クランク軸系振動の実船計測結果 について (第2報)*

真 砂 宏**, 本 岡 隆 雄***

全 孝 重****, 新 井 淳 一*****

概 要

ディーゼル機関主軸系の縦方向変位の計測を行なって弾性曲線を求め、従来の計算方法で推定した弾性曲線と比較した結果、2節振動共振点は、従来の計算方法によって推定された回転数に生じるが、1節振動の共振は従来の計算方法で予測されたよりも低い回転数に生じていることを確かめた。また、この振動は軽負荷時のスラスト軸受部の剛性の非線形性により鈍い共振曲線をえがく。

Some Studies on the Dynamical Stresses and Axial Displacements Measured on Actual Engine Crankshaft

by Hiroshi Masago, Takao Motooka,
Jeon Hiojung, Junichi Arai

Abstract

The authors had measured the axial displacement of main shaft system of the Diesel ship. In the result, the resonant point of second mode axial vibration can be calculated by the free vibration theory, but that of first mode axial vibration cannot. It is estimated that the difference is caused by the over-estimation of thrust bearing rigidity. The first mode resonance is found in lower revolution of which resonance curve is very flat, because if the thrust force is smaller, the thrust bearing block has non-linear characteristics.

結 言

第1報¹⁾においては「さんとす丸」主軸系の、主としてクランク軸の計測結果について報告した。しかし(1)本船の軸系の縦振動の1節共振時の弾性曲線を従来の方法で推定してみると、プロペラ部の振幅がクランク軸の船首端よりも大きくなるが、実際にこのように大きな振幅が生じているのかどうか、(2)1節と2節がかなり接近して生ずることが予想されたのに対し、実測では固有振動数 1,010 cpm の共振だけが顕著に現われたが、この現象をどのように説明するか、(3)85~95 rpm の広い範囲に正体不明の8次成分が検出され

図1 計測箇所 ①②③④は変位
⑤は応力計測箇所

たがこれをどう説明するか、などの点がデータの不足から疑問のまま残された。

これらの点を明らかにするために、今回さらに図1に示す各点を計測点として選び、主軸の縦方向変位を計測し、全軸系についての縦振動の挙動を調べてみたので、この結果について報告する。

計 測 方 法

中間軸には縦変位を計測するのに適当な端面がない

*原稿受付 昭和45年10月14日
**正 会 員 大阪商船三井船舶(株) (港区赤坂5-3-3)
*** " 三菱重工業(株) (千代田区丸の内2-5-1)
**** " 韓国海洋大学 (韓国釜山市景島区東三洞618)
***** " 日本海事協会本部 (東京都港区赤坂2-17-16)

ので、変位計測用に二つ割りのフランジを製作して、これを中間軸にいだかせて、固定し、このフランジ端面の前後方向の動きを、前向クランク軸の変位計測に使用したと同様の、抵抗線ひずみ計を利用して製作した板バネ形の変位形を用い、動ひずみ計を利用して計測した。

また、同時にテレメーターを用いて図1中④で示した部分でねじりおよびスラスト応力を計測した。

計 測 結 果

計測の結果としてねじりおよびスラスト応力はほとんど変化しないことがわかったので結果は省略する。

図2 変位計測結果 (全振幅)

図3 計測結果の調和解析結果 (8次成分)

図2は変位計測値の P-P 値であるが、計測用の二つ割りのフランジの摺動面を同一平面に合わせるのは実際上かなりの困難が伴ない、実際には若干の角度をもって取り付けられたので、同図の値はこの取り付け誤差も含んでいると考えねばならない。

しかし、この誤差はほぼ次数の2乗に比例して減少するはずであり、結果を調和解析したうえで検討を行うな限り、今回問題としているような次数では問題にする必要はない。

計測した波形からおもな次数の、共振点付近での調和成分と位相を求め、これを回転数に対してプロットしたものを図3～6に示す。なお、位相については調和成分が小さくなるとその分散が大きくなる。計測誤

図4 計測結果の調和解析結果 (10次成分)

差から推定しても、このように調和成分が小さい場合には位相の誤差が増すので実験結果を評価する場合、注意する必要がある。

考 察

計測結果のうち、典型的な共振曲線を示す縦振動の10次、16次などの共振点について、D部の変位振幅と、A部の変位振幅の比を調べてみると、それぞれ0.493, 0.566となり、また、両者の位相は 180° の差を示すのに対し、問題の85～95 rpmに現われる8次成分の振幅は前端とプロペラ軸部ではほぼ等しく、両者の位相はほぼ一致している。

共振点の前後では振動の位相が 180° ずれることが知られているが、この8次成分の位相も90 rpmを中心としてなだらかではある

図5 計測結果の調和解析結果 (11次成分)

図6 計測結果の調和解析結果 (16次成分)

が 180° の変位を示しており、上述したように前部とプロペラ軸部の位相が一致していることから考えても、これが1節振動の共振であることは間違いないと考えてよからう。

一般に、なだらかな共振曲線を示す場合には減衰係数の大きいことが原因であることが多いが、本実験においては他の振動と異なり、この共振だけが他の共振と異なる減衰係数をもつことは考えられない。

著者らはこれをつぎのように説明した。

すなわち、回転数が低く負荷が小さい場合には推力軸受部では軸にかかる推力が振動による慣性力よりも小さくなり、スラスト・カラーに密着しない。このために、推力軸受部のばね定数は非線形となり、1節振動は完全な共振にまで成長せずに終わってしまうものと考えた。

このような現象は、当然スラスト軸受部に変位を生ずる振動モードの場合にのみ生ずるものと考えられるが、実際スラスト軸に近い③点の調和成分は1節振動と考えられるこの8次の共振では振幅が大きく、他の2節振動と考えられる共振点ではこの点の振幅はごく小さい。

また、10次、16次の2節縦振動の共振点がそれぞれ100、および62 rpm に生じていることからみて、これの固有振動数を1,000 cpm とみると、2節8次は125 rpm に生ずるはずである。一方、計測結果をみると120 rpm 付近で8次成分がかなり大きな振動となり、しかも、船首端とプロペラ軸端の位相は程度の差を生じているので、さらに高い回転数まで計測を行えば共振点が観察されたものと思われ、この軸系の1および2節縦振動共振点は従来の方法で推定されたようにほとんど等しくはならないことがわかった。なお、観測値の最高値についてD部の変位振幅とA部の変位振幅の比をとると0.645 になっている。

さらに100 rpm に現われた11次の共振は2節ねじり振動から誘起されたものであるが、D部とA部の変位振幅の比は0.618 で、縦振動の2節と変位モードが酷似している。これは2節ねじり振動共振点が2節縦振動共振点と接近しているために2節ねじり振動の慣性力が2節縦振動を励起したもので、この場合の縦振動の位相も矢張りねじり振動の共振点前後ではほぼ 180° の差を生じている。

結 言

以上“さんす丸”主軸系の縦振動計測結果について考察を行ない、前回疑問のまま残された85~95 rpm の範囲に生ずる8次成分は1節縦振動によるものであることを確認した。また、この共振が典型的な共振にまで成長しない理由としてスラスト軸受部のばね定数の非線形性をあげたが、将来これを計算によって確認することができるようにする必要がある。

また、このほか著者の一人が発表^{2) 3)}しているように、縦振動のみならずねじりとの連成を強制振動として解く必要があるうえに、スラスト軸受部の台板の剛性、油膜の剛性の評価についての検討を行なうことも必要で、将来これらの点についてさらに研究を進める必要がある。

文 献

1. 真砂宏、本岡隆雄、新井淳一 日本船舶機関学会誌、第4巻、第2号、(昭和44年4月)
2. 津田公一、全孝重 日本船舶機関学会誌、第4巻、第7号、(昭和44年9月)
3. 全孝重 日本船舶機関学会誌、第5巻、第3号、(昭和45年3月)