

ヒートパイプエンジンの開発的研究

小林 康德

(1982年1月6日受理)

A Concept of Heat Pipe Engine

By

Yasunori KOBAYASHI

Abstract: A concept of "heat pipe engine" in line with the extended application of heat pipe principle is presented, and is demonstrated the feasibility of this engine at low temperature ranges of about 300°C or less by using the conceptual engine model.

The heart of the idea is to generate a large periodical vapor pressure variation in the heat-pipe-like container, letting the vapor expose to and shut from the cooled condenser wall alternately by means of some mechanical device which we call "thermal shutter". The generated pressure variation will drive the loaded piston located at the one end of the container back and forth, and thus the work is taken out from it.

The preliminary experiment with the use of methanol as working fluid realized the appreciable pressure variation corresponding to the movement of the thermal shutter as large as 0.1 MPa, while the temperature of the evaporator was in the range of about 30 to 50°C and the condenser almost constant of 22°C. A pseudo-periodicity of the pressure variation was also observed when the frequency of the thermal shutter movement was small enough of around 20 seconds per cycle.

概 要

ヒートパイプ原理の応用の一つとして「ヒートパイプエンジン」を提案する。このエンジンは、ヒートパイプ状容器の定常作動状態

* 筑波大学・構造工学系

において何らかの方法によって冷却部を周期的に開閉することにより、管内の蒸気を間歇的に凝縮させて蒸気圧を変動させ、この圧力変動部分を直接仕事として外界に取り出そうとする熱機関である。従って、作動流体の相変化に伴って大きな圧力変動を生じさせることが肝要であるが、適当な作動流体を選択することと、構造上の工夫を加えること、および「熱シャッタ」と呼ばれる冷却部開閉器の働きによってこれを達成しようとするものである。このエンジンの理論サイクルは形式的にはガス機関のオットーサイクルと同じであるが高々 300°C 以下の低温度領域での使用を目的としており、常時気液二相の状態ではエンジンを動作させることを前提としているため、通常の意味での熱的効率は必ずしも良くない。

このエンジンが原理的に動作することを実証するため、エンジンの概念モデルを試作しメチルアルコールを作動流体として予備実験を行なった。結果は熱シャッタの動きに応じて、蒸発部温度が 50°C、冷却部が 22°C 程度の温度領域において、最大約 0.1 MPa の圧力変動が発生した。また、熱シャッタを周期的にゆっくり（1 サイクル 20 秒間位）移動させると、圧力変動も周期性を示すが波形は必ずしも単純でなく再現性もあまり良くない。しかし、これらの事実はエンジンとしての最小限の必要事項を満足するものであり、ヒートパイプエンジンの実現性を暗示している。

1. はじめに

周知のごとく、ヒートパイプの作動原理は密閉容器内に封入された作動流体の蒸発と凝縮に伴う潜熱の授受を利用して効率よく熱量を運ぶことにある。すなわち、ヒートパイプの定常状態では、管内の液体はほぼ一様な温度（従って圧力も）の状態に保たれ、高温側で液体が蒸発する際に液体から奪う潜熱は蒸気によって低温側に運ばれ、その壁面を通して外界に放出されるため低温度差のもとでの熱輸送が可能となる。

ところで、ここに紹介するヒートパイプエンジンとは、ヒートパイプの定常動作状態において低温側を周期的に開閉することにより管内の蒸気圧を変動させ、この圧力変動部分を仕事として外部に取り出す熱機関である。従って、容器内の圧力（温度と言ってもよい）をいかに大きく変動させることが出来るかが性能に直接影響し、ヒートパイプではむしろマイナス要因とみなされるような特性、即ち、潜熱が小さく、また温度変化に対する蒸気圧の変化が大きい流体の方が、このエンジンの性能向上に役立つことになる。いわば非常に熱輸送性能の悪いヒートパイプを逆利用することになるので、この熱機関を表題のように名付けたが実際は低温度蒸気機関の一種といってよいだろう。このようなエンジンを開発する目的は、せいぜい 300°C 以下の低温度領域で効果的に作動する小型エンジンを実現させることにある。このエンジンは熱源と冷却が容易に得られる宇宙空間で利用する場合に特に有利であると思われる。

今回は、このエンジンの基本概念の説明と概念モデルの試作品による動作確認のための実験結果の一部を報告する。

2. エンジン構造の基本概念と動作原理

エンジンの基本的な構成は、図-1(a)に図式的に示すごとく、仕事を外界に取り出すシリンダ部と高圧蒸気を発生させる圧力室とから成り、エンジン全体は密閉容器になっている。圧力室内には適量の作動流体が封入され、熱シャッターと呼ばれる断熱材で出来た上下部の底面のない中空円筒が上下に移動する。圧力室は上半分が低温側（以後、冷却部と呼ぶ）、下半分が高温側（以後、加熱部と呼ぶ）に分かれ、構造的には両者間の熱伝導が最小になるように工夫されている。外部からの熱源により加熱部では常時蒸気を発生させ、一方、冷却部では蒸気を壁面に凝縮・液化させることになるが、前述の熱シャッターの役割は冷却部を周期的に蒸気に曝したり遮へいしたりすることにある。この熱シャッターの運動に費やす仕事は、圧力室内壁とは（理想的には）非接触の状態にあるから、シール部での摩擦をできる限り小さくすることにより極力小さく押えることが可能である。

このエンジンの理想的な動作の順序は、図-1(a)～(f)のようになる。即ち、

(a)では圧力室の熱シャッターが最上限に位置し、冷却部壁は完全に遮へいされた状態にあり、加熱部で発生する高圧蒸気は途中で凝縮することなくシリンダ入口に達する。この時の蒸気の発生および圧力上昇は等容的に行われる。

(b)では高圧蒸気がピストン(シリンダ室内の最下限に位置している)を押し上げ、(a)～(b)間で外界に仕事をする。この仕事は蒸気の断熱膨脹によるものである。

(c)では、熱シャッターが降下し始め、圧力室およびシリンダ内の蒸気が冷却壁面に曝され、蒸気の凝縮が始まる。

(d)では、熱シャッターが最下限に達し、(c)～(d)間で蒸気圧は等容的に低下する。

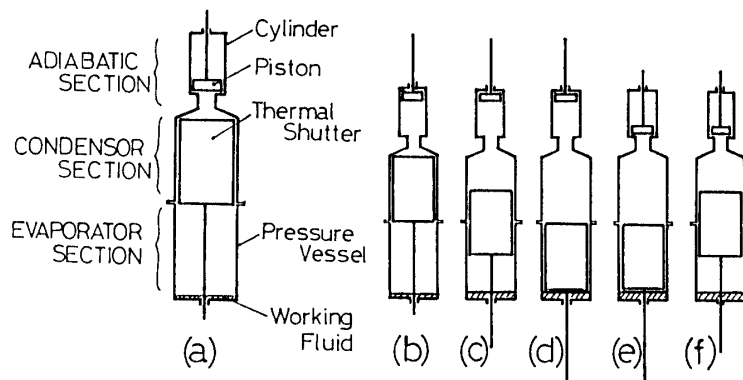


図1 ヒートパイプエンジンの基本構成と動作順序

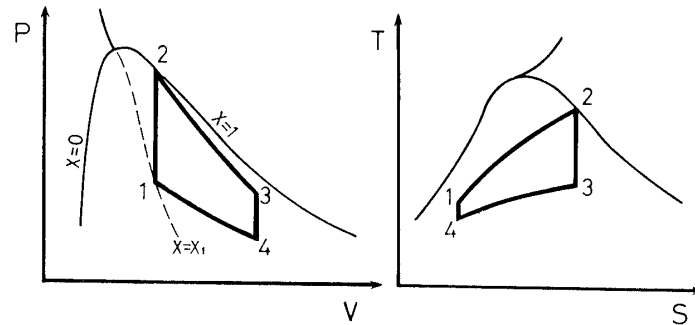


図 2 ヒートパイプエンジンの理論サイクル

(d)–(e)間では、ピストンが降下し、蒸気の圧縮が断熱的に行われる。

(f)では、熱シャッタが上昇して再び冷却部を遮へいし始め、(a)の状態に戻る。という具合にして、エンジンの1サイクルが完了する。

上の説明からも明らかなごとく、このエンジンの理論サイクルは、図-2に示すような2個の等容変化と2個の断熱変化より成りたっており、丁度、ガス機関のオットーサイクルと同じである。しかし、理論効率(η_{th})はもちろん気体の場合と異なり、次のように表わされる。

$$\eta_{th} = 1 - \frac{i_3 - i_4 - p_3(v_{3l} + x_3 v_{3g}) + p_4(v_{4l} + x_4 v_{4g})}{i_2 - i_1 - p_2(v_{2l} + x_2 v_{2g}) + p_1(v_{1l} + x_1 v_{1g})}$$

たゞし、 i, p, v は各々、エンタルピー、圧力、比容積を、添字の1,2,3,4は図-2に示すサイクルの状態を、 g, l は蒸気、液体を表わす。また、 x は蒸気の湿り度(クオリティ)を示すものである。この関係式からも予想されるごとく、このエンジンの理論効率は使用する作動流体によって、また使用する温度範囲によっても大きく異なると思われる。従って、種々の流体についてその利用温度範囲も含めてエンジンの最適動作範囲を検討する必要がある。

ここで注意すべきは、上記理論サイクルにおいて(図-1参照)(a)–(b)、および(d)–(e)間を断熱変化とみなしているが、この部分を等温変化と考えることも可能である、ということである。この場合には上記サイクルはカルノーサイクルと形式上一致し、 η_{th} の表現式も異ってくるが、現段階では先の断熱変化がより現実的と判断している(詳細な説明は省略する)。

3. エンジンの特徴

このエンジンの特徴として、以下のような点が挙げられるだろう。

- (1) 低温度領域で使用することを考えているため、常に気液二相の状態で作動させることを前提にしている。従ってエンジンの理論効率は必ずしも高くならず、目下の試算例によれば、作動流体としてフロンを使用する場合で15~20%、水ではもっ

と悪くなり10%前後である。実際のサイクルではこれよりさらに効率が下がることが予想されるが、効率についてはエンジン内部での流体现象をもっと詳細に調べた上で更検討する必要がある。

- (2) ピストンと熱シャッタは約90°の位相差で同期して移動することになるが両者の運動の軌跡(位置と時間の関係)、特に熱シャッタの軌跡は単純な周期運動のそれではなく、例えばスターリングエンジンのロンビック機構による軌跡のように特別な軌跡を描かせることにより、このエンジンの性能を向上させる可能性がある。
- (3) ピストンや熱シャッタの運動は必ずしも図-1に図式的に示すような芯棒(ロッド)や機械的なリンク機構に依る必要はなく、電磁気力による方法が可能であるし、シリンダ室で生じる仕事もエンジン内に発電機を封入し、これとピストンとを直結させることにより直接電力の形で取り出す方法も可能である。
- (4) 我々の身近にある水とか、アルコール、アンモニア、フロンなどの流体をそのまま単純に作動流体として用いる場合、流体の臨界点圧力が低いこともあり、このエンジンの出力規模はせいぜい70kW程度(約100馬力)以下の小型エンジンとなるだろうが、複数の流体の組合せ、構造上の工夫を行うことにより大型化できる可能性もある。
- (5) 外燃型エンジンである、と共に低温度領域で動作するため、燃料の選択範囲が広く、且つ少量で済む利点がある。冷却についても同様のことが言える。

これらのうち、(2)、(3)、(5)の特徴はスターリングエンジンの特徴と類似している。このようにスターリングエンジンと対比される点は幾つかある[1]が、詳細は省略する。

4. 設計、製作上の問題点

このエンジンの特徴は、前述のごとく純粋流体の気液二相間の相変化に伴う圧力変動を直接利用するところにあるから、ヒートパイプの設計[2]の場合と同じように、作動流体の選択、流体の封入量、構造体と流体との適合性、流体の動的特性、などを検討する必要がある。また、構造上の重要な課題であるシーリングの問題を解決しなければならない。

流体の選択については、使用する温度領域で蒸気圧の絶対値の大きい流体が好ましいことは容易に納得されるであろう。図-3(a)に幾つかの流体の蒸気圧[3]曲線を示す。次に、圧力室の加熱部と冷却部の壁面間で大きな温度差を生じさせることが肝要であるが、この温度差によって蒸気圧を大きく変動させるためには流体の潜熱が小さいこと、さらに蒸気流の圧力損失を小さくする観点から蒸気密度が小さいこと、がエンジンの熱効率の上昇に結びつく。そこで作動流体の選択の目安の1つとして次のような無次元パラメータを考える。

$$P_v/L\rho_v$$

ただし、 P_v, ρ_v は、ある温度での蒸気の圧力と密度、 L は流体の潜熱である。このパラメータで整理した場合の流体蒸気の特徴を図-3(b)に示す。これらの図より、300°C以下の低温度領域では、アンモニア、フロンなどが作動流体として勝れていることが分る。

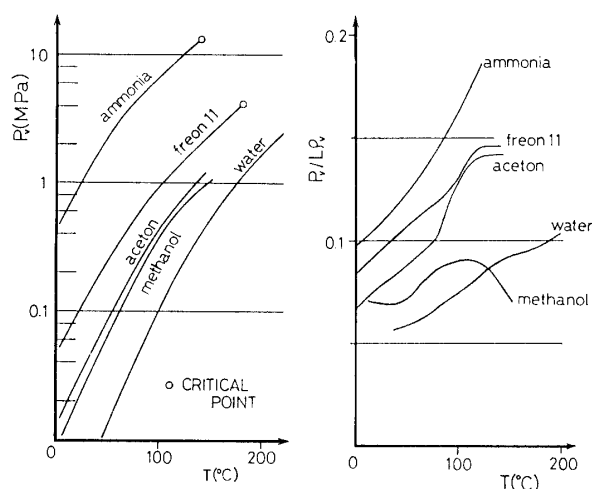


図3 作動流体蒸気の特性

流体の封入量については、最大使用蒸気圧（図-2のサイクル線図で“2”の状態）において丁度全液体が蒸気になる量だけ封入することが原則である。

エンジン構造体と作動流体との適合性はヒートパイプの場合と全く同じように考えて、材料や部品の選択を行なえばよい。

エンジン内での流体の動的特性については、現在、不明なところが多く今後の課題になるが、前述のごとく、圧力室内の流体の運動は基本的にはサーモサイフォンと同じであるから、従来からのヒートパイプの考え方をあてはめることはできるが、温度差（従って圧力差）が激しく変動する過渡的動特性を正確に説明するためにはそれだけでは不完全で、密閉容器内の熱流体現象をもっと詳細に調べる必要があるだろう。

シーリングの問題は最も困難な技術的課題であることはスターリングエンジンの場合と同じであるが、このエンジンの方がより気密性を必要とする点では深刻な問題となる。当面はスターリングエンジンで開発・改良された技術的成果を踏襲することになるだろう。

5. 概念モデルの試作

このエンジンの動作確認を実証すべく、図-4および図-5に示すごとく、ヒートパイプエンジンの概念モデルを設計し試作した。モデルの全長は（ロッドとリンク機構部を除いて）約345 mm、圧力室の容積は約900 cm³である。圧力容器は銅製で、その他の部分は全てSUS 304である。熱シャッタ（直径74 mm、長さ100 mm）は直径6 mmのロッド（長さ約500 mm）を介して可変速度サーボモータとリンク機構によって上下運動をするようになっており、圧力室内壁との接触をさけるため周囲に2本のテフロンリングがはめ込まれている（図-5(c)参照）。シリンダー部のシーリングには高温用のシリコン系O-リングが用いられている。圧力室の冷却部は二重円筒になっており、水冷により側壁を冷却し、加熱にはフォイル型電気ヒータを用いる。またシリンダ室にはピストンはなく、代りに圧力室内の圧力変動を測定する。圧力室の最大耐圧は0.3 MPa (3 kg/cm²)程度である。この

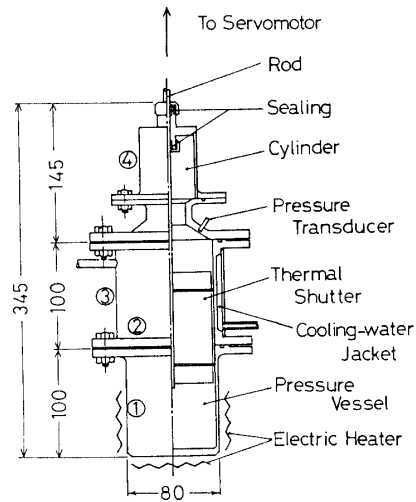
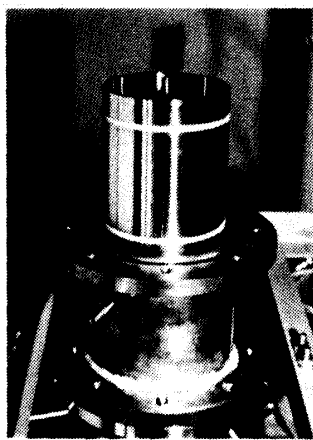
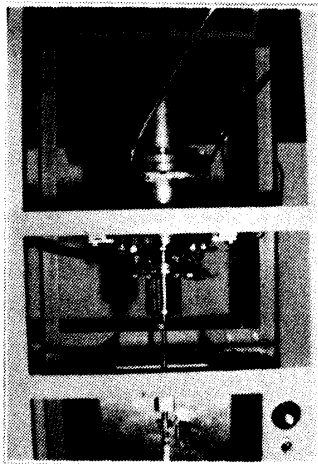


図4 ヒートパイプエンジンの概念モデル試作品



(a)
完成写真



(b)
エンジン本体



(c)
熱シャッタ

図5 ヒートパイプエンジン概念モデル試作品の写真

ようにこのモデルは実用エンジンの規模より種々の点で大きく異なるが、懸案のシーリングの問題を最小限に押えて、熱シャッタの上下運動に応じて圧力変動を惹起させることができるか、というエンジンとしての必要最小限の動作を確認するための構造になっている。

6. 実験方法

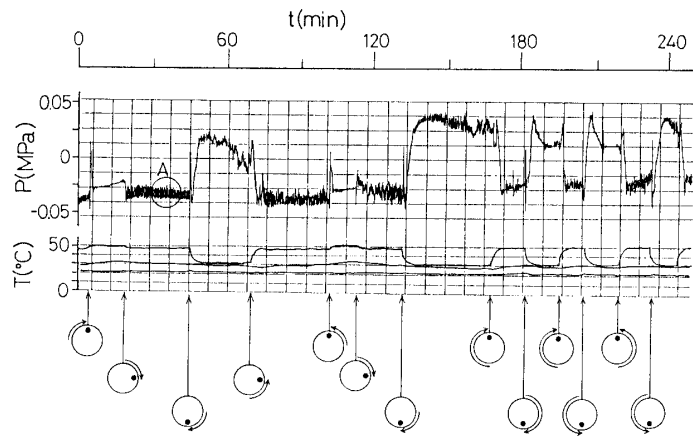


図 6 ヒートパイプエンジンの各モードにおける
圧力室内の蒸気圧変動と温度変化

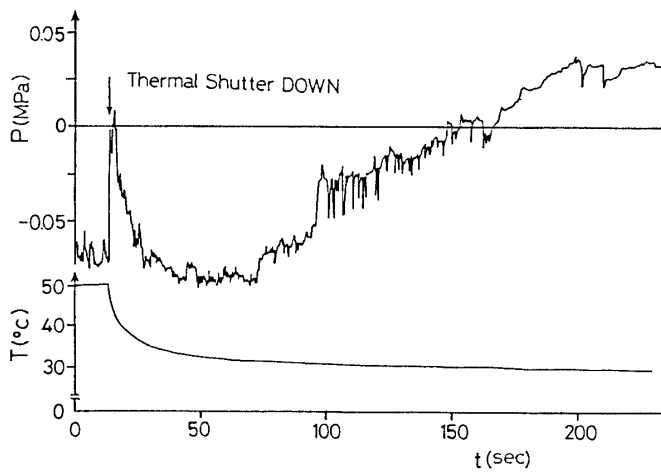
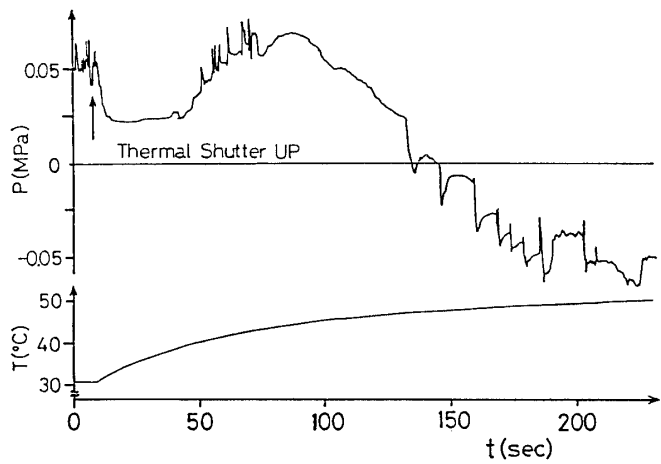


図 7 熱シャッター移動直後の圧力と温度の過渡的变化

実験の方法は図-4に示すごとく、圧力室上部壁面に半導体型圧力変換器を取付け、エンジン構体の外壁に4ヶ所(図-4で①, ②, ③, ④の点)、銅-コンスタンタン熱電対を取付けた。加熱部には側壁、底面を別系統にしてヒータを張りフェルト(石綿)で保温し、そのまわりをスーパーインシュレーション(断熱材)で覆った。また、シリンダ部もスーパーインシュレーションで熱絶縁を計っている(図-5参照)。

第一の測定では、熱シャッタをある位置に固定した状態で側面ヒータに172W、底面ヒータに30Wの合計202Wの一定熱量を加えて加熱した。そして熱電対の出力変化をモニターして熱的に定常になったことを確認した後、速やかに(約1秒位の間に)熱シャッタを動かして別の設定位置に移し、新しい設定条件を得る、という手順をくり返した。この間、常時、圧力と温度の変化を記録したが、図-6、図-7および図-8はそれらの一部を整理して示したものである。

もう一つの測定は熱シャッタを一定周期で上下運動させて圧力室内の圧変動を調べたもので、この結果の典型例を図-9に示す。なお、今回の実験では作動流体としてメチルアルコールを使用した。

7. 実験結果と検討

図-6は圧力および温度の時間変化を熱シャッタの位置をパラメータとして示したものである。図中、○印は熱シャッタが圧力室の最下部に位置する時(図-1における(d)あるいは(e)の位置:以後、この状態をエンジンの“ヒートパイプモード”と呼ぶ)を示し、○印は最上部(図-1の(a),(b):“非ヒートパイプモード”), ○印は圧力室の丁度中間(図-1の(c),(f):“半ヒートパイプモード”)に位置することを示す。また、この符号のまわりの矢印は熱シャッタのロッド先端の移動方向を示しており、それはそのまま熱シャッタの上下移動の方向に対応している。

この図から明らかなように熱シャッタの位置を移動させることによって、温度、圧力とも顕著に変動することが分る。熱電対①の温度は圧力室内の蒸気温度の変化を忠実に反映していると考えられるが、予想通りヒートパイプモードに設定すると速やかに低温のある

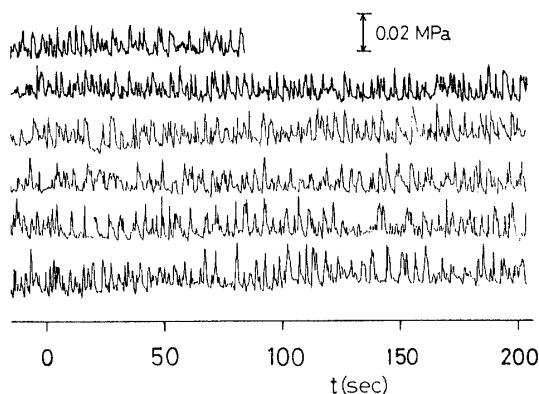


図8 半ヒートパイプモードにおける蒸気圧変動

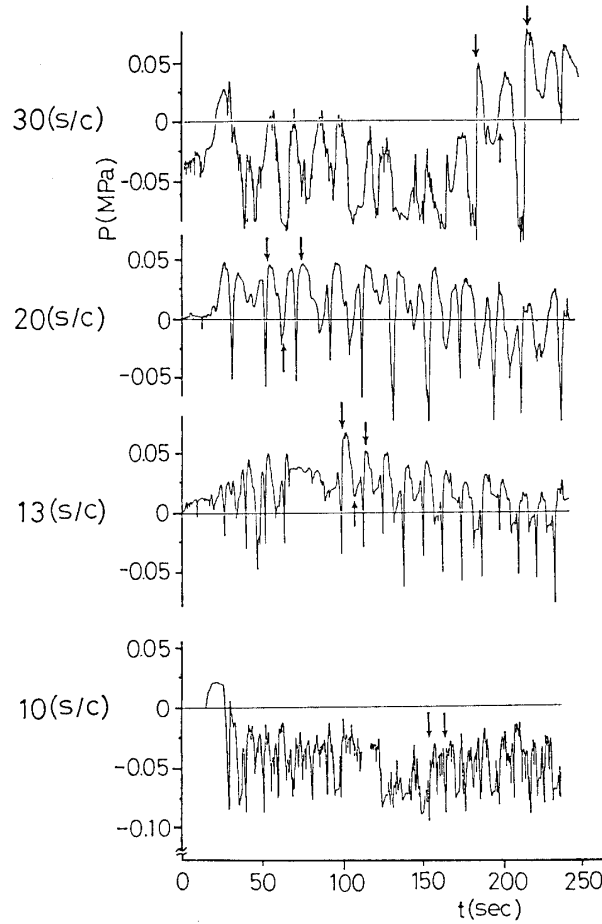


図9 熱シャッタのサイクル運動時の圧力室内蒸気の圧力変動

一定温度(約 31°C)に到達し、非ヒートパイプモードでは高温(約 50°C)で安定している。熱電対③は冷却部の壁温を示しているが、常時水冷しているため、モード切り換え時に一時的(1~2分間)に 3°C 程度の動きを示す他は常に一定温度(22°C の水温)に保たれていることが分る。一時的な温度の変動はモード転換時の側壁への熱負荷の急変によるものである。熱電対④はシリンダ室の急変によるものである。熱電対④はシリンダ室の温度を示しているがモードに応じ常時 $28^{\circ}\text{C}\sim 32.5^{\circ}\text{C}$ の値を示し、断熱効果はまずまずであった。なお、熱電対②は参考のために冷却部のフランジ部に取付けたものである。

これに対し、圧力変動のデータはモード切り換え時の過渡的応答が特異で、ヒートパイプモードのいずれの場合も瞬間的に大きい圧力上昇がまず発生して、その後徐々に一定レベルに落ち着く。この現象はエンジンをヒートパイプモードに設定した瞬間に特に顕著で圧力のジャンプは 0.06 MPa の大きさに達する。この様子を時間的に拡大して示したものが

図-7(a),(b)である。この図では参考のために対応する温度変化も示してある。この現象は蒸気と金属壁表面との間の温度差に起因しているらしいが、今後詳細に検討を行う必要がある。

図-8は図-6においてA部分の圧力変動を時間的に拡大して示したもので、時間的にはグラフの一番下の列から最上列まで連続した圧力波形の変動を記録(従って合計1,080秒間)してある。この図より、圧力室内では、温度的には定常状態に達していても圧力は減衰することなく絶えず激しく変動していることを暗示しており、半ヒートパイプモードの場合、特に変動量が大きいたことが分る。

これら一連の圧力データで、目下不可解なことは、ヒートパイプモードでは蒸気温度が下っているから当然蒸気圧も下がるべきであり、非ヒートパイプモードではこれの逆の状態が現われるべきであるのに、図-6を見る限りこの予測と全く正反対の結果を示している、ということである。この原因(初歩的な計測器間の結線ミスでないことは確か)としては圧力センサの取付位置とその形状の問題、圧力センサ自身の温度特性や零点ドリフトの大きさ、圧力センサと蒸気との流体力学的な干渉、などが考えられるが、現在までの検討結果では確かにセンサ系(増巾器も含めて)の長時間作動における零点ドリフトや温度変化に対する出力変化が認められたが、これらの変動の大きさは総合しても高々2.6 KPa程度であり、問題にしている圧力値(60 KPa)よりはるかに小さいことが明らかになった。従ってセンサの取付位置や液膜によるセンサ部の遮へいなど、流体との干渉の問題に関係しているようであるが、目下詳細な測定により原因を検討中である。

図-9は熱シャッタをそれぞれ10, 13, 20, 30秒の周期で定常上下運動を行わせた時の圧力室内の圧力変動を示している。図中、下向きの矢印は熱シャッタが下限に到達した時間的位置、上向きの矢印は上限に達した時を示している。

この図から、熱シャッタのサイクルを10秒より速くするとほとんど圧力変動の周期性が失われること、また、図-6の場合と同様、エンジンのヒートパイプモードで圧力が上昇し、非ヒートパイプモードで圧力が降下することが分かる。また、圧力変動には確かにある程度の周期性と振幅が認められるが、必ずしも再現性がよくなく波形も単純でない。さらに30秒サイクルのデータを見ると熱シャッタの運動周期によっては圧力変動の振幅が同期共振する可能性を示しているようにも思えるが、この点についても今後のデータの蓄積を待たねばならない。

以上の結果を総合すると以下のようにまとめることができる。すなわち、現段階ではエンジンの効率を言々するまでには至っていないが、熱シャッタの動きに応じてかなり大きい圧力変動が惹き起される、という所期の基本的な推測は確認された。今後は概念モデルの改良を行ない、他の作動流体も利用してより多角的に検討を行うと共に、別途、圧力室内で実現している基本的な物理現象を詳細に解明していく必要がある。

8. 結 び

純粋流体の気液二相間の相変化に伴う飽和蒸気の圧力変動を直接仕事として外界に取り出す低温度差の熱機関を紹介した。今後、これをより具体的、かつ実用的なものに改善す

るべく基礎的なデータの蓄積と理論的考察を重ねていく予定である。

参 考 文 献

- [1] 小竹 進「自動車 stirling Engine の開発研究」(研究調査記録書)
- [2] 大島耕一, 他「ヒートパイプ工学」朝倉書店 (1979)
- [3] P. D. Dunn, et al: "Heat Pipes" 2nd Ed. Pergamon Press (1977)