宮崎大学学術情報リポジトリ
University of Miyazaki Academic Repository

ビームダウン式太陽集光装置のための発電用エンジンの研究

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 宮崎大学工学部 公開日: 2020-06-21 キーワード (Ja): キーワード (En): Solar power generation, Reciprocating engine, Beam-Down Solar Concentrator 作成者: 下別府, 陽平, 友松, 重樹, 長瀬, 慶紀, 河村, 隆介, Shimobeppu, Yohei, Kawamura, Ryuusuke メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10458/5582

ビームダウン式太陽集光装置のための発電用エンジンの研究

下別府　陽平 a)・友松　重樹 b)・長瀬　慶紀 c)・河村　隆介 d)

Study on Power Generation Engine for Beam-Down Solar Concentrator

Yohei SHIMOBEPPU, Shigeki TOMOMATSU, Yoshinori NAGASE, Ryuusuke KAWAMURA

Abstract

The solar thermal power system attracts attention because solar energy is a kind of new energy which does not adversely affect the environment. A steam turbine which is used for the solar thermal power system uses a lot of water. The Sun Belt zone which has high direct solar radiation is suitable for the solar thermal power system. However, these areas correspond with desert zone and water shortage water zone. Accordingly, it is needed to develop an electricity generating system which does not use the water. In order to solve the problem, the authors develop a generator with a reciprocating engine driven by only compressed air. This engine was remodeled from four strokes to two strokes. Valve timing was decided by considering ideal p-V diagram. Intake valve opening period is from TDC to 100 deg. and exhaust valve opening period is from BDC to TDC. During the valve closing period, internal gas expands adiabatically. The engine takes compressed air from a compressor through a surge tank. The maximum supply pressure was 0.7MPa. In the experiment, temperature of intake and exhaust port, cylinder internal pressure was measured. In order to evaluate the performance of the engine, indicated work and various coefficients was calculated. As a result, it is found that the maximum efficiency was approximately 6.6 % under 443 W of load condition. In comparison with the theoretical efficiency, it is very low. Therefore, further development should be done.

Keywords: Solar power generation, Reciprocating engine, Beam-Down Solar Concentrator

1. 緒論

現在、私たちは電力や化石燃料に依存した生活を送っているが、環境問題や原発問題等から再生可能かつ環境に悪影響のない新エネルギを利用した太陽熱発電に注目が高まっている。

太陽熱発電は直達光しか利用できないため、サンベルト地帯と呼ばれる直達日射量の多い地域が適している。しかし、この地域は砂漠地帯や水不足地帯とほぼ重なっており、クリーンな水を精製するにはコストがかかってしまう。そこで砂漠地帯や水不足地帯でも水を使わずに太陽熱発電が行えるように、水を必要としない発電方式が必要になると考えられる。

そこで本研究では、太陽熱発電において未だ用いた例がないレシプロエンジンが、太陽熱発電に適用できるかを検討するために、水を使用しない発電方式として圧縮空気を用いてレシプロエンジンを駆動して発電を試みる。本研究の目的は、小型モデルとして発電機のエンジンをベースに圧縮空気エンジンを設計・製作し、このエンジンを圧縮空気で駆動すること、負荷によって出力と効率がどのように変化するかを調査することである。

a)機械システム工学専攻大学院生
b)機械設計システム工学科助教
c)機械設計システム工学科准教授
d)機械設計システム工学科教授

2. 理論

図 1 に圧縮空気エンジンの理想的なサイクルの p－V 線図を示す。このサイクルは、吸気バルブを開くと 1 から 2 まで等容変化し、2 から 3 まで吸気を行い、3 で吸気バルブを閉じる。その後、3 から 4 まで断熱膨張し、4 で排気バルブを開くと 5 まで等容変化する。最後に、5 から 1 まで排気を行い、1 で排気バルブを閉じる。圧縮空気エンジンは燃焼を行わず、圧縮空気でエンジンを駆動するが。圧縮行程があるとピストンが止まってしまうことが考えられたため、圧縮行程をなくすこととした。このサイクルで 80 cc の発電機のエンジンを参考に出力および効率を算出した [1]。断熱の式やボイル・シャルルの法則等を用いて、理論サイクルにおける各行程の空気の状態を求めた。

次に、エンジンの出力を求めるために 1 行程あたりの仕事 L [J]を次式より求めた。

$$L = \{m_3 \times c_p \times (T_3 - T_4)\} - \{V_1 \times (P_3 - P_4)\} + \{(V_4 - V_1) \times (P_4 - P_1)\} \quad (1)$$

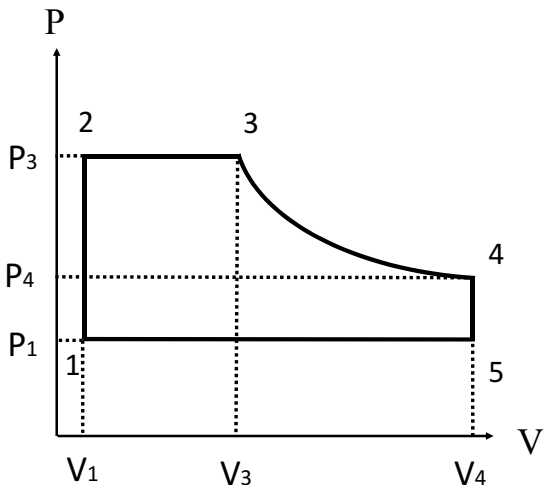


図1　圧縮空気エンジンの理論サイクルのp－V線図.

この機関の出力 W [W]は、回転数 N [rpm]とすると次式で表される。

$$W = L \times \frac{N}{60} \tag{2}$$

最後にエンジンの効率を求めた。エンジンの効率 η_c[%]は次式で求めることが出来る。理論サイクルにおけるエンジンの効率は約 0.37 となった。

$$\eta_c = \frac{L}{Q_{in}} = \frac{\{m_3 c_p (T_3 - T_4)\} - \{V_1 \times (P_3 - P_4)\} + \{(V_4 - V_1) \times (P_4 - P_1)\}}{(m_3 \cdot c_v \cdot T_3 - m_1 \cdot c_v \cdot T_1) + P_2 (V_3 - V_2)} \tag{3}$$

Q_{in}：入力エネルギ [J]
m：空気の質量 [kg]
c_p：定圧比熱 [J/kg・K]
c_v：定容比熱 [J/kg・K]
P：シリンダ内圧力 [Pa]
V：シリンダ容積 [m^3]
T：温度 [K]

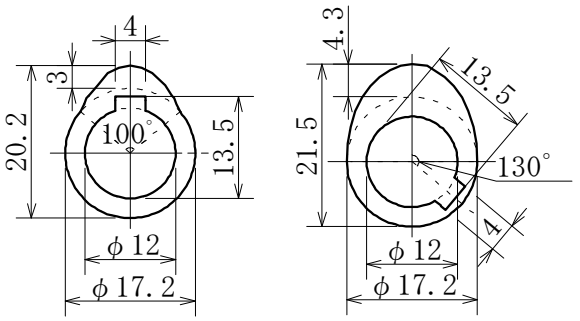
添え字は図1における各行程の数字に対応している。

3. 実験装置および実験方法

3.1 圧縮空気エンジンの製作

4ストロークのガソリンエンジンを2ストロークの圧縮空気エンジンにするために、汎用のエンジン発電機のエンジンのカムシャフトとバルブスプリングの改造を行った。

クランクシャフトとカムシャフトの回転比を1:1にするために、カムシャフトを新しく作り直した。図2にカムの概略図を、図3にカムプロフィールを示す。軸はクランクシャフトのバランスウェイトに干渉しないように軸径を φ12.0 とした。カムは作用角が68°であったが、吸気バルブが開いた直後は吸気されにくいため、吸気



（a）吸気用カム　　（b）排気用カム

図2　吸排気弁用カム.

側のカムは作用角を100°に広げ、カム山の高さを3.0 mmとした。その際、カム全体の大きさが小さくなってしまうため、基準円を直径で1 mm大きくした。一方、排気側のカムはクランク角度180°から360°まで排気を行うので、作用角を180°とした。また、カムの形状はカム山の高さが吸気側で3.0 mm、排気側で4.3 mmとなるようにし、クランク角度10°ごとに基準円からのカム山の高さを次式より求めた。

$$\ell_{in} = -\frac{3}{50^2}(\theta - 50)^2 + 3 \quad (0 \leqq \theta \leqq 100) \tag{4}$$

$$\ell_{ex} = -\frac{4.3}{90^2}\{(\theta - 180) - 90\}^2 + 4.3 \quad (180 \leqq \theta \leqq 360) \tag{5}$$

ℓ_{in}：吸気側の基準円からのカム山の高さ [mm]
ℓ_{ex}：排気側の基準円からのカム山の高さ [mm]
θ：クランク角度 [deg.]

吸気側のカムはクランク角度0°で吸気し始め、50°で基準円からのカム山の高さが3.0 mmとなり、吸気バルブが最も開いている状態となる。そして、クランク角度100°で吸気バルブが閉じて吸気が終了する。一方、排気側のカムはクランク角度180°で排気し始め、270°で基準円からのカム山の高さが4.3 mmとなり、排気バルブが最も開いている状態となる。そして、クランク角度360°で排気バルブが閉じて排気が終了する。

圧縮空気エンジンは一般的なエンジンに比べて吸気する空気の圧力が高く、吸気バルブが圧力によって開く可能性があるため、吸気バルブが吸気圧力に耐えられるかの検討を行った。バルブスプリングはリテーナにより5.9 mmだけ押し縮められて取り付けられているため、バルブスプリングの押す力 F はフックの法則より19.3 Nとなる。吸気の圧力 P を0.7 MPaとすると、空気の押す力 F' は式(6)より157.7 Nとなる。A はバルブの面積[m^2]である。

$$F' = PA \tag{6}$$

吸気バルブが吸気時以外で閉じた状態であるためには、少なくともバルブスプリングの押す力を空気の押す力よりも大きくする必要がある。また、改造に用いたYAMAHAの発電機はコンデンサ補償式[2]という発電方

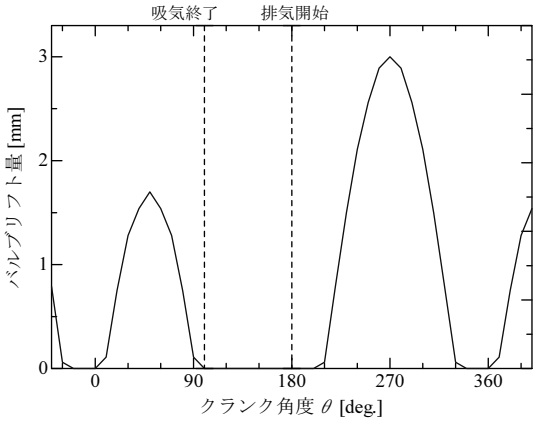


図 3　カムプロフィール.

表 1　バルブスプリングの仕様.

	変更前	変更後
外径(mm)	20.0	20.0
内径(mm)	15.8	15.0
自然長(mm)	26.9	35.0
ばね定数(N/mm)	3.27	14.7

式を採用しており、電圧立ち上がり回転数が高く、回転数が足りないと発電しない仕組みとなっているため、エンジンの回転数を規定の回転数以上にする必要がある。バルブから空気を漏らさず、かつ電圧立ち上がり回転数以上の回転数にするために、バルブスプリングをばね定数の大きいものに変更した。表 1 に変更前後のバルブスプリングの仕様を示す。

3.2 実験装置

コンプレッサから供給される空気は、サージタンクを通り、エンジンに吸気される。この一連の流れの中で、吸気圧力と吸排気温度、回転数を計測した。コンプレッサから送られた圧縮空気の圧力をブルドン管圧力計で測定するが、脈動により正確に読み取ることができないので、ブルドン管圧力計と発電機の間にサージタンクを付けることで脈動を抑えた。サージタンクとエンジンの間のボールバルブにて流量の調整を行った。また、吸排気の温度測定に熱電対を用いたが、それを取り付けるために発電機との間にフランジを取り付けた。

エンジンのシリンダ内の圧力測定にはひずみゲージ式圧力計を用いた。これは弾性変形の変位を電気信号に変換して出力するものだが、この変化は微小であるため、測定の際にはブリッジ回路と電圧増幅器を備えたストレインアンプを組み合わせて使用した。圧力計及びストレインアンプを用いる際には、あらかじめ圧力計検定を行う必要がある。検定の結果、電圧から圧力を求める際に用いる校正係数は 1.5517 MPa/V を用いた。

回転数の測定には、出力軸にスリット付円盤を用いた。この円盤を取り付け、透過型のフォトインタラプタを用いて上死点を測定した。測定した上死点の信号から回転数も測定できるようになっている。

表 2　実験条件.

回転数(rpm)			3000
負荷(W)	0	216	443
サンプリング間隔(μs)			10
サンプリング点数			500000
吸気圧力(MPa)			0.7

3.3 実験方法

まず、コンプレッサから圧縮空気を送り、ブルドン管圧力計で圧力を測りながら、圧力が約 0.7 MPa になるまでサージタンクに空気を溜めた。空気が溜まったら、サージタンクに取り付けたボールバルブを開いて圧縮空気をエンジンに供給し、発電機に取り付けた消費電力計で発電したことを確認した。発電を確認したら、電球を消費電力計につなげて負荷をかけた。その後、ボールバルブで調節しながら、エンジンの回転数を 3000 rpm に合わせ、エンジンの回転数が安定したらデータロガーでの収録を開始して吸気温度、排気温度、エンジンのシリンダ内圧力、上死点を測定した。表 2 に実験条件を示す。回転数は負荷をかけると 4000 rpm を下回ってしまう。また、3000 rpm を下回ると発電しなくなるため、回転数は 3000 rpm で実験を行うこととした。

4. 実験結果および考察

表 3 に実験結果を、図 4 に $p-\theta$ 線図を、図 5 に $p-V$ 線図を示す。図中の左側の破線は吸気バルブが全閉になる位置を示しており、右側の破線は排気バルブが開き始める位置を示している。

図 4 より、吸気開始直後はどの条件でも一度圧力が下がっている。これは、吸気開始直後は空気の通る面積が狭く吸気されにくいため、圧縮空気がシリンダ内を満たすよりも速くピストンが下がり、圧力が下がっていることが考えられる。また、理論サイクルでは、圧力がピークに達すると吸気終了までその圧力を維持するはずだが、図 4 ではピークを維持できず下がってしまっている。これは、吸気側のカムの作用角が 100°であり、半分の 50°を過ぎると吸気バルブは閉じ始め、空気の通る面積が狭くなっていく。また、ピストンはクランク角度が 180°になるまで下がるため、シリンダ容積が増加していき、圧力が下がっていくと考えられる。排気行程において排気終了前に圧力が上がっている。これは、排気バルブが閉じるにつれて空気の通る面積が狭くなり、圧縮されていると考えられる。

図 5 より、負荷が小さくなるにつれて出力も小さくなっていることがわかる。これは、回転数を 3000 rpm に合

表 3　実験結果.

	電球の数(個)		
	0	3	6
吸気温度(K)	286.0	286.8	288.3
排気温度(K)	244.5	237.2	236.8
図示仕事(W)	512.3	655.8	882.1

わせるためにボールバルブの開閉具合で調整を行うが、負荷が小さくなるほどボールバルブを閉めていくことになり、吸気圧力が下がるため、出力が小さくなっていくと考えられる。表 3 に実験結果を示す。

表 3 より、排気温度が吸気温度よりも下がっているが、それだけでは断熱膨張しているかの判断はできない。また、図 5 からも判断は難しい。そこで、吸気終了から排気開始直前まで断熱膨張していると仮定して、その間でいくつか代表の点をとり、その点における圧力とシリンダ容積を式(7)に代入する。

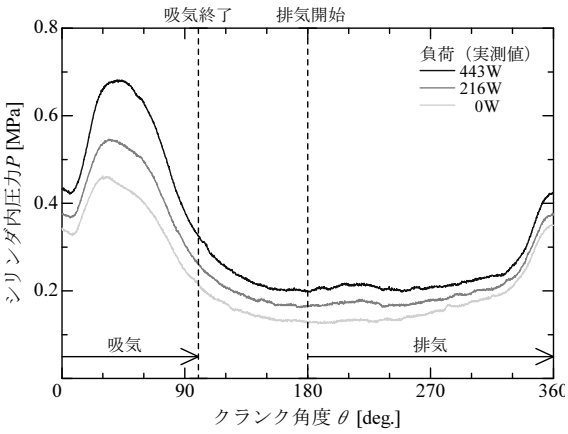


図 4　$p-\theta$ 線図.

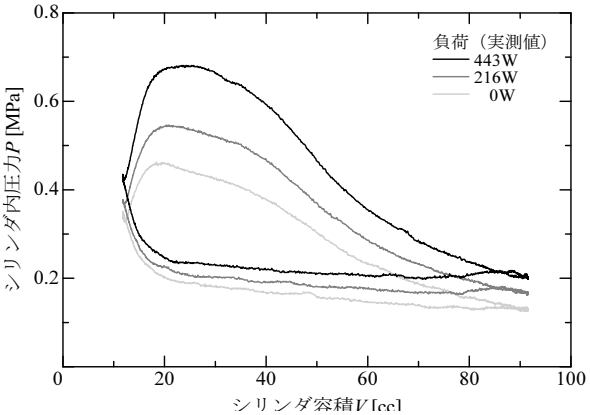


図 5　$p-V$ 線図.

$$P = P'\left(\frac{V'}{V}\right)^{\kappa} \tag{7}$$

P : 代表点でのシリンダ内圧力 [MPa]
P' : 代表点直後のシリンダ内圧力 [MPa]
V : 代表点でのシリンダ容積 [m^3]
V' : 代表点直後のシリンダ容積 [m^3]

断熱の式から求めた圧力と代表の点での圧力との比較を行った。それぞれの値を比較するとほぼ同じ値となったため、吸気終了から排気開始まで断熱膨張していると考えられる。

さらに、蒸気タービンとの比較を行うと、蒸気タービンの発電効率は 20 %程度である [3]。一方、圧縮空気エンジンの理論効率は約 37%であるが，正味効率は 7 %にも満たない。今後、改良を加え、圧縮空気エンジンの効率を向上させない限り、太陽熱発電において蒸気タービンの代わりに圧縮空気エンジンを用いることは難しいと考えられる。

5. 結論

太陽熱発電へのレシプロエンジンの適用の可能性を検討するために、発電機のエンジンをベースに圧縮空気エンジンを製作し、圧縮空気によるエンジン駆動実験を行うことで以下の結論を得た。

1. エンジンの回転数を電圧立ち上がりの規定回転数以上にすることで、圧縮空気エンジンを用いた発電機でも発電できることが分かった。

2. 圧縮空気によるエンジン駆動実験を行ったことにより、負荷が小さくなるにつれて出力は小さくなり、効率はあまり変化しないことが分かった。

参考文献

1) 岐美格ほか 2 名、工業熱力学、森北出版株式会社、p 58、(2001)
2) 深谷光男、ポータブル・ジェネレーター技術の変遷、創立 50 周年記念特集：○○の今昔、p 2、(2005)
3) 大谷尚史ほか 2 名、希ガス MHD 発電機を利用した高温太陽熱発電システムの基礎的検討、p 1、(2009)