

機械構造の案内／結合部
における摩擦減衰に関する研究

平成24年9月

品川 幹

目次

| | | |
|-------|-------------------------------|----|
| 第1章 | 緒論 | 3 |
| 1.1 | 研究の背景 | 3 |
| 1.1.1 | 装置開発の業務フロー | 3 |
| 1.1.2 | 開発（設計）担当者の役割 | 6 |
| 1.1.3 | 課題と対策 | 8 |
| 1.1.4 | 最適化・予測技術の高度化 | 10 |
| 1.2 | 研究の目的 | 13 |
| 1.3 | 本論文の構成 | 16 |
| 1.4 | 参考文献 | 18 |
| 第2章 | 案内面での摩擦減衰を考慮した工作機械のびびり振動安定性予測 | 19 |
| 2.1 | 緒言 | 19 |
| 2.2 | 研究の目的 | 21 |
| 2.3 | 本章に関係する研究 | 22 |
| 2.4 | 研究対象の設定とモデル化 | 23 |
| 2.5 | 切削試験機の開発とモデル内パラメータの同定 | 26 |
| 2.5.1 | 切削試験機の開発 | 26 |
| 2.5.2 | 試験機の各パラメータの同定 | 30 |
| 2.6 | びびり振動安定性限界の解析 | 33 |
| 2.6.1 | びびり振動安定限界の解析モデル | 33 |
| 2.6.2 | 切削試験機の動特性の計測とびびり振動安定性 | 40 |
| 2.6.3 | 摩擦減衰の発生機構と等価減衰の算出 | 45 |
| 2.6.4 | モデルのびびり振動理論への適用 | 48 |
| 2.6.5 | 解析方法および結果 | 49 |
| 2.7 | 実験および解析の結果と考察 | 50 |
| 2.7.1 | 切削実験の条件とびびり振動の判定 | 50 |
| 2.7.2 | びびり振動安定性の結果および考察 | 53 |
| 2.8 | 結言 | 58 |
| 2.9 | 参考文献 | 59 |
| 第3章 | 機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測 | 61 |
| 3.1 | 緒言 | 61 |
| 3.2 | 研究の目的 | 62 |
| 3.3 | 本章に関係する研究 | 63 |
| 3.4 | 研究対象の設定と解析の前提 | 64 |

| | | |
|---------|---|----|
| 3. 5 | 摩擦減衰の解析手法の提案 | 66 |
| 3. 5. 1 | 減衰発生メカニズム | 66 |
| 3. 5. 2 | パラメータの設定と解析モデルの構築 | 68 |
| 3. 5. 3 | 解析手法の概要 | 71 |
| 3. 5. 4 | 摩擦損失エネルギーの解析手法 | 71 |
| 3. 6 | 実験装置の開発と解析パラメータの同定 | 80 |
| 3. 6. 1 | 摩擦損失エネルギー評価試験機の開発 | 80 |
| 3. 6. 2 | 試験機の主仕様 | 82 |
| 3. 6. 3 | 摩擦係数 $\mu(v)$ の測定 | 82 |
| 3. 6. 4 | ボルト締結による接触面応力分布 σ_j の解析 | 84 |
| 3. 6. 5 | 固着部ねじり剛性 K_j^A (Base plate), K_j^B (Bolted plate) の解析 | 85 |
| 3. 6. 6 | 固着部のねじれ変形に伴う固着部より外周部の角変位の比の解析 | 86 |
| 3. 7 | 実験および解析結果と考察 | 87 |
| 3. 7. 1 | ボルト結合部で発生する摩擦損失エネルギーの測定方法 | 87 |
| 3. 7. 2 | 実験・解析結果と考察 | 90 |
| 3. 8 | 結言 | 92 |
| 3. 9 | 参考文献 | 93 |
| 第4章 | 結論 | 95 |
| | 研究業績 | 98 |
| | ✓ 学術論文 | 98 |
| | ✓ 国際会議論文 | 98 |
| | ✓ 特許出願 | 98 |
| | 謝辞 | 99 |

第1章

緒論

1. 1 研究の背景

1. 1. 1 装置開発の業務フロー

インデント物（一品物とも呼ばれる：受注生産型の製品でお客様と仕様を打ち合わせながら開発を進める専用機）の加工機やFA装置などにおける装置開発の業務フロー例を図1.1に示す。[1-1][1-2][1-3][1-4]

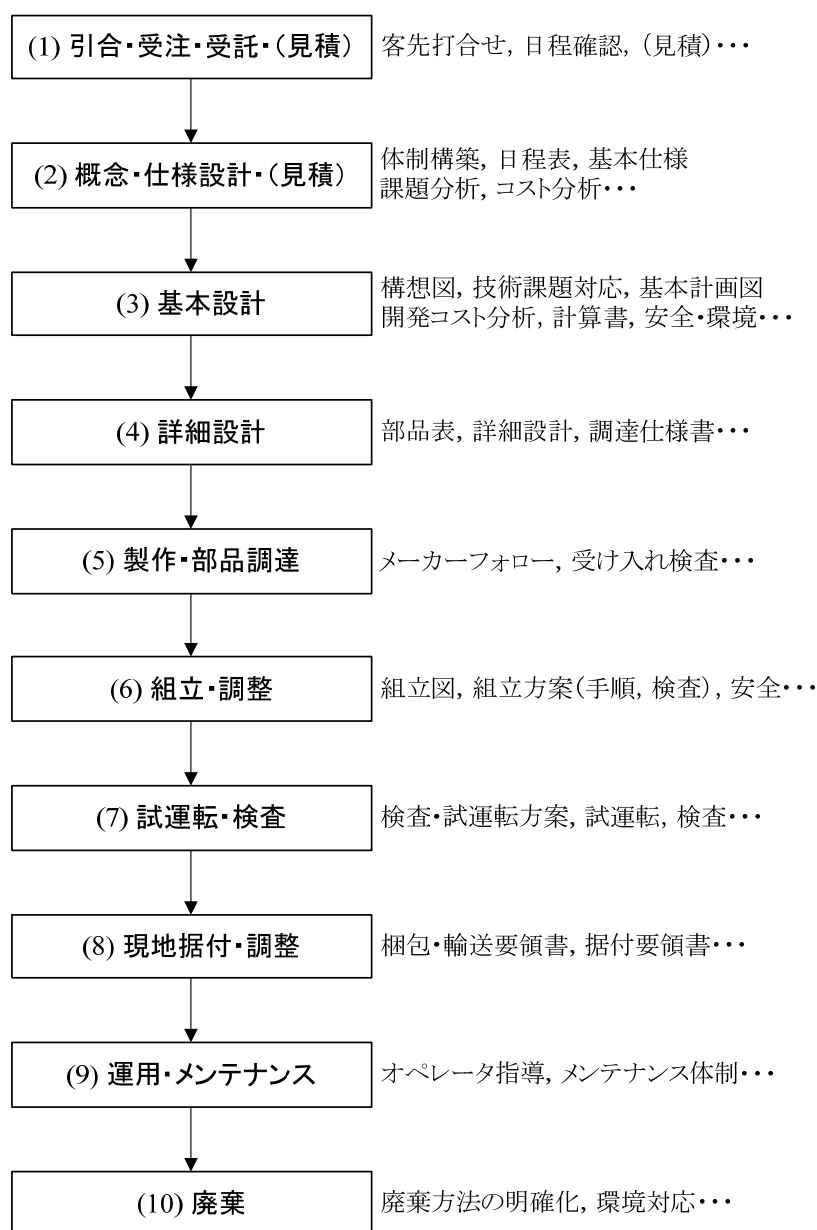


Fig. 1.1 Flow chart of a development process of machine tool or FA system

図 1.1 の各業務フローについてその詳細を以下に解説する。

(1) 引合・受注・受託・(見積)

本項目は、開発のスタートに位置するものであり、その形態は開発により様々である。最も一般的な形態としては、普段の営業活動を通じて客先引合があり、客先打合せ、見積を経て受注となるものである。他にも、社内のトップダウンによるものやトラブル対応などによる突発的なもの、また自主的な研究開発を目的とした開発活動なども想定される。

(2) 概念・仕様設計・(見積)

開発がスタートすると、打合せ結果を元に内容を更に詳細に分解した基本(見積)仕様書、また開発の概略イメージ共有を目的とした概念図(ポンチ絵)を作成する。基本仕様書には、機能、QCD の内容や工事範囲、戦略・市場、リスク(技術、開発スケジュール、コスト・・・)などを含め、これらを明確にする必要がある。更に、必要に応じてプロジェクト体制の構築を行い、必要人員・人材の確保・役割分担、また開発コストの割り振り、開発工程などを決定する。

(3) 基本設計

本項目は、開発の成否また以降の全ての工程に大きな影響を与えることから、十分な時間を掛け、詳細な検討を実施し計画を策定する必要がある。具体的な実施事項としては、次のようなものがある。開発のキーとなるネック技術の抽出および対策・検証、故障モードの分析と対策、VE 活動などによるコスト分析・費用見直し、詳細開発日程の調整(タスクブレイクダウン・クリティカルパス検討など)、仕様の見直し(客先調整含む)、出図管理、基本計画図の作成、各種技術計算書の作成、危険度解析・評価・対策による安全確保、環境配慮設計、過去の失敗事例の調査、関係する各種法令・規格の確認[1-5]、関係する特許の出願状況の確認など。そして、これらの活動を通じて最終的な仕様となる確定仕様書(場合により契約仕様書)と基本計画図、見積書を作成し、社内の承認および客先の承認を得る必要がある。

(4) 詳細設計

承認された確定(契約)仕様書・基本計画図を元に、ML-A(出図図書の種類、出図予定日、担当者が記載されたもの)の作成を始めに行い、以降これに沿って図書類の作成・出図を実施する。作成する図書類には、詳細設計図(部品図)、調達仕様書、組立方案、検査方案などがある。これらの図書作成の際には、製作・調達のしやすさ、コスト、納期など含めた生産設計も関係各所と協議しながら進める必要があり、完成された図書においては、以降の製作・調達工程に不備や問題が発生しないことを十分に確認する必要がある。

(5) 製作・部品調達

作成された図書による調達活動を通じて、各メーカー(社内の場合もある)で製

作，購入品手配を進める．この工程により更に詳細なコスト分析，日程調整を行い開発全体の計画に反映する，また場合によっては対策の実施を講じる必要がある．調達担当者および開発担当者は，適時，メーカーでの製作・調達進捗および品質のフォローを実施し部品またユニット単体での QCD を確保するように努める必要がある．

(6) 組立・調整

製作・調達された部品の受入れ検査・納入を経て部品を集結する．部品の集結は，一時期にまとめて行う場合やユニット毎に行う場合，また大規模装置など組立が長期に渡る場合は，その工程に応じて実施するなど，それぞれの開発案件に適した方法がとられる．開発（設計）担当者は，組立図，組立方案，組立時検査方案などを作成し，組立担当部門と調整を実施する．この中で組立方法・手順の検討，組立の体制確立，組立時の安全確保，必要治工具の準備などを確定させる．以上の準備を実施した後，組立・調整作業が進められる．開発（設計）担当者は，組立・調整の工程においても適時，組立状況を確認し，計画外の事象が発生していないか，組立精度などが確実に確保されているかをフォローする必要がある．

(7) 試運転・検査

装置の大きさ，試運転の内容に応じて試運転エリアを確保する．更に安全対策を講じた上で，開発した装置を設置する．開発（設計）担当者は，検査・試運転方案，試運転前事前安全検討を準備し試運転担当部門と試運転内容・体制・安全などについて調整を実施する．試運転担当者は，方案に則り検査・試運転を実施し検査記録を作成する．また検査結果が仕様を満足しない場合は，関連部門と協議し対策を実施する．その後，品質検査部門による検査・確認を行い検査方案を満足することで出荷許可の承認を得る．本検査には，客先立ち合い検査が含まれる場合もあり，指摘事項についての実施の可否（場合によっては追加費用の交渉），不適事項の修正，再立会い検査などを実施する場合もある．

(8) 現地据付・調整

出荷に際して，開発（設計）担当者は，梱包輸送要領書を作成し，梱包形態，可動部の固縛方法，搬送方法（揚重機，吊り方など），輸送手段（陸送（トラック），海上運輸，空輸など）を決定する．出荷担当部門は，梱包輸送要領書に基づき，出荷作業を進める．開発（設計）担当者は，本作業に立ち会い，不備がないかを十分に確認する必要がある．また吊り荷姿は，写真撮影などを行い，荷卸し担当者へ送付することで情報の共有を図り，荷卸しに際しても不備が生じないように配慮が必要である．据付けに関して，開発（設計）担当者は，搬入経路，搬入機材，基礎および周囲の状態などを事前に調査し，据付要領書を作成する．場合によっては，開発前に確認を行い，据付に際して問題が発生しないように，装置開発（分割構造化や基礎の改良など）に反映させる必要がある．据付要領書には，据付方法，据付位

置，精度，据付後の確認項目なども併せて記載する必要がある。据付担当者は，据付要領書に基づき作業を進め，据付記録の作成をもって作業を完了する。

(9) 運用・メンテナンス

運用担当者へのオペレータ教育を実施した後，実運用が開始される。オペレータ教育に際しては，事前にマニュアルを作成し，それに基づいて教育を行う。教育は，装置の運転方法だけでなく，装置の仕組み，保守・管理方法についても十分実施する必要がある。特に安全に関しては，そのリスクをマニュアル，オペレータ教育を通じて正しく伝達・理解してもらうことが必須である。メンテナンスについては，TPM（予防保全）的な思想をもって実施することが良く，設備に関するあらゆるトラブルを未然に防ぐ仕組みを現場・現物で構築することが望ましい。またトラブル発生時の体制・対応についても事前に運用担当者と決めておく必要がある。

(10) 廃棄

運用の終了した装置に関しては，適切に廃棄・処分される必要がある。開発（設計）担当者は，本工程においても，不都合が生じないように開発段階での事前の配慮が求められる。例えば，容易に分解できる構造にしておくことや，有害な物質の放出がされないこと，リユースが可能な物の採用などが挙げられる。

1. 1. 2 開発（設計）担当者の役割

開発（設計）担当者は，目的（仕様）を達成するために新しい技術や手法に挑戦することで競争力を保ちつつ QCD（品質，コスト，納期）を確保し，また開発に関わる全ての会社，部門，人と Win-Win な関係を構築する必要がある。更に前節までに解説した業務フローのすべてにおいて関わり持ち，開発において大きな影響を与える重大な決定を行うことから，その責任は非常に重いと考えられる。まとめると開発（設計）担当者の役割は，次のようにまとめることができる。

- ✓顧客との目的共有，調整（仕様・コストの調整・決定）
- ✓開発計画の立案・実施（図面（構造・形状・機構）の作成，各種技術検討など）
- ✓仕様を満足するのに必要な新技術開発
- ✓関係各所との調整（関係部署，調達先，製作メーカーなど）
- ✓QCD 管理
- ✓運用中・後のフォロー（メンテナンスなど）
- ✓装置および各工程における安全確保
- ✓環境への配慮

以上について模式図的に表すと図 1.2 のようになる。

Win - Winな関係を構築

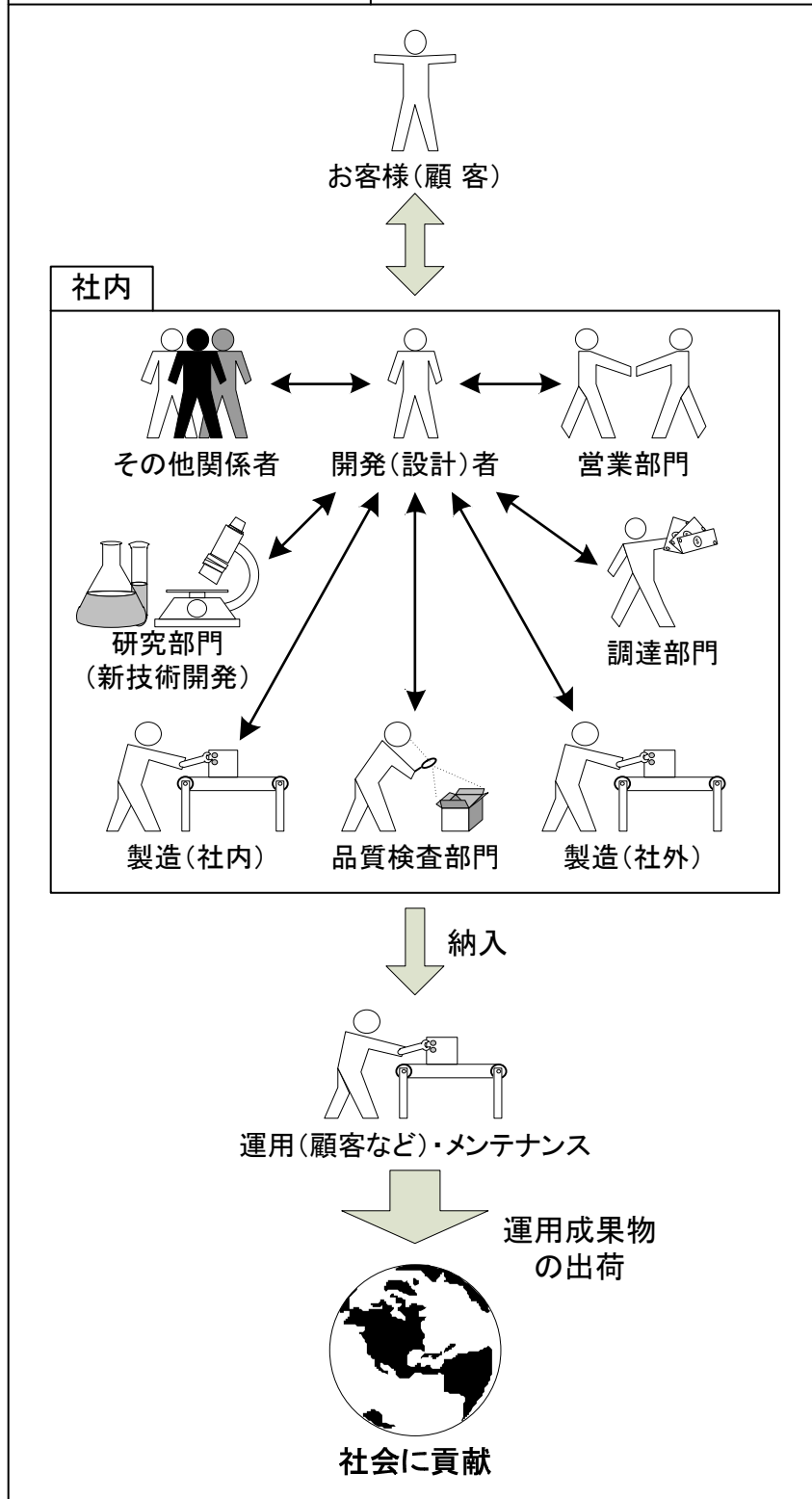


Fig. 1.2 Role of development section

1. 1. 3 課題と対策

前節までに解説したように、開発（設計）担当者は、非常に多くの役割を担っていると共に、それらに伴う全ての会社・部門・関係者と Win-Win な関係を構築する必要がある。そしてそれらを実現するには、多くの課題があり、様々な手法によって対策が講じられる。装置開発における主な課題とその対策例について以下に解説する。

✓見積の高精度化

見積は、この精度を誤ると利益を失うだけでなく、会社に大きな損失を与え、状況によっては事業が継続できなくなる場合すらある。また過度に高い見積金額の提示は、失注につながり、競争力を失うことになることから、これも問題である。よって精度の高い見積に基づき、適正に利益を確保することが重要である。高い見積精度を確保するための、データベース（過去の実績）の構築やチェックリスト（見積抜けの防止）の作成、項目・地域毎のベンダー（外注メーカー）リストの作成が、その対策として行われることが多い。またこれらの作業は、調達部門と協力して実施することが必須であり、常に更新・準備を継続し続けることが重要である。

✓要求仕様の決定と問題解決（アイデア創出）および設計値の絞り込み

要求仕様の決定は、開発要件を確定する行為であり、コスト・開発日程・技術開発などにおいて影響が大きいことから、顧客と十分な協議・調整を行い開発目的を明確化させる必要がある。そしてこの開発目的の明確化において、QFD（Quality Function Deployment：品質機能展開）[1-6]を実施することが有効である。品質機能展開では、製品品質の構成要素をできるだけ細分化し、品質構成要素のネットワークを構成すること、顧客の生の声を元データとして収集し、収集した顧客の生の声を分析して品質面の要求を「要求品質」として抽出する。また要求をグループ分けして、要求品質を階層構造の形で表す。この結果は、構成要素の系統図となる。この系統図を展開表の形に整理すると要求品質機能展開表となる。この要求品質機能展開表によって顧客（市場）の要求が一覧表に整理されるため、顧客が何を求めているかが明らかになる。

顧客の要求を把握しても、この要求からそのまま製品を作ることはできないため、技術的な特性である品質要素に変換することが必要である。そこで要求品質を実現しているかどうかを測る定量的な特性を各要求品質から抽出する。抽出結果を全て書き出し、要求品質と同様にグループ分けし、展開表にまとめて品質要素展開表を作成する。そしてここから技術的要求を明確化させる。

前述の作業により技術的要求は、明確になるが「どのように」解決するかについては、明らかにならない。そしてこの課題解決には TRIZ[1-7][1-8]が有効である。TRIZ は、Theory of Inventive Problem という意味のロシア語の頭文字を英語に当てはめた言葉である。TRIZ は世界中の特許 150 万件以上から技術特性を整理して 40 の発明原理を抽出し、特許に値する解決案をみつけるヒント集であり問題解決に役立つ様々な手

法が体系化されている。自分の経験や知識に加えて、膨大な特許分析から抽出整理された様々な業種／技術分野の優れた問題解決テクニックを、問題解決時に用いることで、広い視野を持って多面的な発想が行なうことができ、アイデア発想のプロセスを飛躍的に高めることが可能となる。

創出されたアイデアをより定量的に具体化する手法としては、タグチメソッド[1-9]が有効である。タグチメソッドは、実験計画法(DE)の発展形として設計値の検討に有効な方法と考えられる。しかしながら設計する要因の選定方法は、過去の経験によって技術者に蓄積された知識によることになり、この点において課題が残る。しかし重要な品質特性に対してタグチメソッドを用いて解析し、設計値を決定することが現状において望ましいと考えられる。設計値の決定にあたっては、実験や解析が用いられるが、タグチメソッドにより実験・解析パラメータを最小化することが可能であるため効率的に解が得られる。

✓コストダウンと品質確保

これについても、QFD, TRIZ, タグチメソッドなどを用いる手法が有効である。また併せてVE[1-10]や生産設計・製造レベルでの品質工学的手法(タグチメソッドなど)が実施される。

VEは、製品の機能とコストを分析し、より価値の高いものを設計また改善する手法であり、この内、最も特徴的なステップが価値分析である。その内容は、機能整理と機能評価とがある。機能整理は、製品の機能を明らかにするために行うが、一般には機能系統図を作成することで理解しやすい状態とすることで改善案を創出しやすい状況をつくる。機能評価は、機能系統図で明らかにした機能それぞれを一對ずつ取り出し、「どちらの機能がどれだけ重要か」を検討する。また、この活動における評価は、「 $V=F/C$ 」(価値(V)を機能(F)の達成とコスト(C))で行われる。

品質工学的手法(ここではタグチメソッド)は、コスト(開発、製造)を増やさずに、不具合や予期できない事象による損失を減らし、更に製品価値を向上させることを目的としている。そしてこの目的を達成させるため、ロバスト設計(パラメータ設計)と許容差設計の2つのアプローチ(2段階設計法)を実施することが重要である。ロバスト設計は、品質をばらつかせるノイズ(誤差因子)を減衰させ、ノイズに強いすなわちロバスト性を有した設計を行う方法である。すなわち、製品や部品が設計・製造・使用環境などの諸変数から受ける影響を最小化し、出荷後に発生する製品・部品の品質問題を未然に防止するものである。ロバスト設計により、ノイズに強い設計が可能となるが、そのロバスト性にも限度があり、ある許容値を超えたところから品質に問題が発生する。そしてどの程度までをノイズとして許容するか、ばらつきの変動を抑えるかを定めることを許容差設計と呼ぶ。両方の設計とも実験計画法による統計学にもとづいた合理的な手法により設計値を決定でき得られる効果は大きい。

✓開発のスピードUPと効率化

前述の課題に対応しつつ、更に開発のスピードアップが近年ますます求められていることから、これについても様々な対応がとられている。そこでまず始めに実施されるのが標準化[1-11]である。標準化は、使用頻度の高いユニットや部品に対して、プラットフォームを共通化し多製品に適用・利用することで、開発リスクの低減、品質の向上、生産品種の削減を含めて開発のスピードアップを目指すものである。例えば自動車メーカーでは、車台の共通化を図り、多車種に適用することで大きな成果を上げている。しかし本論文で対象にするインデント物（一品物）においては、標準化の範囲の設定が困難であることや、開発仕様が都度大幅に異なるなどの状況から容易には進まないなどの課題がある。

また技術開発面においても開発のスピードアップは、当然のように求められており、試作・実験レス（最小化）や生産装置の垂直立ち上げを目的とし、製造前の設計段階において机上で十分に検証・最適化および予測できる技術が望まれており、様々な取組みが実施されている。これらの技術開発面における取組みについては、詳細を次節にて解説する。

1. 1. 4 最適化・予測技術の高度化

前節の技術課題に対応するためには、製作・製造を実施する前、すなわち開発（設計）段階において、その装置の機能が仕様を十分満足するか、不必要な能力・機能を有していないかなどを予測・検証し最適化を図ることが重要となる。装置設計に際しては、モータ・アクチュエータの動力計算、また軸受・歯車などの各機械要素毎の設計計算、材料力学的な構造の強度・剛性計算など[1-12][1-13][1-14]が行われるが、近年のIT技術の進歩によって、より高精度かつ複合的な検討が可能な状況となってきた。このような状況から3D-CADを絡めたシミュレーション技術に大きな期待がかけられており、課題に対応できるソフトウェアの開発、またそれらのソフトウェアを活用した研究が盛んに行われている。以下に、それらの例について解説する。

✓3D-CAD

従来のハイエンド3D-CAD[1-15][1-16][1-17]は、非常に高価であったため自動車や航空機産業など一部の企業・分野でのみしか活用することが困難であった。しかし、近年ミドルレンジの3D-CAD[1-18][1-19][1-20]の性能向上および低価格化から、広く普及される状況となっている。

3D-CADは、その形状を3次元的に表現されることから、誰にでも理解しやすいため、その意匠の検討のみならず製造現場・部門での製作性、組立性の分析においても活用されている。また、以降に説明する数値解析ソフトとのデータの連携が容易に行えることから、製作前の事前検討にますます活用されていくものと考えられる。

✓有限要素法解析

有限要素法は、解析的に解くことが難しい微分方程式の近似解を数値的に得る方法の一つである。方程式が定義された領域を小領域（要素）に分割し、各小領域における方程式を比較的単純で共通な補間関数で近似する。構造力学分野で発達し、他の分野でも広く使われている。従来、ソフトウェアの自主開発や高速・高容量な計算機の必要性から一部の研究者や大企業でしか使うことが出来なかったが、今日では、汎用有限要素法解析ソフトウェア[1-21][1-22]の普及、計算機能力の大幅な進歩、また3D-CADとの強力な連携機能が充実していることから開発（設計）者においても容易に活用できる状況となっている。また解析範囲も構造（静・動解析）、伝熱、磁場、流体、落下・衝突などと多岐にわたり、またこれらの連成解析(Multiphysics)、非線形解析といった複雑な解析も可能となっている。また近年では、マルチスケール解析といったスケールの異なる構造体における双方の物性、もしくは挙動を連成させる解析も可能となってきている。

✓機構解析

機構解析[1-23]は、バーチャルプロトタイプ（物理学モデルを仮想試作）をPC上に作成することで、設計した製品のあらゆる挙動（静的、動的）のリアルなシミュレーションを可能にする。これにより自動車、電機、一般機械など、さまざまな分野で製品の動的性能の予測・検証、設計案の評価・検討、試験の効率化などに利用が可能となる。開発の初期段階にバーチャルプロトタイピングを活用することで、実機試作をする前に機構システムの構築、試験、検討をPC上で実施でき、そして改良をすることが可能となる。これにより従来、非常に長い期間を必要としていた製品の開発段階での試作・実験を非常に短い時間で完了することが実現できる。

✓構造最適化

構造最適化の方法としては、寸法最適化、形状最適化、トポロジー最適化の3種類などがあり、用途に応じて使い分けることが重要である。3種類の最適化手法の違いについての概念図を図1.3に示す。

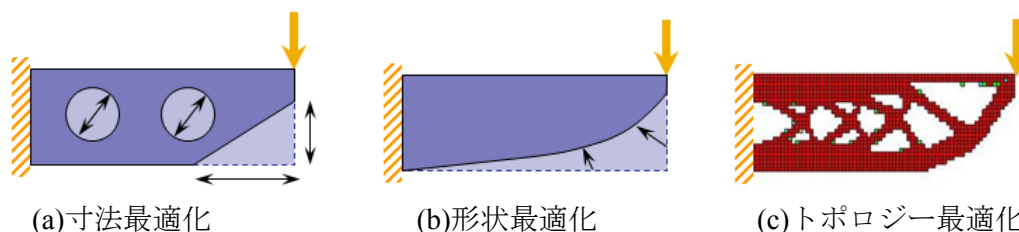


Fig. 1.3 Illustrations of three kinds of optimization techniques in mechanical structure

寸法最適化は、形状が確定している構造体に対し、その構成する部材の寸法を重量や最大応力値の最小化などの目的に応じて最適化する手法であり、最適化アルゴリズムとしてはGA(Genetic Algorithm : 遺伝的アルゴリズム)[1-24][1-25]などが用いられる。

形状最適化は、板の外形形状全てに自由度が設定されており、目的に応じた最適な自由曲面形状を獲得するものである。

トポロジー最適化[1-26]は、外形形状の自由度に加え、その内部の形状においても自由度が設定されているものである。他の2つと比較してより大きな自由度を有していることが特徴であり、従来の設計の延長では考え付かない発想・設計案が得られる可能性があり、大幅な性能向上が期待される。また、製造上の制約を考慮したり、静強度だけでなく耐久性や大変形・接触・材料の非線形現象を考慮した、さらに高度な最適設計も可能となっており、その応用範囲は非常に広い。課題としては、3D-CAD、汎用構造解析ソフト、最適化ソフトの3種の連携が必要なことからソフト準備にコストがかかること、またそれぞれのソフトを使いこなす技能が必要であることから、現状においては、開発（設計）担当者が容易に使いこなせる状況には、なっていない。

✓その他シミュレーション

(a)油圧解析

油圧シミュレーション[1-27][1-28]は、エネルギー源である油圧ユニット（ポンプ・タンクなど）から油圧機器（油圧シリンダ、油圧ポンプなど）までの、油圧システム全体を通じた物理モデルベースのシミュレーションを行うことで、油圧システム全体の設計を可能とする。シミュレーションにより静的および動的な応答（時間および周波数領域）が求められることから、動的な運動解析や、それをを用いた制御システムの開発・最適化などが実現できる。

(b)ロボットシミュレータ

産業用ロボットの高性能化、低価格化から、これらを利用した生産装置・システムの開発が盛んに行われている。産業ロボットは、その可動範囲の広さおよび姿勢において大きな自由度を有していることから、対応できる加工（溶接、塗装、搬送など）の種類も多岐渡り大変利用価値が高い。一方、自由度の高さ、複雑な可動範囲からその扱いにおいては、高度な技能が必要となる。これらを解決する手段として利用されるロボットシミュレータ[1-29][1-30]は、3D-CADデータを用いて、パソコン上のバーチャル空間に生産設備を構築し、ロボットの干渉チェックやプログラム作成、オフラインティーチングなどのエンジニアリング作業を容易に行えることを実現する。ロボットモデルと被加工物の詳細モデリングそして高機能なシミュレータにより生産ラインの早期立ち上げやティーチング時間の短縮に大きな効果が得られる。

1. 2 研究の目的

このように開発（設計）担当者は、様々な技術的課題に対して、1.1.3, 1.1.4 節で解説した手法や最適化・予測技術を用いて技術的にも Win-Win な関係となるよう計画する必要がある。そこで本研究では、開発担当者が検討・計画すべき技術的課題のうち、加工機・FA 装置など、外部から負荷が作用され、またその状態において駆動される機械装置を想定し、この時の設計課題として重要となる「機械構造仕様の決定」を研究対象とする。機械構造仕様の決定とは、機械構造を構成するフレーム構造や機械要素を、開発する装置の要求仕様に応じて適切に選択・設計することであり、その装置仕様へ与える影響は、大きい。不適切に機械構造を設計した場合、駆動部機能の不備（位置決め不良など）、過大変形（剛性・強度不足）、振動、加工機においてはびびり振動の発生などの不具合を発生させる。ここでは、特に機械構造仕様の静・動特性に注目し、その目的、課題をまとめると図 1.4 のように表すことができる。

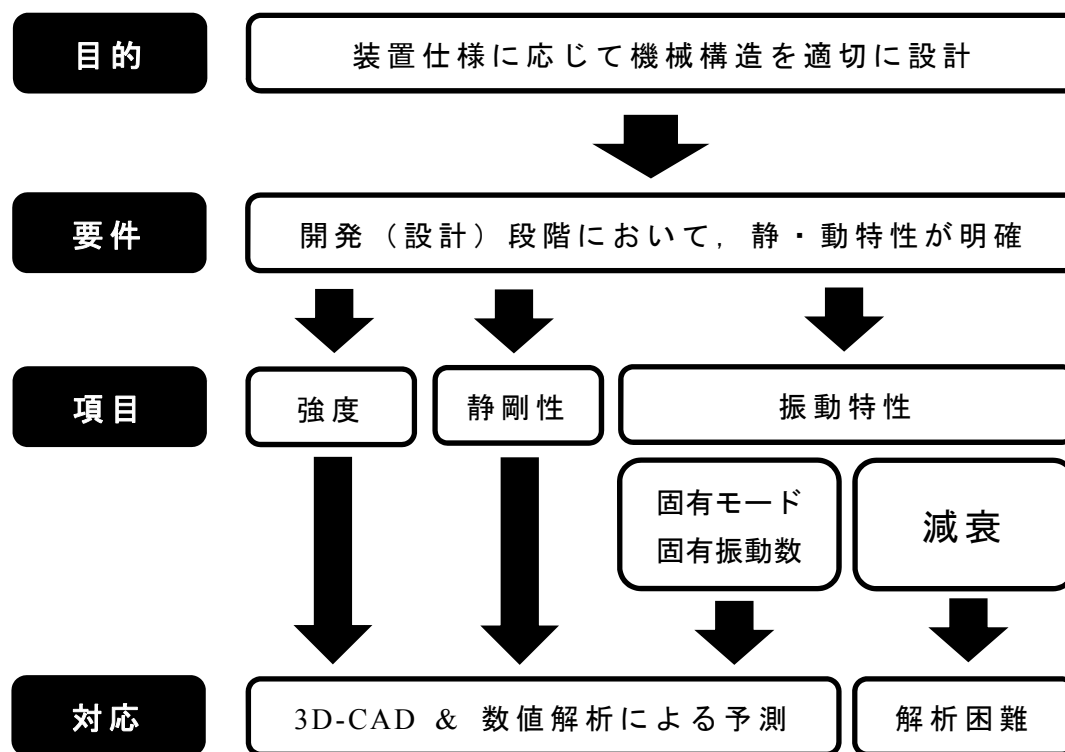


Fig. 1.4 Target of study and purpose

図 1.4 からわかるように、機械構造に求められる静・動特性の要件のうち、強度・静剛性、また振動特性のうち、固有モード・固有振動数に関しては、近年の 3D-CAD、数値解析ソフト、コンピュータの進歩から計算によって比較的容易に解が得られる状況となっている。しかし、振動特性の中の減衰だけは、現在でも数値解析によって予測することは、困難である。現状、正確な減衰値を得るには、実験によるしかなく、この試

作コスト・期間の増大が問題となっている。このように減衰に大きく依存する動特性を開発段階で正確に予測し得ない状況が現在まで続いており、長年の課題となっている。そして本研究は、この課題を解決、すなわち解析により、開発（設計）段階において減衰量を定量的に把握することを目的とする。機械構造に含まれる減衰[1-31][1-32]の種類は、複数存在しており、まとめると以下のようなになる。

【減衰の種類】

✓粘性減衰

速度に比例した減衰であり、空気・水・油の流体抵抗などが代表的である。機械工学で扱われる、機械や機器、構造物では、およそこのような減衰特性を持つものが多いことから、この形態の減衰を代表として用いることが多い。

✓摩擦減衰

クーロン摩擦と呼ばれる。ボルト結合や摺動部など振動時の滑り摩擦に起因した減衰であり、速度と反対方向に働くためエネルギーを消散させる性質を有している。またこの減衰は、ほとんどの機械構造において有しているものであり、またその効果も比較的大きいと考えられることから、機械構造物の振動特性を考える上で無視することはできない。

✓履歴減衰

ヒステリシス減衰とも呼ばれる。荷重変形曲線がループ形状（図 1.5：縦軸（荷重 F ）、横軸（変位 δ ））を描くことによりエネルギーが吸収される減衰である。建築構造物の免震に用いられるアイソレータなど、その変形において弾性的成分と塑性的成分が組み合わされているものにおいて良くその特徴が表れる。

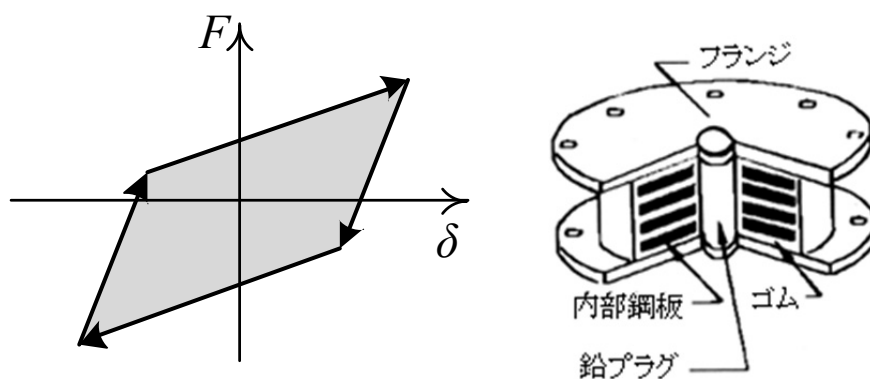


Fig. 1.5 Hysteretic damping

本研究では、上記の減衰の中でも効果が大きく、汎用性があり、また機械構造の動特性に大きな影響を与えられと考えられる機械構造の案内部・結合部において生じる「摩擦減衰」について研究を行う。

「摩擦減衰」は、例えば加工機における過去の開発事例からその装置仕様、特にびびり振動発生の有無に対し影響が大きいことを、経験的に理解している。しかし「摩擦減衰」を発生させるメカニズムの解明や定量的予測手法は確立しておらず、装置製作後の機械調整によって装置仕様を満足するよう対応しているのが現状である。図 1.6 に「摩擦減衰」がびびり振動発生の有無に影響を及ぼした例を示す。

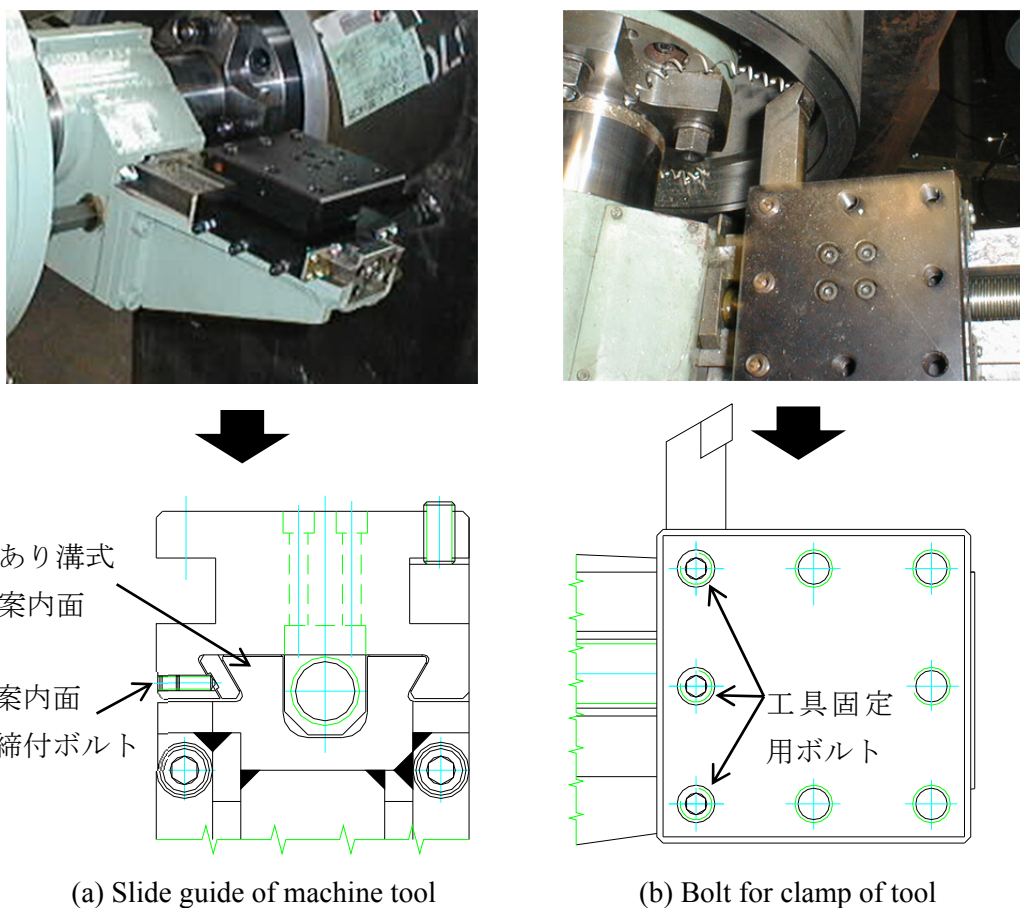


Fig. 1.6 Various friction damping in machine tool

図 1.6(a)は、加工機の「あり溝式案内面」の例であり、案内面締付ボルトの締結力によって案内面の摩擦力が調整可能である。そしてこの摩擦力の調整によってびびり振動発生の有無が変化することがわかっている。しかしびびり振動を発生させないための適正な摩擦力や加工機構造の仕様は明らかになっていない。

また図 1.6(b)は、刃物台と「工具固定用ボルト」を示した例であるが、このボルトの締結力によってもびびり振動発生の有無が変化する、この理由としては工具に切削振動が負荷されたときボルトとバイトが接している部位において摩擦が発生し減衰効果が得られると考えられる。しかし摩擦減衰発生メカニズムは明らかでなく、定量的な検討も行われていない。

そこで本研究では、図 1.6(a)(b)それぞれにおいて摩擦減衰発生メカニズムを明らかにし、またそれに基づいた定量的予測手法を確立する。そして得られた結果から、設計段階で活用できる、すなわち試作や実験を実施することなく機械構造の仕様が決定できる設計指針を獲得することを本研究の目的とする。

1. 3 本論文の構成

本論文は、全 4 章から構成される。その構成を図 1.7 に示す。

第 1 章では、本論文の「緒論」とし、研究の背景と研究の目的を述べる。加工機・FA 装置の開発における業務内容と課題、またそれらを解決する対策の現状を解説する。更に未だ解決できていない技術的課題として、摩擦減衰を考慮した機械構造物の動特性を本研究テーマとして取り上げた経緯を明らかにし、研究の目的について説明する。

第 2 章では、摩擦減衰の内、工作機械の案内面で生じる摩擦減衰に注目する。ここでは、案内面の摩擦減衰と工作機械を構成する各部の剛性が、びびり振動安定性に与える影響について検討を行う。研究対象として突切り加工を行う 2 自由度系工作機械モデルを構築し、このモデルの動特性の変化、またびびり振動安定性を実験およびシミュレーションを用いて考察する。また、この研究結果から工作機械の開発（設計段階）において活用できるびびり振動発生 of 定量的予測手法を獲得する。

研究テーマ名：「案内面での摩擦減衰を考慮した工作機械のびびり振動安定性予測」

第 3 章では、第 2 章で獲得した案内面での摩擦減衰の定量的予測手法を一般の機械構造の結合部において生ずる摩擦減衰に拡張・適用を試みる。ここでは、機械構造の結合部として非常に多く使用されているボルトによる結合をテーマとして取り上げ、このボルト結合部において生ずる摩擦減衰を研究対象とする。ここでは、1 本のボルトで 2 枚の板を締結する単純なモデルを想定し、また結合部にねじり荷重が負荷される場合に生じる摩擦減衰について研究を行う。これにより摩擦減衰の発生メカニズムを明らかにし、その定量的予測手法を確立する、またこれを実験により検証する。

研究テーマ名：「機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測」

第 4 章では、「結論」とし、第 2 章、第 3 章から得られた研究の成果をまとめる。また研究の成果を用いた今後の研究の発展性・利用応用事例について述べる。

Chapter 1

【緒論】

- ✓ 研究の背景（現状・課題・対策 など）
- ✓ 研究の目的
「機械構造の案内／結合部における摩擦減衰の発生原理の解明と定量的予測」



Chapter 2

機械構造の「案内部」における摩擦減衰

【研究テーマ 1】

- ✓ 工作機械の案内面で生じる「摩擦減衰」を対象
「案内面での摩擦減衰を考慮した工作機械のびびり振動安定性予測」

Chapter 3

機械構造の「結合部」における摩擦減衰

【研究テーマ 2】

- ✓ 機械構造のボルト結合部で生じる「摩擦減衰」を対象
「機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測」



Chapter 4

【結論】

- ✓ まとめ
- ✓ 将来展望

Fig. 1.7 Flow chart of this study

1. 4 参考文献

- [1-1] 高橋輝男, システム設計思考法, (1993), 白桃書房
- [1-2] 畑村洋太郎, 続・実際の設計, (1992), 日刊工業新聞
- [1-3] 伊豫部将三, 設計者の心得と実務 101, (1999), 日刊工業新聞社
- [1-4] 川面恵司, 須賀雅夫, 工学設計, (1995), 培風館
- [1-5] ISO 12100, JIS B 9700-9717, 9960, 9704, 9706 など, 機械類の安全性
- [1-6] 伊豫部将三, はやわかり品質機能展開表 45 例, (1997), 日刊工業新聞
- [1-7] 笠井肇, 開発設計のための TRIZ 入門, (2006), 日科技連出版社
- [1-8] 井坂義治, 技術者のための問題解決手法 TRIZ, (2004), 養賢堂
- [1-9] 立林和夫, 入門タグチメソッド, (2004), 日科技連出版社
- [1-10] 産能大学 VE 研究グループ, 新・VE の基本, (2004), 産能大出版部
- [1-11] 井上正寿, VE と標準化, (1981), 日本規格協会
- [1-12] 機械設計便覧編集委員会, 機械設計便覧, (1992), 丸善
- [1-13] 小栗富士雄, 小栗達男, 機械設計図表便覧, (2005), 共立出版
- [1-14] 益子正巳, 機械設計, (1968), 養賢堂
- [1-15] “UNIGRAPHICS NX”, Siemens PLM Software
- [1-16] “CATIA V”, DASSAULT SYSTEMES
- [1-17] “Pro/ENGINEER”, PTC
- [1-18] “SolidWorks”, DASSAULT SYSTEMES
- [1-19] “Autodesk Inventor”, Autodesk
- [1-20] “ICAD/SK”, 富士通
- [1-21] “ANSYS”, ANSYS Inc
- [1-22] “ABAQUS”, SIMULIA
- [1-23] “ADAMS”, MSC Software Corporation
- [1-24] 安居院猛, 長尾智晴, ジェネティックアルゴリズム, (1993), 昭晃堂
- [1-25] 菊池耕生, 原文雄, “GA による橋形構造物の組立・形態の同時最適化に関する研究”, 日本機械学会論文集 C 編, VOL. 63, NO. 608 (1997), pp. 1159-1166.
- [1-26] “TOSCA”, FE-DESIGN
- [1-27] “SimHydraulics”, MathWorks
- [1-28] “OHC-Sim”, 日本フルードパワーシステム学会
- [1-29] “MOTOSIM EG”, 安川電機
- [1-30] “ROBOGUIDE”, FANUC
- [1-31] 日本機械学会, 振動のダンピング技術, (1998), 養賢堂
- [1-32] 株式会社構造ソフト, 地震動応答解析のおはなし,
<http://www.kozosoft.co.jp/gijyutu/s19.html>, (参照日 2012 年 7 月 21 日)

第2章

案内面での摩擦減衰を考慮した工作機械のびびり振動安定性予測

2.1 緒言

工作機械（切削加工機）の開発に対する主な要求性能として、加工精度と加工能力が挙げられる。これらは製品の品質およびコストに大きな影響を与える。よって要求性能を満足する切削加工機の仕様を定量的に明確にすることが、設計・開発を行う際に重要となる[2-1][2-2][2-3][2-4]。切削加工機開発においてその仕様を明確にする必要がある項目を図 2.1 にまとめる。

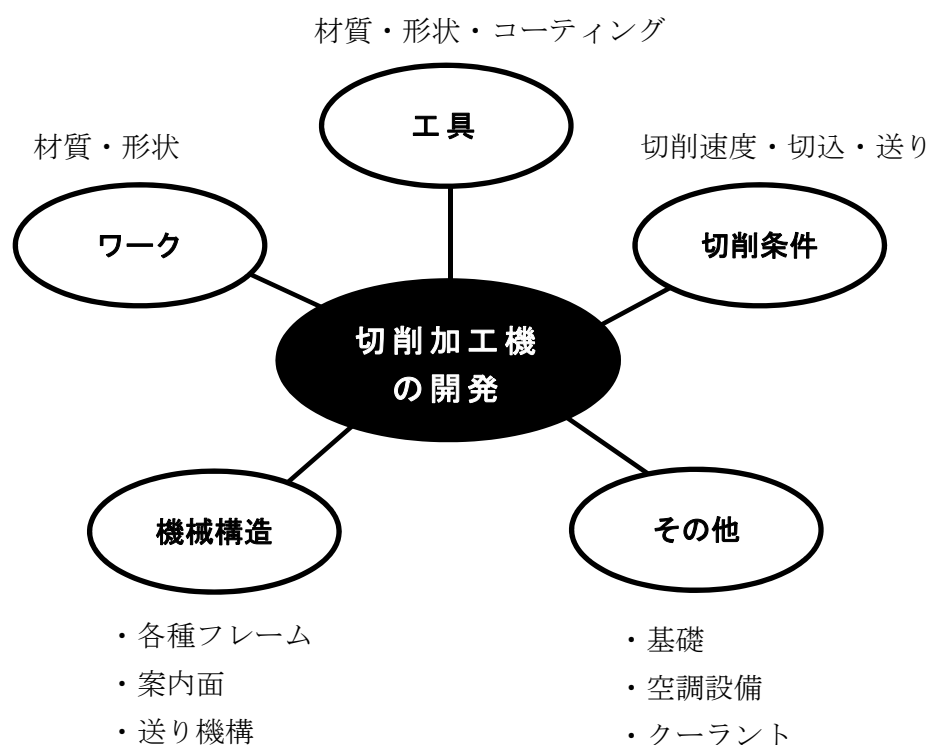
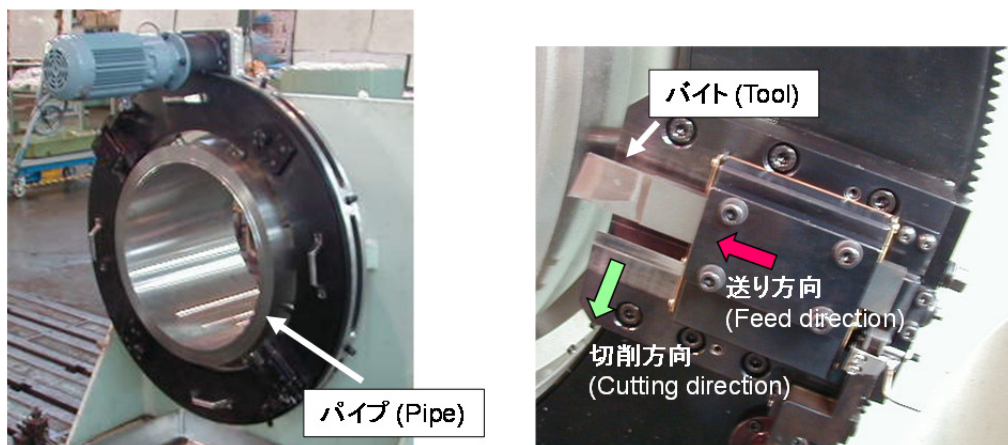


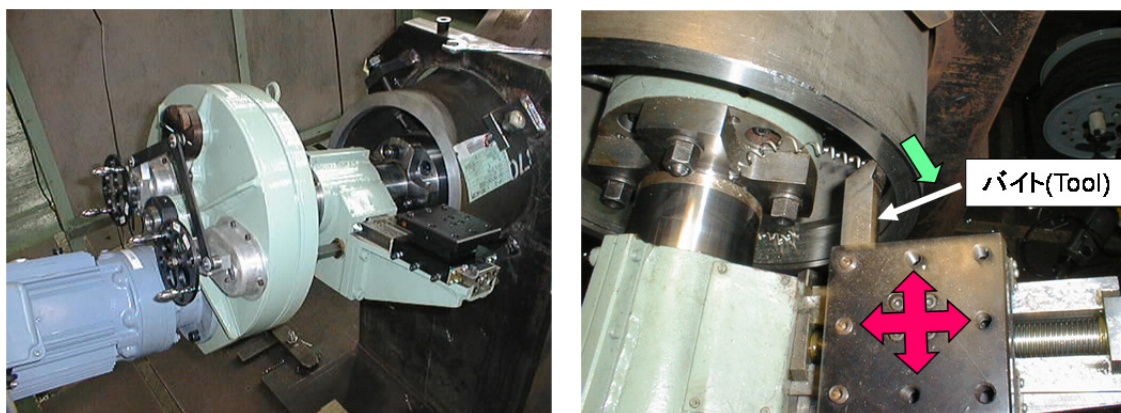
Fig. 2.1 Technical specifications of machine tool

ここでインデント物の切削加工機（専用切削加工機）の開発を考えた場合、図 2.1 において、「ワーク」、「工具」、「切削条件」は、その開発初期の要求仕様から、ある程度定められている場合が多い。また「その他」の項目についても、加工に重要な影響を与えるも、要求元からの設置環境などによる制約を受けることから、切削加工機開発において設計自由度は、非常に低い。よって切削加工機開発において、開発（設計）担当者が最もその開発に注力すべき項目は、「機械構造」仕様であり、これを定量的に明確にし、加工精度・加工能力の両方を満足させることが重要となる。

これまで、加工精度に関係する工作機械の位置決め精度については、様々なモデルが考案されており、機械構造仕様が位置決め精度に及ぼす影響について多くの研究が行われている[2-1][2-5][2-6][2-7]. 他方、機械構造仕様が加工能力に影響を与える主要因としてびびり振動がある[2-1][2-2][2-3][2-8][2-9][2-10][2-11][2-12]. びびり振動の発生は、製品の品質を大幅に低下させるばかりでなく、工具・切削加工機本体に大きな損傷を与える場合もある. 特に専用切削加工機の内、プラントなど現地の補修工事で使用される補修加工機は、その設置・使用条件の制約から小型・軽量化が求められることが多く、それらに起因した剛性不足からびびり振動が発生しやすい状況となっている. 補修加工機の例を図 2.2 に示す. (a)は、プラントのパイプを切断 (突切り加工) する加工機である. 加工機は、パイプ外周部に抱き着くように設置され、パイプ外周部をバイトが回転しながら、パイプの厚み方向に切り込むことで切断加工を行う. (b)は、(a)での切断加工後、新たなパイプを溶接するために必要な開先形状を切削加工により成形する加工機である. 加工機は、パイプ内径側に固定され、バイトはパイプ端面の周囲を回転し、切込み・送りの2方向に移動しながら開先形状を形成する.



(a) Pipe cutting machine



(b) Beveling machine

Fig. 2.2 Example of machine tools for repair plant

このような状況からびびり振動の抑制が求められ、対策として次の例が挙げられる。
【びびり振動（自励型）発生時の一般的な対策方法例】

- ✓ 切削条件の変更（切削幅を減少，切削速度の低減または増加，切削油剤 など）
- ✓ 工具の変更（すくい角の増大など工具形状の変更，コーティングなど）
- ✓ 工作機械の動特性の改善

しかし、「切削条件の変更」，「工具の変更」は一般に加工効率やコストの増大をまねくことが多く，「工作機械の動特性の改善」においては，既設加工機に対して容易に実施できるものではない。よって工作機械本体自体がびびり振動を抑制できる機械構造仕様を開発（設計）段階で明らかにし，適用することが重要となる。

過去の切削加工機開発の実績から機械構造仕様の内，バイト部，送り駆動機構部（送りねじ，支持軸受）またそれらを保持するフレームの各部の剛性および，案内部の摩擦がびびり振動の発生に大きく影響していることは明らかであり，これらの仕様をびびり振動が発生しないよう定量的に決める必要がある。ここで切削加工機に用いられる案内部の軸受としては，図 2.3 があげられるが，汎用的であり，最も大きな摩擦力が発生すると考えられる「接触式」の「すべり軸受」を本研究の対象とする。

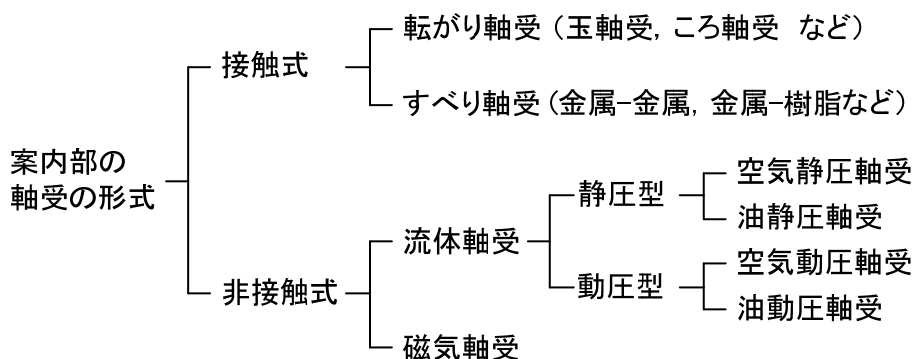


Fig. 2.3 Various types of bearing used in guide

2. 2 研究の目的

本研究では，機械構造仕様の中でも要求性能への影響が大きいと考えられる工作機械の剛性（工具，フレームおよび駆動部）と案内部の摩擦（減衰）に注目する。そしてこれらがびびり振動の発生へ及ぼす影響について明らかにするとともに，工作機械の設計指針を抽出することを目的とする。まず，工具部分の剛性，工作機械のフレーム・駆動部剛性および案内部の摩擦力を含む基本的な振動モデルを提案する。次に各部の剛性や摩擦特性を意図的（部品組み換え，機械調整による）に変化させることのできる試験装置を設計・開発し，モデル内の各パラメータを同定する。開発した試験機，構築したモデルと同定したパラメータを用いて，びびり振動安定性限界の予測およびその検証実験を行い，工作機械の構造仕様とびびり振動安定性の関係について考察する。

2. 3 本章に関係する研究

本章に関係する過去の主要な研究としては、次のものが挙げられる。

(1) 工作機械の振動特性 [2-13][2-14]

単純な1自由度のばね-質量系に、案内面の摩擦力を追加したモデルを研究対象とし、この非線形摩擦力（送り速度による摩擦力の変化については無考慮）が動剛性に及ぼす影響を解析・実験により検討している。結果として、案内面に働く摩擦力が変動外力に対して減衰能を有すること、また減衰エネルギーを等価粘性減衰に置き換えることで、動剛性を理論的に解析できることを示した。

(2) 工作機械案内面の減衰能 [2-15]

静圧軸受を応用した実験装置を用い、静圧案内面、軟鋼およびフッ素系プラスチックの2種類のすべり案内面について動特性の測定を行っている。結果として、静圧案内面では、送り速度などを変更しても、その減衰能には変化がなく、すべり案内面では、テーブル送り速度がテーブル振動速度よりも低い領域において高い減衰能が得られることを明らかにした。

(3) びびり振動の予測・抑制

本項目については、非常に多くの研究がなされており、びびり振動抑制の代表的手法をまとめると次のようになる。

✓ 切削条件の変更 [2-16]

- ・ 主軸回転数の変動：振動の再生効果を抑制 [2-17]
- ・ 切削速度の低下（プロセスダンピング）：工具逃げ面とワーク面の接触による減衰効果を増大 [2-18][2-19]

✓ 工具の変更

- ・ 不等ピッチ工具：振動の再生効果を抑制 [2-20][2-21][2-22]
- ・ 工具の形状・傾きなどの変更 [2-23]

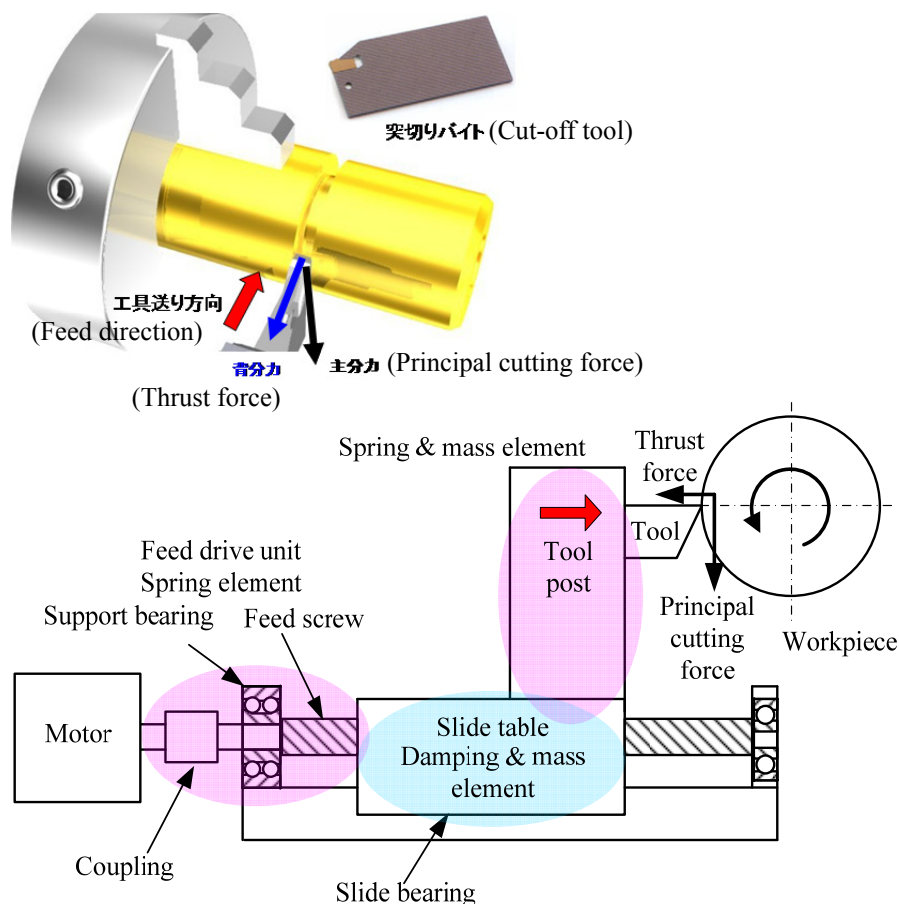
✓ 機械・装置を異方性構造化：軸対称形状の工具やワークなど、軸に垂直で直交する2方向において類似した振動モード（共振周波数）となることで発生するモードカップリング型の不安定振動の回避 [2-24]

✓ 工作機械の動特性の改善 [2-25]

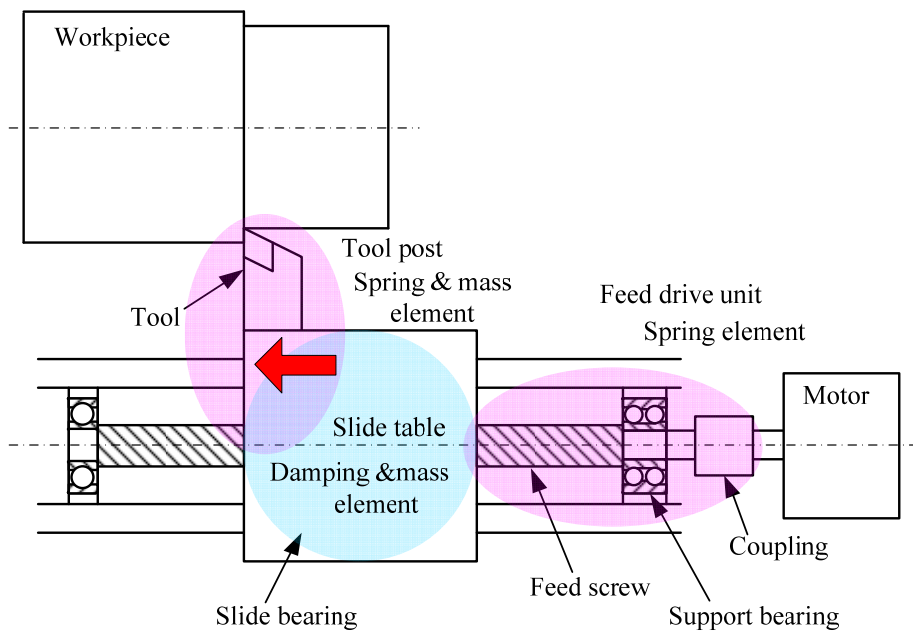
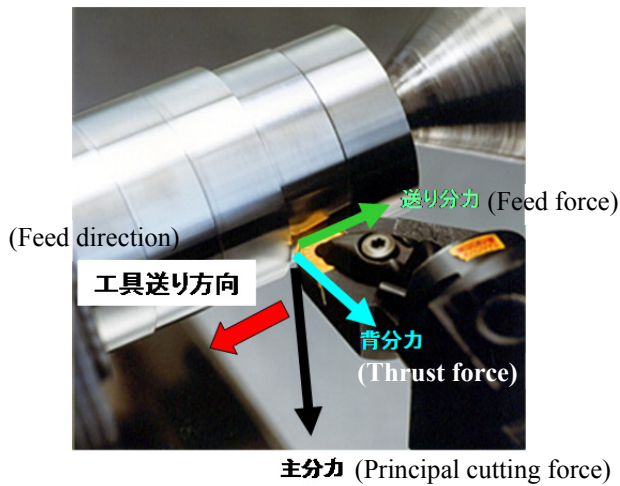
以上の様に、比較的単純なモデルにおいて構造仕様がびびり振動に与える影響の検討や、既存の工作機械の特性を前提としたびびり振動予測／抑制について多くの研究が実施されてきた。しかし、工作機械を新規に開発する際のびびり振動抑制対策としては、剛性の最大化に主眼が置かれており、設計段階において活用できるびびり振動発生量の予測手法の開発については不十分である。よってこれらを解決できる工作機械モデルの構築および、これを用いた設計指針の獲得は、工作機械開発において重要であると考えられ本研究において取り組むこととした。

2. 4 研究対象の設定とモデル化

研究の第一段階として単純な2次元切削を対象とし、摩擦減衰(案内内部による摩擦力)を含む2自由度の振動系として加工機をモデル化する. その構成要素例として(a)突切り加工機, (b)外周旋削加工機を図2.4に示す. 工具刃先の切削点より発生した切削力の主分力と背分力((b)では送り分力, また背分力はびびり振動発生方向と直交し影響が小さいと考えられるため省略している)は, ばね要素のひとつである工具・工具ホルダ部 (Tool, Tool post)を経てテーブル案内内部(Slide table)へと伝達される. 案内内部の構造としてはすべり軸受を対象とし, ここで摩擦力による減衰効果が得られる. 切削力は更に二つ目のばね要素となる駆動部(送りねじ・支持軸受)を介してカップリング, モータへと伝達される(Feed drive unit). これらの構造は, 実際の工作機械においても多く見られるものであり, 適用範囲も広いため研究対象として有益であると考えられる. なお, 本研究では一般に問題となることの多い再生型びびり振動を取り上げる. 再生型びびり振動は, 一般に切取り厚さを変化させる方向((a)では切込み方向, (b)では送り方向)に発生し易い[2-1][2-10]ため, ここではその方向に移動するテーブルのみを考慮している. また切削力についても, その方向成分((a)では背分力方向, (b)では送り分力方向)のみを考慮し, 影響が小さい他の成分は無視することとした.



(a) Lathe in plunge turning operation



(b) Lathe in cylindrical turning operation

Fig. 2.4 Schematic illustrations of 2DOF machine tools

図 2.4(a), (b)の装置構成要素は、基本的には2つの質点(Tool post, Slide table), 2つのばね要素(Tool post, Feed drive unit), 1つの摩擦減衰(Slide bearing)から成る「2自由度系工作機械モデル」として、図 2.5 に示すように模式的に表現することができる。ここで、摩擦減衰を発生するすべり軸受の案内内部は、工作機械を構成する上で一般になんらかのフレーム上に配置されることから剛体と見なすことはできない、よってその案内内部(フレーム部, Slide bearing support frame (図 2.5, 2.7))の弾性(k_N)と質量(m_N)についても考慮する。

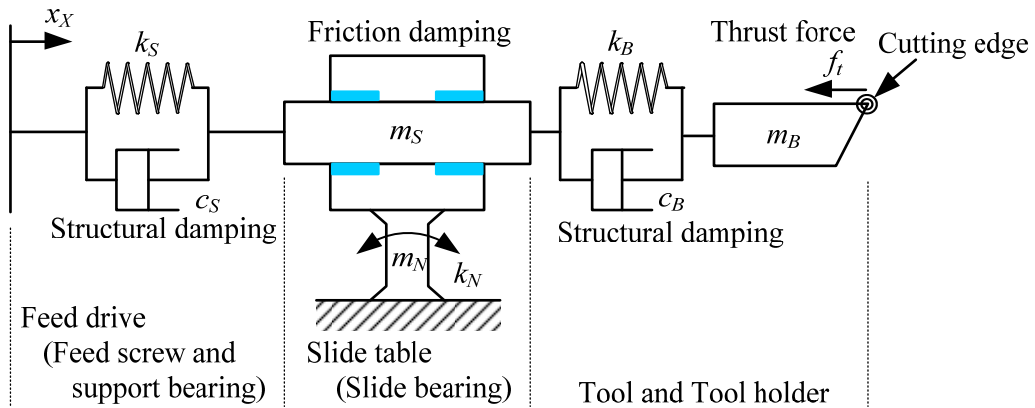


Fig. 2.5 2DOF machine tool model with friction damping

ここで図 2.5 における各係数の意味を以下に記す.

m_B, m_S, m_N : バイト部, スライドテーブル部, すべり軸受支持フレーム部の質量

k_B, k_S, k_N : バイト部, 駆動部, すべり軸受支持フレーム部のばね定数

c_B, c_S : 構造減衰

(これらは案内部の摩擦減衰に比べて非常に小さいと考えられるため, $c_B=c_S=0$ とし, ここでは無視して検討を進めることとする.)

x_X, x_B, x_S, x_N : 切削送り, バイト部, スライド部, すべり軸受支持フレームの変位

f_t : 切削背分力

以上を力学的模式図で描くと, 本モデルは図 2.6 のように表すことができる. ここで P は, すべり軸受の予荷重, c_{SB} は摩擦力による減衰を表す.

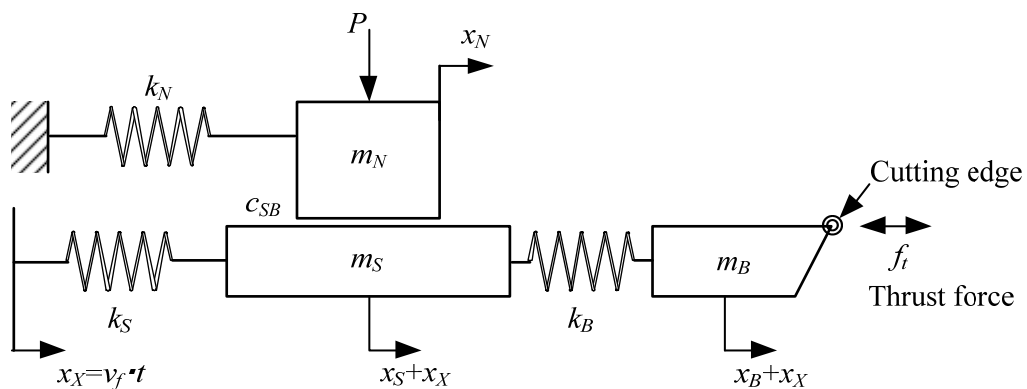


Fig. 2.6 Simplified 2DOF machine tool model with friction damping

2. 5 切削試験機の開発とモデル内パラメータの同定

本章では、前章で構築した2自由度系工作機械モデルに対応して、実験的に各部の剛性と案内部の摩擦減衰の影響を検討することのできる試験機を設計・開発するとともに、各部のパラメータの同定を行う。

2. 5. 1 切削試験機の開発

図 2.6 の振動モデルを忠実に再現できること、およびモデル内のパラメータを意図的に変化させられることを目的として、図 2.7 に示す試験機を設計・開発した。

装置は、強固な基礎の上にアンカー固定されており、周囲に有害な振動源が無いことを確認した。また実験室内には空調設備を完備し、その室温を 20~25°C に管理し実験を行うこととした。以下に切削試験機の概要を説明する。

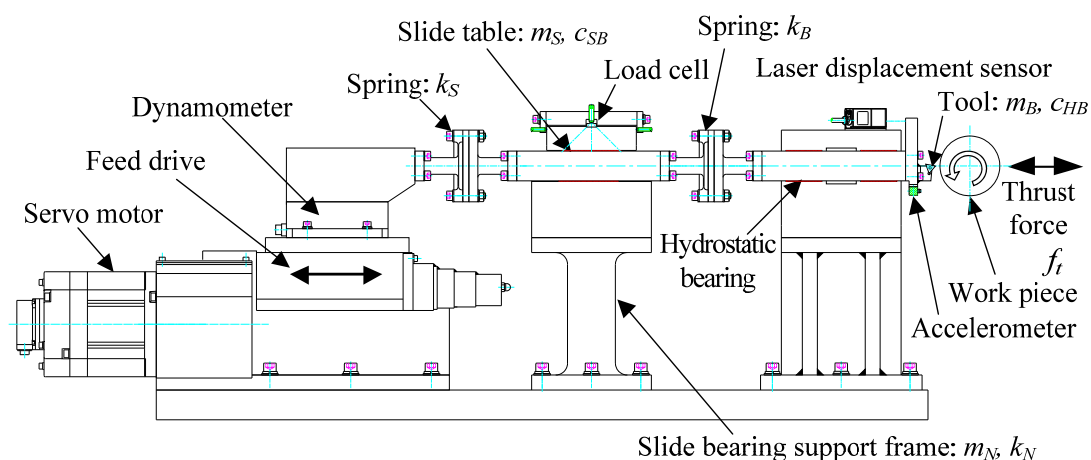


Fig. 2.7 Testing machine developed for plunge turning with variable stiffness and friction

(1) 油静圧軸受 (Hydro static bearing)

本研究では，再生型びびり振動の特性（2.6 節参照）から切込み方向のみの振動と剛性，摩擦を考慮する．そこで，刃先に近い工具部分の剛性についても，この切込み方向のみに変化して他の方向には変化がないように，油静圧軸受[2-26]によって工具部分を支持した．油静圧軸受は主分力(Principal cutting force)を負荷してもその背分力(Thrust force)方向の摩擦力の変化は非常に小さく，またその値も非常に小さい($c_{HB} \approx 0$)．これにより研究対象である背分力のみを振動系に負荷することが可能となる．

図 2.8 に切削試験機の油静圧軸受部の構造および油圧システムを示す．油静圧軸受は，高圧の油を絞り(Choke)を介して軸受パッドに供給することで被駆動体を浮上させる非接触軸受である．Tool holder の長手方向 (Thrust force 方向) 2 か所の断面 4 方向 (紙面の上下・表裏) を軸受パッドにより拘束することで切削主分力を高剛性かつ高精度に保持することが可能である．

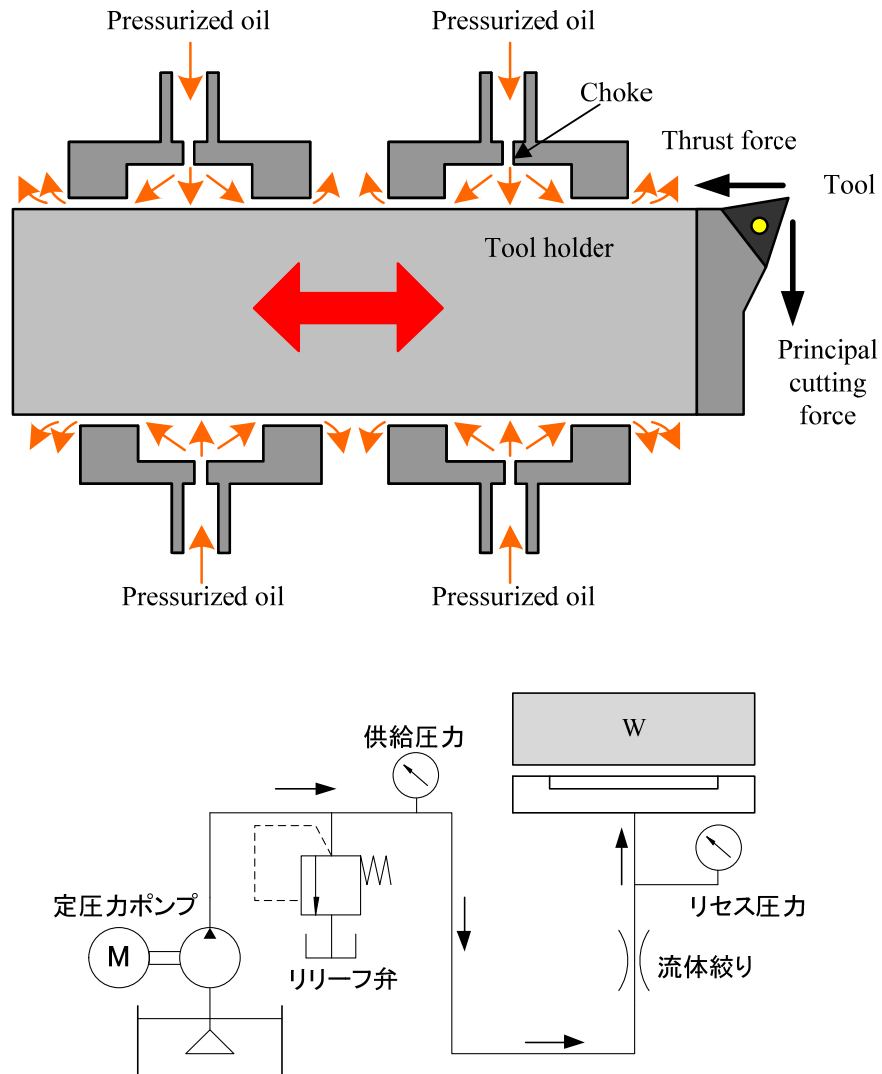


Fig. 2.8 Hydrostatic bearing and system

(2) ばね要素 (Spring element)

図 2.9 にばね要素の構造を示す。ばね要素としては、フランジ形状の板ばねを採用し、板ばね厚さの異なったものを数種類準備・交換することでばね定数を可変できる構造としている。

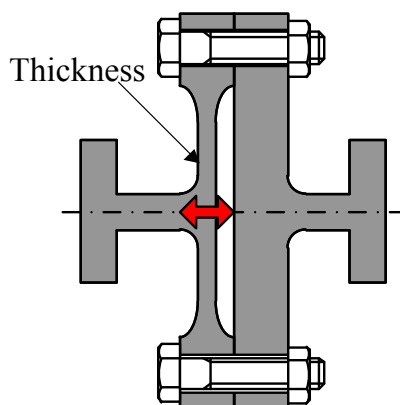


Fig. 2.9 Spring element

(3) すべり軸受 (Slide table)

図 2.10 にすべり軸受部の構造を示す。摩擦要素のすべり軸受は、工作機械の案内部として良く用いられるフッ素系樹脂(キャプテンインダストリーズ社製 ターカイト B) [2-27]と S45C の組み合わせとした、また軸受予荷重 P はロードセルを介して負荷することとし、その力は調整・計測可能である。一般の工作機械においても、すべり案内は、テーパ状のギブと呼ばれる部品により、その軸受すきま・摩擦力を調整することから妥当な調整であると考えられる。

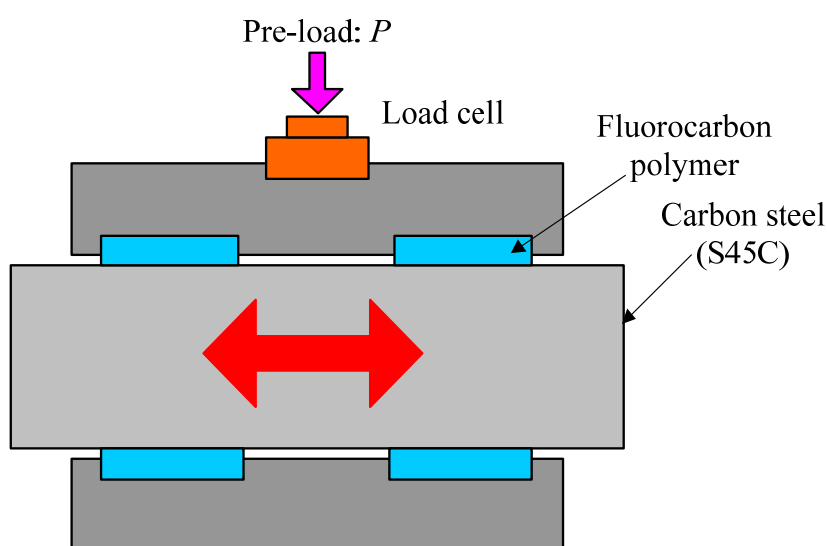


Fig. 2.10 Slide table

またすべり軸受は、すべり軸受支持フレーム（図 2.7, Slide bearing support frame）上に設置されており、すべり軸受の案内面内で生じる摩擦力により、すべり軸受支持フレームが変位する構造となっている。

(4) 送り駆動部 (Feed drive)

送り駆動部は、試験機のばね要素と比較して十分剛性の高いものを採用し、振動系に大きな影響を与えることなくサーボモータによる安定した切削送りが可能である。

✓メカ送りユニット仕様

| | |
|------|--|
| メーカー | : 志賀機械工業 |
| 型式 | : HU-1102MT-90-H-T-WSJ |
| 駆動 | : ボールねじ（ストローク 90mm, ねじ径 : $\phi 45\text{mm}$ ） |
| 案内面 | : すべり軸受け仕様 |

✓サーボモータ仕様

| | |
|------|---|
| メーカー | : 三菱電機 |
| 型式 | : HF-SP201(B)（ブレーキ付き） |
| 仕様 | : 定格出力 1kW, 定格回転数 1000rpm, 定格トルク 19.1Nm |

(5) 主軸 (Spindle)

工作物を回転させる主軸においても大型の複列円錐ころ軸受を使用することで十分な剛性と回転精度を確保し、また回転駆動にサーボモータを採用することで高精度な回転速度を実現している。

✓主軸受仕様

| | |
|----|--|
| 型式 | : 円すいころ軸受 (HR32032J P5) 複列使用（中予圧） |
| 寸法 | : 内径 $\phi 160\text{mm}$, 外径 $\phi 240\text{mm}$, 幅 51mm |

✓サーボモータ仕様

| | |
|------|---|
| メーカー | : 三菱電機 |
| 型式 | : HF-SP702 |
| 仕様 | : 定格出力 7kW, 最大回転数 3000rpm, 定格トルク 33.4Nm |
| 減速機 | : 減速比 1/5 (APEX 社製: AF140-005-S2-P2) 最大回転数 600rpm |

(6) 計測器

計測器としては、刃先部にレーザ変位計，加速度計，駆動部に切削動力計を設置しており、刃先の振動状態，背分力，摩擦力の計測が可能となっている。

| | |
|---------|------------------------|
| ✓レーザ変位計 | : KEYENCE 社製 LK-H055 |
| ✓加速度計 | : 小野測器社製 NP-3572（3軸対応） |
| ✓切削動力計 | : 日本キスラー社製 9257B |

2. 5. 2 試験機各パラメータの同定

試験機の仕様を明確にするため、2自由度工作機械モデル内の各パラメータを測定・同定した。その結果を以下に記す。

(1) 質量

試験機部品を精密電子天秤により実測した。

(本研究では、これらは変化させない)

バイト部 : $m_B = 9.389 \text{ kg}$

スライドテーブル部 : $m_S = 9.728 \text{ kg}$

(2) 板ばねのばね定数

それぞれの板ばねに力を負荷し、その力をロードセルで、また変位を渦電流型変位計により計測することで表 2.1 に示すように同定した。

Table. 2.1 Stiffness of spring plates

| Thickness [mm] | 1.5 | 2.0 | 2.5 | 3.0 | 3.5 |
|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Stiffness k_B [N/ μm] | 20.97 | 32.91 | 58.70 | 79.79 | 115.53 |
| Stiffness k_S [N/ μm] | 18.61 | 34.48 | 55.44 | 71.32 | 111.98 |

(3) すべり軸受支持フレームのばね定数

すべり軸受の案内部に力を負荷し、その時の力をロードセルで、また変位を渦電流型変位計により計測することでばね定数を同定した。

$$k_N = 116.3 \text{ [N}/\mu\text{m}]$$

(4) すべり軸受支持フレームの等価質量

打撃試験によりその固有角周波数 ω_N を求め、 k_N および ω_N の関係から同定した。

$$m_N = 16.5 \text{ [kg]}$$

以上の結果は、開発（設計）段階の設計情報（CAD データなど）や、またそれを用いた数値解析によっても取得可能である。本研究においても設計情報と数値解析から上記の数値の獲得を試み、実験とほぼ同等の結果が得られることを確認した。

(5) すべり軸受摩擦摺動特性

すべり軸受部の予荷重およびすべり速度を変化させ、摩擦力を計測した。試験結果を図 2.11 に示す。 P はロードセルによって測定された予荷重である。

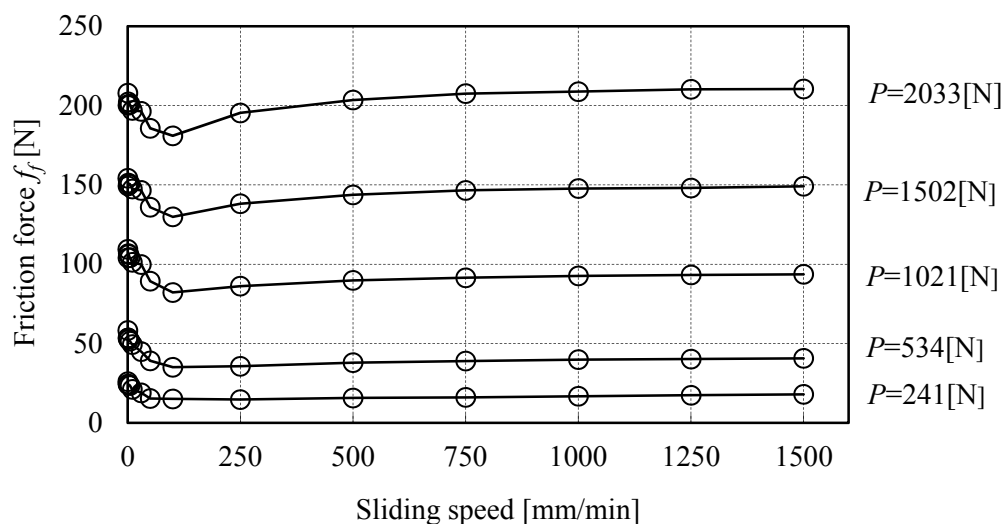


Fig. 2.11 Relationship between sliding speed and friction force measured at various pre-load P

✓案内面の特徴 (S45C, フッ素樹脂 (品名: ターカイト B) の組み合わせ)

ターカイト B は, PTFE (四フッ化エチレン) を主材料としており, 静止摩擦係数と動摩擦係数の差が, 非常に小さいことを特徴としている。この特徴は, 本試験結果からも確認でき, 妥当な試験結果であるものと考えられる。

(6) 比切削抵抗

刃幅, 送り速度を変えて突切り切削を行い, 背分力を計測することで比切削抵抗 [2-1][2-10]を同定した. 切削条件を表 2.2 に, また計測結果を図 2.12 に示す. この結果から背分力は送り速度に対して比例的に変化し, また刃幅に対しても比例して変化していることが分かる. エッジフォース成分[2-1][2-10]を除去するためグラフの傾きから切削幅毎の比切削抵抗を算出し, その平均値として比切削抵抗 $K_t=1710$ [MPa] を得た.

Table. 2.2 Cutting test conditions

| | | |
|--------------------|----------------------|---|
| Workpiece | Material | Rolled steels for general structure SS400 (JIS G 3101) |
| | Size | φ100 [mm] |
| Tool | Material | Carbide tool |
| | Width of cut | 3, 4, 6 [mm] |
| | Rake angle | 5 [degree] |
| | Back clearance angle | 6 [degree] |
| Cutting conditions | Cutting speed | 100 [m/min] |
| | Feed rate | 0.03~0.07 [mm/rev] |
| | Cutting oil | Applied with a brush |

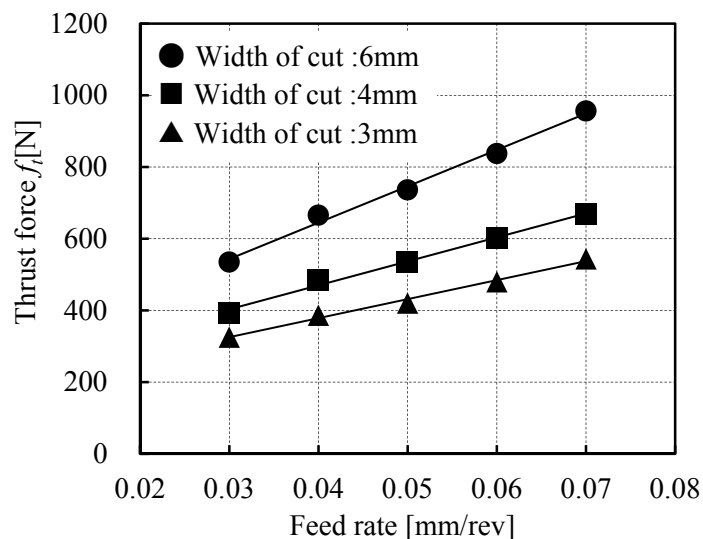


Fig. 2.12 Relationship between feed rate and thrust force

2. 6 びびり振動安定性限界の解析

2. 6. 1 びびり振動安定限界の解析モデル

びびり振動には，大別して強制びびり振動と自励びびり振動があるが，本研究では大きな振動に成長して問題になることが多い自励びびり振動を扱う．特に本研究で対象とする旋削加工（突切り加工）は，切削方向が変化しない連続加工であるため，強制びびり振動が問題となることは少なく，また自励びびり振動の中でも 2 方向の振動が連成するモードカップリング型の振動は発生し難い．このため，再生効果に起因する自励びびり振動のみを取り扱う．

図 2.13 に，びびり振動の種類およびその要因をまとめる．[2-10][2-11][2-12]

【びびり振動の種類】

1. 強制びびり振動

- ・ 力外乱型 : 断続切削や切り屑生成の周期性によるもの．
- ・ 変位外乱型 : 軸受，歯車，回転体のアンバランス，電動機等の振動や床から伝わる振動によるもの．

2. 自励びびり振動

- ・ 再生型 : 1 回転前の振動が仕上げ面起伏として再生するもの．
- ・ モードカップリング型 : 2 方向の連成振動に起因するもの．

Fig. 2.13 Various types of chatter vibration in cutting

自励（再生型）びびり振動は，切削プロセスで発生する振動が閉ループを通して拡大する不安定現象の一つである．突切り加工におけるその自励びびり振動発生プロセスの模式図を図 2.14（図中の記号が Tool の切削点から位相がズレた位置に表記されているが，正確には切削点近傍の事象を表している）に示す．

切削中に切込み方向の振動（びびり振動）が発生すると，1 回転前に仕上げ面上に残された振動の痕跡(Outer Modulation)と現在の刃先振動(Inner Modulation)によって，現在の切取り厚さ $h(t)$ が変動すると共に，現在の仕上げ面形状に転写されて 1 回転後の切取り厚さに対しても変動（再生効果）を与える．この変動によって切削力も変動し，再び振動が発生する．この閉ループが不安定な条件では，振動が閉ループを通して成長を続け，自励（再生型）びびり振動が発生する．本研究において主分力方向の振動は，切削力に対して大きな影響を与えないため，背分力方向についてのみ考慮する．

上記で解説した 2 重の閉ループは，図 2.15 に示すブロック線図として表現することができる．（本節の以降詳細については[2-1][2-10]を参照）

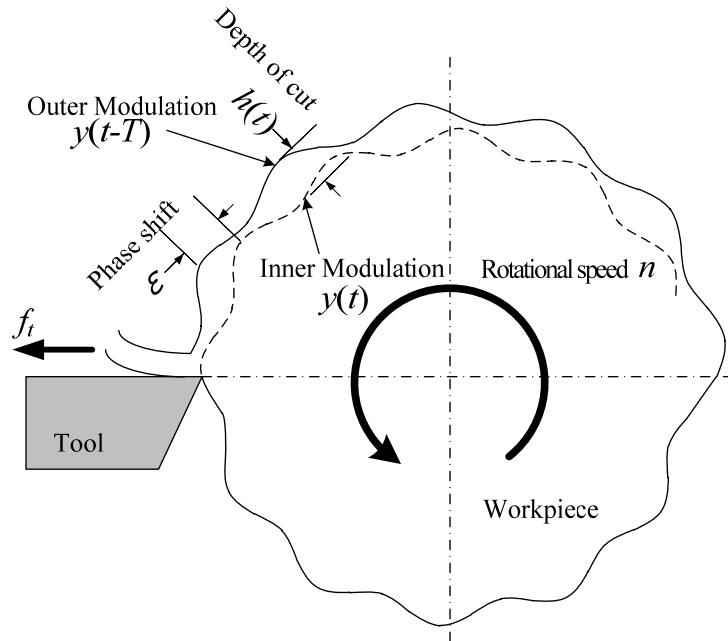


Fig. 2.14 Regenerative chatter vibration in orthogonal cutting

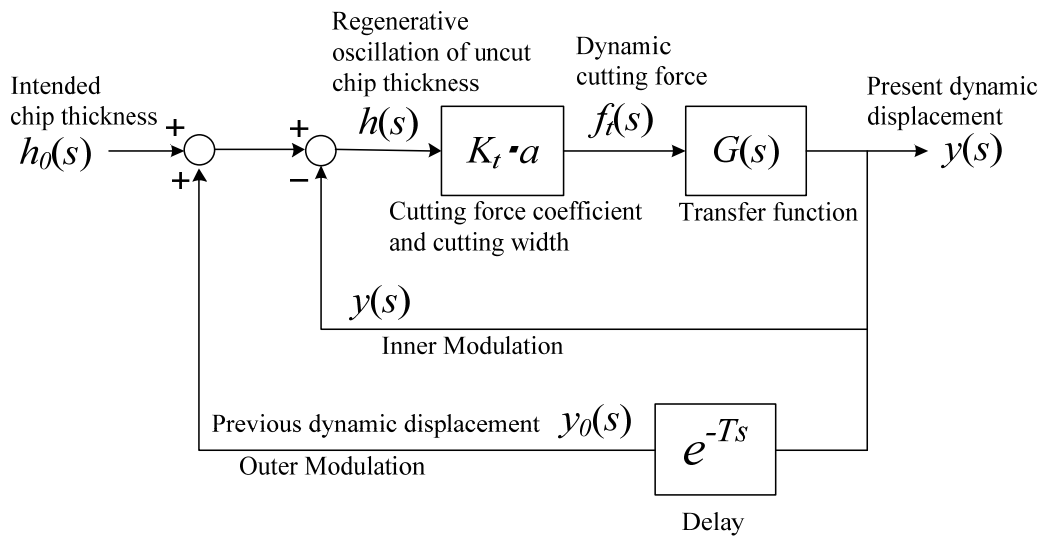


Fig. 2.15 Block diagram of cutting process with chatter vibration

図 2.14 の模式図において

現在の振動変位： $y(t)$

(本章の他の節では、 x_B と表記されているが、引用文献と記号を合わせるため本節では $y(t)$ として解説している)

1回転前の振動変位： $y(t-T)$ (T : 主軸の回転周期) とすると

$$\text{瞬間切取り厚さ：} \quad h(t) = h_0(t) - \{y(t) - y(t-T)\} \quad (2.1)$$

として表される.

更にこれをラプラス変換することで次式が得られる.

$$h(s) = h_0(s) - y(s) + e^{-sT} y(s) = h_0(s) - (1 - e^{-sT}) y(s) \quad (2.2)$$

$$1 \text{ 回転遅れのラプラス変換：} Ly(t-T) = e^{-sT} y(s)$$

ここで、切削力の背分力(Thrust force)成分は切削断面積に比例するものとし、その比例係数すなわち比切削抵抗を K_t とする. また切削幅 (図 2.14 の紙面厚み方向) を a とすると背分力は次式となる.

$$f_t(s) = K_t \cdot a \cdot h(s) \quad (2.3)$$

また現在の振動変位は、ブロック線図から次式となる.

$$y(s) = G(s) \cdot f_t(s) = G(s) \cdot K_t \cdot a \cdot h(s) \quad (2.4)$$

以上の式を用い式(2.4)に式(2.2)を代入することで、設定切取り厚さ $h_0(s)$ から瞬間切取り厚さ $h(s)$ への伝達関数は、次式のように求められる.

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT}) K_t a G(s)} \quad (2.5)$$

閉ループ伝達関数の安定性は、その特性方程式の根 $s = \sigma + j\omega_c$ によって判別できる.

実部 $\sigma > 0$: 瞬間切取り厚さは、時間領域で指数関数的に増大 $e^{+\sigma t}$

実部 $\sigma < 0$: 瞬間切取り厚さは、時間領域で指数関数的に減少 $e^{-|\sigma|t}$

実部 $\sigma = 0$: 臨界状態、周波数 ω_c で一定振幅のびびり振動が持続する.

そして、臨界状態における一巡伝達関数は、次式となる.

$$(1 - e^{-j\omega_c T}) K_t a G(j\omega_c) = -1 \quad (2.6)$$

よって、何らかのきっかけで発生した周波数 ω_c のびびり振動は、図 2.15 に示される閉ループを一巡しても増大も減衰もしないことがわかる。

この時の、切削幅 a を臨界切削幅 a_{lim} とし、機械構造のコンプライアンス伝達関数を実部と虚部に分解 ($G(s) = G_R + jG_I$) すると次式が成立する。

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c T}) K_t a_{\text{lim}} (G_R + jG_I) = 0 \quad (2.7)$$

オイラー公式から、 $e^{-j\omega_c T} = \cos \omega_c T - j \sin \omega_c T$ を代入し実部と虚部に整理すると

$$\begin{aligned} & [1 + K_t a_{\text{lim}} \{G_R (1 - \cos \omega_c T) - G_I \sin \omega_c T\}] \\ & + j [K_t a_{\text{lim}} \{G_R \sin \omega_c T + G_I (1 - \cos \omega_c T)\}] = 0 \end{aligned} \quad (2.8)$$

更に上式の実部と虚部がともに 0 になる条件から、次の 2 式が得られる。

$$1 + K_t a_{\text{lim}} \{G_R (1 - \cos \omega_c T) - G_I \sin \omega_c T\} = 0$$

$$\Rightarrow a_{\text{lim}} = \frac{-1}{K_t G_R \left(1 - \cos \omega_c T - \frac{G_I}{G_R} \sin \omega_c T\right)} \quad (2.9)$$

$$G_R \sin \omega_c T + G_I (1 - \cos \omega_c T) = 0$$

$$\Rightarrow \frac{G_I}{G_R} = \frac{\sin \omega_c T}{\cos \omega_c T - 1} \quad (2.10)$$

式(2.9)に式(2.10)を代入すると

$$a_{\text{lim}} = \frac{-1}{K_t G_R \left(1 - \cos \omega_c T + \frac{\sin^2 \omega_c T}{1 - \cos \omega_c T}\right)}$$

これを更に $\sin^2 \omega_c T + \cos^2 \omega_c T = 1$ を用い整理することで次式を得る。

$$a_{\text{lim}} = \frac{-1}{2K_t G_R(\omega_c)} \quad (2.11)$$

$a_{\text{lim}} > a$: 安定切削（びびり振動発生なし）
 $a_{\text{lim}} < a$: 不安定切削（びびり振動発生あり）

ここで a_{lim} は臨界切削幅（この切削幅以下ではびびり振動が発生せず、これ以上ではびびり振動が発生する臨界値）、 K_t は比切削抵抗、 $G_R(\omega_c)$ は機械構造のコンプライアンス伝達関数 $G(\omega)$ の実部、 ω_c は、びびり振動周波数を表す。よって本式からびびり振動安定性領域拡大（ a_{lim} を大きくする）のためには K_t 、 $G_R(\omega_c)$ を小さくすることが必要であることがわかる。 K_t はワーク材質、工具、切削条件などによって決まることから、工作機械開発の観点においては $G_R(\omega_c)$ を小さくする設計手法の開発が重要である。

次に主軸回転周期 $T[\text{sec}]$ 、主軸回転数 $n[\text{rpm}]$ について検討する。

式(2.10)は、三角関数の公式を用いることで次式に変形できる。

$$\begin{aligned}
 \frac{G_I(\omega_c)}{G_R(\omega_c)} &= \frac{\sin \omega_c T}{\cos \omega_c T - 1} = \frac{2 \sin \frac{\omega_c T}{2} \cos \frac{\omega_c T}{2}}{-2 \sin^2 \frac{\omega_c T}{2}} = \frac{\cos \frac{\omega_c T}{2}}{-\sin \frac{\omega_c T}{2}} \\
 &= \tan \left[\frac{\omega_c T}{2} - \left(\frac{3\pi}{2} + k\pi \right) \right] \quad (2.12)
 \end{aligned}$$

そして、これを T について解くことによって次式のように求められる。

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{1}{\omega_c} \{2k\pi + (3\pi + 2\psi)\} = \frac{1}{\omega_c} \left[2k\pi + \left\{ 3\pi + 2 \tan^{-1} \frac{G_I(\omega_c)}{G_R(\omega_c)} \right\} \right] \\
 &= \frac{1}{\omega_c} (2k\pi + \varepsilon) \quad (2.13)
 \end{aligned}$$

$$n = \frac{60}{T}$$

ここで

k : ワーク 1 周の仕上げ面上に残された波の数の整数部

ε : インナーモジュレーションとアウトターモジュレーションの位相差を表す。

式(2.11)(2.16)を用いて安定限界線図（図 2.16）を求める場合は、次の手順に従う。

- (1) 伝達関数の実部が負となる領域においてびびり振動周波数 ω_c を仮定する。
- (2) 式(2.11)より、臨界切削幅 a_{lim} を算出する。
- (3) 式(2.13)より、それぞれの波数 $k=0, 1, 2, \dots$ に対して回転数 n を算出する。
- (4) 共振周波数近傍で ω_c を変えて上記を繰り返す。

なお、この解析を行う前提として、比切削抵抗 K_t と対象となる機械構造の伝達関数 G が既知でなければならない。

以上の式を用いて安定限界線図を求めた例を図 2.16 に示す。

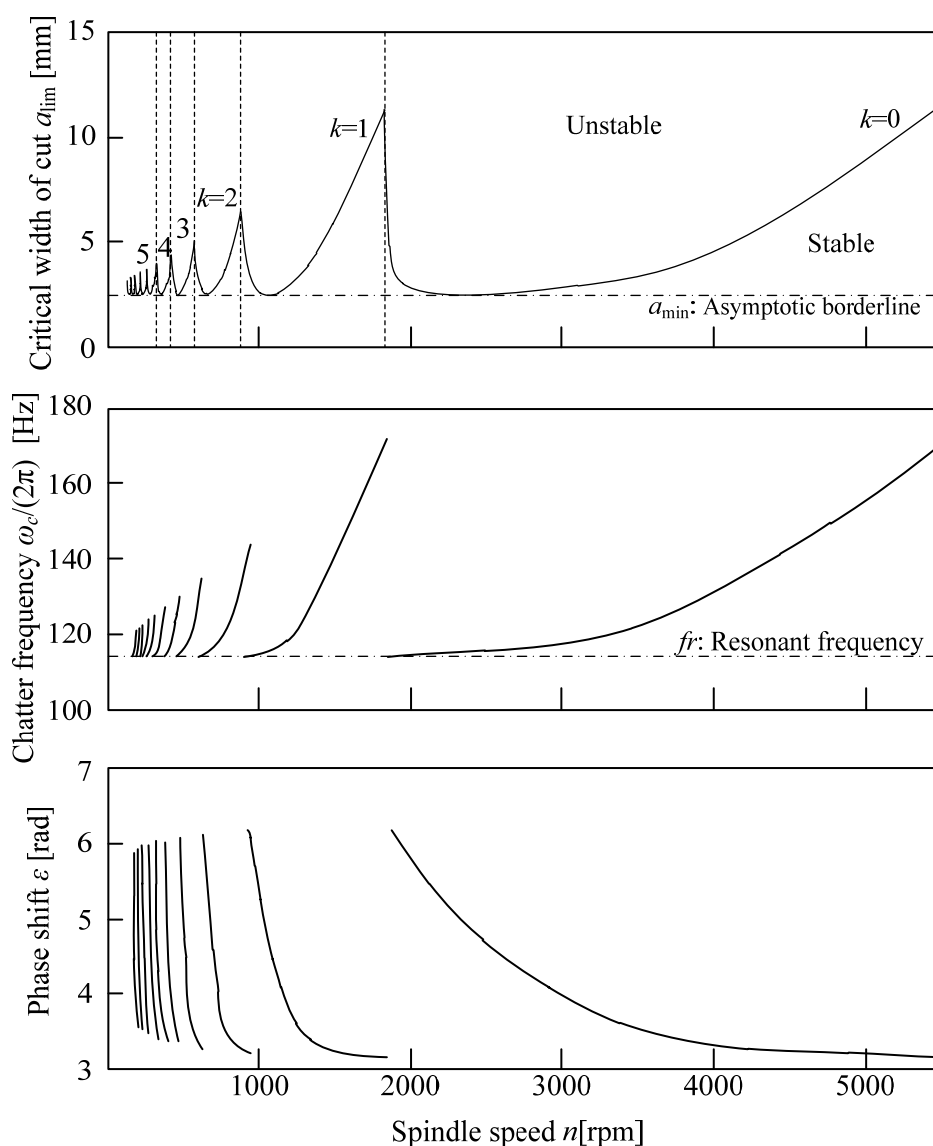


Fig. 2.16 Simulated stability limits for regenerative chatter vibration in plunge turning

安定限界線図を見ても分かるように共振周波数の整数分の 1 ごとに安定限界は高くなる。しかし、本研究で対象にしている突切り加工において、その主軸回転数は非常に小さい（約 320rpm）ため、安定限界が高くなる部分を活用することができない。よって無条件安定限界 a_{\min} が安定限界となり、本研究においては、この値を改善する方法を獲得することが目的となる。また無条件安定限界 a_{\min} は、式(2.11)の機械構造のコンプライアンス伝達関数の実部を最大負実部 $G_R(\omega_c)$ とすることで求められる。

（本研究においては $a_{\lim} = a_{\min}$ となる）

2. 6. 2 切削試験機の動特性の計測とびびり振動安定性

切削試験機のコンプライアンス伝達関数 $G_R(\omega_c)$ をインパルス応答法[2-28]を用いて計測し獲得する。また計測に際しては、すべり軸受案内部(Slide table)の摩擦力を変化させ、その影響についても検討を行う。

図 2.17 にその計測法を示す。インパルスハンマを用いて工具刃先部(Tool)を切削送り方向(Thrust direction)に打撃し、その時の加速度応答を工具刃先の下部に取り付けた加速度計により計測する。また同時に打撃力をインパルスハンマに内蔵された力センサにより計測し、それぞれを FFT アナライザーなどの解析装置に入力・解析することで切削試験機のコンプライアンス伝達関数 $G_R(\omega_c)$ が得られる。

インパルス応答法によるコンプライアンス伝達関数の獲得手法は、本研究のような摩擦力を含んだ非線形性の強い対象においては、あまり適切ではなく、正確性に欠けることが懸念されるが、定性的には、摩擦力が切削試験機の動特性にどのような影響を与えるかを明らかにすることが可能であると考えられる。

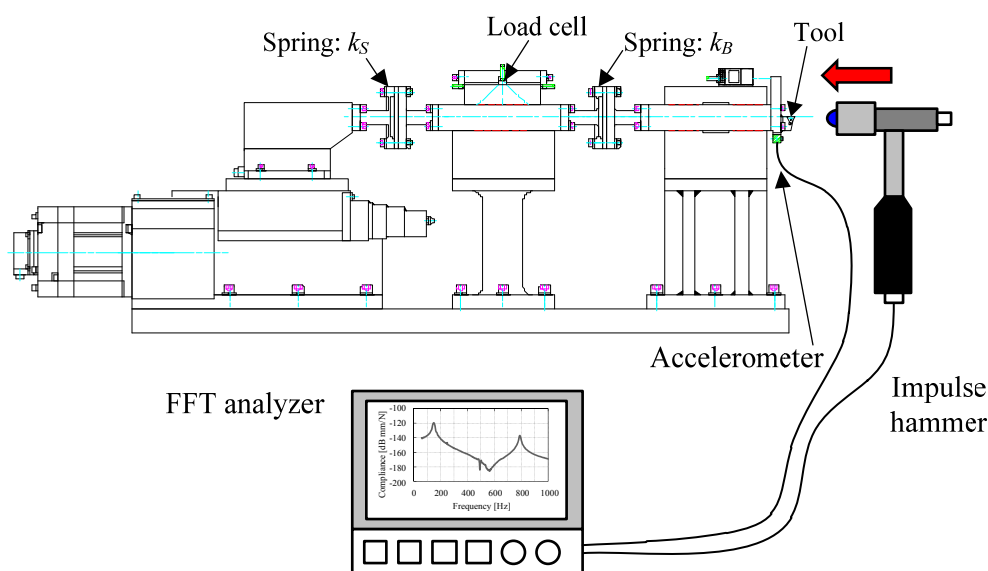
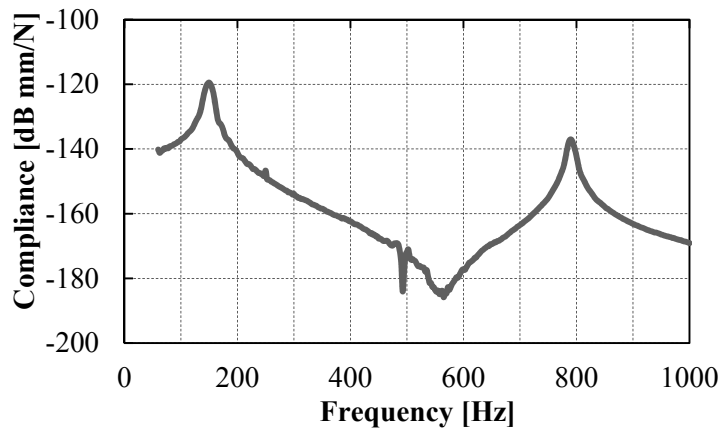
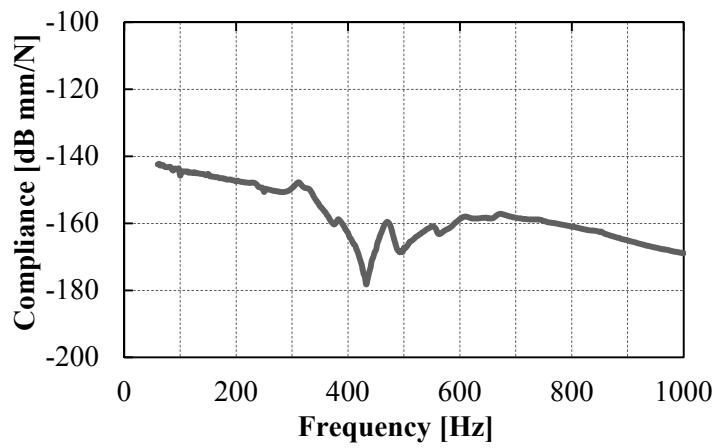


Fig. 2.17 Dynamic compliance at various friction forces

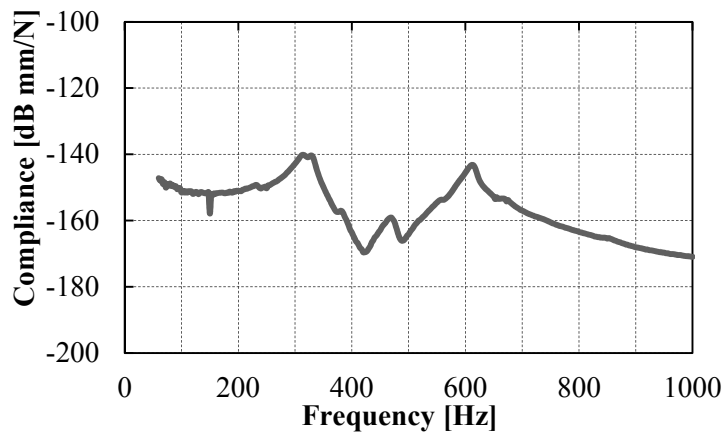
獲得した伝達関数の結果の例を図 2.18 に示す。(a)は、案内部の摩擦力が 5[N]と非常に小さい場合であることから、2つのピークを有した典型的な 2 自由度系の伝達関数が得られている。(b)は、摩擦力が 85[N]の場合であり、摩擦による減衰の効果が大きく表れており(a)で計測された 2 つのピークがほぼ確認できない状態となっている。(c)は、更に摩擦力を大きくし 200[N]とした場合であるが新たに 2 つのピークの発現が確認できる。しかしこれは(a)のピークにおける周波数とは変化していることから、低摩擦時とは異なる伝達関数となっていることが分かる。



(a) Friction force: $f_{10}=5$ [N]



(b) Friction force: $f_{10}=85$ [N]



(c) Friction force: $f_{10}=200$ [N]

Fig. 2.18 Dynamic compliance at various friction forces

k_B : 115.53 [N/ μm], k_S : 18.61 [N/ μm]

f_{10} : Friction force at feed rate of 10 [mm/min]

次に摩擦力を様々に変化させて、実験（インパルス応答法）を行いそれぞれの摩擦力におけるコンプライアンス伝達関数の最大負実部 $G_R(\omega_c)$ を求め、更に 2.5.2 節で同定した比切削抵抗 K_t を用い、それらを式(2.11)に代入することで臨界切削幅 a_{lim} を求めることができる。臨界切削幅 a_{lim} は、主軸回転速度（切削速度）毎に異なる値が求められるが（図 2.16 参照）、ここでは切削条件を表 2.2 に仮定し切削速度を 100m/min に固定することで摩擦力毎に 1 つの解を得ている。計算結果を図 2.19 に示す。

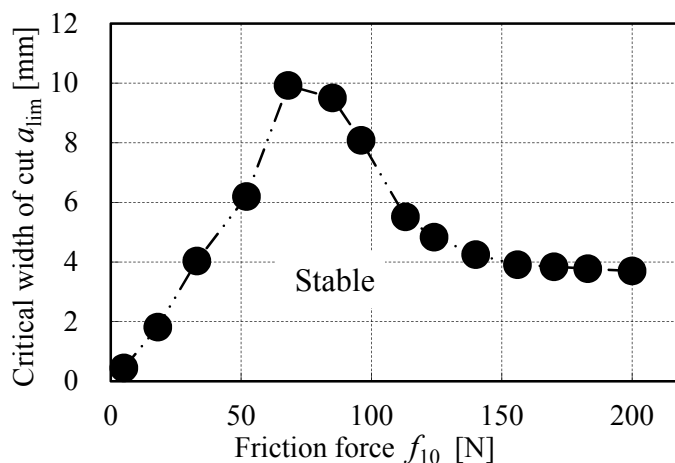


Fig. 2.19 Chatter stability limit at various friction forces

図 2.18(a)(b)(c)および図 2.19 で得られた結果は、次のように説明できる。案内面の摩擦力が小さい場合（図 2.18(a)）、案内面のスライドテーブル部(Slide table)は、自由に振動し得ることから摩擦力による減衰効果は小さく、コンプライアンス伝達関数の最大負実部 $G_R(\omega_c)$ は大きくなり、臨界切削幅 a_{lim} は小さくなる。摩擦力を大きくするにつれて、その減衰効果は大きくなり、ある摩擦力（図 2.18(b)）において、その伝達関数の最大負実部 $G_R(\omega_c)$ は最小となり、最大臨界切削幅が得られる。更に摩擦力を大きくすると（図 2.18(c)）すべり軸受部の案内面においてすべりが生じない固着の割合が増加し、結果として減衰効果が小さくなると共に、固着したすべり軸受支持フレーム(Slide bearing support frame)の質量-バネ系の影響が大きく加算され伝達関数が変化する。これにより伝達関数の最大負実部 $G_R(\omega_c)$ は再び大きくなり臨界切削幅 a_{lim} が減少したと考えられる。上記を考察する、すべり軸受部の案内面でスライドテーブル部がすべりを伴いながら振動する状態では、スライドテーブル部 (m_S) とすべり軸受支持フレーム (m_N) の間で、固着→すべり→固着→すべり、が繰り返されている。そしてすべり案内部の摩擦力を大きくするにつれて、振動 1 周期間における固着時間の割合と固着によるすべり軸受支持フレームの変位が増大する。この現象について図 2.20 を用いて定性的に解説する。

図 2.20 は、図 2.6 のスライドテーブル部 (m_S) とすべり軸受支持フレーム (m_N) を取り出したものであり、ここでは説明の簡略化のため切削送り (x_X) を無い物としており、またばね k_N の図示を省略している。この状態においてスライドテーブル部 (m_S) が打撃 (インパルス応答法) やびびり振動によって図の左右方向に振動 (強制変位) していることを想定し、この時のスライドテーブル部 (m_S) とすべり軸受支持フレーム (m_N) のそれぞれの動きを時系列的に(1)~(9)で表している。また図の左側(a)は、すべり軸受の予荷重 P が小さい、すなわちスライドテーブル部 (m_S) とすべり軸受支持フレーム (m_N) 間の摩擦力が小さい場合を表し、右側(b)は反対にすべり軸受の予荷重 P が大きい場合を表している。

- (1) 初期状態であり m_S, m_N が中央に位置しているものとする。
- (2) m_S が右に移動すると m_N は、案内部の摩擦力 (静止摩擦力) で固着が維持できる範囲において一体 (m_S, m_N) となって移動する。図の(a)(b)ではすべり軸受の予荷重 P の違いから静止摩擦力が異なり一体化して移動する振幅も異なっている。
- (3) 静止摩擦力により固着が維持できなくなると m_S, m_N 間に相対すべりが生じ、この部位において摩擦減衰が発生する。ここで m_S の振幅は(a)(b)で同じであることを想定していることから相対すべり長さが(a)(b)で異なっている。
- (4) m_S の移動方向が左に変わり、 m_S, m_N は一体化して左方向へ移動する。
- (5)(6) (3)と同様に m_S, m_N 間に相対すべりが生じ、この部位において摩擦減衰が発生する。
- (7) m_S の移動方向が右に変わり、 m_S, m_N は一体化して左方向へ移動する。
- (8)(9) (5)(6)と同様に m_S, m_N 間に相対すべりが生じ、この部位において摩擦減衰が発生する。

以降、この繰り返しが継続する。

以上より、臨界切削幅 a_{lim} を最大化させる最適摩擦力 (図 2.19 では、 $f_{i0}=65$ [N]程度) が存在することが本実験結果から明らかになった。

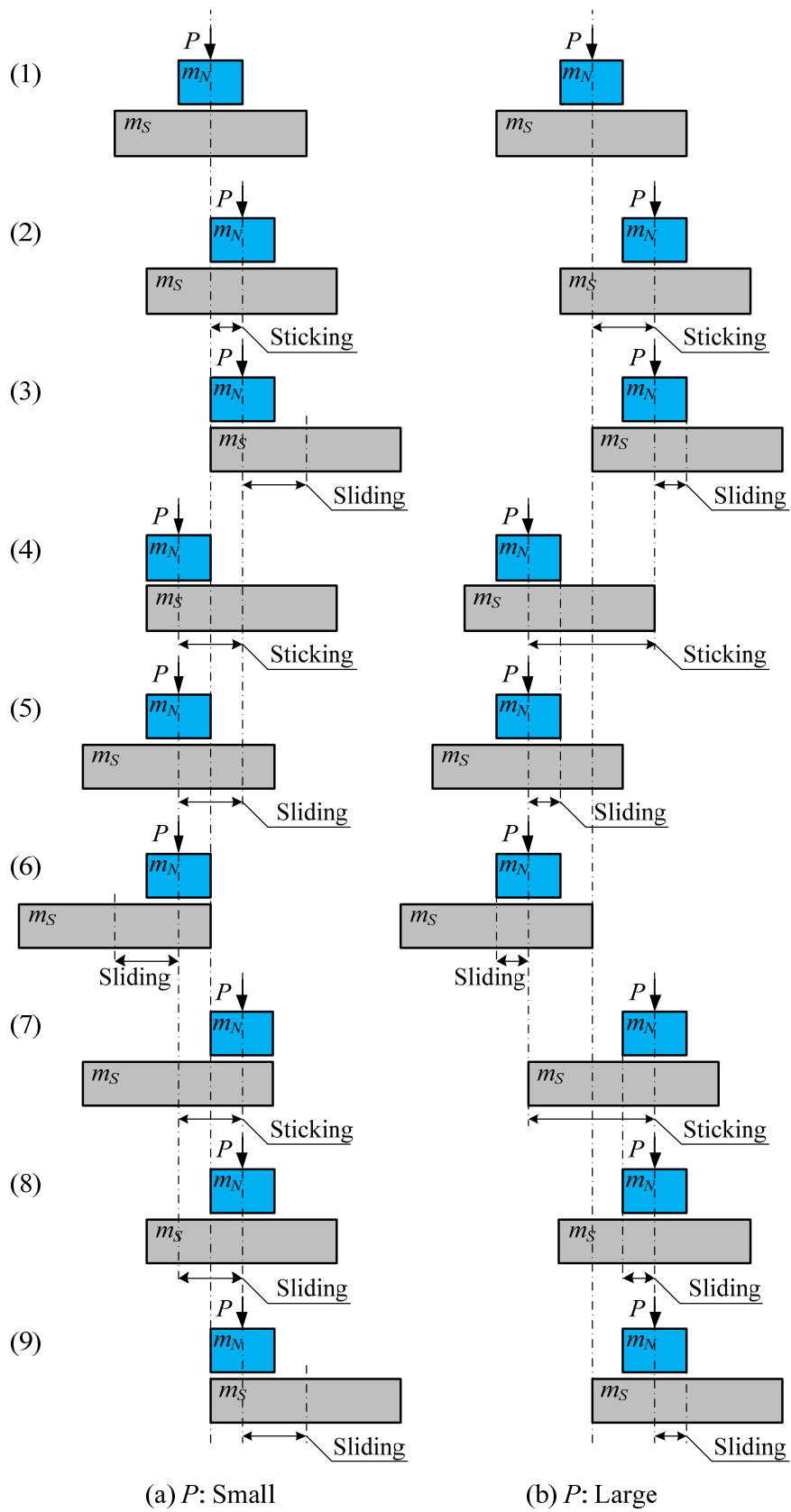


Fig. 2.20 Explanation drawing of motion of m_N and m_S

2. 6. 3 摩擦減衰の発生機構と等価減衰の算出

実験などの事前検討無しで式(2.11)を用いて臨界切削幅 a_{lim} を求めるには、コンプライアンス伝達関数 $G(\omega_c)$ を理論的に導出する必要がある。その準備段階として、すべり軸受部での摩擦減衰の発生機構について検討を行う。図 2.6 のモデルにおいて切削送りを m_N 側に置き換え、摩擦減衰が発生する m_S , m_N 部を取り出すと図 2.21 が得られる。摩擦減衰の発生機構の検討において、バイト部の構成要素は、無関係であるためここでは、 m_B, k_B を省略し、モデルの簡略化を行う。

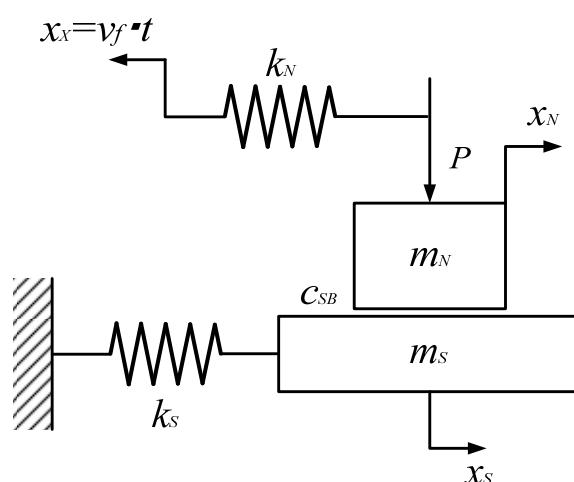


Fig. 2.21 Friction force model with cutting feed and chatter vibration

さらに仮定として、すべり軸受で支えられるスライドテーブル部 (Slide table) が一定の切削送り速度で駆動開始され、その 0.001[s]後 (図 2.22 Time: 0[s]) に正弦波状のびびり振動 (図 2.22 では振幅 0.002[mm], 250[Hz]) が m_S に付加されるものとする。この状態において m_S , m_N の相対速度による摩擦力 f_f の発生を解析する。

2.5.2 節で同定した摩擦力および各パラメータの値を用いて解析した結果の一例を図 2.22 に示す。ここで x_S は切削送り運動に対する相対的なスライドテーブル部 (Slide table) の変位、 f_f は、 m_S , m_N 間の摩擦力を表す。この相対運動を下記に記す 6 つの領域に分け、それぞれの領域で発生する摩擦減衰について検討する。

- Zone 1: 切削送りにより m_N , m_S 間に相対すべりを生じている。切削送り速度に対応した摩擦力が発生し、またばね k_N はこの力に釣り合う変位に伸ばされている。
- Zone 2: びびり振動が発生すると切削送りに加算される。その速度に応じて摩擦力、ばね k_N の伸びが若干変動する。 m_N , m_S 間の相対すべりにより摩擦力が発生するため摩擦減衰が得られる。

- Zone 3: 運動速度の方向が反転し, m_N , m_S は一体化して変位する. m_N , m_S 間の静止摩擦力によりばね k_N , k_S の伸びは変位するが, その復元力が静止摩擦力より小さいため相対すべりが発生せず, 摩擦減衰は発生しない. この間は, m_S+m_N , k_S+k_N のように合算された振動系として運動する.
- Zone 4: ばね k_N の変位による復元力が静止摩擦力を超え, m_N と m_S 間に相対すべりが発生して摩擦減衰が得られる.
- Zone 5: 再度, 運動速度の方向が反転し, m_N , m_S は一体化して変位するため摩擦減衰は発生しない.
- Zone 6: ばね k_N の変位による復元力が m_N , m_S 間の静止摩擦力を超えるため, m_N , m_S 間に相対すべりが発生し摩擦減衰が得られる.

以降, 同様の運動が繰り返されながら, びびり振動を伴って切削が行われる.

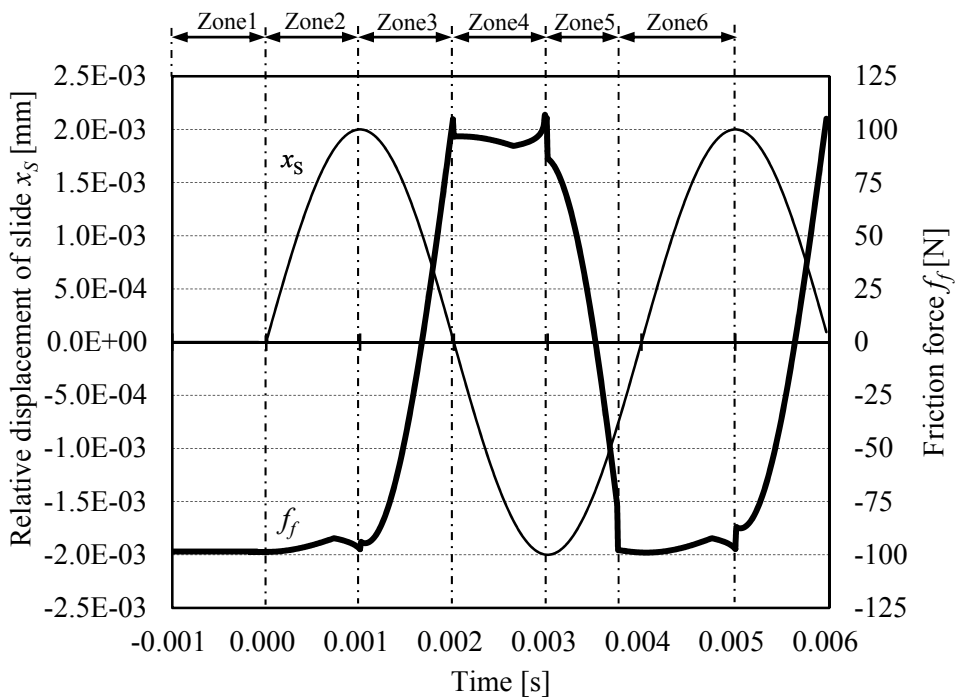


Fig. 2.22 Relative displacement x_S and friction force f_f simulated with cutting feed and chatter vibration

$$k_S:34.48 \text{ [N/}\mu\text{m}], f_{10}:100 \text{ [N]}, x_S:0.002 \text{ [mm]}, \omega_c:250 \text{ [Hz]}$$

図 2.22 に示されるように、びびり振動 1 周期の間で、質量、ばね定数、減衰係数（この場合、摩擦力を相対速度で除したもの）が変化するような非線形性を有した対象の場合、式(2.11)中の伝達関数の実部 $G_R(\omega_e)$ を定義できない。このため非線形性を有した伝達関数を線形化して扱う手法が考案されており、その例として記述関数法[2-29]が良く知られている。しかし記述関数法では高周波成分を省略することから誤差要因になりやすい、そこでより正確性を高めることを目的として次の方法を提案する。

従来、時間的に変化する摩擦減衰に対しては、近似的に一定の等価減衰に置き換えて運動方程式を線形化する方法が提案・実証されている[2-13]。この方法では、振動 1 周期内で散逸する摩擦エネルギーが等しくなるように等価減衰係数を算出する。そこで本研究では、摩擦に起因して変動する質量およびばね定数に対しても同様の方法を適用し、等価質量、等価ばね定数を算出して運動方程式を線形化することを提案する。具体的には、びびり振動 1 周期の期間で運動方程式の各項の力、すなわち慣性力、減衰力、ばね力を相対変位で積分した値（エネルギー）が等しくなるように、等価質量 M_e 、等価ばね定数 K_e 、等価減衰 C_e を次式から算出する。

等価質量：

$$\int_{Zone3}^{Zone6} M_e |\ddot{x}_S \cdot dx_S| = \int_{Zone3}^{Zone6} m_S |\ddot{x}_S \cdot dx_S| + \int_{Zone3} m_N |\ddot{x}_S \cdot dx_S| + \int_{Zone5} m_N |\ddot{x}_S \cdot dx_S| \quad (2.14)$$

等価ばね定数：

$$\begin{aligned} \int_{Zone3}^{Zone6} K_e |x_S \cdot dx_S| = & \int_{Zone3}^{Zone6} k_S |x_S \cdot dx_S| + \int_{Zone3} k_N |(x_N - x_X) \cdot d(x_N - x_X)| \\ & + \int_{Zone5} k_N |(x_N - x_X) \cdot d(x_N - x_X)| \end{aligned} \quad (2.15)$$

等価減衰係数：

$$\int_{Zone3}^{Zone6} C_e |\dot{x}_S \cdot dx_S| = \int_{Zone4} |f_f \cdot dx_S| + \int_{Zone6} |f_f \cdot dx_S| \quad (2.16)$$

以上のように、時間的に変化する質量、ばね定数、減衰係数をすべて等価な定数に近似することにより、容易に伝達関数を解析することが可能となる。また従来の摩擦減衰の取り扱い[2-13]に対しては、すべり軸受を支える構造（この場合には Slide bearing support frame）側の変位を考慮することが可能となり、その質量と剛性を運動方程式に組み込むことでより正確な解析（現実に近い）と現象の理解が可能になるものと期待される。

2. 6. 4 モデルのびびり振動理論への適用

式(2.14)~(2.16)で求めた定数を用いることで、図 2.6 に示した工作機械の振動モデルは図 2.23 に示すように単純化することができる。ここで M_e は、 m_S , m_N を併せた等価質量であり、 K_e は、 k_S , k_N を併せた等価ばね定数、 C_e は、すべり案内内部での摩擦減衰を等価摩擦減衰として表したものである。

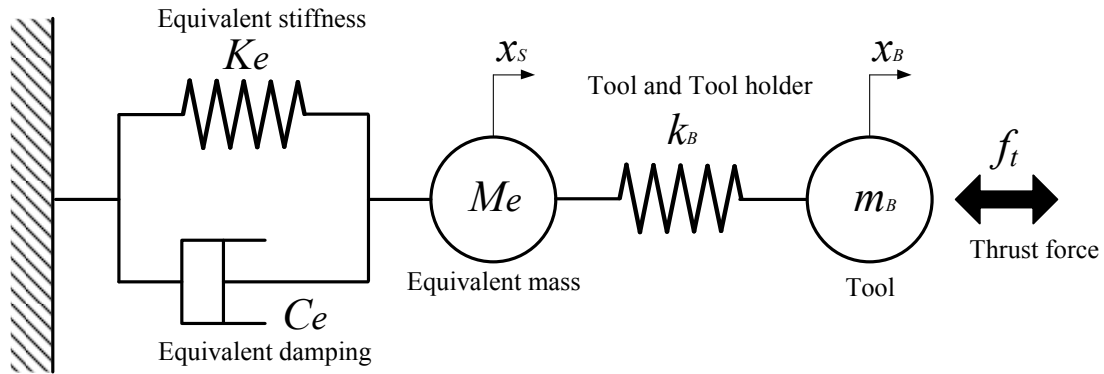


Fig. 2.23 Equivalent 2DOF vibration model with friction damping

この等価な振動モデルを運動方程式で表すと次式が得られる。

$$M_e \ddot{x}_S + C_e \dot{x}_S + K_e x_S + k_B (x_S - x_B) = 0 \quad (2.17)$$

$$m_B \ddot{x}_B + k_B (x_B - x_S) = f_t \quad (2.18)$$

この2つの運動方程式(2.17)(2.18)をラプラス変換して $x_S(s)$ を消去することにより、次式のように、背分力(Thrust force) $f_t(s)$ を入力、刃先変位 $x_B(s)$ を出力とするコンプライアンス伝達関数 G を求めることができる。

$$G(s) = \frac{x_B(s)}{f_t(s)} = \frac{M_e s^2 + C_e s + (K_e + k_B)}{m_B M_e s^4 + m_B C_e s^3 + (m_B K_e + m_B k_B + M_e k_B) s^2 + C_e k_B s + k_B K_e} \quad (2.19)$$

2. 6. 5 解析方法および結果

次に、前述の式(2.11)(2.19)を用い、実験により同定した各パラメータを代入することで臨界切削幅 a_{lim} を解析する。このために構築したアルゴリズムを図 2.24 に示す。アルゴリズムは STEP 1~5 で構成される。STEP 1 では、装置仕様、切削条件、刃先の許容振幅から図 2.6 のモデル（ここでは、 P, m_N, k_N は 0 とした単純な 2 自由度系振動モデル）における固有振動数を求め、それを計算の初期条件としてのびびり振動周波数と仮定する。STEP 2 では、式(2.17)(2.18)と刃先の許容振幅、びびり振動周波数からすべり軸受部で発生するびびり振動振幅を計算する。STEP 3 では、得られたびびり振動振幅と式(2.14)(2.15)(2.16)を用いて等価質量・等価ばね定数・等価減衰係数を算出する。以上の結果を式(2.19)に代入しコンプライアンス伝達関数 $G(s)$ を獲得する。STEP 4 では、式(2.11)を用いて臨界切削幅 a_{lim} 、びびり振動周波数 ω_c を求める。STEP 5 では、びびり振動周波数 ω_c の収束性を確認する。収束が不十分な場合には STEP 2~5 を繰り返し、十分に収束するまで計算を行って最終的な臨界切削幅 a_{lim} 、びびり振動周波数 ω_c を得る。

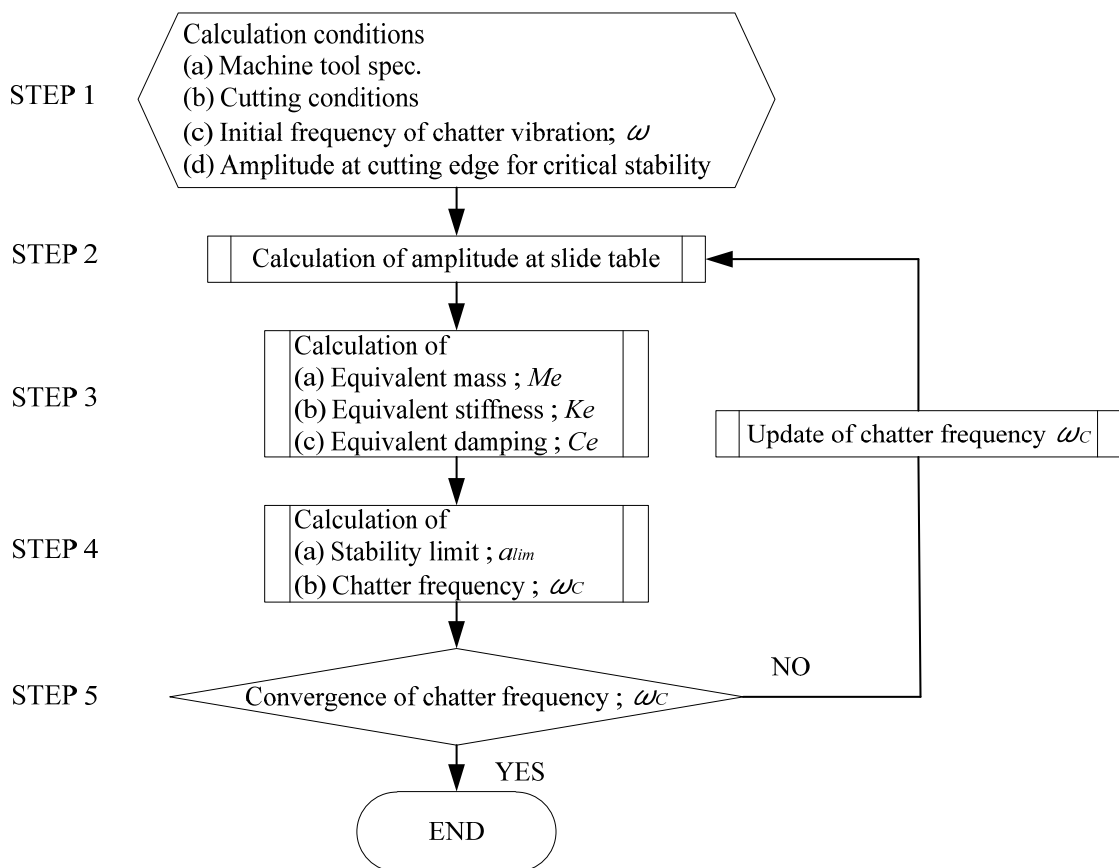


Fig. 2.24 Flow chart to predict chatter stability limit for given machine tool specifications and other conditions

2. 7 実験および解析の結果と考察

開発した試験機を用いて加工実験を行うとともに、構築した解析モデルと同一のパラメータを用いて対応する解析を行った。そしてそれらの結果より、本モデルの有用性、びびり振動安定性におよぼす摩擦力や各部剛性の影響について考察する。

2. 7. 1 切削実験の条件とびびり振動の判定

工作物、工具、切削条件は、基本的に比切削抵抗を測定した 2.5.2 節の実験と同じとした。ただし、送り量は 0.05 mm/rev で一定とし、臨界切削幅を確認するため、突切り工具の刃幅を変えて切削幅を $2, 3, 4, 5, 6 \text{ mm}$ の 5 段階で変化させた。また、板ばねを交換することで各部の剛性を変化させ、すべり軸受の予荷重を変化させることで摩擦力を変化させた。切削実験中には、工具刃先近傍の振動を測定するレーザ変位計および加速度センサ(図 2.7 参照)を用いて、びびり振動の刃先振幅および周波数の計測を行った。臨界切削幅は工作物の回転数により増減する[2-1][2-10]が、本実験のように発生するびびり振動の周波数 (150 Hz 以上) に比べて回転数 (約 $320 \text{ rpm} \doteq 5.3 \text{ Hz}$) が低い領域では、その増減は微小であり無視できる。一方、低速度領域では切削速度に対する振動速度の割合が大きくなるため、工具の逃げ面が工作物の表面に接触して、びびり振動を抑制するプロセスダンピングの影響が大きくなることが懸念される[2-1][2-10]。しかし切削速度は 100 m/min であって比較的高く、また刃先を鋭利に保つように注意を払ったことから、その影響は少ないと考えられる。

びびり振動発生状態の一例を図 2.25 に示す。図の上側の溝は、びびり振動の発生が無い安定状態 (Stable) であり滑らかな加工面が得られていることが分かる。一方下側の溝は、びびり振動が発生している不安定状態 (Unstable) の加工面であり、一定間隔で振動の痕跡が刻まれていることが分かる。

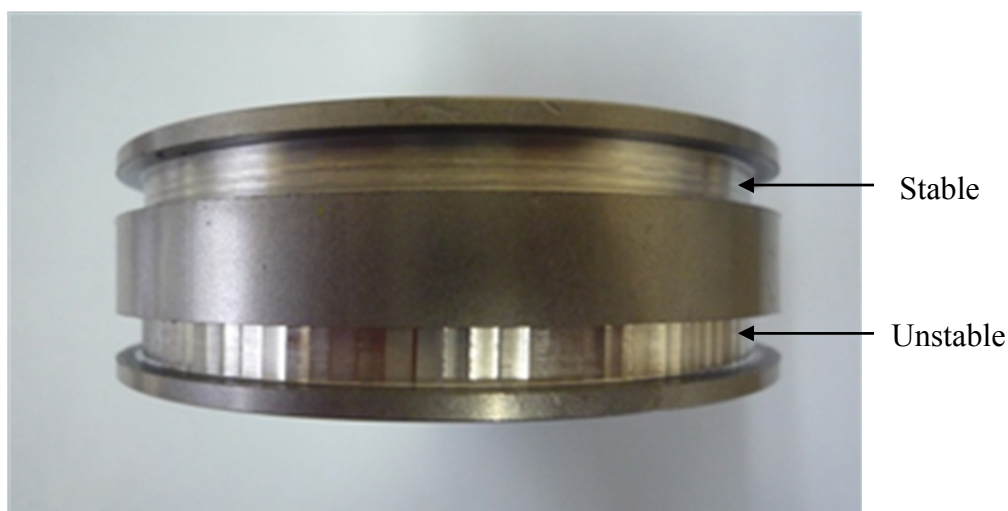
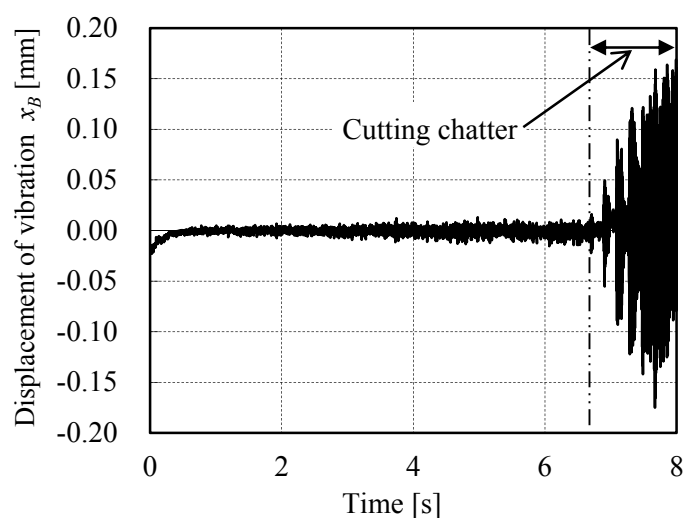
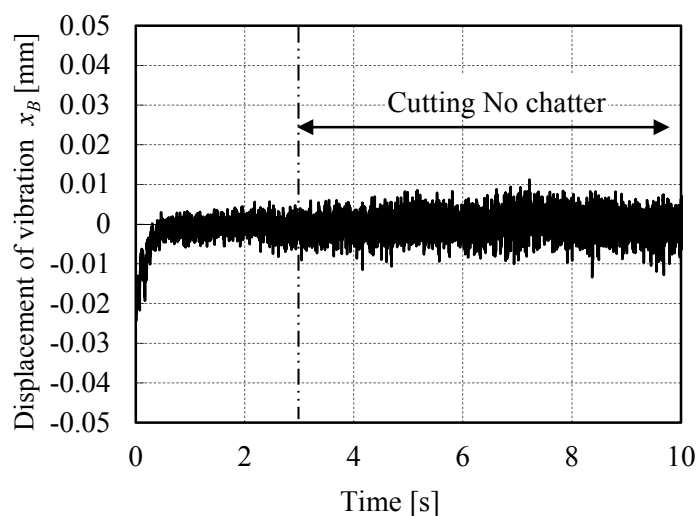


Fig. 2.25 Workpiece surfaces machined with and without chatter vibration

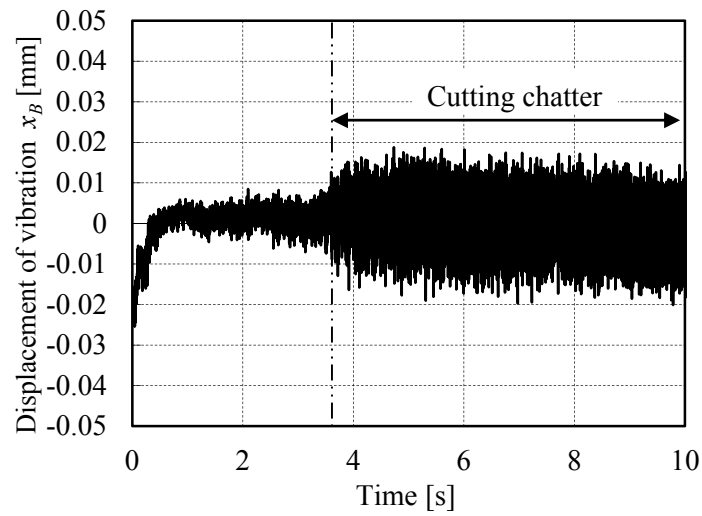
びびり振動発生 の判定には、レーザ変位計で測定した工具刃先近傍の変位を利用した。具体的には、切削前と切削中で比較し、p-p (peak to peak) 値で 0.006 mm 以上増大した場合に、びびり振動が発生したものと判定した。例として、ばね定数の組合わせ $k_B=32.91$ [N/ μm], $k_S=34.48$ [N/ μm]において測定された振動変位を図 2.26 に示す。ここでは切削送りによる変位は除かれている。図 2.26(a)は摩擦力が小さい場合 (20N) であり、切削開始直後からびびり振動が大きく成長していることが分かる。図 2.26(b)は摩擦力が適度に大きい場合 (40N) であり、切削中も振動が増大せず安定な状態が保たれている。図 2.26(c)は摩擦力が大きい場合 (127N) であり、切削直後にびびり振動が成長して 0.015 mm 程度の振幅で持続している。



(a) Friction force: 20 [N]



(b) Friction force: 40 [N]



(c) Friction force: 127 [N]

Fig. 2.26 Vibration measured near cutting edge at various friction force
 ($k_B=32.91$ [N/ μm], $k_S=34.48$ [N/ μm], Width of cut: 6 [mm])

さらに、切削幅を変化させて振動変位の p-p 値を測定した結果を図 2.27 にまとめる。切削幅が大きくなるほど振動変位が増大しているが、いずれの切削幅においても、摩擦力に対しては上述と類似の傾向が見られる。すなわち、摩擦力が小さい条件ではびびり振動発生時の変位が極めて大きくグラフの上限を超えており、摩擦力が適度に大きい条件で安定となり、さらに摩擦力が大きくなると徐々に不安定になっている。

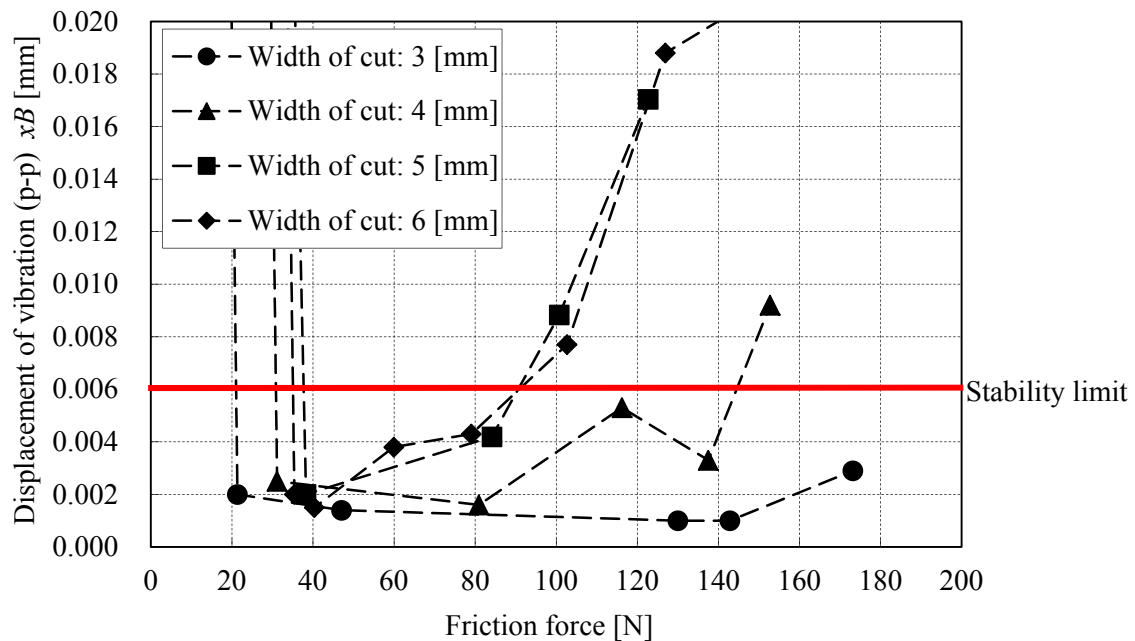
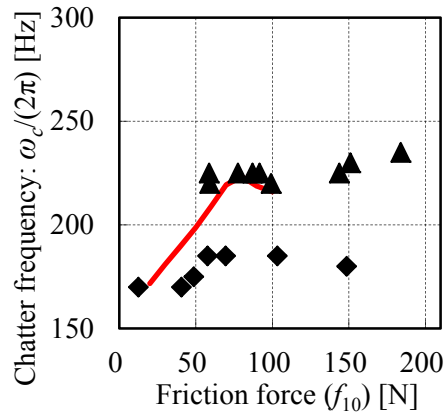
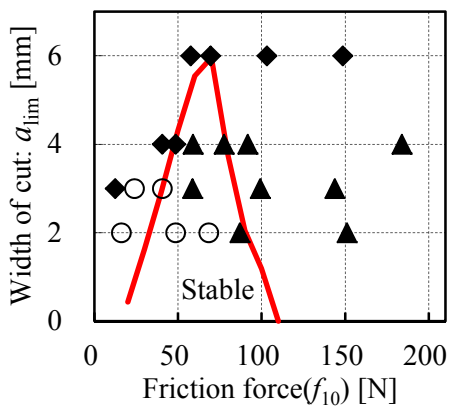


Fig. 2.27 Peak-to peak displacements measured at various width of cut and friction force
($k_B=32.91$ [N/ μm], $k_S=34.48$ [N/ μm])

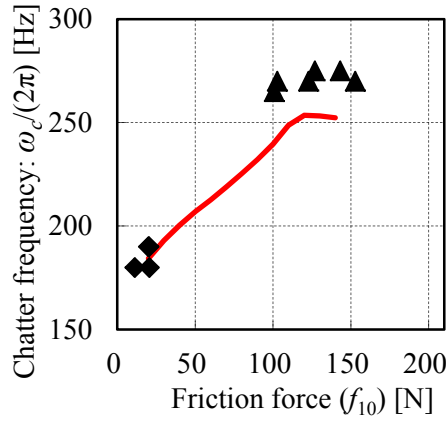
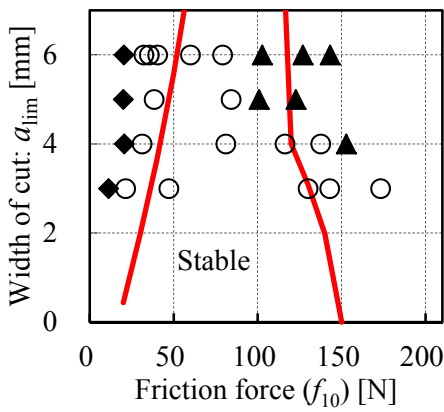
なお、同時に加工面の状態 (図 2.25 参照), 加工時の音についても確認し, この判定基準と矛盾しないことを確認した. さらに, 工具刃先近傍に取り付けた加速度センサの測定結果を周波数分析し, びびり振動周波数の成分でも判定を行って同様の判定結果が得られることを確認した.

2. 7. 2 びびり振動安定性の結果および考察

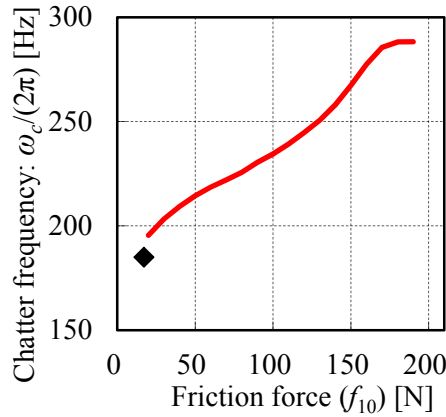
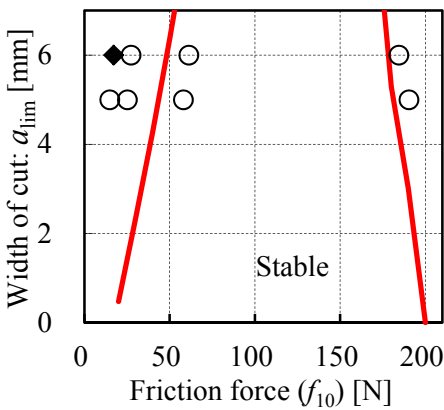
各部のばね定数については, 工具・工具ホルダ部 $k_B=32.91$ [N/ μm], および駆動部 $k_S=34.48$ [N/ μm]を基準とし, それぞれのばね定数を増減した. また, 各ばね定数の組合せにおいて, 案内部の予荷重すなわち摩擦力および切削幅を変更し, びびり振動の有無を判定するとともに, びびり振動が発生した場合にはその周波数 ω_c を測定した. その結果を図 2.28, 2.29 にまとめて示す. 図 2.28 は, Case1 として $k_S=34.48$ [N/ μm]を固定し k_B を(a)(b)(c)と増加させていった場合であり, 図 2.29 は, Case2 として $k_B=32.91$ [N/ μm]を固定し k_S を(d)(e)(f)と増加させていった場合である. また, 前項の解析アルゴリズムによって臨界切削幅 a_{lim} およびびびり振動周波数 ω_c を予測し, その結果を図 2.28, 2.29 内に赤色の実線で示す. 臨界切削幅のグラフでは実線より下側が安定切削領域である. なお, 図 2.28, 2.29 内の摩擦力 f_{10} は, 送り速度 10 mm/min における値を表しており, びびり振動が重畳されると送り速度が増減することで摩擦力も実際には若干変動する. 図中では, 予荷重に対応する設定値の意味でこの摩擦力 f_{10} を示しているが, 解析では変動する摩擦力を図 2.11 に従って考慮している.



(a) $k_B=20.97, k_S=34.48$ [N/ μm]



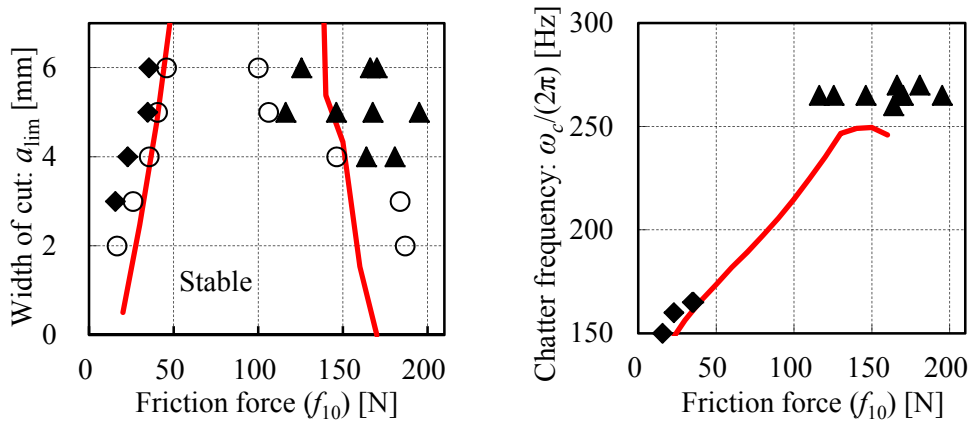
(b) $k_B=32.91, k_S=34.48$ [N/ μm]



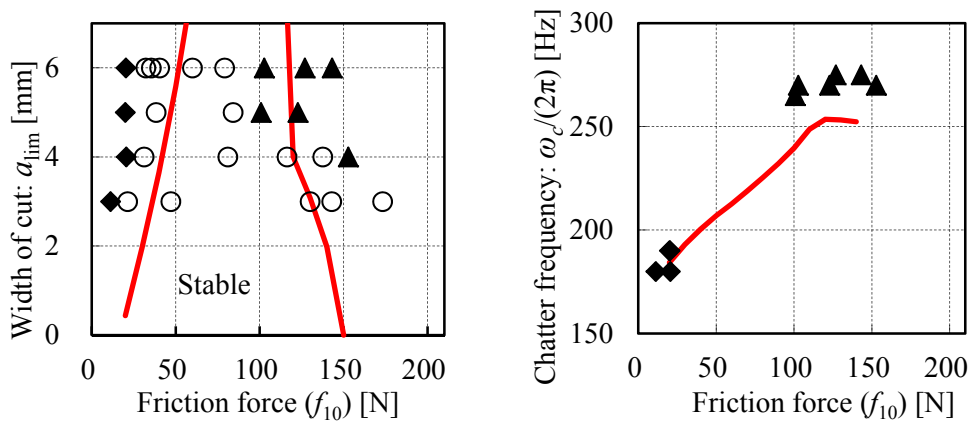
(c) $k_B=58.70, k_S=34.48$ [N/ μm]

○ : Stable ◆ : Unstable (Low frequency) ▲ : Unstable (High frequency)
 Red line : Predicted results f_{10} : Friction force at feed rate of 10 [mm/min]

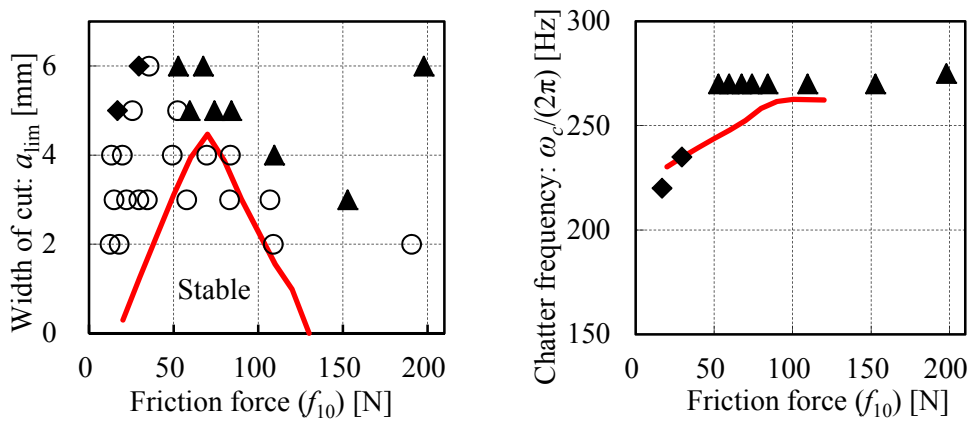
Fig. 2.28 [Case1] Measured and predicted stability limits and chatter frequency at varied friction and stiffness



(d) $k_B=32.91, k_S=18.61$ [N/ μm]



(e) $k_B=32.91, k_S=34.48$ [N/ μm]



(f) $k_B=32.91, k_S=71.32$ [N/ μm]

○ : Stable ◆ : Unstable (Low frequency) ▲ : Unstable (High frequency)
 Red line : Predicted results f_{10} : Friction force at feed rate of 10 [mm/min]

Fig. 2.29 [Case2] Measured and predicted stability limits and chatter frequency at varied friction and stiffness

図 2.28, 2.29 に示されるように、解析で得られた安定切削領域と切削実験結果を比較すると、その傾向は良く一致していることが分かる。具体的には、各ばね定数を変更することによる安定切削範囲の拡大・縮小の変化、およびびびり振動周波数がほぼ一致している。従って、工作機械振動モデル・びびり振動予測手法は、本研究の目的である開発段階で活用できる設計指針の獲得において、充分有効であると考えられる。

図 2.28(a),(b),(c)より、工具部のばね定数 k_B を大きくすると安定切削範囲が拡大することが分かる。これは一般的なびびり振動抑制方法の概念と同じ傾向である。工具部の剛性が低下すると、図 2.30 に示すように、すべり軸受部での摩擦減衰とは関係なく、工具部のみで大きな振動が発生するためと考えられる。すなわち、すべり軸受部での摩擦減衰が有効に機能しない。

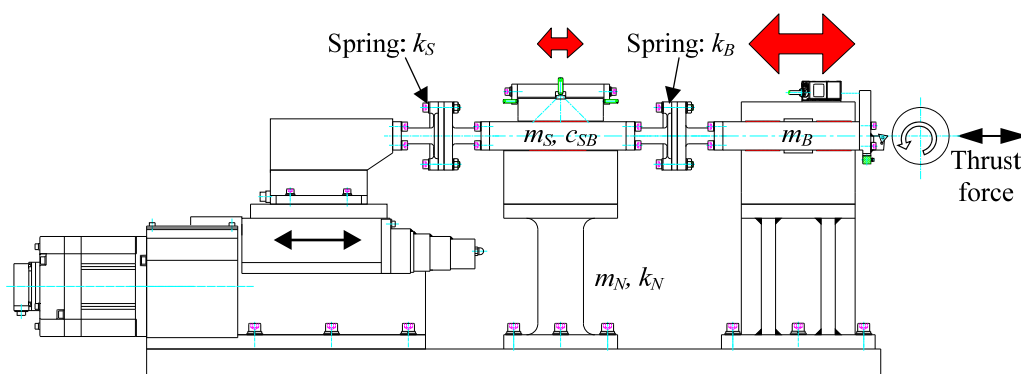


Fig. 2.30 Explanation drawing of Case 1

次に図 2.29(d),(e),(f)より、駆動部のばね定数 k_S を過大にすると安定切削範囲が縮小することが分かる。これは、剛性を高めるほどびびり振動安定性が向上するという一般的な概念と逆の傾向である。駆動部の剛性が大きくなると、振動は主に工具部のばね要素において発生し、すべり軸受部での振動振幅が小さくなる。よって摩擦による散逸エネルギーも減少し安定切削範囲が縮小するものと考えられる。また駆動部の剛性を小さくすると、図 2.31 に示すように、すべり軸受での振動振幅が大きくなり、摩擦による散逸エネルギーが増加し安定切削範囲が拡大する。

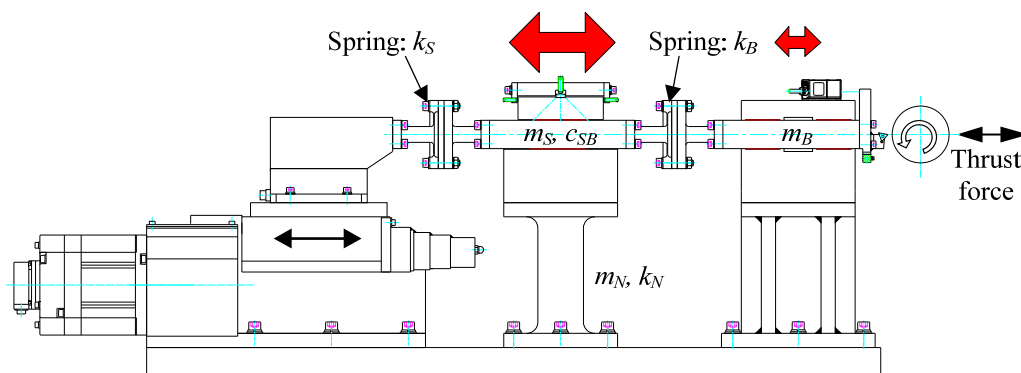


Fig. 2.31 Explanation drawing of Case 2

図 2.28, 2.29 のすべてにおいて、安定切削範囲を最大化する最適な案内部の摩擦力が存在することが分かる。次に、図 2.28(b)(=2.29(e))の条件において摩擦力を変化させた時の等価質量, 等価ばね定数, 等価減衰の解析結果を表 2.3 に示す。この解析結果より、摩擦力の違い(すべり軸受荷重の調整)によって等価減衰の値に一桁以上の大きな変化を生じることが分かる。このように最適摩擦力が存在する原因について以下に考察する。まず、びびり振動周波数について見ると、いずれの条件においても摩擦力が増加すると周波数が高くなっていることが分かる。これは、案内部の摩擦力の増加に伴ってすべり軸受部が固着する割合が増加し、等価ばね定数が増加する(等価質量も増加するが本実験条件では、等価ばね定数の増加割合の方が大きい)ためであると考えられる。一方、等価減衰は案内部の摩擦力に対して以下のように変化する。摩擦力が小さい領域では減衰力は小さく等価減衰も小さい。このため、図 2.26(a) および図 2.27 に示されるように発散的なびびり振動が発生する。摩擦力を大きくしていくと、それに伴って等価減衰も大きくなる。その結果、図 2.26(b)の例では適切な減衰効果が得られ安定な切削状態が維持される。更に摩擦力を大きくすると、すべり軸受部の固着割合が増加し、相対すべり変位が小さくなるために等価減衰が減少する。この結果、案内部がほぼ固着した振動系でのびびり振動が発生する。しかし、図 2.26(c)および図 2.27 に示されるように、その振動振幅は極端に大きくは成長しない。これは、びびり振動が成長して振動振幅が増大すると、すべり軸受部の固着が解消され、摩擦力が大きいことと併せて散逸エネルギーが大きくなり、それ以上には振動が成長することができないためである。

Table 2.3 Equivalent mass, stiffness and damping calculated for critical stability
in Fig.2.28(b) (=Fig.2.29(e))

| | | | | | | | | |
|----------------------|---------------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Friction force | f_{i0} [N] | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 |
| Equivalent mass | M_e [kg] | 11.6 | 13.2 | 14.6 | 15.9 | 17.0 | 19.1 | 20.9 |
| Equivalent stiffness | K_e [N/ μm] | 34.1 | 33.4 | 32.8 | 34.1 | 39.5 | 81.1 | 103.0 |
| Equivalent damping | C_e [N s/m] | 1590 | 9600 | 14890 | 18660 | 21410 | 19160 | 14470 |

2. 8 結言

「摩擦減衰を含む2自由度系工作機械モデル」を構築するとともに、その中に含まれる摩擦減衰と2つのばね要素を変化させ得る切削試験機を開発し、解析および加工実験によって、びびり振動安定限界を求めた。その結果、得られた知見をまとめると以下の通りである。

- (1) 提案した工作機械の振動モデルを用いたびびり振動予測は、実際の加工実験の結果と良く一致しており、開発段階でのびびり振動抑制の検討に有益である。また摩擦力は本研究のように予め同定することができ、それ以外の主な定数は、開発時点における設計図面および数値解析結果から算出することができる。よって、開発段階で本モデルを活用することが可能である。
- (2) 駆動部の剛性を過大にするとびびり振動安定性が低下する。これは、すべり軸受部でのびびり振動振幅が非常に小さくなり、摩擦減衰も減少するためである。
- (3) 工具部の剛性を高くすることは、びびり振動安定性の向上に有効である。これは工具部の剛性が低い場合では、すべり軸受における摩擦減衰の効果は小さく、工具部のみで大きな振動が発生し、また剛性が高い場合は、すべり軸受部における振動振幅が大きくなり摩擦減衰が有効に作用するためである。
- (4) びびり振動安定性に対して最適な案内部の摩擦力が存在する。この理由は次のように理解し得る。まず、案内部の摩擦力が非常に小さい領域においては、減衰も小さく発散的なびびり振動が発生する。次に摩擦力を増加させるとそれに伴い減衰は増加し、びびり振動抑制に大きな効果が得られる。しかし、更に摩擦力を大きくすると、すべり軸受部が固着し始めて十分な相対すべり変位が得られず、摩擦による減衰が小さくなる。

従来、びびり振動抑制の方法としては装置剛性を高めることに主眼が置かれていた。しかし、この指針は必ずしも正しくはなく、装置の各部剛性と減衰を最適化することで、より大きなびびり振動安定性が得られることが、実験および解析の両面から明らかになった。ここで得られた新しいびびり振動安定性向上の設計指針が今後の工作機械開発に役立つことを期待したい。

2. 9 参考文献

- [2-1] Altintas, Y., “Manufacturing automation”, *Cambridge Univ. Press*, (2000).
- [2-2] F. Koenigsberger, J. Tlustý, “Machine tool structures”, *Pergamon Press*, (1970).
- [2-3] 岡本定次, 工作機械の構成, (1970), 内田老鶴園
- [2-4] 笠松勇, 佐野京亮, 機械設計(6) (旋盤の設計図), (1966), パワー社
- [2-5] 垣野義昭, 松原厚, 黎子椰, 上田大介, 中川秀夫, 竹下虎夫, 丸山寿一, “NC 工作機械における送り駆動形のトータルチューニングに関する研究 (第1報)”, *精密工学会誌*, Vol. 60, No. 8 (1994), pp. 1097-1101.
- [2-6] 藤田純, 羽山定治, 濱村実, 垣野 義昭, 松原厚, 大脇悟史, “NC 工作機械のボールねじねじり振動がサーボ系の安定性に及ぼす影響”, *精密工学会誌*, Vol. 65, No.8 (1999), pp. 1190-1194.
- [2-7] 堤正臣, 大友誠司, 岡崎裕一, 酒井浩二, 山崎和雄, 葛東方, “摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動機構の数学モデル”, *精密工学会誌*, Vol. 61, No. 10 (1995), pp. 1458-1462.
- [2-8] 佐藤壽芳, “工作機械の振動について”, *生産研究*, Vol. 24, No.8 (1972), pp. 349-357.
- [2-9] Guillem Quintana, Joaquim Ciurana, “Chatter in machining processes: A review”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 51, No. 5 (2011), pp. 363-376.
- [2-10] 社本英二, 日本機械学会講習会—生産加工基礎講座—実習で学ぼう「切削加工, びびり振動の基礎知識」テキスト, (2001-2010).
- [2-11] 鈴木教和, 切削加工におけるびびり振動 (前編) *精密工学会誌*, 76, 3 (2010) pp. 280-284.
- [2-12] 鈴木教和, 切削加工におけるびびり振動 (後編) *精密工学会誌*, 77, 4 (2010) pp. 404-408.
- [2-13] 塩崎進, 古川勇二, 水兼正博, “工作機械送り駆動系の動特性 (第1報, 第2報)”, *日本機械学会論文集C編*, Vol. 45, No. 398 (1979), pp. 1143-1157.
- [2-14] 伊藤隆史, 青山藤詞郎, 稲崎一郎, “工作機械テーブルの振動特性”, *日本機械学会論文集. C編*, Vol. 54, No. 506 (1988), pp. 2375-2380.
- [2-15] 東本暁美, 吉村允孝, 阪上雅昭, 浦川和夫, 松島律, “工作機械テーブル案内面の減衰能測定方法”, *精密機械*, Vol. 41, No. 491 (1975), pp. 1134-1140.
- [2-16] 鈴木教和, 井加田勲, 樋野励, 社本英二, “強制・自励型びびり振動を回避するエンドミル加工条件の統合的検討”, *精密工学会誌*, Vol. 75, No. 7 (2009), pp. 908-914.

- [2-17] 星鐵太郎, 向坂成夫, 森山征夫, 佐藤真, 東本暁美, 徳永孝, “変動速度切削によるびびり抑制の実用化に関する研究”, 日本機械学会論文集, Vol. 44, No. 379 (1978), pp. 1085-1093
- [2-18] M. K. Das, S. A. Tobias, “The Relation between the Static and the Dynamic Cutting of Metals”, *International Journal of Machine Tool Design and Research*, 7 (1967) pp. 63-89.
- [2-19] T. Hoshi, “Cutting Dynamics Associated with Vibration Normal to Cut Surface”, *Annals of the CIRP*, 21, 1 (1972), pp. 101-102.
- [2-20] J. Slavicek, “The Effect of irregular Tooth Pitch on Stability of Milling”, *Proceedings of the 6th MTDR Conference, Pergamon Press, London*, (1965) pp. 15-22.
- [2-21] P. Vanherck, “Increasing Milling Machine Productivity by Use of Cutter with Non-constant Edge Pitch”, *In Proceeding of the 6th MTDR Conference*, 8, (1967) pp. 947-960.
- [2-22] H. Opitz, U. Dregger, H. Roese, “Improvement of the Dynamic Stability of the Milling Process by Irregular Tooth Pitch”, *In Proceeding of the 7th MTDR Conference*, 9 (1966) pp. 213-228.
- [2-23] Eiji Shamoto, Koichi Akazawa, “Analytical prediction of chatter stability in ball end milling with tool inclination”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, Vol. 58 (2009), pp.351-354.
- [2-24] Norikazu Suzuki, Kohei Nishimura, Eiji Shamoto, Kiyoshi Yoshino, “Effect of Cross Transfer Function on Chatter Stability in Plunge Cutting”, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing (Special Issue on Advanced Manufacturing Technology (LEM21))*, Vol. 4, No. 5 (2010), pp. 883-891.
- [2-25] Evita Edhi, Tetsutaro Hoshi, “Stabilization of high frequency chatter vibration in fine boring by friction damper”, *Precision Engineering*, Vol. 25, No. 3 (2001), pp. 224-234.
- [2-26] 稲崎一郎, 青山藤詞郎, 静圧軸受, (1990), 工業調査会
- [2-27] ターカイト B カタログ, キャプテンインダストリーズ
- [2-28] 長松昭男, モード解析入門, (1993), コロナ社
- [2-29] 平井一正, 非線形制御, (2003), コロナ社

第3章

機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測

3. 1 緒言

本章では、第2章で開発した工作機械の案内面における摩擦減衰モデルを、一般の機械構造の接触・摩擦減衰の問題に拡張することを試みる。

機械・建築構造に求められる基本的な要求仕様は、第2章の工作機械の機械構造と同様であり、装置・使用条件に応じた強度（耐荷重）・静剛性・振動特性（固有モード、固有振動数、減衰）を有することとなる。これらの仕様を満たさない場合、装置の運転条件を満足しないだけでなく、装置の破損を引き起こし、使用者の安全にまで影響を及ぼす可能性がある。従って、これらの仕様を定量的に明確にして設計・開発を行うことが重要である。強度・静剛性、また振動特性の中で固有モード・固有振動数に関しては、近年の3D-CAD、数値解析ソフト、コンピュータの進歩から計算によって比較的容易に解が得られる状況となっている。しかし、振動特性の中の減衰だけは、現在でも数値解析によって予測することが困難である。このため、材料の内部減衰を仮定した定数が用いられることもあるが、実際の減衰能は、部品結合部の摩擦減衰によって支配されている場合が多く、結合部の多い現実の機械特性を表しているとは言えない。以上のように、摩擦減衰がボトルネックとなって、設計段階（実験的検討を事前に実施しない状況において）で、減衰に大きく依存する動コンプライアンス値を予測し得ない状況が現在まで続いている。よって摩擦減衰の完全な理解と定量的予測手法の開発は、動的設計における長年の課題となっている。

現在、減衰量を知るためには装置を試作し、機械構造に対して加振試験等を行って測定する以外に方法がないのが実情であり、設計・開発段階で減衰量は未知である。しかし、機械構造における減衰は、装置の振動特性を大きく変化させ、性能に対しても大きな影響を持つ。例えば、旋盤やフライス盤等の工作機械では、加工プロセスが関与して振動が成長するびびり振動現象がしばしば問題となり、機械構造の減衰性は加工能力を直接左右する重要な特性である[3-1]。ジェットエンジンや発電用タービン、風力発電装置等の回転機械では、回転に伴う強制振動や連成反力による自励振動が問題となり[3-2]、橋やビル等の建築構造物では、空気や水の流れに伴う自励振動や地震に対する応答振動を抑制しなければならない[3-3]。これらの機械・建築構造物の多くは容易に試作できるものではなく、新しい構造を設計開発する際に、振動減衰のみが未知であるために試作回数が増えてしまうのは、他の解析技術が発達した現在において憂うべき事実である。

機械構造における結合部の形態は、図3.1のようにまとめることができる。[3-4]

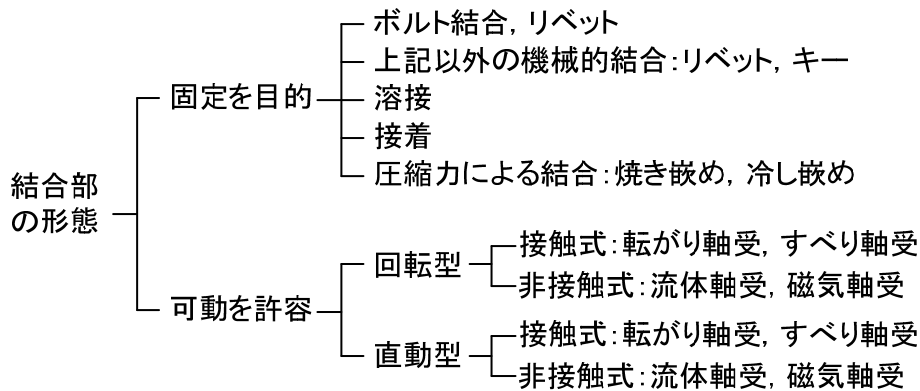


Fig. 3.1 Various types of contact surface in mechanical structure

本章では、図 3.1 の結合部の内、機械構造に汎用的に使用されており、また摩擦減衰効果が大きいと考えられる、ボルト結合部を対象として研究を行う。転動・非接触軸受を含む可動部における摩擦減衰は、その摩擦係数が極めて小さいことから、その動特性に与える影響も小さい。また摩擦力が大きく、減衰効果が大きいと考えられるすべり案内面については、第 2 章で明らかにした。また溶接による結合部[3-5]については、その溶接手法にも依存するが、ほぼ一体物と同等と考えて良く、減衰効果は小さいと考えられる。よってボルト結合部において生じる摩擦減衰を検討することは、その使用量・減衰効果の面から見ても重要であり、機械構造開発において有益であると思われる。

3. 2 研究の目的

本章では、ボルト結合の接触面において固着部、すべり部の概念を新たに導入し、この概念に基づいて結合部の摩擦減衰の定量的解析手法の開発を試みる。提案する解析モデルでは、接触応力分布が変化する結合部において、振動による負荷を仮定し、力の釣合いを満たすように固着部/すべり部の領域が変化する非線形接触問題に対して時刻歴解析を行う必要がある。このため、単純に有限要素法解析を適用すると膨大な計算量が必要となり現実的な解析が困難となる。そこで、この解析の中で線形性が成り立つ部分を抽出し、それらに対して予め最小限の有限要素法解析を行い、力の釣合いを満たす解を探索して時刻歴解析を行う際には有限要素法解析結果の線形和のみを扱う高効率解析手法を提案する。本章では、最初の例として、ボルト結合部にねじり振動が作用する場合の摩擦減衰性能を解析する。更に結合部材、ボルト締結力、ボルト結合部に作用するねじり荷重などを定量的に変更可能な試験機を開発し解析手法の検証を行うとともに、摩擦減衰の発生メカニズムを明らかにする。

3. 3 本章に関係する研究

本章に関係する過去の主要な研究としては、次のものが挙げられる。

(1) ボルト結合部の減衰能 [3-6][3-7][3-8][3-9][3-10]

板状の梁の片端を2本のボルトでベースに固定、自由端側を加振し、その減衰波形から減衰能を実験的に求めている。実験に際しては、ボルト締結力、梁の板厚を変化させその影響についても検討を行っている。そして実験結果から次のことを明らかにした、①減衰発生はボルト結合部の微小すべりに起因する、②減衰能は振幅依存性を有する、③減衰能を最大化する最適ボルト締結力が存在する。

(2) ボルト結合部の剛性および減衰能 [3-11]

ボルト結合部を、複数のばね-質量-減衰のモデルで表し、これと同形状の実験装置を用いた実験結果を用いた計算からばね定数・減衰定数をあわせこみにより同定している。同定した定数は、異なる形状に対しても適用が可能であり汎用的に用いることができる。

(3) 2枚合せ板構造の減衰能発生機構 [3-12][3-13][3-14][3-15][3-16][3-17][3-18]

図 3.2 のように、2枚の板を1~複数本のボルトで締結した2枚合せ板構造に荷重(曲げ変位)を与えた場合を研究対象として検討を行っている。減衰能の発生原理としては、ボルト結合部の結合面全面がすべることを前提としており、このときの幾何学的変形などから理論的に減衰能を求めている。ただし、ボルト締結力が定格に比較して非常に小さいことや、実験的にしか求められない「すべり率」(実すべり量/幾何学的すべり量)といった係数が理論式に含まれていることが課題であると考えられる。

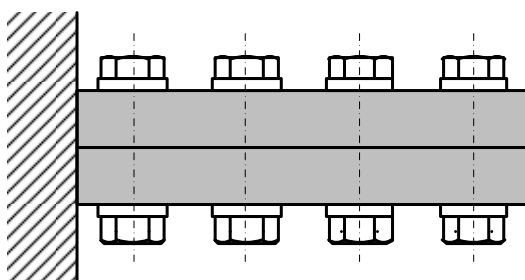


Fig. 3.2 Bolts clamped layered beam

以上のように、これまで結合部の摩擦減衰に関して、実験的・解析的に多くの研究が行われてきた。しかし、これらの解析には、その試験機特有で実験的にしか求められない「すべり率」などの係数が含まれており、試作する前に新しい構造の減衰を予測し得るものではない。このように、これまで摩擦減衰の定量的解析手法を開発し得なかったことは、摩擦減衰という基本的な現象を完全には理解できていないことを意味している。よってこれらを解決できるボルト結合部モデルの構築を行い、これを用いてボルト結合部の摩擦減衰発生メカニズムを明らかにし、更に摩擦減衰の定量的予測手法を獲得することは、機械構造開発において重要であると考えられる。

3. 4 研究対象の設定と解析の前提

研究の第一段階として、2枚の板を1本のボルトで結合する単純な構造を研究対象とする。この構造に作用する振動としては、図3.3のように(a)せん断型、(b)引張・圧縮型、(c)ねじり型が考えられ、実際の装置においても、これらの単独もしくは複数の組み合わせ振動が作用するものと考えられる。本研究では、最初の段階として、ボルトを中心として応力分布・角変位などが周状に均一に分布し、外周部で大きなすべり変位を生じやすいと想定される、ねじり型の場合を取り扱う。

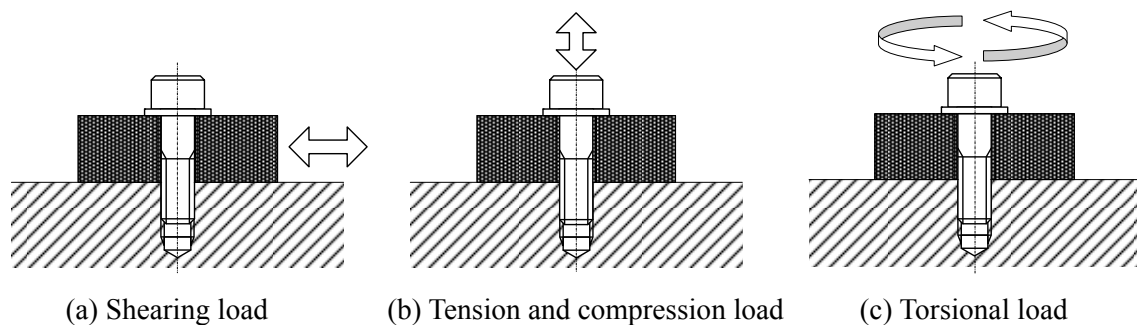


Fig. 3.3 Schematic illustrations of bolted joint with various load

次に、本研究で対象とする構造について述べる（図3.4参照）。構造は Base plate と Bolted plate の2枚から構成され、その中央にはボルト結合用の穴がけられている。ボルト締結力は、Bolted plate の厚み方向深さに応じて広がり、Bolted plate と Base plate の接触面間に接触応力として分布する。この時、Bolted plate の面積が厚みに比べて十分に広い場合には、図3.4に示されるように外周部で接触応力がゼロとなり、非接触領域が存在する。なお締結力は、最終的に Base plate 下面にて支持される。

Base plate 下面は、ボルト締結力により変形が生じないものとし、図の上下方向に剛に固定されていると仮定する。振動に起因するねじり荷重（トルク）は、ボルト中心軸回りに Bolted plate の外周部に負荷され、Bolted plate と Base plate の接触面をねじり分断するように作用する。このねじり荷重に対して、Base plate 下面は水平方向にも剛に固定されているものとする。

Bolted plate は、一辺 B_B の正方形、厚み H_B であり、ボルト締結力による Bolted plate と Base plate の接触面間に生じる接触応力分布より大きな面積を有する。Base plate は、Bolted plate の辺 B_B より長い一辺 B_A の正方形であり、板厚 H_A を有している。なお、本論文では正方形の部材同士の結合を取り扱うが、その面積が接触面に比べて大きいため、その一辺の長さと等しい直径の円形部材同士の結合を解析してもほとんど結果に変化がないことを確認している。

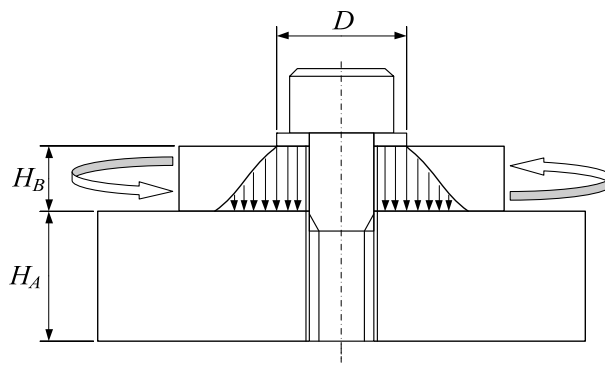
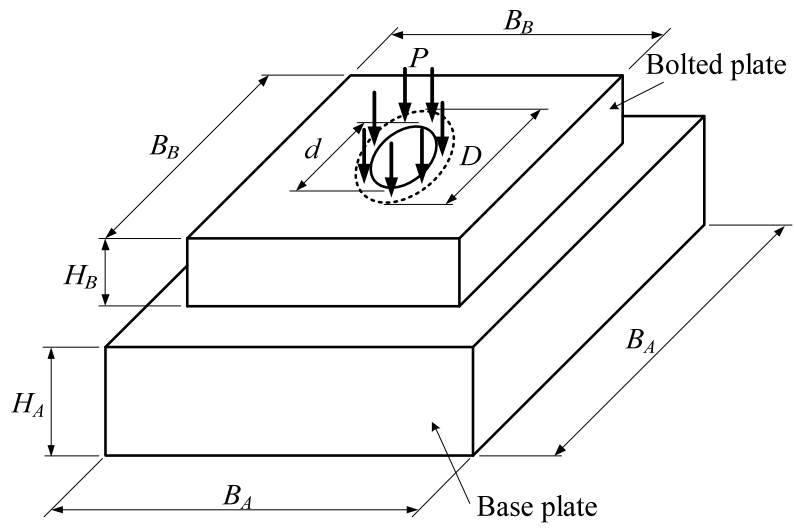


Fig. 3.4 Bolted plate and base plate with torsional load

3. 5 摩擦減衰の解析手法の提案

本章では、まず前章で設定した対象の構造において摩擦減衰の発生メカニズムを考察し、次にこれに基づいた解析モデルを提案する。さらに提案した解析モデルを用いて摩擦減衰量を高効率に算出する手法を開発する。

3. 5. 1 減衰発生メカニズム

ボルト結合部において得られる減衰効果は、これまでの研究でも述べられているように[3-6][3-7][3-8][3-9][3-10][3-12][3-13][3-14][3-15][3-16][3-17][3-18]、ボルト結合部の接触面で発生する微小すべり（マイクロスリップ）により、振動エネルギーの一部が摩擦損失として散逸することによって得られると考えられる。従って、この摩擦損失の過程を明らかにし、その損失エネルギーを定量的に求めることが具体的な本研究の目的である。

本研究では、微小すべりが発生する接触面に対し、固着部(Sticking zone)とすべり部(Sliding zone)を新たに定義し、ねじり荷重が作用するボルト結合部の解析モデルを構築する。固着部は、ねじり荷重が作用しても Bolted plate と Base plate の間に相対すべりが生じず一体化して変位する領域であり、すべり部は、ねじり荷重が作用した時に Bolted plate と Base plate の間ですべりが発生する領域である。

以上について図 3.5 を用いて説明する。

図 3.5(a)は、ねじり荷重(トルク T)が 0 (ゼロ)の場合であり、Base plate と Bolted plate の接触面に、すべりは生じない。ただし接触面には、ボルト締結力による接触応力が働いており、この部分において固着状態となっている。そしてこの部分を固着部(Sticking zone)とし紫色で表している。

(b)は、トルク T_1 の場合であり、その入力トルクにより Base plate と Bolted plate の接触部の固着部外周側からすべりが開始される。そしてこの部分をすべり部(Sliding zone)とし青色で表す。

更に(c) T_2 , (d) T_3 と入力トルクを大きくしていくと、その大きさに応じてすべり部(青色)が拡大、固着部(紫色)が縮小する。

そして更に入力トルク大きくしていくと最終的には(e) T_4 の状態、すなわち固着部(紫色)が完全に無くなり、接触面の接触応力が働く面の全面がすべる状態(全面が青色)となる。ただし、全面ですべる状態は、ボルト結合部で結合部材間の位置関係が保持されていないことを意味し、不適切なボルト結合であると考えられる。よってこの状態は、本研究に含めない。

そして上記の接触面の変化の内、(b)(c)(d)のすべり部(青色)においてすべり摩擦が生じ、この部位において減衰効果が得られることになる。

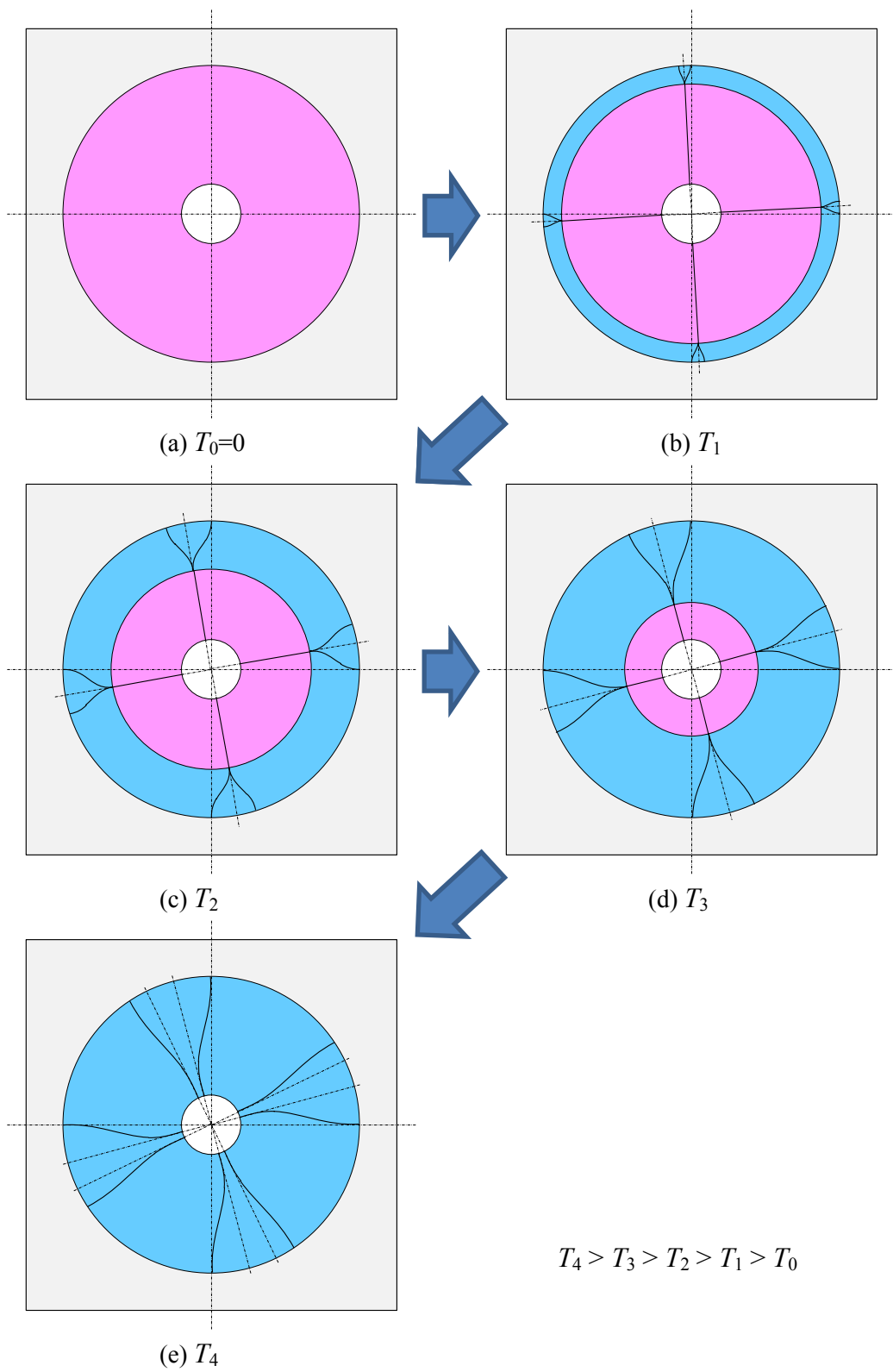


Fig. 3.5 Explanation drawing of sticking zone and sliding zone

3. 5. 2 パラメータの設定と解析モデルの構築

以上を考慮して「ねじり荷重が作用するボルト結合部の摩擦減衰モデル」を構築する。図 3.6 は、 r_x 軸、 r_y 軸の交点を結合用ボルトの中心とし、Base plate と Bolted plate の接触面における状態を表したものである。また r_x 軸は、Base plate の底面（この面は固定され、ねじり角変位を生じない）、 r_Ω 軸は、Bolted plate の上面外周部のねじり角変位 Ω_i を示している。本モデルでは、時間を微小時間 Δt 、半径方向位置を微小半径方向長さ Δr を用いて離散化することで数値解析を行う。更に、同一半径位置における微小環形状要素を考えたとき、周上のどの位置においても条件が同じであると見なすことができるため、 Δr ピッチの微小環形状要素に分割して検討を進める。本モデルでは、微小時間 Δt 毎に変化する入力トルク T_i について接触面における力の釣合いを満たすねじり変形、固着・すべり状態を求めめるため、以下の変数を設定する。

- t_i : 時間 $t_i = i \cdot \Delta t$ ($i=1 \sim n$)
- r_j : 環形状要素の半径方向位置 $r_j = j \cdot \Delta r$ ($j=1 \sim m$)
- T_i : 入力トルク
- a_j : 環形状要素の面積
- P : ボルト締結力
- σ_j : ボルト結合による接触応力
- p_j : ボルト結合による接触力
- Φ_i : Base plate 下面に対する固着部最外周の角変位
- Θ_i : Bolted plate 上面外周部に対する固着部の角変位
- Ω_i : Base plate 下面に対する Bolted plate 上面外周部の角変位
- $\varphi_{i,j}$: Base plate 接触部の角変位 (r_x 軸を基準)
- $\theta_{i,j}$: Bolted plate 接触部の角変位 (r_Ω 軸を基準)
- $v_{i,j}$: すべり部のすべり速度
- $\mu(v_{i,j})$: 摩擦係数 (速度依存性)
- $\mu(0)$: 静止摩擦係数
- $q_{i,j}$: 微小環形状要素の接触面に作用する摩擦力
- $u_{i,j}$: 微小時間当たりのすべり長さ

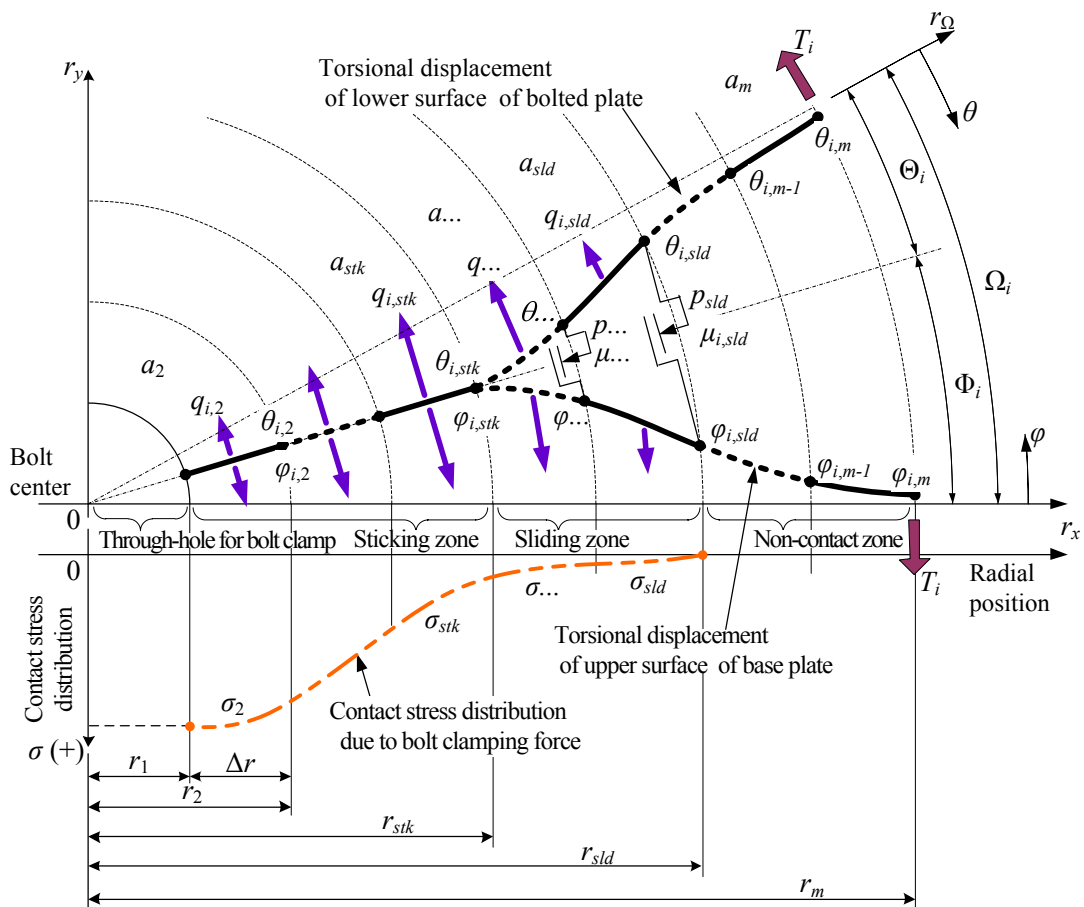


Fig. 3.6 Model of friction damping (loss energy) at bolted joint with torsional load

図 3.6 の半径 $r_1 \sim r_{slid}$ 領域にボルト締結力による接触応力 σ_j が働いており、その中で半径 $r_1 \sim r_{stk}$ は固着部、半径 $r_{stk} \sim r_{slid}$ はすべり部である。また $r_{slid} \sim r_m$ はボルト結合による接触応力 σ_j が働かない非接触領域となる。固着部では、入力トルク T_i により生じる外力が最大静止摩擦力より小さく、Base plate と Bolted plate の接触面の両面が一体となって角変位している。すべり部は、最大静止摩擦力より外力が大きくなり接触面にすべりが発生しており、本部位で摩擦損失エネルギーが得られる。図 3.6 を参照し、下記の変数は、それぞれ式(3.1)～(3.7)によって算出される。

環形状要素の面積：

$$a_j = \pi \cdot \left\{ r_j^2 - (r_j - \Delta r)^2 \right\} \quad (3.1)$$

ボルト結合による接触力：

$$p_j = a_j \cdot \sigma_j \quad (3.2)$$

微小環形状要素の接触面に作用する摩擦力：

$$q_{i,j} = \mu(v_{i,j}) \cdot p_j \quad (3.3)$$

微小時間毎のすべり長さ：

$$u_{i,j} = r_j \cdot \left[\left\{ (\Phi_i - \varphi_{i,j}) + (\Theta_i - \theta_{i,j}) \right\} - \left\{ (\Phi_{i-1} - \varphi_{i-1,j}) + (\Theta_{i-1} - \theta_{i-1,j}) \right\} \right] \quad (3.4)$$

すべり部のすべり速度：

$$v_{i,j} = \frac{u_{i,j}}{\Delta t} \quad (3.5)$$

Base plate 下面に対する Bolted plate 上面外周部の角変位：

$$\Omega_i = \Phi_i + \Theta_i \quad (3.6)$$

以上から、時刻 t_i における微小時間 Δt 当たりの環形状要素 j で発生する摩擦損失エネルギー $w_{i,j}$ は、次式となる。

$$w_{i,j} = q_{i,j} \cdot u_{i,j} \quad (3.7)$$

また、式(3.7)をボルト接触面全体($r_1 \sim r_m$)、および時間間隔($t_1 \sim t_n$)で積算することで、その間に得られる摩擦損失エネルギー W を求めることができる。ただしボルト結合部の接触面全体のうち、摩擦力が発生するのはボルト締結力による接触応力が働いている部分($\sigma > 0$)のみであるので、 $r_1 \sim r_{sld}$ の範囲で積算すればよく、更にエネルギーが損失するのはすべりを生じている部分($u > 0$)であるから、 $r_{stk} \sim r_{sld}$ の範囲のみで積算すればよい。

$$W = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m w_{i,j} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=stk}^{sld} w_{i,j} \quad (3.8)$$

3. 5. 3 解析手法の概要

図 3.6 のモデルを用い、式(3.8)から摩擦損失エネルギーを解析する。ここでは、まず外力であるトルク T が正弦波状に変動し、それがボルト結合部に負荷される場合を考える。この場合、摩擦損失エネルギー W はトルク T の変動に同期して繰り返すため、1 周期分を求めればよく、さらにその繰り返し変動の対称性を考慮すれば 4 分の 1 周期分を求めれば十分である。

3.5.2 節のモデルに基づいて、摩擦損失エネルギーを有限要素法などで数値解析することを考えた場合、時刻歴解析、接触面メッシュの細分割化、摩擦の非線形性の処理などを含めながら、外力トルクとの釣合い状態を探索する膨大な計算量が必要となり、現実的な解析が困難となる。そこで本研究では、解析モデルの中で線形性が成り立つ部分を抽出し、その重ね合わせ計算を最大限活用する。すなわち、結合ボルトによる接触応力と各環形状要素へのトルク負荷によるねじり変形のみを予め有限要素法によって算出し、非線形である摩擦に対して外力トルクとの釣合い状態を探索して時刻歴解析する 2 重の繰り返し計算の中では、予め求めた有限要素法の解の線形和のみを計算する高効率解析手法を開発・提案する。

3. 5. 4 摩擦損失エネルギーの解析手法

3.5.3 節の概要に基づいて開発した解析アルゴリズムの詳細を以下に記す。

【解析の条件設定・準備】

- (a) 入力トルクの設定：摩擦減衰は振動の大きさによって変化する非線形現象であるため、初めに振動の大きさを仮定する必要がある。ここでは、**Bolted plate** の外周部（板厚方向には均等分布）に作用し、振動振幅に対応する最大入力トルク（振幅） T^{amp} を仮定する。また、トルク変動の周波数を f とすれば、時刻 t_i におけるトルクは次式で与えられる。

$$T_i = T^{amp} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t_i) \quad (3.9)$$

- (b) ボルト結合条件の設定と応力解析：締結力 P を設定し、その時のボルト締結力による接触応力 σ_j を図 3.7 に示すように弾性有限要素法解析により求める。ボルト締結力は、穴の周囲のボルト結合用座金に相当する部分（図 3.4 に示す直径 D および d の間の面）に平均的に作用するものとし、**Base plate** 下面を固定、接触面におけるボルト結合用穴の内周縁が両面間で固定されているものとする。本モデルにおいて同じ寸法形状、材質、荷重・支持条件の下では、線形性が成り立つことから 1 回の数値解析で全ての締結力に対する接触応力を求めることができる。（例えば、締結力を 2 倍すると、全ての位置で接触応力も 2 倍となる）

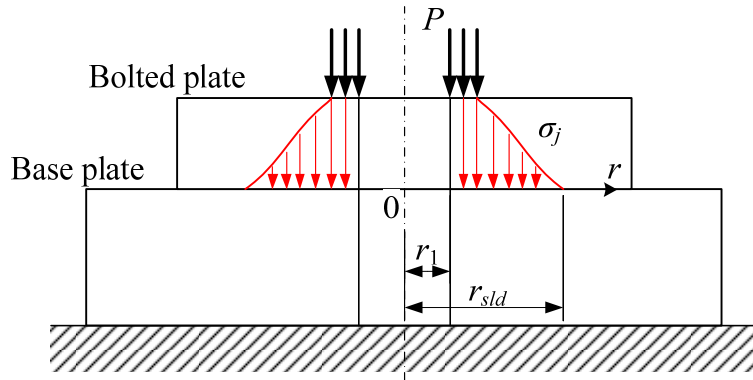


Fig. 3.7 Contact stress distribution due to bolt clamping force

- (c) 摩擦係数 $\mu(v)$ の測定：摩擦係数は、解析等での取得は困難であるため、次項で述べるように実験により実測する。
- (d) 固着部ねじり剛性 (K^A_{stk} , K^B_{stk}) と角変位の解析：固着部の範囲 ($r_1 \sim r_{stk}$) は、入力トルク、ボルト締結力、摩擦係数などの条件により変化することから、それぞれの半径領域毎に、固着部のねじり剛性を弾性有限要素法解析により求め、データベース化しておく。この時、Base plate 下面を固定、Bolted plate, Base plate の固着部を一体化し同時に解析を行う。それぞれ図 3.8 において、 $r=r_1 \sim r_{stk}$ の範囲を固着部、 $r=r_{stk} \sim r_m$ の範囲を非接触とし、ここでは仮にすべり部（摩擦力）は無いとして固着部外周半径 r_{stk} を変化させ、各 r_{stk} 毎にねじり剛性を算出する。また、同解析から非接触を仮定した $r=r_{stk} \sim r_m$ の領域での角変位を固着部最外周部の角変位に対する比 ($\lambda^{\varphi}_{j,stk}$, $\lambda^{\theta}_{j,stk}$) = (固着部より外周部分の角変位 φ^{stk}_j , θ^{stk}_j) / (固着部最外周の角変位 φ^{stk}_{stk} , θ^{stk}_{stk}) として求めておき、併せてこれもデータベース化しておく。以上の数値解析の結果から、固着部の Base plate のねじり剛性 K^A_{stk} , Bolted plate のねじり剛性 K^B_{stk} (例： K^A_3 は $r=r_1 \sim r_3$ の範囲を固着部としたときの Base plate のねじり剛性を表す)、また Base plate における固着部より外周部の角変位の比 $\lambda^{\varphi}_{j,stk}$, Bolted plate の角変位の比 $\lambda^{\theta}_{j,stk}$ が得られる。また以上の結果を用いて、入力トルク T が固着部に負荷されたときの固着部 ($r_1 \sim r_{stk}$) より外周部 ($r_{stk} \sim r_m$) の角変位は、次式により算出される (図 3.8 参照)。

$$\text{Base plate: } \varphi^{stk}_j = \frac{T}{K^A_{stk}} \times \lambda^{\varphi}_{j,stk} \quad (3.10A)$$

$$\text{Bolted plate: } \theta^{stk}_j = \frac{T}{K^B_{stk}} \times \lambda^{\theta}_{j,stk} \quad (3.10B)$$

(添字 $j=stk \sim m$ は半径方向位置を表し、 stk は固着部の最外周半径位置を表している。) また、微小時間毎の角変位は、式(3.10A)(3.10B)を微小時間毎に表すこととし、次式のように書き換える。

$$\text{Base plate: } \varphi_{i,j}^{stk} \quad (3.11A)$$

$$\text{Bolted plate: } \theta_{i,j}^{stk} \quad (3.11B)$$

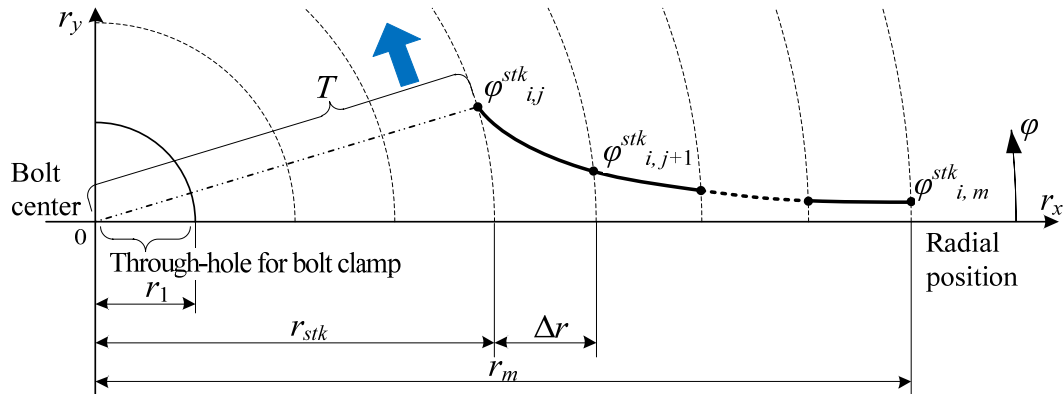


Fig. 3.8 Torsional displacements of base plate in sliding and non-contact zones

【摩擦損失エネルギーの解析】

STEP 1: 時間 t_i における入力トルク T_i を式(3.9)より求める。

STEP 2: 入力トルク T_i は、力の釣合い条件から、「入力トルク＝固着部最大支持トルク＋すべり部摩擦トルク」、すなわち式(3.12)を満たす。

$$T_i = T_{stk}^C + \sum_{j=stk}^{sld} q_{i,j} \cdot r_j \quad (3.12)$$

ここで固着部最大支持トルク T_{stk}^C は、固着部 ($r=r_1 \sim r_{stk}$) が支持可能な最大トルクを表し次の関係を満たす。

$$\text{Base plate: } T_{stk}^C = K_{stk}^A \cdot \varphi_{stk}^{\max} \quad (3.13A)$$

$$\text{Bolted plate: } T_{stk}^C = K_{stk}^B \cdot \theta_{stk}^{\max} \quad (3.13B)$$

ここで K^A_{stk} , K^B_{stk} は固着部のねじり剛性, φ^{\max}_{stk} , θ^{\max}_{stk} は半径位置 r_{stk} の微小環形状要素がすべりを生じない最大角変位を表す. 半径位置 r_{stk} にある微小環形状要素にすべりが発生するか・否かは, 固着部の角変位と最大静止摩擦力の関係式(3.14A)(3.14B)から判定することができる.

$$\text{Base plate:} \quad (K^A_{stk} - K^A_{stk-1}) \cdot \varphi_{i,stk} \leq \mu(0) \cdot p_{stk} \cdot r_{stk} \quad (3.14A)$$

$$\text{Bolted plate:} \quad (K^B_{stk} - K^B_{stk-1}) \cdot \theta_{i,stk} \leq \mu(0) \cdot p_{stk} \cdot r_{stk} \quad (3.14B)$$

両式の左辺は, 微小環形状要素 stk に働くトルク, 右辺はその要素が最大静止摩擦力によって支持できる摩擦トルクを表している. Base plate 側でみれば式(3.14A)を満たすとき, その半径位置の環形状要素は固着状態となり, それ以外の時にすべりが発生する. 同様に Bolted plate 側で判定することも可能であり, 式(3.14B)を満たすときに固着状態となる. 以上から, 半径位置 r_{stk} にある微小環形状要素がすべりを生じない最大角変位 φ^{\max}_{stk} , θ^{\max}_{stk} は, 次式で表わされる.

$$\text{Base plate:} \quad \varphi^{\max}_{stk} = \frac{\mu(0) \cdot p_{stk} \cdot r_{stk}}{K^A_{stk} - K^A_{stk-1}} \quad (3.15A)$$

$$\text{Bolted plate:} \quad \theta^{\max}_{stk} = \frac{\mu(0) \cdot p_{stk} \cdot r_{stk}}{K^B_{stk} - K^B_{stk-1}} \quad (3.15B)$$

式(3.12) の右辺第2項のすべり部摩擦トルクは, Base plate, Bolted plate 間にすべりが発生したとき, この部位 (図 3.6 のすべり部) における摩擦力が支持するトルクを表す. よって各微小環形状要素に働く摩擦力 $q_{i,j}$ に半径 r_j を掛け, すべり領域 $j=stk \sim sld$ にわたって積算することで, すべり部摩擦トルクが得られる.

以上から, 式(3.12)に式(3.13A)(3.13B) (3.15A)(3.15B)を代入してまとめると, 次式が得られる.

Base plate:

$$T_i = K^A_{stk} \cdot \varphi^{\max}_{stk} + \sum_{j=stk}^{sld} q_{i,j} \cdot r_j = K^A_{stk} \cdot \frac{\mu(0) \cdot p_{stk} \cdot r_{stk}}{K^A_{stk} - K^A_{stk-1}} + \sum_{j=stk}^{sld} q_{i,j} \cdot r_j \quad (3.16A)$$

Bolted plate:

$$T_i = K^B_{stk} \cdot \theta^{\max}_{stk} + \sum_{j=stk}^{sld} q_{i,j} \cdot r_j = K^B_{stk} \cdot \frac{\mu(0) \cdot p_{stk} \cdot r_{stk}}{K^B_{stk} - K^B_{stk-1}} + \sum_{j=stk}^{sld} q_{i,j} \cdot r_j \quad (3.16B)$$

上式を満たす stk の最大値, 固着部最大角変位 φ^{\max}_{stk} , θ^{\max}_{stk} を探索することにより, 固着部とすべり部の範囲 r_{stk} を求めることができる. Base plate と Bolted plate の固着範囲 r_{stk} は共通であることから, (3.16A)(3.16B)のいずれを用いて求めても解は同じであり, いずれか一方を解くだけで良い.

なお, 3.5.2 節での定義より, 各角変位の間には次式の関係がある.

$$\text{Base plate:} \quad \Phi_i = \varphi^{\max}_{stk} \quad (3.17A)$$

$$\text{Bolted plate:} \quad \Theta_i = \theta^{\max}_{stk} \quad (3.17B)$$

$$\Omega_i = \Phi_i + \Theta_i \quad (3.18)$$

STEP 3: 摩擦損失エネルギーを計算するためには, すべり部($r=r_{stk} \sim r_{slid}$)における Base plate, Bolted plate の角変位 $\varphi_{i,j}$, $\theta_{i,j}$ を正確に求め, そこからすべり長さ $u_{i,j}$ を得る必要がある. 角変位 $\varphi_{i,j}$, $\theta_{i,j}$ は, STEP 2 で求められた固着部最大支持トルク (式(3.13)) を, 予め準備したデータベース (式(3.10)(3.11)) に代入して得られる角変位分布 $\varphi^{stk}_{i,j}$, $\theta^{stk}_{i,j}$ と, 後述する「すべり部全体の摩擦力によって生じる角変位分布」 $\varphi^{slid}_{i,j}$, $\theta^{slid}_{i,j}$ を別々に求め, それらの線形和によって簡便に求めることができる.

$$\text{Base plate:} \quad \varphi_{i,j} = \varphi^{stk}_{i,j} + \varphi^{slid}_{i,j} \quad (3.19A)$$

$$\text{Bolted plate:} \quad \theta_{i,j} = \theta^{stk}_{i,j} + \theta^{slid}_{i,j} \quad (3.19B)$$

次に, 角変位分布 $\varphi^{slid}_{i,j}$, $\theta^{slid}_{i,j}$ の計算方法について解説する. ある半径位置 $j=k$ に摩擦力が働くと, 角変位はその半径位置だけでなくすべての半径位置 $j=1 \sim m$ において発生する. このため, 摩擦力 $q_{i,k}$ によって微小環形状要素 j に生じる角変位 $\varphi^q_{i,j,k}$, $\theta^q_{i,j,k}$ を後述する方法によって求め, それらを合算することで「すべり部全体の摩擦力によって生じる各変位分布」を次式のように求めることができる.

$$\text{Base plate:} \quad \varphi^{slid}_{i,j} = \sum_{k=stk}^{slid} \varphi^q_{i,j,k} \quad (3.20A)$$

$$\text{Bolted plate:} \quad \theta^{slid}_{i,j} = \sum_{k=stk}^{slid} \theta^q_{i,j,k} \quad (3.20B)$$

ここで、摩擦力 $q_{i,k}$ によって生じる角変位分布 $\varphi_{i,j,k}^q, \theta_{i,j,k}^q$ は、先に求めた固着部ねじり剛性 K_j^A, K_j^B と角変位の比 $\lambda_{j,stk}^\varphi, \lambda_{j,stk}^\theta$ の解析結果データベースと、弾性変形の線形性を利用することで計算できる。本計算に用いるモデルを図 3.9 に示す。

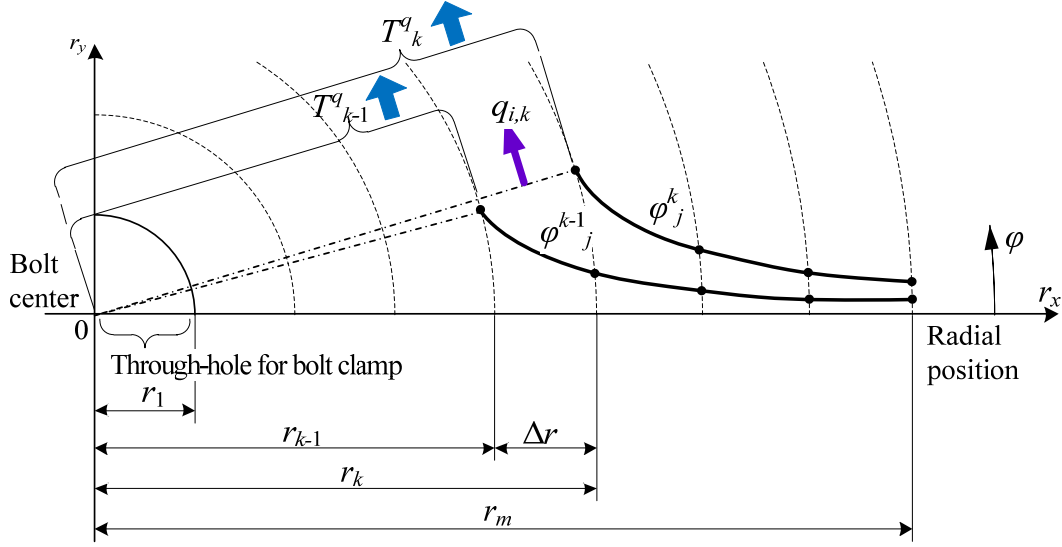


Fig. 3.9 Torsional displacements of base plate in sliding and non-contact zones by friction force

図 3.9 において半径位置 $r=r_k$ の微小環形状要素に摩擦力 $q_{i,k}$ が作用した時の接触面の変形は次のように求める。まず次式(3.21)の関係を満たすトルク T_k^q, T_{k-1}^q を仮定する。ここで右辺は、計算対象の摩擦トルクである。

$$T_k^q - T_{k-1}^q = q_{i,k} \cdot r_k \quad (3.21)$$

式(3.21)で得られたトルク T_k^q, T_{k-1}^q を用いて式(3.10)(3.11)からそれぞれの角変位を求め、そして得られた角変位の差を求めると半径位置 r_k の微小環形状要素の摩擦力による角変位が得られる。

$$\text{Base plate:} \quad \varphi_{i,j,k}^q = \varphi_j^k - \varphi_j^{k-1} = \frac{T_k^q}{K_k^A} \times \lambda_{j,k}^\varphi - \frac{T_{k-1}^q}{K_{k-1}^A} \times \lambda_{j,k-1}^\varphi \quad (3.22A)$$

$$\text{Bolted plate:} \quad \theta_{i,j,k}^q = \theta_j^k - \theta_j^{k-1} = \frac{T_k^q}{K_k^B} \times \lambda_{j,k}^\theta - \frac{T_{k-1}^q}{K_{k-1}^B} \times \lambda_{j,k-1}^\theta \quad (3.22B)$$

以上を模式図 3.10 を用いて説明する.

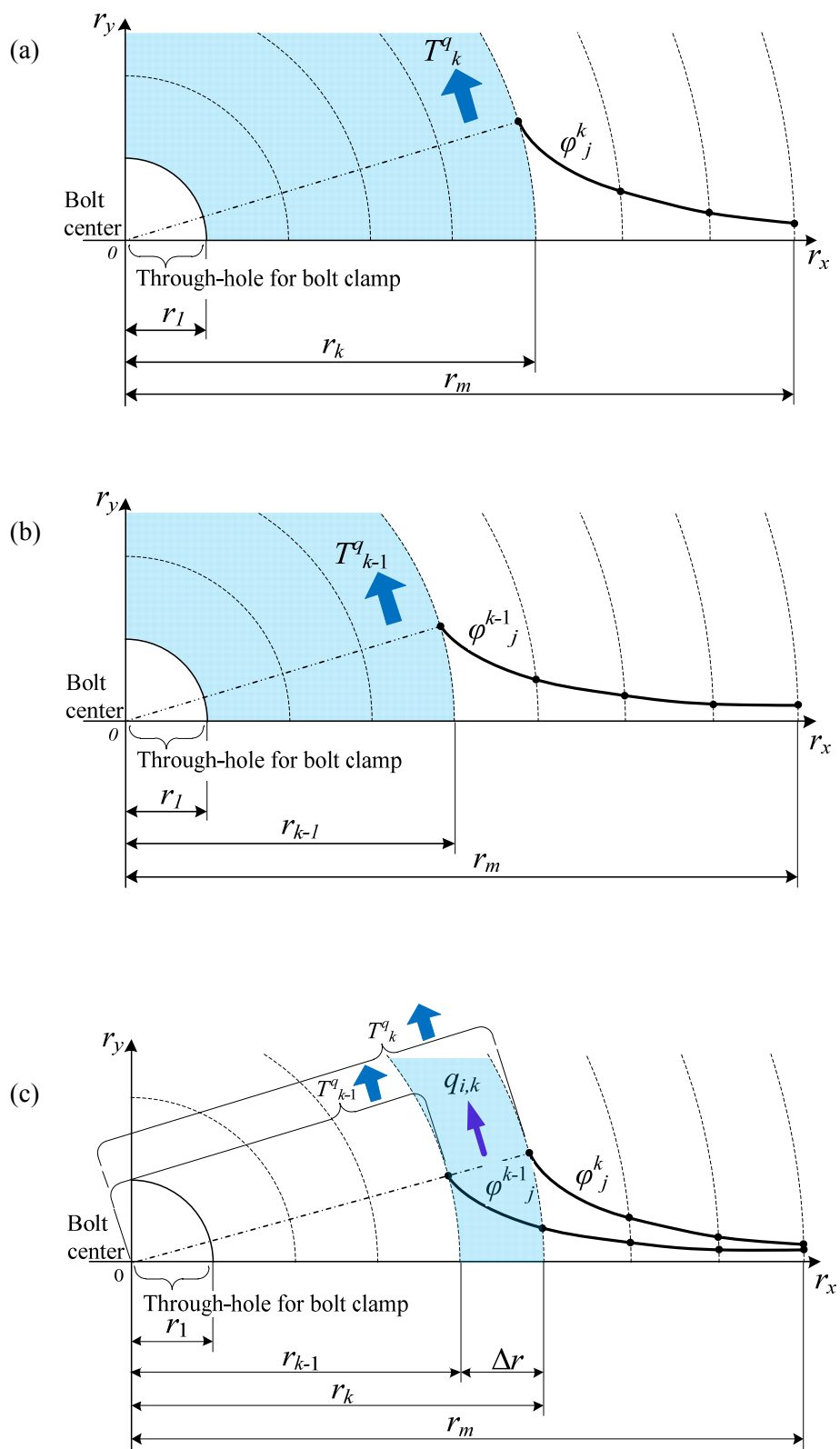


Fig. 3.10 Explanation drawing of calculation method

図 3.10(a)は, 4 個の微小環状要素にトルク T_k^q が負荷され, それに伴い角変位 φ_j^k が生じている状態であり, (b)は, 3 個の微小環状要素にトルク T_{k-1}^q が負荷され, 角変位 φ_j^{k-1} が生じている状態を表す. ここで 2 つの入力トルクには式(3.21)の関係がある. そして (a)の状態から(b)の状態を引くことで(c)の状態, すなわち r_{k-1} から r_k の間に挟まれた幅 Δr の微小環状要素に摩擦力 $q_{i,k}$ が作用したときの角変位を求めることができる.

そして式(3.22)を摩擦力発生範囲 $r_k=r_{stk} \sim r_{slid}$ について合算することで, すべり部摩擦力による接触面の変形が求められる.

$$\text{Base plate:} \quad \varphi_{i,j}^{slid} = \sum_{k=stk}^{slid} \varphi_{i,j,k}^q \quad (3.23A)$$

$$\text{Bolted plate:} \quad \theta_{i,j}^{slid} = \sum_{k=stk}^{slid} \theta_{i,j,k}^q \quad (3.23B)$$

STEP 4: 式(3.19)を用い, すべり長さを式(3.4)から算出でき, 更に式(3.7)から本ステップにおける摩擦損失エネルギー w_{ij} が計算できる. またすべり長さから式(3.5)を用いてすべり速度を求め摩擦係数を更新する.

STEP 5: 時間 t を微小時間間隔 Δt 進める, 以降 STEP1~4 を入力トルク一周分 (振動の対称性から実際には 1/4 周期計算し 4 倍すれば良い) 繰返し, 微小時間毎の摩擦損失エネルギー w_{ij} を計算する. 更に w_{ij} を式(3.8)を用いて合算することで摩擦損失エネルギー W を求める.

以上の解析手法のフローチャートを図 3.11 に示す.

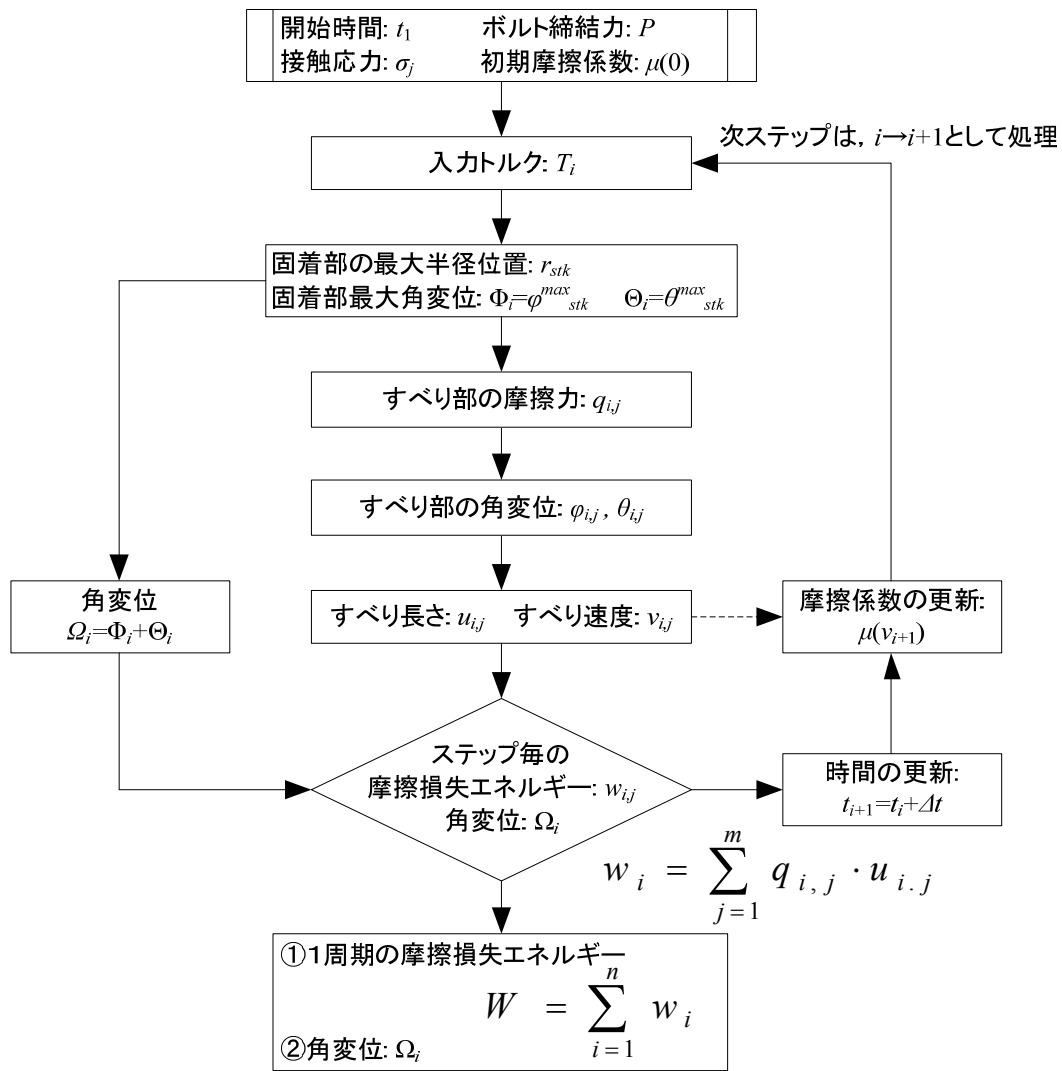


Fig. 3.11 Flow chart of calculation method of friction loss energy

以上のように、ボルト締結力による接触応力解析と固着部外周半径毎のねじれ剛性・角変位の解析を行い、その線形性を利用して重ね合わせを行うこと、また摩擦による非線形性部分に対しては探索により解を得ることで、すべての締結力、入力トルクにおける力の釣り合い、角変位を求めることが可能である。これにより極めて少ない有限要素法解析を実施するだけで解が得られることとなり、解析の大幅な簡略化が実現できる。

3. 6 実験装置の開発と解析パラメータの同定

3. 6. 1 摩擦損失エネルギー評価試験機の開発

図 3.4, 3.6 のモデルを再現し、モデル内のパラメータを意図的に調整させ得ることを目的として、図 3.12 に示す試験機を設計・開発した。試験機上部に Base plate を、またその上に Bolted plate を配置する。Base plate, Bolted plate の中央部には、ボルト結合用の穴があり、ロードセルを介し、両 plate を共にボルト結合する構造となっている。ロードセルを介して結合することによりボルト締結力を計測・調整可能である。Bolted plate 側面に、変位計を 3 か所設置し、変位計 A, B により Bolted plate 全体が一体となって変位する全すべりの発生を監視するとともに、変位計 C によりボルト周りのねじり角変位を計測する。

Bolted plate の下部には板ばねを、さらにその最下部には錘を取り付ける。これらによる「ばね-質量」系を振動させることにより周期的な外力（トルク）を Bolted plate のボルト結合部に負荷する。また板ばね仕様（板厚、幅、長さなど）、錘の質量を変えることで、その外力の周波数を変更することができる。

Bolted plate への初期外力は、板ばね下部のピアノ線を引っ張ることにより負荷する。ピアノ線の右端にはロードセルを介してねじ部があり、このねじを回しピアノ線を引くことでテンションを与えることができる、またロードセルを介していることからピアノ線のテンションの計測・調整が可能となっている。ここで、Bolted plate に静的外力を与える場合は、前述のピアノ線にテンションを与える方法で行い、周期的外力を与える場合は、静的外力を負荷する状態と同様にセッティングを行った後、ピアノ線をピアノ線カッター等で切断することでステップ状の外力を与える。また板ばねのピアノ線が取り付けられている面に対向する左側の面には、レーザ変位計を設置しており、ピアノ線テンションによる板ばねの変位、およびステップ外力を与えた際の、板ばねのステップ応答変位を計測することができる。

以上の方法による減衰自由振動から振幅を連続的に変化させることができ、それぞれの振幅の 1 周期間において失われる摩擦損失エネルギーを一度の実験により得られるため、効率的なデータ取得が可能である。

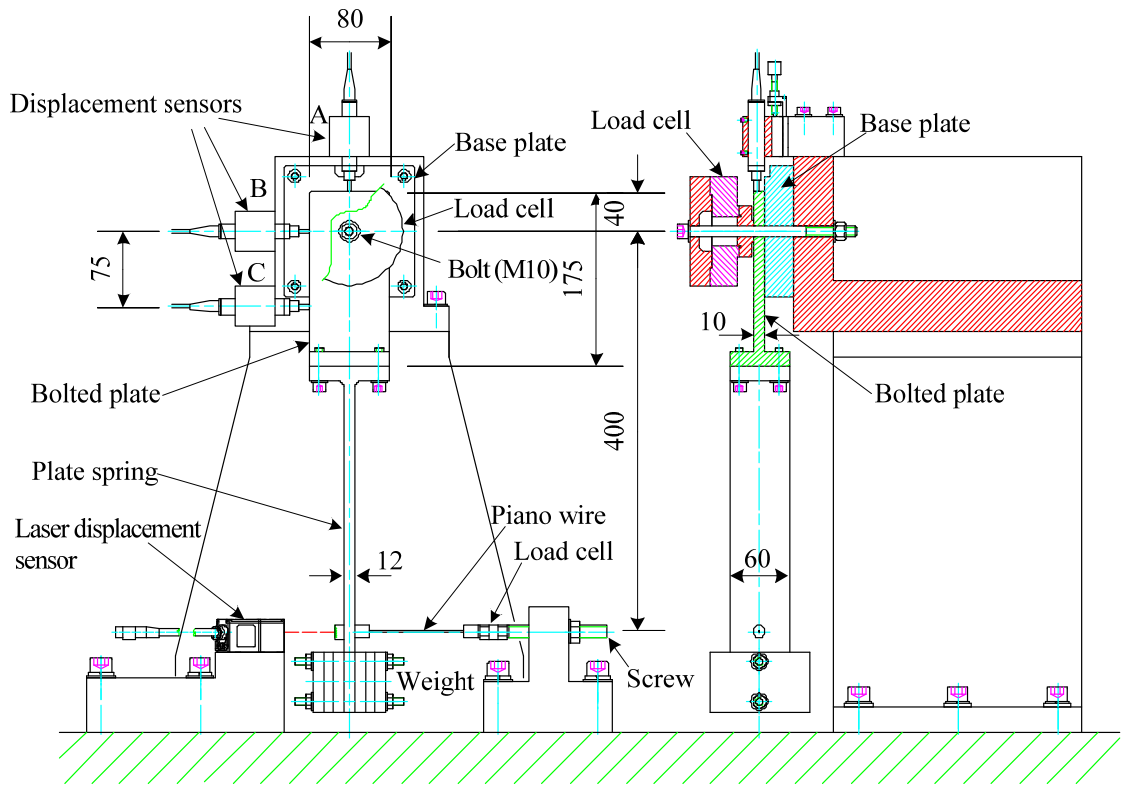


Fig. 3.12 Testing machine developed to evaluate friction loss energy

3. 6. 2 試験機の主仕様

実験および解析を実施するにあたり、試験機の仕様を下記のように設定・調整した。

- (1) 形状と寸法： Base plate : B_A (130 [mm]) \times H_A (30 [mm])
 Bolted plate : B_B (80 [mm]) \times H_B (10 [mm])
- (2) 材質： Base plate : ねずみ鋳鉄 FC250 (JIS G5501)
 Bolted plate : 一般構造用圧延鋼材 SS400 (JIS G3101)
- (3) 接触面の表面性状：
 研削加工（表面粗さ Ra0.4） 接触面は、アルコールにて脱脂・洗浄を実施
- (4) ボルト仕様： 形状：六角穴付きボルト (JIS B1176) M10 Pitch: 1.5mm
 材質：鋼材 強度区分(10.9)
 締結力 : Max 40 [kN]
 座金 : 平座金 (JIS B1256)
- (5) 入力トルクの周波数 : $f=25$ [Hz]
- (6) 微小時間 : $\Delta t=0.0001$ [s]
- (7) 微小環形状要素の半径方向長さ : $\Delta r=0.1$ [mm]

3. 6. 3 摩擦係数 $\mu(v)$ の測定

ボルト締結力を可変、計測でき、また微小すべりにおいてすべり速度を変更できる摩擦係数計測試験機を開発し摩擦係数の同定を行った。開発した試験機を図 3.13 に示す。

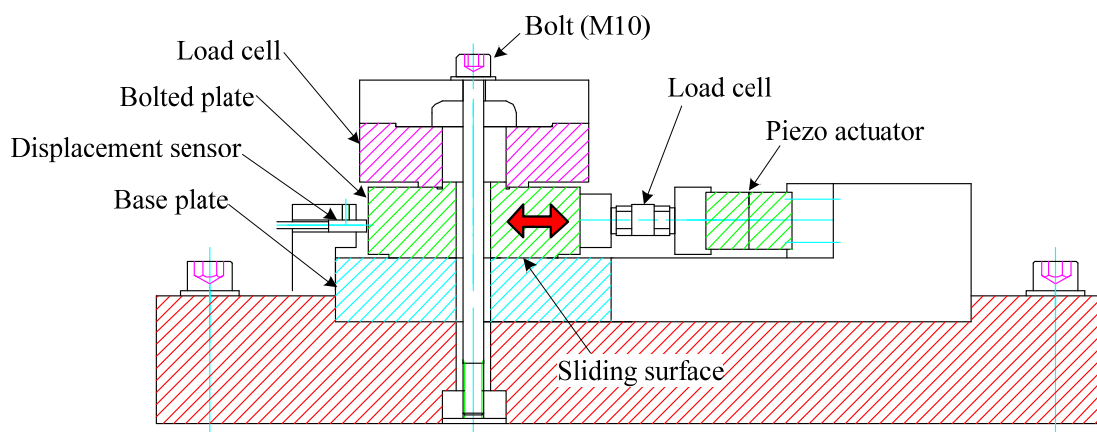


Fig. 3.13 Testing machine developed to measure friction coefficient at varied load P and sliding speed

Base plate 上に Bolted plate を配置しその上からロードセルを介してボルトを締付ける構造となっており、ボルト締結力の計測・調整が可能である。また締付ボルトの長さを十分に長くすることで、すべり方向にボルトが曲げられる時の影響を小さくしている。

Bolted plate の右側にロードセルを介してピエゾアクチュエータを配置し、これにより台形波速度駆動（加速→定速→減速）を行い同時に駆動力を計測する。また Bolted plate の左側には変位計を設置しており、これにより駆動位置を計測し、定速時の正確なすべり速度が求められる、同時に右側ロードセルの値を記録することで、摩擦係数を獲得することができる。結果を図 3.14 に示す。

前章において、工作機械のすべり案内面（フッ素樹脂と金属材料(S45C)）での摩擦力の計測を実施した、この時の摩擦係数は、約 0.1 程度であったが、本実験では 0.22~0.16 と大きな値を示していることが分かる。またフッ素樹脂と金属材料の組み合わせにおいては、その静止摩擦係数と動摩擦係数の差は小さかったが、本実験では、その差は比較的大きな結果が得られた。よって振動時の摩擦損失エネルギーの解析においては、静止→すべり→静止→すべりが繰り返されことから、静止摩擦係数と動摩擦係数に大きな差があることは、その結果に大きな影響を与えるものと考えられる。

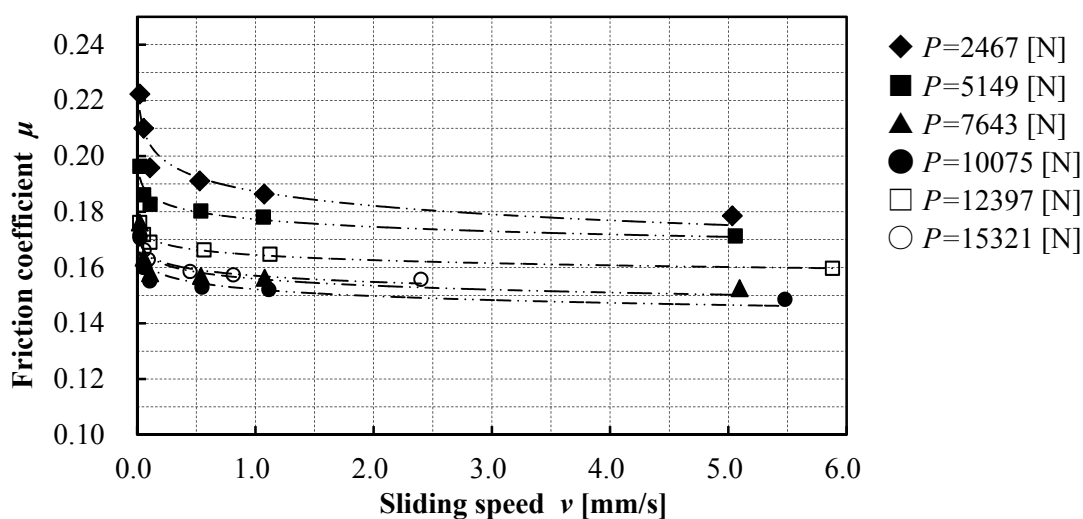


Fig. 3.14 Relationship between sliding speed and friction coefficient measured at various loads P

3. 6. 4 ボルト締結による接触面応力分布 σ_j の解析

図 3.7 のモデルおよび 3.6.2 節の仕様を適用して、Base plate と Bolted plate の接触面間に生じる接触応力を弾性有限要素法解析により求めた。結果を図 3.15 に示す。接触応力は、ボルト中心から円周状に等距離にある部分においては、ほぼ同一であるため、図の横軸はボルト中心からの距離とした、また解析結果からも分かるようにモデルの線形性が保たれている範囲で実施していることから、縦軸を接触応力/ボルト締付力の比として一般化することが可能であり、図 3.16 の様に表現することができる、これにより解析時間と記憶データ量を最小化することが可能となる。

ボルト結合部の応力分布については、Rötscher の圧力円すい理論など [3-19][3-20][3-21]があるが、本研究においては、半径位置毎のより詳細な接触応力分布を得たいため有限要素法解析により求めることとした。

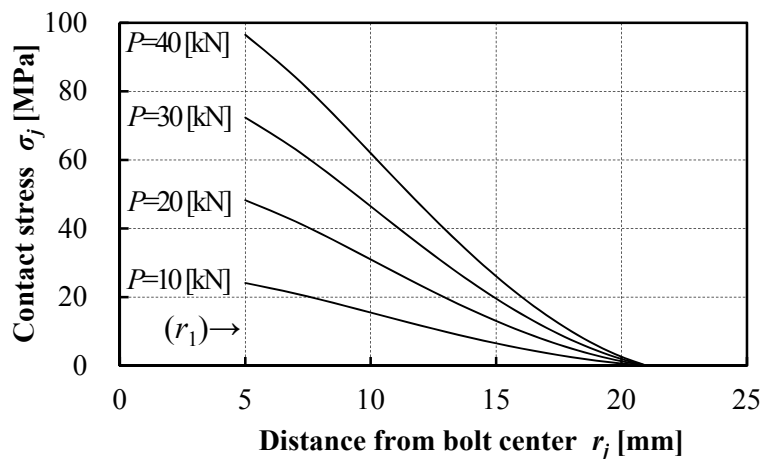


Fig. 3.15 Relationship between distance from bolt center and contact stress

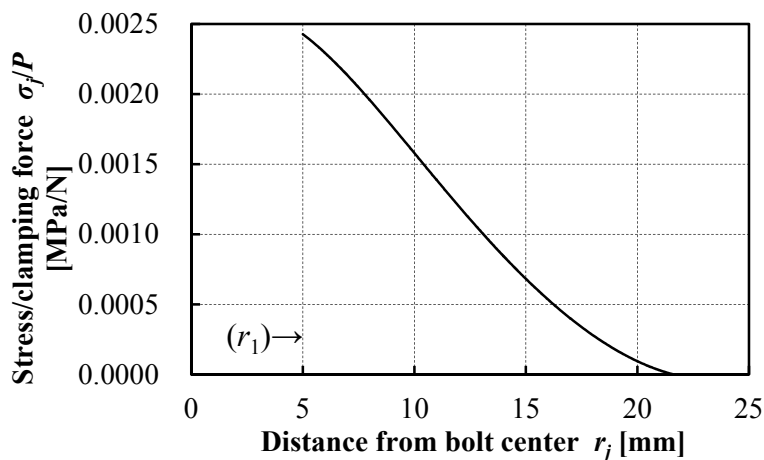


Fig. 3.16 Relationship between distance from bolt center and contact stress/clamping force

3. 6. 5 固着部ねじり剛性 K_j^A (Base plate), K_j^B (Bolted plate)の解析

図 3.6 の解析モデルのボルト結合による接触面において、固着部(Sticking zone)をある半径までの環形状とし、また外力（トルク）を仮定する、この条件下において弾性有限要素法解析を行うことで Base plate と Bolted plate のねじり剛性を求めることができる。解析結果の例を図 3.17 に示す。更に固着部(Sticking zone)の最外周半径を変更し計算することで、図 3.18 が得られる。

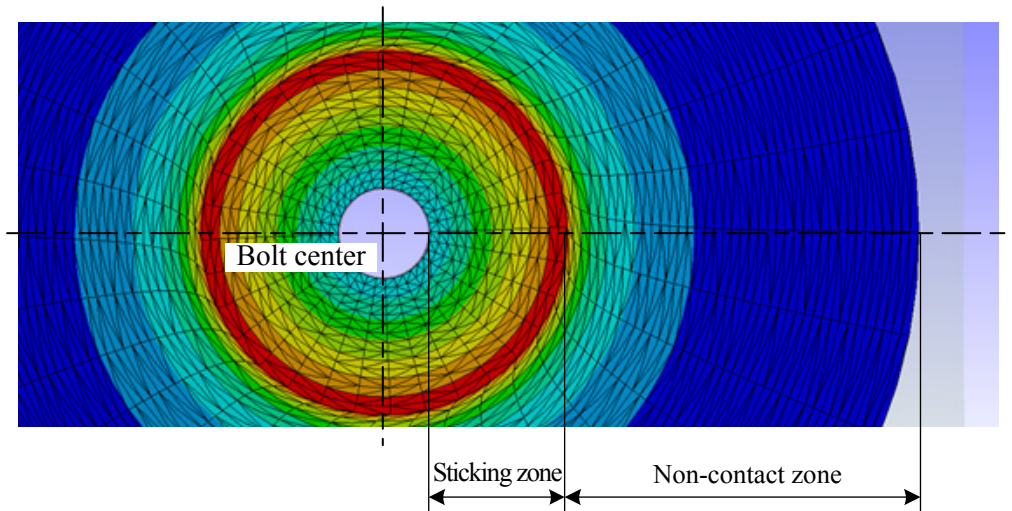


Fig. 3.17 Basic analytical result of torsional deformation due to external torque

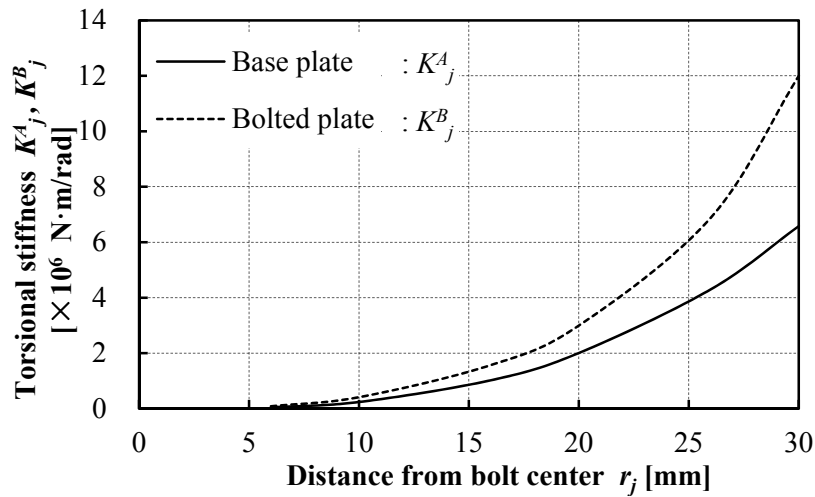
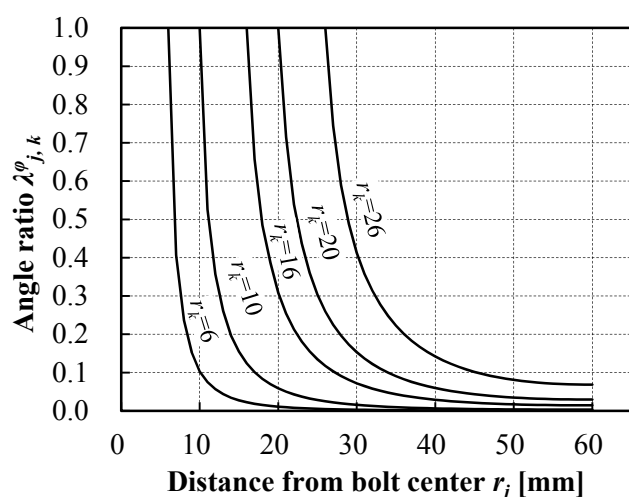


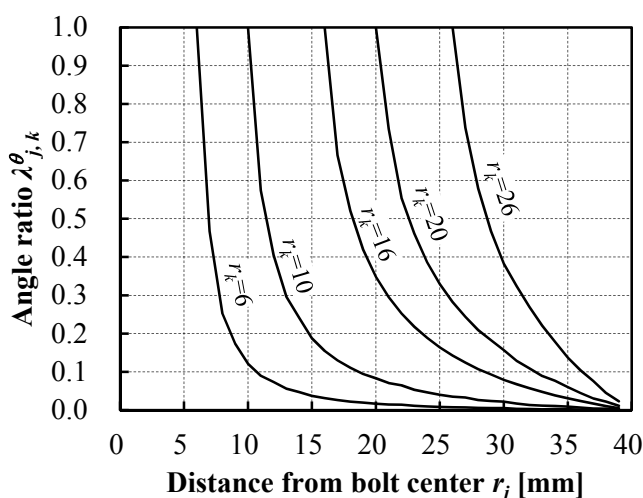
Fig. 3.18 Torsional stiffness of plates at various radii of sticking zone

3. 6. 6 固着部のねじれ変形に伴う固着部より外周部の角変位の比の解析

Base plate と Bolted plate の接触面における固着部は、外力（トルク）によりねじり角変位を生じるが、その固着部より外周部分においても、固着部に引っ張られて角変位が生じる。摩擦損失エネルギーを計算する際には、この角変位を考慮する必要がある。3.6.5 節で実施した弾性有限要素法解析では、固着部より外周部分の角変位も同時に得られる（図 3.17 参照）。また固着部の半径 r_k を 6~26mm まで変更して算出した各変位の比を図 3.19 に示す。本解析は、線形の範囲で実施されていることから、縦軸を $(\lambda_{j,stk}^{\varphi}, \lambda_{j,stk}^{\theta}) = (\text{固着部より外周部分の角変位 } \varphi_{j,stk}^{\varphi}, \theta_{j,stk}^{\theta}) / (\text{固着部最外周の角変位 } \varphi_{stk}^{\varphi}, \theta_{stk}^{\theta})$ の比で表している。これらの変数は、半径方向の分割 Δr 毎にデータが必要であるが、本解析では、図 3.19 で示した半径位置 5 か所の解析結果を内挿することでデータを得ている。



(a) Base plate



(b) Bolted plate

Fig. 3.19 Calculated displacement angle ratios of base plate and bolted plate

3. 7 実験および解析結果と考察

3. 7. 1 ボルト結合部で発生する摩擦損失エネルギーの測定方法

本研究では、正弦波状に変動する外力（トルク）がボルト結合部に作用するとき、その外力1周期において生じる摩擦損失エネルギーについて検討を行う。始めにボルトを所定の締結力となるよう計測・調整する。次にテンションを与えたピアノ線を切断し、その時の応答変位を計測し、この減衰振動波形から摩擦損失エネルギーを測定する。応答変位の振動振幅は徐々に小さくなることから、1周期毎の振幅における摩擦損失エネルギーを測定することができる。更に、ボルト締結力を変更し、その影響についても検討する。具体的な摩擦損失エネルギーの測定方法を以下に記す。摩擦エネルギー評価試験機は、図 3.20 に示すモデルとして表すことができ、また応答振幅は、図 3.21 のようになる。

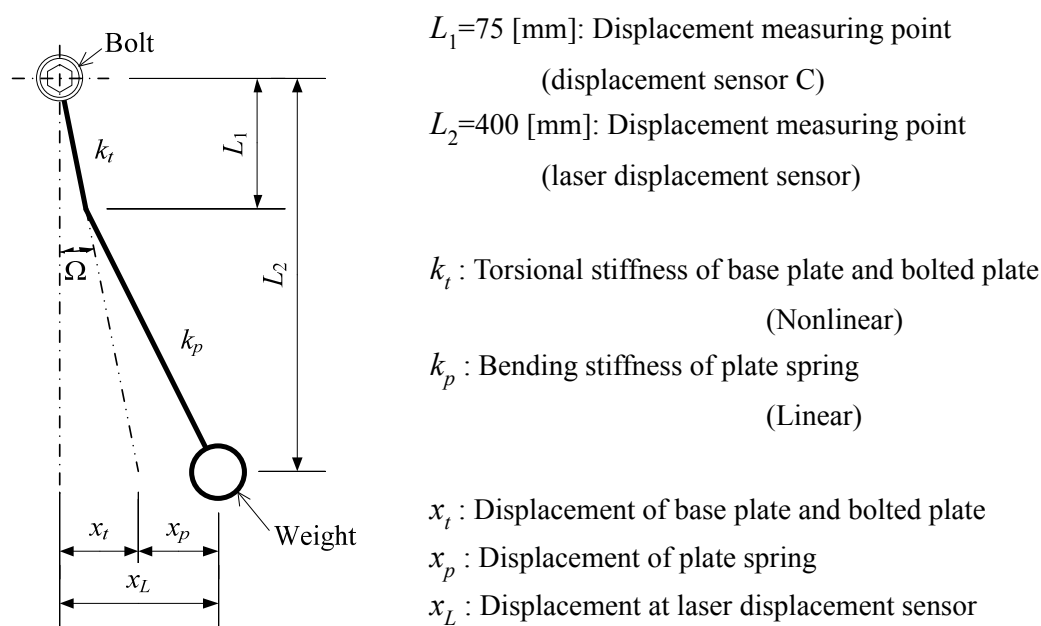


Fig. 3.20 Simplified model of testing machine

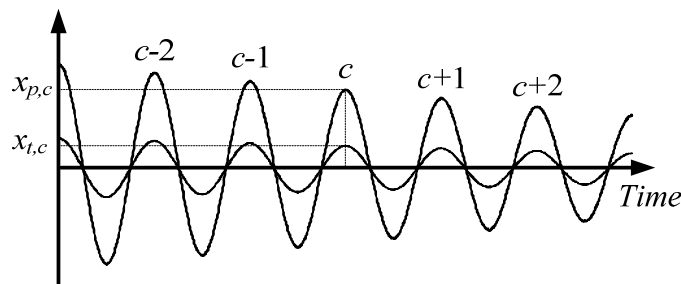


Fig. 3.21 Displacement response of testing machine

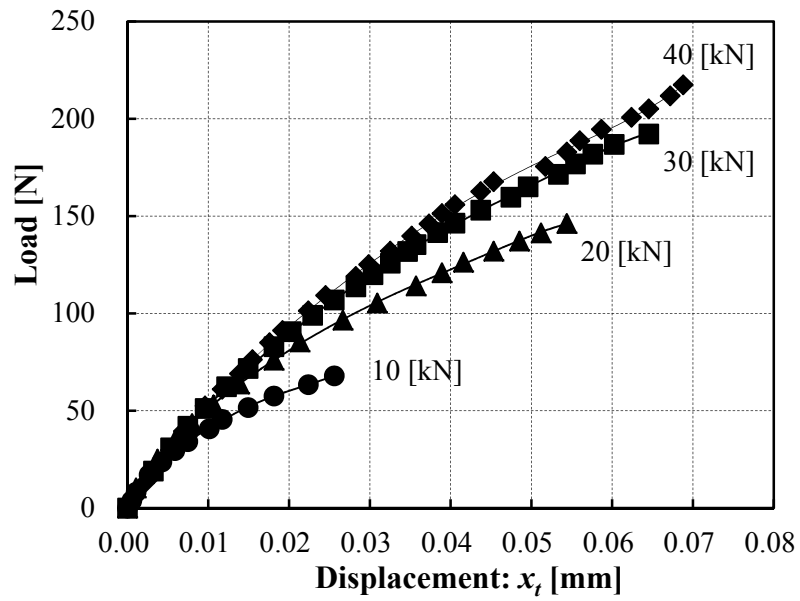
図 3.20 のモデルにおけるエネルギー保存則から摩擦損失エネルギーは次式により求めることができる。

$$\begin{aligned}
 W &= \left\{ \int_0^{x_{t,c}} k_t(\Omega) \cdot x_t \cdot dx_t - \int_0^{x_{t,c+1}} k_t(\Omega) \cdot x_t \cdot dx_t \right\} + \left\{ \frac{1}{2} k_p \cdot x_{p,c}^2 - \frac{1}{2} k_p \cdot x_{p,c+1}^2 \right\} - SD \\
 &= \frac{1}{2} \left\{ k_t(\Omega_c) \cdot x_{t,c} + k_t(\Omega_{c+1}) \cdot x_{t,c+1} \right\} (x_{t,c} - x_{t,c+1}) + \frac{1}{2} k_p \left\{ x_{p,c}^2 - x_{p,c+1}^2 \right\} - SD
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

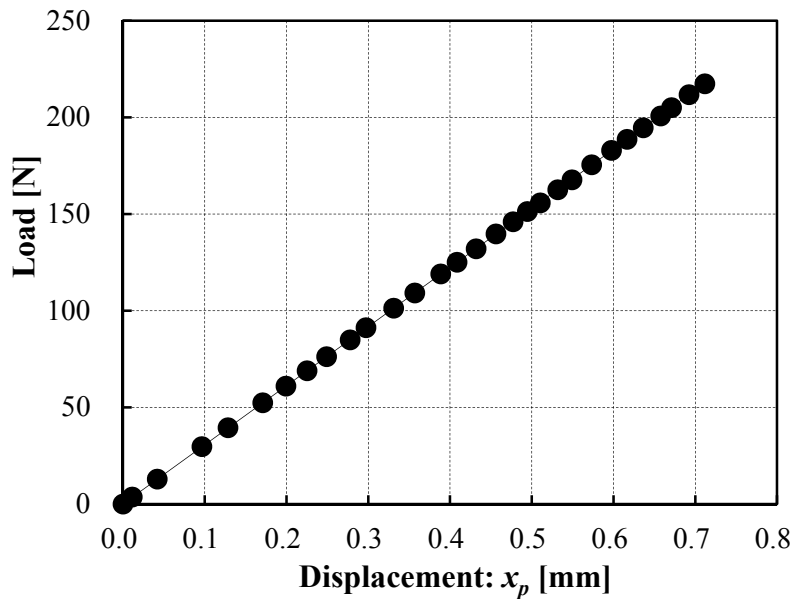
ここで x_t は、図 3.20 に示すように、Base plate と Bolted plate のねじり角変位に起因する下部の変位、 x_p は板ばねのたわみに起因する下部の変位である。また、 $x_{t,c}$ 、 $x_{p,c}$ は、図 3.21 に示すように、ステップ応答開始後 c 回目の各振動振幅を表す。 k_t は、Base plate と Bolted plate のねじり剛性を合成したものであるが、前節に示すようにねじり角変位によりその値が変化する非線形性を有していることから、 $x_{t,c}$ から算出されるねじり角変位 Ω_c の関数として求められる。一方、板ばね（線形のばね）の曲げ剛性は、線形のばねであり定数 k_p として表すことができる。これらの剛性 $k_t(\Omega)$ 、 k_p は、板ばね下部のピアノ線に与える引っ張り負荷を変化させ、2ヶ所 (L_1 および L_2) の変位を測定することによって測定した。また SD は主に板ばね部分の構造減衰による消費エネルギーであり、ここで求める結合部の摩擦損失エネルギーから分離・除去する必要がある。この構造減衰による消費エネルギー SD については、ボルト結合部周囲 4ヶ所を 4本のボルトで強固に固定した状態において、ステップ入力を印加し応答を計測することで求め、それを除去した。

図 3.22 にばね定数を求めるに必要な、荷重（試験機の Load cell の値）と変位の関係を表した実験結果を示す。実験結果からも、Base plate と Bolted plate のねじり剛性に、非線形性が含まれていること、また板ばねのたわみ剛性は、線形であることが分かる。

また図 3.22(a) からボルト締結力を大きくすると固着範囲が拡大することからねじり剛性は大きくなることが、この結果からも分かる。ボルト締結力が小さくなるにつれて計測の変位データの範囲が小さくなっているが、これはこれ以上の変位が生ずるようなねじり荷重を負荷した場合、完全すべり（結合面全体がすべる現象）となり計測が不可能になるためである。



(a) Torsional stiffness of base plate and bolted plate

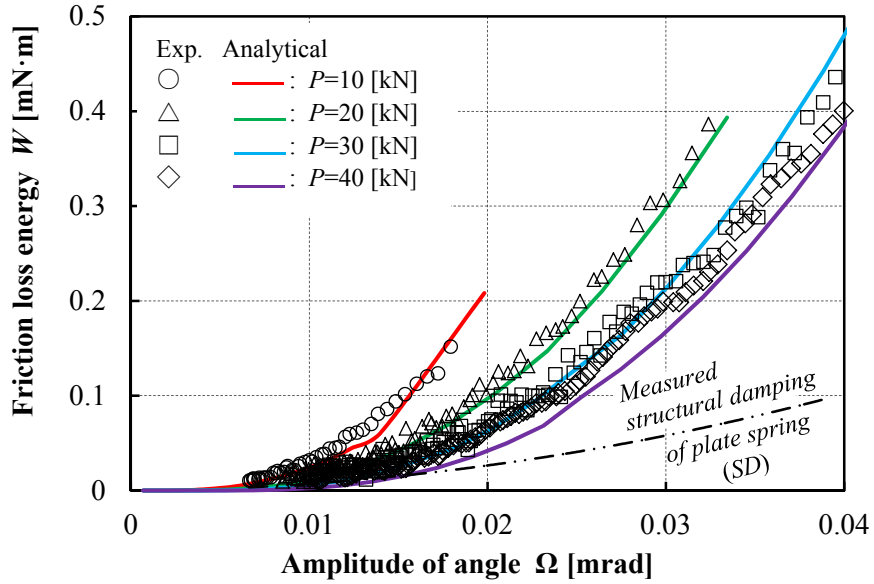


(b) Bending stiffness of plate spring

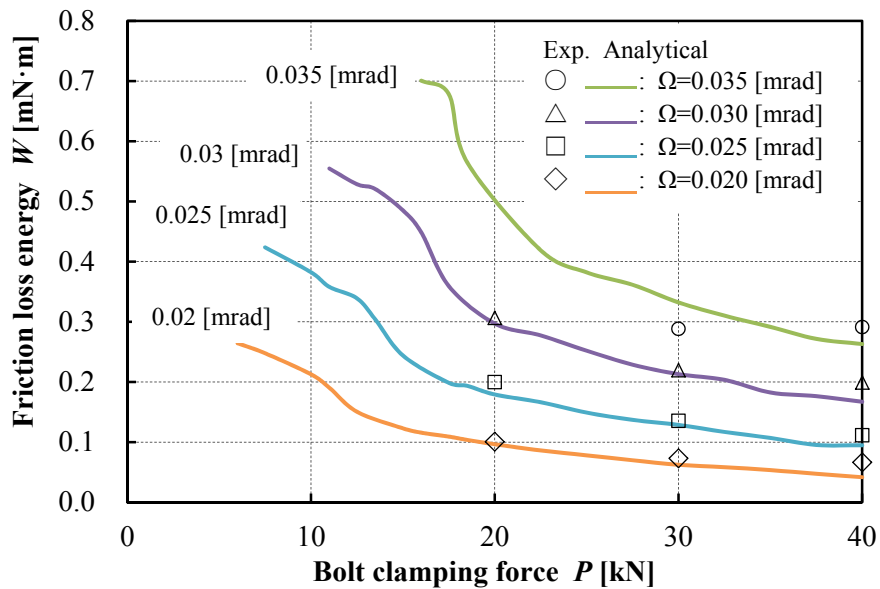
Fig. 3.22 Torsional stiffness(Nonlinear) and bending stiffness(Linear)

3. 7. 2 実験・解析結果と考察

前節の測定方法および3.5節の解析手法により求めた摩擦損失エネルギーを、合わせて図3.23(a)(b)に示す。



(a) Relationship between amplitude of angle and friction loss energy at various clamping force



(b) Relationship between bolt clamping force and friction loss energy at various vibration amplitudes

Fig. 3.23 Measured and predicted friction loss energy at various test conditions

図 3.23(a)は、4 段階のボルト締結力ごとに、横軸に振動振幅、縦軸に摩擦損失エネルギーをプロットしたものである。また、ボルト結合部以外の構造減衰（主に板ばね部と思われる）についても併せて図示した。(b)は、(a)の結果の表示方法を変えたものであり、4 段階の振動振幅ごとに、横軸にボルト締結力、縦軸に摩擦損失エネルギーを表している。

図 3.23 に示されるように、解析で得られた摩擦損失エネルギーと実験結果の傾向および値は、良く一致していることが分かる。具体的には、解析と実験のいずれにおいても、振動振幅が大きくなるにつれて摩擦損失エネルギーが大きくなり、またボルト締結力が大きい領域において摩擦損失エネルギーが小さくなっている。従って、本研究で構築した摩擦損失エネルギーの解析モデルは、実際のボルト結合部での現象を良く表しており、設計・開発段階において活用できるものと考えられる。

3. 8 結言

「ねじり荷重が作用するボルト結合部の摩擦減衰モデル」を構築するとともに、それを用いた摩擦損失エネルギーの解析手法を開発した。また解析結果の検証を目的とした摩擦損失エネルギー評価試験機を開発し、実験により摩擦損失エネルギーを求めた。その結果、得られた知見をまとめると以下の通りである。

- (1) 構築した「ねじり荷重が作用するボルト結合部の摩擦減衰モデル」を用いた摩擦損失エネルギー解析結果は、摩擦損失エネルギー評価試験機を用いた実験結果と良く一致している。このことより、従来の研究で提案されていた微小すべりの概念だけでは不十分であり、これに固着部・すべり部の概念を併せた本モデルによって現実の摩擦減衰という現象を正しく理解し得るものと考えられる。
- (2) 開発した解析手法では、摩擦減衰モデル内の線形性が成り立つ部分を抽出し、それらの解析結果を繰り返し利用して計算量を大幅に削減することで、通常の解析手法では困難な摩擦損失エネルギーの算出を高効率に実現することができる。
- (3) 本解析で用いた摩擦係数以外の諸定数は、開発時点における設計値から数値解析によって算出することができる。よって、開発段階で本モデルを活用して減衰を予測、検討することが可能である。
- (4) 本研究において、ボルト結合部の摩擦減衰は、全減衰の大部分を占めることが確認された。よってボルト結合の方法が装置全体の振動特性にも大きな影響を与えていると考えられる。
- (5) ボルト結合部におけるねじり振動振幅を増加させると、それに応じて摩擦損失エネルギーも増大する振幅依存性が存在する。これは振動振幅の増加により固着部領域が減少、またすべり領域が増加することに起因しており、結果として接触面のすべり距離が長くなり摩擦損失エネルギーが増加するためである。
- (6) ボルト締結力を大きくすると摩擦損失エネルギーは減少する傾向がある。これはボルト結合部の接触面におけるすべり領域がボルト締結力を大きくすることで減少しているためである。

本研究により、ボルト結合部での摩擦減衰（摩擦損失エネルギー）を定量的に求めることが可能となった。ここでは、ボルト結合に対してねじり荷重を想定したが、他の荷重（せん断、引張圧縮）に対しても同様の手法にて解析可能であると考えられる。今後、これらの荷重についても解析手法を確立し、それらを組み合わせること、また本研究をベースとしてより複雑な構造物の摩擦減衰の予測法を確立することで、実際の構造物への適用が可能となり、装置設計・開発において広く活用できるものと期待される。また、ボルト締結力（接触応力分布）、表面性状、振動振幅などにより減衰は大きく変化することから、これらを最適化して高減衰の結合部を実現できるものと期待される。

3. 9 参考文献

- [3-1] 品川幹, 社本英二, “案内面での摩擦減衰を考慮した工作機械のびびり振動安定性予測”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 787 (2012), pp. 1013-1025.
- [3-2] 稲垣瑞穂, “高速回転体の非線形振動解析”, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 30, No. 1 (1995), pp. 1-13.
- [3-3] 藤澤二三夫, “機械・構造物の振動制御技術と応用に関する動向”, 静岡文化芸術大学研究紀要, Vol. 3 (2002), pp. 91-105.
- [3-4] 伊東誼, “工作機械のボルト結合部の静, 動剛性”, 日本機械学会誌 73(619), pp. 1168-1176, 1970-08-05
- [3-5] 阿武芳郎, 益子正巳, 伊東誼, 西田満生, 増沢民範, “鋼板溶接構造の減衰能に関する研究”, 日本機械学会論文集 36(284), pp. 663-672, 1970
- [3-6] 伊東誼, 益子正巳, “ボルト結合部の減衰能に関する研究 (第 1 報, 締結条件の影響)”, 日本機械学会論文集, Vol. 37, No. 295 (1971), pp. 622-631.
- [3-7] 伊東誼, 益子正巳, “ボルト結合部の減衰能に関する研究 (第 2 報, 結合面状態の影響)”, 日本機械学会論文集, Vol. 40, No. 335 (1974), pp. 2058-2065.
- [3-8] 小泉忠由, 伊東誼, 益子正巳, “ボルト結合部の接線方向微小変位の表示式”, 日本機械学会論文集, Vol. 44, No. 384 (1978), pp. 2861-2870.
- [3-9] 小泉忠由, 伊東誼, 益子正巳, 渡辺聖一, “ボルト結合部の接線方向変位の挙動”, 精密機械, Vol. 45, No. 537 (1979), pp. 1107-1112.
- [3-10] 小林忠由, 伊東誼, 益子正巳, “ボルト結合部における減衰能の評価”, 精密機械, Vol. 46, No. 3 (1980), pp. 338-343.
- [3-11] 吉村允孝, 深野明, “工作機械結合部のばね剛性と減衰係数の同定”, 精密機械, Vol. 45, No. 540 (1979), pp. 1418-1424.
- [3-12] 益子正巳, 伊東誼, 吉田敬三, “2 枚合せ板構造の減衰能発生機構”, 日本機械学会論文集, Vol. 39, No. 317 (1973), pp. 382-392.
- [3-13] 西脇信彦, 益子正巳, 伊藤誼, 奥村一郎, “2 枚合わせ板構造の減衰能に関する研究 (第 1 報, 実験結果)”, 日本機械学会論文集, Vol. 43, No. 371 (1977), pp. 2784-2792.
- [3-14] 西脇信彦, 益子正巳, 伊東誼, 奥村一郎, “2 枚合せ板構造の減衰能に関する研究 (第 2 報, 理論解析及び実験値との比較)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 45, No. 395 (1979), pp. 842-849.
- [3-15] B.K. Nanda, “Study of the effect of bolt diameter and washer on damping in layered and jointed structures”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 290, (2006), pp. 1290-1314.

- [3-16] O. Damisa, V.O.S. Olunloyo, C.A. Osheku, A.A. Oyediran, “Dynamic analysis of slip damping in clamped layered beams with non-uniform pressure distribution at the interface”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 309, (2008), pp. 349-374.
- [3-17] L. Heller, E. Foltete, J. Piranda, “Experimental identification of nonlinear dynamic properties of built-up structures”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 327, (2009), pp. 183-196.
- [3-18] Hadjila Bournine, David J. Wagg, Simon A. Neild, “Vibration damping in bolted friction beam-columns”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, (2010), pp. 1665-1679.
- [3-19] Röttscher, F., “Die Maschinenelemente”, (1927), *Beilin, Julius Springer*
- [3-20] 山本晃, ねじ締結の原理と設計, (1995), 養賢堂
- [3-21] 酒井智次, 増補ねじ締結概論, (2004), 養賢堂

第4章

結論

本論文の緒論では、まず初めに加工機・FA装置の開発を例とし、その業務内容と開発（設計）担当者の役割を示した。開発業務における主要な課題として、「見積の高精度化」、「要求仕様の決定と問題解決（アイデア創出）および設計値の絞り込み」、「コストダウンと品質確保」、「開発のスピードUPと効率化」の4つを取り上げ、これらを解決する対策の現状をまとめた。更に前述の課題の内、技術的課題への対策として非常に重要であると考えられる「最適化・予測技術の高度化」についての開発時の取り組み例を示すと共に、未だ解決できていない課題として、機械構造の減衰を含めた動特性の定量的予測を提示した。さまざまな種類の減衰の内、最も減衰効果が大きいと考えられる摩擦減衰に注目し、本研究テーマである「機械構造の案内／結合部における摩擦減衰に関する研究」を取り上げた経緯を明らかにした。本研究により得られた結果を以下にまとめる。

第2章では、摩擦減衰の内、工作機械の案内面で生じる摩擦減衰に注目した。ここでは、案内部の摩擦減衰と工作機械を構成する各部の剛性が、びびり振動安定性に与える影響について検討を行った。研究対象として突切り加工を行う2自由度系工作機械モデルを構築し、このモデルの動特性の変化、またびびり振動安定性を実験およびシミュレーションを用いて考察した。結果として、次の3つのことが得られた。1つ目として、従来、びびり振動抑制の方法としては装置剛性を高めることに重点が置かれていたが、この指針は必ずしも正しくはないことが解析・実験の両面から明らかになった。びびり振動の安定性を向上させるためには、装置の各部剛性と減衰を最適化することがより重要である。2つ目として、びびり振動安定性を最大化する案内面の摩擦力の存在を明らかにした。これについても剛性向上を目的として過大に摩擦力を大きく調整しがちであるが、逆効果となる場合があることが分かった。3つ目として、びびり振動予測を実現できる工作機械の振動モデルの構築および解析手法を開発した。開発したモデル・解析手法を用いたびびり振動予測は、実際の加工実験の結果と良く一致しており、開発段階でのびびり振動抑制の検討に有益である。以上の結果から、びびり振動安定性の設計指針を確立したものと考えられる。

第3章では、第2章で獲得した案内面での摩擦減衰の定量的予測手法を一般の機械構造の結合部において生ずる摩擦減衰に拡張・適用を試みた。ここでは、機械構造の結合部として多く使用されているボルトによる結合を取り上げ、このボルト結合部において生ずる摩擦減衰を研究対象とした。ここでは、1本のボルトで2枚の板を締結する単純なモデルを想定し、結合部にねじり荷重が負荷される場合に生じる摩擦減衰について、その摩擦減衰発生メカニズムを明らかにした。更にその定量的予測手法を確立、また実験により検証した。本研究では、ボルト結合の接触面に対して新たに固着部、すべり部の概念を導入し摩擦減衰モデルを構築した、結果は解析・実験とも良く一致しており、構築したモデル・解析手法は現実を良く表していることがわかる。またこのことから摩擦減衰の発生メカニズムを明らかにすることができた。ここで開発した解析手法は、機械構造の線形性を重ね合わせなど最大限活用し、摩擦など非線形部分については必要最小限な範囲で探索手法を用いた。これらにより高効率な解析が実現でき、非常に短時間に解が得られることが可能となった。以上の結果から、ボルト結合部での摩擦減衰発生メカニズムの解明と定量的予測を実現したものとする。

以上のことから、機械構造の案内/結合部で生ずる摩擦減衰の発生メカニズムが明らかになり、また定量的予測が可能となった。このことより本研究の目的である開発段階で活用できる設計指針の獲得を実現したものとする。

【本研究の発展性】

また、本研究をベースとして以下のような発展性が考えられる。

第2章で得られた、びびり振動安定性向上のための設計指針は、今後の工作機械開発に役立つと考えられ、また解析により得られた動特性は、従来、既設の工作機械を前提としたびびり振動予測の研究結果と組み合わせることでより高度なびびり振動予測が可能になるものと期待される。

第3章で得られた、摩擦減衰発生メカニズムをベースにし、他の荷重（せん断、引張、圧縮）に対しても同様の手法にて解析可能であると考えられる。これらの荷重についても解析手法を確立し、それらを組み合わせることで、より複雑な構造物の摩擦減衰の予測法を確立し、最終的には構造解析モデル（有限要素法）に組み込むことで、実際の構造物への適用が可能となり、装置設計・開発において広く活用できるものとする。

また摩擦減衰の解析手法を用いることで、同一空間でより大きな減衰が得られる高摩擦減衰機械要素（高減衰ワッシャなど）の開発も可能であると考えられ、その例を図4.1に示す。

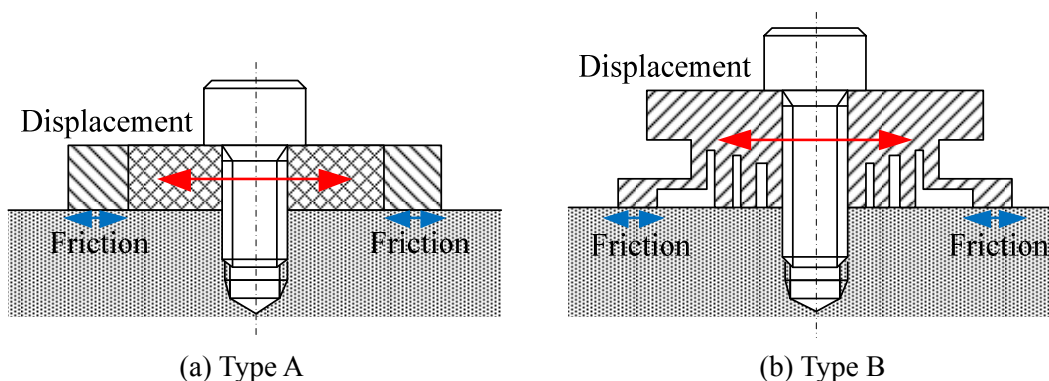


Fig. 4.1 Example of high damping washers

図4.1(a)はボルト周囲部とその外周部を弾性係数の異なる異材としたものである。ボルト周囲部を図の左右方向（赤矢印）に弾性変形しやすい物とすることで外周部の摩擦変位を大きくし、摩擦損失エネルギーの増加を狙っている。また図4.1(b)は、ボルト周囲部を図の左右方向（赤矢印）に弾性変形しやすいようにスリットを付加したものであり(a)と同様の効果が得られることを目的としている。

研究業績

✓学術論文

1. 品川幹, 社本英二, “案内面での摩擦減衰を考慮した工作機械のびびり振動安定性予測”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 787 (2012), pp. 1013-1025.
2. 品川幹, 社本英二, “機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 790 (2012), pp. 1951-1966.

✓国際会議論文

1. Miki Shinagawa, Eiji Shamoto, “Study on dynamic stiffness of machine tool with consideration of friction in guide”, *Advanced Materials Research* Vol.497(2012) pp 68-72

✓特許出願

1. 品川幹: 切削加工試験機, 特許出願済
2. 品川幹, 社本英二, 廣瀬光典, 浜口顕秀: 摩擦減衰解析装置及び摩擦減衰解析方法, 特許出願済
3. 社本英二, 品川幹, 廣瀬光典, 浜口顕秀: 結合構造体, 特許出願済
4. 品川幹: 摩擦係数計測器, 特許出願済

謝辞

本論文は、株式会社 IHI に勤務しながら、国立大学法人 名古屋大学大学院 工学研究科の博士課程に入学し、研究を行った成果をまとめたものである。本研究を進めるにあたり多くの方に、ご協力ご指導いただきました、心から感謝いたします。

名古屋大学大学院工学研究科 社本英二教授には、入学および研究を行う機会を与えていただいたこと、また研究実施の際には指導教官として、適切な助言・学術的指導・また多方面にわたるアドバイスをいただきました。深く感謝申し上げます。

また社本研究室 樋野励准教授、鈴木教和准教授には、研究に対する助言をいただきました、ここに感謝の意を表します。

本論文をまとめるにあたり、審査・助言いただきました副査の先生、大日方五郎教授、山田克彦教授、井上剛志教授に感謝いたします。

社本研究室の秘書 石原朋子様をはじめ研究室の学生皆様には、様々な方面での手助けをしていただき感謝いたします。

株式会社 IHI で入学を検討していたとき私の上司であった、張惟敦氏、水野智夫氏においては、博士課程入学に際し背中を押していただきました、また研究期間中においては、両氏を含め村上弘記氏、長谷川幸三氏にその遂行に必要な様々な支援を、そして適時指導・助言いただいたことを深く感謝いたします。

また、私の同職場であった 西谷明之君、安藤嘉章君には、本研究に関する多くの実験を実施、また有益なデータ取得に協力いただきました、ここに深く感謝いたします。

最後に、博士課程進学を快く受け入れ、また精神的に支えてくれた妻 品川あゆみ、またいつも心に安らぎを与えてくれた、息子 明希、娘 颯希 に深く感謝します。