

工作機械構造の捩り振動に関する研究

Torsional Mode of Vibration of Machine Tool Structure

那須 雄次*・中村 良也*・佐藤 壽芳*

Yuuji NASU, Yoshiya NAKAMURA and Hisayoshi SATO

1. はじめに

工作機械の振動問題に関連してその構造の振動解析を有限要素法等によっておこなうことが一般的になりつつある。筆者らも、工作機械の振動と加工精度の関係を明らかにすることを目的とした研究の一環として、旋盤構造を例に有限要素法による振動解析をおこなってきた¹⁾、²⁾。その際、薄板鋼板を使った模型実験によって捩れの固有振動数にたいし有限要素法の計算値が測定値より極端に大きくなる事実のあることを明らかにした。その後詳細は明らかにされていないものの同様の現象を観察している報告に接した³⁾。そこで本研究では、模型構造を対象としてこの相異の原因を実験と解析の両面から解明し、精度よく固有振動数を推定するための方針を明らかにすることを試みた。

2. 実験値に関する検討

実験用の模型として既報との関連をふまえて図1に示す旋盤ベッドを原型とするものとした。実験にあたっては一端固定とした際の境界条件、側板とリブの接合条件に留意した。小型電磁加振機を用い固定端に近い箇所を加振点とし、2個の渦電流型非接触変位計を用いて固有振動数と振動モードを確認した。

固定条件は図2に示す2方法とした。図2には模型の寸法も同時に示す。図2(a)は既報においても採用していたものであり、底板となったリブをCクランプで固定したものである。一方図2(b)は、底板となるリブはとり外し、側板を長くしておいて底板があるべき位置で、側板をブロックではさみこみ、ボルト締めしてしまうものである。ブロックは定盤にボルト締めされている。図3は既報の結果を図示したものである。計算結果は長方形要素を用いた最も基本的な方法により、分割はリブ1枚、リブ間の側板1枚をそれぞれ1要素とする最も粗いものとしている。曲げモードの固有振動数については実

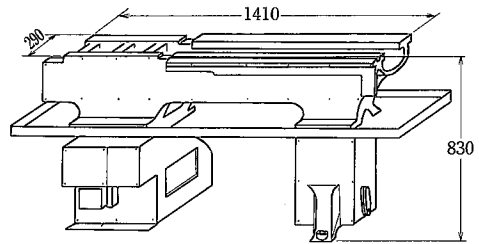
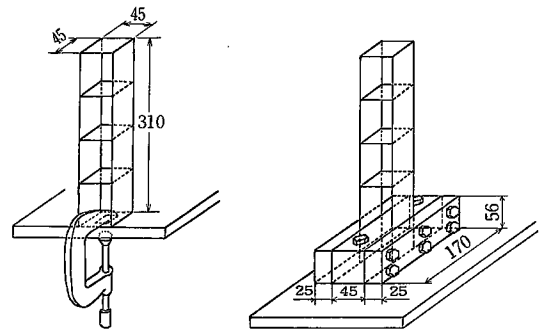


図1 薄板ベッド模型の原型の旋盤基本構造



(a) 底板Cクランプ固定

(b) 側板ボルト締め固定

図2 モデルの固定支持方式

験値と計算値が非常によくあっているのにたいし、捩りモードについては実験値が計算値の約1/2になっていることがわかる。

図4は図2に示した固定条件の間で固有振動数がどの程度相異なるかを明らかにしたものである。曲げ振動にたいしては、約30%の減少となっている。すなわち、固定の条件としては、図2(b)の方法がより確実であることが示されている。

底部の固定方法は図2(b)によることとし、リブの接合条件を変えた場合について、固有振動数を求めた結果が表1である。表1(a)はエポキシ樹脂系接着剤をリブと側板の間に盛るようにして接着した場合である。表1(b)は側板と外側のリブを曲げ加工で1枚の板で構成し、他は(a)と同様にしてエポキシ系樹脂を用いてい

* 東京大学生産技術研究所 第2部

研究速報

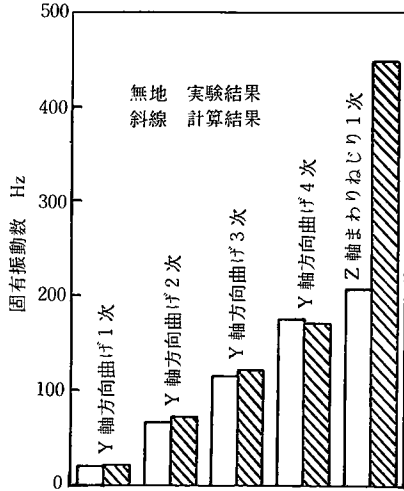


図3 従来の結果

る。表1(c)は瞬間接着剤を用いその際はりしろに3×3mm²断面の亚克力樹脂角材を接合部にあてている。表1(d)はリブ両端を曲げ、ビス止めて側板に接合するようにしたものである。これらの結果から、(a)、(b)はほとんど変わらないこと、(c)は、(a)、(b)に比べてやや接合部の剛性がおちているとみられること、(d)はビスの質量増加によって何れも固有振動数が低くなっていること、等が読みとれ、エポキシ樹脂を用いた接合で最も剛性の高い特性のえられることがわかる。

3. 計算と実験の比較

有限要素法の解析は上記の模型を薄板構造と考え、面内剛性、面外剛性を評価する基本的な三角形、四角形の板要素を用いた。面内変位に関しては6自由度と8自由度、面外変位に関しては9自由度、に自由度の関数形をそれぞれ与えている。図5は横軸に全節点数、縦軸に振りの1次固有振動数を取り、分割の方法と固有振動数の関係を示したものである。分割を細かくするにしたがって、計算の結果は固有振動数が減少し、実験値に近づくことが明らかにされている。また三角形要素によるより

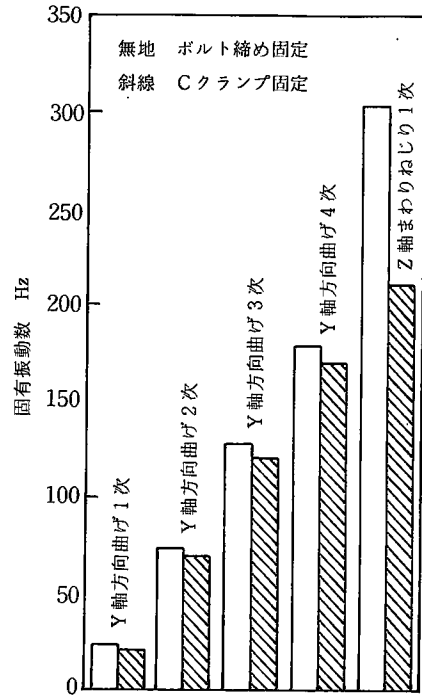


図4 モデル固定条件と固有振動数

も、長方形要素による場合の方が実験値にたいする収束のよいことが示されている。これは振りモードに大きい影響を与えると思われる面内変位の変位関数について、長方形要素の方が三角形要素よりも高次項から成っていること、また、長方形要素では同じく面内変位に関する局所座標系の基準軸の方向が要素間で一定で、その方向性が模型の実体に近く、変位をより正確にあらわしていること等が理由と考えられる。

4. おわりに

以上の実験と解析をもとに実験における境界条件、計算における要素分割数に注意することによって従来問題のあった工作機械のベッド構造を模擬した薄板構造の振り固有振動数について、実験値と有限要素法計算値を一

表1 模型リブの接合条件をかえた時の固有振動数

振動モード		(a)	(b)	(c)	(d)
		エポキシ系樹脂	曲げ加工+エポキシ	瞬間接着剤	ビス止め
Y軸方向 曲げ	1次	23.1	22.6	20.7	19.1
	2次	72.0	70.5	67.0	60.8
	3次	127.8	123.3	116.7	109.5
	4次	179.3	175.2	168.3	157.9
Z軸まわり ねじり1次		302.9	304.0	296.0	277.9

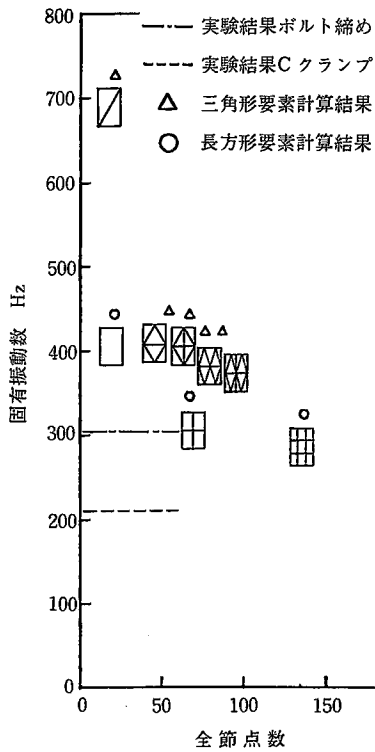


図5 振り固有振動数に関する計算値と実験値の比較

致せしめうることを明らかにした。この際計算には長方形要素を用いる方が精度がよい。しかし、曲げモードの固有振動数ははるかに少ない要素分割数で精度のよい結果を与えていることからすると、曲げと振りのモードについて平衡のとれた計算法を見出していく必要があろう。また、以上で見出された諸点に留意して実際の構造について実験解析をすすめることも今後の課題である。おわりに計算機の使用にあたりご援助を頂いた本所川井教授、日本マーク安達社長に感謝する。

(1980年8月11日受理)

参考文献

- 1) H. Sato, Y. Kuroda and M. Sagara: Development of the Finite Element Method for Vibration Analysis of Machine Tool Structure and Its Application, Proc. 14th MTDR, 1973, McMillan, 545
- 2) 黒崎, 西田, 佐藤: 工作機械構造の有限要素法による振動特性解析, 機講論 760-17, 昭 51-10, 89
- 3) H. Opitz: Moderne Produktions Technik, Girardet 1970, 196

正 誤 表 (10 月号)

頁	段	行	種別	正	誤
471	右		図の標題	図10 脈動流の振動数(流動状態[B]) 図11 脈動流の振動数と下流管長さ	図11 脈動流の振動数と下流管長さ 図10 脈動流の振動数(流動状態[B])
477	左	↑ 1	数 式	$\binom{2n}{r}$	$\binom{2n}{r}$
"	右	↓ 1	"	$\binom{2n+1}{r}$	$\binom{2n+1}{r}$
"			図 2 (c)	$(\times \frac{1}{5})$ を追加	
492	左	↓ 10	本 文	前 2 報	前前 2 報