

V形8気筒高速ディーゼル機関クランク軸系の ねじり曲げ連成振動に関する研究

若林 克彦*・下山田 邦夫**・児玉 知明***・岩本 昭一****

A Study on the Characteristics of Bending Vibration Coupled with Torsional Vibration in the Crankshafting of a V-type, 8 Cylinder Diesel Engine

By Katsuhiko Wakabayashi, Kunio Shimoyamada**, Tomoaki Kodama***
and Shoichi Iwamoto*****

Synopsis: The characteristics of bending vibration coupled with large torsional vibration are investigated in this paper by comparing the experimental and calculated results in a 14.3 liter, 8 cylinder, V-engine.

The experimental data for torsional, bending moment are obtained by measuring torsional, bending strain, respectively, on the outer surface of the crankpin center at each crankthrow. The corresponding, calculated data are obtained by using the 3 dimensional calculation method of crankshaft vibrations by the transfer matrix method, which has been developed by the authors.

As a result of the comparison, it is reported that the 8th amplitude of cyclic bending moment at each crankpin becomes maximum or minimum near the 8th resonant speed of torsional vibration. It is also verified that the above—mentioned phenomenon is a coupled torsional—bending vibration.

要旨：本論文では、総排気量 14.3 dm³ の V 形 8 気筒小形高速ディーゼル機関を対象として、クランク軸系のねじり振動に連成して発生する曲げ振動（以下、ねじり曲げ連成振動と呼ぶ）の特性について、実験と解析より検討を加えた。

実験としては、各クランクスロー（crankthrow）のピン中間位置におけるねじりモーメント及び曲げモーメントを測定した。また、解析としては、伝達マトリックス法によるクランク軸系の 3 次元強制振動解析法を使用して、クランク軸各位置での振動付加ねじりモーメント、曲げモーメント及び横変位の計算をした。

これらの実験値と計算値を比較検討した結果、

- (1) 本供試機関では、8 次のねじり振動共振回転数及びその近傍で、この大きなねじり振動に連成して、8 次の曲げ振動（8 次ねじり曲げ連成振動）が発生する。
- (2) 各クランクスロー部における 8 次ねじり曲げ連成振動付加曲げモーメントの振幅値は、8 次ねじり振動共振回転数近傍において、最大または最小になる。

ことを主に明らかにした。

*機械工学科 教授 工学博士
Professor, Mechanical Engineering Division, Dr. of Engineering

**機械工学科 専任講師
Lecturer, Mechanical Engineering Division

***機械工学科 嘱託
Technical Staff, Mechanical Engineering Division

****埼玉大学工学部機械工学科 助教授 工学博士
Associate Professor, Saitama Univ., Mechanical Engineering Division, Dr. of Engineering

1. はじめに

内燃機関クランク軸系に大きなねじり振動が生じると、そのねじり振動に連成して曲げ振動（ねじり曲げ連成振動）が起こることについては実験等から明らかにされている。しかし、その振動特性については十分に解明されておらず、不明な点が多い。

星野・新井^{1)~4)}らは、この連成振動が発生することを

実験より明らかにした。すなわち、クランク軸すみ肉部における応力を測定し、ねじり振動の共振点及びその近傍で大きな曲げ応力がすみ肉部に生じることを報告した。また、津田^{5),6)}は模形クランク1スローモデルを使用して、クランク軸上にねじり曲げ連成振動及び縦曲げ連成振動が発生することを説明している。その上、多スロー機関で、そのスロー面が一つの平面内に納っていない場合は、これらの振動がさらに連成して、縦、横二つとねじりの合計四つの連成振動が発生すると主張している。しかし、多気筒機関クランク軸系におけるねじり曲げ連成振動及び縦、横・横、ねじり連成振動について、具体的な解析を行っていない。

そこで、本研究では、最初に各クランクピン中間位置におけるねじりモーメント及び曲げモーメントを測定し、供試V形8気筒小形高速ディーゼル機関（総排気量；14.3 dm³）のねじり曲げ連成振動の実態について実験より調査する。つぎに、著者らが開発した伝達マトリックス法による3次元強制振動解析法^{7)~10)}を使用して、これらの実験結果に検討を加える。さらに、この解析法を使用して、モーメントのモード及び横変位の振動モードを求めて、解析的な面からねじり曲げ連成振動の特性を調べる。なお、供試機関では、顕著なねじり共振現象が8次振動に現れるので、この次数成分に着目して、ねじり曲げ連成振動の特性を調査する。

2. クランク軸上におけるねじり曲げ連成振動の発生機構

本章では、文献5)と6)を参照して、ねじり曲げ連成振動がクランク軸上で発生するメカニズムについて述べる。

図1に示すような模形クランクの単一スローを考え、0点を原点として主軸x, y, z軸を図のように定める。この模形クランクは、y, z方向に対して単純支持されていると仮定して力学的なつりあいを考える。

いま、クランクピン中央にy方向荷重 F_y を加えると、ピン中央部ではy方向の変位が発生する。また、この力は0点を支点としてz方向のモーメント M_z を生じ、z軸回りの角変位が生れる。その上、x軸回りのモーメント M_x で支える必要がでてくる。実際のクランク軸系では、フライホイール等の加速度に基づく慣性力のモーメントがこれをまかなう。すなわち、z軸回りの曲げ振動とx軸回りのねじり振動が同時に発生する。これらをまとめると、本論文で対象としているねじり曲げ連成振動となる。

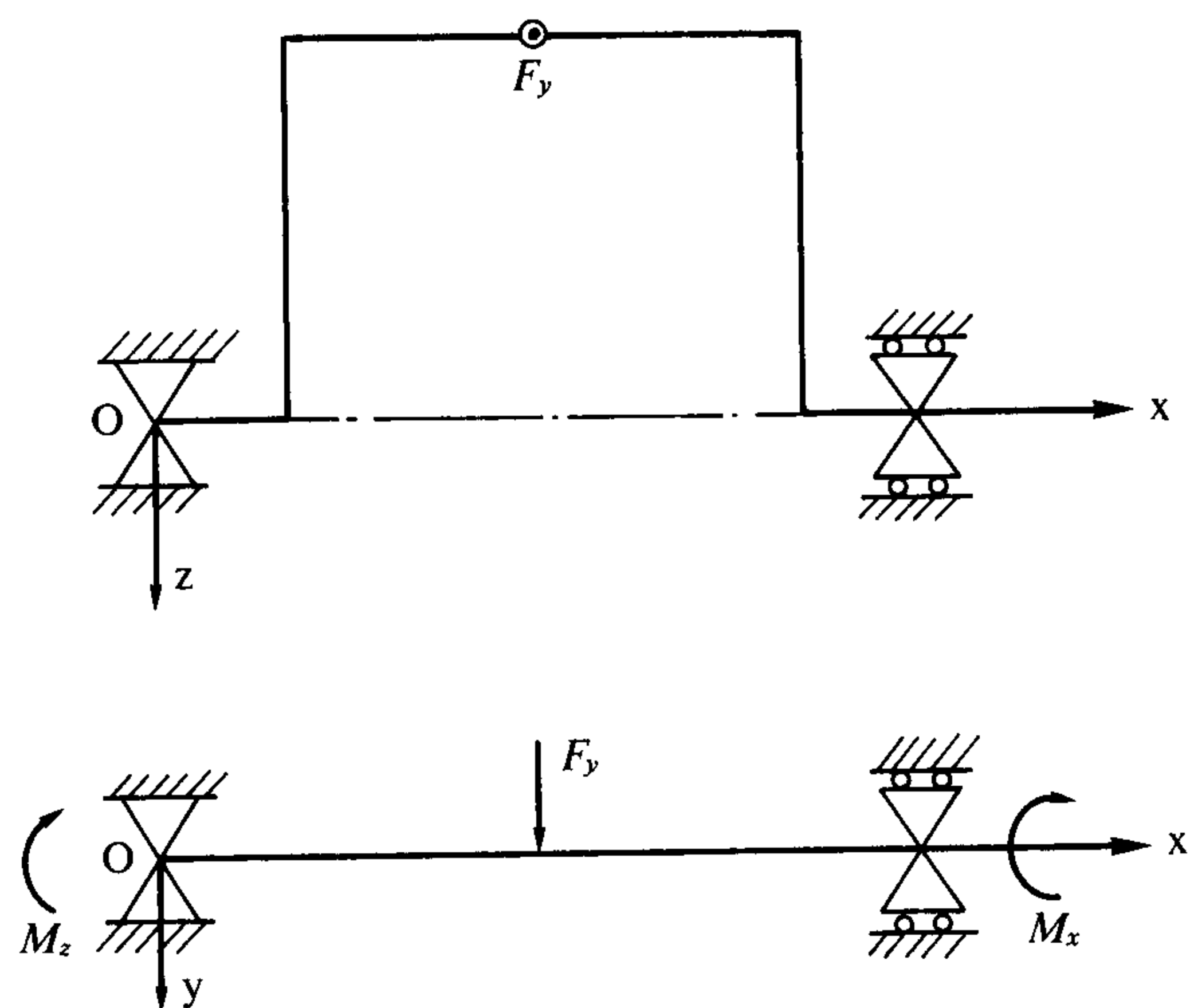


図1 模形クランク1スロー

3. 振動付加ねじりモーメント及び曲げモーメントの測定方法とその結果

3.1 測定方法

供試V形8気筒高速ディーゼル機関及び測定装置は文献8)に示したものと同一である。

ねじりひずみ及び曲げひずみを検出するために、2枚の2軸ひずみゲージを、ピン中間位置外周に接着し、一組とした。なお、この一組のゲージはピン中心線に関して点対象となるように接着された。他の一組のゲージは、ピン中心線回りに90°ずつ角度をずらして接着された。これらのゲージの端子からリード線をプリー側に取り出し、スリップリングを介して、ひずみ波形が検出された。また、ブリッジ回路の配線を変えることにより、ねじりひずみあるいはz方向（図1参照）の曲げひずみが検出できる。検出されたひずみ波形は調和解析され、8次のねじりモーメント、あるいは曲げモーメントの振幅値が求められた。

3.2 振動付加ねじりモーメント及び曲げモーメントの測定結果

前節で述べた測定方法にしたがって計測された各クランクピン中間位置における8次振動付加モーメントの振幅曲線を図2及び3に示す。図2は8次振動付加ねじりモーメントの振幅曲線である。最大の付加ねじりモーメントは機関回転数1560 rpmに生じる。その値は1番ピンから4番ピン（プリー側から番号をつける）の順に大きくなる。これは振動の節がフライホイール近傍にあるためである。図3はz方向の8次振動付加曲げモーメントの振幅曲線である。各クランクスローの曲げモーメントは、ねじり振動の共振回転数近傍で最大あるいは最小

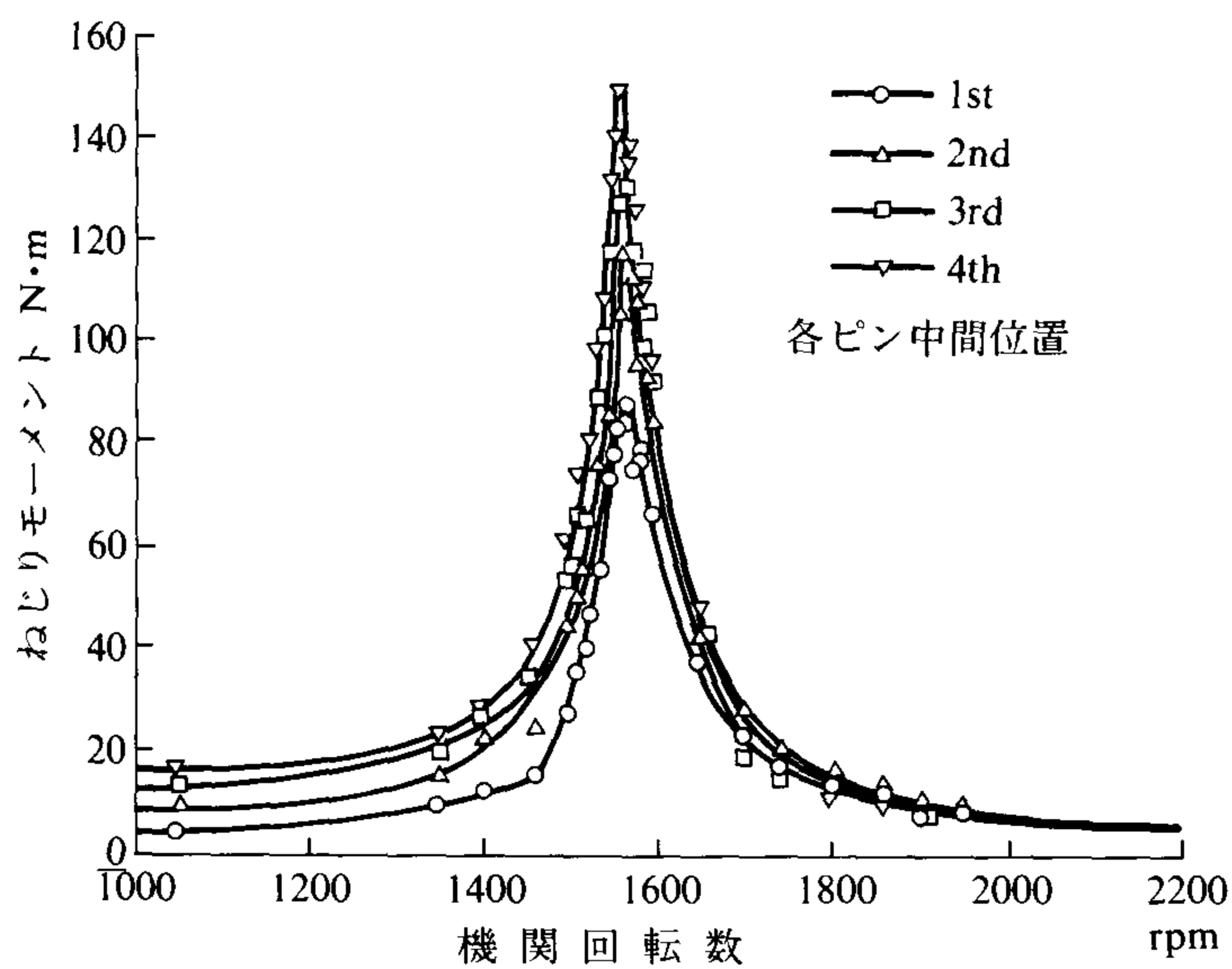


図2 8次ねじりモーメント振幅曲線(実験値)

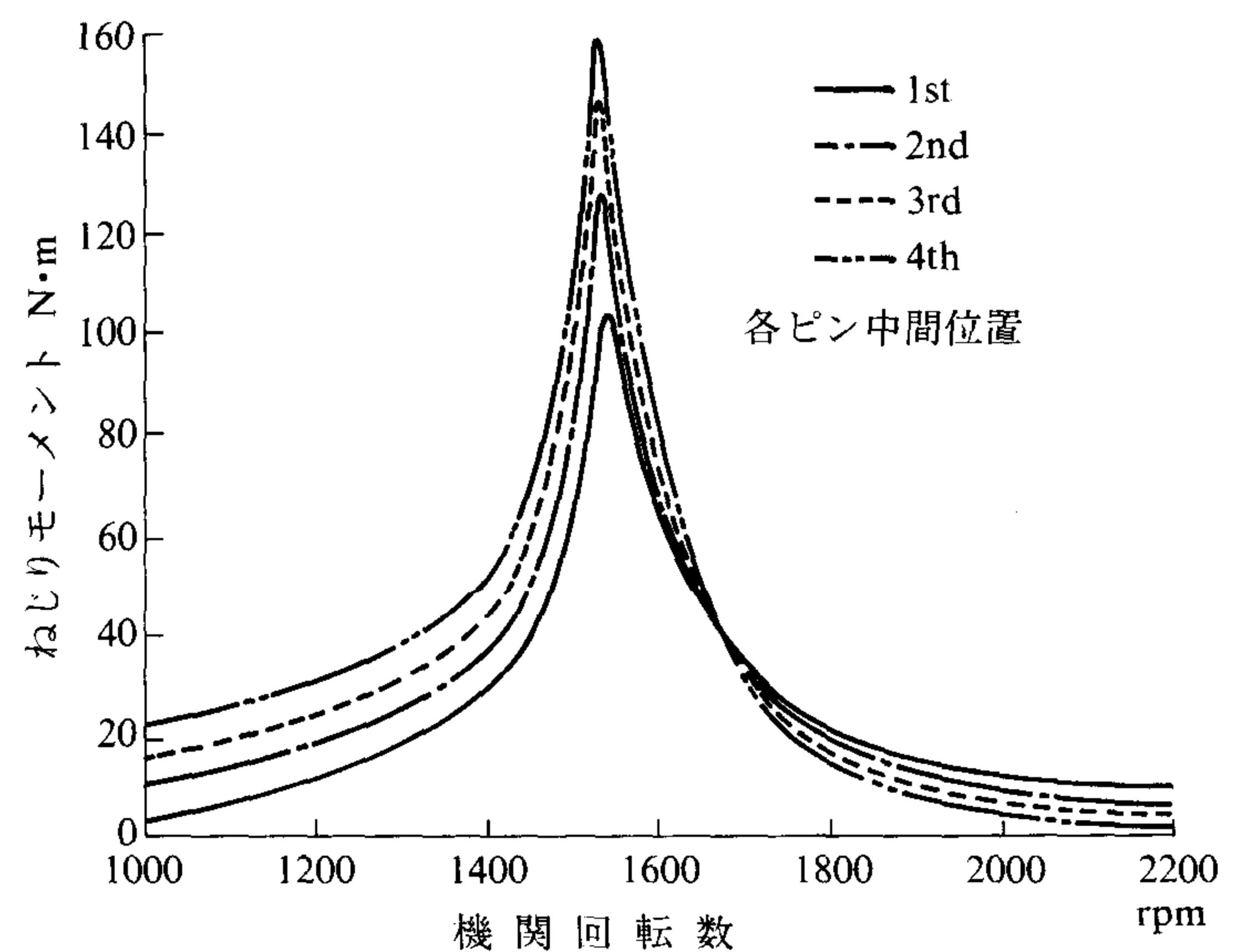
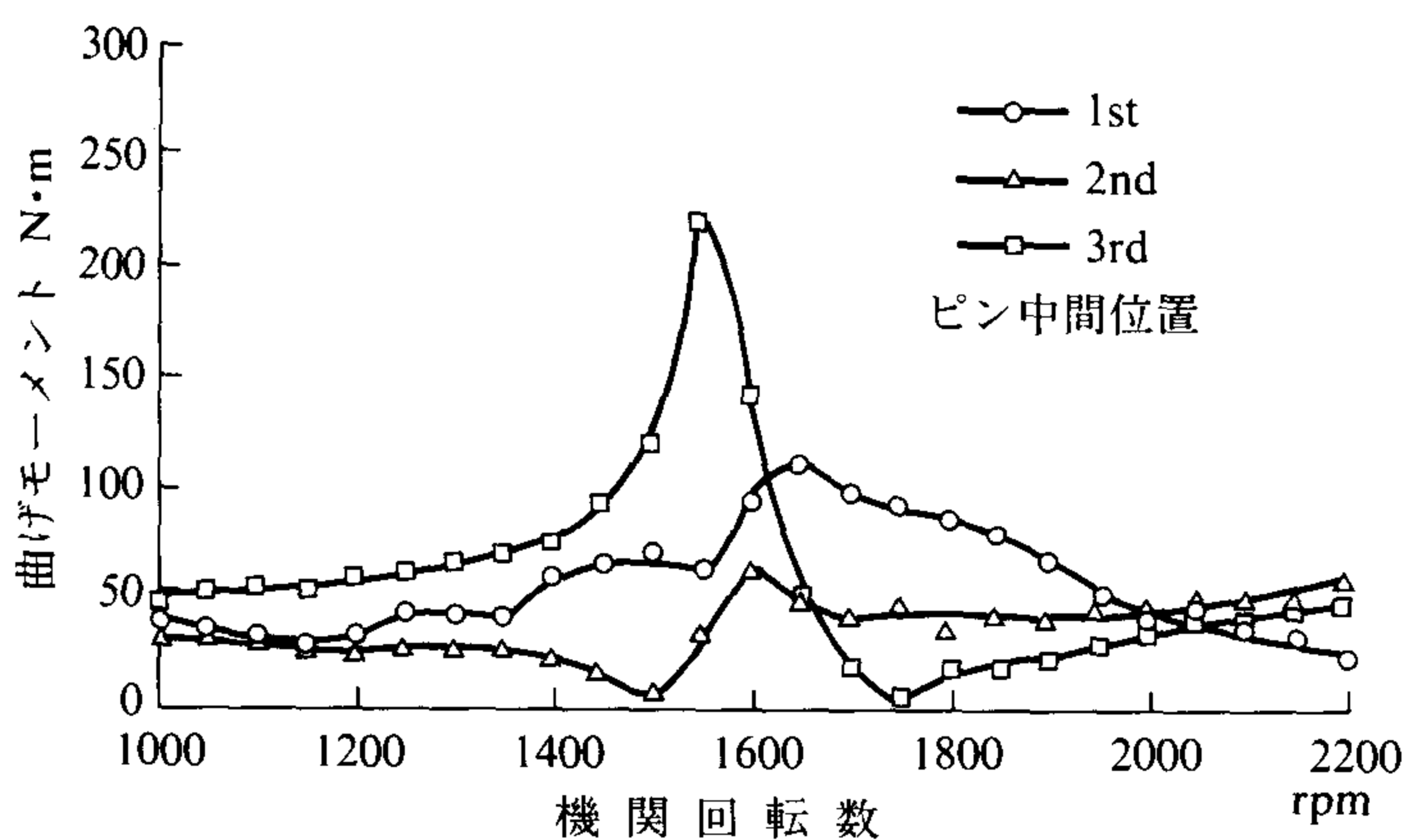
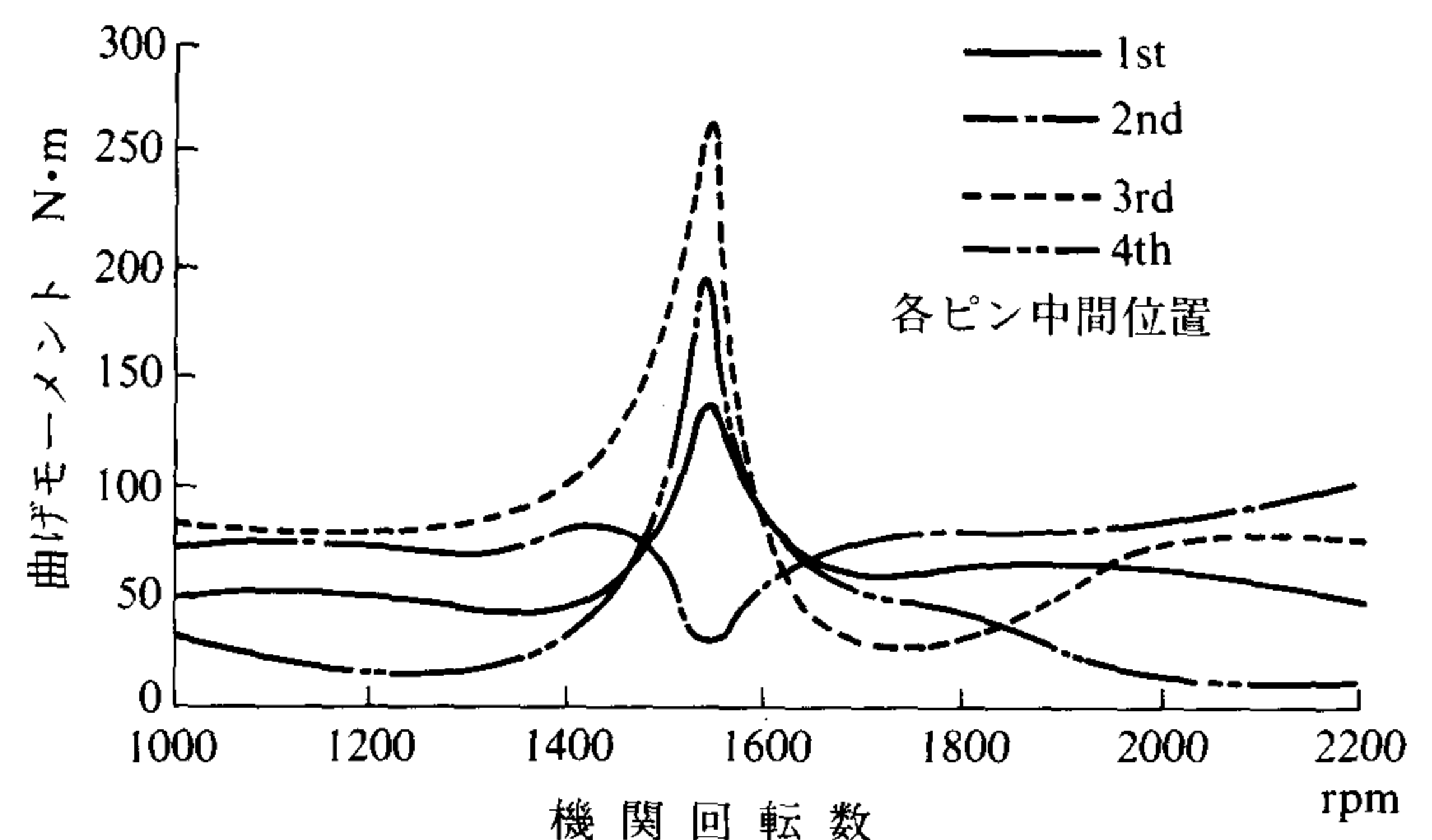


図4 8次ねじりモーメント振幅曲線(計算値)

図3 8次曲げモーメント振幅曲線
(実験値, z 方向)図5 8次曲げモーメント振幅曲線
(計算値, z 方向)

となり, 8 次曲げ振動の共振で生じた現象ではない。これらの結果より, 8 次ねじり振動に連成されて, 8 次曲げ振動が生じたことが分かる。すなわち, 供試機関では 8 次のねじり振動共振回転数近傍で, 8 次のねじり曲げ連成振動が生じる。

4. 振動付加ねじりモーメント及び曲げモーメントの計算結果及びその検討

本章では, 筆者らが開発した伝達マトリックス法によるクランク軸系の 3 次元強制振動解析法^{7)~11)}を適用して, 主として振動付加ねじりモーメント及び曲げモーメントの計算を行ない, 第 3 章で言及した実験結果と比較し, 本解析法及びねじり曲げ連成振動の特性に検討を加える。

ねじり曲げ連成振動計算において, 各主軸受部の弾性及び減衰特性がこの連成振動に大きな影響を与えられと考える。そこで, 本振動モデル上では主軸受部に y 方

向及び z 方向の線形等価ばね及びダッシュポットを考慮した。なお, 計算対象としている振動系は, 文献 11) に述べた振動系から粘性ダンパを取り除いた系である。また, 本計算に必要な諸数値は文献 8)~11) の値を引用した。

図 4 は 8 次振動付加ねじりモーメントの振幅曲線である。3.2 節で述べた対応する実験結果 (図 2) と比較してよく一致している。また, 図 5 は 8 次振動付加曲げモーメントの振幅曲線である。各ピンの曲げモーメントの値がねじり振動共振回転数 1560 rpm 近傍で最大あるいは最小になっている, 対応する実験結果 (図 3) と同様の傾向を示している。

以上の 8 次ねじり曲げ連成振動付加曲げモーメントの実験結果と計算結果の比較検討より, 従来のクランク軸系の振動解析法では計算できなかったねじり曲げ連成振動を本解析法により計算できることが証明された。

5. ねじり曲げ連成振動特性の解析面からの追加検討

前章で、伝達マトリックス法によるクランク軸系の3次元強制振動解析法を使用して、ねじり曲げ連成振動を計算できることが証明された。そこで、この章では本解析法を使用して、解析的な面からねじり曲げ連成振動にさらに検討を加える。

8次ねじり振動の共振回転数近傍 1540 rpm における8次振動付加ねじりモーメント振幅のモード線図及びz軸方向の8次振動付加曲げモーメント振幅のモード線図を、それぞれ図6及び7に示す。付加ねじりモーメントの値は5番ジャーナルで最大となっている。また、付加曲げモーメントの値はクランクピン部で小さく、ジャーナル部で大きい。最大のねじりモーメントが発生する5番ジャーナルで、やはり最大の曲げモーメントが生じる。

つぎに、第2章で言及したねじり曲げ連成振動の発生機構に関連して、y方向の8次振動付加横変位のモードを図8に示す。ピン部のモードは、文献8)に示したねじり振動の角変位モードと同じ傾向を示す。また、ジ

ャーナル部ではほとんど変位していない。これは、第2章で述べたようにピン部におけるy方向の横変位のみがねじり振動と密接な関連があり、ジャーナル部におけるy方向の横変位はねじり振動に関連しないことによる。つぎに、図9に各クランクピンにおけるy方向の横変位振幅曲線を示す。当然のことであるが、この振幅曲線の共振回転数は、図4に示したねじりモーメントの共振回転数と一致する。

以上より、多スロー機関クランク軸系の振動解析からも、ねじりとy方向の変位及びz方向の曲げが連成することが判明した。すなわち、本供試V形8気筒機関では、8次ねじり振動共振回転数近傍で、8次のねじり曲げ連成振動が生じる。

なお、各モード線図に位相差を考慮すべきであるが、本報では振幅値のみについて論じたので無視した。また、図6～8の図中で用いた記号は以下に示す位置を表している。P; プーリ左端, 1J～5J; 1番ジャーナル～5番ジャーナル中間位置, 1P～4P; 1番ピン～4番ピン中間位置, F; はずみ車, B; 動力計のロータ中間位置, BR; 動力計右端。

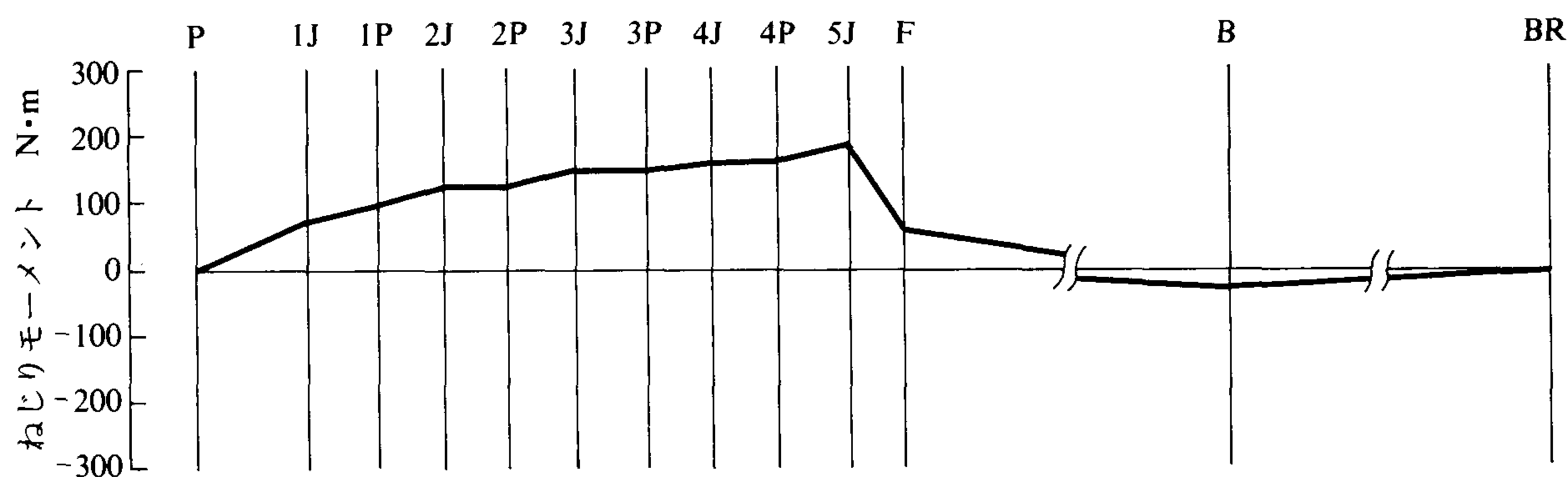


図6 8次ねじりモーメントのモード線図 (機関回転数1540 rpm, 計算値)

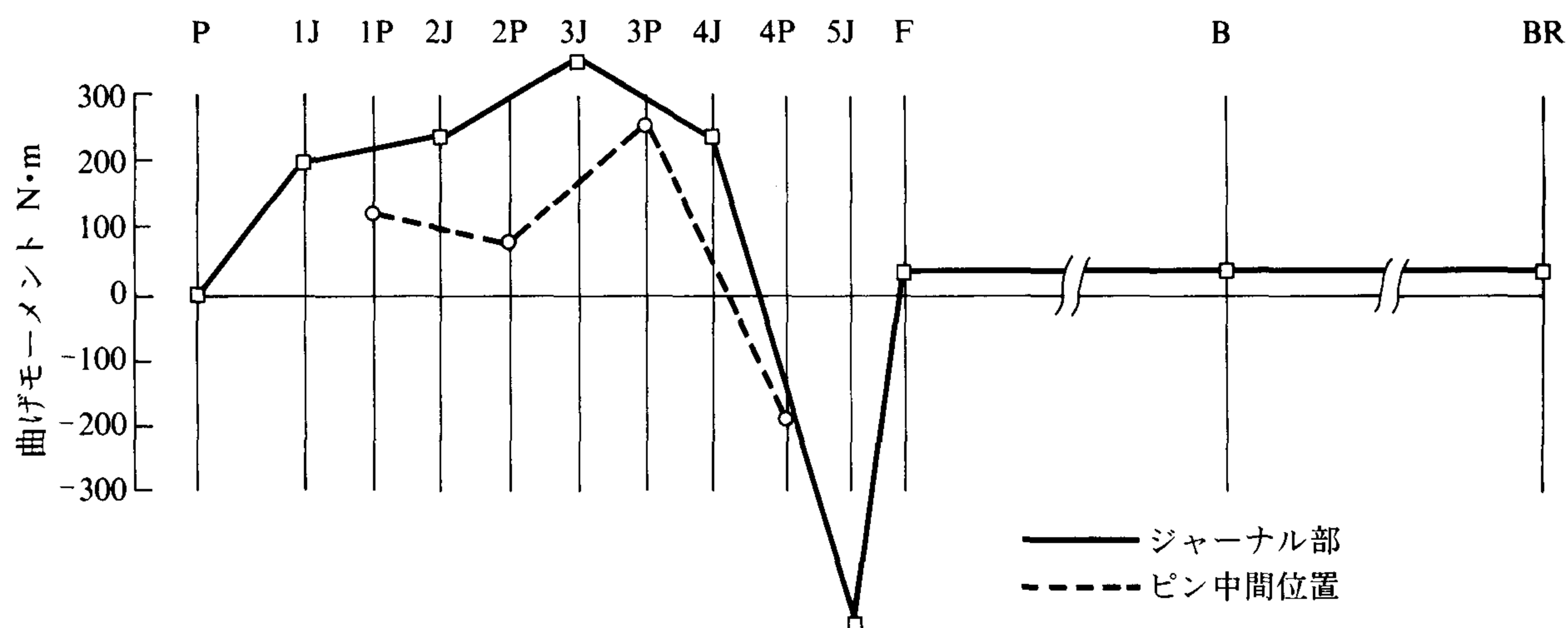


図7 8次曲げモーメントのモード線図 (機関回転数1540 rpm, z 方向, 計算値)

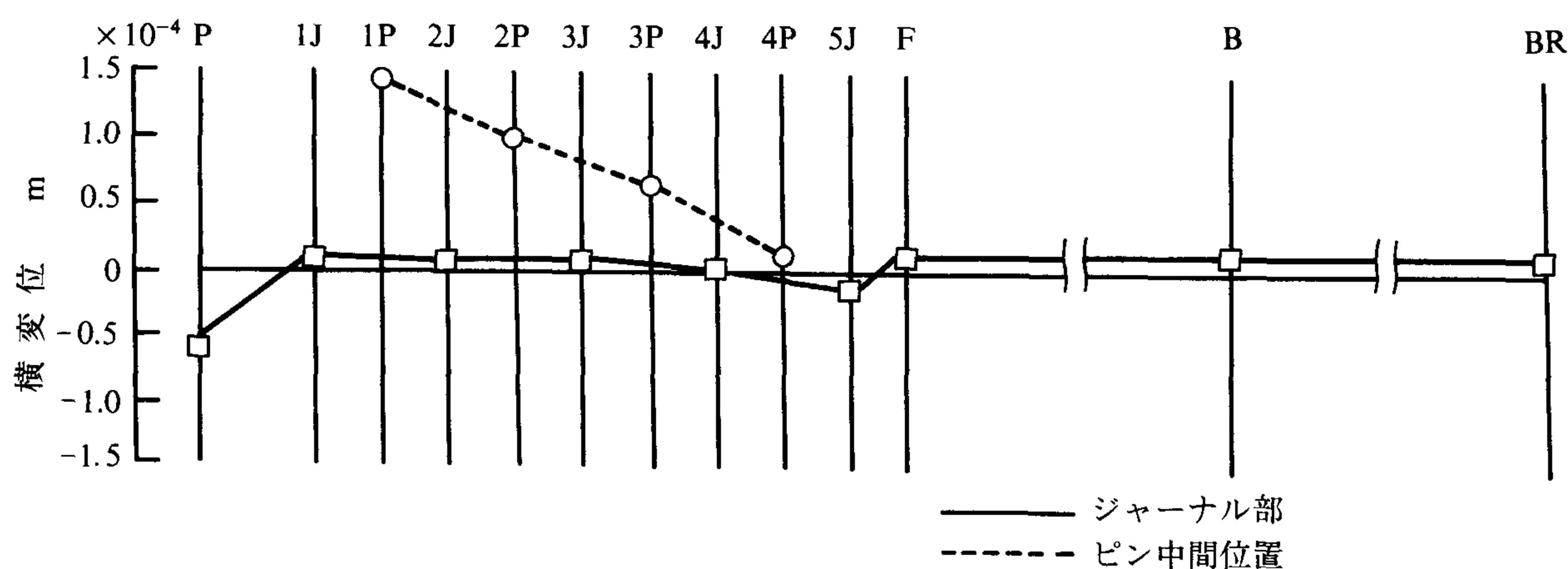


図 8 8 次横変位のモード線図 (機関回転数1540 rpm, y 方向, 計算値)

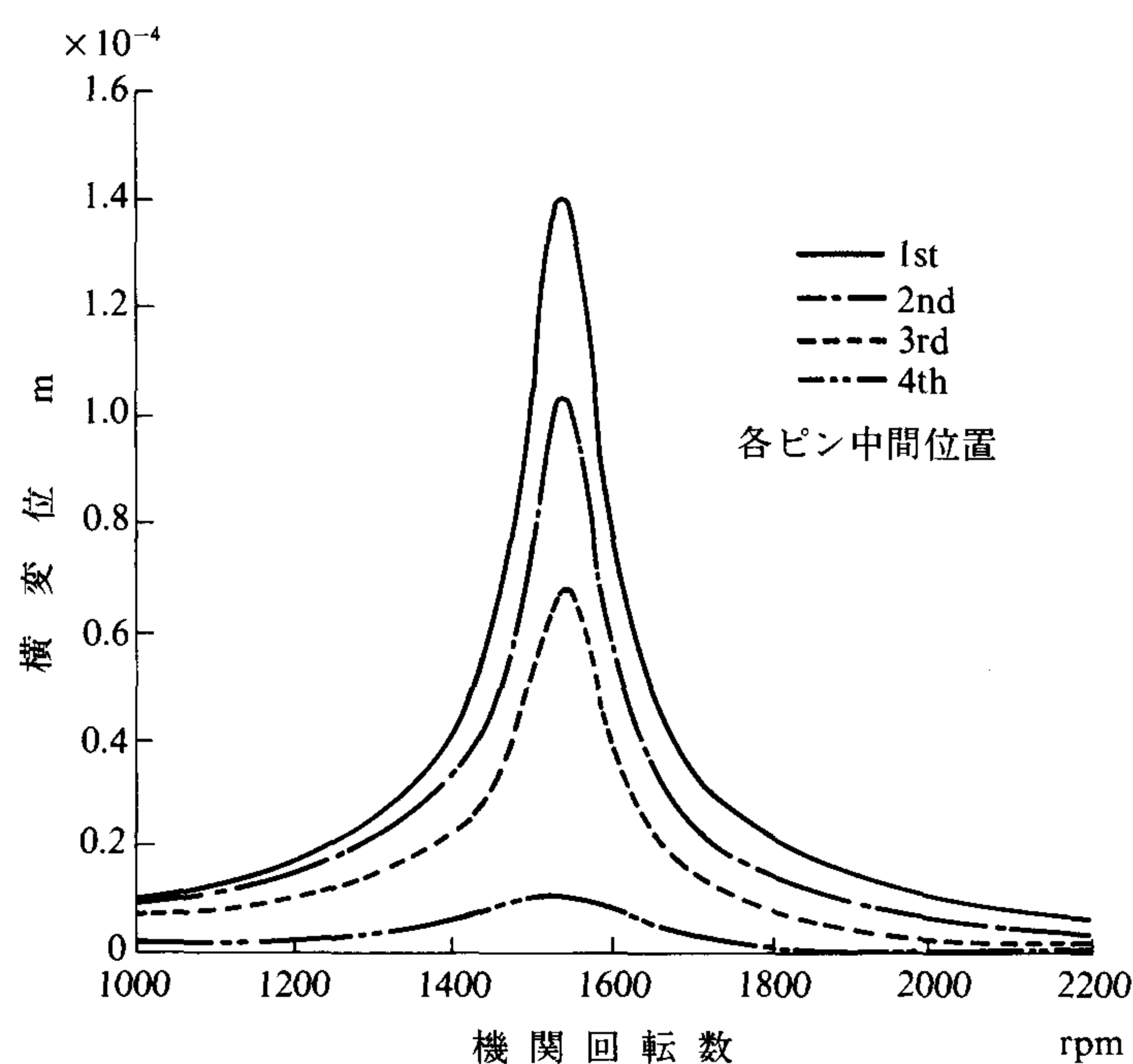


図 9 8 次横変位振幅曲線 (y 方向, 計算値)

6. ま と め

V 形 8 気筒小形高速ディーゼル機関を対象として、実験と解析よりねじり曲げ連成振動の特性について検討した結果のまとめとして、

- 1) ねじり振動共振回転数近傍で、この大きなねじり振動に連成して、曲げ振動 (ねじり曲げ連成振動) が発生する。
- 2) 各クランクスローにおけるねじり曲げ連成振動付加曲げモーメントの値は、ねじり振動の共振回転数近傍で、最大または最小となる。
- 3) ねじり曲げ連成振動付加曲げモーメントの値は、クランクジャーナル部の方がピン部より大きい。
- 4) ねじり曲げ連成振動付加曲げモーメントの値が最大となるか所は振動付加ねじりモーメントの値が最大となるか所と一致する。
- 5) 各クランクピン部におけるスロー面に垂直方向の

振動付加横変位は、ねじり振動と密接な関連がある。

以上の結論は供試 V 形 8 気筒機関から得られた結論であるので、さらに本研究を継続して、他形式の機関についても同様の実験及び解析を行なっていく予定である。また、結論 3)~5) については、3 次元強制振動解析法による計算結果から導かれたものである。本解析法を使用してねじり曲げ連成振動を計算できることを確認した上で得られた結論であるが、今後実験により検証する予定である。

謝辞：本研究を遂行するにあたり、計算にご協力頂いた工学部機械工学科の小山友久、市橋俊行両君に深く感謝する。なお、本計算には国土館大学電子計算機センターの Honeywell DPS 8/70 システムを使用した。

また、本研究は国土館大学理工学研究所の 58 年度研究助成を受けた研究成果であることを付記する。

(原稿受付 昭和 59 年 9 月 30 日)

参 考 文 献

- 1) 星野：機学誌，70-581 (昭42-6)，37.
- 2) 新井：舶機誌，4-10 (昭44-12)，28.
- 3) 新井・他 2 名：NK 技研報告，1 (昭45-12)，1.
- 4) 星野・他 6 名：NK 技研報告，3 (昭47-1)，1.
- 5) 津田：機械の研究，19-11 (昭42-1)，279.
- 6) 津田：舶機誌，9-8 (昭49-8)，11.
- 7) 若林・岩本・他 2 名：舶機誌，14-3 (昭54-3)，26.
- 8) 若林・岩本・他 1 名：舶機誌，14-3 (昭54-3)，37.
- 9) 若林・岩本・他 1 名：舶機誌，17-2 (昭57-12)，4.
- 10) 若林・岩本・下山田：舶機誌，19-1 (昭59-1)，24.
- 11) 下山田・若林・児玉・岩本：国土館大工紀要，17 (昭59-3)，63.