

ソーラーオーガニックランキンサイクル システムに関する研究

Study of Solar Organic Rankine Cycle System

齋藤武雄 *¹
Takeo S. SAITO

安藤啓文 *²
Hiroyumi ANDO

山田昇 *³
Noboru YAMADA

若嶋振一郎 *³
Shinichiro WAKASHIMA

Abstract

An advanced and unique solar thermal electric system was proposed. In this system, an organic working fluid, which is suitable for a temperature range fitted for solar energy, is adopted. We call this system "Solar Organic Rankine Cycle System (SORCS)". To obtain good thermal efficiency by using solar energy, the new turbine is invented and designed based on "the Concept of Superposition ; COS". This unique turbine utilizes numerous thin disks of the same diameter with blade elements on its surface. The steam or vapor is introduced from the nozzles into this turbine with pulsating supersonic flow. The proposed turbine is very cost effective and can be easily extended to incorporate cascading, superheating, reheating, and regenerating processes. The present paper reports experimental results of the proposed SORCS under a constant heating condition that simulates the actual solar radiation input.

キーワード: 太陽熱発電, オーガニックランキンサイクル, 粘性・衝動複合型ディスクタービン, 重ね合わせの概念, 有機熱媒体, ソーラーコレクタ, 複合サイクル

Key Words : Solar thermal electric, Organic Rankine cycle, Disk turbine, Concept of superposition, Organic working fluid, Solar collector, Combined cycle.

1. 緒言

近年、二酸化炭素(CO₂)による地球温暖化や都市温暖化(ヒートアイランド)⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾などの環境問題が顕在化し、21世紀後半には人口増加による化石燃料の枯渇という大きな試練も待ち受けている。このようなことから、太陽エネルギーなどの再生可能エネルギーを積極的に利用したCO₂を極力排出しないエネルギー・システムや水素燃料に転換したシステム、また、化石燃料を用いた場合は、熱効率を格段に向上させるシステムが求められている。

従来のエネルギー・システム、とくに発電所は熱効率を向上させるために大型化、複雑化、集中化の一途を辿り、電力の最大需要地である都心から離れた遠隔地に集中して立地せざるを得なくなった。この結果、送配電損失が発生するとともに、エネルギーの有効利用のために排熱を利用しようとしても、熱は長距離輸送が困難なことから実際には利用できないなどの問題を抱えている。さらに、今夏の関東圏で生じ

た原発停止に伴う電力危機の可能性など、大規模発電所のみに依存する現代社会の脆弱性が顕在化したといえる。

大型発電所のこのような状況のもと、一般家庭、スーパー・マーケット、ホテル、病院、公共施設などでは、その場でエネルギーを生産する分散型システムが重要になってきた。しかし、従来の集中型システムで分散型システムを構築しようとすると、サイズ効果(Size-effect)により、コストが大きくなり、蒸気タービンの場合、機関出力が小さくなるほど熱効率が小さく、蒸気(燃料)消費率が大きくなるという傾向がある⁽⁴⁾。

そこで本研究では、“単純・重ね合わせの概念(Concept of Superposition)”に着目した低コストかつ高効率の分散型電源システムの構築を目標として、新たに開発した粘性・衝動複合型ディスクタービンを組み込んだランキンサイクル発電システムを提案する。本システムの熱源としては、太陽エネルギーを想定し、また作動流体には有機熱媒体(Organic working fluid)を採用しており、そのため本システムをソーラーオーガニックランキンサイクルシステム(Solar Organic Rankine Cycle System : SORCS)と呼ぶこととし、タービン効率、サイクルの熱効率、日射基準での総合発電効率などについて検証し、本システムの実現可能性および有効性を明らかにする。システムの総合発電効率は、太陽電池の発電効率を上回ることを目標としている。

*¹ 東北大学大学院環境科学研究科 教授
(〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉01)
e-mail : saitoh@cc.mech.tohoku.ac.jp
*² JR北海道 (〒060-0011 札幌市中央区北11条西15丁目1-1)
*³ 東北大学大学院環境科学研究科 助手
(原稿受付：2003年8月29日)

2. ソーラーオーガニックランキンサイクル

2.1 システムの概要

太陽エネルギーによって得られる低温度熱源を利用する場合は、他のサイクルと比較して熱効率が高いランキンサイクル(Rankine cycle)が有効となる。これは、基本ランキンサイクルがカルノーサイクル(Carnot cycle)に近いことからも類推できる⁽⁵⁾。基本的なランキンサイクルは、作動流体(Working fluid), 加熱部分(Heater), 出力部分(Expander), 冷却部分(Condenser)および圧力上昇部分(Compressor or Pump)の5要素から成るが、本研究におけるSORCSは、これにアキュムレータ(Accumulator)および蒸発器(Evaporator)を加えた7つの要素により構成される。システムの概要を図1に示す。

出力部分は、膨張機もしくはエキスパンダと呼ばれ、軸流タービンなどに代表される速度型とスクロールおよびレシプロなどに代表される容積型の2種類に大別できる。齋藤ら⁽⁶⁾はすでにスクロール膨張機を利用したランキンサイクルを提案しているが、本研究では速度型タービンを採用している。

また、アキュムレータにより、季節、天候および時間に左右され供給が不安定であるといった再生可能エネルギー特有の問題を克服でき、出力の平準化が可能になる⁽⁷⁾⁽⁸⁾。本システムにおいて、1次側の熱媒体には水を用いることとし、ソーラーコレクタで集熱し高温となった水は蒸発器において2次側の有機熱媒体と熱交換を行う。2次側の有機熱媒体は蒸発器内で高圧蒸気となり、タービンを回転させ発電する。タービンより排気された蒸気は復水器で冷却され、凝縮し、ポンプにより再び蒸発器へと送られる。タービンには、後述の粘性・衝動複合型ディスクタービンを用いる。

2.2 有機熱媒体とシステムの理論効率

図1に、一般的なオーガニックランキンサイクルのp-h線図を示す。過程1→2は、ポンプによる加圧であり、圧縮を受ける水の密度が大きいため、ポンプによる圧縮仕事はタービンでの仕事と比較して非常に小さい。過程2→3は、ソーラーコレクタによる加熱過程であり、過程3→4はタービンにおける断熱膨張過程である。タービンを出た熱媒体は過程4→1においてコンデンサで冷却され、凝縮し、液体となって再びポンプに戻る。

本研究では、太陽エネルギーによる熱源温度を120°C~180°Cと想定し(ただし、夏のピーク時には220~230°Cが期待できる)、その範囲で高効率となりうる有機熱媒体としてR113($C_2Cl_3F_3$)を採用する。Hung *et al.*⁽⁹⁾およびHung⁽¹⁰⁾は、低温排熱からのエネルギー回収を目的としたオーガニックランキンサイクルの作動流体として、各種の有機熱媒体を検討し、R123およびR113等の有効性を明らかにしている。

しかしながら、R113は、オゾン層破壊係数が大きい特定フロンとして生産が全廃されており、また、2002年4月1日施行のフロン回収破壊法により大気への放出が禁止されてい

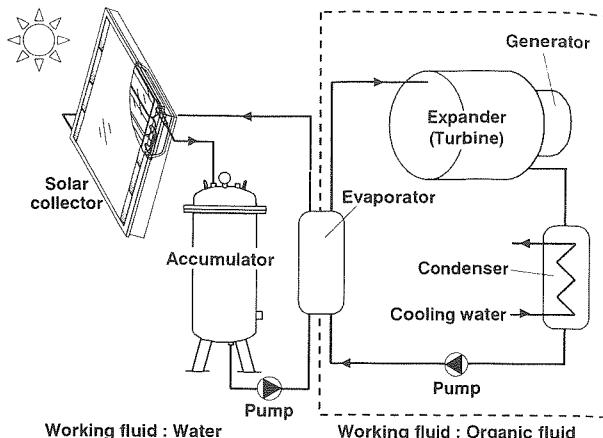


Fig. 1 Outline of solar organic Rankine cycle system

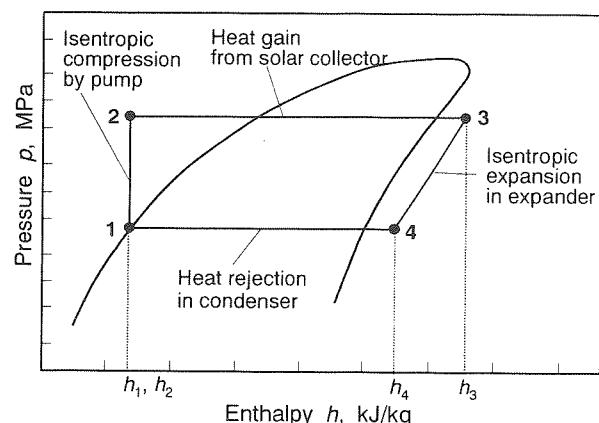


Fig. 2 p-h diagram of organic Rankine cycle

Table 1 Comparison of thermal properties between water and R113

Substance	Water	R113	
Boiling point ^{*1}	°C	100	47
Freezing point ^{*1}	°C	0	-35
Saturated vapor pressure ^{*2}	MPa	1.6	2.8
Latent heat ^{*2}	kJ/kg	1939	54
Specific volume ^{*2}	m ³ /kg	0.127	0.00379
Specific heat at constant pressure ^{*3}	kJ/(kg·K)	4.179	0.96
Kinematic viscosity ^{*2}	m ² /s×10 ⁻⁶	2.01	0.0738

*1:Values at 0.1MPa, *2:Values at 200°C, *3:Values at 20°C

るため、実用化の際には、R113に類似した熱物性値を有する代替熱媒体を使用することとなる。R113の代替品はいくつか市販されているが、p-h線図および熱物性値が明確ではなく、解析に不向きであるため、本実験では、漏出がないよう厳重に配慮しつつR113を使用した。

表1には水とR113の熱物性値を示す⁽¹¹⁾。水を用いたランキンサイクルと比較してオーガニックランキンサイクルが優れている点は、表1に示したように蒸発潜熱が小さく、かつ沸点が低いためサイクルの熱効率を高くすることができる点である。また、沸点が低いことから水蒸気ランキンサイクルをは

じめとした多種サイクルのボトミングサイクルとして、低温熱源からのエネルギー回収が可能な点も見逃せない。

本システムの理論効率を求める上で、各種効率の定義について述べる。本システムの日射基準の総合発電効率 η_{total} は次式で表される。

$$\eta_{total} = \eta_c \times \eta_{net} = \eta_c \times \eta_{th} \times \eta_t \times \eta_o \quad (1)$$

ここで、 η_c はソーラーコレクタの集熱効率である。 η_{net} は図1において、点線で囲んだ有機熱媒体によるオーガニックランキンサイクルの正味熱効率であり、 η_{th} はアキュムレータ温度 T_{tank} を高温熱源、冷却水温度 T_w を低温熱源とした場合のオーガニックランキンサイクルの理論熱効率で、R113のp-h線図を用い(2)式より求める。また、 η_t はタービン効率で、アキュムレータ温度 T_{tank} と冷却水温度 T_w によるエンタルピー落差($h_3 - h_4$)に質量流量Gを乗じた理論出力に対する実際の出力Pの割合であり、(3)式で表される。さらに、 η_o は主に熱損失等による減少分を示すシステム効率である。

$$\eta_{th} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \quad (2)$$

$$\eta_t = \frac{P}{G(h_3 - h_4)} \quad (3)$$

ここで、アキュムレータ温度 T_{tank} を185°C、冷却水温度を20°Cとした場合の η_{th} は26%となる。タービン効率 η_t およびソーラーコレクタの集熱効率 η_c を最大で80%、システム効率 η_o を理想的に100%と仮定すると、オーガニックランキンサイクルの理論正味熱効率 η_{net} は21%、システムの日射基準の理論総合発電効率 η_{total} は17%となる。

2.3 粘性・衝動複合型ディスクタービン⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾

本研究では、システムを家庭用などの小型・分散型電源として利用することを前提としているため、タービンの温度差は100~200°C、出力は数百Wから数kWをターゲットとしている。そのため、数MW級の従来の蒸気タービンを単純にスケールダウンして使用したとしても、本研究のターゲット温度領域においてはほとんど稼働しない。仮に稼働したとしても極めて効率の低いものになってしまう⁽⁴⁾。また、様々な特性をもった段を組み合わせることで高効率を実現している既存の蒸気タービンではコストダウンは到底期待できない。

そこで本研究では、小ボテンシャル差で稼働し、かつ低コストなタービンを構築するために、“単純・重ね合わせの概念(Concept of Superposition)”に注目した。すなわち、1枚1枚が非常に単純な構造であるタービンディスクであっても、それらを多数並べることで大きな出力が得られるというものである。この考え方は、無数の葉を広げて行う植物の光合成に似ており、自然の摂理に適うものと考えている。また、電気工学

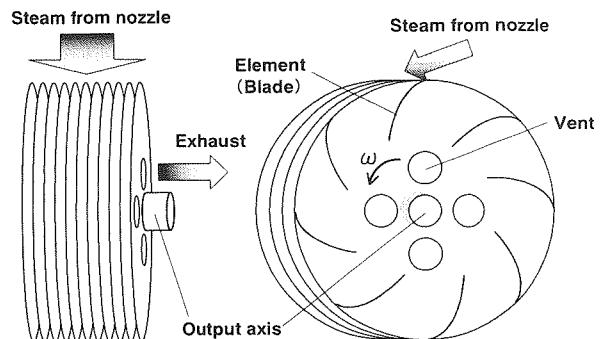


Fig. 3 Operational mechanism of the proposed disk turbine

者のN.Teslaはシンプルな円板を多数並べて、粘性摩擦力を利用するディスクタービン(Tesla disk turbine)⁽¹²⁾⁽¹³⁾を開発しており、ナイアガラの滝を利用し250kWの発電を試みている。

粘性・衝動複合型ディスクタービンの動作原理を図3に示す。ノズルから噴出した蒸気は、軸に非常に狭い間隔で、多数取り付けられたディスク(Disk)の間を外周から軸に向かって流れる。さらに、ディスクの表面に多数の突起を設け、粘性力に加え、蒸気がこの突起に衝突する際に得られる衝動力をも利用しようと工夫されている。本研究ではこの突起をエレメント(Element)またはブレード(Blade)と呼ぶ。ディスクの間を通過した蒸気は、ディスク中央付近に設けられた排気口(Vent)より排気される。星・齋藤⁽¹⁴⁾は作動流体に水を用いたソーラーランキンサイクルシステムに粘性・衝動型ディスクタービンを組み込み、その有効性を示している。

2.4 問題点とその改善策

表1に示したように、R113などの有機熱媒体は水蒸気と比較して比容積が小さいため、水蒸気用に設計されたノズルでは十分な噴出速度が得られないことや、動粘性係数が極端に小さいため、回転力のうち粘性力の占める割合が比較的高い粘性・衝動複合型タービンでは十分な出力が得られないことなどから、水の場合と比較してタービン効率が大幅に低下することが予想できる。水蒸気用に設計した粘性・衝動複合型ディスクタービンをそのままオーガニックシステムに転用した際の出力特性の比較を図4に示す。物性値から予測した通り、出力の低下に伴い、タービン効率が78%から15%へと大幅に低下した。ただし、ここでのタービン効率はタービン入口・出口温度でのエンタルピー落差に流量を乗じた理論出力に対する実際の出力の割合である。

2.4.1 専用ノズルの設計およびツインノズル化

まず、ノズル噴出速度を向上させるため、R113に特化したノズル形状の設計を行った。R113の音速は同条件における水のそれの3分の1程度であるため、設計にはスロート部

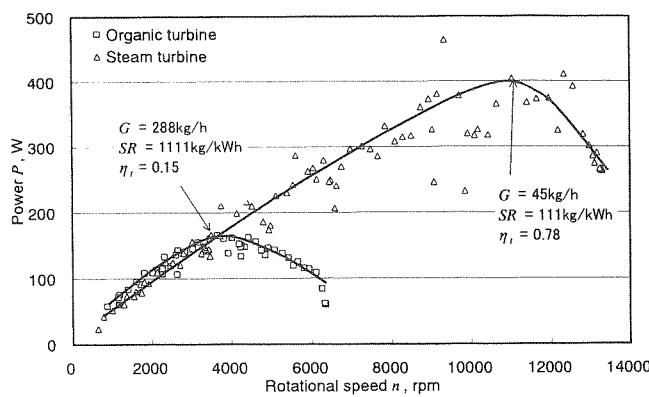


Fig. 4 Comparison of power curve between water and R113

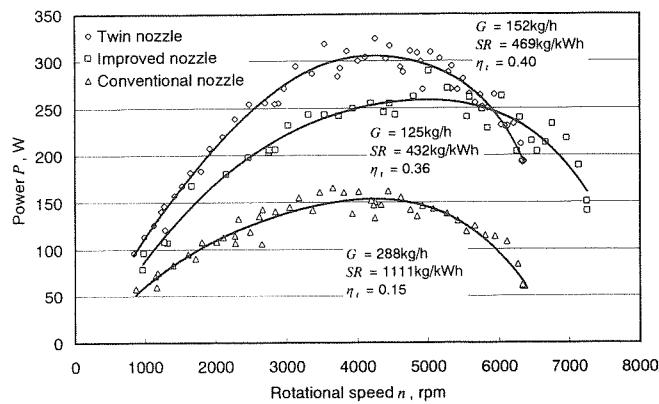


Fig. 5 Comparison of power curve between conventional nozzle and the improved nozzle

以降の拡大率も十分考慮した。表 2 にノズルの設計条件を示す。出口流速は、水蒸気で最も高性能を示したノズルの噴出速度と同等の 250m/s とした。この条件より、スロート部直徑は 1.5mm、出口直徑は 2.0mm と計算される。本研究ではこのようなノズルを 3 つ平行に並べることで 1 つのノズルユニットを形成している。この改良ノズル (Improved nozzle) の効果を実験により確認した結果を図 5 に示す。なお、実験においてタービン入口温度 T_{in} は 170°C となるようにした。図 5 には水蒸気用ノズル (Conventional nozzle) での出力特性も同時に示している。改良ノズルの場合、5000rpm 近傍においておよそ 250W 以上の出力を発生しており、水蒸気用ノズルの 1.7 倍となっている。最高回転数も水蒸気用ノズルと比較するとおよそ 1000rpm 増えており、改良ノズルにより噴出速度が増大したものと考えられる。

さらに、ディスク 1 枚当たりの蒸気流量を増やすことでトルクが増大すると考えられるため、ノズルユニットを対角位置に 1 ユニット追加することとした。この場合を本論文ではツインノズル (Twin nozzle) と呼ぶ。ツインノズルの効果も図 5 に示す。ノズル 1 本当たりの蒸気流量が減少した影響により最高回転数は若干下がったが、ディスク 1 枚あたりの蒸気流量が増加しているため、トルクが増大している。ノズル形状変更と

Table 2 Inlet and outlet conditions for nozzle

Inlet	Temperature	°C	170
	Pressure	MPa	1.7
	Density	kg/m³	120
	Flow rate	kg/h	288
Outlet	Velocity	m/s	250

Table 3 Specifications of disk

	Improved	Conventional
Element form	involute	
Element numbers	18	
Element height mm	0.1	0.15
Disk diameter mm	196	194
Disk thickness mm	0.3	
Disk numbers	75	67

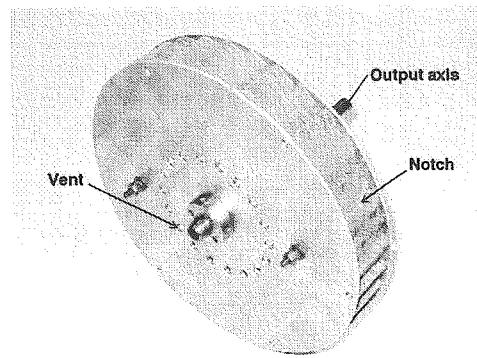


Fig. 6 View of the improved disk rotor

ツインノズル化の効果により、作動流体に R113 を用いた場合でも、タービン効率は約 40% に向上した。

2.4.2 ディスクの改良

さらなる改善策として、R113 は水蒸気と比較すると動粘性係数が非常に小さく、ディスクに対して十分な回転力が得られず性能が著しく低下したため、ディスクの改良を行った。具体的にはディスク端面の切り欠き面積を増やして、より大きな衝動力を得るためにディスクとディスク間の隙間 (ディスクスペーシング) を縮めること、ケーシングとタービンディスクとのクリアランスを極力狭めて蒸気の漏洩を抑制することである。改良ディスクの仕様を表 3 に、概観を図 6 にそれぞれ示す。また、実験により得られたタービンの出力特性およびトルク特性を図 7 および図 8 にそれぞれ示す。ノズルには効果が確認されたツインノズルを用いている。

実験結果からディスク改良前後で特性が大きく変化しているのがわかる。4000rpm 以降急激に出力が低下していることから、ディスクの設計はまだ最適ではないと考えられるが、トルクはディスク改良前の 1.5~2 倍となり、出力の大幅な增加に寄与している。タービン効率はディスク改良前の 1.3 倍の 52% を達成している。

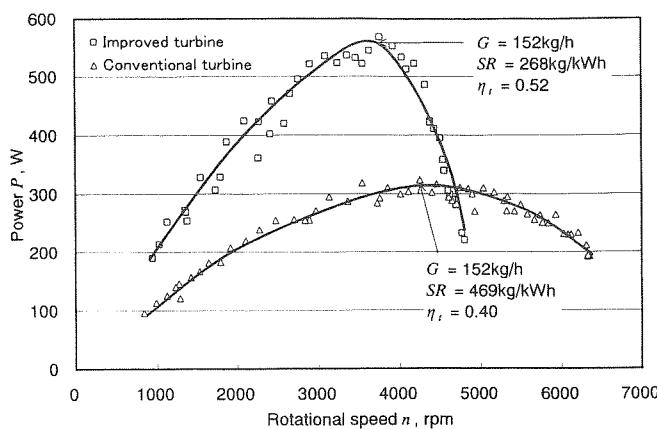


Fig. 7 Comparison of power curve between conventional disk rotor and the improved rotor

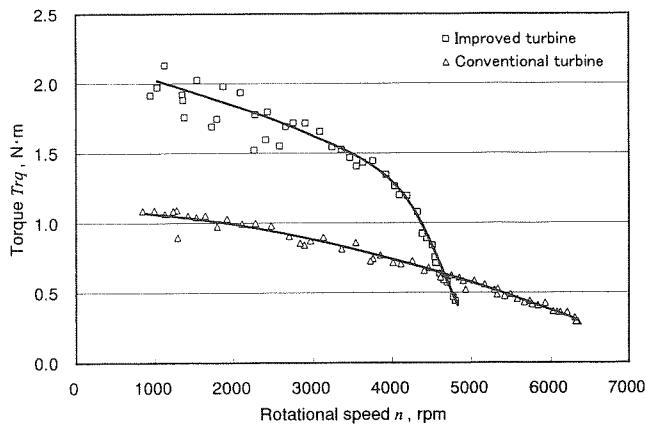


Fig. 8 Comparison of torque curve between conventional disk rotor and the improved rotor

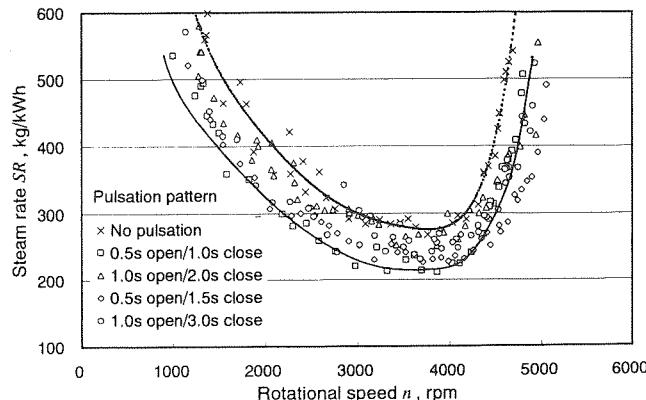


Fig. 9 Effect of pulsation

2.4.3 パルセーションの採用

タービン上流において、熱媒体の流れを周期的に遮断することを本研究ではパルセーション(Pulsation)と呼ぶ。最適なパルセーションの周期を選択することで、蒸気消費率を抑えることができる。水蒸気を用いた予備実験により開閉時間比が 1:2 および 1:3 の場合に良好な結果が得られたため、本研究でも開閉時間比 1:2 と 1:3 の場合について、それぞれ 2 通りの周波数で実験を行った。

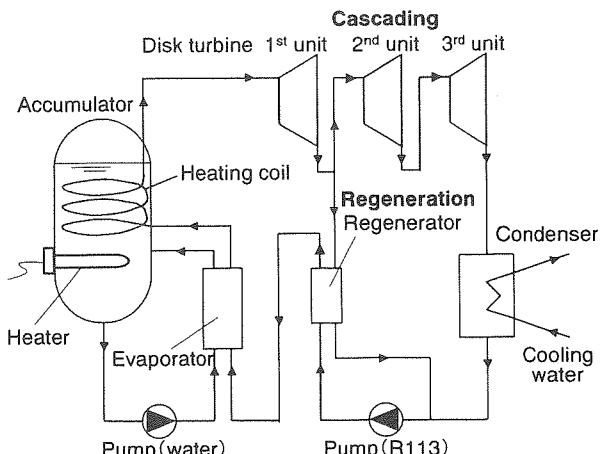


Fig. 10 Outline of the improved organic Rankine cycle system

Table 4 Summary of experimental results of the improved organic Rankine cycle system

Accumulator temp. T_{tank}	185
Cooling water temp. T_w	20
Steam flow rate G	120
1 st unit	172
2 nd unit	122
3 rd unit	80
1 st unit	310
2 nd unit	270
3 rd unit	150
Total	730
1 st unit	0.62
2 nd unit	0.42
3 rd unit	0.24
Thermal efficiency η_{net}	0.130
Total efficiency η_{total}	0.104

実験結果として、各種パルセーションにおける回転数に対する蒸気消費率 SR の変化を図 9 に示す。ここで SR は、蒸気消費量 G をタービン出力 P で除した値である。実験はツインノズル、かつ改良ディスクで行った。いずれのパターンも、パルセーションを行わない場合と比較して蒸気消費率の低減効果があることがわかる。蒸気消費率は 0.5 秒開弁/1 秒閉弁の場合に最も低い値を示している。パルセーションを行わない場合と比較すると、ピーク時においておよそ 25% の蒸気消費率を低減することができ、タービン効率は 63%を得た。

パルセーションにより蒸気消費量は低減され、その結果として出力 P も低下するが、最適なパルセーションでは、蒸気消費量 G の低減に対する出力低下の割合は小さくなるため、 SR は小さくなる。これは、パルセーションなしの場合に較べ、得られる出力に対して過不足なく蒸気を供給できるためと考えられる。

3. システムの熱効率向上のための方策

改良ノズル、改良ディスクおよびパルセーションの組み合わせのほかに、ディスクタービンを直列に 3 段つなぎ合わせるカスケーディング(Cascading)と 1 段目のタービン排気の

一部を途中で抽出し、抽出蒸気の持つエネルギーを熱媒体の温度上昇に使用する再生サイクル(Regeneration cycle)を導入してさらなる熱効率の向上を図った。図 10 にシステム構成の概略を示す。前述の図 1において基本的な SORCS の概略図を示したが、ここでは、定常的な実験を行うため、ソーラーコレクタには接続せず、一定の集熱量をアキュムレータ内の電気ヒーターで模擬した実験を行った。さらに、図 1 の概略図と異なり、蒸発器から出た蒸気をアキュムレータ内のコイル状配管を通過させることにより、ターピン入口温度 T_{in} をアキュムレータ温度 T_{tank} に近づけるよう工夫している。

表 4 に実験結果のまとめを示す。アキュムレータ温度が 185°C、冷却水温度が 20°C のほぼ定常な状態において、ターピン出力は 1 段目から順に、310W, 270W, 150W となり、このときのオーガニックランキンサイクルの正味熱効率 η_{net} は 13% となった。将来的な改善を見込んで、ソーラーコレクタの集熱効率を 80% と仮定した場合(たとえば 3 次元 CPC 型ソーラーコレクタなど⁽⁴⁾)の日射量基準の総合発電効率 η_{total} は 10.4% と推算される。

市販の太陽電池の年間平均発電効率の一例としては 7.8%^{*1} という値がある。本実験で得られた総合発電効率は、日射量およびコレクタの集熱効率を仮定した仮想的なものであり、市販の太陽電池の年間発電効率とは条件が異なり正確な比較はできないが、本システムでは、太陽エネルギーだけでなく、排熱などの各種低温熱源からもエネルギーを回収できるという特長があり、将来的な有効性および実現可能性を十分に有しているものと考えられる。

4. 結 言

本研究では小型・分散型電源としての普及を意識した、粘性・衝動複合型ディスクターピンを用いたソーラーオーガニックランキンサイクルシステムに関する研究を行い、以下の知見を得た。

- 1) 小型で低成本の出力取り出し機関として、粘性・衝動複合型ディスクターピンを提案し、有機熱媒体に特化したノズルとディスクの改良ならびにパルセーションにより、太陽エネルギーなどの低温度差においてもターピン効率を高められることを明らかにした。
- 2) カスケーディングおよび再生サイクルにより、オーガニックランキンサイクルの正味熱効率 13% を達成した。また、将来的な改善を見込んで、ソーラーコレクタの集熱効率を 80% と仮定した場合の日射量基準の総合発電効率は 10% を超え、太陽エネルギーや低温度差エネルギーを利用した分散型発電システムおよびエネルギー回収システムとしての将来的な有効性を示した。

^{*1} HARBEMAN House⁽¹⁵⁾ における 2002.2.1～2003.1.31 の期間での太陽電池平均発電効率(実測値)

記号表

G	: 蒸気流量, kg/h	Trq	: トルク, N·m
n	: 回転数, rpm	η_c	: コレクタ集熱効率
h	: エンタルピー, kJ/kg	η_{net}	: サイクル正味熱効率
p	: 圧力, MPa	η_t	: ターピン効率
P	: 出力, W	η_{th}	: サイクル理論効率
SR	: 蒸気消費率, kg/kWh	η_{total}	: 総合発電効率
T_{in}	: ターピン入口温度, °C	η_o	: システム効率
T_{tank}	: アキュムレータ内温度, °C	ω	: 回転角速度, 1/s
T_w	: 冷却水温度, °C		

参考文献

- (1) 齋藤武雄, “ヒートアイランドー灼熱化する巨大都市ー”, 講談社(1997).
- (2) Saitoh, T. S., Shimada T. and Hoshi, H., “Modeling and Simulation of the Tokyo Urban Heat Island,” Atmospheric Environment, Vol.30, No.20, pp.3431-3442 (1996).
- (3) 読売新聞記事, “真夏の渋谷 電子レンジと同じ”, (2003.8.23夕刊).
- (4) 齋藤武雄, “太陽エネルギーから電気を創る 一光とナノテクノロジーの融合,” 応用物理, Vol.72, No.7 (2003), pp.891-895.
- (5) 一色尚次, 北山直方, “新蒸気動力工学”, 森北出版, (1998).
- (6) 齋藤武雄, 奥平英人, 星朗, “容積型ソーラーランキンエンジンに関する研究”, 日本機械学会論文集B編, 69巻, 680号(2003), pp.142-148.
- (7) 星朗, 齋藤武雄, “太陽エネルギー利用潜熱貯蔵型スチームアキュムレータの研究 第1報; 高融点潜熱蓄熱材の特性評価”, 日本太陽エネルギー学会誌, Vol.27, No.5 (2001), pp.34-40.
- (8) 星朗, 齋藤武雄, “太陽エネルギー利用潜熱貯蔵型スチームアキュムレータの研究 第2報; スチームアキュムレータの基本性能”, 日本太陽エネルギー学会誌, Vol.27, No.5 (2001), pp.41-48.
- (9) Hung, T. C., Shai, T. Y., and Wang, S. K., “A Review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Recovery of Low-grade Waste Heat,” Energy, Vol.22, No.7(1997), pp.661-667.
- (10) Hung, T. C., “Waste Heat Recovery of Organic Rankine Cycle using Dry Fluids,” Energy Conversion and Management, Vol.42, (2001), pp.539-553.
- (11) 热物性ハンドブック編集委員会, 热物性ハンドブック, 養賢堂(1990).
- (12) Tesla,N., United States Patent, No.1,061,142 (1913).
- (13) Cairns, W. M. J., “The Tesla Disc Turbine,” Camden Miniature Steam Services (2001).
- (14) 星朗, 齋藤武雄, “ソーラーランキンサイクルシステムの基本性能に関する研究”, 日本太陽エネルギー学会誌, Vol.28, No.6 (2002), pp.46-53.
- (15) Saitoh, T.S. and Fujino, T., “Advanced Energy-Efficient House (HARBEMAN House) with Solar Thermal, Photovoltaic, and Sky Radiation Energies (Experimental Results),” Solar Energy Vol.70, No.1 (2001), pp.63-77.
- (16) Saitoh, T. S., Pat. Pending (No.21204).
- (17) Saitoh, T. S., Pat. Pending (No.21630).
- (18) Saitoh, T. S., Pat. Pending (No.21804).