

低温度差スターリングエンジンを搭載した模型自動車の試作[†]

戸田 富士夫*・磯野 高宏*・中島 克彰*

針谷 安男*・鈴木 道義*

宇都宮大学教育学部*

近年、化石燃料の過度の消費により、温暖化や酸性雨などの地球規模での環境汚染が深刻な問題となっている。また、有限である化石燃料の埋蔵量が著しく減少している反面、エネルギー源として化石燃料に頼っているのが現状である。その中で完全無公害として注目を集めているのがスターリングエンジンである。スターリングエンジンは地熱、太陽熱、温泉熱などの低密度のエネルギーを動力源として運転可能であるため、地球環境に優しいエンジンとすることができる。また、模型スターリングエンジンは、身近にあるエネルギー源を動力として回収することが可能であることから、教材用として開発されている。しかし、高温度差のエンジンが多く、低温度差領域で運転可能な教材用スターリングエンジンの研究例は数少ない。

本論文は、教材用として使用可能な低温度差スターリングエンジンとして、てこクランク機構を採用した低温度差スターリングエンジンを試作し、性能解析を行い、最大軸出力 2.6mW/61rpm を得ることができた。また、エンジンの動力を検証するために、模型自動車に搭載し、運転することに成功した。これにより、約 60mm/min の速度が得られる低温度差スターリングエンジン自動車を製作することができた。

キーワード：外燃機関，低温度差スターリングエンジン，エンジン性能，てこクランク機構，模型自動車

1. はじめに

現在、教育用スターリングエンジンにおいては、高温度差領域で作動するエンジンが多く、低温度差の教育用スターリングエンジンの研究例は少ない。熱源に温水や氷などを使用したエネルギー変換用教育用低温度差スターリングエンジンを具現化できれば、火器類の扱いに不慣れた小学生及び中学生でも安全に学習が可能とな

る。また、エンジン部のみでなく、自動車として動かすことができれば、エネルギーの伝達を目で見て楽しめ、児童・生徒1人1人の興味を引き出すことが可能である。

科学技術創造立国の日本において、子供たちのものづくり離れは深刻な問題となっている。幼い頃からものづくりに親しみ、ものが動く仕組みに興味を持つことは、将来職業意識を高める上で、とても重要なことである。

したがって、本研究では、教材として使用可能な極低温度差スターリングエンジン自動車を

[†] Fujio TODA*, Takahiro ISONO*, Katuaki NAKAJIMA*, Yasuo HARIGAYA* and Michiyoshi SUZUKI*:

* Faculty of Education, Utsunomiya University

製作することを目的とし、そのベースとなる低温度差スターリングエンジン^{1,2)}を試作し、リンク機構及びスターリングエンジン自動車を提案することを主目的とする。また、製作したエンジン及び自動車の性能特性について実験・解析を行う。

2. 試作エンジン

2.1 エンジン構造

試作エンジンの構造を図1に、その仕様を表1に示す。試作エンジンは温水、冷水、氷などの身近にある低熱源、つまり低温度差での運転が可能となるように、また、製作性並びに配置性を考慮して γ 形エンジンを採用する。パワーピストン側のシリンダおよびピストンには一般に市販されている20ccガラス製注射筒($\phi 19\text{mm}$)を、ディスプレイサ軸及び軸シールには、0.5ccガラス製注射筒を使用し、摩擦損失の低減やエンジン内の作動ガス漏れを抑えている。ピストンの動力機構にはてこクラック機構³⁾を採用しているため行程容積を容易に可変できるようになっている。ディスプレイサには軸受けへの負担を小さくするために発泡スチロールを用いて軽量化を図っている。そしてエンジンのフレームには軽量及び剛性を考慮してアルミニウム材を使用している。エンジン全体は軽量化をはかり、各リンク部にはミニチュアベアリングを使用し、摩擦損失の低減を実現している。また、慣性モーメントが大きいフライホイールを用いて、高負荷時のトルク変動を軽減している。

2.2 てこクラック機構

てこクラック機構とは、パワーピストン、ディスプレイサ側のコネクティングロッドと、クラック側のコネクティングロッドをパワーアームを介して接続されており、エンジン後方の支点を軸に揺動運動する構造となっている。本エンジンは自動車に搭載することを目的としている

ために構造が容易である単クラック機構では、コネクティングロッドを長くすれば、側圧が減少するが自動車に搭載したとき、重心が高くなり、不安定になってしまう。また、重心を低くするためコネクティングロッドを短くすると側圧が大きくなってしまふ。その両方を補えるリンク機構は多数存在するが製作の容易性からてこクラック機構を採用している。

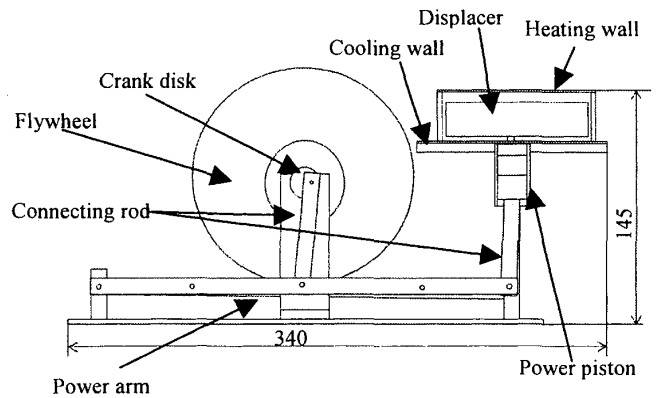


Fig.1 Test engine

Table 1 Specifications of test engine

Engine type	γ type
Displacer piston volume	$57.3 \times 10^{-6} \text{m}^3$ ($\phi 90.0\text{mm} \times 9.0\text{mm}$)
Power piston volume	$4.03 \times 10^{-6} \text{m}^3$ ($\phi 19.0\text{mm} \times 14.2\text{mm}$)
Compression ratio	1.05

3. エンジン性能予測

試作エンジンの最大軸出力 $L_{s\text{max}}$ を予測するため、最大軸出力予測式^{4,5)}を用いて、軸出力の予測を行った。

現在、模型エンジンの最大軸出力予測式は、エンジン内平均圧力 P_m 、圧縮空間行程容積 V_p 、エンジンサイクル周波数 f を用いて、

$$L_{s\text{max}} = 0.064 \cdot P_m \cdot V_p \cdot f \quad (\text{W}) \quad (1)$$

$$L_{s\max} = 0.0185 \cdot (P_m \cdot V_p \cdot f)^2 \text{ (W)} \quad (2)$$

の二つの式が提案されている。

また、式 (1) の使用条件は、

- ① ピストンおよびシリンダにガラス製注射筒を用いること。
- ② 回転部、駆動部にミニチュアベアリングを用いること。
- ③ エンジン内平均圧力が大気圧であること。
- ④ フリーピストン形スターリングエンジンでないこと。
- ⑤ $P_m \cdot V_p \cdot f$ の値が 1~40 の範囲内にあること。

となっている。同様に式 (2) では、使用条件が①~④と同じになっている他、

- ⑤ $P_m \cdot V_p \cdot f$ の値が 4 以下のとき。

となっている。

ここで、本エンジンの $P_m \cdot V_p \cdot f$ の値を調べてみると、0.77 と算出された。

これは、式 (1) の使用条件の⑤の値に含まれていないが、式 (2) との比較及び今後エンジンを改良する場合の性能向上の可能性を含めて、比較検討することとした。

よって、式 (1) 及び (2) 式を用いて本エンジンの最大軸出力 $L_{s\max}$ を求めると、

式 (1) より、

$$\begin{aligned} L_{s\max} &= 0.064 \cdot P_m \cdot V_p \cdot f \\ &= 0.029 \text{ (W)} \end{aligned} \quad (3)$$

式 (2) より

$$\begin{aligned} L_{s\max} &= 0.0185 \cdot (P_m \cdot V_p \cdot f)^2 \\ &= 0.0039 \text{ (W)} \end{aligned} \quad (4)$$

と予測することができる。

4. 実験方法

4.1 天秤型トルク計

測定装置系統を図 2 に示す。簡易的に微小な出力を計る軸出力測定法として、天秤型トルク計⁵⁾がある。本測定器は、上皿天秤を利用して、天秤のアームの途中に伝達ロープを設置し、その張力を可変させる機構を取り付けている。エンジンの回転方向と逆側の皿に分銅を乗せ、伝達ロープの締め具合によりエンジンに負荷を加えることによりトルクを算出する。

したがって、トルク T は

$$T = Gw \cdot L \cdot 9.8 \text{ (N}\cdot\text{m)} \quad (5)$$

と表される。

ただし、 Gw : 分銅の質量、 L : 天秤のアームの長さである。

軸出力はエンジン回転数 N (rpm) を用いれば、

$$L_s = \frac{2\pi}{60} \cdot N \cdot T \text{ (W)} \quad (6)$$

として算出される。

また、分銅の重さを変えることによって、エンジンにかかる負荷も変化する。したがって、各回転数ごとのトルクと共に軸出力が算定される。この測定器を用いて本試作スターリングエンジンの軸出力測定を行う。

4.2 エンジン内部圧力測定

測定装置系統を図 2 に示す。エンジン内圧力は、エンジンに取り付けた、圧力変換器により感知し、動ひずみ計によって増幅させた電圧変化を、A-D 変換ボードを介してパーソナルコンピュータに入力し圧力に変換している。

4.3 ガス温度測定

ディスプレイサイリンド内部に K 熱電対 (クロメル・アルメル、線径 0.3mm) を低温側の中心及び高温側の中心に配置し、計 2 点の温度測定を行う。温度測定は熱電対対応のデジタル温度計を使用する。

また、作動ガスの高温側温度及び低温側温度

を一定に保つ必要があるため、高温側にはプレートヒータを用い、加熱量はスライダックで調整している。また、低温側の冷却には自然空冷を採用している。これにより、高温側ガス温度は、自由に電氣的に温度調整が可能になるようにしている。

4.4 TDC パルスの測定

エンジン内部圧力測定は、1 サイクルの圧力変化を必要とするため、パワーピストンのコネクティングロッドに設置されているフォトセンサを介し、パーソナルコンピュータに入力し、TDC パルスを用いて1サイクルを検出している。

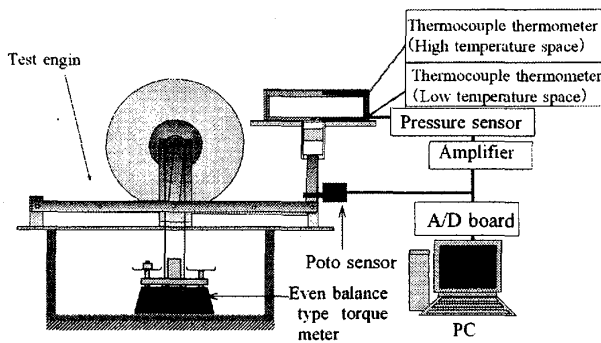


Fig.2 Measuring system

5. 実験結果および考察

式 (1)、式 (2) で求めた試作エンジンの最大軸出力の予測値と、試作エンジンの実測値を比較するために、天秤型トルク計を用いた実験を行う。その実験条件を表 2 に、実験結果を図 3 に示す。縦軸は、軸出力 L_a (W)、横軸はエンジン回転数 N (rpm) である。試作エンジンの測定結果は、回転数が 61 (rpm) の時に最大軸出力 0.0026 (W) が得られた。この時の温度比は 0.93 である。

ここで、式 (1)、式 (2) 式で求めた予測値と比較してみると、まず、式 (1) とでは最大軸出力に 10 倍以上の違いが認められる。これは、試作エンジンの $P_m \cdot V_p \cdot f$ が⑤に該当しないためである。式 (2) との比較の結果、誤差が 1m

W 程度となっている。したがって、 $P_m \cdot V_p \cdot f$ の値が極小の範囲内にあるときは、使用条件に示されているように、式 (2) を用いて予測する事が妥当である事を示唆している。そして、 $P_m \cdot V_p \cdot f$ の値が範囲外にあるときには、予測した結果は実測値と大きく異なることがわかる。また、式 (2) で予測した値と実測値で、1mW 程度の誤差が生じているのは各リンク部での機械損失の影響が大きいとと考えられる。

本試作エンジンの機械損失を算出するため、 $p-v$ 線図を作成し、図示仕事を数値積分によって算出した。その $p-v$ 線図を図 4 に示す。縦軸はエンジン内圧力 p (kPa)、横軸はエンジン内容積 v (m^3) である。 $p-v$ 線図より算出された図示仕事より、図示出力を求めると、0.0076 (W) を得ることができる。しかし、実験では、最高軸出力の時の圧力データが得られなかったため、0.0021/61 (W/rpm) のときの値である。したがって、図示出力と軸出力の比、つまり機械効率を求めると 0.28 となり、72%もの出力を揺動部及び回転部の摩擦によって機械損失として失われていることがわかる。これは、パワーアーム及びコネクティングロッドの接触抵抗及び注射筒などでの摩擦が原因であると考えられる。したがって、これらの損失を低減するには、パワー

Table 2 Experimental conditions

High temperature	56°C
Low temperature	36°C
Temperatures fluctuate	20°C
Difference temperatures	0.93
Heat method	Plate heater
Cool method	Air cooling
Phase angle	90deg
Working gas	Air
Average pressure	Atmospheric pressure

アーム及びコネクティングロッド等のさらなる加工精度の向上，注射筒などの摩擦損失の低減が必要である。

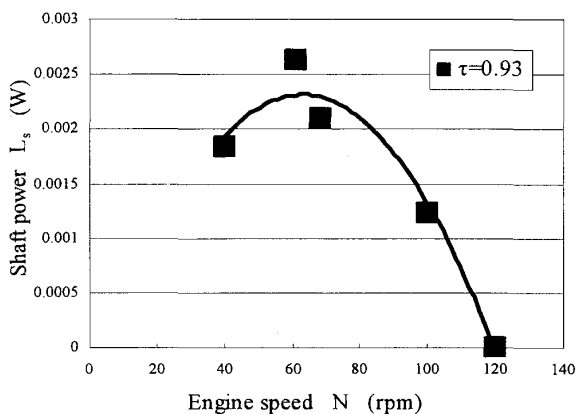


Fig.3 Test engine performance

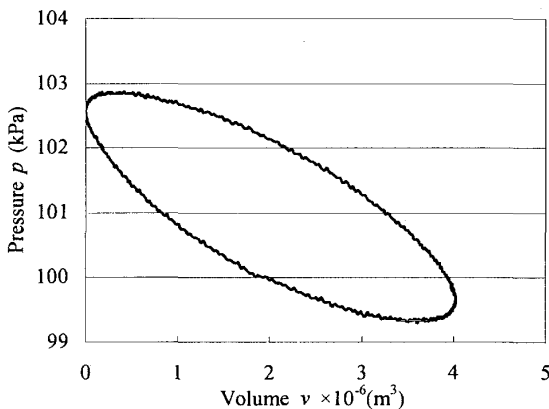


Fig.4 p-v diagram

6. 試作エンジン自動車

試作エンジン自動車の構造を図5に示す。試作エンジンに車輪，ギア，チェーンを配置して試

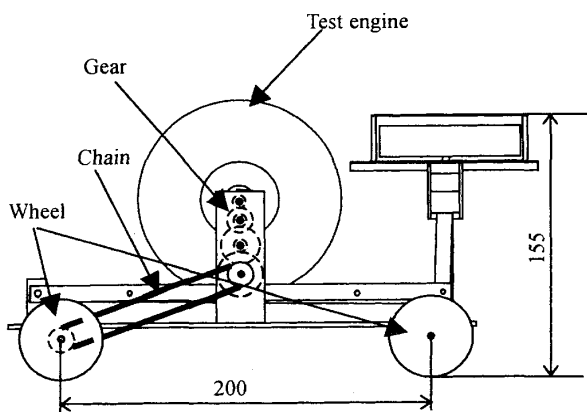


Fig.5 Test engine car

作エンジン自動車とした。ギア，チェーンを利用した機構を採用した理由は，車輪とギアボックスが比較的遠いためであり，ギアで連結するよりも機械損失が小さくなると思ったからである。パワーピストン側クランクディスクの外側に2本の支柱を立て，ギアボックスとしている。ギアボックス内には4枚の減速ギアを配置し，減速比を60:1としている。この理由は，最高軸出力時に対応する回転数とするためである。また，動力はフライホイールのクランクシャフトを延長し，ギアに伝わるように構成している。フライホイールが回転するとギアも連動して作動するようになっている。また，最低速ギアの外側にチェーンギアを取り付け，駆動輪にも同様にチェーンギアを配し，チェーンを介し，動力が車輪に伝達するようにしている。各軸にはミニチュアベアリングを多用し，摩擦の軽減を図っている。ギアボックス，車輪軸受けにはアルミ材を多用し軽量化を図っている。また，車輪には簡易的にφ20mmのプーリーを使用している。

7. 試作エンジン自動車の走行試験

7.1 高熱源

試作エンジン自動車には高温側熱源に温水を用いた。作動ガスへの熱伝導を，かつ，学校現場

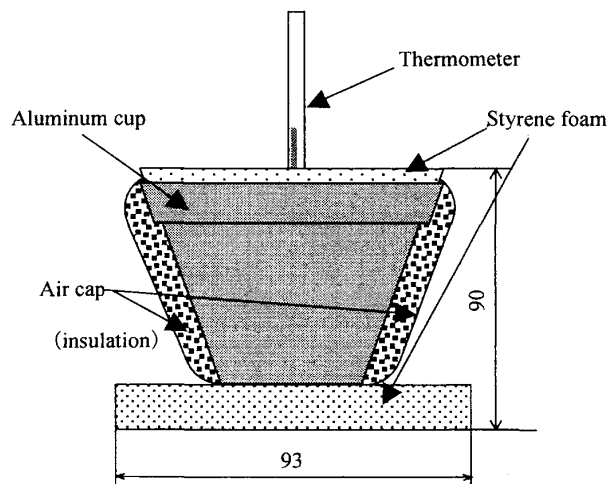


Fig.6 Insulated experiment device

で容易に入手可能という点を考慮してアルミニウム容器を使用する。しかし、エンジンに供給される以外の放熱が激しいため、放熱を低減させるため断熱材を用いた断熱効果の実験を行う。

実験装置を図6に示す。断熱材として、発泡スチロール及び緩衝用エアークャップを使用する。アルミニウム容器にエアークャップを巻き、上面は発泡スチロールで栓をして断熱材とする。その容器を、発泡スチロール板に乗せ、30分間の温度降下を測定し、5分おきにデータの採取をする。また、同じ条件で、断熱材を付けないアルミニウム容器でも同様の実験を行い、比較検討する。

7.2 走行試験方法

試作エンジン自動車の速度を調べるため、走行試験を行う。熱源を搭載した試作エンジン自動車を走らせ、毎分ごとの走行距離を測定し、速度を求める。また、スタート時から停止時までの総走行距離、総所要時間を測定し平均速度を求める。

7.3 実験結果および考察

まず断熱実験の実験条件を表3に、実験結果を図7に示す。実験条件は、室温20°C、お湯100g、開始温度70°Cである。30分間の測定を行い、5分おきに計測した結果、断熱材が無い方では、30分後には開始温度から約40°C近く下降していることがわかる。しかし、断熱材を使用した方では、30分後の温度でも、開始温度と比べ、約20°C下降している。断熱材を使用したにもかかわらず、温度降下が見られたのは、断熱材として使用した緩衝用エアークャップ内に含まれる空気を加熱するのに温水の熱量が使用されたためであると考えられる。断熱材の有無で比較すると、30分後には温度降下が約2倍違う結果となった。したがって、簡易的ではあるが、発泡スチロール、緩衝用エアークャップを使用しただけでも断熱作用はあると言える。

次に、走行実験の実験条件を表4に、実験結果を図8示す。1回目の走行実験の結果、平均速度は66.4 (mm/min) を得ることができた。また、高温側熱源の温度が比較的高いにもかかわらずエンジンが停止してしまったのは、試作エ

Table 3 Experimental conditions

	No insulation	Using insulation
Heat source Volume	100g	
Beginning Temperature	75°C	
Room Temperature	20°C	

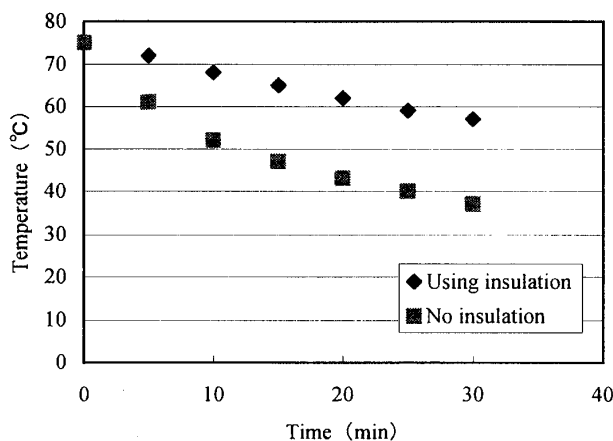


Fig.7 Insulation heat test

ンジン自動車の出力は微弱なため、機械損失などの影響を受けやすいためだと考えられる。2回目の走行実験では、平均速度は、63.3 (mm/min) を、3回目の実験では59.0 (mm/min) となった。速度が安定していない理由としては、走行面での表面荒さや、チェーン及びギアなどによる損失などが考えられる。図8より、時間の経過とともに試作エンジンスピードは上昇し、その後下降していく傾向にあることがわかる。これは、熱源を搭載し、高温部を加熱した直後には低温側温度は低く、大きい温度差が得られたため車速は大きくなったと考えられる。しかし、時間の経過とともに、低温側温度も暖まっ

てしまい、温度差が小さくなり、車速が減速したためであると考えられる。

ここで、試作エンジンの駆動機構部での機械効率と車速との関係を簡易的に推測してみる。車速と駆動機構部での機械効率の関係は、簡易的に次式で与えられる。

$$L_{s \max} \cdot \eta_m = R \cdot v \quad (7)$$

ここで、 $L_{s \max}$: 試作エンジンの最大軸出力 (W), η_m : 駆動機構部での機械効率, R : 転がり摩擦抵抗 (N), v : 速度 (m/s) である。

また、転がり摩擦抵抗 R は

$$R = W \cdot g \cdot \sin \theta \quad (8)$$

として算出できる。 W : エンジン質量 (kg), g : 重力加速度 (m/s^2), θ : 傾斜台を傾け試作エンジン自動車動き出す角度 (deg) である。

試作エンジン自動車では、それぞれ、 $L_{s \max} : 0.0026$ (W), $W : 1.47$ (kg), $\theta : 1.42$ (deg) と測定されている。

したがって、駆動機構部での機械効率を求めると、

式 (7)、式 (8) より、

$$\begin{aligned} \eta_m &= \frac{R \cdot v}{L_{s \max}} \\ &= \frac{W \cdot \sin \theta \cdot v}{L_{s \max}} \end{aligned} \quad (9)$$

となり、試作エンジンでは

$$\eta_m = 0.13$$

と求められる。

したがって試作エンジンの駆動機構部での機械効率は 13% となっていることがわかる。

ここで、試作エンジン自動車の質量を 0.1kg, 0.5kg, 1kg, 1.47kg (試作エンジン自動車の質量), 1.5kg と変化させた場合の速度を機械効率との関係の計算結果を図 9 に示す。この図から、

車速を大きくするには、自動車の質量を小さくしていくこと、また、駆動機構部での機械効率を上げていくことがわかる。試作エンジンでは、質量 1.47 (kg)、機械効率 13% であったため、自動車の質量及び機械効率でもまだ改良の余地が残っている。しかし、試作エンジン自動車の出力では、自動車の質量を 0.1kg まで軽量化し、駆動機構部での機械効率を 0.9 まで改良しても、最高速で 0.1 (m/s) までしか得られないことがわかる。したがって、試作エンジン自動車の速度を大きくするには、自動車の質量、駆動機構部での機械効率以外に、エンジンも改良し、出力を大きくしていく必要があるものと考えられる。

Table 4 Experimental conditions

	The first trial	The second trial	The third trial
Heat source Volume	100g		
Beginning Temperature	77°C		
Room Temperature	16°C		

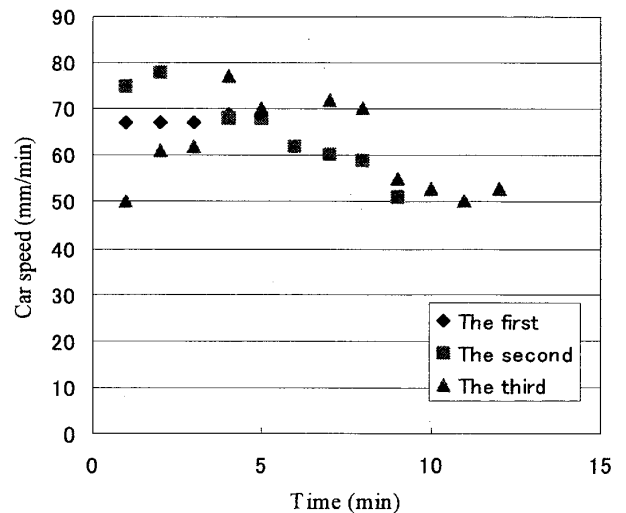


Fig.8 Driving test

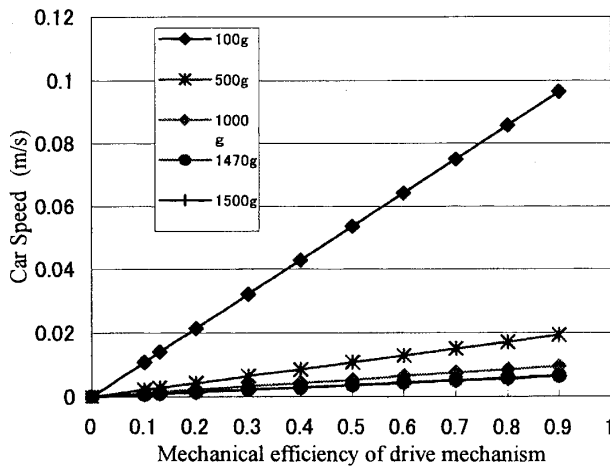


Fig.9 Relation between car speed and mechanical efficiency

8. おわりに

本研究において、低温度差スターリングエンジンを試作し、それを搭載した低温度差スターリングエンジン自動車の製作を行った結果、次のことが明らかになった。

- (1)低温度差スターリングエンジンを試作し、運転走行できるエンジン自動車を製作することができた。
- (2)試作エンジンのエンジン性能を予測することができ、最大軸出力 2.6mW/61rpm を得ることができた。
- (3)エンジンの機械損失は 72%とかなり大きく、エンジン性能を向上させるためには機械損失の軽減を検討しなくてはいけないことがわかった。
- (4)試作エンジン自動車の最大速度は 66.4mm/min で走行させることができた。
- (5)試作エンジン自動車の駆動機構部での機械効率は約 13%であり、改良の余地があることがわかった。
- (6)車速を大きくするには、エンジン質量、駆動機構部での機械効率の改良の他、エンジン出力の向上も必要であることがわかった。

参考文献

- 1) 岩本昭一他 4 名：模型スターリングエンジン，山海堂，p.14，1997.
- 2) 戸田富士夫：極低温度差スターリングエンジンを搭載した模型自動車の設計・製作，機械学会，第 3 回スターリングサイクルシンポジウム講演論文集，pp.173-174，1999.
- 3) 中川乃信：機械の素，理工学社，p.220，1973.
- 4) 内田剛司他 4 名：教育用スターリングエンジンの開発—性能予測法について—，宇都宮大学教育学部教育実践総合センター紀要第 29 号，pp.191-196，2006.
- 5) 戸田富士夫他 5 名：教育用スターリングエンジンの開発—簡易最大軸出力予測法—，日本産業技術教育学会誌 第 45 巻 第 4 号，p.23，2003.