

コージェネレーションの高効率熱電変換システムの構築

川端 裕二 *1, 濱地 康之 *2, 千田 二郎 *3
高良 伸治 *1, 小野 泰右 *2, 千田 衛 *3

Construction of High Efficiency Heat to Power Conversion System

Yuji KAWABATA, Yasuyuki HAMATHI, Jiro SENDA
Shinji TAKARA, Taisuke ONO and Mamoru SENDA

From the viewpoint of effective use of energy, a Co-generation system (here after CGS) is considered as one of the significant strategies to achieve energy conservation. In recent year, CGS is introduced to low capacity and low heat to power ratio object such as household use and business place. However, Along with this, the total efficiency through the year become low because of low generating efficiency and low heat to power ratio. For introducing the CGS more effectively to wide range of objects, it is important to improve the total efficiency by recovering the electricity from exhaust heat. So we aim to construct the heat to power conversion system covering the low capacity reciprocal engine. In the first stage, we construct heat to power conversion system using exhaust heat from 12.5kW diesel engine. Consequently, in this paper describe about simulation result about optimum cycle and working fluid to recover the electricity from it. In the result, Rankin cycle using water as working fluid is more efficiency than Kalina cycle using ammonia water as working fluid.

Key Words: Co-generation, Heat to Power Conversion System, Rankin Cycle, Kalina Cycle

1. 緒言

エネルギー有効利用技術の一つとして、熱と電気を同時供給するコージェネレーションシステム(以下CGS)が注目されている。近年のCGSの動向として、1000 kW以上の原動機を用いた熱電比の高い産業用への導入のみならず、1 kWから500 kWといった原動機の小容量化や、熱電比の低い事業所や家庭用など導入対象の多様化が行なわれている⁽¹⁾。しかし、原動機の小容量化に伴い、発電効率は低下する傾向にあるため、熱電比の低い導入対象では年間を通しての総合効率が低い状況にある。今後、幅広い対象に対してCGSを効果的に導入していくためにも、導入対象の規模や熱電比によらず、排熱から電気を回収することで発電効率を高め、年間を通しての総合効率向上を図ることが重要課題である。

排熱から電気を回収することによって総合効率を高めようとする発想は以前からあり、高温排熱となるガスタービンでは電力回収が積極的に行なわれてきた。しかし、500 kW以下のマイクロガスタービンでは再生サイクルを用いても26%以下と発電効率が低い⁽²⁾。その反面、レシプロエンジンではこのクラスでも軸端効率で40%を超えるものが開発されている⁽³⁾。そのため、熱電比の低い導入対象に対しては、軸端

*1同志社大学大学院(〒610-0321 京都府京田辺市多々羅都谷1-3)。

*2ヤンマー(株)(〒521-8521 滋賀県坂田郡米原市1600番地ノ4)。

3同志社大学工学部(同上)

効率の高いレシプロエンジンを原動機として使用し、排熱から電力回収を行なって総合効率向上を図るのが有利である。しかし、500 kW以下のレシプロエンジンからの熱電変換は、低効率の面であまり行なわれていないのが現状である。

そこで、本研究では1 kWから500 kW以下のレシプロエンジンを原動機としたコージェネレーションシステムに対して、高効率な熱電変換システムの構築を目的とする。その第一段階として、125 kWのディーゼルエンジンを対象とし、サイクルシミュレーションによって排熱から動力を効率良く回収できる作動流体とサイクル、及びサイクルの構成機器について検討した。

2. 排熱回収サイクルと作動流体

レシプロエンジンから効率よく動力を回収する熱力学サイクルと作動流体を検討する。レシプロエンジンの場合、ガスタービンと異なり、排熱が高温である排気ガス系統と低温であるジャケット冷却水系統の2系統に分かれている。温度が異なるこれらの排熱から効率良く動力を回収するサイクルとしてカーリーナサイクルがあり、非共沸媒体であるアンモニア水を作動流体に用いている。アンモニア水を用いると以下のような利点が挙げられる⁽⁴⁾。

(1) 低沸点媒体であるアンモニアと高沸点媒体である水を混合しているため、排熱低温部から高圧蒸気を発生し、また蒸発過程で温度が次第に上昇することから、熱交換におけるピンチポイントの制約が少なく、排熱回収量が大きくなる。

(2) タービン出口で水を混合し、タービンの入口と出口に濃度差を設けると、単一媒体と比較して出入口の圧力落差が大きくなり、タービンの出力が大きくなる。

カーリーナサイクルは、非共沸媒体であるアンモニア水を用いて排熱回収量を増大させ、さらにタービン出入口の圧力落差を大きくしてタービン出力を向上させるサイクルである。カーリーナサイクルの適応例としては、海洋温度差発電⁹⁾や、1000kW のガスエンジンとの複合サイクル⁶⁾があり、いずれも従来のランキンサイクルに比べてタービン出力の向上に成功している。しかし、対象とする小型レシプロエンジンでは排気ガス、ジャケット水の温度、熱量が大幅に異なるため、有効であるかどうかは定かではない。そこで、小容量のレシプロエンジンに対して、カーリーナサイクル、ランキンサイクルを適応した場合のタービン出力について、サイクルシュミレーションにより比較検討を行った。各サイクルのシステムを図1、図2に示す。

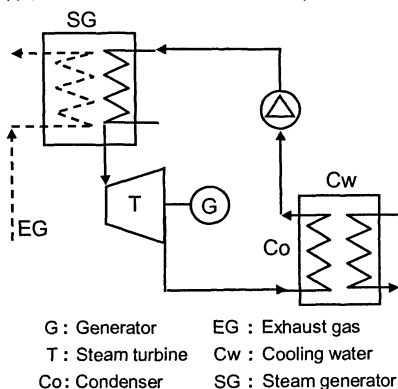


Fig.1 Rankin cycle using H₂O and NH₃/H₂O as working fluid

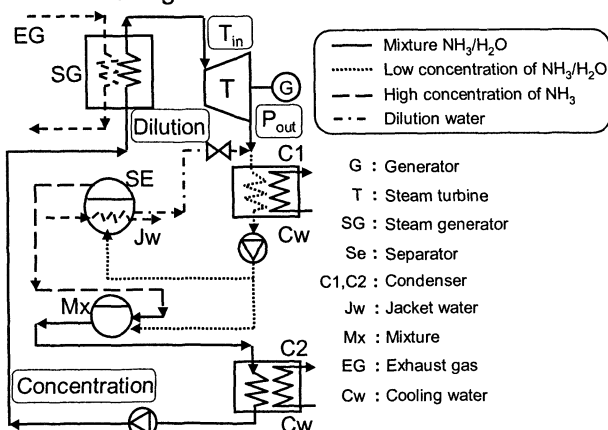


Fig.2 Kalina cycle using NH₃/H₂O as working fluid

3. サイクルシュミレーション

3・1 対象エンジン

本研究では 12.5 kW の単機筒小型ディーゼルエンジン(ヤンマー, NF19)を対象とし、その排熱から動力を回収するシステムの構築を行なう。対象とするディーゼルエンジンの仕様を表1に示す。

Shaft power	12.5 [kW]
Revolution	2200 [rpm]
Fuel	Gas oil
Fuel lower heating value	42697 [kJ/kg]
Fuel consumption rate	7.8 × 10 ⁻⁴ [kg/s]
Air ratio	1.7
Exhaust gas temperature	480 °C

3・2 計算方法

計算にあたって水は ASME 蒸気表、アンモニア水の混合物性値計算は Tillner-Roth モデルによった。

また、タービン効率 η は次式(1)、(2)で定義した。

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2,isen}} \quad (1)$$

$$T_{2,isen} = (P_2/P_1)^{(k-1)/k} \quad (2)$$

ここで、比熱比 k は実際のタービン出口状態(温度 T_2 、圧力 P_2)まで断熱膨張する場合から求め、 $T_{2,isen}$ は、実際のタービン入口状態(温度 T_1 、圧力 P_1)から比熱比 k で断熱膨張した場合の理想的な出口温度とした。

3・3 ランキンサイクルの構成機器の制約条件

サイクルシュミレーションに用いる各構成機器の性能について検討する。まずタービン効率について回収出力との関係を図3に示す。本研究で対象とするエンジンの排熱からカルノーサイクルを用いて取り出さる最大の仕事量はおよそ 5 kW 程度である。これ以下の出力の領域において、図3より速度型の蒸気膨張機では、タービン効率がおおよそ 30% であるが、空気を作動流体とした体積型の空気膨張機では、低出力でも 70% 以上の高効率の実績がある。そこで、本研究では作動流体が空気と異なるが、タービン効率 50% を目標とし設定する。また、タービン入口圧力は極端な高圧は非現実的であるので、5000kPa を制限とした。

蒸気発生器では排気ガスと作動流体が熱交換を行なう。この熱交換時に温度が最も接近する点(ピンチポイント)での温度差を 10 °C とした。また、排気ガスの蒸気発生器出口温度は、硫酸による腐食を防ぐため

に酸の露点温度以上に保つ必要があるが、今回は制限を加えずにサイクルシミュレーションを行なった。凝縮器では作動流体と冷却水が熱交換を行なう。凝縮器におけるピンチポイント温度差を 10℃とし、自然冷却水の温度は 35℃とした。

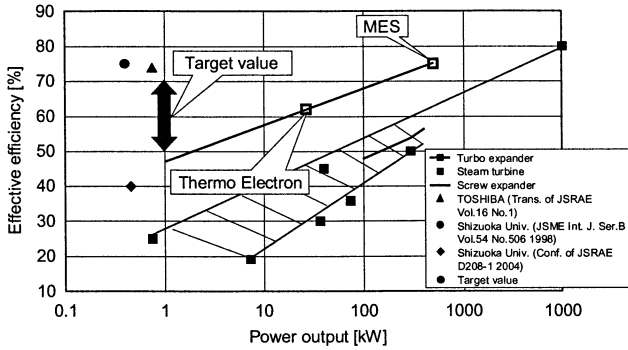


Fig.3 Relationship between Power output and Turbine efficiency

3.4 カリーナサイクルの構成機器の制約条件

カリーナサイクルは図 2 に示すように、2つの凝縮器を必要とする。タービン出口でアンモニア水を希釈し、低圧凝縮器で凝縮させた後に混合器において初期濃度に戻し、高圧凝縮器において再度凝縮させることでサイクルを構成している。この低圧、高圧凝縮器のピンチポイント温度差を共に 10℃と設定した。タービン効率、蒸気発生器はランキンサイクルの場合と同様の条件とした。

3.5 シミュレーションのパラメータ

サイクルシミュレーションのパラメータとして、ランキンサイクルではアンモニア水のモル分率とタービン入口温度とし、カリーナサイクルではそれらと希釈液のモル分率とする。タービン出口状態は湿り状態を避けるため、出口過熱度を 10℃一定とする。

4. シミュレーション結果

4.1 ランキンサイクル

4.1.1 凝縮器のピンチポイント温度差の影響

図 4 に凝縮器のピンチポイント温度差とタービン出口圧力の関係を示す。ランキンサイクルにおいて、サイクル効率を大きくするためにはタービン出口圧力を低下させ、凝縮温度を低くする必要がある。しかし、凝縮温度は自然冷却水の温度と凝縮器におけるピンチポイント温度差により決まるため、タービン出口圧力も同様に制限される。図 4 に示すように、低沸点媒体であるアンモニアの割合が増加するにつれ、同一温度で凝縮させるためには高い凝縮圧力が必要となり、アンモニア水の濃度が高いほどタービン出口圧力を低くできないことがわかる。シミュレーションで凝縮器のピンチポイント温度差を 10℃と設定しているため、

各アンモニア水濃度におけるタービン出口圧力の値は、そのときの値となる。

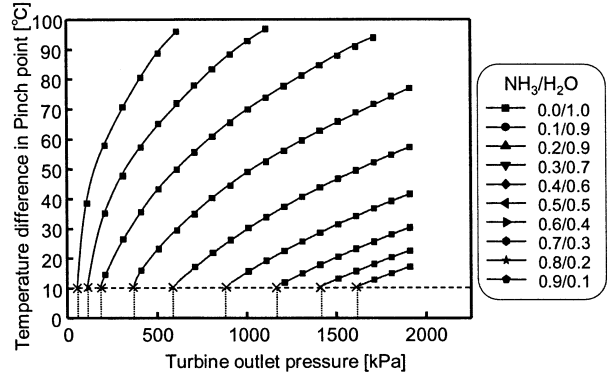


Fig.4 Restriction of turbine outlet pressure by pinch point in condenser

4.1.2 ランキンサイクル効率

各アンモニア水濃度におけるタービン入口温度とサイクル効率の関係を図 5 に示す。図より各アンモニア水濃度で、サイクル効率を最大とするタービン入口温度が存在していることがわかる。図 5 においてサイクル効率が最大となる点をそれぞれ比較すると、アンモニア水濃度が高いほど低くなっていることがわかる。これは前述したように、アンモニア濃度が高いほど低沸点媒体のアンモニアの割合が増加するため、タービン出口圧力を低くできないためである。

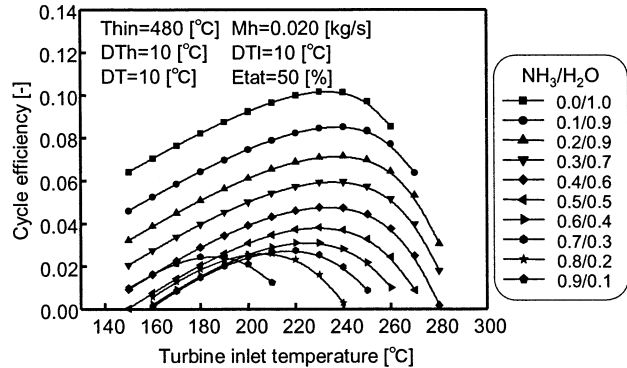


Fig.5 Cycle efficiency of Rankin cycle in different NH₃H₂O mixture

4.1.3 排熱回収量

タービン入口温度を横軸にとり、アンモニア水濃度による排熱回収量の比較をした結果を図 6 に示す。図 6 より、排熱回収量はアンモニア水濃度が高くなるほど増加し、アンモニア水濃度が低いほどタービン入口温度の増加と共に低下することがわかる。そこで、作動流体の蒸気発生器出口温度(タービン入口温度)を 200℃一定とし、アンモニア水濃度の違いによる排気ガスとの熱交換過程の比較を図 7 に示す。アンモニア水濃度を増加させるほど沸点温度が低下し、ピンチポイントが作動流体入口側にシフトするため、排気ガス出口温度を小さくすることができる。このように、ア

ンモニア濃度を増加させると排気ガス出口温度を低下させることができ、排熱回収量を増加させることができる。

次にアンモニア水濃度を 0.5/0.5 とし、タービン入口温度を変化させた場合について図 8 に示す。タービン入口温度が低いときは、ピンチポイントは沸点温度にある。タービン入口温度を増加させると、タービン入口圧力が増加するため、沸点温度が上昇し、ピンチポイントが排気入口側へシフトする。そのため、排熱回

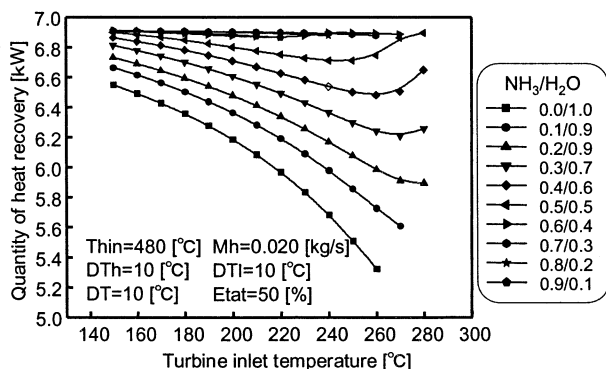


Fig.6 Quantity of heat recovery in steam generator in different NH₃/H₂O mixture (Rankin cycle)

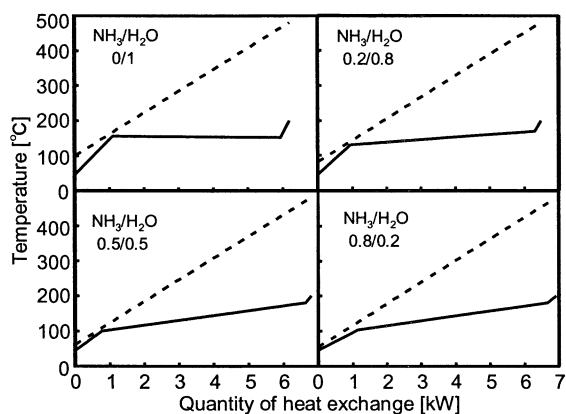


Fig.7 Heat exchange process in steam generator in different NH₃/H₂O mixture (— Working fluid - - - Exhaust gas)

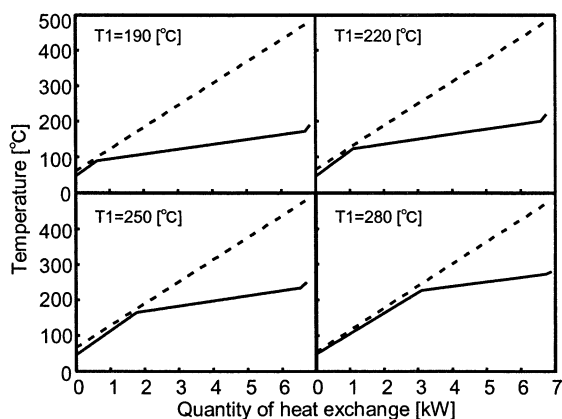


Fig.8 Heat exchange process in steam generator in different turbine inlet temperature (— Working fluid - - - Exhaust gas)

収量は低下してしまう。しかし、図 8 においてアンモニア濃度が高く、タービン入口温度がある値以上になると排熱回収量が増加している。これは図 8 のタービン入口温度が 280 °C のときの熱交換過程に示すように、ピンチポイントが沸点温度から作動流体入口温度にシフトするため、これより排気ガス出口温度を小さくすることができるためである。

このようにアンモニア水濃度が高いと、排気ガス温度を低くでき排熱回収に有利であることが分かるが、燃焼ガスの露点温度よりも低くなってしまいうため耐食性の問題が生じることが考えられる。

4・1・4 ランキンサイクルのタービン出力

以上の結果から、アンモニア水濃度が大きい方が排熱回収の点で有利ではあるが、サイクル効率の点では不利となることがわかる。そこで、サイクル効率と排熱回収量の積であるタービン出力の結果を図 9 に示す。図 9 より、アンモニア水濃度が高いほどタービン出力は低くなってしまいうことがわかる。これは、アンモニア水の利点である排熱回収量の増大よりもサイクル効率低下の割合の方が大きくなるためである。このようにランキンサイクルではアンモニア水を用いるメリットがなくなり、水を作動流体とする方が効果的となる。

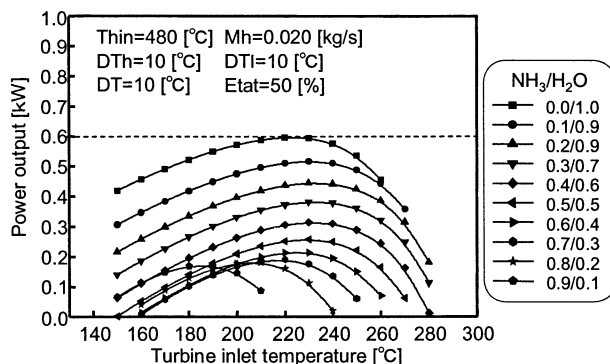


Fig.9 Power output of Rankin cycle in different NH₃/H₂O mixture

4・2 カリーナサイクル

4・2・1 高圧、低圧凝縮器のピンチポイント温度差の影響

図 10 にアンモニア水濃度 0.5/0.5 での低圧凝縮器におけるピンチポイント温度差とタービン出口圧力の関係を示す。カリーナサイクルではタービン出口のアンモニア水濃度を希釈し、高沸点媒体の水の割合を増加させることでタービン出口圧力を低くし、タービン出力を向上させるサイクルである。希釈量を増加させるほどタービン出口圧力を低下させることができるが、図 10 に示すように低圧凝縮器のピ

ンチポイント温度差により制約を受ける。ここで低圧凝縮器のピンチポイント温度差は10℃と設定しているため、希釈後の各アンモニア水濃度のタービン出口圧力はそのときの値とした。

また図11にアンモニア水濃度0.5/0.5での高圧凝縮器のピンチポイント温度差とタービン出口圧力の関係を示す。高圧凝縮器では、混合器において希釈前の濃度に戻したアンモニア水を凝縮させる。気液分離器内の圧力を低くし、高圧凝縮器における凝縮温度を小さくとれるほどサイクル効率は高くなるが、凝縮温度は自然冷却水の温度と高圧凝縮器のピンチポイント温度差により制約を受ける。ここでは高圧凝縮器のピンチポイント温度差を10℃としているため、気液分離器内の圧力はそのときの値となる。

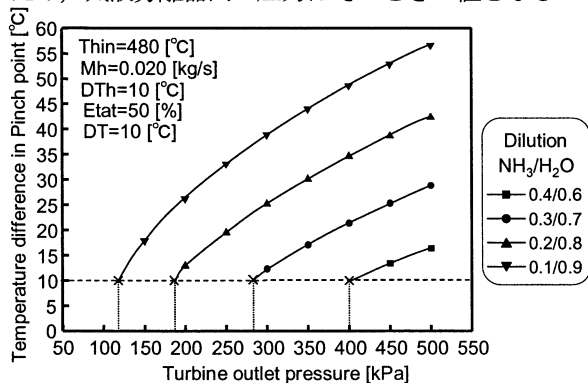


Fig.10 Restriction of turbine outlet pressure by pinch point of low pressure condenser (NH₃/H₂O=0.5/0.5)

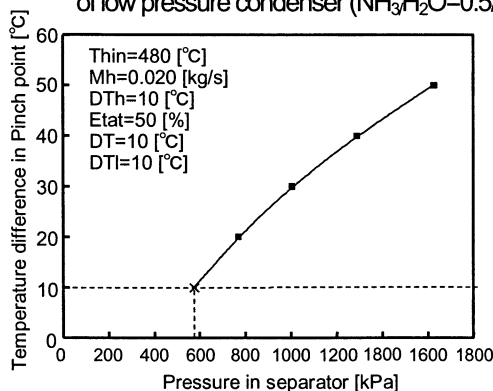


Fig.11 Restriction of pressure in separator by pinch point of high pressure condenser (NH₃/H₂O=0.5/0.5)

4・2・2 カリーナサイクル効率

図13にカリーナとランキンサイクルのサイクル効率の比較を示す。ここでタービン入口温度はタービン出口圧力に対してタービン出力を最大とする値としている。カリーナサイクルでは希釈量の増大にともなってタービン出口圧力が低下するため、サイクル効率が高くなっているが、水を作動流体とするランキンサイクルの効率が最も高く、カリーナサイクルで希釈量を大きくしてもその効率には及ばない。

次に図14にカリーナとランキンサイクルのタービン出力の比較を示す。排熱回収量はアンモニア水濃度が高いほど高くなり、また希釈量増大によりサイクル効率を高めることができるため、希釈量増大に伴ってランキンサイクルよりも出力が大きくなる。しかし、希釈量は使用可能なジャケット加熱量によって決まってしまう。そこで図15に使用可能なジャケット熱量とタービン出力の関係を示す。ディーゼルエンジンの一般的なヒートバランス⁷⁾を考慮すると、使用可能なジャケット加熱量は5~10 kW程度と考えられ、図15よりこれらのジャケット熱量では水を作動流体とするランキンサイクルの効率より高くすることができないことがわかる。

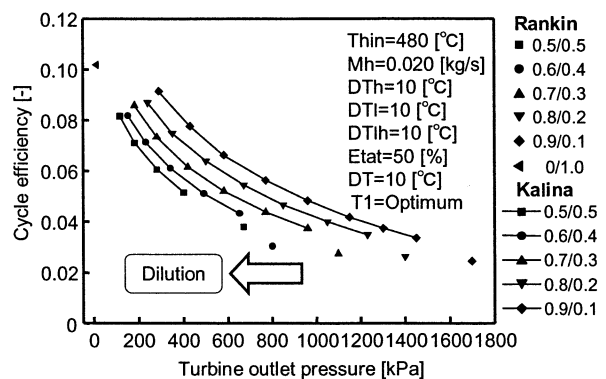


Fig.13 Cycle efficiency of Kalina cycle in different NH₃/H₂O mixture compared with Rankin cycle efficiency

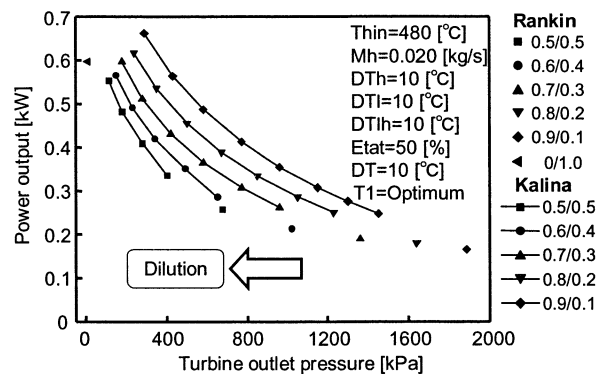


Fig.14 Power output of Kalina cycle in different NH₃/H₂O mixture compared with Rankin cycle power output

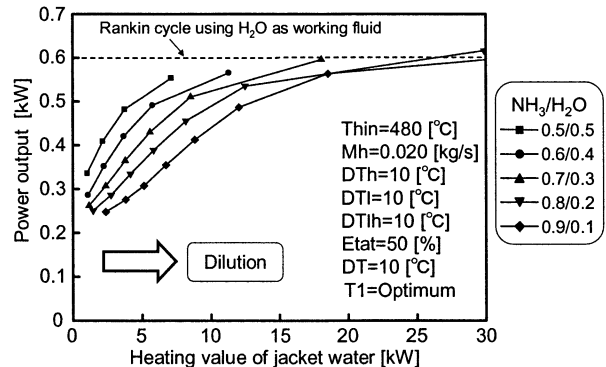


Fig.15 Restriction of power output of Kalina cycle by heating value of jacket water

5. 結論

12.5kW のディーゼルエンジンを対象とし、サイクルを構成する機器の制約条件を踏まえてサイクルシミュレーションを行なった結果、以下のような結論を得た。

- (1) アンモニア水をランキンサイクルに用いると排熱回収の点で有利ではあるが、サイクル効率の低下の割合が大きいためタービン出力を向上させることができない。
- (2) カリーナサイクルでは、アンモニア水を用いて排熱回収量の増大とサイクル効率の向上を図ることができるが、水を用いたランキンサイクルの効率には及ばない。これは対象エンジンのジャケット熱量が小さく、タービン出口の希釈の効果が小さいためである。
- (3) 水を作動流体とするランキンサイクルが最もタービン出力が大きくなり、約 600 W 回収可能である。

謝辞

本研究は、文部科学省学術フロンティア推進事業「次世代ゼロエミッション・エネルギー変換システム」の支援を受けた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 平田 賢, “ガスタービンと競合するピストンエンジンシステム”, 日本ガスタービン学会誌, Vol32, No.6, (2004-11)
- (2) 石井 國義, “マイクロガスタービンシステム”, オーム社, pp6, (2002)
- (3) 三浦 千太郎, “ガスタービンと競合するガスエンジンシステム”, 日本ガスタービン学会誌, Vol32, No.6, (2004-11)
- (4) 藤本 洋, ほか3名, “アンモニア・水混合媒体による熱電比可変形ガスエンジン複合サイクル”, 日本機械論文集(B編), Vol.65 No.634, pp321, (1996-10)
- (5) 上原春男, ほか3名, “カリーナサイクルを用いた海洋温度差発電システムの性能解析”, 日本機化学会論文集(B編), pp3519-3525, (1994-10)
- (6) (1)
- (7) コージェネレーション総合マニュアル”, 日本コージェネレーションセンター, 2003, pp93