



工作機械の剛性と加工精度に関する研究

上野, 滋

(Degree)

博士 (学術)

(Date of Degree)

1983-03-31

(Date of Publication)

2012-07-17

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲0423

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1000423>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



工作機械の剛性と加工精度 に関する研究

1983年3月

上 野 滋

目 次

第1章 緒 論	1
第2章 加工精度の測定	5
2.1 緒 言	5
2.2 加工精度解析評価用測定システムの機能	5
2.2.1 工作物形状の分類	5
2.2.2 精密測定機器の機能分類	6
2.2.3 加工精度解析のための機能	7
2.3 モジュール形測定システム	9
2.3.1 仕様設計	9
2.3.2 機構設計	11
2.3.3 試 作	13
2.3.4 応用構成	14
2.4 測定値処理	15
2.4.1 加工誤差の抽出法	16
2.4.2 寸法誤差と形状誤差の評価	17
2.4.3 時系列による形状誤差の評価	17
2.5 測定システムの応用例	21
2.5.1 大形カムの形状測定	21
2.5.2 旋削面の形状測定	22
2.6 結 言	23
第3章 動剛性の測定	25
3.1 緒 言	25
3.2 動剛性の測定法	26
3.2.1 各種動剛性測定法の比較	26
3.2.2 インパルス応答法の原理	27
3.2.3 測定装置の構成	28
3.3 工作機械の動剛性測定	29
3.3.1 旋盤における測定結果	29
3.3.2 フライス盤における測定結果	30
3.4 運動中の動剛性測定	33
3.4.1 平均化によるノイズ低減法	34
3.4.2 定常ノイズの除去法	35
3.4.3 実験結果と考察	38
3.4.4 運動中の案内機構の動剛性測定	40
3.5 測定精度の改善	44
3.5.1 改善方法の原理	44
3.5.2 誤差改善度の解析	47
3.5.3 実 験 例	49
3.6 モーダルパラメータ推定法の改善	50

3.6.1	モーダルパラメータ推定の誤差	50
3.6.2	モーダルパラメータ推定法の検討	51
3.6.3	シミュレーション結果と解析	53
3.7	結 言	55
第4章	工具支持系の動剛性と加工精度	57
4.1	緒 言	57
4.2	デジタルシミュレーションによるダンパ挙動の解析	58
4.2.1	シミュレーションの数学モデル	58
4.2.2	有限フーリエ変換による周波数応答関数の計算	60
4.2.3	シミュレーションの結果と考察	60
4.3	中ぐり棒の試作	62
4.3.1	試作の仕様	62
4.3.2	インパルス応答法による動剛性測定	63
4.4	切削実験とその考察	64
4.5	結 言	71
第5章	工作物支持系の動剛性と加工精度	72
5.1	緒 言	72
5.2	旋盤における工作物支持系の基本機構	73
5.3	把持条件比較のための実験装置と実験条件	73
5.4	動剛性測定結果	75
5.4.1	方向性による差異	75
5.4.2	工作物の硬度の影響	77
5.4.3	把持条件の影響	78
5.4.4	生爪による把持	79
5.5	切削実験による把持条件の検討	83
5.5.1	切削実験方法と条件	83
5.5.2	切削実験結果の考察	84
5.6	結 言	87
第6章	新材料を用いた機械構成要素の動剛性と加工精度	92
6.1	緒 言	92
6.2	コンクリートの組成	92
6.3	コンクリートの機械的性質に関する実験方法	93
6.4	コンクリートの機械的性質に関する実験結果と考察	94
6.4.1	静 剛 性	94
6.4.2	減衰特性	95
6.4.3	検 討	98
6.5	鋼・コンクリートの複合材の特性	98
6.5.1	コンクリート充填鋼管の減衰モデル	98
6.5.2	実験材料と実験方法	99
6.5.3	実験結果と考察	99
6.6	コンクリート製旋盤刃物台の特性	101
6.6.1	試作刃物台の構造	101

6.6.2	静・動剛性試験の結果と考察	102
6.6.3	切削試験の結果と考察	103
6.7	エポキシコンクリートベッド研削盤の試作	108
6.7.1	試作機の仕様	108
6.7.2	振動測定結果	108
6.7.3	動剛性測定結果	111
6.7.4	研削試験結果	111
6.7.5	試作結果の考察	113
6.8	結 言	115
第7章	結 論	116
	参 考 文 献	119
付録1	伝達関数測定の実理	124
付録2	インパルス加振力のもつ理論スペクトル	126
付録3	中ぐり加工における切削抵抗の測定	127

STUDIES ON THE MACHINE TOOL DYNAMICS AND MACHINING ACCURACY

BY SHIGERU UENO

ABSTRACT

Demands are imposed to production engineering for ever increasing capabilities of qualities as well as quantities of production. The improvement of machining accuracy is most urgent and important in the manufacturing process, since high technologies require ultra-accurate machining to produce highly sophisticated products such as electric and electronic devices. There are still many problems to be solved to achieve high machining accuracies, such as forming of the cutting edge, control of the material properties of the workpiece. However, it is understood that the most fundamental problem is to establish the methodology to evaluate the machining accuracy. At the same time, methods are required to be developed to clarify the sources of various machining errors based on the accuracy measurements. It is well known that the dynamic performances of the machine tool have strong influences to the machining accuracy, but quantitative analyses are not yet carried out, because the measuring method of the dynamic performances of the machine tool is still unaccomplished.

In this study, attempts are made to the measuring and analysing methods of the machining accuracies and the methodology to analyse the dynamic performance of the machine tool. The relations between the machining accuracies and the dynamic performances of the machine tool are investigated by using the measuring methods established, and new procedures are proposed to improve the machining accuracies. The contents of the thesis are summarized as follows;

In Chapter 1, importances of the improvements of machining accuracies and of the dynamic analyses of the machine tool characteristics are described. Present state of the art of the related studies are surveyed and the problems to be solved are pointed out. The aims of the study are so settled as to establish the measuring and the analysing methods of machining accuracy and of dynamic characteristics of machine tool.

In Chapter 2, methodology is investigated to measure and analyse the machining accuracy. Functions and geometries of machined parts for industrial use are classified based on the parts family concept, and they are related to the metrological functions required to satisfy the design target. Functions of the conventional industrial measuring instruments are also categorized to extract the basic metrology functions. A proto-type modular type measuring system is designed and constructed based on the concepts of the metrology functions developed. The system is employed to evaluation tasks of machining accuracy and satisfactory results are obtained with the system developed. Fundamental concept of the method of the data analysis is proposed to evaluate the machining accuracy.

In Chapter 3, Present technologies of the dynamic analysis of machine tool is surveyed, and the shock excitation test technique is adopted as the most practical method to be used in the machine shop. The shock excitation technique is applied to analyse the dynamic characteristics of the machine tools under running conditions. An algorithmic procedure is developed and applied to cancel the inherent noise signal due to the machine tool operation which is superimposed upon the transient response signal and deteriorates the measuring accuracy. A technique combined with high speed sampling of the response data and the digital filtering is developed to improve the measuring accuracy. Effects of the developed methods are confirmed theoretically and also by the actual tests to prove the superiority of the methods developed. The accuracies of modal parameter extractions in the frequency domain and in the time domain are compared for a single degree of freedom model, and the basic characteristics of the both methods are investigated.

In Chapter 4, the machining accuracy as influenced by the dynamic characteristics of the tool holder is investigated. The shock excitation technique is applied to a boring bar with impact damper and the digital simulations are

carried out to the impulsive loading. The frequency response of the boring bars tentatively manufactured are measured employing the shock excitation technique and good agreements are obtained in the results between the simulations and the measurements. Actual cutting tests are carried out with the boring bars, and their cutting performances are compared with the dynamic characteristics of the boring bars. Good correlations are obtained between the measured dynamic compliances and the experimentally obtained profile errors of the machined parts.

In Chapter 5, the effects of the dynamic characteristics of the workpiece holding system upon the machining accuracy is investigated. The frequency responses of the workpiece fixed with the three jaw chuck are measured employing the shock excitation technique under various supporting conditions, and the actual cutting tests are carried out for the same workpiece configurations. The geometrical accuracies of the workpiece after cutting are measured and compared with the dynamic compliances of the workpiece, and good correlations are obtained between the measured accuracy and the dynamic compliances. The shock excitation technique is found to be useful to find the optimum supporting condition of the workpiece in the machine shop.

In Chapter 6, improvements of the machining accuracy and the dynamic characteristics of the machine tool are pursued by applying new material to the machine tool structure. Hydraulic and epoxy resin concretes are introduced as new structural materials. The mechanical properties of the concretes such as the equivalent modulus of elasticity and damping coefficient, are measured for various compositions, and the epoxy resin concrete is found to be superior to the hydraulic concrete in mechanical properties. Fundamental design concept for structures with combined steel and concrete is proposed based on the evaluation function which is defined as the product of the stiffness and the damping coefficient. The evaluation functions theoretically estimated are found to coincide with the measured ones for the steel pipes filled with the concrete. The epoxy resin concrete is applied to the tool post of the engine lathe so as to evaluate the dynamic performance. Intermittent cutting tests are carried out to compare the performances for various types of tool posts such as conventional one, one made of solid steel, one made of concrete and one made of steel weldments filled with concrete. The test results show that the tool post made of the concrete is good in machining accuracy and can extend the tool life of the ceramics for the interrupted cutting. The bed of a cylindrical grinding machine is made of the epoxy resin concrete. The dynamic characteristics, the machining accuracies and the life of the grinding wheel are measured and compared with those obtained with a conventional grinding machine.

The test results show good performances of the proto-type grinding machine made of the concrete in all aspects, for example, the tool life of the wheel which is three times longer than that obtained with the conventional one. The epoxy resin concrete seems to be good as the structural material for the machine tool to improve the machining accuracy.

In the last Chapter, the conclusions of the thesis are summarized. New methodologies are proposed to improve the machining accuracy from the viewpoint of the dynamic characteristics of the machine tool, and future problems to be investigated are also proposed.

第 1 章 緒 論

18 世紀に金属製工作機械が出現して以来、生産工学に対して与えられた最も重要な課題は一貫して生産能率の向上であったと言っても過言ではない¹⁾²⁾。21 世紀を迎える今日において生産能率向上の要求は増々厳しさを増し、単なる量的要求のみでなく、多種多様な製品を短時間の内に生産する要求に迫られ、今や個々の生産設備の機能のみを論じるだけでは不十分で総合的な生産システムの構築が重要な課題となっている。

他方、コンピュータに代表されるエレクトロニクス産業は、機械工業に対して従来の常識をはるかに越えるサブミクロンの加工精度を要求するに至ってきている。そのために生産工学もその主目標を高精度加工技術確立へと転換を計らなければならないようになってきている。

誤差のない加工は古来より続いてきた加工技術の夢であるが、その実現に対しては極めて多数の困難な問題点を解決しなければならない。例えば切削工具の切刃の形状生成の問題³⁾、被削材の持つ材料特性の問題⁴⁾などが代表例としてあげられるが、中でも最も基本的かつ重要な問題点の一つに加工精度の評価方法の確立がある。加工精度の評価方法の確立なしには加工誤差を論じることが不可能であることは周知の通りであり、早急にその確立が必要とされている。

また、工作物形状精度を生成する機械の中心である工作機械において数ある加工精度を劣化させる要因中、極めて重要な位置をしめているものに動剛性の問題がある。切削加工現象は極めて単純化した形で説明すれば、工作機械—工具—工作物の相対運動によって成立するものであるが、この一連の系の運動学的挙動が加工精度に対して極めて大きな影響力をもっている。

以上の諸問題に対して、従来より多数の研究者がさまざまな観点からの研究を進めている。例えば加工精度評価方法の面について示せば、

- a) 評価方法としての形状精度の定義とその正確さに関する研究^{5)~7)}、
- b) 加工条件と形状精度の相関に関する研

究^{8)~10)}、

- c) 測定装置の開発に関する研究^{11)~13)}、

- d) 生産ラインの品質管理に対する測定結果のフィードバック法に関する研究^{14)~16)}

などがあげられるが、いずれも個々の加工現象に対する解析手段としての加工精度評価法の研究がその主題であり、総合的な加工精度評価の方法論については言及されていない。

他方、工作機械系の動剛性に関しては極めて幅広い研究がなされている。それらを整理すれば、

- a) 工具—工作物系の動特性に関する研究^{17)~19)}、

- b) 構造解析上のモデリング手法に関する研究^{20)~22)}、

- c) 切削動特性に関する研究^{23)~25)}、

- d) びびり振動に関する研究^{26)~28)}、

- e) 測定方法に関する研究^{29)~31)}、

があげられよう。これらの研究の中でも特に加工精度と極めて強い相関を有するものとして d) 項に示したびびり振動に関する研究がある。本分野においてはびびり振動の発生原因に関する研究^{32)~34)}、びびり現象に関する研究^{35)~37)}、そしてびびり振動の抑制に関する研究^{38)~40)}が行われている。これらはいずれも加工精度向上に際して不可避の重要な問題である。しかしながら現在迄のこれらの研究においては主としてびびり振動の発生メカニズムの解明に研究の重点がおかれ、びびり振動の加工精度向上に対する寄与率に関しては未だ明らかにされていない。

加工精度向上、生産能率増進の立場からびびり振動の抑制方法を確立することは重要な課題である。一般にそのための手段としては構造減衰を増加する方法^{41)~43)}、設計変更により有害な振動モードを除去する方法^{44)~46)}、外部にダンパを付加する方法^{47)~49)}、サーボ系を付加する方法^{50)~52)}、切削速度など加工パラメータを変化させる方法⁵³⁾、⁵⁴⁾などがあるが、いずれも完全に確立された設計方法とはなっていない。特に構造本体の減衰能を増加させる手法は、ここ数年俄かに脚光を浴び始めたものであり、その特徴、最適設計法などいず

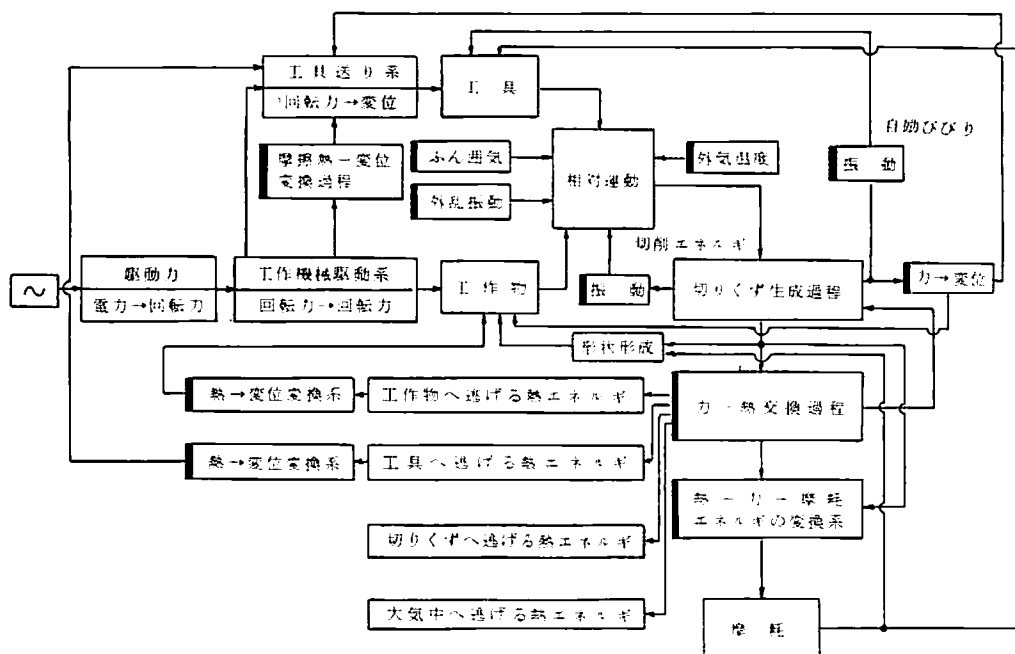


図1.1 切削加工における加工プロセスの諸要素(工作物回転形加工)

れも不明の点が多く、いわば暗中模索の状態にあると言えよう。

工作機械系の精度を含めた加工精度問題を論じた最近の研究としては沢辺⁵⁵⁾や高田⁵⁶⁾の例があげられるが、いずれも工作機械系の構造にもとづく幾何学的誤差(直角度、案内面精度、主軸回転誤差など)を主体として扱った研究であり、振動学的な立場での検討を行なうに至っていない。しかしながら最近の光学部品に見られるように極めて平坦な面の加工技術確立を要求され始めると振動学的考察は必須のものとなる。従って加工精度を主体とした工作機械の動剛性研究を速やかに確立する必要がある。

さて、切削加工における工作物の形状生成に関する諸要因を整理すれば図1.1のように示すことができる。本図においては運動とそれに伴う熱の発生を考慮し、熱変位のように加工精度に重大な影響を与える因子も含めている。又、整理の対象を時系列的に変動するものに限定し、予め一義的に決定される幾何学的誤差については除外してい

る。図より明らかなように、加工精度に影響を与える因子は自励びり振動、切りくず生成に伴う振動、外乱振動、ふん開気、外気温度、各種熱源よりの熱による熱変位、工具摩耗など極めて多数に及んでいる。

これら多数の因子も時系列的に見れば極めて短時間の間に発生するものと、準静的な、長時間変動の因子とに分離することが可能である。

このうち、長時間変動因子による加工精度劣化に対しては切削個数管理による工具摩耗補正法に関する研究⁵⁷⁾、熱変位を時系列的にプログラム補正する方法⁵⁸⁾など、幾つかの解決策が示されており、現在の技術レベルではさほど解決困難な因子ではなくなりつつある。

これに対して、短時間変動因子は根本的な対策を確立する以外に対処する術がないのが現状である。そこで本研究においては短時間変動因子の中でも加工精度劣化に重要な役割を果たしている工作機械系の振動に伴う加工精度について扱うこととする。すなわち、まず加工精度の測定・解析

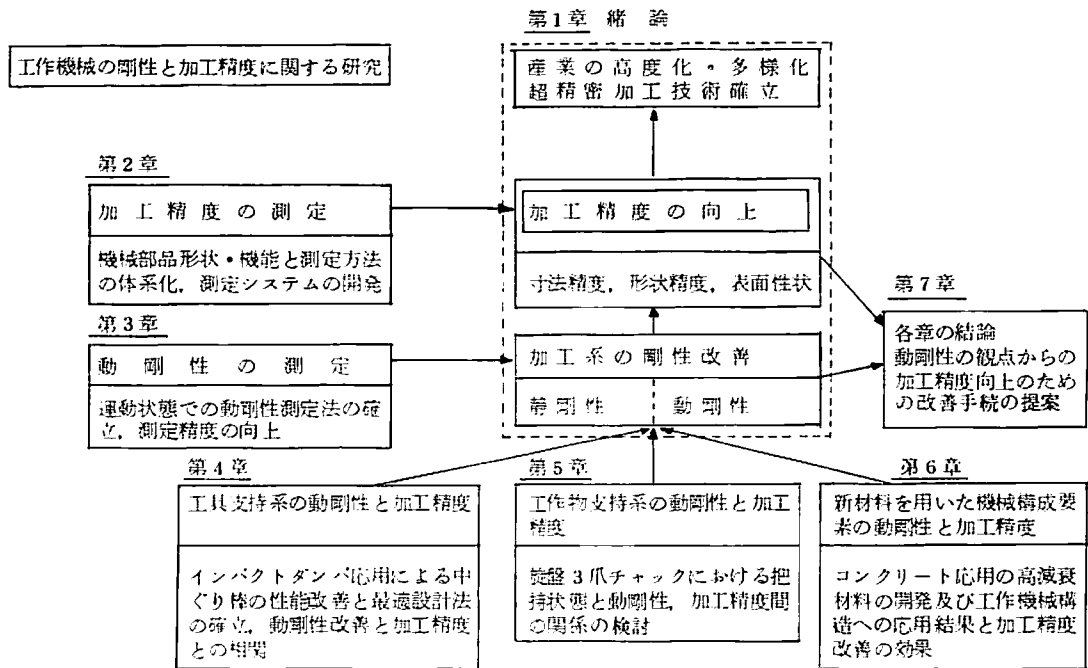


図1.2 工作機械の剛性と加工精度に関する研究の構成

方法と評価方法の検討と確立、並びに動剛性の測定と解析の方法論の確立を行ない、続いて代表的な加工系構成要素を対象として、ここで確立した測定・解析方法を適用しながら、加工精度と動剛性の相関を把握するとともに、高精度化への改善の方策を提案する。

本論文の構成は図1.2に示すとおりであり、各章の主な論点を整理すると以下ようになる。

第2章においては切削加工によって生み出される機械加工部品と、それらの加工精度を評価するために必要となる測定項目と計測機能、並びにその機能を満足する測定システムの設計方法を示す。次いでその設計方法に基づいて試作したモジュラ構成の精密測定システムの性能及び機能について評価し、具体的な加工精度の評価に適用した場合の検討結果を示す。また、加工精度の評価方法に関する一般的なデータ処理法の基本的な考え方についても論じる。

第3章においては工作機械と工具、工作物及びその支持系の動剛性を加工現場において容易に測

定し得る方法としてインパルス応答法をとりあげ、その測定技術上の問題点を解決して動剛性測定技術としての確立を計る。一般に工作機械の運動中に、その動剛性を精度良く測定することは外乱振動などによる雑音混入のため極めて困難であるが、本章ではその雑音の影響を低減する手法を新たに提案し、実際に応用した場合の効果について検討する。更に従来の高速フーリエ変換（以下、FFTと略記する）に基づいた伝達関数測定法による動剛性測定法では減衰能の低い構造体のモーダルパラメータを精度良く推定することが困難であることを示し、その解決方法として時間領域におけるデータ処理法の提案と、その効果について検討する。

又、代表的な工作機械である旋盤とフライス盤に対して動剛性測定を実施し、第4章以下において扱う代表的加工系構成要素を選択する。

第4章においては工作機械－工具－工作物系の相対運動を決定する諸要因のうち、工具系に対して測定法を適用した結果について論じる。すなわ

ち加工条件によっては極めて劣悪な制約下で加工しなければならない中ぐり加工における工具系の動剛性をインパルス応答法を適用して測定し、その結果から加工精度の改善法を考察する。具体的には、本質的に非線形要素であるインパクトダンパを工具系に付加した場合の工具系の挙動をデジタルシミュレーションして、動剛性改善度をまず計算によって検討する。続いて得られた最適設計値に基づいて中ぐり棒を試作し、その中ぐり棒を用いた中ぐり加工における加工精度と動剛性の実測を行ない、改善方策の比較検討を行う。

第5章では工作物支持系を取り上げ、その支持条件によって動剛性、加工精度が変化することを実験に基づいて提示し、本測定法の適用により動剛性と加工精度との間の密接な相関関係を明らかにできることを示す。

第6章では工作機械構造の構成材料に着目し、動剛性と加工精度の相関を論じる。ここでは主構

造材料として最近注目されてきたコンクリートを取り上げる。コンクリートの機械構成部品への適用については殆んど基礎資料が得られていないことから、まず、コンクリートの物理的特性を基礎実験によって明らかにし、振動学的立場から工作機械構造材料としての適用の可能性を求める。次いで実際の工作機械構造体への応用として旋盤の刃物台にエポキシコンクリートを適用し、加工精度、工具寿命など切削特性を系統的に検討する。更に円筒研削盤のベッド構造へ適用して、その機械の性能を動剛性、加工精度の面から考察する。これらの検討を通じてこの種の高減衰材料が今後の高精度加工用工作機械の構造材料として有効であることを示す。

第7章においては各章において得られた結論を総括すると共に総合的な考察を行ない、工作機械の動剛性の観点から加工精度を評価し、改善手続の基本的な考え方を提案する。

第2章 加工精度の測定

2.1 緒 言

加工面の創成過程にもなって生成される加工精度は工作物、工具の物理的、機械的特性、工作機械系の静的、動的運動特性などによって影響を受けることは良く知られている。従って、加工精度の劣化要因の解析のためには、工作物そのものの形状を詳細かつ正確に測定、分析することが第一義的に必要である。

従来より加工物の寸法・形状測定のためにはいくつかの測定機器が用いられてきている。すなわち比較的微視的な範囲の測定においては触針式あらさ計、光切断式あらさ計、光学干渉顕微鏡、走査形電子顕微鏡などが用いられ、巨視的な形状測定には真直度測定器、真円度測定器などが用いられている。これらは一部研究用のものを除き、いずれも工業用検査装置として開発されたものであり、精度解析・評価のために開発されたものではない。

加工精度の劣化は一般に静的及び動的要因が総合されて生じることから、加工面上に形成される形状も極めてピッチの細かい成分から寸法誤差の如き静的な絶対値誤差にいたるまで広範囲に及ぶ。こうした現象を微視的範囲と巨視的範囲の二種類に機械的に分離して測定・解析を進めることは、誤差値のみを評価する上では意義のあるところであるが、加工精度の劣化要因を体系的に評価する上では不満足な結果しかもたらさない。一例をあげれば、加工物全般にわたる長い波長のうねりと微視的なピッチで生じるびり面うねりとの相関を論じることは従来の解析方法では極めて困難である。

このように従来の測定装置による加工精度の研究は、使用に供せられる測定系の物理的機能（例えば運動範囲、分解能、測定方向）の制約から限定された条件下のみでの加工精度劣化問題しか扱わることが出来ず、体系的な研究を具体化することは困難であったと言える。

切削における加工形状は工作機械の母性原則に基づいて生成されるものであることから、おのおの

工作機械にはそれぞれ特有の加工精度劣化要因が認められる。一例をあげれば歯車切削加工においては、工具側及び工作物側の相対的回転、並びに直進運動量と工具形状が歯車精度の劣化要因であり、旋盤加工における長手旋削とはおのずから形状生成要因が異っている。このため従来の研究においては歯車、ねじ、カムなどの専用加工機械により加工された加工面の加工精度を研究するためには、それぞれ専用の測定器が要求され、開発されている。

以上の諸問題を考慮して、本章においては加工物を測定する立場より加工精度劣化要因を明らかにする方法論を確立することを試みる。具体的には加工物形状に制約されることなく測定の可能な測定システムのあり方について検討し、得られた基本原理に基づいて試作開発を行なう。又、開発したシステムを用いて加工精度を評価する際に必要とされる測定データ処理法を示すとともに、その適用例もあわせて示す。

2.2 加工精度解析評価用測定システムの機能

加工精度評価のためには先ず工作物の形状分類を進め、おのおのの形状の特徴を整理する必要がある。次いでその整理結果に対応可能な測定機能の分類を行ない、加工精度評価のための測定システムに必要とされる機能を明らかにする。ここで評価とは従来より生産技術の分野において共通に認められている評価値、例えば仕上面あらさ値、真円度値、真直度値などである。なお解析とは、測定結果を分析し、観測した形状を生成する要因を明らかにする一連の手段と定義することとする。

2.2.1 工作物形状の分類

機械加工部品の評価に対して要求される項目はその目的、対象によって極めて多種多様である。図2.1は代表的な測定項目をISO規格R1101⁵⁹⁾に基づいて示したものである。すなわち図においてa) 真直度、b) 平面度、c) 真円度、d) 円筒度、e) 線の輪郭度、f) 面の輪郭度、g) 平行度、h) 傾斜度、i) 角度、j) 位置度、k) 同

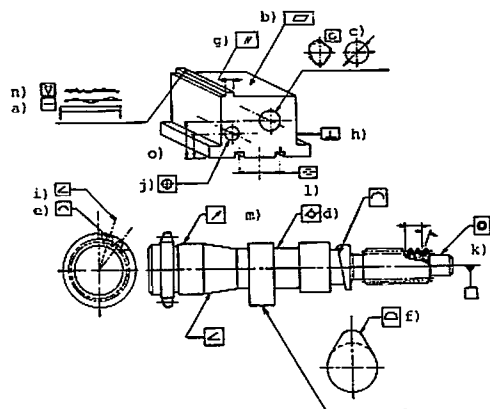


図 2.1 ISO規格に基づく機械部品の代表的測定項目

軸度，同心度，l) 対称度，m) ふれ，n) 仕上面あらさ，である。これらはいずれも最大実体原理にその定義の根拠をおくものであり，従来一般に現場で採用されていた定義と一部異なるところがある⁶⁰⁾。更に加工精度の体系的評価のためにはo) の寸法も欠かすことの出来ないものである。

以上の各項目について測定の立場より見直せば，以下の様に分類することが可能である。すなわち，

- 1) 寸法測定
- 2) 形状測定
- 3) 特殊形状測定（ねじ，歯車，カムその他）
- 4) 仕上面のあらさ測定

である。

上記のような分類方法は，従来より精密測定技術の分野において用いられてきたものである。これらの分類法は，測定対象のもつ機能的特性とは何らの相関も持たないことは明らかである。したがって加工精度を評価するための測定系の構築，という面より評価すれば，上記分類法は決して満足なものとは言えない。

他方，機械加工部品は一般にその形状と機能によって分類することが可能である。これらの分類方法の中で最も一般的なものとして，いわゆるグループテクノロジー⁶¹⁾の概念がある。そこで，本研究においては機械加工部品をグループテクノロジーの手法により分類し，その分類結果と測定項目との対応を明らかにすることを試みる。表 2.1 は部品の部分を機能毎に分類し，それらの部分の形状から必要とされる測定項目を対応づけて整理した

表 2.1 代表的機械部品の機能分類と ISO 規格に基づく測定項目の分類

機械部品 形状の分類	ISO形状及び位置精度のシンボル										
	形状	形状	形状	形状	形状	形状	形状	形状	形状	形状	形状
0 歯車	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
1 軸類	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
2 主要運動機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
3 案内機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
4 固定機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
5 補助運動機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
6 制御機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
7 支持機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
8 本体	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
9 容器・その他	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
A 固定機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
B 案内機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
C 主要運動機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
D 軸類	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
E 歯車類	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
F 補助運動機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
G 制御機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
H 支持機能部品	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
I 本体	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
J 容器・その他	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

結果である。ここで機械部品の形状分類は，機械振興協会と機械技術研究所の共同研究による分類法 K K - 1⁶²⁾ を基本としており，他方，測定項目は上記 ISO 分類法に基づいている。

本表では，機械部品形状を回転形状と非回転形状に大別し，そのおのおのを形状，機能名称により細分している。ここで用いている部品名称は機械加工分野において採用されている名称で，重要度の高いものより選択されたものである。表において各部品の形状精度評価に必要とされる測定項目は○印で示している。この場合の判定には，機能評価を重視しており，単なる外形形状評価のみに必要な測定項目は除外している。

以上に示すように形状と測定項目の対応を一つの表に整理することが可能であり，おのおのの対応に基づく測定項目の検討が具体化出来ることを示唆している。

2.2.2 精密測定機器の機能分類

加工精度を評価するための精密測定機器は，これまで多数開発されており，その機能も千差万別で

ある。本項においてはこれらの測定機器のもつ測定機能を総括的に整理する。

精密測定機器は、要求される測定機能を満足するために、次に集約される3つの基本測定機能をもたねばならない。すなわち

- 1) 幾何学的運動決定機能
- 2) 目盛機能
- 3) 位置検出機能

である。

幾何学的運動決定機能とは測定系に必要な運動の形態と座標軸を定義するためのものであり、基本となる円運動、直線運動及び両者の組合せよりの運動である。これら基本運動間の相対的な関係は運動を定義する座標軸の相対関係によって定められる。

目盛機能は各運動軸、又は軸上の運動量を明らかにするために定められているものであり、直線目盛と円周目盛とに分類される。

位置検出機能は幾何学的運動決定機能によって定められた空間内のどの位置に測定点があるかを検出するためのものであり、検出情報に基づいて目盛機能から検出点の空間座標が決定される。

以上の3つの基本測定機能に基づき、次に代表的な精密測定機器の測定機能を分類する。

幾何学的運動決定機能は前述のように運動形態と座標軸とに分けられる。又、目盛機能も直線目盛と円周目盛に分けられる。他方、位置検出機能は具体的にはさまざまな形式のものが存在するが、代表的なものとしては、光学顕微鏡、接触検出子、投影光学系、高感度触針、ならびに測定対象そのものの相対接触によるものに分類することが出来る。

表2.2は以上の機能項目に基づいて代表的な測定機器の機能を分類した結果である。表の縦軸には各測定機能を示し、横軸には形状測定に使用されている代表的測定機器の名称を示す。各測定機器に標準的に備えられている機能には○印を、また補助的、あるいは付加機能として備えられているものには△印を付している。

前述したISO規格に定められている形状、位置の定義に基づく測定も、これらの基本測定機能の組合せにより実現することが可能である。図2.

2はISO規格にある具体的な測定例が、どのような基本測定機能の組合せによって実現されるかを示したものである。図の左にはISO記号を、また次の列には測定例を、さらにそれ以降は幾何学的運動決定機能と目盛機能、検出器の順に整理して示している。図中、a)の例に示す位置度や外径寸法は直交する2つの直線運動軸とおのおのの軸上の座標値を定める目盛、並びに測定値を決定する顕微鏡の組合せにより測定可能である。又、図のf)はカムを例として、角度と線の輪郭度を示しているが、この場合においても一般に回転運動軸と円周目盛、直線運動軸と目盛、並びに接触検出子の組合せにより対処することができる。

図の最右列は、基本測定機能を表わす各機能の記号を説明するものである。上より回転運動、円周目盛、直線目盛、上下方向、左右方向中立点検出形の各機械的接触検出子、並びに光学的検出装置(光学顕微鏡)である。

2.2.3 加工精度解析のための機能

加工精度解析のための測定方法は、部品に要求される機能評価のための測定方法とは独立して検討しなければならない。加工物形状は第1章に述べたごとく工具-工作物間の相対運動によって生成されるものであるから、加工面の形状も工具、あるいは工作物の運動方向に変化が進行する。従って振動現象を含めて加工精度の劣化要因を明らかにするためには、測定は上記の運動方向にそって行なわねばならない。具体例をあげて説明すれば、旋盤による長手旋削では、加工面の生成は回転する工作物と、切込方向に固定された主軸の軸方向に平行移動する工具との相対運動によって行なわれ、工作物円筒上でスパイラル状に進行する。振動現象が加工精度に最も影響を与える方向は切込方向、すなわち背分力方向であるから、形状誤差もスパイラル面上で発生する。同様にフライス加工においては、工具の送り方向に加工面生成は進行するから、測定も同一方向に行なわねばならない。

びり振動あるいは主軸回転誤差による形状精度劣化のように、時間的に加工現象の変化を伴う場合の加工面の解析においては、二次元的測定(線の形状測定)では不十分であり、三次元的測

表 2.2 代表的測定器の機能分類

器 種	機 能															
	工具顕微鏡	三次元測定器	万能水平測定器	方角形測定器	投影器	断面試験器	片断面のみ含む試験器	両断面の測定器	真円度測定器	真円度測定器	形状測定器	平面度測定器	平面度測定器	カム測定器	インテグレーション	直線
測 定 器																直線
																回転
																1-D
																2-D
測 定 器																3-D
																直線スケール
																円周スケール
測 定 器																顕微鏡
																接触式検出子
																投影レンズ
																高感度融針
測 定 器																直 接

ISO シンボル	測定項目	機 能 的 機 能	検出機能	図 形
a				回転運動
b				円周目盛
c				直線運動
d				直線目盛
e				直線目盛
f				直線目盛
g				直線目盛
h				直線目盛
i				直線目盛
j				直線目盛

図 2.2 代表的測定項目と基本測定機能との対応関係例

定（面の形状測定）が必要である。同様の観点に立ち佐藤⁶³⁾は光学式非接触あらさ計を開発し、びびり振動が発生した仕上面の三次元測定を行なっている。又、沢辺⁶⁴⁾は主軸回転誤差に基づく円筒度測定のために、三次元的な真円度測定を行なっている。従って解析用測定系には回転軸を含め、相異なる2軸ないし3軸の運動を行なう機能が要求される。

2.3 モジュラ形測定システム

前節までに述べたように、機械加工部品形状から評価のための測定項目が定まり、さらにその測定項目を測定、評価するために必要な基本測定機能をそれぞれに決定することが可能である。本節においてはこれらの基本測定機能に基づいて最小の機構と構成で、最大の測定機能を発揮し得る加工精度用測定システムの設計法を考察する。

2.3.1 仕様設計

2.2.1項において示した加工精度評価のための測定項目と、2.2.3項において示した加工精度解析のための測定機能とは相矛盾するものではなく、両者を包含する形の測定システムの設計は可能である。

機械設計において、その機能や寸法、形状を標準化し、各機能要素毎のユニット化、モジュラ化を計ることは最小の機構と構成で最大限の機能を発揮させるための常とう手段である。しかしながら工作機械においては工作物重量の変化や、変動切削力の存在のため、精度設計が一部の専用機を除いて困難であるために普及するに至っていない。他方、精密測定機器においては予測される外力は測定力及び各モジュール、測定物の自重のみであり、動的外力に対する考慮が不要であることからその適用も容易である。

具体的に各基本測定機能を1モジュールとする基本測定要素により構成される測定システムを設計する際にはまず、構成要素の選択を行なわねばならない。本研究では2.2.2項に示した測定機能分類の結果と、2.2.3項において示した加工精度解析のための必要測定機能を満足させるものとして以下に示す構成要素についておのおのの精度、運動範囲、寸法、耐荷重性、具体的な機構設計、測定

方法などを検討する。すなわち

- 1) 基準平面
- 2) 基準直線又は直線案内
- 3) 基準回転軸
- 4) 座標系決定のためのマスタゲージ
- 5) 目盛
- 6) 検出素子

である。

1) の基準平面は複数の基本測定機能の相対的位置を固定するためのものである。又、4) は1) の平面上に固定された測定機能間の相対的位置関係を明らかにするためのものである。

検討のための設計基準については以下に述べる基本思想及び、データを採用する。

a) 精度

最終的な測定精度目標は $1\mu\text{m}$ ないし $5\mu\text{m}$ とする。一般の切削加工に対して現在のところ要求される寸法、形状精度は $10\mu\text{m}$ 台である。しかしながら近い将来に予測される高精度化及び精度劣化の要因を解析するためには測定系のもつ誤差は少なければ少ない程よい。そこで運動精度については $1\mu\text{m}$ 以下を、また位置決め精度については $5\mu\text{m}$ を目標とする。運動、位置目盛機能は再現性が良好であれば計算による補正を行なって総合的な測定精度を向上し得るところから再現性、安定性を最重視する。

b) 運動範囲

運動範囲の決定に際しては統計データを基本におく。ここでは1977年に機械振興協会で行なわれた機械部品の寸法、形状分布調査結果を参考にする。*本調査は精密機械、工作機械、自動車、一般産業機械の分野における従業員200名以上の企業に対して行なわれたものである。なお、集計結果より本研究に必要なデータを求めるにあたって造船、航空機の大形機械産業は除外した。サンプル数は245であり、統計学的判断を行なう上で十分な母集団数であると言える。

図2.3は集計結果に基づいて整理した寸法の分布を示す図である。ここでは横軸に機械部品の代表寸法中、最も大きい値をとり、次い

*) 未公表資料

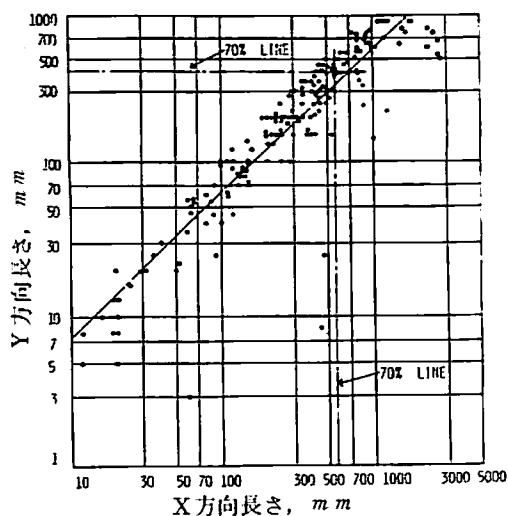


図 2.3 代表的機械部品の寸法分布

で二番目に大きい値を縦軸にとっている。本図より寸法範囲を決定する際の判断基準として、先ず小さい寸法側より各座標点毎のサンプル数を累積し、総数の70%となる点の値を採用する。ここで小さい寸法より累積する理由は、一般に小形部品程寸法の絶対値精度を要求されるひん度が高いからである。又、すべての寸法範囲を包含する測定システムを設計することは精度維持、製作コストの両面で現実的でないため、使用ひん度を考慮して70%となる点の値を採用している。

c) 耐荷重性

耐荷重性については二つの面よりの検討が必要である。一つは測定物を測定系に積載する場合の荷重設計であり、今一つは測定力や測定ユニットの自重に対する荷重設計である。大荷重を運動機構に加えることは精度設計上、可能な限り避けるべきである。そこで本システムにおいては回転形状部品を除いて測定物は固定とし、検出素子を運動させる設計を基本とする。他方、測定ユニットの自重許容範囲は広い程、種々の検出素子が採用可能となるところから、運動機構の荷重による弾性変形量と、精度を考慮して本例では10 kgとする。

回転部品に関する重量範囲は前に示した統計調査に基づき整理すると図2.4のようになる。ここでも寸法範囲と同様に累積値を求め、70%となる

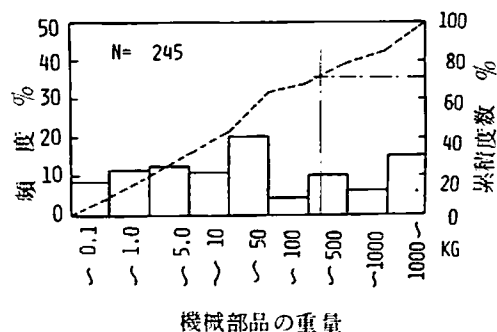


図 2.4 代表的機械部品の寸法分布

重量値を得て目標積載荷重を500 kgとする。

d) 測定方向

モジュラ構成の利点を最大限に発揮させるため、測定方向は可能な限り制約を受けない設計とする。一般に測定方向を限定する方が精度設計は有利となるが、ここでは姿勢による精度変化はデータ処理によって補正することとし、測定方向の自由度を増加させる。

e) 結合方法

各測定要素（以下ユニットと言う）間の結合及び、基準面との結合を容易とし、かつ結合時の相対的位置関係の調整を容易とするために、ユニット外面の機械加工精度を高めて製作する。結合方法はT形みぞとし、補助治具などの取付を容易に出来るよう配慮する。

以上の設計方針に基づき、具体的な構成要素を決定する。すなわち前述の必要測定機能を満たす構成要素を具体化するものとして、

- 1) 基準平面に対応する各測定ユニットの固定用T形みぞを設けた基準定盤
 - 2) 基準案内と目盛に対応する縦、横いずれの方向に対しても設置可能とした目盛付直進ガイド、
 - 3) 基準回転軸と目盛に対応する回転角度検出機構付回転テーブル、
 - 4) 基準案内、目盛、検出素子に対応する目盛付測定用ヘッド、
 - 5) 以上の各ユニットよりの出力信号を処理するための計算処理装置、
- を試作する。

これら各ユニットは単体でも測定作業を可能とする設計とする。又、各ユニットの運動精度を可能な限り高め、高感度検出素子を付加することにより加工精度解析上重要な情報である真直度、真円度、仕上面あらさなどの形状測定を可能にする構造とする。

各測定用目盛尺及び各部の運動精度はレーザ干渉計などの長さ、運動基準により較正を行ない、その補正値を計算処理装置に記憶させる。そして以後の使用に際してはその補正値により補正された測定値を得るようにする。

座標軸のミスアラインメントは各ユニットを定盤上に固定後、マスタゲージを測定し、アラインメント誤差補正値を得、その値により補正を行なうこととする。以上の補正作業により、従来単体の測定器においてはメーカ側が組立時に行なっていた調整作業をソフトウェアによって実施することが可能となり、精度の高い測定を実現化することができる。

最終的に決定された各測定ユニットの仕様は以下の通りである。

1) 水平ガイド：

テーブル寸法；100 × 100 mm
テーブル移動量；300 mm
テーブル位置検出スケール目量；1 μm
テーブル運動精度；ピッチング、ヨーイング共に1 μm / 300 mm以下
テーブル許容積載荷重；10 kg

2) 垂直ガイド：

テーブル寸法；100 × 100 mm
テーブル移動量；500 mm
テーブル位置検出スケール目量；5 μm
テーブル運動精度；ピッチング、ヨーイング共に3 μm / 500 mm以下
テーブル許容積載荷重；10 kg

3) 回転テーブル：

テーブル直径；φ 400 mm
テーブル許容積載荷重；400 kg
テーブル回転角検出目量；1 秒
テーブルの振れ；
ラジアル振れ；0.5 μm以下
アキシアル振れ；2 μm以下

4) 測長ヘッド：測定範囲；100 mm

設置可能方向；X, Y, Z 各方向
スケール目量；1 μm
測定力；0 ~ 3 N (カウンタウエイトにより調整可)
自重；10 kg以下

5) 精密定盤：寸法；2000 × 1000 mm

許容荷重；中央部 500 kg 荷重時のたわみ
10 μm 以下

6) データ処理用コンピュータ：

データ入力用入力ポート；BCD 2 ch.
データ収録部；磁気テープ又はフロッピーディスク

2.3.2 機構設計

前項までに示した仕様に基づいて、次に精度維持のための機構設計について検討を行なう。

a) 直進運動機構

測定器の直進案内機構に対しては古来よりナローガイドの思想がとり入れられており、運動精度上からもその優れていることは味岡⁶⁵⁾の詳細な解析からも明らかである。直進案内機構としてはV形案内、両V形案内、円筒ころと平面の組合せ案内、軸とスリーブの組合せ案内⁶⁶⁾などがあるが、設置方向の自由度のある機構は軸とスリーブの組合せ案内のみであるところから本システムではこれを採用する。又、軸受は微視的な運動に対しても円滑に動作し、かつ外部より空気、油圧などのエネルギーを供給する必要のない動圧すべり軸受とする。運動基準軸は荷重を受けるマスタガイドと、運動方向の軸回りの回転運動を防止するためのサブガイドの2本とする。おのおのの軸直径と長さは許容荷重によるたわみ量と、軸そのものの自重によるたわみ量並びに運動範囲を考慮して決定する。図2.5は直進運動機構の例として水平ガイドの基準軸部分の機構の詳細を示す。なおマスタガイドは真直度の高い基準軸を最も容易に製作可能な形状である円筒とし、サブガイドは全体の重量軽減のため角形としている。

b) 回転運動機構

回転運動機構の設計においては、回転精度と許容荷重の両者を満足させることは極めて困難である。最近、油静圧軸受が一般化しはじめ、この両

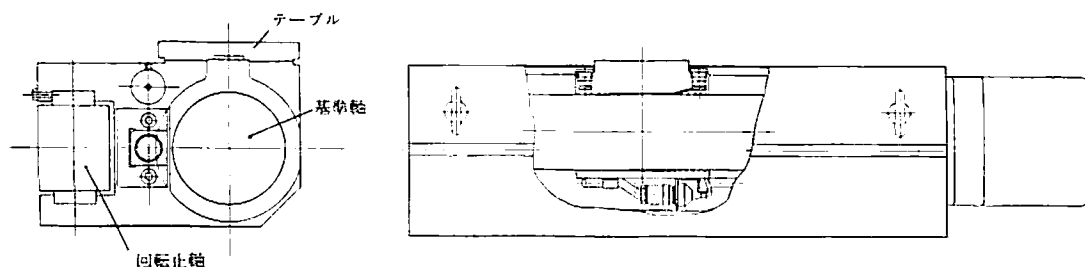


図 2.5 水平ガイドの基準軸部詳細

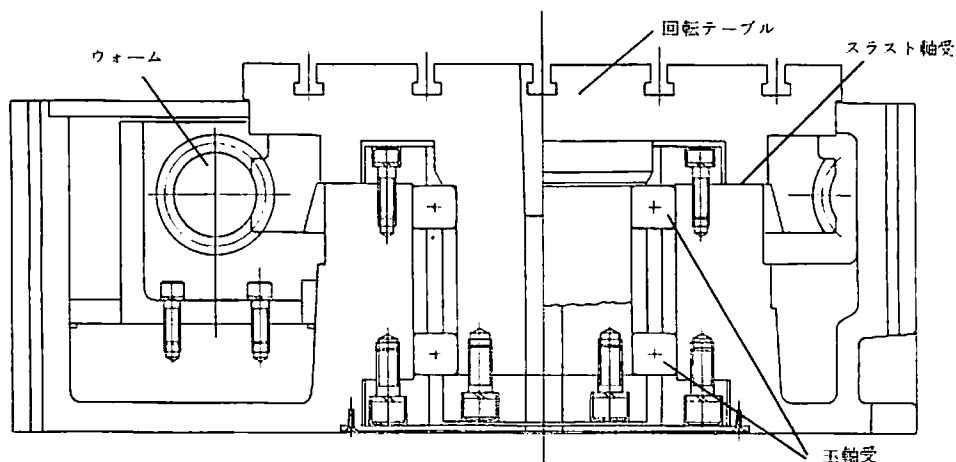


図 2.6 回転テーブルの断面詳細

者の要求をある程度満足させる回転機構の設計も可能となってきた。しかしながら油静圧軸受は油圧装置が必要であり、配管、エネルギー伝達系の設計、発熱対策、油もれ対策など柔軟な操作性が要求されるモジュラ形測定システムに対して不利な点が多い。

そこで本システムでは回転精度の面では必ずしも十分とはいえないが、耐荷重性に有利である玉軸受を採用する。使用する玉軸受は許容荷重 400 kg、ラジアル振れ $0.5 \mu\text{m}$ 以下を満足するものとして日本精工㈱製の超精密級アンギュラコンタクトベアリング 7024 CITB, 7208 CIT を使用することとした。図 2.6 は回転テーブルの軸受部分詳細図である。スラスト荷重はテーブル下面に銅系のすべり軸受用合金を溶射し、すべり面にて受ける設計として玉軸受部に過大な負荷をかけて回転精度劣化を招かぬよう考慮する。

2.3.3 試 作

図 2.7 は試作したシステムの外観を示す。いずれのユニットの外壁も基準面となる様に機械加工が施されている。

回転テーブルの回転精度は次に示す測定方法により検定する。すなわちあらかじめ十分に検査された真円度が $0.07 \mu\text{m}$ 以下であることの保証済ガラス製半球形マスターゲージを用意する。次にそのマスターゲージを回転テーブル上におき、電気マイクロメータをラジアル方向に取付け、テーブル回転中心とゲージの中心が可能な限り一致するよう調整し、偏心によるふれの量を最小にする。続いてマスターゲージをテーブル上に固定し、テーブルを回転させながら振れの量を記録する。この時、玉軸受の内外輪と玉の公転周期を考慮して 20 回転分を記録する。おのおのの一回転毎の振れの量を最小二乗円あてはめ法^{6,7)}により微小偏心量を除去しつつ求める。ここではこうして

得られた 20 回転における平均的振れ量をラジアル振れとしている。

図 2.8 は以上の方法により求めた結果の中、一回転分を示したものであり、回転精度は約 $0.3\mu\text{m}$ と求められる。直進運動精度はレーザ干渉計 (HP 5526 A 形) を用い、テーブル上に反射鏡を固定して往復の運動時のテーブル傾き角を運動誤差として求める。

図 2.9 (a), (b), (c) は水平ガイドのピッチングとヨーイングの測定結果である。図 (a) はガイドを水平に設置し、テーブル運動の往復のピッチング精度を記録したものであり、(b) はヨーイングを記録したものである。図 (c) はガイドの側面を定盤にあたるよう横方向に倒して姿勢差による運動精度の変化を調べた結果で、ピッチングの記録を示している。図でも明らかなようにピッチング方向においては自重によるガイドのたわみが運動精度に影響を及ぼしており、高精度形状測定に本ガイドを用いる場合には重力方向と直角の方向、すなわちヨーイングの方向に測定すべきことが判る。

図の (a) と (c) を比較すると姿勢差の影響は明らかであるが、一般の形状測定には差し支えない値

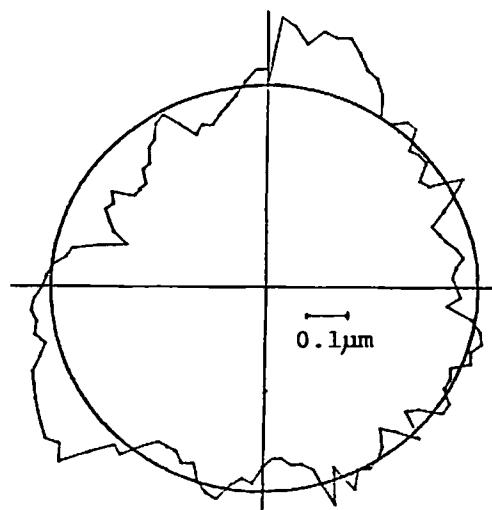


図 2.8 回転テーブルの回転精度測定結果

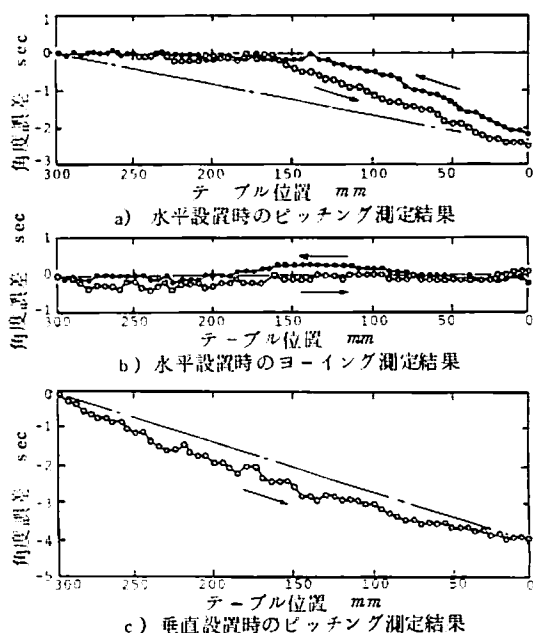


図 2.9 水平ガイドの運動精度測定結果

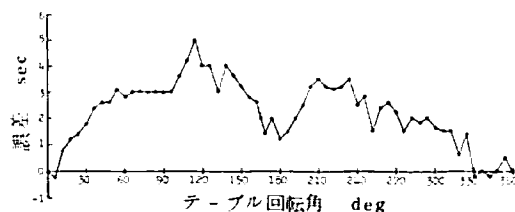


図 2.10 回転テーブルの角度割出し精度の測定結果

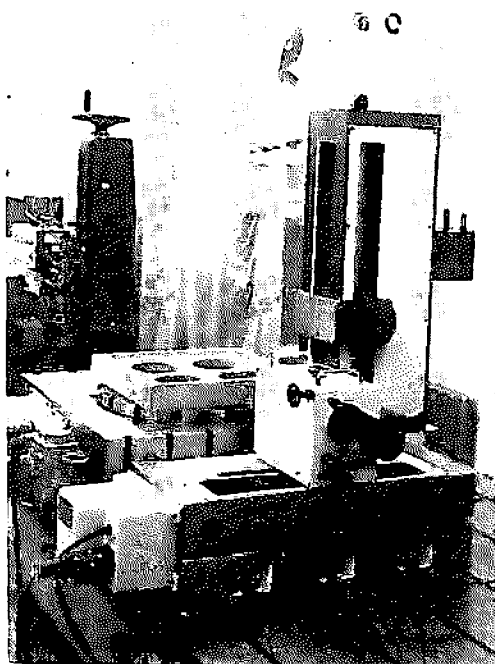


図 2.7 測定システムの外観

であると判断される。

又、運動機構に動圧すべり軸受を採用しているためと、テーブル送り機構にねじ送りを採用していることによるテーブル部の微小変位が往復の軌跡の差となって表われているが、0.5秒以下の値であり、測定精度に影響のない量である。

回転テーブルの割り出し誤差は、割り出し角誤差が0.1秒以下であることの保証されている高精度マスタインデックス（Moore社1440形）を回転テーブル上に固定し、更にマスタインデックス上に反射鏡をおき、回転テーブルの回転角分だけマスタインデックスを逆転させて誤差角のみを0.1秒読みの光電顕微鏡（Hilgar-Watt社製）で検出する方法により測定する。

図2.10はテーブル回転角割り出し精度の測定結果である。回転角検出エンコーダはウォーム軸端に取付けられているため、測定結果にはウォーム

の誤差と、ホイールの歯切誤差の両者が重畳されて表われている。累積誤差は±5秒であるが、誤差特性としては再現性が優れているため、あらかじめ本誤差特性を記憶させ、データ処理時に補正することにより総合測定精度±2秒を得ることができる。

以上、試作された各ユニットの精度検定を行なった結果、加工精度評価・解析用の測定システムとして極めて優れた精度をもつものであることが明らかとなった。

2.3.4 応用構成

本測定システムの開発目的は、第2.1節にも示したように種々の加工形状の加工精度を高精度で評価することにある。そのためには各ユニットの組合せを変更することにより多種多様な形状の測定が可能となる必要がある。図2.11は各ユニット

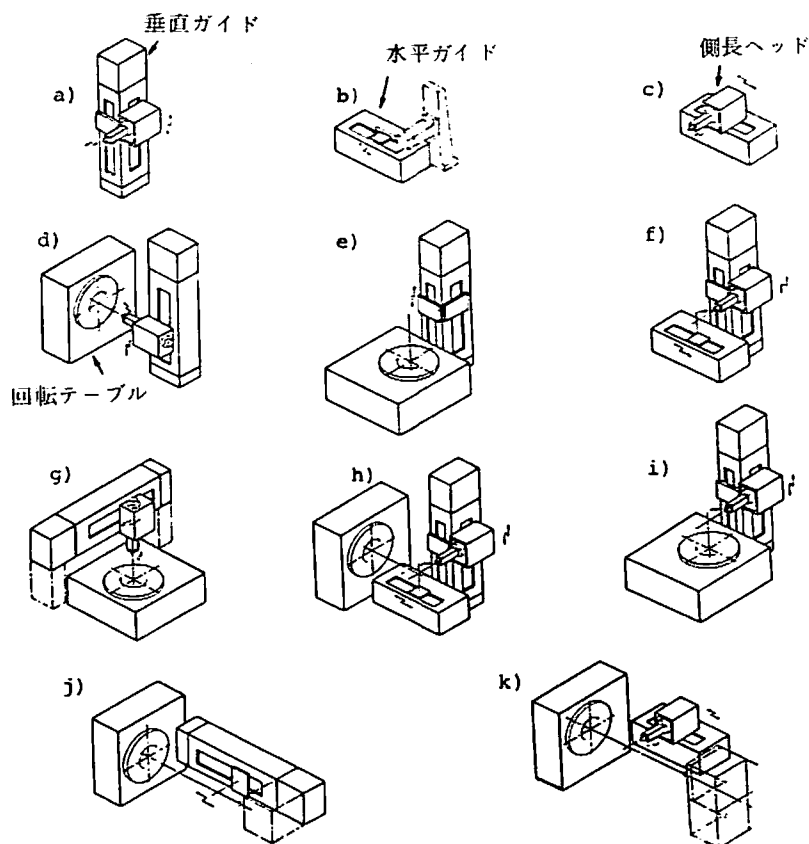


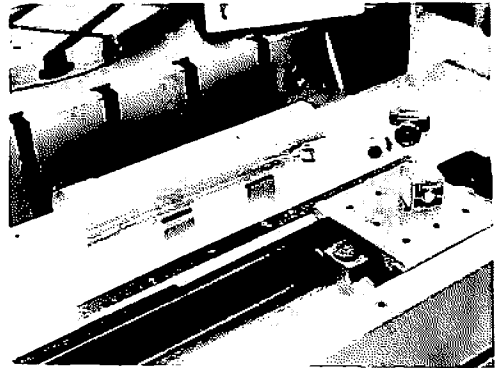
図2.11 各測定ユニットの応用構成例

の組合せ例を示すものである。各ユニットは単体でも電気マイクロメータなどの検出素子を付加すれば測定器として構成し得るが、複数のユニットを組合せることにより、その測定能力は大巾に増加する。図 2.11 に基づいてその能力を示せば

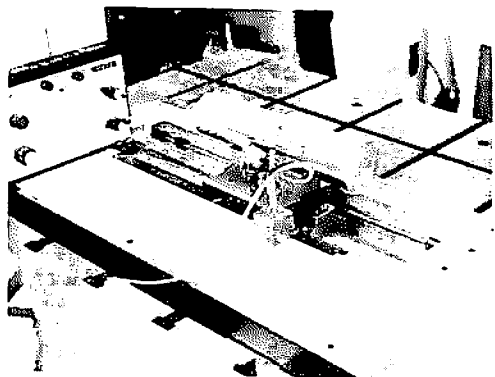
- (a) 大形構造物の縦方向真直度測定への応用、
 - (b) 小物部品の仕上面あらさ、真直度測定への応用、
 - (c) 大形部品の横方向への真直度、形状測定への応用、
 - (d) 正面旋削加工面形状の測定、あるいは軸方向カムのリフト量測定への応用、
 - (e) 円筒形状の部分形状測定、円筒度測定への応用、
 - (f) 小形部品の三次元形状、あるいは平面の形状測定への応用、
 - (g) 比較的大形で、(d)に示す方法では回転テーブル上に支持不可能な円筒形状部品の測定への応用、
 - (h) 複雑な断面をもつ回転形状部品の測定への応用、
 - (i) 円筒形状部品の同心度、同軸度測定への応用、
 - (j) 長尺旋削部品の切削送り方向の形状解析のための測定、あるいはねじのピッチ、リード測定への応用、
 - (k) 長軸カムのリフト量の測定への応用
- である。

これらの例で示すように 4 種類のユニットの結合により極めて多種類の形状の測定が可能となる。

図 2.12 (a), (b)は、本システムにおいて可能な検出器移動形測定法と、測定物移動形測定法の例を示すものである。測定物移動形測定法においては、高感度検出素子など位置検出装置の保持部分の剛性を高く設計することが可能であるところから、この方法は一般に高感度測定器、例えば仕上面あらさ計、などに採用されている。他方、検出器移動形は移動距離を広い範囲にとることが可能である、測定物の制約を受けない、大形部品であっても測定部分が小さい範囲であれば測定可能である、などの特徴を有し、いずれの方式も甲乙つけがたい。従って本システムでは図例に見るように測定物の



(a) 検出器移動形測定法



(b) 測定物移動形測定法

図 2.12 検出器移動形測定と測定物移動形測定の実施例（測定物は第 5 章におけるチャック支持切削実験の工作物）

もつ特性に応じて、いずれの方式にても測定可能である。

更に本特徴を応用して工作機械上での、いわゆるオン・ザ・マシン測定も可能である。実切削に近い状態での加工精度測定は従来のオフライン測定に比して、より有利な測定方法であるところから、オン・ザ・マシン測定は加工精度劣化の要因を同定する上で有力な手段である。

2.4 測定値処理

加工精度の評価・解析のためには測定系ハードウェアのみならず、ソフトウェア、すなわち測定値処理法の確立が不可欠である。測定値の処理は、次に示す 2 種類に分類する事ができる。

1) 測定系のもつ固有誤差, 例えば目盛誤差, 運動誤差, 座標系のアラインメント誤差, を補正し, より高い精度で測定を可能とするための誤差補正処理

2) 測定結果に基づき, 本来測定物がもたねばならない形状と, 加工誤差とを分離する形状誤差分離処理,

誤差補正のための処理は更に次の3種類に分類できる。

- a) 長さ, 角度の目盛誤差補正,
- b) ピッチング, ヨーイングなどの運動誤差補正,
- c) 複数のユニットの結合の際に発生する座標系のアラインメント誤差補正,

a) の目盛誤差は, あらかじめ各測定系の測定位置に対応する誤差量を求めておき, 実際の測定の際にはおのおのの誤差量のみを加減算により容易に修正することが可能である。

b) の運動誤差は, 単一のユニットのみを使用する測定の場合には a) と同様に処理することが可能である。複数のユニットを結合した場合には, 他の座標系への干渉を生じるため次に示す c) 項と同様に処理する必要がある。

c) の座標系アラインメント誤差は, より複雑であり, 3次元誤差となる。そのため本研究では, あらかじめ十分にその誤差量を検定されたマスタゲージを用い, 各ユニットが基準定盤上に固定された状態でのアラインメント誤差をマスタゲージを測定する事により求める。このとき各軸方向の運動誤差も考慮に入れる。以上の誤差補正の理論はすでに佐田⁹⁾により確立されているので, 本研究においてもその手法を準用する。

2.4.1 加工誤差の抽出法

機械加工において発生した形状誤差の抽出法は, 次に示す方法によって一般化してあらわすことができる。

今, $E(p)$ を測定点 p における形状誤差量とすれば, $E(p)$ は (2・1) 式の形に表現できる。

$$E(p) = Th(p) - D(p) \cdot M(p) \quad \cdots (2 \cdot 1)$$

ここで $E(p)$: 測定点 p における形状誤差

$Th(p)$: 測定点 p における理論形状値

$D(p)$: 測定点 p における読み値

$M(p)$: 測定点 p における測定系のもつ誤差量の補正係数

(2・1) 式は加工物形状が形状関数 $Th(p)$ として与えられれば, その見かけの形状によらず誤差量の評価が可能であることを示している。すなわち単純な直線, 円形状のみならず, 仕上面の断面形状, カム形状などの複雑な形状も同一の評価尺度で扱うことが可能である。

(2・1) 式により, 具体的に形状誤差を評価する上で生ずる問題の1つとして, 理論形状と測定形状における p の差, すなわち理論形状と測定形状の間にある一定のずれが存在することによる評価誤差の発生がある。測定開始の基準点が明確である形状の場合は, このずれに基づく誤差は生じない。しかしながら例えば円筒カム形状のように連続形状を有し, かつ形状の始点と終点の明確でない場合においては, この誤差が問題となる。そこで本研究においては次に示すように最小二乗残差の考え方をこのずれによる誤差の処理に適用する。すなわち,

$$D_s = \sum_{i=0}^n \{ Th(i \Delta x - j \Delta x) - D(i \Delta x) \cdot M(i \Delta x) \}^2 \quad \cdots (2 \cdot 2)$$

ただし D_s : ずれによる誤差の二乗和

Δx : x 方向の全測定長を n 等分した長さ

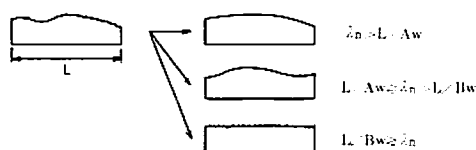
$j \Delta x$: 理論形状に対する測定の原点設定誤差

とすれば D_s が最小となるまで $j \Delta x$ を変化させる。そして極小値が得られた時点での各測定点 $i \Delta x$ における誤差値を形状誤差と定義する。

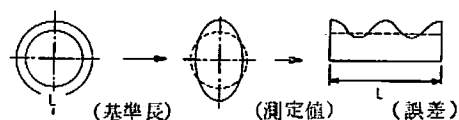
(2・1) 式及び (2・2) 式をもとにして同一の手法により各種の形状誤差を評価する事が可能である。

2.4.2 寸法誤差と形状誤差の評価

緒論において述べたように加工精度の問題を扱う場合, 寸法誤差と形状誤差とを明確に分離して評価する必要がある。従来よりこの両者を理論的に分離する試みはほとんどなく, 極めて概念的な取り扱いのされ方をしている。そこで本研究においては寸法誤差と形状誤差を, 測定物の測定方向の基準長さに基づいて, 波長により分離する方法を提案する。



a) 測定形状よりの形状誤差量の分離法



b) 円筒形状よりの誤差量の抽出



c) 任意形状よりの誤差量の抽出

図 2.13 形状誤差抽出の基本的概念

今、図 2.13(a)に示す長さ L の直方体形状について、その厚さ方向の測定を行なったと仮定する。このときに評価可能な誤差量は

- 1) 寸法誤差
- 2) うねり誤差 (形状誤差Ⅰ)
- 3) 仕上面あらさ (形状誤差Ⅱ)

の3種である。うねりとあらさは従来より形状誤差として取扱われており、その分離は測定方向の波長に基づいて行なわれている。しかしながら、その決定方法はあらさ値に依存する波長決定法⁶⁹⁾であり、仕上面あらさが向上するに従い、評価のための波長 (一般に基準長と称する) は短くなる。従って対象物の寸法、形状に無関係に決定される。このような固定波長による評価法は、規格の立場より定められたもので、確固とした理論的背景のもとに決定されたものではない。更に寸法誤差と形状誤差の分離に関しての定義は現在のところ定められていず、例えばゲージブロックの寸法定義のようにだれと寸法誤差の分離で混乱を招いているのが現状である。

そこで本研究においては寸法誤差、うねり、あらさを同一現象として捕らえ、測定方向の基準長さ L に対する波長の比により分離する方法を試み

る。すなわち A_w 、 B_w を定数、 λ_n を n 次の観測波長とした場合、以下に示すように寸法誤差と形状誤差を分離する。

寸法誤差: $\lambda_n > L / A_w$

形状誤差: $\lambda_n \leq L / A_w$

従って寸法誤差は上式で決定された次数より長い波長成分とする。 A_w は次に述べる根拠により定める。

いま、2物体の接触において、一方の面が真平面であるととし、他方の面が形状誤差をもつと仮定する。このとき形状誤差をもつ面の波長が全体の接触長さを基準として1サイクル以上であれば2点以上の接触点が定まり、両者の接触状態は安定する。従って2物体間の寸法変化は生じないため、ここでは A_w を2とする。

うねりとあらさの間にはその生成の機構、あるいは2物体間の接触問題を論じる場合などにおいて根本的な差は認められないことにより、本研究においては両者を分離せず、波長の長いうねり、あるいは波長の短いうねりとして扱う。

強いて両者を分離する必要がある場合には、

うねり誤差: $L / A_w \leq \lambda_n \leq L / B_w$

あらさ誤差: $L / B_w > \lambda_n$

とし、 B_w は適宜定める。

図 2.13(b),(c)は本評価手法を平面のみでなく、他の形状に対しても展開する上での基本的な考え方を示したものである。

円筒形状においては図(b)に示す如く円周方向に展開し、円周長を基準長さ L とすることが可能である。図(b)においては円筒形状を展開し、直方体と同一に扱えることを示している。又、任意形状においても、あらかじめ(2・1)式に基づいて理論形状を除いたものに対して同様の扱いをする事が可能である。

2.4.3 時系列による形状誤差の評価

加工面の形状を、その波長に基づいて分類する事が可能であることを前項において示した。(2・1)式により抽出された形状誤差は、各測定点における差の値を連ねたものであり、そのままの形で解析を進めることは困難であり、かつ波長に基づく分類も容易ではない。そこで本項においては形状誤差を測定方向の時系列と見なして波長

解析する方法を述べる。

形状誤差の波長解析は次に示す2つの方法が考えられる。第一は(2・1)式を解析して誤差形状のスペクトルを求める方法であり次式で示すことができる。

$$E_s\left(\frac{1}{\lambda}\right) = \int_{-\infty}^{\infty} E(p) \exp(-j2\pi \frac{p}{\lambda}) dp \quad (2 \cdot 3)$$

ここで $E_s\left(\frac{1}{\lambda}\right)$: 誤差形状のフーリエスペクトル

p : 測定点の位置

第二の方法は理論形状と誤差形状のフーリエスペクトルを個々に求め、両者の差を求める方法である。すなわち

$$E_p\left(\frac{1}{\lambda}\right) = S_{th}\left(\frac{1}{\lambda}\right) - S_m\left(\frac{1}{\lambda}\right) \quad (2 \cdot 4)$$

$$\text{ただし } S_{th}\left(\frac{1}{\lambda}\right) = \int_{-\infty}^{\infty} T_h(p) \exp(-j2\pi \frac{p}{\lambda}) dp \quad (2 \cdot 5)$$

$$S_m\left(\frac{1}{\lambda}\right) = \int_{-\infty}^{\infty} (D(p) - M(p) \exp(-j2\pi \frac{p}{\lambda})) dp \quad (2 \cdot 6)$$

ここで $S_{th}\left(\frac{1}{\lambda}\right)$: 理論形状のフーリエスペクトル

$S_m\left(\frac{1}{\lambda}\right)$: 補正された測定値のフーリエスペクトル

である。第一の方法及び、第二の方法共に実際の適用にあたってはFFTによる離散フーリエ変換により行なう。

ここでは旋削仕上面を例にとり、第二の方法による形状誤差の解析例を示す。加工面形状のスペクトル解析はすでに佐田⁷⁰⁾、奈良⁷¹⁾、Dinichert⁷²⁾らにより試みられている。しかしながらこうした従来のスペクトル解析法では測定結果のスペクトルのみより種々の加工誤差要因を論じており、厳密さに欠けるきらいがあった。そこで本研究においては先ずシミュレーションにより理論的な旋削面のもつ理論スペクトルを得、次いで実際に加工した面の断面形状より加工面スペクトルを得る。以上のスペクトルを比較検討することにより仕上面が劣化する原因となる要因を考察する方法を検討する。

今、切削工具のノーズ半径を R_c 、工作物一回転あたりの工具の送り量を f とする。図 2.14 に示す

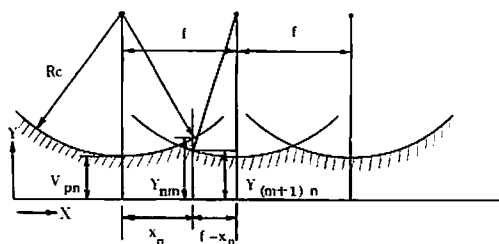


図 2.14 旋削における加工面形状のモデル

ように工作物の軸心方向に x 軸を、半径方向に y 軸を定義する。 f を Δx_f 間隔で N_D 等分し、 x 軸方向の n 番目の位置、すなわち $x \cdot n$ の位置における工具により切り残された表面と軸心との距離を Y_{nm} 、工作物 m 回転目の送りの位置における工具・工作物間の相対距離を V_{pm} とし、送り f を工具のノーズ R_c 部のみが切削する範囲内の値に限定すれば Y_{nm} は次式で与えられる。

$$Y_{nm} = V_{pm} + R_c - \sqrt{R_c^2 - \left(\frac{f \cdot n}{N_D}\right)^2} \quad (2 \cdot 7)$$

同様に $m+1$ 回転目の x_n の位置における Y 方向の高さは $Y_{n(m+1)}$ となるから、 Y_{nm} と $Y_{n(m+1)}$ の大小の判定を行ない、小さい方の値を採用する。

以上のアルゴリズムによって得られる離散的旋削面曲線の一例を図 2.15 に示す。図は V_{pm} を一定とした場合である。次いでFFTにより離散的断面曲線のスペクトルを求める。図 2.16 はその結果得られた理想的な旋削面の形状スペクトルである。本図においては送り量により定まる波長を第一次とし、その振幅スペクトル値を 100% として整理している。図に示すように旋削面の断面形状を周波数分析すれば、送り量のピッチを基準として高次に至るまでの多数のスペクトルが得られることが判る。

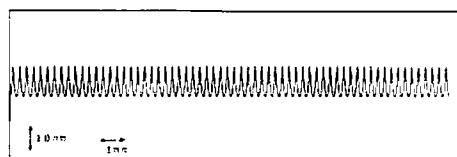


図 2.15 旋削加工面のシミュレーション結果例 (ノーズ半径 0.8 mm, 送り 0.3 mm/rev)

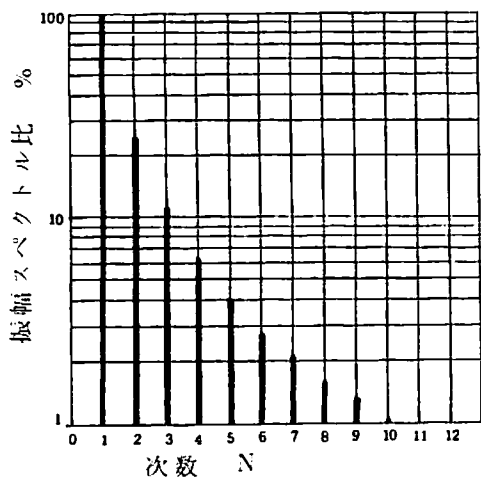


図 2.16 理想的旋削加工面のもつ振幅スペクトル (ノーズ半径 0.8 mm , 送り 0.4 mm/rev)

次に外部より何らかの変動を受け、工具・工作物間の相対的距離が変動する場合の挙動について考察する。ここでは簡単のため、外部変動力による振動変位を正弦波状と仮定する。切削面の任意の場所における軸方向断面形状は、工具ノーズ半径 R_c で定まる円弧形状と、変動力に伴う切込み深さの変化の2変数によって決定される。

そこで観測される半径方向の振動成分の固有角振動数を ω (rad), 主軸回転数を N (rpm), 振動振幅を A_D (mm) とし、 y 方向の変位を $y(x)$ と

すれば、

$$y(x) = A_D \cdot \sin\left(\omega \cdot \frac{60}{N} x\right) \\ = A_D \cdot \sin\left(2\pi f_0 \cdot \frac{60}{N} x\right) \cdots (2.8)$$

ただし $\omega = 2\pi f_0$; f_0 : 固有振動数 (Hz) となる。すなわち一回転毎の工具先端位置は固有振動周波数によって影響を受けることになる。

(2.7) 式の V_{pm} に (2.8) 式を代入すれば周期的外部変動変位を受けた場合の任意の位置における軸方向断面曲線を表わす式が得られることになる。

図 2.17 はこのようにして得られたシミュレーション結果の一例である。ここでは工具半径 $R_c = 0.8\text{ mm}$, 送り $f = 0.3\text{ mm/rev}$, 外乱振動振幅 $A_D = 10\text{ }\mu\text{m}$, 固有振動数 $f_0 = 250\text{ Hz}$, 主軸回転数 $N = 1010\text{ rpm}$ としている。本例でも明らかに旋削面上には主軸回転と切削深さ変動の相乗効果によって主軸一回転あたりの送りに相当する変動成分よりも周期の長い変動成分が出現する。

図 2.18 (a), (b), (c) は図 2.17 と同一条件で主軸回転数のみを $N = 126$, 1000 および 1111 rpm と変化させた場合を示す。図より明らかのようにうねりのピッチ及び振幅は回転数によって大幅に変化する。図 2.19 (a), (b), (c) は更に図 2.18 の各シミュレーション結果をスペクトル解析した結果である。図 (a) においては送り量に相当するスペクトルとその高次スペクトルの各々にサイドス

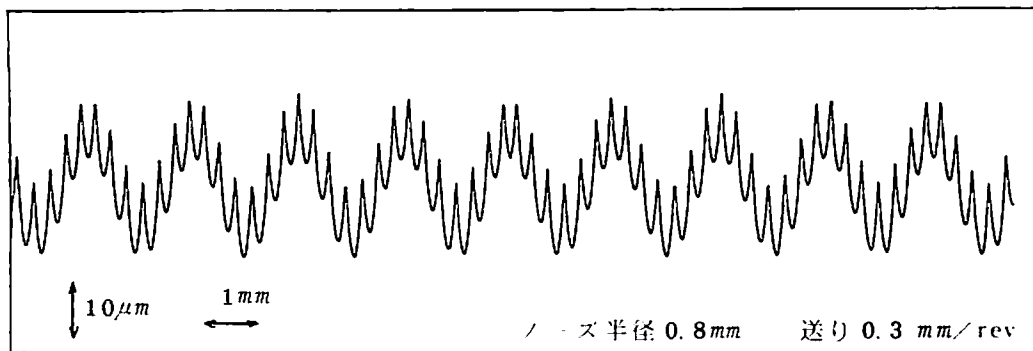
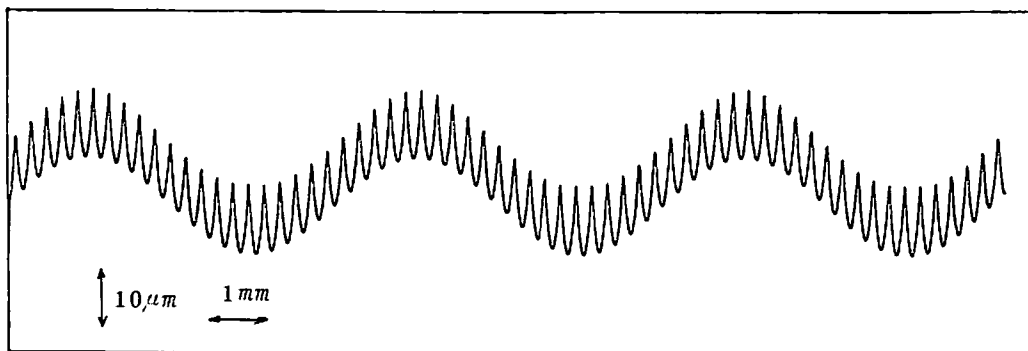
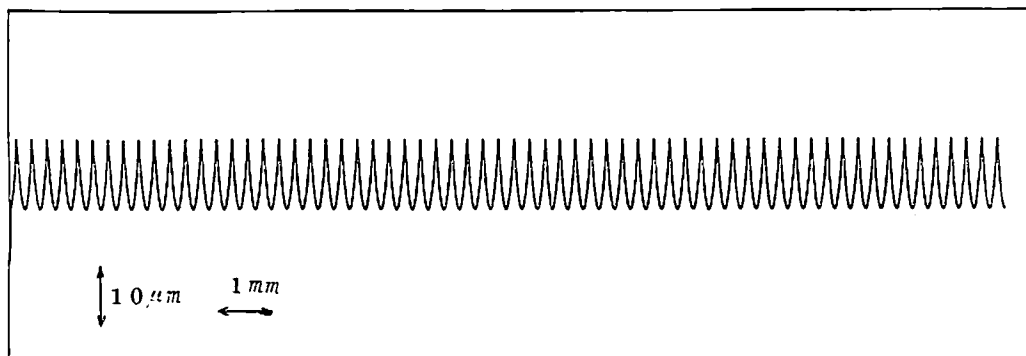


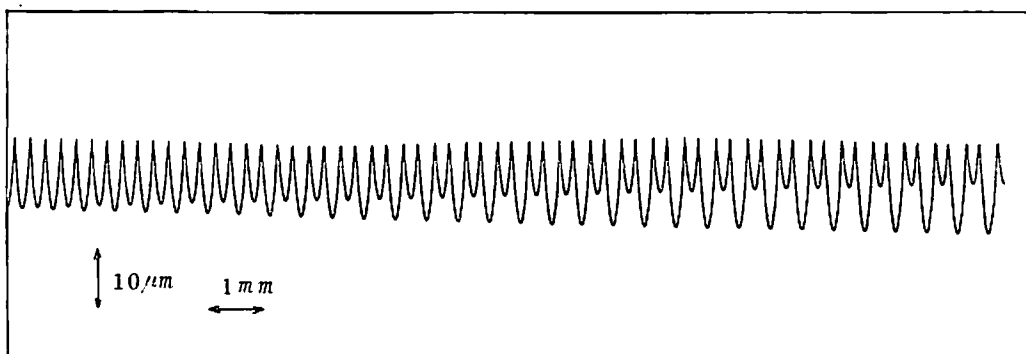
図 2.17 外乱振動をともなった場合の旋削面断面形状 (外乱振動振幅 $10\text{ }\mu\text{m}$, 固有振動数 250 Hz , 主軸回転数 1010 rpm)



a) 主軸回転数 126 rpm の場合

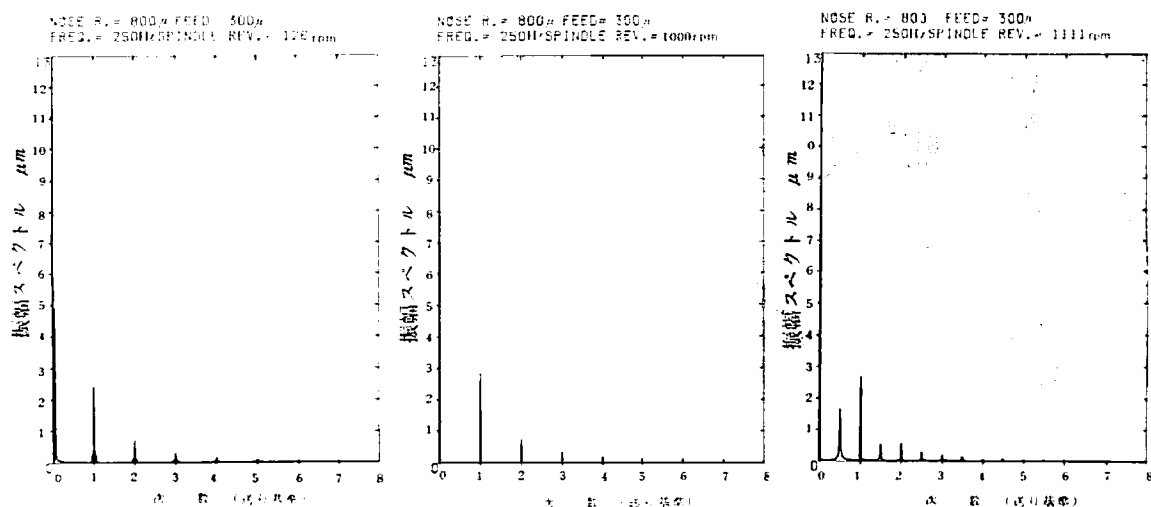


b) 主軸回転数 1000 rpm の場合



c) 主軸回転数 1111 rpm の場合

図 2.18 外乱振動をともなった場合の種々の主軸回転数時の旋削断面形状
(外乱振動振幅 $10\mu m$, 固有振動数 250Hz)



a) 主軸回転数 126 rpm の場合 b) 主軸回転数 1000 rpm の場合 c) 主軸回転数 1111 rpm の場合
 図 2.19 外乱振動を伴った場合の種々の主軸回転数における旋削断面形状のもつスペクトル (外乱振動振幅 10 μm, 固有振動数 250 Hz, ノーズ半径 0.8 mm, 送り 0.3 mm)

ベクトルが認められる。図(b)は外乱振動の影響を受けない条件のスペクトルであり、 $A_D = 0$ とした場合の解析結果と一致する。図(c)においては送りの2倍の波長のスペクトルが顕著に認められ、かつ送り量の高調波以外のスペクトルが発生している。又、送り量の二次以上のスペクトルでは外乱を受けない場合に比して振幅値が減少していることが判る。

以上のシミュレーションの結果、外乱振動のみによっても旋削加工面の軸方向に対して長周期のうねりが生じる可能性のあることが明らかとなった。従って加工精度が劣化する要因を明らかにするためには従来より行なわれている仕上面あらさ測定、真直度測定のみでは誤った結論を導くことも考えられ、本研究において示したような多面的な計測が可能な測定システムにより、各種の形状誤差評価を行う必要がある。

2.5 測定システムの応用例

本節においては、開発した測定システムを実際の形状測定に応用し、その有効性を検証する。

2.5.1 大形カムの形状測定

本例における測定物は、大径直径 300 mm, リフ

ト差約 100 mm の大形のラジアルカムで、従来の測定器ではその形状精度を測定することは不可能であったものである。

本カムには測定開始の基準が設けられていず、加工精度の評価と誤差要因の解析が困難であるところから、(2・2)式に基づく測定結果の処理を試みる。

測定系の構成は、水平に設置した回転テーブルと測長ヘッドにより回転角と半径方向の変位を検出する形としている。なお、回転テーブル中心と測長ヘッドの運動方向を同一直線上に一致させるための調整手段として水平ガイドを回転テーブル側面に設置し、その上に測長ヘッドを固定して回転テーブルの接線方向に微動させている。図 2.20 は、その構成を示す。

図 2.21 は測定結果の処理手順を示すものである。まず、測定値のリフト量 $R(A_g)$ と回転角 A_g を一対のデータとし、順次計算機のメモリに蓄え、一回転分の全データを収集する。次いで理論リフト量 $R_{th}(A_g)$ を各測定回転角度毎に計算し、基準データとする。最小二乗計算を行なう過程においては測定値とずれの量 θ を順次変化させた場合の理論値との差の二乗和を一回転分計算し、総和が最小となるまでずれの量を変化させる。

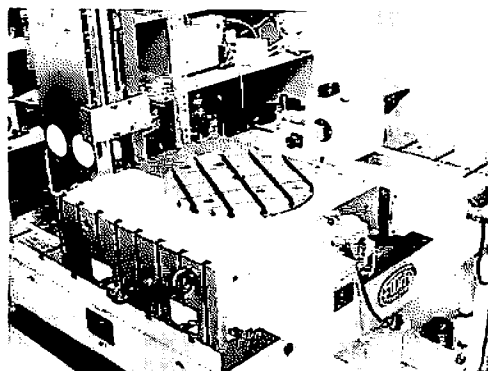


図 2.20 カム測定時の測定ユニットの構成

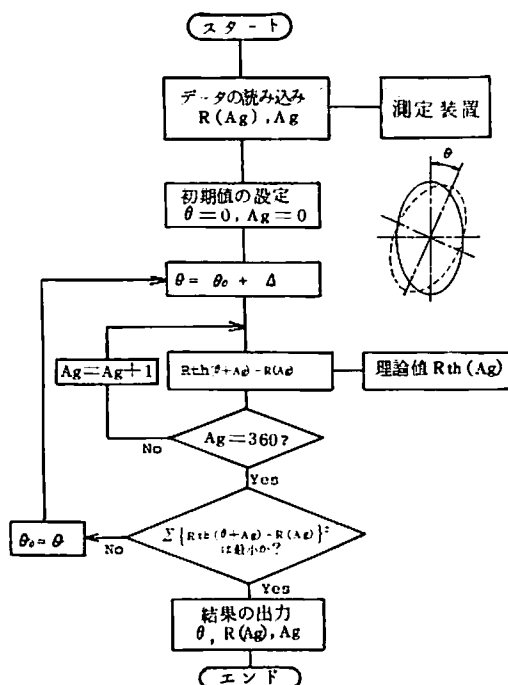


図 2.21 カム測定時のデータ処理の手順

図 2.22 はこのような手法によって得られたカムのリフト誤差曲線である。図中の点線はずれの補正を行わない場合の結果であり、補正を行なうことにより誤差量が $20\mu\text{m}$ 近く変化することが判る。

本例においてはリフト差が 100mm 近くあり、かつその変化が $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ の各角度の近傍に集中し、単位回転角あたりのリフト変化が

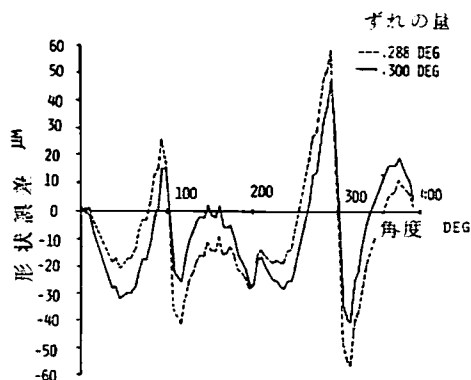


図 2.22 大形カムリフト誤差の測定結果

極めて大きい値となっている。そのため、わずかのずれの量が、大きな測定誤差となって表われている。

以上のようにカムのリフト測定においては測定開始点と加工時の基準点とを一致させることが極めて重要である。更に測定物に加工開始の基準点がある場合には、その基準に基づく測定結果と、本処理法によって誤差最小となるときずれの角度を得ることにより加工系の応答遅れを求めることも可能である。

本例の測定結果のスペクトル解析により回転周期に対して 4 次の成分が顕著に認められたが、その原因はカム研削時に使用した X-Y テーブルの送り方向の反転時におけるバックラッシュ補正の不適正によるものであることが明らかになっている。

2.5.2 旋削面の形状測定

次に本システムの第二の応用例として水平ユニットに、高感度検出素子を取付け、旋削面断面形状の解析に用いた結果を示す。

高感度検出素子としては、従来のあらさ計の触針部分のみを取付けている。なお、あらかじめ長さ 100mm の範囲にわたり、従来の専用のあらさ計による測定結果と、本システムによる測定結果を比較し、 $0.1\mu\text{m}$ 台まで差のないことを確かめている。

図 2.23 は、測定により得られた加工面の断面曲線とそのスペクトル解析結果の例である。本例はインコイ 800 を切削速度 90m/min 、切込み 10

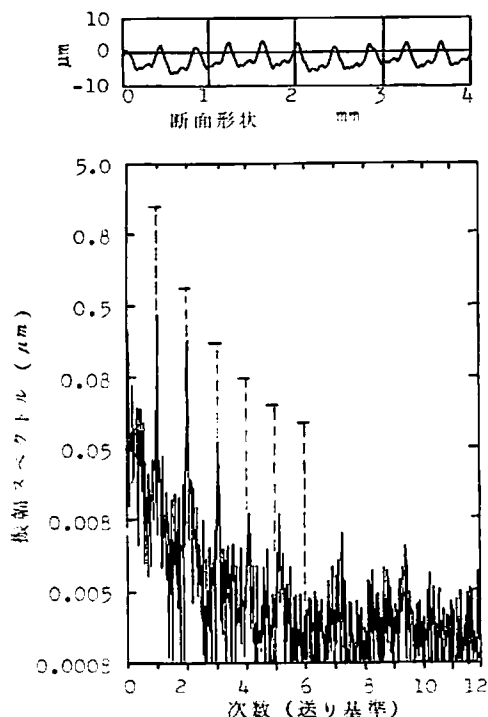


図 2.23 旋削加工面断面形状のスペクトル解析例 (工作物：インコロイ 800, 切削速度 90 m/min , 送り 0.2 mm/r.v. , 切込み 10 mm)

mm, 送り 0.2 mm/rev にて加工したときのものである。ノーズ先端の急激な熱摩耗により、高次スペクトルが減少していることが認められる。図中の点線は、与えられた加工条件における理論スペクトル値である。

同様にいくつかの旋削面をスペクトル解析した結果、定性的には図 2.24 に示すような傾向が認められた。すなわち一回転当りの送り量により定まる波長を境とし、より低次の成分はびり振動などによって変化して、より高次の成分は主として工具先端形状の変化や切り屑の干渉によって影響を受ける。ここで、各次数成分は前述のように主軸回転数と固有振動数の関係により、スペクトルの振幅値、周期ともに変化することから、定量的な扱いをすることは不可能である。従って、加工現象を監視しつつ解析を行なう必要がある。

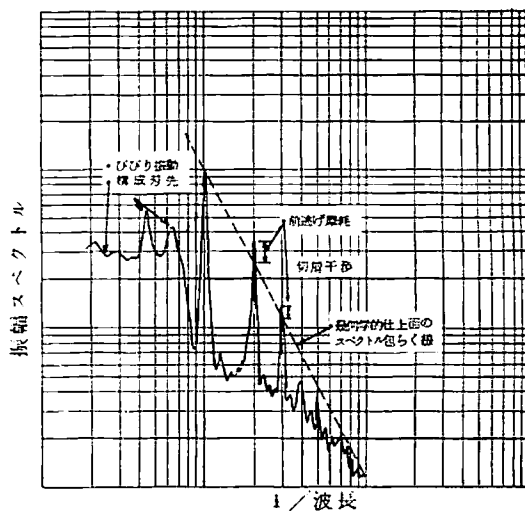


図 2.24 旋削加工面の形状劣化要因と形状スペクトルの模式図

2.6 結 言

加工精度を評価、解析する手段を確立するためにユニット構成による組立式の測定システムを試作し、加工精度評価のための測定値処理法について検討した。また、試作したシステムと、提案した測定値処理法の有効性を検証するための例としてカムの形状誤差測定と旋削面の解析を行なった。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 加工精度を評価するために必要とされる測定項目を代表的な加工部品形状に対して検討した結果、普遍的な項目の抽出が可能であることを明らかにした。
- 2) 現状の測定機器の機能を解析した結果、それらは幾何学的運動決定機能、目盛機能、位置検出機能に分類が可能である。
- 3) 加工精度を評価するための最小の構成で最大の機能を発揮し得る測定システムの設計法を示し、試作した結果、そのシステムの有効性が認められた。
- 4) 加工精度を評価するための基本的な測定値処理法の考え方を示し、その検証例として加工時の加工開始点が明らかでない工作物の加工精度評価を行ない、測定時の測定開始点と

加工開始点のずれに基づく測定誤差の影響を明らかにできることを示した。

5) 加工精度の劣化要因の解析のため、測定値

処理にスペクトル解析を応用すると、従来の測定法よりも、より詳細な解析が可能となることを旋削加工面を例にとり示した。

第3章 動剛性の測定

3.1 緒 言

工作機械の剛性は加工精度や加工能力などの切削性能を決定する最も重要な要因の一つである。剛性解析には数学モデルに基づき、計算のみにより強度や振動特性を求める方法と、実際の工作機械に対して試験を行ない、振動特性を得る方法とがある。前者は新規の設計時に概略の特性を知る手段として有効であり、有限要素法、あるいはリセブタンス合成法^{7,3)}などの手段の開発により次第に実用化されつつある。他方、後者は実験により各部の剛性を求め、その値を基に設計改善の方策を決定する場合と、数学モデルのモデルパラメータ（等価質量、等価ばね定数、等価粘性係数）を同定し、それを基に設計改善を行なう場合を含んでいる。前者の計算による方法は、構造体の減衰や結合部の特性を現段階では定量的に求めることができないため、実用化の観点からは直ちに利用することが困難である。そこで、本研究では実験の実験を中心とした剛性測定法に着目する。

剛性測定にはその解析目的に応じたいくつかの段階がある。図3.1は工作機械の剛性測定の種類を概念的に示したものである。すなわち第一の段階は、静的な外力に対する各部の変形量・ひずみ量を解析するもので「静剛性の測定」と呼ばれる。第二の段階は、工作機械が静止している状態での各部の振動応答特性を解析するもので、一般に言われる「動剛性の測定」がこれに対応する。第三の段階は第二の段階に比べて、より切削状態に近い条件、すなわちテーブルや主軸などの運動機構の動作中に動剛性を測定するものであり、「運動中の動剛性の測定」と呼ばれる。運動中の動剛性の測定は運動機構の接触、潤滑状態の変化に伴う減衰特性の解析などがその主たる目的とされることが多い^{7,4)}。第四の段階は、切削中の動剛性の測定である。すなわち実際に切削加工が進行中に動剛性を測定するものであり、切削剛性をも含めた総合的な剛性の評価が可能となるもので、「切削中の動剛性測定」と呼ばれる。

加工精度に及ぼす剛性の影響については緒論においても示したように多種の研究が進められているが、過去の主な研究における剛性の測定方法は図3.1における第二段階迄のものに限られていた。その主たる理由は、第三段階以降の動剛性測定においては運動機構により発生する強制振動や、切削に伴う振動のため、振動応答の測定が著しく困難となることによるものである。しかしながら加工精度に及ぼす動剛性の影響について、より精度よく検討するためには、運動状態における動剛性測定が不可欠であると考えられる。そこで本章においては主として運動中の動剛性測定法と動剛性測定値の精度について検討し、加工精度改善のために有効となる動剛性測定方法の確立を試みる。

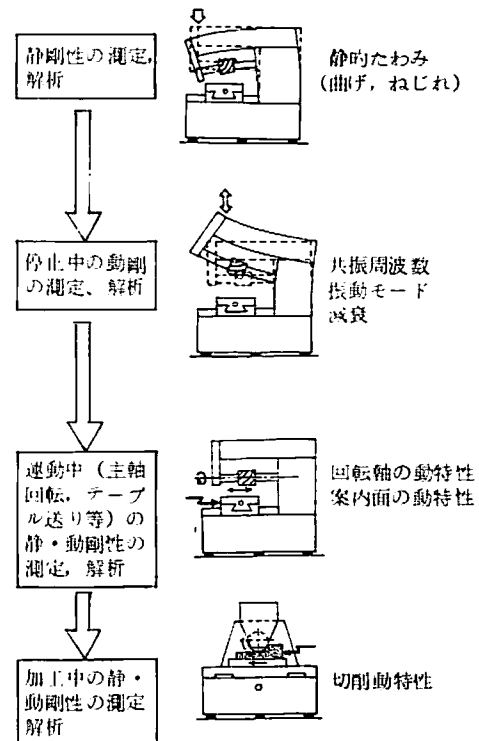


図3.1 工作機械構造の剛性解析レベル

3.2 動剛性の測定法

3.2.1 各種動剛性測定法の比較

本項では各種動剛性測定法の長所と問題点について整理し、本研究で取り上げたインパルス応答法の特徴と有効性について述べる。

動剛性測定法は、加振装置、加振波形、そして解析装置の3種類の組合わせによって種々の構成が考えられる。他方、測定方法の有効性を評価する評価項目としては、以下の12項目が考えられる。すなわち、

- 1) 加振周波数範囲
- 2) 加振力の大きさとその制御範囲
- 3) 加振力に対する加振器重量の比
- 4) 精度及びS/N比
- 5) 移動体測定の可能性
- 6) 非線形性の測定の可能性
- 7) 局部的周波数帯の加振の可能性
- 8) 測定の準備、段取りの容易さ
- 9) 加振時間
- 10) 較正作業の容易さ
- 11) 装置の応用性、拡張性

12) 装置の総合コスト

である。これらの評価項目を基に、従来より用いられている電気油圧式、動電式、マグネット式の3種類の加振装置について比較すると表3.1のようになる。又、その中でも最も普及していると思われる動電形加振装置と、ハンマ式加振装置についてより詳細に検討した結果を表3.2に示す。これらの表を比較検討した結果、測定精度においては従来より用いられている電気油圧式あるいは動電式のいわゆる接触形加振装置による正弦波加振が、又、現場における測定の容易さの点からはハンマ式によるインパルス加振の優れていることが見い出される。従来より用いられている接触形加振法は実験の段取り、準備時間について最も不利であり、ハンマによるインパルス応答法（以下、インパルス応答法と言う）が近年急速に普及しはじめている理由の一つとなっている。

インパルス応答法は手軽に測定が可能な利点を有し、工具、工作物、工作機械の各部を変更しつつ研究を進める加工精度改善のための実験手段として極めて有力であると考えられる。そこで本章においては、従来のインパルス応答法がもってい

表 3.1 従来より用いられている代表的加振法の比較

形 式	動 電 式	電気油圧式	マグネット式
代表的加振波形	正 弦 波 , 掃 引 正 弦 波 , ラ ン ダ ム 波		
周波数範囲	0 ~ 数 KHz	0 ~ 数百 Hz	0 ~ 数 KHz
加振力の大きさ	中	大	小
加振力/加振器重量比	中	大	小
測定精度	高	中	低
移動体測定の可能性	困 難	不 可 能	容 易
非線形性測定の可能性	可 能	可 能	困 難
限定周波数範囲加振	可 能	可 能	可 能
準備期間	中	長 い	中
加振時間	長 ~ 中	長 ~ 中	長 ~ 中
較正作業の容易さ	容 易	容 易	困 難
装置の応用性、拡張性	な し	な し	な し
設備費用	中	大	中
総合評価	精度を要求する測定に適する。信頼性高い	大形構造物に適す ねじり加振可能	移動物体測定に適す

表 3.2 動電式加振とハンマ式インパルス加振の比較

形 式	動 電 式					ハンマ式
加振波形	正 弦 波	掃引正弦波	ランダム波	疑似ランダム波	インパルス波	インパルス波
周波数範囲	0～数 KHz	←	←	←	←	←
加振力の大きさ	中	中	小	中	中～小	中～小
加振力/加振器重量比	中	←	←	←	←	大
測定精度	良	良	良	良	可	可
移動体測定の可能性	困 難	←	←	←	←	容 易
非線形性測定の可能性	可	可	困 難	困 難	困 難	困 難
限定周波数範囲の加振	可	可	可	可	不 可	不 可
準備期間	中	←	←	←	←	短
加振時間	長	中	短	短	短	短
校正作業の容易さ	容 易	←	←	←	←	←
装置の応用性、拡張性	な し	←	←	←	←	有
設備費用	中	←	←	←	←	小
総合評価、その他	信頼性高			ランダム波より 精度良	インパルス力 の管理可能	精度面の改 善必要

た短所，とくに測定精度並びに測定応用範囲の改善方法について検討する。

3.2.2 インパルス応答法の原理

*1)

付録(A・7)式，(A・8)式，(A・9)式，(A・10)

式に示す如くインパルスを与えることによって構造の伝達関数を求めることが可能である。しかしながら幅が0の理想的なインパルスは実現不可能である。従って有限の幅をもつパルスを入力したときの応答を観測し，入力と応答のスペクトルを(A・6)式に従って処理することにより過渡入力信号による系の伝達関数の測定が可能となる。インパルス応答法による一般的なデータ処理手順を示すと図3.2のように表わせる。

インパルス応答法における実際の計算処理は一般に次に示す手順で行われる。今，図3.3に示すように一定時間T毎に構造体に過渡入力を与え，Tを1時間帯とする各時間帯毎に観測される系の加振入力と応答出力をそれぞれ $f_i(t)$ ， $x_i(t)$ とする。この場合，各測定サイクルに対して $0 \leq t \leq T$ とし，インパルス入力を与えられる時間 $t=0$ とする。 $f(x)$ と $f(t)$ のパワースペクトルの期待値を求めるためには次の二つの方法を用いる。

*1) 付録1

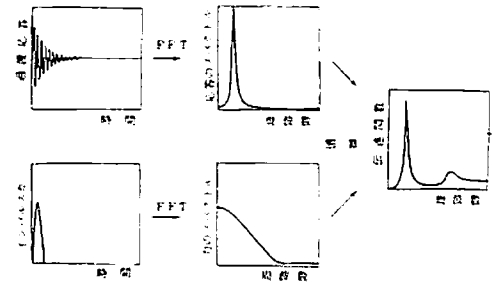


図3.2 インパルス応答法における一般的なデータ処理手順

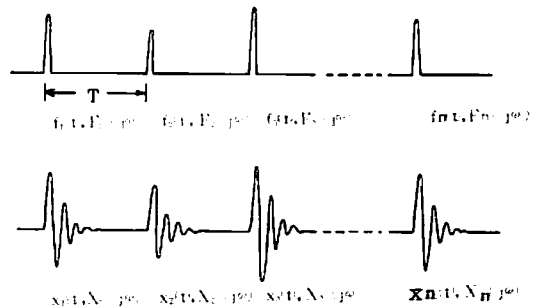


図3.3 周期的にインパルス加振を行なう場合の加振力と応答振動

第一の方法は n 回の測定に対してまず $f(t)$, $x(t)$ の時間平均 $\overline{f(t)}$, $\overline{x(t)}$ を次式

$$\overline{f(t)} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n f_i(t) \quad \dots\dots\dots (3.1)$$

$$\overline{x(t)} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i(t) \quad \dots\dots\dots (3.2)$$

より求め、おのおのをフーリエ変換してパワースペクトル密度関数

$$\phi_{ff}(j\omega) = \frac{1}{T} \left| \int_0^T \overline{f(t)} \exp(-j\omega t) dt \right|^2 \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

$$\phi_{xx}(j\omega) = \frac{1}{T} \left| \int_0^T \overline{x(t)} \exp(-j\omega t) dt \right|^2 \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

を求める方法であり、時間領域平均法と呼ばれる。

第二の方法はおのおのの信号を毎回フーリエ変換してスペクトルとし、その平均値を求める方法であり、

$$F_i(j\omega) = \int_0^T f_i \exp(-j\omega t) dt \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

$$X_i(j\omega) = \int_0^T x_i \exp(-j\omega t) dt \quad \dots\dots\dots (3.6)$$

$$\begin{aligned} \phi_{ff}(j\omega) &= \frac{1}{nT} \sum_{i=1}^n \{ F_i(j\omega) \cdot F_i(j\omega)^* \} \\ &= \frac{1}{nT} \sum_{i=1}^n \{ |F_i(j\omega)|^2 \} \dots\dots\dots (3.7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \phi_{xx}(j\omega) &= \frac{1}{nT} \sum_{i=1}^n \{ X_i(j\omega) \cdot X_i(j\omega)^* \} \\ &= \frac{1}{nT} \sum_{i=1}^n \{ |X_i(j\omega)|^2 \} \quad \dots\dots\dots (3.8) \end{aligned}$$

よりパワースペクトル密度を求める方法である。ここで、式中の * 印は共役複素数を表わす。

また、クロススペクトルの期待値は次式で与えられる。

$$\phi_{xf}(j\omega) = \frac{1}{nT} \sum_{i=1}^n \{ X_i(j\omega) \cdot F_i(j\omega)^* \} \quad \dots\dots\dots (3.9)$$

系の周波数応答関数は

$$G(j\omega) = \phi_{xf}(j\omega) / \phi_{ff}(j\omega) \quad \dots\dots\dots (3.10)$$

で与えられることから

$$G(j\omega) = \frac{\sum_{i=1}^n \{ X_i(j\omega) \cdot F_i(j\omega)^* \}}{\sum_{i=1}^n \{ F_i(j\omega) \cdot F_i(j\omega)^* \}} \quad \dots\dots\dots (3.11)$$

となる。

上式において $f(t)$ は定常時系列信号でなければならないが、インパルス応答法においては手でハンマ等を用いた加振が一般的であり、そのため加振力の大きさが一定でない。そこで一回毎のインパルス加振毎に (3.10) 式を適用して周波数応答を求め、その平均値をとると

$$\begin{aligned} G(j\omega) &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{X_i(j\omega) \cdot F_i(j\omega)^*}{F_i(j\omega) \cdot F_i(j\omega)^*} \\ &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{X_i(j\omega)}{F_i(j\omega)} \quad \dots\dots\dots (3.12) \end{aligned}$$

となる。一般に本式がインパルス応答法に適用される。

3.2.3 測定装置の構成

本研究において使用したインパルス応答法による伝達関数の測定装置を図 3.4 に示す。先ずハンマの先端に加振力を検出するロードセルと、加振力の大きさと持続時間を制御するためのパッドを取付け、加振装置とする。他方、振動応答は相対変位測定の場合には非接触変位計を、絶対変位測定の場合には圧電形加速度計あるいは動電形速度計を用いる。

ハンマで加振して得られた加振力信号と応答振動信号は同一のサンプリング周期で同時収集され、12 bit AD 変換器によりデジタル化されコンピュータのメモリに記憶される。コンピュータ内では前述の定義式に従って FFT によりスペクトルを求め、次いで伝達関数を計算する。結果は XY

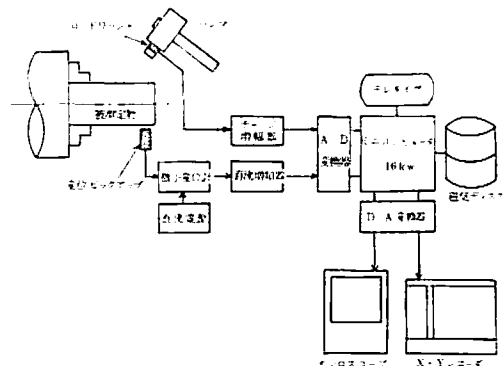


図 3.4 インパルス応答法による工作機械動剛性の測定装置

プロッタあるいはオシロスコープ上に表示される。

ここでインパルスハンマは森脇らの研究⁷⁵⁾による最適設計法に基づいて製作したものを使用する。

3.3 工作機械の動剛性測定

本節においては代表的な工作機械である汎用旋盤と汎用フライス盤について、動剛性をインパルス応答法により求めた結果について述べる。

3.3.1 旋盤における測定結果

汎用旋盤本体について基本的な振動モードの測定を行ない、次いで主軸部に工作物を把持した場合の振動モード測定を行なった。測定に供した旋盤の仕様は表 3.3 に示すとおりで、その外観を図 3.5 に示す。

図 3.6 は、旋盤のチャック・センタ間に工作物を固定し、心押台先端を水平方向に加振し、工作

表 3.3 供試旋盤の仕様

形 式	DNG-8
製 作 所	大日金属工業株式会社
製 作 年	昭和 41 年 12 月
センタ高さ	250 mm
センタ間最大距離	1200 mm
ベッド上の振り	500 mm
サドル上の振り	320 mm
ベッドの幅	410 mm
ベッドの長さ	2400 mm
主 軸 速 度	~ 2000 rpm 無段
モ ー タ	11 kw

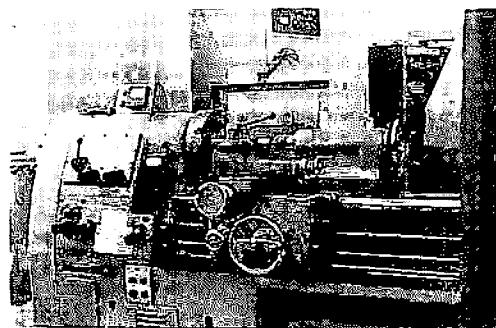


図 3.5 実験に使用した旋盤の外観

物と刃物台間の相対変位応答を検出して求めた周波数応答の一例である。図より 204, 250, 304 および 385Hz 付近に共振点が認められる。

図 3.7 は主軸線上に沿って 13 ケ所を加振し、得られた周波数応答から各共振周波数における振動モードを求めた結果である。204Hz の振動モードは同位相で旋盤全体が前後方向に振動するロッキングモードである。振幅値から判断すれば供試旋盤の代表的な共振周波数は 254Hz, 304Hz 前後で現われると考えられる。構造全体を見ると、主軸台は剛性が高いのに対し、工作物及び心押台間を境にコンプライアンスが特に大きくなっている。このことは工作物自身の動剛性が低いことの他に工作物支持法に問題があることを示している。

図 3.8 は刃物台部分における相互コンプライアンスの測定例を示す。刃物台においては 220, 320, 420 および 790 Hz 付近に共振点が認められる。各共振周波数におけるモードを測定した結果を図 3.9 に示す。コンプライアンス値の大きい周波数は 220Hz, 420Hz 付近であり、特に 220Hz で著るしいが、その最大値は $0.01 \mu\text{m}/\text{N}$ 程度である。他方、工作物系を加振した場合に認められる最大値は $0.6 \mu\text{m}/\text{N}$ 程度であり、フレキシビリティに数十倍の差が認められる。

以上の測定結果より、本旋盤において動剛性が

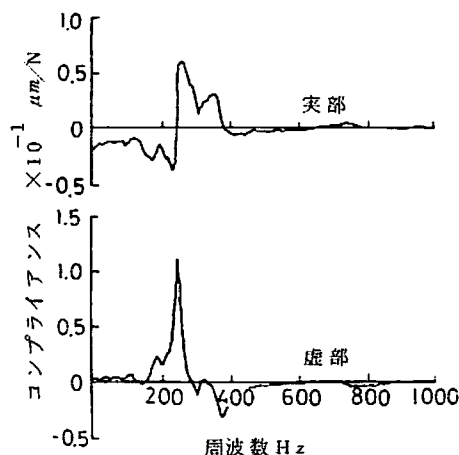


図 3.6 心押台先端を加振した場合の工具台・工作物間の相対変位の応答測定例
(工作物直径 50 mm, チャックよりの突出し量 265 mm, 心押軸突出し量 200 mm)

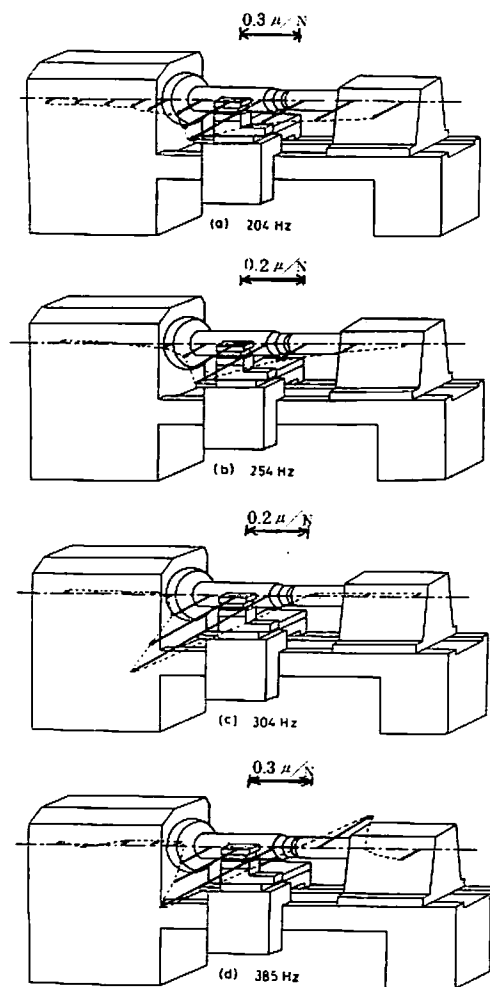


図 3.7 旋盤主軸系の振動モード測定結果（応答は工具台・工作物間の相対変位で測定）

低下する最大要因は、工作物自身のフレキシビリティと工作物支持系であると結論づけられる。

3.3.2 フライス盤における測定結果

汎用フライス盤について同様の測定を行った。供試フライス盤の仕様及び外観をそれぞれ表3.4、図3.10に示す。本フライス盤はいわゆる万能形であり、使用性を優先した構造となっているため、部分的には本体剛性を犠牲にしている。

図3.11は主軸クイル部をY方向に加振した場合に主軸先端部とテーブル上の工作物間の相対変位

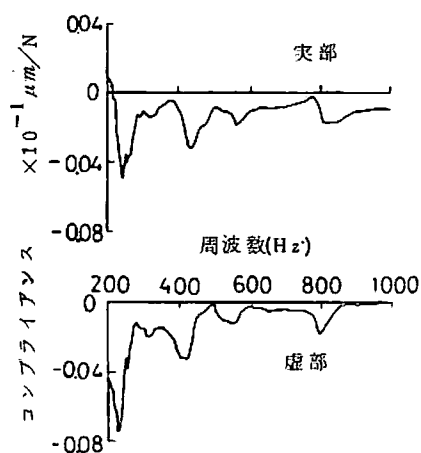


図 3.8 刃物台の相互コンプライアンス測定例（加振点；心押台側刃物台端点，加速度測定点；心押台側工具位置）

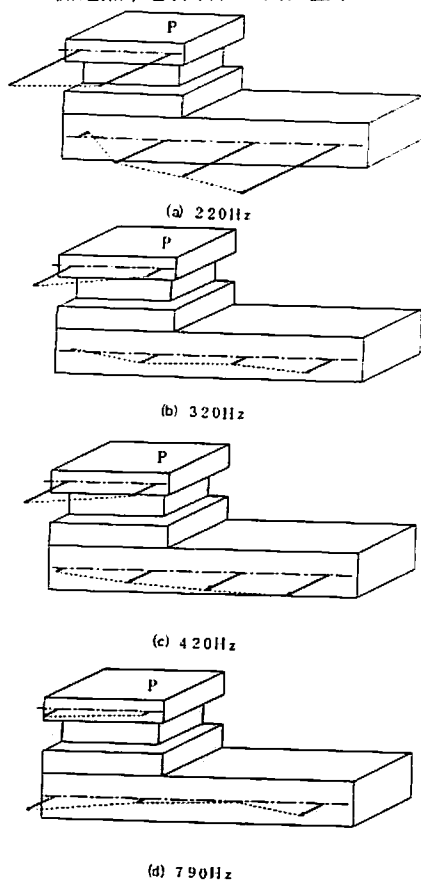


図 3.9 刃物台の振動モード（図中Pは加速度ピックアップ取付位置を示す）

表3.4 供試フライス盤の仕様

形 式	KGP-55
製 作 所	マキノフライス製作所
製 作 年	昭和39年
工作面の寸法	1070×240 mm
テーブル左右動き	550 mm
テーブル前後動き	250 mm
二一上下動き	350 mm
オーバーアーム前後動き	300 mm
主軸上下動き	80 mm
主 軸 速 度	225~4000 rpm
テーブル送り速度	50~1250 mm/min
主軸ターボ穴	ナショナルφ40
主軸電動機	0.6 Hp

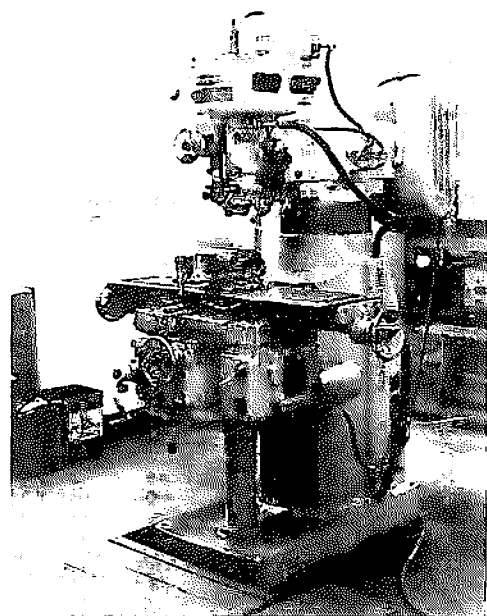


図 3.10 実験したフライス盤の外観

を検出して求めた相互コンプライアンスの周波数応答である。ここで主軸先端にはコレットチャックを用いてφ20の鋸棒を工具の代りに取付け、テーブル上の工作物には非接触変位計をねじにより装着して工具・工作物間の相対変位量を検出している。図は0から500Hz迄の間の周波数範囲に

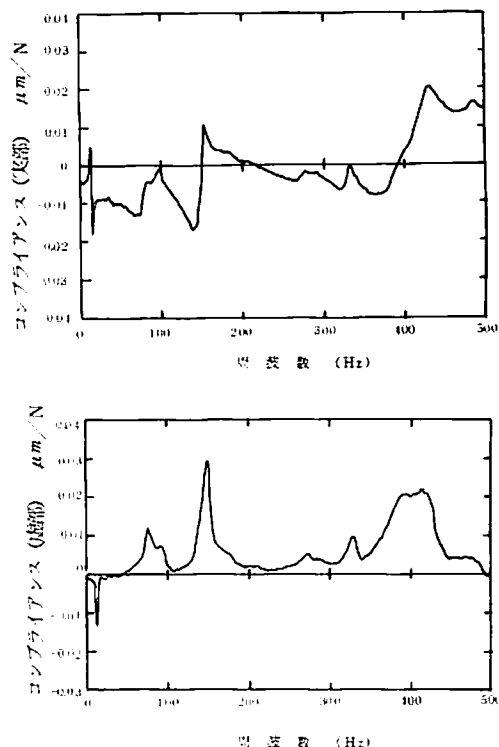


図3.11 主軸頭をY方向に加振した場合の工具・工作物間の相互コンプライアンス周波数応答

おける測定結果であるが、20、80、140、260、320、430および480Hz付近に共振が見られる。同一の設定条件で工作物側をY方向に加振して得た相互コンプライアンスの周波数応答を図3.12に示す。ここでは20、80、および150Hz付近に共振が見られ、主軸側を加振した場合に認められた260、320、430および480Hz付近の共振は見られない。工具・工作物間の相互コンプライアンスの最大振幅値は150Hzの共振点であり、約0.03μm/Nである。次いで大きい共振は430より480Hz付近に見られる約0.02μm/Nである。相対的に振幅値は主軸側加振の場合に大きく、主に主軸頭の剛性が不足していることが推測される。

次に主軸頭側面Y方向に圧電形加速度計をマグネットにより固定し、主要部Y方向をハンマにて加振して求めた主な共振周波数におけるモードを

図 3.13 (a)(b)(c)に示す。測定値は求められたイナータンスの値をコンプライアンスの値に変換して

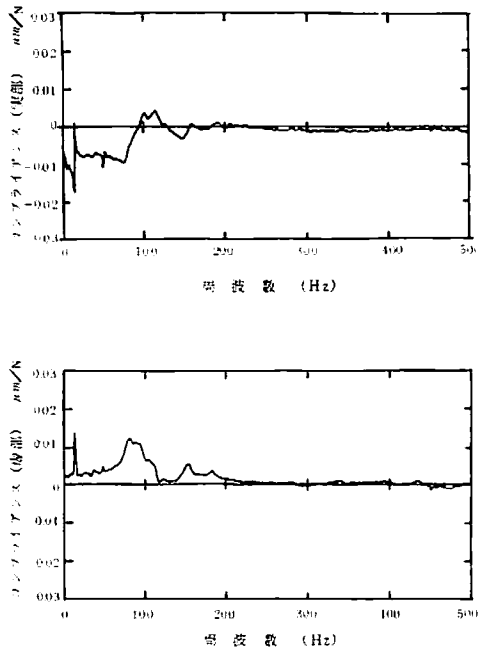
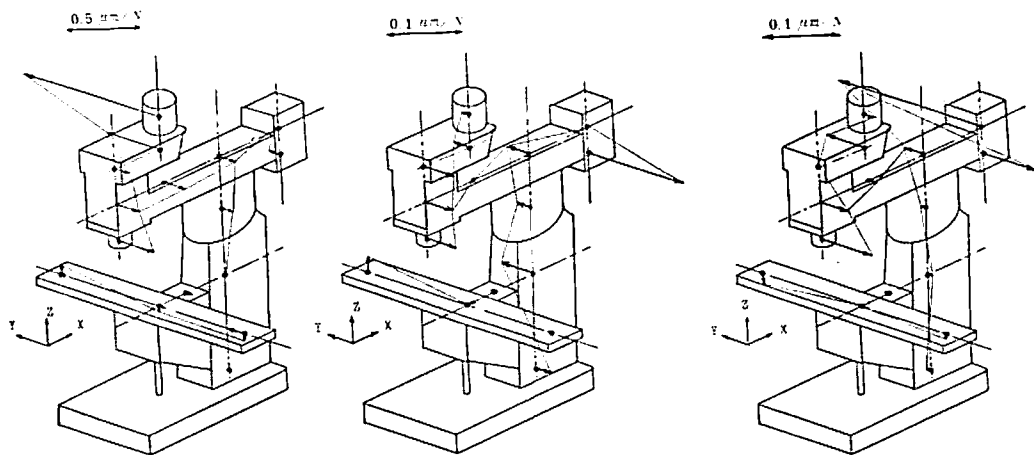


図 3.12 工作物を Y 方向に加振した場合の工具・工作物間の相互コンプライアンス周波数応答

示している。図の(a)は 140Hz におけるモードを示す。主電動機部が最も大きな振動振幅を示しており、この振動に対応して主軸先端が逆位相で振動している。図の(b)は 260 Hz 及び 280 Hz における振動モードである。このモードにおいてはまずラムが第二次モードで振動し、それに伴ってコラムも変形している。このモードにおける最大振幅点は後部のスロットヘッド部であり、 $0.13 \mu\text{m} / \text{N}$ である。しかしながら 140 Hz のモードと比較すると、その絶対値は小さい。図の(c)は 320/340 Hz における振動モードである。本モードではラム部がねじれるような形を示しており、この場合もスロットヘッド部において振動振幅は最大になっている。以上の結果の中で最大の振幅値を示すモードは、140 Hz のものであり、その場所は主として主軸頭部に集中していることがわかる。

次に本機により切削試験を行なった時の振動の観測結果を示す。図 3.14 はコレットチャックを用いて $\phi 20$ のエンドミルを装着し、鋼 S45C を主軸回転数 385 rpm、送り $100 \text{ mm} / \text{min}$ 、切込み 2 mm で Y 方向に切削した場合に主軸頭部で測定した X, Y 方向の振動加速度のスペクトルを示す。同じく工作物部で求めた X 方向, Z 方向の振動加速度スペクトルを図 3.15 に示す。いずれも 140 ~ 150 Hz 付近及び 400 ~ 500 Hz 付近において相対的にス



a) 140 Hz におけるモード b) 260/280 Hz におけるモード c) 320/340 Hz におけるモード

図 3.13 フライス盤の振動モード(検出器は主軸頭側面)

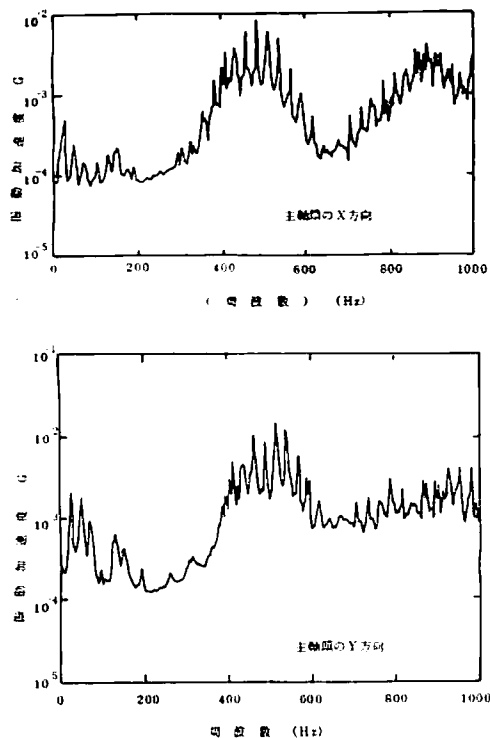


図 3.14 切削中の主軸頭における振動加速度スペクトル

ベクトルが大きくなっていることが認められる。400Hz ~ 500Hz 近傍のモードは絶対コンプライアンス測定においては観測されなかったものであり、加振を行っていない主軸系に起因する振動と推測される。

以上、インパルス応答法を工作機械構造の動剛性測定に適用した結果、動剛性評価法として十分実用できることを確認した。

3.4 運動中の動剛性測定

第 3.3 節において示した測定結果は全て工作機械は停止し、運動構造が静止している状態におけるものである。しかしながら、第 3.1 節において述べたように切削中の工作機械動剛性は静止中のそれとは異なることが考えられる。特に切削現象との相関を検討するためには出来る限り実切削中に近い条件での動剛性を測定することが必要である。そこで本節においては工作機械の運動機構が

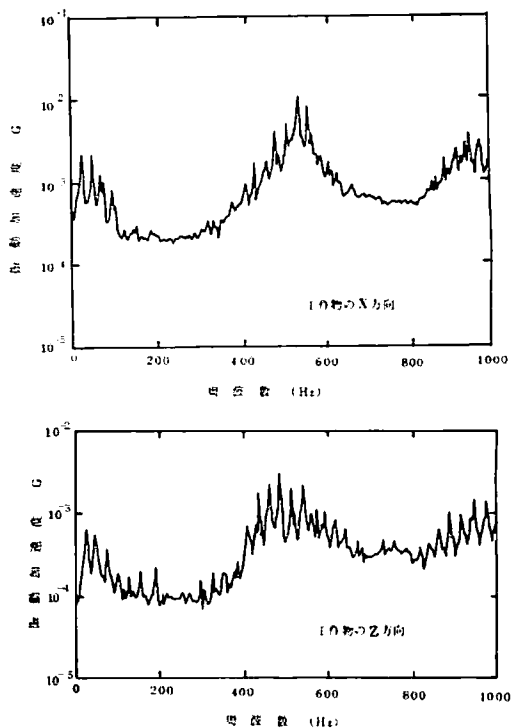
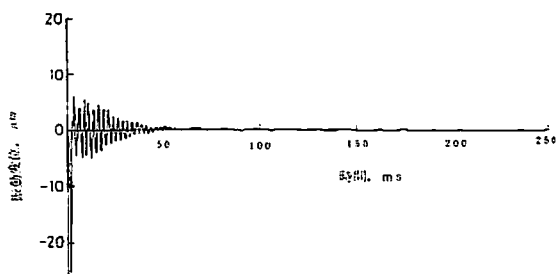


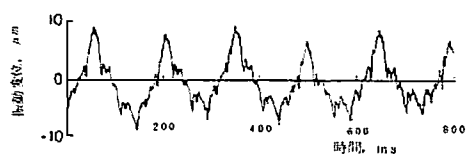
図 3.15 切削中の工作物における振動加速度スペクトル

運動状態、すなわち具体的には旋盤の主軸の回転中における動剛性の測定、及び運動中の刃物台の動剛性測定を行なう。ここでは各部の運動中に動剛性を測定する場合の測定精度を改善する方法、並びに運動が各部の動剛性へ及ぼす影響について検討した結果を述べる。

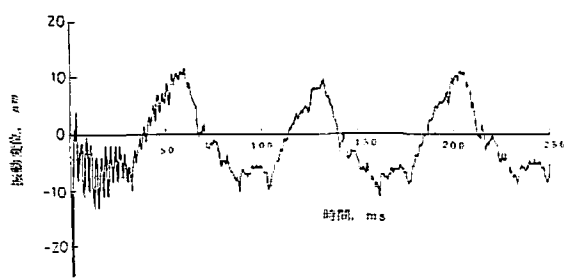
図 3.16 は族盤主軸に取付けた工作物と刃物台間の相対変位を測定した例である。ここで(a)は主軸停止中に工作物をインパルス加振したときの応答振動変位、(b)は主軸回転中の相対振動変位、(c)は主軸回転中のインパルス加振に対する応答変位である。これらの結果から回転に伴う相対振動の振幅が大きく、(c)の例に見られるようにインパルス加振による過渡応答振動より定常振動変位の方が大きく、著しく測定精度を劣化させる可能性があることを示している。図 3.19 は実際に主軸停止中、及び回転中の相互コンプライアンスの周波数応答を求めた例で、(a)は主軸停止中、(b)は主軸回転数



(a) 主軸停止時のインパルス加振に対する応答振動



(b) 主軸回転中の刃物台工作物間相対振動



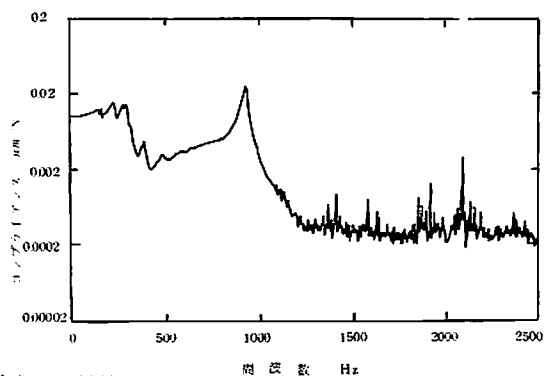
(c) 主軸回転中のインパルス加振に対する応答振動

図 3.16 旋盤主軸に取付けた工作物と刃物台間の相対振動

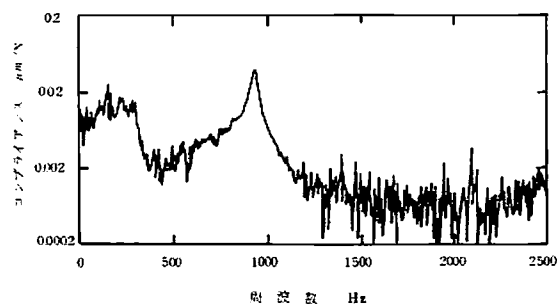
500rpm の場合、(c)は主軸回転数 1500rpm の場合の測定結果である。主軸回転数の増加に伴い、測定されたコンプライアンスにノイズ成分が重畳し SN 比が劣化してゆくことが認められる。そこで以下に示すような測定精度向上のためのデータ処理法について検討した。

3.4.1 平均化によるノイズ低減法

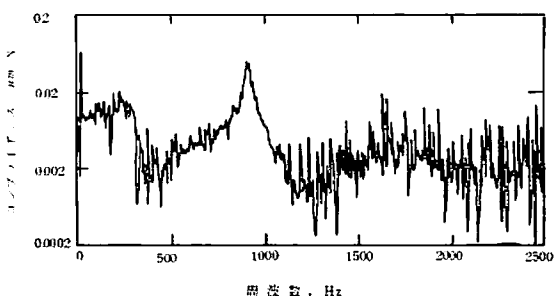
インパルス応答法においては第 3.2 節で示したように多数の周波数応答を求め、それらの平均値をとることにより測定精度、信頼性が向上する。ここでは複素平面上での平均化によるノイズ低減の効果について述べる⁷⁹⁾。



(a) 主軸停止中



(b) 主軸回転数 500rpm



(c) 主軸回転数 1500rpm

図 3.17 旋盤主軸に取付けた工作物と刃物台間の各主軸回転数における回転時の相互コンプライアンス周波数応答測定例

いま簡単のためにノイズが定常信号であると仮定する。第 i 番目の測定における角周波数 ω でのノイズの振幅スペクトル N_i は

$$N_i = N_v \exp(j\phi_i) \quad \cdots \cdots (3 \cdot 13)$$

で与えられる。ここで N_v はノイズの振幅スペクトルの大きさ、 ϕ_i は i 番目の測定におけるノイズが測定開始時間に対して有している位相である。ノイズの位相 ϕ_i はランダムであると考えられるか

ら、ノイズの振幅スペクトル N_i をベクトル線図上に表わすと半径 N_v で任意の方向を向くベクトルとなる。いま、周波数応答の平均値を求めるために2つの振幅スペクトルの和をとると、ノイズに関しては図3.18に示すようにノイズの振幅スペクトル N_1, N_2 の合成ベクトル R_2 となる。位相 ϕ_1 と ϕ_2 の差を ε_2 とすれば、合成ベクトル R_2 の大きさは

$$R_2 = \sqrt{2N_v^2 + 2N_v^2 \cos \varepsilon_2} \\ = N_v \sqrt{2(1 + \cos \varepsilon_2)} \quad \cdots \cdots (3.14)$$

となる。

同様に i 回の測定を行ない、ノイズの合成ベクトル R_i を求めれば

$$R_i = \sqrt{N_v^2 + R_{i-1}^2 + 2N_v R_{i-1} \cos \varepsilon_i} \quad \cdots \cdots (3.15)$$

で与えられる。ここで ε_i は位相 ϕ_i と ϕ_{i-1} の差

$$\varepsilon_i = \phi_i - \phi_{i-1} \quad \cdots \cdots (3.16)$$

である。これより合成されたノイズの振幅 R_i は直前の振幅 R_{i-1} とランダムな位相差 ε_i によって定まることが判る。従って i 回の加算平均後ではノイズの振幅スペクトルの平均値 $\bar{R}_i$ は

$$\bar{R}_i = \frac{R_i}{i} \quad \cdots \cdots (3.17)$$

で与えられることになる。ここで $N=1$ として、2回、10回及び50回の加算平均に対するノイズの振幅スペクトルの平均誤差 $\bar{R}_2, \bar{R}_{10}, \bar{R}_{50}$ の確率

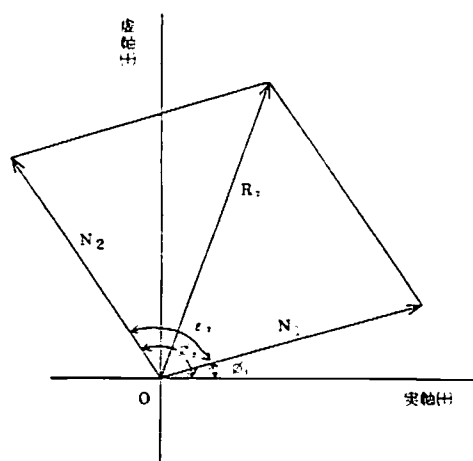


図 3.18 ノイズの振幅スペクトルベクトルの合成に対する模式図

密度関数及び累積分布関数を求めた結果を図3.19に示す。これより加算平均の回数 i が大きくなると平均誤差の期待値は小さくなることが判る。すなわちランダムな位相を有するノイズは複素平面上で平均化することにより互いに打消しあい、測定精度が向上する。

さて工作機械の運動中に観測されるノイズ成分は主軸回転、電動機回転、あるいは外部よりの強制振動による定常ノイズがほとんどであり、これらはそれぞれ固有の周期成分をもつため、以上述べた平均化によってノイズ低減を計ることは不可能である。そこで次に定常ノイズを低減する方法について提案する。

3.4.2 定常ノイズの除去法

本項においては回転中の主軸系と他の構造体と

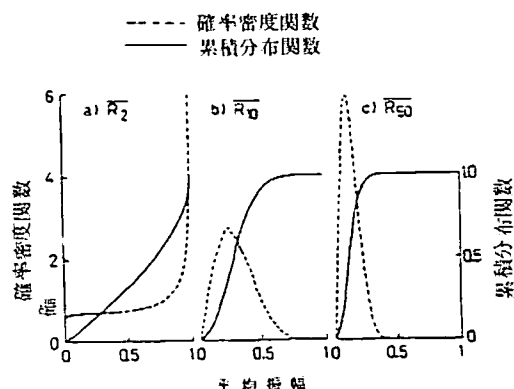


図 3.19 加算したノイズの振幅スペクトルの確率密度関数と累積分布関数

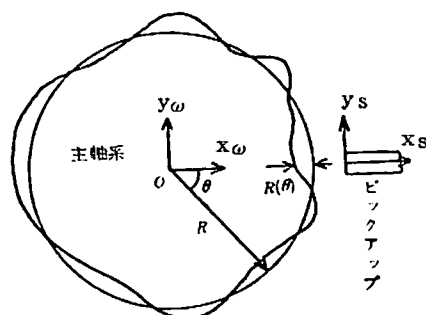


図 3.20 回転主軸系と相対変位ピックアップの関係

の間の相対振動変位を例にとり、定常ノイズ除去アルゴリズムの基本的な考え方について述べる。

いま図3.20に示すように回転主軸系の円周形状を $R + R(\theta)$ とし、それに対向して相対変位を検出する検出器が軸中心方向に向かい水平に配置されているものとする。ここで R は主軸系の平均半径、 $R(\theta)$ は基準点よりの回転角 θ における円周形状の変動成分である。主軸系が一定角速度 Ω で回転するとき、主軸系中心 O 及び検出器が水平、垂直方向にそれぞれ $x_\omega(t)$ 、 $y_\omega(t)$ および $x_s(t)$ 、 $y_s(t)$ の変位をするものとする。インパルス加振に対する応答振動として検出される水平方向相対変位 $x_c(t)$ は垂直方向変位の影響が無視できるものとするれば、適当な初期値のもとに以下で与えられる。

$$x_c(n\Delta\theta/\Omega) = R + R(n\Delta\theta) - x_\omega(n\Delta\theta/\Omega) + x_s(n\Delta\theta/\Omega) \quad \dots\dots\dots (3 \cdot 18)$$

または

$$x_c(n\Delta t) = R + R(n\Omega\Delta t) - x_\omega(n\Delta t) + x_s(n\Delta t) \quad \dots\dots\dots (3 \cdot 19)$$

ただし、 n は整数で $t = n\Delta t$ 、 $\theta = n\Delta\theta$ である。また $\Delta\theta$ は $\Delta\theta = 2\pi/N_s$ (N_s は主軸一回転当りのサンプル数)となるよう選ぶものとする。ここで主軸回転に同期して $\Delta\theta$ 毎にサンプルして得られる相対変位 x の中の変動成分は以下の3成分より成り立つ。

- (1) 回転に同期した変動成分…… $R(\theta)$ ；主軸系の偏心、回転に同期した強制振動、その他
- (2) 回転に非同期の変動成分；回転数に比例して周波数の異なるもの（主電動機の回転に同期した強制振動など）、回転数に無関係のもの（構造共振、外部よりの定常振動など）
- (3) ランダムな変動成分

ここで(3)のランダムな変動成分は第3.4.1節において示した平均化手法により低減可能である。(1)および(2)は定常な変動成分であることから以下に示すアルゴリズムにより測定値より除去することが可能である。

まず(1)は主軸系空転中の相対変位の変動成分の平均値 $\bar{x}_c(n\Delta\theta/\Omega)$ を求めることによりサンプルデータより抽出することができる。すなわち

$$\bar{x}_c(n\Delta\theta/\Omega)$$

$$= \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{n-1} x_c \left(\frac{(N_s \cdot k + n) \cdot \Delta\theta}{\Omega} \right) \quad \dots\dots\dots (3 \cdot 20)$$

を各測定値から引き去った値

$$\bar{x}_c(n\Delta\theta/\Omega) = x_c(n\Delta\theta/\Omega) - \bar{x}_c(n\Delta\theta/\Omega) \quad \dots\dots\dots (3 \cdot 21)$$

は測定値から(1)の変動成分を除去したものとなる。

次に(2)の成分とインパルス応答の関係を模式的に示すと図3.21(a)のように表わせる。ここで時間領域においてデータの1ブロックが主軸系一回転に対応するものとし、インパルス加振に対する応答がブロックbの最初より始まるとする。また定常変動成分を正弦波で表わすとするれば、(2)の成分は振幅は一定であるものの回転に同期しないため各ブロック間においては位相がずれた定常正弦波振動として現われる。次に時間領域における各ブロックのデータをフーリエ変換し、周波数領域において問題とする周波数成分をベクトル表示すると図3.21(b)のようになる。ここでベクトルA、B、C、Dはそれぞれブロックa、b、c、dにおける定常変動成分で、ベクトルの大きさは一定であるが位相がεずつ前のベクトルに対してずれたものとなる。B'はインパルス応答成分であり、B''はインパルス応答成分と定常変動成分とが加算された見かけの測定値である。この測定値より回転に同期しない定常変動成分を分離するにはインパルス応答前後のブロックの定常変動成分よりブロックbにおける定常ノイズの推定値Beを得て

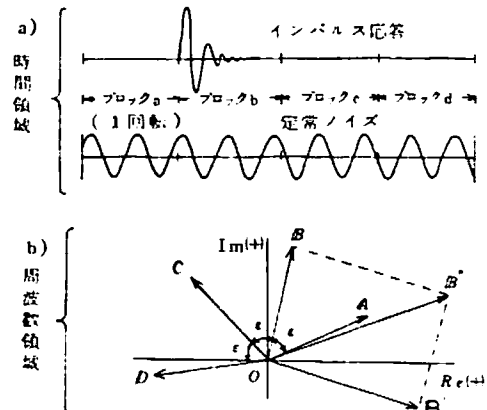


図3.21 インパルス応答と回転に同期しない定常変動成分の関係

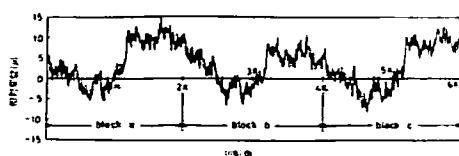
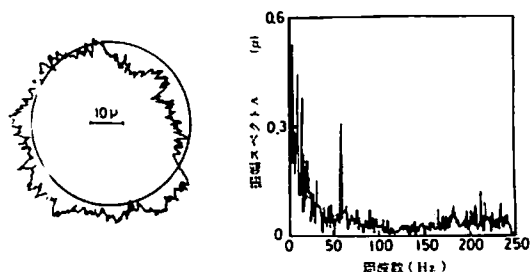
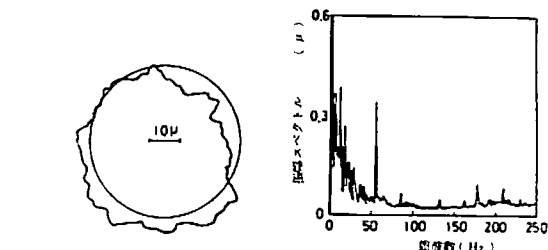


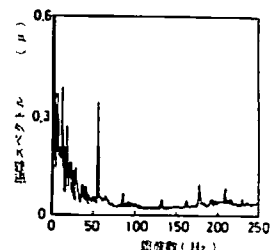
図 3.22 回転中の工作物・刃物台間相対変位の測定例 (回転数 60rpm)



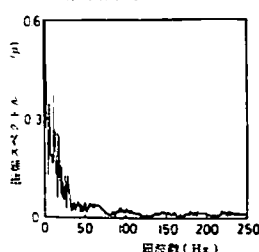
(a) もとの変動成分と振幅スペクトル



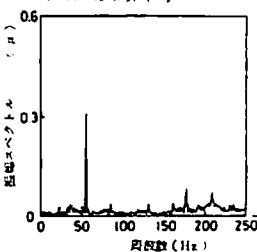
(a) 時間領域で求めた平均値の極座標表示



(c) 周波数領域における振幅スペクトルゲインの加算平均



(b) 周波数領域で実部、虚部を別々に平均した結果



(d) (c)と(b)の差

図 3.23 刃物台・工作物間相対変位の 15 回加算平均

$$Be' = Be'' - Be \quad \dots\dots\dots (3 \cdot 22)$$

を求めればよい。

Be を求める方法としては

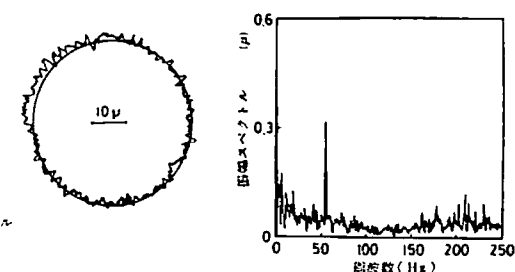
$$Be = (C/C^*) \times D^* \quad \dots\dots\dots (3 \cdot 23)$$

または

$$\left. \begin{aligned} |Be| &= (|A| + |C|)/2 \\ \angle Be &= (\angle A + \angle C)/2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 24)$$

の方法が考えられる。ここで $*$ は共役複素数を表す。

以上のアルゴリズムによる実験結果を次に示す。図 3.22 は主軸回転数 60 rpm において旋削加工面と刃物台間の相対変位を測定した結果である。このときのサンプル数は一回転あたり 500 点である。次いで図のような状態で測定される相対変位を連続的に 15 回転分サンプルし、平均値を求める。



(b) 平均値を除去した変動成分と振幅スペクトル

図 3.24 図 3.22 のブロック b の相対変位の変動成分

図 3.23 中の (a) は時間領域で得られた平均値を極座標表示したもので工作物の外周形状と主軸系の定常回転ひずみの和を表す。(b) は各ブロックにおけるデータをフーリエ変換し、実部と虚部とを別々に加算平均して求めた平均振幅スペクトルで、(a) のフーリエ変換に相当する。(c) は各ブロックにおける振幅スペクトルの振幅値の加算平均値で (d) は (c) より (b) を差し引いた値である。ここで (c) は各ブロック間の変動成分の位相関係を無視して得た平均値であるから変動成分の全スペクトルに相当する。従って (b) が回転に同期した成分、(d) が回転に同期しない成分に相当する。

図 3.24 (a) は図 3.22 のブロック b における変動成分を極座標表示したものと、その振幅スペクトルを示し、(b) はこれより (3.21) 式に基づいて平均値を除去した結果である。図 3.25 (a) は (3.23) 式のアルゴリズムに従いが、図 3.22 のブロック b、c の値からブロック a の値を推定した結果であり、(b) はブロック a の値から推定値を除去したランダム成分を示す。同様に図 3.26 (a)、(b) は (3.24) 式のアルゴリズムに従って得たブロック b の推定値と残差を示す。

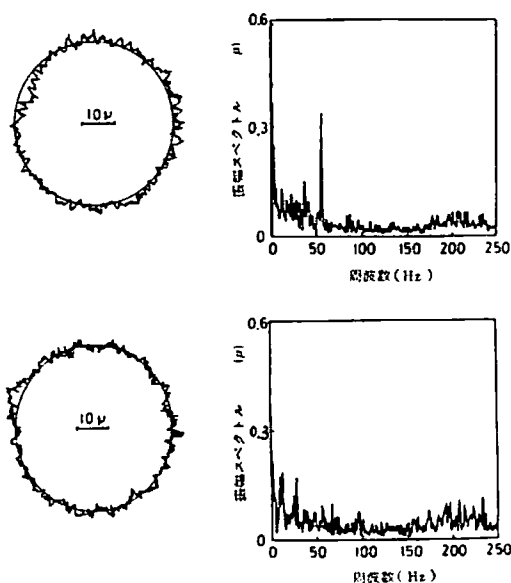


図 3.25 図 3.22 のブロック a の相対変位の変動成分

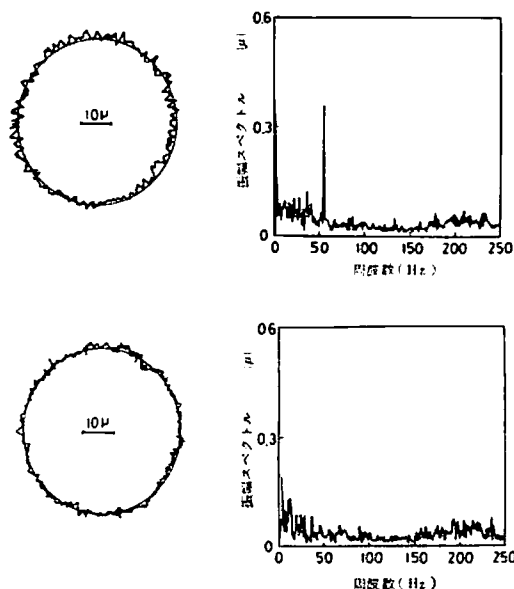


図 3.26 図 3.22 のブロック b の相対変位の変動成分

以上の結果はいずれも図 3.23 (a) に比較して顕著な変動成分が除去されており、ここで提案したアルゴリズムが有効であることを示すものである。

3.4.3 実験結果と考察

本項においては 3.4.2 項において示したノイズ低減アルゴリズムを応用して回転中の旋盤主軸系の動剛性測定を行なった結果を示す。図 3.27 は直径 50 mm の工作物を突出し長さ 200 mm でチャックに片持ち支持し、主軸回転数 240 rpm で回転中に工作物を水平方向にインパルス加振して得られた工作物・刃物台間の相対変位応答である。図より加振に伴う応答振動の上に主軸回転に起因する変動成分が重畳していることが認められる。この場合、主軸一回転に要する時間は 250 ms で、過渡応答信号は一回転以内に十分減衰しており、以降のデータはすべて定常変動成分である。本実験においてはインパルス加振後 12 回転分のデータを測定し、2 回転目から 11 回転目迄のデータより平均値成分を求め、1 回転目より 3 回転目迄のデータからその平均値を差し引いて先ず回転に同期した変動成分を除去した。次いで (3.23) 式のアルゴリズムにより、回転に同期しない変動成分を除去して主軸系のコンプライアンスを求めた。図 3.28 (a), (b), (c) は何らのノイズ低減処理も施さずに求めた主軸系の周波数応答と、定常ノイズ除去を施して求めた周波数応答及びその 8 回の平均値を示す。又、同様に直径 49 mm、突出し長さ 230 mm の片持ち工作物を主軸回転数 300 rpm にて回転中にインパルス加振して求めた周波数応答を図 3.29、図 3.30 に示す。図 3.29 は定常ノイズ除去処理を施さず測定データから直接周波数応答を求めた結果であり、低い周波数領域において周波数応答にノイズが重畳していることが認められる。図 3.30 は定常ノイズ除去処理を施して周波数応答を求め

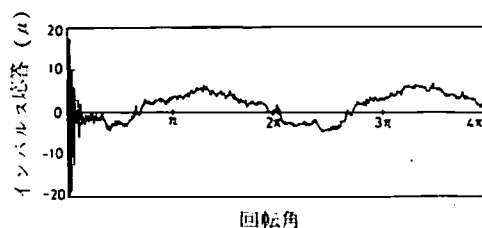


図 3.27 インパルス加振台による刃物台・工作物間相対変位応答の例 (工作物直径 50 mm, 突出し量 200 mm)

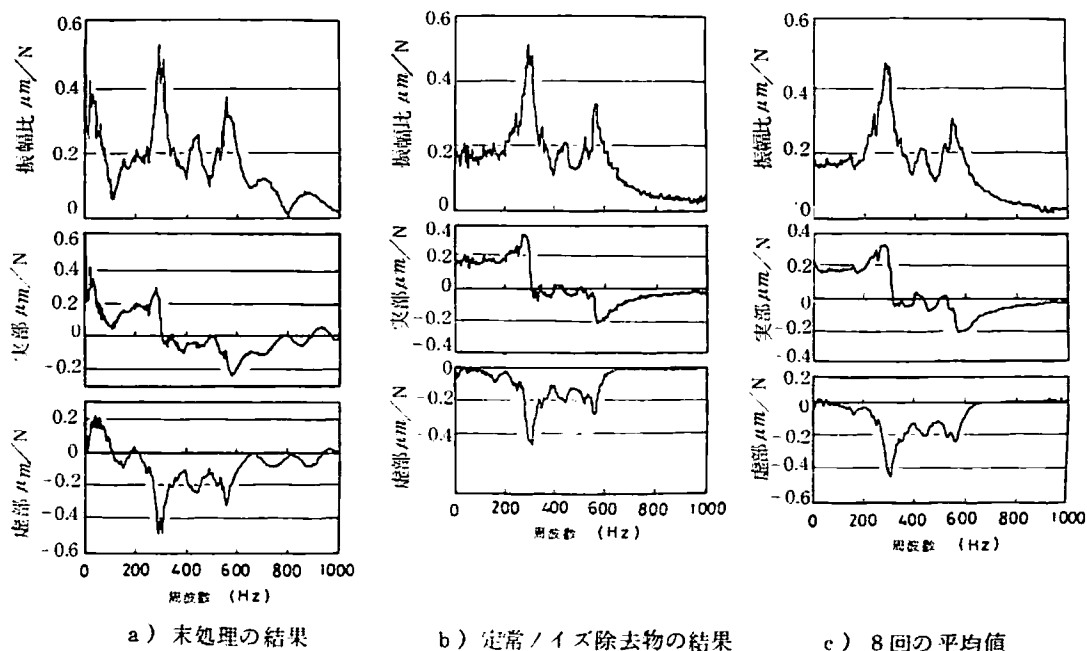


図 3.28 回転中の主軸系動剛性測定例

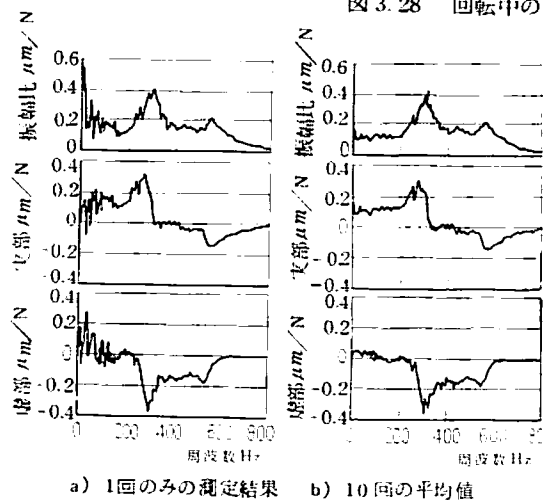


図 3.29 定常ノイズ除去処理を施さないで求めた回転中の工作物系の周波数応答の測定例 (工作物直径 49 mm, 突出し長さ 230 mm, 主軸回転数 300rpm)

た結果である。それぞれ1回の測定結果と測定値を10回平均した結果を示している。

以上の結果をまとめると主軸回転に起因するノイズは、定常ノイズ除去処理を施すことによりか

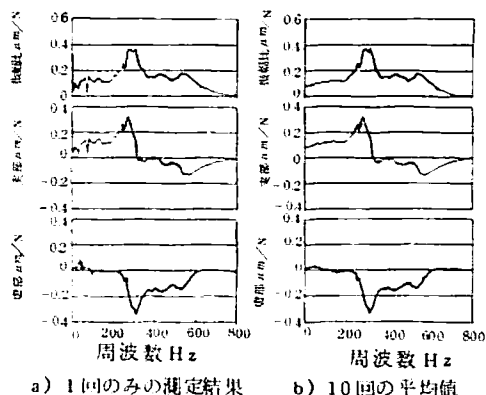


図 3.30 定常ノイズ除去処理を施して求めた回転中の工作物系の周波数応答測定例 (実験条件は図 29 に同じ)

なり低減できること、また平均化することにより全般に周波数応答は滑らかな曲線と与えられ、ノイズの影響が抑制されると言える。また図 3.29、図 3.30 に示す1回のみの測定結果を比較すると明らかに、平均化処理に先立って定常ノイズ処理を施すことは測定精度向上に有効であることが

判る。

3.4.4 運動中の案内機構の動剛性測定

工作機械系の運動機構のうち主軸系と共に高い運動精度、剛性が要求される機構として直線案内機構がある。東本⁷⁷⁾は数値制御駆動系の負荷条件を明らかにするために運動中のテーブル系の動剛性測定を試みており、古川⁷⁸⁾は案内面の挙動解析のために同様に運動中のテーブル系の動剛性解析を行なっている。これらの実験はいずれも専用の実験装置を製作して動電形加振機による特殊な加振方法を採用したものであり、いずれもそのまま現場で採用し得る測定法とは言い難い。そこで本項では旋盤を例にとりてインパルス応答法を用いて運動中の刃物台系の動剛性を測定し、テーブル送り速度の変化が動剛性に及ぼす影響について検討した結果を示す⁷⁹⁾⁸⁰⁾。測定対象は3.3.1項において使用した普通旋盤と数値制御旋盤である。

まず普通旋盤における測定結果について述べる。図3.31に実験に使用した旋盤の刃物台と滑り案内面の概要並びに加振方向、応答振動速度検出用ピックアップの配置を示す。

実験においては旋盤往復台を長手方向に自動送りし、運動中に刃物台部を長手方向及び横方向に

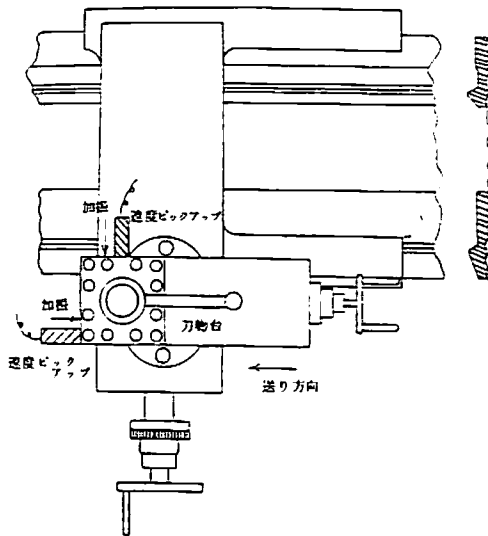


図3.31 運動中の旋盤刃物台の動剛性測定法

ハンマで加振した。そのときの応答速度を速度ピックアップを用いて長手方向及び横方向に測定し、モビリティを求めた。往復台の駆動は主電動機による機械送りをを用いているが、主軸系の歯車列を切り離して主軸回転による強制振動の影響を極力除いている。

往復台を送り速度20,50,100および200 mm/minにおいて長手方向に無負荷駆動した場合に刃物台で測定された長手方向振動速度振幅スペクトルを図3.32に示す。いずれの送り速度においても、主として100Hz以下において駆動系よりの強制振動によるものと思われる振動が見られる。この内特に50Hz付近において比較的大きな共振が見られる。これらは送り速度の増大と共に振幅スペクトルも増加してゆく傾向を示している。100Hz以上の周波数領域においては300Hz, 400Hz および 700Hz 付近に共振点が認められるが、送り速度変化に

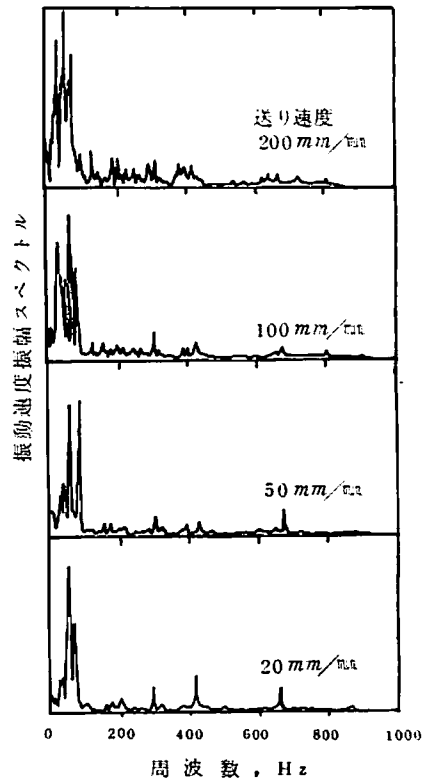


図3.32 長手方向送り運動中における刃物台の長手方向振動速度スペクトル

対応した振幅変化はみられないところから、これ等は構造に固有のものと考えられる。

次に送り速度を種々変化させて長手方向に往復台を駆動させながら刃物台を送り方向にインパルス加振して求めたモビリティを図 3.33 に示す。図より 40, 140, 220, 300 Hz および 400 Hz 付近に共振が認められる。この内 40 Hz における共振特性は往復台が停止している場合と運動中の場合とで明らかに異なり、また送り速度の影響を顕著に受けていることが判る。この周波数における振動モードは往復台が全体として案内面上で振動し

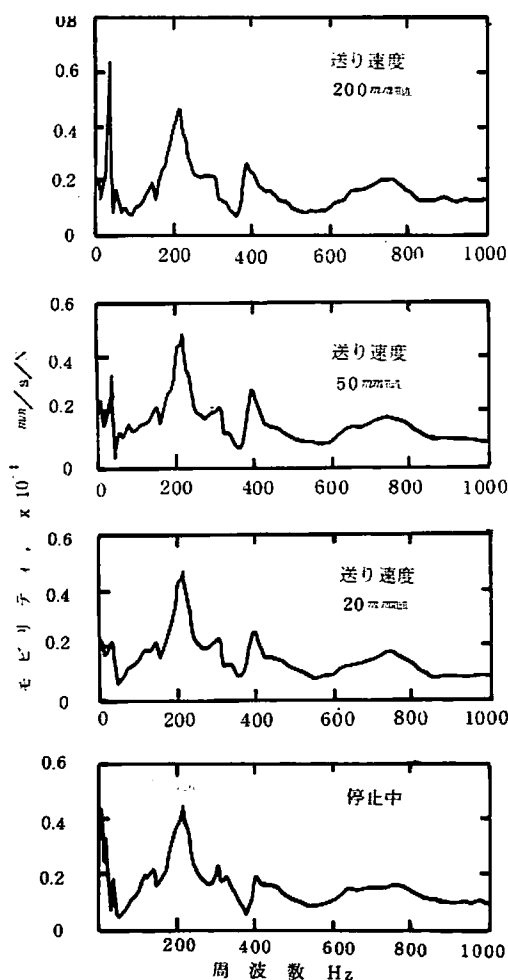
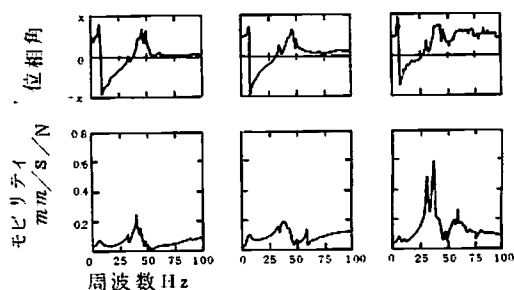


図 3.33 送り速度を変化させて求めた刃物台の長手方向周波数応答関数(モビリティ)

ている形態になっているものと考えられ、往復台の送り速度が案内面での減衰特性に大きく影響を及ぼしていると推測される。140 Hz 以上の周波数における共振特性は往復台の運動によらずほぼ一定の傾向を示しており、これらは刃物台を含む往復台固有の振動特性によるものと思われる。

更に 100 Hz 以下の周波数範囲について測定結果を図 3.34 に示す。又その中の送り速度 100 mm/min における測定結果をベクトル線図で示した例を図 3.35 に示す。なお図中 7 Hz 付近に認められる振幅のピークと位相回転は振動速度検出ピックアップの固有振動数によるものである。往復台全体の共振によるモビリティのピークは 30~45 Hz において認められるが、この帯域における応答は単純ではなく、二、三の局部的な共振が混在しているもの



a) 停止中 b) 送り速度 20 mm/min c) 送り速度 100 mm/min

図 3.34 低周波数領域における刃物台の長手方向周波数応答の測定例

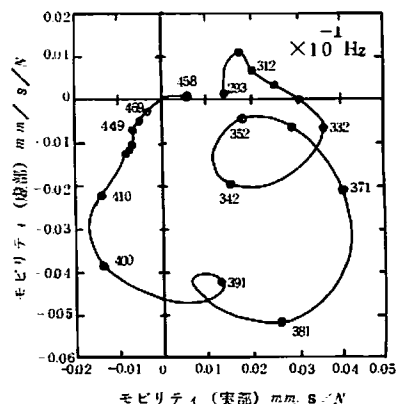


図 3.35 低周波数域における長手方向伝達関数の詳細

と思われる。送り速度の影響は明瞭であり、往復台が停止している場合と運動している場合とでは顕著な相違が認められ、案内面における減衰の効果がこのモードの特性に大きく寄与していることが考えられる。

以上の測定結果に基づき、30～45Hzの周波数範囲に認められる往復台全体の主共振部分について等価減衰比を求めた結果を次に示す。図3.36は等価減衰比と送り速度との関係を整理したもので、図より送り速度の増加に伴い等価減衰比が減少することが認められる。この原因としては送り速度の増加に伴うすべり案内面での摩擦力低下が考えられる。

図3.37は往復台が停止中および長手方向に運動中に刃物台を横方向に加振して得た動的モビリティの測定結果を示す例である。図よりいずれの場合にも40Hz、80Hzおよび460Hz付近に大きな共振が認められる。これらはいずれも往復台固有の局所的な共振によるものと考えられ、特に40Hzおよび80Hzにおいては刃物台のロッキングモードに近い振動モードが求められた。これら一連の実験の結果からは長手方向運動中の横方向加振に対する横方向モビリティに変化は認められず、従って長手方向の運動は横方向の動剛性に対してほとんど影響を及ぼさないことが明らかとなった。

次に数値制御旋盤の送り駆動系の動剛性測定と

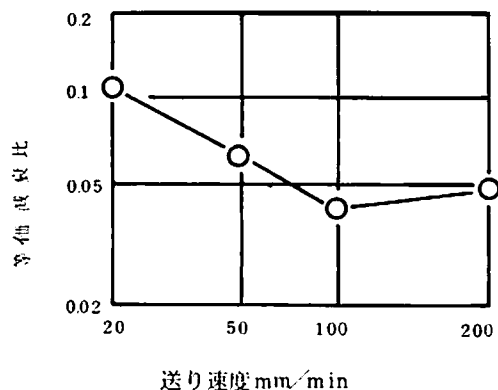


図 3.36 長手方向の往復台の振動モードにおける等価粘性減衰比に及ぼす送り速度の影響

振動特性を解析した結果を示す。図3.38は測定した数値制御旋盤の概略の構造と実験方法の概要を示す。この旋盤の横送り台は垂直に配置されており、刃物台は水平長手方向左右及び垂直方向上下

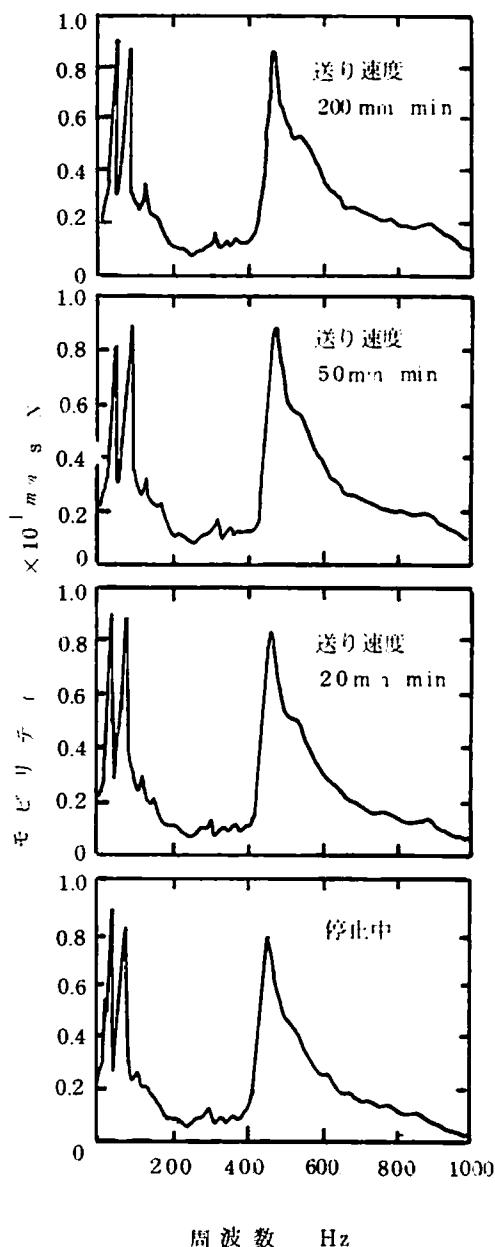


図 3.37 往復台の長手方向運動中に測定した刃物台の横方向周波数応答関数

に運動する。送り駆動系はボールとねじと電気油圧パルスモータによる駆動方式を採用している。

表 3.5 は数値制御旋盤の仕様である。

振動検出には圧電形加速度計を使用し、マグネットにより六角刃物台の工具位置に固定した。ハンマによるインパルス加振を行なった位置は水平方向には横送り台、垂直方向には刃物台である。送り駆動にはジョグモードを採用し、主軸は停止状態として極力外乱ノイズが混入することを防いでいる。

送り速度を変数とし、刃物台を上方より下方（切込み方向）に駆動させて測定した刃物台部の垂直方向振動加速度スペクトルを送り速度毎にまとめた結果を図 3.39 (a),(b)に示す。図(a)は定常送り速度に達した状態におけるスペクトルを示しており、50～150Hz の低い周波数範囲と 380Hz において顕著なピークが認められる。加速度振幅スペクトルは全般的に送り速度が増加すると共に一旦減少し、その後送り速度が増加するにつれて増大する傾向が見られる。特に送り速度が 25 mm/min の低い速度では 75Hz, 110Hz, 150Hz において顕著なピークが認められる。図(b)は刃物台を静止状態から目標設定送り速度に加速する場合の過

表 3.5 供試数値制御旋盤の仕様

形 式	V N C - 3 0
製 作 所	池貝鉄工株式会社
ベッド上の振り	6 0 0 mm
往復台上の振り	3 1 0 mm
両センタ間距離	1 0 0 0 mm
主電動機出力	2 2 kw DC モーター
重 量	7 5 0 0 Kg
数値制御装置	電気油圧パルスモータ XZ 同時 2 軸制御

渡状態における振動加速度のスペクトルである。この場合、最低速度を除いて 500～2400 mm/min の範囲ではほぼ同様の振幅スペクトルが得られており、ピークが見られる周波数も定常送り状態におけるものとほぼ同一であった。

図 3.40 は長手方向送りにおいて横送り台部の振動加速度を測定し周波数分析した結果である。図において(a)は定常運動中、(b)は起動時の過渡状態におけるスペクトルである。長手方向送りの場合には起動時に見られるスペクトルと定常送りに見られるスペクトルとは異なった傾向を示しており、定常運動中においてはいずれの送り速度においても 500Hz 付近に顕著なピークが認められる。両者のスペクトルに共通して認められる 390Hz のピークは刃物台工具ホルダの局部共振によるものである。これは別にインパルス応答法を用いて各部の主要固有振動数を測定した結果明らかになったものである。

図 3.41 は刃物台部を下方へ運動させながらインパルス加振をして求めた周波数応答である。図(a)は比較のために測定した静止中の周波数応答（イナータンス）で、実部、虚部共に特に振幅が大きい共振はみられない。図(b)は運動中に下方から上方に向って加振して求めた周波数応答である。ここでは 50Hz 及び 100Hz に振幅の大きい共振が認められる。この 2 つの共振は別途各構造部のモード測定を行った結果、刃物台タレット部における共振によるものであることが明らかとなった。本例においても運動中に測定した結果と静止中に測定した結果とでは顕著な差が認められた。

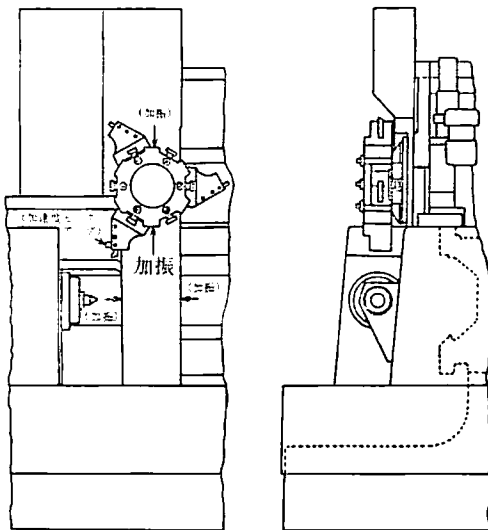
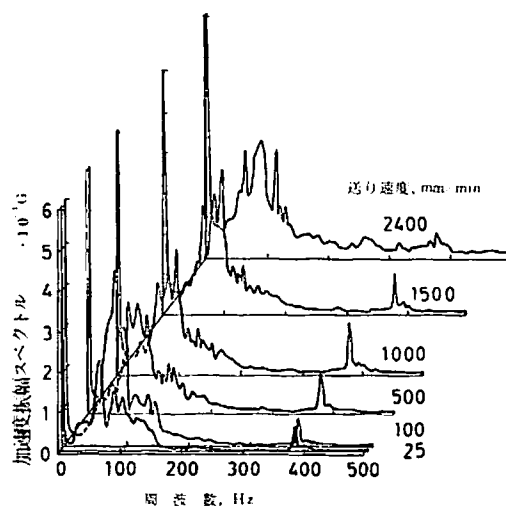
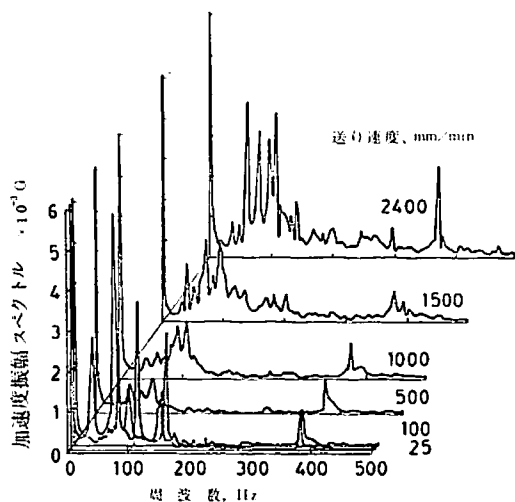


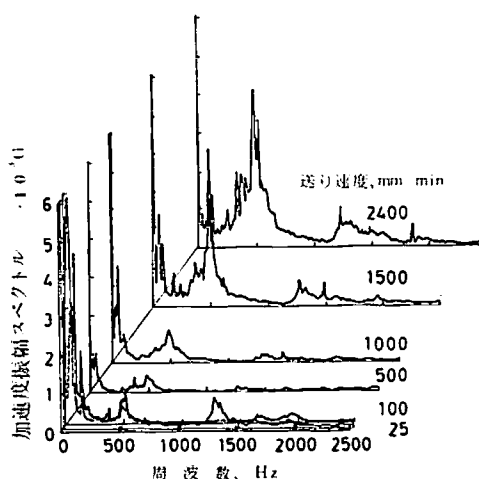
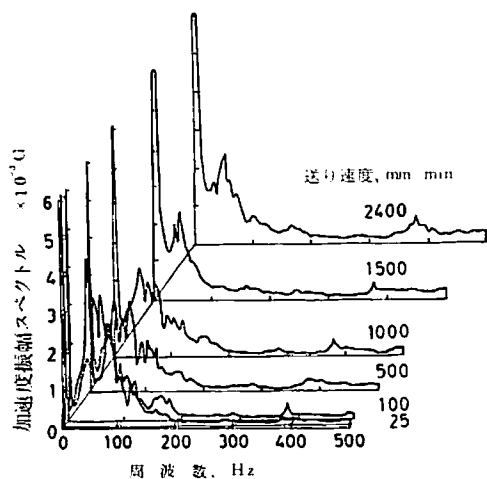
図 3.38 N C 旋盤の構造と実験方法の概要



(a) 定常運動中の振動スペクトル

(b) 起動時の過渡応答振動スペクトル

図 3.39 上方から下方へ運動中の刃物台の垂直方向振動スペクトル



(a) 起動時における刃物台の過渡応答振動スペクトル (運動方向は心押台側から主軸台側)

(b) 心押台側から主軸台側へ定常運動中の刃物台の水平方向振動スペクトル

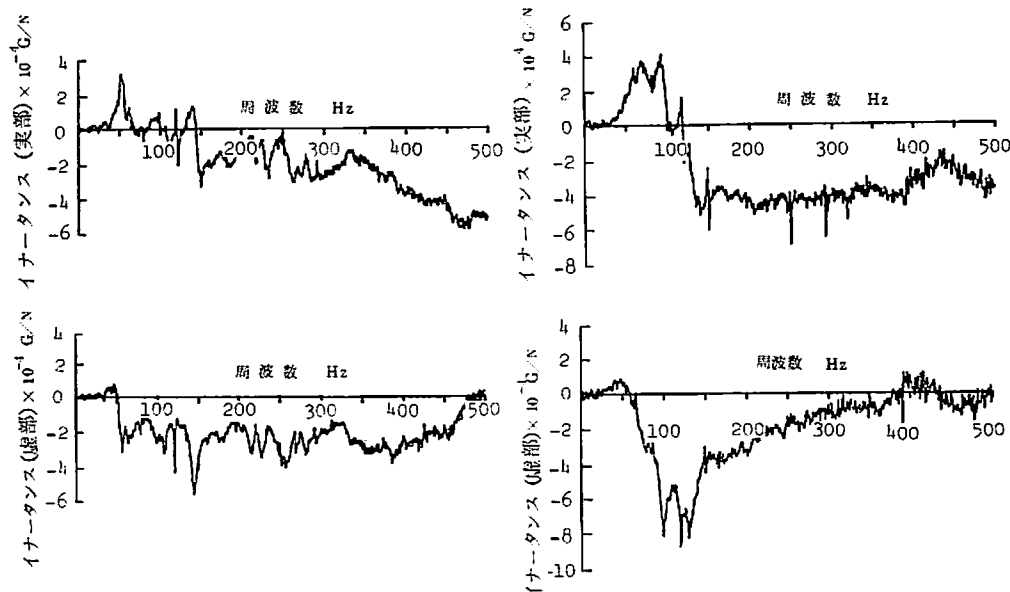
図 3.40 長手方向運動中の横送り台水平方向振動スペクトル

以上、汎用旋盤と数値制御旋盤に対して運動中と静止中の動剛性を測定して比較検討した結果、いずれの場合においても両者の間に顕著な差が認められ、運動中の動剛性測定が重要であることが確認された。

3.5 測定精度の改善

3.5.1 改善方法の原理

インパルス応答法においては過渡的な入力信号を精度良く補足する必要がある。しかしながら通常のFFTによる処理方法においてはサンプリング



(a)静止中

(b)定常運動中 (送り速度: 500 mm/min, 運動方向: 上方から下方)

図 3.41 刃物台の垂直方向伝達関数測定例 (加振方向: 下方から上方)

グ間隔 Δt から定まる解析上限周波数 $f_{\max}$ よりはるかに低い周波数で加振力の振幅スペクトルが小さくなり、それ以上の周波数範囲における解析結果は有意となり得ない⁸¹⁾。この原因はインパルス加振力を精度良くサンプルするためにはサンプリング間隔をインパルス加振力の持続時間に対して十分小さくする必要があることによる。しかしながらサンプリング間隔に対する制約がなくなれば、解析に必要な上限周波数に対応した持続時間のインパルス加振力の使用が可能となる。本節ではその手法について検討する⁸²⁾。

まず解析すべき周波数範囲 ($0 \sim f_h$) において十分な振幅スペクトルが得られるよう相対的に持続時間の短いインパルス加振を行なう。同時に次式で定める早いサンプリング周波数 $1/\Delta t$ でサンプリングを行なう。すなわち

$$\Delta t h = \frac{1}{m} \cdot \frac{1}{2f_h} \quad \dots\dots\dots (3 \cdot 25)$$

でサンプルする。但し m は整数で $0 \sim f_h$ の周波数範囲の信号をエリアシングを生じずにサンプリング可能とする値とする。次いでサンプルされた離

散時系列に対して時間領域においてローパス・デジタルフィルタリング処理を施し f_h 以上の周波数成分を除去する。処理後の信号に対し改めて m ケ毎に再サンプリングを行ない、最終的なサンプリング間隔を従来の方法による Δt に一致させる。

以上の処理を行なうことにより原信号の持つ高い周波数範囲の情報を失うことなく $0 \sim f_h$ の周波数範囲において加振力波形が十分な振幅スペクトルを持つことが可能となる。図 3.42 は本処理のアルゴリズムを示すフローチャートである。すなわち

- (1) 持続時間の短いインパルス加振力による加振
- (2) 高周波領域の現象を補足するための高速サンプリング
- (3) 時間領域でのローパスデジタルフィルタリング
- (4) 再サンプリング

である。

デジタルフィルタリング処理を行なうため得られるスペクトルには若干の振幅比のひずみ、位

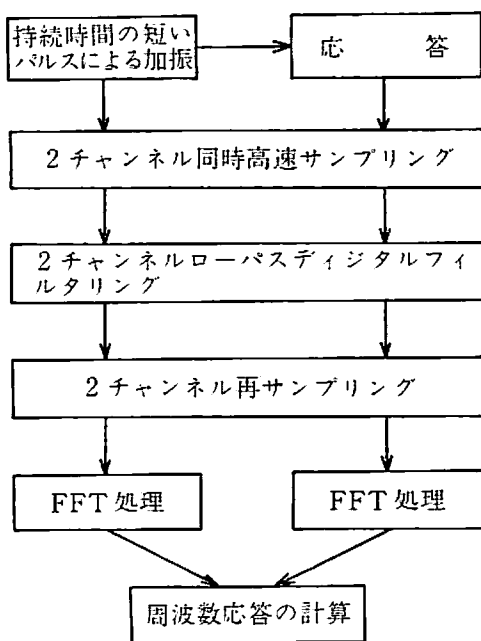


図 3.42 デジタル・フィルタリングを利用した解析性能向上のための実験とデータ処理のフローチャート

相のずれが生じるが、同一の処理を加振力と応答波形の両方に対して施し、伝達関数を求める計算過程において相殺すれば問題とならない。このようにして得られた信号のサンプル値に対して通常のFFT処理を行ない、伝達関数を求める。

ここで使用したデジタルフィルタは非再帰形のものであり、次式で示される形式のものである。すなわち、

$$x_0(n\Delta t) = \sum_{\mu=0}^M a_{\mu} \cdot x_1((n-\mu) \cdot \Delta t) \cdots (3.26)$$

ここで a_{μ} はフィルタの係数、 $x_0(n\Delta t)$ は出力時系列、 $x_1(n\Delta t)$ は入力時系列、 M はフィルタの次数である。図 3.43 は使用したデジタルフィルタの周波特性を示し、 $M=32$ としている。次にインパルス加振力のシミュレーションを行なって本アルゴリズムの効果を示す。いま加振力

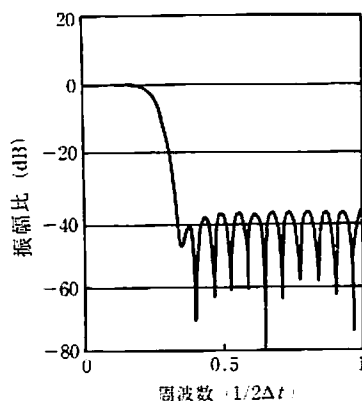
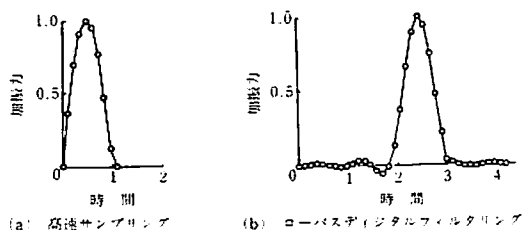
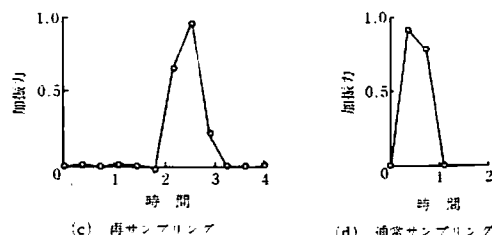


図 3.43 デジタル・フィルタの周波数特性の例 ($M=32$)



(a) 高速サンプリング

(b) ローパスデジタルフィルタリング



(c) 再サンプリング

(d) 通常サンプリング

図 3.44 正弦波の半波で仮定したインパルス加振力のサンプル値の処理

として持続時間 1、振幅 1 の正弦波の半波を考える。サンプリング間隔 $\Delta t_h = 0.12$ でサンプルした加振力波形 (図 3.44 (a)) にフィルタリングを施すと同図 (b) が得られる。この波形を 3 データ毎に再サンプリングした結果が (c) で、他方、元の加振力を従来の方法により 0.12 の 3 倍のサンプリング間隔でサンプルした波形を (d) に示す。これらの波形をフーリエ変換した結果が図 3.45 の (a)(b)(c)(d) である。ここで図 (a) はサンプリング間隔 $\Delta t_h = 0.12$ でサン

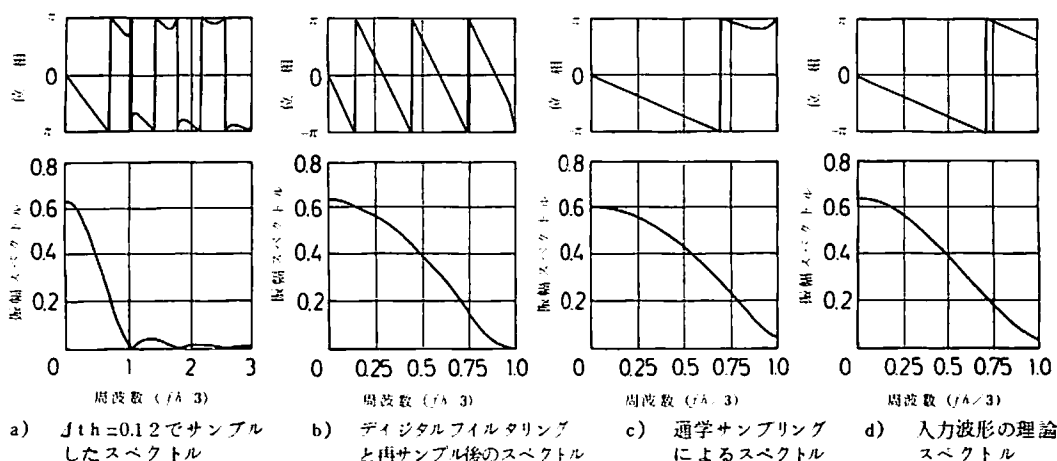


図 3.45 正弦波で仮定したインパルス加振力の振幅スペクトル計算値

ブルした加振力のスペクトル、(b)はデジタルフィルタリング処理と再サンプルを行なった後のスペクトル、(c)は通常のサンプリング間隔でサンプルした時のスペクトル、(d)は入力波形の理論スペクトルである。

これらより振幅スペクトルの振幅比は前処理を施すことにより、通常の方法に比べて理論値に近い値になっていることが判る。なお図 3.45(b)に示すスペクトルの最高周波数域部の振幅比が急速に減少しているのは使用したデジタルフィルタの遮断特性によるものである。また、これ以上の周波数領域における信号成分は除去されるためにFFT処理において問題となるエリアシング誤差も除去される利点も有している。

図 3.45(b)に示すスペクトルの位相には理論値に比べて大幅な遅れが見られる。これはローパスフィルタを介することによるものであるが、加振力波形と応答波形の双方に同一の前処理を施し、伝達関数を計算するため、結果に何ら影響を及ぼさない。

3.5.2 誤差改善度の解析

本項においては 3.5.1 項において示した新たな測定アルゴリズムを採用した場合に期待できる測定精度について検討する。

まず、インパルス加振力の波形を振幅 1 の正弦波の半波とし、その持続時間を 1 とする。すなわち、

$$f(t) = \sin \pi (0 \leq t \leq 1) \quad \left. \begin{array}{l} f(t) = 0 \quad (t < 0, t > 1) \end{array} \right\} \cdots \cdots (3 \cdot 27)$$

である。この場合周波数ゼロにおける振幅スペクトルは $2/\pi$ となる (*2)。

周波数ゼロにおける振幅スペクトルの値に対して振幅比がそれぞれ 90%、75%、50%及び25%に低下する周波数を特性周波数と呼び、 $f_{90}, f_{75}, f_{50}, f_{25}$ で表わすものとすれば、これらの値はそれぞれ $f_{90} = 0.333, f_{75} = 0.544, f_{50} = 0.820, f_{25} = 1.097$ となる。これら特性周波数がサンプリング間隔 Δt によって定まる上限周波数 $f_{\max}$ の何%に相当するかを求めた結果を図 3.46 に示す。すなわち

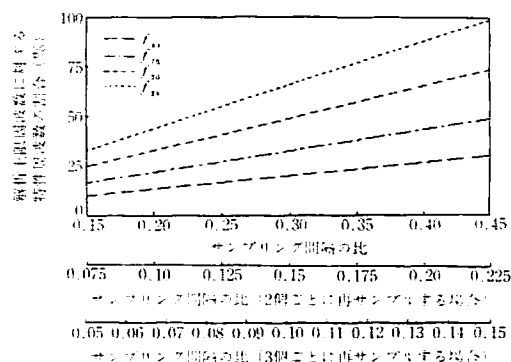


図 3.46 サンプリング間隔の比と解析上限周波数に対する特性周波数の割合の関係

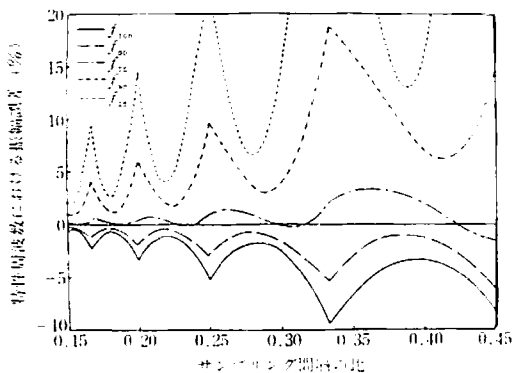
※ 2) 付録 2

図はサンプリング間隔 Δt に対する加振力の持続時間の比と、周波数比の関係を示している。横軸は参考のために再サンプリングを行なう場合における見かけ上のサンプリング間隔と持続時間の比も記入しており、ここでは例として2ヶ毎及び3ヶ毎に再サンプリングする場合も示している。図より各特性周波数の f_{max} に対する割合は、サンプリング間隔の増加（すなわち f_{max} の減少）に比例して増大することが判る。

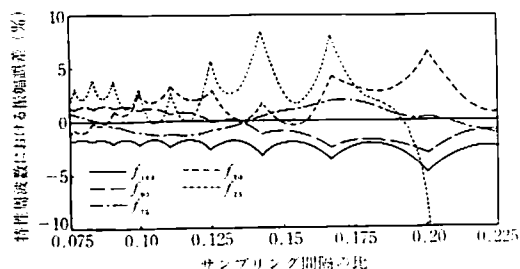
先に仮定したインパルス加振力のサンプル値にFFTを施し、計算した振幅スペクトルの $f_{100} \sim f_{25}$ における値を理論値と比較して誤差を求めた結果を図3.47に示す。ここでFFTのデータ数は1024としている。図(a)は通常のインパルス応答法による場合である。同図(b)は元のサンプル値にデジタルフィルタリング処理を施した後のデータを2つ毎に再サンプリングし、FFTを行なって振幅スペクトルを求めた場合の誤差を示す。同様に

図(c)は3つ毎に再サンプリングした場合である。また図(d)はデジタルフィルタのカットオフ周波数を変化させた場合を示している。ここで使用しているデジタルフィルタは前述の $M=32$ のものであり、カットオフ周波数 f_c をそれぞれ $f_c=0.45 f_h$ (図(b)), $f_c=0.29 f_h$ (図(c)), $f_c=0.33 f_h$ (図(d))としている。以上の一連の結果を比較すると従来の方法と比較して新たに提案している方法は明らかにサンプリング間隔の大きい範囲迄振幅比精度が改善されていることが判る。最初のサンプリング間隔については $1/2$ よりも $1/3$ として細かくサンプルした方が相対的に誤差が少なくなることが判る。ローパスフィルタの遮断周波数については図3.47(c), (d)を比較した結果から解析性能の向上をはかるためには振幅スペクトルの誤差はわずかに増加するが、可能な限り解析上限周波数 f_{max} に近い遮断周波数を有し、かつ急峻な遮断特性を有するフィルタが良いと言える。

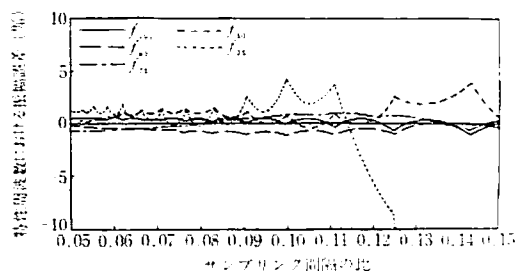
本手法は振動応答の振幅スペクトルを求める上



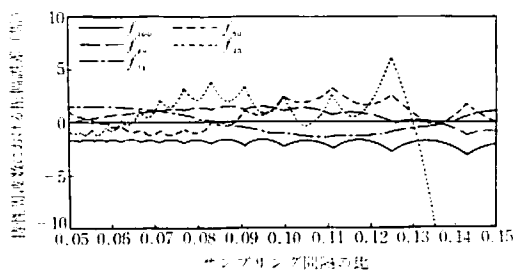
(a) 通常のインパルス応答の場合



(b) サンプリング間隔が $1/2$ でフィルタリング処理後2ヶ毎に再サンプリングする場合フィルタの -3 dB 点 $= 0.45 f_h$

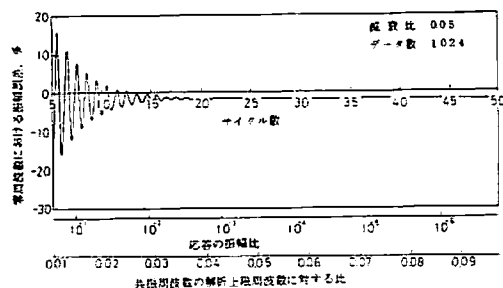


(c) サンプリング間隔が $1/3$ でフィルタリング処理後3ヶ毎に再サンプリングする場合フィルタの -3 dB 点 $= 0.29 f_h$

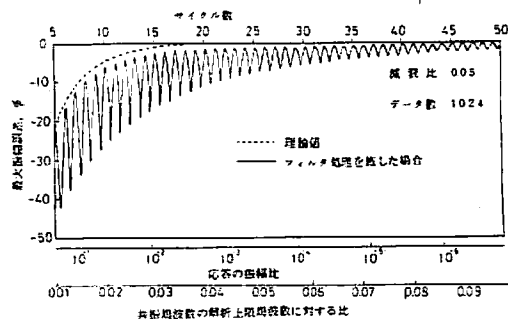


(d) サンプリング間隔 $1/3$ で、3ヶ毎に再サンプリングする場合（フィルタの -3 dB 点 $= 0.33 f_h$ ）

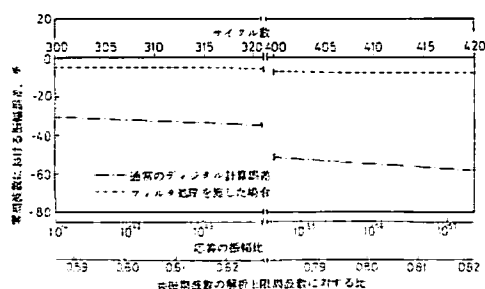
図3.47 サンプリング間隔の比と特性周波数における振幅誤差の関係



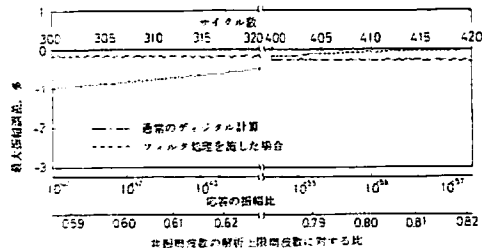
(a) サイクル数 $n = 5 \sim 50$ の場合



(a) サイクル数 $n = 5 \sim 50$ の場合



(b) サイクル数 $n = 300 \sim 420$ の場合



(b) サイクル数 $n = 300 \sim 420$ の場合

図 3.48 デジタル・フィルタリング処理を施した応答信号の振幅スペクトルの周波数 0 における誤差

図 3.49 デジタル・フィルタリング処理を施した応答信号の振幅スペクトルの最大振幅比における誤差

でも誤差改善の効果がある。いま過渡応答振動が一自由度振動系に対する過渡応答信号

$$x(t) = A_s \cdot \exp(-\alpha t) \cdot \sin bt \cdots (3 \cdot 38)$$

ただし A_s は定常振幅値, α は減衰比, b は定数, で与えられるものとする。本手法によって前処理を施した後, フーリエ変換して得られた振幅スペクトルの誤差を図 3.48 (a), (b), 図 3.49 (a), (b) に示す。図の横軸には測定時間内での減衰波のサイクル数 n と応答の振幅比を示す。応答の振幅比は減衰波がサイクル数 n の点においてもつ振幅と最初の振幅 1 との比である。又, 参考のため解析上限周波数 $f_{\max}$ に対する一自由度振動系の共振周波数の比を示す。使用しているフィルタは前述の $M = 32$ のローパスフィルタであり, 再サンプリングは 3 つ毎に行なっている。ここで図 3.49 は周波数ゼロにおける誤差を, また図 3.49 は共振点における最大振幅比の誤差を示しており, いずれも通常のサンプリングにをなった場合における誤差も

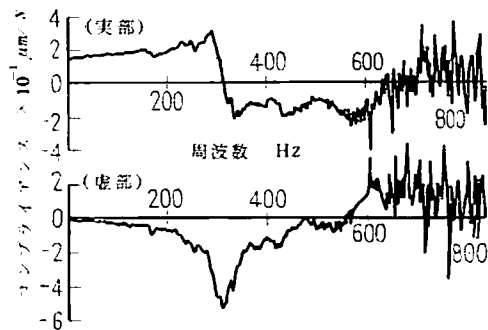
示している。

図より振動のサイクル数が小さい範囲ではデジタルフィルタリング処理を施した場合の方が従来の方法に比べて若干誤差が大きくなる傾向が認められる。しかしながらサイクル数が大きい場合には振動 1 サイクル当りのサンプル数が少なくなるため, 高速サンプリングを行なう方が有利となる。この傾向は特に図 3.48 (b) に見られるようにサイクル数が大きい場合に顕著である。

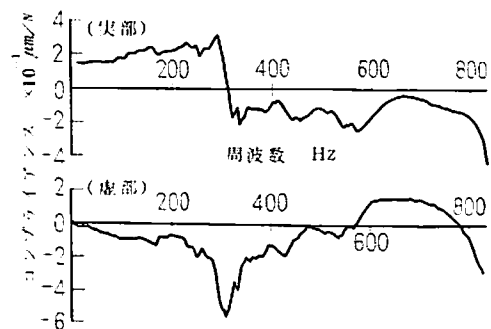
以上の検討の結果, 本手法は入力信号, 応答信号のいずれに対しても誤差を減少させる効果をもつことが明らかとなった。そこで次に実際の測定に応用した結果について示す。

3.5.3 実験例

図 3.50 は 3.3.1 項において使用した旋盤の主軸チャックに鋼製丸棒 (直径 50 mm, 突出し長さ 230 mm) を取付け, その先端を水平方向にインパルス加振して工作物・刃物台間の相対変位を検出し, コンプライアンスを求めて周波数応答の形で示し



(a) 通常のインパルス加振の場合



(b) 持続時間の短いインパルス力で加振し、デジタルフィルタリング処理を施した場合

図 3.50 旋盤チャックに取付けた工作物の動剛性測定例（工作物直径 50 mm，突出し量 230 mm）

たものである。図(a)は通常のインパルス加振法による測定結果であり、図(b)は本手法により求めた測定結果である。データのサンプリング間隔は(a)においては 0.6mS、(b)では 0.2mS としており、(b)においては 3つ毎の再サンプリングを行なって最終的には(a)の場合と同一サンプリング周期にしている。

図により 300Hz 付近に主たる共振点が存在することが明らかであるが、通常のインパルス応答法による場合、450Hz 以上の周波数範囲におけるコンプライアンスは測定ノイズのため明瞭ではない。他方、本手法による前処理を施した場合には単一の加振実験結果であるにもかかわらず 650Hz 程度迄、極めて明瞭な応答が得られており、550Hz 付近のモードが識別可能である。750Hz 以上において実部、虚部共にコンプライアンスが負の値をとっているのはいずれもローパスフィルタの遮断特性の影響によるものと考えられる。

以上、提案した高速サンプリングとデジタルフィルタリング、再サンプリングの組合せによる前処理法が理論的並びに実験的に効果のあることを実証した。

3.6 モーダルパラメータ推定法の改善

本節では実験データに基づいてモーダルパラメータを推定する上で生じると考えられる誤差の評価を行ない、その誤差を減少させる手法についての検討を行なう。ここでは問題の基本的な特質を明らかにするために一自由度振動系の場合を仮定

し、過渡応答信号から直接時間領域でモーダルパラメータを推定する場合と、信点を FFT 処理し周波数領域において推定する場合の比較検討を行なう³³⁾。

3.6.1 モーダルパラメータ推定の誤差

モーダルパラメータを推定する手法についてはこれまでも幾つかの方法が提案されている³⁴⁾³⁵⁾。一般に周波数応答がコンプライアンスの形で求められている場合においては直接減衰比 ζ 、固有角振動数 ω_0 、固有角振動数におけるコンプライアンスの大きさ Am から等価な質量 M 、ばね定数 K 、粘性係数 C を推定する。一自由度の系においてはモーダルパラメータは以下の式によって求める。すなわち、

$$M \doteq K / \omega_0^2 \quad \cdots \cdots (3.29)$$

$$K \doteq 1 / 4Am\zeta \sqrt{1 - \zeta^2} \quad \cdots \cdots (3.30)$$

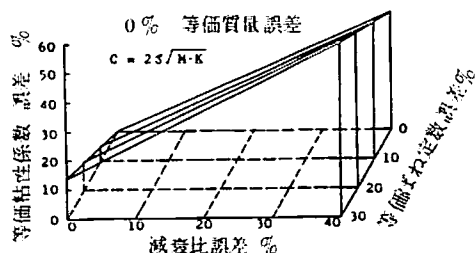
$$C \doteq 2\zeta \sqrt{M \cdot K} \quad \cdots \cdots (3.31)$$

実際には先ずコンプライアンスの最大値 Am と減衰比 ζ により等価ばね定数 K を推定し、次に求められた K と固有角振動数 ω_0 により等価質量 M を推定する。次いで減衰比 ζ と等価ばね定数 K から等価粘性定数 C を求める。

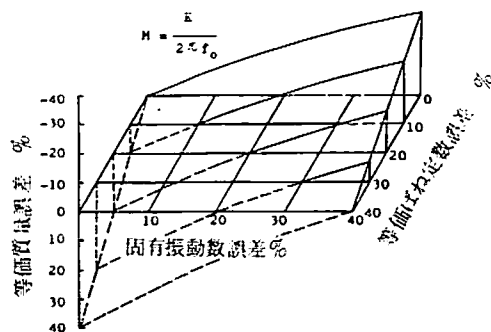
これらの計算に使用される値はいずれも実験値であることから当然誤差を含む。そこでモーダルパラメータを推定する上で必要な測定値 ζ 、 ω_0 、 Am がおのおのの誤差を含む場合、最終的な推定結果にどのような影響を与えるかについて検討した。

モーダルパラメータを推定する際の必要な各変数 ζ 、 ω_0 、 Am に誤差が存在する場合に、最終的に推

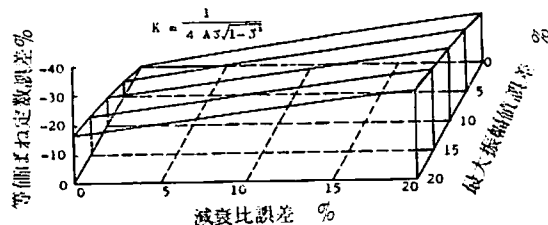
定されるモーダルパラメータの誤差を計算した結果をまとめて図3.51(a), (b), (c)に示す。図(a)は等価粘性係数Cを求める際に質量の誤差をゼロと仮定し、減衰比と等価ばね定数の誤差が等価粘性係数の推定誤差値に及ぼす影響を求めた結果である。同様に図(b)は等価質量の推定誤差に及ぼす固有振動数と等価ばね定数の誤差の影響、図(c)は等価ばね定数の推定誤差に及ぼす減衰比と最大振幅値の



(a) 質量誤差をゼロとした場合の粘性係数推定誤差



(b) 等価質量の推定誤差



(c) 等価ばね定数の推定誤差

図3.51 モーダルパラメータの推定誤差

誤差の影響を示している。これらの結果はモーダルパラメータの推定の際には各測定値（減衰比、最大振幅値、固有振動数）を精度良く求める必要があることを示している。

3.6.2 モーダルパラメータ推定法の検討

3.6.1項において示したように、モーダルパラメータを精度良く推定するためには減衰比 ζ 、最大振幅値 A_m 、固有振動数 ω_0 を可能な限り高精度で求める必要がある。ここではFFTによって求めた周波数応答からモーダルパラメータを推定する方法と、時間領域における過渡応答信号から直接モーダルパラメータを推定する方法をとり上げ、それぞれの方法における推定誤差について検討した。図3.52はモーダルパラメータ推定誤差を検討する方法の手順を示すものである。

一自由度の振動系に対して $I \cdot \delta(t)$ のインパルス入力を与えた場合の振動応答は次式で与えられる。

$$x(t) = \frac{I}{K\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_0 t} \cdot \sin\omega_0\sqrt{1-\zeta^2}t \quad \dots\dots\dots (3.32)$$

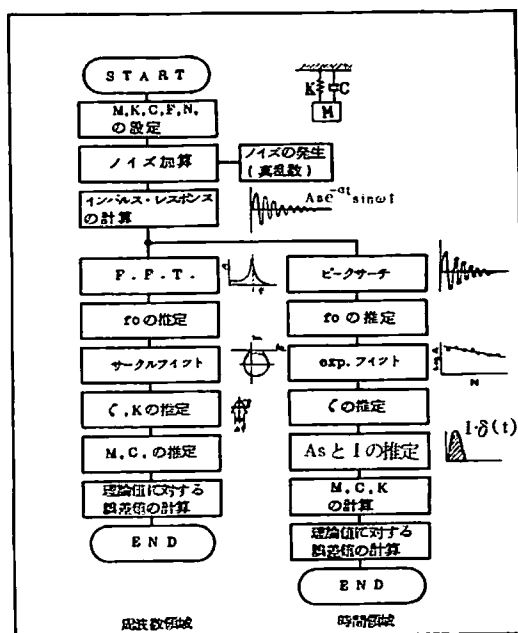


図3.52 モーダルパラメータ推定誤差の検討手順

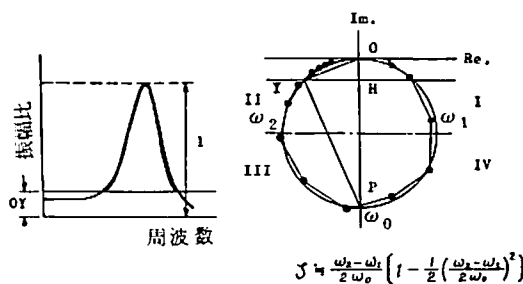


図 3.53 周波数領域における減衰比と固有振動数の推定方法

(3.32)式において $I=1$ とした場合の過渡応答を先ず計算し、その結果に種々の処理を施すこととする。

先ず(3.29)式、(3.30)式、(3.31)式に従い、あらかじめ設定した M, K, C の値に基づいて ω_0, ζ を定める。次に(3.32)式により過渡応答波形を求め測定雑音に相当するランダムノイズを重ねさせる。こうして得られた波形を原波形とする。

周波数領域における推定法ではFFTによる周波数応答を求める。複素平面上における一自由度振動系の周波数応答は共振周波数付近では円に近似できる⁸⁶⁾ことから最小二乗法により周波数応答に対して円のあてはめを行なう。図3.53はこのときの減衰比、固有振動数、最大振幅値を求める方法を示す。いま、図の左に示す周波数応答において振幅値が OY より大きい値の範囲に対して円の最小二乗近似を行なうものとする。すると複素平面上において応答は I 象限、IV 象限、III 象限、II 象限へと周波数の増加に従い進行してゆく。このときの象限の変化する点における応答の周波数 $\omega_1, \omega_2, \omega_0$ を比例配分により求める。次いで求められた $\omega_1, \omega_2, \omega_0$ を用いて減衰比を近似的に次式で求める。

$$\zeta \doteq \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_0} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_0} \right)^2 \right] \dots (3.33)$$

固有振動数はこのとき得られた ω_0 を採用し、最大振幅値はあてはめによってえられた円の直径値を採用する。

次いで等価質量、等価ばね定数、等価粘性係数を(3.29)式、(3.30)式、(3.31)式から計

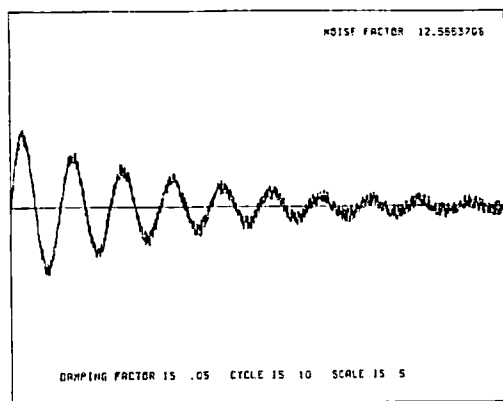


図 3.54 シミュレーションによって得られた過渡振動応答の一例

算し、正しい値に対する誤差を求める。

他方、時間領域においてモーダルパラメータを推定するには、先ず過渡応答振動の各半サイクル毎に波形のピーク値とピークを示す時間を求める。ここで、ピーク値間の時間間隔を求めて平均し、逆数を求めて減衰固有振動数 ω_d とする。次にピーク値の絶対値を求めてその対数を取り、 $y = A_s e^{-\alpha t}$ なる指数式に最小二乗法によるあてはめを行ない、定常振幅値 A_s 、減衰比 α を推定する。以下、周波数領域における推定法と同じく誤差を算定する。

時間領域におけるモーダルパラメータ推定では、3.6.1 項で示したように誤差は ω_d, A_s, ζ の誤差で代表できることからここではこの3係数の誤差を検討する。

シミュレーションにおいてはデータ数を1024点とし、減衰比 $\zeta, 1$ データ中に含まれる振動サイクル数 n を変数として誤差の傾向を求める。なお、ノイズを加算することによって応答振幅の小さい部分での計算誤差が増大することを防ぐため、一定の振幅レベル以下の信号は考慮の対象外としている。

図3.54はシミュレーションによって得られた過渡信号応答の一例を示す。ここでは定常振幅値 A_s を1とし、減衰比 $\zeta = 0.05$ 、サイクル数 $n = 10$ 、ピークの値が A_s の10%となるランダムノイズを重ねさせた場合を示す。

3.6.3 シミュレーション結果と解析

周波数領域における推定法により減衰比を求めた場合を図3.56に示す。図はサイクル数 n を50, 100, 200とした場合の結果を示す。推定誤差は減衰比が小さくなると急増し、その傾向はサイクル数 n により変化する。従って低減衰の応答を精度良く推定するためにはサイクル数を多くしなければならないことが判る。この理由は減衰比の低下に伴ない、最小二乗法により円のあてはめを行なう場合の有効な測定点数が減少し、減衰比を求める精度が劣化するためである。

図3.56は時間領域において減衰比の推定誤差を求めた場合を示す。この場合は周波数領域における推定と異なり、減衰比が0.001程度と小さい場合でもわずかに数十サイクルのデータにより、高い精度で減衰比の推定を行なうことが可能である。サイクル数が増加するに従い推定誤差が増加する傾向が認められるが、この理由はデータ総数が有限であるため振動サイクル数が増加すれば1サイクル

あたりのデータ点数が減少し、波形のピーク値が精度よくサンプルされなくなるためである。

図3.55及び図3.56を比較検討すれば周波数領域における推定、時間領域における推定のおのによる減衰比推定の特徴を次のように整理することができる。すなわち、

1. 減衰比が大きい応答の場合は、いずれの方式も優劣の差は認められない。
2. 減衰比0.01以下の応答の場合、周波数領域における推定法においては、100サイクル以上の波形データを収録しない場合には急激に誤差が増大する。他方、時間領域における推定法においては、サイクル数の影響は比較的少なく、減衰比が小さい場合でも有効である。

次にモデルパラメータを推定した場合の誤差について示す。図3.57は周波数領域における推定法においてサイクル数 n を変化させて等価質量 M 、等価ばね定数 K 、等価粘性係数 C を推定し、理論値に対する誤差を求めたもので、減衰比 $\zeta = 0.05$ の場

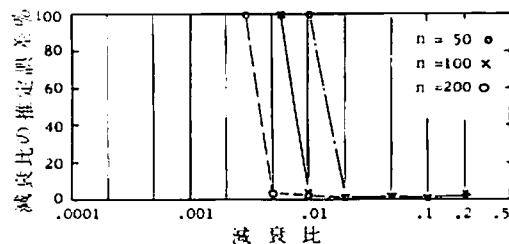


図3.55 周波数領域におけるパラメータ推定を行なった場合の等価減衰比の推定誤差

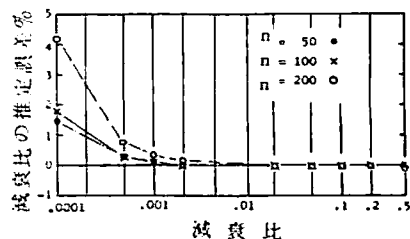


図3.56 時間領域におけるパラメータ推定を行なった場合の等価減衰比の推定誤差

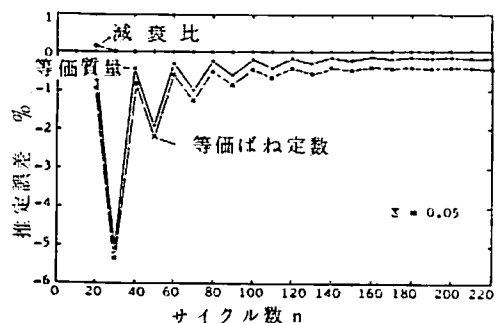


図3.57 周波数領域におけるモデルパラメータの推定誤差とサイクル数の関係

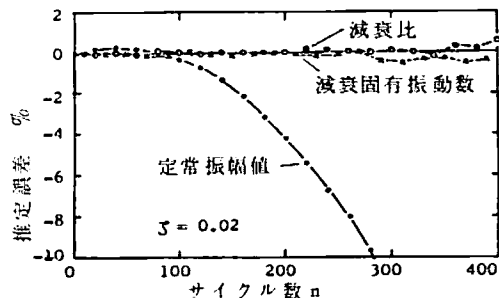


図3.58 時間領域における定常振幅値、減衰比、固有振動数の推定誤差とサイクル数の関係

合を示している。又、図3.58は同じく時間領域における推定法により減衰比 ζ 、減衰固有角振動数 ω_d 、定常振幅値 A_s を求めた場合の理論値に対する誤差を示している。時間領域における推定法では応答波形のみから直接ばね定数を推定することは不可能であるため、ここではばね定数を推定するために必要な定常振幅値 A_s を示している。

これらの結果を比較検討すると以下に示すようにおのおのの特徴を整理できる。すなわち、

1. 周波数領域における推定法では、サイクル数が多い程パラメータ推定の精度が向上する。しかしながら、サイクル数が40以下では急激に精度が劣化する。
2. 時間領域における推定ではサイクル数の増加に伴って推定精度が劣化する。その主原因は定常振幅値 A_s の推定精度が低下するためである。

表3.6及び表3.7は定常振幅値の2%の最大振幅値をもつランダムノイズを重ねた場合にパラメータ推定を行なった結果をまとめたものである。

表3.6 周波数領域においてモデルパラメータ推定を行なった場合、応答信号に2%のノイズが混入した場合の平均推定誤差とその標準偏差

減衰比	サイクル数	質量 m	固有角振動数 ω_0	ばね定数 k	減衰比 ζ	定常振幅値 A_s	標準偏差
0.1	50	-0.66	2.11	-1.74	2.13	-0.01	0.43
	200	-1.87	6.41	-3.05	6.58	-1.33	1.06
	400	-12.54	14.19	-15.47	14.46	-8.54	2.57
0.02	50	-1.94	0.44	-1.93	0.45	2.10	0.46
	200	-0.56	1.45	-0.61	1.45	0.07	0.65
	400	0.94	3.60	0.88	3.60	-0.03	0.59
0.005	50	-93.61	0.29	-94.22	0.30	31.47	0.43
	200	-6.84	0.49	-6.82	0.49	0.15	0.26
	400	-2.96	0.84	-2.96	0.84	-0.03	0.43

表3.7 時間領域において定常振幅値、固有振動数、減衰比推定を行なう場合、応答信号に2%のノイズが混入した場合の

減衰比	サイクル数	定常振幅値 A_s	固有角振動数 ω_0	減衰比 ζ	ばね定数 k	質量 m	標準偏差
0.1	50	-3.35	4.58	-3.53	4.59	8.07	3.34
	200	3.27	6.40	0.27	2.03	2.23	4.68
	400	-8.91	9.35	-2.59	5.15	2.21	6.01
0.02	50	-3.32	1.95	-1.56	1.87	6.52	1.23
	200	-6.03	1.75	-0.01	0.27	2.20	1.64
	400	-25.14	1.90	-0.53	0.61	3.99	2.55
0.005	50	-0.55	0.45	-0.14	0.07	1.41	0.75
	200	-5.29	0.70	-0.12	0.11	2.49	0.70
	400	-27.60	0.58	-0.23	0.14	3.52	0.87

表3.6は周波数領域における推定法により $\zeta = 0.1, 0.02, 0.005$ と変化させ、サイクル数 n を50, 200, 400とした場合の平均推定誤差と標準偏差をまとめたものである。平均値と標準偏差を求めるため、シミュレーションは20回繰り返している。

表3.7は同様の条件について時間領域における推定法により減衰比、定常振幅値、減衰固有角振動数を求めた場合の平均推定誤差と、その標準偏差をまとめたものである。ノイズを混入することによりいずれの場合も推定精度が低下している。

表3.6と表3.7を比較すると、大略周波数領域における推定法の方が推定精度が優れていることが認められる。その理由として時間領域におけるカーブフィットを行なう場合に各半サイクルにおけるピーク値のみを用いるアルゴリズムの限界が考えられ、ピークのみでなく全データを利用する方法に変更することにより改善可能であると考えられる。

時間領域における推定法では前述のごとくばね定数を直接求めることは不可能であるため、次に示す方法により推定する。

いま、(3.32)式において定常振幅値 A_s は次のように示すことができる。すなわち、

$$A_s = \frac{I}{K} \frac{\omega_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad \dots\dots\dots (3.34)$$

である。本式を変形して

$$K = \frac{I}{A_s} \frac{\omega_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad \dots\dots\dots (3.35)$$

とすれば、(3.35)式は定常振幅値 A_s 、インパルス入力の大きさ I 、固有振動数 ω_0 、減衰比 ζ よりばね定数を求める式となる。ここで I 以外はこれまで示した方法により推定可能であるため、インパルス加振力より I を求めればばね定数の推定が可能となる。そこでインパルス加振力が測定できた場合のばね定数と定常振幅値との関係を求めてみる。図3.59は加振力波形を正弦波の半波と仮定し、一自由度の振動系を加振した場合の振動応答をシミュレーションにより求め、その振動応答に対して前述の手順によりばね定数を求めた場合の定常振幅値とばね定数の関係を示したものである。図中○印は加振力の最大値を10000N、持続時間を50ms、シミュレーションより求めた力積 S を318.3

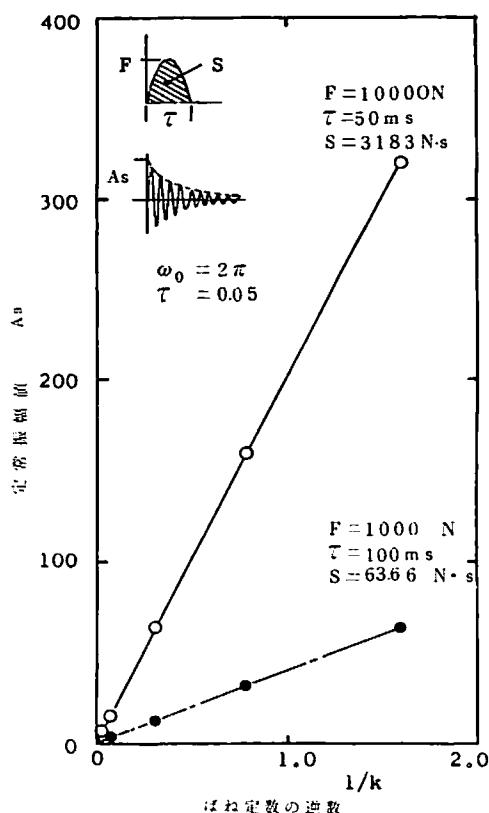


図 3.59 定常振幅値とばね定数との関係

$N \cdot s$ とした場合にばね定数を適宜変化させてシミュレーションし、その振動応答より定常振幅値を求めた場合を示す。同様に●印は加振力の最大値を1000 N、持続時間100ms、シミュレーションより求めた力積 S を636.6 $N \cdot s$ とした場合を示す。いずれの場合においても与えられたばね定数と推定定常振幅値との間には一次の比例関係があることがわかる。その関係を最小二乗法により求めれば次式のように表わせる。すなわち、

$$K = 101 \frac{S}{A_s} \frac{\omega_0}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad \dots\dots\dots (3.36)$$

ここで、(3.35)式と(3.36)式を比較して、

$$I = 1.01 \cdot S \quad \dots\dots\dots (3.37)$$

の関係があることが判る。従って力積と定常振幅値を測定することによりばね定数を推定することができる。

以上、モーダルパラメータ推定に関するシミュレーションから、周波数領域におけるパラメータ

推定法の得失が明らかとなった。それらをまとめると以下に集約される。

1. モーダルパラメータを推定する上で、減衰比、固有振動数、最大振幅値が全体のパラメータ推定精度を支配する。
2. 周波数領域におけるパラメータ推定では1データ中の振動波形サイクル数によって推定精度が支配される。特に減衰の小さい場合には多数サイクルのデータを収集することが推定精度を向上させる上で必要である。
3. 時間領域におけるパラメータ推定法は減衰が小さい応答に対して効果を発揮するものと考えられる。例えば $\zeta = 0.001$ 程度の低い減衰応答であっても50サイクル程度のデータによって精度良く減衰比を推定することが可能である。
4. 過渡応答にノイズが重畳している場合は周波数領域における推定法の方が推定精度上有利と考えられる。しかしながら時間領域における推定法においても最小二乗におけるあてはめの式を変更し、(3.32)式に対応するモデルへの最小二乗近似を行なうことにより改善可能であると考えられる。
5. 一自由度の振動応答においては入力インパルスの力積と過渡応答の定常振幅値より等価ばねの推定が可能である。

3.7 結 言

本章においては加工系の動剛性測定のための手段としてインパルス応答法の適用を検討し、その性能改善に関するいくつかの新しい測定アルゴリズムを提案した。得られた結論は以下の通りである。

1. インパルス応答法による運動中の工作機械動剛性測定法並びに測定精度改善のためのノイズ除去アルゴリズムを提案し、その方法が有効であることを示した。
2. 代表的な工作機械である旋盤とフライス盤について動剛性測定を実施した。その結果、本研究で対象とした旋盤については工作物支持系が、フライス盤においては主軸系を含む工具支持系の動剛性が問題であり、加工精度向上のための改善すべき要因として検討する必要が認められ

た。

3. 高速サンプリングとデジタルフィルタを応用した新たな前処理法を提案し、この方法の適用によって従来の方法に比べて優れた測定結果の得られることが明らかとなり、本手法の有効性が確認された。

4. 一自由度振動系に対するモデルパラメータ推定のシミュレーションを行なった結果、周波数領域におけるパラメータ推定法は主として比較的減衰の大きい場合に有効であること、又、その際の採取するデータのサイクル数を十分大きくとることが必要であることが明らかとなった。他方、時間領域における推定法では相対的に減衰が小さく、又、振動のサイクル数が小さ

い場合に有効であることが明らかとなった。従って今後は両手法を応答信号の性質に応じて適宜使い分けることにより、従来より精度の高いモデルパラメータ推定が可能となることを示した。

なお、今後の課題として実切削中における動剛性測定法の確立が必要であると考えられる。本研究においては工作機械の停止中並びに運動中の動剛性測定法の改善を計ったが、得られた測定結果を比較した例においても特性の差が明確に認められる。従って、更に実切削中の動剛性を測定することにより、これらの特性の差を明らかにすることが今後の研究の重要な検討課題であるといえよう。

第4章 工具支持系の動剛性と加工精度

4.1 緒 言

切削加工系を構成する要素と、それらの間に作用する切削力の伝達経路（流れ）を概念的に示せば図4.1のようになる。力の流れの観点から見れば、工具に作用する切削力は工具支持部、工具駆動部を介して主構造系（工作機械本体）に伝達され、又、同様に工作物に作用する切削力は工作物支持部、工作物駆動部から主構造系へ伝えられる。すなわち図中の各要素はいずれも力の流れに関して直列に結合されていると言える。

従って動力伝達の面からも、又、切削機構に付随する切削振動の発生に対処するという面からも、工具支持系に対しては十分高い剛性と精度を有することが要求される。しかるに従来は主として工具あるいは主構造形単独の剛性と精度に関する研究^{17) 18)}が行われ、工具駆動部と工具系との間のインターフェースとして重要な役割をはたす工具支持系に関する研究は余り多くない。

工具支持系は使用される目的別に分類すれば次の2形式に大別される。すなわち、

1. 回転工具用工具支持系
2. 固定工具用工具支持系

ここで回転工具用工具支持系とは主としてフライス加工、中ぐり加工などの工具回転形加工に用いられるもので、代表的なものとしては、

- a. 正面フライス用アーバ
- b. エンドミル用ホルダ
- c. 中ぐり用アーバ

がある。他方、固定工具用工具支持系とは主として旋削加工のための工具支持系であり、バイトシヤック、中ぐり用アーバなどである。

いずれの形式の支持系においても設計の際に要求される基本的な項目としては以下のものが考えられる。すなわち、

1. 切削抵抗に耐え得る剛性を有すること、
2. 切削時に工作物あるいは他の構造系と干渉しないこと、
3. 工具の着脱、および工具駆動系あるいは主

構造への着脱が容易であること、

4. 着脱における取付精度が高く、また支持系を用いることによって加工精度が低下しないこと。

などである。

以上の項目をすべて満足する工具支持系の設計は容易ではない。特に工具回転形、工作物回転形いずれの形式においても用いられる中ぐり加工用工具支持系の如く加工時に工具系の突き出し長さを長くするため剛性が低下せざるを得ない工具支持系においては設計と製作に多くの問題点を有している。そこで本章においては加工精度を改善することを目的とした工具支持系の設計法確立の第一段階として中ぐり加工における工具支持系を取上げ、その性能改善に対して加工精度測定法、インパルス応答法による動剛性測定法が有効であることを示すことにする。

中ぐり加工においては上述のように工具支持系の静・動剛性が他の部位に比べて低く、加工精度限界及び加工限界はほぼこの部分の剛性によって

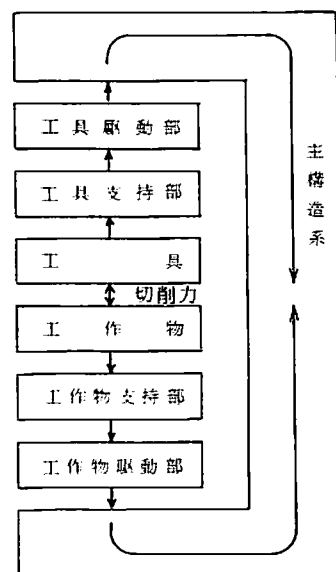


図4.1 切削加工における切削力の伝達経路を示す概念図

決定されている。この弱点を克服するためにこれまでダイナミックダンパの応用⁹⁾、あるいはヤング率の高い材料（例えば超硬合金）の採用⁹⁰⁾などが試みられている。これらの試みの中でインパクトダンパは比較的簡単な構造でありながら効果があることから中ぐり棒へ応用する研究がよく行われている。しかしながらインパクトダンパの特性は本質的に非線形であるため解析が複雑であり、設計の最適化に困難を伴うことが多い。特に付加質量と主振動系との間のすき間（以下クリアランスと言う）は、ダンパ効果を左右する最も重要な要因であるが、その値を理論的に定めることは困難であり、従来経験的に決められている。そのためダンパの研究は種々行なわれているが、あまり実用されていない現状である。

ダンパを付加した工具支持系の最適設計を行なうためには、その系の動剛性を評価し、ダンパ系の設計要因である付加質量、あるいはクリアランスなどが工具支持系動剛性に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

そこで本章では第3章において示したインパルス応答法を用いて、ダンパを含めた工具支持系の動剛性を評価する。

インパルス応答法は加振器を取付ける必要がないため、構造物の動剛性に影響を与えることがなく、中ぐり棒のような等価質量、減衰の小さな構造物の特性解析に対して極めて有利な測定法である。更に実験の段取りが簡単であり、測定に要する時間が短い、という利点を併せもっている。そのために工具支持系のように頻繁に着脱する必要がある構造物の特性評価に対して最適な測定法と言えよう。しかしながらインパルス応答法は基本的には線形系のみに対して有効であるために、例えばインパクトダンパ系を含む中ぐり棒のような非線形の系に対して応用する場合、精度、信頼性などの点からその適用の可否について十分に検討しておく必要がある。

本章においてはインパルス応答法が加工精度改善のための測定手段として有効であることを示すため、インパクトダンパを含む中ぐり棒の特性改善に応用する⁹¹⁾。まずその動剛性の理論的並びに実験的な評価のためにインパルス加振に対する応答

を解析する。次にその解析結果に基づいてインパクトダンパを有する中ぐり棒を試作し、種々の加工条件における切削実験を実施し、その加工精度を検討して本測定法が有効であることを論じる。

4.2 デジタルシミュレーションによるダンパ挙動の解析

4.2.1 シミュレーションの数学モデル

インパクトダンパを有する中ぐり棒のモデルとして先ず、図4.2に示すように主振動系である中ぐり棒を等価な一自由度の振動系で近似する。ここで、振動系の等価質量、等価ばね定数、等価粘性係数をそれぞれ M_B 、 K_B 、 C_B とする。またインパクトダンパの等価付加質量を m_d とし、付加質量が中立位置にあるときの図の左右のクリアランスを c_l とする。ここで付加質量について次の仮定を設ける。

- 1) 付加質量の運動に摩擦は伴わない。
- 2) 付加質量と主振動系の壁との衝突時間は振動系の応答時間に対して十分短かいため無視する。

中ぐり棒本体と付加質量の衝突に関しては衝突前における速度をそれぞれ u_1 、 u_2 、衝突後の速度を v_1 、 v_2 とすれば、エネルギー保存の法則により以下の式が成立つ。

$$M_B u_1 + m_d u_2 = M_B v_1 + m_d v_2 \cdots (4.1)$$

また付加質量の衝突の反発係数を e とすると

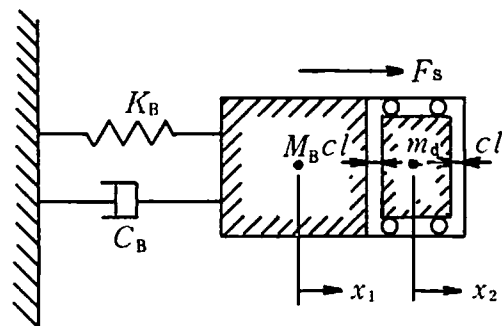


図4.2 インパクトダンパを有する中ぐり棒のモデル

$(v_1 - v_2) / (u_1 - u_2) = -e \cdots (4.2)$
となる。

従って、(4.1)式及び(4.2)式より衝突後の中ぐり棒本体と付加質量の速度 v_1, v_2 は

$$v_1 = \frac{1}{M_B + m_d} \{ (M_B - m_d) u_1 + m_d (1 + e) u_2 \} \cdots (4.3)$$

$$v_2 = \frac{1}{M_B + m_d} \{ M_B (1 + e) u_1 + (m_d - M_B e) u_2 \} \cdots (4.4)$$

で与えられる。

他方、中ぐり棒のみの運動方程式は、外力を F_s とし、時刻 t における中ぐり棒本体及び付加質量の中立点からの距離をそれぞれ $x_1(t), x_2(t)$ とすると、付加質量が衝突しないとき、すなわち、

$$|x_1(t) - x_2(t)| < c \quad \cdots (4.5)$$

の場合、一自由度振動系の式

$$M_B \ddot{x}_1 + C_B \dot{x}_1 + K_B x_1 = F_s \quad \cdots (4.6)$$

で表わすことができる。付加質量が衝突の条件

$$|x_1(t) - x_2(t)| > c \quad \cdots (4.7)$$

を満足するとき、 x_1, x_2 はそれぞれ(4.3)式、(4.4)式より求めた v_1, v_2 を用いて

$$\dot{x}_1 = v_1, \dot{x}_2 = v_2 \quad \cdots (4.8)$$

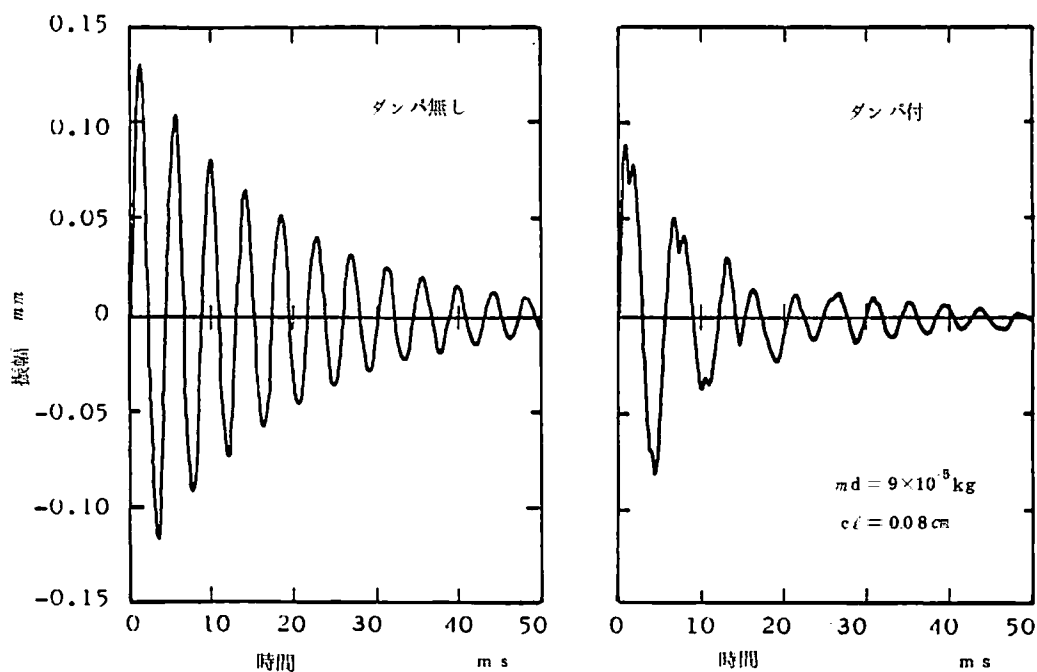
とする。又、数値積分により振動応答をシミュレーションするときの計算の初期条件は

$$\left. \begin{aligned} x_1(0) = 0, \dot{x}_1(0) = 0, \ddot{x}_1(0) = 0 \\ x_2(0) = 0, \dot{x}_2(0) = 0, \ddot{x}_2(0) = 0 \end{aligned} \right\} \cdots (4.9)$$

とする。

ハンマによって加えられるインパルス力 F_s の波形は森脇⁹²⁾らによって示されているように正弦波の半波長の波形で十分近似し得ることからここでは最大振幅 F_{max} 、持続時間 τ を有する正弦波の半波に等しいものとする。

微分方程式の数値解法としてはオイラー法を用いる。この方法は計算時間が長くなるが非線形の場合にも適用することが可能である。計算精度を十分高くとること、並びに非線形に基づく不連続点での誤差累積の影響を極力おさえるために、後



(a) ダンパ無し

(b) ダンパ付

図 4.3 シミュレーションにより求めたダンパ付中ぐり棒の時間応答 ($M_B = 1.55 \times 10^{-4} \text{ kg}$, $K_B = 3330 \text{ N/cm}$, $C_B = 0.182 \text{ N} \cdot \text{s/cm}$)

述の実験結果をもふまえて現象に予想される固有振動周期 5ms に対して時分割単位 Δt を $2\mu s$ とした。

図 4.3 (a), (b) はシミュレーションによる時間応答を求めた例を示すものである。図(a)はダンパが無い場合、図(b)はダンパがある場合の応答例である。いずれも主振動系の変数の値を $M_B = 1.55 \times 10^{-4} \text{ kg}$, $K_B = 3330 \text{ N/cm}$, $C_B = 0.182 \text{ N} \cdot \text{s/cm}$ とし、ダンパ系に対しては $m_d = 9 \times 10^{-5} \text{ kg}$, $c_d = 0.08 \text{ cm}$ とした場合である。本例により中ぐり棒単体、ダンパ付中ぐり棒のおおの振動応答が良好にシミュレートされていることがわかる。

4.2.2 有限フーリエ変換による周波数応答関数の計算

次いでダンパ効果を動剛性値で評価するために周波数応答関数を求める。周波数応答関数は正弦波の半波に等価なインパルス入力を受ける中ぐり棒の振動応答を F F T を用いて変位スペクトルに変換した後、加振力のもつ力スペクトルで除して求める。ここでインパルス入力のスペクトルは付録 2 に示した理論式から直接計算した値を使用している。

シミュレーションを行なった結果より周波数応答関数を求める手順を図 4.4 に示す。

なお、F F T 処理を行なうデータの数は 1024 である。又、数値計算を行なって求めた周波数応

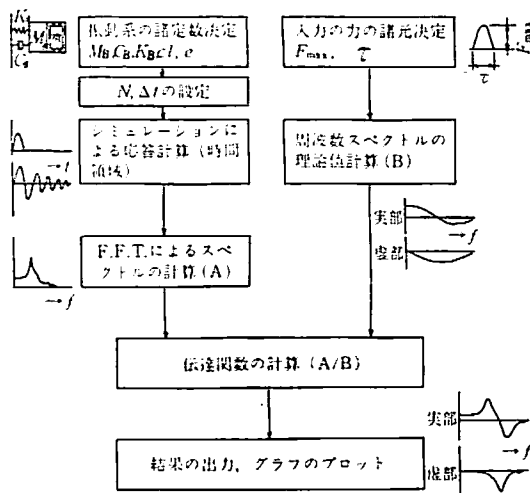


図 4.4 シミュレーションによりダンパ付中ぐり棒の伝達関数を求める手順

答関数の誤差は、シミュレーションを行なった範囲内で理論値に対して 6% 程度であり、ダンパの効果を考察する上ではほぼ許容し得るものと判断される。なお、代表的な場合について数値計算の結果と理論値を比較した結果を図 4.5 に示す。

4.2.3 シミュレーションの結果と考察

インパルス加振に対する中ぐり棒の時間応答をシミュレートした結果と、この場合の周波数応答関数を計算した例を図 4.6 (a), (b) に示す。ここで計算に用いた中ぐり棒の変数の値は後述する試作中ぐり棒及びダンパに近い値を採用している。図より明らかなように中ぐり棒の時間応答はダンパの効果によって急速に減衰しており、それに対応して周波数領域におけるコンプライアンスの実部、虚部いずれも共振のピークが低く抑制されていることがわかる。

図 4.7 (a), (b) は中ぐり棒の変数の値をそれぞれ $M_B = 1.55 \times 10^{-4} \text{ kg}$, $K_B = 3330 \text{ N/cm}$, $C_B = 1.82 \times 10^{-1} \text{ N} \cdot \text{s/cm}$ とし、クリアランス c_l 、付

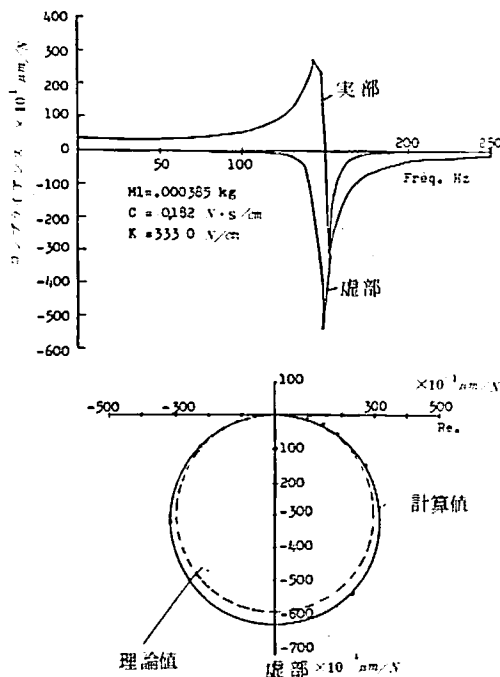
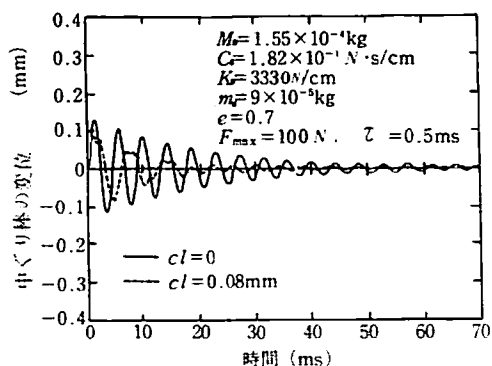
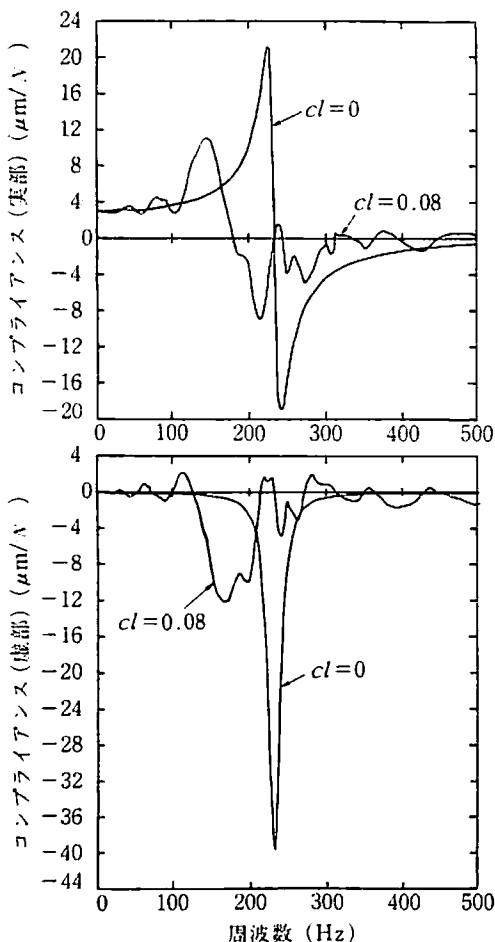


図 4.5 一自由度系の周波数応答の理論値と計算値の比較



(a) シミュレーション結果の時間応答



(b) シミュレーション結果の周波数応答

図 4.6 ダンパ付中ぐり棒のシミュレーション結果

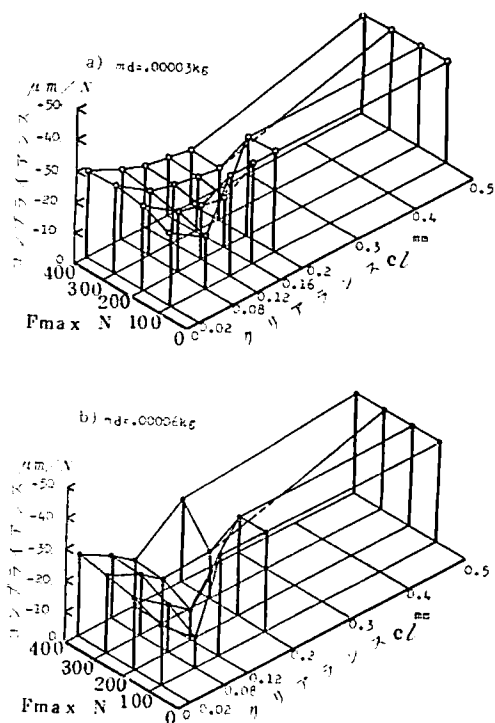


図 4.7 加振力とクリアランスを変化させた場合のコンプライアンス

加質量 m_d 、加振力の最大値 F_{max} を変化させて求めたコンプライアンスの最大負実部の計算値を示す。クリアランスの値は $cl=0$ より $cl=0.5$ mmの範囲、付加質量 m_d は 3×10^{-5} kgと 6×10^{-5} kgの2水準とし、又、加振力は測定時に加えられる値を想定して100, 200, 300および400 Nの4水準とした。図より再生形自励びり振動に対する安定限界の目安を与えるコンプライアンスの最大負実部⁹³⁾の大きさに関してクリアランス cl の最適値が存在することが認められる。しかしその値は加振力 F_{max} の大きさによって異なり、一般に加振力が小さい方が最適なクリアランスは小さい。クリアランスが0.2 mm以上においてはコンプライアンスの値は一定値を示しており、この値は中ぐり棒の主振動系のみの共振点における周波数応答値に対応している。言い換えればダンパの効果がないことを示している。またこの2つの例では付加質量の大きい方がコンプライアンス値は低い値となる。すなわち付加質量が大きい方が振動エネルギー吸

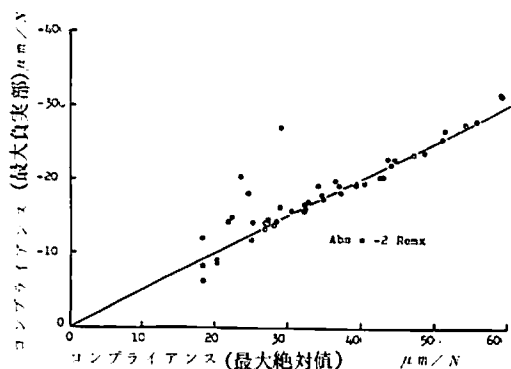


図 4.8 種々の条件で求めたコンプライアンスの最大絶対値と最大負変位の関係

収量の多いことを示すものである。

以上の結果は設計すべき中ぐり棒について切削時の平均切削力が推定されれば、その条件内における最適なクリアランス値を計算から設定できることを示している。

図 4.8 は種々の条件でシミュレーションを行なった結果について、コンプライアンスの最大絶対値と最大負変位の大きさを抽出して両者の関係を求めたものである。振動系が線形で一自由度系と見なし得る場合、コンプライアンスで表わした周波数応答は減衰が小さければ複素平面上では原点を通り虚軸を対称軸とする円と見なし得る。従って最大負変位の大きさと最大絶対値とは -1 対 2 の関係を保つ。本例に示すシミュレーション結果は 図に示すように -1 対 2 の関係を示す直線によく一致しており、一致の度合を示す決定係数 r^2 は 0.75 である。従って線形を仮定した本解析法及び評価法は、ほぼ妥当であること、並びにびびり振動に対する安定性の評価基準としてコンプライアンスの最大絶対値、最大負変位の大きさのいずれを採用しても大略問題のないことを示している。

4.3 中ぐり棒の試作

4.3.1 試作の仕様

シミュレーション結果の妥当性を確認するため、中ぐり棒の試作を行なった。仕様を定めるにあたり検討した諸項目は以下の通りである。

(1) 長さ・直径比 (L/D)

従来より L/D が 8 以上において中ぐり棒による切削は不可能とされている。その反面、より L/D の大きい深穴加工に対する要求が多大であるところから、ここでは L/D を 10 とする。

(2) 中ぐり棒の材質

合金鋼 (SCM3) と超硬合金 (D種) の 2 種類とする。これはヤング率、材料減衰能いずれもが高いとされている超硬合金を工具支持系に応用することの効果を明らかにすると共に、従来の合金鋼製中ぐり棒がダンパを付加することによってどの程度性能改善が可能であるかを明らかにするためである。

(3) ダンパの材質と質量

設計上の制約からダンパは出来るだけ容積を小さくする必要がある反面、十分な効果を得るため付加質量は出来る限り大きい質量を持つ材料を使用する必要がある。更には長時間の連続衝撃に耐え得る強度、耐摩耗特性も要求される。そこで本試作にあたっては鋼に対して比重が約 1.5 倍で、耐摩耗性も優れている超硬合金を採用する。また、最適質量を求めるために容易に質量を変更できる設計とする。

(4) 工具 (刃部) 取付部の構造

切削中に破損した刃部の交換を容易にすることが必要であり、また従来よりの切削試験結果との比較を容易にするためには切刃諸元を統一しておく必要がある。そのため市販されている中ぐり用のバイトが使用可能なよう設計する。

図 4.9 (a) に試作した中ぐり棒の断面図を、また同図 (b) にその外観と付加質量を示す。中ぐり棒の直径は、細深穴加工の要求が多いため、可能な限り細いことが望ましいが、付加質量をそう入するための穴の内面加工の限界を考慮して 30 mm とし、その結果つき出し長さを 300 mm とした。工作機械主軸端と結合部は NT 50 番のテーパとしている。付加質量の総個数は 11 個とし、 1 個は 24 g である。またクリアランスについては最適値を求めるため 0.02 mm , 0.05 mm , 0.08 mm , 0.11 mm の 4 種類を用意した。図 (b) の中央の中ぐり棒は比較の

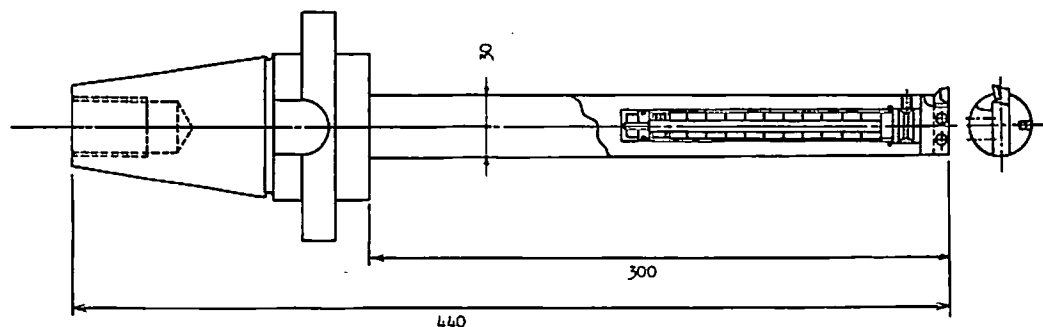
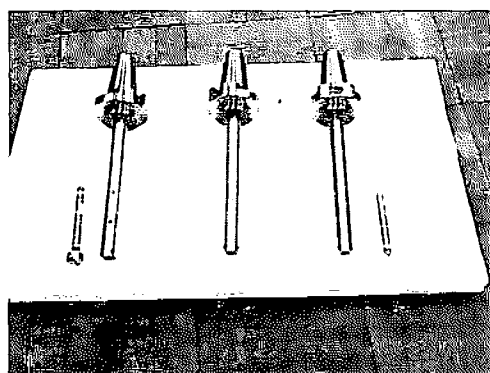


図 4.9 (a) 試作した中ぐり棒の断面図



合金鋼製 高減衰材料製 超硬合金製

図 4.9 (b) 試作した中ぐり棒の外観

ために高減衰材料（商品名：サイレントアロイ）で試作した中実中ぐり棒である。外径寸法を含め、他の寸法は試作したダンパ付中ぐり棒と同一である。

4.3.2 インパルス応答法による動剛性測定

各中ぐり棒をNT 50 番のテーパ穴のついたマスタホルダにM 24 の引きねじを用いて固定する。次にホルダを定盤上に固定して中ぐり棒を垂直状態とし、先端のバイト付近を水平方向にハンマで加振して周波数応答を測定する。応答変位は同一定盤上に治具を介して非接触変位計を先端付近に取付けて検出している。

実験においては測定値の信頼性を向上させるとともに、個々の付加質量の初期位置のふぞろいに起因するデータのばらつきを除くため、10回の繰り返し打撃実験の結果を加算平均した。

図 4.10 (a), (b), (c)はインパルス応答法により、

合金製、超硬合金製及び高減衰材料製の中ぐり棒についておのおのダンパを取付けた場合と、取付けない場合の周波数応答を求めた結果である。図 (a)は合金鋼製の中ぐり棒に対する測定結果を示す。ダンパを使用することにより共振点におけるコンプライアンスの大きさは $1/6$ 程度に低下しており、ダンパの効果が認められる。図(b)は超硬合金製中ぐり棒に対する結果であるが、静、動剛性共に合金鋼製の場合より高く、超硬合金製中ぐり棒が優れていることが判る。又、図(c)より高減衰材料製中ぐり棒は、減衰特性は優れているが静剛性が劣るため、全体としてはコンプライアンスは高い値を示していることが判る。

図 4.11(a)は付加質量の偶数を変化させて求めた合金鋼製、超硬合金製中ぐり棒のコンプライアンスの最大絶対値を示しており、付加質量の大きい方でその効果が優れていることと、びびり振動に対しては超硬合金製中ぐり棒の方が優れた特性を発揮することが推測される。

図 4.11(b)は超硬合金製中ぐり棒において付加質量の数を一定（11個）としクリアランス c/l を変化させて求めたコンプライアンスの最大絶対値を示す。この場合、クリアランス $c/l = 0.08$ mmにおいてコンプライアンスの最大絶対値は最も小さく、びびり振動抑制の観点から最適値となっている。

図 4.12は加振打撃力を変化させた場合における周波数応答の結果をまとめたものを示す。加振力の大きさによって求められるコンプライアンスの値が異なることは、すでにシミュレーションの結果よりも明らかである。従って、インパルス応答法により周波数応答を測定する場合には予想さ

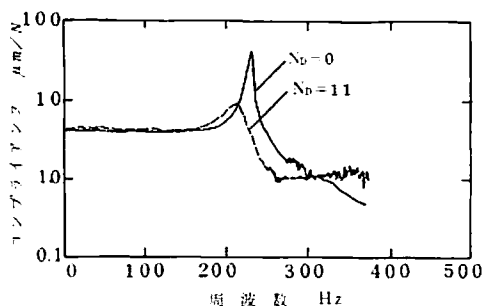


図 4.10 (a) 合金鋼製中ぐり棒の周波数応答

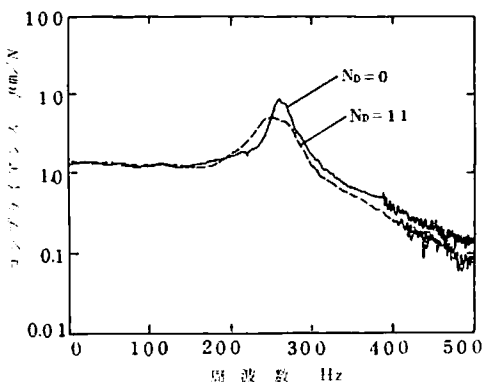


図 4.10 (b) 超合金製中ぐり棒の周波数応答

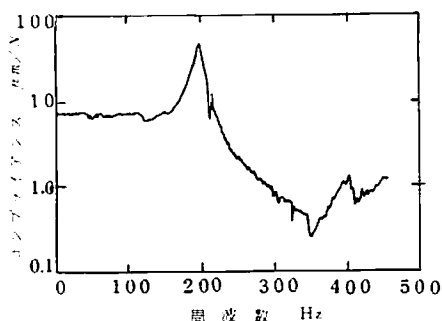
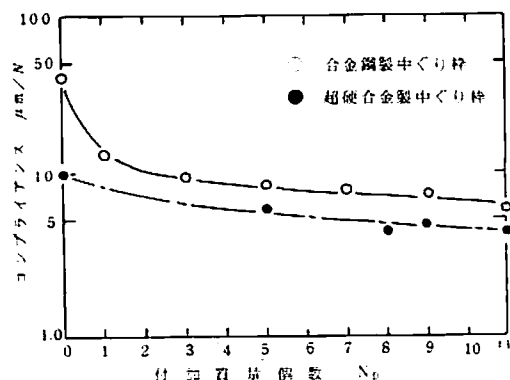


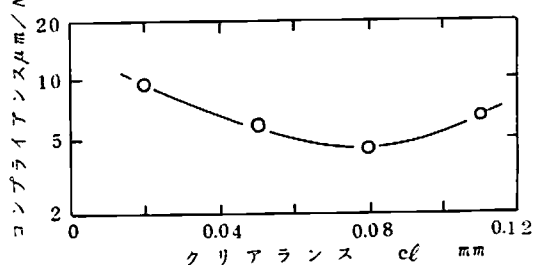
図 4.10 (c) 高減衰材料製中ぐり棒の周波数応答

れる切削力の変動部分の大きさに応じて加振力の大きさを制御することが必要である。

ここで、試作ダンパは図 4.9 に示すように付加質量を 11 個に分割しているため、個々の付加質量の初期位置（すなわち中ぐり棒の内壁よりの距離）は、加振実験を行なった垂直支持状態ではランダムであると考えられる。そのため、図 4.12 に示す結果においては初期値の差に基づく非線形



(a) 付加質量個数を変化させた場合



(b) クリアランスを変化させた場合

図 4.11 付加質量とクリアランスを変化させて求めたコンプライアンスの最大絶対値

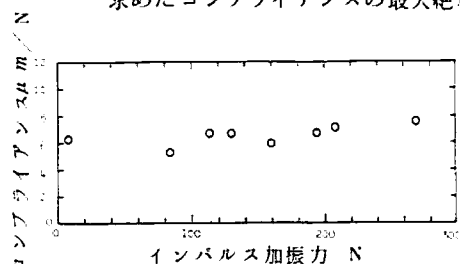


図 4.12 加振打撃力を変化させた場合に求められたコンプライアンスの最大絶対値

性の影響が改善され、加振力の変化に対してはほぼ一定のコンプライアンス値を示している。反面、有効な等価付加質量の減少することが考えられ、最適な分割方法については今後更に検討する必要が認められる。

4.4 切削実験とその考察

試作した中ぐり棒を用いて加工を行ない、加工精度測定及び切削時の振動を観察して性能評価を

行なった。工作物は合金鋼SCM3 (BHN 210) と鋳鉄FC 25 (BHN 140) の 2 種類とし、主として鋳鉄FC 25 による実験を行なった。工作物にはあらかじめ直径 31 mm から 33 mm の下 穴をあけておく。切削方法はマシニングセンタによる横中ぐり形式とし、工作物はマシンバイスを用いてテーブルに固定している。そのため、この切削系の中では中ぐり棒部の剛性が最も低くなっている。

実験条件は以下に示す通りである。

- 工具材種；超硬合金 K 10 種及び P 20 種
- 切刃形状；K 10 種 (3, 6, 6, 6, 8, 0, 0.3)
P 20 種 (5, 8, 6, 6, 8, 0, 0.3)
- 工作機械；新日本工機株式会社マシニングセンタ FM720, 主軸動力 15kw (油圧モータ)
- 切削条件；切削速度 $V = 60, 90, 120$ (m/min)
送り $f = 0.03, 0.05, 0.07$ (mm/rev)
切り込み $d = 0.1, 0.2, 0.4$ (mm)

合金製中ぐり棒による予備切削試験を行なった結果、ダンパのない場合にはすべての実験条件において激しいびり振動が発生して切削不能となり、はなはだしい場合は工具欠損を生じた。この場合ダンパを取付けてはじめて切削可能となった。また、超硬合金製中ぐり棒を用いた予備実験においても、ダンパなしの条件ではびり振動が発生し、切削が困難であった。

合金鋼製及び超硬合金製中ぐり棒について付加質量の個数及びクリアランスを種々に変化させて鋳鉄FC 25 の切削実験を行なった結果、対応する

表 4.1 合金鋼製中ぐり棒によりFC 25 を切削した場合の実験結果

切込 d mm 送り f mm/rev 主軸回転速度 N rpm	0.1 mm	Rmax μm	0.2 mm	Rmax μm	0.4 mm	Rmax μm
600 ($V=64m/min$)	0.03 ○ 0.05 ○ 0.07 ○ 0.1 ×	16~24 30 30~36	0.03 ○ 0.05 × 0.07	16~22	0.03 ○ 0.05 ×	13~24
810 ($V=87m/min$)	0.03 ○ 0.05 ○ 0.07 ×	16~25 28~32	0.03 ○ 0.05 ×	16~25	0.03 ×	
1211 ($V=129m/min$)	0.03 ○ 0.05 × 0.07	15	0.03 ×		○ 切削可能 × 切削不能	

コンプライアンスの最大絶対値の測定値が、ほぼ $7.5 \mu m/N$ 以上の場合はびり振動が発生して切削不可能となり、それ以下の場合に切削が可能であることが明らかとなった。このときの限界付加質量個数は、合金鋼製中ぐり棒の場合は 8 個、超硬合金製の場合は 5 個である。なお、同様の実験を合金鋼SCM3 を対象に行なったところ、大半の切削条件でびり振動が発生した。

図 4.13 は加工後の工作物の一例を示す。図に示す FC 25 の 4 つの穴の内、上左部は合金鋼製中ぐり棒に 11 個の付加質量をつけ、 $V=120 m/min$, $f=0.03 mm/rev$, $d=0.2 mm$ にて加工した場合、上右部は同じく $V=90 m/min$, $f=0.05 mm/rev$, $d=0.2 mm$ で加工した場合である。いずれの場合も加工開始直後、あるいは加工途中で激しくびり振動を生じていることが判る。図の下左は $V=60 m/min$, $f=0.03 mm/rev$, $d=0.4 mm$ で加工した場合を示し、また下右は $V=60 m/min$, $f=0.1 mm/rev$, $d=0.1 mm$ の場合である。この両者を比較すると切り込みが大きく送りが小さい場合の方が、切り込みが小さく送りの大きい場合よりも安定して加工が行なわれたことを示している。

表 4.1 は合金鋼製中ぐり棒を用いて鋳鉄FC 25 を切削して得た実験結果をまとめたものである。表の行方向は切削速度 3 水準を示し、列方向は切り込みを示している。表中○印の付いている加工条件は切削可能であったことを示し、×印は激しいびり振動のため切削不能であった条件を示して

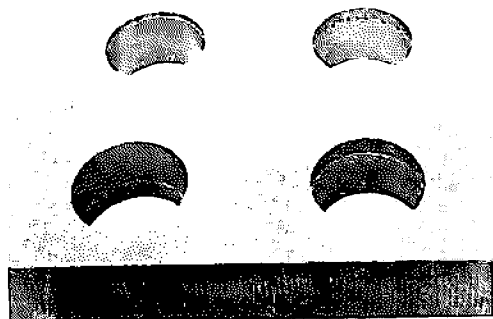


図 4.13 切削実験後の工作物(鋳鉄FC25)の外観

表 4.2 超硬合金製中ぐり棒により FC 25 を切削した場合の実験結果

切込み 深さ mm 送り mm/rev 主切削速度 N rpm	0.1 mm	Rmax μm	0.2 mm	Rmax μm	0.4 mm	Rmax μm
600 (V=64m/min)	0.03 0.05 0.07		0.03 ○ 0.05 ○ 0.07	12-15 22-25	0.03 ○ 0.05 ○	17-25 15-26
810 (V=87m/min)	0.03 0.05 0.07		0.03 ○ 0.05 ○ 0.07 ○	10-12 10-22 14-22	0.03 ○ 0.05 ○ 0.07 ○	16-24 14-22 22-28
1211 (V=129m/min)	0.03 ○ 0.05 ○ 0.07 ○	10-18 18-22 26-28				

図 4.3 超硬合金製中ぐり棒による合金鋼 SCM3 実験結果

切削速度	送り (mm/rev)	Rmax (μm)
64 m/min	0.03 0.05	14~24 18~25
87 m/min	0.01 0.03 0.05	4~6 14~26 6~12 (cℓ=0.08) 8~12 (cℓ=0.12)
129 m/min	0.03	18~22
148 m/min	0.03	16~24

いる。

Rmax は切削可能であった場合の加工面の最大あらさの値を示しているが、うねりのためにあらさの値が場所により大幅に異なる場合は範囲で示している。

表 4.2 は同じく超硬合金製中ぐり棒を用いて鋳鉄 FC 25 を切削した場合の結果である。ここでは切削条件すべての組み合わせについて実験を行っていないが、実験した条件すべてにおいては切削可能であった。

表 4.3 は超硬合金製中ぐり棒を用いて合金鋼 SCM3 の加工を行なった結果を示す。ここで切込み 0.1 mm の場合のみ切削可能であった。又、切削速度 129 m/min 以上においては切込み 0.03 mm においてのみ実験を行ない、切削速度 87 m/min ではクリアランスを変えた実験を行なっている。

実験結果はいずれも超硬合金製中ぐり棒が優れていることを示しており、特に鋳鉄 FC 25 の切削可能な条件が大幅に広がることが認められる。

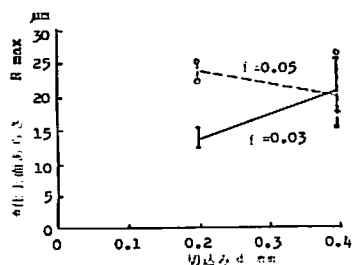
図 4.14 (a), (b), (c), (d), (e) は各切削条件における仕上げ面あらさの測定値をまとめたものである。図(a), (b)は鋳鉄 FC 25 を超硬合金製中ぐり棒を用いて切削速度 64 m/min, 87 m/min で切削した結果であり、図(c)は合金鋼 SCM3 を超硬合金製中ぐり棒を用いて一定切込みのもとに切削速度のみを変えて切削した結果である。図(d)は鋳鉄 FC 25 を合金鋼製中ぐり棒を用いて切削した結果を示し、図(e)は同じく鋳鉄 FC 25 を合金鋼製中ぐり棒で切削した場合の結果を切込み別に整理したものである。

いずれの場合も切込みを増加させると仕上げ面あらさが劣化する傾向がみられる反面、切削速度の変化によっては余り影響を受けていないことが認められる。

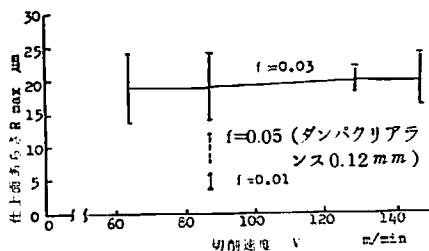
図 4.15 は同一切削条件下で付加質量、クリアランスを変化させて得られた加工面の断面曲線である。使用した中ぐり棒は超硬合金製中ぐり棒、工作物は鋳鉄 FC 25、切削条件は切削速度 64 m/min、送り 0.05 mm/rev、切込み 0.1 mm である。図(a)はクリアランス 0.05 mm の場合に付加質量を 8 個及び 11 個とした場合、図(b)は同じくクリアランス 0.08 mm で、付加質量が 5 個、8 個、11 個の場合、更に図(c)はクリアランス 0.115 mm、付加質量 5 個、8 個、11 個の場合である。いずれもうねりが大きく、良好な仕上げ面とは言い難いが付加質量が多い程、うねりが減少してゆく傾向があることが判断される。

図 4.16 は合金鋼 SCM3 を超硬中ぐり棒を用いて切削速度 84 m/min、送り 0.03 mm/rev、切込み 0.1 mm で切削し、クリアランスを変化させた場合の加工面の断面曲線である。本例においては明らかな差異が認められ、クリアランスが小さい方が良好な加工面が得られていることが判る。これは切削条件のうち切込み、送りが共に小さく、仕上げ加工に相当する条件であり、切削力の変動成分が小さいためと考えられる * 3)

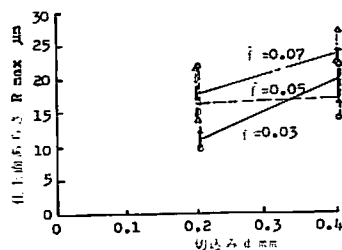
図 4.17 (a), (b) は加工した穴の形状測定の結果である。図は比較的軽切削条件下で合金鋼製中ぐり棒と超硬合金製中ぐり棒を用いて切削した結果を示す。切削条件は切削速度 120 m/min、送り 0.03



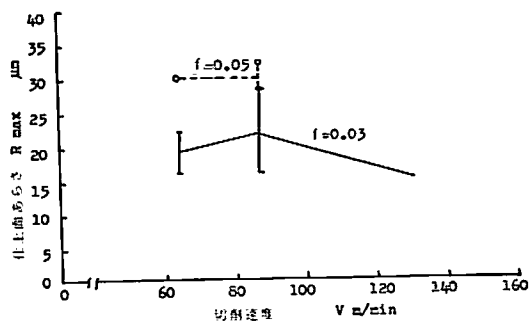
a) FC25を超合金製中ぐり棒にて加工した場合の仕上面あらかの測定結果 (切削速度 $V = 6.4 \text{ m/min}$)



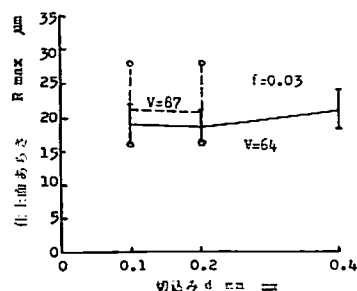
c) SCM3を超合金製中ぐり棒にて加工した場合の仕上面あらかの測定結果 (切込み $d = 0.1 \text{ mm}$)



b) FC25を超合金製中ぐり棒にて加工した場合の仕上面あらかの測定結果 (切削速度 $V = 8.7 \text{ m/min}$)

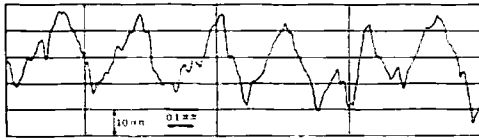


d) FC25を合金鋼製中ぐり棒にて加工した場合の仕上面あらかの測定結果 (切込み $d = 0.1 \text{ mm}$)



e) FC25を合金製中ぐり棒にて加工した場合の仕上面あらかの測定結果 (送り $f = 0.03 \text{ mm/rev}$)

図 4.14 切削仕上面あらかの測定結果

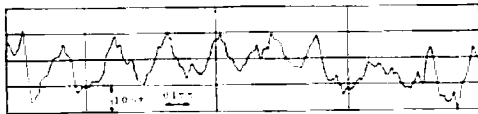


$N_D = 8$

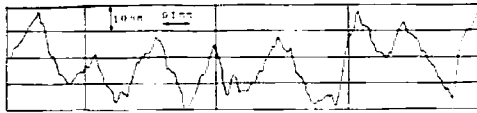


$N_D = 5$

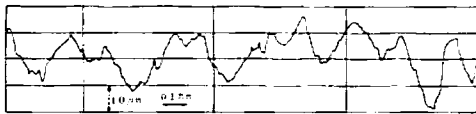
$V = 64 \text{ m/min}$ $f = 0.05 \text{ mm/rev}$
 $d = 0.1 \text{ mm}$ $cl = 0.05 \text{ mm}$
 図 4.15 (a) 超硬合金製中ぐり棒により鋳鉄FC25
 を切削した場合付加質量個数を変化さ
 せた時の加工面の断面曲線



$N_D = 5$

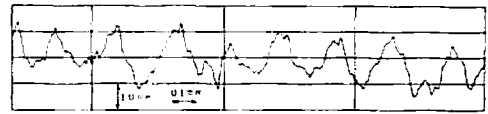


$N_D = 8$

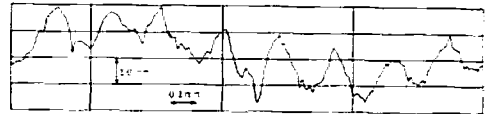


$N_D = 11$

図 4.15 (b) クリアランスを 0.08 mm とし、付加質
 量を変化させた場合の加工面の断面
 曲線 (超硬合金製中ぐり棒, $V = 64 \text{ m/min}$,
 $f = 0.05 \text{ mm/rev}$, $d = 0.1 \text{ mm}$)



$N_D = 5$

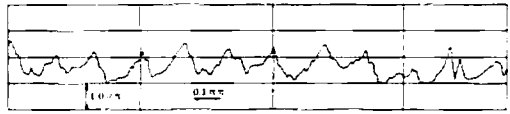


$N_D = 8$

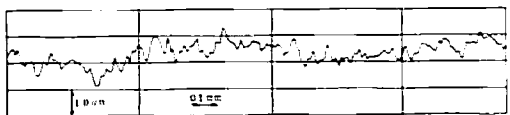


$N_D = 11$

図 4.15 (c) クリアランスを 0.115 mm とし、付加質量
 個数を変化させた場合の加工面の断面
 曲線 (超硬合金製中ぐり棒, $V = 64 \text{ m/min}$,
 $f = 0.05 \text{ mm/rev}$, $d = 0.1 \text{ mm}$)

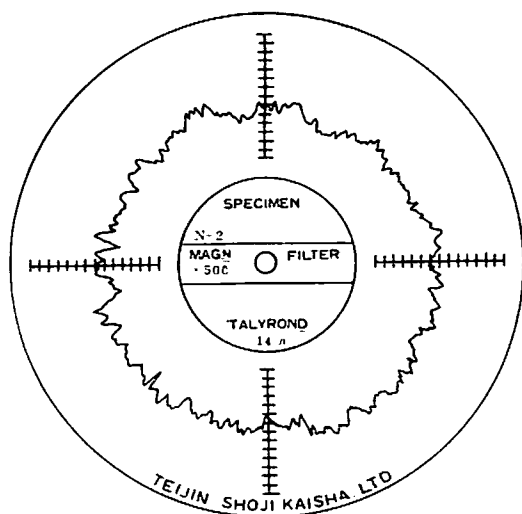


$cl = 0.115 \text{ mm}$

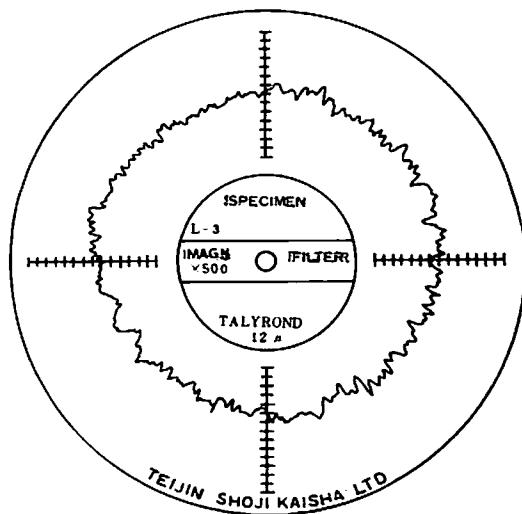


$cl = 0.08 \text{ mm}$

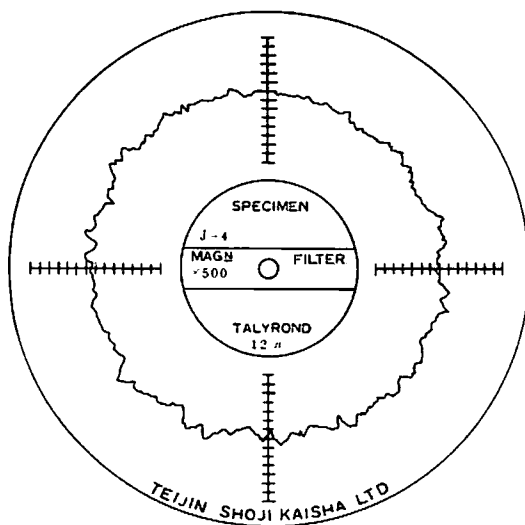
図 4.16 合金鋼SCM3を超硬合金製中ぐり棒を用
 いて加工した面の断面曲線 ($V = 84 \text{ m/min}$,
 $f = 0.03 \text{ mm/rev}$, $d = 0.1 \text{ mm}$, $N_D = 11$)



(a) 合金鋼製中ぐり棒による加工穴形状



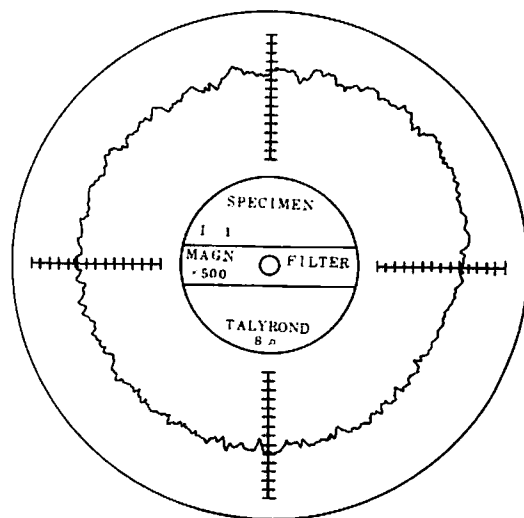
(a) 合金鋼製中ぐり棒による加工穴形状



(b) 超硬合金製中ぐり棒による加工穴形状

図 4.17 軽切削条件における合金鋼製中ぐり棒と
超硬合金中ぐり棒によるFC25の加工穴形状
($V=120\text{ m/min}$, $f=0.03\text{ mm/rev}$
 $d=0.1\text{ mm}$)

mm/rev , 切込み 0.1 mm , 付加質量数 11 個である。
両者の結果を比較すると明らかに超硬合金製中ぐり棒を用いた方がうねりも小さく、かつ細かいピ



(b) 超硬合金製中ぐり棒による加工穴形状

図 4.18 切削速度 60 m/min , 送り 0.03 μm/rev
切込み 0.4 mm の加工条件により FC25
を切削した場合の穴の形状

ッチの振動成分も少ないことが認められる。図 4.
18(a), (b)は同様の比較試験を、より厳しい切削条
件、すなわち切削速度 60 m/min , 送り 0.03 mm/rev ,

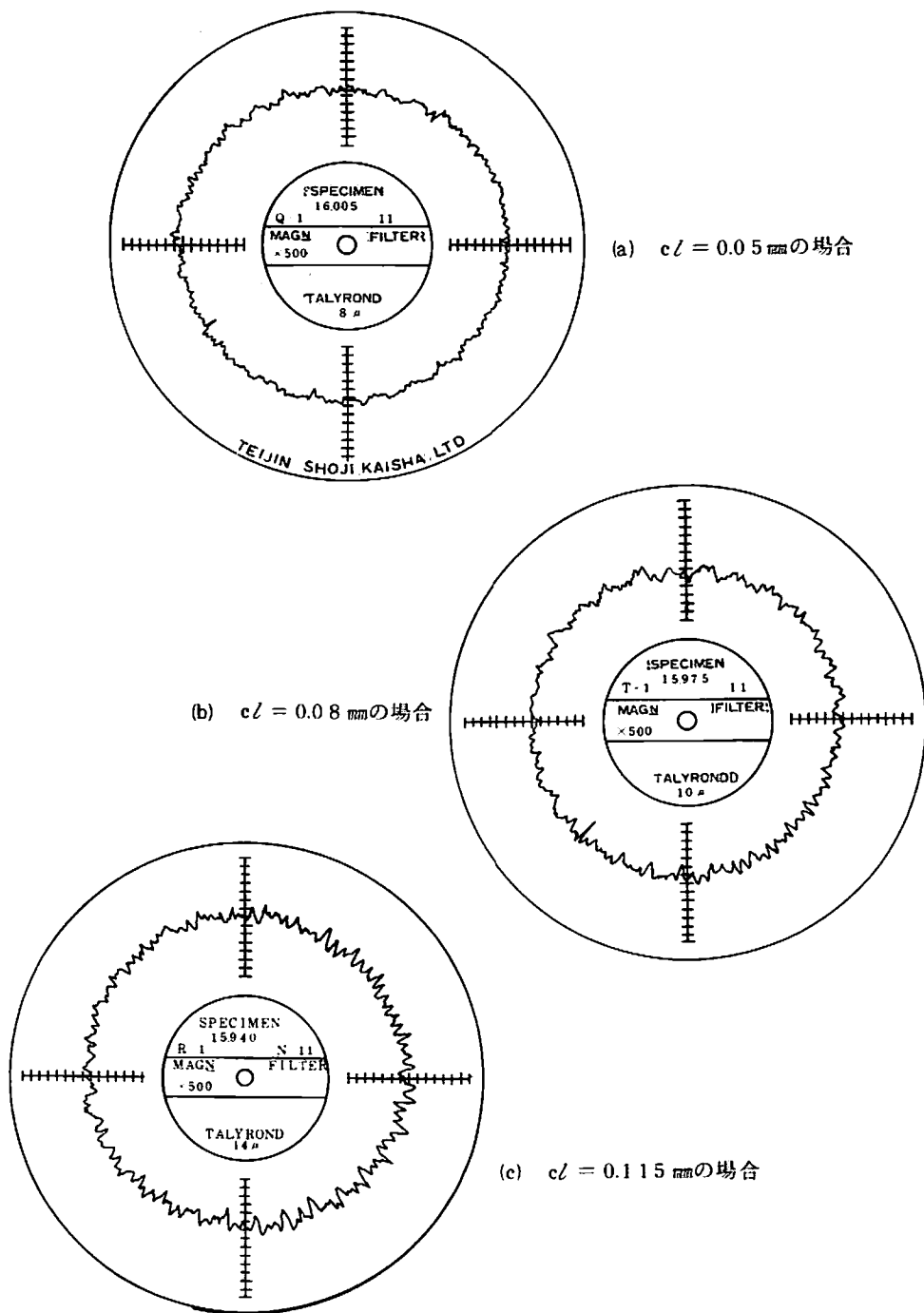


図 4.19 クリアランスを変化させた場合の穴の形状 ($V=60 \text{ m/min}$, $f=0.05 \text{ mm/rev}$, $d=0.1 \text{ mm}$, $N_D=11$) FC25, 超硬合金製中ぐり棒

切込み 0.4 mm で行った結果であり、切削断面積はほぼ4倍である。この場合においても図4.17の場合と同様に超硬合金製中ぐり棒の方が良好な結果が得られている。

図4.20(a), (b), (c)は同一の切削条件下でクリアランスのみを変化させた場合の穴形状測定結果である。工作物は鋳鉄FC25, 中ぐり棒は超硬合金製, 付加質量の数は11で, クリアランスを 0.05 , 0.08 , 0.115 mm と変化させている。切削条件は切削速度 60 m/min , 送り 0.05 mm/rev , 切込み 0.1 mm である。この測定結果からはこれまで仕上面あらさの測定では明らかでなかったクリアランスの効果が明瞭に認められ, クリアランス 0.05 mm の条件において最も優れた穴形状が得られている。

4.5 結 言

本章では加工精度への影響度の多大であることが認められながらも, 従来と全く軽視されがちであった工具支持系に着目し, その内特に剛性の点で問題をもつ中ぐり棒についてその性能解析と改善の方策の究明にインパルス応答法を応用することを試みた。すなわちインパクトダンパをもつ中ぐり棒の最適設計法を確立するためにデジタルシミュレーション並びにインパルス応答法による解析を行ない, 同時に切削実験結果との比較検討を進めた結果, 以下の結論を得た。

- (1) デジタルシミュレーションとインパルス応答法により, インパクトダンパを含む中ぐり棒の非線形挙動の特性を実用可能な程度で評価できることを示した。
- (2) インパクトダンパを設計する上で最も重要となる付加質量とクリアランスおよび加振力が中ぐり棒の動剛性に及ぼす影響を明らかにした。
- (3) デジタルシミュレーションとインパルス応答法による加振実験, 並びに切削実験の結果の間には明らかな相関が認められ, 動剛性の優れた加工系ほど得られる加工精度は良好であることが認められた。これよりデジタルシミュレーションの結果を設計に用いることの有効性を示した。

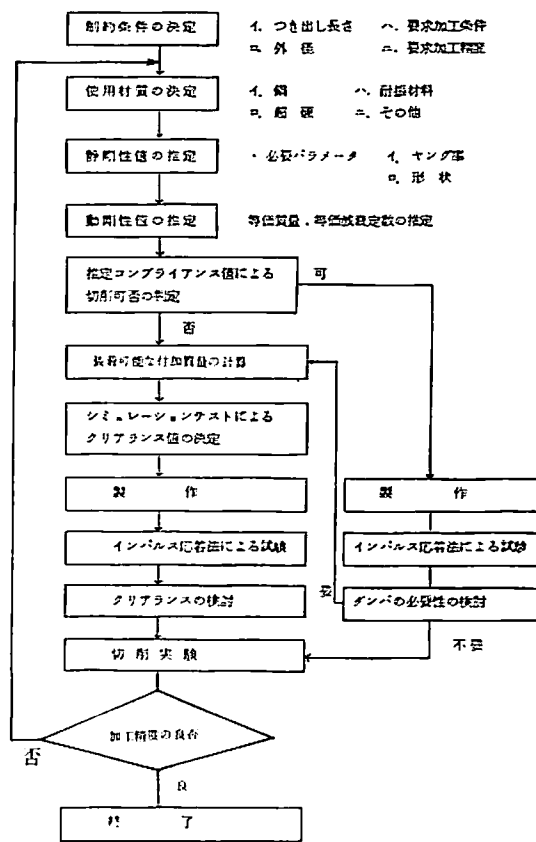


図4.20 中ぐり棒の設計アルゴリズム

以上得られた一連の結論を基に, 考えられる中ぐり棒の設計アルゴリズムを図4.20に提案する。本フローチャートは与えられた加工上の制約条件に対して加工精度上の要求を満足し得る中ぐり棒を完成する迄の必要な作業を整理したものである。従来の経験のみに頼った設計法に比べてデジタルシミュレーションとインパルス応答法による動剛性測定法を導入することにより, 精度の高い設計開発が, より短期間で可能になるものと考えられる。

第5章 工作物支持系の動剛性と加工精度

5.1 緒言

第4章図4.1に示したように、力の流れに関して工具支持系と直列に結合している要素として工作物支持系がある。

ここでまず、工作物支持系が具備すべき機能を整理すれば以下のように集約することができる。

1. 固定機能
2. 力伝達機能
3. 着脱機能
4. 位置決め機能

すなわち、切削力や外力に対して工作物を固定する機能、切削のために必要なエネルギーを工作機械系より工作物に伝達する機能、容易に他の工作物との交換を可能にする機能、そして定められた位置に正確に工作物を設定する機能、である。

これらの諸機能に対する要求をすべて満足する工作物支持系を設計し、製作することは困難である。一例をあげれば、最近の旋盤は切削速度が著しく向上し、それに対応して主軸回転数も最高4000rpmから6000rpm程度のものが出現している。この場合、遠心力による工作物の把持力低下が問題となり、安全性の面で検討する必要に迫られている。他方、重切削に対処するための工作物を支持する把持力は増加の一途をたどっているが、その反面、工作物の弾性変形に起因する加工精度の劣化を低減させることが重要な問題となりつつある。こうした諸問題に対してKahng⁹⁴⁾らは中ぐり加工の場合にチャックの爪の把持力が穴形状精度に及ぼす影響について静的な力の面より検討を加え、土井⁹⁵⁾らは旋盤の三つ爪チャックの静、動剛性がある方向性について考案すると共に、それが形状誤差に及ぼす影響についての解析を行っている。工作物支持力による弾性変形と、その結果として生ずる加工精度劣化の問題は、特に超精密加工の分野において重要な問題となってきた。

チャック支持における加工精度の劣化要因は主として爪部が工作物と局部的に接触することによ

る弾性変形によるもので、その理由は次のように説明することができる。すなわちまず爪により把持され、局部変形を生じたままの状態加工がなされる。この時点においては工作物の形状は主軸の回転精度と工具送り系の案内精度によって決定される。加工終了後、工作物を支持部から取りはずすことにより局部的応力に基づく弾性変形が回復する。その結果として工作物形状は加工直後の形とは異なるものとなる。以上の過程によって生じる円周形状誤差は一般に把持する爪数に等しい山数のうねりになることが知られている。

更に、長尺工作物の加工におけるびびり振動の発生も工作物支持系における問題の一つとしてあげることができる。長尺工作物においては工作物自身の剛性が低い場合が多く、かつ工作物支持点以外では減衰を与えることができない。そのため従来より長尺工作物の加工における把持条件の設定は最も難しい作業の一つとされてきている。しかしながらこの問題については工作物支持部の把持条件と動剛性との相関を検討することによって理論的に解明することが可能であると考えられる。

そこで本章においては工作物支持系の加工精度に対する役割を明らかにするための第一段階として、インパルス応答法を応用して、旋盤における工作物支持系の動剛性を測定して主として工作物と工作物支持系の結合状態が動剛性におよぼす影響について解析を試みる。

すなわちまず旋盤の電動チャックにより試験片を把持し、爪の方向性、把持位置、爪の形状などの動剛性に与える影響を明らかにする。

次いで切削実験を行ない、インパルス応答法による測定結果と加工精度に相関のあることを示し、インパルス応答法の現場における使用が、加工精度向上に有効であり、最適な工作物把持条件が容易に管理し得ることを示す。

5.2 旋盤における工作物支持系の基本機構

旋盤に代表される工作物回転形切削加工システムに用いられる工作物支持系は次の2種類に大別することができる。

1. 工作物直接取付形
2. 工作物間接取付形

ここで工作物直接取付形とは工作物駆動部、例えば旋盤にあっては主軸端に工作物を直接取付ける方法であり、主軸端テーパに対するはめ合い結合がその代表例である。また工作物間接取付形とは工作機械駆動部と工作物の間に工作物着脱のための補助機構を用いる形式のものであり、各種チャック類がこれに該当する。旋盤においては第2の形式が一般的であり、以下に代表的なチャックの形式をあげる。

1. スクロールチャック (3爪, 4爪)
2. 単動チャック (2爪, 4爪)
3. 電動チャック (2爪, 3爪, 4爪)
4. 油圧駆動チャック (2爪, 3爪, 4爪)
5. 空圧駆動チャック (2爪, 3爪, 4爪)
6. コレットチャック
7. 真空チャック
8. 電磁チャック

1, 2及び6の形式のチャックは従来より汎用旋盤に使用されているが、手動操作であるところから生産工程の自動化を行なう上で不適当となりつつある。そのため、近年の数値制御旋盤においては3, 4, 5などの自動駆動式チャックが採用されてきている。また高精度加工が要求される分野においては7, 8の形式のチャックが用いられている。

真空チャック及び電磁チャックを除いて、他のチャックはすべて限られた数の爪によって工作物を固定するため、工作物と爪との接触面積は極めて限定されたものとなる。そのため重切削時に作用する大きなトルクに耐え得ることが要求される。爪の形状及びその硬度は、この要求に対して極めて重要な役割を果すものと考えられ、従来からの経験に基づいた幾つかの設計がなされている。しかしながらこれらの中でどのような形状のものが加工精度、加工能率維持のために最適

であるとか、という点についてはほとんど検討されておらず、その報告もない。

以上の現状をふまえ、本章においては旋盤用のチャックについて、その把持特性と加工精度の相関について実験を行ない、従来より経験的に提唱されている支持条件の妥当性の評価と、今後の問題を明らかにする。

5.3 把持条件比較のための実験装置と実験条件

旋盤に取付けられている電動チャックを用いてテストバーを把持し、チャックの爪材質、把持位置を変化させて動剛性を測定すると共に切削実験を行なう。

実験に用いたチャックは3爪電動形で、ストロークは70 mm、爪一つあたりの推力は20000 N及び30000 Nに可変可能である。予め圧電形ロードセルを爪部に装着し、各爪の把持力とその再現性を測定した結果、把持力のばらつきは5%程度で、再現性は良好であった。本チャックは爪駆動電動機の電流を検出し、一定の負荷電流に達したところでメータリレーを作動させて締付けを停止するという方法によって把持力を制御しているため、上述のように安定した把持力の再現性が得られているものと思われる。

使用した爪は焼入れ爪及び生爪の2種類である。焼入れ爪の主要寸法を図5.1に示す。また図5.2

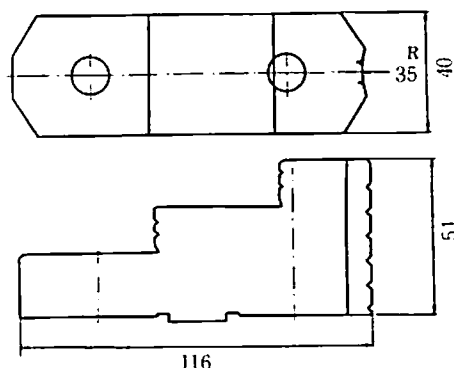


図5.1 実験に使用した焼入れ爪の寸法

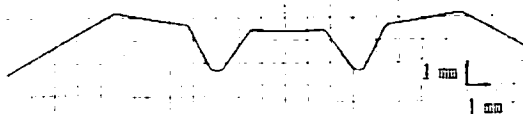


図5.2 爪部の形状

は爪部の円周方向の形状を測定した結果である。この測定結果より爪部の曲率半径はほぼ 3.5mm であることがわかる。図 5.3 は 3 本の爪をチャック本体に取付けて軸方向断面形状を測定した結果である。図において左が爪先端部側であり、右がチャック本体側である。図から明らかなように爪部と本体側マスタジョーとの接合部分において $50 \sim 90\mu\text{m}$ の段差が認められるが、実験は全てこのままの状態で行なった。

図 5.4 に動剛性試験に使用した試験片の寸法図に示す。試験片は生材の場合には繰り返し使用することによって表面の硬度が変化し、その結果振動特性が変化するため、焼入れ研削材を主体とし、比較のため一部生材のものを用意した。表面硬度は焼入れ材の場合は $\text{HRC } 60 \pm 2$ であり、生材においては $\text{BHN } 190$ である。爪が接触する部分は局

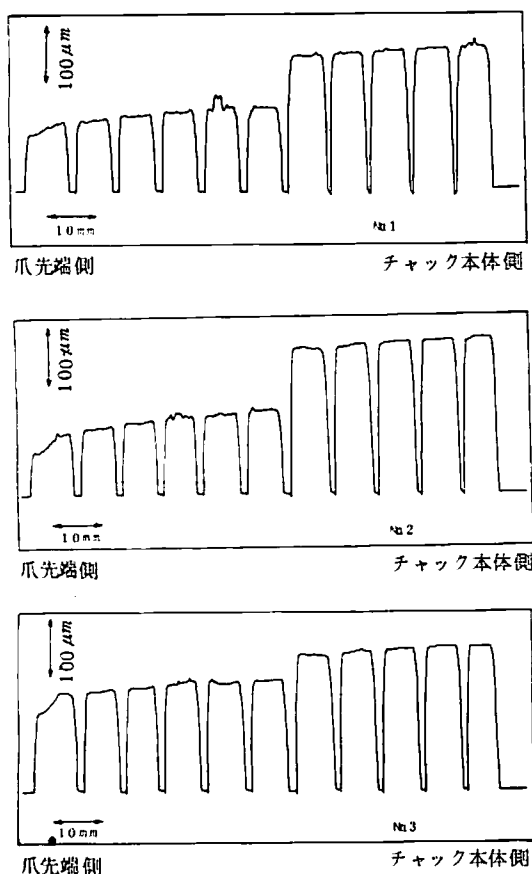


図 5.3 爪の軸方向断面形状

部的な接触条件のばらつきを防ぐために研削加工を施し、表面あらさ $R_{\text{max}} 0.2\mu\text{m}$ 程度に仕上げている。把持部は直径 50mm の一定とし、爪部接触面積を変えるために軸方向把持長さ l を $25, 34, 40, 50\text{mm}$ としたものを用意した。

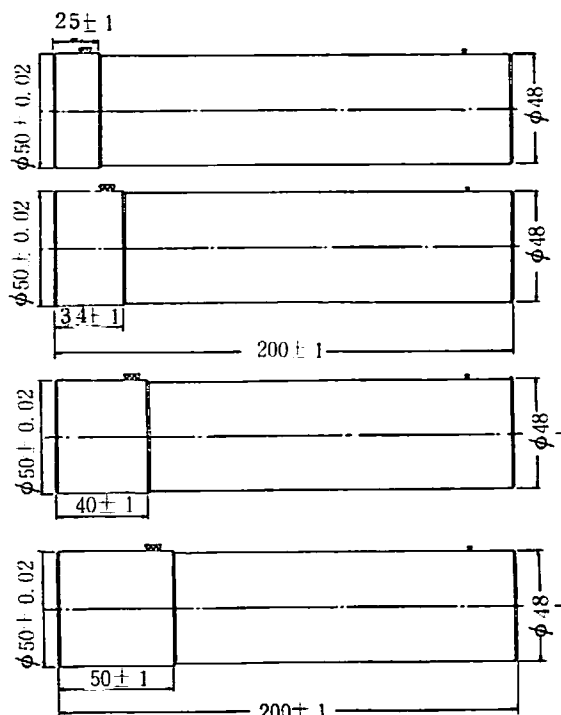


図 5.4 試験片の寸法

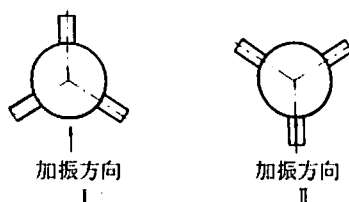
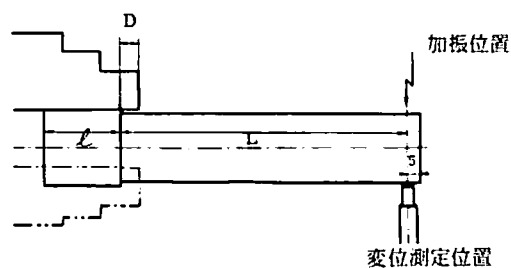


図 5.5 加振方向と爪位置の関係

図 5.5 は種々の把持条件下において動剛性を測定した場合の各部寸法と測定位置を示す。図中 L は爪で把持されていない部分より加振点迄の長さを示し、 ℓ は軸方向把持長さ、 D は爪先端よりチャック本体側へ試験片を押し込み、軸方向把持位置を変化させた場合の押し込み深さである。

加振方向は爪に対して反対側より加振する条件 I、と爪側より加振する条件 II、の 2 種類である。

加振はハンマによって行い、応答振動変位検出には渦電流式非接触変位計を用い、刃物台と試験

片の間の相対変位を検出した。

5.4 動剛性測定結果

5.4.1 方向性による差異

図 5.6 及び図 5.7 は加振方向を変えて測定した周波数応答 (コンプライアンス) をボード線図とベクトル線図で表示した例である。図 5.6 は I の方向より、又、図 5.7 は II の方向より加振して求めた結果である。いずれの場合も把持条件は $L = 160 \text{ mm}$ 、 $\ell = 40 \text{ mm}$ 、 $D = 0$ 、爪推力 20000 N であ

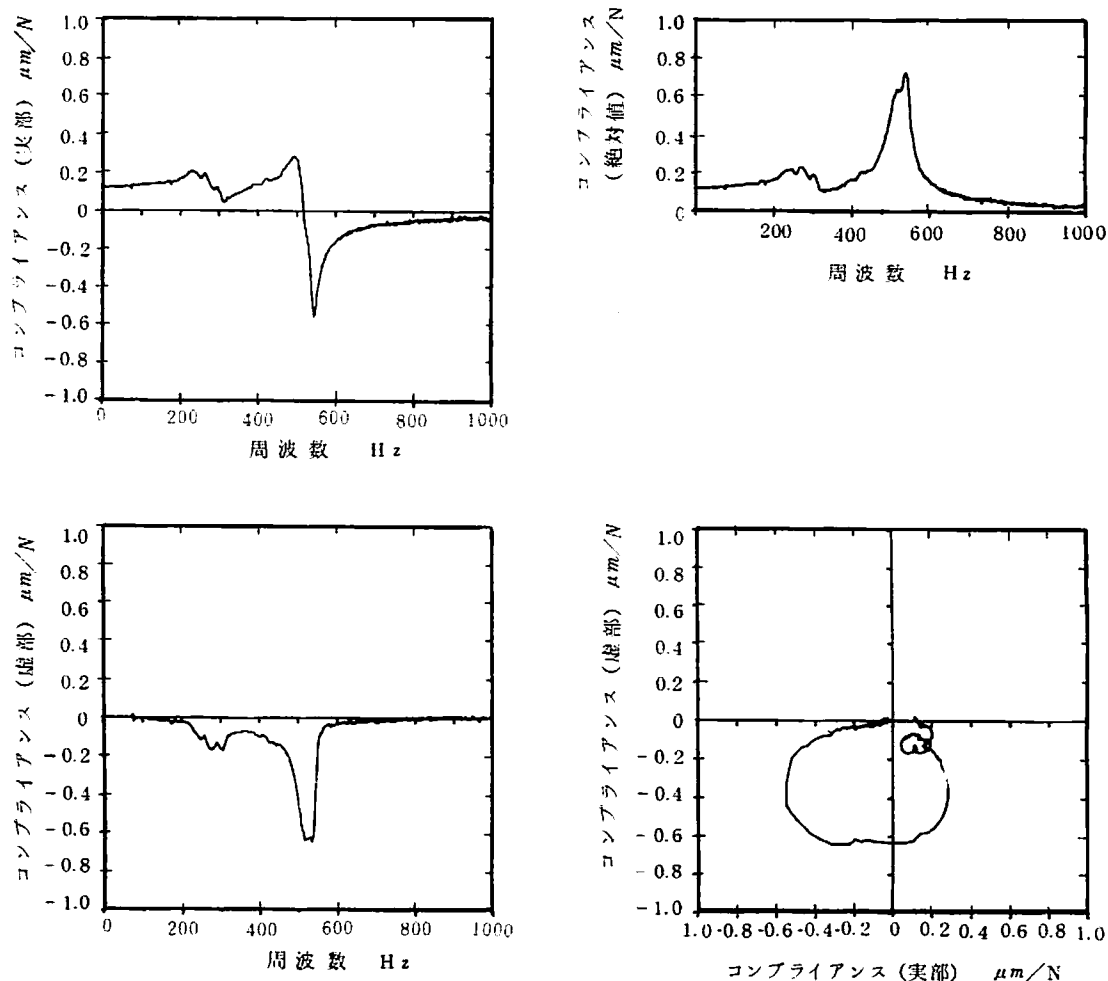


図 5.6 (I) 方向からの加振による周波数応答線図
($L = 160 \text{ mm}$ 、 $\ell = 40 \text{ mm}$ 、 $D = 0 \text{ mm}$)

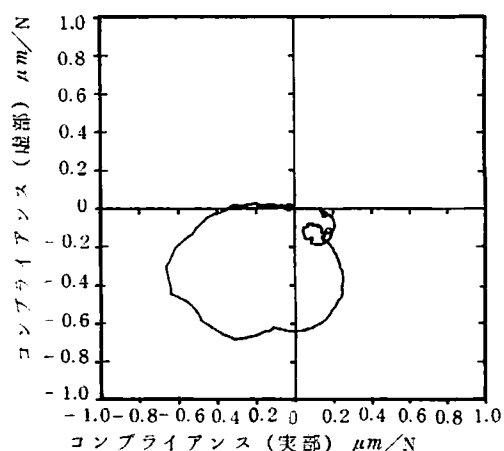
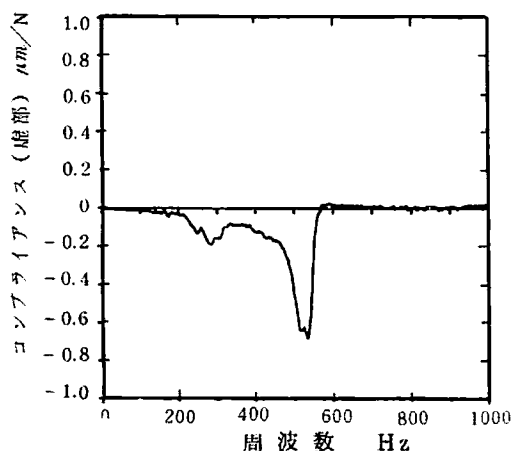
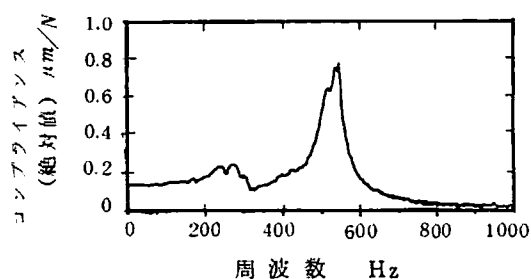
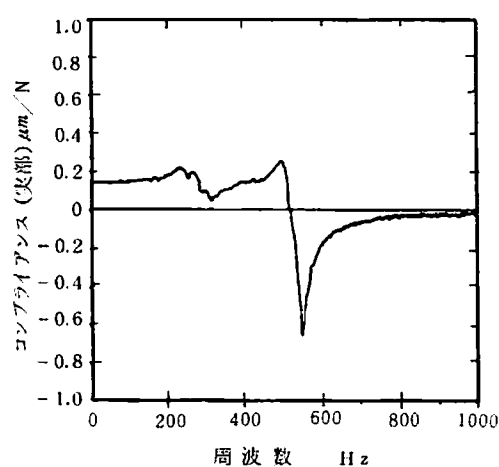


図 5.7 (Ⅱ)方向からの加振による周波数応答線図 ($L = 160\text{mm}$, $\ell = 40\text{mm}$, $D = 0\text{mm}$)

る。静剛性についてはⅠの条件がわずかに優れているのが認められるが、両条件の差はⅠ割程度である。他方、動剛性についてはⅠの場合もⅡの場合も最大コンプライアンスの絶対値は $0.8\text{ }\mu\text{m/N}$ と等しいものの、最大負実部はわずかにⅡの場合の方が大きいことが認められる。しかしながら両者の値はコンプライアンスで $0.6\text{ }\mu\text{m/N}$ と $0.7\text{ }\mu\text{m/N}$ であり、ほぼ同一とみなして差し支えないものと考えられる。図中 250Hz 付近に認められるコンプ

ライアンスのピークは主軸系及びチャック本体系の共振によるものであるが、その絶対値は $0.24\text{ }\mu\text{m/N}$ 程度であり、試験片の共振によるコンプライアンスの最大値に比べて十分小さい。

以上の測定結果により、本実験条件においては先に示した文献⁹⁵⁾に述べられているような爪の方向性による動剛性の大きな差は認められず、無視して差し支えない程度であることが明らかとなった。その理由は、文献に述べられている実験は

手動スクロールチャックによるものであり、最大爪推力が3000 N程度と本条件に比べて小さい値であるためと考えられる。従って以降の実験ではI方向のみの加振実験を行なった。

5.4.2 硬度の影響

静・動剛性に対する試験片の硬度の影響を確認するため、生材 (BHN190) と焼入れ研削材 (HRC60) を把持して測定した結果を図5.8(a), (b)に示す。図の横軸は軸方向把持長さ ℓ を示し、縦軸は静剛性の値およびコンプライアンスの最大負実部の値を示す。図(a)に示す静剛性測定結果では生材の方が把持長さによらず、ほぼ一定の値を示し、かつ焼入れ材よりも優れている。焼入れ材の場合、軸方向把持長さが34 mmの点において静コンプライアンスの値が低くなっているのはマスタジョーと

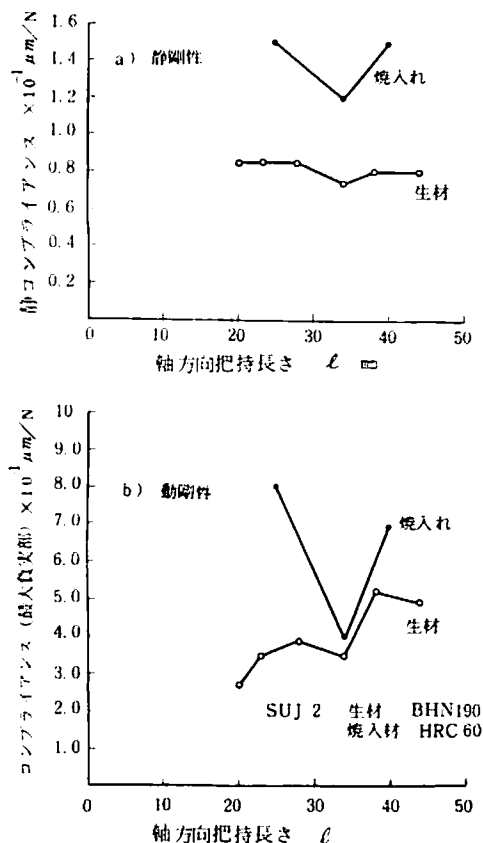
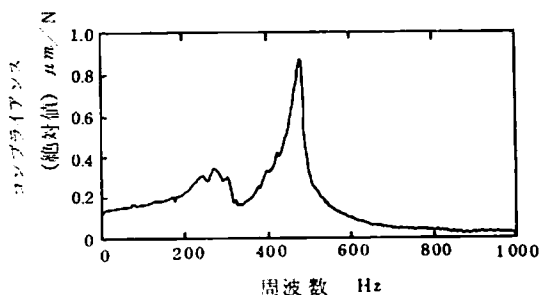


図 5.8. 軸方向把持長さを変化させた場合の静動剛性の変化

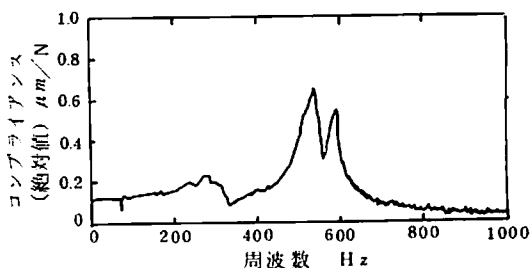
爪との段差部に試験片がかかる条件となったためである。生材においてこのような変化が認められないのは、20000 Nという大きい推力のため試験片表面が塑性変形をおこし、接触部が段差にかかる条件においても他の条件とはほぼ同じ接触状態になっているためと考えられる。このとき試験片に生じる塑性変形部の凹みの深さは約 $20 \mu\text{m}$ である。同様の現象は図(b)の動剛性測定結果においても認められる。全般的に生材の方がコンプライアンスの値が低く動剛性が高いことを示しているが、軸方向把持長さが大きくなるに従い、動剛性は低下する。

焼入れ材の場合も軸方向把持長さ 34 mm においてコンプライアンスが他より低くなっているが、この理由は先に述べた理由と同じである。

図 5.9 (a), (b) は軸方向把持長さを変えて周波数応答を測定した例を示す。図(a)は軸方向把持長さ 25 mm, $D = 0$ mm, (b) は軸方向把持長さ 40 mm, $D = 0$ mm の場合である。図(b)に示すようにマスタジョーと爪との両者に試験片がかかる条件では周



(a) $\ell = 25$ mm, $D = 0$ mm における周波数応答線図



(b) $\ell = 40$ mm, $D = 0$ mm における周波数応答線図

図 5.9 軸方向把持長さを変化させた場合の周波数応答線図

波数応答の形状は複雑になることが判る。この原因は爪とマスタジョー部分が複数の場所で試験片に接触し、かつその接触状態が振動振幅に応じて変化するためと考えられる。

5.4.3 把持条件の影響

マスタジョー内の爪駆動案内部と爪および工作物の把持状態を図5.10のようにモデル化する。いまマスタジョーの駆動力を F_F とし、工作物の反力を F_W 、駆動案内部から爪による把持点までの長さを ℓ_w 、案内部のすきまによって駆動部が傾き、壁に接触する場合の支点距離を ℓ_s 、壁にかかる力を F_s 、壁と駆動部の摩擦係数を μ とする。すると次式が成立する。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} F_W &= F_F - 2\mu F_s \\ F_W \cdot \ell_w &= 2\ell_s \cdot F_s \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.1)$$

従って

$$F_W = F_F / \left(1 + \mu \frac{\ell_w}{\ell_s} \right) \dots\dots\dots (5.2)$$

となる。ここで F_F 、 ℓ_s は一定であるため、実際

に工作物を把持する力 F_W は μ と ℓ_w の増加によって減少する。すなわち軸方向の把持位置によって有効な把持力は変化する。

そこで把持部分の接触面積を一定に保ち、軸方向把持位置を変化させた場合の測定結果を図5.11、図5.12、図5.13に示す。図5.11は軸方向把持長さを25 mm、 L を160 mmと一定して爪端より試験片接触部端までの長さ D を変化させた場合の静コンプライアンスの値と、コンプライアンスの最大負実部の値を示したものである。また図5.12は軸方向把持長さ34 mmの場合の結果、図5.13は同じく40 mmの場合の測定結果をまとめたものである。いずれも静剛性についてはチャックの爪の奥の方で把持した方が、5割程度高い値を示す傾向が見られ、(5.2)式が妥当であることを示している。

他方、動剛性については D と測定結果の間には単純な相関関係は存在しない。この理由は前述のマスタジョーと爪の間に存在するわずかの段差のためと考えられる。又、マスタジョーのみで把持する条件では爪部のみで把持する場合に比べて、いずれも動剛性が低下している。更に爪先端で把持する場合には静・動剛性共に軸方向把持長さの

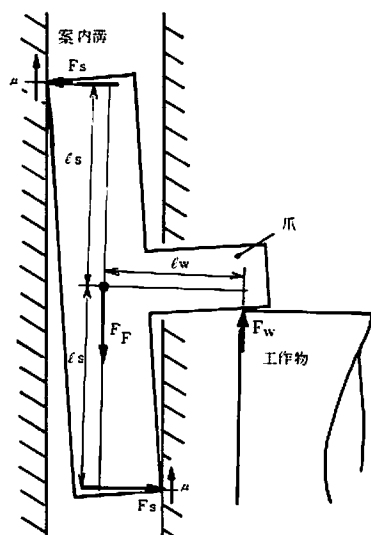


図 5.10 爪の把持状態モデル

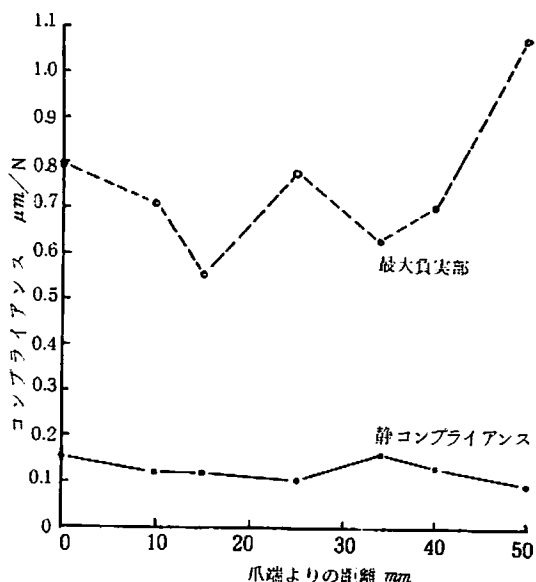


図 5.11 $\ell = 25$ mm, $L = 160$ mm,
 $F = 20000$ Nにおける結果 (焼入材)

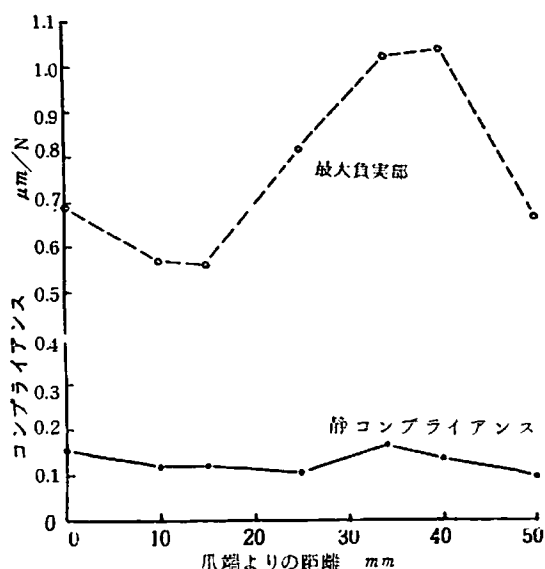


図 5.12 $l = 34 \text{ mm}$, $L = 60 \text{ mm}$,
 $F = 20000 \text{ N}$ における結果 (焼入材)

大きい、すなわち爪と試験片の接触面積の大きい条件ほど剛性が高くなる傾向が認められる。

図 5.14 は爪先端から試験片把持位置までの距離 D を変化させた場合の代表的な周波数応答線図を示す。支持条件は $l = 25 \text{ mm}$, $L = 160 \text{ mm}$, 爪推力 20000 N , $D = 0, 10, 15, 25, 34$ および 40 mm でそれぞれ図 5.11 に対応する。縦軸はコンプライアンスの絶対値を示す。図中 260 Hz 付近に見られるコンプライアンスの極値は主軸系の共振に起因するものである。試験片の固有振動数は $D = 0 \text{ mm}$ の場合から $D = 25 \text{ mm}$ の場合に至るまでに 480 Hz , 500 Hz , 520 Hz , 540 Hz と逐次増加する。他方、静剛性は D の増加に伴って改善される傾向を示す。

$D = 34 \text{ mm}$ の位置においては前述の如く爪部での接触条件が複雑になるため、複数の共振ピークが認められる。 $D = 40 \text{ mm}$ においてはマスタジョー部のみで支持する条件となり、周波数応答は再び単純な形に戻る。 $D = 34 \text{ mm}$ の条件では幾つかのモードの重なり合いによって動剛性の最大値は小さくなるが、この状態は不安定であり、常に同一の結果が得られるとは限らない。

表 5.1 は軸方向把持長さ 34 mm の場合に D の値を変化させて求めた測定結果を基に、共振点にお

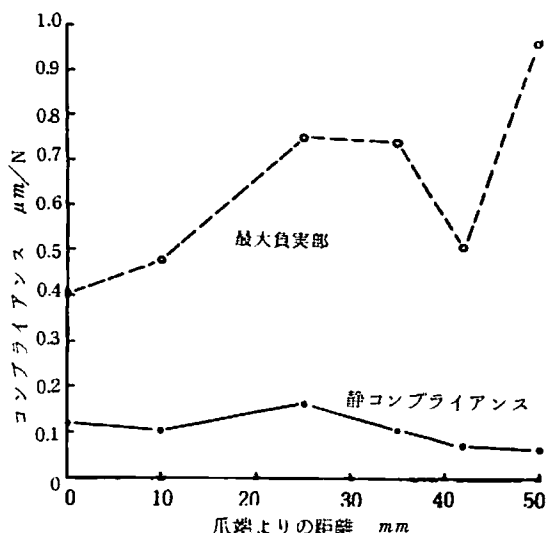


図 5.13 $l = 40 \text{ mm}$, $L = 160 \text{ mm}$,
 $F = 20000 \text{ N}$ における結果 (焼入材)

けるモデルパラメータを求め、整理した結果である。この結果より支持位置がチャック先端より本体側に移行するにつれて固有振動数、等価ばね定数が増加し、他方、等価減衰比、等価粘性係数はいずれも減少する傾向を示している。特に減衰と等価粘性係数は約 3 倍の変化を示している。等価ばねの定数が増加することは (5・2) 式から把持力が上昇することで説明される。また、減衰の変化は締付け部の面圧力の変化に基づくすべり減衰量の変化によるものと考えられる。

以上の実験の結果、焼入れ爪によって把持した場合の工作物系の剛性は爪と工作物との接触条件によって決定され、かつその静剛性と動剛性は相反する傾向を示すことが明らかとなった。

5.4.4 生爪による把持

前項における実験の結果、旋盤チャックによる工作物支持においては、爪と工作物の接触状態が動剛性を大きく左右することが明らかとなった。そこで次に同様の実験を生爪について行なった。

生爪は使用の際に工作物の支持部直径と等しいかあるいはそれに近い直径をもつように予め切削される。従って工作物と爪との接触状態は焼入れ爪に比べて、はるかに良好な条件となることが期待

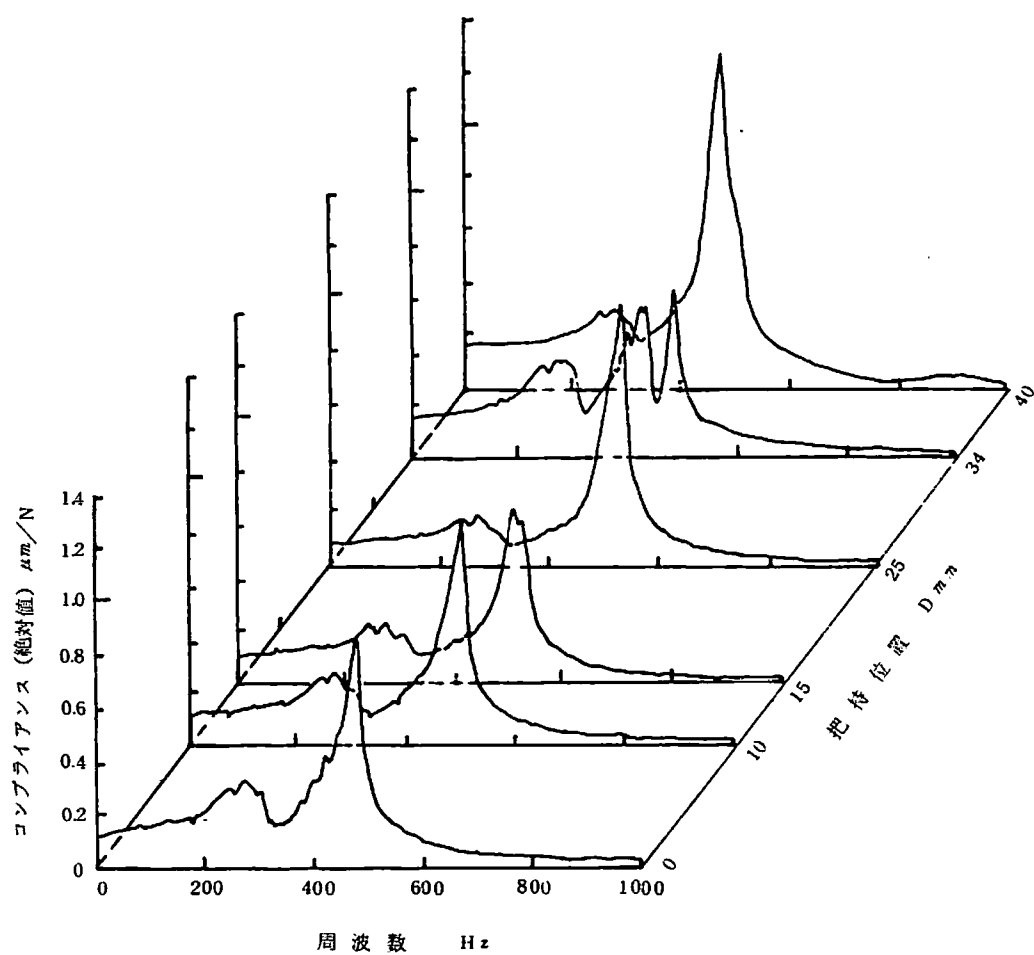


図 5.14 $\ell = 25 \text{ mm}$, $L = 160 \text{ mm}$, 締付け力 20000 N 時に把持位置 D を変化させた場合に得られた周波数応答線図

表 5.1 軸方向把持位置 D を変化させた場合に求めたモーダルパラメータ ($\ell = 34 \text{ mm}$)

D (mm)	固有振動数 Hz	減 衰 比	等価ばね定数 (N/cm)	等価質量 ($\times 10^{-3} \text{ Kg}$)	等価粘性係数 (N・s/cm)
0	490	.112	143000	1.51	1.04
10	560	.08	167000	1.35	7.6
25	400	.08	125000	1.97	8.0
35	500	.066	111000	1.13	4.7
42	590	.039	143000	1.04	3.0
50	660	.037	200000	1.16	3.6

される。本実験においては、切削後の爪の曲率直径（以降生爪切削径と呼ぶ）と試験片直径との差によって動剛性がどう変化するかについて検討した。図 5.15 は工作物の把持状態と変位の測定位置を示すものである。試験片は直径 50.08mm の焼入れ材を用い、接触部の仕上面あらさは $R_{\text{max}} 0.2 \mu\text{m}$ 、爪巾は 40 mm である。生爪を少しずつ切削して切削径を変化させるために切削径に対して、爪と試験片の円周方向の接触点位置とその角度 θ は同時に変化してゆく。その関係を示したものが図の (b) である。本図では横軸に切削後の接触部間隔 W をとり、縦軸に中心線と両端部のなす角の半径 θ をとっている。図 (c) は測定時の寸法関係を示す。全実験条件において軸方向把持長さは 24 mm としている。図 5.16 (a), (b), (c) は爪を切削しない状態で中心部のみが接触する状態となるようにして、 $D = 0, 9, 15 \text{ mm}$ と変化させた場合に得られた周波数応答線図である。

焼入れ爪の場合と異なり、静剛性、動剛性、固有振動数のいずれもほとんど変化が認められず、生爪による把持の場合には軸方向把持位置の影響を無視してよいことが認められた。その理由として、焼入れ爪においては図 5.3 の爪部の断面形状に見られるように爪先端に向かって形状がわずかにテーパ状になっており、試験片を把持する場合の有効な接触面積はわずかなものとなり、有効な把持力の着力点はほぼ一点と見なし得るが、生爪の場合においては爪と試験片の接触部は塑性変形によってなじみを生じ、有効な把持力は全面にわたる分布力として与えられるため、みかけの軸方向把

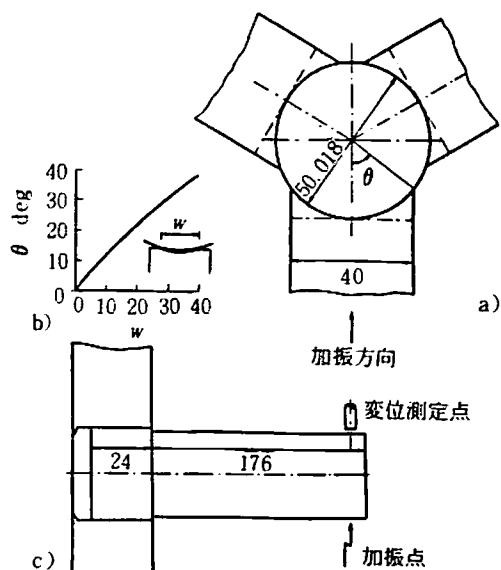


図 5.15 生爪における把持方法と測定位置

持位置が変化してもその影響があらわれないことが考えられる。

図 5.17, 図 5.18, 図 5.19 は生爪を順次切削して接触条件を変化させ、静、動剛性を測定した結果をまとめたものである。図 5.17 (a), (b) は生爪切削径とコンプライアンスの絶対最大値との関係をまとめたものである。このうち図 (b) は切削径が試験片径に近い部分のみを取出して拡大した結果である。図 5.18 は生爪の切削径と静剛性の関係を、図 5.19 は生爪の切削径と固有振動数の関係を整理した結果である。

図 5.17 より生爪切削径が試験片径に近づくとも

者の一致する近傍で動剛性が急に大きくなること
が判る。図(a)において切削径 30 mm 付近で動剛性
が低下する傾向が認められるが、この理由は生爪
の切削半径が小さい範囲では試験片の曲率が相対
的に大きいため試験片は爪の端部のみで接触して
いることとなる。そして生爪の切削径が逐次大
きくなると端部の肉厚が薄くなり、剛性が低下す

るためと推定される。

他方、静剛性は動剛性ほど大きな変化はみら
れないが、生爪切削径と試験片直径が一致する
付近では静剛性も向上することが判る。更に図
5.19 に見られるように固有振動数も両者の直
径が一致する付近で高くなる。その理由は爪
と試験片との接触面積が増加し、支持面積が

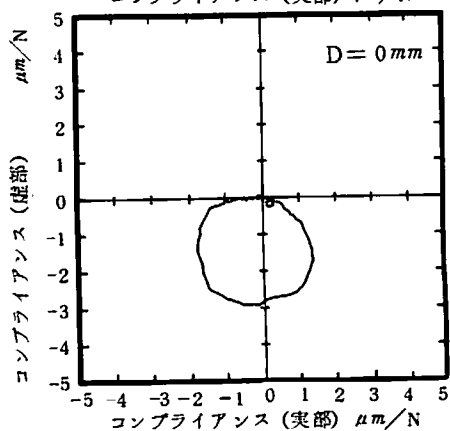
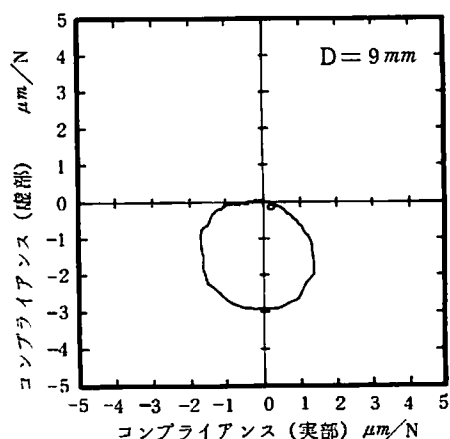
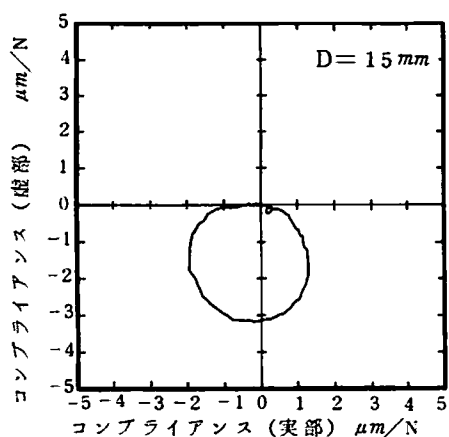
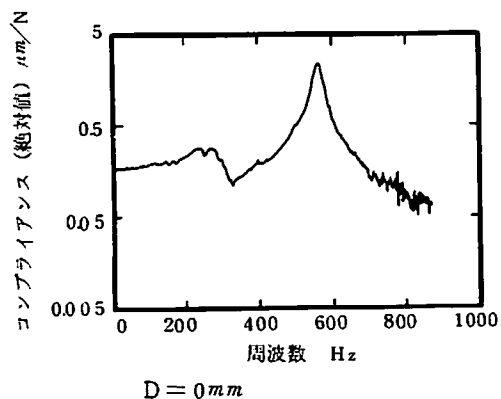
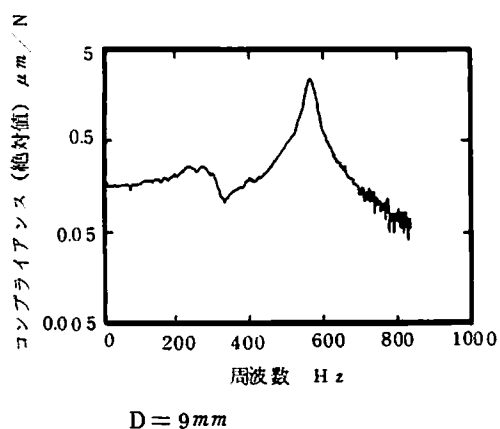
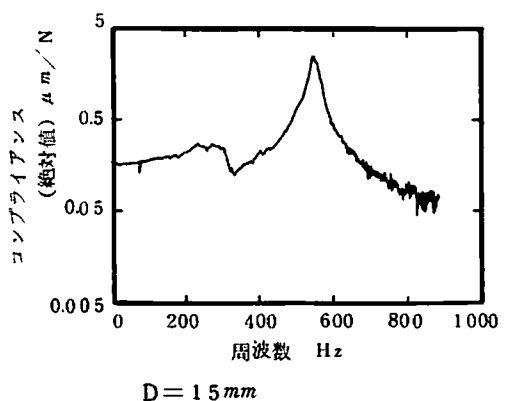


図 5.16 生爪において把持位置 D を変化させたときの周波数応答線図とベクトル線図

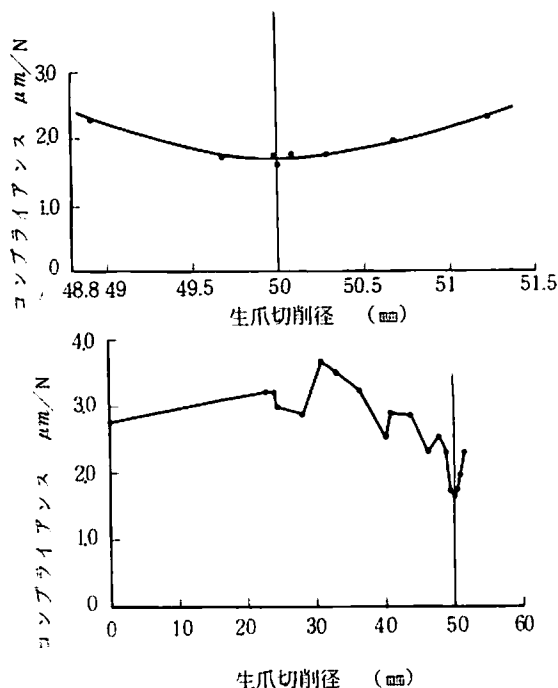


図 5.17 生爪切削径と最大コンプライアンス
(絶対値) の関係

大きくなったことによって等価ばね定数が大きくなるためであると考えられる。

以上の結果、生爪においては工作物直径と生爪切削径とが一致する付近では、接触面積の増大によって静、動剛性共に著しく大きくなることが明らかとなった。その効果が期待できる範囲は図 5.17 (b)より判断すると工作物直径と生爪切削径との差が大略 1 %以内にある場合であると考えられる。従って有効に生爪を使用するためには生爪切削径を十分工作物直径に一致させる必要がある。

5.5 切削実験による把持条件の検討

チャックによる工作物の支持状態によって、加工精度が異なることはしばしば指摘されてきている。しかしながら従来の研究は主として締め付け力による弾性たわみに基づく加工精度劣化に関するものが大半を占め、動剛性の面から検討した結果は少ない。そこでいくつかの代表的把持条件のもとで切削実験を行ない、同時に測定した動剛性の測定結果と比較検討することにより、加工精度向上のための工作物支持系のあり方について検討した。

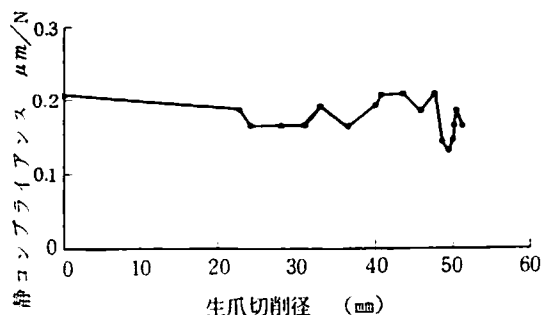


図 5.18 生爪切削径と静剛性

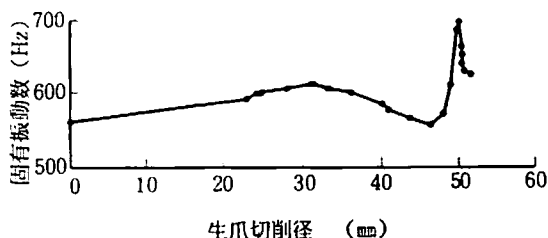


図 5.19 生爪切削径と固有振動数

5.5.1 切削実験方法と条件

切削実験においては前節までの動剛性測定結果との対比を行なうため、同一の片持ち支持条件とし、加工物寸法も、ほぼ同一のものとした。各切削条件は以下の通りである。

工作物の材質：鋳S45C BHN185±10

工作物寸法：把持部直径φ50 mm、切削部直径φ=48 mm、全長L=200 mm、軸方向把持長さℓ=24 mm

工具形状：N11L45、(-5, -5, 5, 5, 15, 15, 0.8)

工具材種：超硬P25種、SNGN432

主軸回転数：N=750±2 rpm

切削速度：V=113 m/min

送り：f=0.12 mm/rev

切込み：d=0.25 mm

工作機械：池貝鉄工機製VNC30、数値制御旋盤

チャック：韓北川鉄工所製0-314、A612
電動チャック、爪ストローク70mm、
爪推力20000N

チャックに関する条件は大別して焼入れ爪による把

持と生爪による把持の2条件とし、更に焼入れ爪の場合には軸方向把持位置Dを3水準に変化させて切削実験を行なった。

把持条件

a. 焼入れ爪

1. 先端支持 ($D = 0$)
2. $D = 16.5 \text{ mm}$
3. $D = 27.5 \text{ mm}$

b. 生爪

加工物径: 51.23 mm

爪切削径: 51.24 mm

把持条件: 先端支持 ($D = 0$)

図5.20は切削後動剛性を測定している様子を示す。動剛性の測定はインパルス応答法を用い、刃物台に非接触変位計を取付けて刃物台、工作物用の相対変位を検出し、コンプライアンスを求めた。

5.5.2 切削実験結果の考察

図5.21は4種類の加工条件下で加工した工作物の外観を示す。図中、一番左は $D = 27.5 \text{ mm}$ の条件によって得られたもので、工作物の端から発生したびびり振動は工作物先端より 90 mm の位置で停止している。左より二番目は $D = 16.5 \text{ mm}$ の条件のものであり、びびり振動は工作物先端より 57 mm の位置で、更に右より二番目のものは $D = 0 \text{ mm}$ のもので、びびり振動は工作物先端より 70 mm の位置でおおの停止している。一番右のものは生爪による支持のものでびびり振動は発生していない。

図5.22(a), (b)は切削前後における動剛性の測定

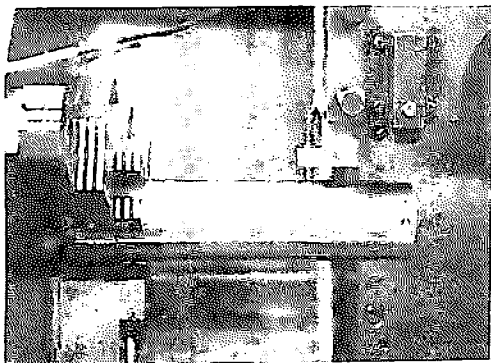


図5.20 切削後の直接コンプライアンスの測定
(びびり振動終了位置)

結果を比較したものである。測定位置は工作物先端である。(a)は切削前に測定した結果であり、静コンプライアンスは $0.24 \mu\text{m}/\text{N}$ 、絶対コンプライアンスの最大値は $2.8 \mu\text{m}/\text{N}$ 、固有振動数 531 Hz であったのに対し、切削後の(b)では静コンプライアンス $0.2 \mu\text{m}/\text{N}$ 、絶対コンプライアンスの最大値 $4.3 \mu\text{m}/\text{N}$ 、固有振動数 550 Hz と変化している。切削による質量変化はわずかであり、有効質量の変化は無視して良いところから、この変化の原因は熱膨脹、切削振動などによる接触部の等価ばね定数の増大と、等価粘性係数の低下によるものと考えられる。すなわち測定時期によって静剛性、等価粘性係数などの評価が大きく変化するため、本実験においてはすべて切削後に動剛性測定を行っている。

図5.23は比較のために行なったチャック-センタ支持状態での動剛性測定結果である。この場合には目立ったピークが認められず、絶対コンプライアンスの最大値も $0.12 \mu\text{m}/\text{N}$ と片持ち支持状態に比べて小さい。

図5.24は $D = 27.5 \text{ mm}$ の条件で工作物を把持した状態で、工作物の代表的位置における直接コンプライアンスを測定した結果を示す。測定はおおのの位置に刃物台を移動し、反対側より工作物を加振して求めたものである。びびり振動が終了している場所より 5 mm 程度先端側ではコンプライアンスは $1.1 \mu\text{m}/\text{N}$ であるのに対し、びびりの発生していない点では $0.37 \mu\text{m}/\text{N}$ となっている。同様に図5.25は $D = 16.5 \text{ mm}$ の条件の場合における工作物の

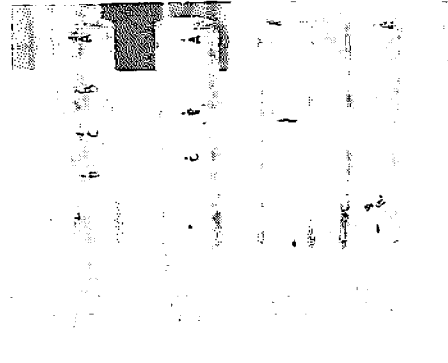
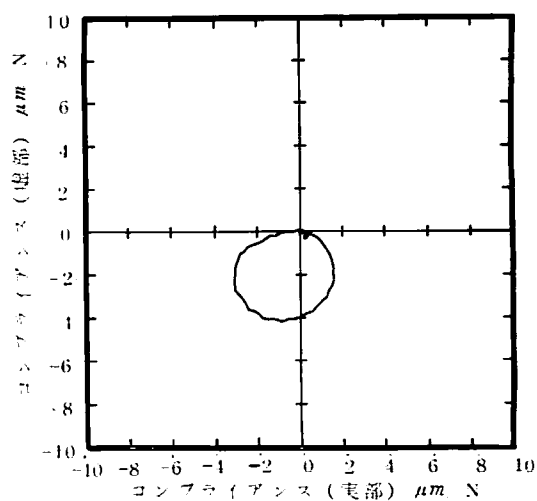
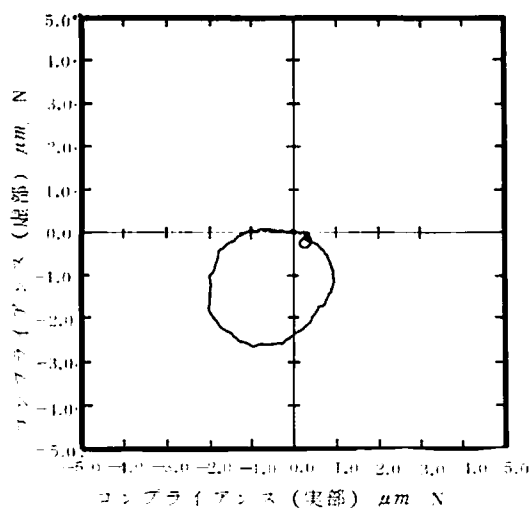
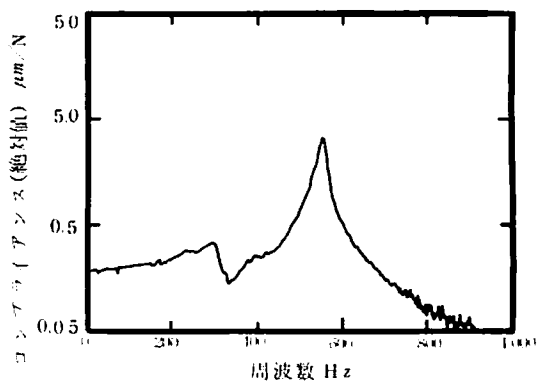
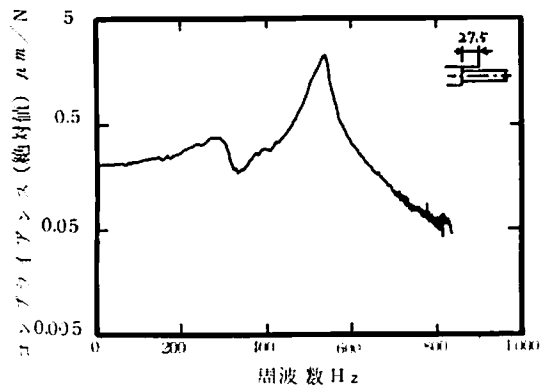


図5.21 4種類の加工条件により加工した試験片



(a) A点における加工前の周波数応答

(b) A点における加工後の周波数応答

図 5.22 切削前後の動特性の変化の測定結果

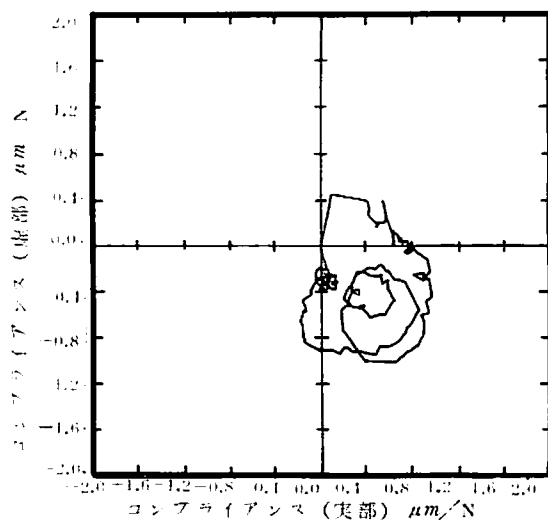
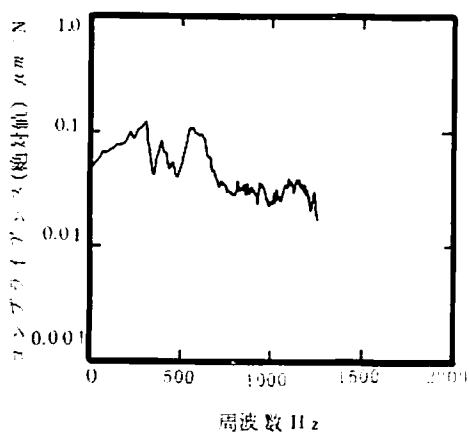


図 5.23 チャック・センタ支持における刃物台・工作物先端部間の周波数応答

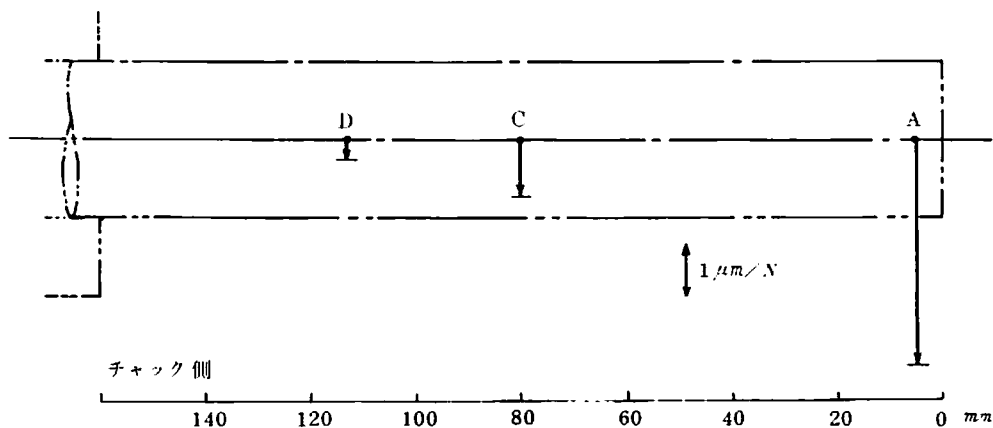


図 5.24 $D = 27.5 \text{ mm}$ の条件で加工した場合の代表的位置での直接コンプライアンス測定結果
チャック側

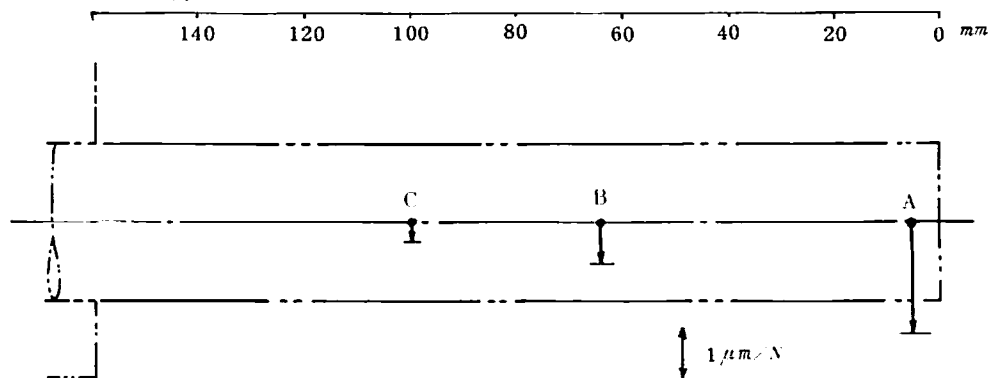


図 5.25 $D = 16.5 \text{ mm}$ の条件で加工した場合の代表的位置での直接コンプライアンス測定結果

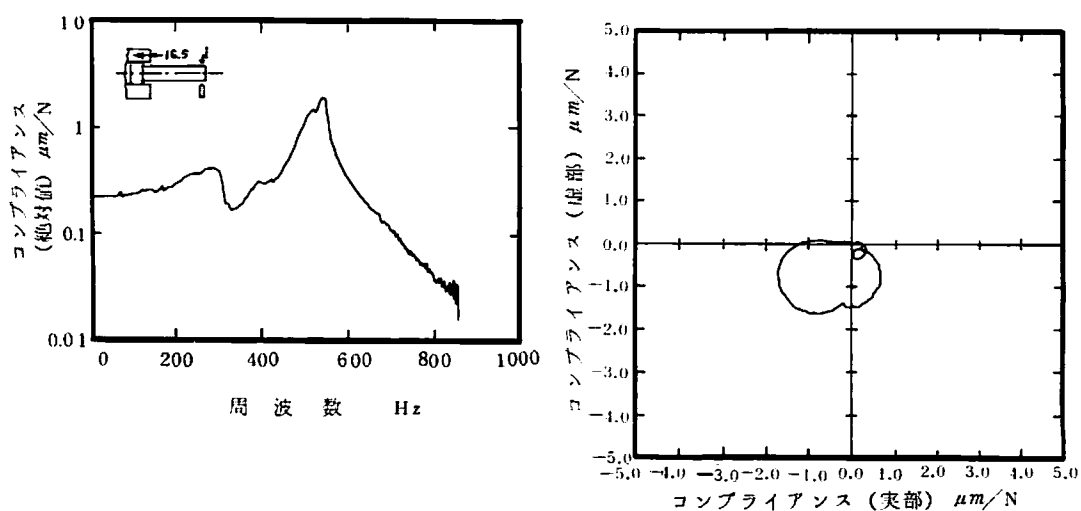


図 5.26 切削後の $D = 16.5 \text{ mm}$ の把持条件における A 点の周波数応答 工作物先端 (A 点) の周波数応答

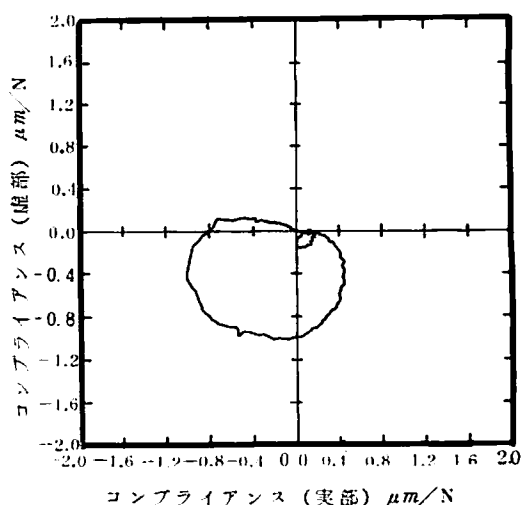
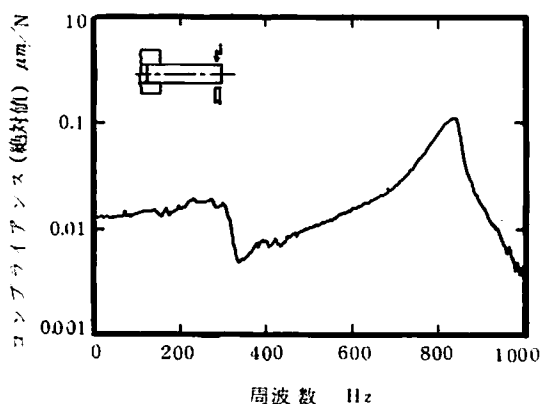


図 5.27 生爪把持条件により切削した場合の工作物先端 (A 点) と刃物台間の相互コンプライアンス測定結果

代表的位置の直接コンプライアンスを求めた結果である。図 5.26 は $D = 16.5 \text{ mm}$ の場合の工作物先端部における周波数応答線図を示すものである。この場合はチャック把持状態が複雑となったため、2 山形の応答を示している。又、生爪での把持における周波数応答線図を図 5.27 に示す。最先端での最大コンプライアンス値が $1.3 \mu\text{m}/\text{N}$ と比較的大きい値であったが、固有振動数が約 800 Hz と他の工作物把持条件に比べて約 50% 高い値を示した。

図 5.28 はこれらの条件によって切削された工作物の軸方向断面曲線である。図中、(a)は $D = 0 \text{ mm}$ 、(b)は $D = 16.5 \text{ mm}$ 、(c)は $D = 27.5 \text{ mm}$ として (d) は生爪に対する測定結果である。この結果と図 5.26 及び図 5.27 とを比較することにより、本切削条件下では大略最大コンプライアンス値 $0.8 \sim 1.0 \mu\text{m}/\text{N}$ がびびり振動発生の限界点であることが明らかである。

図 5.29 (a), (b), 図 5.30 (a), (b), 図 5.31 (a), (b), (c), (d), 図 5.32 (a), (b) は各工作物の代表的位置における円周形状測定結果である。各把持条件での工作物の最先端部分の真円度を比較すれば $D = 0 \text{ mm}$ の場合 $25 \mu\text{m}$, $D = 16.5 \text{ mm}$ で $35 \mu\text{m}$, $D = 27.5 \text{ mm}$ で $15 \mu\text{m}$ となり、びびり振動の早くおさまる条件の方が先端部における真円度が悪いことが判る。その一方では、静コンプライアンスは $D = 0 \text{ mm}$

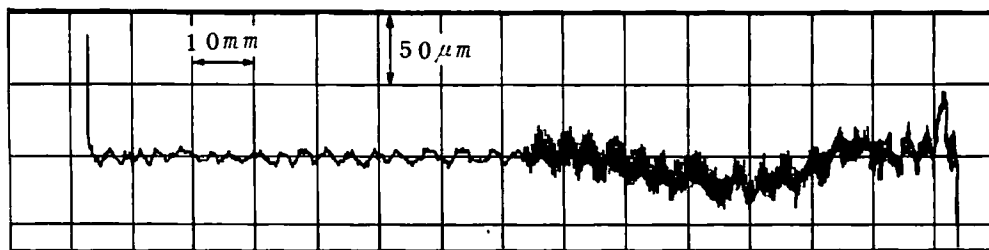
にて $0.23 \mu\text{m}/\text{N}$, $D = 16.5 \text{ mm}$ で $0.2 \mu\text{m}/\text{N}$, $D = 27.5 \text{ mm}$ で $0.23 \mu\text{m}/\text{N}$, 生爪にて $0.1 \mu\text{m}/\text{N}$ となる。これらの値をまとめた結果を図 5.33 に示す。図より明瞭な相関は明らかではないが、形状誤差のもつ特性と工作物の把持状態における静・動剛性とを比較した結果、低次の形状誤差に対しては静剛性が、1 回転あたり 4 山以上の高次の形状誤差に対しては動剛性が影響を与えていることが認められる。

5.6 結 言

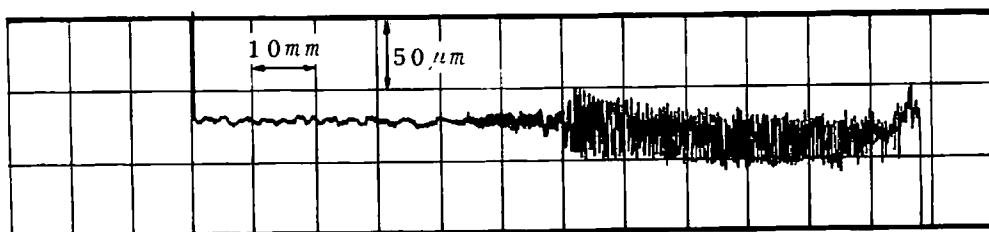
旋盤用 3 爪チャックに対してインパルス応答法を用いて各種把持条件における工作物の静・動剛性測定を行ない、更に代表的な把持条件における切削実験を行なって加工精度の評価を試みた。その結果、以下に示す結論が導かれた。

1. 本研究で採用した実験条件においては、爪の方向性による大幅な動剛性の差異は認められなかった。
2. 把持面積を同一に保ちながら軸方向把持位置を変化させてモーダルパラメータを求めると、約 50% の等価ばね定数の変化、約 30% の等価質量の変化、そして約 300% に及ぶ等価粘性係数の変化が認められた。このうち等価ばね定数の変化は把持位置の変化に伴う爪駆動部の摩擦損失の変化に起因するものと

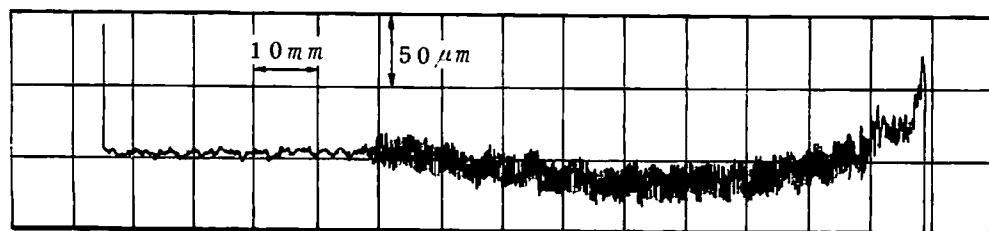
(a) $D = 0$ の場合



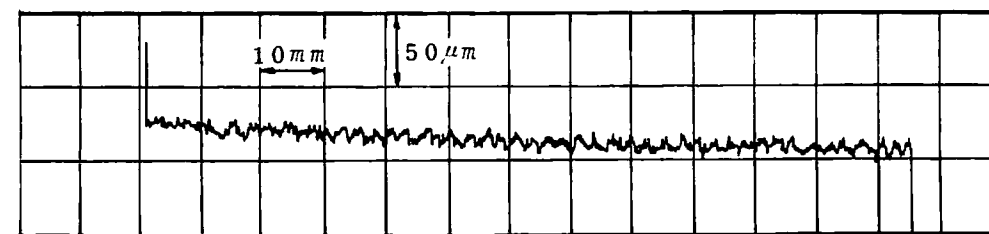
(b) $D = 16.5\text{ mm}$ の場合



(c) $D = 27.5\text{ mm}$ の場合



(d) 生爪の場合



チャック側

工作物先端側

図 5.28 切削後の各試験片の軸方向断面形状

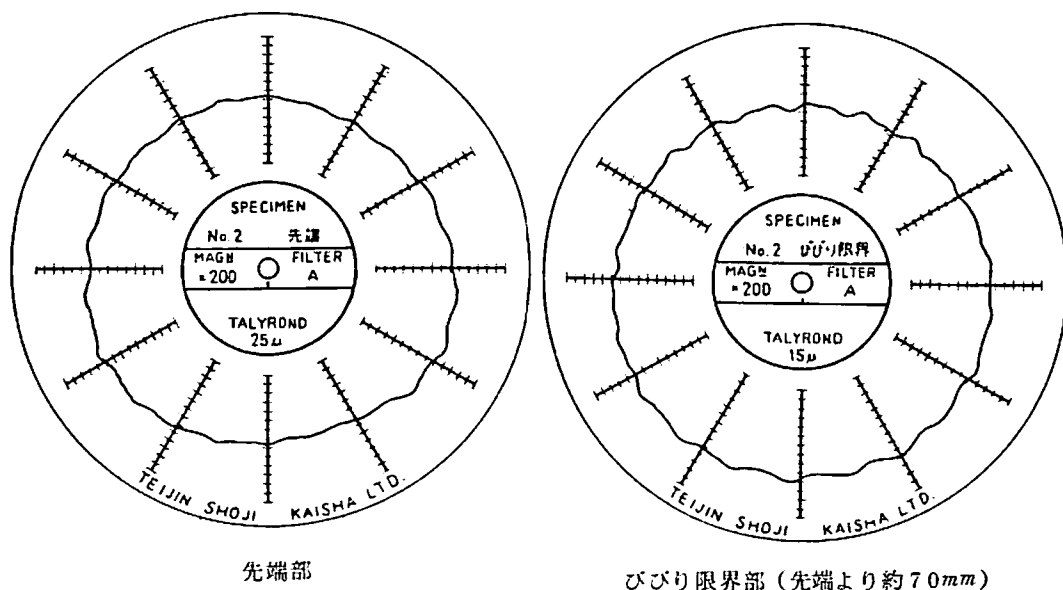


図 5. 29 $D = 0 \text{ mm}$ の円周形状測定結果

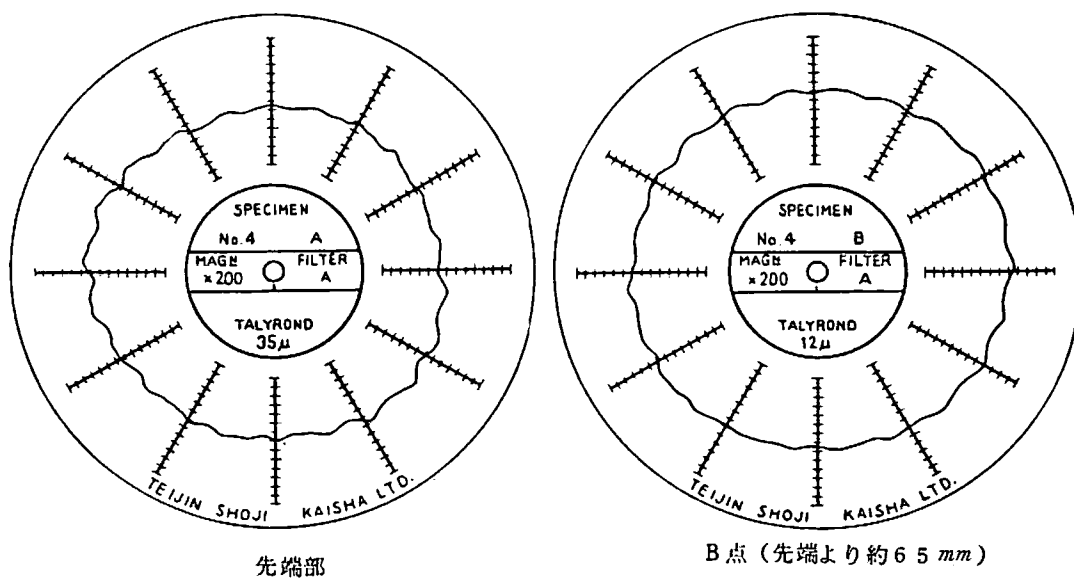


図 5. 30 $D = 16.5 \text{ mm}$ の円周形状測定結果

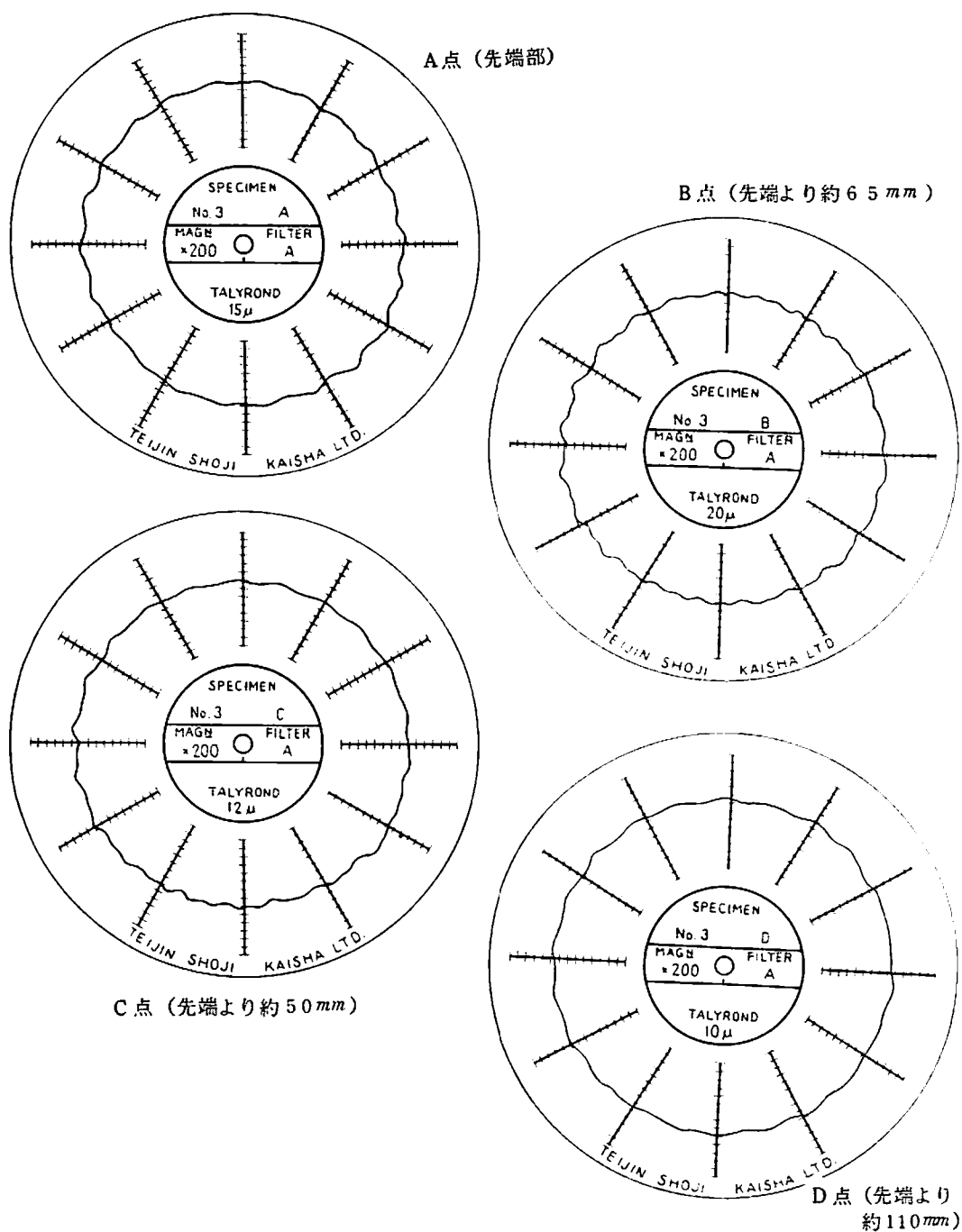


図 5.31 D = 2.75 mm の各点における円周形状測定結果

推察される。

3. 焼入れ爪を用いた場合に爪接触面積を増加させると静剛性値が向上する傾向が認められた。その反面、動剛性値は相反する傾向を示す。

4. 生爪支持の場合、工作物の持つ曲率と爪部の持つ曲率は可能な限り一致させる必要のあることが認められた。両者が一致する把持条件においては、静、動剛性共に焼入れ爪による

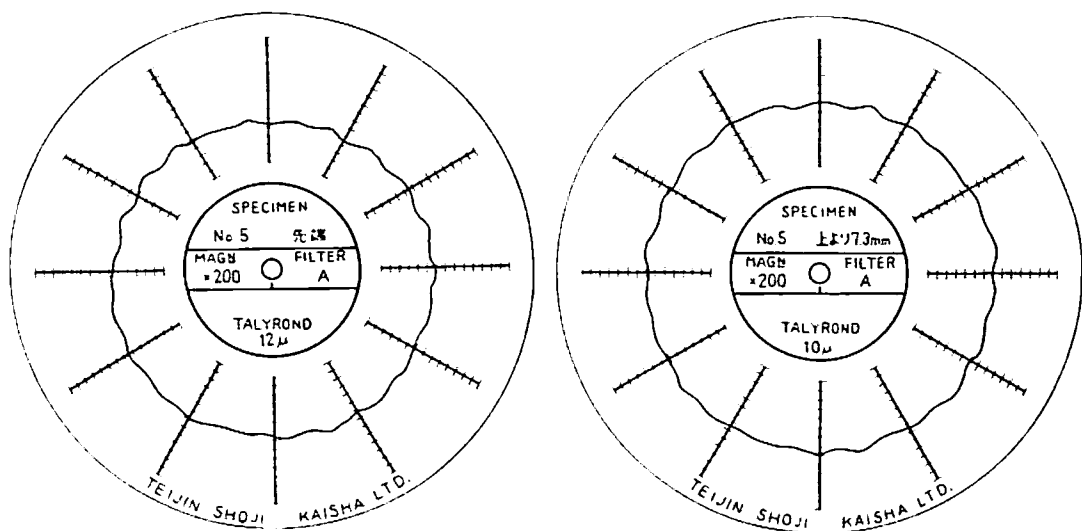


図 5.32 生爪把持における先端部と先端より 7.3 mm の点における円周方向形状測定結果

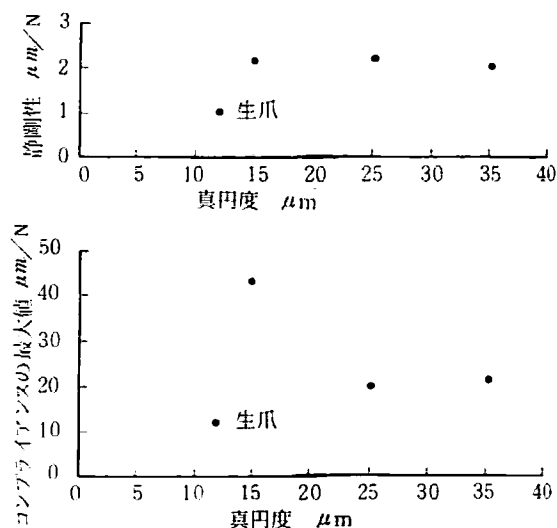


図 5.33 真円度と剛性の関係

把持より優れた性能を示すことが認められた。

5. 切削実験を行なった結果、動剛性とびり振動発生による加工精度劣化の相関が得られた。切削実験においても、生爪による把持条件での工作物が最も良い加工精度を示した。

以上の実験結果より、加工精度を向上させるための工作物把持条件は以下のように要約される。

1. 弾性ひずみに対する影響のみならず、減衰能を付加する意味からも工作物把持力に最適値が存在する。
2. 真円度を向上させるためには十分な静剛性も必要である。従って静、動剛性両者の優れた工作物支持系が必要である。
3. 1, 2 の項目より工作物支持系の把持部は可能な限り工作物との接触面積を増加させ、かつ、単位面積当りの面圧を増加させぬよう把持する構造を有するものが良いと考えられる。

インパルス応答法は本研究に示す工作物支持系の把持状態を現場において評価し、最適把持条件を求めるための有力な測定法であることが確認された。なお、切削実験において認められたように、加工前と加工後において工作物系の動剛性が著しく変化することがある。従って更に詳細な解析を行なうためには加工中の動剛性測定法の開発が必要である。

第6章 新材料を用いた機械構成要素の

動剛性と加工精度

6.1 緒 言

工作機械を構成する要素の中で全ての基本となるものが本体構造である。本体構造は切削力を始めとして各部運動要素、工作物の重量、運動する要素の慣性力や摩擦力など、工作機械に作用する力を全て受け止め、安定に運動させる役割を有する。従って本体構造は高い加工精度を得る上で最も基本となるものといえる。

本体構造に採用されている材料の代表として鋳鉄と鋼がある。鋳鉄は優れた成形性、被削性と適当な内部減衰を有するため従来より長い間使用されてきている。しかしながら近年に至り、公害問題、作業従事者の枯渇などの問題が顕在化し、その産業規模は減衰の一途をたどっている。

他方、鋼板溶接構造は優れた強度をもち、また、比較的廉価であるところから普及し始め、専用機においてはかなりの量が鋳鉄構造より鋼板構造へと置き代りつつある。しかしながら構造材そのものの内部減衰が小さく、いわゆるドラム効果など幾つかの振動問題を生じている。そのため現在までのところ高精度を要求される工作機械へ応用された例は少ない。

機械構造における減衰の主たる担い手が結合部分であることは過去の研究成果⁹⁾が示すところである。しかしながら結合部における減衰は極めて不確実な要素を含み、現在までのところ結合部減衰を定量的に制御するまでには至っていない。従ってより高い加工精度を追求する工作機械にあっては、可能な限り内部減衰が高く、かつ要求される強度を満足し得る構造材料が必要である。

このような新材料の開発は、今後における加工精度向上に対する要求に対応するための必須の条件と考えられる。そこで本研究においては工作機械構造用材料として近年注目され始めているコンクリート^{97) 98)}に着目する。ここでは先ず主として振動学的立場からその機械的性質と組織の関係

を従来の鋼と比較し、工作機械として使用可能であるか否かを検討する。次いで減衰能と剛性の両面を満足し得る材料設計法を示す。また具体的な工作機械構造への応用例としてコンクリートの旋盤刃物台への適用を試み、動剛性、加工精度の測定、評価を行なう。更に総合的検討としてエポキシコンクリートベッド構造を有する円筒研削盤の動剛性、加工性能について検討を加え新材料の有用性を示す。

6.2 コンクリートの組成

コンクリートは基本的には骨材と結合材とからなる粒子分散形複合材料である。一般に骨材は更に粗骨材と細骨材とに分類される。粗骨材は全体の強度を保つ役割を果たすものであり、細骨材は粗骨材の空隙を埋めて結合材の量を低減させるために用いられる。一般に骨材はその粒度分布および混合比によって一定の空間内に占有する割合、すなわち実積率が変化し、そのためコンクリートの基本的特性に影響を及ぼす。そこでここではまず予備実験として粗骨材と細骨材の最適混合比を見出すこととした。

図6.1は大きさの異なる二種類の骨材を重量比

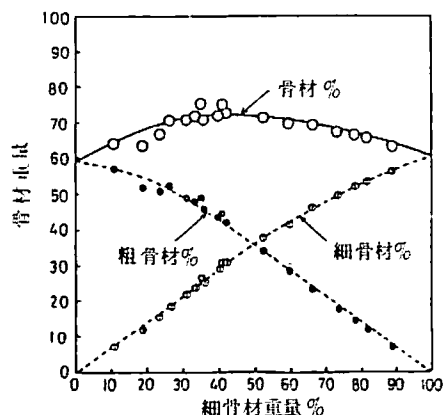


図 6.1 実験により求めた実積率の測定結果 (直径 51 mm)

表 6.1 実験に使用したエポキシコンクリートの組成

No.	骨材／樹脂比率	骨材 (%)		結合材 (%)	
		粗骨材	細骨材	樹脂	硬化剤
1	9.38	57.0	33.4	7.4	2.2
2	7.5	55.6	32.6	9.0	2.8
3	6.25	54.3	31.9	10.6	3.2

表 6.2 実験に使用したポルトランドセメントコンクリートの組成

骨 材	細 骨 材 2.5 mm 以下 2.5 mm
	粗 骨 材 20 mm 以下
結 合 材	膨 張 剤 ポ ル ト ラ ン ド セ メ ン ト
添 加 物	膨 張 材 C S A, 4, 6, 8 % (重 量 比)
強 化 剤	ガ ラ ス 繊 維 0 ~ 2 % (重 量 比)
	鋼 繊 維 0 ~ 2 % (重 量 比)
水／セメント比	0.45 ~ 0.63
砂／セメント比	2, 3

を変えて混合し、容器に充填して求めた実績率の測定結果の一例を示す。ここで用いた容器は直径 51 mm の円筒である。骨材はいずれもふるい分けによって選別しており、細骨材はマス目 2 mm のふるいを通過したもの、粗骨材はマス目 10 mm のふるいを通過し、同 7 mm のふるいを通過しなかったものを選んでい。図 6.1 において骨材に占める細骨材の重量比、すなわち砂率が 37 % の点において実績率は最も高く、72.5 % になることがわかる。すなわちこの砂率において全体の容積に対する骨材量が最大となり、したがって空隙を充填するための結合剤の必要量が最小となる。

結合材としては比較のためにエポキシ樹脂と、ポルトランドセメントを採用した。エポキシ樹脂は使用前に硬化剤を混合して用いる二液混合形のもので、樹脂、硬化剤の混合比率は重量比で 10 : 3 である。ポルトランドセメントは乾燥時の発熱量が少なく、かつ収縮量も小さいとされている中層熱セメントを用いる

試作したエポキシコンクリートの組成を表 6.1 に示す。ここではコンクリート中に占める樹脂の量がコンクリートの減衰比、弾性係数などに及ぼす影響を明らかにするため、全体の重量に対するエポキシ樹脂量を 3 水準に変化させている。すなわち、72.5 % の実績率に対して骨材の空隙を完全に樹脂で充填するのに必要な骨材・樹脂重量比 7.5

: 1 の場合を基準とし、樹脂量をそれぞれ 20 % 増減した場合とである。

表 6.2 にポルトランドセメントコンクリートの組成を示す。この他通常のコンクリートの組成だけでなく、参考のために細骨材のみを用いたいわゆるモルタルセメント、モルタルセメントに強化繊維を混合したもの、セメントコンクリートの乾燥時における収縮防止のための膨脹剤を混合した試料なども試作した。試料は骨材寸法と試料直径との寸法効果を考慮して直径 70 mm、長さ 400 mm の円柱状としている。打込み後の試料は乾燥時の発熱収縮によるひび割れを防止するために水中養生あるいは湿空中養生を行なった。

6.3 コンクリートの機械的性質に関する実験方法

ここでは等価縦弾性係数 E と、等価減衰比 ζ の測定を行なう。円筒形コンクリート試料の弾性係数の測定にあたって静的測定法と動的測定法を用いている。エポキシコンクリートに対しては図 6.2 に示す 3 点曲げ法によって、静荷重に対するたわみ量を検出し、得られる荷重-変位曲線から等価な弾性係数を求める。

ポルトランドセメントコンクリートに対しては日本工業規格 JIS A 1127-1976 に定められている動的弾性係数測定法を用いる。すなわち動的

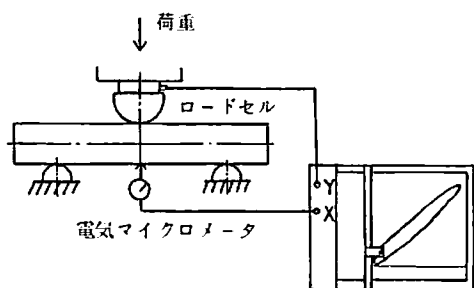


図 6.2 コンクリートの剛性の測定方法

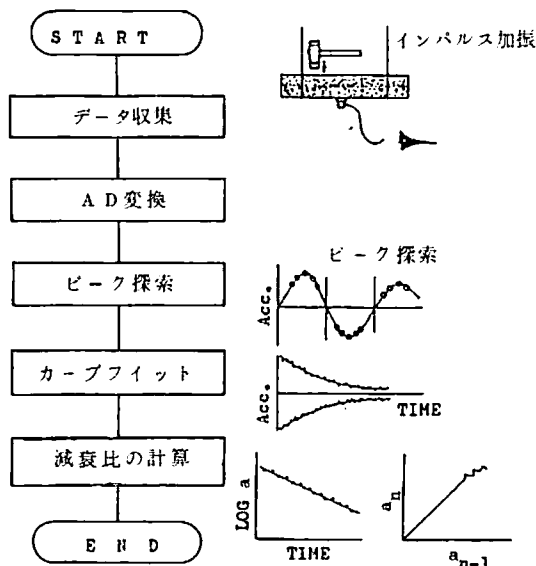


図 6.3 コンクリートの減衰を求める手順

弾性係数は自由減衰状態における振動数の測定値 f_z より

$$E_D = C_2 \cdot W \cdot f_z^2 \quad \dots\dots\dots (6.1)$$

ここで E_D : 動的弾性係数 (MPa)

C_2 : $1.64 \times 10^{-5} \frac{L^3 \cdot T}{D^4}$ (形状係数)

W : 試料重量 (kg)

f_z : 自由減衰状態における振動数 (Hz)

D : 試料直径 (cm)

L : 試料長さ (cm)

T : 補正係数

等価減衰比 ζ は、インパルス加振入力に対する自由減衰応答振動の波形より求める。ここではコンクリートの減衰を粘性減衰と仮定し、応答波形に対して第 3.6 章で示した時間領域における減衰比の測定法を用いて算出する。図 6.3 は減衰比を求

める手順を模式的に示したものである。ここで試料の二次曲げ振動に対応するノード点に糸をかけて試料をつるし、最大振幅点に相当する位置に小形圧電形加速度計を接着剤によって取付け、ハンマを用いて打撃加振をする。応答振動は A/D 変換器を用いて離散データに変換し、コンピュータ内に取り込み最小二乗法を用いて指数関数 $A \cdot e^{-\zeta \omega_0 t}$ に近似して減衰比を求める。

6.4 コンクリートの機械的性質に関する実験結果と考察

6.4.1 静剛性

エポキシコンクリート試料について求めた荷重—変位曲線の一例を図 6.4 に示す。図より負荷過程と除荷過程において若干のヒステリシスが認められる。図のヒステリシス曲線を楕円とみなし、その長軸の傾きより平均的な等価弾性係数を求め、まとめた結果を表 6.3 に示す。表には参考のために天然グラナイトに対して求めた測定結果も含めている。この結果よりエポキシコンクリートの弾性係数はおよそ 12GPa から 15GPa の間にあることがわかる。又、骨材の空隙を完全に樹脂で充填するように選択した樹脂、骨材の重量比 7.5 : 1 の場合に最大の剛性が得られていることがわかる。

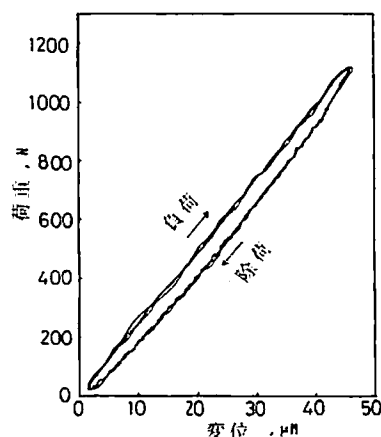


図 6.4 エポキシコンクリートにおける荷重—たわみ曲線の測定

表 6.3 エポキシコンクリートの等価弾性係数の測定結果

骨材／樹脂比	等価弾性係数 (GPa)
7.5 : 1.2	1150
7.5 : 1.0	1440
7.5 : 0.8	1360
* 天然グラナイト	3560

表 6.4 セメントコンクリートにおける動的弾性係数の測定結果

(G:ガラス繊維 S:鋼繊維)

No.	膨張混和材 %	水／セメント比	強化繊維%	モルタル／コンクリート	動的弾性係数 E (GPa)
A-1	0	0.45		C	3464
A-2		0.50			4230
A-3		0.55			3091
A-4		0.45			4013
A-5		0.5			3682
A-6		0.55			3266
A-7			G 2% S 2%	M	2383
A-8					2683
A-9					2634
B-1	8	0.45		C	3882
B-2		0.5			3738
B-3		0.55			3256
B-4		0.45			3748
B-5		0.5			3665
B-6		0.55			3322
B-7			G 2% S 2%	M	3038
B-8					2745
B-9					3006
C-1	13	0.45		C	3767
C-2		0.5			3603
C-3		0.55			3337
C-4		0.45			3502
C-5		0.5			3229
C-6		0.55			3225
C-7			G 2% S 2%	M	2791
C-8					2590
C-9					2965

セメントコンクリートに対する等価な動的弾性係数を測定した結果をまとめて表 6.4 に示す。水セメント比 0.50 において膨張材を混入させない場合に最大の動的弾性係数が得られているが、全般を通じていずれの場合も水セメント比が 0.45

の場合において良好な結果を示しているといえる。

6.4.2 減衰特性

エポキシコンクリートを打撃加振して求めた応答波形の各振動周期における振幅の極値から応答波形の包絡線を求めた例を図 6.5 に示す。図(a)は各

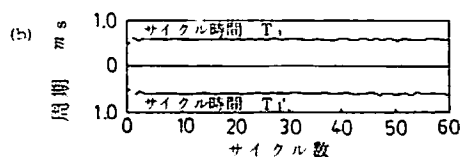
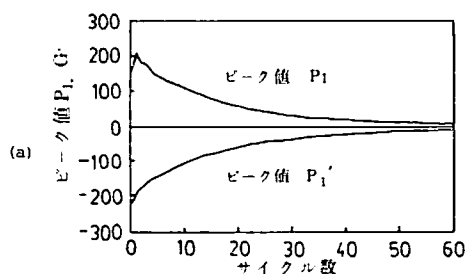


図 6.5 エポキシコンクリートにおける減衰波形

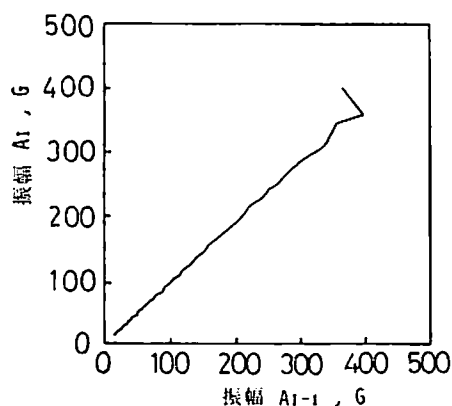


図 6.6 隣接したピークの振幅値の関係例

周期における極値を連ねたものであり、図(b)は各極値間の周期を測定した結果である。これらの結果より、応答波形は滑らかに減衰し、かつその振動周期は最初の60周期の範囲内においてはほぼ一定であることが判る。図6.6は隣接した周期における振幅値の関係を求めた結果である。すなわち i 番目の極値 A_i を縦軸にとり、 $i-1$ 番目の極値 A_{i-1} を横軸に取って両者の関係を示している。この図より両者の関係は、原点を通るほぼ直線とみなすことができ、従ってエポキシコンクリートの減衰は粘性減衰とみなして良い

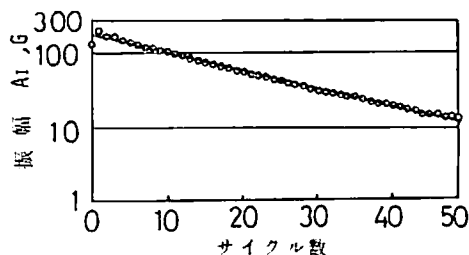


図 6.7 各周期におけるピーク値の対数表示 (エポキシコンクリート)

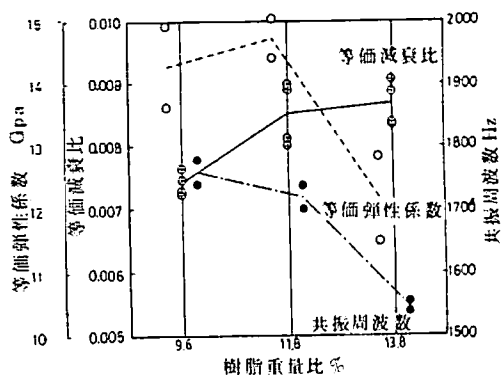


図 6.8 樹脂量と弾性率、減衰比、共振周波数の関係を求めた結果

と判断される。

図 6.7 は各周期における極値を対数で表示した例である。図より振幅は片対数線図上ではほぼ直線的に減衰しており、減衰波形は指数関数的であることが認められる。ここで最小2乗法によってあてはめた直線のこう配より減衰比 ζ が 0.009 であることが求められる。

試作した3種類のエポキシコンクリートの機械的特性を整理して図 6.8 に示す。ここでは等価弾性係数、等価減衰比および共振周波数を示している。一方、鋼の等価減衰比は後述のごとく大略 0.0001 である。従ってこの結果よりエポキシコンクリートの等価減衰比は鋼の60倍から80倍であることがわかる。又、等価弾性係数と共振周波数はほぼ同一の傾向を有しているが、これらは減衰比とは逆の傾向を示すことが認められる。すなわちエポキシコンクリートにおいては剛性と減衰とは相反する関係にあるといえる。

表 6.5 セメントコンクリートの減衰特性とその経時変化の測定結果

セメント コンクリートの組成				打込み1ヶ月後		打込み7ヶ月後	
No.	膨張混和材%	内 容		共振周波数 Hz	等価減衰比 %	共振周波数 Hz	等価減衰比 %
1	0	水/セメント比	.45	1756	0.008	1754	0.007
2			.50	2008	0.005	1923	0.004
3			.55	1706	0.007	1670	0.005
4			.45	1852	0.007	1873	0.004
5			.50	1802	0.005	1794	0.004
6			.55	1736	0.007	1703	0.006
7		ガラス繊維 鋼 繊 維	0%	1558	0.008	1516	0.014
8			2%	1697	0.007	1652	0.007
9			2%	1663	0.006	1566	0.006
10	13	水/セメント比	.45	1831	0.006	1787	0.004
11			.50	1817	0.007	1761	0.005
12			.55	1779	0.006	1708	0.006
13			.45	1783	0.008	1723	0.006
14			.50	1761	0.007	1667	0.006
15			.55	1748	0.007	1679	0.006
16		ガラス繊維 鋼 繊 維	0%	1651	0.008	1587	0.008
17			2%	1630	0.008	1567	0.007
18			2%	1669	0.011	1610	0.007

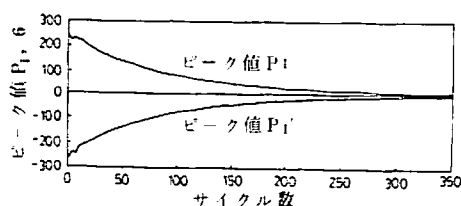


図 6.9 グラニットの減衰波形

図6.9は比較のために測定した天然グラニットの減衰波形を示す。この測定結果よりグラニットの減衰比は0.0019であることが求められた。

セメントコンクリートについて測定した減衰比を整理して表 6.5 に示す。表には打込み後の時間経過による減衰比の変化も示している。測定は打込み一ヶ月後と七ヶ月後に行った。これらの結果より、セメントコンクリートの減衰比はほとんどの場合、時間経過に伴なって低下することが認められる。又、セメントコンクリートの減衰比はほぼ0.005から0.009の間にあるといえる。

6.4.3 検 討

エポキシコンクリートの等価弾性係数は鋼の約7%, グラニットの約40%であり、他方、減衰比は他の材料に比べてはるかに高いことが認められる。

セメントコンクリートは等価弾性係数で鋼の約10%, 減衰比はエポキシコンクリートの約80%である。

エポキシコンクリートの場合、等価弾性係数と減衰比は組成によって変化するが、骨材の空隙を完全に樹脂で充填する骨材と樹脂の重量比7.5:1の場合が最良の結果となっている。樹脂量の増加に従い、減衰特性は改善される反面、弾性係数が低下してゆくことが認められる。従って設計目的により最適な配合比を選択することが可能である。

セメントコンクリートはいくつかの問題点をもっていることが明らかとなった。すなわち第一はエポキシコンクリートに比べて減衰比が劣っていることであり、第二は減衰比の経時変化である。膨脹材は動的弾性係数と減衰能を低下させる。

以上の実験結果より総合的に判断して、エポキシコンクリートは工作機械構造に対して十分応用可能と考えられる。

6.5 鋼・コンクリートの複合材の特性

前節までの検討により、エポキシコンクリートは工作機械構造用材料として使用に耐え得る基本

特性を持つことが明らかとなったが、剛性の点で改善の余地があることが認められた。そこで本節では実際の構造物を製作するにあたり、エポキシコンクリートと鋼を組合せた複合構成を考え、その特性について検討する。すなわち、まずこれまでの実験結果に基づき、例としてコンクリートを充填した鋼管に対する減衰モデルを構築し、減衰比と剛性の積で定義した評価関数を導入する。さらに試作したコンクリート充填鋼管について実験を行なってモデルの妥当性を検証し、最適な複合構成のあり方について検討する。

6.5.1 コンクリート充填鋼管の減衰モデル

コンクリート充填鋼管のモデルとして図6.10 a)に示すように円形の鋼管内にコンクリートが充填されている形を考える。

今、コンクリート充填鋼管の単位長さ当りの重量 W は次式で表わされる。すなわち

$$W = \frac{\pi}{4} \gamma_p (D_1^2 - D_2^2) + \frac{\pi}{4} \gamma_c D_2^2$$

$$= W_s \left[1 - \left(1 - \frac{\gamma_c}{\gamma_p} \right) \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \dots (6.2)$$

ここで γ_p : 鋼管の密度 γ_c : コンクリートの密度
 D_1 : 鋼管外径 D_2 : コンクリート外径
 (鋼管の内径)

$$W_s = \frac{\pi}{4} \gamma_p D_1^2$$

またコンクリート充填鋼管の単位長さ当りの曲げ剛性 G は次式のように表わされる。すなわち

$$G \propto EI = \frac{\pi E_p}{64} (D_1^4 - D_2^4) + \frac{\pi E_c}{64} D_2^4$$

$$= G_s \left[1 - \left(1 - \frac{E_c}{E_p} \right) \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 \right] \dots (6.3)$$

ただし E_p : 鋼管の縦弾性係数

E_c : コンクリートの縦弾性係数

$$G_s = \frac{\pi E_p}{64} D_1^4$$

ここで図6.10 b) に示すごとく材料が振動している場合、その曲率 r の点での振動速度 v が一定であれば、ひずみ速度も一定である。このとき半径 y の位置におけるひずみ速度は y に比例する。いま微小部分 $dydz$ についての減衰係数はその部分のひずみ速度に比例すると仮定する。すると微

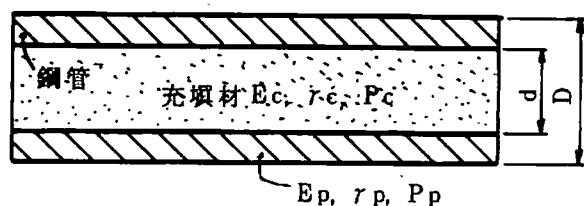


図 6.10 a) コンクリート充填鋼管のモデル (E : 縦弾性係数(GPa), γ : 密度(kg/m^3), ρ : 単位面積, 単位振幅当りの減衰係数($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$), 添字 p は鋼管, c はコンクリートを表す。

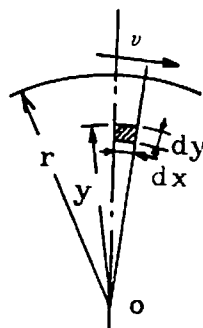


図 6.10 b) 材料のひずみモデル

小部分に作用する減衰力は $\frac{y}{r} \cdot dx dy$ に比例するから全周にわたり積分すれば

$$\rho \propto \int \frac{y}{r} dx dy \propto \int_0^r y dy \propto r^3$$

となり、減衰係数は r^3 に比例する。また減衰係数がひずみに比例するとすれば加算が可能であるから、単位面積、単位振幅当りの鋼管部分およびコンクリート部分の減衰係数をそれぞれ ρ_p , ρ_c とし、コンクリート充填鋼管としての単位長さあたりの減衰係数 C_u を次式で定義する。

$$C_u \propto \rho_p (D_1^3 - D_2^3) + \rho_c D_2^3$$

$$= C_s \left[1 - \left(1 - \frac{\rho_c}{\rho_p} \right) \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \right] \dots (6.4)$$

ただし $C_s = \rho_p D_1^3$

このとき減衰比 R_D は次式で表わせる。

$$R_D \propto C_u / 2 \sqrt{GW}$$

表 6.6 エポキシコンクリートの組成と特性

樹 脂	粘度 (25℃)	180 m Pas
	比 重	1.08
	破断引張強度	5.5 kg/mm ²
	樹脂・硬化剤混合比	10 : 3 (重量比)
骨 材	砂 (ふるいの大きさ)	2 mm □ 以下
	玉砂利 (同 上)	4 mm □ ~ 7 mm □
	比 重	2.85
	砂 率	37 %

$$\propto R_s \frac{1 - (1 - \frac{\rho_c}{\rho_p})(\frac{D_2}{D_1})^3}{[1 - (1 - \frac{E_c}{E_p})(\frac{D_2}{D_1})^{\frac{1}{2}}][1 - (1 - \frac{\gamma_c}{\gamma_p})(\frac{D_2}{D_1})^{\frac{1}{2}}]^{\frac{1}{2}}}$$

$$- R_s \frac{1 - (1 - \rho_R) D_R^3}{[1 - (1 - E_R) D_R^{\frac{1}{2}}][1 - (1 - \gamma_R) D_R^{\frac{1}{2}}]^{\frac{1}{2}}}$$

..... (6.5)

ただし $\rho_R = \rho_c / \rho_p$ $D_R = D_2 / D_1$

$E_R = E_c / E_p$ $\gamma_R = \gamma_c / \gamma_p$

以上 (6.5) 式よりコンクリート充填鋼管のもつ減衰比と中空鋼管のもつ減衰比の比を求めることができる。

ここでコンクリート充填鋼管の性能評価を行なうため、剛性と減衰の積を評価関数として導入する。これについてはすでに坂田⁹⁾により中ぐりパイットのびびり振動に対する安定性を評価するために評価係数 $\lambda = K \cdot \epsilon$ (K : 静剛性, ϵ : 減衰比) が提案されているが、本研究においてもその方法を用いるものとする。よって評価係数 λ は

$$\lambda \propto G \cdot R_p$$

$$\propto \lambda_s \left[1 - (1 - \rho_R) D_R^3 \right] \cdot \sqrt{\frac{1 - (1 - E_R) D_R^{\frac{1}{2}}}{1 - (1 - \gamma_R) D_R^{\frac{1}{2}}}}$$

..... (6.6)

で与えられる。

ここで λ_s はコンクリートを充填しない鋼管のみに対する評価係数である。

6.5.2 実験試料と実験方法

コンクリート充填鋼管に対して構築した数学モデルの妥当性を検討するため、肉厚の種々異なる鋼管にエポキシコンクリートを充填した試料を試作し、その特性を測定した。使用したコンクリートの組成を表 6.6 に示す。骨材・樹脂重量比として 2 水準を用意し、比率を 9 : 1 としたものを A, 9 : 2 としたものを B とする。コンクリート充填鋼管の形状を図 6.11 に、また全試料の諸元を表 6.7 に示す。

実験は 6.4 節に示した方法と同一の方法により、まず 3 点曲げによる静剛性試験を行なう。支点間距離を 300 mm としていること以外の条件は同一である。また減衰比の測定も同様である。

6.5.3 実験結果と考察

静剛性を測定した結果と、その結果を基に単位長さ当りの剛性値 EI を求めた結果を表 6.8 に示す。また同じく減衰能を求めた結果を表 6.9 に示す。これらの実験結果より ρ_R , E_R , γ_R を求めれば、

	ρ_R	E_R	γ_R
コンクリート A :	8.15	0.064	0.24
コンクリート B :	10.37	0.089	0.27

となる。

図 6.12 はコンクリート充填鋼管と中空鋼管の剛性比 G_R と直径比 D_R の関係を (6.3) 式に基づいて求めた曲線と実験値を示す。また図 6.13 は同じ

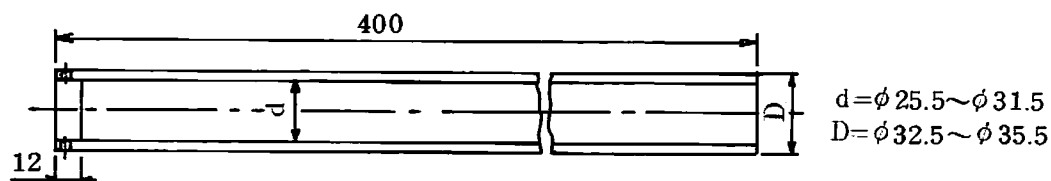


図 6.11 コンクリート充填鋼管の寸法

表 6.7 コンクリート充填鋼管の諸元

試料番号	材 質	D mm	d mm	肉厚 mm	重量 g	備 考
1	コンクリート A	3 3.7	2 5.5	4.1 0	1 5 7 0	
2	同 上	3 5.5	3 1.5	2.0 0	1 2 5 8	
3	同 上	3 3.5	3 1.5	1.0 0	8 8 8	
4	同 上	3 2.3	3 1.5	0.4 0	7 9 0	
5	同 上	3 3.3			6 5 5	コンクリート単体
6	コンクリート B	3 3.6	2 5.5	4.0 5	1 5 8 0	
7	同 上	3 2.4	3 1.5	0.4 5	8 4 0	
8	同 上	3 4.0			7 7 0	コンクリート単体
9	S 4 5 C 鋼	3 3.8			2 7 7 0	S 4 5 C 中央鋼棒

表 6.8 コンクリート充填鋼管の静剛性試験結果

試 料 の 種 類	許容コン プライ アンス $\mu\text{m}/\text{N}$	単位長さ当 りの剛性 EI $\text{N} \cdot \text{mm}^2$
コンクリート A 肉厚 4.10 mm	0.081	0.694×10^{10}
2.00 mm	0.103	0.545
1.00 mm	0.226	0.249
0.40 mm	0.356	0.158
	0.778	0.072
コンクリート B 肉厚 4.05 mm	0.073	0.771
0.45 mm	0.303	0.186
	0.550	0.102
S 4 5 C 鋼棒	0.048	1.171

く減衰比の比 R_D/R_s と直径比 D_R の関係について計算値と実験値を示している。仮定の厳密さに欠けるきらいはあるが、いずれの結果についても実験値と計算値はほぼ対応しており、モデルが妥当であることが認められる。この結果より剛性は主として鋼管部分の肉厚により決定され、コンクリート部分はほとんど関与しないことが判る。

表 6.9 コンクリート充填鋼管の減衰能測定結果

試 料 の 種 類	減衰比 ζ
コンクリート A 肉厚 4.10 mm	0.00059
2.00 mm	0.00117
1.00 mm	0.00163
0.40 mm	0.00284
	0.00840
コンクリート B 肉厚 4.05 mm	0.00040
0.45 mm	0.00358
	0.00882
S 4 5 C 鋼棒	0.00013

他方、減衰については鋼管部分の肉厚が薄い程大きくなり、剛性と減衰の両者に対して最適配分が存在することが判る。

(6.6)式に基づきコンクリート充填鋼管 A, B, エポキシ樹脂単体, 中空鋼管などのおののについて直径比 D_R と、評価関数の比 λ/λ_s を求めた結果を図 6.14 に示す。図より中空鋼管と充填鋼管とは明らかに異なった傾向を示してお

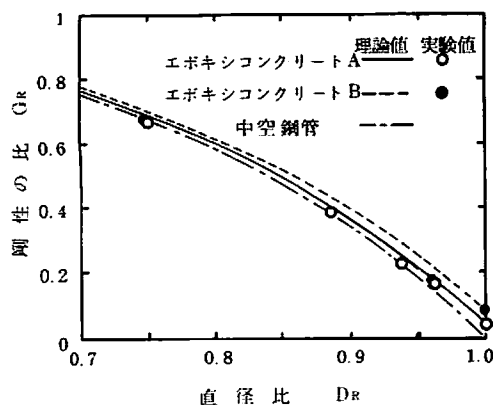


図 6.12 直径比と剛性の比の関係における理論値と実験値の対応

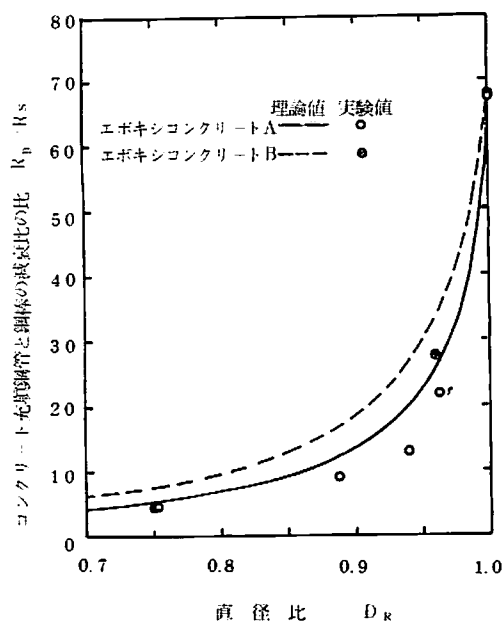


図 6.13 コンクリート充填鋼管と鋼棒の減衰比と直径比との関係における理論比と実験値の対比

り、充填鋼管群はほぼ同様の傾向を示すことが判る。充填鋼管では評価係数の絶対値の大きさはほぼ静剛性の値によって決定されており、最も大きな値は今回の実験においてはコンクリート A において得られている。また直径比は 0.90～0.93 程

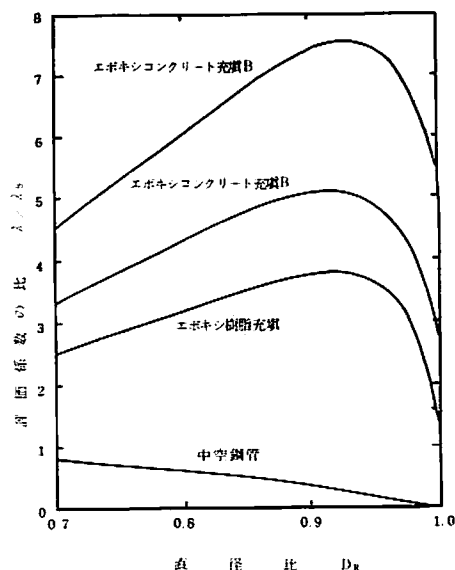


図 6.14 各コンクリート中空鋼管の評価係数の比と直径比との関係

度が良いことが判る。

以上構築した鋼・コンクリート複合構成の数学モデルと実験結果を比較した結果、モデルの妥当性が確められた。

6.6 コンクリート製旋盤刃物台の特性

前節までにコンクリートの基本的特性と、工作機械構造へ応用する際の設計法に関する検討を行ない、工作機械構造への応用の可能性を明らかにした。本節ではエポキシコンクリートを旋盤刃物台へ応用することによって得られる加工精度の改善について述べる。ここでは、在来形刃物台に対し、一体形の鋼製刃物台、鋼・コンクリート複合刃物台、コンクリート刃物台を試作し、各刃物台についての静、動剛性試験、切削比較試験を行ない、コンクリート製旋盤刃物台の特性を明らかにする。

6.6.1 試作刃物台の構造

試作した旋盤刃物台と在来形刃物台の構造を図 6.15 に示す。刃物台は旋盤のクロスライドより上の四角タレットの部分をすべて交換する形式としている。実験に使用した刃物台は(a)に示すよう

表 6.10 各種刃物台の静剛性測定結果

刃物台の種類 静剛性 $\mu\text{m}/\text{N}$	背 分 力 方 向		主 分 力 方 向	
	Z_1/F_z	Z_2/F_z	Y_1/F_y	Z_1/F_y
鋼 製 刃 物 台	0.012	0.012	0.010	-0.006
コンクリート刃物台Ⅰ	0.018	0.014	0.013	-0.010
コンクリート刃物台Ⅱ	0.014	0.013	0.012	-0.008
在来型複式刃物台	0.026	0.024	0.019	-0.010

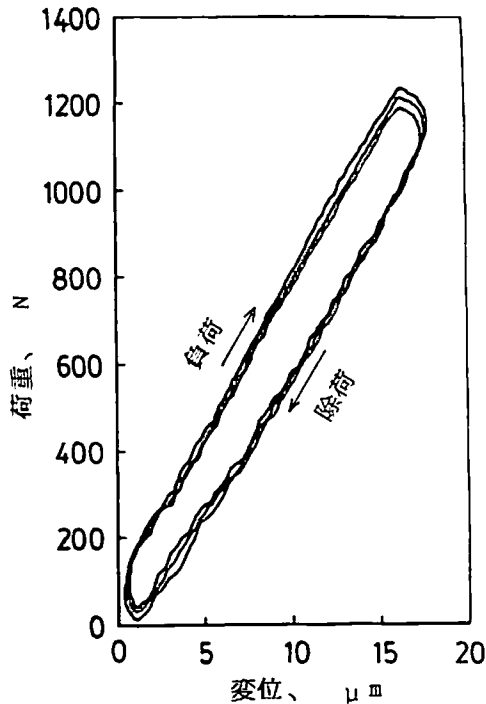


図 6.17 背分力方向の荷重と変位の関係の測定例（コンクリート刃物台Ⅱ）

ンス値でまとめて、表 6.10 に示す。いずれの刃物台においても Z_1/F_z 、 Z_2/F_z の差はほとんど認められず、どの刃物台も単純に背分力方向に全体が傾いていると判断される。主分力方向の荷重によって工

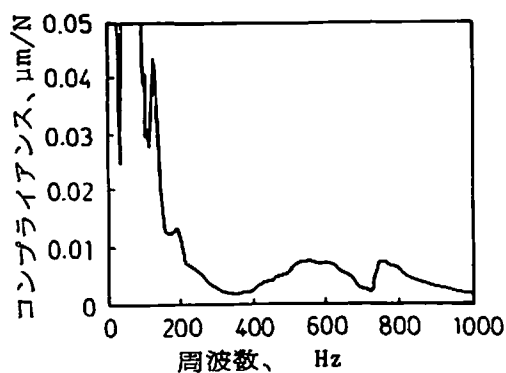
具は下方に曲げられると共に刃物台全体も切込方向に倒れることが認められる。

静剛性は加工時の寸法精度に最も影響を与える因子であり、十分に高い値をもつ必要がある。今、鋼製の刃物台の静剛性値を基準としておのおのの刃物台の静剛性の値をまとめると以下ようになる。

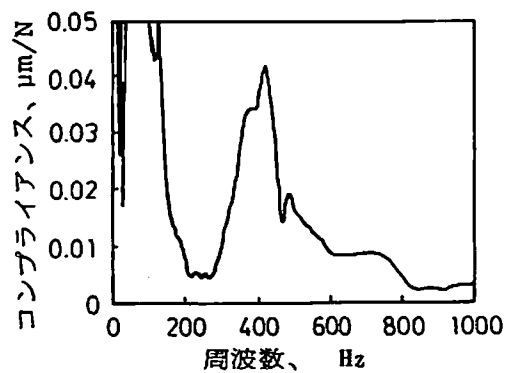
	背分力方向	主分力方向
鋼一休製	1	1
コンクリートⅠ	0.86	0.83
コンクリートⅡ	0.67	0.76
在来形	0.46	0.53

いずれの方向に対してもコンクリート製刃物台は、在来形複式刃物台に比べて静剛性が改善されているが、その理由として在来形刃物台は多数の接合部を持ち、接合強度が低いことによるものと考えられる。

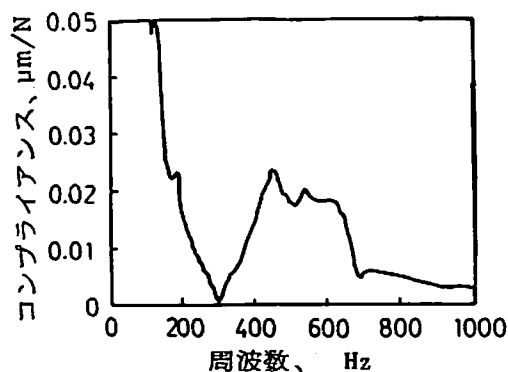
図 6.18 は各刃物台について背分力方向の周波数応答を測定した結果である。ここでは刃物台の応答を加速度で測定し、得られたイナータンスをコンプライアンスの形に変換して示している。1000 Hz までの測定範囲において鋼製刃物台が最も高い剛性を示し、次いで在来形刃物台、コンクリート刃物台Ⅱ、同Ⅰの順位となっている。在来形刃物台は多くの接合面を有するために静剛性が低下している反面、接合部における減衰によって優れた結果を示したものと思われる。コンクリート製刃物台は互いに類似した動剛性の値を示しているが、鋼板による補強構造の採用により動剛性が改善されることが認められる。



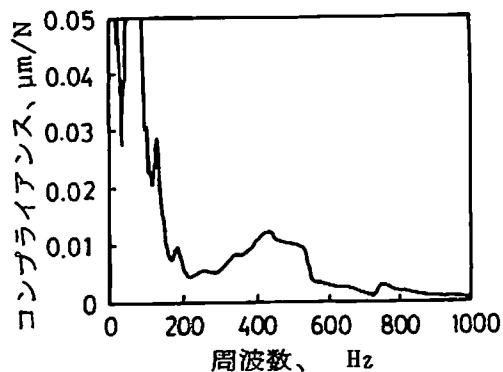
(a) 鋼製刃物台



(b) コンクリート刃物台 I



(c) コンクリート刃物台 II



(d) 在来型複式刃物台

図 6.18 各種刃物台の背分力方向動特性の測定結果

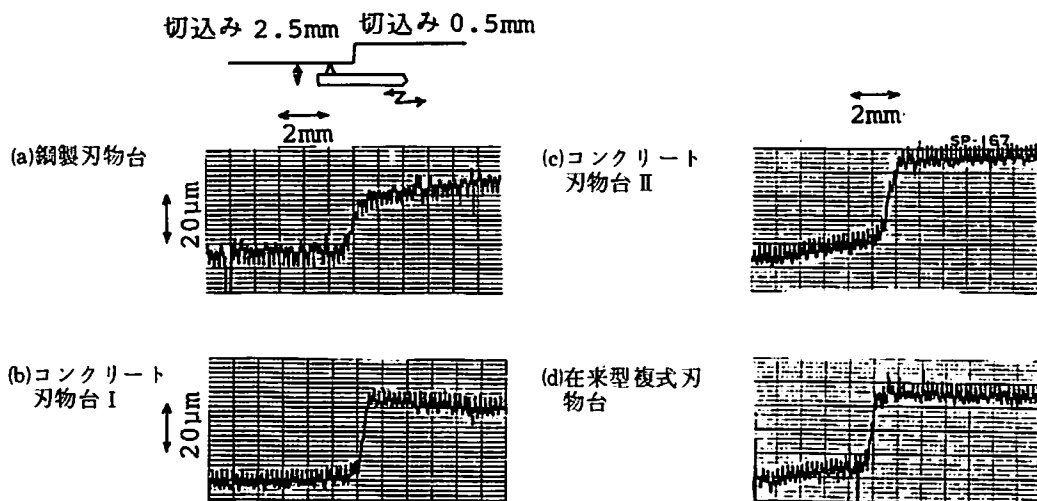


図 6.19 異径被削材切削後の長手方向仕上面形状 (切削速度 150 m/min , 送り 0.2 mm/rev , 切込み 0.5 mm から 2.5 mm に変化)

6.6.3 切削試験の結果と考案

各種刃物台の静剛性の影響を検討するため、負荷を変えた切削を行ない、加工精度を調べた。すなわち四ツ爪チャックとセンタで工作物(S45C鋼)を両端支持し、予め2.0 mmの切込みで途中まで切削した工作物を設定切込2.5 mmで長手切削する。切削後実切込みが0.5 mmから2.5 mmに変化する部分について軸方向に形状測定を行ない切込み変化による段差を測定する。この場合の切削

速度は150 m/min, 送りは0.2 mm/revで, 図6.19に測定結果を示す。図より切込み変化に伴う仕上面上の段差は, いずれの刃物台を用いた場合も顕著な差異は認められない。その理由として切削主分力および背分力が互いに刃物台を相反する方向に傾ける作用をしていること, および工作物を含む旋盤主軸系の静剛性と刃物台背分力方向の静剛性はほぼ同程度であり, 刃物台部分のみの影響を明確に示し難いことが考えられる。

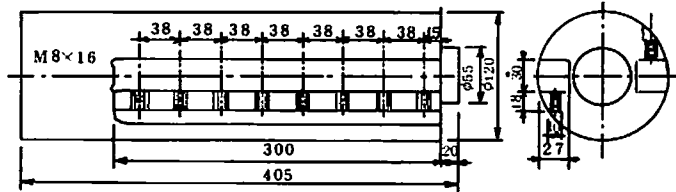


図 6.20 断続切削用工作物保持具の寸法

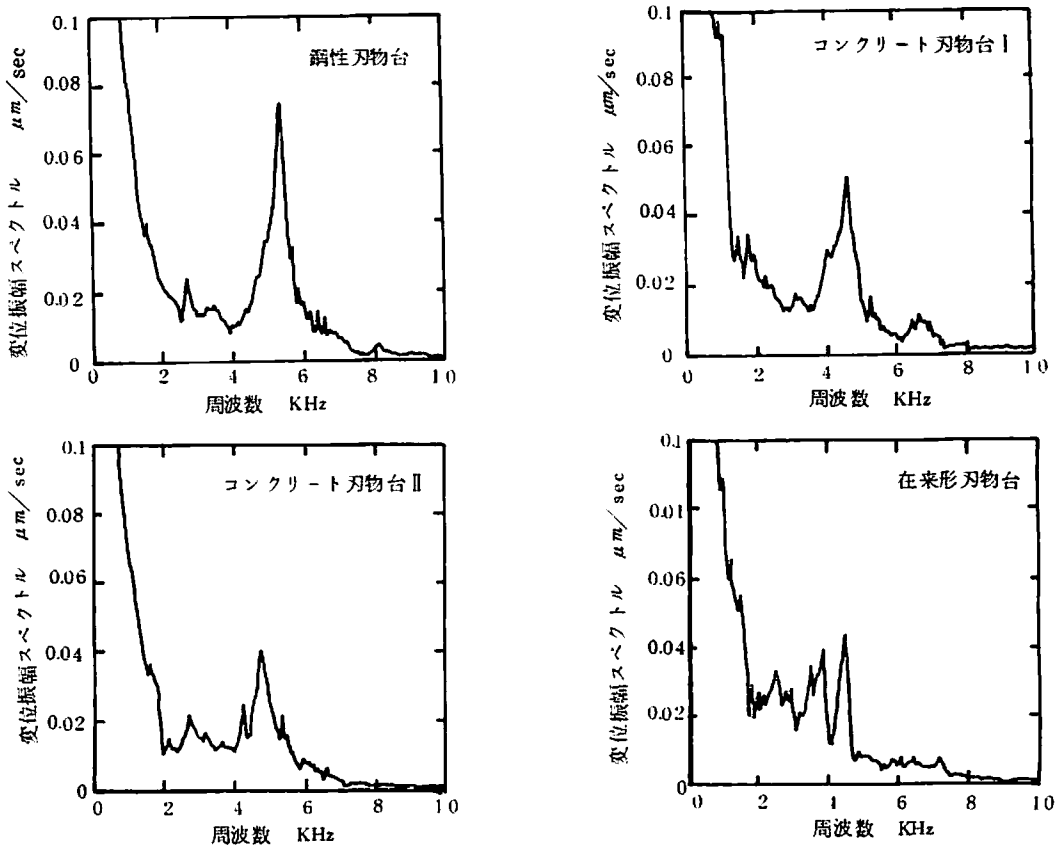


図 6.21 断続切削時の変位振幅スペクトル(主分力方向)

次に、動剛性が及ぼす影響が大きいと考えられる断続切削試験を行なった。図 6.20 に示す試験用保持具のみぞに $200 \times 60 \times 30$ の合金鋼 SMC3 種をボルトで固定して長手旋削を行なった。切削条件は切削速度 150 m/min ，送り 0.2 mm/rev ，切込み 1.5 mm ，使用工具はアルミナセラミックスである。切削中の振動状況は、圧電形加速度計を工具ホルダ先端の刃部付近に取付けて、背分力方向の挙動を監視している。

各刃物台について断続切削中に測定した主分力方向の加速度信号から変位振幅スペクトルを求めた結果を図 6.21 に示す。これらの測定結果の中で最も大きい振幅値を示しているものは鋼製刃物台であり、次いでコンクリート刃物台Ⅰ，コンクリート刃物台Ⅱ，在来形刃物台の順となっている。

図 6.22 は、同様にして求めた背分力方向の変位振幅スペクトルである。背分力方向に対しても鋼製刃物台は比較的高い周波数域に至るまで相対的に大きなスペクトルが存在する。又、 1800 Hz 付近に

共振が認められる。在来形刃物台についても同じく 1800 Hz 付近に共振が認められるが、コンクリート製刃物台については、Ⅰ，Ⅱ 共にこの周波数の共振は認められない。

これらの測定値により、各刃物台について共振周波数と各方向における等価減衰比をバンド幅法¹⁰⁰⁾により求めた結果を表 6.11 に示す。コンクリート刃物台はⅠ，Ⅱ 共鋼製刃物台に比べ主分力方向、背分力方向共に 1.5 倍の減衰能を示しているのが認められる。

断続切削した工作物の円周方向の形状を断面形状測定器により測定した結果を図 6.23 に示す。図より過渡的切削に伴って工具・工作物間に相対振動が生じ、加工精度が低下している状況が良く判断できる。鋼製刃物台の場合、切削開始時の振幅値は相対的に小さいが、うねりは減衰せず継続している。他方、コンクリート製刃物台においては切削開始時の振幅値は大きいですが、その後、速やかに減

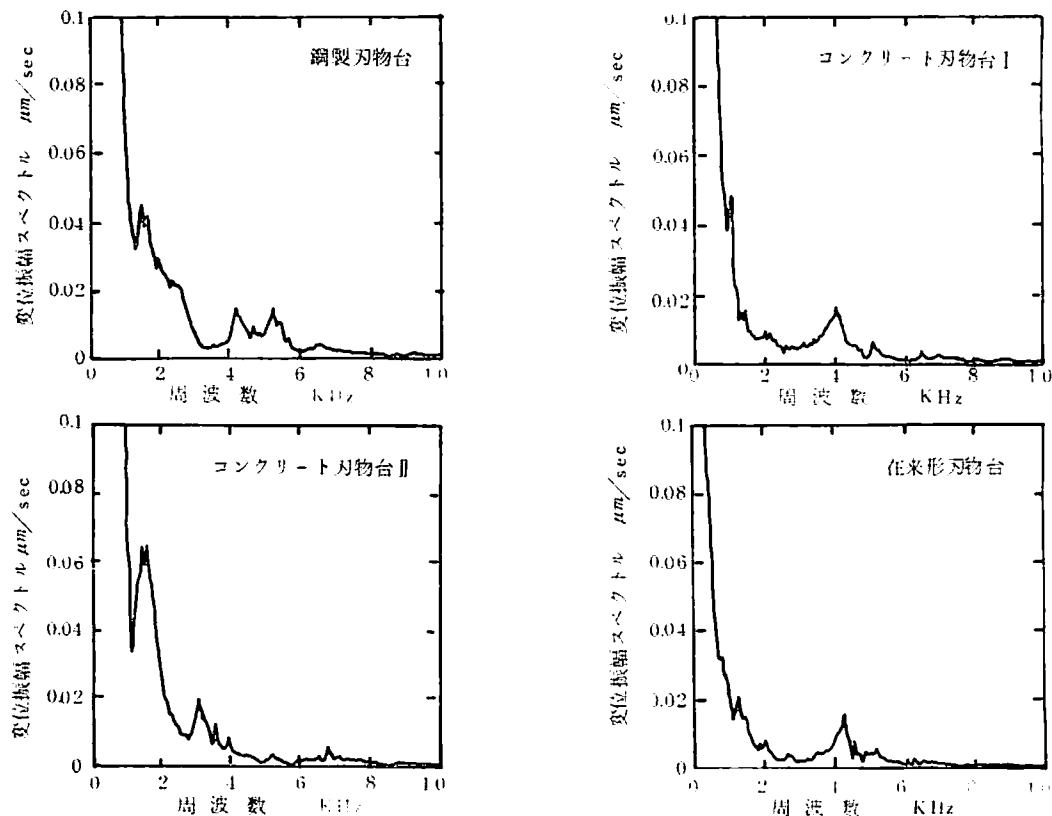
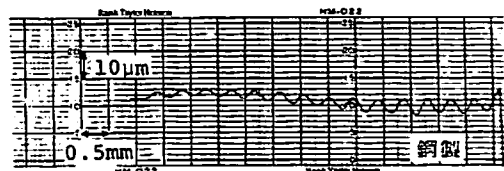


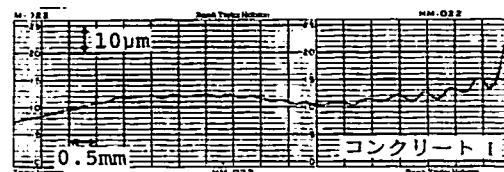
図 6.22 断続切削時の振幅信号スペクトル（背分力方向）

表 6. 11 各刃物台の代表的共振周波数における等価減衰比の測定結果

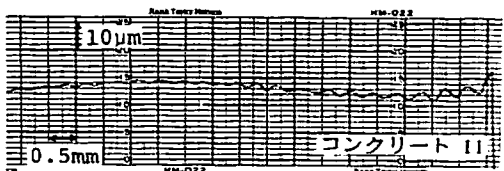
刃物台の種類	主 分 力 方 向		背 分 力 方 向	
	共振周波数(Hz)	減 衰 比	共振周波数(Hz)	減 衰 比
鋼 製 刃 物 台	5360	2.04×10^{-2}	4200, 5200	2.86×10^{-2}
コンクリート刃物台Ⅰ	4680	3.19×10^{-2}	3980	4.02×10^{-2}
コンクリート刃物台Ⅱ	4800	3.23×10^{-2}	4250	3.53×10^{-2}
在来型複式刃物台	3900, 4500	2.59×10^{-2}	3000	3.33×10^{-2}



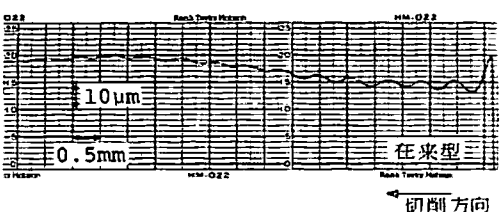
(a) 鋼製刃物台



(b) コンクリート刃物台Ⅰ



(c) コンクリート刃物台Ⅱ



(d) 在来型複式刃物台

図 6.23 合金鋼 SCM3 種の断続切削後の切削方向仕上面あらさの測定結果 (切削速度 165 m/min , 切込み 1.5 mm , 送り 0.2 mm/rev)

衰している。

以上の形状測定結果と前述の静、動剛性測定結

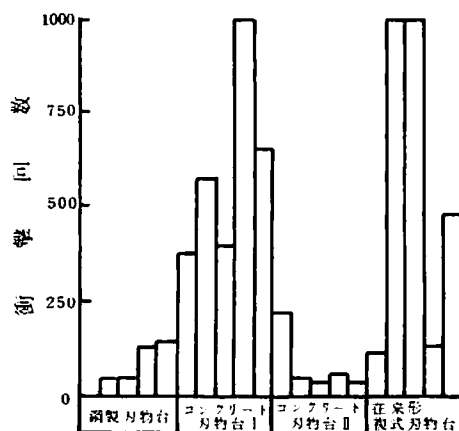


図 6.24 各刃物台における欠損に至るまでの衝撃回数 (くり返し回数 5)

果を比較検討すれば、切削開始時の振幅は、主として静剛性によって決定され、うねりの持続は減衰の大小によると判断される。従って、本試験例においては寸法精度、仕上面品位の両者を満足させ得る刃物台としてコンクリート刃物Ⅱがバランスのとれたものと判断される。

切削速度と工作物上に残されたうねり周期から振動数を計算すると、鋼製刃物台においては6000 Hz, コンクリート刃物台Ⅰでは6370 Hz, コンクリート刃物台Ⅱでは7260 Hz, そして在来形では4700 Hzと求められる。これらの値は工具側で検出された背分力方向の振動加速度成分に加速度計のもつ質量の補正を行って得た振動数とはほぼ一致しており、刃物台の背分力方向の振動が加工精度に大きな影響を及ぼしていることが明らかである。

図 6.24 は断続切削を行なってセラミック工具が衝撃破損するまでの衝撃回数を5回の繰返し試験

により求めた結果を示す。在来形刃物台、及びコンクリート刃物台Ⅱは、他の二種に比べて破損までの衝撃回数が5～6倍になっておりセラミック工具のような耐衝撃性の弱い工具に対して有効に作用していることが認められる。すなわち、工具寿命の面からも高減衰材料が有利であることが判断される。

6.7 エポキシコンクリートベッド研削盤の試作

本節ではベッドをエポキシコンクリートで試作した円筒研削盤について、コンクリート構造の効果を総合的に検討する。

円筒研削盤は生産現場で用いられている工作機械の中でも要求される加工精度が高い機械であり、形状精度に対して $0.1\mu\text{m}$ のオーダー、また寸法精度に対して $0.5\sim 1\mu\text{m}$ のオーダーの加工精度が要求されることも稀ではない。そのために設計及び製作に高度な技術と経験が要求されているのが現状である。ここではエポキシコンクリートをベッド構造に応用することにより、従来到達することが困難であった高精度加工が比較的容易に可能となることを示す。

6.7.1 試作機の仕様

円筒研削盤を試作するにあたり、先ず加工精度を従来より向上させ得るベッド構造のあり方について事前検討を行なう。

従来より円筒研削盤に採用されているベッド構造は大半の機種が一部の小型機を除いて重量軽減とコスト低減のためにテーブル部と砥石台部とを結合させた、いわゆるT形構造となっている。しかしながらT形構造においては以下に示す2つの振動モードを生じやすい欠点を有している。

1. 砥石台部をノード点とし、テーブル部の両

端を上下、前後に振動させるモード。

2. 砥石台部とテーブル部とが折れ曲る形の振動モード

1.のモードは切込方向に対してあまり影響を与えるものではないが、2.のモードは工具・工作物間の相対変位に直接影響を与えるものである。従って切込方向に振動モードの生じ難いベッド構造を採用する必要がある。

箱形構造はベッド全体の厚みがある程度以上増加させることにより、剛性を高くすることができるものとして従来より小形治具研削盤、小形治具中ぐり盤などに採用されてきている。反面、T形構造に比べて構造材料の使用量と床占有面積が大きい、汎用工作機械においては採用される場合が少ないものとなっている。本研究においては加工精度を向上させるためには箱形構造が有利であるとの観点から、今回の試作にあたってはベッド構造を箱形とする。

他の砥石台部、主軸部、テーブルなどの主要構造体に関しては、従来の研削盤との性能比較を容易とするために共通の設計を行なう。表6.12に試作円筒研削盤の一般仕様を、また試作機の外観を図6.25に示す。

6.7.2 振動測定結果

無負荷運動時における主要構造部の振動加速度を測定し、加速度振幅スペクトルを求めた。ここでは振動加速度は小形圧電形加速度計を用いて検出し、出力信号をスペクトラムアナライザにより分析する。このときのデータ数は256であり、信頼性を高めるため、32回の繰り返し加算平均を行なっている。

測定場所を図6.26に示す。図6.27(a)より(i)に代表的位置における振動加速度振幅スペクトルを示す。砥石軸の回転中に測定を行ない、(e)の結果

表 6.12 試作コンクリートベッド円筒研削盤の仕様

ベ ッ ド 寸 法 : 1570×1045	砥 石 軸 : 油静圧軸受
ベ ッ ド 重 量 : 約 2000 Kg	砥 石 寸 法 : $405 \times 75 \times 127$
所 要 床 面 積 : $2600 \times 2200 \times 1400$	周 速 : $45/30\text{ m/s}$
総 重 量 : 約 3300 Kg	テーブル上の振り : 320 mm
テーブルストローク : 510 mm	セ ン タ 間 距 離 : 500 mm
旋 回 角 度 : 12.50 度	

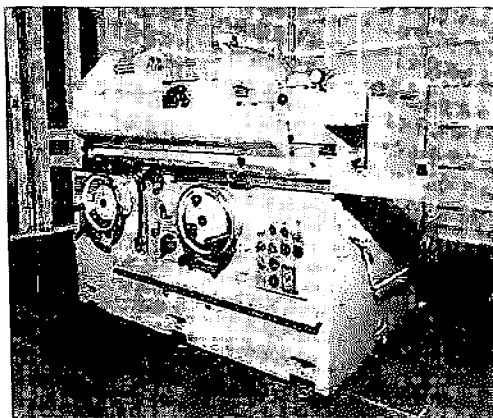


図 6.25 試作したコンクリート研削盤の外観

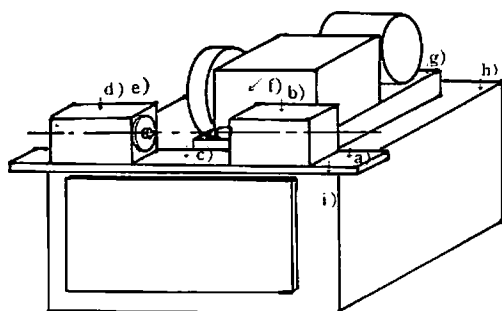
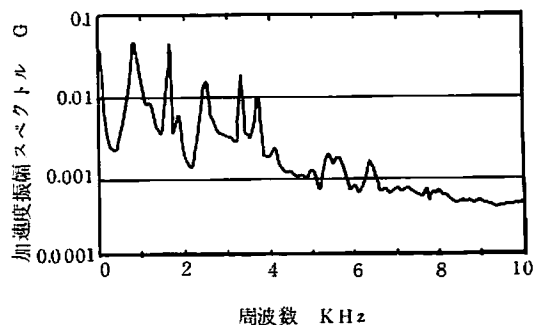


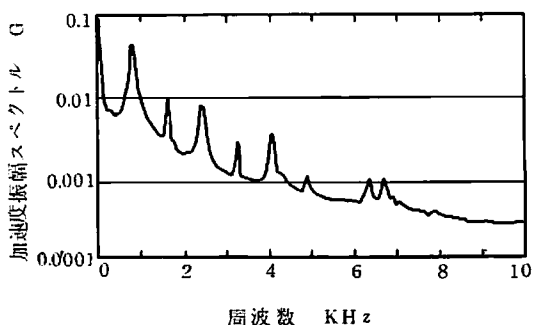
図 6.26 振動加速度の測定位置

を除き主軸は停止している状態である。おのおの(a)はテーブル右側端のZ方向成分, (b)は心押台上部のZ方向成分, (c)はテーブル中央部のZ方向成分, (d)は主軸台のZ方向成分, (e)は同じく主軸回転中の主軸台のZ方向成分, (f)は砥石軸切込方向成分, (g)は砥石駆動用主電動機台のZ方向成分, (h)はベッド後方右端のZ方向成分, (i)は前部操作エプロン右端部のZ方向成分である。

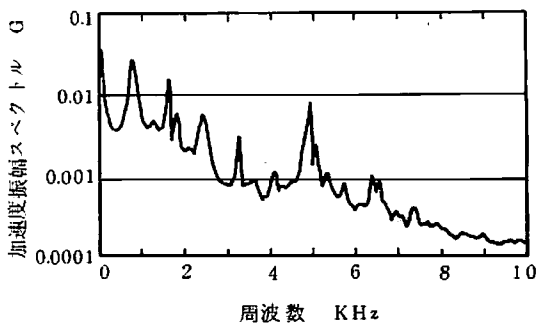
いずれの場所における分析結果においても800 Hz 付近に共通した振動成分が認められ、ベッド全体がこの周波数で振動しているのが判る。分析結果の(a)と(c)はテーブル上の異なる場所におけるものである。3KHz 以下の振幅スペクトルは大略同様の傾向を示しているが、5KHz 付近においてテーブル中央部に振幅の大きな共振が認められる。主軸台部分の分析結果は主軸の回転が有意な振動を発生していないことを示している。主電動機取付



(a) テーブル右端部におけるZ方向の振動加速スペクトル



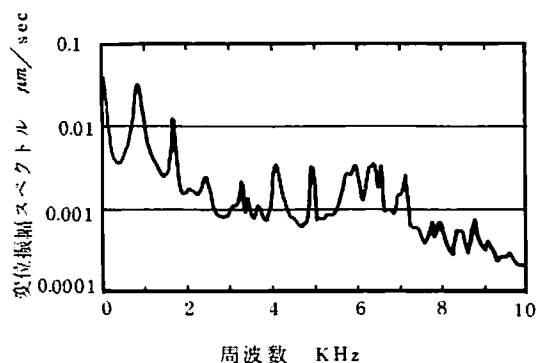
(b) 心押台上におけるZ方向の振動加速度スペクトル



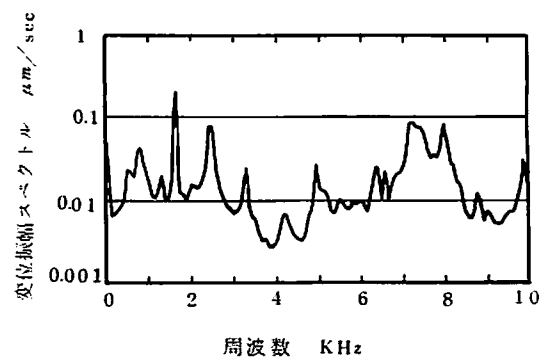
(c) テーブル中央部におけるZ方向の振動加速度スペクトル

図 6.27 各点の振動加速度スペクトル測定結果 (I)

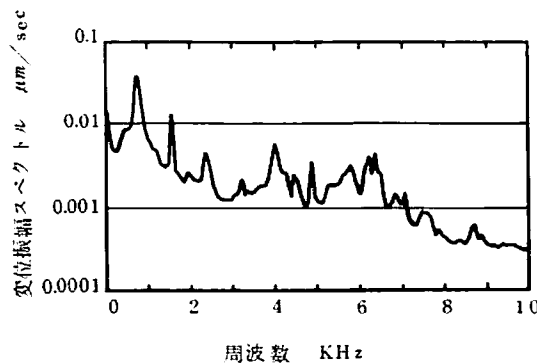
台とベッド後方部の振動スペクトルは大略同一のスペクトルを有しており、ベッド上部の主構造体は各部の位相関係は求めているもの、ほぼ同一の周波数で同程度の振幅を有する振動をしている



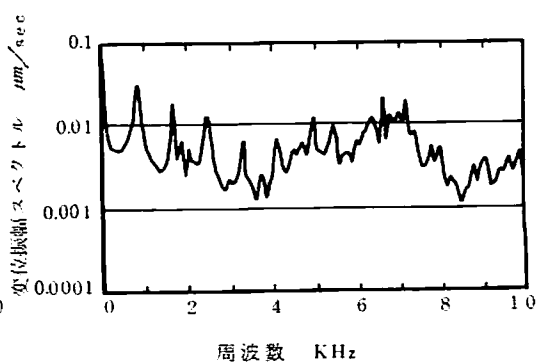
(d) 主軸台上Z方向の振動加速度スペクトル



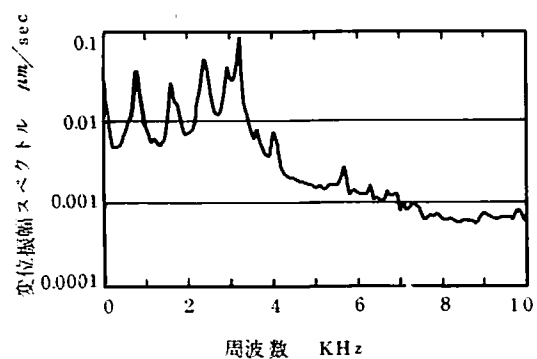
(g) 電動機台Z方向の振動加速度スペクトル



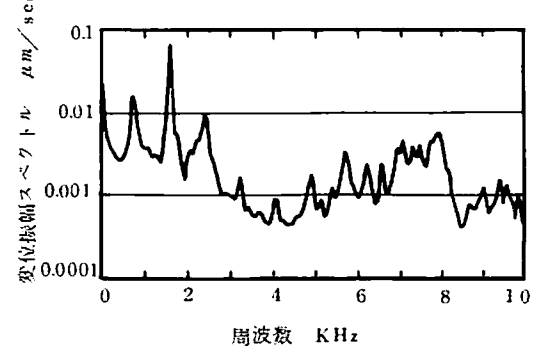
(e) 主軸台上Z方向の振動加速度スペクトル
(主軸回転中)



(h) ベッド後端右端のZ方向の振動加速度スペクトル



(f) 砥石台切込方向の振動加速度スペクトル



(i) 前部エプロン右端のZ方向の振動加速度スペクトル

図6.27 各点の振動加速度スペクトル測定結果(II)

と判断される。

6.7.3 動剛性測定結果

詳細な振動状況を把握するため、インパルス応答法による動剛性測定を実施した。インパルス加振に対する振動応答は主軸台-砥石台間の相対コンプライアンス測定を除いてすべて圧電形加速度計により絶対振動を検出する。相対コンプライアンスの測定には非接触微小変位計を使用した。

砥石軸受部を加振して、心押台部で加速度を検出して求めたイナータンス周波数応答線図を図6.28に示す。主たる共振が240, 260, 350および440 Hz付近に認められる。図6.29(a), (b)は砥石表面と砥石軸受部を加振した場合に心押台で振動を検出して求めたイナータンス周波数応答線図である。砥石軸受には油静圧軸受を使用しているため、300 Hz以上の周波数における振動が抑制されていることが認められる。いずれの場合においても各共振周波数における絶対変位量はイナータンスからコンプライアンスに変換すれば、 $0.01 \mu\text{m}/\text{N}$ 程度のものであり、全体に機械の剛性は極めて高いことがわかる。

図6.30は主要共振周波数における水平方向の絶対振動モードを示す。ここでは心押台部で振動を検出している。いずれの周波数の共振においても砥石台部と主軸台部-心押台系は、逆位相で振動していることが認められるが、振動の絶対量は小さく、加工精度に対して悪影響を及ぼすとは考えられない。

低い周波数領域の共振における工具-工作物間

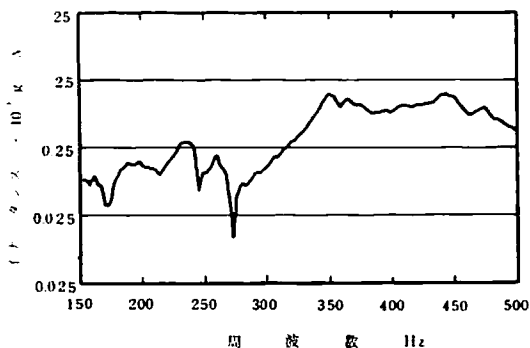


図6.28 砥石軸台と心押台間の周波数応答 (イナータンス) 線図

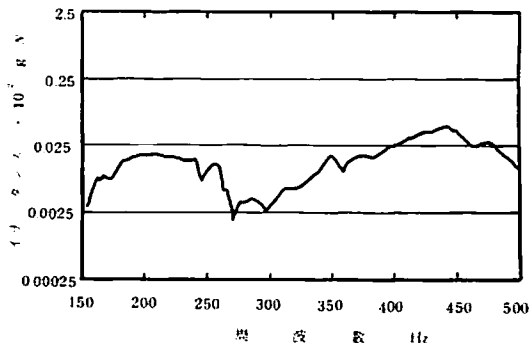


図6.29(a) 砥石面と心押台間の周波数応答 (イナータンス) 線図

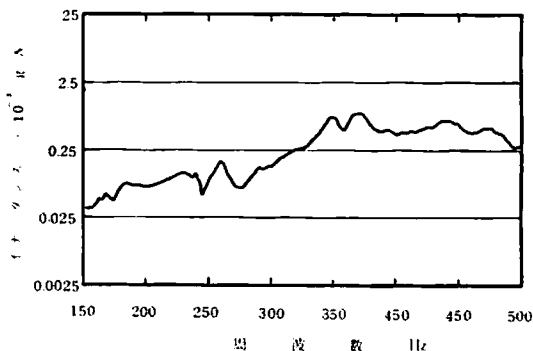


図6.29(b) 砥石軸台と心押台間の周波数応答 (イナータンス) 線図

の相対変位量を明らかにするために、主軸台-砥石軸間の相互コンプライアンス周波数応答線図を求めた例を図6.31に示す。ここでは比較のため従来構造の研削盤に対する測定結果をあわせて示している。図において試作機は主要モードにおける固有振動数も高く、かつ共振周波数におけるコンプライアンスの値も2分の1ないし6分の1程度となって、剛性面で優れていることが認められる。

6.7.4 研削試験結果

試作した円筒研削盤により加工精度試験と研削寿命試験を行った。加工精度試験はブランジ研削によって得られた工作物の真円度と仕上面あらさの測定、およびトラバース研削による母線真直度

の測定である。研削寿命試験はブランジ研削において研削負荷が主電動機定格出力の70%となる砥石切込速度を設定し、びびり振動が発生するまでの総研削時間を測定する。

ブランジ研削における加工条件は以下の通りである。

工作物：合金鋼SUJ2, 硬度HRC65

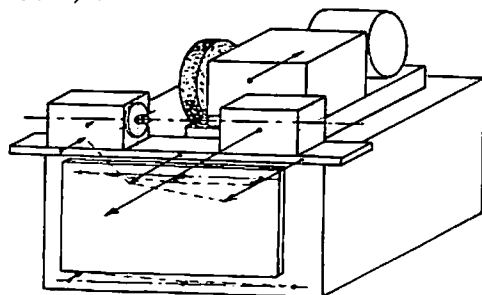
工作物形状：直径95mm, 長さ100mm, 研削幅30mm

研削砥石：WA60 K9V 24F 直径405mm, 幅75mm

砥石周速：1800 m/min

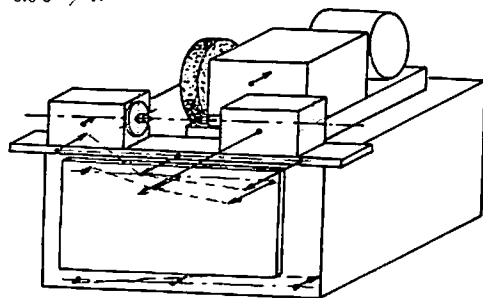
工作物回転数：45 rpm

0.05 m/N



375 Hz のモード

0.05 m/N



257 Hz のモード

図 6.30 試作研削盤の振動モード

研削液：ノリタケS100N(JIS W1種), 50倍希釈

ドレッシング条件：シングルポイント

；ドレス速度 250 mm/min

切込み 20 μm 2回, 0 μm 1回

最終切込み：5 μm

スパークアウト：3回

トラバース研削における加工条件は、ブランジ研削の場合と同一であるが、工作物は合金鋼SCM3, 直径75mm, 長さ400mm, トラバース速度150 mm/minである。

ブランジ研削によって得られた加工精度測定結果を図6.32(a), (b)に示す。図(a)は真円度測定結果で、これより真円度は0.1 μmが得られていることがわかる。又、図(b)は仕上面あらさの断面曲線を示し、Rmax 0.2 μmが得られている。トラバース研削による母線真直度測定結果を図6.33に示す。直直度 1.5 μm / 400 mmが得られている。

以上、いずれの測定結果からも優れた加工精度が得られており、従来の汎用研削盤の性能水準を越えるものになっていると判断される。

図6.34は研削寿命試験を行った場合における研削騒音レベルの時間的経過を示す。騒音の測定位置は機械中央部上空、地上約3mの位置である。本結果においては本研削盤で設定可能な砥石送り量の限界値に達してもびびり振動は発生せず、再度新たな工作物を研削してはじめてびびり振動が発生し

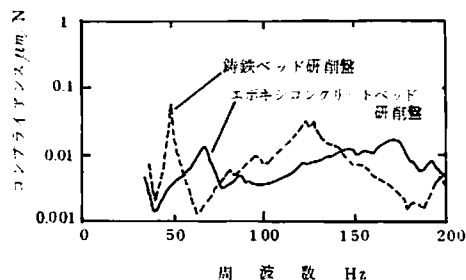
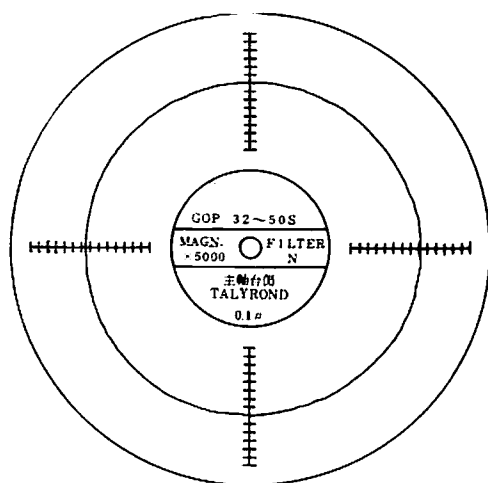
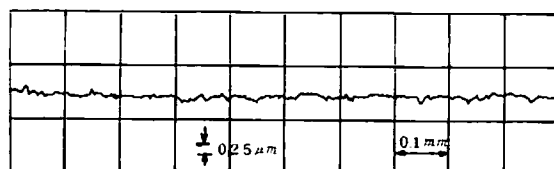


図 6.31 铸铁ベッド研削盤とエポキシコンクリートベッド研削盤の主軸台・心押台間の相互コンプライアンス測定結果の比較



(a) 真円度測定結果



(b) 仕上面あらさ測定結果

図 6.32 加工精度試験結果

た。この場合、研削を中止した時点での工作物形状を図 6.35 に示す。図ではびびり振動によるうねりはほとんど認められず、低次の形状誤差が大きいことが認められる。

図 6.36 (a), (b) はびびり振動中における砥石軸の切込方向振動加速度スペクトルと、心押台切込方向振動スペクトルである。いずれにおいても 800

Hz から 1000 Hz の周波数範囲でスペクトルの大きなピークが認められる。このピークは別途行なった加振実験の結果から工作物と心押台部の共振によるものであることが確かめられている。

比較のために従来構造をもつ研削盤を用いて同様の研削寿命試験を行なった結果を図 6.37 に示す。びびり振動発生までの時間は 80 秒で、試作機の 350 秒に比べて短かく、かつ研削音も急激に上昇していることが認められる。

6.7.5 試作結果の考察

振動レベル及び動剛性を測定した結果はいずれも試作研削盤の振動特性が優れていることを示している。特に動剛性の測定結果は、試作機が従来構造に比べて 2 倍から 6 倍の動剛性を有することを示しており、その効果は研削寿命試験の比較よりも明らかである。びびり振動の主成分は工作物と心押台部分の共振によるものであることから、工作物支持系の剛性不足が考えられる。しかしながら工作物支持系は従来構造と同一の設計によるものであり、砥石軸系もまた同一であるところから、びびり発生に至るまでの総研削量の差は主としてベッド構造の差によるものと思われる。

研削開始時の研削音レベルを比較すると、コンクリート構造は従来構造に比べて約 3 dB 低い音圧レベルを示している。Bryan¹⁰⁾ も指摘しているように、加工精度の極限を求める場合には騒音も無視し得ない因子であり、コンクリート構造を高精度加工機械へ応用することの有利性を示していると考えられる。

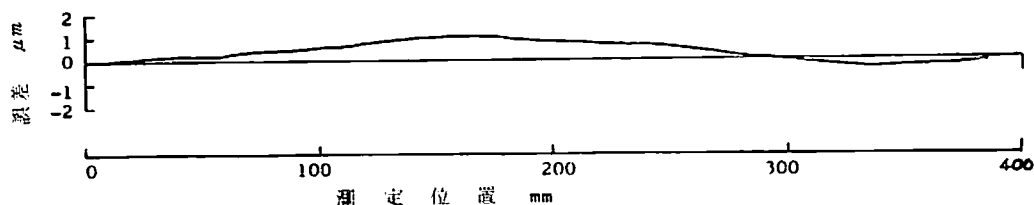


図 6.33 トラバース研削による工作物の母線真直度測定結果

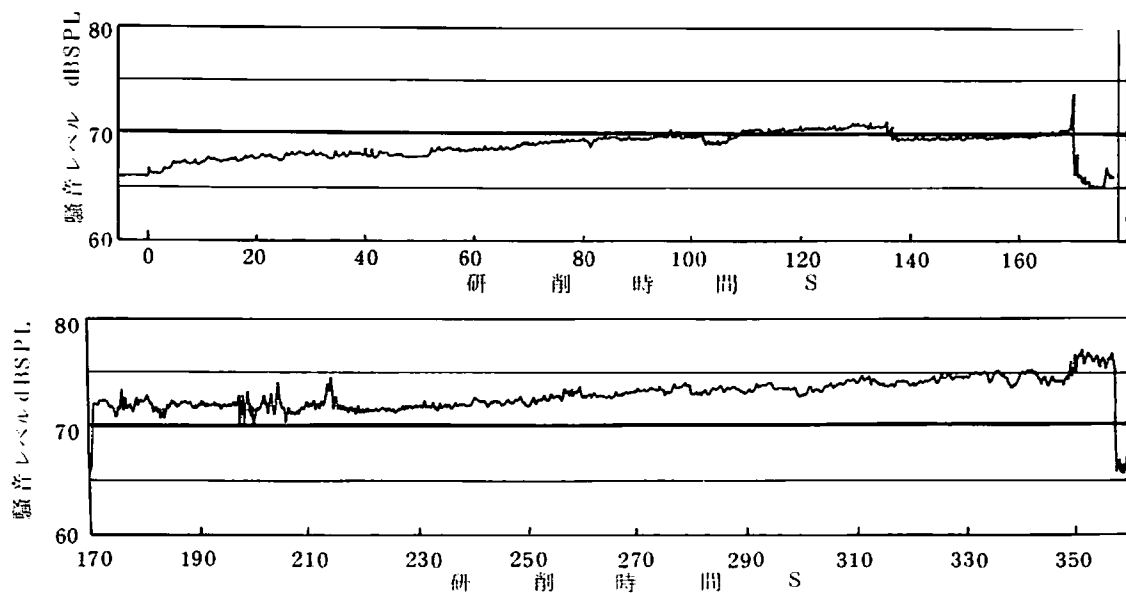


図 6.34 研削寿命試験における騒音レベルの測定結果

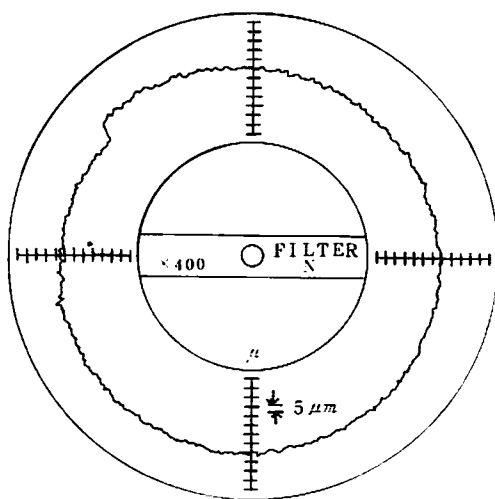
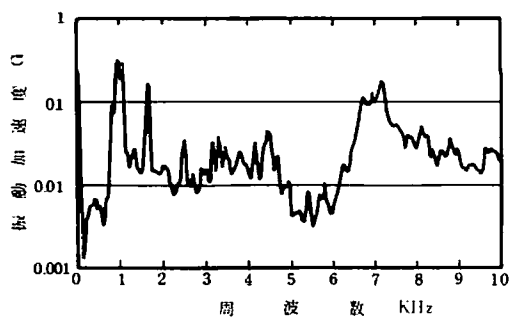
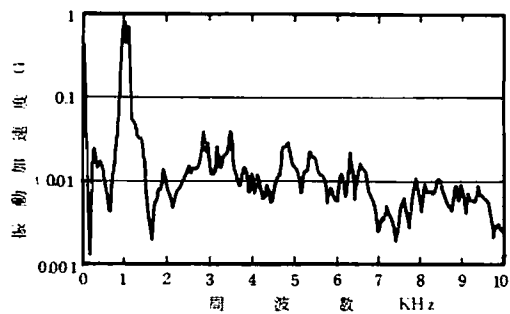


図 6.35 びびり振動の発生により研削を停止した時点での工作物円周形状測定結果



(a) 低石軸前面水平方向の振動加速度スペクトル



(b) 心押台水平方向の振動加速度スペクトル

図 6.36 びびり振動発生中に測定した振動加速度スペクトル

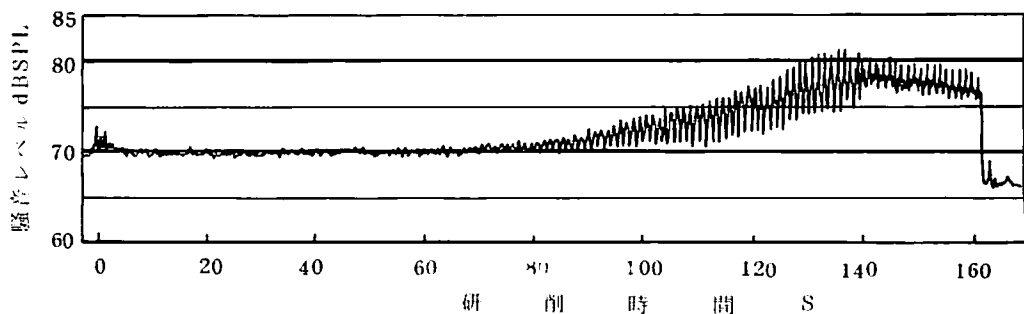


図 6.37 従来構造をもつ円筒研削盤による研削寿命試験結果

6.8 結 言

本章においてはより高い加工精度に到達するための手法として、従来の鋳鉄、鋼とは異なる新材料を工作機械構造へ応用することを検討し、その適用効果を明らかにした。本章において得られた結論は以下の通りである。

- 1) エポキシコンクリートは従来のポルトランドセメントコンクリートに比較して強度、減衰特性のいずれにおいても優れている。
- 2) エポキシコンクリートの機械的性質は、骨材と樹脂の配合量によって左右される。骨材と樹脂量との最適配合は、基本的には骨材の有する空隙を完全に樹脂で充填するように選ばよい。
- 3) コンクリートと鋼の複合構造を設計する上で、その設計方法を検討し、剛性と減衰の積を評価関数として導入することにより最適な鋼の肉

厚配分を見い出すことができた。

- 4) エポキシコンクリートを旋盤刃物台に応用し、切削実験を行って従来構造の刃物台と比較した結果、優れた加工精度とチップング寿命を得ることができた。
- 5) エポキシコンクリートをベッドに応用した円筒研削盤を試作し、従来構造の研削盤と動剛性、研削性能に関する比較試験を実施した結果、動剛性、加工精度、研削寿命、研削騒音のすべてに対して優れた結果を得た。

なお、今後の課題としてエポキシコンクリートなどの新材料の経時変化特性を明らかにすることがあげられる。すなわち工作機械構造においては製造直後の加工性能のみならず、長期にわたる運動精度、加工性能の維持が重要な課題である。そのために各構造材料の経時変化特性、特に吸湿、乾燥などによる変形、クリープ、熱疲労、注型等の応力ひずみによる変形などを明らかにする必要があると考えられる。

第 7 章 結 論

以上、加工精度と動剛性の相関に関して、新しい測定法並びに評価法を提案するとともに、それら開発した方法を用いて主要な工作機械構成要素の諸特性を明らかにしてきた。本章では本研究を通じて得られた成果を総括するとともに、動剛性の観点から加工精度を向上させる手続を提案する。更に今後の検討課題についても要約する。

(1) 第 2 章においては工作物をその形状に基づいて分類し、代表的な形状について加工精度を評価するために必要とされる測定項目を検討した。その結果、普遍的な測定項目の抽出が可能であることが明らかとなった。ここでは抽出された項目に対して加工精度の解析・評価可能な測定システムの設計法を検討した結果、モジュラ形測定システムが有効であるとの結論を得た。次いでその設計法に基づいて、プロトタイプの実験機を試作し、この測定機が実用上有用であることを確認した。また加工精度の解析法に関する基礎的な考え方を提案した。

(2) 第 3 章においては動剛性の測定方法について考察した。本研究ではインパルス応答法を採用し、運動中の工作機械の動剛性を測定する場合の測定精度改善法を提案し、その効果を検討した。また、高速サンプリングとデジタルフィルタリングの併用による新たな前処理法を提案し、その効果を確認した。次いで一自由度振動系に対するモデルパラメータ推定のシミュレーションを行ない、周波数領域におけるパラメータ推定法と、時間領域におけるパラメータ推定法の精度比較を行なった。その結果、両手法のうち優れた面が明らかにになり、応答信号の性質によって適宜手法を選択することでモデルパラメータ推定の精度を向上できることを明らかにした。

(3) 第 4 章では工具支持系の動剛性に着目し、剛性面とくに問題のあることが指摘されている中ぐり棒の加工精度改善設計に対してインパルス応答法とデジタルシミュレーションを適用した。次いで提案した設計法に基づいて中ぐり棒を試作し、動剛性、加工性能の両面に関して測定、評価

した結果、提案した設計法が有効であることを明らかにした。

(4) 第 5 章では加工系の中において重要な役割をはたしながらも動剛性についてはほとんど検討されていない工作物支持系として旋盤用三爪チャックに着目し、工作物把持条件と動剛性、加工精度の関係について測定、評価した結果、動剛性と加工精度の相関が明瞭であることを示した。

(5) 第 6 章においてはコンクリートを工作機械構造へ応用し、従来より採用されている構造材料との性能比較を行なった。まずコンクリートのもつ物理的特性を、主として振動学的立場から検討した結果、従来の鋼に比較して 60 倍に及ぶ優れた減衰能を見出し、工作機械構造に応用可能であることを明らかにした。次いで旋盤刃物台にエポキシコンクリートを応用した結果、優れた加工精度、工具寿命を示すことが認められた。更に円筒研削盤のベッド構造への適用を試み、動剛性、加工精度、研削寿命を測定、比較した結果、いずれの面に対しても従来構造の研削盤に比較して優れていることを明らかにした。

(6) 新規の工作機械系を設計する場合は、構造材料の吟味が必要である。工作機械の本体構造に対しては第 5 章に示したエポキシコンクリートのごとき高減衰材料の適用が効果的である。また工具支持系に対しては第 2 章に示した超硬合金のように従来鋼に比べて縦弾性係数が大きく、かつ減衰能も大きい材料の適用が有効である。

更に中ぐり用工具支持系に代表される構造体のように寸法、形状に対する設計上の制約が厳しい場合には積極的にダンパを応用することが得策である。

(7) 既存の工作機械系が加工精度に問題を生じ、その原因を究明し対策を講じなければならない場合、対策を施す前に本研究を通じて得られた成果に基づいて構築した次に示す手順により現象の解析を進める。

- 1) 工作物の測定；先ず明らかな寸法誤差を認めた場合には幾何運動誤差、熱変位、工具摩耗など静的、準静的誤差要因について

検討を行なう。工作物の測定は切削方向の形状測定を重視する。例えば旋削においては軸又は穴の形状、フライス加工にあつては工具の送り方向の形状である。ねじ切り、歯切り加工の如き複雑な工具形状、あるいは加工運動により加工面が創成される場合も同様である。そのためには第2章で示したモジュラ形測定システムが有効である。測定結果に対しては理論形状との比較による誤差の検討を行ない、誤差のもつ傾向を解析する。その際、スペクトル解析を実施し、形状誤差の特徴抽出を助ける。2次元的な測定のみでは明らかとならない場合は3次元的な測定を試みる。

- 2) 切削実験を行なう。切削時には主要部分の振動を測定し、スペクトル解析を行なう。
- 3) 動剛性測定を行なう。動剛性測定は以下の2つに分けて行なう。すなわち、第一は問題が生じた加工条件時における工具支持系、工作物、工作物支持系の状態を再現し、可能な限りその状態をくずさずに測定を行なう。第二は全ての工具、工作物、および両支持系を取去り、工作機械本体の動剛性測定を行なう。次いで今まで得られた測定結果を解析し、問題となる構造の同定を行なう。
- 4) 対策が必要となる構造が明らかとなった場合、その対策法を検討する。その際の検討法は基本的には新規設計の場合に準じる。

以上の方案を図示すると図7.1のようになる。本方案によれば従来の現場経験のみをもとにした加工精度改善法に比較して、より短時間に問題解決が可能であると考えられる。

なお、本研究を通じて明らかとなった工作機械の動剛性、加工精度に関する今後の課題を次に要約する。

- 1) モジュラ形測定システムの組合せ方法を決定するアルゴリズムの開発：すなわち現状では与えられた測定物に対して複数の測定法、測定ユニットの組合せ法が存在する。そのいずれが最適であるかを決定する方法の確立が必要である。
- 2) 切削中の動剛性測定法の開発：第3章、第5章において示した如く、運動中、更には加工前、加工後における工具-工作物系の動剛性が著しく異なることが認められている。そのため加工精度と動剛性の相関をより明確にし、加工精度の劣化の要因を探求するためには加工中の動剛性が必要である。
- 3) 時間領域におけるモーダルパラメータ推定法の多自由度系への拡張：一自由度振動系に対して時間領域におけるモーダルパラメータの推定法が有利となる場合の応答信号の性質は本研究において明らかとなった。更にその特徴を生かすべく多自由度系への適用を計る必要がある。
- 4) 高減衰工作物支持装置の開発：本研究により旋盤チャックによる工作物支持状態における主な減衰は爪と工作物との接合面で発生していることが明らかとなった。把持力と接合面での減衰は相反する傾向にあり、両者を満足させるためには工作物支持系の減衰能を高める方策を検討する必要がある。
- 5) コンクリート構造工作機械の経時特性の研究：コンクリートの減衰能が優れていることは本研究により明らかとなった。しかしながら工作機械構造に要求される物理的特性は減衰、強度のみならず、耐温度環境性、クリープ特性、耐水・耐油・耐湿性などである。これらの諸特性を明らかにする系統的研究が必要である。

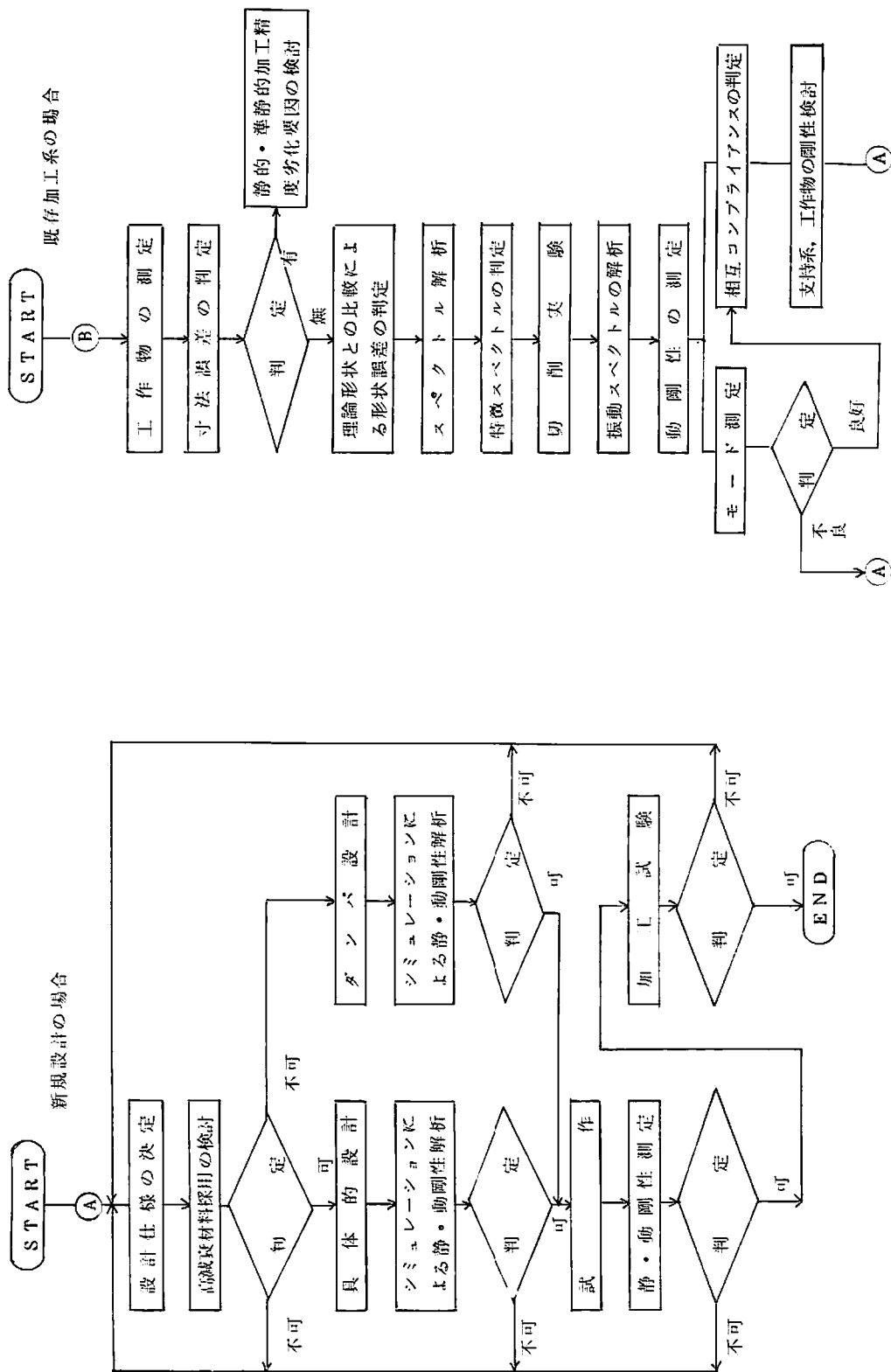


図 7.1 動剛性から見た加工精度改善のための手続方案

謝 辞

本研究において終始懇篤な御指導と御配慮を頂きました神戸大学岩田一明教授、森脇俊道助教授に衷心より感謝いたします。本研究の達成にあたり、御多忙中にもかかわらず有益な御教示と懇篤な校閲を賜りました神戸大学川井良次教授、中川隆夫教授に厚く感謝致します。また、研究の課程で有益な御配慮を賜りました神戸大学藤井学助教授に厚く御礼申し上げます。

本研究をまとめるにあたり、有形、無形の御配慮を賜りました機械振興協会技術研究所長窪田雅男博士、鋤柄重雄技術部長に厚く感謝致します。更に長年精密測定に関しいろいろと御指導を賜わり、モジュラ形精密測定システム実現に御配慮をいただきました前機械振興協会技術研究所長朝永

良夫博士に厚く御礼申し上げます。又、長年の御指導、御鞭撻をいただきました東京農工大学竹山秀彦教授、宇都宮大学奈良治郎教授、前計量研究所沢辺雅二博士に感謝いたします。

本研究の実験設備の試作、開発に関し、モジュラ形精密測定システムの試作に御協力をいただいた小坂研究所の方々、コンクリート研削盤実現に御努力をいただいた豊田工業株式会社和田龍児博士、各種工具の試作をしていただいた東芝タンガロイ株式会社浅野克彦部長代理、以上の方々に厚く感謝の意を表します。

本論文の作成にあたり、多大な御協力をいただきました神戸大学生産機械工学科第三講座の方々に心より感謝いたします。

参 考 文 献

- (1) A. P. Usher, 富成 (訳) : 機械発明史, 岩波 (1940), P465
- (2) C. Singer, et al. 田辺 (訳) : 技術の歴史, 産業革命 (下), 第14章工作機械 (1979) 筑摩書房
- (3) L. V. Popov: Fabrication of Optical Components by Diamond Turning, Sov. J. Opt. Technology, 45 (10), (1978) P648
- (4) J. B. Arnold et al.: Machinability Studies of Infrared Window Materials and Metals, Optical Engg., 16, 4 (1977) P324
- (5) 例えば沢辺: 形状誤差の測定法とその問題点, 計測と制御, 13, 10 (1974) P757
- (6) 例えば青木: 形状及び位置の精度の新JISについて, 精密機械, 39-5 (1973) P472
- (7) 例えば吉田: 真円度に関する問題点, 精密機械, 39-5 (1973) P478
- (8) 例えば T. Sata, M. Kubo: On Forming of Surface Roughness in Finishing Processing, Bulletin of the Japan Society of Precision Engg., 1, 4 (1966) P54
- (9) 例えば佐田, 松島, 稲村: 切削加工における振動と表面あらさへの関連, 工作機械の剛性及び切削性能の向上に関する研究分科会研究成果報告書, 第II編, 2), 日本機械学会 (1974) P225
- (10) 例えば中島: 研削代の変動が研削精度に及ぼす影響について, 精密機械, 43, 5 (1977) P549
- (11) 例えば垣野, 山本, 石井, 奥島: 軸の回転精度に関する研究, 第一報, 工具回転形の半径方向回転精度の新しい測定法, 精密機械, 43, 6 (1977) P720
- (12) 例えば小尾: 摩擦円板による工作物直径のインプロセス測定とその応用, 精密機械, 43, 1 (1977) P61
- (13) 例えば垣野, 谷口, 安井, 上杉: 工作機械の直線運動誤差の測定法に関する研究, 精密機械, 48, 2 (1982) P239
- (14) 例えば鈴木: 研削加工における定寸装置の応用, トヨタ技報11, 2 (1970) P15
- (15) 例えば井海, 宮本: 情報処理機能をもつ精密測定, 精密機械, 38, 10, (1972) P796
- (16) 例えば川崎, 平野: 自動車工業における精密測定, 精密機械, 38, 10, (1972) P827
- (17) 例えばW. A. Knight, M. M. Sadek, S. A. Tobias: Automatic Determination and Digitization of Machine - Tool Frequency Response Data, Proc. 11th MTDR (1970)
- (18) 例えばM. Weck: Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen, Annals of the CIRP, Vol. 21, 1 (1972) P95
- (19) 例えばJ. A. W. Hijink, A. C. H. rander Wolf: Survey on Stiffness and Damping of Machine Tool Elements, Annals of the CIRP, Vol. 22, 1 (1973) P123
- (20) 例えばJ. Tlustý, T. Moriwaki: Experimental and Computational Identification of Dynamic Structural Models, Annals of the CIRP, Vol. 25, 2 (1976) P497
- (21) 例えばM. Yoshimura: Analysis and Optimisation of Structural Dynamics Rigidity Program System, Proc. 16th MTDR (1975)
- (22) 例えば大久保, 竹内, 佐田: 工作機械構造の剛性解析システム (第3報) 構造設計への応用, 精密機械, 第43巻2号 (1977)
- (23) 例えばJ. Peters, P. Vanherck, H. Van Brussel: The Measurement of the Dynamic Cutting Coefficient, Annals of the CIRP, Vol. 20, 2 (1971) P129
- (24) 例えばT. Moriwaki: Measurement of Cutting Dynamics by Time

- Series Analysis Technique, Annals of the CIRP Vol. 22, 1 (1973) P 117
- 25 例えば M. M. Nigm, M. M. Sadek : Experimental Investigation of the Characteristics of Dynamic Cutting Process, Trans. of ASME, J. of Engg. for Industry Sr. B. May (1977) P 410
- 26 例えば 土井, 加藤 : 旋盤主軸に原因するびびりの発生 (第3報), 機論, 20-90 (昭29) P 61
- 27 例えば H. Optiz, F. Bernardi : Investigation and Calculation of the Chatter Behavior of Lathes and Milling Machines, Annals of the CIRP, Vol. 18, 2 (1970) P 335
- 28 例えば M. Rahman, Y. Ito : A Method to Determine the Chatter Threshold, Proc. 19th MTDR (1978)
- 29 例えば T. Moriwaki, J. Tlustý : Eliminating Noise in Shock Excitation Testing, Annals of the CIRP, Vol. 25, 1 (1976) P 267
- 30 例えば J. Tlustý, K. C. Lau, K. Parthiban : Use of Shock Compared with Harmonic Excitation in Machine Tool Structure Analysis, Transactions of the ASME, J. of Engg. for Industry, Feb (1974) P 187
- 31 例えば P. E. Gyax : Retterchwingungen und Dynamische Abnahme von Werkzeugmaschinen Teil 1 : Ratterschwingungen und Problemstellung Fertigung 7 Jg. 5 (1976) P 139
- 32 例えば R. G. Hannam, C. Andrew : Chatter in Gear Hobbing, Proc. I.M.E. Vol. 185, 57 (1970/71) P 167
- 33 例えば W. A. Knight : Chatter in Turning Some Effects of Tool Geometry and Cutting Conditions, Int. J. MTDR, Vol. 12 (1972)
- 34 例えば I. Inasaki, S. Yonetsu, T. Shimizu : Selbsterregte Schwingungen beim Aussenrunde - instechschleifen, Annals of the CIRP, Vol. 23, 1 (1974) P 117
- 35 例えば U. Johansson, B. Lindström : Tool Wear by Chatter Caused by Oxygen Pumping, Annals of the CIRP, Vol. 19 (1971) P 317
- 36 例えば A. K. Rakbit et al : The Influence of Metal Cutting Forces on the Formation of Surface Texture in Turning, Int. J. MTDR, Vol. 16 (1976) P 281
- 37 例えば K. Mitsui, H. Sato : A Study on the Effect of the Structural Vibration of a Machine Tool to the Circumferential Surface Roughness, Proc. 19th MTDR (1978) P 391
- 38 例えば, F. Koenigsberger, J. Tlustý : Machine Tool Structures, Vol. 1, Pergamon Press, (1977)
- 39 例えば, 星 : びびり現象, 工業調査会 (1977)
- 40 例えば, M. Weck, E. Verhaag, M. Gather : Adaptive Control for Face Milling Operations with Strategies for Avoiding Chatter - Vibrations and for Automatic Distribution, Annals of the CIRP, Vol. 24, 1 (1975)
- 41 例えば R. H. Thornley, K. Lees : Some Static and Dynamic Characteristics of Bonded, Machined Joint Faces, Proc. 13th MTDR (1972)
- 42 例えば, 幸元 : 高減衰材料によるツールホル

- ダの動剛性向上に関する研究(第2報), 昭和55年度精機学会秋季大会学術講演論文集, (1980) P 571
- 43) 例えば M. I. Chowdhury, M. M. Sadek, S. A. Tobias: The Dynamic Characteristics of Epoxy Resin Bonded Machine Tool Structures, Proc. 15th MTDR (1974)
- 44) 例えば大久保, 嶽岡, 吉田: モーダルアナリシスによる工作機械動特性の同定と改良, 精密機械 46, 11 (1980) P 1351
- 45) 例えば (38) に同じ
- 46) 吉村: 工作機械の振動特性の解析と最適設計, 京都大学工学博士論文 (1976)
- 47) 例えば R. S. Hahn: Design of Lanchester Damper for Elimination of Metal Cutting Chatter, Trans. ASME, 73 (1951) 331
- 48) 例えば加藤, 栗田, 山田: びびり発生の理論的研究(第3報, ランチェスタダンパの防振効果) 機械学会論文集, 28, 190 (1962) 737
- 49) 例えば M. Sadek, B. Mills: The Application of Impact Damper to the Control Machine Tool Chatter, Proc. 7th MTDR (1966) 161
- 50) 例えば C. L. Nachtigal, N. H. Cook: Active Control of Machine-Tool Chatter, Trans. ASME (1970) June
- 51) A. Cowley, A. Boyle: Active Dampers for Machine Tools, Annals of the CIRP 18-2 (1970) P 213
- 52) 例えば森脇: 切削力の直接補償によるびびり振動の防止, 精密機械, 38, 10 (1972) P 83
- 53) 例えば竹村, 北村, 星: 主軸速度変動切削方式による安定限界の向上, 精密機械 43, 10 (1977) P 1204
- 54) T. Stöferle, H. Grab: Vermeidung von Ratterschwingungen durch periodische Drehzahländerung, Werkstatt und Betrieb, Vol. 105 No. 10 (1972)
- 55) 沢辺: 円筒形機械部品の形状誤差に関する研究, 計量研究所報告, Vol. 28 (No. 93) (1979)
- 56) 高田: 旋削加工精度の向上に関する研究, 東京工業大学工学博士論文 (昭和54年)
- 57) 例えば佐田, 塩田: 旋削加工の適応制御, 精密機械, 46, 7 (1980) P 805
- 58) 例えば竹内, 佐田, 佐藤, 鈴木: 計算機補正による数値制御工作機械の加工精度の向上(第2報) 環境温度変化に対する誤差補正, 精密機械, 46, 12 (1980) P 1532
- 59) ISO Recommendation R1101, Tolerances of Form and of Position, July (1969)
- 60) (6) に同じ
- 61) H. Opitz: Einführung in der Probleme der Werkstückklassifizierung, Industrie-Auzeiger, 89 (1967) P 41
- 62) 窪田: グループテクノロジー, 機械部品の分類方式(KK-1方式), 機械振興, Vol. 3, 7 (1970) P 4
- 63) 三井, 佐藤: 表面あらさの実時間測定に関する研究, 機論 44-377, 昭和53-1, P 321
- 64) 59) に同じ
- 65) 味岡: 精密測定器の機構設計, 開発社 (1970)
- 66) 59) に同じ P 62
- 67) R. E. Reason: Report on the Measurement of Roundness, Rank Taylor Hobson (1960) P 70
- 68) 佐田, 竹内, 平元, 佐藤, 鈴木: 計算機補正による数値制御工作機械の加工精度の向上(第1報) 幾何誤差補正, 精密機械, 45, 11, (1979) P 1286
- 69) 日本工業規格「JIS B 0601 表面あらさ」, 昭和57年6月
- 70) 佐田: 切削加工における振動と表面あらさへの関連, 工作機械の剛性および切削性能の向上に関する研究分科会報告, 昭和49年日本機械学会, P 225

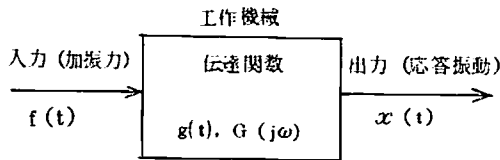
- 71) 奈良：不規則な表面凸凹の測定法と表示法に関する研究，計量研究所報告，Vol. 15， 4 (1966) P 277
- 72) P. Dinichert：Die Bewertung der Oberflaeche durch die Rauheitsmessung Stand 1973, key-note paper "ME" CIRP, 27, 8 (1973) Bled.
- 73) 吉村：電子計算機による構造物の動特性解析法（第一報）工作機械の動特性解析法の研究，精密機械，36，3 (1970) P 212
- 74) 岡村，松原，山下：金属すべり面の周波数応答，精密機械，40，8 (1974) P 61
- 75) 森脇，芦田，岩田：インパルス応答法による工作機械動剛性の測定（第一報）ハンマの最適設計，精密機械，44，6 (1978) P 724
- 76) T. Moriwaki, K. Iwata, S. Ueno：Application of Shock Excitation to Dynamic Analysis of Machine Tool under Running Condition, Proc. 4th ICPE Tokyo (1980) P 380
- 77) 東本：工作機械テーブル案内面の減衰能測定方法，精密機械，41，12 (1975) P 1134
- 78) Y. Furukawa et al：An Analysis of Dynamic Performance of Half-floating Slideways and its Application to Machine Tool Feed Drive System, Annals of the CIRP, 27, 1 (1978) P 295
- 79) 森脇，岩田，上野：インパルス応答法による工作機械動剛性の測定（第5報），送り駆動系の動剛性測定，昭和54年度精機学会秋季大会講演論文集 P 415
- 80) 森脇，上野，岩田：インパルス応答法による工作機械動剛性の測定，（第6報）NC送り駆動系の動剛性解析，昭和55年度精機学会秋季大会講演論文集，P 116
- 81) T. Moriwaki, K. Iwata, S. Ueno：Optimizing Dynamic Force in Shock Excitation Testing, Proc. of 6th NAMRC (1978) P 427
- 82) T. Moriwaki, K. Iwata, S. Ueno：A New Technique in Shock Excitation Testing for Improvement of Measuring Accuracy, Proc. of 7th NAMRC (1979) P 214
- 83) 森脇，上野，岩田：モーダルパラメータの推定精度向上に関する研究（時間領域法と周波数領域法の比較），昭和57年度精機学会秋季大会講演論文集，P 658
- 84) J. Peters, M. Mergeay：Dynamic Analysis of Machine Tools Using Complex Modal Method, Annals of the CIRP, 25, 1 (1976) P 257
- 85) M. Mergeay：Multi Degree of Freedom Parameter Estimation Methods for Modal Analysis, Annals of the CIRP, 31, 1 (1982) P 269
- 86) C. C. Kennedy, C. D. P. Pancu：Use of Vectors in Vibration Measurement and Analysis, J. of Aeronautical Sciences, 14, 11 (1947) P 603
- 87) イ・イ・イリニッキ，長谷川一郎訳：バイトの振動，産業図書 (1965)
- 88) M. Weck, K. Teipel：Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen, Springer-Verlag (1977)
- 89) K. W. Ng, R. W. New：Profile Boring Operations, Results of Recent Research with New Design of Damped Boring Bars, Tests on Damped Boring Bars Using Known Vibratory Forces, Int. J. Prod. Res., Third ICPR, Amherst, 14, 2 (1976) P 149
- 90) 竹山，飯島，西脇，幸元：高減衰材料によるツールホルダの動剛性向上に関する研究（第2報）中ぐりバイトの場合の実験結果，昭和55年度精機学会秋季大会講演論文集 P 571
- 91) 森脇，上野，岩田：インパクトダンパを用いたボーリングバーの最適設計に関する研究，精密機械，46，12 (1980) P 29

- 92 75に同じ
- 93 H. E. Merritt: Theory of Self-excited Machine Tool Chatter, Contribution to Machine Tool Chatter Research-1, Trans. ASME, J. Engg. Ind., Nov. (1965) P447
- 94 C. H. Kahng, H. W. Lord, T. L. Davis: The Effect of Chucking Methods on Roundness Error in the Boring Process, Trans. ASME, J. Engg. Ind., 98, 1 (1976) P233
- 95 上井, 益子, 伊東: 三つめチャック加工における工作物剛性の方向依存性, 日本機械学会論文集, C編, 48, 429 (1982) P761
- 96 F. Koenigsberger, J. Tlustý: Machine Tool Structures, Pergamon Press (1970) P284
- 97 P. A. Mckeown, G. H. Morgan: Epoxy Granite; A Structural Material for Precision Machines, Precision Engineering (1979) P227
- 98 H. Schulz, R. G. Nicklau: Konstruktives Gestalten von Werkzeugmaschinenstellen aus Polymerbeton, Werkstatt und Betrieb, 115, 5 (1982) P311
- 99 坂田: 旋削工具に励起するびり振動の研究 京都大学工学博士論文 (1976) P26
- (100) 99に同じ P150
- (101) J. Bryan: Influence of Air - Borne Noise on the Structures of Precision Machine Tools and Gaging SME Paper MR 74-936 (1974) P1

付録1 伝達関数測定の方法

いま、インパルス応答法の原理を示すため、先ず基礎的な原理を示す。図A・1に示すように工作機械構造に加える加振入力信号を $f(t)$ 、構造の応答振動信号を $x(t)$ とすれば、構造の伝達関数 $G(j\omega)$ は入力と出力との間の関係を表わす式となり、一般に周波数応答関数と呼ばれる。

ここで加振される系が線形で、かつ構造が入力信号により定常加振状態にあると仮定すれば、その入出力間の関係は、たたみ込み積分を用いて(A・1)式のように表わすことができる。



$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} g(\tau) f(t-\tau) d\tau \quad \cdots (A \cdot 1)$$

そして両辺をフーリエ変換すると、たたみ込み定理より

$$X(j\omega) = G(j\omega) \cdot F(j\omega) \quad (A \cdot 2)$$

となる。

ここで $X(j\omega)$ 、 $F(j\omega)$ 、 $G(j\omega)$ はそれぞれ $x(t)$ 、 $f(t)$ 、 $g(t)$ のフーリエ変換であり、以下のように与えられる。

$$X(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (A \cdot 3)$$

$$F(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (A \cdot 4)$$

$$G(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} g(t) e^{-j\omega t} dt \quad (A \cdot 5)$$

従って(A・2)式より系の周波数応答 $G(j\omega)$ は

$$G(j\omega) = X(j\omega) / F(j\omega) \quad (A \cdot 6)$$

で与えられる。

いまこの系に入力として幅(持続時間)が0、

大きさ1の理想的なインパルス、すなわちデルタ関数 $\delta(t)$ が

$$\delta(t) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{u(t) - u(t-\varepsilon)}{\varepsilon} \quad (A \cdot 7)$$

$$u(t) = \begin{cases} 0 & t < 0 \\ 1 & t \geq 0 \end{cases} \quad (A \cdot 8)$$

のように与えられたとすると $\delta(t)$ のフーリエ変換は

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) e^{-j\omega t} dt = 1 \quad \cdots (A \cdot 9)$$

であるから(A・6)式の結果は $f(t) = \delta(t)$ とし

$$G(j\omega) = X(j\omega) \quad \cdots (A \cdot 10)$$

となり、応答信号のフーリエ変換が系の伝達関数に一致する。

以上は無限フーリエ変換による結果であるが、実際の計算は離散的有限データに対して有限フーリエ変換が行われる。

時間 $t = n \cdot \Delta t$ ($n = 0, 1, 2, \dots, N-1$) に対してサンプリング間隔 Δt でデジタル化された N 個 (N は偶数とする) の離散時系列 $x(n \cdot \Delta t)$ に対するフーリエ変換 $X(j2\pi \frac{K}{N\Delta t})$ は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} X(j2\pi \frac{K}{N\Delta t}) &= \sum_{n=0}^{N-1} x(n \cdot \Delta t) \exp(-j2\pi \frac{K}{N\Delta t} \cdot n \cdot \Delta t) \\ &= \sum_{n=0}^{N-1} x(n \cdot \Delta t) \exp(-j2\pi \frac{Kn}{N}) \\ &\quad \cdots (A \cdot 11) \end{aligned}$$

ただし $K = 0, 1, 2, \dots, N/2$

ここで、離散化したスペクトル $X(-j2\pi \frac{K}{N\Delta t})$ はサンプリング間隔 Δt に対して Shannon のサンプリング定理によって限定される最高解析上限

周波数 $f_{\max} = 1/2\Delta t$ を $N/2$ 等分した周波数 $1/N\Delta t$ 毎に与えられる。すなわち実験において求められるスペクトル密度関数や周波数応答関数の周波数分解能 Δf は

$$\Delta f = \frac{1}{N\Delta t} = \frac{1}{T} \quad (\text{A} \cdot 12)$$

で与えられる。ここに T は信号の観測時間である。

(A・11) 式で与えられるスペクトル

$X(j2\pi \frac{K}{N\Delta t})$ は複素数であり、その実部 ($\text{Re}(x)$)

および虚部 ($\text{Im}(x)$) はそれぞれ次のようになる。

$$\text{Re}(x) = A_k = \sum_{n=0}^{N-1} x(n\Delta t) \cos \frac{2\pi K n}{N}$$

$$K = 0, 1, \dots, N/2 \quad \dots (\text{A} \cdot 13)$$

$$\text{Im}(x) = B_k = \sum_{n=0}^{N-1} x(n\Delta t) \sin \frac{2\pi K n}{N}$$

$$K = 1, 2, \dots, N/2 - 1 \quad (\text{A} \cdot 14)$$

付録2 インパルス加振力のもつ理論スペクトル

インパルス加振力 $f(t)$ の波形を振幅 1, 持続時間 τ の正弦波の半波に等しいものとする, $f(t)$ は次式で与えられる。すなわち

$$\left. \begin{aligned} f(t) &= \sin \pi \frac{t}{\tau} \quad (0 \leq t \leq \tau) \\ f(t) &= 0 \quad (t < 0, 0 > \tau) \end{aligned} \right\} \quad (\text{A} \cdot 15)$$

ここで $\tau = 1$ としてフーリエ変換を行ない, インパルス加振力のスペクトルを求めるとその振幅比, 実部及び虚部はそれぞれ以下のように与えられる。

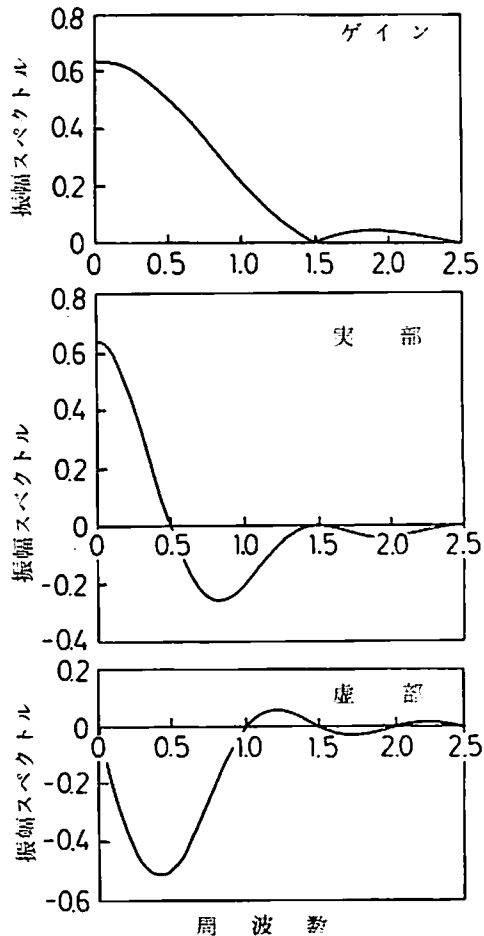
$$\begin{aligned} |F(j\omega)| &= \left| \int_0^1 \sin \pi t \exp(-j\omega t) dt \right| \\ &= \frac{\pi}{\pi^2 - \omega^2} \sqrt{2(1 + \cos \omega)} \\ &\dots\dots (\text{A} \cdot 16) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Re}(F) &= \int_0^1 \sin \pi t \cos \omega t dt \\ &= \frac{\pi(1 + \cos \omega)}{\pi^2 - \omega^2} \dots\dots (\text{A} \cdot 17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Im}(F) &= \int_0^1 \sin \pi t \sin \omega t dt \\ &= \frac{-\pi \sin \omega}{\pi^2 - \omega^2} \dots\dots (\text{A} \cdot 18) \end{aligned}$$

(A・16) 式において $\omega = 0$ とすれば
 $|F(j\omega)| = 2/\pi$ となる。

また, おおのの振幅スペクトルを図示したものが図A 2.1である。



図A 2.1 インパルス加振力のもつ理論スペクトル

付録3 中ぐり加工における切削抵抗の測定

1. 工具回転形切削における測定法

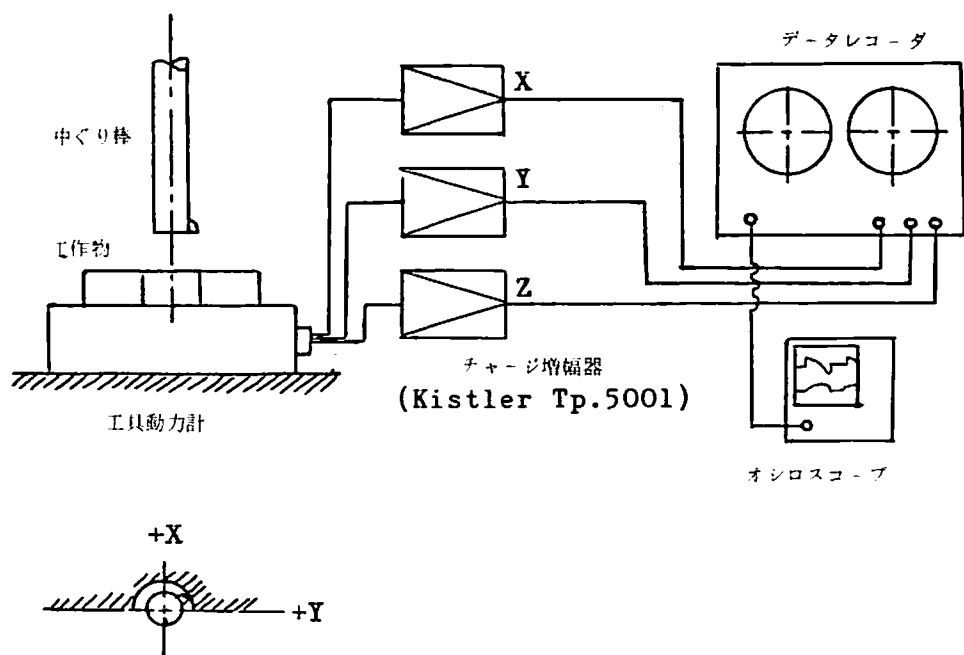
中ぐり棒の最適設計を行なう場合には、情報として与えられた条件下における定常切削抵抗値及び、予想されるその変動値が必要である。すなわち定常切削抵抗値は工具支持系全体の静剛性値を定めるために、また変動切削抵抗値はインパクトダンパの付加質量及びクリアランスの設定に必要である。これら切削抵抗値は従来より行なわれている外周旋削実験などから概略の値を知ることが可能である。しかし、中ぐり加工においては外周切削の場合と異なり切削穴径によって有効すくい角及び有効逃げ角が変化すること、剛性の低い工具によって切削するため、工具系のねじれにより合成切削力の方向が切削時間と共に変化する可能性があることなどが考えられる。そこで4.4節において試作した中ぐり棒とほぼ同一の径をもつ工具を用い、切削抵抗を工作物側に装着した工具動力計を用いてX、Y、Zの3方向分力を同時に検出

し、得られた結果をデータ処理することにより合成切削力とその方向を求めた。

図A 3.1は切削抵抗測定系の概要を示す。工作機械は数値制御立形フライス盤を用い、テーブル上に工作物を取付けた水晶式3分力測定工具動力計を強固に固定する。ここでは得られた切削抵抗値を一たんデータレコーダに収録し、後に改めてデジタル解析システムを用いて処理を行なうこととした。切削開始後の工具の刃先位置を明確に知るため、図A 3.2に見られる如く半円形形状の下穴のあけてある工作物を用いている。実験条件は以下の通りである。

工作機械： 日立精機㈱BDV形数値制御立
フライス盤、電動機出力3.75
kW

工 具： 中ぐり用棒、直径30 mm
突き出し長さ 180 mm
コレットチャック締付け力；締
付けトルク 28000N・cm



図A 3.1 測定系のブロックダイアグラム

工具材種： K 10 種 (3, 6, 6, 6, 8, 0, R_T)
 P 20 種 (5, 8, 6, 6, 8, 0, R_T)
 ノーズ半径 R_T : 0.25, 0.4,
 0.7 (mm)

工 作 物： 鋳鉄 FC 25 (BHN140)
 合金鋼 SCM 3 (BHN210)
 主軸回転数： 605 rpm (66 m/min): FC25
 760 rpm (84 m/min): SCM3
 送 り： 0.05, 0.1, 0.15 mm/rev
 切 込 み： 0.1, 0.2, 0.5, 1.0 mm

切削は一条件毎に 6 mm 切削し、数値制御により送りを制御した。

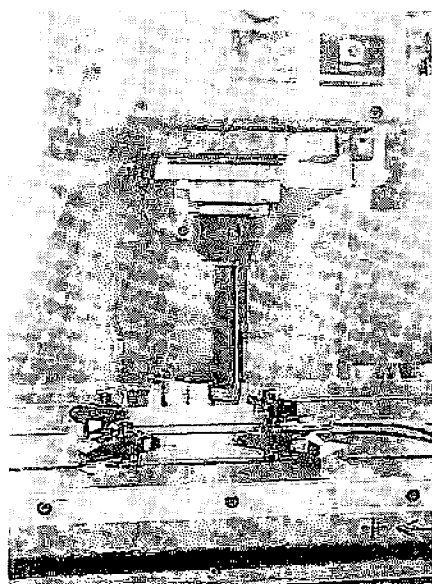
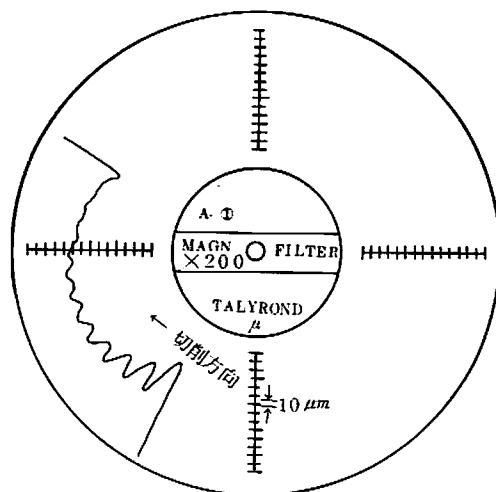


図 A 3.2 切削抵抗測定時の工作物工具動力計の取付状況

2. 測定結果

図 A 3.3 は切削を行なった部分の形状測定結果である。図より明らかなように工具が工作物に喰い込む部分では過渡的な切削力がかかることによって工具系が振動し、切削面にその過渡振動のあとが残っている。他方、工具離脱部付近においては工作物表面にうねりは見られず、切削状態も安定していると考えられるため、以下切削抵抗値は

この位置における値を採用することとした。



工具材種 T × 20
 切り込み量 1.5 mm
 送 り 0.1 mm/rev
 切削速度 108 m/min (760 rpm)
 切削径 45.24 mm
 振動数 585 Hz

図 A 3.3 半円周切削面の形状

図 A 3.4 は合金鋼 SCM 3 を切削して得られた代表的な切削抵抗の分力と、各分力をもとに合成した円周方向の分力を示す。分力方向は図 A 3.1 に見られるごとく切削開始時点における切刃の進行方向を X とし、それと直交方向を Y、軸方向を Z としている。切削開始時点においては X の値が主分力、Y の値が背分力、Z の値が送り分力に対応する。また $X^2 + Y^2$ で示されている分力は分力 X と Y の二乗和を示しており、合成力の大きさに対応する。

図 A 3.5 は鋳鉄 FC 25 を切削した場合の代表的な切削力の記録例である。鋳鉄 FC 25 の切削においては合金鋼 SCM 3 の切削の場合と異なり、切削力の変動成分がはるかに大きいことが認められる。

種々の切削条件に対する合成切削力の測定結果を図 A 3.6 (a), (b), (c) 及び図 A 3.7 (a), (b) に示す。

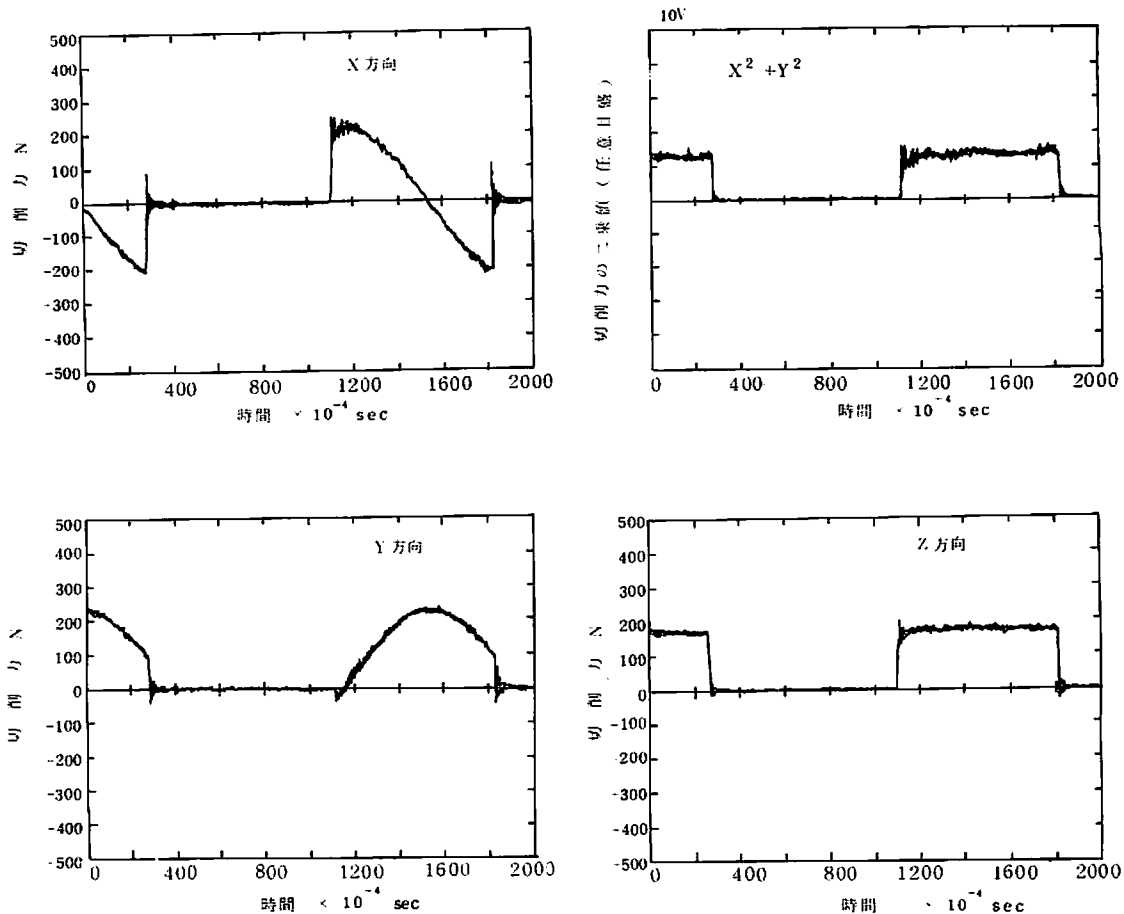


図 A 3.4 合金鋼 S C M 3 の切削抵抗の時間波形
($N=760 \text{ rpm}$, $f=0.5 \text{ mm/rev}$, $d=1.0 \text{ mm}$, ノーズ半径: 0.4 mm)

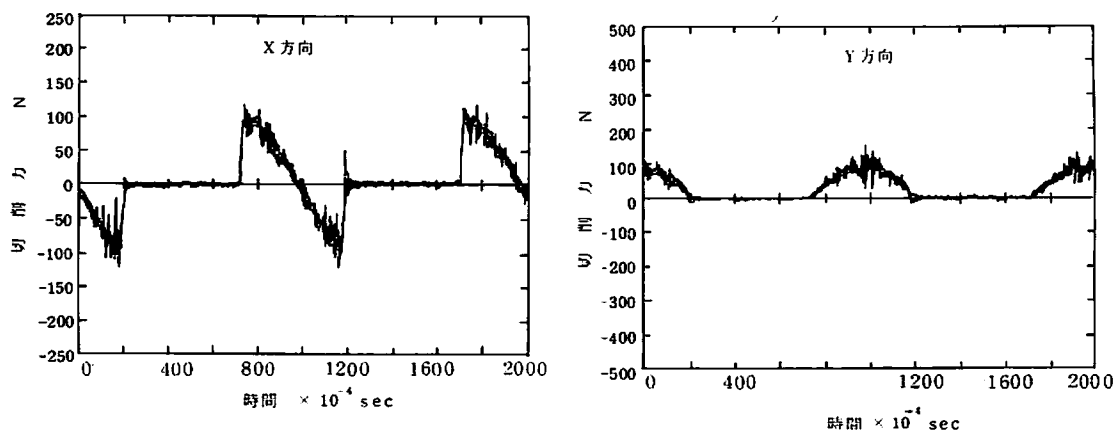


図 A 3.5 鋳鉄 F C 25 を切削した場合の 3 分力の時間波形 (I) ($N=605 \text{ rpm}$,
 $f=0.05 \text{ mm/rev}$, $d=1.0 \text{ mm}$, ノーズ半径 0.4 mm)

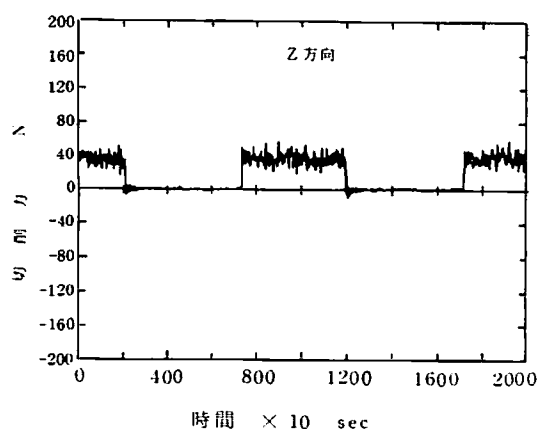


図 A 3.5 鋳鉄 F C 2 5 を切削した場合の 3 分力の時間波形 ($N=605 \text{ rpm}$, $f=0.05 \text{ mm/rev}$, $d=1.0 \text{ mm}$, ノーズ半径 0.4 mm)

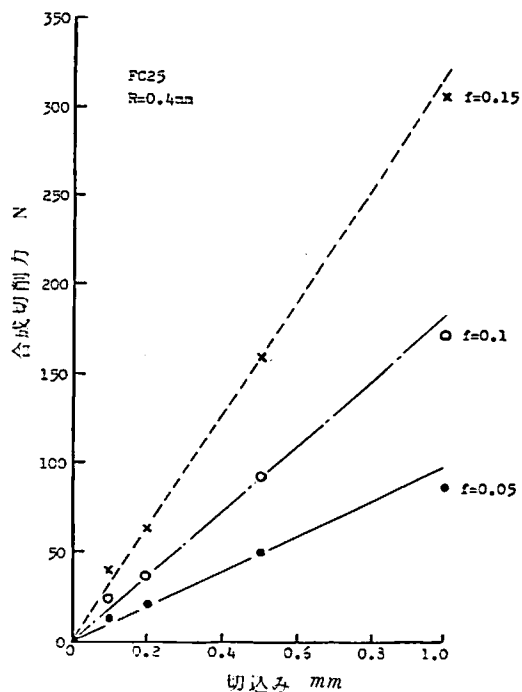


図 A 3.6 b) 各種切削条件における FC25 の合成切削力と切込み関係 (ノーズ半径: 0.4 mm)

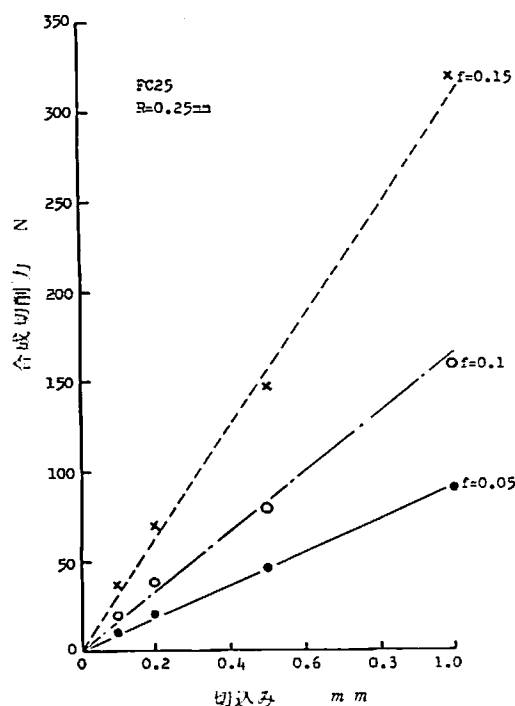


図 A 3.6 a) 各種切削条件における F C 2 5 の合成切削力と切り込みの関係 (ノーズ半径 $= 0.25 \text{ mm}$)

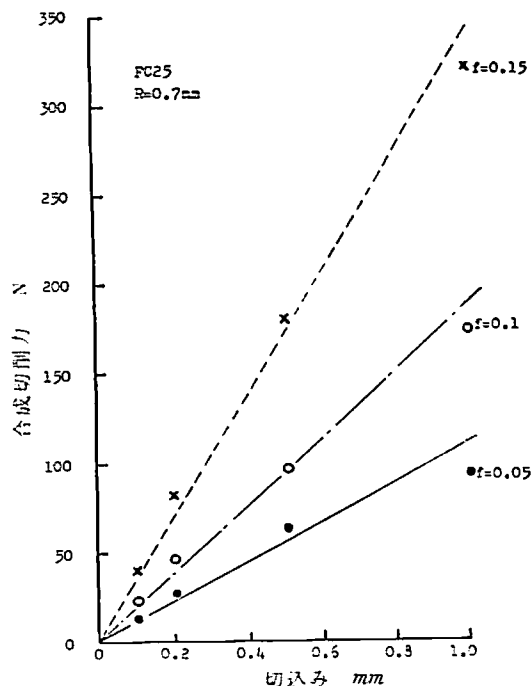
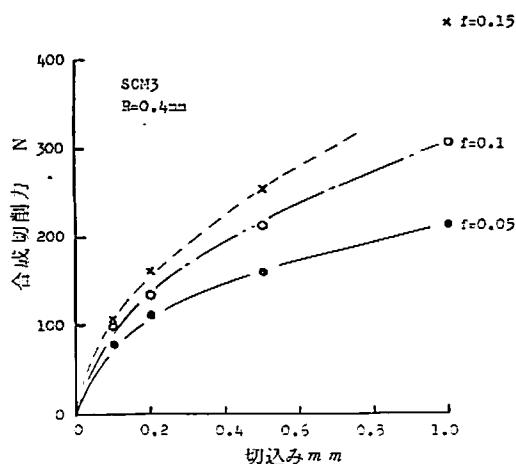
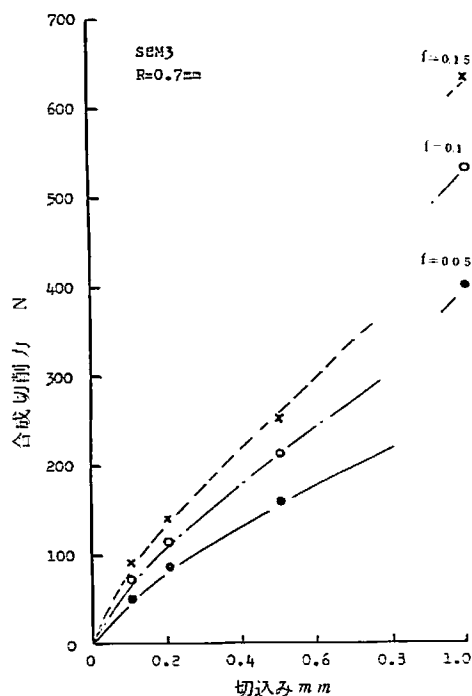


図 A 3.6 c) 各種切削条件における FC25 の合成切削力と切込みの関係 (ノーズ半径 0.7 mm)



a) ノーズ半径 0.4 mm の場合



b) ノーズ半径 0.7 mm の場合

図 A 3.7 合金鋼 SCM3 における合成切削力と送り量、切込み量の測定結果

図 A 3.6 は铸铁 F C 25, 図 A 3.7 は合金鋼 SCM3 の測定結果である。なお合金鋼 SCM3 の切削においてノーズ半径の小さい場合は切刃にチップ

グを生じ、正確な測定値を得ることが不可能であった。図 A 3.6(a) はノーズ半径 0.25 mm, (b) はノーズ半径 0.4 mm, そして(c) はノーズ半径 0.7 mm の各々の条件における測定結果である。又図 A 3.7 (a) はノーズ半径 0.4 mm (b) はノーズ半径 0.7 mm における測定結果である。

铸铁 F C 25 の合成切削力は切込みにはほぼ比例していることが判る。ノーズ半径が増加するにつれて合成切削力が増大する傾向が認められるが、この効果はほとんど無視し得る。他方、送り分力については逆にノーズ半径が小さくなる程増加する傾向が認められるが、その差は特に大きいものではないため図示は省略している。

铸铁 F C 25 の切削においては図 A 3.5 に示す代表的測定結果に見られるごとく変動切削力の大きさが大きく、切込みの小さい範囲においては変動幅が定常切削力の値の 2 倍にも及んでいることが認められた。

図 A 3.7 に示す合金鋼 SCM3 種の切削実験結果によれば切込みに対する合成切削力の増加の傾向は切込みがノーズ半径より大きい場合と小さい範囲とは異なることが認められる。すなわち切込みがノーズ半径より小さい範囲では、切込みの小さいところでの合成切削力の増加は大きい、その後増加の割合は減少する傾向がみられる。図 A 3.8 は各切削点における主分力と背分力の合成力をベクトル表示したものである。合成力の方向は切削の進行に従い浅い角度に変化してゆくことが判る。この角度は主分力と背分力の比によって定まり、すくい面の摩擦角 β より工具すくい角 α を差し引いたものに相当する。従っていま摩擦角は一定と見なせるから有効すくい角が切削の進行と共に大きくなってゆくことを示している。

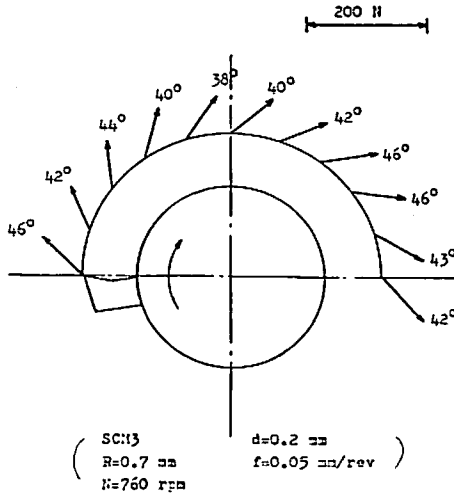
図 A 3.9 は主分力と背分力の比によって定まる角と切込みとの関係を整理したものである。ここでは切込みの増加と共にこの角度は浅くなってきており、有効すくい角が切込みと共に増加してゆくことが考えられる。

図 A 3.10 に切削抵抗の周波数分析を行なった例を示す。図(a)は铸铁 F C 25, (b)は合金鋼 SCM3 を切削した場合の切削抵抗のスペクトルであ

る。両者共、650 Hzと2000 Hz近傍に相対的に振幅が大きいピークが認められるが別途加振実験を行なった結果、工具と工作物・動力計系の固有振動数がそれぞれ約650 Hz、約2000 Hzにあることが求められており、上述のスペクトルのピークはいずれもこれらの部分的共振によるものと判

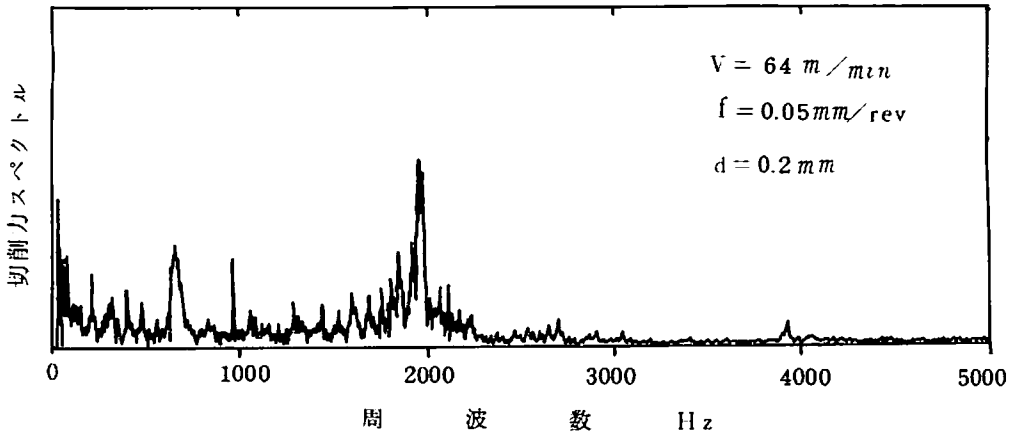
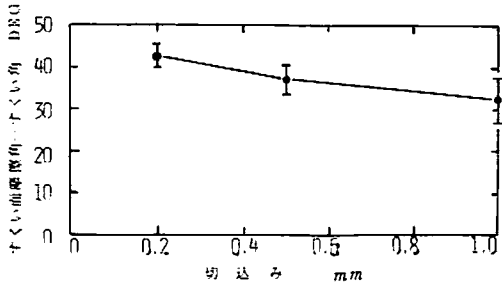
断される。

図A 3.11は合金鋼SCM3を切削した後に加工面の円周方向の形状を測定した結果を示す。図A 3.12に示すように第2章にて示した測定システムの回転テーブル上に工作物を固定し、高感度検出器により円周形状を検出する方法により測定した。加工条件は送り0.05, 0.1 mm/rev, 切込み0.5, 1.0, 1.5 mmである。切削断面積が増加すると切削仕上面に残された過渡応答振動波形の減衰が大きくなることが認められる。



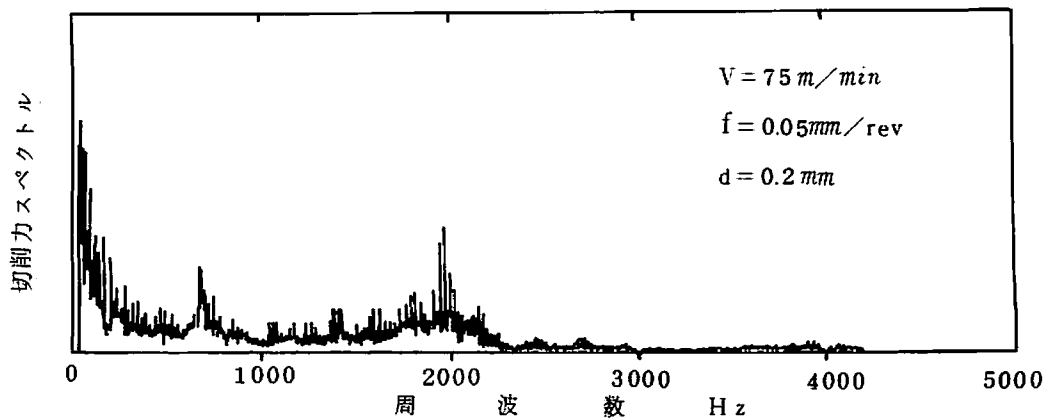
A 3.8 各切削位置における主分力と背分力の合成力の大きさと方向の測定例

図A 3.9 切込み量とすくい面摩擦角よりすくい角を差し引いた角との関係の測定結果



a) 鋳鉄FC25を切削した場合に工作物に認められる切削力のスペクトル

図A 3.10 切削力のスペクトル分析結果例



b) 合金鋼 SCM3 を切削した場合に工作物に認められる切削力のスペクトル

図 A 3.10 切削力のスペクトル分析結果例

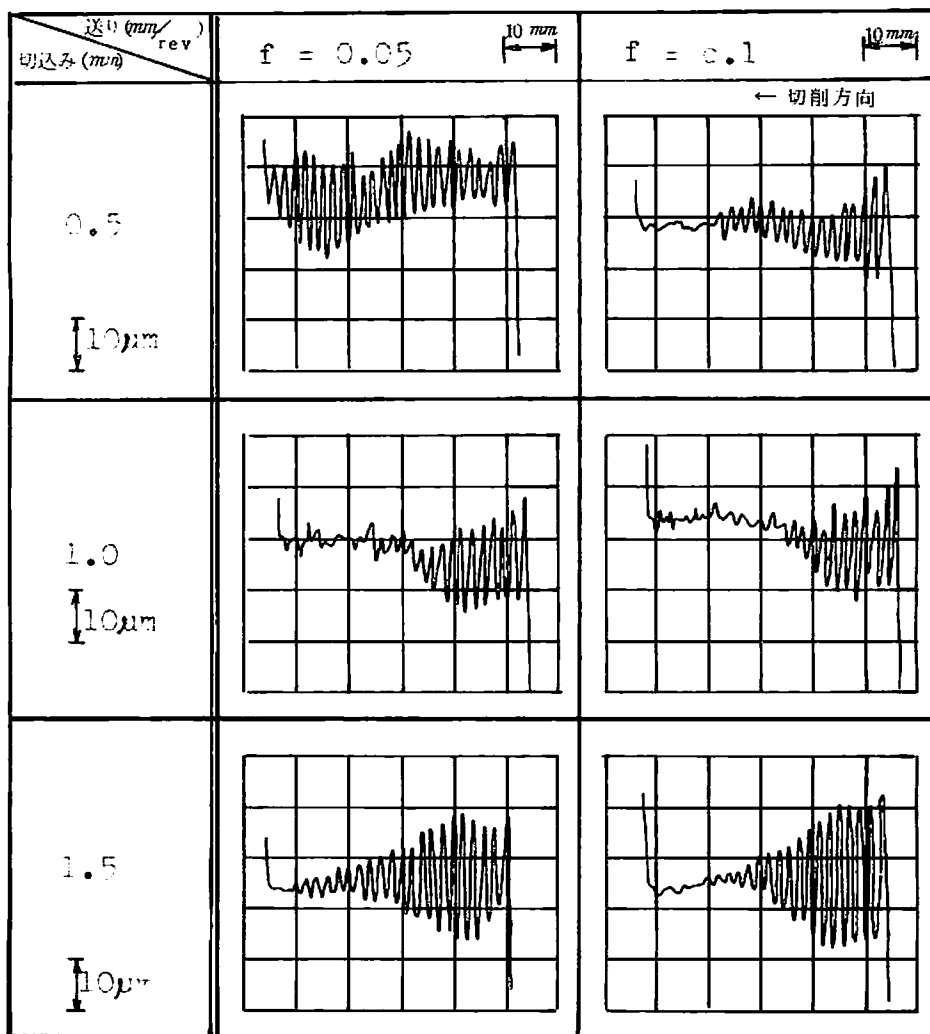


図 A 3.11 切込み深さ増加にともなう切削面の形状の変化 (SCM3)

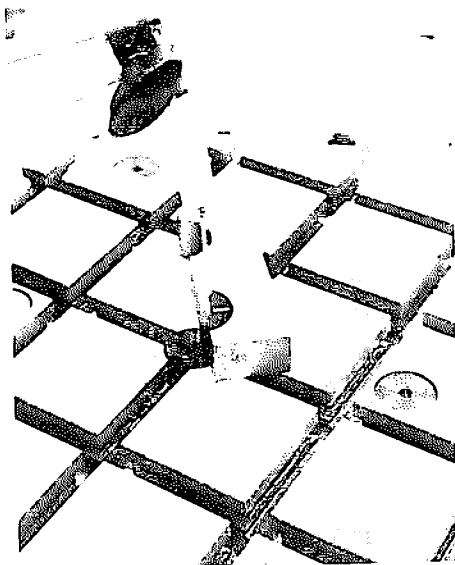


図 A 3.12 モジュラ形測定システムによる円周
方向加工面の測定方法

3. まとめ

中ぐり工具を用いた切削における切削抵抗を測定した。その結果、以下に示す結論が得られた。

- (1) 鋳鉄 F C 2 5 の主分力と背分力の合成切削力は切込みにほぼ比例する。
- (2) 鋳鉄 F C 2 5 の切削力に対するノーズ半径の影響はほとんど無視できる程度である。
- (3) 鋳鉄 F C 2 5 の切削抵抗の変動成分は極めて大きく、その大きさは定常切削力の 2 倍にも達する。
- (4) ノーズ半径 0.7 mm の工具を用いて合金鋼 S C M 3 を切削した場合、切削抵抗は切込みに対してほぼ 2 次関数の形で比例する。
- (5) 主分力と背分力の合成切削力の方向は切削開始点より切削の進行と共に変化する。その方向は有効すくい角が増加する方向である。

正 誤 表

頁	改 行	誤	正
P 8	左 表 2.2	在上面あらさ計	仕上面あらさ計
		幾何学的機能	幾何学的機能
P 41	図 3.33	送り速度 mm/min	mm/min
P 49	左 下 最下行	サンプリングに became	サンプリングを行なった
P 50	左 上より 4 行目	0.6 ms, (b) では 0.2 ms	0.6 ms, (b) では 0.2 ms
"	右 下より 12 行目	コンプライアンスの最大値 A_m	コンプライアンスの最大振幅値 A_m
P 54	左 表 3.7	表題, に 2% ノイズが混入した場合 の	に 2% ノイズが混入した場合の平均 推定誤差とその標準偏差
P 60	図 4.5	Re.	実部
P 73	右 最上行	であるとか,	であるか,
P 74	左 上より 8 行目	50 ~ 90 μm	50 ~ 100 μm
P 92	図 6.1	骨材重量	骨材重量 %
P 93	表 6.2	膨張材ポルトランドセメント	中筋熱ポルトランドセメント
P 96	右 上より 6 行目	こう配より波減衰比	こう配より等価減衰比
P 102	左 上より 10 行目	あらかじめの両者を	あらかじめ両者を
P 106	左 上より 8 行目	刃部付近に取付けて, 背分力	刃部付近に取付けて, 主, 背分力
P 112	右 下より 11 行目	に示す。直直度 $1.5 \mu m / 400 mm$	に示す。真直度 $1.5 \mu m / 400 mm$
"	図 6.30	$0.05 \mu m / N$	右図参照
P 117	右 上より 13 行目	加工中の動剛性が必要	加工中の動剛性測定が必要
P 118	図 7.1 右	スペクトル解析	スペクトル解析

