

## 出力回生機構付きエアモータの性能解析 Performance Analysis of Air Motor with Power Regenerating System

○吉田幸司<sup>1</sup>

\*Koji Yoshida<sup>1</sup>

Abstract: An air motor was driven by compressed air and air motor with power regenerating system to drive bicycles was developed. The necessary output power to drive bicycle at 30 km/h was measured by the coastdown method and it was 750 W. The ideal air motor cycle could be achieved when the intake valve opening period was short, however output power decreased. The output power increased as the supplied air pressure was increased and intake valve opening period was long, however high pressure air loss was occurred. The air motor had an ordinary air compressor performance, so the energy could be regenerated.

### 1. まえがき

本研究では、二酸化炭素排出削減のために車輛の動力源としてエアモータを提案する<sup>[1]</sup>。エアモータとは、高压空気によって空気圧縮機サイクルを逆作動して出力を得る機関であり、エアモータを逆作動して空気圧縮機とすることで車輛制動時の運動エネルギーを圧縮空気として熱力学的に回生できる。本研究の目的は、自転車用に開発した回生機構付きエアモータの出力及び回生性能を測定し、回生機構付きエアモータが車輛動力源となることを実験的に検証することである。

### 2. 実験装置及び方法

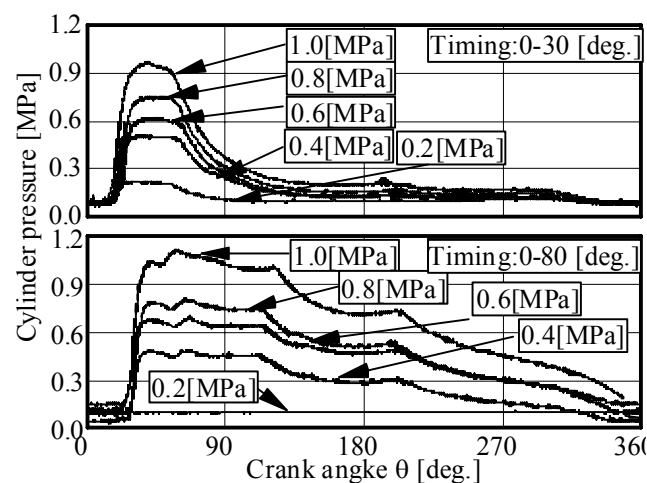
本研究のエアモータは、表 1 に緒元を示した市販の単気筒往復動式空気圧縮機を改造して作成した。エアモータ性能試験では、ボンベに充填された高压空気をレギュレータを介して試験圧力まで減圧し、一定圧力の空気をエアモータに供給した。実験において、供給空気圧力は回転数一定の下 0.6 [MPa]から空気圧縮機の最大吐出圧力である 1.0 [MPa]まで 0.2 [MPa]毎に変化させた。回転数は、ピストンリングが有効に作用する 600 [min.<sup>-1</sup>] から 900 [min.<sup>-1</sup>]まで 100 [min.<sup>-1</sup>]毎に変化させた。吸気バルブ開度は、上死点から 30, 40, 50, 60, 70 及び 80 [deg.ATDC]とした。また、排気バルブ開度は下死点から上死点までとした。最大吸排気バルブリフトは 5 [mm]である。なお、目標車速は 30 [km/h]とした。回生試験では、回転数 600 から 750 [min.<sup>-1</sup>]まで 50 [min.<sup>-1</sup>]毎に、吐出圧力を 100 [kPa]から最大吐出圧力まで 100 [kPa]毎変化させ指圧線図を測定した。

**Table 1.** Specifications of air compressor

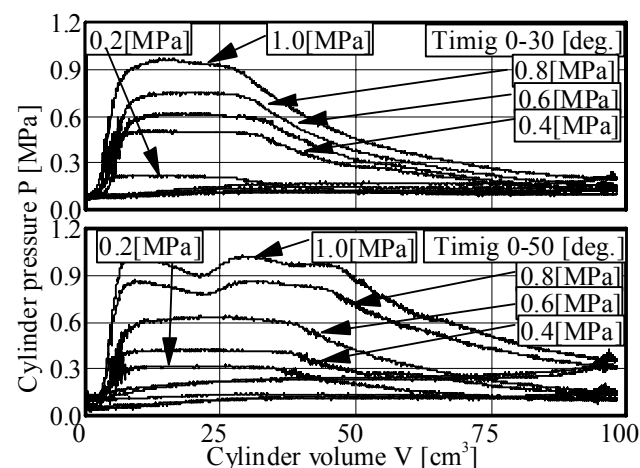
Bore x Stroke [mm]	50x50
Displacement [cm <sup>3</sup> ]	98.1
Revolution [min. <sup>-1</sup> ]	1540
Maximum discharge pressure [MPa]	1.0

### 3. 実験結果および考察

図 1 にエアモータの指圧線図を示す。どの吸気バルブ開度においても、シリンダ内圧力の上昇は上死点から若干遅れる。これは、最大バルブリフト到達までにクランク角度約 18 [deg.]を要するためである。しかし、最大バルブリフトに達するとシリンダ内圧力が急速に上昇し供給圧力に到達し、一定圧力の下で吸気される。供給空気圧力及び吸気バルブ開度の増加によって、膨



**Figure 1.** Indicator diagrams of air motor at 900 [min.<sup>-1</sup>]



**Figure 2.** P-V diagrams of air motor at 900 [min.<sup>-1</sup>]

1 : 日大理工・教員・機械

張行程終了時のシリンダ内圧力が大気圧力よりも高くなり、供給空気損失が生じ、排気行程中も緩やかにシリンダ内圧力が減少するために負の仕事が発生する。しかし、膨張行程は同様なポリトロブ変化である。

図 2 に回転数 900 [min.<sup>-1</sup>]における吸気バルブ開度 30 及び 50 [deg.]の P-V 線図を示す。すきま容積は不明なため 0 とした。吸気バルブ開度 30 [deg.]にて供給空気圧力を 1.0 [MPa]としても、膨張行程終了時のシリンダ内圧力はほぼ大気圧力であり、理想的なエアモータサイクルが実現される。吸気バルブ開度 50 [deg.]の場合、供給空気圧力の増加により、膨張行程終了時のシリンダ内圧力が増加し、供給空気損失は増加する。

図 3 に、エアモータの機関性能を供給空気圧力に対して示す。図示平均有効圧力は、供給空気圧力の増加に従って一様に増加する。吸気バルブ開度 30 [deg.]の図示平均有効圧力は吸気バルブ開度 80 [deg.]よりも低く、エアモータサイクルは理想的であるものの出力は低い。吸気バルブ開度 30 [deg.]場合、回転数の増加に従って若干図示平均有効圧力が増加するのに対し、吸気バルブ開度 80 [deg.]の場合は低回転数時に図示平均有効圧力が高い。これは、排気行程時の高シリンダ内圧力による損失のためと考えられる。正味軸出力は、カム駆動のための摩擦損失によって、低供給吸気圧力の場合に負となる。正味軸出力は供給空気圧力の増加に従って増加し、吸気バルブ開度 80 [deg.]の場合、低

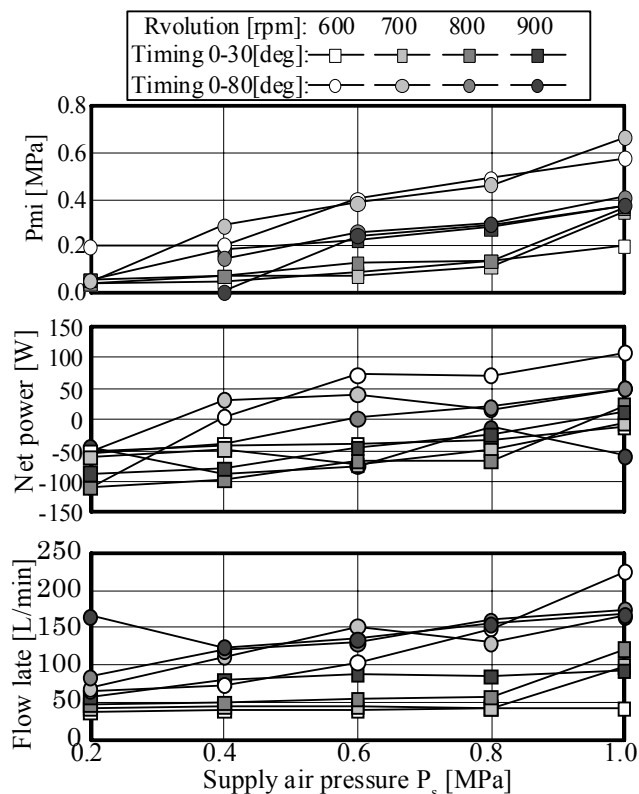


Figure 3. Performance of air motor

回転数において図示平均有効圧力が高いために増加する。しかし、最大正味軸出力は 100 [W]程度であり、摩擦損失の低減が必要である。供給空気流量は、吸気バルブ開度 80 [deg.]の場合に吸気バルブ開度 30 [deg.]よりも高く、高回転において若干増加する。

図 4 に空気圧縮機として作動させた再生試験結果を示す。回転数 700 [min.<sup>-1</sup>]において吐出圧力を変化させた場合の P-V 線図を示す。圧縮空気の吐出期間は、吐出圧力の増加に従って減少する。図示平均有効圧力は吐出圧力に対して示し、図示平均有効圧力は回転数に無関係に吐出圧力の増加に従って線形に増加する。これらは、一般的な空気圧縮機の性能であり、本エアモータは空気圧縮機として作動し、自転車制動時に運動エネルギーを回生することが可能である。

#### 4. 結論

1. 吸気バルブ開度が小さい場合、理想的なエアモータサイクルが実現できるものの出力が小さく、供給空気圧力増加または吸気バルブ開度増加により膨張行程終了時圧力が大気圧力以上となり損失が生じる。
2. 吸気バルブ開度が小さい場合、回転数増加により出力が増加し、大きい場合は低回転で高出力となる。
3. 本エアモータは一般的な空気圧縮機の性能を有し、運動エネルギーを回生することが可能である。

#### 5. 参考文献

[1] Asako Sato et al., SAE Paper 2011-32-0615, 2011

#### 謝辞

本研究は、財団法人 JKA の支援を受け実施した。

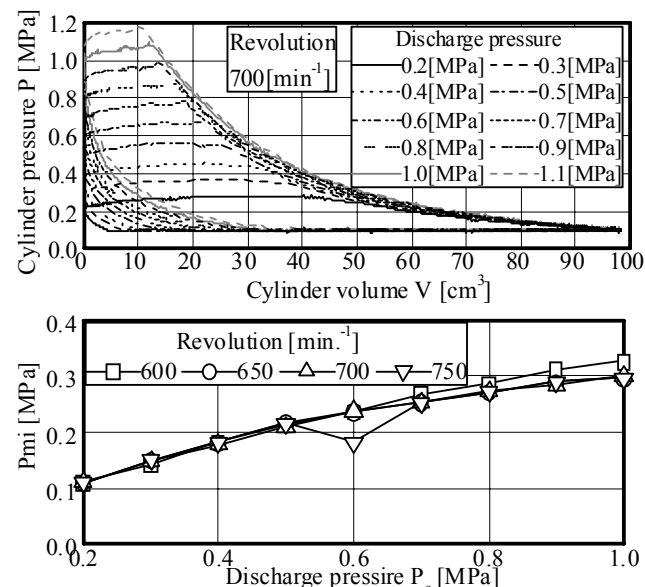


Figure 4. Performance of air compressor