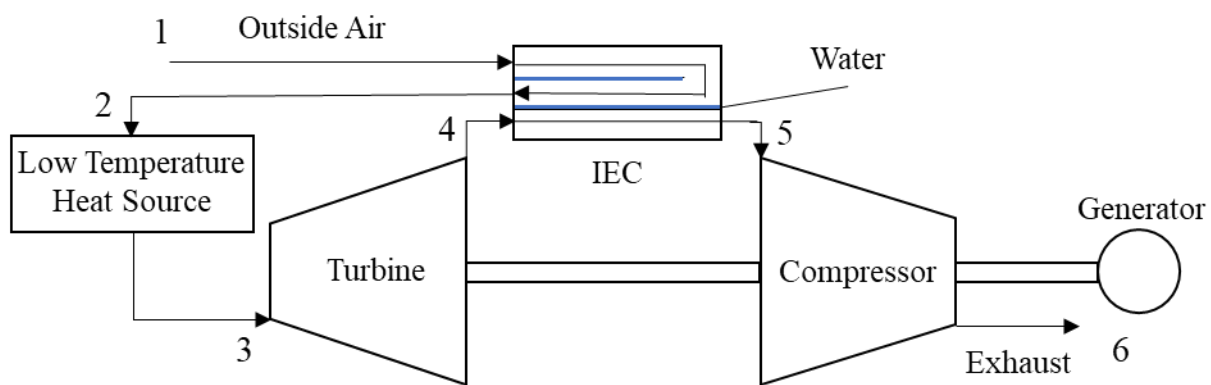
本研究では上述のサイクル構成について計算を行った．Fig. 2.1 (a)をベースラインとして用いて，主に Fig. 2.1(b), (c), (d)のサイクル構成に着眼し，詳細なパラメータ変化の下，計算を行った．



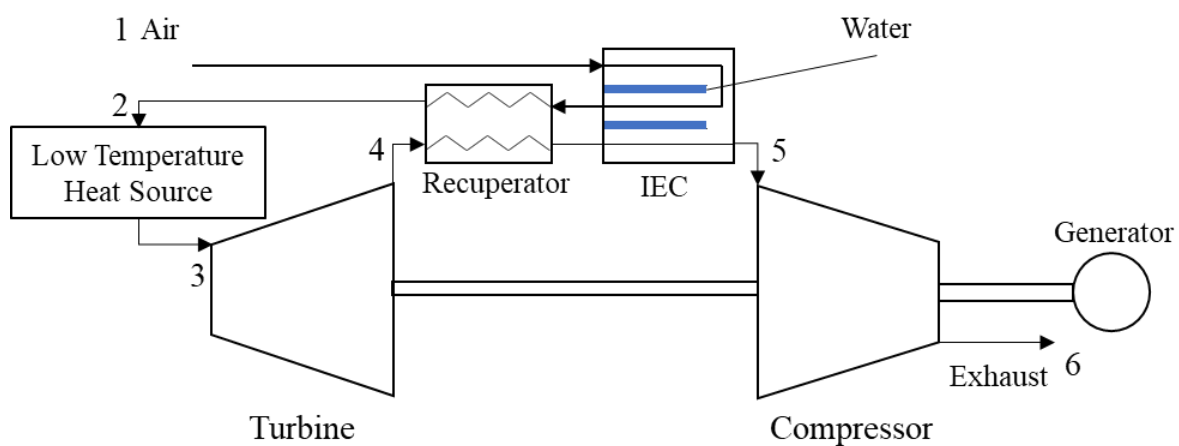
(a) Air Cooling



(b) 復熱器



(c) IEC



(d) IEC 及び復熱器

Fig. 2.1 サイクル構成の概略図

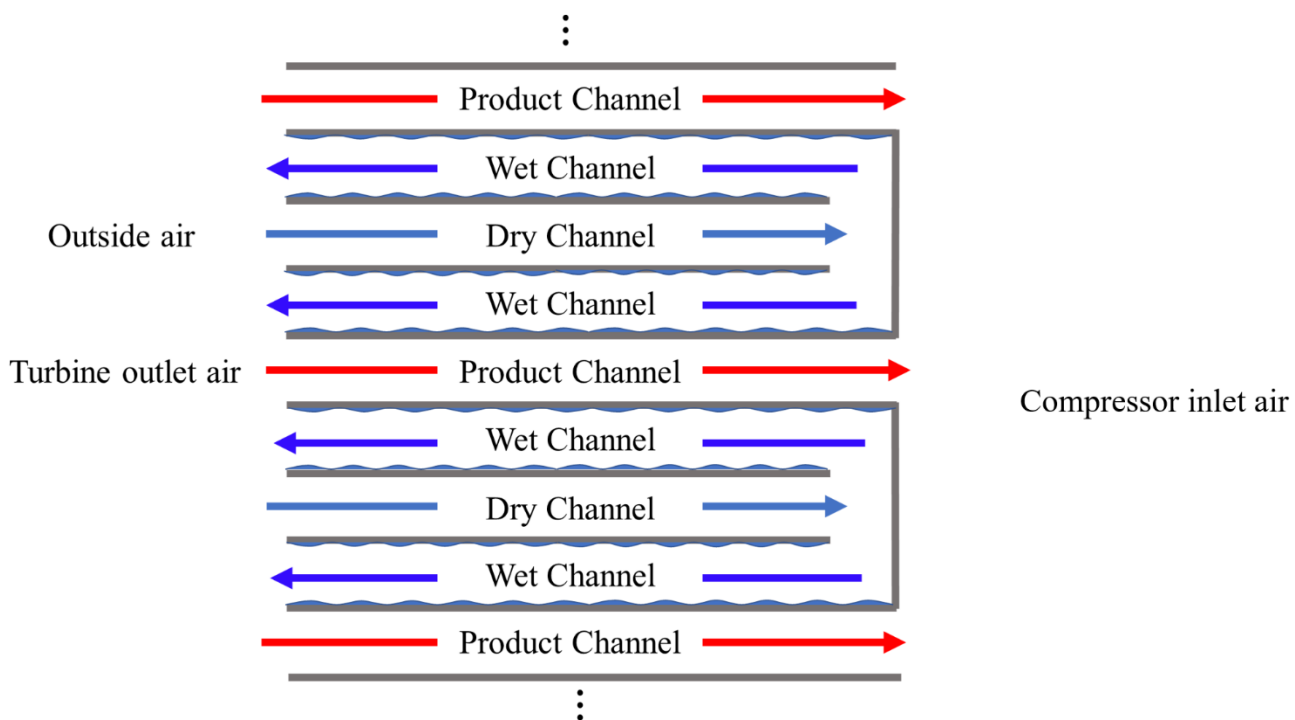


Fig. 2.2 IEC 適用概略図

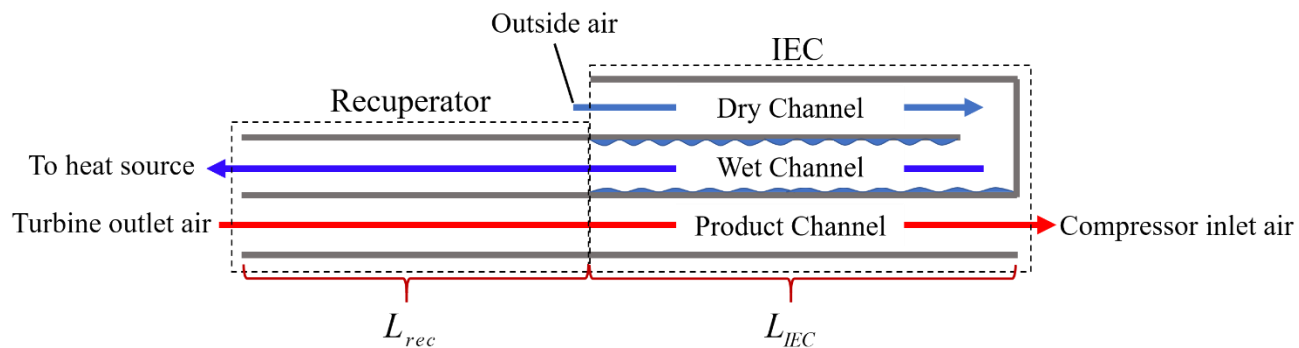


Fig. 2.3 IEC 及び復熱器概略図

2.2 IEC の数理モデルと計算方法

本節では IEC の詳細な数理モデルとその計算方法について記述する。また、湿り空気、水の物性(比熱 c_p , 湿度 x , 密度 ρ , 比エントロピー s , 比エンタルピー h)については CoolProp[22]によって計算を行った。

2.2.1 IEC 数理モデル

向流型 IEC は各流路のエネルギーと物質のバランスを適用してモデル化を行った。各流路に沿った温度と湿度分布を考慮し、定常状態の一次元でモデル化されている。本研究では以下の仮定に基づいてモデル化を行った。

- i. IEC と周辺環境は完全に断熱されている。
- ii. IEC の湿り流路における水膜は停滞しており、表面の湿度は飽和とする。
- iii. 移流項が支配的であり、拡散項は無視する。
- iv. それぞれのコントロールボリューム内の物性値、流体特性は一定である。

Fig. 2.4 にオイラー座標系の微小なコントロールボリュームの概略図を示す。Fig. 2.4(a)は IEC 内、Fig. 2.4(b)は復熱器内を示している。

各流路内の温度分布は以下のように表される。

$$\rho_d c_p d_d \left(\frac{\partial T_d}{\partial t} + u_d \frac{\partial T_d}{\partial z} \right) = k_d \frac{\partial^2 T_d}{\partial z^2} d_d + \alpha_d (T_{ds} - T_d) \quad (2.1)$$

$$\rho_w c_w d_w \left(\frac{\partial T_w}{\partial t} + u_w \frac{\partial T_w}{\partial z} \right) = k_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} d_w + \alpha_w (T_{wsd} + T_{wsp} - 2T_w) \quad (2.2)$$

$$\rho_p c_p d_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial t} + u_p \frac{\partial T_p}{\partial z} \right) = k_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} d_p + \alpha_p (T_{ps} - T_p) \quad (2.3)$$

定常かつ仮定iiiより、時間微分項及び拡散項を 0 とすると上式は以下のように表される。

$$\left(\rho d c_p u \frac{\partial T}{\partial z} \right)_d = \alpha_d (T_{ds} - T_d) \quad (2.4)$$

$$\left(\rho d c_p u \frac{\partial T}{\partial z}\right)_w = \alpha_w (T_{wsd} + T_{wsp} - 2T_w) \quad (2.5)$$

$$\left(\rho d c_p u \frac{\partial T}{\partial z}\right)_p = \alpha_p (T_{ps} - T_p) \quad (2.6)$$

同様に、渴き流路，湿り流路，生産流路内の湿度変化は以下のように表される．

$$\left(u d \frac{\partial x}{\partial z}\right)_d = 0 \quad (2.7)$$

$$\left(u d \frac{\partial x}{\partial z}\right)_w = \alpha_m (x_{wsd} + x_{wsp} - 2x_w) \quad (2.8)$$

$$\left(u d \frac{\partial x}{\partial z}\right)_p = \alpha_m (x_{ps} - x_p) \quad (2.9)$$

ただし，Eq. (2.9)は $x_{ps} - x_p > 0$ のとき，右辺を 0 とする．

ここで，生産流路内では高湿度の空気が冷却されるため凝縮が発生する可能性があり，ここでは簡単のため，蒸発の逆の現象として凝縮量は空気の湿度と壁面温度の飽和湿度との勾配により凝縮量が計算される．

壁面温度は流路に流れる空気の熱伝達及び，物質移動によるエネルギー輸送から算出される． Fig. 2.4 コントロールボリュームと温度及び湿度変化;(a) IEC, (b) 復熱器 Fig. 2.4 (a)における T_d から T_w の方向の熱流束 q_{hf} は壁面の厚さを δ_p を用いて以下の 3 式で表すことができる．

$$q_{hf} = \alpha_d (T_d - T_{ds}) \quad (2.10)$$

$$q_{hf} = \frac{k(T_{ds} - T_{ws})}{\delta_p} \quad (2.11)$$

$$q_{hf} = \alpha_w (T_{ws} - T_w) + L_w \alpha_m (\rho_{ws} - \rho_w) \quad (2.12)$$

上記の 3 式から，熱流束 q_{hf} は次式で表される．

$$q_{hf} = \frac{T_d - T_w + \frac{L_w \alpha_m}{\alpha_w} (\rho_{ws} - \rho_w)}{\left(\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta_{pl}}{k} + \frac{1}{\alpha_w} \right)} \quad (2.13)$$

Eq. (2.10) ~ (2.13) において T_{ds} について整理すると,

$$T_{ds} = \left[1 - \frac{\frac{1}{\alpha_d}}{\left(\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta_{pl}}{k} + \frac{1}{\alpha_w} \right)} \right] T_{da} + \frac{\frac{1}{\alpha_d}}{\left(\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta_{pl}}{k} + \frac{1}{\alpha_w} \right)} \left[T_w - \frac{L_w \alpha_m}{\alpha_w} (\rho_{ws} - \rho_w) \right] \quad (2.14)$$

ここで ϕ_d , ϕ_{wsd} , ϕ_{wsp} , ϕ_p を以下のように定義する.

$$\phi_d = \frac{\frac{1}{\alpha_d}}{\left(\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta_{pl}}{k} + \frac{1}{\alpha_w} \right)} = \frac{R_d}{R_d + R_{pl} + R_w} \quad (2.15)$$

$$\phi_{wsd} = \frac{\frac{1}{\alpha_w}}{\left(\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta_{pl}}{k} + \frac{1}{\alpha_w} \right)} = \frac{R_w}{R_d + R_{pl} + R_w} \quad (2.16)$$

$$\phi_{wsp} = \frac{\frac{1}{\alpha_w}}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{pl}}{k} + \frac{1}{\alpha_p} \right)} = \frac{R_w}{R_w + R_{pl} + R_p} \quad (2.17)$$

$$\phi_p = \frac{\frac{1}{\alpha_p}}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{pl}}{k} + \frac{1}{\alpha_p} \right)} = \frac{R_p}{R_w + R_{pl} + R_p} \quad (2.18)$$

また, スタントン数 $St = Nu/(RePr) = \alpha/(\rho c_p u)$, 及び物質移動の Stanton 数 $St_m = Sh/(ReSc) = \alpha_m/u$ を用いて整理すると,

$$T_{ds} = (1 - \phi_d)T_d + \phi_d \left[T_w - \frac{St_{mw} L_{ww}}{St_w c_{pw}} (x_{wsd} - x_w) \right] \quad (2.19)$$

同様に, T_{wsd} , T_{wsp} , T_{ps} は以下のように表される.

$$T_{wsd} = \phi_{wd}T_d + (1 - \phi_{wd}) \left[T_w - \frac{St_{mw} L_{ww}}{St_w c_{pw}} (x_{wsd} - x_w) \right] \quad (2.20)$$

$$T_{wsp} = \phi_{wp}T_p + (1 - \phi_{wp}) \left[T_w - \frac{St_{mw} L_{ww}}{St_w c_{pw}} (x_{wsp} - x_w) - \frac{St_{mp} L_{wp}}{St_p c_{pp}} (x_{ps} - x_p) \right] \quad (2.21)$$

$$T_{ps} = (1 - \phi_p)T_p + \phi_p \left[T_w - \frac{St_{mw} L_{ww}}{St_w c_{pw}} (x_{wsp} - x_w) - \frac{St_{mp} L_{wp}}{St_p c_{pp}} (x_{ps} - x_p) \right] \quad (2.22)$$

ここで Eq. (23),(24)において生産流路内の凝縮が発生しない場合,

$$\frac{St_{mp} L_{wp}}{St_p c_{pp}} (x_{ps} - x_p) = 0 \quad (2.23)$$

である.

熱伝達率はヌセルト数により算出されるが, ここでは流れが完全に発達した領域では以下の値を用いた[19].

$$Nu = 7.54 \quad (2.24)$$

助走区間は, レイノルズ数 Re , プラントル数 Pr 及び水力直径 $D_h = 4P/A$ を用いて以下の式で表される[19].

$$l_{en} = 0.05 Re Pr D_h \quad (2.25)$$

助走区間におけるヌセルト数は次式で表される.

$$Nu = \frac{\frac{7.54}{\tanh\left(2.264Gz^{-\frac{1}{3}} + 1.7Gz^{-\frac{2}{3}}\right)} + 0.0499Gz \tanh(Gz^{-1})}{\tanh\left(2.432 Pr^{\frac{1}{6}} Gz^{-\frac{1}{6}}\right)} \quad (2.26)$$

ここで Gz はグレッツ数であり $Gz = (D_h Re Pr / z)$ で定義される。また、物質伝達係数はシャーウッド数 $Sh = \alpha_m D_h / D$ から算出され、熱移動と物質移動のアナロジーからシャーウッド数は次式から得られる。

$$Sh = Nu \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.27)$$

拡散係数 D は標準圧力 $p_{standard} = 101325 \text{ Pa}$ を用いて次式で表される[22].

$$D = 22.0 \times 10^{-6} \left(\frac{273.15 + T}{273.15} \right)^{1.75} \left(\frac{p_{standard}}{p} \right) \quad (2.28)$$

IEC 及び復熱器の流路における圧力損失を計算するために管における層流の間摩擦係数を用いた[23].

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.29)$$

圧力損失はダルシー・バツハの式より、次式で表される[24].

$$\Delta p = \lambda \frac{\Delta z}{D_h} \frac{\rho u^2}{2} \quad (2.30)$$

Fig. 2.3 IEC 及び復熱器概略図 Fig. 2.3 の復熱器領域において、渴き流路は考慮しないため渴き流路内空気温度 T_d , 壁面温度 T_{ds} は常に以下の関係とする。

$$T_d = T_{ds} \quad (2.31)$$

復熱器内においては湿り流路に接続された流路では乾き流との熱交換は考慮されない。よって Eq. (2.5) 次式で表す。

$$\left(\rho d c_p u \frac{\partial T}{\partial z} \right)_w = \alpha_w (T_{wsp} - T_w) \quad (2.32)$$

IEC の湿り流路と接続された流路では水膜が無いいため、蒸発は発生しない。そのため、この

領域において式(2.8)は

$$\left(ud \frac{\partial x}{\partial z}\right)_w = 0 \quad (2.33)$$

式(2.20) ~ (2.22)において

$$\frac{St_{mw}}{St_w} \frac{L_{ww}}{c_{pw}} (x_{wsp} - x_w) = 0 \quad (2.34)$$

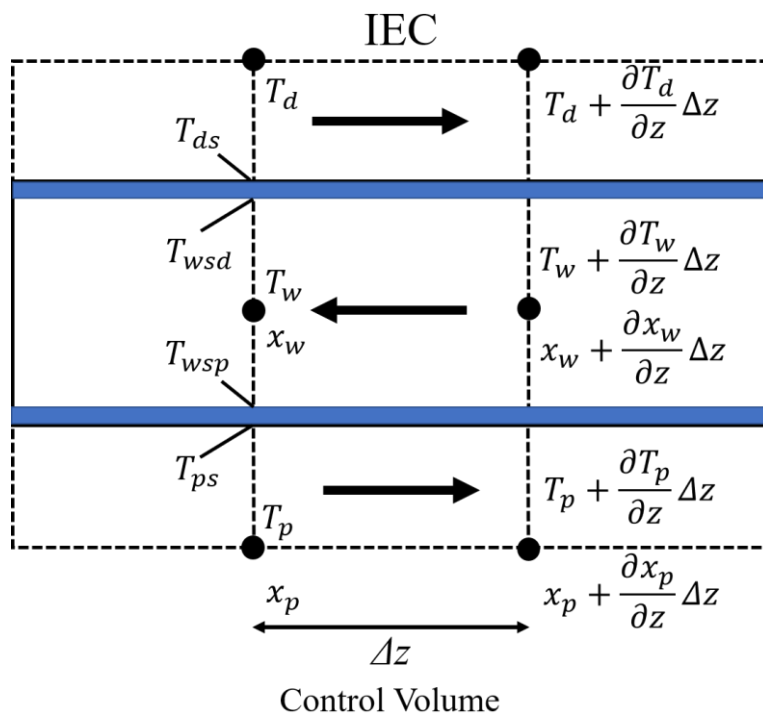
となる.

2.2.2 IEC 及び復熱器の計算方法

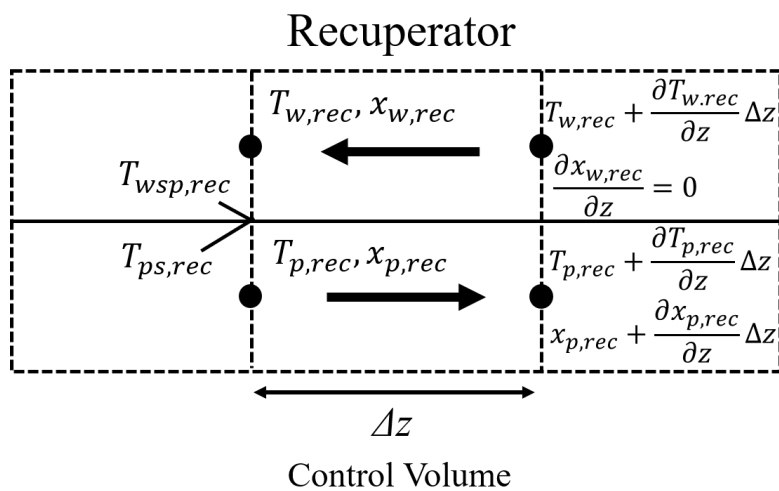
温度及び湿度に関する微分方程式は4次のルンゲ・クッタ法[25]を用いて解き、流路を隔てる壁の表面温度に関する非線形連立方程式は修正パウエル法[26]を用いて数値的に解を得た。IEC 及び復熱器内の温度分布及び湿度分布についての計算フローを Fig. 2.5 に示す。詳細な計算は以下のように行った。

- 1) 初期条件の設定, $(T_{din}, x_{din}, p_{din}, T_{pin}, x_{pin}, p_{pin})$
- 2) 計算領域の分割数 $i, j = N$ の設定, 計算領域の座標 z を N 個に分割
- 3) i, j 番目の座標を z^i として, 計算領域が IEC 内か復熱器内かを判別する。IEC 内領域であれば 4), 復熱器領域であれば 5)に基づいて計算を行う。
- 4) IEC 内であれば, 流路内の温度変化計算式 Eq. (2.4) ~ (2.6)をそれぞれ計算する。また, 同時に湿度変化の式 Eq. (2.13) ~ (2.9)についても, 4 次のルンゲ・クッタ法によって計算を行う。
- 5) 復熱器内であれば, Eq. (2.32) ~ (2.34)を適用して Eq. (2.4) ~ (2.6)及び, Eq. (2.13) ~ (2.9)を4 次のルンゲ・クッタ法によって計算を行う。
- 6) 計算領域の温度及び湿度分布の計算結果に基づいて, (2.19) ~ (2.22)を修正パウエル法により, 計算を行う。
- 7) 1)~6)の計算が終了した時, 得られた温度分布と湿度分布を前回のループの結果を参照し, 結果の差の絶対値が十分に小さくなった時計算を終了する。

Fig. 2.6 に以上の計算過程における繰り返し計算回数と解の安定と収束を示す.



(a)



(b)

Fig. 2.4 コントロールボリュームと温度及び湿度変化;(a) IEC, (b) 復熱器

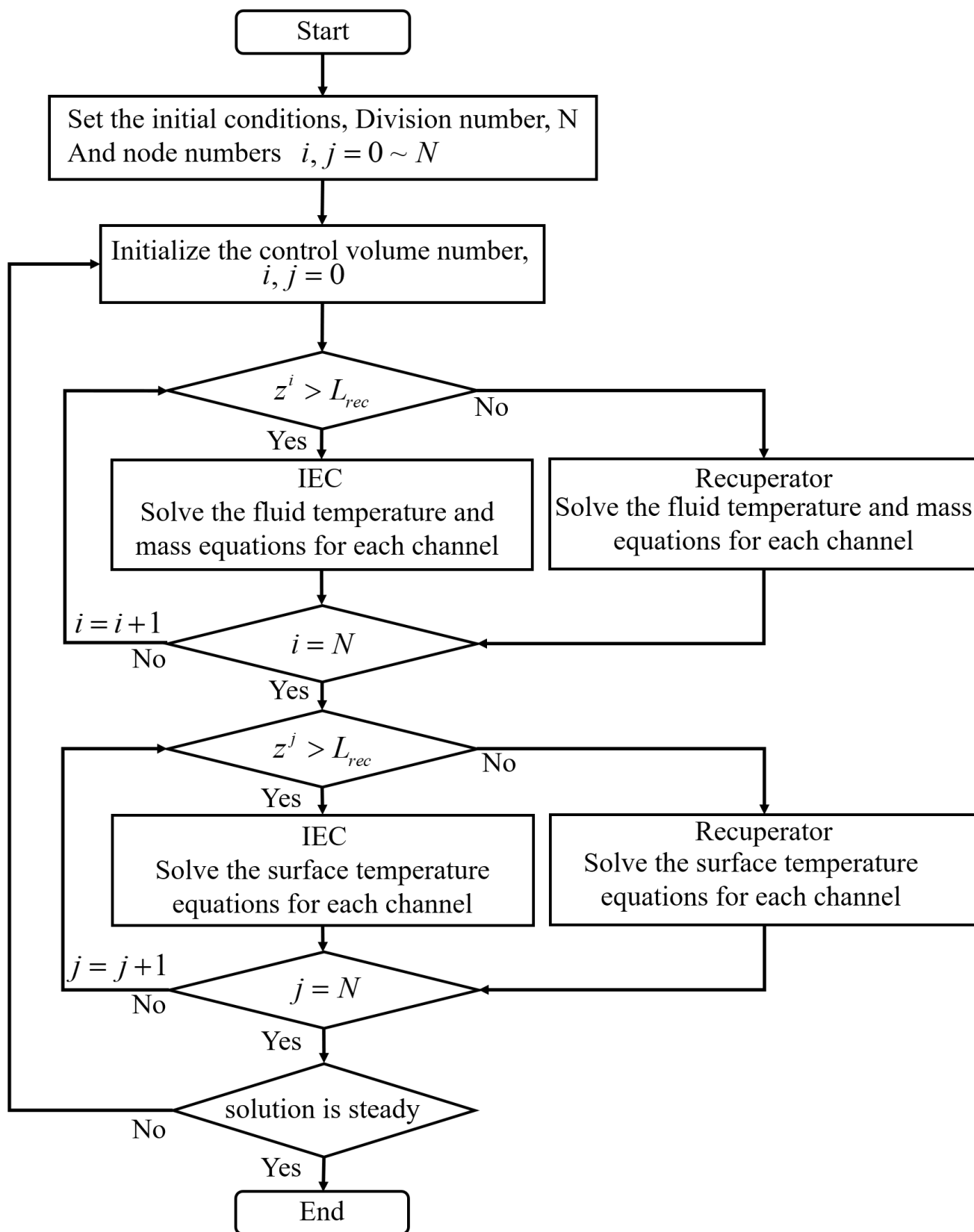


Fig. 2.5 IEC 及び復熱器の計算フロー

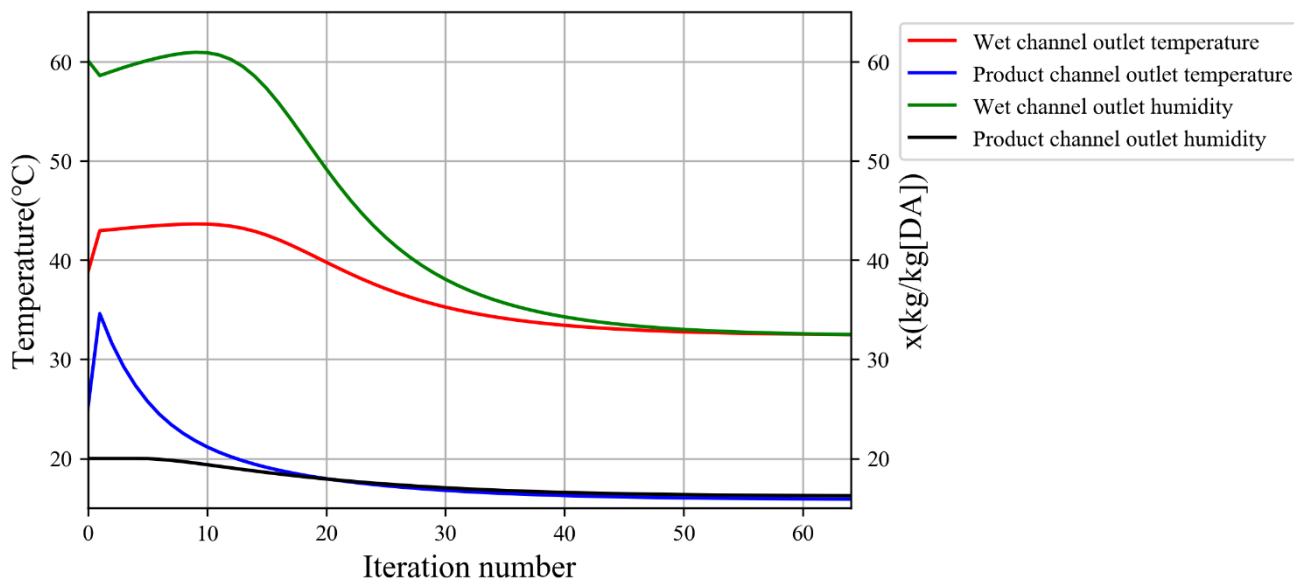
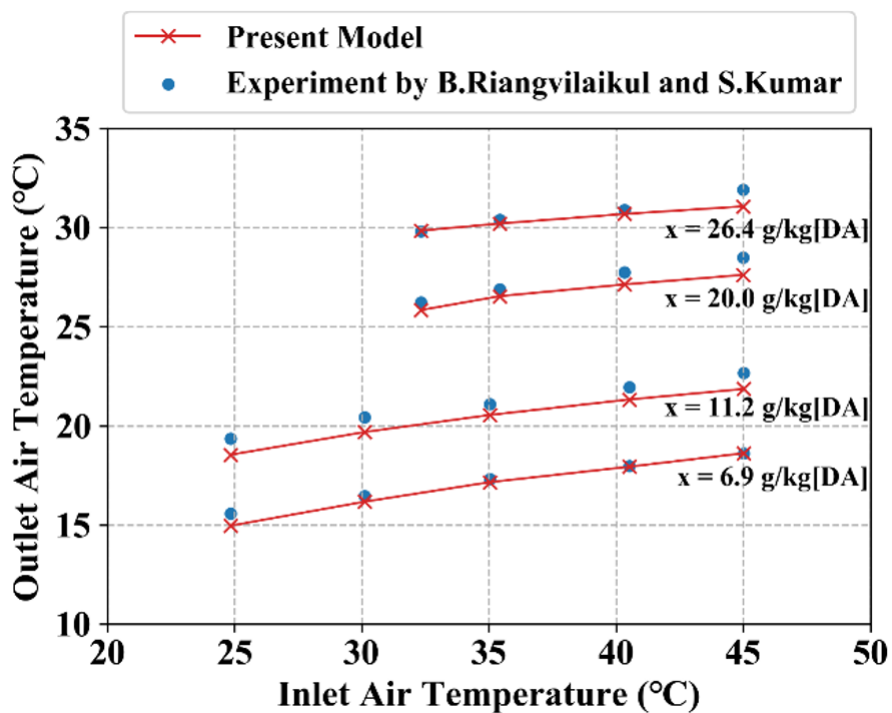


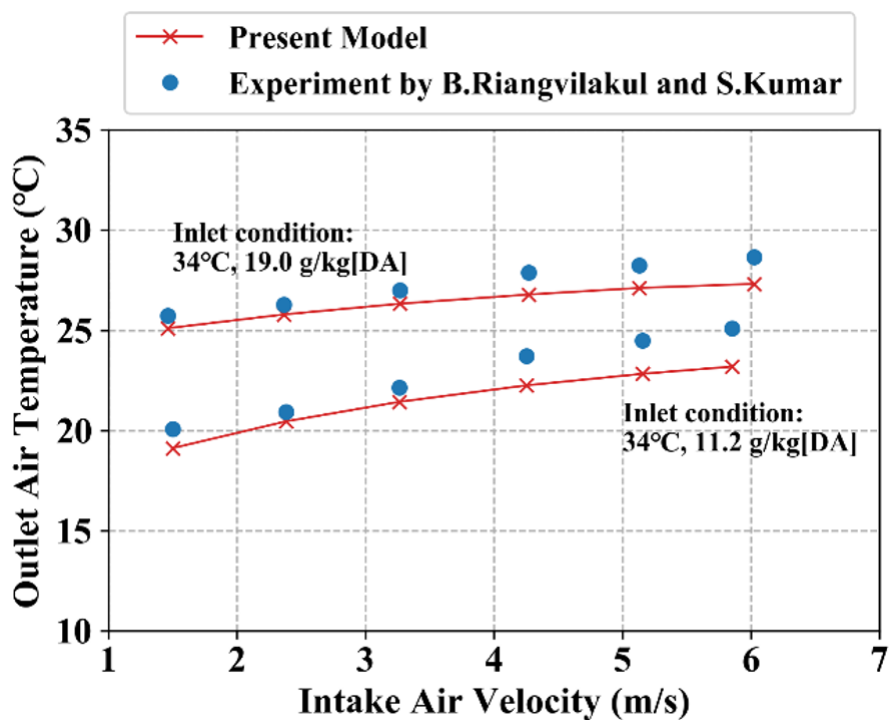
Fig. 2.6 計算回数と解の収束

2.2.3 IEC 数理モデルの検証

IEC の数理モデルは B.Riangvilaikul と S.Kumar による向流型 IEC の実験値[17]と比較し、数理モデルの妥当性を検証した。Fig. 2.7 (a)は向流型 IEC の各湿度条件 (6.9 g/kg[DA], 11.2 g/kg[DA], 20.0 g/kg[DA], 26.4 g/kg[DA])ごとの入り口温度と IEC によって得られる供給空気(出口空気)の温度の関係を示しており、本研究におけるモデルと実験値との良好な関係がみられる。Fig. 2.7 (b)は入口空気の絶対湿度 (11.2 g/kg[DA], 19.0 g/kg[DA])および入口空気温度 34 °Cに対して、流入速度ごとの出口空気温度の比較を行ったものである。ここでも入口空気速度による出口空気温度の変化の傾向と値に良好な一致が見られる。



(a)



(b)

Fig. 2.7 IEC 数理モデルの検証; (a) 入口空気温度, (b) 入口空気速度

2.3 負圧ガスタービンサイクルの計算方法

2.3.1 負圧ガスタービンサイクルの熱力学的モデル

負圧ガスタービンサイクルに関しては基本的な熱力学の法則に基づいて、計算を行った。サイクルにおける重要なパラメータである圧力比 π を以下の式で定義する。

$$\pi = \frac{p_4}{p_3} \quad (2.35)$$

正味仕事 w_{net} はタービン比仕事と圧縮機正味仕事の差から、

$$w_{net} = c_{p3}(T_3 - T_4) - c_{p5}(T_6 - T_5) \quad (2.36)$$

ここで T_4 、 T_6 はそれぞれ次式で表される。

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_T} \quad (2.37)$$

$$T_6 = T_5 \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{1}{\eta_C}} \quad (2.38)$$

また、入熱量 q_H は次式で表される。

$$q_H = c_{p3}T_3 - c_{p2}T_2 \quad (2.39)$$

サイクル正味仕事を最大化する最適圧力比 π_{opt} は w_{net} を圧力比で微分して 0 と置くと求まる。ここで $\pi = p_4/p_3 = p_5/p_6$ 、 $\gamma = (\kappa-1)/\kappa$ 及び比熱の圧力依存性を無視して下記の式を得た。

$$T_4 = T_3 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_T} \quad (2.40)$$

$$T_6 = T_5 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{1}{\eta_C}} \quad (2.41)$$

よって比出力は次式で表される。

$$w_{net} = c_{p3}T_3 \left(1 - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_T} \right) - c_{p5}T_5 \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{1}{\eta_C}} - 1 \right) \quad (2.42)$$

サイクル正味仕事を最大化する最適圧力比 π_{opt} は w_{net} を圧力比で微分して 0 と置くと求まる。

$$\frac{\partial w_{net}}{\partial \pi} = 0 \quad (2.43)$$

$$\frac{\partial w_{net}}{\partial \pi} = -c_{p3}T_3 \frac{\kappa - 1}{\kappa} \eta_T \pi_{opt}^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_T - 1} + c_{p5}T_5 \frac{\kappa - 1}{\kappa} \eta_C \pi_{opt}^{-\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_C - 1} = 0 \quad (2.44)$$

$$c_{p3}T_3 \frac{\kappa - 1}{\kappa} \eta_T \pi_{opt}^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_T - 1} = c_{p5}T_5 \frac{\kappa - 1}{\kappa} \eta_C \pi_{opt}^{-\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_C - 1} \quad (2.45)$$

最終的に最適圧力比 π_{opt} は次式で表される。

$$\pi_{opt} = \left(\frac{1}{\eta_T \eta_C} \frac{c_{p5} T_5}{c_{p3} T_3} \right)^{\frac{1}{\frac{\kappa-1}{\kappa} (\eta_T + \eta_C)}} \quad (2.46)$$

サイクル熱効率 η_{th} はサイクル正味比仕事 w_{net} 及び入熱量 q_H を用いて、次式で計算した。

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_H} \quad (2.47)$$

2.3.2 負圧ガスタービンサイクル熱力学的モデルの計算方法

2.3.1 で記述されたサイクルの熱力学的モデルは IEC 及び復熱器の計算結果によって変化する値が用いられている。そのため、これらの式は非常に複雑で解析的に解くことは困難である。よって以下の計算方法でサイクル性能について計算を行った。サイクルの計算フローを Fig. 2.8 に示す。サイクル計算の詳細を以下に記述する。

- 1) 初期条件を設定する。（周囲空気温度，周囲空気湿度，周囲気圧，タービン入り口温度 T_2 ，IEC 及び復熱器装置の全長及び IEC の割合）
- 2) 圧力比の仮定を行う。計算開始一回目の計算ではタービン出口空気に対する冷却による冷却後温度 T_4 が不明であるため，仮の冷却後温度を T_{amb} と置き，Eq. (2.46) に基づいて圧力比 π_{opt} を決定する。

- 3) 圧力比 π_{opt} に基づいてタービン出口温度 T_3 を算出する.
- 4) 初期条件 (周囲空気温度 T_{amb} , 周囲空気湿度 x_{amb} , 周囲気圧 p_{amb} , IEC 及び復熱器装置の全長及び IEC の割合) 及びタービン出口空気条件 (タービン出口温度 T_4 , タービン出口空気湿度 x_4 , タービン出口圧力 p_4) より IEC と復熱器装置の計算のための条件が決定する. これらを用いて, IEC 及び復熱器内の温度, 湿度分布を計算する.
- 5) 4)により得られた冷却後温度 T_5 , 湿度 x_5 から新しい最適圧力比を算出し, 前回の最適圧力比と比較する $|\pi_{opt}^{new} - \pi_{opt}^{old}|$. また, 湿度も前回の結果と比較する $|x_5^{new} - x_5^{old}|$. これらが十分に小さくなり, 安定したとき, ループを終了する.
- 6) $\pi_{opt} > 1$ の時, サイクルは動かないため, 次の条件へ移行する. $\pi_{opt} < 1$ の場合, サイクルの各パラメータ (q_H, w_{net}) を計算し, 計算を終了する.

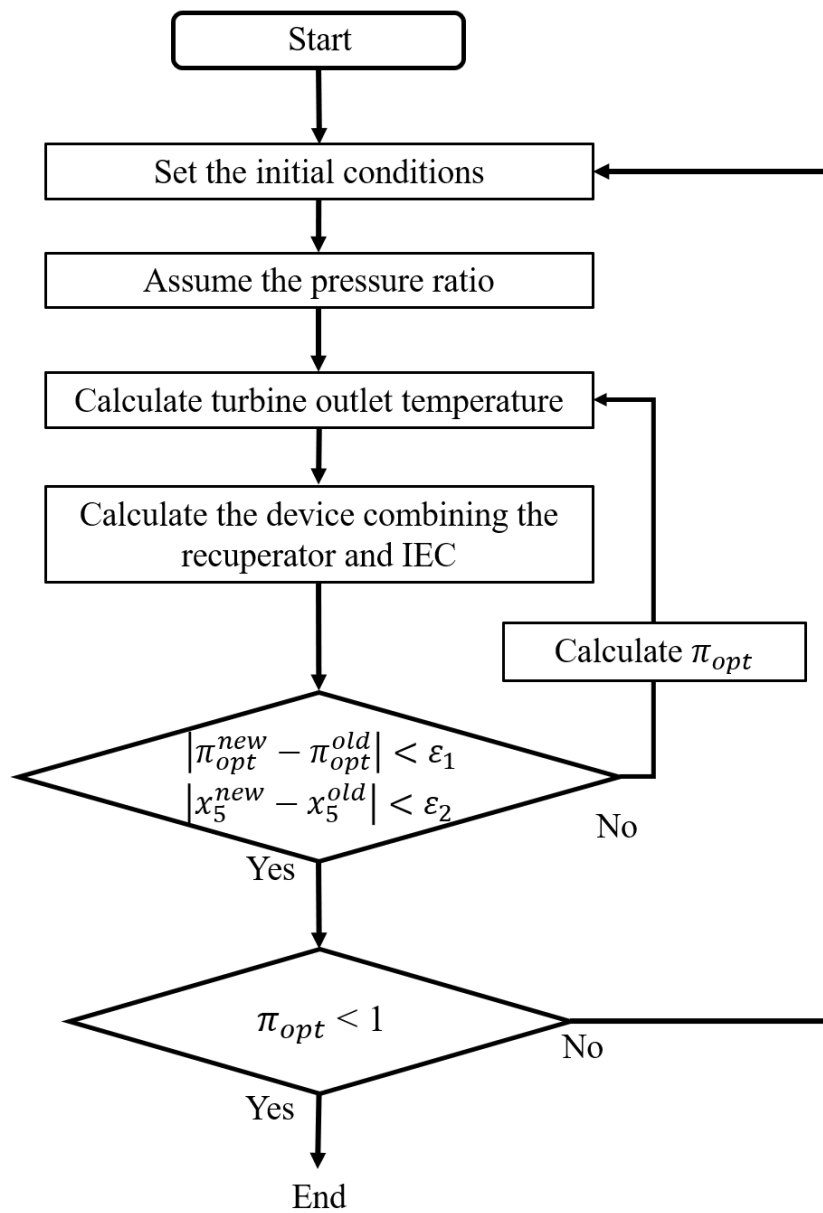


Fig. 2.8 サイクル計算フロー

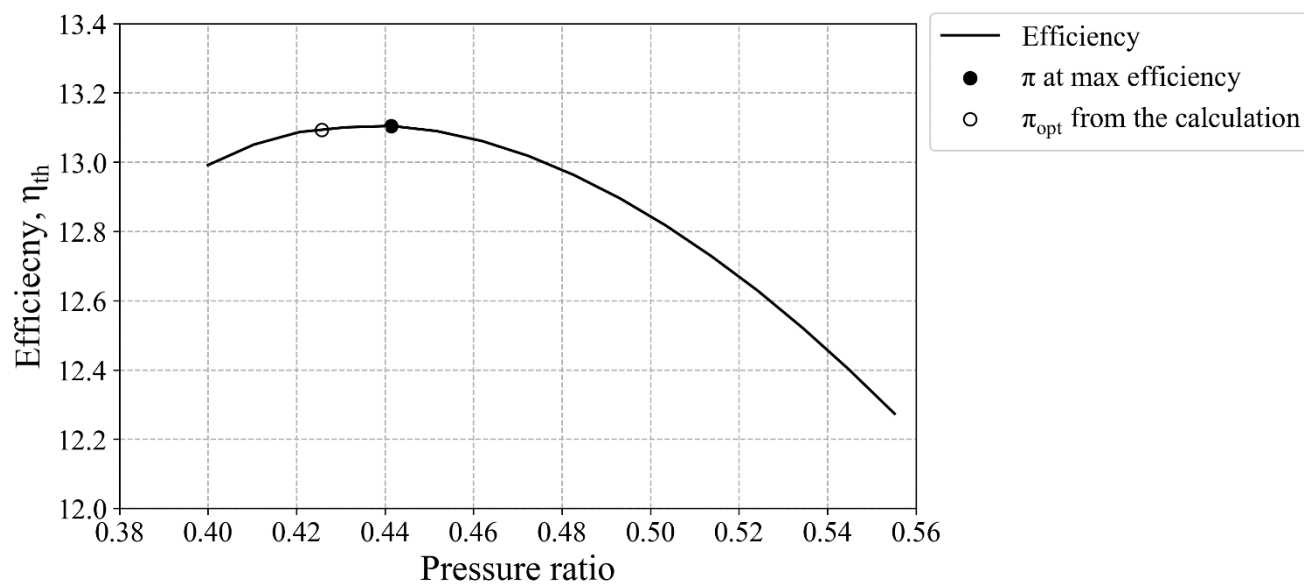


Fig. 2.9 圧力比を変数として得られる最高熱効率と Eq.(2.46)により得られる最適圧力比

第3章 IEC 及び復熱器を適用したサイクル性能

本章では第二章 Fig. 2.1 (c)のサイクルについての性能解析結果について述べる。サイクルは圧縮機効率，タービン効率，タービン入口温度，吸入空気相対湿度を可変パラメータとし，中間冷却方式が空冷及び，復熱器である場合と比較した。使用される各種パラメータは以下の
に示している。

冷却方式が空冷の場合では以下の仮定に基づき計算を行った。

- i. タービン出口温度に対して外気へ熱を放出する。
- ii. 冷却温度効率 ε をタービン出口温度 T_3 ，冷却後温度 T_4 に対して，外気温度 T_{amb} を基準として $\varepsilon = (T_3 - T_4) / (T_3 - T_{amb}) = 0.9$ とした。

本章では，性能シミュレーションを中間冷却が空冷，復熱器，IEC の場合のシミュレーションを実施した。空冷はサイクル性能比較のベースラインとして計算を行った。

Table 3.1 Computational parameters used in the simulations

Parameter	Value
Ambient temperature (°C)	25
Atmospheric pressure (Pa)	101325
Relative humidity (%)	20 – 100
Turbine inlet temperature (°C)	50 – 150
Channel length of IEC (m)	5
Channel height of IEC (mm)	10
Channel width of IEC (m)	1
Turbine isentropic efficiency, η_T (%)	80 – 100
Compressor isentropic efficiency, η_C (%)	80 – 100
Mechanical efficiency (%)	100
Other losses (%)	0

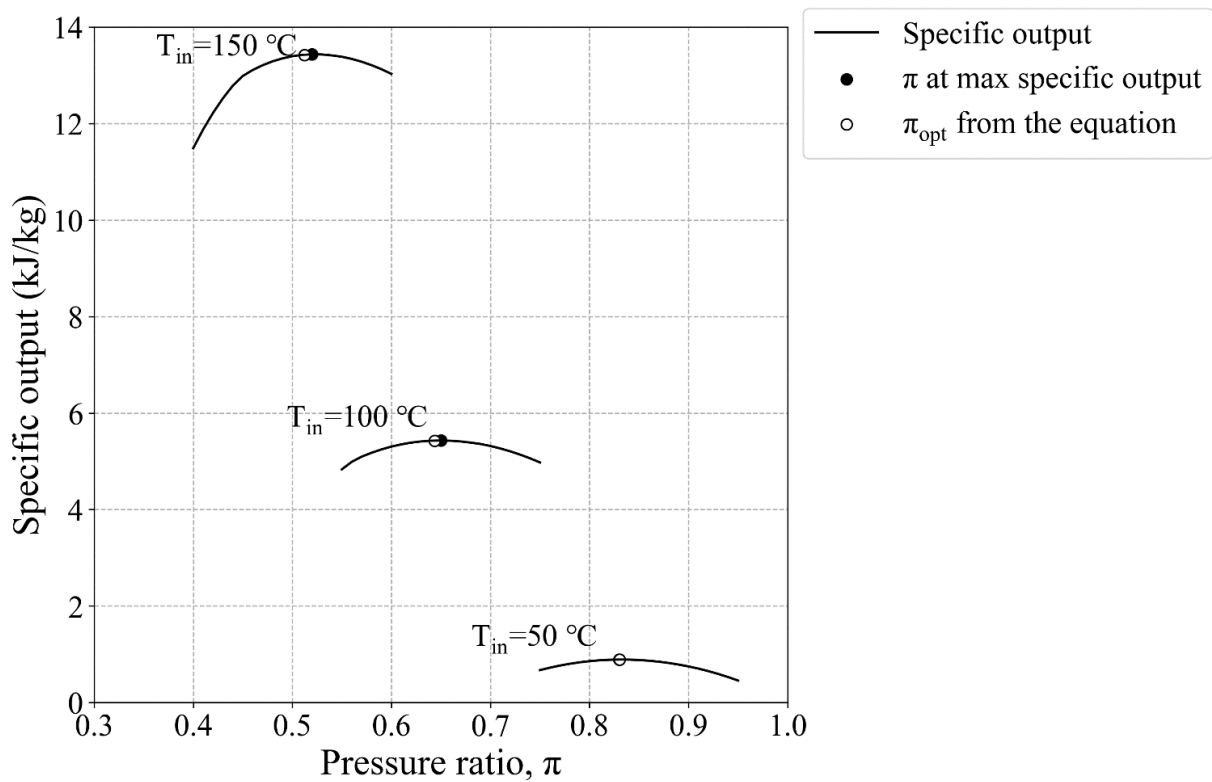
3.1 最適圧力比

まず 2.3.1 項で述べた最適圧力比に関する式, Eq. (2.46)によって求めた圧力比がサイクル計算において, どの程度良好な値となっているかを確認する Fig. 3.1 に圧力比を変数として計算を行った結果を示す. タービン入口温度は 50 °C, 100 °C, 150 °Cで計算を行った.

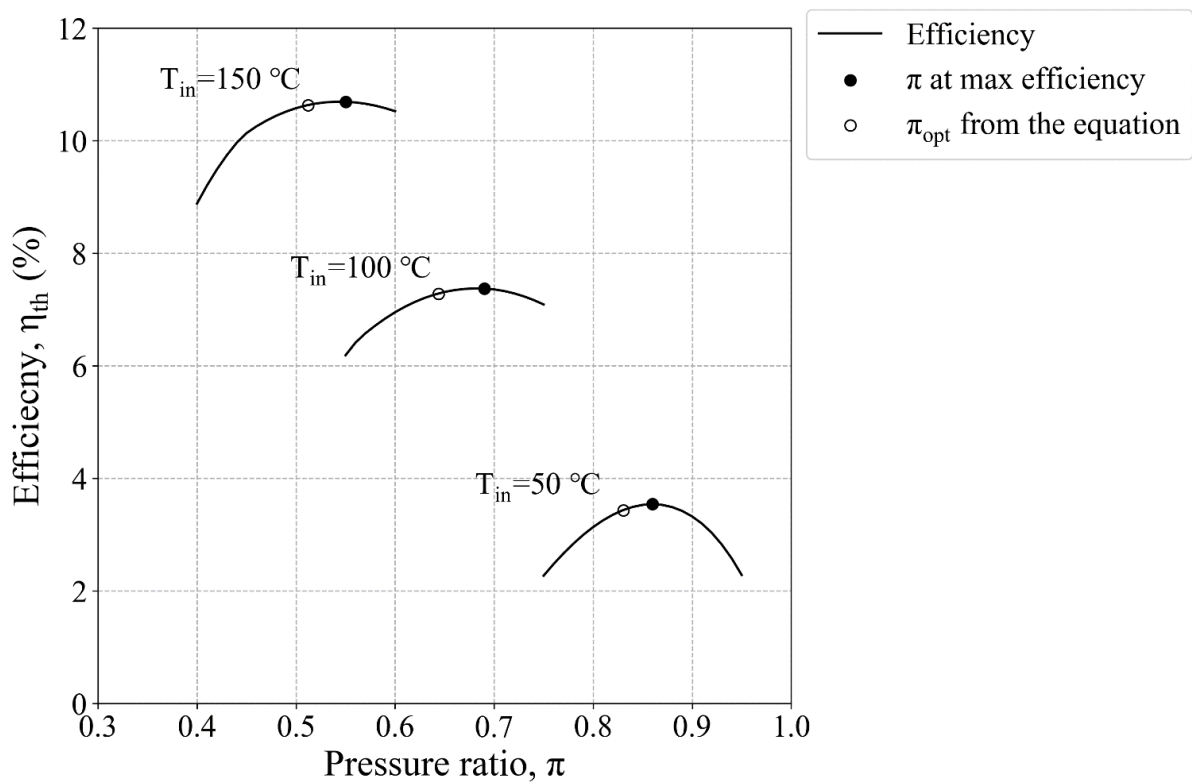
Fig. 3.1 (a)は圧力比と比出力の関係を示しており, 黒線は計算結果を示し, ●で示すのが計算結果中で最も高い比出力を示した圧力比及び, その時の比出力である. また, ○で示すのが Eq. (2.46)によって求めた圧力比及びその圧力比における比出力である. 結果から, 最高比出力を示す圧力比と Eq. (2.46)から求めた圧力比がほとんど一致している. 圧力比の差はタービン入口温度 150 °Cの場合に最大値をとっており, 0.008 程度である. その時の比出力の差は 0.012 kJ/kg であり, Eq. (2.46)は最適圧力比を求めるうえで非常に良好な精度を有することが確認された.

Fig. 3.1 (a)はサイクル熱効率を示す. 図中の線は計算結果を示し, ●で示すのが計算結果中で最も高い熱効率を示した圧力比及び, その時の熱効率である. また, ○で示すのが Eq. (2.46)によって求めた圧力比及びその圧力比における熱効率である. 結果より, Eq. (2.46)から求めた圧力比と圧力比を変数として求めた結果の熱効率における最適圧力比に差がみられる. Eq. (2.46)は正味比仕事の微分によって求めたものであるから, この差は熱効率を計算する際の入熱量の影響によるものである. 圧力比によってタービン出口空気の温度は変化するため, 熱再生によって削減される入熱量の変化が生じる. よって, 比出力が最大となる圧力比と熱効率が最大となる圧力比にはわずかな差が存在する. しかしながら, その差は最大でタービン入口温度 100 °Cの場合に, $\pi=0.05$ 程度であり, それによる熱効率の差はこの条件下では 0.09%にとどまる. よって, Eq. (2.46)によって計算された最適圧力比は良い近似となっていることが分かる.

以上より, 本研究ではサイクル性能を計算する際の最適圧力比として比出力を最大化するような条件のもと計算を行った.



(a)



(b)

Fig. 3.1 圧力比とサイクル性能; (a) 比出力, (b) 熱効率

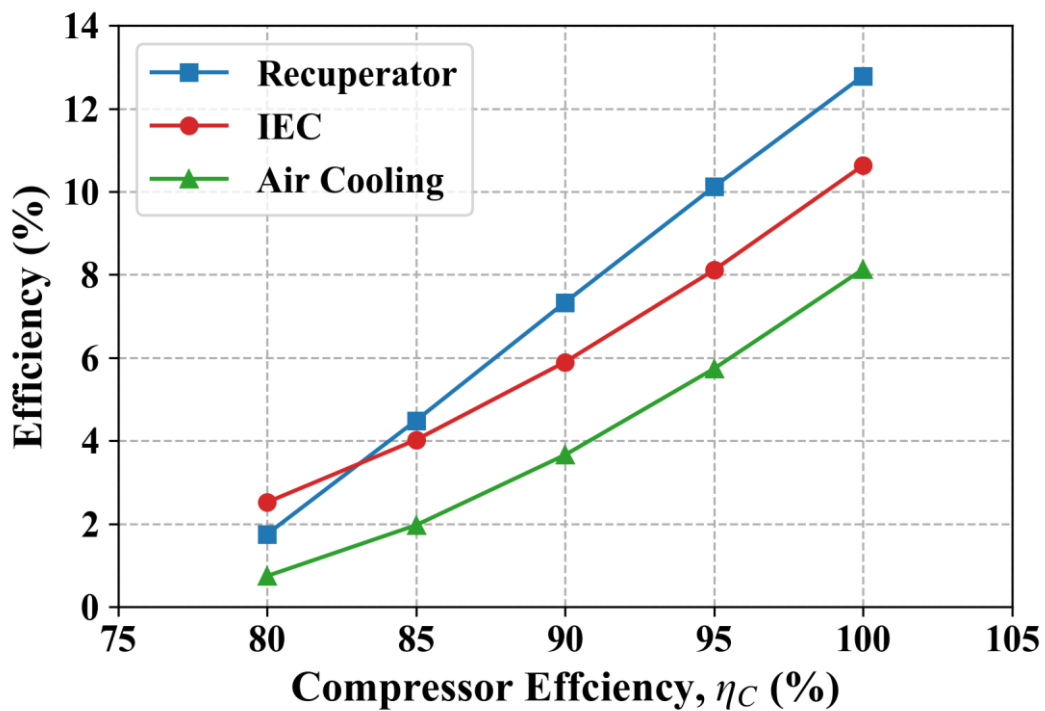
3.2 圧縮機とタービンの断熱効率

圧縮機とタービンの断熱効率をパラメータとして計算を行った結果を本節で示す。断熱効率は 0.8 ~ 1.0 の値を使用した。

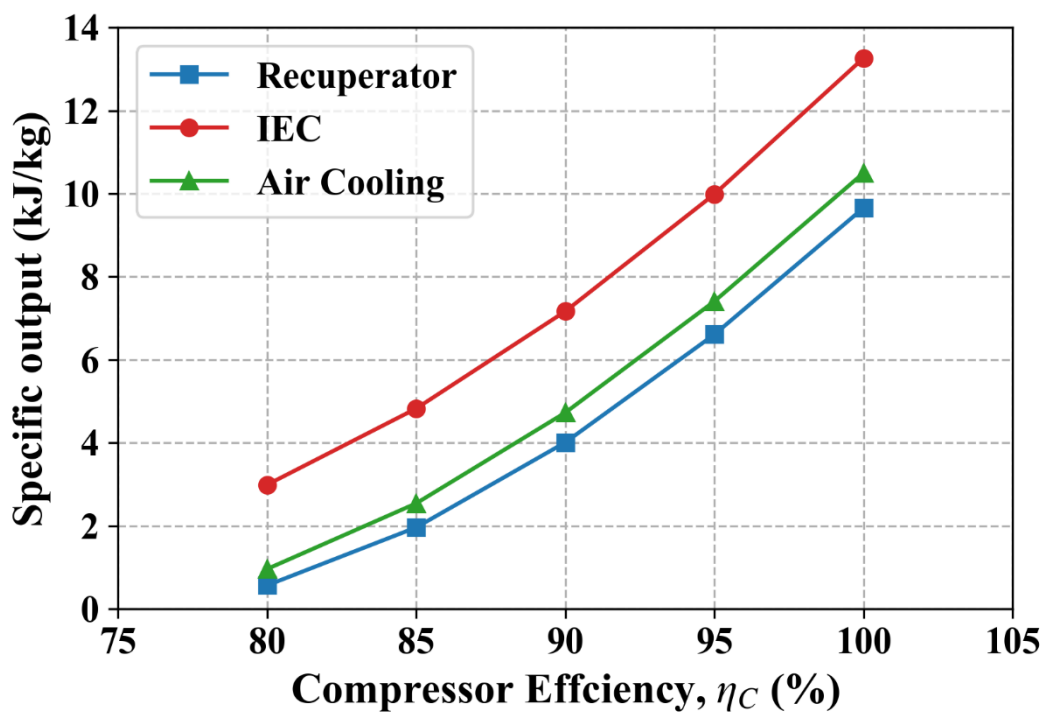
圧縮機断熱効率を 0.8 ~ 1.0, タービン断熱効率を 1.0 とした場合の計算結果を Fig. 3.2 に示す。(a)はサイクル熱効率, (b)はサイクル比出力を示している。また, タービン断熱効率を 0.8 ~ 1.0, を圧縮機断熱効率 1.0 とした場合の計算結果を Fig. 3.3 に示す。Fig. 3.2 と Fig. 3.3 の結果はほとんど同等の結果をとっているため, ここでは圧縮機を 0.8 ~ 1.0 に変化させた場合の結果について言及する。

性能シミュレーションは, 空冷, 復熱器, IEC の 3 つの冷却構成で実施した。空冷, 復熱器, IEC を用いたサイクル構成はそれぞれ Fig. 2.1(a), (b), (c)で表されるサイクル構成である。Fig. 3.2 (a)から, 80%付近の低い圧縮機効率を除いて, 復熱装置を使用するとサイクル熱効率が高くなることが確認できる。ただし, 比出力は, IEC が適用されると, すべてのコンプレッサー効率で高い値を示す。ここで, 1 kg あたりの出力は, サイクルに流入する空気 1 kg あたりの出力として定義される。Fig. 3.2(b)に示されている高い比出力は, IEC 内の湿度の大幅な増加と冷却効率の改善と比熱の増加に起因するものである。IEC による作動空気の湿度向上はタービン入口空気の比熱を大幅に増加させる。

冷却効率の改善は Eq. (2.46)から, 最適な圧力比の低下に寄与することが分かる。最適圧力比の低下はサイクル正味比仕事を増加させる上で, 非常に重要であり, タービン入口空気が持つ熱エネルギーのポテンシャルの有効性を高める。Table 3.2 に示すように, 圧縮機効率が 80 %の場合, タービン入口での乾燥空気 1 kg あたりの比熱は, 復熱装置では 1.040 kJ kg/ K [DA], IEC では 1.160 kJ/kg/K[DA]である。一方, 熱効率に注目すると, 復熱装置を使用する方が熱再生の点で優れているため, 入熱量が減少することがわかる。IEC が適用される場合, ヒーターに入る空気の温度上昇が小さいため, 入熱量が増加する。よって, サイクル熱効率は復熱器を使用する場合よりも低下する。ただし, Fig. 3.2 (a)に示すように, 復熱器を使用し, 圧縮機の効率が 80%の場合, タービン出口空気温度が高いため十分な冷却ができず, 出力が非常に小さくなり, それに応じて熱効率が低下する。Fig. 3.3 に示すように, さまざまなタービン効率で同様の傾向が確認される。

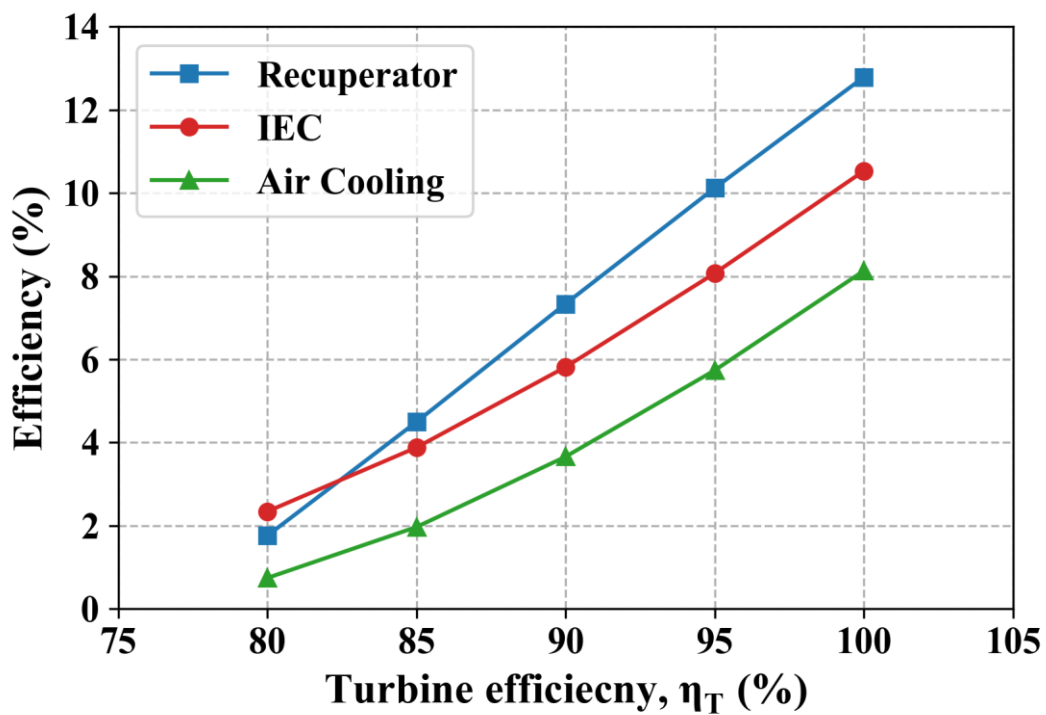


(a)

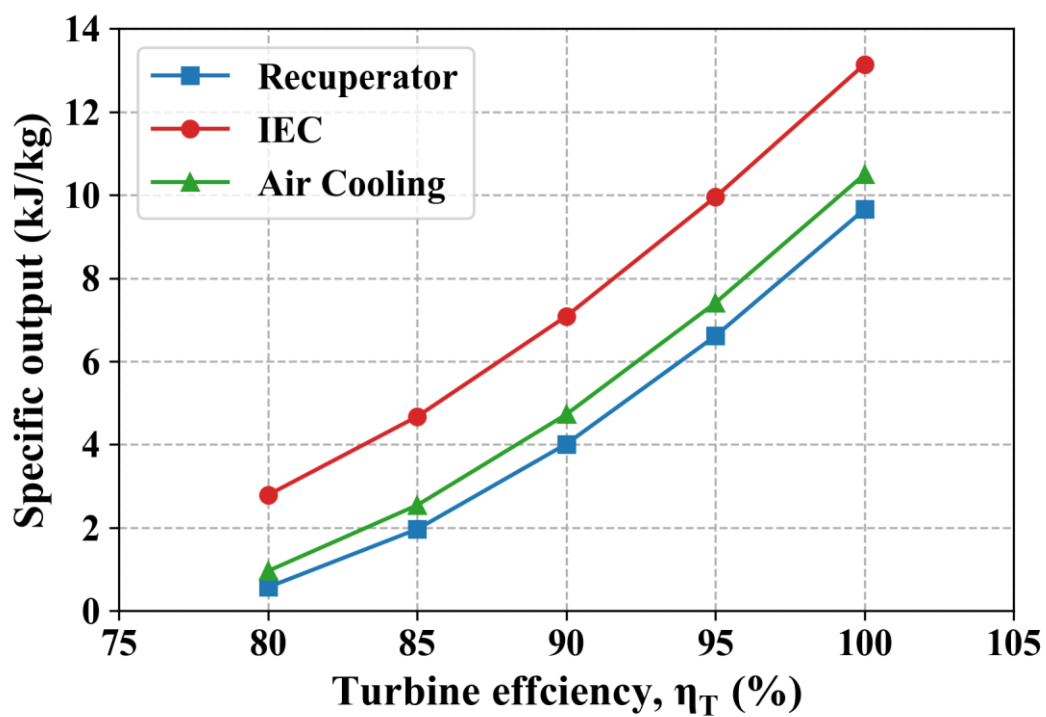


(b)

Fig. 3.2 圧縮機効率とサイクル性能, (a) 熱効率, (b) 比出力



(a)



(b)

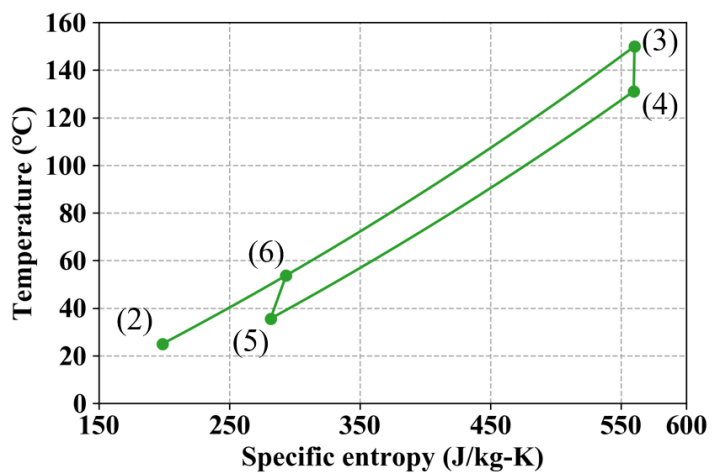
Fig. 3.3 タービン効率とサイクル性能, (a) 熱効率, (b) 比出力

Table 3.2 各圧縮機効率，タービン効率におけるサイクル性能と詳細

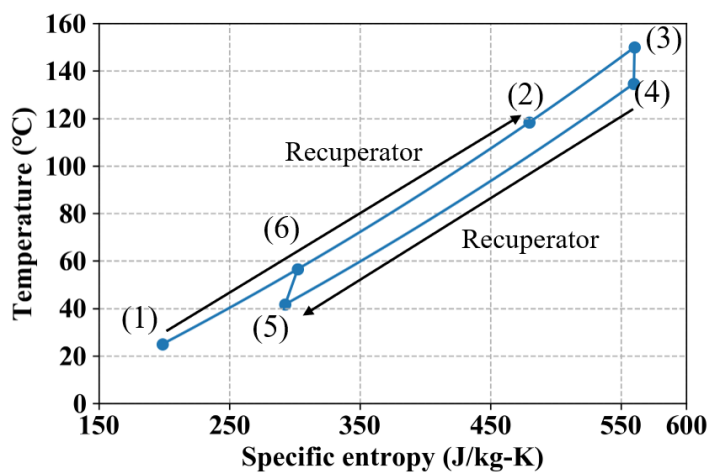
η_T	η_C	Cooling method	Efficiency (%)	Specific heat (kJ/kg/K [DA])	T_2 (°C)	Heat input (kJ/kg)	T_5 (°C)
100%	100%	Recuperator	12.79	1.04	76.2	76.4	34.6
		IEC	10.53	1.08	32.8	126.9	20.1
100%	80%	Recuperator	1.75	1.04	118.4	32.8	41.7
		IEC	2.52	1.16	45.9	120.1	31.3
95%	100%	Recuperator	10.12	1.04	86.2	66.1	36.3
		IEC	8.07	1.10	35.4	124.8	23.3
90%	100%	Recuperator	7.34	1.04	96.6	55.4	38.1
		IEC	5.82	1.11	38.2	123.3	25.7
95%	80%	Recuperator	0.25	1.04	127.5	23.3	43.2
		IEC	1.55	1.18	48.7	119.2	32.9

Fig. 3.4 は，80%の圧縮機効率でのサイクルの T - s 線図を示している．ここでは，空冷サイクルがベースラインケースとして含まれる．Fig. 3.4 (b) と Fig. 3.4 (c) では，状態点2から3までのセクションは，サイクルへの熱入力を示している．IEC-IBC の状態ポイント1から2はタービン出口温度からの熱再生による温度上昇であり，IEC-IBC の場合は，湿度上昇も含まれるため比エントロピーが大きく増加している．ここで Fig. 3.4 (c) IEC-IBC における温度上昇は，復熱器を使用したサイクルの上昇よりも低いことに注意されたい．その結果，同じタービン入口温度で IEC-IBC サイクルへの入熱量が増加する．これは，顕熱を損なう潜熱変化に IEC-IBC の再生熱が使用されるためである．対照的に，復熱器を備えた IBC は，顕熱の変化のために作動流体から熱エネルギーを回収するため，顕熱の増加量は大きく，入熱量は減少する．比熱，ヒーターの前後の作動流体の温度，および入熱量は，復熱器および中間冷却方式について Table 3.2 にまとめている．100%の圧縮機効率の T - s ダイアグラムのサイクルを Fig. 3.5 に示す．Fig. 3.5 では，タービン出口温度の大幅な低下が観察できる．したがって，IEC

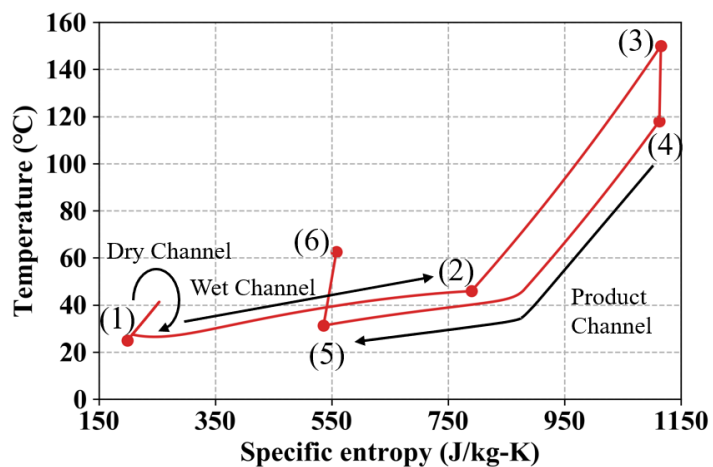
デバイスの出口温度は低下するが、システムへの熱入力が増加する。その結果、熱効率が低下し、比仕事量が向上する。



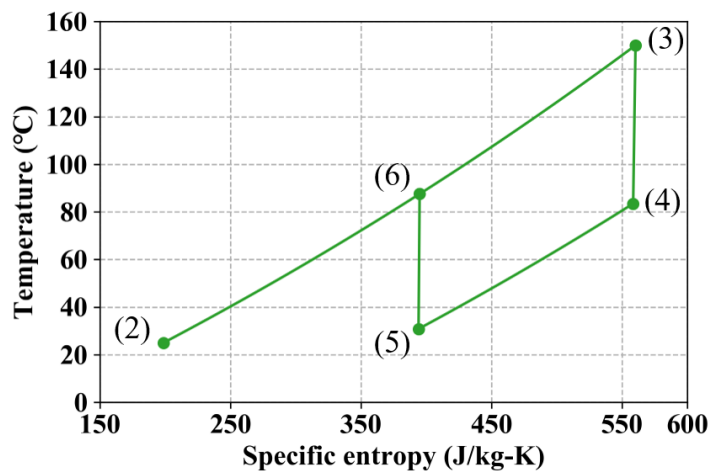
(a)



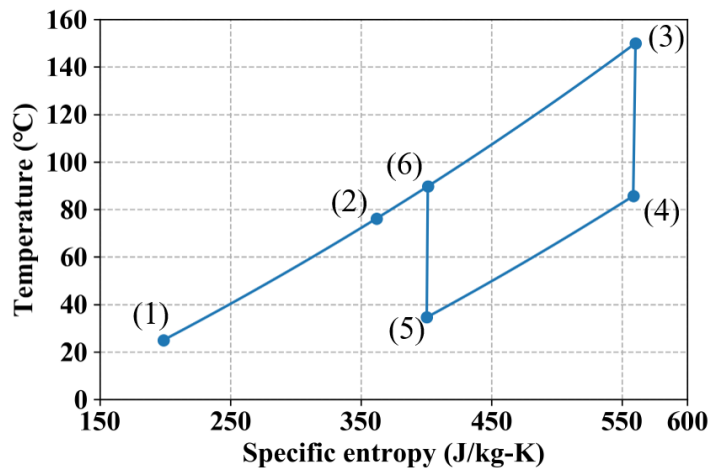
(b)



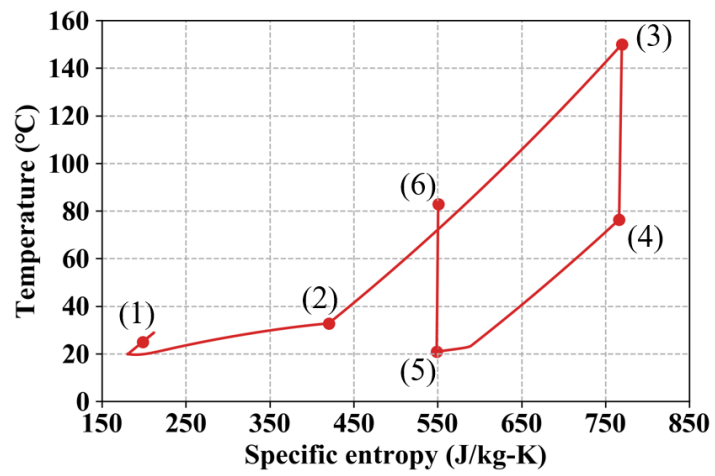
(c)

Fig. 3.4 T-s 線図 ($\eta_c = 80\%$) (a) 空冷, (b) 復熱器, (c) IEC

(a)



(b)

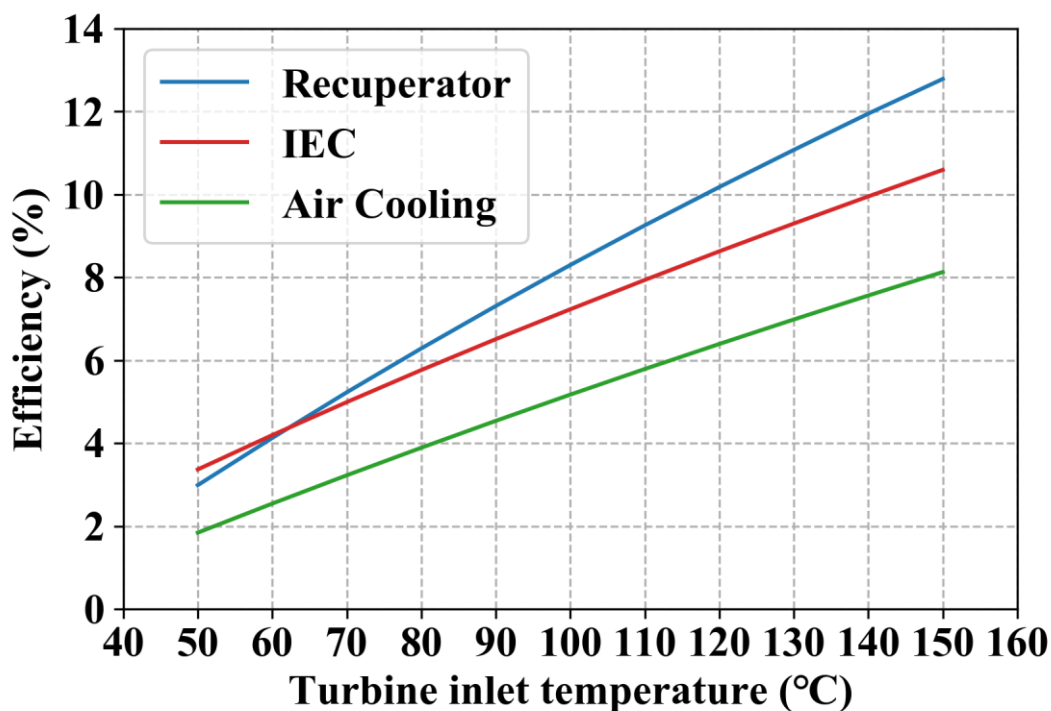


(c)

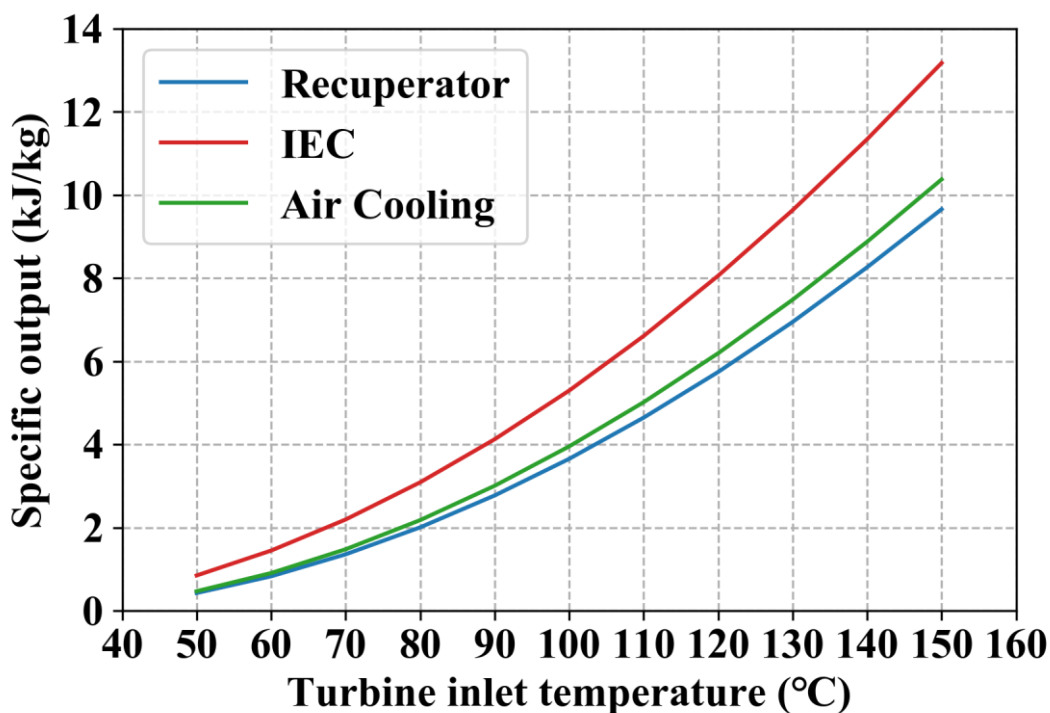
Fig. 3.5 T-s 線図 ($\eta_c = 100\%$), (a) 空冷, (b) 復熱器, (c) IEC

3.3 タービン入口温度

Fig. 3.6 は、IBC に実装された 3 つの冷却方式を使用した効率と比仕事量に対するタービン入口温度の影響を示している。空冷の場合、圧縮機の入口温度は周囲温度に基づいて計算され、冷却効率はタービン出口温度に対して 90% である。冷却のための空気の流量は、サイクル内の作動流体の流量に等しいと仮定している。理想的な条件下での空冷構成と比較して、復熱装置と IEC の適用によりサイクルはより高い熱効率を示す。IEC の適用では、より低温のタービン入口空気の約 60°C までの熱効率が高くなるが、Fig. 3.6 (a) に示すように、それ以上のタービン入口温度において熱効率の観点からは、復熱器が優れている。一方、比仕事量は、タービン出口温度の全範囲に IEC を適用することにより増加する。タービン入口温度 50°C において IEC-IBC の熱効率が低いことは、低温のタービン入口温度の場合に、タービン出口空気との熱再生の熱効率への寄与が冷却の寄与に対して低いことに起因する。復熱器使用時の比仕事量は、空冷方式と比較して圧縮機の仕事の削減につながる空冷方法による冷却性能の改善により減少することに注意されたい。ただし、復熱装置の熱再生により効率は向上する。



(a)



(b)

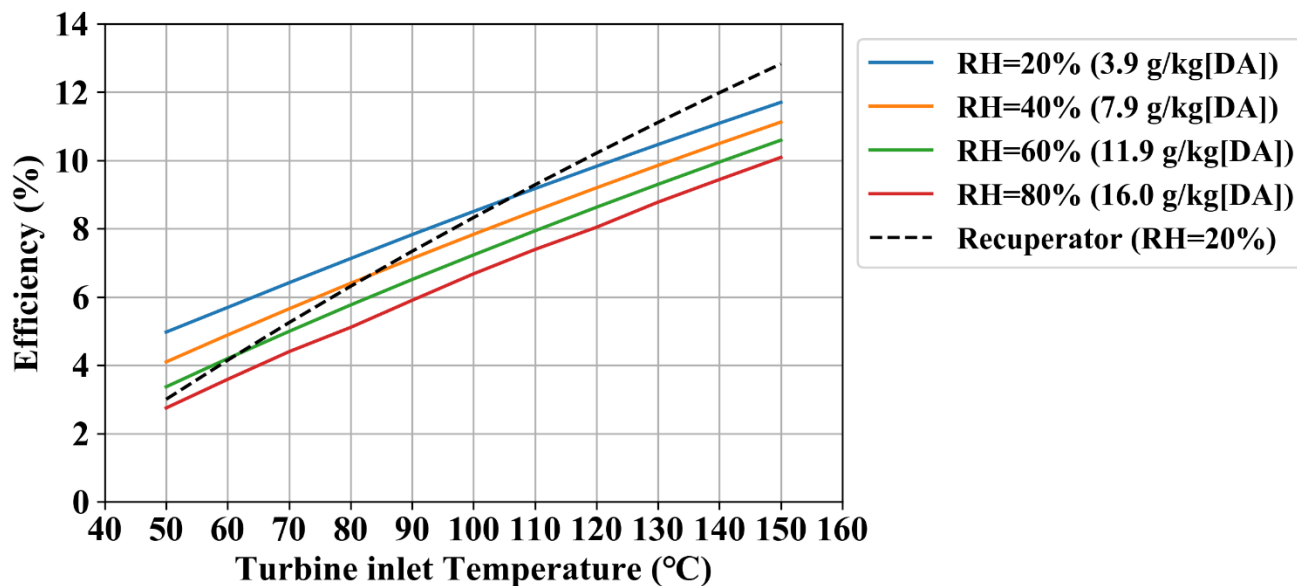
Fig. 3.6 タービン入口温度とサイクル性能, (a) 熱効率, (b) 比出力

3.4 外気相対湿度による影響

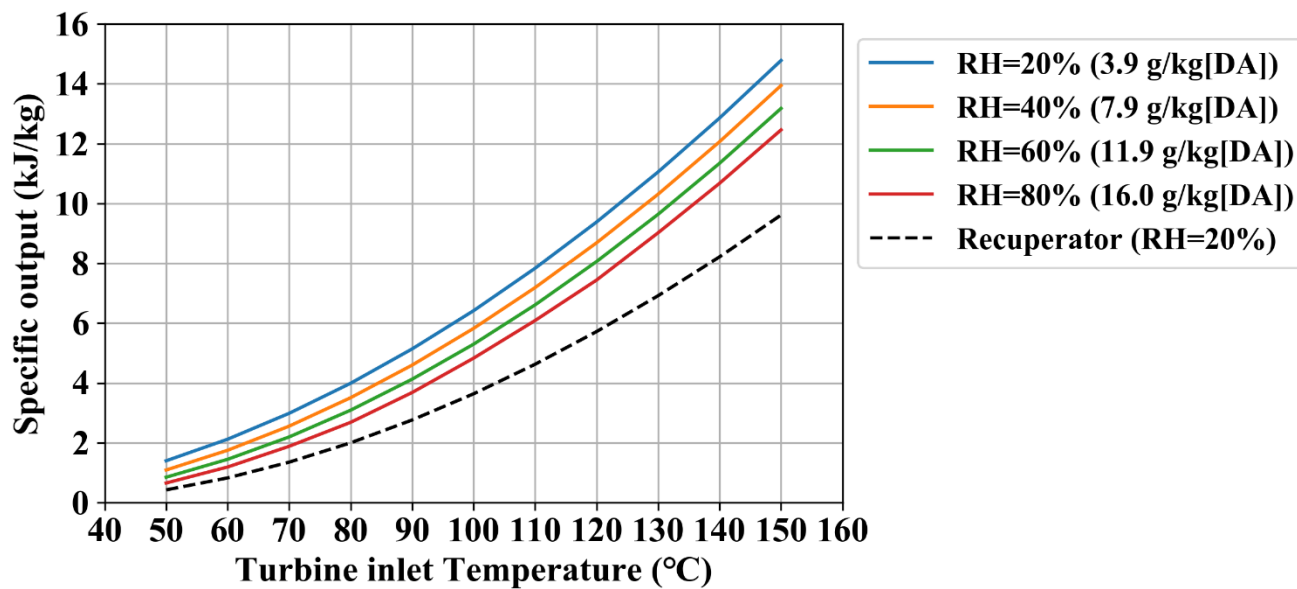
IEC の冷却性能は、作動空気の湿度に大きく影響される。湿度が低いければ低いほど、作動空気が新たに含むことができる水分量が増加するため、冷却性能が向上する[27]。したがって、湿度は吸気条件の最も重要な要素である。ここでは、20%から80%の相対湿度範囲でのサイクル性能を評価した。

Fig. 3.7 (a), (b)は、各湿度での熱効率と特定の仕事量を示しています。タービンの入口温度が50 °Cから150 °Cの範囲の場合、熱効率は各温度で湿度が下がるとほぼ直線的に増加する。冷却後、外気湿度の影響により圧縮機入口温度が低下するため、最適圧力比が低下し、Fig. 3.7 (b) に示すように出力が向上する。20%の一定空気湿度での復熱器を適用した場合と比較して、IEC-IBC の効率は、タービン入口温度が約105 °Cを超えると低くなるが、吸気の含水量（相対湿度）を低くすると効率が向上する。それにもかかわらず、IEC-IBC は、80%というかなり高い相対湿度でも、すべてのタービン入口温度に対して優れた比仕事量を示す。したがって、間接気化式冷却器（IEC）を逆ブレイトンサイクル（IBC）

に導入することは、サイクル固有の仕事量を改善するのに有益であり、特に 85°C 以下の低温熱源を活用するのに特に効果的である。



(a)



(b)

Fig. 3.7 外気相対湿度による影響 (a) 熱効率, (b) 比出力

3.5 中間冷却装置の流路長の影響

本節では中間冷却装置の流路長による影響について確認する．熱交換器の性質上，伝熱面積は熱交換効率に影響を与える．復熱器と IEC を比較した場合 IEC は伝熱面積当たりの熱交換が促進されると考えられる．湿り流路内の作動空気の比エンタルピーを h_w ，顕熱と潜熱両方の総伝熱量に対する熱伝達率を α_w' とし、比エンタルピー変化を次式で近似する．

$$\left| \left(\rho u d \frac{\partial h}{\partial z} \right)_w \right| = \left| \left(\rho d c_p u \frac{\partial T}{\partial z} \right)_w + \left(\rho u d L_w \frac{\partial x}{\partial z} \right)_w \right| = |\alpha_w' (T_{wsd} + T_{wsp} - 2T_w)| \quad (3.1)$$

湿り流路の温度変化の式及び湿り流路の湿度変化の式 Eq. (2.5)(2.8)から，

$$|\alpha_w' (T_{wsd} + T_{wsp} - 2T_w)| = |\alpha_w (T_{wsd} + T_{wsp} - 2T_w) + \rho_w \alpha_m (x_{wsd} + x_{wsp} - 2x_w) L_w| \quad (3.2)$$

また，壁面温度差及び壁面湿度差には壁面湿度が壁面温度の従属変数であり，増加関数であることから次の関係が成り立つ．

$$(T_{wsd} + T_{wsp} - 2T_w) > 0 \Rightarrow (x_{wsd} + x_{wsp} - 2x_w) > 0 \quad (3.3)$$

$$(T_{wsd} + T_{wsp} - 2T_w) < 0 \Rightarrow (x_{wsd} + x_{wsp} - 2x_w) < 0 \quad (3.4)$$

よって， α_w' は次式で近似される．

$$\alpha_w' = \alpha_w + \alpha_m \left[\rho_w L_w \frac{|x_{wsd} + x_{wsp} - 2x_w|}{|T_{wsd} + T_{wsp} - 2T_w|} \right] \quad (3.5)$$

以上から，蒸発が発生する気化式冷却器内では顕熱及び潜熱を含む総伝達熱量が向上することが分かる．

また，本研究における向流式の復熱器及び IEC は単純にその装置全長から熱交換性能が変化する．ここで Eq.(2.4)を例に取り，長さ方向の全長 L を用いて，無次元長さ $z' = z/L$ を導入すると Eq.(2.4)は次式で表される．

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z'} \right)_d = St_d \frac{L}{d} (T_{ds} - T_d) \quad (3.6)$$

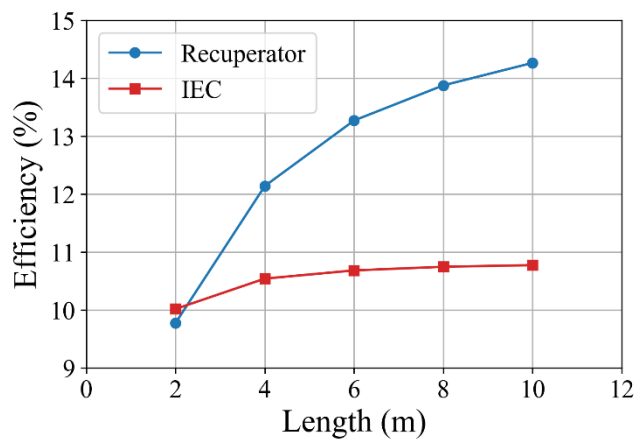
よって，温度勾配は流路長さ L に比例し復熱器及び IEC の熱交換効率に影響を及ぼすこと

が分かる．ここでは流路幅 d を固定して，計算を行い流路長の影響について議論する．

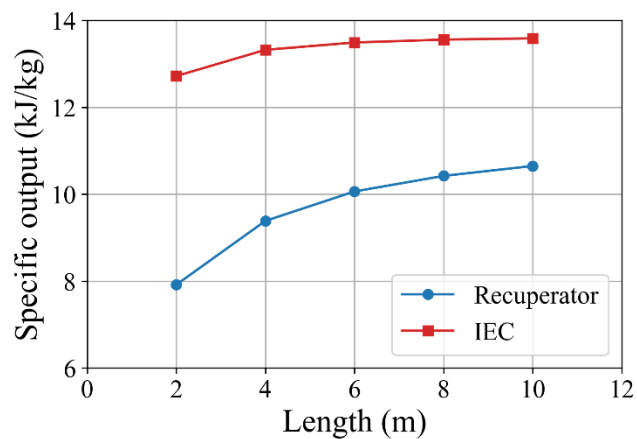
Fig. 3.8 にタービン入口温度 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ の場合のサイクル性能と復熱器及び IEC の流路長の関係を示す．Fig. 3.8 (a) に注目すると， $L = 2\text{ m}$ の場合 IEC-IBC は復熱器を用いた場合よりも高くなる．IEC-IBC では流路長 L が $4\text{ m} \sim 10\text{ m}$ において熱効率の大きな変化は見られず，比出力も Fig. 3.8 (b) から大きな変化は無い．この傾向は Eq.(3.5) から分かるように顕熱と潜熱を含む総熱伝達率の向上による影響であり，中間冷却の伝熱面積が $L = 4.0\text{ m}$ 程度で十分な熱交換が可能であるということを示している．一方で，復熱器を用いた場合は流路長 L が $2 \sim 10\text{ m}$ において，大きくなるにつれて熱効率及び比出力も増加する傾向にある．これは復熱器内での十分な熱交換のためには IEC と比較してより大きな流路長が必要であることを表している．ここで， $L = 2\text{ m}$ ， $L = 10\text{ m}$ の場合の IEC 及び復熱器内の温度分布を Fig. 3.10 に示す．Fig. 3.10 (a), (b) はそれぞれ 2 m ， 10 m の IEC 内の温度分布を示す．二つを比較すると，タービン出口空気(Product channel)の冷却後温度が $L = 2\text{ m}$ の場合は， $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ ， $L = 10\text{ m}$ の場合には $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ であり，流路長の大幅な増加に対してタービン出口空気の冷却に大きな変化が無い．このことからサイクル熱効率及び，比出力にも大きな影響を与えない．一方で，Fig. 3.10 (c), (d) に示す復熱器内の温度分布では IEC の場合では見られなかったタービン出口空気の冷却後温度に大きな変化がみられる． $L = 2\text{ m}$ の場合は， $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ， $L = 10\text{ m}$ の場合には $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ となる．このことから物質移動の伴わない復熱器ではサイクル性能を高めるためにより大きな流路長が必要であることが分かる．また，図中のタービン出口空気の冷却後温度だけではなく熱再生の観点からも加熱前空気の十分な昇温のために流路長が必要となる．

Fig. 3.9 にタービン入口温度 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ の場合の IEC 及び復熱器の流路長さとのサイクル性能の関係を示す．このタービン入口温度では IEC-IBC の熱効率が復熱器を用いた場合よりも常に上回っている．これは 3.3 節でも述べたように，熱効率に対する熱再生の寄与が，冷却効率による寄与よりも小さいことに起因する．Fig. 3.9 (a) によると，IEC 長さが 10 m から 2 m になったとしても熱効率は 0.5% の減少にとどまる．一方で復熱器の場合 1.5% の減少が見られる．タービン入口空気が $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ という低温な条件であっても復熱器の場合は十分な熱交換に対してより流路長が要求されることが分かる． $L = 2\text{ m}$ ， $L = 10\text{ m}$ の場合の IEC 及び復熱器内の温度分布を Fig. 3.11 に示す．Fig. 3.11 (a), (b) より，タービン入口温度 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ においても，IEC によるタービン出口空気の冷却後温度に長さの変化に比して，大きな変化は無く， $L = 2\text{ m}$ の場合は， $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ ， $L = 10\text{ m}$ の場合には $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ である．ただし，タービン出

口温度 150 °C の場合と比較して、冷却後温度の差は相対的に大きくなる。一方で、Fig. 3.11 (c), (d) によると、 $L=2$ m の場合は、29 °C、 $L=10$ m の場合には 26 °C となる。

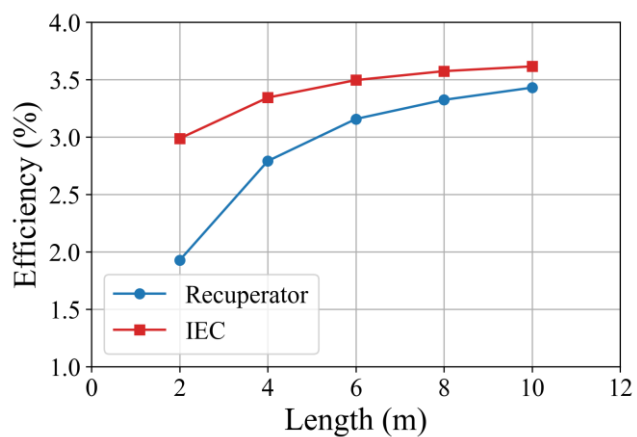


(a) 熱効率

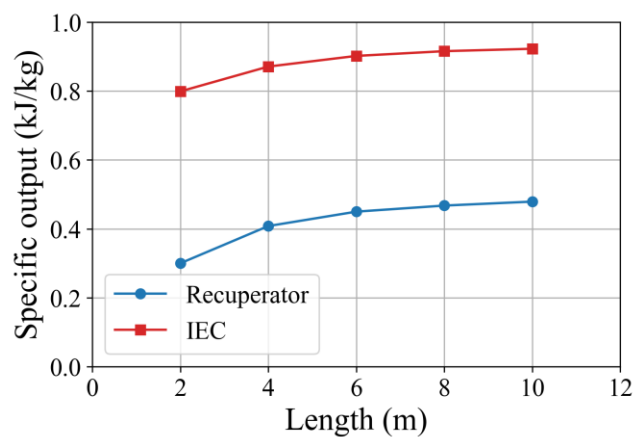


(b) 比出力

Fig. 3.8 タービン入口温度 150 °C における中間冷却装置の長さ と サイクル性能



(a) 熱効率



(b) 比出力

Fig. 3.9 タービン入口温度 50 °C における中間冷却装置の長さ と サイクル性能

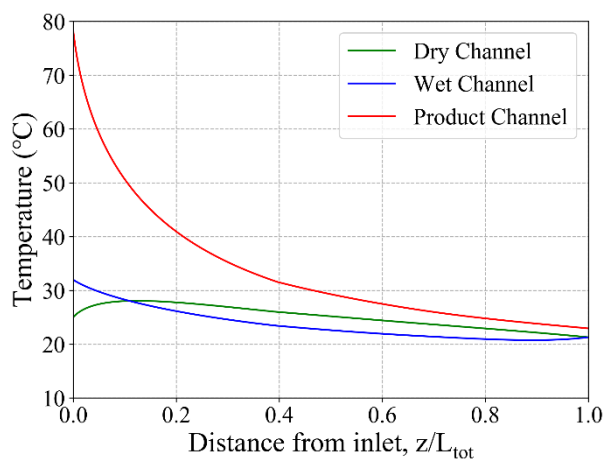
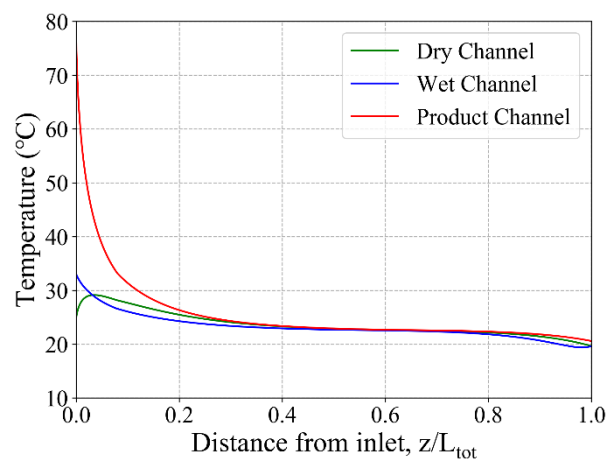
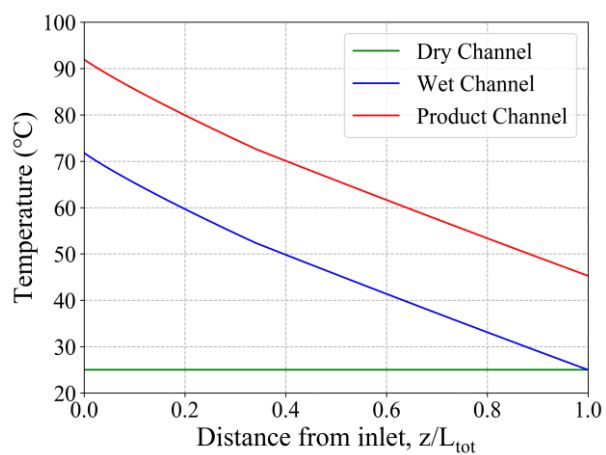
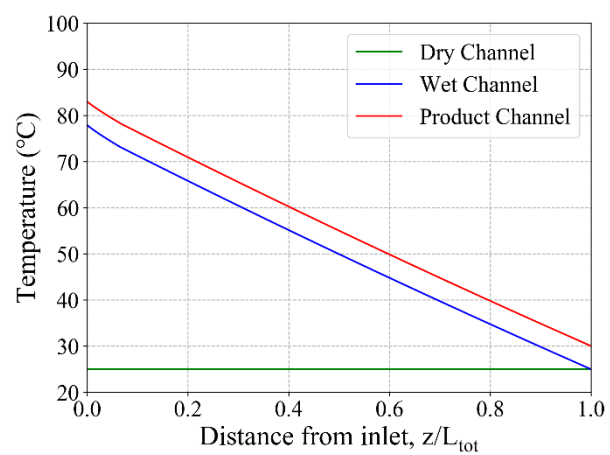
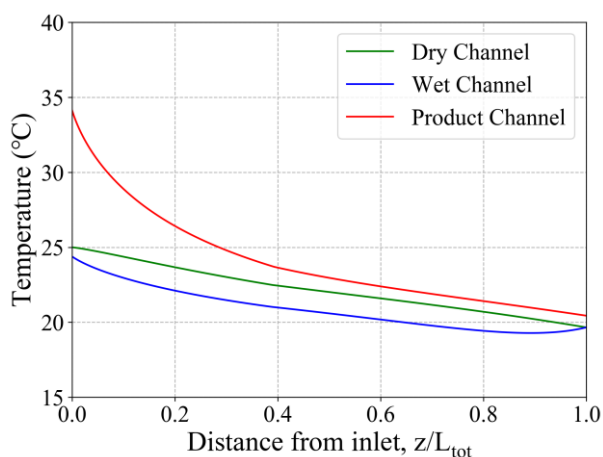
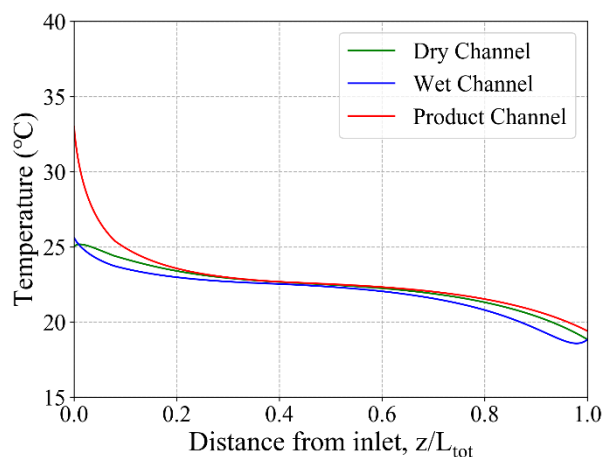
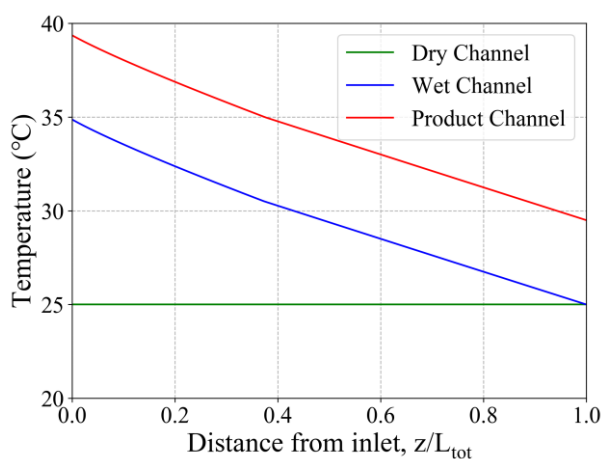
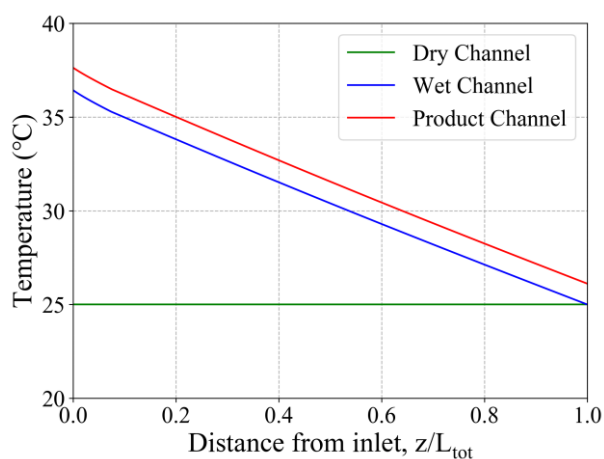
(a) IEC, $L=2.0$ m(b) IEC, $L=10.0$ m(c) 復熱器, $L=2.0$ m(d) 復熱器, $L=10.0$ m

Fig. 3.10 タービン入口温度 150 °Cにおける IEC 及び復熱器内の温度分布

(a) IEC, $L=2.0$ m(b) IEC, $L=10.0$ m(c) 復熱器, $L=2.0$ m(d) 復熱器, $L=10.0$ mFig. 3.11 タービン入口温度 50°C における IEC 及び復熱器内の温度分布

3.6 IEC-IBC 及び復熱器を適用したサイクルのまとめ

本節では、本章で述べた計算結果と考察についてまとめる。本章では IBC の中間冷却に IEC を適用したサイクル(Fig. 2.1 (c))及び復熱器を適用したサイクル(Fig. 2.1 (b))について計算を行い結果についてまとめた。また、サイクル性能のベースラインとして一般的な IBC(Fig. 2.1 (a))の計算も行い、熱効率と比出力の観点からサイクル性能の比較を行った。

タービン入口温度 150°C の場合に圧縮機断熱効率の値を変化させて計算を行った。圧縮機断熱効率 $\eta_c = 80\%$ の場合、本章で言及した3つのサイクルに関して、IEC-IBC が最も高い熱効率を示した。 $\eta_c = 83\%$ からは復熱器を適用したサイクルの熱効率が IEC-IBC を上回る。タービン出口からの熱再生を顕熱のみで行うことにより、加熱前空気のプリヒーター

の役割を果たし、入熱量を大幅に減少させることから、大幅な熱効率の改善が達成されている。空冷サイクルは理想的な空冷冷却を想定したものであるが、すべての条件で熱効率が2つのサイクルよりも下回っている。一方で、比出力に関してはいずれの条件においても IEC-IBC が高い値を示している。これはサイクル内作動空気の湿度の上昇により、比熱が増大したことに起因する。ここで、圧縮機の断熱効率が工学上 70%~85%程度であることを考慮すると IEC-IBC はより優れたサイクル構成であると結論付けられる。

タービン入口温度を 50~150℃の温度領域を想定して計算を行い、それぞれのサイクル構成の性能比較を行った。タービン入口温度が 63℃付近までは IEC-IBC の熱効率が高く、それ以降は復熱器を適用したものに優位性が見られる。熱再生の観点において、タービン入口温度が上昇することで、タービン出口温度も上昇し、この熱を再度サイクル内熱再生によって有効化することで復熱器の場合の熱効率が高まった。タービン入口温度が上昇すると、熱再生が熱効率に及ぼす影響の比重が高まる。比出力は IEC-IBC の場合が最も高く、次いで空冷が復熱器よりも高くなるが、空冷の理想的な冷却条件によって、復熱器よりも大幅に圧縮機前、冷却後空気の温度が低下していることによって圧縮機動力が削減されていることによる。

吸入空気の相対湿度は IEC デバイスの冷却性能に大きく影響を及ぼす。相対湿度が低くなると空気が含水することのできる水蒸気量が増加するため、冷却性能が向上する。結果から、相対湿度 20%~100%の場合で計算が行われた。IEC-IBC の熱効率は相対湿度の低下に伴ってほぼ線形的に向上する。相対湿度 20%の場合においてはタービン入口温度 105℃までは復熱器サイクルよりも良い値を示し、相対湿度 40%ではタービン入口温度 85℃で復熱器よりも高い値を示した。比出力は相対湿度の低下に伴って向上する冷却性能に起因して相対湿度が低下することで増加する。

中間冷却装置の流路長によるサイクル性能の変化について計算を行い、考察を行った。IEC を用いることで、タービン出口空気を冷却するために必要な伝熱面積が縮小することが可能である。復熱器がサイクルでは流路長 2~10 m の範囲で熱効率が大幅に変化するのに対して、この条件では IEC-IBC の熱効率及び比出力の変化は非常に小さなものとなった。

第 4 章 IEC 及び復熱器の複合サイクル

第 3 章では IEC のみを適用した IEC-IBC 及び復熱器を適用した IBC の性能について計算結果と考察を述べた。しかしながら、IEC-IBC では比出力の大幅な向上は見られたものの、タービン出口空気と加熱前流入空気との熱交換において、その多くが潜熱に使用されるため、入熱量の削減に対してはその優位性が低くタービン入口温度が 65 °C 以上では復熱器を適用したサイクルの熱効率が IEC-IBC を上回る結果となった。一方で復熱器を適用したサイクルでは流入空気はタービン出口空気からすべての熱を顕熱として受け取るため、熱再生の観点では非常に優れているが、タービン出口空気に対する冷却性能が低いことに加え必要な流路長が大きいことが問題点として挙げられる。そこで IEC 及び復熱器を複合して適用することで熱再生及び、タービン出口空気の冷却に対して優位性が現れると考えられる。よって本章では IEC 及び復熱器を複合して適用したサイクルの性能計算を行った結果について述べる。本章で対象とするサイクル構成は第 2 章 Fig. 2.1 (d) に示したものである。

Table 4.1 に計算に使用した各パラメータを示す。本節ではまず圧縮機断熱効率を変化させた場合のサイクル性能について述べる。このとき、サイクル内のレキュペレータ及び IEC 内の温度分布及び湿度分布を確認して詳細な挙動について考察する。続いて、各種パラメータがサイクル性能に及ぼす影響について評価及び議論が行う。最後に本章で想定された復熱器と IEC を組み合わせて適用した IBC の性能と、第 3 章で議論した復熱器を適用した IBC 及び IEC-IBC との性能比較が行う。

L_{IEC}/L_{tot} は Fig. 2.3 で示した IEC と復熱器を一体とする熱交換器の全長 L_{tot} に対する IEC 流路長さ L_{IEC} の長さの割合を示す。

Table 4.1 Computational parameters used in the simulations

Parameter (Unit)	Value	Basically used
Ambient temperature (°C)	25	25
Ambient pressure (Pa)	101325	101325
Ambient Relative humidity (%)	20 – 100	60
Turbine inlet temperature (°C)	50 – 150	150
Total length, L_{tot} (m)	2 – 10	5
Ratio of IEC length to total length, L_{IEC}/L_{tot} (-)	0.1 – 0.9	0.3
Channel height (mm)	10	10
Total inflow area (m ²)	1.0	1.0
Inlet mass flow rate (kg/s)	1.0 – 5.0	1.0
Compressor isentropic efficiency, η_c (%)	80 – 100	100
Turbine isentropic efficiency, η_T (%)	100	100
Other mechanical efficiency (%)	100	100

4.1 圧縮機及びタービン断熱効率の影響

Fig. 4.1 に L_{IEC}/L_{tot} が 0.1, 0.3, 0.7 の場合の圧縮機断熱効率とサイクル熱効率及び比出力の関係を示す. Fig. 4.1 (a)では圧縮機断熱効率が 80 %の場合を除き, L_{IEC}/L_{tot} が 0.3, 0.1, 0.7 の順に熱効率が高いことが分かる. このことからサイクル熱効率においては L_{IEC}/L_{tot} が 0.1 ~ 0.9 の間に極大値なるものが存在する. 一方, Fig. 4.1 (b)に着目すると中間冷却過程において IEC が占める割合が大きい方がサイクル内作動空気の湿度も増加するため比出力もそれに伴って増加する. 比出力の増加にも関わらずサイクル熱効率が同様の相関を示さないのは, 第 3 章で述べたように IEC 内では顕熱変化よりも潜熱変化の割合が大きく入熱前の作動空気の顕熱上昇が L_{IEC}/L_{tot} の増加に伴って低下することによって, 入熱量が増加するためである.

ここで Fig. 4.2 (a), (b)に圧縮機効率がそれぞれ 100 %, 80 %の時の熱効率及び, 比出力と L_{IEC}/L_{tot} の関係を示す. いずれの場合も $L_{IEC}/L_{tot}=0.3$ で熱効率が最高値をとるが, 熱効率と比出力の変化の様子が異なっている. Fig. 4.2 (a)では L_{IEC}/L_{tot} が 0.3 より大きくなると熱効率が比較的急激に減少していく. 一方, Fig. 4.2 からは減少は緩やかであり, $L_{IEC}/L_{tot}=$

0.7 の場合の熱効率が $L_{IEC}/L_{tot}=0.1$ の場合を上回る。

$L_{IEC}/L_{tot}=0.3$ の場合の中間冷却挙動を詳細に考察するために Fig. 4.4 に圧縮機効率 100 % の時のレキュペレータ及び IEC 内の温度及び湿度分布を示す。Fig. 4.4 内の黒の点線は、復熱器と IEC の境界を表している。点線の左側は復熱器領域で湿り流路では蒸発が発生しない。右側が IEC 領域である。Fig. 4.4 (a)に示されているように乾き流路には周辺空気が流入し、湿り流路右端では湯き流路から折り返した空気が流れる。また、生産流路ではタービン出口空気が左端から流入し、右端に到達した空気は圧縮機によって排気される。Fig. 4.4 内の条件においては L_{IEC}/L_{tot} が大きくなれば、プロダクトチャネル右端の冷却後温度が低くなるのが分かる。しかし、湿り流路左端のタービン出口空気からの受熱後の温度も低くなり、その先の等圧加熱過程での入熱量が増加することが分かる。つまり、本サイクルにおいて L_{IEC}/L_{tot} の調整による作動空気の間中冷却と熱再生にはトレードオフの関係が見られ、熱効率、比出力の観点から最適な L_{IEC}/L_{tot} の値を選択する必要がある。

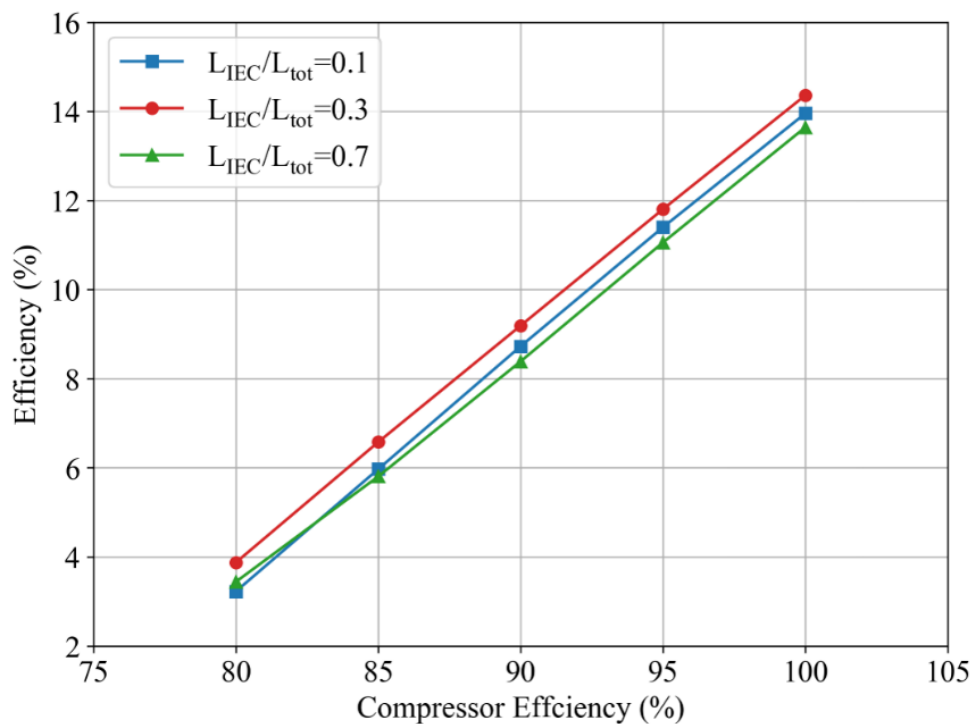
一方で、タービン出口温度が高い場合は異なる傾向が見られる。圧縮機効率が低くなると、Eq. (2.46)から算出される最適圧力比が大きくなりタービン出口空気はより高温になる。Fig. 4.3 に圧縮機効率が 80 %の時の復熱器及び IEC 内の温度及び湿度分布を示す。Fig. 4.3 (a)では生産流路内で凝縮は発生しないが、Fig. 4.3 (b),(c)では高温空気との熱交換により、作動空気の湿度が高まることによって、冷却過程で凝縮が発生することが湿度分布から分かる。凝縮が発生する場合、潜熱の放出により作動空気の冷却は抑制される。Fig. 4.5 は圧縮機効率が 80 %, 90 %, 100 %の場合の冷却効率 θ と L_{IEC}/L_{tot} の関係を表す。ここでタービン出口空気温度を T_{Tout} 、冷却後空気温度を T_{ac} 、周辺空気温度を T_{amb} として、冷却効率 θ は次式で定義されている。

$$\theta = \frac{T_{Tout} - T_4}{T_{Tout} - T_{amb}} \quad (4.1)$$

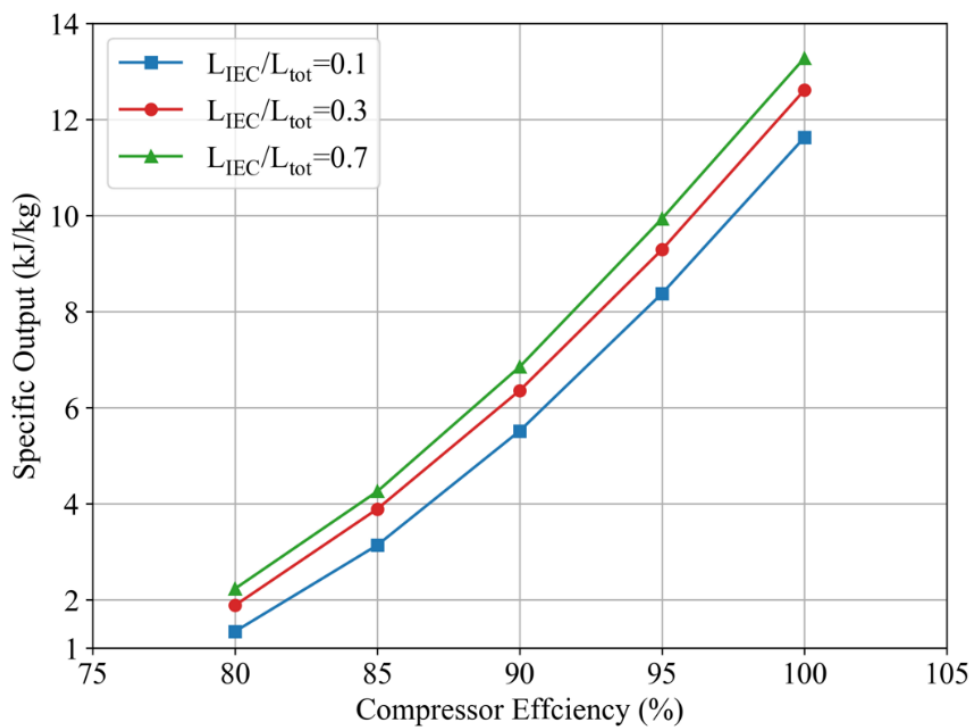
Fig. 4.5 から分かるように圧縮機効率が低下し、タービン出口空気温度が高くなると冷却効率のピークは変化し、IEC 領域が長い方が冷却効率が一概に高いとは限らないことが分かる。これは凝縮の発生に起因する。

Fig. 4.6, Fig. 4.7 にタービン入口温度 150 °Cの場合の T - s 線図を示す。圧縮機断熱効率はそれぞれ、80 %及び 100 %である。中間冷却装置内の要素である IEC,復熱器(Recuperator) は Fig. 4.6 (c)に示している。IEC 及び復熱器内による熱再生、冷却の様子がこの T - s 線図上

で表されており，IEC 内での熱再生は比エントロピーの増加が大きく，それに伴って温度の上昇は小さい．復熱器では温度上昇が IEC と比して大きく，図内の(2)点に熱再生後の温度が示されている．タービン出口温度が高くなる断熱効率 80 % の場合では IEC 割合の高い $L_{IEC}/L_{tot}=0.7$ の場合では凝縮が発生していることから温度の減少勾配が小さくなっていることが点(4)~(5)から明らかであり，これにより冷却後温度が他の断熱効率の場合と比較しても低下していない．Fig. 4.7 の断熱効率が 100 % の場合では，Fig. 4.7 (b) の冷却後温度と熱再生の最も良いバランスを示している

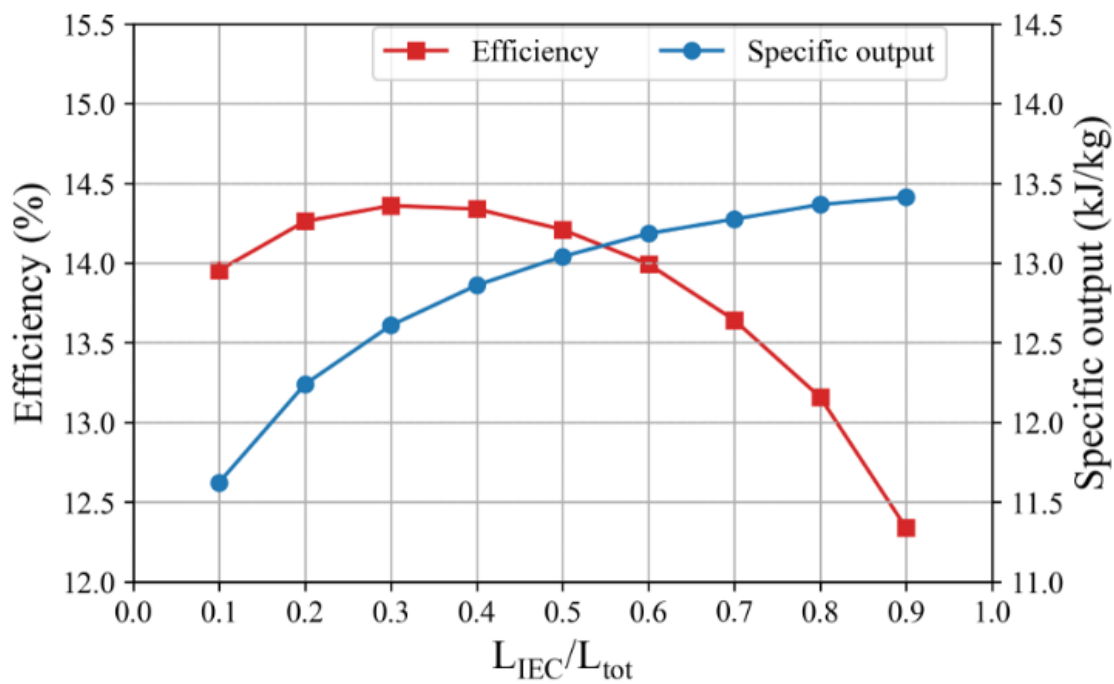


(a)

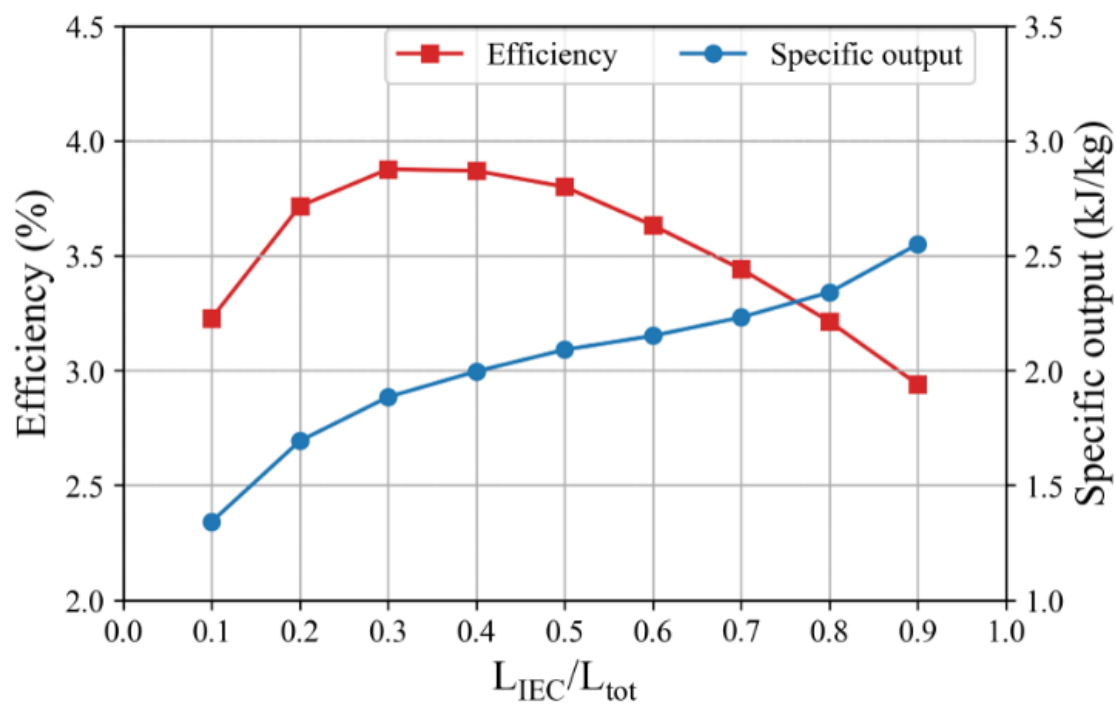


(b)

Fig. 4.1 圧縮器効率とサイクル性能;(a)



(a)



(b)

Fig. 4.2 タービン入口温度 150 °Cにおける L_{IEC}/L_{tot} によるサイクル性能の変化; (a) 圧縮機断熱効率 $\eta_c = 100\%$, (b) 圧縮機断熱効率 $\eta_c = 80\%$

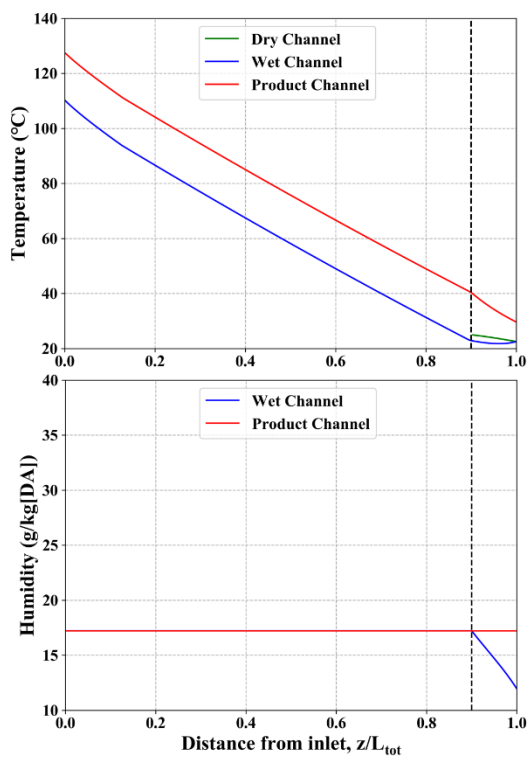
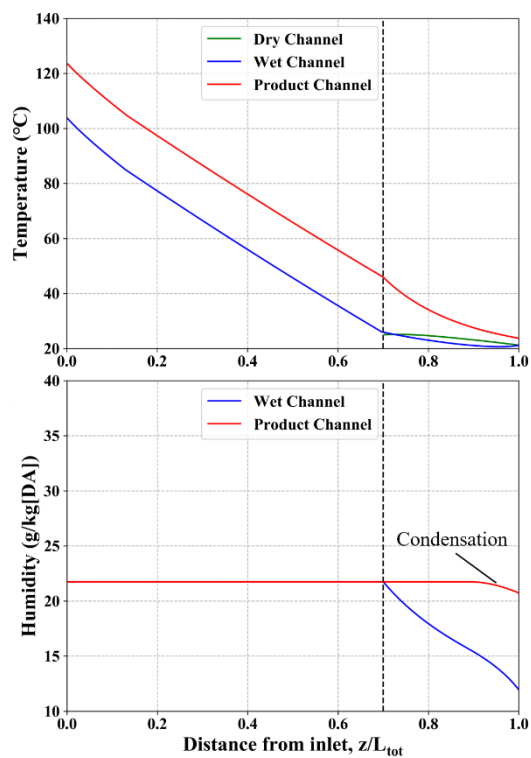
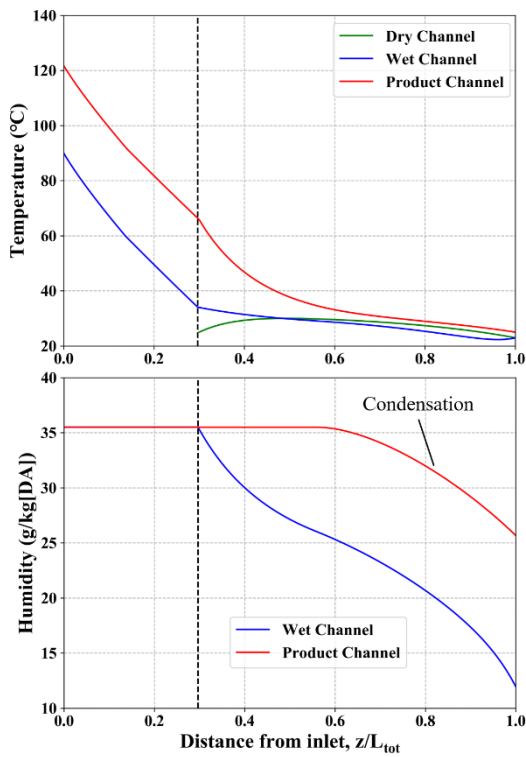
(a) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.1$ (b) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.3$ (c) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.7$

Fig. 4.3 IEC 及び復熱器内の温度及び湿度分布 (圧縮機断熱効率 80%)

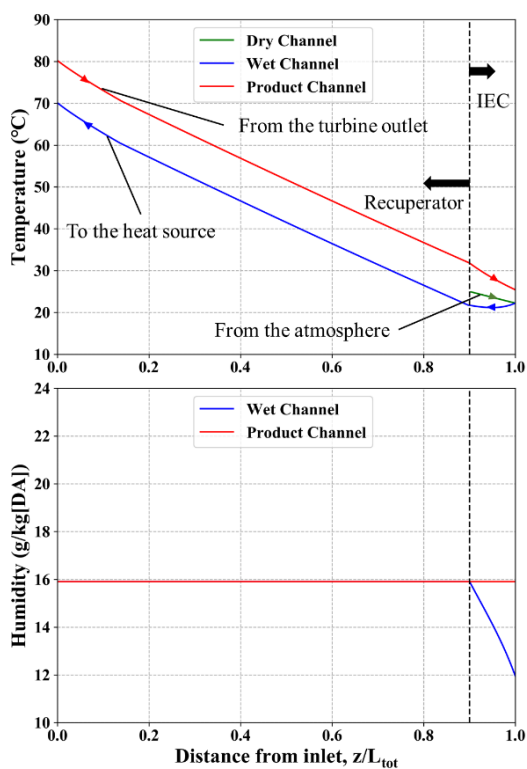
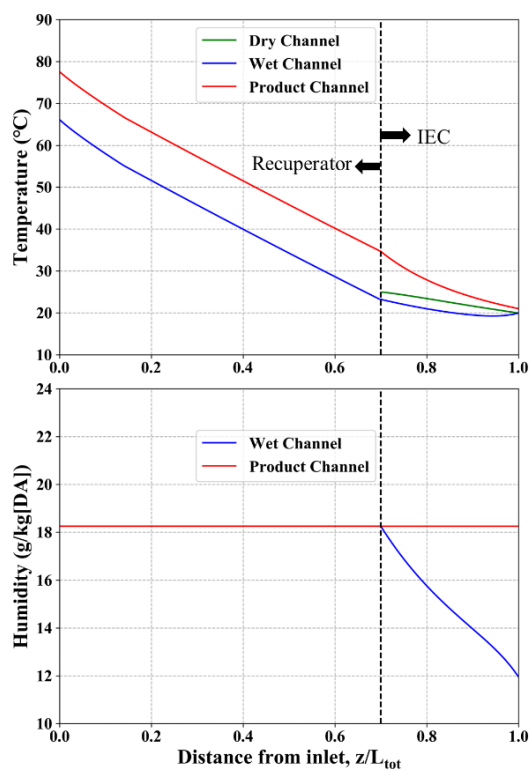
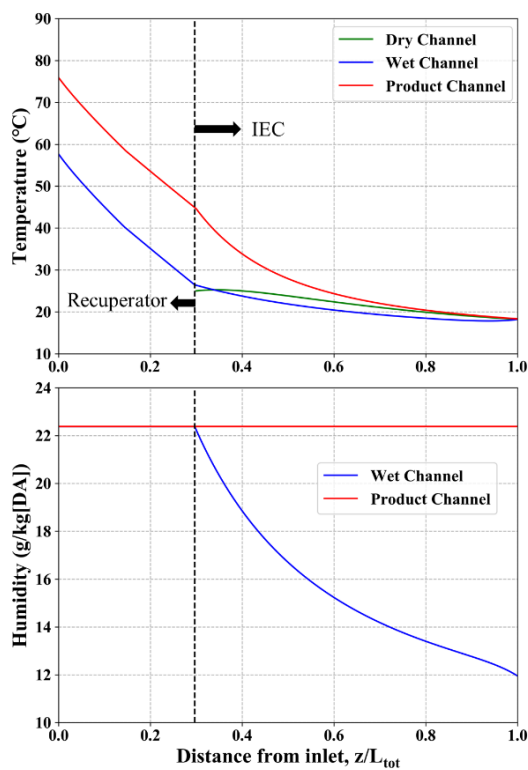
(a) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.1$ (b) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.1$ (c) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.7$

Fig. 4.4 IEC 及び復熱器内の温度及び湿度分布 (圧縮機断熱効率 100%)

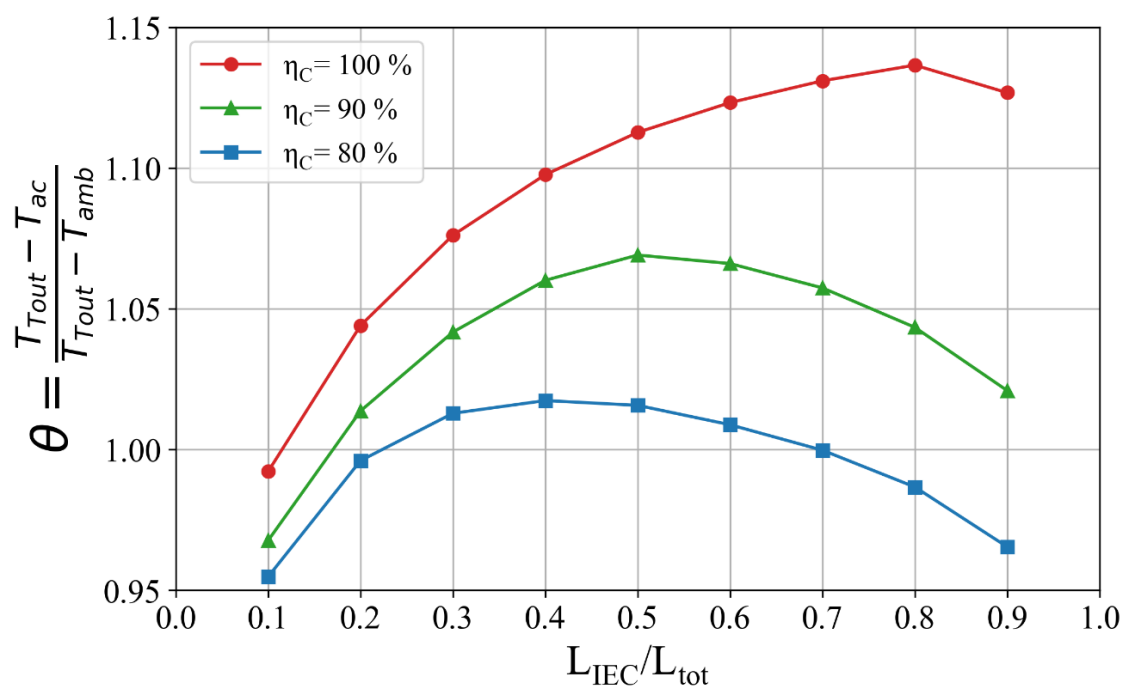
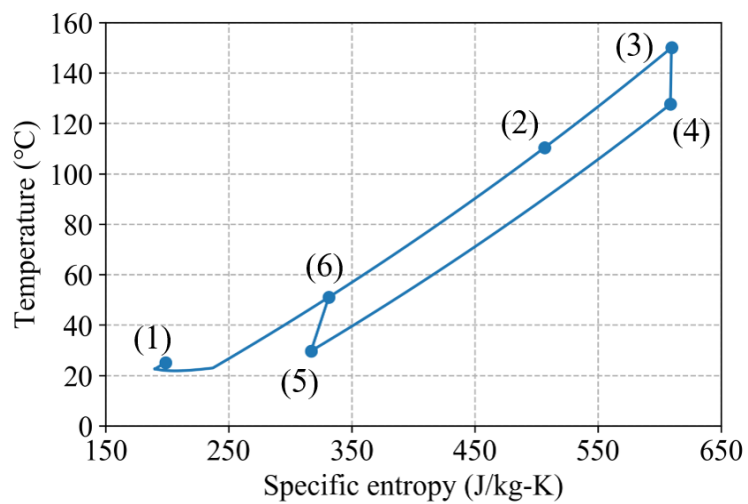
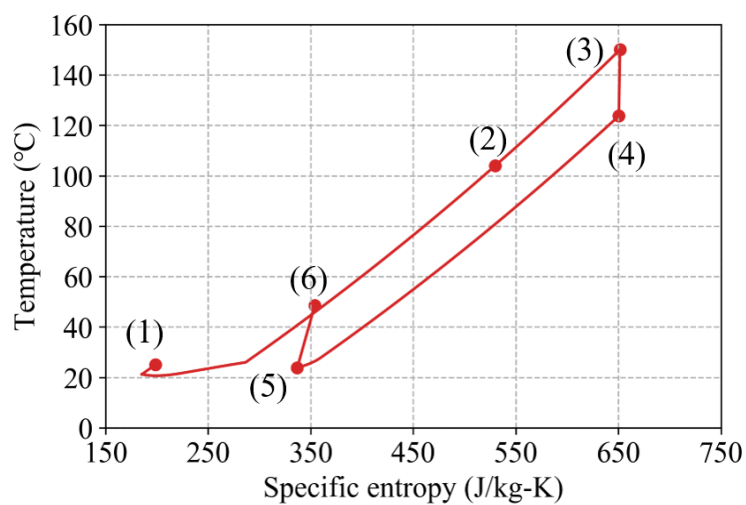
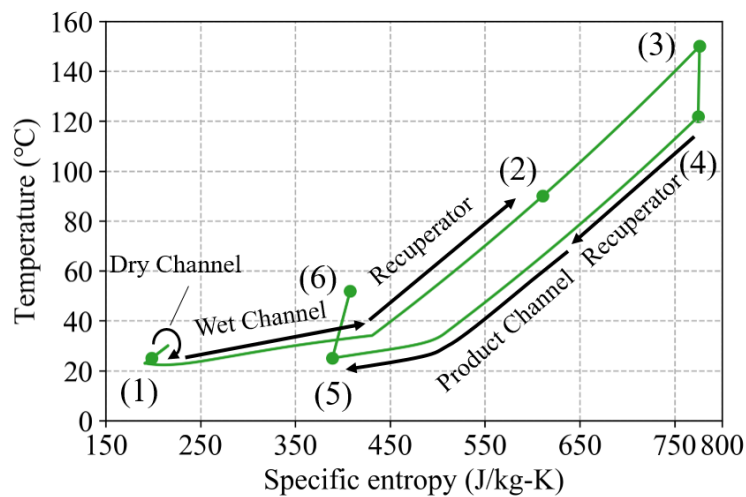
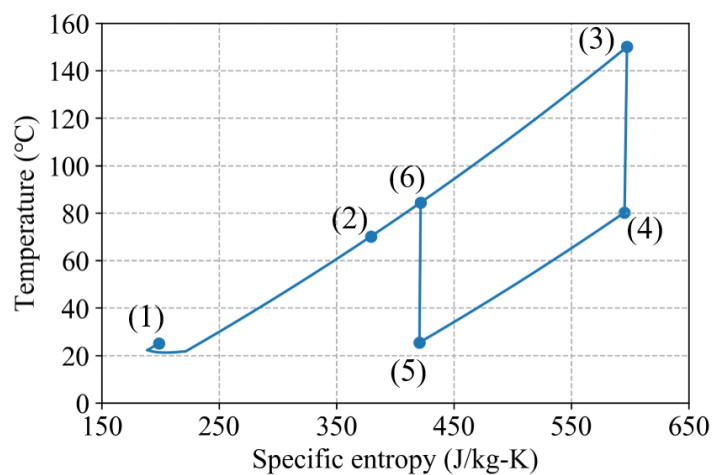
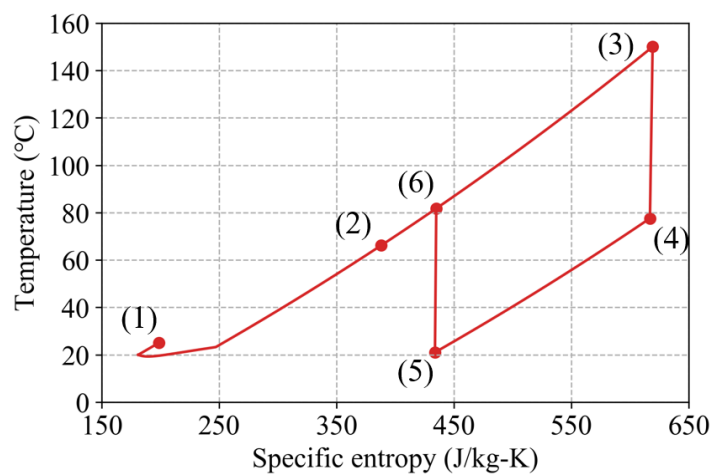
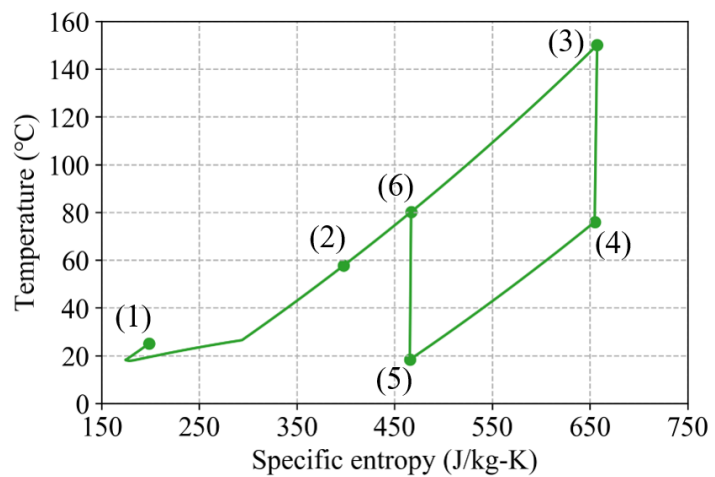


Fig. 4.5 冷却効率と L_{IEC}/L_{tot} の関係



(a) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.1$

(b) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.3$ (c) $L_{IEC}/L_{tot} = 0.7$ Fig. 4.6 T-s 線図, タービン入口温度 150 °C ($\eta_C = 80\%$)

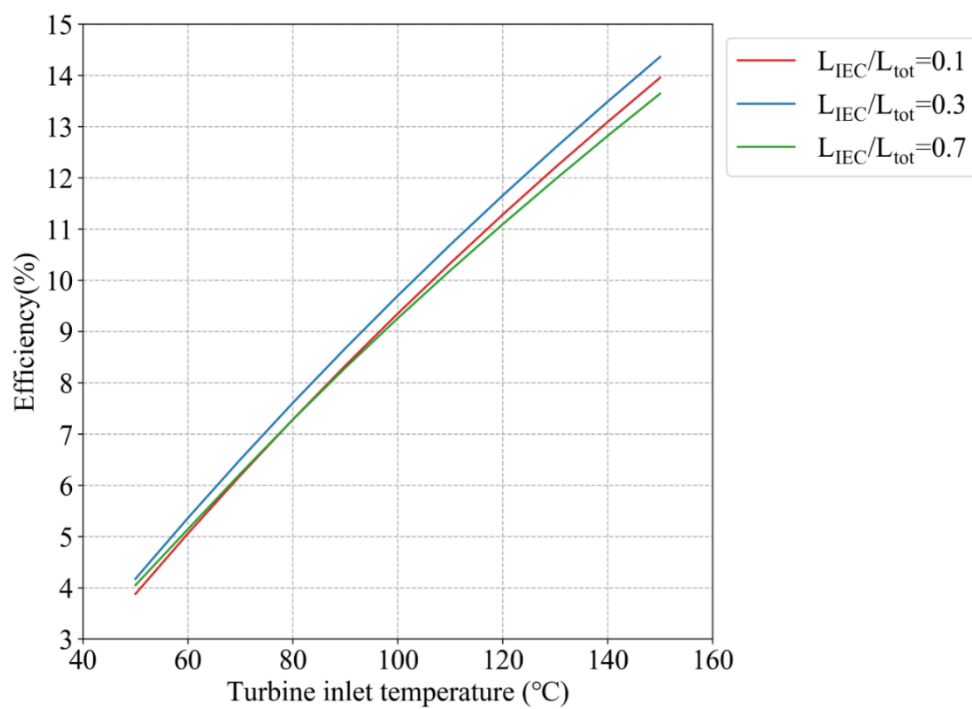
(a) $L_{IEC}/L_{tot}=0.1$ (b) $L_{IEC}/L_{tot}=0.3$ (c) $L_{IEC}/L_{tot}=0.7$ Fig. 4.7 T - s 線図, タービン入口温度 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\eta_c = 100\%$)

4.2 タービン入り口温度

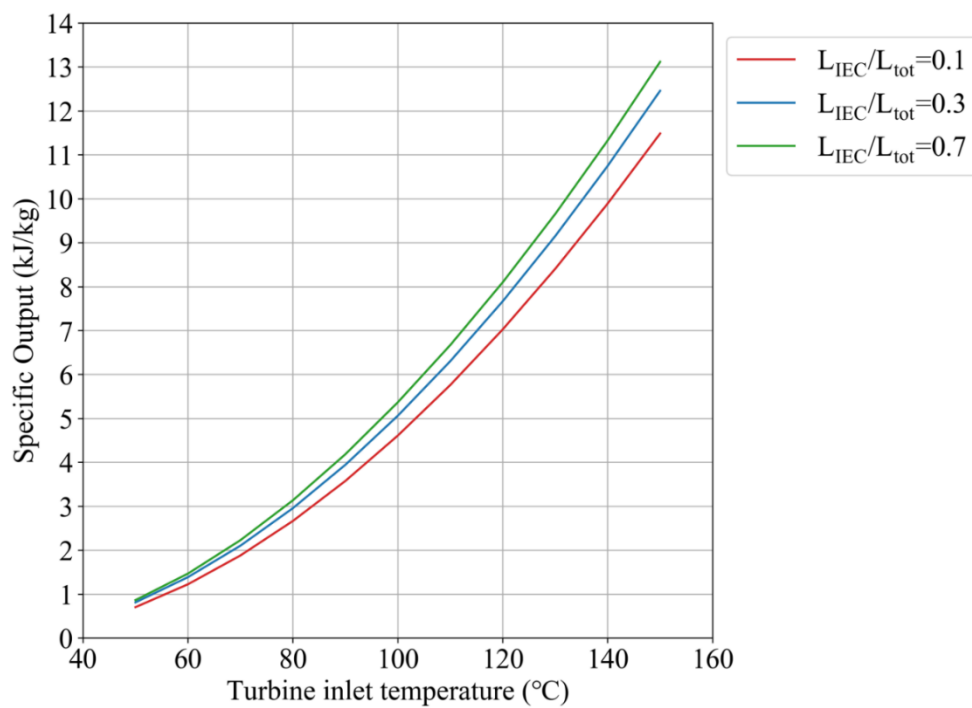
Fig. 4.8 にタービン入口温度によるサイクル熱効率と比出力の変化を示す。Fig. 4.8 (a)に注目すると全温度領域において $L_{IEC}/L_{tot}=0.3$ の時全温度領域でサイクル熱効率が高い。 $L_{IEC}/L_{tot}=0.1$, $L_{IEC}/L_{tot}=0.7$ に注目するとタービン入口温度 $50^{\circ}\text{C}\sim 80^{\circ}\text{C}$ においては $L_{IEC}/L_{tot}=0.7$ の熱効率が高く、それ以上の温度領域では $L_{IEC}/L_{tot}=0.1$ の方が高くなる。タービン入口温度が低温であればあるほど、レキュペレータによる顕熱の熱再生の価値が相対的に低下するため、IEC 内での湿度増加がもたらす比出力増加がサイクル熱効率に寄与する程度が大きくなる。Fig. 4.8 (b)から比出力は IEC 割合の大きさが比出力の増大をもたらすことが分かる。

Fig. 4.9 に各タービン入口温度ごとのサイクル熱効率及び比出力と L_{IEC}/L_{tot} の関係を示す。タービン入口温度の増加に伴って、 L_{IEC}/L_{tot} がサイクル性能に及ぼす影響が高まることが分かる。タービン入口温度 50°C の場合にはその変化が緩やかであり、IEC 割合の増加による比出力の増加も大きくない。熱効率に関しても $L_{IEC}/L_{tot}=0.4$ 付近で最大値をとるが、 $0.1, 0.9$ の場合の差はわずかであり、比出力が高まる $L_{IEC}/L_{tot}=0.9$ の優位性が高いと言える。一方でタービン入口温度が高まるにつれ変化の度合いが増し、IEC 割合の増加に伴って、比出力が急激に上昇する。しかしながら熱再生に対して悪条件となるため IEC 割合の増加に伴って熱効率は大幅に減少していくことが確認される。

Fig. 4.10 に計算結果を補間して出力したタービン入口温度及び L_{IEC}/L_{tot} による熱効率の変化の三次元プロットを示す。

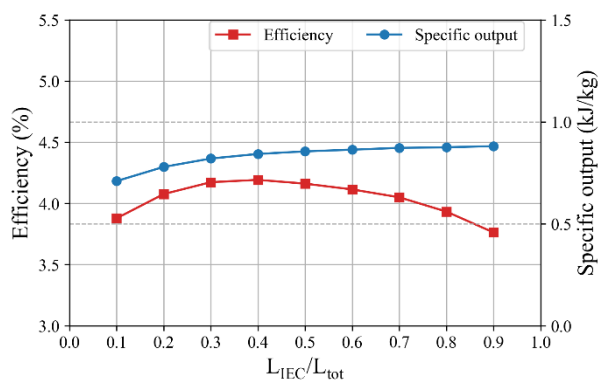
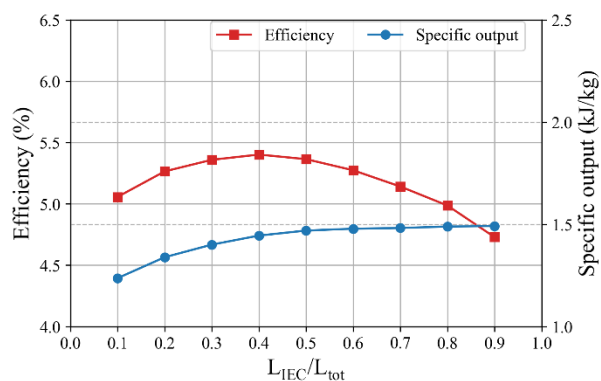
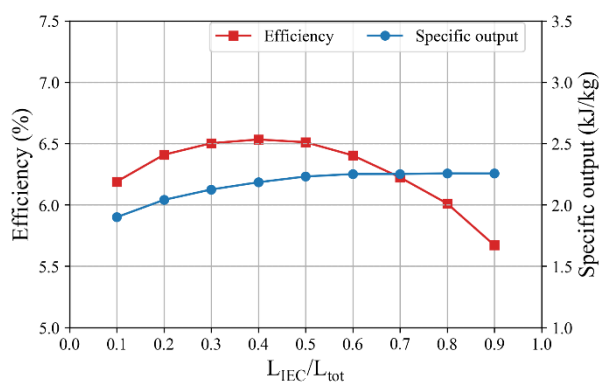
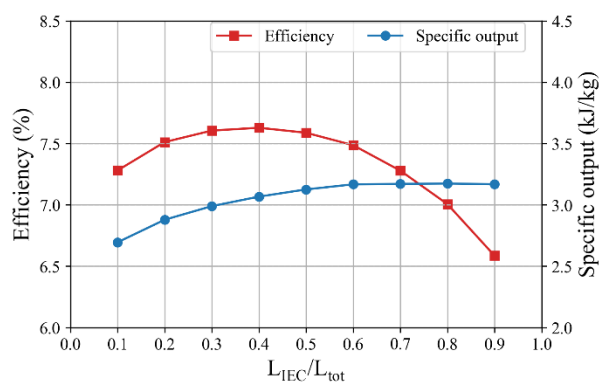
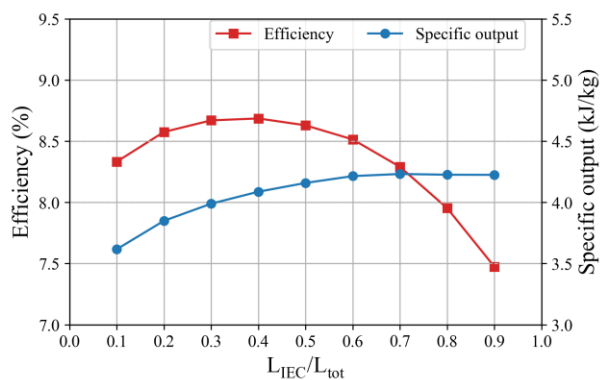
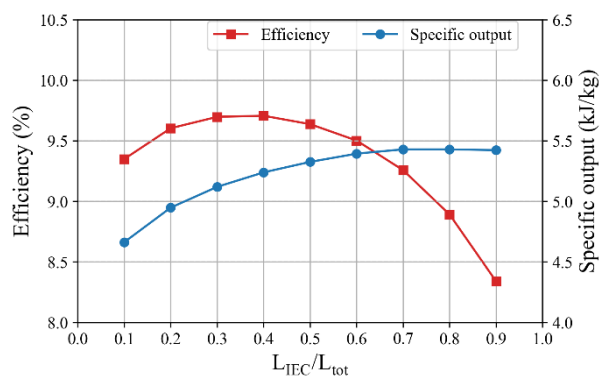


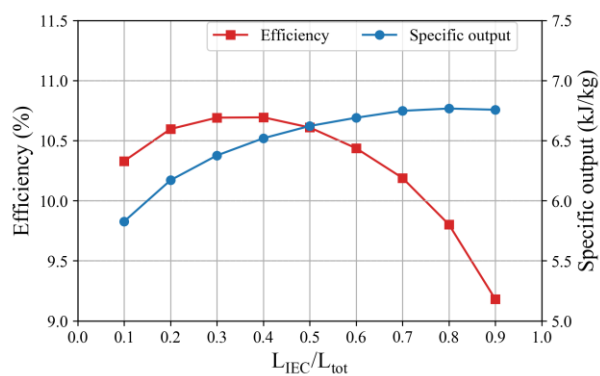
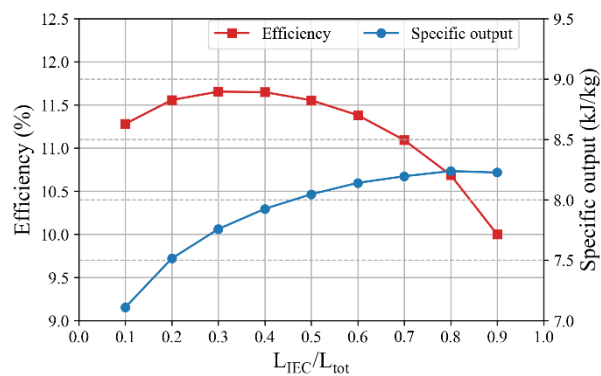
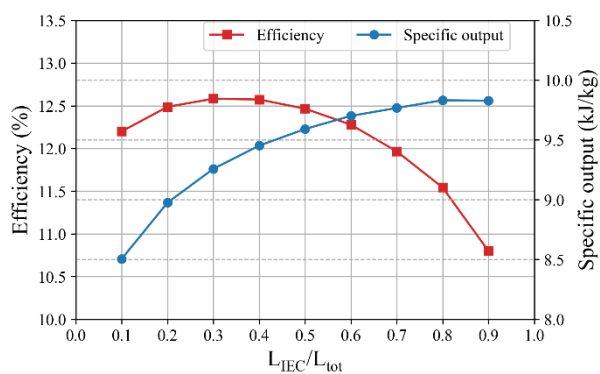
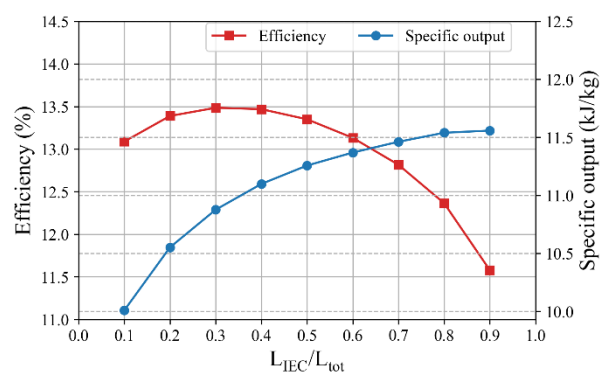
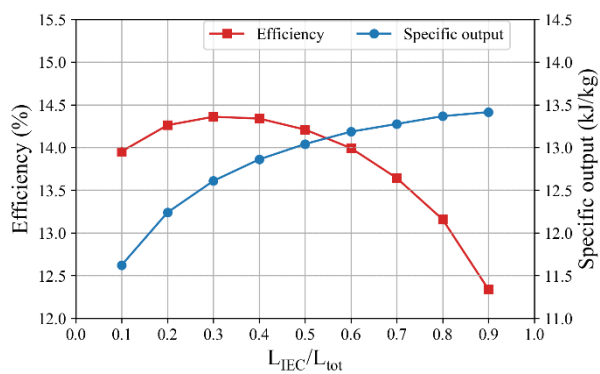
(a) 熱効率

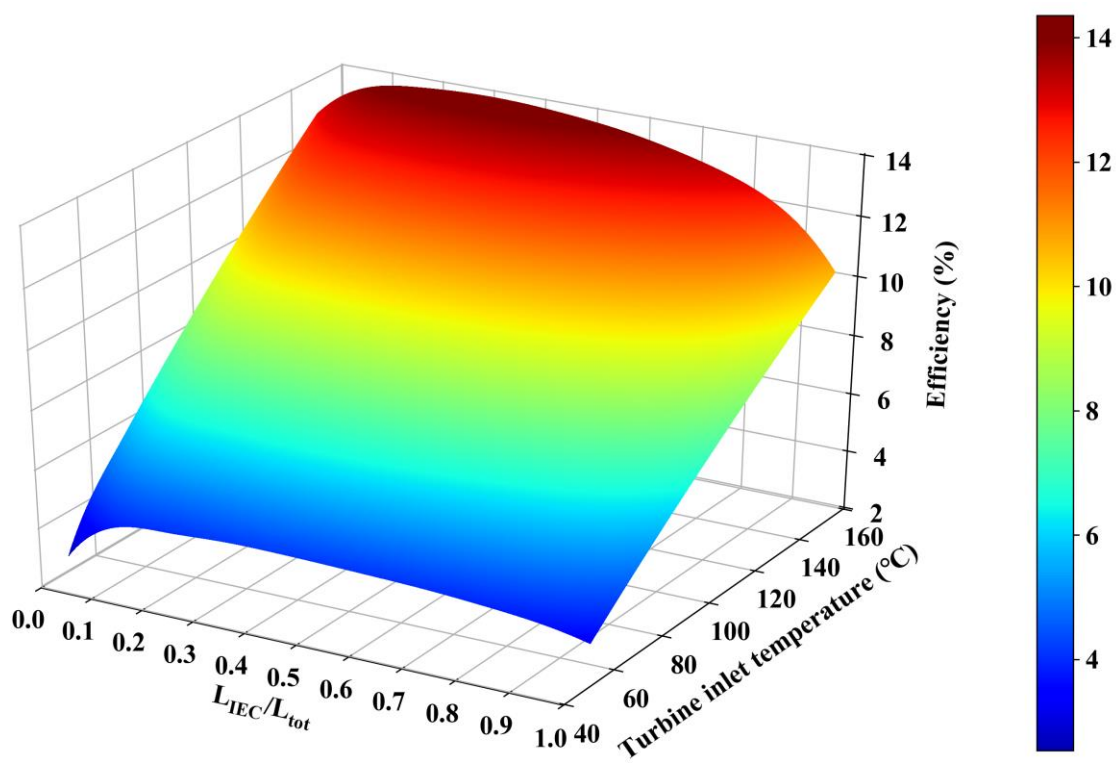


(b) 比出力

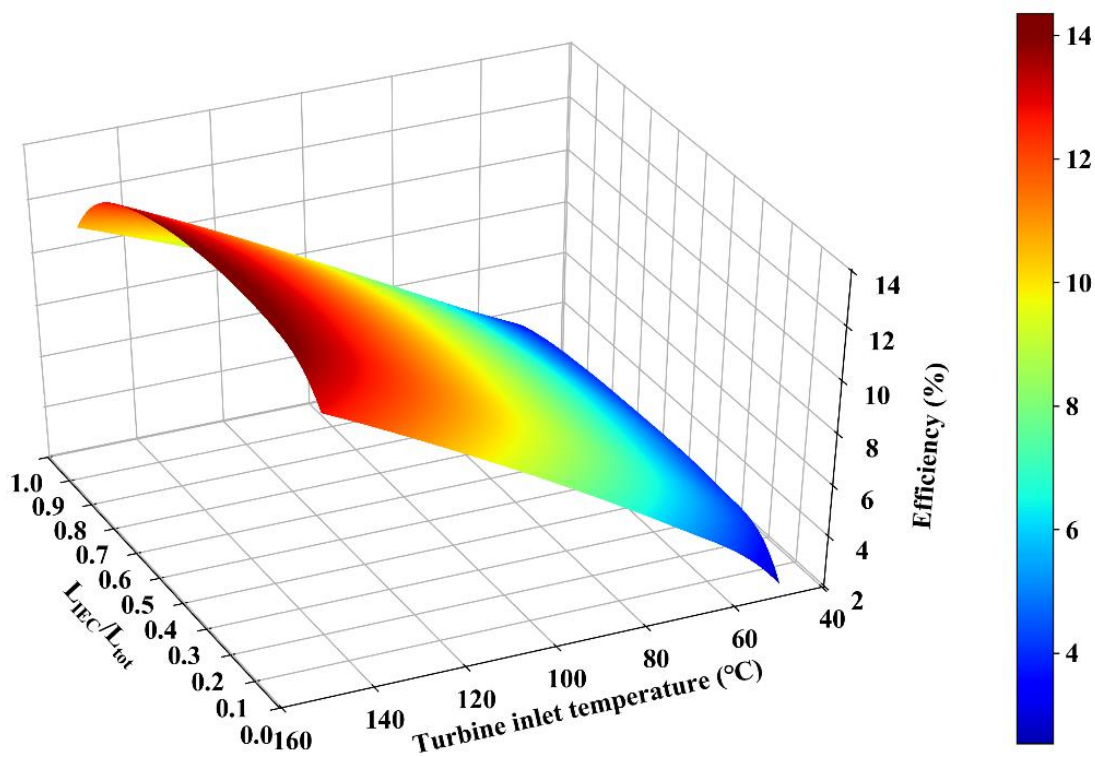
Fig. 4.8 タービン入口温度とサイクル性能

(a) $T_3 = 50\text{ °C}$ (b) $T_3 = 60\text{ °C}$ (c) $T_3 = 70\text{ °C}$ (d) $T_3 = 80\text{ °C}$ (e) $T_3 = 90\text{ °C}$ (f) $T_3 = 100\text{ °C}$

(g) $T_3 = 110\text{ }^\circ\text{C}$ (h) $T_3 = 120\text{ }^\circ\text{C}$ (i) $T_3 = 130\text{ }^\circ\text{C}$ (j) $T_3 = 140\text{ }^\circ\text{C}$ (k) $T_3 = 150\text{ }^\circ\text{C}$ Fig. 4.9 タービン入口温度ごとの L_{IEC}/L_{tot} によるサイクル性能の変化



(a)方向1



(b)方向2

Fig. 4.10 タービン入口温度及び L_{IEC}/L_{tot} による熱効率の変化

4.3 流入空気質量流量の影響

流入質量流量の変化は中間冷却器内での流体速度の変化につながる。流入質量流量が増加すると、冷却器内での流体速度が増加する。このとき、冷却効率はその速度増加によって低下する。このことは Eq. (2.4) より、温度勾配が流速に反比例することからも分かる。Fig. 4.11 ~ Fig. 4.13 に各流入質量流量における(a) サイクル熱効率及び、(b) 比出力を示す。タービン入口温度はそれぞれ 50 °C, 100 °C, 150 °Cである。Fig. 4.11 ~ Fig. 4.13 からいずれのタービン入口温度においても各質量流量で同様の傾向が確認される。Fig. 4.13 (b)から比出力に関しては各質量流量で傾向が似ているが、いずれも流入質量流量の増加に伴って、 L_{IEC}/L_{tot} の増加による出力の増加度が高まる。Fig. 4.11 ~ Fig. 4.13 (a)からいずれのタービン入口温度においても、熱効率に関しては熱効率がピークをとる L_{IEC}/L_{tot} の値が大幅に変化している。これは質量流量の増加に伴って必要な中間冷却装置の長さが増加するためである。IEC の割合が大きくなれば、熱交換、冷却に必要な中間冷却装置長さが小さくなる。IEC の割合が大きくなることによる中間冷却性能の向上が圧力比を改善し、流入質量流量の増加による熱効率の低下が低減される。圧力比の低下はタービン入口空気の熱エネルギーのポテンシャルをより有効化するために重要である。

これについて、入口質量流量を横軸にとったものを Fig. 4.14 に示す。Fig. 4.14 (a)より、入口質量流量が 2.5 kg/s 以上になると $L_{IEC}/L_{tot}=0.7$ の場合が最も熱効率が優れていることが分かる。Fig. 4.14 は流入質量流量と比出力から出力を算出した結果である。IEC の割合が増加することによって流入質量流量に対して出力の差は大きくなっていく。しかし、この場合、比入熱量の増加が伴うため高い流入質量流量条件においてここでは考慮していない昇温に関して正味の入熱量が非常に高まり十分な昇温をすることが困難になる可能性が考えられる。

Table 4.2 にタービン入口温度が 150 °Cで流入質量流量が 1 kg/s ~ 5 kg/s の時の詳細なサイクルパラメータの値をまとめる。流入質量流量が 1 kg/s の時、 L_{IEC}/L_{tot} の変化によって冷却後空気の温度が最大で 7.2 °Cしか変化しない。そのため圧力比に大きな変化は無く、復熱器における顕熱交換がもたらす入熱量の減少が熱効率に及ぼす影響が相対的に大きくなる。一方で、流入質量流量が 5 kg/s の場合、冷却後温度、 T_5 に大きな差が見られ、 $L_{IEC}/L_{tot}=0.1 \sim 0.9$ で 22.6 °C である。各流入質量流量における最大効率をとる L_{IEC}/L_{tot} の値に朱色でマークしている。これらの値に注目すると、 T_2 が他の条件より最も大きな値をとって

おらず，冷却後温度 T_5 も他の条件より最も小さな値をとっていない．よって L_{IEC}/L_{tot} の条件は熱効率を最大化する目的において両者の最適なバランスをとる必要があり，今回の条件では Table 4.2 に示すとおりである．これらの関係を L_{IEC}/L_{tot} と流入質量流量(Inlet mass flow rate) kg/s を水平軸，熱効率を縦軸にして Fig. 4.15 に表している．

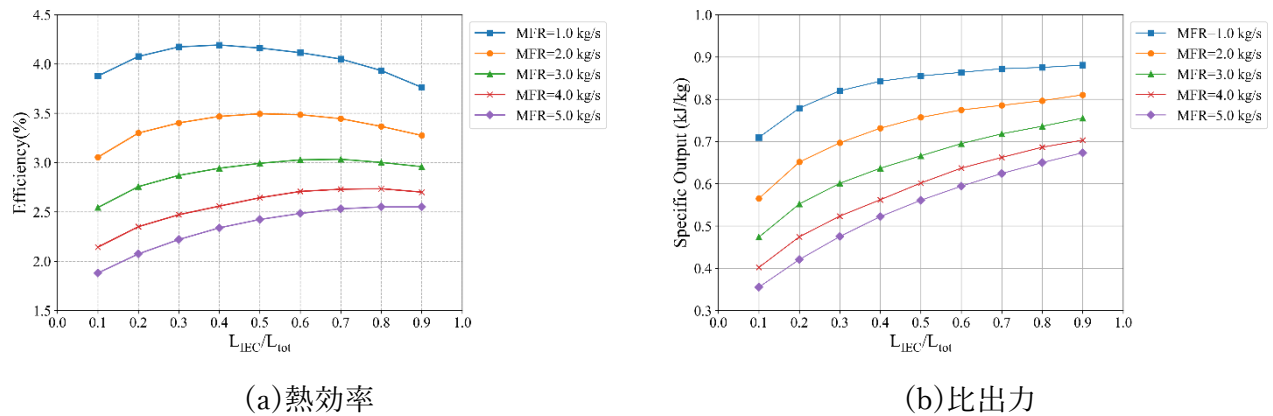


Fig. 4.11 質量流量とサイクル性能(タービン入口温度 50 °C)

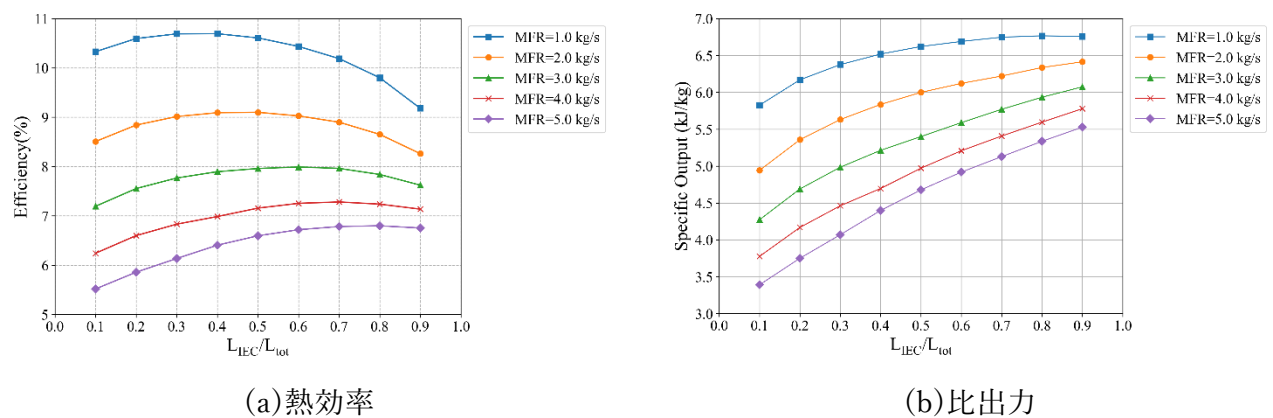
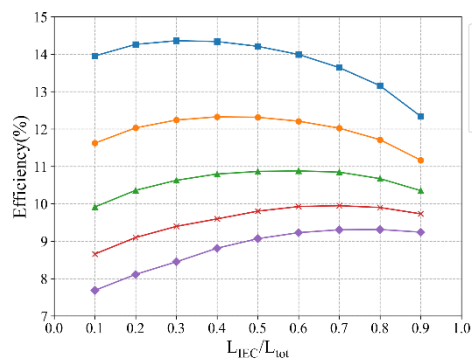
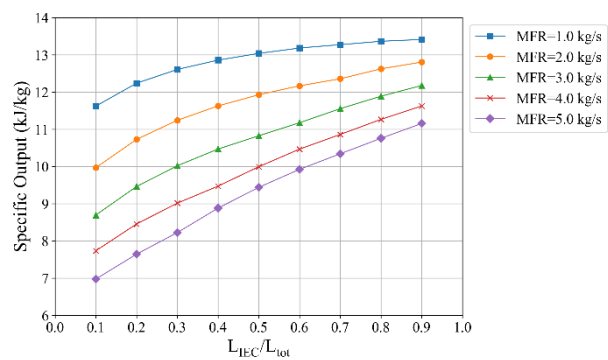


Fig. 4.12 質量流量とサイクル性能(タービン入口温度 100 °C)

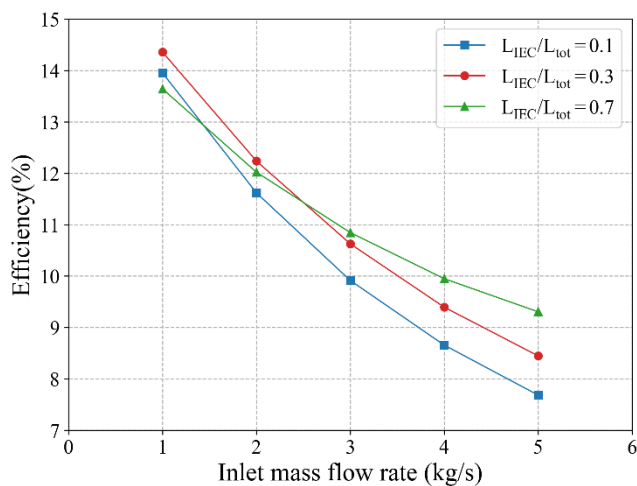


(a) 熱効率

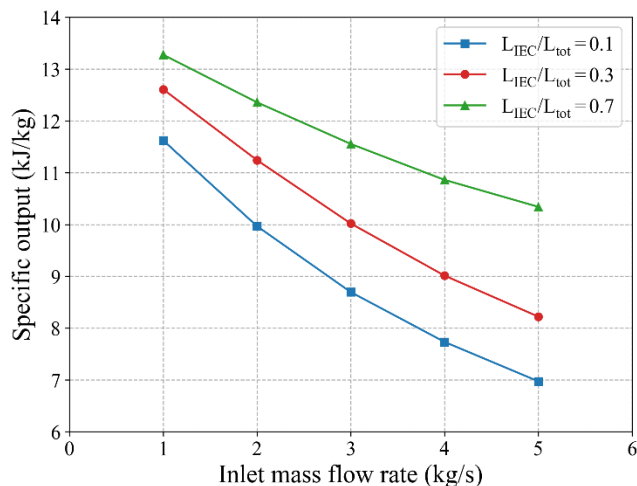


(b) 比出力

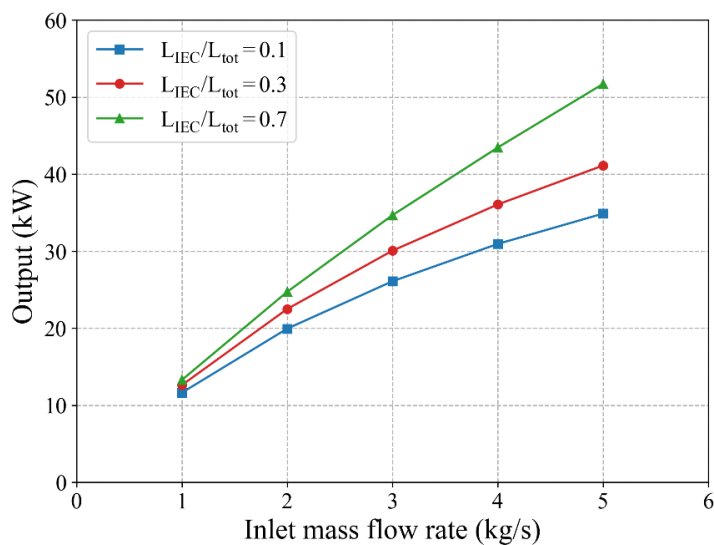
Fig. 4.13 質量流量とサイクル性能(タービン入口温度 150 °C)



(a) 熱効率

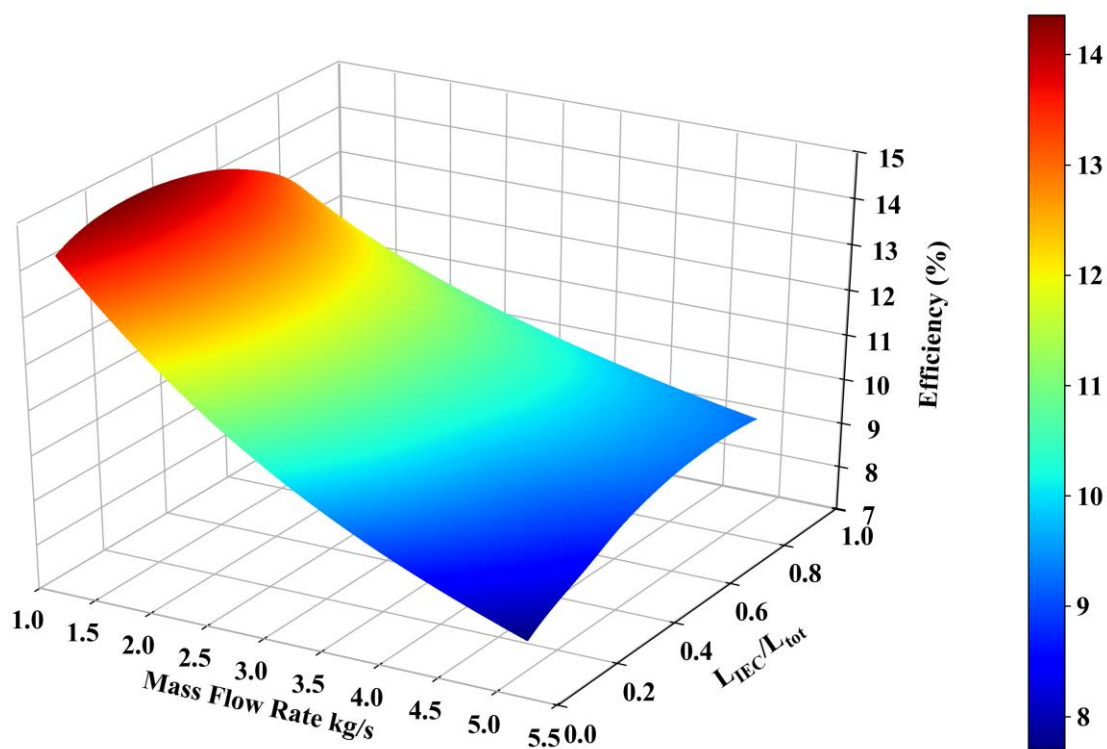


(b) 比出力

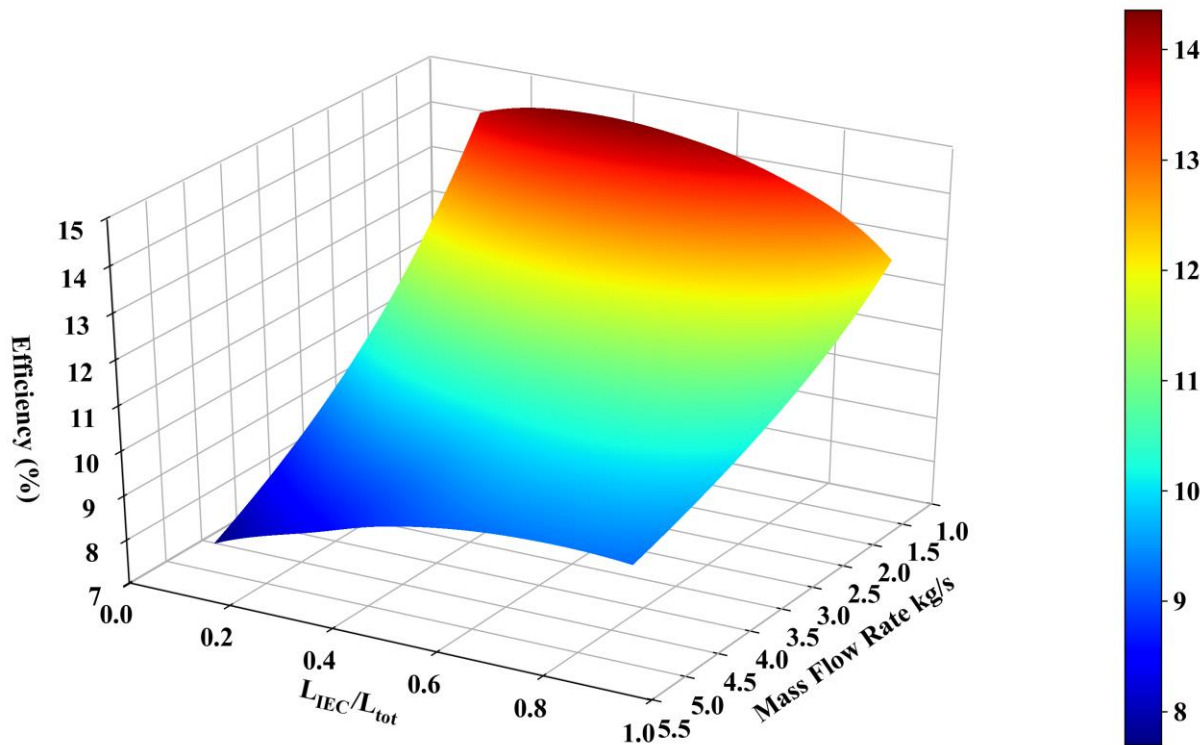


(c) 出力

Fig. 4.14 質量流量によるサイクル性能の変化



(a)方向 1



(b)方向 2

Fig. 4.15 流入質量流量及び L_{IEC}/L_{tot} とサイクル熱効率

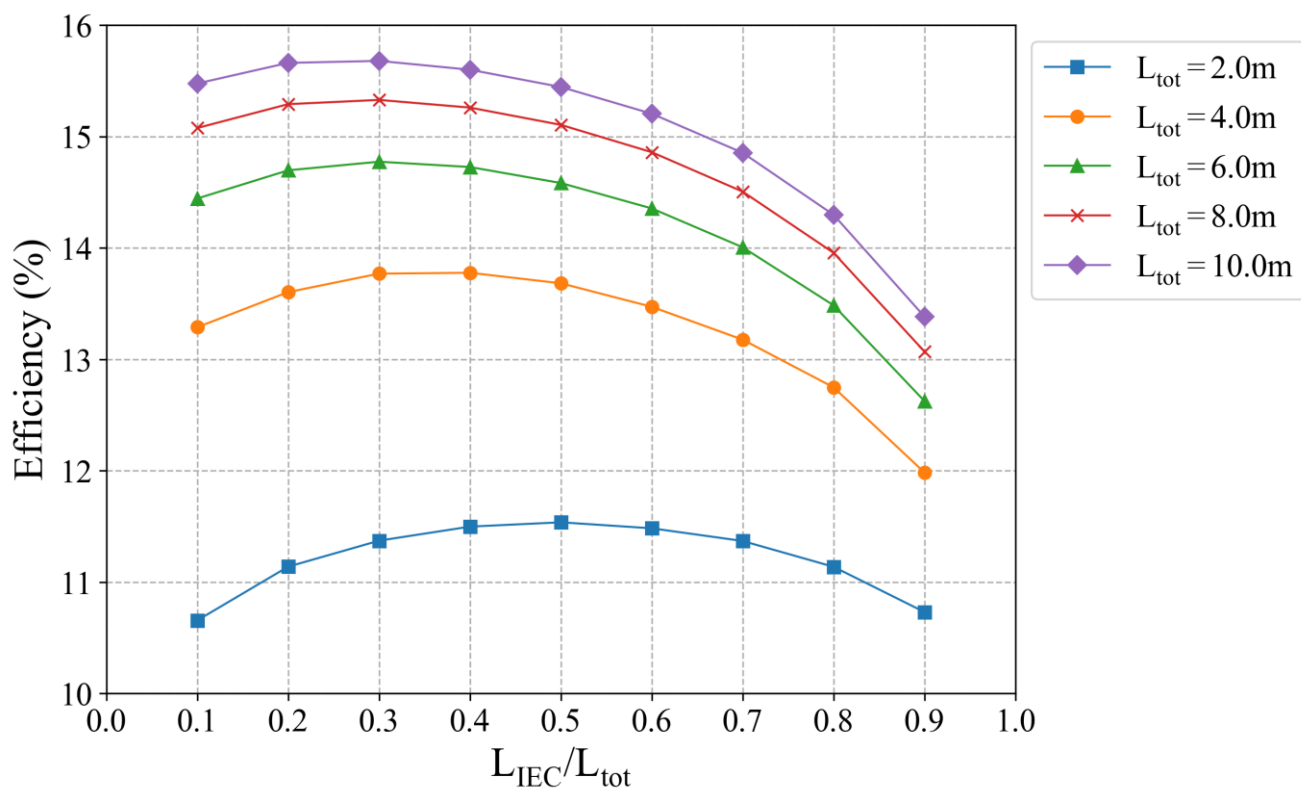
Table 4.2 タービン入口温度 150 °Cにおける流入質量流量と詳細パラメータ

流入質量流量 (kg/s)	L_{IEC}/L_{tot}	加熱前空気温度 T_2 (°C)	入熱量 q_{in} (kJ/kg)	圧力比 P_4/P_3	冷却後空気温度 T_5 (°C)
1.0	0.1	70.1	83.3	0.53	25.4
	0.2	67.9	85.8	0.52	22.6
	0.3	66.1	87.8	0.52	21.0
	0.4	64.5	89.7	0.52	19.9
	0.5	62.6	91.8	0.51	19.2
	0.6	60.5	94.2	0.51	18.7
	0.7	57.7	97.3	0.51	18.3
	0.8	53.9	101.6	0.51	18.1
	0.9	47.8	108.7	0.51	18.5
2.0	0.1	67.7	85.8	0.56	34.0
	0.2	64.7	89.2	0.55	30.1
	0.3	62.4	91.8	0.54	27.7
	0.4	60.2	94.3	0.53	25.9
	0.5	57.9	96.9	0.53	24.5
	0.6	55.5	99.7	0.53	23.5
	0.7	52.8	102.8	0.52	22.7
	0.8	48.4	107.8	0.52	21.7
	0.9	42.5	114.7	0.52	21.4
3.0	0.1	65.8	87.7	0.58	41.0
	0.2	62.6	91.3	0.57	36.8
	0.3	60.0	94.3	0.56	33.9
	0.4	57.7	97.0	0.55	31.7
	0.5	55.3	99.6	0.55	30.0
	0.6	52.7	102.7	0.54	28.4
	0.7	49.4	106.5	0.54	26.7
	0.8	45.2	111.4	0.53	25.3

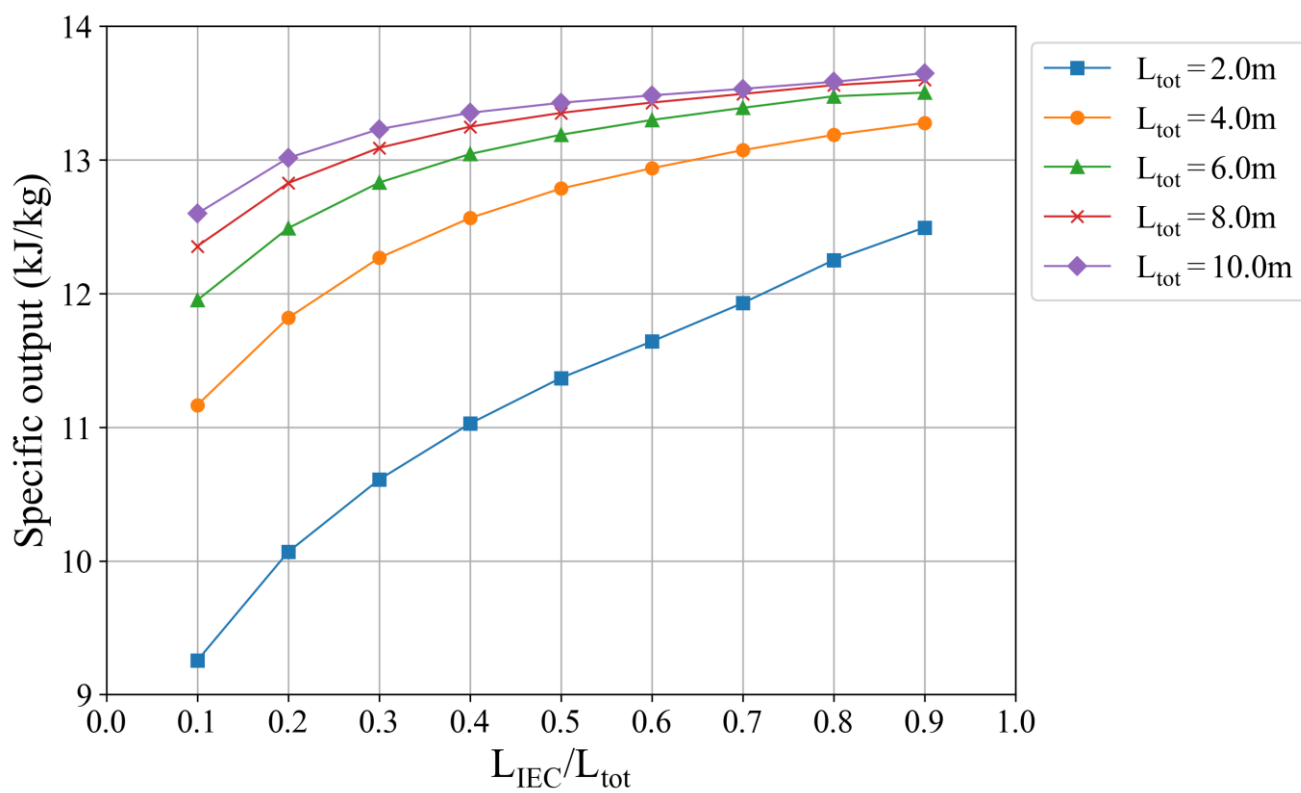
	0.9	39.8	117.6	0.53	24.2
	0.1	64.1	89.3	0.60	46.8
	0.2	61.0	92.9	0.59	42.6
	0.3	58.4	95.9	0.58	39.5
	0.4	56.0	98.7	0.57	37.0
4.0	0.5	53.2	101.9	0.56	34.4
	0.6	50.2	105.4	0.55	32.0
	0.7	47.0	109.2	0.55	30.1
	0.8	43.0	113.8	0.54	28.4
	0.9	38.1	119.5	0.54	26.8
	0.1	62.7	90.7	0.62	51.7
	0.2	59.7	94.2	0.60	47.5
	0.3	57.0	97.3	0.59	44.1
	0.4	54.0	100.8	0.58	40.4
5.0	0.5	51.2	104.1	0.57	37.4
	0.6	48.2	107.5	0.56	34.9
	0.7	45.2	111.1	0.56	32.9
	0.8	41.4	115.5	0.55	30.9
	0.9	37.0	120.7	0.54	29.1

4.4 IEC 及び復熱器長さの影響

復熱器と IEC を含む熱交換器の長さは理論上長いほど冷却性能が良くなる。Fig. 4.16 に中間冷却器の長さ、 L_{tot} と L_{IEC}/L_{tot} の関係を示す。Fig. 14 (b)に注目すると $L_{tot} = 6.0 \sim 10.0$ m では IEC の割合を増加させることによる比出力のほとんど限界が表れている。Fig. 14 (a)では熱効率が IEC の割合の増加によって低下する傾向が見られるため、全長と IEC の割合は常に考慮されるべき要素である。4.4 流入質量流量の結果と本節の結果から熱交換にとって好ましくない条件（熱交換のための長さが不十分）であれば、IEC の割合を増加させるべきである。 $L_{toto} = 2.0$ m の場合では $L_{IEC}/L_{tot} = 0.5$ で熱効率の最大値をとるため、熱効率と比出力の両方の観点からも IEC 割合を増加させるべきであることが分かる。

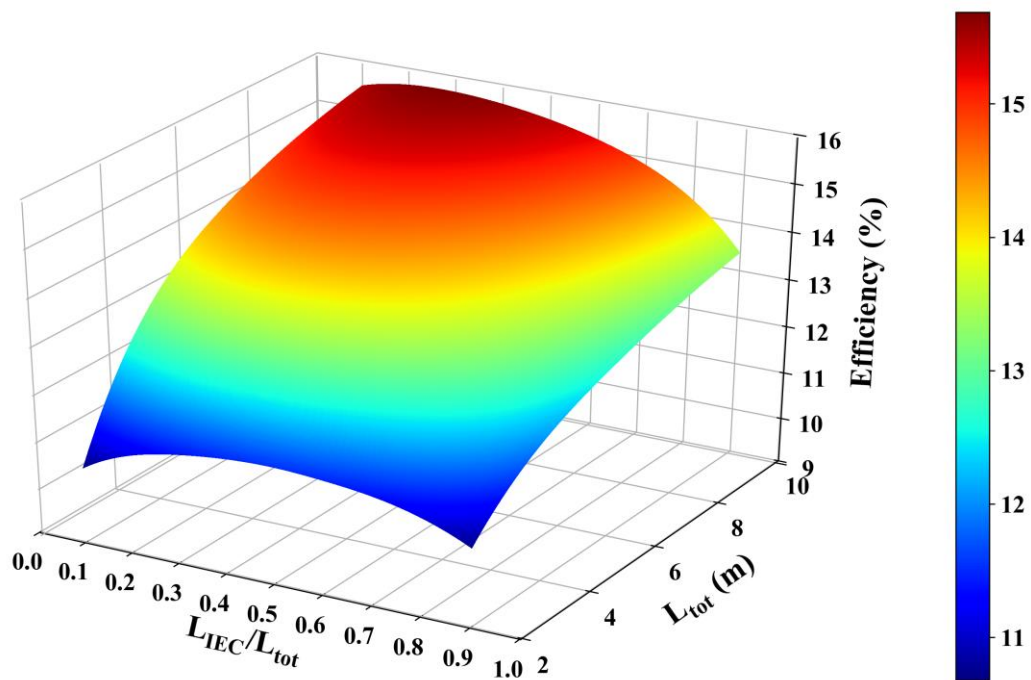


(a) 熱効率

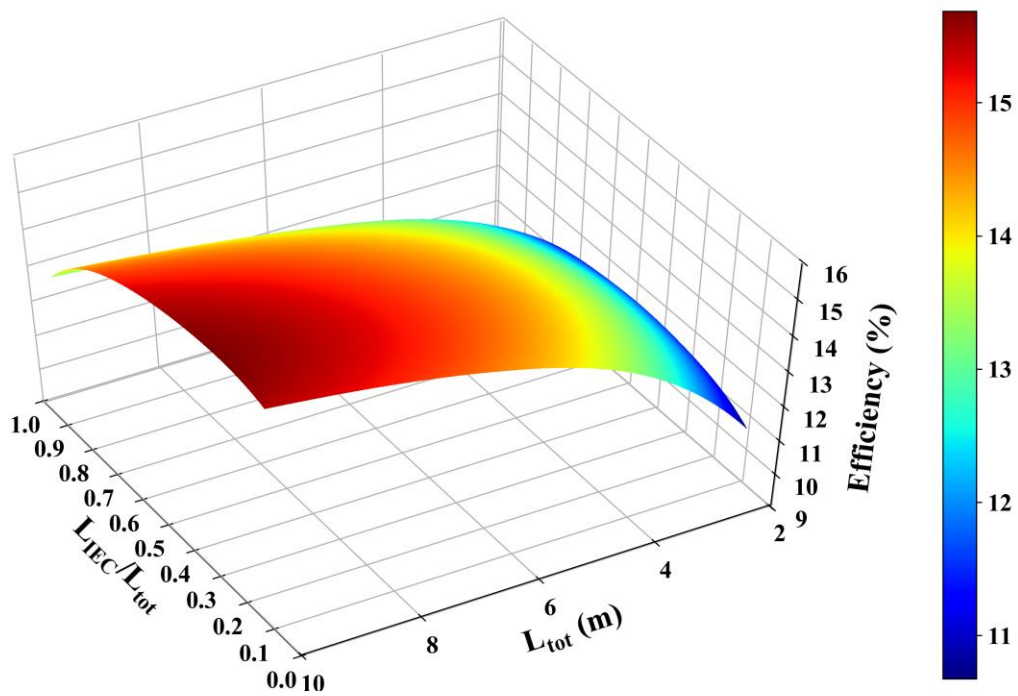


(b) 比出力

Fig. 4.16 中間冷却装置長さによるサイクル性能への影響



(a) 方向 1



(b) 方向 2

Fig. 4.17 中間冷却装置及び L_{IEC}/L_{tot} と熱効率変化

Table 4.3 タービン入口温度 150 °Cにおける中間冷却装置長さ と詳細パラメータ

中間冷却装置全長	L_{IEC}/L_{to}	加熱前空気温度	入熱量	圧力比	冷却後空気温度
L_{tot} (m)	ϵ	T_2 (°C)	q_{in} (kJ/kg)	P_4/P_3	T_5 (°C)
2.0	0.1	66.6	86.8	0.57	37.7
	0.3	61.0	93.3	0.55	30.9
	0.5	56.4	98.5	0.54	27.3
	0.7	50.8	104.9	0.53	24.8
	0.9	40.9	116.4	0.52	22.8
4.0	0.1	69.4	84.0	0.54	27.7
	0.3	65.0	89.1	0.52	22.7
	0.5	61.1	93.4	0.52	20.4
	0.7	56.0	99.2	0.51	19.3
	0.9	45.9	110.8	0.51	19.2
6.0	0.1	70.7	82.7	0.53	23.9
	0.3	67.0	86.8	0.52	19.9
	0.5	63.8	90.4	0.51	18.4
	0.7	59.2	95.6	0.51	17.8
	0.9	49.3	107.0	0.51	18.0
8.0	0.1	71.4	81.9	0.52	21.9
	0.3	68.4	85.4	0.51	18.7
	0.5	65.7	88.4	0.51	17.6
	0.7	61.6	93.0	0.51	17.2
	0.9	51.8	104.0	0.51	17.4
10.0	0.1	71.9	81.4	0.52	20.8
	0.3	69.3	84.4	0.51	18.0
	0.5	67.0	86.9	0.51	17.2
	0.7	63.3	91.1	0.51	17.0
	0.9	53.6	102.0	0.51	16.9

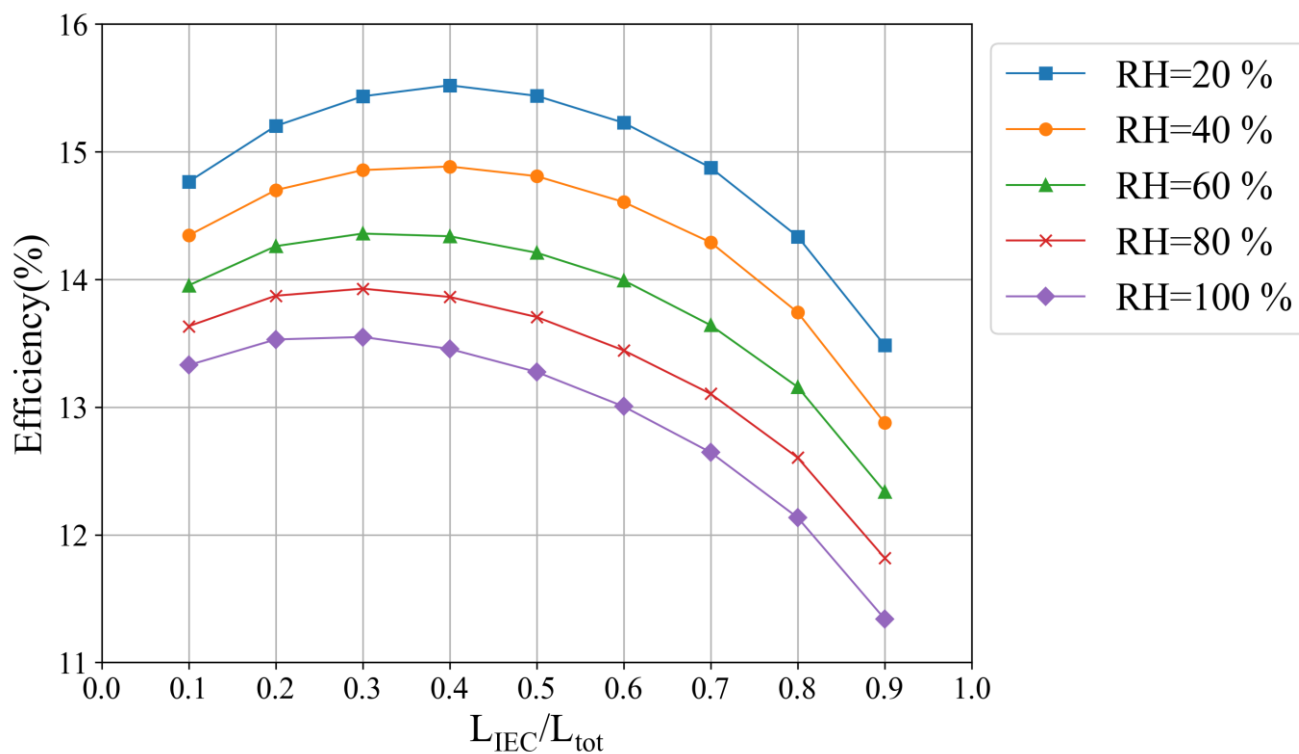
4.5 周辺空気相対湿度の影響

作動空気の湿度は IEC の冷却性能にとって重要なパラメータである。大気空気湿度が低いほど IEC の冷却性能も向上する[28]。したがって、周辺空気の湿度が低ければタービン出口空気に対する冷却効率が向上し、サイクル性能も向上すると考えられる。Fig. 4.18 に周辺空気相対湿度に注目したサイクル性能を示す。相対湿度 RH は 20 % ~ 100 % が想定される。Fig. 4.18 (a), (b) より吸入空気の相対湿度、含水率が低下するとサイクル性能は向上する。計算結果からは相対湿度の低下に対してほとんど線形に熱効率が向上することがわかる。また、吸入空気の湿度によって熱効率において最適な L_{IEC}/L_{tot} の値も変化することが Fig. 4.18 (a) から得られる。湿度が低いと必要な IEC の割合が増加する。これは、湿り流路内で湿度を十分含むために長さを要求するからであると考えられる。

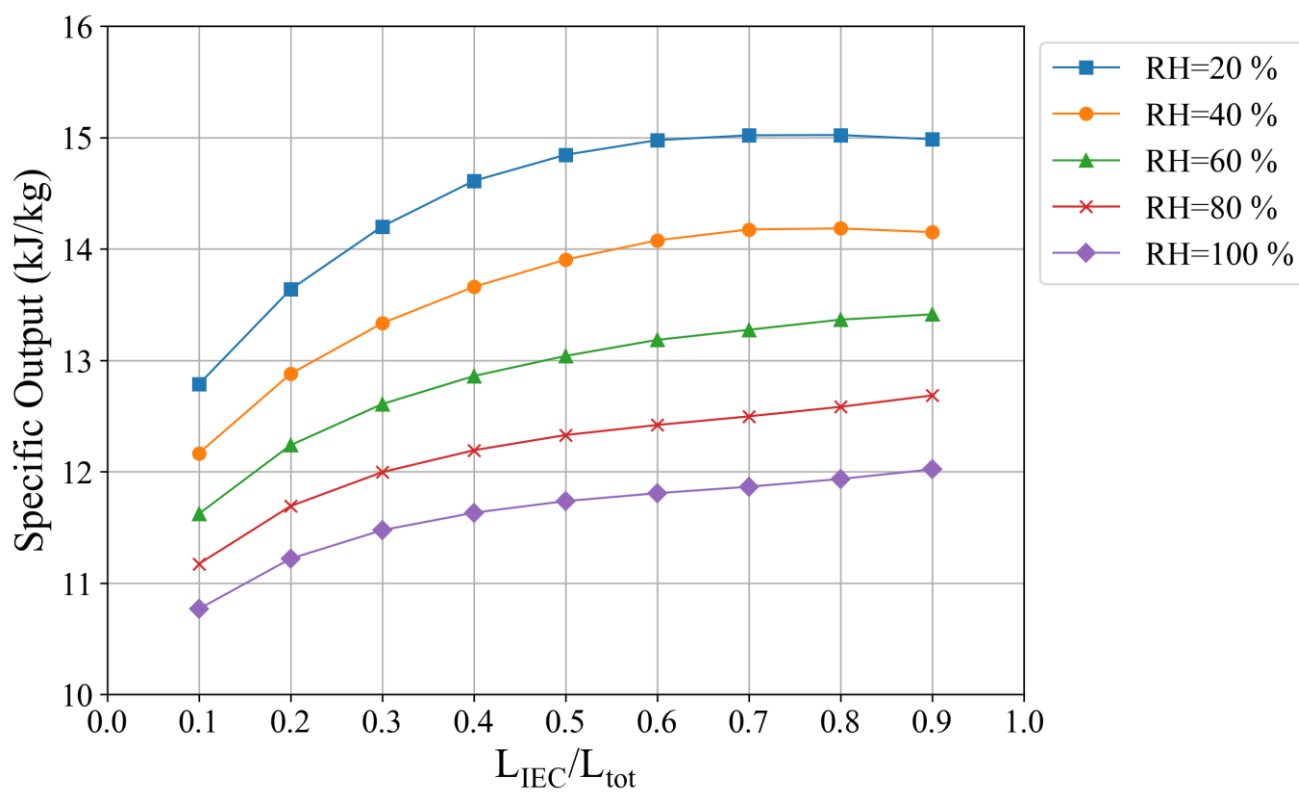
Fig. 4.19 に各相対湿度におけるタービン出口空気に対する冷却効率と IEC 割合の関係を示す。相対湿度 80 % 以上では IEC 割合の増加とともに冷却効率が上昇していくが、それ以下の相対湿度では冷却効率の減衰が見られる。減衰はサイクル内作動空気が高湿度となり、凝縮が発生した結果生じる。冷却効率の減衰が見られない相対湿度 80 % 以上では、冷却効率が低下していることによって、凝縮温度まで冷却が進行していないことに起因する。

Fig. 4.20 に各相対湿度加における加熱前作動空気温度と IEC 割合の関係を示す。各相対湿度で同様の傾向を示し、 $L_{IEC}/L_{tot} = 0.8$ 付近では急激にその温度が低下する。 L_{IEC}/L_{tot} によって加熱前空気 T_2 に 20 °C 程度の変化があり、入熱量に大きく影響を与える。

Fig. 4.21 に相対湿度及び IEC 割合によるサイクル熱効率の変化を示す。



(a) 熱効率



(b) 比出力

Fig. 4.18 相対湿度によるサイクル性への影響

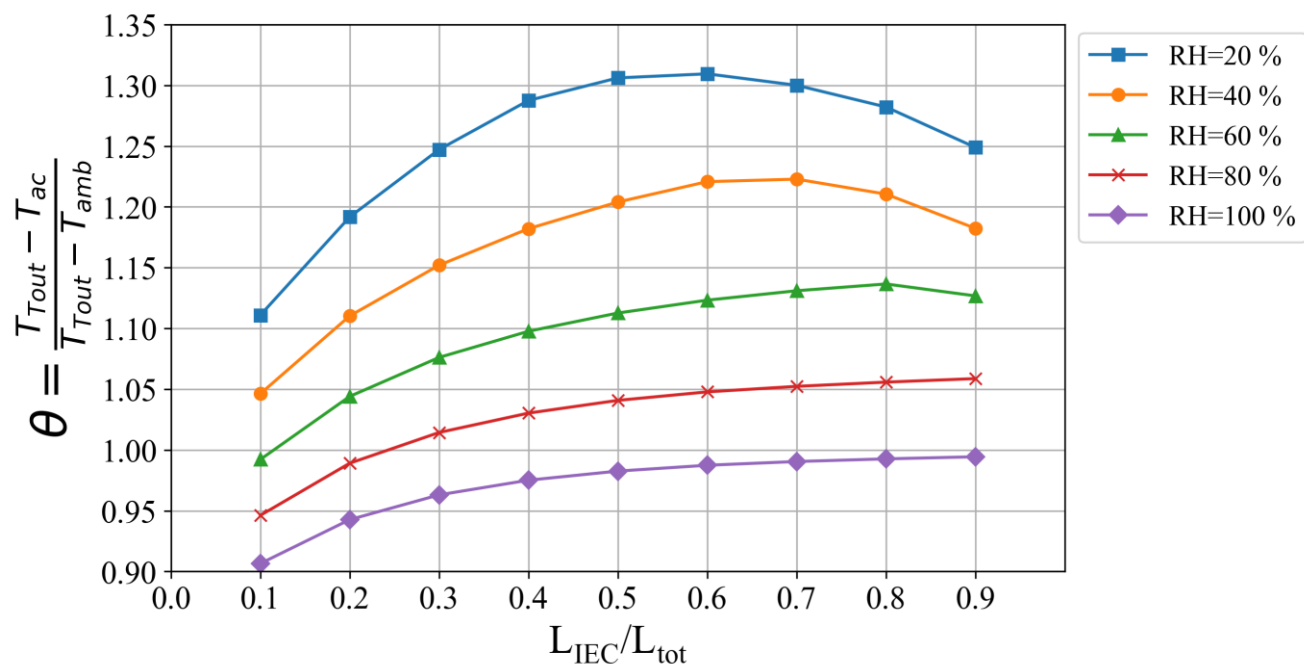


Fig. 4.19 各相対湿度におけるタービン出口空気冷却効率

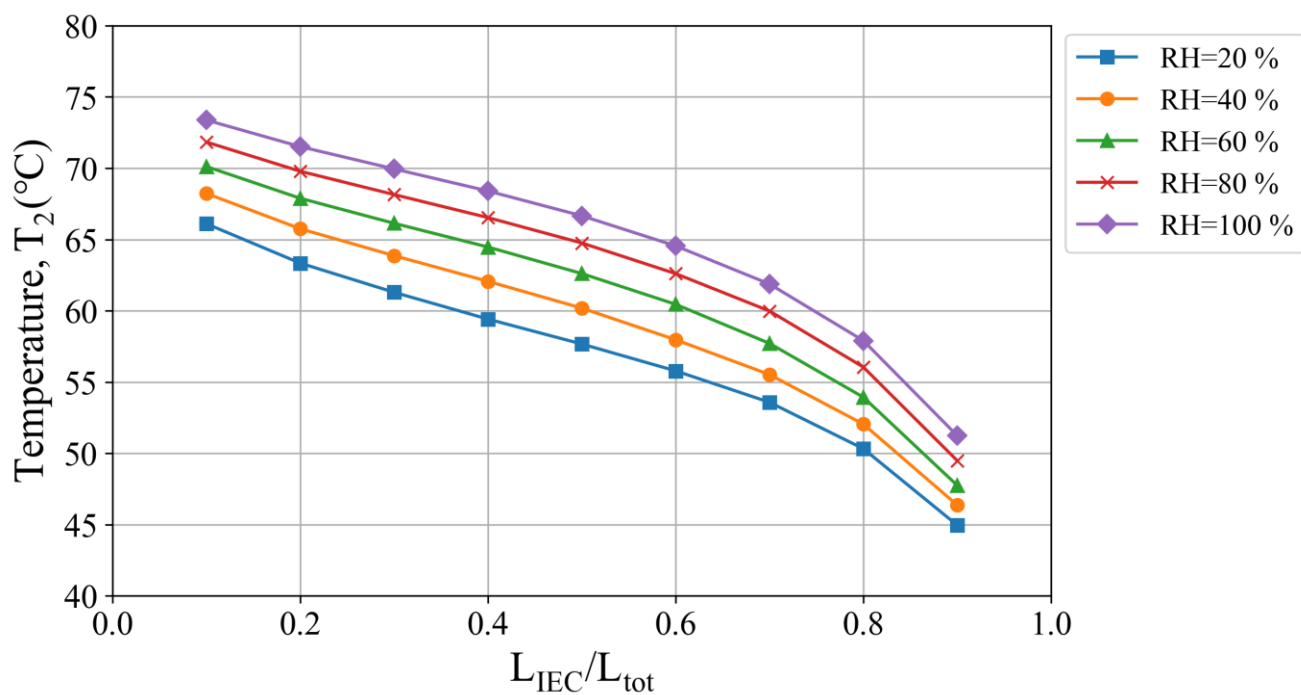
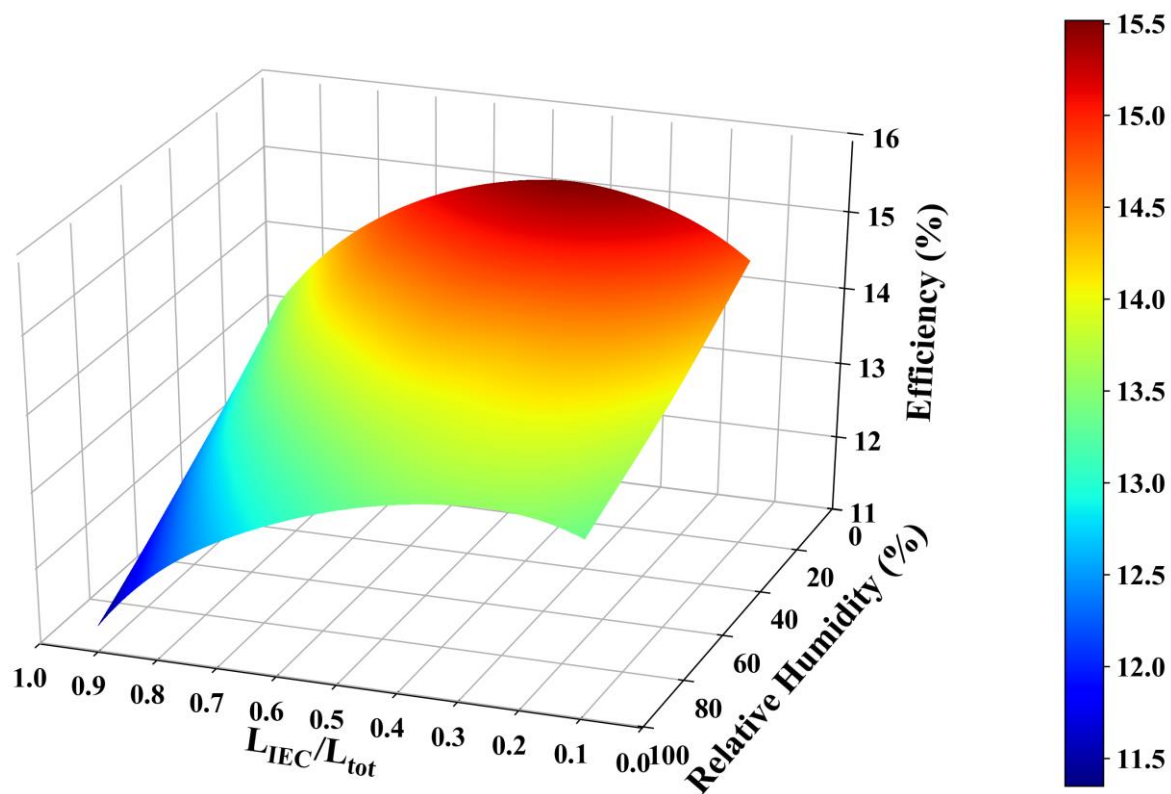
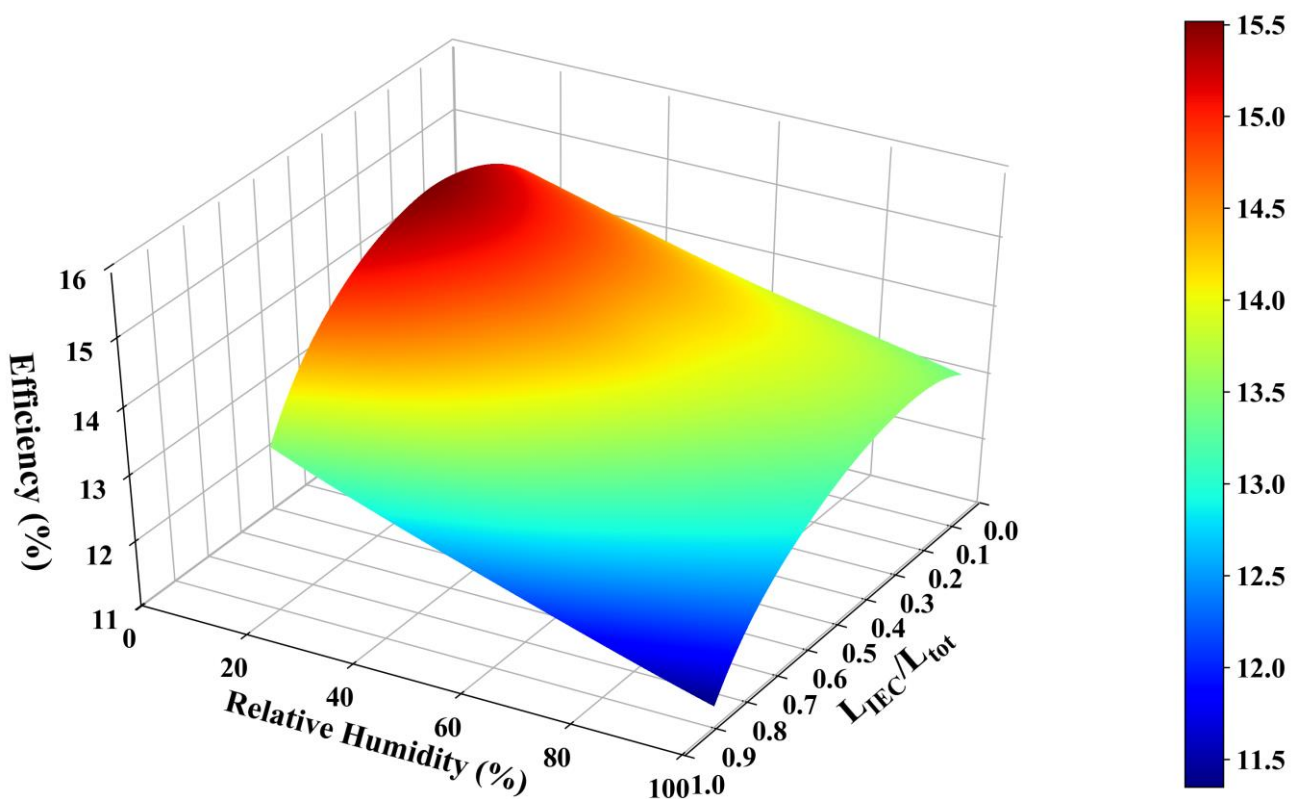


Fig. 4.20 各相対湿度加における加熱前作動空気温度



(a) 方向 1



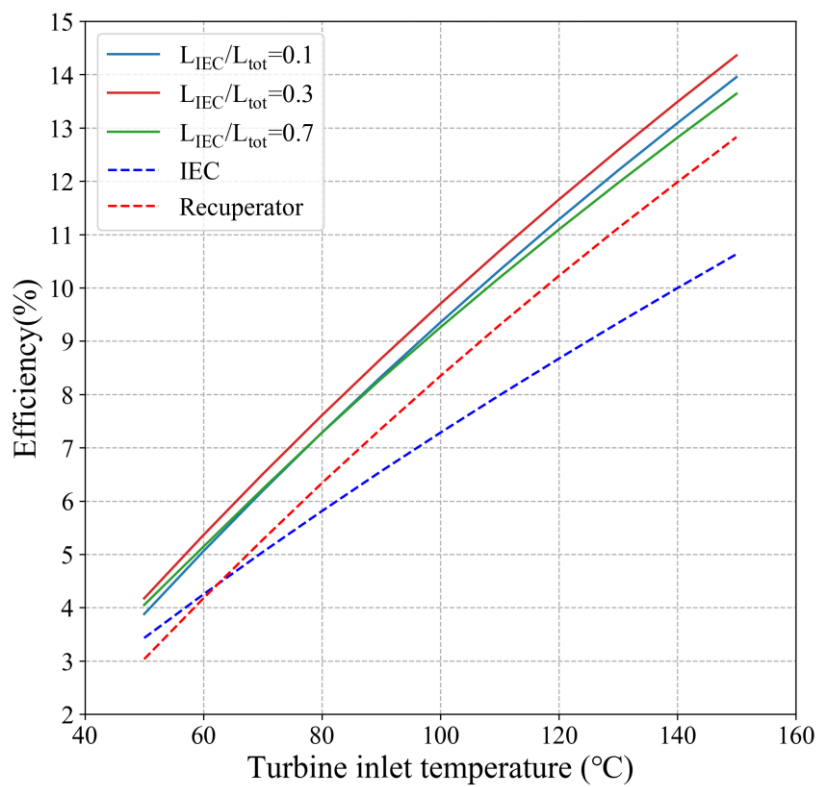
(b) 方向 2

Fig. 4.21 相対湿度及び L_{IEC}/L_{tot} と熱効率変化

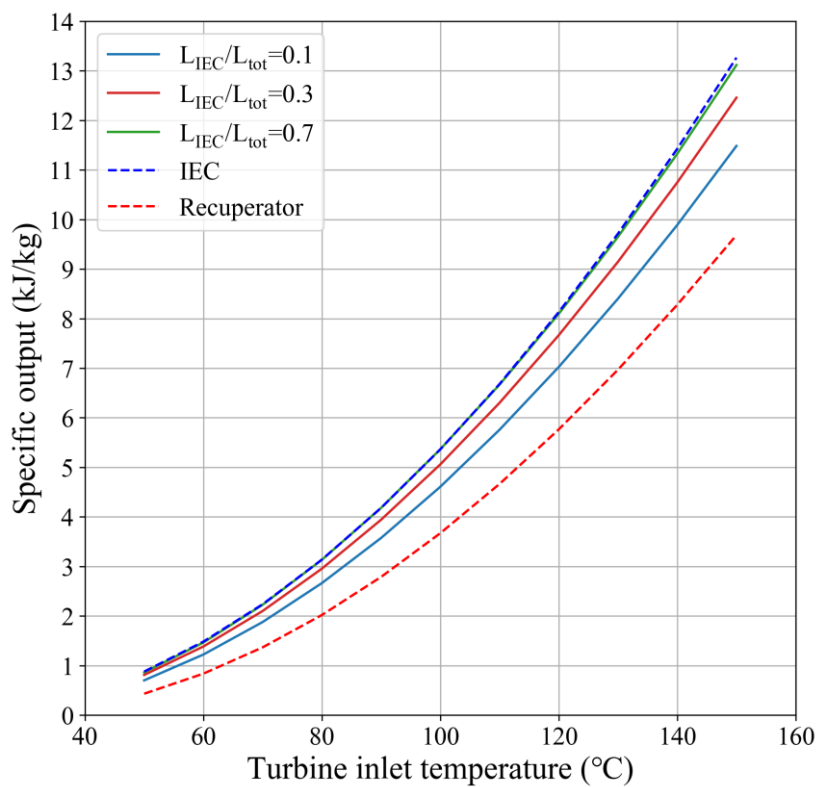
4.6 サイクル構成によるサイクル性能の比較

本章で行った計算結果をもとに第3章の冷却方式の場合と比較を行った。Fig. 4.22 に復熱器及び IEC を組み合わせて適用した IBC の性能と、復熱器のみを適用した IBC 及び IEC-IBC との性能比較を示す。Fig. 4.22 (a)の熱効率に注目すると、復熱器及び IEC を組み合わせて適用した IBC の熱効率が IEC-IBC と復熱器のみを適用したものよりも大幅な改善が見られる。この結果は実施された全ての IEC 割合とタービン入口温度領域で達成されている。 $L_{IEC}/L_{tot}=0.3$ の場合、タービン入口温度 $50^{\circ}\text{C}\sim 150^{\circ}\text{C}$ で復熱器のみを適用したものと比較して $1.14\% \sim 1.53\%$ の熱効率の向上が見られる。また、IEC-IBC と比較した場合、 $0.74\% \sim 3.73\%$ の熱効率の向上が見られる。Fig. 16 (b)には比出力の比較を示している。IEC の割合が減少すると比出力が減少することが分かっているが、全ての IEC 割合において復熱器のみを適用したサイクルよりも高い比出力が得られる。これに加え、 $L_{IEC}/L_{tot}=0.7$ においては、IEC のみを適用したサイクルと比出力がほとんど一致する。その差は最大で 0.15 kJ/kg に留まる。すなわち、IEC と復熱器の組み合わせにより、IEC-IBC で得られる高い比出力を維持したうえで、IEC-IBC よりも大幅に高い熱効率を得ることができることが示される。

Fig. 4.23 に各タービン入口温度における熱効率をカルノー効率で除したカルノー効率比 η_{th}/η_{Carnot} を示す。カルノー効率を算出する際に用いた環境温度は計算で用いた外気流入温度 $T_l = 25^{\circ}\text{C}$ を用いた。IECC を適用した場合タービン入口温度が 50°C から 120°C 付近に増加するにつれて、カルノー効率比は低下する。一方で復熱器を用いた場合本研究における温度領域で上昇している。



(a)



(b)

Fig. 4.22 冷却方式におけるサイクル性能の比較

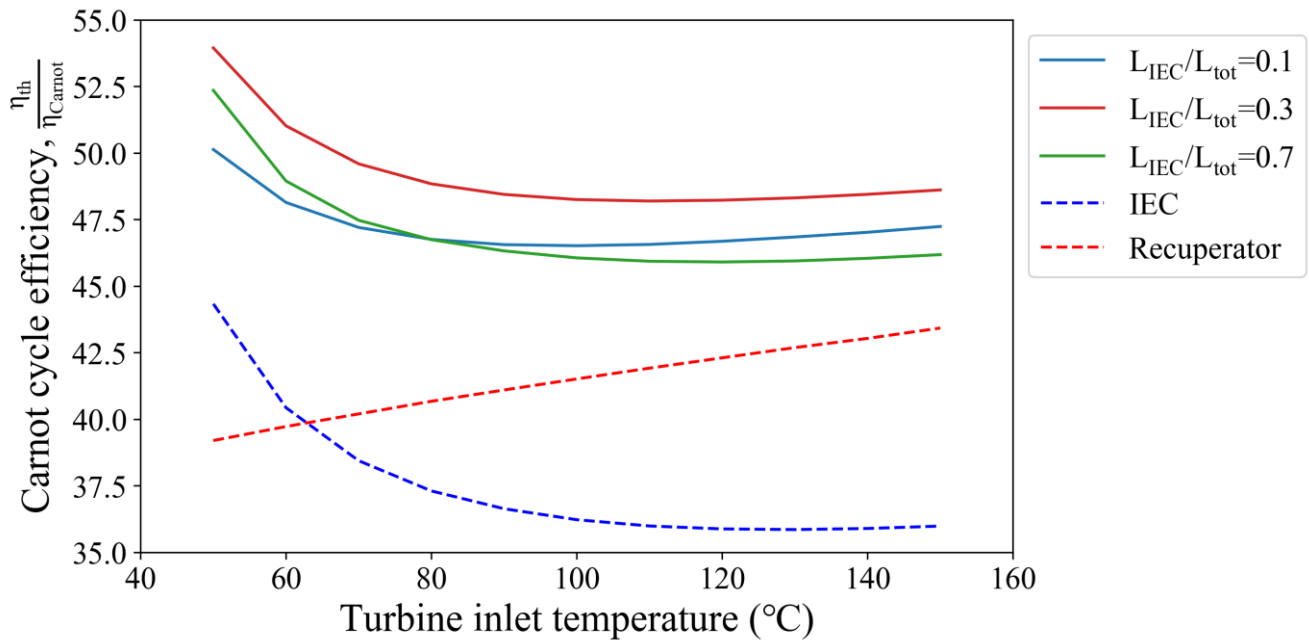


Fig. 4.23 各冷却方式におけるカルノー効率比

4.7 本章のまとめ

本章では IEC と復熱器を組み合わせた中間冷却について言及した。復熱器を組み合わせることにより、熱再生と冷却効率の向上から熱効率が向上する。IEC 内では作動空気の湿度は飽和状態となる。ここで空気が飽和状態となる仮定の下で空気に入熱した場合の入熱量 q_{tot} に対して顕熱変化に使用される熱量 q_s との割合は次式で算出される。

$$\frac{q_s}{q_{tot}} = \frac{\int_{T_0}^T c_p dT}{\int_{T_0}^T \left(c_p + L_w \frac{\partial x_s}{\partial T} \right) dT} \quad (4.2)$$

IEC の湿り流路内では湿度が飽和湿度で受熱するため、上式が成り立つ。Fig. 4.24 に入熱量に対する顕熱変化の割合を示す。これからも分かるように温度が上昇するにつれて、入熱のほとんどが潜熱増加に使用されることが分かる。水の蒸発を伴わない復熱器はこの潜熱変化の増加を抑制し、熱再生の顕熱割合を増加させるために導入を検討したものであった。

復熱器は、冷却効率が IEC に対して低いため、サイクル性能を高めるためにはある程度

の IEC 割合を要求する。サイクル効率を高めるためには冷却効率と熱再生、両方の観点から最適な IEC 割合、IEC 長さを決定する必要がある。

冷却効率に関して、IEC 内での湿度上昇にともなって凝縮が発生する場合があります、これはタービン出口温度が高温になるほど顕著にみられる。これにより IEC 割合、IEC 長さを大きくしても一様な冷却効率の向上は見込めないため、冷却効率と熱再生の観点からサイクル熱効率向上させる良好な IEC 割合が存在する。

流入質量流量が増加する場合、及び中間冷却装置長さが小さい場合には IEC 割合を大きくすることによって、熱効率と出力の両方の観点からサイクル性能が向上する傾向がある。これは IEC 内では水の物質移動のため、総熱伝達率が向上するためである。

吸入空気の相対湿度が下がれば、空気が含むことのできる水蒸気の量が増加するため、冷却効率が向上する。これにより、サイクル性能は高まる。また、相対湿度が低下することにより、水の物質移動を伴う伝熱面積の必要面積が増加するため、IEC 割合を増加させることにより、サイクル性能が向上する。

本章のサイクル構成により、IBC の性能を大幅に改善することが可能であることが示され、特に熱効率においては大幅な向上が確認された。

ここでサイクルにおける比入熱量 q_{in} について考察を加える。比入熱量 q_{in} は次式で表される。

$$q_{in} = h_3 - h_2 = \int_{T_2}^{T_3} c_p dT \quad (4.3)$$

ここで、過程 1-2 でのエンタルピー変化を $h_2 - h_1$ として、空気の比熱を c_{pa} 、水蒸気の比熱を c_{pv} 、IEC 内湿り流路出口温度を T_{IEC} 、絶対湿度 x_{IEC} をとする。また、IEC 湿り流路内の温度変化に対して湿度は常に飽和しており、乾き流路内の温度変化は小さいと仮定すると、 $h_2 - h_1$ は次式で表される。

$$h_2 - h_1 = h_4 - h_5 = \int_{T_1}^{T_{IEC}} \left(c_{pa} + x c_{pv} + L_w \frac{\partial x}{\partial T} \right) dT + \int_{T_{IEC}}^{T_2} (c_{pa} + x_{IEC} c_{pv}) dT + \quad (4.4)$$

水蒸気の比熱が湿り空気全体の比熱に与える影響が小さいと仮定すると、加熱前空気の温度 T_2 はタービン出口空気から受け取る流入空気の受熱量 $h_4 - h_5$ を用いて次式で表され

る.

$$\int_{T_1}^{T_2} (c_{pa} + x_{IEC} c_{pv}) dT + \int_{T_1}^{T_{IEC}} L_w \frac{\partial x}{\partial T} dT = h_4 - h_5 \quad (4.5)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{h_4 - h_5 - \int_{T_1}^{T_{IEC}} L_w \frac{\partial x}{\partial T} dT}{c_{pa} + x_{IEC} c_{pv}} \quad (4.6)$$

ここで、 T_{IEC} はIEC湿り流路の出口温度であるから、IECのみを用いた場合、 $T_{IEC} = T_2$ 、復熱器のみを用いた場合 $T_{IEC} = T_1$ である。タービン入口温度までの昇温に必要な比入熱量 q_{in} を T_2 の上昇によって削減が可能であり、サイクル熱効率の向上を可能とした。

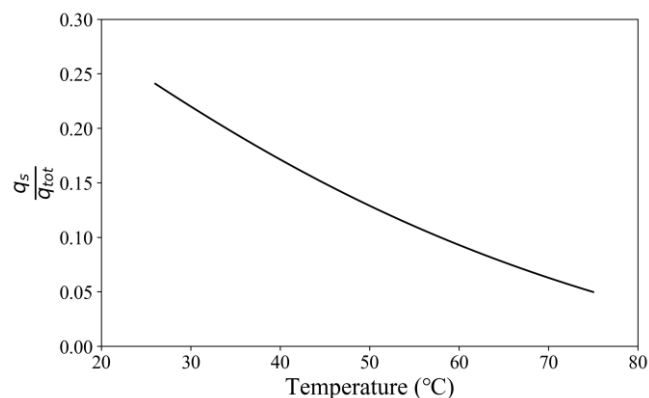


Fig. 4.24 入熱量に対する顕熱変化の割合

第5章 統括

本論文ではタービン入口温度 50～150 °C の低温領域における負圧ガスタービンサイクルの性能を数値シミュレーションにより算出した。対象としたサイクル構成は IBC を基本サイクルとして、中間冷却に焦点を当てたものである。まず IEC を適用したサイクル及び、復熱器を適用したサイクルについての性能計算を行い、空冷ベースで様々な条件におけるサイクル性能比較を行った。また、中間冷却の冷却効率及び熱再生に着目し、IEC 及び復熱器を組み合わせたサイクルの計算を行い、他の冷却方式と比較を行った。以下にその成果を要約する。

第1章では、本研究で着目した低温廃熱回収の有効性、ポテンシャルをはじめ、それを有効化するいくつかの試みについて言及し、負圧ガスタービンサイクル(IBC)に関する先行研究について述べた。また、IEC の動作原理について説明し、IBC に適用する優位性について述べ、本論文の意義と目的を明らかにした。

第2章では、本研究で対象としたサイクル構成についてサイクル構成図を用いて説明した。IEC の計算方法及び、それを適用したサイクルの計算方法について説明を行った。

第3章では、IBC に IEC を適用したサイクル及び、IBC に復熱器を適用したサイクルの性能計算を行い、ベースラインとして空冷の IBC との性能比較を行った。IEC を適用した IBC(IEC-IBC)では、タービン入口空気が高湿分空気となり比熱の増大をもたらすことに加え、中間冷却の冷却効率も向上させることが示され、全ての条件下で比出力の増大が見られた。熱効率の観点からも、85°C 未満の低温で廃熱を利用するのに特に効果的であることが相対湿度 40～60%である仮定の下で示された。本章において得られたいくつかの結論を以下に記述する。

- (1) IEC-IBC の比出力は、吸気条件に関係なく、従来の空冷および復熱器を適用した IBC よりも高い値を示した。

- (2) タービン入口温度が 50 °C ~ 60 °C 程度の低温である場合、またはタービン入口温度 150 °C において圧縮機断熱効率が 80 ~ 83 % において、IEC-IBC は、空冷、復熱器を用いた中間冷却モードと比較して最高の熱効率を示した。
- (3) サイクル比出力は、作動空気の湿度の増加と IEC による冷却効率の向上につれて向上する。
- (4) IEC が適用されると、サイクルに流入する作動空気の湿度の減少に比例して熱効率が增加する。
- (5) 中間冷却装置流路長が流路長 2 ~ 10 m の範囲において、復熱器を用いた場合、そのサイクル性能変化が顕著であり、流路長が短くなるにつれて熱効率及び比出力が低下する。それに対して IEC を適用した場合、伝熱が促進されるため流路長の変化に対して熱効率及び比出力の変化は小さく、工学上重要なサイクル装置全体の小型化に適している。

第 4 章では、第 3 章の結果を受け、サイクル内熱再生を顕熱として行うことによる入熱量の削減と、中間冷却過程における凝縮を抑制することによる冷却効率の向上を目的として IEC 及び復熱器を適用した IBC についての性能計算及び結果の考察を行った。タービン入口温度 50 °C~150 °C で復熱器のみを適用したものと比較して 1.14 % ~ 1.53 % の熱効率の向上が見られた。また、IEC-IBC と比較した場合、0.74 % ~ 3.73 % の熱効率の向上が見られ、熱効率の大幅な向上が確認された。本章において得られたいくつかの結論を以下に記述する。

- (1) 比出力に関して、中間冷却における IEC 割合 L_{IEC}/L_{tot} を増加させると比出力は向上するが、タービン出口空気温度によってその向上傾向が異なる。また、熱効率に関しては、 L_{IEC}/L_{tot} 条件によって熱効率の最大値をとる最適な値が存在する。
- (2) タービン入口温度及び最適圧力比によってタービン出口空気温度が 100 °C 程度以上の高温となる場合、中間冷却における IEC 割合、 L_{IEC}/L_{tot} が高くなると、作動空気の湿度が高まるため、冷却過程で凝縮が発生する。これにより冷却効率が低下することで、熱効率の低下を引き起こす。
- (3) 流入空気質量流量が大きい及び、中間冷却装置の流路長が不十分である場合には、IEC 割合、 L_{IEC}/L_{tot} を増加させることによって、熱効率と比出力の向上が可能である。

これは IEC 内では復熱器と比較して、伝熱が促進されるため冷却性能が向上するためである。

- (4) 吸入空気の湿度の低下によってサイクル熱効率及び比出力が向上するが、湿度が低下することによって熱効率を最大化するために必要な IEC 割合が増加する傾向にあるが、タービン入口温度 150 °C，吸入空気 25 °C で相対湿度 20 ~ 100 % で $L_{IEC}/L_{tot} = 0.2 \sim 0.4$ で最大熱効率を示す。
- (5) タービン出口空気の高温熱を顕熱としてサイクル内熱再生を行い，それに続く IEC による冷却によって，すべての条件で他の IBC 構成よりも高い熱効率を可能とし，加えて復熱器のみを適用した場合と比較して比出力の減少も抑制することができる。

以上により，本論文ではタービン入口温度 50 °C ~ 150 °C の低温領域におけるサイクル性能計算によって，IBC の中間冷却において，IEC による高湿分空気の生成と冷却効率の向上及び，復熱器による顕熱としての熱再生によって比出力の増加，熱効率の向上が達成可能であることが示された。

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、研究課題の選択及び研究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、終始、御指導、御鞭撻を賜りました。また、本論文だけでなく英字論文の執筆にも深く関わっていただき、執筆内容をはじめ、執筆方法から文法などの細部に至るまで多大な御指導、御支援をいただきました。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。

九州大学大学院総合理工学研究院 Frantisek Miksik 助教には、研究の専門知識に関する助言に加え、研究室内の生活の部分でも支えていただきました。ここに感謝の意を表し、心からお礼申し上げます。

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、学術研究員 Mr. Mohamed Salem, 博士後期課程 3 年 Mr. Meng Xianhong, 博士後期課程 2 年 Mr. Ko Jaedeok, 博士課程 1 年 Mr. Yang Changru, Ms. Chairunnisa, 博士後期課程 1 年 Mr. Abirham Yemanebirhan, Mr. Uthpala Perera, 修士課程 2 年 佐久間 航太氏, 仙波 昇氏, 中内 満氏, 鳴川 智也氏, 西久保 友希氏, 福富 百合香氏, 修士課程 1 年 安藝 雄太氏, 金光 聖人氏, 田島 大輝氏, 土井 祐介氏, 竹田 将氏, Mr. Ahmed Youssef, Mr. Purjam Mojtaba, Mr. Seo Sang Won, 修士後期課程 1 年 Mr. Haoulomou Pepe, 学部 4 年 井田 晴也氏, 戸川 智也氏, 富來 昌哲氏, 中島 隆宏氏, 研究生 Mr. Yang Cheng, Mr. Chen Haonan には、公私に渡り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、心より御礼申し上げます。

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、学内での催事、安全教育において、お世話になることが多くありました。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。

研究室秘書の大和 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。

最後に、著者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くれた家族に、心から感謝いたします。

参考文献

- [1] *World Energy Outlook 2019*. International Energy Agency, 2019.
- [2] A. Firth, B. Zhang, and A. Yang, “Quantification of global waste heat and its environmental effects,” *Appl. Energy*, vol. 235, no. November 2018, pp. 1314–1334, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.10.102.
- [3] A. F. Castelli, C. Elsidio, R. Scaccabarozzi, L. O. Nord, and E. Martelli, “Optimization of organic rankine cycles for waste heat recovery from aluminum production plants,” *Front. Energy Res.*, vol. 7, no. JUN, 2019, doi: 10.3389/fenrg.2019.00044.
- [4] T. Li, Q. Wang, J. Zhu, K. Hu, and W. Fu, “Thermodynamic optimization of organic Rankine cycle using two-stage evaporation,” *Renew. Energy*, vol. 75, pp. 654–664, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.renene.2014.10.058.
- [5] D. Ziviani, A. Beyene, and M. Venturini, “Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery,” *Appl. Energy*, vol. 121, pp. 79–95, May 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.01.074.
- [6] K. Deepak and A. V. S. S. K. S. Gupta, “Modeling and analysis of Low Temperature Kalina Cycle System.”
- [7] A. Nemati, H. Nami, F. Ranjbar, and M. Yari, “A comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: A case study for CGAM cogeneration system,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 9, pp. 1–13, Mar. 2017, doi: 10.1016/j.csite.2016.11.003.
- [8] E. Wang, Z. Yu, and F. Zhang, “Investigation on efficiency improvement of a Kalina cycle by sliding condensation pressure method,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 151, pp. 123–135, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.08.078.
- [9] G. V. P. Varma and T. Srinivas, “Power generation from low temperature heat recovery,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 75. Elsevier Ltd, pp. 402–414, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2016.11.005.
- [10] D. Di Battista, F. Fatigati, R. Carapellucci, and R. Cipollone, “Inverted Brayton Cycle for waste heat recovery in reciprocating internal combustion engines,” *Appl. Energy*, vol. 253, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113565.
- [11] D. G. Wilson and N. R. Dunteman, “Inverted Brayton Cycle for Waste-Heat Utilization.”

ASME Pap, no. 73-GT-90, 1973.

- [12] M. H. Mahmood, M. Sultan, T. Miyazaki, S. Koyama, and V. S. Maisotsenko, "Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 66, pp. 537–555, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.08.022.
- [13] M. Bianchi, G. Negri di Montenegro, and A. Peretto, "Inverted Brayton cycle employment for low-temperature cogenerative applications," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 124, no. 3, pp. 561–565, 2002, doi: 10.1115/1.1447237.
- [14] S. Fujii, K. Kaneko, K. Otani, and Y. Tsujikawa, "Mirror gas turbines: A newly proposed method of exhaust heat recovery," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 123, no. 3, pp. 481–486, 2001, doi: 10.1115/1.1366324.
- [15] I. Kennedy, Z. Chen, B. Ceen, S. Jones, and C. D. Copeland, "Experimental investigation of an inverted Brayton cycle for exhaust gas energy recovery," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 141, no. 3, pp. 1–11, 2019, doi: 10.1115/1.4041109.
- [16] C. Zhan, Z. Duan, X. Zhao, S. Smith, H. Jin, and S. Riffat, "Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling - Paving the path toward sustainable cooling of buildings," *Energy*, vol. 36, no. 12, pp. 6790–6805, 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.10.019.
- [17] B. Riangvilaikul and S. Kumar, "An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system," *Energy Build.*, vol. 42, no. 5, pp. 637–644, 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2009.10.034.
- [18] R. Tariq, C. Zhan, X. Zhao, and N. A. Sheikh, "Numerical study of a regenerative counter flow evaporative cooler using alumina nanoparticles in wet channel," *Energy Build.*, vol. 169, no. April, pp. 430–443, 2018, doi: 10.1016/j.enbuild.2018.03.086.
- [19] J. Lin, K. Thu, T. D. Bui, R. Z. Wang, K. C. Ng, and K. J. Chua, "Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration," *Energy Convers. Manag.*, vol. 109, pp. 153–165, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2015.11.059.
- [20] C. Zhan, X. Zhao, S. Smith, and S. B. Riffat, "Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling," *Build. Environ.*, vol. 46, no. 3, pp. 657–668, 2011, doi: 10.1016/j.buildenv.2010.09.011.
- [21] D. Pandelidis, S. Anisimov, and W. M. Worek, "Performance study of the Maisotsenko

Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 81, pp. 207–221, 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.033.

- [22] T. J. S. of Mechanical, *Mechanical Engineering Handbook*. 1985.
- [23] D. G. F. J. Welty, G.L. Rorrer, *Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer*. 2014.
- [24] A. Mills, “Heat and Mass Transfer,” 2018.
- [25] C. Runge, “Ueber die numerische Auflösung von Differentialgleichungen,” *Math. Ann.*, vol. 46, no. 2, pp. 167–178, Jun. 1895, doi: 10.1007/BF01446807.
- [26] M. J. D. Powell, “An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives,” *Comput. J.*, vol. 7, no. 2, pp. 155–162, Feb. 1964, doi: 10.1093/comjnl/7.2.155.
- [27] S. Anisimov, D. Pandelidis, and J. Danielewicz, “Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 426–441, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.08.055.
- [28] L. Wang, C. Zhan, J. Zhang, and X. Zhao, “Optimization of the counter-flow heat and mass exchanger for M-Cycle indirect evaporative cooling assisted with entropy analysis,” *Energy*, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.01.099.

