

太陽エネルギーによって稼働する低温ランキンサイクル 小型エンジンの開発

山崎 圭次*・山崎 広一郎*・森沢 聖二**・紙井 泰典***
遠藤 晃賢****・A.M.I. Figueroa*****

Development of a Novel Expander Engine for Low Temperature Rankine Cycle using Solar Energy

Keiji YAMASAKI*, Kouichirou YAMASAKI*, Seiji MORISAWA**,
Yasunori KAMII***, Terukata ENDO**** and A.M.I. FIGUEROA*****

*Yamasaki Engineering Study Co.; **Ishigaki Mechanical
Industry Co. Ltd. ; ***Chair of Land Environmental
Engineering, Faculty of Agriculture,
****Technical Education, Faculty of Education,
*****Don Marcos Memorial State University

Abstract; In this study, an attempt has been made to develop a new type of expander engine with so-called uni-flow type valve system operating under low temperature Rankine cycle by using coolant. This energy conversion device can be applied on a small scale using solar energy for domestic or agricultural purposes in decentralized undeveloped area. The experimental results indicated effective work output and smooth and satisfactory operation of the built-in valves of the engine.

緒 言

今後、大気汚染やエネルギー問題に対処した経済的な動力源の登場が益々期待されるところだが、いわゆるソーラーバッテリーは現状ではまだまだ単価的に一般家庭に普及されるところには至っていない。しかしこれら環境、資源問題は人口増加とともにますます深刻になるものの、原子力発電については制約ある利用から、これらに今後全面的に依存することが困難な見通しにある一方核融合炉の実用化まで待てない状況になりつつある。ところで、世界の大多数の地域では高価な設備や高度の技術の導入が困難な場合がほとんどで、安価で容易な技術によってこれらの問題に対処することが迫られているのが現状である。こういった背景から、それらに対処出来る技術が到達するであろう時期までの間、僻地の個人使用の代替動力源として、比較的安価で、しかも従来得られた技術によって実用化の容易な動力源を得ることは極めて重要な課題となりつつある。そこで我々は今まで太陽集熱板によってえられた熱量で稼働する水ピストン・スターリングエンジン⁽¹⁾を搭載したポンプシステムを開発してきた。ここでは、さらにこれらの課題に応える一つの手段を得ること

を目的として、新機構のエキスパンダを考案し、小型の縮尺モデルの試作を行った。さらにこれを低沸点冷媒を作動流体とした密閉型ランキンサイクルのエキスパンダに使用して、太陽集熱板によって水を加温する程度の低温度で運転した結果、これらの実用化にとって有用な成果を得たので、その詳細を以下に示す。

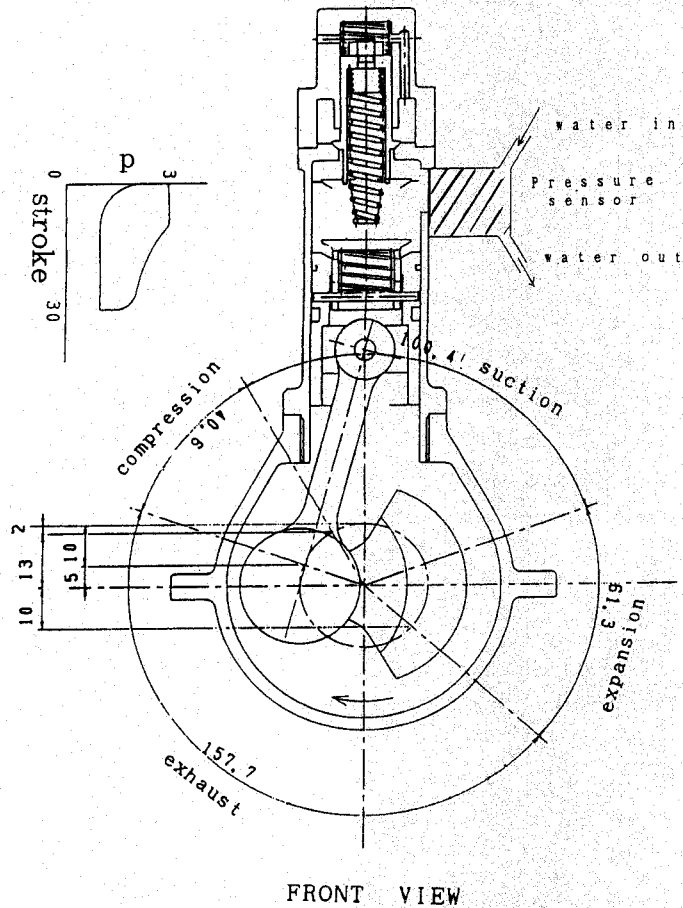


Fig.1-1 Front view of prototype engine

記号

N	供試エンジン (エキスパンダ) の回転数	
P	各部の圧力	MPa
V	体積	m ³
T	温度	K
T _x	出力軸のトルク	Nm
Q	作動流体の循環回路液流量	m ³ /s
W	図示出力	W
T _h	エキスパンダ入口温度	K

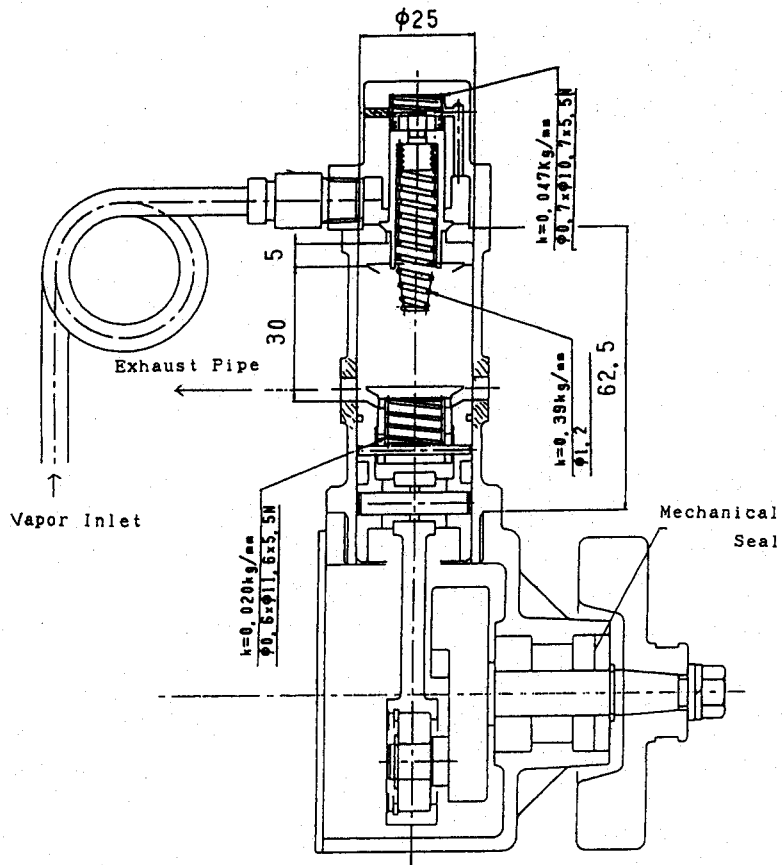


Fig.1-2 Side view of prototype engine

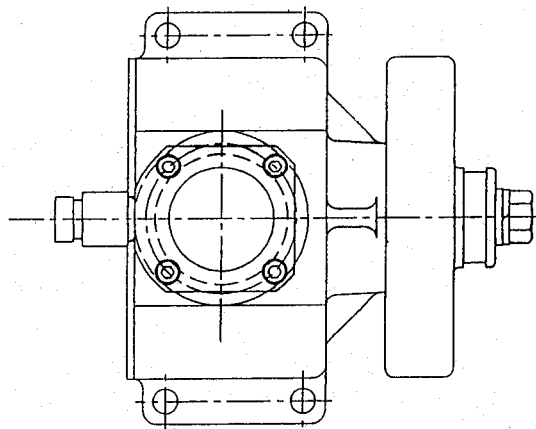


Fig.1-3 Top view of prototype engine

Tr	図示トルク	Nm
h_1	エキスパンダ入口エンタルピ	kcal/kg
h_0'	背圧まで断熱膨張したときのエンタルピ	kcal/kg
h_0	背圧における飽和水のエンタルピ	kcal/kg
η_0	ランキンサイクル効率	
η_1	ランキン効率比	
η_i	図示熱効率	
W_0	理論蒸気消費量	kg/P Sh
W_i	実験値蒸気消費量	kg/P Sh
Q_i	熱消費量	kcal/P Sh

試作エキスパンダの原理

Fig.1-1、1-2、1-3 にここで考案したエキスパンダ（ここでは以下エンジンと呼ぶ）部分の概略図を、Fig.2にその弁部分の作動原理を示す。Fig.2 (a) ではピストンに乗った弁Bが低圧で開いたままピストンが上昇するにつれシリンダ側面の吐き出し孔が塞がり、そのために弁Bからの吐き出し量だけになるためにシリンダ内の圧力がわずかに上がる。その結果、シリンダ内の圧力によって弁体Bはピストン上部に塞がったままピストンは上部に移動する。シリンダー側壁に開けら

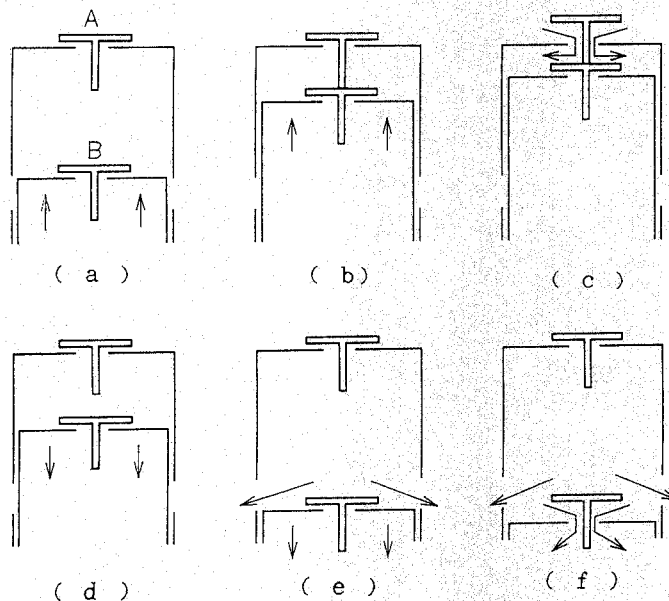


Fig.2 Basic operation of this new valve mechanism

れた吐き出し孔は次第に塞がり、完全に塞がると内部の蒸気は圧縮される (b)。ピストン面が上部の弁軸についたばねに触れ、ばねが次第にピストンによって縮みピストンが上死点に達するについで上部弁体は突き上げられ加熱蒸気が流入する (c)。ピストンは下方に下がり、上部弁が塞がるとピストンの下降に従って蒸気はポリトロピックに膨張する (d)。シリンダー側壁に開いた排

出孔に達すると蒸気の一部はそこから排出されシリンダー内の圧力が下がる (e)。圧力が下がるとピストンの上下の圧力差が少なくなるために、釣合っていたばねが伸び、弁Bが開き残留蒸気が一気に排出される (f)。以上が一サイクル中の機構の原理である。この弁の開閉機構の運動には僅かの仕事しか使わないので小型の機関に適している上に摺動部分がないために摩擦が少ない。

実験装置と測定方法

ここでは、熱源として低温度のソーラエネルギーの利用を目的としていることから、Fig.3の小型のランキンサイクルシステムを取り上げる。Fig.3中に示すように、太陽熱でソーラコレクタで加熱された水は、熱交換器でコイルを介して低沸点流体 (ここでは実験上沸点45度の市販の冷媒を用いたが、将来的には同程度の沸点を持つ代替フロンを前提にする。)、に熱を与え、低沸点で蒸発し、ここで開発されたエキスパンダに入る。ここでの熱落差を機械的動力にとりだす。温度上昇は僅かで、従来の定

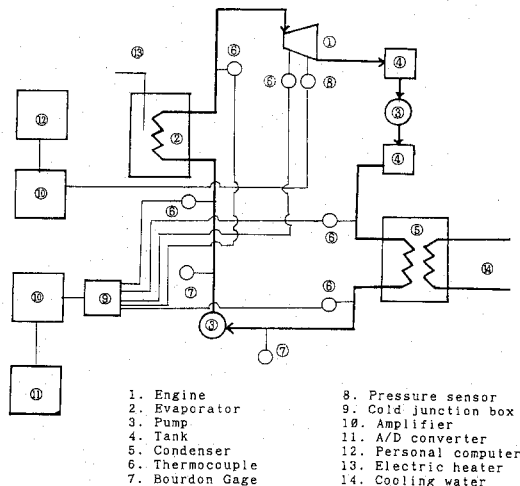


Fig.3 Schematic diagram of experimental apparatus

義に基づくシステムへの入力に対する効率は劣悪だが、無尽蔵にあるソーラエネルギーを入力とする今回の場合には、この効率の値にこだわる必要はない。むしろ利用目的とする家庭用の立場から言えば、いかに出力に対してコンパクトに設計されうるかが重要である。作動流体は仕事をした後背圧の上昇を防ぐためのタンクに自然流下させ、ポンプを介して一旦リザーバタンクに溜めたのちコイルによって冷却する。作動流体は完全に液化された後再びポンプによって加圧して加熱コイルに循環した。シリンダ内の圧力は歪計式のエンジン指圧計で、温度は熱電対を用い、サーマルアレイコーダからコンピュータに取り込んだ。これらの供試エキスパンダと測定したシステムの概略の写真をphoto.1とphoto.2に示す。

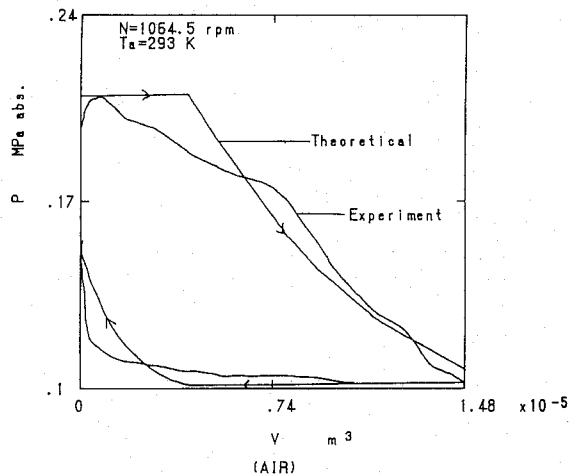


Fig.4-1 Pressure-volume diagram of engine in air operation

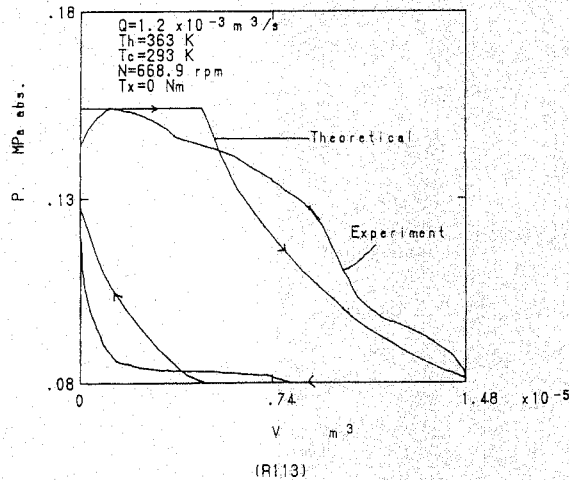


Fig.4-2. Pressure-volume diagram of engine in coolant operation

実験結果

ここで、試作したエキスパンダについて、凝縮しない完全な気体成分のみの作動流体の場合の指圧線図を求めるために、予め空気をコンプレッサによって強制的に運転した場合のP-V線図をFig. 4-1、設計理想P-V線図を同図中に、また低沸点作動流体として、とりあえずここではR-113を使用（もしくは同程度の沸点の代替冷媒か、アンモニア水の使用を想定している）した場合の運転時の指圧線図をFig. 4-2に、さらに同図中に設計理想P-V線図を示す（ただし、ここでは体積Vは、ピストンの上死点を0としている）。ピストンの上昇につれて排気が二箇所から一箇所になるための本装置独特の僅かの馬力の欠損が見られる。本装置の場合は供給圧と背圧差が僅か80kPaでも滑らかに回転が可能であった。冷媒R-113を使用した場合、膨張最後まで加熱状態のため、空気の場合同様の特性を示す。設計した理想サイクルと実験とのP-V指圧線図が違うのは、Fig. 1-2中の吸気バルブの上のばねのばね定数が小さいためと判断される。このばねが弱いと、ピストンによってプッシュロッドの下降についていけずバルブが閉じるのが遅れその間フロン蒸気が流入され、Fig. 4-1、4-2のように中膨らみの形状になると考えられる。ここで、上のばね定数 $k = 564 \text{ N/m}$ 、バルブaのばねの加重 $F = 0.0196 \text{ N}$ 、 $\omega = (K/M)^{0.5} = 169 \text{ rad/s}$ から周期 $T = 2\pi / 169 \text{ s} = 0.03 \text{ s}$ となり下降の所要時間までにばねが降りない時間を計算すると、相当回転数はほぼ1100rpmとなる。これ以上になると、排気状態になり、吸気弁が閉じず吹き抜けの状態となり、安定した回転とならないことが見積られる。以上の2つの回転数の範囲は実験値の回転数範囲とほぼ一致し、これを越えると異常運転となり、安定した回転が得られなかった。これらのことからばね定数、弁体の質量の設定が重要な設計因子となる。

ところで、ここで取り扱うランキンサイクル効率は

$$\eta_o = (h_1 - h_0) / (h_1 - h_0') \dots \dots \dots (2.1)$$

ここで h_1 : 初蒸気のエンタルピ kcal/kg, h_0 : 排圧までの断熱膨張したときのエンタルピ、 h_0' : 排圧における飽和水のエンタルピとする。上式の分子は取り出す熱落差とする。このサイクルの蒸気消費量 W_o kg/PShは

$$W_0 = 632 / (h_1 - h_0) \dots \dots \dots (2.2)$$

この W_0 を実測値の実際の機関では蒸気1kg当たりえられる仕事 L Nm/kgは常に $h_1 - h_0$ より小さい。

$$\eta_i = \{AL / (h_1 - h_0)\} \dots \dots \dots (2.3)$$

を蒸気効率比、 W_i kg/PS hを実際の機関の図示馬力当たりの蒸気消費量とすれば

$$\eta_i = W_0 / W_i = 632 / (h_1 - h_0) W_i \dots \dots (2,4)$$

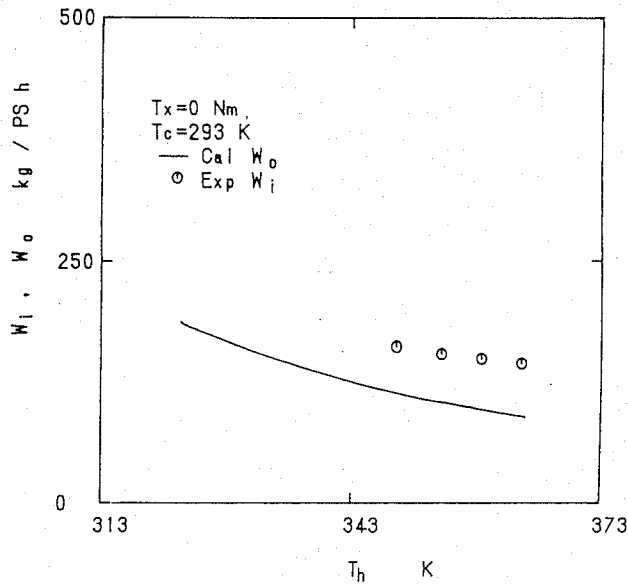


Fig.5 Comparison of calculated and experimental steam consumption value

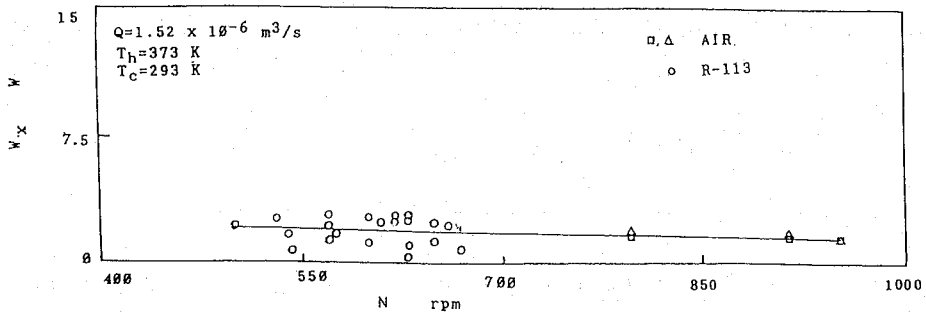


Fig.6 Engine brakepower

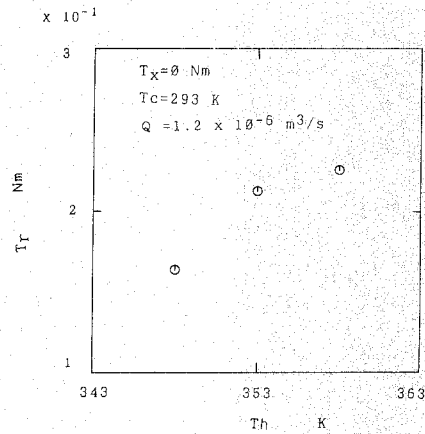
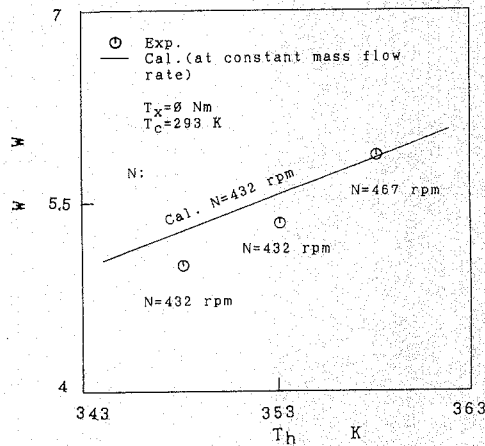


Fig.7 Engine torque at different inlet temperature of heat exchanger



(R 113)

Fig.8 Comparison between indicated power W and ideal power from adiabatic expansion

この W_0 を実測値の W_i との比較をFig.5に示す。両者はほぼ近い値が得られた。Fig.6,7には各加熱温度の違いによる軸トルクを、Fig.8には断熱仕事の計算値と図示出力との比較を示す。ほぼ設計値に近い値を示す。ほぼ所定の性能が発揮されていると言える。機関の効率 η_{ith} および熱消費量 Q_i kcal/PS h は

$$\eta_{ith} = \eta_i \cdot \eta_0 = 632 / \{(h_{i1} - h_0') W_i\} \dots (2,5)$$

$$Q_i = W_i (h_i - h_0) = 632 / \eta_{ith} \dots (2,6)$$

以上、 η_{ith} , Q_i について実測値をFig. 9, 10, 11に示す。また、これらの値は従来の単式蒸気機関のランキン効率比、図示熱効率と比較するとほぼ近い値の性能となっている。

Fig.12 は供試エンジンに送り込む冷媒の実測流量と図示出力の関係である。これより $Q=1.5 \cdot$

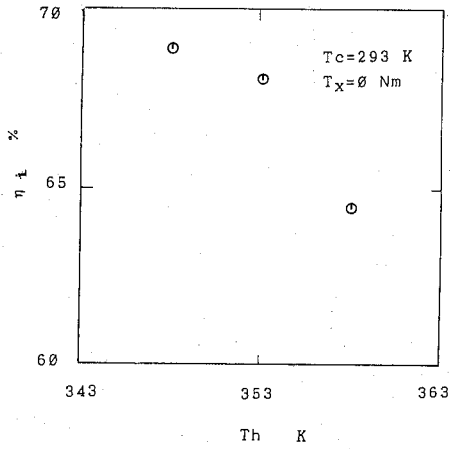


Fig.9 Vapour efficiency ratio η_v at different inlet temperature T_h of heat exchanger

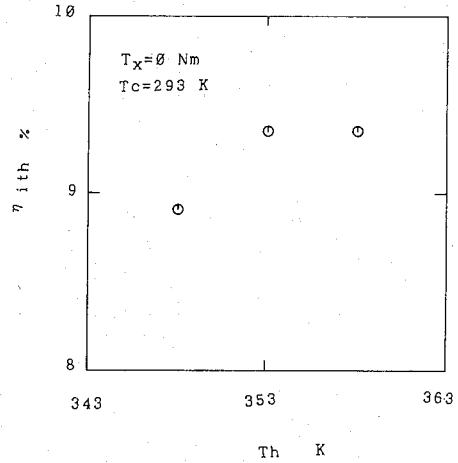


Fig.10 Efficiency at different inlet temperature T_h of heat exchanger

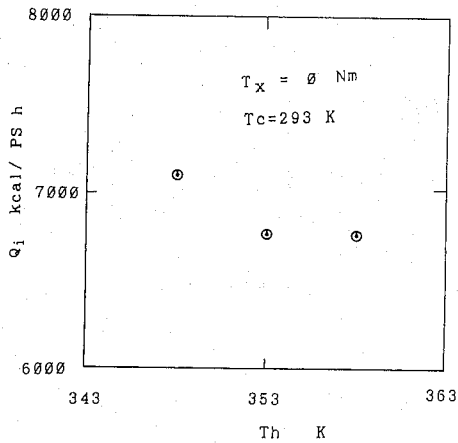


Fig.11 Experimental heat consumption value at different inlet temperature of heat exchanger

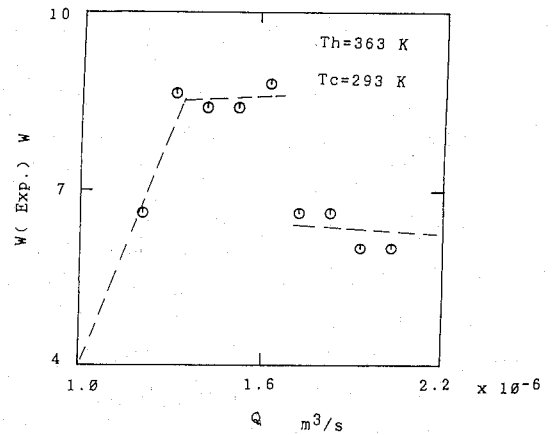


Fig.12 Engine power at different pump flow rate

10⁻⁶ m³/Sのあたり以上では蒸発ガスが不足して、液相のままエンジンを吹き抜いていることが推測される。この限界値を向上させるには、熱交換器の容量を上げる必要がある。以上の実験結果から、ここで開発した特殊構造のエンジンをもとにスケールアップをはかれば、個人家屋の屋根面積程度の受光量で常温に近い低温度でも家庭用としての小規模な動力用として有効かつ簡便な動力源が確保されることが予想される。Fig.13には、ボアを300mm, ストローク200mm 他の条件は本実験値を使ったスケールアップの場合のP-V線図とその出力の見積り例を示す。この程度の出力量ならば、個人家屋の屋根面積程度でも十分熱量は確保される⁽²⁾⁻⁽⁵⁾。

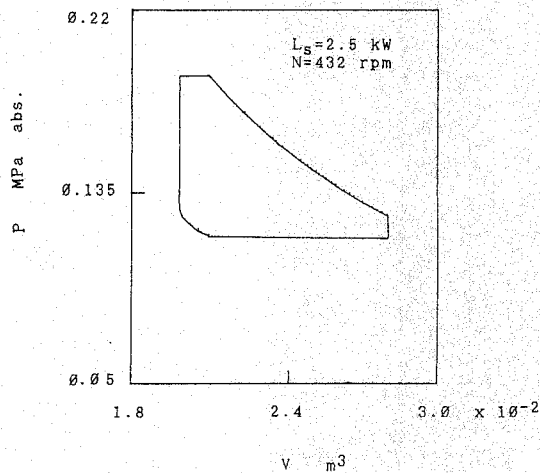


Fig.13 Large scale estimation of theoretical indicated power (Bore 300mm, stroke 200mm)

結 論

太陽熱を利用した低温度差で作動するエンジンを考案試作し、その特性を検討して、その有用性を確かめ以下の諸点を明らかにした。すなわち

- 1 理想設計サイクルに近い図示サイクルを示す。しかし高速になると弁の弁座に対する追従性から吹き抜けが発生し回転数に使用範囲が存在する。これを解決するためには、上下弁体を押しばねの設計指針についての研究が必要である。
- 2 ここで考案したいわゆるユニフロータイプのエキスパンダの弁機構は極めてスムーズな作動を示す。
- 3 熱効率は低いものの、蒸気効率はよく、断熱熱落差はほとんど図示馬力また軸動力に変換され、スケールアップされた実用機の場合には、さらに放熱損失が減少するから出力の増加が予想され個人用動力源として有望である。

本研究に対しまして、高知大学農学部生産環境工学科山崎堯右教授、近森邦英教授から格別の助言や、実験指導を賜りました。さらに、株式会社山崎技研の山崎道生、中嶋豊明両氏には実験装置の設計製作上、多大な盡力を賜りました。ここに深甚の謝意を申し上げます。

Keywords: Natural Energy, Expander, Rankine Cycle, Solar Energy

文 献

- 1) S. Okayama, A..M.I. Figueroa , S. Kamiyama and T. Yamasaki : Development of A New Type of Water Pump Driven by Liquid-Piston Stirling Engine for Irrigation Application, Proceedings of The 1st International Conference on New Energy Systems and Conversions, 411-416, (1993-6).

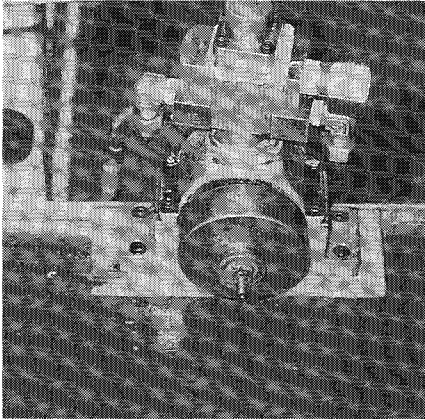


Photo. 1 Tested Engine

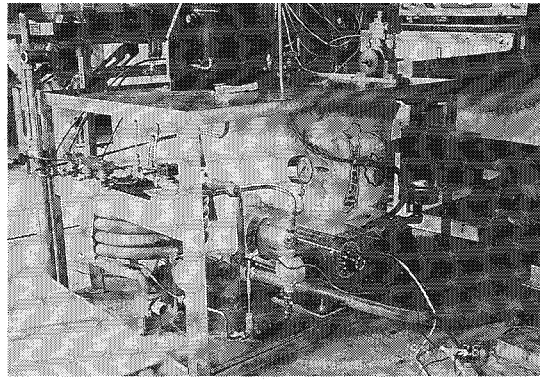


Photo. 2 Experimental Rankine system

- 2) 紙井泰典・近森邦英：地域別日射量分布に関する研究 (1) 一月量日射量の回帰分析－、高知大学学術研究報告、自然科学、第34巻、195-224、(1985)。
- 3) 紙井泰典・近森邦英：地域別日射量分布に関する研究 (2)、同上、一日量日時回帰分析－、225-252、(1985)。
- 4) 紙井泰典・近森邦英：地域別日射量分布に関する研究 (5) 一時刻別に日射率・雲量等による時間量分布・直達日射量の推定－、高知大学学術研究報告、自然科学、第37巻、123-147、(1988)。
- 5) 紙井泰典・近森邦英：地域別日射量分布に関する研究(6)、一愛媛県の日射量分布－、高知大学学術研究報告、自然科学、第41巻、147-167、(1991)。
- 6) Helga Steeg ed. : World Energy Outlook, International Energy Agency, Head of Publication Service of OECD, (1994)。
- 7) Gillett, W.B. and Moon, J. E. : Solar Collectors - Test Methods and Design Guidelines, - Solar Energy R&D in the European Community, Ser.A, Vol.6. D. Reidel Publishing Co. (1985)。

平成7(1995)年9月29日受理

平成7(1995)年12月25日発行

