油圧式パルセータ型疲労試験機の脈動波形の解析*

加 賀 屋 繁 治**

The Analysis of Pulsating Wave of Hydraulic Pulsating Fatigue Testing Machine

by

Shigeji KAGAYA

(Mori Testing Machine Co., Ltd., Tokyo)

近年供試体が大型となり、特に曲げやねじり供試体に対してたわみ量の大きくとれる疲労試験機が各方面から要望されるようになった。

これにこたえるためには1サイクルのパルセータ吐出量を大きくしなければならない。

ところが使用者側としては大型供試体に限らず、ときには小さい供試体を小荷重、小振幅にて試験を行なうことも生ずる。この場合はむしろ計測精度の高いことが望ましいので、小型パルセータにより試験を行なうべきであるが、経済的見地からこれを許さないのが実情である。

これは大型パルセータでは小荷重、小振幅とすれば荷重波形がくずれて正確な荷重計測を行なうことができないからである。

本文はその原因の解析と、その対策として大ラムのなかに小ラムを併設して波形のくずれを除去するとともに、あわせて経済運転を行なえるようにしたことについて述べる。

1 緒 言

最近、電気の発振により供試体に任意の定状波形やランダム波形を与える電気油圧サーボ弁型疲労試験機はわが国でも国産化されるようになり、疲労試験の分野が拡大されるようになった。

ところが、一方において正弦波のみに限定されるパルセータ型疲労試験機はほとんど変わらない必要がある。これは疲労試験における荷重波形は正弦波のみにてよい場合が多いためである。

いま、上述の二つの疲労試験機により同一正弦波形を与える際の動力消費量を比較すると、前者は後者より原理的にはるかに大きくなる。これは著者の設計による能力45～3tの両者の疲労試験機の試験結果においても認められた。

したがって、疲労試験機を選定するときは試験の目的やひん度によっていずれの型式を用いるかを定めるべきである。

しかしながら、このように動力的に有利であるパルセータ型疲労試験機によって負荷される波形は一般に必ずしも正弦波形ではなく、振幅の大小によって波形がくずれてくる。すなわち振幅が小さく、しかも、荷重が小さいときは異状先頭波形を描き、また、これは

荷重計測に際して精度低下の原因ともなる。

この傾向は最近の大型化しているパルセータ型疲労試験機においては特に顕著に現われる。

本研究は、この先頭波形を誘起する原因をパルセータの構造について機構学的解析により明らかにしたものである。また、この先頭波形を除去する対策と同調弁の改良を実機について実施し、動的の荷重計測精度を向上させたことについて報告する。

2 脈動波形の解析

2・1 概 要

脈動発生機により供試体に繰返し荷重を与える際の伝達系統を図1に示す。

図1 油圧型疲労試験機の油圧系統

* 原稿受理 昭和41年9月5日

** 正 会 員 (株)森試験機製作所 東京都品川区東大崎1丁目

この図において支点を中心として動揺するロッキングアーム④の上面にローラが接触し、ラム③は上下運動をなし、供試体に繰返し荷重が与えられる。振幅の設定は運転中に調整できる③の水平移動によるが、④の支点の直上にあるときは振幅は0であり、また、左端にあるときは最大となる。ラムの位置がロッキングアームの左側にあるときは供試体に正弦波形が与えられるが、供試体が短く、しかも、小荷重のときはラムは④の支点の近くに移動させなければならないが、このときは後述するように波形の上限荷重部分は先頭形となり、下限荷重部分は扁平となる。これらの上下限の油圧は同調回転弁の狭い油路を通して差圧計に伝達されるが、最高部分が先頭形となるのでわずかのフェースラグや、タイムラグにより最高油圧を伝達することがきわめてむづかしく、実荷重より低い荷重が差圧計に伝達されることとなり、これが荷重の計測精度の低下となる。なお、最低荷重は波形が扁平であるので、荷重の計測精度の点では問題とならない。

2・2 ラムの運動の解析

- ① パルセータラム ④ 連結桿
② ローラ ⑤ 偏心軸の中心
③ ロッキングアーム ⑥ ロッキングアームの中心

図2 パルセータの機構

図3 パルセータのリンク機構

図2はラムの運動の状態を示す機構図で、図3は偏心軸と連結桿との連結状態を示したものである。これらの図より上部コンネクティングロッドの移動量 X' と、ロッキングアームの運動角 β は次の式によって表わされる。

$$X' = r(1 - \cos \theta) + r \frac{\rho}{4}(1 - \cos 2\theta) \quad (1)$$

$$X' = R \sin \beta \quad (2)$$

いま、この式をもとにロッキングアームの半径 R の全域にわたってラムの水平移動量 s を変更させて運転したときに描く脈動波形の解析を行なう。

2・2・1 $s > (f+t) \sin \beta_{\max}$ の場合 図4において β の変化とローラ中心の移動量 μ との関係は次式のように誘導することができる。

- t : ローラの半径
 f : ロッキングアームの半径
 s : ロッキングアームの中心よりのローラの移動量
 β : ロッキングアーム上面の傾斜角
 μ : ローラまたはラムの移動量

図4 パルセータラムの運動機構
($s > (f+t) \sin \beta_{\max}$ の場合)

$$\mu = k_2 + k_6 - k_4 - k_5 \quad (3)$$

$$\therefore \mu = f \left(1 - \frac{1}{\cos \beta} \right) + t + s \frac{\sin \beta}{\cos \beta} - t \cos \beta - t \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta} \quad (4)$$

角 β が小さいので

$$\cos \beta \approx 1 - 1/2 \sin^2 \beta$$

この値を(4)式に代入して整理すると、

$$\mu = \frac{2}{2 - \sin^2 \beta} (s \sin \beta - f - t \sin^2 \beta) + f + \frac{t}{2} \sin^2 \beta \quad (5)$$

ここに、 $m = \frac{2}{2 - \sin^2 \beta}$ 、 $n = t \sin^2 \beta$ とおけば、

$$\mu = ms \sin \beta - n(m - 0.5) - f(m - 1) \quad (6)$$

(6)式はクランク角 ωt に応じてローラ中心が垂直に移動する関係を表わすもので、式中 m は1より常に大きい値である。また、第1項の $ms \sin \beta$ は半径 f と t が0で、 m の値が1に近づく場合において、 $\mu = s \sin \beta$ となる基本形と一致する。また、第2、第3項の括弧内は常に正数であるので、第1項から削減され、 s の値によって波形は正弦波(近似)より変化することと了解できる。

2・2・2 $s < (f+t) \sin \beta_{\max}$ の場合 この場合はローラが中正位置 O_1 に接近している状態である。

$$\alpha_{\max} = \sin^{-1} \frac{s}{(f+t)}$$

c: 半径 \$t\$ と半径 \$f\$ の接点

図5 パルセータラムの運動機構
($s < (f+t) \sin \beta_{max}$ の場合)

β が α_{max} より小さい角度の範囲の計算式は前項の(6)式による。しかし、 α_{max} をこえる部分、すなわち $(\beta_{max} - \alpha_{max})$ の範囲に対してはC点において接触しているのみであるから上下運動は起こさない。したがって、2・2・1の場合は2・2・2の場合と、運動を起こさない部分の複合されたものである。

2・3 波形の作図

前項において求めた計算式をもとに、大型パルセータの一般に使用される寸法のものに対してクランクの角 ωt に応ずるラムの各位置の波形を描けば図6のようである。

図6 ロッキングアームに対するローラの各位置における波形の比較

この図でAは完全な正弦波形を表わし、Bは s の値が全ストロークの100%の位置におけるもので、以下、CDEF はそれぞれ50、8、4、および2%の位置における波形である。

この図で明らかなように、B、CはAの完全正弦波形とほとんど変わらない。Dは $s = (f+t) \sin \beta_{max}$ の点のもので、この付近では上限部において相当程度先の頭形となっており、さらに、EおよびFにおいてはこの傾向が顕著に現われる。一方、下限荷重部の偏平度は上限荷重部の先頭度に比例して増大する。

2・4 波形の検討

上述のようにB、Cは論外として、Dは特殊三角波に近く、また、E、Fは上部先頭形の三角形の衝撃波に近い。この試験機の上下限の荷重は同調弁を通して圧力計(差圧計)に伝えて正確に指示され、また指針からの指令によって完全に荷重の自動制御を行わなければならない。また、運転中荷重計の指針ができるだけ振れないようにするため、回転同調弁の弁体のみぞの幅は狭くしなければならない。これを広くすれば指針が振れるばかりでなく、この部分の荷重の平均値を示すこととなる。また、油圧系全体の圧力伝達のタイムラグも含まれるので波形の先頭度が大きいほど荷重の計測精度は低下する。

3 先頭波形の除去と動的荷重精度向上の対策

3・1 二重ラム

① 大パルセータシリンダ ④ ローラ
 ② 大パルセータラム(小ラム側シリンダ) ⑤ ばね
 ③ 小パルセータラム

図7 二重ラムの構造図

大型構造物の疲労試験機として設計されたパルセータは特に大容量のものであるが、このパルセータを使用して、ときには小荷重、小振幅の供試体を試験する場合も起こることは当然と考えなければならない。また機械的には振幅は0とすることは可能であり、荷重も最大能力の1/20程度の試験をすることができるが、小振幅とするときは前述の現象が現われる。

根本的には供試体に適合するパルセータを採用するのを理想とするが、経済的理由からいっても困難なことであって、小振幅のものに対しても試験ができることが望ましい。

図8 パルスータラムのロッキングアームに対する各位置の波形オシログラフ

この理由から、前述の DEF の付近では使用しないことをたてまえとする二重ラム方式を考案した。

図7において③は小ラム、②は小シリンダを備えた大ラム、①は大シリンダである。この大小ラムの容量比はできるだけ大きいことが望ましいが、構造の関係で3:1程度が限度である。

また、この大小ラムの切換は、外部より固定傾斜板を着脱させる把手によって簡単に行なうことができる。

運転の際は、小容量のときは③ラムは単独運動をなし、大容量のときは②③のラムが同時に運動し、スプリング⑤は常にラムを上方より押す役をする。

このような構造とすることは従来のものに小改造を行なうことによって得られるもので、これによって先頭波形を除去し、荷重の計測精度を向上させるとともに、所要動力の若干の節減を図りうることは明らかである。

次に図8は従来のラムと二重ラムに改造を行なったものによる試験において波形をオシログラフで描かせたものの一例である。

このオシログラフの(1)は大シリンダのロッキングアーム R に対する水平移動量 s の割合が $i = s/R = 50\%$ における波形であって、(2)は同じく大シリンダの位置 i が4%におけるものである。これはそれぞれ前述の解析によって描いた図6の(C)と(E)に相当する波形である。

また、(3)は小シリンダに切換を行ない、 i が50%の点のもので、(4)は同じく i が12%のものである。この(4)は供試体に対する試験条件は上述の(2)に相当し、小シリンダに切り換えることによって波形のくずれが完全になくなっていることを表わしている。次に(5)と(6)は大シリンダにおいて i が3%の点で、ロッキングアームの半径 f の中心が、加工の不良から R の回転軸心よりいくぶんずれている状態の一例を示したものである。すなわち、波形の下方の中央部に一つの小波形が加えられている。これは前述の解析によってもこのような現象が現われる。この場合は、圧力計に正確な

下限荷重を指示することができないので加工は正確にすべきである。

3・2 同調弁の位相の調整

ロードセルの採用によって電気的指示計によれば、油圧の計測はラフなめやすでよいという説はあるが、一応は認められることである。しかしながら試験機を取り扱う方々は、油圧計のみを信頼して計測する場合はきわめて多いことが実情である。

また、ストレインゲージの寿命や、電気的計器の経済的負担の面から考えても信頼できる油圧指示計とすることが望ましい。そこで、前述の二重ラム方式の採用によって、一応の目的を達したが、さらに荷重の計測精度を向上させるため、同調弁の位相調整を行なうことを試みた。

3・2・1 運転時調整型 図9の②③⑤は油圧の伝

図9 同調弁の位相角調整装置 (その1)

ば系路を示しているが、同調弁の狭い幅の油路より伝ばされる油圧は、繰返し速さや、管内の圧力、油圧抵抗、その他によってタイムラグは多少異なる。このタイムラグは同調弁の位相差となって上下限の荷重は正確に指示計に伝達されない。この位相差をなくするため同調弁体の油路の関係位置を運転中に調整できる機

構とすることは理想的である。

図8はこの目的のために考案したもので、パルセータ軸と同調して回転するギヤ⑦の回転によって、⑥差動歯車を通して①の弁体が回転する。

いま、⑧把手の微調整により差動歯車を介して、①を前進または後退させて、指示計を見ながら最大値を検出しようとするものである。調整完了後は⑨の固定ねじにより締めつける。

この方式は理想とするが、機構が多少複雑であるので実機にはまだ採用していない。

3・2・2 停止時調整型 図10の⑥はパルセータ軸

図10 同調弁の位相角調整装置 (その2)

と同調して回転するギヤで、弁体①と同一位相にある⑦の円板とは⑧固定ボルトにより締結される。⑥、⑦にはきわめてゆるやかな角度を持つ半径方向の長穴があり、この穴に沿って⑧を移動させて固定することにより微調整を行ないうる。

この方式は場合に応じてトライアルを行なわなければならない不便を生じたが、一応の成果をあげている。

4 二重ラムとした場合の荷重精度の向上

二重ラムの採用により、図6 DEF の場合において荷重の精度が向上する割合を表Iに示す。ここで L は大ラムで、 S は L の1/3容量の小ラムである。なお、ここに示された値はスリットの幅が1 mmとした場合のおおのの理論値である。

ここに、 θ : 同調回転弁の頂点に対するずれ角

ε : 頂点に対する θ における誤差率

実機についてはだいたいこの傾向を示し、E Fにお

表I 単一ラムと二重ラムによる

荷重計測精度の比較

(計算値)

場合	パルセータ: L		パルセータ: S		荷重精度 上昇の割合 (%)
	θ°	$\varepsilon(\%)$	θ°	$\varepsilon(\%)$	
D	10	2.5	10	1.5	1.0
	15	3.5	15	2.2	1.3
E	10	3.5	10	1.4	2.1
	15	7.0	15	2.5	4.5
F	10	5.0	10	1.9	3.1
	15	10.4	15	4.5	5.9

L : 大ラム S : 小ラム (1/3 L)

D : 図6の場合 D

E : " " E

F : " " F

θ : 同調弁中心に対する位相のずれ角

ε : ずれ角 θ における荷重誤差

いて2~6%の精度の向上をみた。さらに位相角調整装置の併用によって精度は向上されたが、ここにはこれを加えていない。

5 結 言

最近のパルセータは構造物を対象とするものが多いため大型化しているのに、小荷重、小振幅の材料の疲労試験には適応しないのが実情である。

したがって前述の解析により、ロッキングアームを長くするか、 f と t の半径を小さくすることにより、小振幅時の先頭波形の度合いを小さくすることはできるが、構造上の制限や、面圧が過大となるなどの理由である程度の限度がある。

本研究により s の位置はだいたい $S \geq (f+t) \sin \beta_{\max} \times 1.5$ 以上にて運転すべきであるとの結論を得たので、大型パルセータに対しては、上述の二重ラム型式を採用して異状先頭波形を除去することができた。

また、これに加えて、同調弁の位相角調整機構を併用し、荷重の計測精度を向上させるとともに、大小ラムの適正な採用によって動力的にも経済運転をなしえたものと信ずる

(昭和41年5月19日 日本材料学会第15期総会講演会にて講演)

参 考 文 献

- 1) 加賀屋繁治, 材料, 15, 238 (1966).