インジケータ線図の簡易測定法に関する研究 (シリンダヘッドボルトのひずみ測定による)*

村山 正**・宮本 登***・後藤新一****

Estimation of an Indicator Diagram
—Method by the Stresses Measurement of Cylinder Head Bolts—

By Tadashi Murayama, Noboru Miyamoto, Shin'ichi Gotoh

The Measurement of the indicator diagrams is indispensable in the combustion analysis of internal combustion engines. However, it is exceedingly difficult to obtain accurate indicator diagrams, even today and in spite of the considerable advance and improvement of various precision instruments and analytical techniques. For example, a pass from the interior to the outside of the combustion chamber must be made for measuring the indicator diagrams. And likewise it is difficult to make a pass and attach a pick-up sensor to measure the cylinder pressure especially in engines available on the market.

The stresses of various parts of the engine were measured in order to estimate the cylinder pressure without making an actual pass and application of the sensors. As a result of running a comparison among all of the stresses, an apparent relationship was found especially between the actual cylinder pressure and the stresses of the cylinder head bolts. In this case, the correlation between cylinder pressure and the movement of the cylinder head could be explained mathematically by the differential equations of the cylinder head vibration system. And the constants in these equations could be deduced by the experimental measurements.

Thus, a factual indicator diagram could be estimated by means of adding the vibrational correction to the stress variations of the head bolts. Using this method, it was shown that indicator diagrams could be estimated precisely and accurately.

Moreover, the vibration behavior of the cylinder head can be also calculated in a reverse fashion from the indicator diagrams by this method. In addition, this method can be applied for the measurement of actual indicator diagrams, also may contribute to a better understanding of the noises emitted from the engine surface during operation.

1. 緒 言

いうまでもなく、内燃機関の諸性能値を解析するためには、容易に、しかも、精度の高いインジケータ線図を得ることが必要である。従来、インジケータ線図の測定は、シリンダヘッドに各種の指圧計ピックアップを取り付けることにより行われてきた。しかし、燃焼室に対する指圧計ピックアップの装着には、指圧計取り付け通路の気柱振動^{1,2)}、広範囲な温度変化による耐久性、あるいは、冷却の必要性などいくつかの問題があり、一方、生産現場における実機の圧力測定は、ピックアップ取り付け孔の加工などのためかなり困難である。従って、シ

リンダヘッドに対してなら加工を施すことなく、シリンダ内圧力変化を推定する手段を確立することができるならば、内燃機関の性能改善に寄与するところが大きいものと考えられる。

本研究においては、従来用いられてきたような指圧計ピックアップを使用することなしに、比較的簡単な手法によって燃焼圧力の変化を推定することを目的とし、シリンダ内圧力に対して相関が大きいと考えられる機関各部のひずみ量を測定した。その結果、特に相関の明確なシリンダヘッドボルトひずみ波形に対して、振動学的な若干の補正を加えることによって、良好な精度でインジケータ線図を求め得ることが明らかとなった。

また、本方法によれば、油圧試験などにより求められた諸定数を振動方程式に導入することによって、シリンダ内圧力とヘッドボルトひずみの相互関係をは握することが可能である。従って、既知のシリンダ内圧力に対して、振動方程式を解くことにより、容易にひずみ量の変

* 原稿受付 昭和53年5月31日

昭和52年秋季学術講演(昭和52年10月27日)

** 正会員 北海道大学工学部(札幌市北区北13条西8丁目)

*** 北海道大学工学部(札幌市北区北13条西8丁目)

**** 学生会員 北海道大学工学部(札幌市北区北13条西8丁目)

化を求めることができる。すなわち、この振動系の解析によって、様々な燃焼状態に対するシリンダヘッド系の応答を明確には握ることができ、更には、機関表面より放射される機関騒音の対策に対しても有効な一手段を提供し得るものと考えられる。

以下、これらの詳細について報告する。

2. 実験装置、および方法

本実験における供試機関は、水冷四サイクル予燃焼室式単筒ディーゼル機関であり、その主要諸元は表1に示す通りである。

インジェクタ線図の測定は、主燃焼室に抵抗線ひずみ計式指圧計（共和電業製PHT-10T）を装着して行ない、また、クランク角度は、フォトランシスタとスリット円板とによりパルス信号に変換して測定した。

シリンダヘッドボルトの縦方向ひずみの測定に際しては、曲げ振動を補償するために、ボルトの両側にストレインゲージをてん付し縦方向ひずみのみを検出して、動ひずみ計（新興通信工業製DS6/RV型）を介して観察、記録した。なお、これとは別に、ギャップセンサ（電子応用製PU-05）をエンジンに取り付け、シリンダヘッドの実際の変位量を測定し、これを動ひずみ計により求めたひずみ量から算出されるボルトの伸びとの間の比較を行なって、測定精度に対する検討を加えた。

また、シリンダヘッドが燃焼圧力により加振される場合の加速度を、加速度計（共和電業製AS-1000A形）により測定し、インジェクタ線図と同様に、シンクロスコープを介して観察、記録した。

実験に際しては、ヘッドボルト締め付けトルクの影響を調べるために、締め付けトルクを三通りに変えてそれらの各々についてのひずみ波形を計測した。また、いろいろな燃焼状態におけるヘッドボルトのひずみ状態を観察するため、燃料噴射時期および機関回転速度を変えて測定を行なった。

なお、シリンダ内に静圧を加えた場合のヘッドボルトのひずみ量を測定するために、ピストン部をOリングで密閉して、油圧試験機により加圧試験を行ない、それぞれの条件での圧力-伸び線図を求めた。

表1 供試機関主要諸元

シリンダ数	1
ボア×ストローク	95mm×110mm
行程容積	780 cc
圧縮比	19.0
定格出力	18.2PS/3200 rpm
燃焼噴射ポンプ	ボッシュA形
燃料噴射ノズル	スロツトル形DN4SD24
開弁圧力	120 kg/cm ²
予燃焼室容積	18.4 cc
予燃焼室容積比	42.5%
噴孔径	1mm

3. 実験結果とその考察

3.1 シリンダヘッド系の静圧試験による圧力-伸び線図 一般に、シリンダ内の圧力が上昇するに従って、シリンダヘッドボルトの応力も増加するが、その場合、ボルトのひずみがどのように変化するかにについて調べてみた。

図1は、通常の燃焼状態における測定例であり、上から順に、ボルトひずみ波形、インジェクタ線図、およびクランクマークをそれぞれ示している。図から、ひずみ波形とインジェクタ線図とが非常に良好な対応を示していることが明らかであるが、圧力の立上がり後のようにひずみ量が特に大きくなる状態においては、同程度の圧力上昇に対して、より大きなひずみが発生していることから、シリンダヘッド系が非線形的なバネ定数を有していることがわかる。

また、図2は、燃焼が衝撃的に行なわれた場合の一例であるが、この場合のひずみ波形をみると、急激な外力が作用した直後に減衰振動が現われており、これはシリンダヘッド系の振動に起因するものと考えられる。従って、これらのひずみ波形からインジェクタ線図を推定す

図1 ボルトひずみ波形およびインジェクタ線図の測定例（燃焼が衝撃的でない場合）

図2 ボルトひずみ波形およびインジェクタ線図の測定例（燃焼が衝撃的な場合）

る場合には、シリンダヘッドを質量項、粘性項、および非線形バネ定数項を有する振動系と考慮して、ひずみ波形に対して振動的な補正を加えることが必要となる。

そこでまず、シリンダ内に油圧を加えた場合に、静圧に対するヘッドボルトのひずみ量の変化を計測した。すなわち、ピストン上部をOリングによって密閉し、油圧試験機を用いて油圧を加え、ボルトのひずみ量の変化を調べた。この実験は締め付けトルクが、6.0, 9.0, および 12.0 kgm の各々について行なったが、ヒステリシスに対する検討を加えるため減圧行程での計測も行なった。図3はその油圧試験の結果得られた圧力-伸び線図（以下変位特性曲線という）を示している。ただし、伸び量の算出は、ひずみ量とボルトの伸びに関与する長さにより行なった。

図3 供試ガスケットの変位特性曲線

図より明らかなように、

- (1) 締め付けトルクによって、ボルトの伸びにかなり大きな差異が生じること。
 - (2) 圧力と伸びの間には、指数関数的な関係が存在し、非線形のパネ特性を示していること
 - (3) シリンダヘッド系の変位特性曲線はヒステリシスを有すること
- などがわかった。なお、仕様の異なるエンジンおよびボルト径の異なる場合についても、同様な試験を行ない、同じ傾向が得られることを確認した。

また、ボルトの伸び量の算出方法の妥当性について検討を加えることを目的として、ギャップセンサによってシリンダヘッドにおける実際の変位量を、ひずみ量と同時に測定した。その結果、ひずみ量による変位特性曲線の測定が妥当なものであることを確認した⁹⁾。

なお、変位特性曲線におけるヒステリシスの傾向について、より詳細に調べるため、供試ガスケット（薄銅板とアスベストにより作製されている）の他に、同一寸法の銅およびアルミニウム製の薄板ガスケットをそれぞれ試作し、同様の試験を行なった。その結果を図4に示

図4 銅およびアルミニウム製薄板ガスケットの変位特性曲線

すが、この場合にはバネ系の非線形の程度およびヒステリシスの傾向が小さくなることがわかった。すなわち、シリンダヘッド系の変位特性曲線に対しては、ガスケットの影響が非常に大きいことが明らかである。

このように、シリンダヘッド系の変位特性曲線は、締め付けトルク、ガスケットの種類、燃焼の受圧面積、およびボルトの径などにより変化するので、ひずみ波形からインジケータ線図を推定するためには、まず第一に、各々の供試機関についての正確な変位特性曲線を求める必要がある。

3.2 変位特性曲線による、爆発圧力 $P_{\max}$ 、および最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$ の推定 つぎに機関の発火運転を行ない、様々な運転条件において得られた爆発圧力 $P_{\max}$ と、ボルトのひずみから算出した最大伸び $B_{\max}$ との相関を求めた。その結果を図5に示す。また、その場合の、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$ と最大伸び率 $(dB/d\theta)_{\max}$ との相関を、図6に示す。

原因としてのシリンダ内圧力 P と、結果として得られるボルトの伸び量 B との間には、いろいろの因子が介在するものと考えられるが、特にシリンダヘッドボルトならびにヘッドガスケットなどのいわゆるバネ定数が大きな影響を及ぼしているために、 $P_{\max}$ と $B_{\max}$ 、および $(dP/d\theta)_{\max}$ と $(dB/d\theta)_{\max}$ の間には、それぞれ図5、および図6に見られるように、図3の変位特性曲線とほぼ同様な傾向が得られている。

そこで、図5の $P_{\max}-B_{\max}$ 線図に対して変位特性曲線を適用し、ボルトの最大伸び $B_{\max}$ に対応するそれぞれの爆発圧力 $P_{\max}^*$ を求め、指圧計により測定した爆発圧力

図5 爆発圧力 $P_{\max}$ と最大伸び $B_{\max}$ の関係 図6 最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$ と最大伸び率 $(dB/d\theta)_{\max}$ の関係 図7 変位特性曲線より求めた爆発圧力の推定値 $P_{\max}^*$

$P_{\max}$ との比較を行なった。その結果を図7に示す。ひずみ波形の振動のために多少の誤差がみられるが、静的な変位特性曲線を適用するだけで、ボルトの最大伸び $B_{\max}$ から爆発圧力 $P_{\max}$ を、かなりの精度で推定し得ることが明らかである。

一方、最大伸び率 $(dB/d\theta)_{\max}$ に対しても、同様な補正を加えて最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}^*$ の推定を試みた。その結果を、図8に示す。図より明らかなように、非常に良好な対応が得られているが、これはひずみ曲線上の最大伸び率を示す点でシリンダヘッドの加速度が0となり、後述の振動方程式における質量項の影響が無視し得たためと考えられる。

図8 変位特性曲線により求めた最大圧力上昇率の推定値 $(dP/d\theta)_{\max}^*$

なお、図7において、特に $P_{\max}$ が大きい領域では、 $P_{\max}$ に比較して $P_{\max}^*$ がより大きくなる傾向がみられる。この原因は、図2に示したようなひずみ波形において、振動状態の最大値をプロットしているためであって、振動系のオーバーシュートに起因するものと考えられる。そこで、シリンダヘッド系をより詳細には握するためにも、まず、このオーバーシュート量の解析が必要となる。

3.3 レスポンススペクトラムによるオーバーシュート量の解析 前述のように、シリンダヘッド系は粘性減衰振動を行なっているので、運動の解析に当っては、図9のようなモデルを考えた。この場合の振動方程式は、つぎの通りである。すなわち、

図9 シリンダヘッド系の振動モデル

$$M\ddot{B} + C\dot{B} + (K_1 + K_2)B = F(t) \quad (1)$$

ただし、

M : シリンダヘッド系の質量

C : シリンダヘッド系の等価粘性係数

K_1, K_2 : ヘッドボルト、およびガスケットのパネ定数

B : シリンダヘッドの相対変位量

$F(t)$: シリンダ内圧による上向きの外力

この系のオーバシュート量は、外力 $F(t)$ の形状により様々に変化するので、レスポンススペクトラムによる整理を試みた。すなわち、この振動系における減衰を無視し得るものとして省略すると、一定の外力に対する変位の最大値 $B_{\max}$ は、Jacobson 等によって以下のように与えられる⁴⁾。たとえば、図 10 の Lump Type 入力、Sine Type 入力、および Cycloid Type 入力に対しては、各々次のようになる。

$$\frac{B_{\max} - B_s}{B_s} = \left| \frac{T}{\pi\tau} \sin\left(\frac{\pi\tau}{T}\right) \right| \quad (\text{Lump Type}) \quad (2)$$

$$\frac{B_{\max} - B_s}{B_s} = \left| \frac{1}{4\tau^2/T^2 - 1} \cos\left(\frac{\pi\tau}{T}\right) \right| \quad (\text{Sine Type}) \quad (3)$$

$$\frac{B_{\max} - B_s}{B_s} = \left| \frac{T}{\pi\tau(1 - \tau^2/T^2)} \sin\left(\frac{\pi\tau}{T}\right) \right| \quad (\text{Cycloid Type}) \quad (4)$$

ただし、

τ : 入力の立上り時間

T : 系の固有周期

B_s : 入力後の定常値

この考え方を、ボルトの伸び波形 $B(t)$ の燃焼衝撃部分に適用するために、 $B_{\max}$ 、 B_s 、 τ 、および T を、図 11 のように設定し、実際のオーバシュート量とレスポンススペクトラムとの相互関係を求めた。その結果を、図 12 に示す。図より、圧力の立上がり時間 τ がシリンダヘッド系の固有周期 T に比較して大きい場合、すなわち、 $\tau/T > 1.5$ の領域においては、ボルトの最大伸び $B_{\max}$ のオーバシュート量は非常に小さく、ボルトの伸び $B(t)$ は、シリンダ内圧力経過にほぼ追従しているものと考え

図 10 外力 $F(t)$ の一例

図 11 ひずみ波形における諸定数の設定

図 12 レスポンススペクトラム

られる。一方、 $\tau/T \leq 1.5$ の領域においては、 τ が小さいほど $B_{\max}$ のオーバシュート量が大きくなるために、みかけ上の爆発圧力 $P_{\max}^*$ は実際の値よりも大きくなる。従って、このような急激な入力の場合、ボルトの伸び波形 $B(t)$ からインジケータ線図を推定するためには、減衰振動に対して (1) 式を用いた補正を加える必要がある。

3.4. シリンダヘッド系を 1 自由度とみなした場合のインジケータ線図の推定

供試機関において、(1) 式によりひずみ波形からインジケータ線図を推定するにあたっては、振動方程式の諸定数はつぎのように設定した。すなわち、 M は運動に関与する質量であるので、シリンダヘッドおよびそれに直接付随する部品、たとえば、ノズルやバルブなどの総質量として求められる。等価粘性係数 C の値は、静的な測定からは算出できないので、実際のひずみ波形の減衰状態から対数減衰率を用いて算出した。なお、この C の値に関しては、仕様の異なるエンジンに対しても実験を行ない、ほぼ同一の値、すなわち、粘性減衰率 ζ で 0.05 程度を使用できることを確認した。また、パネ定数 $(K_1 + K_2)$ は、変位特性曲線から求めることができるが、実際の計算においては、伸びに対する圧力を、ラグランジュの補間法を用いて直接換算して使用した。ボルトの伸び量 B は、ボルトに付したストレインゲージにより得られるひずみ量とボルトの長さから計算することができるが、その微分値 $\dot{B}$ 、および二階微分値 $\ddot{B}$ は、 B の値を用いてスターリングの公式により数値的に求められる。従って、これらの値を

振動方程式(1)に代入することにより右辺の力 $F(t)$ が求められ, シリンダ内圧力が推定できる. これらの計算および作図にあたっては, 電算機およびX-Yプロッタを使用し, 誤差範囲などを的確に押えることができるように工夫した.

計算例として, $\tau/T > 1.5$ の場合の一例を, 図13に示す. 測定条件は, ボルトの締め付けトルク 6.0 kgm で, 機関回転速度 600 rpm である. 図中, ELONGATION とはボルトの伸びを示し, MEASURED は実測のインジケータ線図 $P(t)-\theta$ を示す. また, CALCULATED はボルトの伸びから振動方程式を用いて求めたインジケータ線図 $P(t)-\theta$ である. 図に示されるように, 上述の方法により良好な精度でインジケータ線図を求め得ることが明らかである. また, 図中×印は, 横軸にシリンダ内圧力から, 質量項および粘性項によって生じる力を圧力換算して差し引いた圧力を採用, ボルトの伸びをプロットしたものである. すなわち, 動的変位特性曲線を示すものである. これと, 実線で示した変位特性曲線とは良好な対応を示すことから, (1)式における動的バネ定数として, 油圧試験により得られる値を使用できることがわかった.

図13 インジケータ線図の推定例
(ヒステリシスを考慮した場合)

また, 図14は, 加圧過程の変位特性曲線のみを用いてインジケータ線図の推定を行なった一例であり, ガスケットのヒステリシスは考慮されていない. この場合には, 最大伸び以降において, 計算で求めたインジケータ線図と実測のそれとの間に, かなりの相違が生じており, 変位特性曲線においてヒステリシスの考慮が必要であることが明らかである. すなわち, 圧縮行程と膨張行程では, それぞれ別のバネ定数を使用しなければならない.

なお, このようにしてひずみ波形から求めたインジケータ線図と, 実際のインジケータ線図との間の誤差は,

図14 インジケータ線図の推定例
(ヒステリシスを考慮しない場合)

最大1気圧程度のものではあった. しかし, 燃焼の解析において重要な熱発生率の計算において, これがどの程度の誤差となって現われるかを検討する必要がある. 各々の場合について熱発生率を算出し, 比較検討した. その結果を図15に示す. CALCULATED-1はバネ定数のヒステリシスを考慮した場合であり, CALCULATED-2は考慮しない場合である. また, MEASUREDは実測によるインジケータ線図から算出した熱発生率である. 図に示されるように, ヒステリシスを考慮した場合にはクランク角度の全域にわたって良好な結果が得られているのに対し, ヒステリシスを考慮に入れない場合には拡散燃焼部分における精度が不十分である. この原因は図14においてみられるように, 膨張行程において圧力の

図15 燃焼が衝撃的でない場合の熱発生率の推定例

推定値に大きな差異が存在するためである。従って、ヒステリシスの考慮は、正確なインジケータ線図および熱発生率を求める上で、特に拡散燃焼部分について論じる場合には、不可欠なものである。しかし、予混合燃焼部分のみについて論じる場合には、ヒステリシスの考慮は必要でない。

通常の運転状態においては、ボルトひずみ波形に減衰振動が認められないか、または、減衰振動が生じていても無視し得る程度なので、(1)式を用いて精度の良いインジケータ線図および熱発生率の推定が可能である。

しかし、燃焼が衝撃的に行なわれ、その結果、ボルトの伸び線図中に無視し得ないような振動が発生している場合、すなわち、 $\tau/T \leq 1.5$ の場合には振動的な補正が必要である。その場合の計算例を、図16に示す。測定および運転の条件は、ボルトの締め付けトルク 6.0 kgm で、機関回転速度 1,400 rpm であり、また、最大圧力上昇率が 8 ata/deg 程度の衝撃的な燃焼が行なわれている。図から明らかなように、この場合にはボルトひずみ波形から算出したインジケータ線図に、最大 2 気圧程度の誤差が生じ、かつひずみ波形上の減衰振動の影響が若干残存していることなどから、燃焼の衝撃化に伴って生じた誤差が完全に補正されていないことが明らかである。

図16 燃焼が衝撃的な場合のインジケータ線図の推定例

そこで、これらの誤差が熱発生率に及ぼす影響について調べてみたが、その結果を図17に示す。図において、推定によって得られたインジケータ線図から算出した熱発生率には周期的な誤差が生じていることがわかる。これはひずみ波形の減衰振動の影響がインジケータ線図上にわずかに残存するために、熱発生率中にその振動の影響が強く現われたためと考えられる。すなわち、熱発生率の計算過程において、数値微分で求められる $dP/d\theta$ に対して、その影響が顕著に現われたものと考えられる。

図17 燃焼が衝撃的な場合の熱発生率の推定例

従って、満足すべき精度で熱発生率を算出するためには、ひずみ波形上の減衰振動を完全に補正することが必要である。

減衰振動に対する補正が不完全な原因としては、(1)式において機関本体の振動を考慮していないことが考えられる。従って、前述のような衝撃的な燃焼においても、十分な精度を確保するためには、機関本体の振動をも考慮したシリンダヘッド系について解析する必要がある。

3.5 機関本体の振動を考慮した場合のインジケータ線図の推定 機関本体の振動を考慮したモデルを、図18に示す。このような場合のシリンダヘッド系の振動方程式は、次式で与えられる。すなわち、

$$M\ddot{B}_1 + C_1(\dot{B}_1 - \dot{B}_2) + (K_1 + K_2)(B_1 - B_2) = F(t) \quad (5)$$

ここで、

M : シリンダヘッド系の質量

C_1 : シリンダヘッド系の等価粘性係数

K_1, K_2 : ヘッドボルト、およびガスケットのバネ定数

B_1 : シリンダヘッドの絶対変位量

B_2 : 機関本体の絶対変位量

$F(t)$: シリンダ内圧力による上向きの外力

ここで、エンジン全体を多自由度とみなした場合の機関本体の等価質量、および等価バネ定数などを求めることができるならば、 B_1 または B_2 のいずれかの変位量の計測を行なうことにより、外力 $F(t)$ を計算することができる。しかし、それらの正確な数値を実測により求めることは、容易なことではない。

しかし、ヘッドボルトの伸び B は、 $B = B_1 - B_2$ で与えられるので、(5)式はつぎのように変形することができ

図18 機関本体の振動を考慮に入れた振動モデル

る。すなわち、

$$M_1 \ddot{B}_1 + C_1 \dot{B} + (K_1 + K_2) B = F(t) \quad (6)$$

従って、ボルトの伸び B 、およびシリンダヘッドの加速度 $\ddot{B}_1$ を同時に計測することができるならば、機関本体がどのように複雑な上下振動を行なっていたとしても、外力 $F(t)$ は(5)式により求めることが可能である。

そこでまず、シリンダヘッドの加速度の測定を行なってみた。その一例を図19に示す。図において、上からインジケータ線図、ボルトひずみ波形、シリンダヘッド加速度波形、およびクランクマークをそれぞれ示している。図より明らかなように、シリンダヘッド加速度波形の振動周期と、ボルトひずみ波形の振動周期とは完全に

図19 インジケータ線図、ボルトひずみ波形、およびシリンダヘッド加速度の測定例

一致しているので、(6)式においてひずみ波形の振動が、加速度測定により算出される質量項の値 $M_1 \ddot{B}_1$ によって、ほぼ完全に補正されることが明らかである。

このようにして求めたインジケータ線図の一例を、図20に示す。ここで曲線(A)は加速度測定による力 $M_1 \ddot{B}_1$ を受圧面積で除して圧力に換算した値であり、曲線(B)は、 $C \ddot{B} + (K_1 + K_2) B$ の値である。この両者を加え合わせたものがインジケータ線図の推定値 $P(t) - \theta$ となり、この場合には減衰振動が完全に補正される。これを実例

図20 機関本体の振動を考慮した場合のインジケータ線図の推定例

のインジケータ線図とが良好な一致を示すことから、燃焼が衝撃的な場合であっても、精度の高いインジケータ線図の推定が可能になったものといえよう。

3.6 ひずみ計ピックアップの温度特性について

最後に、温度によるひずみ波形出力の変化について調べてみた。シリンダヘッドボルトの温度上昇は、主として冷却水温の上昇に起因するものと考えられるので、機関を運転しながら冷却水温を順次上昇させ、その場合のひずみ量を測定した。その結果を、図21に示す。図に示されるように温度変化により生じうる誤差は、最大2%程度のものであると考えられる。しかし、より正確なインジケータ線図を得るためには、機関運転状態と同一の温度状態でのキャリブレーションを行なうか、あるいは図21のような温度に対する補正曲線を作成するか、更には温度補償ゲージによる補正を行なうべきであろう。

なお、燃焼によるサイクリックな温度変化の影響は、ヘッド自体の熱容量が大きいので、ほとんど認められなかった。

図21 ひずみ計ピックアップの温度特性

4. 結 言

本研究で得られた結果を要約すると、およそつぎの通りである。すなわち、

(1) シリンダヘッドボルトのひずみ波形を測定し、それに若干の振動学的な補正を加えることによって、良好な精度でインジケータ線図を推定し得ることが明らかとなった。

(2) その場合レスポンススペクトラムで、 $\tau/T > 1.5$ 、すなわち、シリンダヘッド系に対する入力状態がさほど急激でない場合には、機関本体の振動は比較的少ないため、シリンダヘッド系の質量項、等価粘性項、およびバネ定数項を用いたヘッド系の振動方程式によって、十分な精度でインジケータ線図を推定することが可能である。

(3) これに対してレスポンススペクトラムにおいて、 $\tau/T \leq 1.5$ の場合には、 τ/T が 0 に近づくほど、(2) の方法による補正は不完全なものとなり、最大 2 気圧程度の誤差が生じた。これは、機関本体の振動を考慮していないためと考えられる。そこでシリンダヘッドの加速度を同時に測定し、機関本体の振動をも含めた補正を行なった結果、精度の良いインジケータ線図の推定を行なうことが可能となった。

(4) 油圧試験から得られる変位特性曲線により、伸びに対する圧力の較正を行なうことが可能であるが、この曲線はインジケータ線図の精度に対して大きな影響を及ぼすので、その測定には十分な注意を払うべきである。

なお、上記 (3) の場合には、インジケータ線図の推定に対してひずみ波形と加速度波形の両者を必要とし、多少測定が煩雑となる。そこで現在、加算回路を含んだアナログ回路を試作しており、電気的にそれらの補正を処理し得るような方法について研究中である。

また、今回の研究は単気筒機関について行なったものであるが、多気筒機関の場合であっても、ボルト歪測定によりインジケータ線図を推定することが可能と考えられる。この結果については後程発表の予定である。

なお、各種の計算、および X-Y プロットに際しては、北海道大学大形計算機センター FACOM 230-75、および当研究室の YHP-21 MX を使用した。

また、実験に当っては、実験当時の大学院学生の玉井克行、並びに学部学生の山口裕史、田沢成元、および森嶋良夫の諸君の協力を得た。ここに特記して感謝の意を表す次第である。

文 献

- 1) 前川：指圧計の取出し管に依る自由振動，日本機械学会論文集第 2 巻 6 号 (昭 11-2)
- 2) 長尾，池上：圧力取出し管によるインジケータの誤差，日本機械学会第 712 回講演会前刷集 ('63-6)
- 3) 村山，宮本，後藤，玉井：インジケータ線図の簡易測定法に関する研究 (第 2 報，シリンダヘッド変位の直接測定による方法)，日本機械学会北海道支部第 20 回講演論文集 No. 772 (昭 52-8)
- 4) L. S. Jacobsen, R. S. Ayre 振動工学 (丸善)

〔質 疑 応 答〕

質問者 広島大学 広安博之

〔質問〕 1. 本研究で最重要と思われるシリンダ・ヘッド・ボルトの縦方向ひずみの測定法 (ストレンゲージのてん付について) を御教示下さい。

2. ひずみゲージの較正方法について、ピストンに O リングを付けて行なうとあるが、その具体的な方法をお示し下さい。

〔回答〕 1. ヘッドボルトには、シリンダ内圧力によって、垂直応力の他に曲げ応力も生じております。従って、ボルトにひずみゲージを一枚のみでてん付した場合には、垂直応力と共に曲げ応力が同時に検出されるため、曲げ応力に対する補正が必要となります。

本実験におきましては、図 1 に示しますように、ボルトの両対面にひずみゲージ A および B をそれぞれ貼り付けて、両者の出力を動ひずみ計のホイートストン回路に組み込むことにより曲げ応力を相殺させ、垂直応力のみを検出致しました。

なお、二枚のゲージを用いた測定のほかに、図 1 に示したような A~D の四枚のゲージを用いた実験も行なってみたのですが、補償作用としては、二枚ゲージ法とほとんど変わらないという結果を確認しております。従いまして、曲げ補償については、二枚のゲージによる方法で十分であると考えております。

図 1

2. シリンダ内圧力とボルトの伸びとの関係を正確に求めるために、ノズル取付孔よりシリンダ内に油圧を加え、シリンダ内の圧力に対するボルトの伸び量を測定しました。その際、シリンダ内での油圧の漏れを防ぐことを目的として、ピストンの上部に O リングを取付けた円板を組み込んで、ピストン側への油漏れを完全にシールしたものであります。

なお、吸排気バルブシートからの油漏れは、無視し得る程度のものでありますので、とくにシールする必要は認められませんでした。