



構造物の形状・形態設計とその過程に関する研究

室巻, 孝郎

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2012-09-03

(Date of Publication)

2012-10-11

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

乙3196

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D2003196>

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



神戸大学博士論文

構造物の形状・形態設計と
その過程に関する研究

2012年7月

室巻 孝郎

目次

第1章 緒論.....	1
1.1. 研究の背景	
1.1.1. 構造設計と最適化	
1.1.2. 構造最適化問題について	
1.1.3. 最適化手法の分類	
1.2. 本論文のねらいと構成	
第2章 設計者の選好を考慮した形状設計.....	14
2.1. 諸言	
2.2. コート掛け問題と発見的手法の適用	
2.2.1. 最適化問題の定式化	
2.2.2. トラス構造表現法と全応力設計	
2.2.3. 遺伝的アルゴリズム (GA) の実装	
2.2.4. 粒子群最適化法 (PSO) の実装	
2.3. トラス構造の形態的特徴の定量化と援用法	
2.3.1. 設計条件の設定	
2.3.2. 試行に基づくトラスの設計サンプル	
2.3.3. 形状・形態を表す特徴量の計算	
2.3.4. 目的関数への反映法	
2.4. 計算結果	
2.4.1. パラメータの設定	
2.4.2. 解構造についての考察・検討	
2.4.2.1. 遺伝的アルゴリズム (GA) を用いる探索の結果	
2.4.2.2. 粒子群最適化法 (PSO) を用いる探索の結果	
2.4.2.3. 遺伝的アルゴリズム (GA) 及び粒子群最適化法 (PSO) による探索 で得られた解についての検討	
2.4.3. 異なる設計条件への適用	
2.5. 結言	
第3章 構造物の損傷要因推定と推定結果を考慮した最適設計.....	34
3.1. 諸言	
3.2. 損傷推定法の流れ	
3.3. クレーンフック用 L-D データベースの構築	
3.3.1. クレーンフックの FEM モデルの作成	
3.3.2. 有限要素モデルの物理パラメータの同定	
3.3.3. L-D データベースの構築	

3.4. 損傷フックの変形状態抽出	
3.4.1. 画像処理の流れ	
3.4.2. 形状表現のための特徴点抽出	
3.5. 荷重条件の同定法	
3.5.1. 幾何モーメント	
3.5.2. 荷重条件の同定手法	
3.5.3. EM アルゴリズム	
3.6. 損傷要因推定	
3.6.1. 引張試験における荷重条件の推定	
3.6.2. 推定例	
3.6.3. EM アルゴリズムによる推定結果	
3.7. 最適設計	
3.7.1. 設計変数とその表現法	
3.7.2. 評価規範の設定と最適化問題の定式化	
3.7.3. 最適化手法	
3.7.4. 数値計算のためのパラメータ設定	
3.7.5. 最適設計例	
3.8. 結言	
第4章 制御系を考慮した柔軟構造物の形状設計.....	66
4.1. 緒言	
4.2. 振動抑制性能を考慮した形状設計及び実験的検証	
4.2.1. フレキシブルアームのモデリングと状態方程式の導出	
4.2.1.1. フレキシブルアームのモデリング	
4.2.1.2. 運動方程式の導出	
4.2.2. 運動方程式のパラメータ同定	
4.2.2.1. ヤング率の同定	
4.2.2.2. 減衰行列の係数の同定	
4.2.3. 形状最適化	
4.2.3.1. 最適化問題の定式化	
4.2.3.2. 計算結果	
4.2.4. 設計効果の検証実験	
4.2.5. 4.2 節のまとめ	
4.3. 動作面外の変形を考慮した形状設計	
4.3.1. フレキシブルアームのモデリングと制御系設計	
4.3.1.1. フレキシブルアームの有限要素モデル	
4.3.1.2. 運動方程式の導出	
4.3.1.3. 状態方程式と制御系設計	

4.3.2. 評価規範と最適化手法	
4.3.2.1. 最適化問題の定式化	
4.3.2.2. 重み係数法とペナルティ法	
4.3.3. 数値計算例	
4.3.3.1. パラメータの設定	
4.3.3.2. 計算結果	
4.3.4. 4.3 節のまとめ	
4.4. 非線形ダイナミクスを考慮した形状設計	
4.4.1. 1 リンクフレキシブルアームの運動方程式	
4.4.2. 制御系設計 (1 リンクアーム)	
4.4.3. 最適設計問題の定式化 (1 リンクアーム)	
4.4.4. 数値計算例 (1 リンクアーム)	
4.4.4.1. パラメータの設定	
4.4.4.2. 計算結果	
4.4.5. 2 リンクフレキシブルアームの運動方程式	
4.4.6. 制御系設計 (2 リンクアーム)	
4.4.7. 最適設計問題の定式化 (2 リンクアーム)	
4.4.8. 数値計算例 (2 リンクアーム)	
4.4.8.1. パラメータの設定	
4.4.8.2. 計算結果	
4.4.9. 4.4 節のまとめ	
4.5. 結言	
第5章 結論.....	106
謝辞.....	110
参考文献.....	111
論文リスト.....	116

第1章 緒論

1.1 研究の背景

1.1.1 構造設計と最適化

設計は、構造物の生産体系の中の一過程であり、注文主の要求に従って構造物を生産するために、技術者が、種々の要求、周囲の制約を整理し、検討し、創造力を働かせて、あらゆる要因を統合して目的に合致したものを作り出すための前処理工程である。本論文では、設計の中でも構造設計に焦点を合わせているが、設計対象としては、航空機、船舶、自動車等の輸送用機関から、建築物、橋梁、鉄塔、配管類等の構造物まで、種々雑多である。設計者は、要求される機能を満足し、安全であり、また、施工に問題がなく、十分経済的であるものを、設計の段階で練り上げ、実際に製作または施工する技術者や作業者にその考えを伝達しなければならない。例えば、土木・建築構造物や、航空機・自動車などに代表される機器の設計では、その構造を与えられた期間、安全に保持させるための設計、すなわち構造の強度設計が重要な仕事となる。それはこれら構造物や機器の破損や破壊が人命にかかわる大事故に直接的に関連してくるからである。しかし安全性の確保を優先させるために、それら設計対象物に無制限に材料や費用をかけることもできない。特に航空機や自動車の輸送機器では、安全であると同時に軽量であることが、その設計上重要視されている。

このような設計目的を達成するためには、安全性や製作費用などに関連する制約条件を満たしつつ、どこまでその目的を進めることができるかという課題が生じてくる。即ちこれが構造設計における最適化問題である。この種の問題は各種構造物や機器の設計におけるあらゆる分野において存在するものである。最適化問題の定義を一般的に考えると、設計すべき対象に関する評価関数を決め、次にこれを各種の制約のもとで、いかに最大（あるいは最小）にするかということになる。ここで設計に関する制約条件には以下のものがある¹⁾。

- ◆ 機能的制約（効率、安全性等）
- ◆ 物性的制約（材料特性等）
- ◆ 人間的特性（美的感覚等）

- ◆ 時間的制約（耐久性，保存性等）
- ◆ 市場的制約（適時性，ライフサイクル等）
- ◆ 生産的制約（加工性，工数等）
- ◆ 経済的制約（価格，維持費等）

現実の事象に対する最適化問題のアプローチの流れは次のように処理される。

- ① 問題の理想化と定式化（目的関数，制約条件の設定）
- ② 最適化の方法論の選択
- ③ 適用する最適化法に対応した数理的あるいはその他の処理
- ④ 解を求める
- ⑤ 解の妥当性の検討（数学的チェックと現実問題としてのチェック）

最終的に最適化問題の解の検証と応用の過程を経ることで実際の設計活動が一巡する。最適化問題のアプローチの流れについては文献²⁾にまとめられている。

実際の構造の設計に当たっては，最小の経費でその安全性および機能上の“制約”を満たしうるように考慮すべきである。いくつかの設計を試みて，そのうちの“最上のもの”を選ぶやり方があるが，その場合，設計計算に要する費用および時間もまたきびしい制約を受けるため，一般に，何回も試みるというわけにはいかない。そこで，解析過程を計算機に頼りながら，最善な解を求められるより効率よく迅速な方法の開発が望まれるようになった。さらには，計算機で得られる設計が，最も良い構造物であってほしいという設計者の願いから“最適設計”という研究ジャンルが生まれてきた。

本論文は，機械構造物を対象とした構造最適設計問題に関する研究をまとめたものである。構造設計の目的は，少ない材料で経済効果を最大にすること，すなわち，強度向上と軽量化である。そこで，構造最適設計問題は次のように記述される。

- 応力や変位あるいは振動数などの構造応答に関する制約のもとで重量を最小化する問題
- 重量一定のもとで構造応答量（最大応力や最大変位あるいは制振に要するエネルギーなど）を最小化する問題

あるいは構造重量と構造応答量を同時に最小化する問題も考えられる。

構造重量はあらゆる機械構造物に共通した評価指標の1つであり，測定や計算も容易である。これに対し，構造応答量は多様な目的関数が存在する評価指標であり，測定や計算の煩雑さも様々である。このためそれぞれの構造物に対して適切な目的関数を定式化することが重要になる。本論文では3つの構造設計問題を取り扱い，それぞれ異なる観点の目的関数を設定する。構造設計問題の具体的題材については1.2節で紹介する。

1.1.2 構造最適化問題について

構造最適化というのは、規定の荷重または環境条件下の構造について、その挙動、形状、その他の特性に対する制約の下に設計変数を選び最適性を得ることである³⁾。その場合、三つの基本的要因、すなわち、設計変数、目的関数および制約条件を、設計空間において表示し、設計問題を具体化することを考える必要がある。

- 設計変数

構造最適化問題における設計変数としては、構造要素の寸法、構造形状に関連するパラメータおよび構造材料の機械的、物理的特性などがあり、そのほかにも設計に関連して量的に表現できる特性がいくつかある。しかし、構造を数学的にモデル化して、要素の結合様式を位相幾何学的にとらえるのはかなり困難である。ただし、均質化法⁴⁾やレベルセット法⁵⁾の登場により構造物の位相設計が実用的なものとなりつつあり、関連する研究も活発になっている。設計変数は、取扱いの難易に応じていくつかに分類される。取扱いが容易なのは、構造要素の寸法である。形状変数は、しばしば要素結合点の座標値として表されるが、取扱いはやや難しくなる。構造形態の変更を可能とするトポロジー（位相）は最も自由度の高い設計変数と言える。

- 目的関数

目的関数は、評価関数ともいわれるが、最適化の段階において最小（最大）値を追及される関数である。目的関数は設計変数のスカラーな関数で、可能な設計の候補から一つを選定するための基礎となる。また費用とか重量のような設計の良否を示すのに最も重要な特性値であるだけでなく、必要に応じて、望ましい特性に重みを付けて評価するのにも用いられる。

- 制約（制約条件式）

設計が許容であるためには、設定された何らかの制限を満たすことが必要であり、これを制約という。制約には、設計変数に直接関係するもの（陽な制約）と、設計変数の関数に関係するもの（陽でない制約）がある。また、表現として等式で表される等式制約と、不等式で表される不等式制約がある。

制約はさらに側面制約と挙動制約に分けて扱われる。側面制約は設計変数や設計変数相互の相対的な値について制限するので陽な形になる。挙動制約は、構造設計では、ふつう、応力あるいは変位に対する制限である。しかし、振動周波数や座屈強度などに関係することもある。

構造最適化問題は、代数的には、“ n 個の設計変数 $\mathbf{x} = [x_1, \dots, x_N]^T$ の目的関数 $W(\mathbf{x})$ を最小にせよ。ただし、設計変数は次の等式制約(E)および不等式制約(I)に従うも

のとする。”となる。式で表現する場合は以下のように表す。

$$\begin{aligned} &\text{Minimize} && W(\mathbf{x}) \\ &\text{with respect to} && \mathbf{x} = [x_1, \dots, x_N] \\ &\text{subject to} && g_i(\mathbf{x}) = 0, i \in E \\ &&& g_i(\mathbf{x}) \geq 0, i \in I \end{aligned} \tag{1.1}$$

構造設計における最適化問題の簡単な例を取り上げ、設計問題の分類について紹介する。図 1.1 は“コート掛け問題”として知られている構造設計問題を示した図である。これはある与えられた荷重 Q を、その荷重点から距離 d 離れた壁で支えるための具体的な構造を設計する問題である。実際の構造の例として、トラス構造、ラーメン構造、あるいは連続体（板などの物体）を用いて壁のある領域全体にわたって荷重を伝える構造等がある。設計条件を満足する構造の形式にはトラス・ラーメン・梁・板・殻および連続体などと種々のものがある。しかしながら、それらの中からどのような構造形態を選ぶかということについての論理的方法はなく、設計者はあらかじめ何らかの理由（材料費、製作上の技術や費用など）のもとで設計対象をどの構造物とするかを定める必要がある。通常構造物の最適設計法といわれる分野も、このような前提が与えられた後に、その構造形態の諸元を決める方法であるといえる。

では実際に図 1.1 で示される問題を 2 次元トラス構造を用いて実現することを考えてみる。トラスの構造設計は次の 2 つの段階からなる。始めの段階は、構造を構成する総部材数と、それらが占める 3 次元空間での位置関係がまず決められること（位相決定問題あるいはレイアウト問題）である。第 2 段階として各部材の長さや断面積などの寸法の決定（寸法決定問題）が行われなければならない。

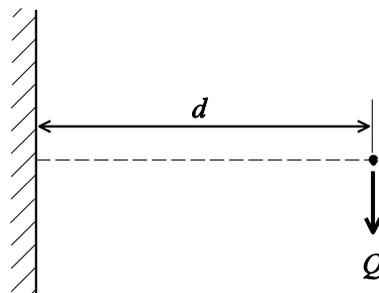


図 1.1 コート掛け問題

構造の形態決定問題とは別に、与えられた構造形態のどの部分にどのような特性の材料を用いるべきかということも、きわめて重要である。例えば設計したトラス構造において、引張部材と圧縮部材の存在することは明らかであるので、その破損を防止する観点から、引張強さに優れた材料は前者の部材に、一方圧縮強さに優れた材料は後者の部材に適用することが妥当な方法と考えられる。

このような材料の選定問題は、その結果がまた構造形態に直接影響を与えるものであることから、形態設計問題と無関係とはいえない。特に近年 FRP に代表される各種の複合材料開発も活発であり、これら材料は配合形態や含有率を変化させることで、最適な材料特性値の選択も可能な状況になってきている。このような構造物の最適設計問題は材料設計問題と呼ばれている。

以上述べたような構造物の設計変数として何を採用するかという観点に立って、最適設計問題を分類すると図 1.2 のように表される。結局、例で示した構造物の最適設計問題における設計変数としては、トラス構造における部材数・節点数等に代表される構造位相決定に関連するもの、部材長さ・断面積に代表される構造寸法決定に関連するもの、さらにヤング率や強さ等に代表される材料特性因子に関連するものがある。構造物の最適設計に関する問題は、形態設計問題と材料設計問題に大別されるが、本論文では形態設計問題について取扱い、材料設計問題については言及しない。また、構造の形式についてはトラスや梁を主に使用する。

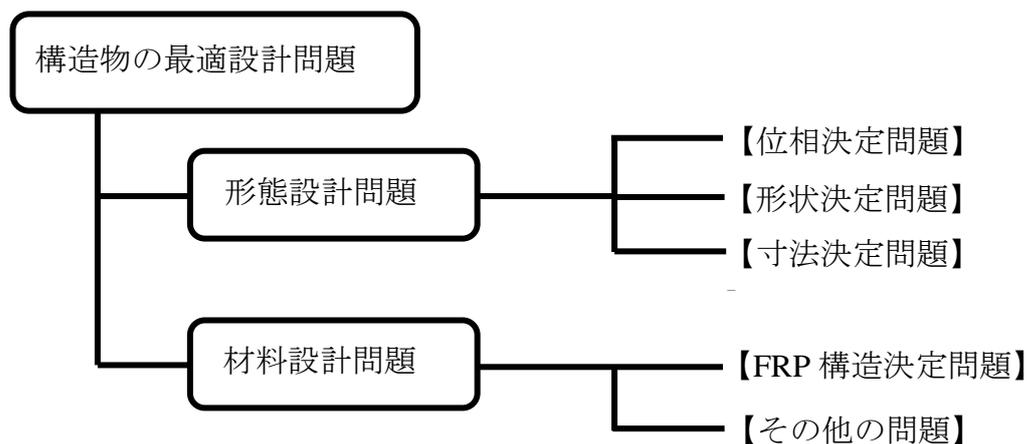


図 1.2 構造最適設計問題の分類

1.1.3 最適化手法の分類

最適設計問題の定式化が終わると解を求めるための最適化手法が必要となる。最適化手法について本論文では2つのグループに分類する。1つは最適な解を数学的に与える数理的最適化手法、もう1つは物理現象・生物現象・社会現象などにおける類推を基礎としている発見的近似手法である。解析学の極値法や変分法は古くからある古典的な数理的最適化手法であり、関数極値法という枠組みに分類される。目的関数が数学的に性質のいい関数で、変数の数もあまり多くない場合に用いられる。しかしながら、現実の複雑で高次元の問題には、これらの手法は適用困難である。この問題を克服しようと、第二次世界大戦後オペレーションズ・リサーチや宇宙開発の分野を中心に開発された数理的最適化手法が数理計画法である。代表的なものとして線形計画法・非線形計画法・動的計画法・整数計画法などが挙げられる。

数学を基礎として構築されてきた数理的最適化手法に対し、近年のコンピュータパワーの飛躍的増大や実システムの大規模化・複雑化を背景に登場したのが、「メタヒューリスティクス（メタ戦略）」と呼ばれる発見的近似手法の枠組みである。代表的なメタヒューリスティクスとしては、遺伝的アルゴリズム^{6),7)}、シミュレーテッド・アニーリング^{8),9)}、タブーサーチ¹⁰⁾が挙げられる。遺伝的アルゴリズムは生物の進化からの、シミュレーテッド・アニーリングは金属の焼きなまし現象からの、タブーサーチは人間の記憶過程からの類推により開発されたアルゴリズムである。この他にもアントコロニー最適化手法¹¹⁾、トンネリング・アルゴリズム¹²⁾、Particle Swarm Optimization¹³⁾、セルラオートマトン¹⁴⁾等がある。

メタヒューリスティクスは、最適化問題を解くためのさまざまなヒューリスティクス（理論的保証のない発見的手法）が有機的に結合しており、一般的には組み合わせ最適化問題を対象とした発見的手法として位置づけられることが多い。しかしながら、遺伝的アルゴリズムやシミュレーテッド・アニーリングは、組み合わせ最適化問題のみならず、連続かつ多峰構造の非線形最適化問題に対する発見的近似手法としても有用性が検証されている。

構造設計分野における最適設計手法を見ると、寸法問題や形態問題において、設計変数を合理的に変化させるために力学的条件を利用してきた。これに対し、ヒューリスティック手法は力学的条件を無視する形で最適解を求めることのできる手法である。合理的でないように見えるが、数多くの構造設計問題に遺伝的アルゴリズム、シミュレーテッド・アニーリング、Particle Swarm Optimizationなどのヒューリスティック法が適用され成功を収めている^{15), 16)}。ヒューリスティック法が用いられる理由として、従来の数理的最適化手法では扱いにくい以下の問題があるか

らだと言われている。

1. 多峰性と初期解への依存性

構造最適設計問題は多峰性の目的関数となる傾向が強い。数理的最適化手法は局所解を探索する手法のため、得られる最適解が初期値に依存する。

2. 感度解析

目的関数・制約条件の設計変数による導関数を求める方法を、構造感度解析というが、この定式化が困難となる場合が多い。導関数を求める代わりに差分近似を用いる場合は数値誤差が生じやすい。

3. 製造制約と離散設計変数

設計変数は連続変数として扱われる。しかし、利用可能な材料の寸法が JIS 規格などで離散的に決められている場合、最適解を直接利用できない。

ヒューリスティック法は、これらの問題を解決できる可能性があり、さらにはプログラムへの実装が容易であることが大きな利点である。本論文でも構造設計問題を解くための主な手法としてヒューリスティック法を利用する。

1.2 本論文のねらいと構成

構造最適設計の概念は古くからあり、古典的な例として「一様強さのはり」がある。これは、あらゆる断面で最大曲げ応力が等しくなるような断面形状に設計したはりのことである。この概念は、ガリレオ・ガリレイが 1636 年に著した「新科学対話」¹⁷⁾の中で紹介されている。その後 1800 年代中ごろには、ある負荷条件に対して、どのようにすれば、要素の体積の合計を最小にできるかという理論の基礎が Maxwell¹⁸⁾によって確立された。1904 年には Michell¹⁹⁾が Michell トラスと呼ばれる連続骨組構造を提唱し、実際的な問題への適用と理論の拡張を行っている。また、「構造が破壊する直前に、その全要素が同時に強度の限界に達するように設計することによって最適解が得られる」と考える全応力設計法に関する研究が 1940 年代にさかんに行われていた。ただし、あまり複雑な構造や荷重条件には適用できなかった。数理計画法が構造最適設計に適用され大次元の構造設計が可能となったのは 1950 年代後半から²⁰⁾である。また、1980 年代後半からはヒューリスティック法を利用した構造設計も行われるようになり、多様な構造設計が可能となっている。これと並行して、コンピュータの数値計算能力の向上と共に、有限要素解析手法も発展している。

1990 年代以降、商用の構造解析ソフトに最適設計機能が組み込まれるようになり、構造最適設計を実構造へ適用することが広がっている。また、同じく 1990 年

代以降、システム設計を効率的に進めるために、構造だけでなく、制御、流体など他分野にかかわる領域をも考慮して最適化を進める複合領域の最適設計が盛んになってきている²¹⁾。構造設計問題の取り扱う範囲が広がる一方で、商用のソフトでは未だ実装が不十分な構造設計問題や、専門技術者の勘と経験に基づいて設計が為される機械構造物も多くある。このような分野は今まさに研究対象となり得る設計問題と言えるだろう。

本論文では、設計者の勘と経験にたよる部分が多い、あるいは自動的な最適設計が実用化されていない構造設計問題の中から3つのテーマを取り上げ、構造最適設計及び最適化問題の定式化の過程について述べる。1つ目のテーマは設計者の選好を考慮した構造設計に関する内容である。試行錯誤の過程を通して人の手により作成された構造物の形態的特徴に関する意匠性を保持しつつ、力学的合理性を高めた構造物を設計する問題について述べる。2つ目のテーマは構造物の損傷要因推定と推定結果を考慮した最適設計に関する内容である。構造物に作用する荷重条件が未知の状況の下で、何らかの方法により荷重条件を知り、その荷重条件を反映させた構造設計問題を定式化する。3つ目のテーマは制御系を考慮した柔軟構造物の形状設計に関する内容である。構造と制御という2つの分野にまたがる設計問題について述べる。

● 設計者の選好を考慮した形状設計

構造最適設計問題では構造応答量を評価関数とした定式化を行い、力学的合理性の高い形状を求めることが一般的である。安全な構造物を設計するのであれば剛性や強度面で優れた形状であることが望ましい。しかしながら、人間が構造物を設計する場合、力学的合理性のみに基づいて設計を行うとは限らない。使いやすさやデザイン性のような定式化し難い規範に基づいて設計を行う場面もある。デザイン性を優先して設計を行う場合、得られる構造物が優れた力学的特性を有する保証はない。強度面において脆弱な構造物となるかもしれないのである。このような場面において、構造物のデザイン性即ち意匠性を保持しつつ力学的特性を向上させた構造物を提示することができれば、実用的に有用であると考えられる。このテーマにおいて重要となるのが意匠性の表現方法である。即ち、構造物の形態的特徴をどのようにして定量化するかということが設計問題の定式化における課題となる。本研究では、幾何モーメントを利用することによりこの問題の解決を図る。

設計問題で扱う題材は、トラス構造で実現するコート掛け問題である。コート掛け問題については既に1.1.2節で説明した。コート掛け問題は古くからある構造設計問題であり、有名なものに、Michellが提案した連続骨組みあるいは構

造連続体と呼ばれる構造¹⁹⁾がある。元来はトラス構造ではないけれども、設計を行う空間に無限の節点を与えたときに最小重量を与える理想的な極限構造であることから、Michell トラスとも呼ばれている。図 1.3 に Michell トラスのイラストを示す。この Michell トラスは、形状最適問題や形態最適設計におけるベンチマーク問題として、現在も利用されている。

トラス構造の設計を行う上で有力な考え方の 1 つに全応力設計がある。これは、構造の各部材の応力がすべて許容応力に同時に到達する設計が最小重量設計になるという考え方である。反復計算を利用したアルゴリズムにより少ない計算コストで解を得る事ができる。ただし、全応力設計で得られるのは局所最適解であり、全応力設計が必ずしも最小重量設計にはならない²²⁾。全応力設計は部材の寸法を決定するためのものであるが、形態設計問題において有力な手法がグランドストラクチャ法である。この手法では、設計領域にあらかじめ節点を配置し、任意の 2 点を結ぶ構造要素をすべて配置したグランドストラクチャを初期構造とする。そして、各部材の断面積を設計変数として、剛性あるいは強度制約のもとで重量を最小化する。断面積が 0 となる部材を取り除くことで最適な部材配置を求めることができる。

2 章で扱うトラス構造の設計問題では、部材の断面寸法決定に全応力設計を利用する。形態設計については、グランドストラクチャ法を利用して、設計領域にあらかじめ節点を配置し、その中から節点を選んで部材を配置していく。このようにすることで組み合わせ最適化問題に置き換え、ヒューリスティック法を利用して解構造を求める。形態の意匠性については、幾何モーメントを導入して構造物の形態についての情報を定量化する。幾何学的類似性と力学的合理性を重みづけして評価することにより、意匠性を保持した構造物の設計を行う。

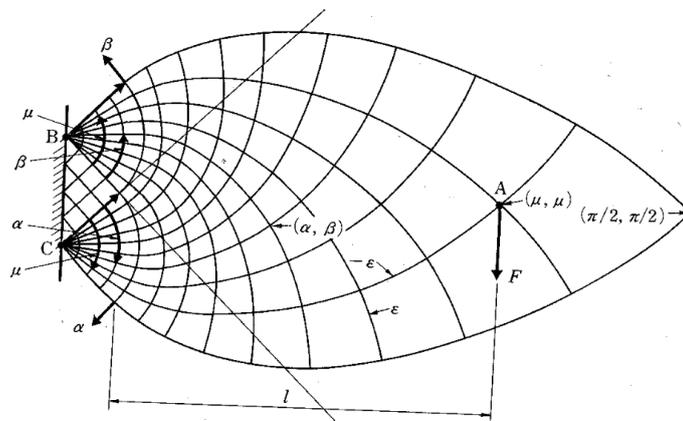


図 1.3 Michell トラス

- 構造物の損傷要因推定と推定結果を考慮した最適設計

構造設計を行う際に、荷重条件が未知の下で問題の定式化を行う場合がある。この場合、何らかの方法で荷重条件の推定を行うか、不特定の荷重条件に対して高い性能を保持できることを保証する評価規範の設定が必要となる。本論文では荷重条件の推定を行い、推定結果に基づいて構造設計問題を定式化するアプローチを採る。具体的題材としてクレーンフックの形状設計について述べる。

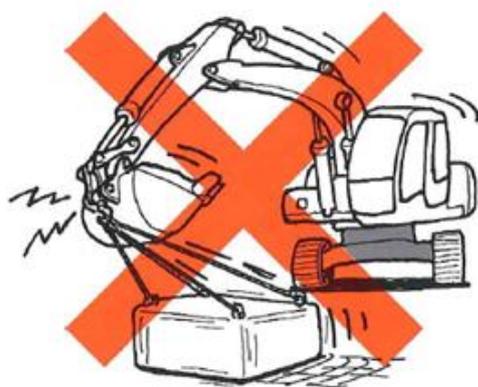
クレーンフックといえば、クレーン車の先に吊り下げられたフック（図 1.4 左）が一般的であるが、本論文で扱うフックは油圧ショベルの先端部分にとりつけられたフック（図 1.4 右）である。フック機能を備えた油圧ショベルは移動式クレーンと呼ばれる。クレーン車の搬入が困難な狭い工事現場において活躍しており、掘削作業と吊り作業の両方を行うことができる。便利な建設機器であるが、作業の安全性を考慮して禁止されている作業も存在する。たとえば、物体が地面に接触したままで引きずるようにして移動させる斜め引きや地面にささっている板を引き上げようとする引き抜きなどが該当する。これらの禁止作業を図 1.5 に示す。このような行為が行われると、機器に無理な負荷がかかり、損傷の要因になり事故につながる恐れがある。クレーン車の場合は、フックを吊り下げているロープに負荷がかかりロープが破断するケースが多いが、移動式クレーンの場合は、フックが損傷することが多い。フックがバケット部分に直接取り付けられているため、回転の自由度が制限されており、無理な負荷がかかりやすくなっているためである。フックが損傷すると、荷物が落下して人身事故につながる危険性があるので、作業の安全性向上のためにもクレーンフックの更なる性能向上が求められている。

フックについてはこれまでいくつかの改良がなされてきている。初期の頃に多かった事例は、ジョイント部分のがたである。負荷がかかることでがたが生じ、フックが上手く回転できないようになっていた。そこで、ジョイント部分を改良することにより、がたの問題は低減された。すると今度は、曲げ・伸びなどの変形に関する問題が見られるようになった。この問題は現在も検討中の課題となっている。この問題の解決が困難である要因の 1 つとして、使用状況がはっきりしていないという問題がある。油圧ショベル本体が転倒するのを防ぐための警告装置は備えられているが、フックにどのような負荷が作用しているのか測定する装置は実装されていない。また、フックの製造会社には損傷して修理・取替えが必要となったフックが送られてくるのみであり、フックの使用状況を知るすべがないのが実情である。従って、どの場所に、どの方向に、どのくらいの大きさの荷重が作用したかまったくわからないことが問題となっている。

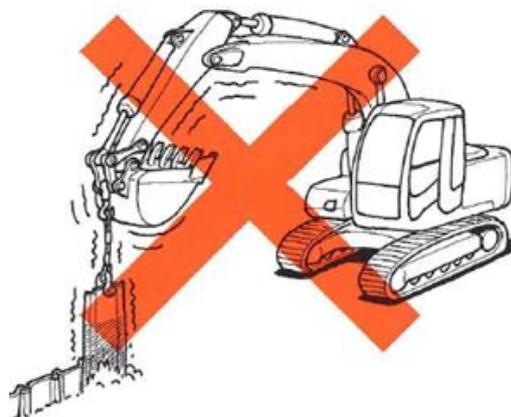
このような問題に対し、3章では、損傷したフックの画像から、フックに作用したと考えられる荷重条件を推定する試みについて述べる。有限要素解析を利用して変形状態を記録したデータベースを作成し、画像から取り出した変形状態と一致するデータを見つけることにより作用した荷重を推定する手法を適用する。得られた推定結果より、フックが損傷に至る危険な荷重条件を特定し、構造設計問題の定式化に反映させる。そして最適化問題を解くことで規格外の危険な荷重条件に対しても優れた力学的特性を有するフックの形状を求める。尚、フックの形状設計については、これまでに研究報告^{23),24)}がなされているが、いずれも規格に準じた荷重条件を想定しており、規格外の荷重に対する性能は保証されていない。



図 1.4 クレーン車に取り付けられたフックと油圧ショベルに取り付けられたフック



(a) 斜め引き



(b) 引き抜き

図 1.5 移動式クレーンの禁止作業

- 制御系を考慮した柔軟構造物の形状設計

このテーマは構造と制御という2つの領域にまたがった最適化について扱う。上位に位置するシステム工学の分野について見ると、構造、制御、材料、空気力学、伝熱解析等の諸領域が存在する。システムの設計という観点から見ると、複数の領域を考慮して設計を行うことでより良いものが得られると期待される。複合領域の最適設計は、航空宇宙分野を中心に1990年代から盛んになっている。従来の航空機設計では、空気力学、構造、制御の順に設計を行ってきたが、これらの分野間のバランスが問題となり、旅客機全体として順に設計を行った場合、必ずしも最適であるとはいえない。複合領域の最適設計は、これらの複数の領域を同時に考えて最適設計をめざすものである。

本論文では、構造と制御の2つの領域についての最適設計問題を扱うが、具体的題材としてフレキシブルアームの形状設計を行う。設計対象とするフレキシブルアームは、アーム本体の柔軟さにより作業の際に振動が生じるという特徴を有している。アーム自身の振動が大きいと位置決め作業に支障がでるため制御器の構築が重要となる。この時、制御系の性能を上手く引き出せる構造となっていればより優れた作業を行うことができる。このような観点から制御と構造の同時最適化についての提案がなされている²⁵⁾。同時最適化を行うにあたり重要となるのが計算コストである。個別に最適設計を行う場合に比べて、各項目の重視度合に応じて無数に多くの解が存在するという特徴がある。また、制御系を設計する場合は動的システムを対象とするので、静的システムと比べて一回の評価にかかる時間が多くなりやすい。線形システムであれば制御則の構成法が確立されているものの、有限要素モデルの場合は自由度が多いため1回の試行に時間がかかることも問題である。非線形システムであれば更なる計算時間を必要とし、計算コストが増大すると考えられる。このような課題はあるものの、近年の計算機の性能の発展はめざましいものがあり、徐々に適用可能な分野が広がっている。本論文においても、一部の非線形ダイナミクスを考慮した制御系と構造系の同時最適化について述べる。

第2章 設計者の選好を考慮した形状設計

2.1 諸言

構造設計の最適化の手順は、最適化問題の設定に始まり、初期構造モデルの設定を経て力学的解析に基づく評価と設計変数の変更を繰り返すという流れになる。この手順を人間である設計者が行う場合、設計変数の変更プロセスは設計者自身の経験を主体とした試行錯誤的方法で実施される。優れた設計者は少ない試行で優れた解を得ることができる。反面、非習熟者が設計を行う場合、設計変数の変更作業が多くなりやすく、設計した構造物も局所的な解に陥ることが多い。しかしながら、いずれの場合でも得られた構造物には設計者自身の知見及び嗜好が反映されている。設計者の嗜好は千差万別であり陽な形で定式化することは難しいが、設計者自身にとっては力学的合理性に勝るとも劣らない重要な評価因子である。そこで、試行錯誤の設計過程から得られた構造物の形態的特徴を保存しつつ優れた解を生成することができれば設計者の負担を軽減し設計作業の効率化を達成することが可能となる。本研究では試行錯誤過程から得られた構造物の形状に関する特徴を保持しつつ、より軽量化された構造を得ることを目的とする。形状最適化プロセスについては、問題の特性や規模に関わらず幅広く適用可能な発見的手法を用いる。

構造設計プロセスを扱う既存研究として Gero²⁶⁾により分析-合成-評価モデルが構築されている。また、広瀬・藤井²⁷⁾は Gero のモデルの合成部分に着目し、構造設計の計画に関わる知識をスキーマにもとづいて記述している。これにより、目標があらかじめ決まっていない計画や概念設計において、どのような支援を設計者に対して行うことが可能かということを知る手助けが得られる。これとは別に浜田・大森²⁸⁾は意匠的な要求と構造的な合理性の両立を図った構造設計法を提案している。この提案法では、設計者の選好を定量的に表現するため形状の幾何学的な距離を採用している。さらに、辻ら²⁹⁾は意思決定者が問題に対して持っている選好情報を活用して意思決定者の興味ある部分を集中的に探索する手法を提案している。本稿では、浜田らの手法と同様に設計者の選好を幾何学的距離を用いて目的関数に取り入れる手法について述べる。

構造設計問題の題材として 2 次元トラス構造を用いて実現されるコート掛け問題を扱う。トラスのレイアウト（位相、部材断面積及び節点位置）最適化問題についてはこれまでに数多くの研究^{30),31)}が為されており、最適化手法として遺伝的ア

ルゴリズム(GA)のような発見的手法を利用した報告も多い。特に、大森・鬼頭³²⁾の論文ではトラス構造物の設計問題に遺伝的アルゴリズム(GA)を適用する際の問題点や解決法が紹介されている。今回、最適化アルゴリズムとして遺伝的アルゴリズム(GA)⁷⁾と粒子群最適化法(PSO)^{13),33)}を用いた。遺伝的アルゴリズム(GA)は離散変数最適化問題に特化した手法であり、部材の配置に関して組み合わせ最適化問題となるトラスのレイアウト最適化問題との相性が良いといえる。これに対し、粒子群最適化法(PSO)は連続変数最適化用の手法であり、そのままでは組み合わせ問題に適用することができない。この問題を克服するため論理演算型の粒子群最適化法(BPSO)³⁴⁾を利用する。両手法で得られる最適化問題の解について比較を行い、具体的アルゴリズムに依存せず最適化問題の解が得られることを示す。

2.2 コート掛け問題と発見的手法の適用

2.2.1 最適化問題の定式化

最適構造設計の題材として扱うコート掛け問題について改めて説明する。これは、ある与えられた荷重を、その荷重点から一定距離はなれた壁で支えるための構造を設計する問題である。設計目的は、構造物の強度制約の下で構造重量の最小化を図ることである。図 2.1(a) はコート掛け問題の概念図を示したものである。本研究ではトラス構造による実現を扱う。即ち、設定された領域内でトラス構造物を作成し、高さ h の壁から距離 d 離れた点にかかる下向き荷重 P を支える構造を設計する。設計領域は一辺 d の正方形領域とし、図 2.1(b) は設計領域を 6×6 の格子に離散化した図である。領域内の各格子点を部材を配置することのできる節点とする。

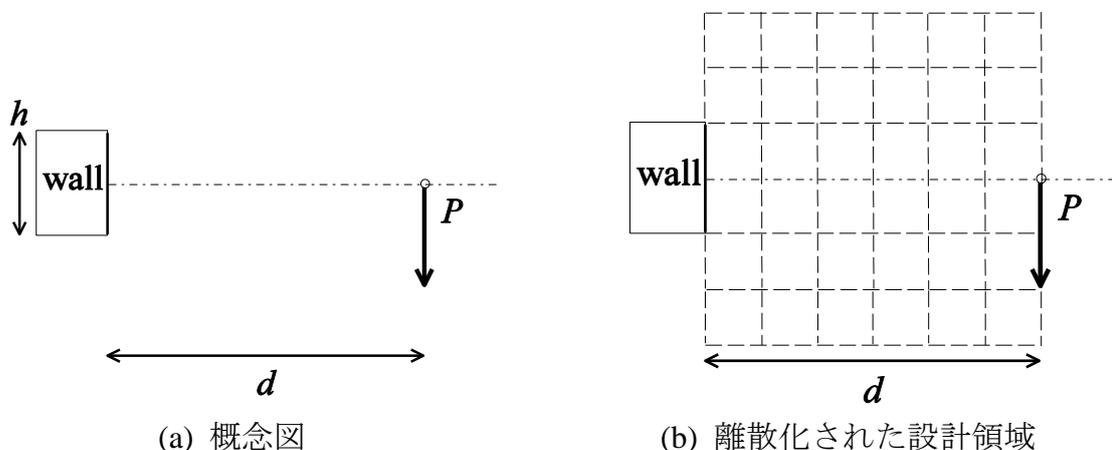


図 2.1 コート掛け問題

このトラス設計問題を記述するための変数について説明する．節点の位置を $\mathbf{x} = [\mathbf{x}_1^T, \dots, \mathbf{x}_N^T]^T$ と表す．ここで， N は節点数であり， \mathbf{x}_i は i 番目の節点の x 座標と y 座標を並べた横ベクトルである．ただし，各節点位置は固定されているものとし，部材の変形による影響（節点の移動）は考慮しないものとする．部材の接続関係は $\mathbf{C} = [\mathbf{c}_1^T, \dots, \mathbf{c}_M^T]^T$ で表す．ここで M は部材数， \mathbf{c}_i は節点 c_i^1 と c_i^2 を結ぶ i 番目の部材の接続関係を表すものであり，以下のように表記する．

$$\mathbf{c}_i = [c_i^1, c_i^2]^T \quad (1 \leq c_i^1 < c_i^2 \leq N) \quad (2.1)$$

\mathbf{c}_i について各添え字の関係を図で示した例を図 2.2 に示す．図の中では i 番目と j 番目の部材が接続されており，節点 c_i^2 と c_j^1 は同一の節点を指している．部材断面積は $\mathbf{A} = [A_1, \dots, A_M]^T$ で表す．また，部材長さは以下の式により求める．

$$l_i = \|\mathbf{x}_{c_i^1} - \mathbf{x}_{c_i^2}\| \quad (2.2)$$

応力制約のみを受けるトラス構造物の最小重量設計問題を以下のように定式化する．

$$\begin{aligned} &\text{Minimize} && W = \sum_{i=1}^M A_i l_i \rho \\ &\text{with respect to} && \mathbf{A}, \mathbf{C}, M \\ &\text{subject to} && |\sigma_i| \leq \sigma_{al} \quad (i = 1, \dots, M) \end{aligned} \quad (2.3)$$

ここで， ρ は材料密度， σ_{al} は許容応力である．本論文では座屈を考慮しないため引張り側と圧縮側の許容応力を正の等しい値とする．各部材の応力 σ_i は \mathbf{x} , \mathbf{C} , \mathbf{A} および荷重ベクトル \mathbf{P} に基づいてマトリクス構造解析³⁵⁾により算出する．尚，この最小重量設計問題における設計変数は，部材数 M と部材の接続関係 \mathbf{C} 及び部材の断面積 \mathbf{A} の 3 種類である．

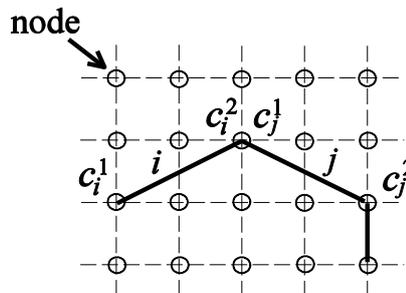


図 2.2 部材の接続関係を表す変数 \mathbf{c}_i についての説明

2.2.2 トラス構造表現法と全応力設計

トラス構造を作成する際には図 2.1(b) に示した格子状の領域内において、格子点の集合から2点を選択しその2点を両端点とする部材を配置するという作業を繰り返す。節点数が \bar{N} の場合、格子点の選び方は最大 ${}_{\bar{N}}C_2 \equiv \bar{M}$ 通り存在する。1番目から \bar{M} 番目の各部材について、部材を選ぶ場合は“1”，選ばない場合は“0”という $\{0,1\}$ のビット表現し、1つのトラス構造を \bar{M} ビットで表す。

具体的な表現法について、図 2.3 に示すトラスの設計例を用いて説明する。節点番号の付け方は、壁の一番下の節点の番号を1とし下から上、左から右の順に番号を付与する。図 2.3 の中では、数字の代わりにアルファベットを用いて表記している。節点番号1と2を結ぶ部材の番号を1、節点番号1と3を結ぶ部材の番号を2とする。最後に節点番号 $\bar{N}-1$ と \bar{N} を結ぶ部材の番号が \bar{M} となるように番号付けを行う。図 2.3 の場合は節点数が9であるから格子点の選び方は ${}_{9}C_2 = 36$ 通り存在する。図 2.3 のトラス構造は6つの部材で構成されており、3番、10番、12番、18番、25番、32番の部材が使用されている。このトラス構造に対応するデータをビット表現すると $[0010000001010000010000001000000100000010000]$ となる。尚、図 2.3 において太線は断面積の大きな部材、細線は断面積の小さな部材を表している。

部材の配置は発見的手法を用いて探索するが、断面積の決定には「全応力設計(応力比法)」を用いる。全応力設計とは、「構造物の各部材の応力がすべて許容応力に同時に到達する設計が最小重量設計になる」という考えにもとづく構造設計法である³⁶⁾。応力比法は次式の反復アルゴリズムとして実装することができる。

$$A_i^{(t)} = \left(\frac{|\sigma_i^{(t)}|}{\sigma_{al}} \right)^\alpha A_i^{(t-1)} \quad (2.4)$$

ここで (t) は反復過程のステップ数、 i は部材番号を表しており、 α は断面積の修正を調整するパラメータである。 (t) 世代目の各部材の応力 $\sigma_i^{(t)}$ は、修正された断面積に基づいてマトリクス構造解析により算出する。式(2.4)は部材の応力と許容応力の比に基づいて部材断面積を更新していくアルゴリズムである。式(2.4)によって断面積を逐次修正していくことにより、最終的にはすべての部材の応力は許容応力になることを想定している。ただし、常に大域的な最適解(最小重量解)が得られることを保証したアルゴリズムではない³⁷⁾が、トラスの構造設計において活用した事例³⁸⁾も報告されている。

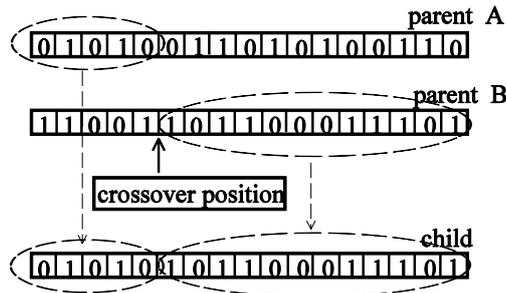


図 2.4 交叉操作の例 (1 点交叉)

2.2.4 粒子群最適化法 (PSO) の実装

粒子群最適化法(PSO)は鳥や魚などの群れの行動を基にした最適化手法³⁴⁾である。粒子群最適化法(PSO)では各個体 (Particle) が「位置」と「速度」に関する情報を持ち、相互作用を持ちつつ集団 (Swarm) で解を探索していく。 k 回目の探索において、個体 d の位置 \mathbf{x}_d^k と速度 \mathbf{v}_d^k を用いて、 $k+1$ 回目の位置 \mathbf{x}_d^{k+1} と速度 \mathbf{v}_d^{k+1} は、次式により更新される。

$$\mathbf{x}_d^{k+1} = \mathbf{x}_d^k + \mathbf{v}_d^{k+1} \quad (2.5)$$

$$\mathbf{v}_d^{k+1} = w\mathbf{v}_d^k + c_1r_1(\mathbf{p}_d^k - \mathbf{x}_d^k) + c_2r_2(\mathbf{p}_g^k - \mathbf{x}_d^k) \quad (2.6)$$

式(2.6)において、 r_1 と r_2 は 0 から 1 の間の乱数であり、 w と c_1, c_2 はパラメータである。 \mathbf{p}_d^k は、 d 番目の個体が k 回目までの探索において得られた最良の解 (p-best) を表す。一方、 \mathbf{p}_g^k は、 k 回目までの探索において群れ全体の中での最良の解(g-best)を表す。個体の位置が更新される様子を図 2.5 に示す。

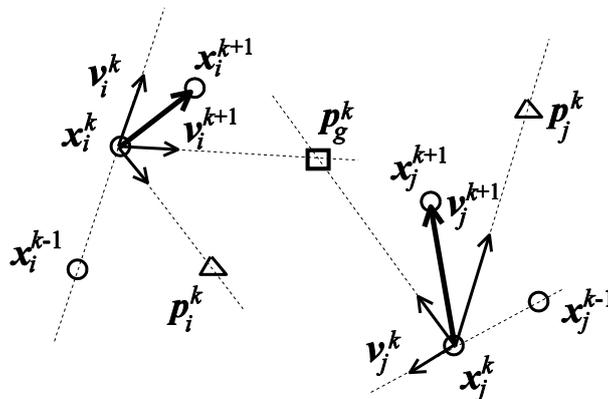


図 2.5 2 つの個体の探索過程における移動の様子

粒子群最適化法(PSO)は連続変数に関して定義された関数の最大値・最小値を求めるアルゴリズムである. 本稿で扱うトラスの設計問題は各個体がビット表現された離散型の変数になっているためそのままでは粒子群最適化法(PSO)を適用することができない. 離散変数を含む問題に粒子群最適化法(PSO)を適用するための手法はこれまでにいくつか提案されている. 北山・安田⁴⁰⁾は変数の離散条件についてペナルティ関数を用いることで連続変数として扱うことができるようにしている. これに対し Zaharias³⁵⁾は, 論理演算子を導入して, 式(2.5)と(2.6)の更新式をビットデータで表された変数に適用できるようにする手法を用いている. 本研究ではトラス構造をビットデータで表現することから, 後者の Zaharias の手法を用いて離散変数型粒子群最適化法(BPSO)の実装を行う. 個体 d の i ビット目の座標位置 x_{di}^k と速度成分 v_{di}^k の更新式を次式で表す.

$$x_{di}^{k+1} = x_{di}^k \oplus v_{di}^{k+1} \quad (2.7)$$

$$v_{di}^{k+1} = w \cdot v_{di}^k + c_1 \cdot (p_{di}^k \oplus x_{di}^k) + c_2 \cdot (p_{gi}^k \oplus x_{di}^k) \quad (2.8)$$

式中の記号 (\cdot) , $(+)$, (\oplus) はそれぞれ AND, OR, XOR 演算を表している. w と c_1, c_2 はランダムに 0 又は 1 を割り当てるパラメータである. p_{di}^k は個体 d の i ビット目についての最良解, p_{gi}^k は群れ全体での i ビット目についての最良解である.

2.3 トラス構造の形態的特徴の定量化と援用法

2.3.1 設計条件の設定

トラスの設計にあたり, 部材の配置に関する以下の 3 つの場合を設定した.

➤ case A: 制限無し

矩形領域内の任意の節点を選択して部材を配置することができる

➤ case B: 制限有り I

矩形領域中央部分に部材を配置することのできない節点群がある

➤ case C: 制限有り II

矩形領域左上部分と右下部分に部材を配置することのできない節点群がある制限有り条件 B と C の場合の制限領域を示した図を図 2.6(a)と(b) に示す. 図中に示した枠内にある○で示した節点に部材を配置することはできない. ただし, 制限

領域外にある節点同士を結ぶ部材が制限領域内を通過することは認める. 遺伝的アルゴリズム(GA)や粒子群最適化法(PSO)でこの条件を実装する際には, 制限領域内の節点を端点にもつ部材のビット情報を0(部材無し)に置き換え, あらかじめ設計変数の集合から除外しておく.

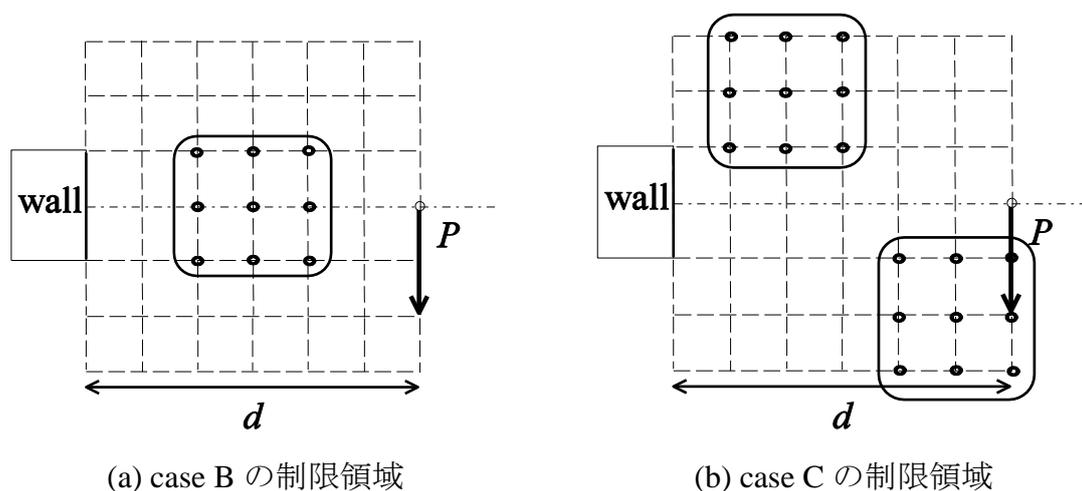
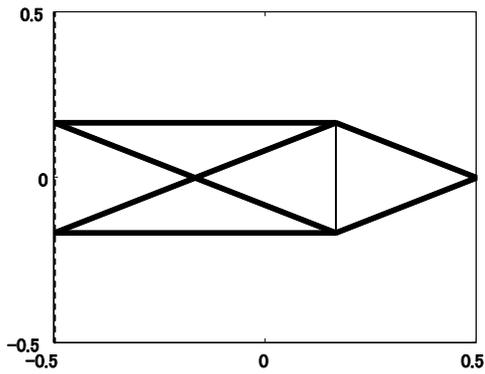


図 2.6 節点の選択に関する制限領域

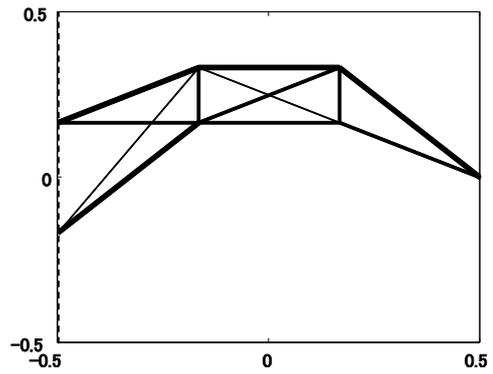
2.3.2 試行に基づくトラスの設計サンプル

トラス構造の設計サンプルを収集するためにトラス構造作製プログラムを用意した. このプログラムは GUI(Graphical User Interface)を備えており, マウス操作で節点を選んで部材を配置することができる. また, 設計機能と共に解析機能も有しており, レイアウトの配置が完了すると, 全応力設計により各部材断面積を決定し, 構造重量の算出を行う. 節点や部材の消去も可能なので, 解析結果を確認しながらトラス構造の再設計を行うことが可能である.

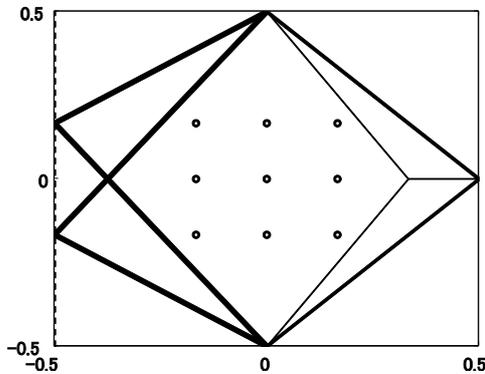
材料力学に関する講義は未履修である学生 3 名にこのプログラムを利用したトラス構造設計を依頼した. 彼らが設計したトラス構造の例を図 2.7(a1), (a2), (b), (c)に示す. 各図の表題のところに構造重量及びどの設計条件で得られたトラス構造であるかを併記している. また, 部材断面積に応じて線の太さを使い分けている. 図 2.7(a1)と(b), (c)は構造重量の軽い形状を作製するよう指示し, 図 2.7(a2)は軽量化を意識せず自由に作製するよう指示して得られた形状の例である. どの形状についても複数回の再設計を伴う試行錯誤の設計過程より得られた構造である.



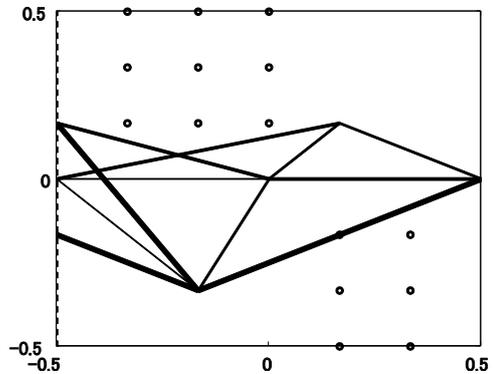
(a1) case A: 制限無し
(構造重量 : 2.583 [kg])



(a2) case A: 制限無し
(構造重量 : 4.758 [kg])



(b) case B: 制限有り I
(構造重量 : 3.500 [kg])



(c) case C: 制限有り II
(構造重量 : 3.259 [kg])

図 2.7 試行錯誤の設計過程より得られたトラス構造の例

2.3.3 形状・形態を表す特徴量の計算

試行錯誤の設計過程より得られたサンプルデータの幾何的特徴の抽出方法について説明する. 本研究では各トラス構造における部材の配置に注目する. 図 2.7(a1)と(b)では上下対称に部材が配置されているが, 上下方向の部材の広がり具合が異なる. これに対し図 2.7(a2)では上側に部材が偏っており, 上下方向の部材の広がり具合も他の形状と比べると小さい. 図 2.7(c)は上下対称ではないが, 部材の偏りが大きくはなく, 上下方向にもある程度広がりをもっている. このような部材の配置に関する幾何的特徴に設計者の嗜好が表れていると考え, この特徴を定量化することにより嗜好の抽出を行う.

本研究では, トラス構造の幾何的特徴を抽出するために幾何モーメントに着目する. 幾何モーメントは質量要素の分布度合を示す指標であり次式で与えられる.

$$m_{pq} = \sum_{i=1}^M \int_e l \binom{i}{e} (x)^p (y)^q dm \quad (2.9)$$

ここで、 p, q は非負の整数から成る指数 ($p+q$ はモーメントの次数) を表しており、 ${}^i x, {}^i y$ は原点から見た部材 i 中の微小質点の位置である。この幾何モーメントは原点 $(0,0)$ を中心とした質量のばらつき具合を示している。部材 i 及びその中の微小質量点の分布をイメージした図を図 2.8 に示す。例えば、トラスの構造重量は m_{00} で表され、トラスの重心 (\bar{x}, \bar{y}) は以下のように求められる。

$$(\bar{x}, \bar{y}) = \left(\frac{m_{10}}{m_{00}}, \frac{m_{01}}{m_{00}} \right) \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} m_{10} &= \sum_{i=1}^M \int_0^{l_s} \left\{ \left(1 - \frac{s}{l_s}\right) {}^i x_j + \frac{s}{l_s} {}^i x_k \right\} \rho A_i ds \\ &= \sum_{i=1}^M \rho A_i l_s \frac{{}^i x_j + {}^i x_k}{2} \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$m_{01} = \sum_{i=1}^M \rho A_i l_s \frac{{}^i y_j + {}^i y_k}{2} \quad (2.12)$$

ここで、 l_s は部材の長さ、 s は部材に設定した軸方向の座標を表している。

2つの構造物が与えられたとき、構造重量や重心位置についてはたまたま一致することがある。しかしながら、より高次のモーメントになると偶然一致する可能性は低くなっていく。この特徴を用いると、高次のモーメントまで一致していれば、2つの構造物は質量要素の分布度合がほぼ同じ、言い換えれば形状が類似していると言えることができる。ただし、高次になればなるほどモーメントを計算するコストも大きくなるので、形態的特徴を記述するために何次のモーメントまで必要なのかを予め検討しておく必要がある。

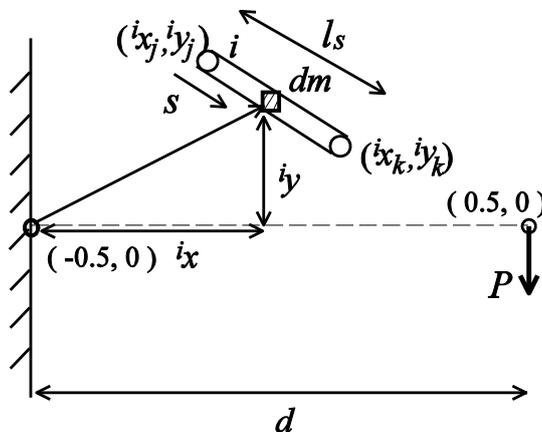


図 2.8 i 番目の部材及び質量分布に関する図

2.3.4 目的関数への反映法

試行錯誤による設計過程から得られたトラス構造の幾何モーメントの情報を目的関数に反映させる方法について説明する．図 2.7 に示した各サンプルの幾何モーメントを算出し，基準モーメント $\mathbf{m}_{ref}^{(a1)}$, $\mathbf{m}_{ref}^{(a2)}$, $\mathbf{m}_{ref}^{(b)}$, $\mathbf{m}_{ref}^{(c)}$ とする．ここで， \mathbf{m} は各次数のモーメントを次のように並べたベクトルである．

$$\mathbf{m} = \frac{1}{m_{00}} [m_{10} \ m_{01} \ m_{20} \ m_{11} \ m_{02} \ m_{30} \ \cdots] \quad (2.13)$$

今回は 1 次から 6 次までの幾何モーメントを算出し，基準モーメントを設定した．尚，この場合の \mathbf{m} は次のように表される．

$$\mathbf{m} = \frac{1}{m_{00}} [m_{10} \ m_{01} \ m_{20} \ m_{11} \ m_{02} \ m_{30} \ \cdots m_{24} \ m_{15} \ m_{06}] \quad (2.14)$$

原問題(2.3)の目的関数はトラスの構造重量 W であるが，この目的関数に対し幾何モーメントに基づく評価指標をペナルティの形で導入する．すなわち，基準モーメント \mathbf{m}_{ref} と遺伝的アルゴリズム(GA)もしくは粒子群最適化法(PSO)の適用によって得られた個体 j のトラス構造の幾何モーメント \mathbf{m}^j の距離に応じて新たな目的関数 F_j を次式により定める．

$$F_j = W_j [1 + \{(\mathbf{m}_{ref} - \mathbf{m}^j)^T \mathbf{R} (\mathbf{m}_{ref} - \mathbf{m}^j)\}^{1/2}] \quad (2.15)$$

ここで， W_j は個体 j の構造重量， \mathbf{R} は各モーメントに対する重みを表した係数行列である．この目的関数 F_j は基準モーメントとの類似度合に応じて構造重量の値を修正するものである．つまり，基準モーメントとの類似性が低い場合，重みに基づくペナルティが課されることになり，目的関数値が悪くなる．従って，基準モーメントに類似した幾何モーメントを有し構造重量の小さな解が目的関数値の小さな優れた解であるということが出来る．重み行列 \mathbf{R} は次のように設定した．

$$\mathbf{R} = \beta \mathbf{I} \quad (2.16)$$

ここで， \mathbf{I} は単位行列であり，1 次から 6 次の幾何モーメントを評価する場合 27×27 の単位行列である．つまり， \mathbf{R} は対角成分が β で表される対角行列である．

原問題(2.3)は構造重量最小化問題であったが，トラス構造の幾何モーメントを取り入れることにより，基準形状との幾何学的類似性を保持しつつ構造重量の小さな構造を求める問題に置き換わった．この新たに定式化された構造設計問題は次式で表される．

$$\begin{aligned}
& \text{Minimum} && F = W [1 + \{(\mathbf{m}_{ref} - \mathbf{m})^T \mathbf{R}(\mathbf{m}_{ref} - \mathbf{m})\}^{1/2}] \\
& \text{with respect to} && \mathbf{A}, \mathbf{C}, M \\
& \text{subject to} && |\sigma_i| \leq \sigma_{al} \quad (i = 1, \dots, M)
\end{aligned} \tag{2.17}$$

尚、断面積 \mathbf{A} は全応力設計に基づいて決定するので、実際に設計に関係する変数は部材数 M と節点の接続関係 \mathbf{C} である。

2.4 計算結果

2.4.1 パラメータの設定

構造設計の際の仕様を表 2.1 に示す。遺伝的アルゴリズム(GA)で用いたパラメータについては、世代数：200，個体数：300，交叉率：0.9，突然変異率：0.01 とした。粒子群最適化法(PSO)のパラメータは、世代数：100，個体数 400 とした。初期世代の個体群は{0,1}をランダムに発生させて作成したものと、各基準形状を含めた集合で構成した。また、初期世代の個体集合は制約条件（トラス構造を為している、荷重点に部材が配置されている、制限領域内の節点に部材は配置されていない）を満たさないものは除外している。遺伝的アルゴリズム(GA)や粒子群最適化法(PSO)の探索中に制約条件を満たさない個体を得られた場合は個体群中の最低の適応度を一律に与えた。

断面積を決定する際の全応力設計(式(2.4))のパラメータは $\alpha=1.0$ とし、反復回数の上限値を $t_{\max}=10$ とした。また、全応力設計の反復過程で断面積が $1.0 \times 10^{-8} [\text{m}^2]$ 以下の部材があった場合は、次のステップで最小断面積 $1.0 \times 10^{-8} [\text{m}^2]$ を割り当てた。これは、部材断面積が 0 になった際にトラス構造を成さなくなる場合があり、このような事態を回避しつつ安定した反復計算を行うための措置である。

表 2.1 数値計算のための各パラメータ値

パラメータ	値	パラメータ	値
荷重の大きさ P	5 [kN]	壁から荷重点までの距離 d	1.0 [m]
壁の高さ h	0.33 [m]	密度 ρ	10000 [kg/m ³]
許容応力 σ_{al}	100 [MPa]	節点数 \bar{N}	49
部材数 \bar{M}	1176	式(2.16)の係数 β	20

2.4.2 解構造についての考察・検討

2.4.2.1 遺伝的アルゴリズム (GA) を用いる探索の結果

構造設計問題(2.17)に対し、遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた形状例を図 2.9(a1)-(c)に示す。図 2.7(a1)-(c)に示した試行錯誤で得られたトラス構造の形状を基準構造としたときに得られた形状であり、図 2.7 と対応がつくように並べている。各図の表題の所に構造重量を併記している。基準構造(a1), (a2), (b), (c)のそれぞれの場合について、遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた解と基準構造との類似性及び構造の特徴について述べる。

- トラス構造(a1)について

基準にした構造 (図 2.7(a1)) と遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた構造 (図 2.9(a1)) を比較すると、形態的類似性の高い解が得られている。主な違いは縦方向の部材の有無と、内部で部材が連結されている節点の位置である。縦方向の部材を取り除き、連結節点位置を右側にずらすことにより基準形状より軽量化された解が得られることがわかる。

- トラス構造(a2)について

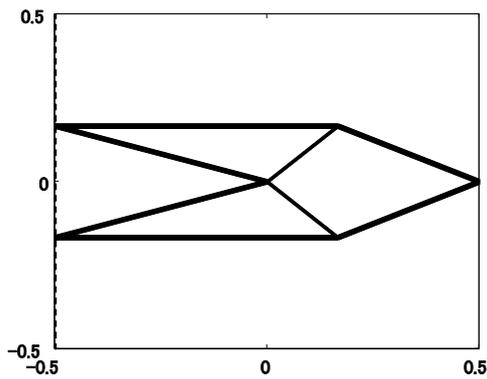
基準にした構造 (図 2.7(a2)) と遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた構造 (図 2.9(a2)) を比較すると、図 2.7(a2)の上側に膨らんだ特徴が反映されている。図 2.9(a2)の方が部材数は多くなっているが、構造重量は半分程度になっている。図 2.9(a2)の構造では壁と荷重点を直接結ぶ長い部材が見られる。図 2.7(a2)のようにアーチ状に部材を配置するよりも、直接 1 本の部材で繋ぐ方が軽量化されることがわかる。

- トラス構造(b)について

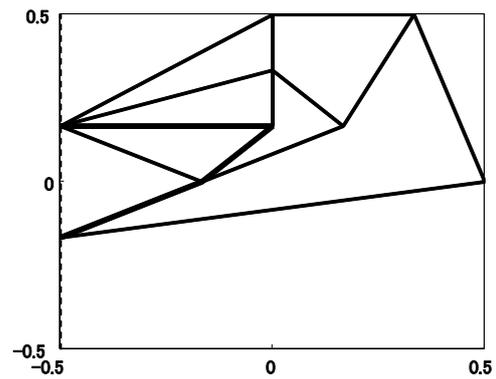
基準にした構造 (図 2.7(b)) と遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた構造 (図 2.9(b)) を比較すると、上下方向の部材の広がり小さくなっているが、上下対称に部材を配置するという特徴が反映されていることがわかる。上下方向の部材の広がりを抑えることにより、軽量化された構造が得られている。

- トラス構造(c)について

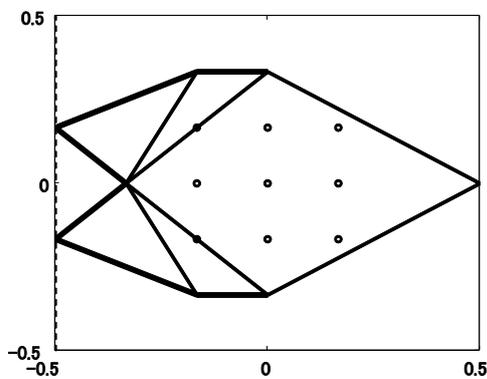
基準にした構造 (図 2.7(c)) と遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた構造 (図 2.9(c)) を比較すると、下側に部材が集まるという特徴が反映されている。図 2.9(c)の構造を見ると、壁と荷重点を直接 1 本の部材で繋ぎ、下側の領域に膨らむように部材を配置することで軽量化されることがわかる。



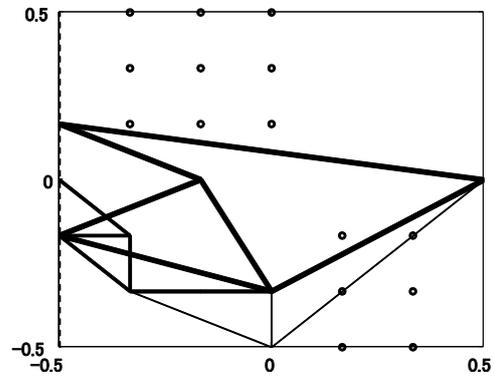
(a1) 図 2.7(a1)を参照
(構造重量 : 2.439 [kg])



(a2) 図 2.7(a2)を参照
(構造重量 : 2.756 [kg])



(b) 図 2.7(b)を参照
(構造重量 : 2.572 [kg])



(c) 図 2.7(c)を参照
(構造重量 : 2.539 [kg])

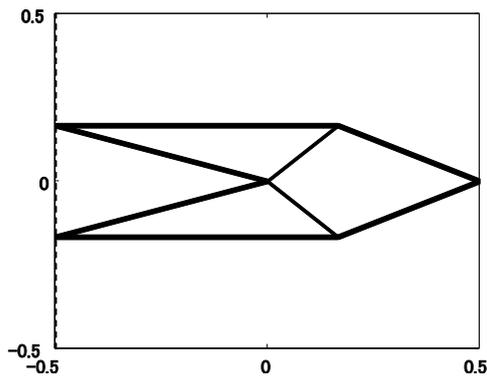
図 2.9 遺伝的アルゴリズム(GA)を用いる探索の結果得られたトラス構造

2.4.2.2 粒子群最適化法 (PSO) を用いる探索の結果

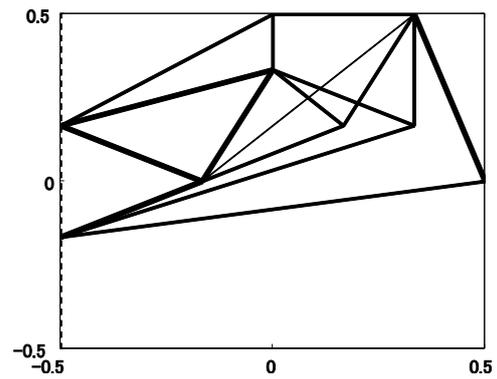
粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた形状例を図 2.10(a1)-(c)に示す。図 2.9(a1)-(c)に示したトラス構造の形状を基準構造としたときに得られた形状であり、対応がつくように並べている。各図の表題に構造重量を併記している。トラス構造 (a1), (a2), (b), (c)のそれぞれの場合について、粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた解と基準構造との類似性及び構造の特徴について述べる。

- トラス構造(a1)と(b)について

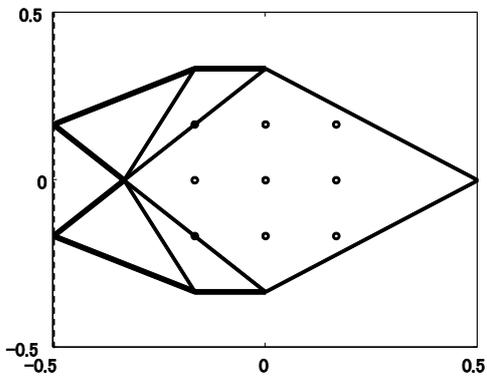
粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた解の形状は遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた解と同じ形状になった。したがって、形状の特徴については 2.4.2.1 節で述べた内容と同じことが言える。



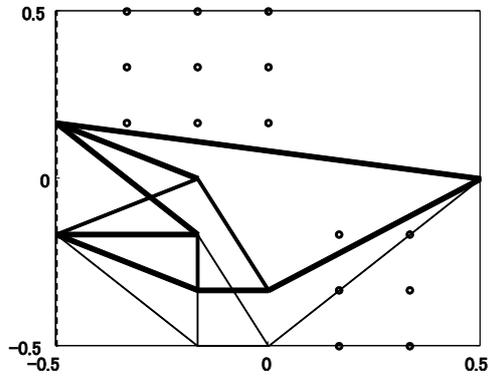
(a1) 図 2.7(a1)を参照
(構造重量 : 2.439 [kg])



(a2) 図 2.7(a2)を参照
(構造重量 : 2.775 [kg])



(b) 図 2.7(b)を参照
(構造重量 : 2.572 [kg])



(c) 図 2.7(c)を参照
(構造重量 : 2.512 [kg])

図 2.10 粒子群最適化法(PSO)を用いる探索の結果得られたトラス構造

● トラス構造(a2)について

基準にした構造 (図 2.7(a2)) と粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた構造 (図 2.10(a2)) を比較すると、図 2.7(a2)の上側に膨らんだ特徴が反映されている。図 2.9(a2)と同様に、図 2.10(a2)のトラス構造でも、壁と荷重点を直接繋ぐ部材が存在する。部材数が多くなっているが、基準にした構造の構造重量と比べると 40% 以上軽量化されている。

● トラス構造(c)について

基準にした構造(図 2.7(c))と粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた構造(図 2.10(c)) を比較すると、下側に部材が集まるという特徴が反映されている。また、壁と荷重点を直接繋ぐ部材があり、この部材が軽量化に貢献していると考えられる。

粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた構造すべての場合において基準構造よりも軽量化された構造物が得られており、「基準にした形状に類似する形状を有し軽量化された構造物を得る」という目的を達しているといえる。

2.4.2.3 遺伝的アルゴリズム (GA) 及び粒子群最適化法 (PSO)

による探索で得られた解についての検討

遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた解 (図 2.9) と粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた解 (図 2.10) との比較・検討について述べる。図 2.9(a1) と 2.10(a1)及び図 2.9(b)と 2.10(b)が同じトラス形状になったことをはじめ、全般的に両手法により得られた解は構造重量及びトラス構造の形状に関して類似した傾向をもっていると判断できる。このことを確認するため、式(2.15)で定義した目的関数の値を棒グラフで示した図を図 2.11(i)に示す。縦軸は目的関数値、横軸は図 2.9 と図 2.10 において(a1)-(c)のどのパターンに対応するかを表している。薄い色のグラフが遺伝的アルゴリズム(GA)による探索で得られた解に対応し、濃い色のグラフが粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた解に対応している。それぞれの手法で得られた解の目的関数値にほとんど差が無いことから、今回設定した条件の下では両手法の探索能力は同程度であることが確認できる。

得られた解形状と図 2.7 に示した基準形状との幾何学的類似性を確認するため(a1)から(c)の各基準形状と解形状との幾何モーメントの偏差の値をグラフにしたものを図 2.11(ii)に示す。探索アルゴリズムの性能が同程度であるので遺伝的アルゴリズム(GA)により得られた解(図 2.9)と基準形状(図 2.10)との間で計算した幾何モーメントの偏差についてのみ示している。グラフの縦軸は幾何モーメントの偏差の値、横軸は図 2.7 のどの基準形状に対応しているかを表している。例えば、“(a1)”のラベルが付いた部分では4本の棒が表示されているが、左端の棒は図 2.9(a1)のトラス構造と図 2.7(a1)の基準形状の間の幾何モーメントの偏差を表している。以下順に図 2.9(a2)と図 2.7(a2), 図 2.9(b)と図 2.7(b), 図 2.9(c)と図 2.7(c)の形状についての幾何モーメントの偏差を表したものである。“(a2)”, “(b)”, “(c)”のラベルが付いた部分についても同じ順に並んでいる。どのパターンにおいても基準形状に対して得られた解の場合に偏差が有意に小さくなっているが、(a2)や(b)の場合は(a1)や(c)の場合に比べて偏差が大きくなっている。図 2.9(a2)と(b)を確認すると、他の2つに比べて上下方向の部材の広がりが上手く反映されなかったことが要因と考えられる。

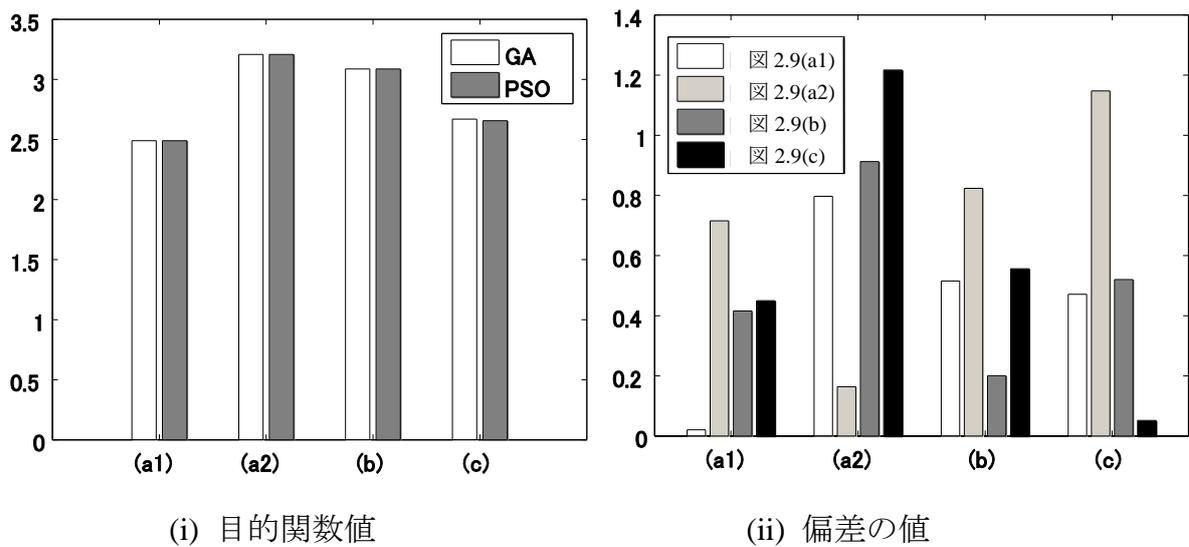


図 2.11 目的関数値のグラフと幾何モーメントの偏差を表したグラフ

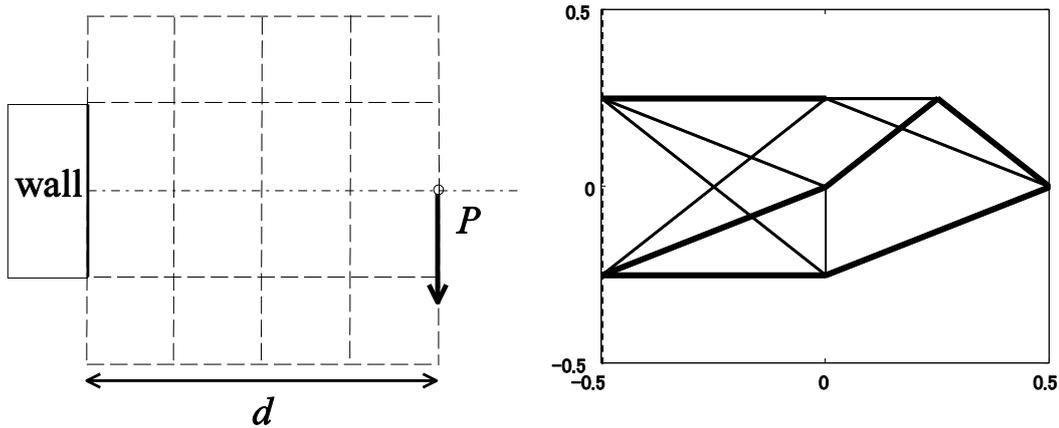
2.4.3 異なる設計条件への適用

幾何モーメントの利点として設計領域に関する制約が異なる場合にも適用できるという点がある。6×6 に分割された設計領域で基準形状と類似した形状を求めてきたが、分割数の異なる設計領域に対しても適用可能である。このことを示すため、図 2.12(i)に示す 4×4 で離散化した領域での形状設計について考える。

図 2.7(a1)を基準形状とした場合について説明する。図 2.7(a1)の基準形状から計算した幾何モーメントと類似した幾何モーメントを有するトラス構造を設計することが目的であるが、構造設計は 4×4 に分割した領域で行う。類似性の評価は式 (2.15)により行う。4×4 の領域で設計を行う場合の主な変更点は以下の通りである。

- ① 節点数 \bar{N} が 49 から 25 に減少し、それに伴い部材数 \bar{M} も 1176 から 300 に減少する
- ② 壁の高さ h が 0.33[m]から 0.5[m]に増加する

粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた解を図 2.12(ii)に示す。表題のところに構造重量を併記している。図 2.7(a1)の基準形状と類似した構造重量の軽い形状が得られている。従って、幾何モーメントを利用した本手法は領域の分割数が異なる場合にも適用可能である。また、この例では設計領域を等分割した場合の結果を示しているが、幾何モーメントを利用する手法自体は等分割していない領域に対しても適用可能である。



(i) 4×4 に離散化された設計領域

(ii) 図 2.7(a1)を参照

(構造重量 : 1.884 [kg])

図 2.12 設計領域の図示と粒子群最適化法(PSO)による探索で得られた解

2.5 結言

本章では、設計者の試行錯誤過程から得られた構造の特徴を反映しつつより軽量化された構造を得る手法について述べた。設計者の嗜好を設計評価に組み込むための方法として、構造物の幾何モーメントに着目した。構造重量を評価する目的関数に、人間である設計者により設計された構造（基準構造）との幾何モーメントに関する偏差を重み付けして加え合わせることで、設計者の意図する幾何学的特徴を反映させる最適化問題の定式化を行った。トラス構造を用いたコート掛け問題を具体的題材として扱い、解を探索するためのアルゴリズムとして遺伝的アルゴリズム(GA)と粒子群最適化法(PSO)を用いた。両手法により得られた解は、基準とした構造よりも軽量化され、且つ元の形に類似した形状となっていた。最適化問題の解がアルゴリズムに依存しない傾向がみられることを確認した。また、トラス構造を作成する設計領域に制限が設けられている場合も扱った。両手法により得られた解は、基準とした形状の幾何学的特徴を保持しつつ軽量化された構造であり、設計領域に制限が設けられている場合についても適用可能であることを確認した。

今回用いた手法は、構造物の幾何学的特徴に着目したものであり、構造設計全般に適用可能である。特に、設計領域に制限が設けられている場合や、設計領域の分割数や分割方式が異なる場合でも適用できる点が利点である。今回は構造物の力学的な制約条件として与えられた荷重条件に対する応力制約を取り入れた。構造物の設計の際には応力に関する強度条件の他にも耐久性に関する条件なども考えなけ

ればならない。耐久性について考慮した構造物設計法についての報告も為されており⁴¹⁾、強度のみならず耐久性も考慮した制約を取り入れることにより、本提案手法はさらに拡張することが可能である。

第3章 構造物の損傷要因推定と推定結果を考慮した最適設計

3.1 諸言

機械構造物は安全かつ安心して利用ができるよう、設計段階において十分な安全率を見込んで設計が為される。しかしながら、十分な安全性を考慮した製品であっても、使用中に不具合が生じることがある。例えば、突発的な要因により部品が損傷して使用不可に至るケースが挙げられる。主な要因は規定外の使用をして部品に無理な負荷がかかることである。事態改善のためには、損傷要因を推定して危険要因に関する評価を盛り込んだ構造設計を行う必要がある。あるいは推定結果に基づき使用者に危険な使い方に関する注意喚起を促す等の対応が必要である。損傷要因の推定に関し、リアルタイムで使用状況をモニタリングできる場合と、それが不可能な場合がある。本研究で扱うのは後者のようなモニタリング不可能な場合の損傷要因推定である。この場合、これまでに提案されている損傷要因検出法^{42)~44)}は利用できないので、別の手法により要因を推定する必要がある。本研究では、具体的な題材としてクレーンフックを扱う。

クレーンフックは吊り具の1つであり、建設現場において物資を吊るして運搬する際に利用されるものである。近年では油圧ショベルにクレーンフックを取り付けたクレーン機能付き油圧ショベルの導入が進んでいる。クレーン機能付き油圧ショベルは1台で掘削作業と吊り作業を行うことが可能である。クレーン機能付き油圧ショベルのサンプルを図3.1(a)に、バケット部分の拡大図を図3.1(b)に示す。また、図3.2(a)に実際のフック、(b)に損傷したフックの例を示す。図3.2(b)のように損傷して修理が必要となったフックでは、ラッチと呼ばれるストッパー部分が開いてしまっている。何らかの負荷により大きな変形が生じラッチがはずれたものと考えられるが、実際の荷重条件に関する記録は残されていないため、原因の特定が困難となっている。従って、クレーンフックのさらなる性能向上に向けた効果的な設計を行うためにはフックが損傷に至る際の負荷荷重を推定することが必要である。

構造物の損傷要因推定手法の1つとして、損傷部品の画像と有限要素モデルを比較することにより変形度合を評価する方法がある。変形した物体の画像と有限要素法による物理シミュレーションを付き合わせるという手法は医療画像に関する分

野で多く進められている⁴⁵⁾。本研究でも、有限要素法を用いて変形解析を行い、解析結果を集めてデータベース化し、画像中の損傷フックとの照合を行うことで荷重条件の推定を行なう。さらに、弾塑性変形解析を導入したデータベースを作成することにより、図 3.2(b)に示した永久変形が見られる損傷フックに対して作用した荷重の大きさを推定できるようにする。荷重の位置・方向の情報に、荷重の大きさを加えることで、より効果的な荷重条件の推定を行う。

本章の構成は以下のようにになっている。3.2 節では損傷推定法の概略を説明する。3.3 節ではクレーンフックの有限要素モデルを作成し、Load-Deformation データベースの紹介を行う。Load-Deformation データベースとは荷重条件と有限要素解析結果を記録したデータベースである。3.4 節では損傷したクレーンフックの画像から特徴点を抽出するための画像処理手法を説明する。3.5 節では荷重条件の同定を行うための評価規範を紹介する。同定結果については EM アルゴリズムを用いて整理する。3.6 節では実際の損傷フックに対して推定手法を適用し、推定結果は確率密度分布の形で示す。推定結果を基にした形状設計については 3.7 節で紹介する。3.8 節で結言を述べる。



(a) クレーンフックの付いた油圧ショベル (b) バケット部分の拡大図

図 3.1 油圧ショベルのサンプルとその拡大図



(a) クレーンフックの見本 (b) 損傷したクレーンフック
図 3.2 典型的なクレーンフックと損傷したクレーンフックの見本

3.2 損傷推定法の流れ

この章では、損傷要因推定作業の概略について説明する。損傷要因推定作業は以下の4つの手順から成る。

1. データベースの構築
2. 構造物の変形状態を画像から抽出
3. 評価指標の設定
4. データベースの検索

まず、有限要素法を用いて作成する力学データベースについて説明する。このデータベースでは、荷重条件（Loading condition）とそれに対応する変形状態（Deformation）の記録を行う。以下ではこのデータベースのことを、それぞれの頭文字をとってL-Dデータベースと呼ぶ。L-Dデータベースの構築は以下の手順から成る。

- (a) 対象とする構造物の有限要素モデルを作成する。
- (b) 有限要素モデルに荷重条件を与え、各節点の変位を計算する。
- (c) 変形後の各節点位置を記録する。

様々な荷重条件に対して節点の変位を計算し、変形後の節点位置を記録していくことによりL-Dデータベースを構築する。

損傷した構造物の画像から変形状態を抽出するための手法について説明する。損傷部品の画像に対して以下の操作を施す。

- (a) 画像内から構造物に対応する部分を切り出す。

(b) 構造物の概形を折れ線あるいは多角形で近似する。

(c) 構造物の変形状態を表現するための特徴的な点（特徴点）を選択する。

操作(c)における特徴点の抽出法については3.4節で具体的に述べる。

有限要素モデルと画像情報との一致度合を計る評価指標について説明する。有限要素モデルでは、物体表面上にある節点の位置を用いて形状を表現する。また、画像では特徴点の位置を用いて形状を表現する。ただし、有限要素モデルにおいて形状表現に用いられる節点数と画像から得られた特徴点の数は一般に一致しない。また、有限要素モデルは常に同じ初期状態を基準として形状表現可能であるが、画像においては撮影する機器の位置・姿勢により、画像内の構造物に回転やスケールの変化が生じる場合がある。このような環境的要因を抑えるため、回転や拡大・縮小で不変な量を指標とすることが好ましいといえる。本稿では、このような仕様を満たす評価規範の中で、幾何モーメントを用いる。幾何モーメントについては3.5節で説明する。

損傷要因推定作業の最後の手順は、幾何モーメントを評価規範として、類似した形状をL-Dデータベース内で検索することである。対応するデータが見つければ、L-Dデータベースに記録されている荷重条件を参照することにより、損傷構造物に作用した荷重を知ることができる。損傷要因推定作業の流れを図3.3に示す。

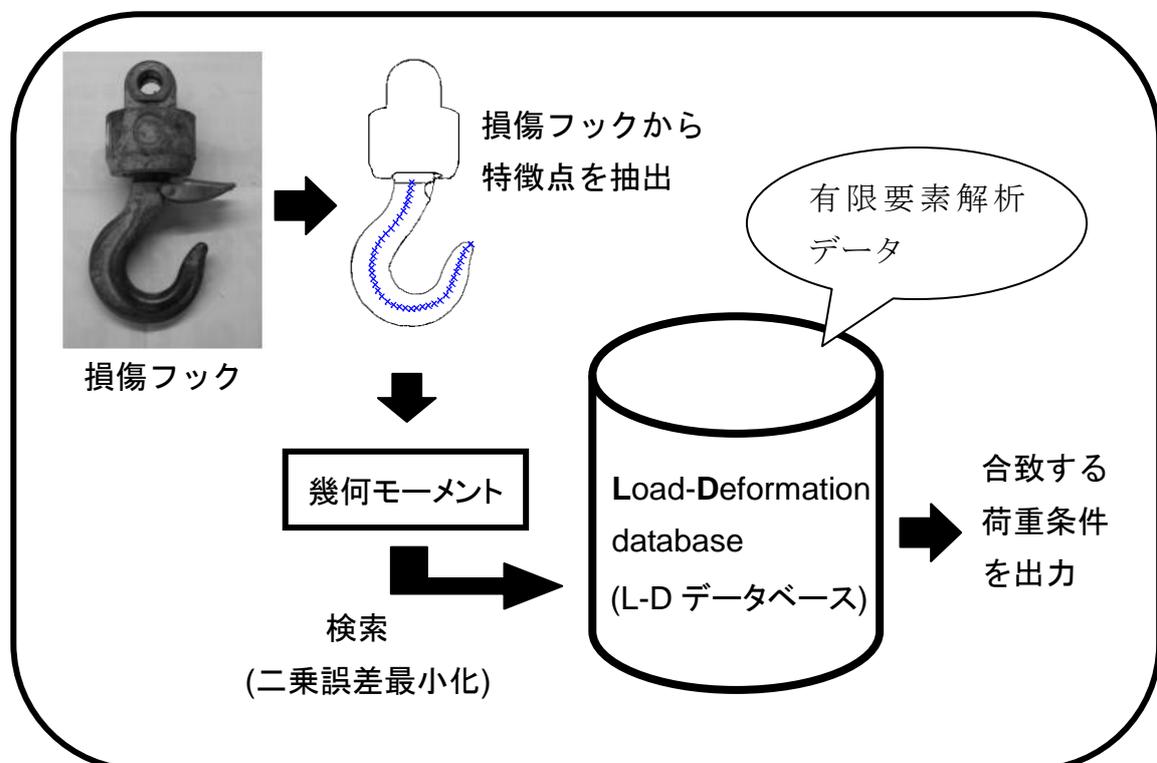


図 3.3 損傷要因推定作業の流れ

3.3 クレーンフック用 L-D データベースの構築

L-D データベースを構築するための有限要素モデルの作成及び弾塑性解析について説明する．次に，有限要素解析を行う際の各種パラメータの設定について述べる．最後に，L-D データベースを構築する際の荷重条件の設定を紹介する．

3.3.1 クレーンフックの FEM モデルの作成

有限要素モデルは，実際の設計図を元にして作成する．図 3.4 はフックの設計図のサンプルである．図中の 2 箇所において断面の形状が影つきで示されている．1 つは最下部の中心に位置する点 D であり，吊り作業においてワイヤーやロープを吊り下げる場所に相当するので“吊り点”と呼ばれている．もう 1 つは左側に膨らんだ場所 C であり，大きな応力が生じることから危険断面と呼ばれている．「T 型断面」と呼ばれるこれらの形状は専門技術者の知見に基づき得られたものである．

図 3.5 左側の図は，図 3.4 を参照し 1 次元要素を用いて作成した概念的な有限要素モデルを示している．ラッチと呼ばれるストッパー部については，強度に関する役割がほとんど無いので有限要素モデルでは省略している．各要素は図 3.5(b)に示すように複数の層で構成されており，層の数を記号 N_d で表す．要素断面の高さを“ h ”で表し，各層の高さは均等分割する．各層の幅は“ b_i ” ($i=1, \dots, N_d$) で指定する．幅 b_i を変化させることにより様々な断面形状を表現することができる．また，解析モデルは N_e 個の要素で構成されている．図 3.5 右側の図は実際に 1 次元要素を用いて構築した有限要素モデルを示したものである．危険断面に対応する箇所を示す点 C と吊り点 D に対応する断面の形状を横に示している．各要素の断面は長方形を積み重ねた層構造で作成している．

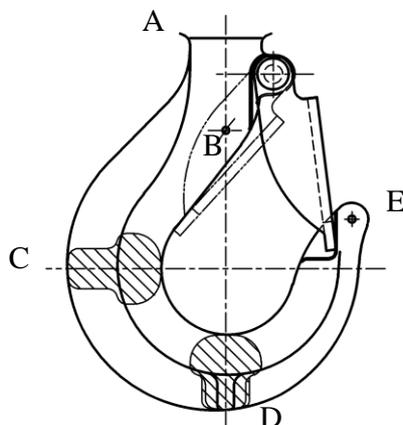


図 3.4 クレーンフックの設計図

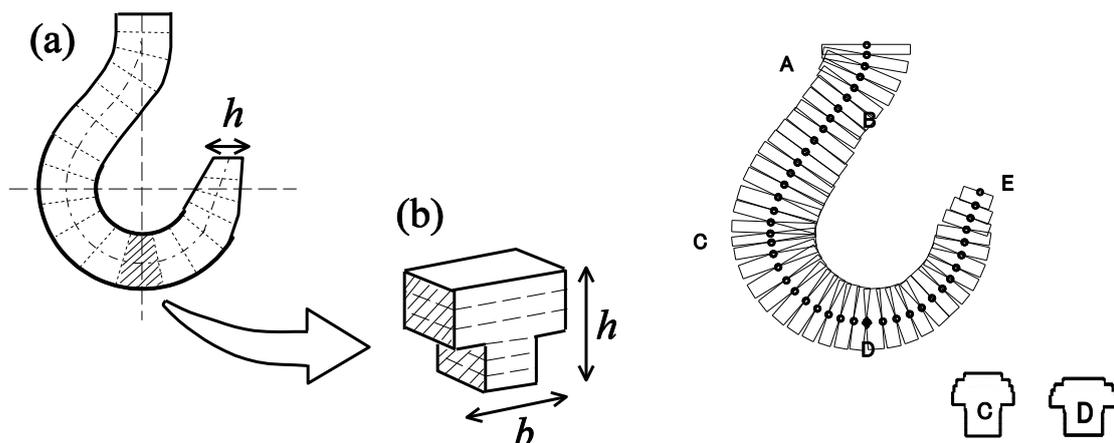


図 3.5 概念的な有限要素モデルと設計図を参照して作成した解析用の有限要素モデル

次に弾塑性解析について説明する．はじめに，線形弾性解析⁴⁶⁾におけるつり合い式を以下の式で表現する．

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{U} \quad (3.1)$$

ここで， \mathbf{F} 、 \mathbf{K} 、 \mathbf{U} は荷重ベクトル，剛性行列，変位ベクトルである．特定の荷重ベクトルと境界条件が与えられれば，式(3.1)より対応する変形を計算することができる．有限要素解析を永久変形に対応させるため，弾塑性解析を導入する．弾塑性解析で用いる応力ひずみ曲線の図を図 3.6 に示す．横軸がひずみ ε ，縦軸が応力 σ を表している．今回用いる応力ひずみ曲線は 2 本の折れ線で構成している．図中で E_1 、 E_2 、 $\bar{\sigma}$ はヤング率（縦弾性係数），接線係数，降伏応力を表している．破線は除荷過程を表しており，線の傾きはヤング率 E_1 に等しいものとする．有限要素モデルの変位を計算するため，増分解析法⁴⁷⁾を利用する．つり合い式の増分形を以下のように表記する．

$$\Delta\mathbf{F} = \mathbf{K}_t\Delta\mathbf{U} \quad (3.2)$$

ここで， $\Delta\mathbf{F}$ 、 \mathbf{K}_t 、 $\Delta\mathbf{U}$ は荷重ベクトル，接線剛性行列，変位増分ベクトルである．接線剛性行列 \mathbf{K}_t は，線形弾性解析の剛性行列 \mathbf{K} に相当するものである．接線剛性行列は，荷重の微小変化と変位の微小変化を結びつけるものであるが，変位 \mathbf{U} の関数となっていることにも注意しなければならない．従って，行列 \mathbf{K}_t は以下のような関係を有している．

$$\mathbf{K}_t = \mathbf{K}_t(\mathbf{U}), \quad \mathbf{K}_t(\mathbf{0}) = \mathbf{K} \quad (3.3)$$

最終的な変位は変位増分の和により求められる．

$$U = \sum \Delta U \quad (3.4)$$

降伏条件の判定プロセスでは、レイヤー手法⁴⁸⁾を利用する。この手法では、各要素の断面を構成している層毎に降伏条件の判定を行う。具体的には、各層の中央における応力値が降伏応力に達すれば、層全体が降伏したものと見なす。従って、各有限要素の剛性値は降伏した層の割合に応じて変化する。尚、要素の剛性値は図 3.6 に示した応力ひずみ関係に従って決定される。

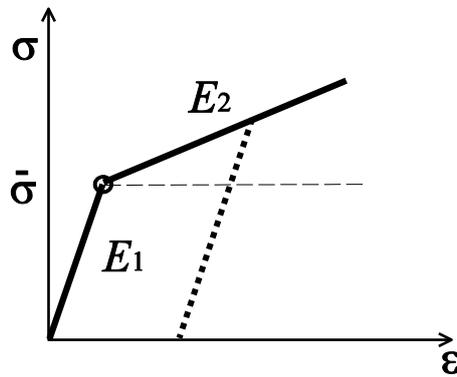


図 3.6 応力ひずみ関係の折れ線近似モデル

3.3.2 有限要素モデルの物理パラメータの同定

図 3.6 に示したように、応力ひずみ曲線にはヤング率 E_1 、接線係数 E_2 、降伏応力 $\bar{\sigma}$ という決定すべき3つのパラメータが存在する。これら応力ひずみ曲線に関するパラメータの値は、引張試験の測定データに基づいて決定する。以下、測定の手順について説明する。無負荷の状態では、図 3.7 に示した点 BE 間の距離を測定する。この距離を \overline{BE} と表記する。次に点 D で示した吊り点の部分に鉛直方向の荷重を作用させる。このときの点 BE 間の距離を測定し、荷重を負荷していない状態の BE 間の距離 \overline{BE} との差（変化分）を計算する。負荷する荷重の大きさを変えていき、対応する BE 間距離の変化分を記録したものが図 3.8 である。横軸は BE 間距離の変化分、縦軸は負荷した荷重の大きさを表している。データ点のばらつきはあるものの、120[kN]程度の荷重で塑性変形が起きていることがわかる。対象としているフックの定格荷重は 29[kN]であり、定格荷重内の大きさの荷重ならば弾性変形の

範囲内であるといえる。

引張試験の結果から物理パラメータを決定するため、最小二乗誤差問題として定式化を行う。引張試験の結果において i 番目の大きさの荷重に対する BE 間距離の変化分を y_i と表記する。また、同じ i 番目の大きさの荷重を有限要素モデルに適用し、解析の結果得られる BE 間距離の変化分を \hat{y}_i と表記する。以上の設定の下、物理パラメータを決定するための最小二乗誤差問題を次式で定式化する。

$$\text{Minimize } \sum_i (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad \text{with respect to } E_1, E_2, \bar{\sigma} \quad (3.5)$$

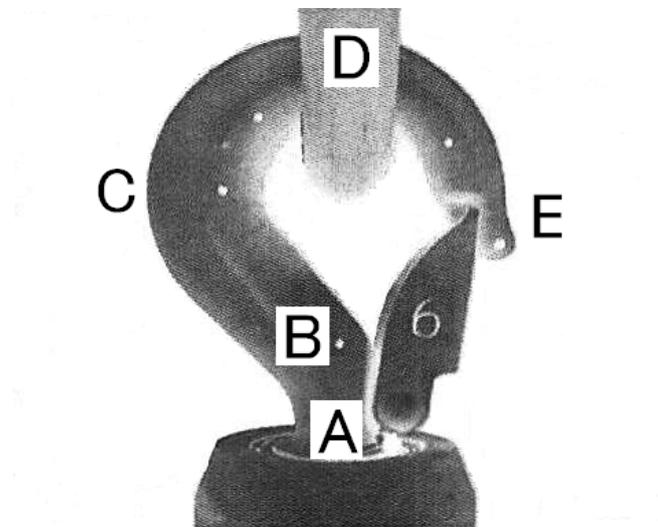


図 3.7 引張試験の図

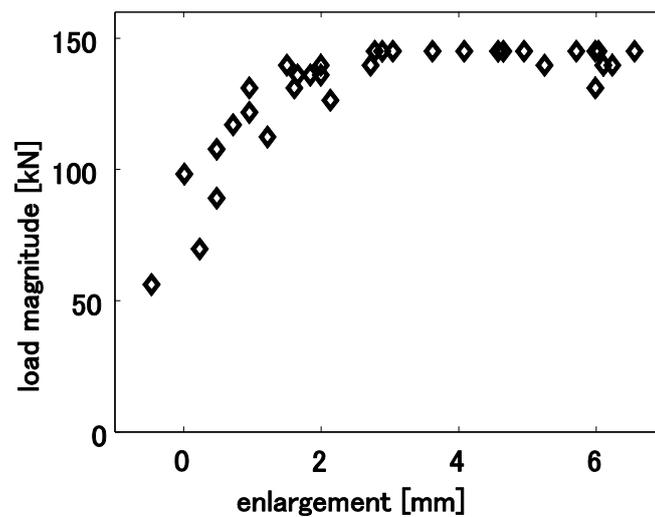


図 3.8 荷重の大きさと BE 間距離の変化分の関係

表 3.1 はパラメータ値の候補と誤差最小化の結果を示したものである。この結果は全探索により得られたものであり、最下段に得られたパラメータ値を示している。以下では、有限要素解析においてこれらのパラメータ値を使用する。

表 3.1 パラメータ値の候補と決定した値

	E_1 [GPa]	E_2 [GPa]	$\bar{\sigma}$ [MPa]
範囲	180 ~ 280	0.1 ~ 50	100 ~ 400
候補	180	0.1	100
	190	0.5	125
	200	1	150
	⋮	5	⋮
	270	10	375
	280	50	400
最適値	260	1	200

3.3.3 L-D データベースの構築

L-D データベースは、様々な荷重条件と対応する変形状態が記録されたデータの集まりである。L-D データベースには以下の情報が記録される。

- 解析番号
- 有限要素モデルに作用させる荷重条件
 - 荷重を作用させる節点
 - 荷重の大きさ
 - 荷重の方向
- 変形後の節点位置

L-D データベースに記録する情報について具体的に説明する。図 3.9 は荷重を作用させる節点と荷重方向を示している。有限要素モデルは 42 の要素と 43 の節点から成る。荷重を作用させる節点の候補は 21 番から 37 番までの 9 つであり、その一覧は [21, 23, 25, 27, 29, 31, 33, 35, 37] となっている。荷重の方向は -180° (左方向) から 0° (右方向) までの 7 パターンを考える。 -90° は鉛直下向きを表している。尚、方向ベクトルは全体座標系で定義されたものである。作用させる荷重の大きさにつ

いては 20[kN]から 140[kN]まで 20[kN]きざみで 7 通り設定した. 定格荷重 (29[kN]) に対する比は 0.69 から 4.82 である. 荷重条件の候補すべての組み合わせ (441 通り) について有限要素解析を行い, 変形後の節点位置を記録していくことにより L-D データベースを構築する.

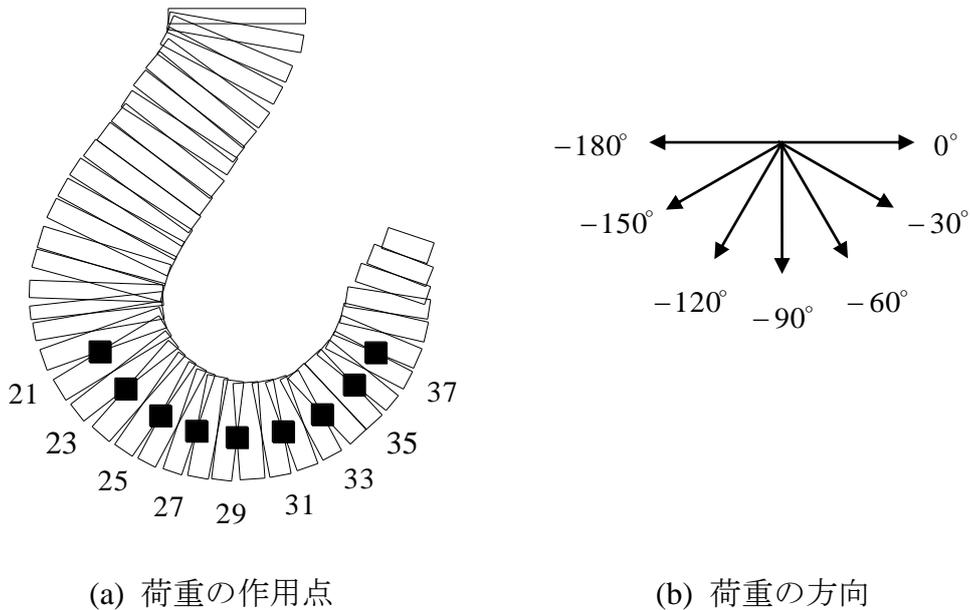


図 3.9 荷重条件の図示 (荷重の作用点と荷重方向)

3.4 損傷フックの変形状態抽出

この節では, 画像情報からフックの形状を表現する特徴点を抽出する方法について説明する. 初めに, 画像からフックの概形 (輪郭) を取り出すまでの画像処理プロセスを紹介する. 次に, フック概形の画像から変形状態を表す特徴点を抽出するアルゴリズムについて述べる.

3.4.1 画像処理の流れ

損傷したフックの画像を図 3.10(a)に示す. この画像は 256 階調のグレースケールで表示されている. 図 3.10(a)の画像に対して, Sobel フィルタ⁴⁹⁾処理を施した結果を図 3.10(b)に示す. Sobel フィルタは, 幅広く利用されているエッジ検出用ツールの一つである. 図 3.10(b)を見ると, フックの輪郭が概ね検出されているが, 輪郭が途切れたり, ノイズ成分が散在している. 手作業により, ノイズ成分を除去し,

途切れた輪郭部分をつなぎ合わせた画像を図 3.10(c)に示す。

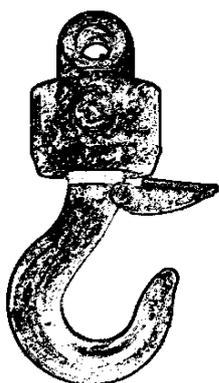
処理の過程をわかりやすくするために、図 3.10(c)の画像からフックの輪郭のみを取り出した画像を図 3.11(a)に示す。図 3.11(a)の画像からラッチ部分を手作業で取り除いた画像が図 3.11(b)である。この画像のフック基部の部分拡大して示した図が図 3.11(c)である。矢印で示したように、輪郭線をたどって行くときに水平方向から垂直方向へと切り替わる点をフックの基部を表す点とする。図 3.11(d)はフック先端部分の拡大画像である。図の中には、フック先端部分の上端を通る直線と右端を通る直線が示されている。これらの直線の交点から左下 45° 方向に進んだときに、最初に遭遇する輪郭上のピクセルをフック先端部に対応する点とする。この点を境界としてフック内側と外側を区別する。



(a) 損傷フックの画像

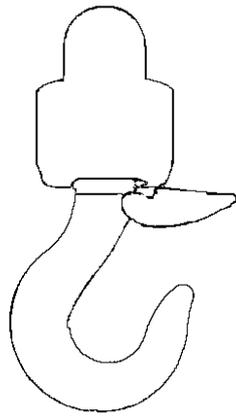


(b) フィルター処理した画像

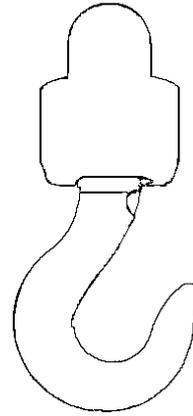


(c) ノイズ成分を除去した画像

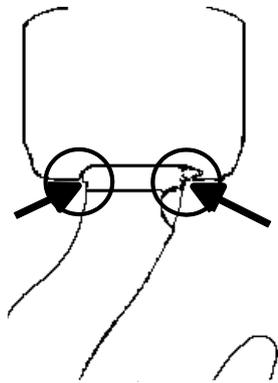
図 3.10 フックの輪郭を取り出すための画像処理の流れ



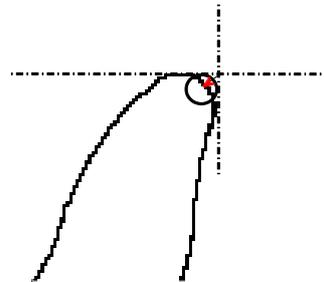
(a) 輪郭画像 (ラッチ付き)



(b) 輪郭画像 (ラッチ無し)



(c) フックの基部



(d) フックの先端

図 3.11 フックの基部と先端を決定する過程

3.4.2 形状表現のための特徴点抽出

特徴点の検出作業は2つのステップから成る. はじめのステップは内側の領域と外側の領域を区別する境界線を決定することである. 2つ目のステップは境界線上から特徴点を選択することである. はじめのステップの準備として, 概形 (輪郭) を2つの部分に分割する. 一つは内側の輪郭であり, もう一つは外側の輪郭である. フック先端の点からたどり始めて上側を内側の輪郭, 下側を外側の輪郭とする. 境界線を決定するために概形 (輪郭) 線の dilation 処理⁵⁰⁾を利用する. dilation 処理の各サイクルにおいて, 内側の領域に隣接するピクセルには内側の領域を表すラベルを付け, 外側の領域に隣接するピクセルには外側の領域を表すラベルを付ける. 5サイクル経過後の結果を図 3.12(a)に示す. 内側の領域は明るい灰色で表示されてお

り、外側の領域は暗い灰色で示されている。内側の領域と外側の領域が出会うまで **dilation** 処理を続ける。ただし、内側の領域と外側の領域が同時に出会うわけではない。この点について、内側の領域と外側の領域が隣り合うまたは重なるピクセルが現れた場合、そのピクセルには **dilation** 処理によるラベル付けを行わないようにする。**dilation** 処理が終了した時点の結果を図 3.12(b)に示す。内側の領域と外側の領域の境界上にあるピクセルを繋げていくことにより境界線を決定する。

特徴点を決定する 2 つ目のプロセスとして、得られた境界線上から特徴点を選択する。今回は単純に境界線を N_f 個に等分割し、分割点を特徴点として選ぶ。選択された特徴点の見本を図 3.12(c)に ‘×’ で示す。

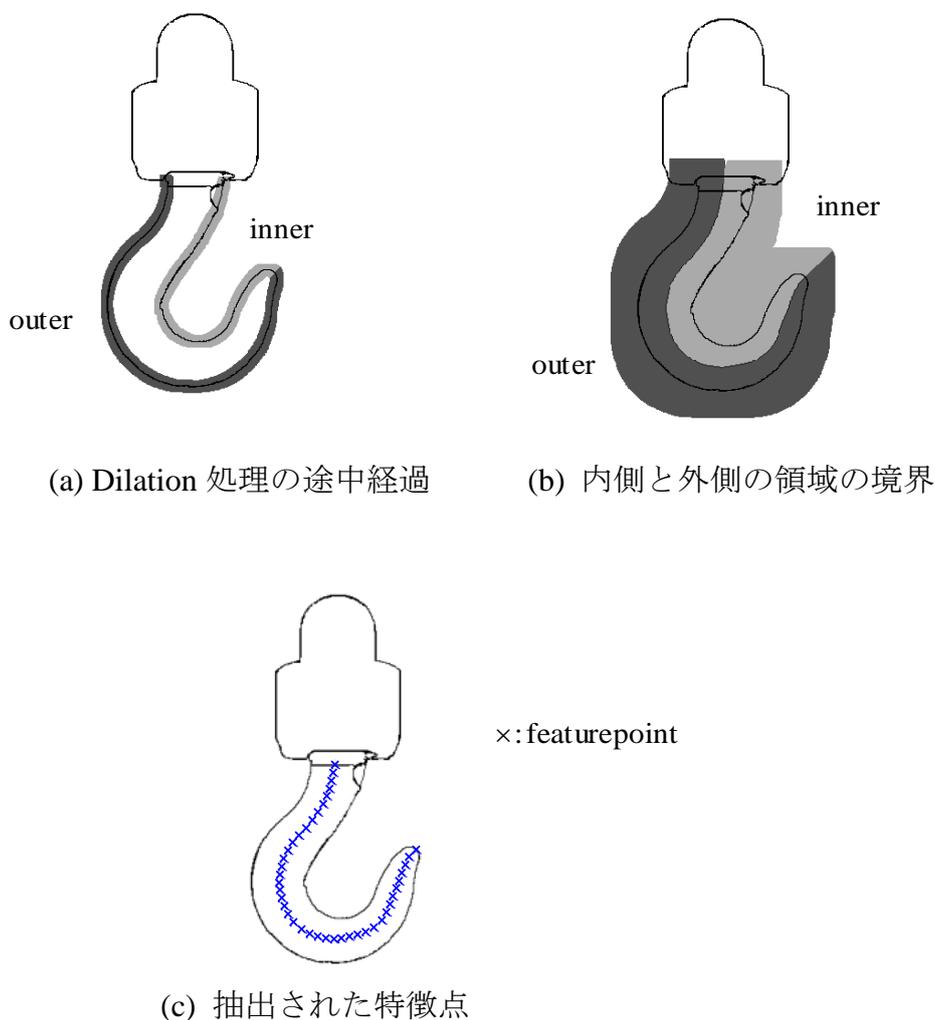


図 3.12 特徴点の抽出過程

3.5 荷重条件の同定法

損傷フックに作用した荷重を推定する手法について述べる。はじめに L-D データベースに記録されている節点位置の情報と損傷フックの画像から抽出した特徴点を対応付けるための指標について述べる。次に L-D データベースから適切な荷重条件を探すための探索問題を定式化する。最後に推定された荷重条件を統計的に処理するためのアルゴリズムを説明する。

3.5.1 幾何モーメント

L-D データベースでの検索に利用する評価指標について述べる。一般的に有限要素解析で用いられる座標系と画像処理で用いられる座標系が一致するとは限らない。フックの変形状態を記述するのであれば、座標変換の影響を受けにくい表現法が望ましい。本研究では幾何モーメントを用いる。幾何モーメントは点群の分布度合を示す指標であり次式で与えられる。

$$m_{pq} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M (x_i - \bar{x})^p (y_i - \bar{y})^q, \quad p+q=n \quad (3.6)$$

ここで、 p, q は指数 ($p+q$ はモーメントの次数) を表しており、 (x_i, y_i) は i 番目の節点あるいは特徴点の位置、 M は点の総数である。ただし、 (x_i, y_i) の値については、フック基部の長さを 1 として正規化した値を使用する。また、 \bar{x}, \bar{y} は次式で求める。

$$\bar{x} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M x_i, \quad \bar{y} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M y_i \quad (3.7)$$

各次数の幾何モーメントを並べてベクトルの形式で次のように表記する。

$$\mathbf{m} = [m_{10} \quad m_{01} \quad \cdots \quad m_{0n}]^T \quad (3.8)$$

L-D データベースに記録されている i 番目の変形情報に対応する幾何モーメントベクトルを ${}^L\mathbf{m}^{(i)}$ と表す。また、損傷画像から抽出した特徴点に対応する幾何モーメントベクトルを ${}^M\mathbf{m}$ で表す。

3.5.2 荷重条件の同定手法

L-D データベース内のデータ検索処理は以下の評価関数に基づいて行う。

$$e = (\mathbf{L}^D \mathbf{m}^{(i)} - \mathbf{L}^M \mathbf{m})^T \mathbf{W} (\mathbf{L}^D \mathbf{m}^{(i)} - \mathbf{L}^M \mathbf{m}) \quad (3.9)$$

ここで、 \mathbf{W} は各次数の幾何モーメントに対する重みを表す行列である。この関数は、L-D データベースに記録されている節点に関する幾何モーメントと損傷フックの画像から抽出した特徴点に関する幾何モーメントの類似性を評価している。本研究では、3次までの幾何モーメントを評価対象とし、重み行列 \mathbf{W} (行列のサイズは 9×9) は以下のように設定した。

$$\mathbf{W} = \text{diag}[10 \ 10 \ 1 \ 1 \ 1 \ 0.1 \ 0.1 \ 0.1 \ 0.1] \quad (3.10)$$

重みの値は試行錯誤的に決定したものであり、低次のモーメントを重視している。荷重条件の決定について以下の最小化問題として定式化する。

$$\text{Minimize } e \quad \text{with respect to } i \quad (3.11)$$

ここで i は L-D データベースの解析番号である。解を見つければ、変形に対応する荷重条件、すなわち、荷重が作用した節点、荷重の大きさ、荷重の方向を知ることができる。

3.5.3 EM アルゴリズム

様々な損傷フックに対して荷重条件の推定を行えば、多様な荷重条件が得られる。しかしながら、推定の精度が必ずしも均一であるとは限らない。このため、荷重条件（荷重の作用する節点、荷重の方向、荷重の大きさ）に関してヒストグラムを作成しても、その中には推定の誤差がノイズ的な成分として含まれていることになる。推定の不確かさを含んでいると考えられる多様な荷重条件のパターンから傾向を得るために、推定結果を統計的な形式で表現する。本研究では、結果を確率密度関数の形でまとめることにし、実装は EM アルゴリズム^{51),52)}を用いる。

EM (Expectation Maximization) アルゴリズムは、潜在変数を持つ確率モデルの最尤解を求めるための一般的な手法である。ここで、潜在変数とはデータの観測において実際には値が見えない変数のことを指している。観測変数 χ と潜在変数 \mathbf{G} の同時分布 $p(\chi, \mathbf{G} | \boldsymbol{\theta})$ が与えられていて、パラメータ $\boldsymbol{\theta}$ で支配されているとする。アルゴリズムの目的は尤度関数 $p(\chi | \boldsymbol{\theta})$ を $\boldsymbol{\theta}$ について最大化することであり、以下のようまとめられる。

1. パラメータの初期値 $\boldsymbol{\theta}^{\text{old}}$ を選ぶ。
2. E ステップ $p(\mathbf{G} | \chi, \boldsymbol{\theta}^{\text{old}})$ を計算する。
3. M ステップ 次式で与えられる $\boldsymbol{\theta}^{\text{new}}$ を計算する。

$$\boldsymbol{\theta}^{\text{new}} = \arg \max_{\boldsymbol{\theta}} Q(\boldsymbol{\theta}, \boldsymbol{\theta}^{\text{old}}) \quad (3.12)$$

ただし

$$Q(\boldsymbol{\theta}, \boldsymbol{\theta}^{\text{old}}) = \sum_{\mathbf{G}} p(\mathbf{G} | \boldsymbol{\chi}, \boldsymbol{\theta}^{\text{old}}) \ln p(\boldsymbol{\chi}, \mathbf{G} | \boldsymbol{\theta}) \quad (3.13)$$

4. 対数尤度関数またはパラメータ値のいずれかについて、収束条件が満たされているか調べ、満たされていないならば

$$\boldsymbol{\theta}^{\text{old}} \leftarrow \boldsymbol{\theta}^{\text{new}}$$

を実行し、ステップ2に戻る。

尚、ステップ3において $Q(\boldsymbol{\theta}, \boldsymbol{\theta}^{\text{old}})$ は、任意のパラメータ値 $\boldsymbol{\theta}$ についての対数尤度 $\ln p(\boldsymbol{\chi}, \mathbf{G} | \boldsymbol{\theta})$ の期待値を表している。

本研究では、確率密度関数として混合ガウス分布を仮定する。この確率密度関数は K 個のガウス分布の線形結合で構成されており、次式で表される。

$$P(\boldsymbol{\chi}) = \sum_{k=1}^K \pi_k N(\boldsymbol{\chi} | \boldsymbol{\mu}_k, \mathbf{V}_k), \quad 0 \leq \pi_k \leq 1, \quad \sum_{k=1}^K \pi_k = 1 \quad (3.14)$$

$$N(\boldsymbol{\chi} | \boldsymbol{\mu}, \mathbf{V}) = \frac{1}{(2\pi)^{D/2} |\mathbf{V}|^{1/2}} \exp\left\{-\frac{(\boldsymbol{\chi} - \boldsymbol{\mu})^T \mathbf{V}^{-1} (\boldsymbol{\chi} - \boldsymbol{\mu})}{2}\right\} \quad (3.15)$$

ここで π_k は混合係数、 $\boldsymbol{\mu}$ は平均値ベクトル、 \mathbf{V} は分散共分散行列、 D はデータの次元である。パラメータベクトル $\boldsymbol{\theta}$ は $\boldsymbol{\theta} = [\pi_k, \boldsymbol{\mu}_k, \mathbf{V}_k]$ で表される。観測したデータ集合 $\{\boldsymbol{\chi}_1, \boldsymbol{\chi}_2, \dots, \boldsymbol{\chi}_N\}$ に混合ガウス分布をあてはめる問題を考える場合、EMアルゴリズムは以下のように具体的なアルゴリズムとして実装される。

1. 平均 $\boldsymbol{\mu}_k$ 、分散共分散 \mathbf{V}_k 、そして混合係数 π_k を初期化し、対数尤度の初期値を計算する。
2. Eステップ 現在のパラメータ値を使って、次式の負担率を計算する。

$$\gamma(g_{nk}) = \frac{\pi_k N(\boldsymbol{\chi}_n | \boldsymbol{\mu}_k, \mathbf{V}_k)}{\sum_{j=1}^K \pi_j N(\boldsymbol{\chi}_n | \boldsymbol{\mu}_j, \mathbf{V}_j)} \quad (3.16)$$

ここで、 g_{nk} は潜在変数の集合 \mathbf{G} の中の n 番目のデータ及び k 番目のガウス分布に対応している。

3. Mステップ 現在の負担率を使って、次式でパラメータ値を再計算する。

$$\boldsymbol{\mu}_k^{\text{new}} = \frac{1}{N_k} \sum_{n=1}^N \gamma(g_{nk}) \boldsymbol{\chi}_n \quad (3.17)$$

$$\mathbf{V}_k^{\text{new}} = \frac{1}{N_k} \sum_{n=1}^N \gamma(g_{nk}) (\boldsymbol{\chi}_n - \boldsymbol{\mu}_k^{\text{new}})(\boldsymbol{\chi}_n - \boldsymbol{\mu}_k^{\text{new}})^T \quad (3.18)$$

$$\pi_k^{\text{new}} = \frac{N_k}{N} \quad (3.19)$$

4. 対数尤度

$$\ln p(\boldsymbol{\chi} | \boldsymbol{\mu}, \mathbf{V}, \boldsymbol{\pi}) = \sum_{n=1}^N \ln \left\{ \sum_{k=1}^K \pi_k N(\boldsymbol{\chi}_n | \boldsymbol{\mu}_k, \mathbf{V}_k) \right\} \quad (3.20)$$

を計算し、パラメータ値の変化または対数尤度の変化を見て収束性を確認し、収束基準を満たしていなければステップ2に戻る。

アルゴリズムが収束すれば観測データに対応した混合ガウス分布を得ることができる。ただし、混合ガウス分布に最尤推定を適用するに際し、特異性の存在に起因する問題があることに注意を払う必要がある。例えば、混合分布の j 番目の混合要素の平均 $\boldsymbol{\mu}_j$ が1つのデータ点とちょうど等しい、すなわちある n について $\boldsymbol{\mu}_j = \boldsymbol{\chi}_n$ であるとする。この場合、対応する分散が0に近づくことから対数尤度関数が無限大に発散してしまう。このように1つのガウス分布要素が特定のデータ点で「つぶれてしまう」発散の問題が起こりうる。この特異性を避ける方策として、混合分布のガウス要素の一つがつぶれそうになったときには、その平均値をランダムな値に、そして分散を大きな値に設定し直してアルゴリズムを再開する。

3.6 損傷要因推定

これまでの節で説明した手法を実際の損傷フックの画像に適用し、荷重条件の推定を行う。初めに、荷重条件が既知である引張試験の画像を用いて、今回提案した手法の精度・有効性を確認する。次に、損傷フックの画像に対して荷重条件の推定を行った結果を紹介する。そして、複数の損傷フックに対する推定結果を入力データとして、EMアルゴリズムを用いることにより得られた確率密度分布を紹介する。

3.6.1 引張試験における荷重条件の推定

今回提案した推定手法の精度について確認する。確認作業のため、荷重条件が既知である引張試験時の画像を用いて推定を行う。図 3.13(a)は無負荷の状態では撮影された画像である。尚、結果の表示と対応させるため上下反転させて表示している。図 3.13(b)は引張試験機を用いて吊り点‘D’の部分に 140[kN]の荷重を負荷させた時点で撮影された画像である。図 3.13(a)の画像と比較すると、フック先端部とラッ

チの接触部分がずれていることが確認できる。即ち、荷重が負荷されたことによりフックが変形していることがわかる。図 3.13(b)から手作業によりラッチや引張試験機に相当する部分を取り除き、輪郭を抽出したものを図 3.13(c)に示す。この画像に 3.4 節の手法を適用して特徴点の抽出を行い、幾何モーメントを計算する。

最小化問題(3.11)を解き、得られた解に対応する L-D データベース内の荷重条件を図示したものが図 3.14 である。荷重条件の各成分（荷重の作用する節点、荷重の大きさ、荷重の方向）を図の右側に併記している。荷重作用位置、荷重方向共にやや左寄りとなり、荷重の大きさは実際の荷重よりやや小さいという結果になった。

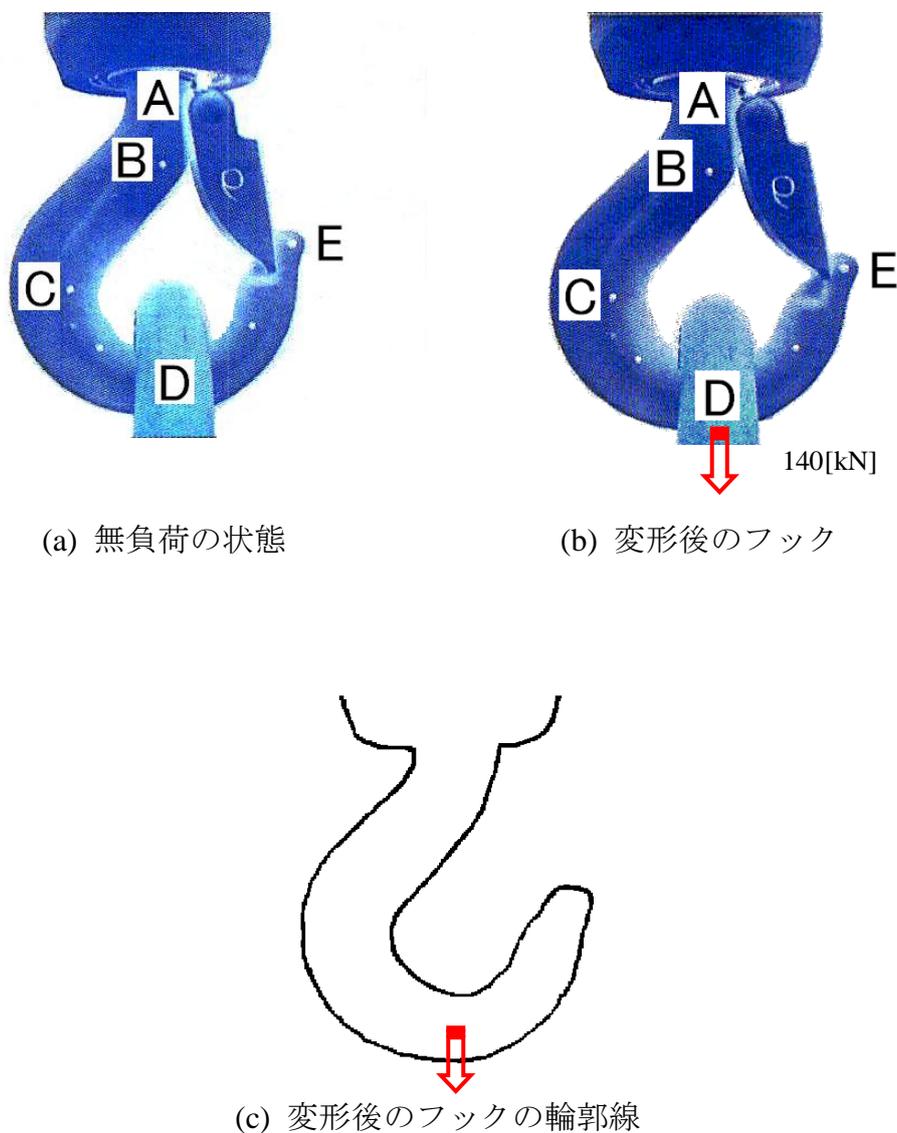


図 3.13 引張試験の画像を用いた場合の輪郭抽出プロセス

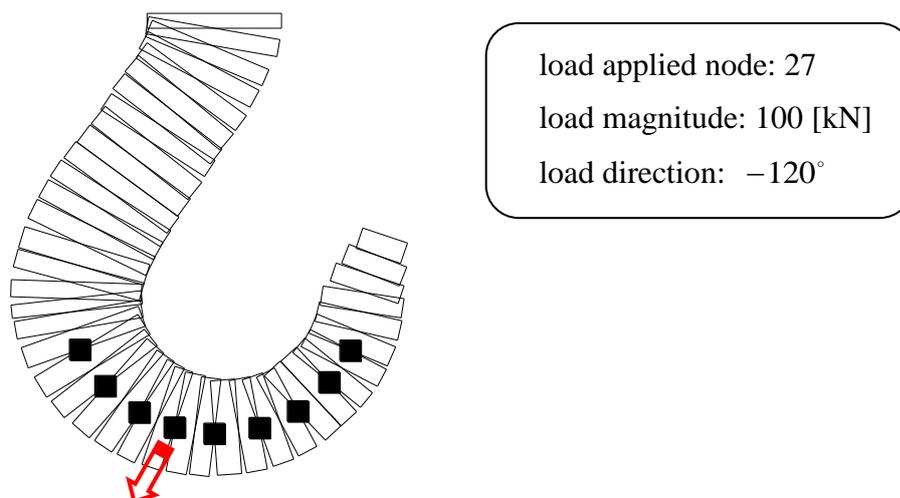


図 3.14 引張試験の画像から推定された荷重条件

この推定結果については、「引張試験の画像から抽出した形状データについて L-D データベースで検索したところ、吊り点部分の節点に下向き 140[kN]の荷重を作用させたときの変形状態よりも、吊り点より左側の節点に斜め左向き 100[kN]の荷重を作用させたときの変形状態の方が、式(3.9)の指標に関して差異が少なかった」ということになる。この要因として、有限要素モデルのモデル化誤差、画像処理で特徴点を抽出する作業における誤差などが考えられる。しかしながら、どの工程に含まれる誤差の影響が最も大きいかということについてははっきりしたことは分かっていない。以下の推定結果では、引張試験の画像で確認した程度の誤差（荷重条件の差異）が生じ得ることを予め断っておく。

3.6.2 推定例

3つの損傷フックの画像に対し荷重条件の推定を行った結果について述べる。初めのサンプルとして図 3.11(b)に示した画像の荷重条件推定を行う。フックの変形状態を表現するための特徴点は図 3.12(c)に示しており、これらの特徴点に関する幾何モーメントを計算し、最小化問題(3.11)を解くことで L-D データベースから最適な荷重条件を探し出す。同定結果を図で表現したものを図 3.15 に示す。推定された荷重を矢印で表しており、荷重作用点、荷重の大きさ、荷重方向について図の右側に併記している。図を見ると荷重作用点は吊り点から右側に寄っている。荷重の大きさは 100[kN]となっており、これは定格荷重の3倍を超える大きさである。荷重方向も右寄りになっている。推定結果をまとめると、吊り点より右側の部分に右方

向の荷重が作用しており，物体を引きずるような荷重が作用したと考えられる。

次に2つ目の荷重条件推定結果について述べる。損傷したフックの画像を図 3.16 左側に示す。図 3.11(b)の損傷例と同じように，フックに伸び変形が起こり，ラッチ部分が開いたままになっている。この損傷フックの画像に対して荷重条件推定を行った結果を図 3.16 右側に示す。荷重について示した矢印を見ると，吊り点の右横の節点に，120[kN]の大きさの鉛直下向き荷重が作用したと言える。初めの損傷フックの推定結果と比較すると，下向きに大きな荷重が作用している。非常に重いものを引き上げようとしてフックに無理な負荷がかかったと考えられる。

最後に3つ目の荷重条件推定結果について述べる。損傷したフックの画像を図 3.17 左側に示す。損傷の現象については，これまでの損傷例同様，フックに伸び変形が起こり，ラッチ部分が開いた状態である。この損傷フックの画像に対して荷重条件推定を行った結果を図 3.17 右側に示す。各荷重条件の要素（荷重作用点，荷重の大きさ，荷重方向）は図の右側に併記している。荷重について示した矢印を見ると，吊り点より右寄りの節点に，120[kN]の大きさの荷重が右下方向に作用したと言える。重いものを引きずるような荷重が作用したことによりフックが損傷に至ったと考えられる。

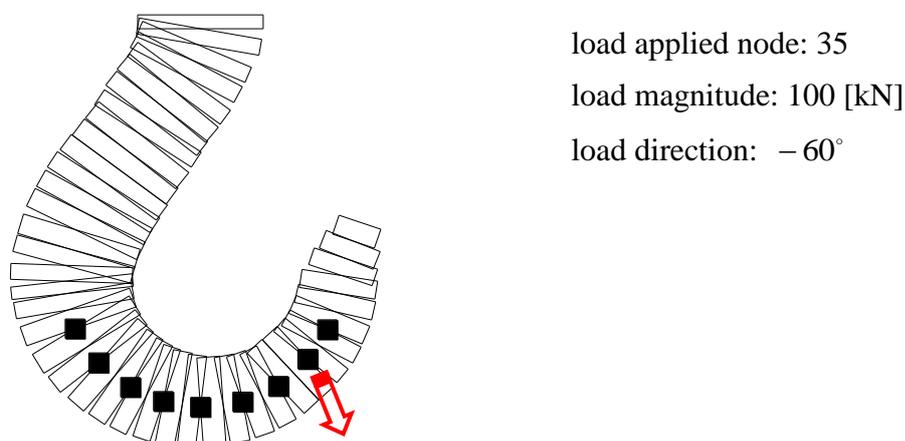


図 3.15 損傷したフックの画像（図 3.10(a)）から推定した荷重条件

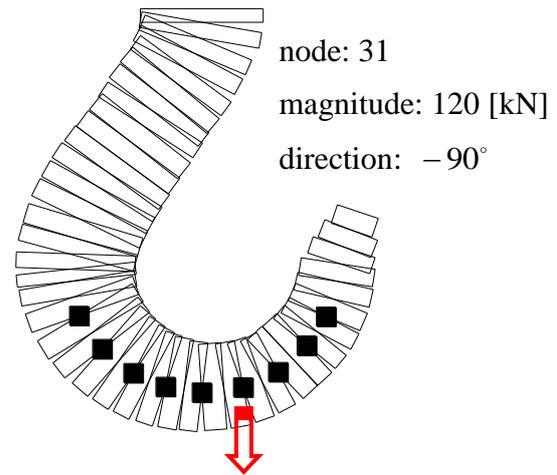


図 3.16 損傷したフックの画像及び推定した荷重条件 (3 例の内 2 例目)

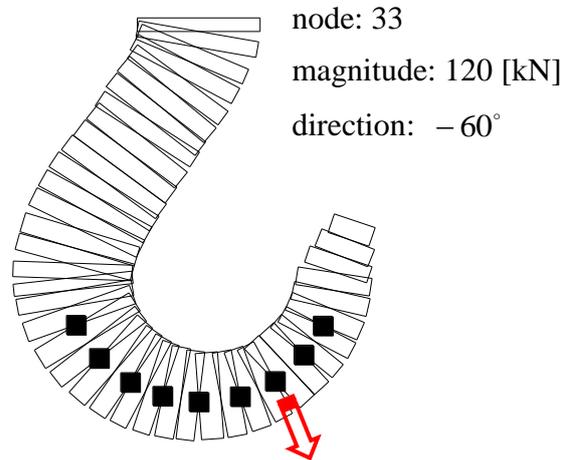
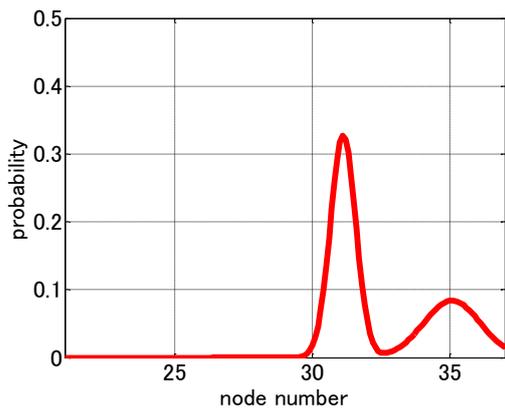


図 3.17 損傷したフックの画像及び推定した荷重条件 (3 例の内 3 例目)

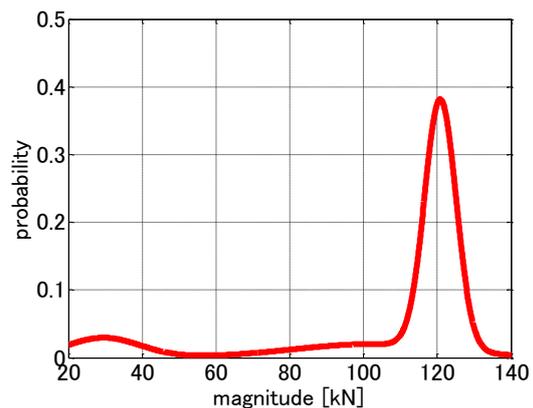
3.6.3 EM アルゴリズムによる推定結果

損傷フックのサンプル 12 例に対して荷重条件の推定を行った。これらの推定結果から荷重条件の傾向に関する知見を得るために、推定結果について確率密度分布の形式で整理する。誤差を含んだデータから尤もらしい確率密度分布を得るために、推定された荷重条件を観測データとして EM アルゴリズムを適用する。ただし、サンプル数が十分な数であるとは言い難いので、3つの荷重成分（荷重作用点、荷重の大きさ、荷重の方向）に関する同時確率密度分布を考えるのではなく、個々の成分を独立に扱って確率密度分布を求める。個々の荷重成分に関する確率密度分布はそれぞれ混合ガウス分布で構成されているとする。

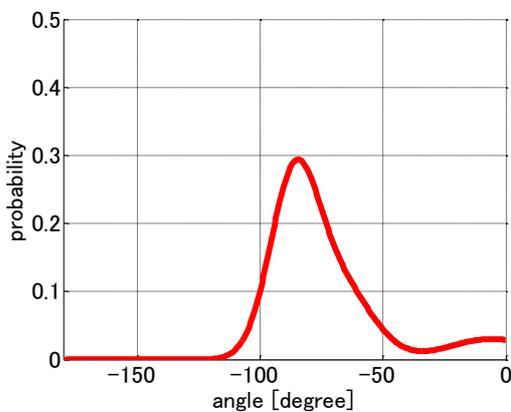
EM アルゴリズムにより得られた密度分布を図 3.18 に示す. 図 3.18(a)は荷重作用点に関する密度分布である. 横軸は節点の番号を表している. このグラフには 2 つのピークが見られる. 1 つは 31 番の節点付近にある鋭いピークであり, もう 1 つは 35 番の節点付近にみられる緩やかなピークである. これら 2 か所において確率が高くなっているが, いずれも吊り点より右側の節点である. 図 3.18(b)は荷重の大きさに関する密度分布である. 横軸は荷重の大きさを表している. このグラフでは 120[kN]のところに大きなピークが見られる. この値は定格荷重の約 4 倍という大きな値である. その他の大きさについては確率 0 ではないが, 非常に小さな値であるといえる. 図 3.18(c)は荷重方向に関する密度分布である. 横軸は荷重の方向を表している. このグラフには -100° から -50° の間に緩やかなピークが見られる. 荷重の方向については下方向の荷重が多いことがわかる. 個々の結果をまとめると, 吊り点より右側の部分に非常に大きな下方向荷重が作用する傾向にあると考えられる.



(a) 荷重作用点



(b) 荷重の大きさ



(c) 荷重方向

図 3.18 荷重条件の各要素に関する確率密度分布

図 3.19 は推定された荷重作用点と荷重方向を示したものである。図 3.18 で得られた確率密度分布を基にして、確率に応じたグレースケールで表示している。確率が高いところは暗く表されており、確率の低いところは明るく表されている。図 3.19 で最も暗い部分または暗い矢印は、フックが損傷する際に作用した荷重成分として最も可能性が高いと考えられる。

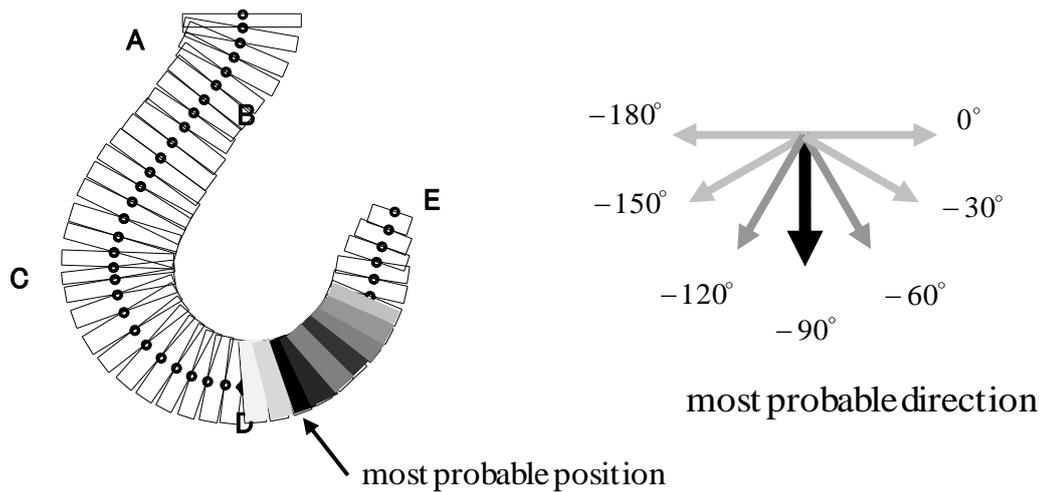


図 3.19 推定された荷重作用点と荷重方向についての傾向

3.7 最適設計

前節までで危険な荷重条件，即ち，損傷したフックに作用したと考えられる荷重条件に関する情報が得られた。この節では危険な荷重条件に対するフックの性能向上を達成するための形状最適設計について述べる。はじめに，形状設計を行うための設計変数について定義する。次に設計の良し悪しを評価するための目的関数を設定し，最適化問題を定式化する。そして，最適化問題を解くための最適化手法を説明する。最後に，得られた解の形状について議論する。

3.7.1 設計変数とその表現法

本研究において，クレーンフックの形状設計を行うための設計変数は，各要素の断面形状に関するパラメータである。図 3.5 に示したように，断面形状を表現するパラメータは高さ h と各層の幅 b_i である。これらの設計変数を，フックの中心線に取り付けられた局所座標系 s の関数として， $h(s), b_i(s)$ ($0 \leq s \leq L$) と表記する。ここで

L はフック中心線の長さを表している。座標系 s を図 3.20 に示す。座標系 s の始点はフックの基部に当たる点“ A ”であり、終点はフック先端の点“ E ”である。以下では、 $h(s), b_i(s)$ を形状関数と呼ぶ。

形状を表現する関数を既知の関数の線形結合により表現する手法はいくつかある^{53),54)}が、本研究ではガウス型関数⁵⁵⁾を用いる。形状関数はガウス型関数を用いてそれぞれ以下のように表現する。

$$h(s) = \sum_{j=1}^{N_h} \alpha_j^h \exp\left(-\frac{(s - \mu_j^h)^2}{2(\beta_j^h)^2}\right) \quad (3.21)$$

$$b_i(s) = \sum_{j=1}^{N_b} \alpha_j^{b_i} \exp\left(-\frac{(s - \mu_j^{b_i})^2}{2(\beta_j^{b_i})^2}\right) \quad (3.22)$$

ここで、 α はスケール係数、 μ は関数のピークの位置、 β は標準偏差である。定数 N_h と N_b はそれぞれ h と b_i を表現するガウス型関数の次数を表している。図 3.21 にガウス型関数を重ね合わせた見本を示す。この表現を導入することにより、形状関数 $h(s), b_i(s)$ は係数 $\alpha_j^h, \beta_j^h, \mu_j^h$ ($j=1, \dots, N_h$) と $\alpha_j^{b_i}, \beta_j^{b_i}, \mu_j^{b_i}$ ($j=1, \dots, N_b$) を用いて表現される。従って、フックの形状を決定するということは、形状を表すガウス型関数の係数 $\alpha_j^h, \beta_j^h, \mu_j^h$ ($j=1, \dots, N_h$) と $\alpha_j^{b_i}, \beta_j^{b_i}, \mu_j^{b_i}$ ($j=1, \dots, N_b$) を決定することと同じである。

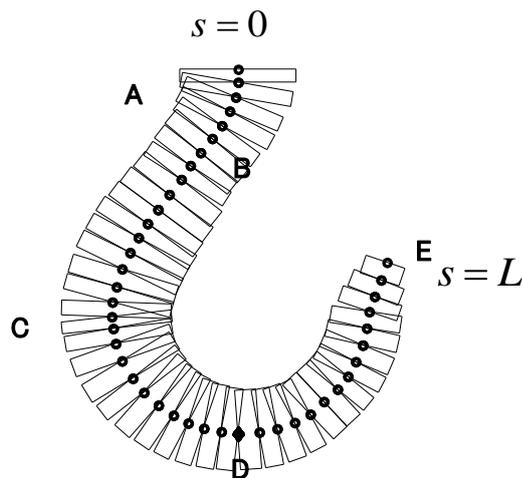


図 3.20 フックの概形を表すための座標系 s

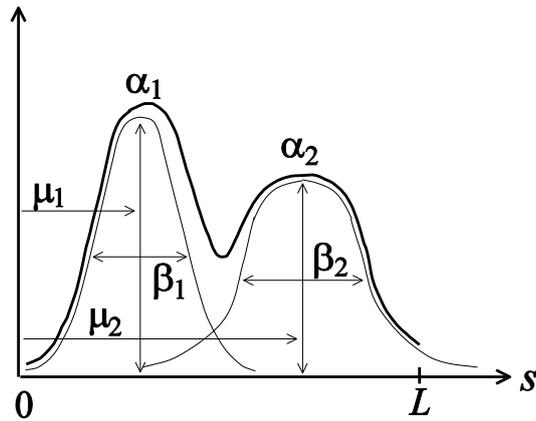


図 3.21 ガウス型関数の例

3.7.2 評価規範の設定と最適化問題の定式化

フックの形状設計の良し悪しを評価するための規範の定式化について説明する。フックの性能向上に向けて以下の規範を設ける。

- 構造重量
- 剛性

1つ目の規範は軽量化を達成するために取り入れる。軽量化は材料の節約や収納性にとって重要である。構造重量 J_1 を次式で定義する。

$$J_1 = \sum_{i=1}^{N_e} \rho A_i l_i \quad (3.23)$$

ここで ρ は材料密度、 A_i は i 番目の要素の断面積、 l_i は要素長さである。

2つ目の規範は不特定荷重に対する構造物の頑健性を評価するために取り入れる。この評価を行うために、全体の変位ベクトルのノルムと作用させる荷重ベクトルのノルムの比を考える。構造物の頑健性はこの比の最大値で評価する。荷重ベクトルを $\tilde{\mathbf{F}}$ で表す。このベクトルは、荷重条件の推定結果に基づいて成分（荷重の作用する位置や方向、大きさ）を指定する。剛性に関する評価規範を次式で定義する。

$$\max_{\tilde{\mathbf{F}} \neq 0} \frac{\|\mathbf{U}\|}{\|\tilde{\mathbf{F}}\|} \quad (3.24)$$

$$\mathbf{U} = \mathbf{K}^{-1} \mathbf{F} \quad \text{where} \quad \mathbf{F} = \mathbf{B}_v \tilde{\mathbf{F}} \quad (3.25)$$

ここで $\|\cdot\|$ はベクトルのノルムを表しており、 \mathbf{K} は式(3.1)の剛性行列である。全体の荷重ベクトル \mathbf{F} は、作用させる荷重の候補を表す荷重ベクトル $\tilde{\mathbf{F}}$ と重み係数行列 \mathbf{B}_v を通して結び付けられる。係数行列 \mathbf{B}_v の成分は図 3.14(a)で示した荷重作用点に関する密度分布に基づいて指定される。式(3.24)は以下のように書き直すことが

できる.

$$\max_{\tilde{\mathbf{F}} \neq 0} \frac{\|\mathbf{U}\|}{\|\tilde{\mathbf{F}}\|} = \max_{\tilde{\mathbf{F}} \neq 0} \frac{\|\mathbf{K}^{-1}\mathbf{F}\|}{\|\tilde{\mathbf{F}}\|} = \max_{\tilde{\mathbf{F}} \neq 0} \frac{\|\mathbf{K}^{-1}\mathbf{B}_v\tilde{\mathbf{F}}\|}{\|\tilde{\mathbf{F}}\|} \quad (3.26)$$

ただし, $\|\tilde{\mathbf{F}}\|$ の大きさは 1 に正規化しておく. ここで, ノルムの比の最大値を直接求める代わりに, 行列ノルムを利用する. 固有値の最大値原理⁵⁷⁾によると, この関数の最大値は行列の誘導ノルムにより求めることができる. 2つ目の規範は以下のように定式化される.

$$J_2 = \|\mathbf{K}^{-1}\mathbf{B}_v\|_2 = \max\{\sqrt{\lambda} : \lambda \text{ is an eigenvalue of } (\mathbf{K}^{-1}\mathbf{B}_v)^T(\mathbf{K}^{-1}\mathbf{B}_v)\} \quad (3.27)$$

この規範は変位と荷重の比を表しており, 単位は[m/N]である.

以上で, 2つの目的関数の定式化について説明した. この2目的最適化問題に対し, 重み係数法を用いて単目的最適化問題に帰着させる. クレーンフックの最適設計問題を以下のように定式化する.

$$\begin{aligned} \text{Minimize} \quad & J = \gamma_1 \frac{J_1}{\underline{J}_1} + \gamma_2 \frac{J_2}{\underline{J}_2} \equiv \gamma_1 \tilde{J}_1 + \gamma_2 \tilde{J}_2 \\ \text{with respect to } & \mathbf{x} \\ \text{subject to} \quad & h_L \leq h(s) \leq h_U, \quad b_L \leq b_i(s) \leq b_U \\ & \gamma_1 + \gamma_2 = 1 \end{aligned} \quad (3.28)$$

ここで, $\mathbf{x} = [\alpha_j^h \quad \beta_j^h \quad \mu_j^h \quad \alpha_j^b \quad \beta_j^b \quad \mu_j^b]$ ($i=1, \dots, N_d, j=1, \dots, N_h \text{ or } N_b$) である. 尚, 係数 α, β, μ はフックの形状を表現するガウス型関数のパラメータである. 定数 \underline{J}_1 と \underline{J}_2 は正規化のための評価項目値である. 図 3.5 に示したフックの有限要素モデルを, 正規化のための参照形状として用いる. \underline{J}_1 と \underline{J}_2 の値は参照形状を用いて計算する. 係数 γ_1 と γ_2 は重み係数である. 様々な組み合わせの重み係数の下で最適設計を行う. 制約条件の h_L, b_L と h_U, b_U はそれぞれ, 高さと幅の下限値, 上限値を表している.

3.7.3 最適化手法

最適化問題(3.28)は Particle Swarm Optimization (PSO)を用いて最適解を求める. PSO(Particle Swarm Optimization)は 1995 年に J. Kennedy と R. Eberhart³³⁾により提唱された最適化手法であり, 近年様々な分野で利用され成果を上げている. 生物群の

振る舞いを模した手法であり、最適化問題の解候補は探索空間の1点に対応付けられる。これらの解候補は個体 (particle) と呼ばれる。各個体は次の移動位置を決定するための速度を有している。各個体は各自が発見した最適な位置と群れ全体で見つけた最適な位置を考慮に入れながら位置と速度を更新していく。個体群中の個体 i の探索方向と探索点の更新式は次のように定義される。

$$\mathbf{v}_i^{(k+1)} = w^{(k)} \mathbf{v}_i^{(k)} + c_1 r_1^{(k)} (\mathbf{p}_i^{(k)} - \mathbf{x}_i^{(k)}) + c_2 r_2^{(k)} (\mathbf{p}_{g,i}^{(k)} - \mathbf{x}_i^{(k)}) \quad (3.29)$$

$$\mathbf{x}_i^{(k+1)} = \mathbf{x}_i^{(k)} + \mathbf{v}_i^{(k+1)} \quad (3.30)$$

ここで、 $\mathbf{x}_i^{(k)}$ は個体 i の k 回目の探索点、即ち設計変数空間における座標位置を表している。 $\mathbf{v}_i^{(k)}$ は個体 i の k 回目の探索における速度ベクトルを表している。 $\mathbf{p}_i^{(k)}$ は個体 i の過去の探索における最良の目的関数値を与える探索点、 $\mathbf{p}_{g,i}^{(k)}$ は個体群全体の過去の探索における最良の探索点である。また、 $r_1^{(k)}$ と $r_2^{(k)}$ は各更新において区間 $[0,1]$ 上の一様乱数を用いて決定される。 c_1, c_2 は係数であり、 $w^{(k)}$ は慣性項と呼ばれる。慣性項 $w^{(k)}$ は次式に従い減少していく。

$$w^{(k)} = w_{\max} - \frac{w_{\max} - w_{\min}}{k_{\max}} k \quad (3.31)$$

ここで w_{\max} と w_{\min} は慣性項の最大値及び最小値である。定数 k_{\max} は反復回数の最大値を表している。

基本的な PSO に加え松井ら⁵⁷⁾による改良型手法を導入した。変更点は式(3.29)の速度ベクトル \mathbf{v} に関する部分であり、以下のようにする。

a) 直前で個体自身の最良探索点が更新された場合

$$\mathbf{v}_i^{(k+1)} = c_1 r_1^{(k)} (\mathbf{p}_i^{(k)} - \mathbf{x}_i^{(k)}) + c_2 r_2^{(k)} (\mathbf{p}_j^{(k)} - \mathbf{x}_i^{(k)}) \quad (3.32)$$

$\mathbf{p}_j^{(k)}$ はランダムに選択された個体の最良探索点である。

b) 現在の探索点でその個体の最良探索点が更新された場合

$$\mathbf{v}_i^{(k+1)} = w^{(k)} \mathbf{v}_i^{(k)} \quad (3.33)$$

c) その他の場合

式(3.29)を用いて $\mathbf{v}_i^{(k)}$ を更新する。

3.7.4 数値計算のためのパラメータ設定

数値計算で使用するパラメータの値を表 3.2 に示す. 表 3.2(a)は有限要素モデルに関するパラメータを示している. 表 3.2(b)は最適化問題に関するパラメータを示している. 要素の高さ・幅共に4つのガウス型関数の重ね合わせで表現した. 寸法の上限值と下限値については, 加工あるいは収納に関する制約を基に決定した. 表 3.2(c)では PSO に関するパラメータを示している. 材料に関するパラメータ E_1, E_2, σ については 3.3.2 節で決定した値を用いる.

参照形状の評価項目値を以下に示す.

- 構造重量 $J_1: 2.660$ [kg]
- 構造の剛性 $J_2: 1.4083 \times 10^{-7}$ [m/N]

これらの項目値は最適化問題(3.26)において評価項目値の正規化に用いるものである. 重み係数 γ は以下のパターンを設定した.

$$\gamma_i = \{0.0, 0.05, 0.10, \dots, 0.90, 0.95, 1.00\} \quad (i=1, 2) \quad (3.34)$$

全部で 21 通りの重み付けパターンについて解を求めた.

表 3.2 数値計算のためのパラメータ

(a) 有限要素モデル	密度	ρ	7.87 [g/cm ³]
	要素数	N_e	42
	層の数	N_d	10
(b) 最適化問題	ガウス型関数の数	N_h, N_b	4
	寸法の下限值	h_L, b_L	5 [mm]
	寸法の上限值	h_U, b_U	40 [mm]
(c) PSO	個体数		1000
	反復回数	k_{\max}	100
	係数	c_1, c_2	1.5, 1.5
		w_{\max}, w_{\min}	0.8, 0.2

3.7.5 最適設計例

最適化問題(3.26)の解の評価項目値の分布を図 3.22 に示す。横軸は構造重量 \tilde{J}_1 を表しており、縦軸は構造の剛性 \tilde{J}_2 を表している。各評価項目値は参照形状の評価項目値で正規化されている。得られた解によりパレートラインが構成されており、2つの評価項目の間にトレードオフの関係があることがわかる。パレートライン上の解(A)と(B)の形状を図 3.23 に示す。各評価項目値を表題のところに併記している。図 3.23(a), (b)において中心部分に各要素の高さ分布を表した図を配置している。以下ではこの図を“フック形状”と呼ぶ。また、危険断面に対応する C 点（17 番目の要素）と吊り点に対応する D 点（29 番目の要素）の部分の断面形状を示している。断面形状の上側と下側は、それぞれフック形状の内側と外側に対応している。この2つの部分は実際の設計現場において重要な個所である。

得られたフック形状を観察すると以下の特徴が見られる。

- 吊り点“D”の部分からフック先端“E”に向かってフック形状が細くなっている
- 点“B”付近の領域が他の領域よりも太くなっている

構造重量 \tilde{J}_1 に対する重み付けを大きくすると、1つ目の特徴が顕著になった。荷重が作用する点からフック先端の“E”までの間は応力が0であり、この部分は強度に関係の無いところである。先端“E”の付近で先細りの形状になっていることは合理的であるといえる。

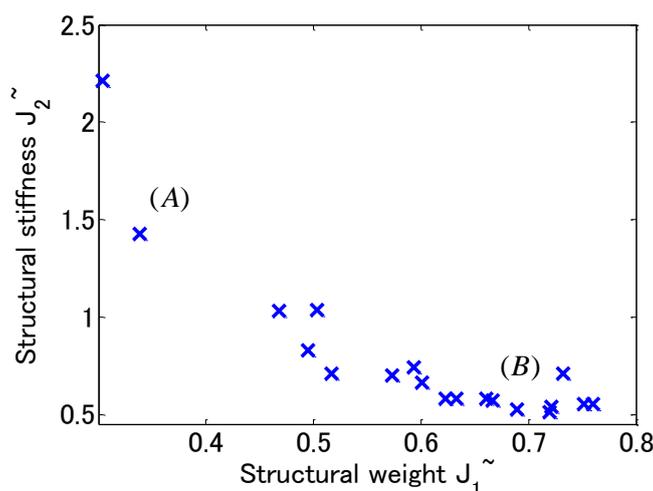
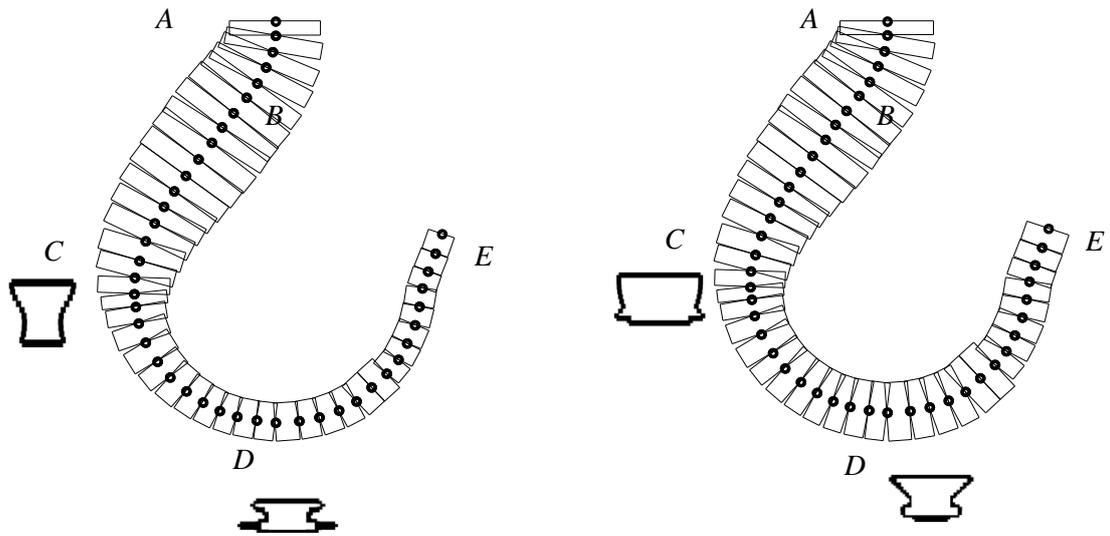


図 3.22 各重み係数に対応した解の評価項目値の分布



(a) 解 (A)のフック形状

$$(\tilde{J}_1 = 0.3324, \tilde{J}_2 = 1.4328)$$

(b) 解(B)のフック形状

$$(\tilde{J}_1 = 0.6895, \tilde{J}_2 = 0.5263)$$

図 3.23 クレーンフックの解形状

両方の解について、最も太い領域は点“C”（危険断面）付近ではなく、点“B”の付近となっている。この要因として係数行列 B_v の影響が考えられる。つまり、推定された荷重条件に基づいて B_v の成分を決定するので、吊り点より右側に寄った部分に荷重が作用する場合について評価がなされている。この結果、大きな応力が生じる点が“C”から“B”の方へ移動したと考えられる。

断面形状の特徴について述べる。点“C”における断面形状は矩形になった。構造重量の評価項目を重視して重み係数 γ_1 の値を大きくすると、点“C”における断面形状は下に向かって細くなる形状となった。上側（フック内側）よりも下側（フック外側）の方が応力が小さいので、軽量化達成のためには下側を細くすることが有効であると考えられる。点“D”における断面形状は真ん中付近で幅が細くなる形状となった。I型に近い形状となっており、少ない断面積で大きな断面モーメントを有し、高い剛性を実現するために有効な形状になっている。また、様々な方向の不特定荷重に対応するためにこのような形状が得られたと考えられる。

3.8 結言

本章では、クレーンフックを題材として構造物の荷重条件推定及び最適設計について述べた。推定作業の目的は、フックが損傷に至った荷重条件を見つけることで

あった。有限要素モデルを永久変形に対応させるため、弾塑性解析を導入した。有限要素モデルに作用させる荷重とそれに対応する変形後の節点の位置情報を記録した L-D データベースを作成した。L-D データベースに記録された節点の位置関係と損傷したフックの変形状態を比較するため、損傷したフックの画像から変形状態を表現するための特徴点を抽出した。誤差最小化アプローチにより、損傷したフックに作用した荷重を求めた。推定した荷重条件は各成分毎（荷重の作用点、荷重の大きさ、荷重の方向）に個別に混合正規分布を用いて統計的に整理した。確率分布のパラメータ推定処理では EM アルゴリズムを利用した。荷重条件の傾向として、荷重の作用点は吊り点より先端側に寄ったところが多く、荷重の大きさは定格荷重の 4 倍、荷重方向は下向きという結果が得られた。

製品のさらなる性能向上を目指して、推定結果を考慮に入れた多目的最適化問題を定式化した。評価項目は構造重量と構造の剛性を設定した。有限要素モデルの各要素の高さと幅を設計変数として、ガウス型関数の線形結合で表現した。定式化した多目的最適化問題を、重み係数を導入することで単目的最適化問題へ帰着させた。PSO を用いて最適化問題の解を求めた。得られたクレーンフックの形状は、既存の製品と類似した先細りの形状となった。しかしながら、いくつか異なる特徴も見られた。最も太い部分が実際の製品よりも上側にシフトしていた。断面の形状は、実際の製品で用いられている T 型の形状ではなく、矩形や I 型の形状が見られた。設計変数の形状関数表現にガウス型関数を利用することにより、設計変数のパラメータ数を低減し、効果的に形状関数を表現することができた。

荷重条件の推定作業において各成分を個別に処理していた。これは、荷重成分の相関を考慮して計算を行うには、損傷したフックのサンプル数が少なかったためである。荷重成分間の相関も込めて推定を行うことにより、さらに有意義な荷重条件の分析が可能になると考えられる。

第4章 制御系を考慮した柔軟構造物の形状設計

4.1 諸言

産業用ロボットの高性能化, 即ち高速軽量化を目指して様々な研究が盛んに行われている. 材料コスト・運搬コスト・省エネルギー化の面から考えると軽量化が望まれるが, 安易な軽量化では剛性の低下を招き, 振動の問題が大きくなってしまう. このような背景のもと, フレキシブルロボットアームの振動制御に関する研究が特に盛んである. フレキシブルロボットアームの位置決め・振動制御法については二つに大別され, 一つはフィードフォワード制御であり, もう一つはフィードバック制御である. フィードフォワード制御では, アーム手先の位置・姿勢や振動をセンシングする必要が無く, 安価にシステムを構築することができる. ただし, 制御対象のモデルをしっかりと作り込み, モデル化誤差を極力減らすことが重要となる. フレキシブルアームの場合は, 剛体アームに比べてダイナミクスが複雑でありシステムを記述する変数も多くなることから, フィードフォワード制御器の構築が煩雑であるが, これまでに振動抑制や駆動エネルギーを考慮した制御系の設計が報告されている⁵⁸⁾⁻⁶⁰⁾. 一方, フィードバック制御では, モデル化誤差や外乱の影響を抑えることが可能であり, 複数のシステムで同じ制御器を共用することも可能である. フレキシブルアームに対するフィードバック制御器の構築については, 例えば福田⁶¹⁾の報告がある. さらには, フィードフォワード制御器とフィードバック制御器を組み合わせた二自由度制御器も提案されており, HDD のアクチュエータシステムへの適用例も報告されている⁶²⁾.

制御器の構築に関する研究が盛んな一方で, 構造系と制御系の設計変数が互いに他の系に影響を与えるということを考慮した「構造系と制御系の同時最適設計」について提案が為されている^{63), 64)}. 構造系と制御系を相互に考慮して設計を行うことにより, 良い動特性を持つ構造物になる可能性があると考えられる. このように制御系の性能を上手く引き出せるような形状を設計することも重要であるといえる. 制御系を考慮に入れたフレキシブルアームの形状設計については, Oral らの報告⁶⁵⁾がある. この報告の中では, 2リンクの平面フレキシブルアームを対象に, フィードフォワード制御器を構築して動作させた際の振動抑制性能に優れた形状を求めている. 得られた最適解は, リンク 1 の根元からリンク 2 の先端に向けて徐々

に細くなるという先細りの形状であった。

制御性能を考慮した構造設計を行う際に重要となるのがフレキシブルアームのモデル化である。フレキシブルアームのモデル化についてはこれまでにいくつか提案されており、アームの大たわみを取り入れたモデル⁶⁶⁾ やジョイント部の柔軟性も考慮したモデル⁶⁷⁾ がある。実際のアームの挙動に近いモデルを用いることにより、効果的な形状設計が可能となる。あるいは、モデルの差異に影響を受けない形状的特徴が得られれば、有用な知見となる。本研究では、これまでに提案されているいくつかのモデルに対し、Oral らが用いた評価規範とは異なる指標の下で形状最適化を行い、得られた解形状について議論する。

本章ではフレキシブルアームを設計対象として、制御系を考慮した最適構造設計について述べる。4.2 節では、従来用いられているモデルを用いた平面フレキシブルアームの形状設計について紹介する。フレキシブルアームの有限要素モデルの紹介をした後、モデルの物理パラメータを決定する手順を説明し、システムの伝達関数に関する H_2 ノルムを評価規範とした形状設計について述べる。4.3 節では、ねじりを含む動作面外の変形を表現するモデルを取り扱う。振動抑制性能と省エネルギー性能を同時に評価するため最適レギュレータとして定式化を行い、制御性能を考慮した構造設計を行う。ねじり変形を考慮すると形状についてどのような影響が出るか調べる。4.4 節では再び平面フレキシブルアームに戻って、非線形ダイナミクスを考慮した形状設計について述べる。振動抑制性能と省エネルギー性能に優れた形状について調べる。最後に、4.5 節で 4 章のまとめを述べる。

4.2 振動抑制性能を考慮した形状設計及び実験的検証

本節では、振動抑制性能を考慮したフレキシブルアームの形状設計を行い、設計の効果を実験により確認する。平面内を回転運動する 1 リンクアームが設計対象である。フレキシブルアームを片持ち梁と見なして有限要素モデルを作成し、運動方程式の導出を行う。ここで、フレキシブルアームの減衰特性を運動方程式に取り入れることにし、減衰特性としてレイリー減衰を仮定する。減衰特性の記述に必要なパラメータの値は、インパルス応答の測定データから決定する。振動抑制性能の良し悪しを評価するため、システムの H_2 ノルムを目的関数に設定し、各要素の高さを設計変数として最適構造設計問題の定式化を行う。

本節の後半部分では、形状設計の効果を確認するための実験について述べる。振動抑制効果を比較するため 3 種類の形状（一様な形状、最適解の形状、先太りの形

状)を作成して振動の測定を行う。振動の測定には2つの測定機器を用いている。1つはレーザー変位計で、もう1つはひずみゲージである。アームを回転させたときの振動を調べることにより、形状設計の有効性の確認を行う。

4.2.1 フレキシブルアームのモデリングと状態方程式の導出

4.2.1.1 フレキシブルアームのモデリング

水平面内を回転するフレキシブルアームをモデル化の対象とする。図4.1(a)は座標系の設定とたわみ変位を示したものである。オイラー・ベルヌーイの曲げ理論⁶⁸⁾に基づき、たわみ変位がアームの軸方向と垂直な方向に生じると仮定したモデルである。以下、このモデルを従来モデルと呼ぶ。図中の記号については、 X_0Y_0 は慣性座標系、 X_1Y_1 はリンク根元の回転関節に固定された座標系である。また、 τ_1 は入力トルク、 ϕ_1 はアームの回転角、 $w_1(x,t)$ は x の位置でのたわみである。 (\cdot) は時間変数 t に関する微分を表しており、 \dot{w}_1 はたわみ速度に対応している。このモデルは、リンク先端に近いところではたわみの影響により軸方向の伸びが大きくなるという特徴を有している。慣性座標系において位置ベクトル \mathbf{p}_1 は次のように表される。

$$\mathbf{p}_1 = \begin{bmatrix} x \cos \phi_1 - w_1 \sin \phi_1 \\ x \sin \phi_1 + w_1 \cos \phi_1 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

アーム各部の速度の二乗 v_1^2 は次のようになる。

$$v_1^2 = \dot{\mathbf{p}}_1^T \dot{\mathbf{p}}_1 = (x^2 + w_1^2) \dot{\phi}_1^2 + \dot{w}_1^2 + 2x\dot{w}_1\dot{\phi}_1 \quad (4.2)$$

従来モデルに対し、アーム各部の速度を簡単に記述した簡易モデルも存在する。このモデルでは、アームの回転速度ベクトルとたわみ速度ベクトルを足し合わせてアーム各部の速度ベクトルを求める。たわみとアーム各部の速度の関係を図4.1(b)に示す。アーム各部の速度 v_1 は次のように表される。

$$v_1 = x\dot{\phi}_1 + \dot{w}_1 \quad (4.3)$$

速度の二乗 v_1^2 は次のようになる。

$$v_1^2 = x^2 \dot{\phi}_1^2 + \dot{w}_1^2 + 2x\dot{w}_1\dot{\phi}_1 \quad (4.4)$$

従来モデルとの違いは、 $w_1^2 \dot{\phi}_1^2$ の項が無くなっている点である。アームの長さに対してたわみが十分に小さければ良い近似を与えるモデルである。本節では、簡易モデルを用いて運動方程式及び状態方程式の導出を行う。

アームの有限要素解析を行うため、図 4.2(a)に示すように N_1 個の要素に分割する。矩形断面を持つ片持ち梁構造物と見なし、梁要素を用いて有限要素モデルを作成する。要素長さ l と幅 b は一定とし、要素高さ h_1 を変化させることにより様々な形状を表現する。 i 番目の要素のたわみ $w_1^{(i)}$ を、3 次の内挿関数 ϕ と節点変位ベクトル \mathbf{d} を用いて次式で表す。

$$w_1^{(i)}(s,t) = \phi^{(i)}(s)\mathbf{d}^{(i)}(t) \quad (4.5)$$

$$\phi^{(i)}(s) = \left[\frac{2s^3 - 3ls^2 + l^3}{l^3} \quad \frac{s^3 - 2ls^2 + l^2s}{l^2} \quad \frac{-2s^3 + 3ls^2}{l^3} \quad \frac{s^3 - ls^2}{l^2} \right] \quad (4.6)$$

$$\mathbf{d}^{(i)T} = [w_l \quad \theta_l \quad w_r \quad \theta_r]^{(i)} \quad (4.7)$$

ここで、 w_l は要素左節点のたわみ、 θ_l は要素左節点のたわみ角、 w_r は要素右節点のたわみ、 θ_r は要素右節点のたわみ角を表している。内挿関数 $\phi^{(i)}(s)$ は要素毎に定義されており、変数 s は要素左端で 0、右端で l となる局所座標系上の位置を表している。図 4.2(b)は要素内のたわみ変位と要素両端における節点変位を表した図である。梁要素の中立軸が変形により曲線になっている様子を表している。変形後の曲線は、式(4.5)~(4.7)から分かるように、変数 s についての 3 次式で表現する。尚、 $\mathbf{d}^{(i)}$ は要素両端の節点変位を表すベクトルであるが、フレキシブルアームの運動方程式を導出する際には、回転座標系 X_1Y_1 に取り付けられたアーム全体の座標系における節点変位を表す変数に置き換える。

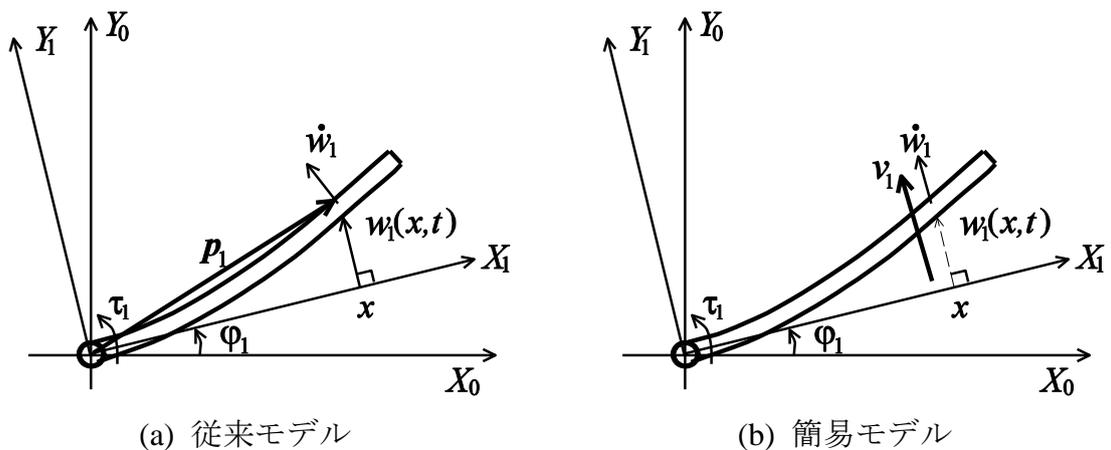
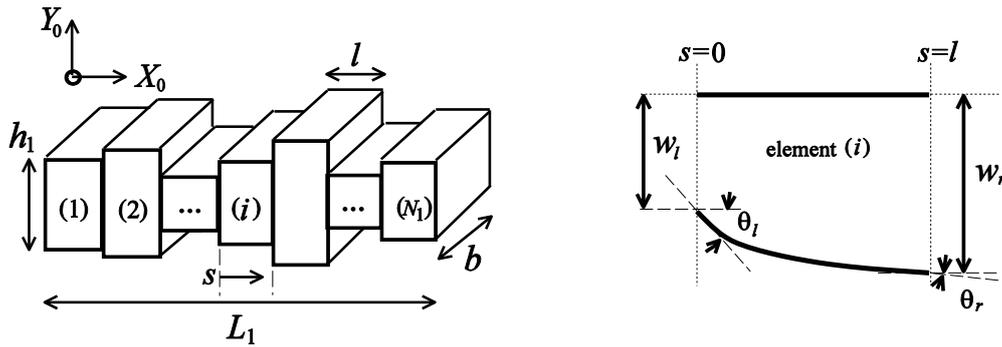


図 4.1 フレキシブルアームのモデルと座標系



(a) 要素分割されたフレキシブルアーム (b) 要素内のたわみ変位
 図 4.2 フレキシブルアームの有限要素モデル

4.2.1.2 運動方程式の導出

アームの簡易モデルで定義した速度 v_1 を用いてラグランジュ関数 L を次式で定義する.

$$L = \frac{1}{2} \int_0^{L_1} \rho A_1 v_1^2 dx - \frac{1}{2} \int_0^{L_1} EI_1 \left(\frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (4.8)$$

ここで、 L_1 はアームの全長、 ρ は密度、 A_1 は断面積、 E はヤング率 (縦弾性係数)、 I_1 は断面 2 次モーメントである. 1 項目はアームの運動エネルギー、2 項目はアームのひずみエネルギーを表している. 有限要素モデルに合わせて、ラグランジュ関数 L を N_1 個の要素毎に離散化する. 式(4.8)中のたわみ w_1 を $w_1^{(i)}(s,t)$ で置き換え、離散化されたラグランジュ関数をラグランジュ方程式に代入することにより、アームの運動方程式が得られる.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial L}{\partial q_j} = f_j \quad (j=1,2,\dots,2(N_1+1)+1) \quad (4.9)$$

ここで、 q_j は節点変位にアームの回転角 φ_1 を追加した変数である. f_j は j 番目の外力成分を表している. アーム付け根の節点ではたわみとたわみ角が恒等的に 0 であるという片持ち梁の境界条件を導入し、行列形式で表現した運動方程式を次式で表す.

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (4.10)$$

ここで、 \mathbf{M} は質量行列、 \mathbf{K} は剛性行列、 \mathbf{F} は外力ベクトルである. 次に、アームが構造減衰の特性を持つものと仮定し、減衰特性付きの運動方程式を次式で表す.

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = F \quad (4.11)$$

D は減衰行列である．本研究では減衰特性としてレイリー減衰⁶⁹⁾を適用する．減衰行列 D は，質量行列 M と剛性行列 K を用いて次のように表される．

$$D = \alpha M + \beta K \quad (4.12)$$

α と β は係数であり，係数の値は実験により決定する．

4.2.2 運動方程式のパラメータ同定

方程式(4.11)において，未定のパラメータが3つ存在する．1つはヤング率 E であり，残りの2つは構造減衰に関する係数 α と β である．この節ではそれぞれの係数の値を実験により決定する．ヤング率については荷重試験により決定し，係数 α と β はインパルス応答より決定する．

4.2.2.1 ヤング率の同定

フレキシブルアームを作成する素材として変性ポリエチレンテレフタレート (PET) を用いた．変性 PET のヤング率は 2[GPa]前後であるが，値にばらつきがあるため，荷重試験の測定結果に基づいてアームのヤング率を決定する．図 4.3 は実験装置を示した図である．アーム根元の部分を固定し，先端部分に下向き荷重 P を負荷する．先端のたわみ（図中で w_L と記した部分）を，レーザー変位計を用いて測定する．荷重試験の結果を図 4.4 に示す．横軸は負荷する荷重 P の大きさを表しており，縦軸は先端のたわみ w_L を表している．荷重 P が大きくなると，たわみ w_L も比例して大きくなることからわかる．荷重と変位の間に比例関係が成り立つ場合，ヤング率 E を次式で求めることができる⁷⁰⁾．

$$E = \frac{PL_1^3}{3w_L I_1} \quad (4.13)$$

今回作成したアームの寸法は 100mm×10mm×2mm（長さ×幅×高さ）である．この寸法値から断面2次モーメント I_1 を計算できるので，式(4.13)に各荷重の大きさ P と対応するたわみ w_L を代入することでヤング率 E の値を逆算することができる．各測定点についてヤング率の逆算を行い，計算されたヤング率の平均値は 1.72[GPa]となった．以下では，アームのヤング率としてこの値を用いる．

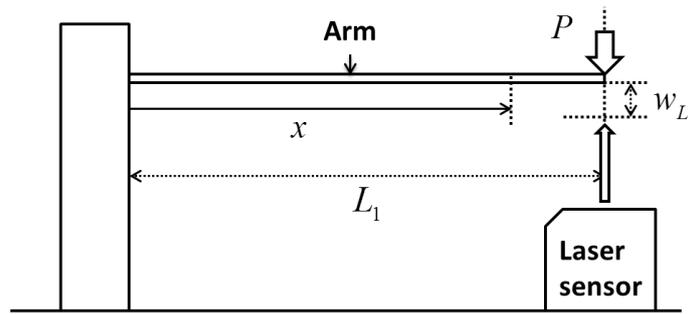


図 4.3 荷重試験の実験装置の概略図

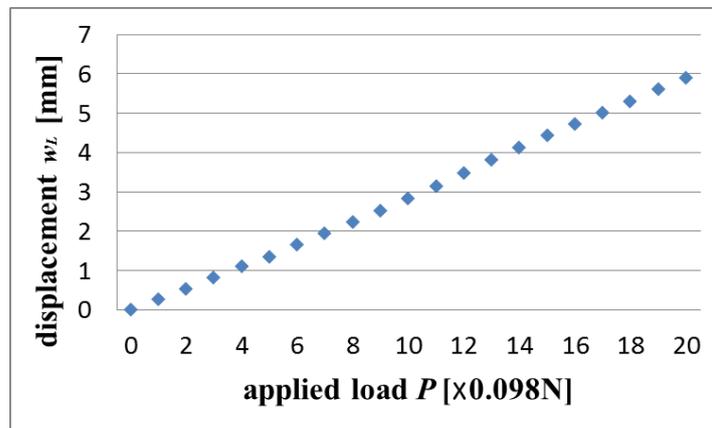


図 4.4 荷重試験の測定結果

4.2.2.2 減衰行列の係数の同定

減衰行列の係数 α と β はインパルス応答により決定する．実験のイメージ図を図 4.5 に示す．この実験で使用するアームの形状は荷重試験で用いたアームと同じ形状である．アーム根元部分を固定し，先端部分に衝撃力を加える．このときの先端のたわみの時間応答をレーザー変位計で測定し，記録する．図 4.6 はインパルス応答の測定結果である．横軸は時間を表しており，縦軸は振動の振幅の大きさを表している．緩やかなカーブに沿ってたわみの振幅が減衰していることがわかる．線形の減衰システムの場合，外側の包絡線は指数曲線になるので，減衰特性を表現するために対数減衰を利用する．対数減衰とは，振幅中の隣り合う山の高さの比の自然対数である．対数減衰は式(4.14)の形で与えられる⁷¹⁾．

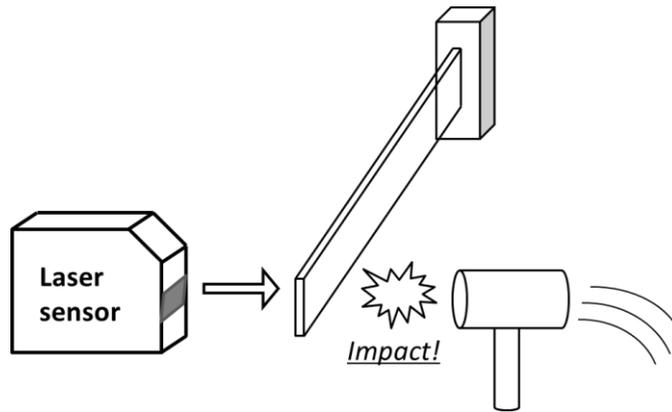


図 4.5 インパルス応答の実験装置の概略図

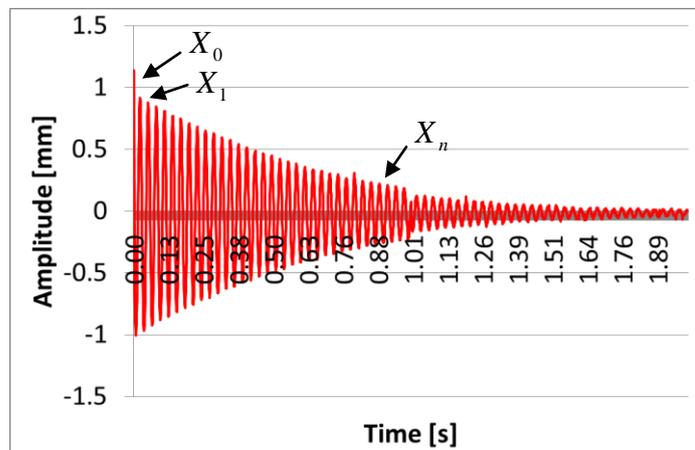


図 4.6 インパルス応答の測定結果

$$\delta = \ln \frac{X_1}{X_2} \quad (4.14)$$

n 個の連続する山の減衰を考える場合，対数減衰は次のようになる．

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{X_0}{X_n} \quad (4.15)$$

本節では $n=10$ とし，図 4.6 に示した測定データから計算した対数減衰の値は 0.0426 であった．以下，測定データから得られた対数減衰を δ と表記する．

有限要素モデルのインパルス応答を計算するには，システムの伝達関数が必要である．そこで，フレキシブルアームの運動方程式から伝達関数を得る過程について手短かに紹介する．状態変数ベクトル $\mathbf{x} = [\mathbf{q}^T \quad \dot{\mathbf{q}}^T]^T$ を導入すると式(4.11)は次の形で表せる．

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}, \quad \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (4.16)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -(\alpha\mathbf{I} + \beta\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \mathbf{\Gamma}\mathbf{F}$$

ここで \mathbf{C} は観測出力行列であり、 $\mathbf{\Gamma}$ は外力ベクトルとシステムへの入力を結びつける係数行列である。また、 \mathbf{I} は単位行列である。システムへの入力を \mathbf{u} 、システムの入力を \mathbf{y} と見た場合、状態方程式(4.16)の伝達関数行列 \mathbf{H} は次式で表される。

$$\mathbf{H}(s) := \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} \quad (4.17)$$

伝達関数行列 \mathbf{H} の逆ラプラス変換を計算することにより、有限要素モデルのインパルス応答が得られる。

有限要素モデルのインパルス応答から計算した対数減衰を $\tilde{\delta}$ と表記する。 $\tilde{\delta}$ は減衰行列内のパラメータ α と β の関数となっている。これらのパラメータの値を決定するため以下の二乗誤差最小化問題を定式化する。

$$\text{Minimize } (\bar{\delta} - \tilde{\delta})^2 \quad \text{with respect to } \alpha, \beta \quad (4.18)$$

即ち、インパルス応答の実験データから計算された対数減衰 $\bar{\delta}$ と、有限要素モデルのインパルス応答から計算された対数減衰 $\tilde{\delta}$ が最も近くなるように、パラメータ α と β の値を決定する。表 4.1 は各パラメータ値の候補及び全探索法による誤差最小化の結果を示したものである。決定されたパラメータ値を最右列に示している。以下では、 $\alpha=0.5$ 、 $\beta=0.0001$ として数値計算を行う。

表 4.1 パラメータ値の候補及び最適パラメータ値

係数	候補	最適値
α	0.0001, 0.0003, 0.0005, 0.0007, 0.001, 0.003, 0.005, 0.007, 0.01, 0.03, 0.05, 0.07, 0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 1, 3, 5, 7	0.5
β	0.00001, 0.00003, 0.00005, 0.00007, 0.0001, 0.0003, 0.0005, 0.0007, 0.001, 0.003, 0.005, 0.007, 0.01, 0.03, 0.05, 0.07, 0.1	0.0001

4.2.3 形状最適化

アームのモデル化及びモデルパラメータ値の決定が済んだので、ここでは形状最適化について述べる。始めに設計変数、目的関数、制約条件を設定して形状最適化問題を定式化する。形状設計を行うための設計変数は各要素の高さである。予め用意した解候補の中から最適な解を求め、解形状の特徴について紹介する。

4.2.3.1 最適化問題の定式化

フレキシブルアームの形状設計を行うための設計変数として、構造物の剛性に関係のある各要素高さ h_i ($i=1, \dots, N_1$) を選択する。尚、各要素の高さについては、図 4.2(a) に示している。設計の目的は、構造重量一定の下で振動抑制性能に優れた形状を得ることである。振動抑制性能を評価するため動的システムの H_2 ノルム⁷²⁾ を目的関数とする。この目的関数は与えられたインパルス入力に対する応答の平均エネルギーを評価するものであり、この値が小さければ振動が速く減衰する、あるいは大きな振幅の振動が生じないことが期待できる。 H_2 ノルムは次式で定義される。

$$\| \mathbf{H} \|_2 = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \text{Trace}\{\mathbf{H}(j\omega)^* \mathbf{H}(j\omega)\} d\omega} \quad (4.19)$$

ここで、*は複素共役転置、 ω は角周波数を表している。

最適化問題を次のように定式化する。

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && \| \mathbf{H} \|_2 \\ & \text{with respect to} && h_i \quad (i=1, \dots, N_1) \\ & \text{subject to} && \sum_i \rho h_i b l = \bar{W} \end{aligned} \quad (4.20)$$

3 つ目に記載した制約条件は構造重量一定という条件である。 \bar{W} が構造重量の制約値を表している。制約値 \bar{W} の値は荷重試験で用いた一様な形状のアームの構造重量とする。設計変数 h_i については予め寸法値の候補を用意しておき、全探索法により最適解を求める。

4.2.3.2 計算結果

表 4.2 は数値計算用のパラメータを示している。アームの要素分割数は 3 である。表の最下段には要素高さ h_i の寸法の候補も示している。寸法値の候補は 3 つの要素すべてで共通である。アームの形状を図 4.7 に示す。目的関数 $\| \mathbf{H} \|_2$ の値を表題のところに併記している。図 4.7(a) は荷重試験で用いた一様形状 (100mm × 10mm × 2mm) である。図 4.7(b) は全探索による最適化の結果得られた形状である。寸法値は左から順に [0.0026 0.0022 0.0012] となっている。アーム先端に向けて先細りの形状になっている。一様形状と比べて、目的関数 $\| \mathbf{H} \|_2$ の値を約 30% 小さくすることができた。

表 4.2 数値計算のためのパラメータ

有限要素モデル	密度 ρ : 1270 [kg/m ³]	要素数 N_1 : 3
	ヤング率 E : 1.72[GPa]	
最適化問題	減衰行列の係数 α : 0.5, β : 0.0001	
	一様な形状の構造重量 \bar{W} : 2.5 [g]	
要素高さ h_i の候補 : 0.0002, 0.0004, 0.0006, ..., 0.0046, 0.0048, 0.0050 [m]		

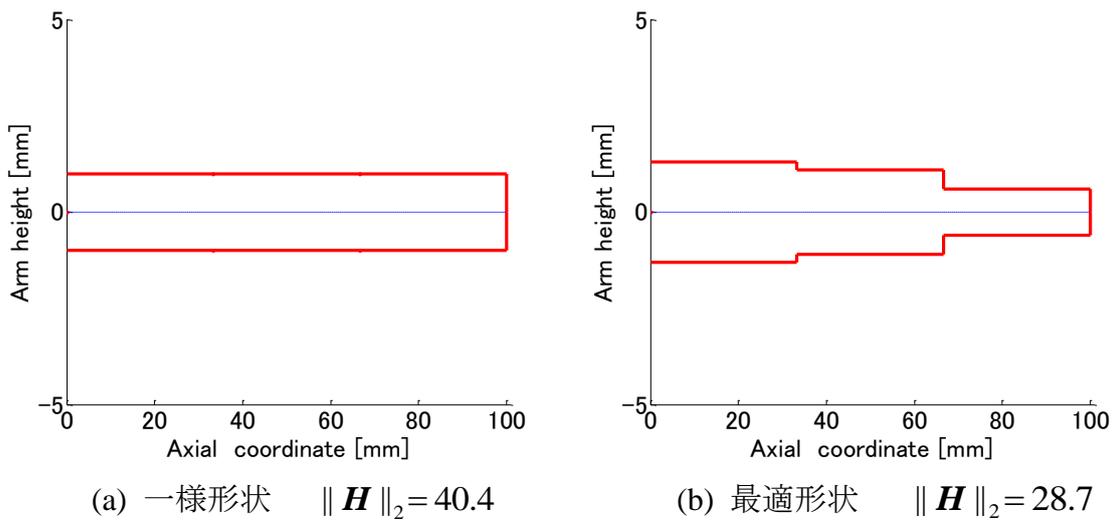


図 4.7 アーム形状の図示

4.2.4 設計効果の検証実験

得られた解形状の振動抑制性能を調べるため、アームを回転させたときの振動を測定する。実験のために3つの形状（一様な形状、解形状と同じ先細りの形状、解形状を逆にした先太りの形状）を用意した。3つの形状の寸法を記入した図を図4.8に示す。左端が一様な形状、中央が先細りの形状、右端が先太りの形状を表している。それぞれのアームを、初期角度から目標角度まで一定速度で回転させた。アームを回転させたときの振動を測定するため2種類の測定器を用いた。1つはレーザー変位計であり、もう1つはひずみゲージである。レーザー変位計はアームが目標角度に達した後のアーム先端の振動を測定するために用い、ひずみゲージはアームが回転している間及び回転を止めた後の振動を測定するために用いた。ひずみゲージはアームの根元付近に取り付けた。参考として、実験装置の概要を図4.9に示す。図4.9ではアーム根元付近の様子がわかりにくいので、ひずみゲージが取り付けられた部分の拡大図を図4.10に示す。

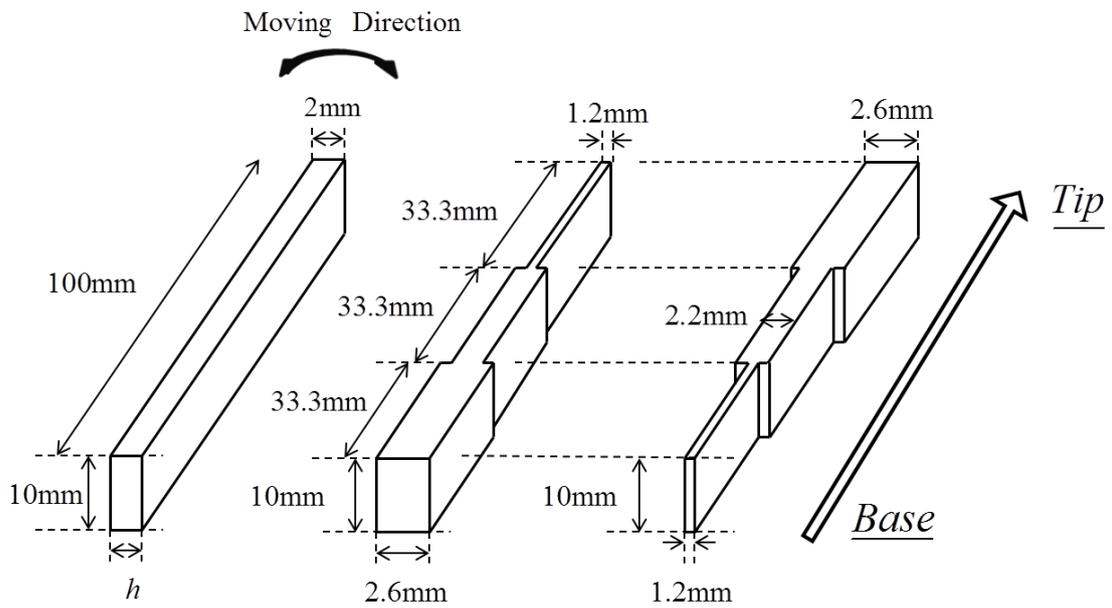


図 4.8 検証実験で用いた 3 種類のフレキシブルアームの寸法

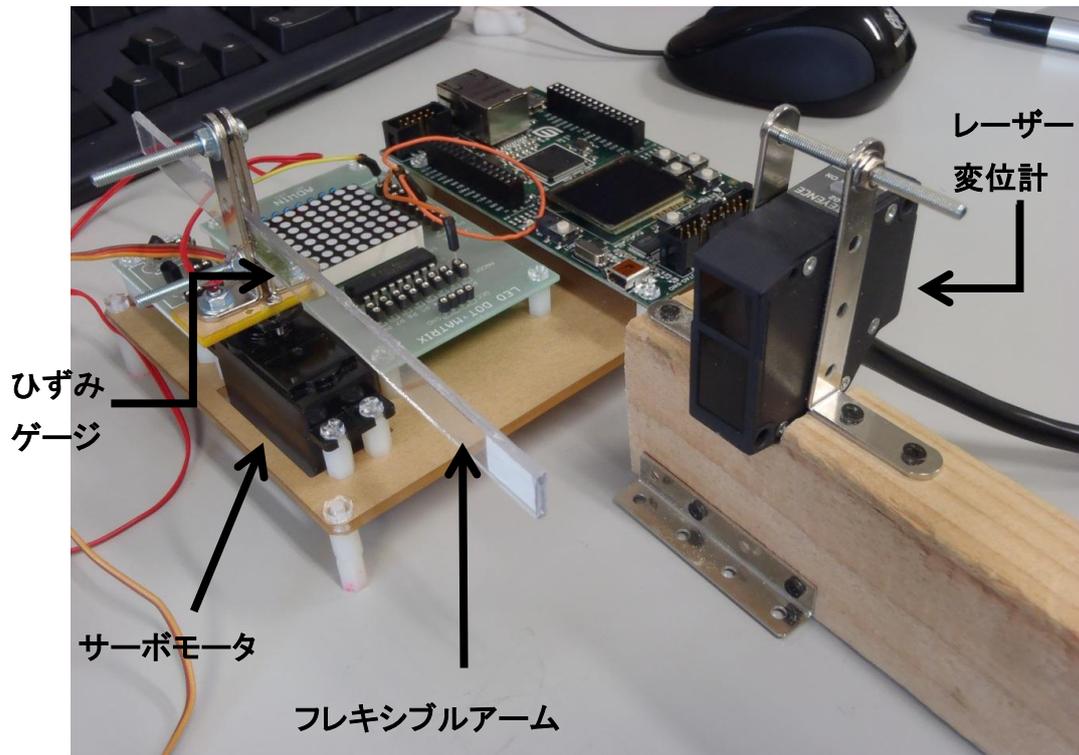


図 4.9 振動測定実験の装置

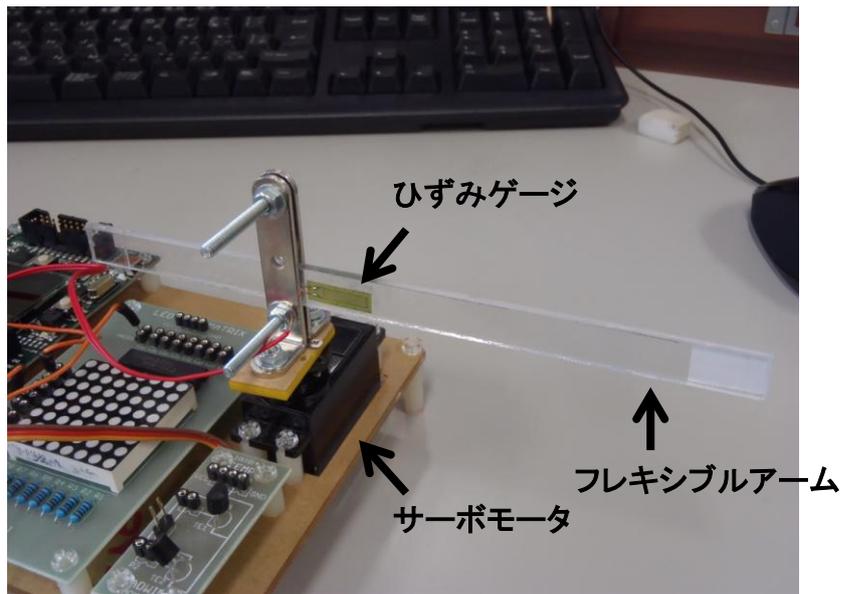


図 4.10 ひずみゲージ部分の拡大図

実験結果について述べる．図 4.11 はレーザー変位計で測定した結果を示している．点線は一様な形状，実線は解形状，破線は先太りの形状の時間応答のグラフである．解形状は他の形状と比べて振動がすばやく収束しているため，振動抑制性能が高いと言える．また，先太りの形状では振動の振幅が大きく，振幅の減衰が小さいこともわかる．

図 4.12 はひずみゲージにより得られた測定結果である．レーザー変位計の測定結果と同様，点線，実線，破線がそれぞれ一様な形状，解形状，先太りの形状に対応している．図の中に“Start”，“Stop”と記入しているが，これらはそれぞれ，アームの回転開始と回転終了を表している．先太りの形状の場合，この2か所において大きなピークが見られる．また，アームが回転している間（“Start”と“Stop”の間の区間）もひずみゲージの値が変動していることから，アームが振動しつつ回転していることがわかる．一様な形状の場合，“Start”と“Stop”の2か所付近で小さなひずみの変化が見られる程度であり，すぐにひずみの変化が小さくなっている．解形状の場合，ひずみの変化がさらに小さくなっているため，ほとんど振動が起きていないといえる．したがって，解形状はひずみの抑制効果が高いので，優れた振動抑制性能を持つと考えられる．尚，ひずみ0の付近で小さく変動しているのはノイズの影響を受けた測定誤差によるものであり，信号としてひずみの変化を測定したものではない．レーザー変位計とひずみゲージの測定結果より，先細りの解形状が振動抑制性能に優れていることを確認することができた．

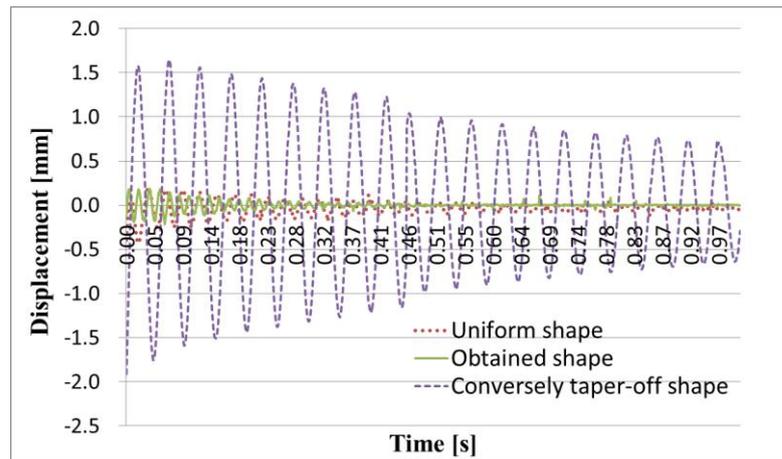


図 4.11 先端のたわみの時間応答

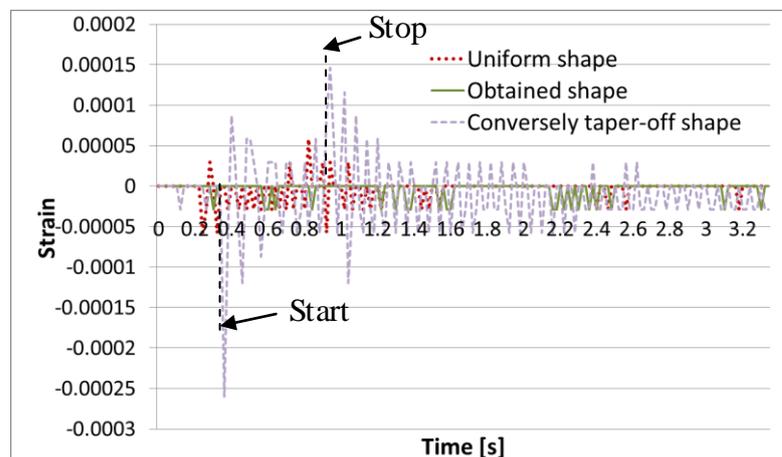


図 4.12 ひずみゲージの時間応答

4.2.5 4.2 節のまとめ

矩形断面を有する平面 1 リンクフレキシブルアームを対象として振動抑制性能に優れた形状について調べた。振動抑制性能を評価するため、振動のエネルギーに関係のある H_2 ノルムを目的関数とし、構造重量一定の制約を課して最適形状設計問題の定式化を行った。最適化の結果、先細りの形状が得られた。設計の効果を確認するため、変性ポリエチレンテレフタレート（PET）を用いてアームを作成し、モーターを使って回転させたときの振動を測定する実験を行った。性能の比較を行うため、先細りの形状の他に一様な形状と先太りの形状を用意した。レーザー変位計とひずみゲージを用いて測定した結果、先細りの形状が優れた振動抑制性能を有していることを確認した。

4.3 動作面外の変形を考慮した形状設計

本節では、動作面外に生じる変形を考慮したフレキシブルアームの形状設計について述べる。平面内を運動する1リンクフレキシブルアームを対象とするが、先端に取り付けられた剛体の影響によりねじり振動が生じる場合について考える。この問題では、動作面内のたわみによる振動と動作面外のねじれによる振動の2つを扱わなければならない。ねじれ変形を取り入れたモデル化や制御則の構築についてはこれまでに報告^{73),74)}が為されている。しかしながら、一様な形状のアームを扱っているため、アームの形状による影響については述べられていない。そこで、ねじれ変形を考慮にいたした場合にも制御系の性能を上手く引き出せるようなアームの形状について調べる。

前節では振動抑制性能のみを評価していたが、ここでは実際にアームを回転させる際の高効率化を目指して、振動抑制性能と省エネルギー性能の評価を行う。ここで省エネルギー性能とは、アームの位置決め制御を行うために必要となる制御入力量をどのくらい抑えられるかという指標とする。この2つの要求を達成する手法として最適レギュレータがある。最適レギュレータを用いて、アームを目標角度まで回転させるための制御器を構築する。数値シミュレーションを行って、振動抑制性能と省エネルギー性能を合わせた制御性能に関する評価を行う。今回は構造重量に関する制約を設けず、構造重量と制御性能という2つの目的を有する多目的最適化問題として定式化を行う。多目的最適化問題の場合、解が無数に存在するため、できる限り多様なパレート解を見つけることが重要になる。本節では、重み係数法とペナルティ法を用いてパレート解を求める。また、パレート解のアーム形状に共通する特徴についてまとめる。

4.3.1 フレキシブルアームのモデリングと制御系設計

ねじり変形を起こすフレキシブルアームのモデル化から制御系の設計までについて述べる。ねじり変形を表現する有限要素モデルについて説明した後、ラグランジュの運動方程式を利用してフレキシブルアームの運動方程式を導出する。運動方程式を状態方程式に変換したのち、最適レギュレータを用いた制御系設計について述べる。

4.3.1.1 フレキシブルアームの有限要素モデル

水平面内を回転するフレキシブルアームを扱う。先端に剛体の重りを取り付けたフレキシブルアームのモデルを図 4.13 に示す。図 4.13 の中で $\Sigma_o:(X_o, Y_o, Z_o)$ は慣性座標系， $\Sigma_a:(X_a, Y_a, Z_a)$ はアーム根元に取り付けられた回転座標系， $\Sigma_p:(X_p, Y_p, Z_p)$ はアーム先端に取り付けられた座標系である。点 O, P, Q はそれぞれ原点，アーム先端と剛体の接点，先端剛体の重心位置を表す点である。 θ はアームの回転角， $w(t, z)$ は位置 z におけるアームのたわみ， e_3 は点 P と Q の間の距離である。アームのたわみはオイラー・ベルヌーイの曲げ理論に従うと仮定する。図 4.14 はアームの有限要素モデルを示している。本節で扱うアームについて，以下の設定あるいは仮定を置く。

1. アームを片持ち梁としてモデル化する。即ち，アーム根元ではたわみは生じない。
2. アームは薄肉矩形断面を有し，厚み t は一定で，高さ $h_{(i)}$ と幅 $b_{(i)}$ が軸方向に変化するものとする。
3. アームと剛体をつなぐ点 P は剛体の重心 Q と一致しない。
4. 軸方向の変形は考慮しない。

座標系 Σ_p における点 Q の座標を $(e_1, -e_2, e_3)$ と表す。図 4.15 は座標系 Σ_a と Σ_p の関係を示した図である。 $\psi(L)$ はアーム先端のねじり角を表しており， e_1 と e_2 はそれぞれ X_p 軸方向， Y_p 軸方向の P と Q の距離である。図 4.14 に示すように，アームを N 個の要素に分割し，各要素内のたわみとねじりを 3 次の内挿関数及び要素両端のたわみ・たわみ角・ねじり角・ねじり率で構成される節点変位ベクトルを用いて表現する⁷⁵⁾。

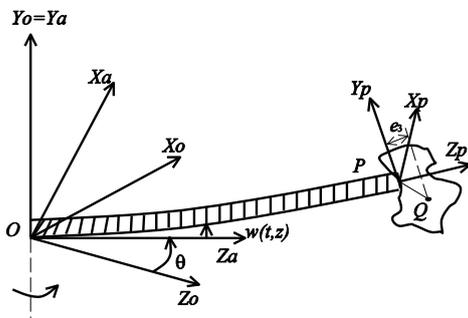


図 4.13 先端に重りの付いたフレキシブルアームと座標系の設定

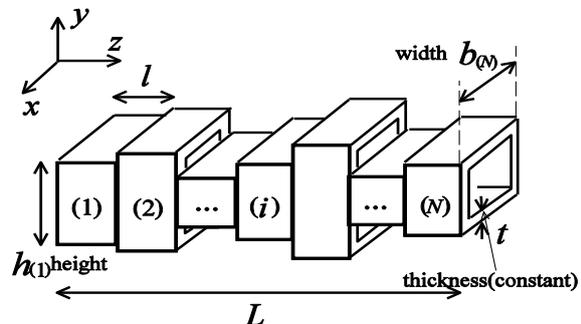


図 4.14 薄肉矩形断面を持つフレキシブルアームの離散化モデル

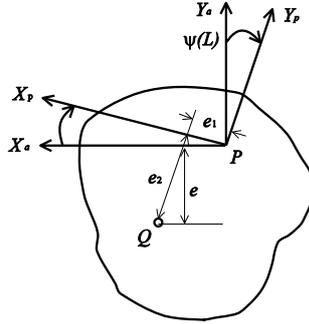


図 4.15 座標系 Σ_a と Σ_p の関係

4.3.1.2 運動方程式の導出

フレキシブルアームの運動エネルギーとポテンシャルエネルギーより，ラグランジュ関数 Γ を以下のように定義する．

$$\Gamma = T_w + T_\psi + T_m - (S_w + S_\psi + S_m) \quad (4.21)$$

ここで T_w はたわみに関する運動エネルギー， T_ψ はねじりに関する運動エネルギー， T_m は先端剛体に関する運動エネルギーである．また， S_w はたわみに関するひずみエネルギー， S_ψ はねじりに関するひずみエネルギーである． S_m は点 Q を通る水平線から測った高さに関する位置エネルギーである．ラグランジュの運動方程式に Γ を代入することにより，アームの運動方程式が得られる．

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \Gamma}{\partial q_i} = f_i \quad (i=1, \dots, 4N+5) \quad (4.22)$$

$$q = [\theta, w_1, w'_1, \psi_1, \psi'_1, \dots, w_{N+1}, w'_{N+1}, \psi_{N+1}, \psi'_{N+1}]^T \quad (4.23)$$

ここで f_i は外力を表す． $w_i, w'_i, \psi_i, \psi'_i$ はそれぞれ i 番目の節点のたわみ，たわみ角，ねじり角，ねじり率である．フレキシブルアームが減衰特性を持つとし，式(4.22)を行列形式で次のように表現する．

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = f \quad (4.24)$$

ここで M, K, D は質量行列，剛性行列，減衰行列である．減衰行列は質量行列と剛性行列を用いて以下のように表されると仮定する．

$$D = \xi_1 M + \xi_2 K \quad (4.25)$$

ξ_1 と ξ_2 は各行列に対する重み係数である．片持ち梁の境界条件を導入した運動方程式を以下のように表す．

$$\hat{M}\ddot{\hat{q}} + \hat{D}\dot{\hat{q}} + \hat{K}\hat{q} = \hat{f} \quad (4.26)$$

$$\hat{q} = [\theta, w_2, w'_2, \psi_2, \psi'_2, \dots, w_{N+1}, w'_{N+1}, \psi_{N+1}, \psi'_{N+1}]^T \quad (4.27)$$

制御入力を表す変数を u とし、アーム根元部分にのみ入力トルクが加わるものとして、外力ベクトル \hat{f} は入力の配置行列 L_1 を用いて次のように表す。

$$\hat{f} = L_1 u \quad , \quad L_1 = [1, 0, \dots, 0]^T \quad (4.28)$$

上式を式(4.26)に代入すると以下のように表される。

$$\hat{M}\ddot{\hat{q}} + \hat{D}\dot{\hat{q}} + \hat{K}\hat{q} = L_1 u \quad (4.29)$$

4.3.1.3 状態方程式と制御系設計

状態変数ベクトルを $x = [\tilde{q}^T \quad \tilde{q}'^T]^T$ とおいて、式(4.29)を次の形式に書き換える。

$$\dot{x} = B_1 x + B_2 u \quad , \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\hat{M}^{-1}\hat{K} & -\hat{M}^{-1}\hat{D} \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \hat{M}^{-1}L_1 \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

尚、 I は単位行列を表している。この状態方程式を基に、アームを回転させる制御則について説明する。目的はたわみやねじれなどの節点変位を抑え、位置決め精度を向上させ、制御に必要な入力エネルギーを少なくすることである。そこで制御性能を評価する指標を次式のように設定する。

$$J(u) = \int_0^{\infty} [x^T \beta x + u^T \kappa u] dt \quad (4.31)$$

ここで β は非負定対称行列であり、 κ は正定対称行列である。評価指標 J は、状態量 x と制御入力量 u の二次形式の和を時間で積分するものである。状態量 x の目標状態を原点に設定すると、評価指標の第1項は基準値からの偏差の2乗であり、第2項は制御入力の消費エネルギーを表しているとみなすことができる。従って、状態量 x の目標状態からの偏差が小さければ小さいほど、また制御入力量が少なければ少ないほどコスト関数 J の値は小さくなる。

評価指標 J を最小にする最適制御入力を求める問題は最適レギュレータ問題と呼ばれ、最適な制御入力 u は次式で与えられる。

$$u = -\kappa^{-1} B_2^T \bar{P} x \quad (4.32)$$

正定対称行列 \bar{P} は次のリッカチ方程式⁷⁶⁾を解くことにより得られる。

$$B_1^T \bar{P} + \bar{P} B_1 - \bar{P} B_2 \kappa^{-1} B_2^T \bar{P} + \beta = 0 \quad (4.33)$$

評価指標 $J(u)$ の最小値は行列 \bar{P} と初期状態ベクトル $x(0)$ を用いて以下の形式で求められる。

$$J^* = x^T(0) \bar{P} x(0) \quad (4.34)$$

以下ではこの J^* のことを動作指標とよぶ。上式でわかるように動作指標 J^* はシステムの初期状態に依存することになる。アームの形状設計の際には、初期状態 $\mathbf{x}(0)$ を予め指定して統一しておくものとする。

4.3.2 評価規範と最適化手法

構造物の性能の良し悪しを評価するための評価規範の定式化について簡単に説明する。構造重量と動作指標という複数の目的関数を有する多目的最適化問題として定式化を行う。構造重量一定という制約は取り除き、寸法値の上下限値を制約条件に取り入れる。定式化した2目的最適化問題を重み係数法やペナルティ法により単目的最適化問題に帰着させる。最適化問題は PSO を用いて解く。

4.3.2.1 最適化問題の定式化

フレキシブルアームの形状設計を行うための設計変数として、構造物の剛性と構造重量に関係のある各要素の高さ h_i ($i=1, \dots, N$) と幅 b_i ($i=1, \dots, N$) を選択する。図 4.14 で示したように、厚さ t については一定とし、設計変数には含まない。軽量且つ振動抑制性能に優れた形状を求めたいので、目的関数の一つとして構造重量を選択する。薄肉矩形断面の場合、構造重量は次式で求められる。

$$W = \sum_{i=1}^N 2\rho(b_i + h_i)tl \quad (4.35)$$

ここで ρ はアームの密度である。振動抑制性能や省エネルギー性を評価する目的関数は式(4.34)で定義した動作指標 J^* とする。この動作指標は状態量と入力量の二次形式の和であるから、目標状態との偏差が小さければ小さいほど、制御入力量が少なければ少ないほど値が小さくなる。つまり動作指標が小さければ、アームの姿勢が目標状態付近にある、あるいはたわみやねじれ角が小さい、制御入力量が少ないということが期待できる。以上2項目に関する多目的最適化問題を次のように表す。

$$\begin{aligned} &\text{Minimize} && W \text{ and } J^* \\ &\text{with respect to} && h_i, b_i \ (i=1, \dots, N) \\ &\text{subject to} && h_L \leq h_i \leq h_U, b_L \leq b_i \leq b_U \end{aligned} \quad (4.36)$$

制約条件のところで出てきた記号 h_L, h_U, b_L, b_U はそれぞれ高さ h_i の上下限値と幅 b_i の上下限値を表している。下添え字の L が付いていれば下限値、 U が付いていれば上限値に対応する。

4.3.2.2 重み係数法とペナルティ法

多目的最適化問題を解く手法は多々あるが、本節では重み係数法とペナルティ法を利用する。これまでの章で述べたことであるが、重み係数法では、重み係数を用いて単目的の目的関数を作成する。

$$\hat{F}_1 \equiv \gamma_1 \frac{W}{W_0} + \gamma_2 \frac{J^*}{J_0^*}, \quad \gamma_1 + \gamma_2 = 1 \quad (4.37)$$

γ_1 と γ_2 は重み係数である。 W_0 と J_0^* は目的関数値を正規化するためのものであり、基準形状の目的関数値を用いる。重み係数を変化させることにより、各設計目的に応じた目的関数を設定することができる。

ペナルティ法は制約付きの最適化問題を制約無し最適化問題に置き換える手法である。複数の制約条件を関数化し、それをペナルティ関数として目的関数に取り込む。この手法を用いて多目的最適化問題を単目的最適化問題に帰着させる。ここでは、構造重量の値を指定し、与えられた構造重量制約の下でもう1つの目的関数である動作指標 J^* の最小化問題として定式化する。構造重量に関する制約を取り入れた目的関数を次式で表す。

$$\hat{F}_2 \equiv \gamma_3 (W - \bar{W})^2 + J^* \quad (4.38)$$

ここで、 γ_3 は正のペナルティ係数であり、 \bar{W} は構造重量の制約値である。構造重量の値が指定された値 \bar{W} と大きくことなる場合、大きなペナルティが課されることにより目的関数の値が悪くなる。従って、構造重量に関する制約条件を満たしつつ動作指標の小さい解が良い解となる。単目的化された最適化問題を改めて以下に示す。

$$\begin{aligned} &\text{Minimize} && \hat{F}_1 \text{ or } \hat{F}_2 \\ &\text{with respect to} && h_i, b_i \quad (i=1, \dots, N) \\ &\text{subject to} && h_L \leq h_i \leq h_U, b_L \leq b_i \leq b_U \end{aligned} \quad (4.39)$$

4.3.3 数値計算例

本節では、最適化問題(4.39)の解を求め、得られた解形状の特徴について議論する。最適化手法はPSO (Particle Swarm Optimization) を用いる。数値計算で使用するパラメータ値を紹介した後、解形状について説明する。基準形状と解形状の振動に関する時間応答を比較し、設計の有効性を示す。

4.3.3.1 パラメータの設定

数値計算で用いるパラメータ値を表 4.2 に示す．最適化手法は PSO¹³⁾を用いたので，PSO に関するパラメータ値も併記している．減衰係数の値は多田ら⁶⁴⁾の論文で使用されていた値を利用した．アームの有限要素モデルの要素数は $N=3$ とした．重み係数法では，重み係数を以下のように設定した．

$$\gamma_1 = 0.00, 0.04, \dots, 0.96, 1.00$$

$$\gamma_2 = 1.00, 0.96, \dots, 0.04, 0.00$$

重み係数の組み合わせの総数は 26 である．ペナルティ法では，ペナルティ係数 γ_3 の値を 100000 に設定した．各要素の寸法の範囲は 3[cm]から 40[cm]までに定め，3 より小さくなった場合は切り上げ，40 より大きくなった場合は切り下げている．

表 4.2 数値計算のためのパラメータ

フレキシブルアーム	アームの長さ L [cm] 密度 ρ [kg/cm ³] ヤング率 E [N/cm ²] ポアソン比 減衰行列の係数 ξ_1, ξ_2	100 0.00786 21000000 0.3 0.01, 0.003
基準形状	高さ h , 幅 b , 厚さ t [cm] 構造重量 W_0 [kg] 動作指標 J_0^*	10, 5, 0.5 11.79 110.45
先端の剛体負荷	質量 m [kg] 高さ, 幅, 厚さ [cm] 質量中心 (e_1, e_2, e_3)	1.5 10, 5, 3 (0, 0.2, 0)
最適レギュレータ問題	初期角度 [rad] 重み行列 β 重み係数 κ	1 diag{1000, 10, ..., 10} 0.00000001
PSO	個体数 反復回数 係数 $c_1, c_2,$ W_{\max}, W_{\min}	100 30 1.5, 1.5, 0.8, 0.2

4.3.3.2 計算結果

重み係数法により得られた結果について紹介する。基準形状の評価項目値は、表 4.2 で示した通り、構造重量 W が 11.79, 動作指標 J^* が 110.45 である。重み係数 γ_1, γ_2 を変化させることにより得られた解の評価項目値の分布を図 4.16 に示す。横軸は構造重量 W を表しており、縦軸は動作指標 J^* を表している。得られた解によりパレートラインが構成されていることがわかる。

パレートライン上の解 A, B, C の形状を図 4.17 に示す。図 4.17 では左側が高さの分布を示した図であり、右側が幅の分布を示した図である。実線は得られた解の形状を示しており、破線は基準形状を示している。評価項目 W と J^* の値は表題のところに併記している。3つの形状すべての場合について、各要素の高さが先端に向かうにつれて細くなっている。また、各要素の幅は寸法制約の下限值で一定になっている。アームの高さについては先細り、アームの幅については細くて一様な形状が好ましいといえる。重み係数の大小による影響について見ると、軽量化を重視するにつれて全体的に細くなっていくが、2番目と3番目の要素の寸法差も同時に小さくなるという特徴が見られた。

得られた解形状の性能を確かめるため、解 A と基準形状との比較を行う。それぞれの形状のアームを初期角度から目標角度へ回転させる際の、先端のたわみの時間応答について調べる。数値シミュレーションの結果を図 4.18 に示す。図 4.18(a) は解 A の時間応答を示したものであり、図 4.18(b) は基準形状の時間応答を示したものである。解 A の方がたわみの最大値が小さく、速く 0 付近に収束していることがわかる。従って、解 A は制御系の性能を上手く発揮できる形状であると言える。

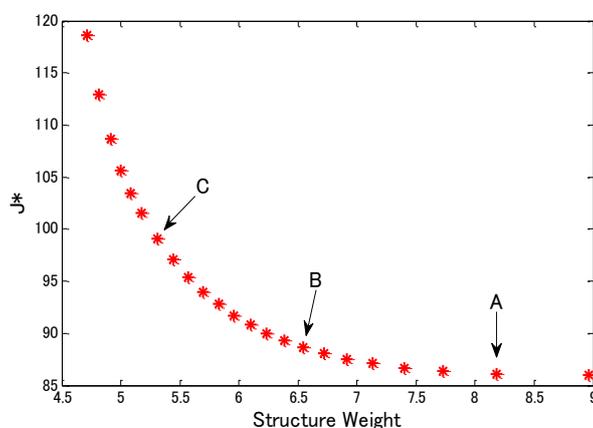
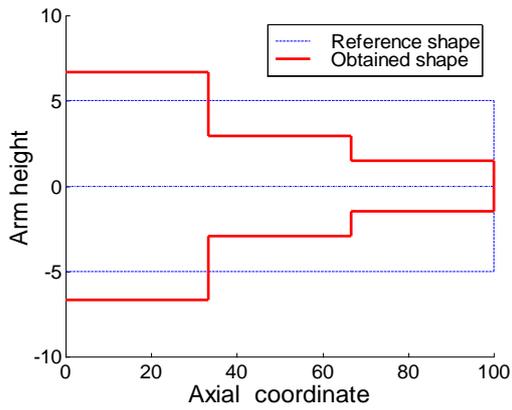
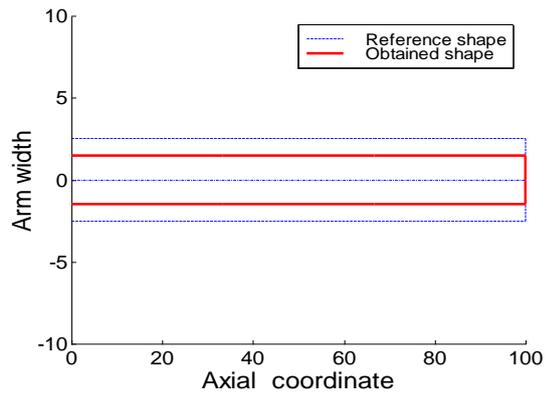


図 4.16 重み係数法で得られた解の目的関数値の分布

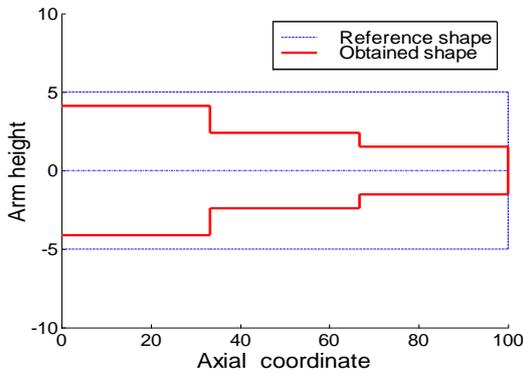


(a) 解 A の高さについての分布

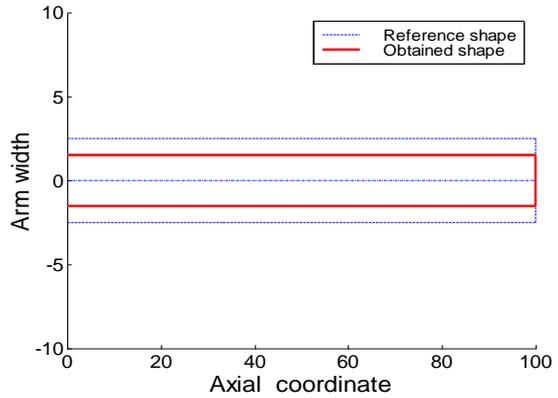


(b) 解 A の幅についての分布

$$(W = 8.17, J^* = 86.10)$$

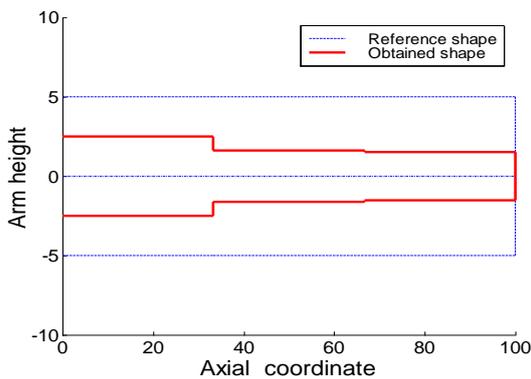


(c) 解 B の高さについての分布

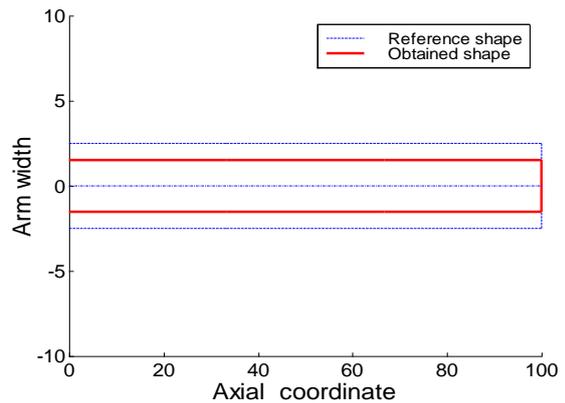


(d) 解 B の幅についての分布

$$(W = 6.55, J^* = 88.63)$$



(e) 解 C の高さについての分布



(f) 解 C の幅についての分布

$$(W = 5.31, J^* = 99.14)$$

図 4.17 図 4.15 で示した解 A~C の形状

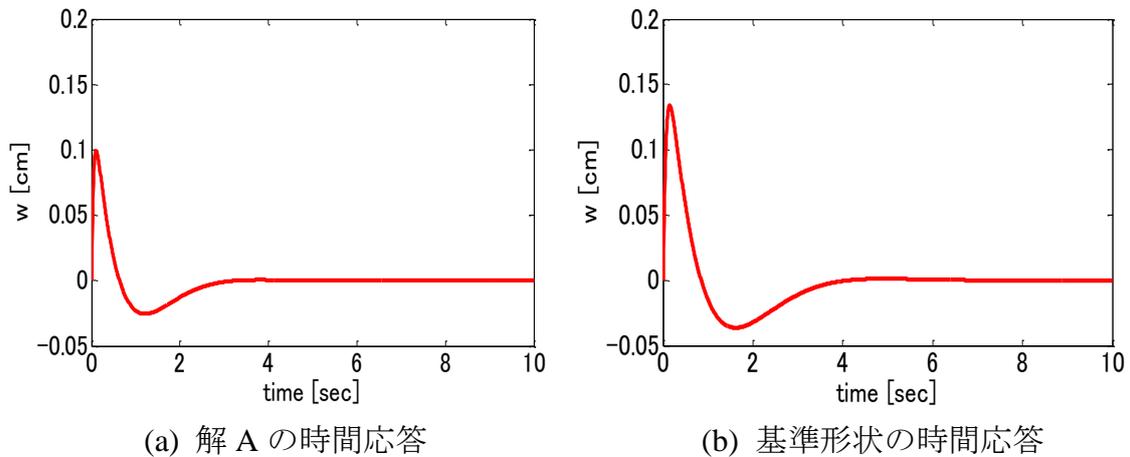


図 4.18 先端のたわみの時間応答

図 4.16 を見ると，重み係数法では基準形状と同じ構造重量を持つ解を得ることができなかった．重み係数の組み合わせを $(\gamma_1, \gamma_2) = (0.0, 1.0)$ として動作指標 J^* に関する単目的最適化問題を解いた場合も基準形状より構造重量の軽い解が得られている．構造重量 W と動作指標 J^* の間にトレードオフの関係が成立していれば，任意に指定した基準形状と同等の構造重量を有する解が得られるはずである．

そこで，ペナルティ法を用いて基準形状の構造重量付近の解を探索することにした．構造重量の制約値 \bar{W} の値を 4 種類指定し，式(4.39)の最適化問題を解いた．ただし，目的関数は F_2 の方である．得られた結果と図 4.16 の結果を合わせたものを図 4.19 に示す．横軸に構造重量 W ，縦軸に動作指標 J^* をとっている．図の中で*は重み係数法で得られた解，×はペナルティ法で得られた解，○は基準形状に対応している．解 D, E, F, G の構造重量は，それぞれ 9.43, 10.22, 11.00, 11.79 である．解 D~G の位置関係を見ると，構造重量が増加するにつれて動作指標も増加していることがわかる．従って，一定以上構造重量が大きい領域では，2つの項目間にトレードオフの関係が成立しないと考えられる．この要因として，構造重量が大きくなると動作に必要なエネルギーが多くなるため動作指標 2 項目の制御入力 u に関する項が大きくなることが考えられる．構造重量を大きくして太くすることにより，たわみの振動を小さくすることができるが，それ以上に入力量が大きくなれば，動作指標全体として値が大きくなることが起こりうる．

ペナルティ法により新たなパレート解を見つけることはできなかったが，構造重量が一定の値より大きくなると，2つの評価項目間にトレードオフの関係が見られなくなることがわかった．従って，図 4.16 に示した解がパレートラインを構成していることが確認できた．

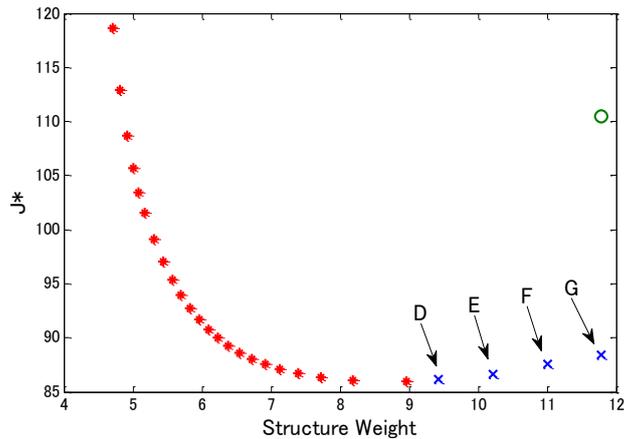


図 4.19 重み係数法とペナルティ法で得られた解及び基準形状に対応する評価項目値の分布

4.3.4 4.3 節のまとめ

本節では動作面外に生じる変形を考慮したフレキシブルアームの形状設計を行った。先端に剛体負荷を取り付けた薄肉矩形断面を持つアームを取り扱った。先端の剛体負荷の影響によりねじり変形が生じるものの、動作面外で生じる変形のため、直接動作中の振動を抑えることが難しいという問題点があった。フレキシブルアームをゆっくりと動かせば振動の問題を無視することができるが、作業を行うために大きな時間を要することになる。この問題に対応するため最適レギュレータ問題として定式化を行い、制御入力量が少なく、位置決め精度あるいは振動抑制性能に優れた構造を求めることにした。本節ではこの評価指標を動作指標と呼んでいた。

4.2 節では振動抑制性能についての単目的最適化問題であったが、4.3 節では構造重量と動作指標の 2 つの目的関数を考える多目的最適化問題として定式化を行った。重み係数法により単目的最適化問題に帰着させ、PSO (Particle Swarm Optimization)を用いてパレート解を求めた。また、ペナルティ法を用いて指定した構造重量の下で最適解を求めたところ、一定以上構造重量が大きくなると、動作指標の値も大きくなることがわかった。パレートライン上の解に共通する点として、アーム高さが先細りとなり、アームの幅は薄くて一定という特徴が見られた。得られた解形状について先端のたわみの時間応答を数値シミュレーションで調べ、振動抑制性能に優れていることを確認した。

4.4 非線形ダイナミクスを考慮した形状設計

本節では、フレキシブルアームの非線形ダイナミクスを一部考慮した形状設計について述べる。これまでの節では線形の状態方程式あるいは線形近似した状態方程式に基づいて振動抑制性能を評価していた。しかしながら、高速に動作するフレキシブルアームの場合、線形近似モデルではシステムの挙動を十分に記述できないおそれがある。そこで、比較的小さな範囲で動作するアームを対象として、これまで無視してきた項を考慮に入れたモデルを扱う。ただし、水平面内を運動するフレキシブルアームについて考えるものとし、アームのたわみ変形のみを考え、ねじりについては考慮しない。振動抑制に関する評価項目として、前節同様最適レギュレータ問題に関する動作指標を扱う。指定した構造重量の下で、優れた動作指標となる形状を求める。

本節の前半では1リンクフレキシブルアームの形状設計について述べる。4.2節で述べた従来モデルとLeeによって提案されたモデル⁷⁷⁾の2つを取り扱う。従来モデルはたわみが回転軸と垂直であることを仮定しているが、Leeのモデルではたわみと回転軸は垂直ではない。このモデル化の違いがどのように形状に効くのかを調べる。

後半では2リンクフレキシブルアームの形状設計について述べる。2リンクアームの場合、一方のリンクの動作が他方のリンクに影響を与えるため、より複雑なシステムとなっている。本研究では、小島が提案した2リンクフレキシブルアームのモデル⁷⁸⁾を用いて形状設計を行う。1リンク目と2リンク目それぞれの形状の特徴及びアーム全体としての特徴を調べる。

4.4.1 1リンクフレキシブルアームの運動方程式

水平面内を運動する1リンクフレキシブルアームの運動方程式の導出について説明する。図4.20は、1リンクフレキシブルアームの座標系の設定及びたわみ変位を示したものである。図4.20(a)は図4.1(a)と同じ従来モデルを表している。図4.1(a)との違いは先端に質点とみなした重りを付けている点である。図中の各記号は図4.1で示したものと同一である。この従来モデルは、リンク先端に近いところではたわみの影響により軸方向の伸びが大きくなるという特徴を有している。この点に着目したLeeは図4.20(b)のようなモデルを提案した。以下、このモデルをLeeモデルと呼ぶ。このモデルの特徴は、たわみにより軸方向に伸びることを抑えたモデルで

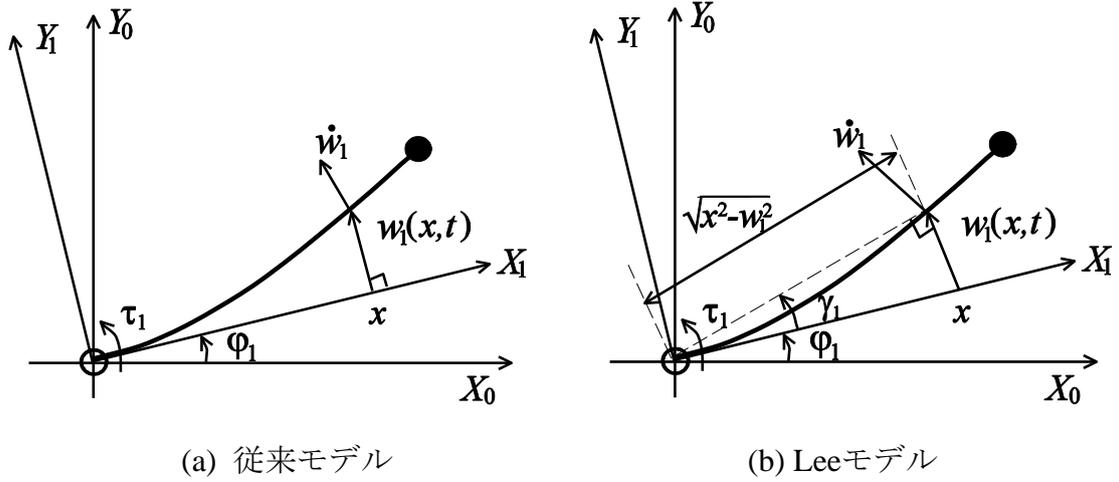


図4.20 1リンクアームのたわみのモデル

あり，たわみはリンク軸方向に垂直ではない．新しく登場した変数 γ_1 は以下の関係を有している．

$$\cos \gamma_1 = \frac{\sqrt{x^2 - w_1^2}}{x}, \quad \sin \gamma_1 = \frac{w_1}{x} \quad (4.40)$$

図4.20(b)を参照すると位置ベクトル \mathbf{p}_1 は次のように表される．

$$\mathbf{p}_1 = \begin{bmatrix} \sqrt{x^2 - w_1^2} \cos(\phi_1 + \gamma_1) \\ \sqrt{x^2 - w_1^2} \sin(\phi_1 + \gamma_1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{x^2 - w_1^2} \left(\frac{\sqrt{x^2 - w_1^2}}{x} \cos \phi_1 - \frac{w_1}{x} \sin \phi_1 \right) \\ \sqrt{x^2 - w_1^2} \left(\frac{\sqrt{x^2 - w_1^2}}{x} \sin \phi_1 + \frac{w_1}{x} \cos \phi_1 \right) \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

リンク各部の速度の二乗 v_1^2 は次のようになる．

$$v_1^2 = \dot{\mathbf{p}}_1^T \dot{\mathbf{p}}_1 = (x^2 - w_1^2) \dot{\phi}_1^2 + \frac{x^2 \dot{w}_1^2}{x^2 - w_1^2} + 2\sqrt{x^2 - w_1^2} \dot{w}_1 \dot{\phi}_1 \quad (4.42)$$

ここで， x に対してたわみ w_1 が十分小さいとして $w_1^2/x^2 \approx 0$ と仮定し， v_1^2 を次のように近似する．

$$v_1^2 = (x^2 - w_1^2) \dot{\phi}_1^2 + \dot{w}_1^2 + 2x \dot{w}_1 \dot{\phi}_1 \quad (4.43)$$

式(4.2)で示した従来モデルとの違いは， $w_1^2 \dot{\phi}_1^2$ の項の符号が変わっていることである．

従来モデルとLeeモデルに対する速度 v_1 を用いてラグランジュ関数 L を次式で定義する．

$$L = \frac{1}{2} \left(\int_0^L \rho A_1 v_1^2 dx + m_1 v_{1L}^2 \right) - \frac{1}{2} \int_0^L EI_1 \left(\frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (4.44)$$

ここで，一項目はリンクとリンク先端の重りの運動エネルギーであり，二項目はリ

リンクのひずみエネルギーを表している。式中の記号, L_1 , r , A_1 , m_1 , v_{1L} , E , I_1 はそれぞれ, リンク長, 密度, 断面積, リンク先端の重りの質量, リンク先端の重りの速度, 縦弾性係数, 断面二次モーメントである。尚, v_{1L}^2 は式(4.43)において $x=L_1$ とした場合の値に相当する。式(4.8)との違いは, 1項目に先端の重りに関する運動エネルギーの項が追加されている点である。

これまでの節同様, フレキシブルアームを片持ち梁状の段付き構造物として扱い, オイラー・ベルヌーイの曲げ理論を適用してモデル化する。即ち, アームを N_1 個の要素に分割し, i 番目の要素内のたわみ $w_1^{(i)}$ を次式で表現する。

$$w_1^{(i)}(s,t) = \phi^{(i)}(s)\delta^{(i)}(t) \quad (4.45)$$

s は要素毎に設定される局所座標系, ベクトル $\delta^{(i)}$ は, i 番目の要素両端のたわみ w とたわみ角 θ を並べた節点変位ベクトルである。式(4.44) を N_1 コの要素に関する和に離散化した後, 式(4.45) を適用することにより有限次元近似したラグランジュ関数 L が得られる。ラグランジュ方程式に L を代入することによりフレキシブルアームの運動方程式を得る。

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial L}{\partial q_j} = f_j \quad (j=1,2,\dots,2(N_1+1)+1) \quad (4.46)$$

ただし, q_j は4.2節で説明したものと同様, $\varphi_1, w_1^{(1)}, \theta_1^{(1)}, \dots, w_2^{(N_1+1)}, \theta_2^{(N_1+1)}$ のいずれかを表す変数であり, f_j は外力を表す。リンク根元ではたわみとたわみ角が常に0 であるとして片持ち梁の境界条件 $w_1^{(1)} \equiv 0, \theta_1^{(1)} \equiv 0, \dot{w}_1^{(1)} \equiv 0, \dot{\theta}_1^{(1)} \equiv 0$ を適用し, 行列形式を用いて次の形で表現する。

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{u} \quad (4.47)$$

ただし, \mathbf{M} は質量行列, \mathbf{C} は非線形項をまとめたベクトル, \mathbf{K} は剛性行列, \mathbf{u} は入力量を表すベクトルである。

4.4.2 制御系設計 (1 リンクアーム)

制御系設計の際に取り扱いやすいようにするため, 式(4.47) の運動方程式を状態方程式へと変換する。 $\mathbf{x} = [\mathbf{q}^T \quad \dot{\mathbf{q}}^T]^T$ とおくことにより次のように表記する。

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{\Gamma} \end{bmatrix} \mathbf{u} \equiv \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x})\mathbf{u} \\ \mathbf{\Gamma} &= [1 \quad 0 \quad 0 \quad \dots \quad 0]^T \end{aligned} \quad (4.48)$$

行列 Γ は入力配置を表す行列である。アームへの入力、根元の回転関節のみに加わるものとする。即ち、状態変数 ϕ_1 に入力が入るように Γ 内に係数1を配置している。

続いて制御系設計について述べる。一般に、非線形の状態方程式に対して自動的にフィードバック入力を計算することは困難であるが、1入力のシステムの場合、PD制御により位置決め制御を行うことは可能である。実際にフレキシブルアームの制御に適用した報告⁷⁹⁾もある。ここでは、1リンク剛体アームのモデルから制御入力量の計算を行う。1リンク剛体アームの運動方程式は式(4.44)において $w_1=0$ とすることにより得られる。運動方程式を変形して得られた状態方程式を次式で表す。

$$\dot{\mathbf{x}}_1 = \mathbf{A}_1 \mathbf{x}_1 + \mathbf{B}_1 u_1, \quad \mathbf{x}_1 = [\phi_1 \ \dot{\phi}_1]^T \quad (4.49)$$

この剛体アームの状態方程式に対して、4.3節と同様に最適レギュレータ問題から制御入力を決定する。評価指標は4.3節と同じものを用いることとし、状態変数 \mathbf{x}_1 と入力 u の二次形式の和を半無限区間 $[0, \infty)$ で積分したものを考える。

$$J_1(u) = \int_0^{\infty} [\mathbf{x}_1^T \mathbf{Q}_1 \mathbf{x}_1 + u^T \mathbf{R}_1 u] dt \quad (4.50)$$

ここで、制御目的に対する重み行列 \mathbf{Q}_1 は非負定な対称行列、制御入力への重み行列 \mathbf{R}_1 は正定対称行列とする。重み行列の定性的な設計指針としては \mathbf{Q}_1 を大きくとれば状態を目標値付近に保つための制御性能が増し、 \mathbf{R}_1 を大きくとれば制御入力を小さくできることになる。式(4.49)のような定係数線形システムの場合、動作指標 J_1 を最小にする制御入力 u^* はリッカチの行列方程式

$$\mathbf{A}_1^T \mathbf{P}_1 + \mathbf{P}_1 \mathbf{A}_1 - \mathbf{P}_1 \mathbf{B}_1 \mathbf{R}_1^{-1} \mathbf{B}_1^T \mathbf{P}_1 + \mathbf{Q}_1 = \mathbf{0} \quad (4.51)$$

のただ一つの対称非負定解 \mathbf{P}_1 を用いて、

$$\mathbf{u}^* = -\mathbf{B}_1 \mathbf{R}_1^{-1} \mathbf{B}_1^T \mathbf{P}_1 \mathbf{x}_1 \quad (4.52)$$

と定まる。この手続きで得られた制御入力 u^* を1リンクフレキシブルアームのモデルに適用する。

4.4.3 最適設計問題の定式化 (1リンクアーム)

今回扱うフレキシブルアームは、図4.21に示すように片方を固定された円形断面をもつ段付き梁と見なす。アームの形状設計を行うための設計変数は各要素の断面直径 $d^{(i)}$ を採用する。動作指標に関する評価については、式(4.50)を直接用いても剛体アームのモデルに対する評価しか行うことができない。ここでは、式(4.52)で得られた制御入力 u^* をフレキシブルアームのモデルに適用し、数値シミュレーションにより時間応答を得ることで動作指標の計算を行う。数値シミュレーションにより

動作指標の計算を行うため、式(4.50)の形式の動作指標を時間的に離散化したものを用いる。

$$J_1^* = \sum_{i=1}^{N_T} [x^T Q x + u^T R u] \Delta t, \quad t_f = N_T \times \Delta t \quad (4.53)$$

N_T は時間区間の分割数であり、 Δt は時間間隔である。 t_f は動作指標の評価終了時刻を表している。この評価項目はフレキシブルアームのモデルに対するものなので、 x は式(4.48)で出てきた状態変数であり、重み行列 Q と R についても、フレキシブルアームのモデルに対応したサイズになっている。以上より、最適化問題を次式で表す。

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && J_1^* \\ & \text{with respect to} && d^{(i)} \quad (i=1,2,\dots,N_1) \\ & \text{subject to} && W = \bar{W}, \quad d_L \leq d^{(i)} \leq d_U \end{aligned} \quad (4.54)$$

制約条件のところに示された W は構造重量であり、次式で計算する。

$$W = \sum_{i=1}^{N_1} \rho \pi \left(\frac{d^{(i)}}{2} \right)^2 l_i \quad (4.55)$$

\bar{W} は基準重量、 d_L と d_U はそれぞれ寸法の下限值と上限値である。構造重量に関する制約条件を満足させるため、基準重量を用いて各断面寸法の正規化を行った。寸法正規化の際に、寸法の上下限値の制約を破ることになった場合は、制約を満たさなかった要素数に応じてペナルティを与える。尚、2つのモデル（従来モデルとLeeモデル）の要素分割数を揃え、状態変数 x の次元を同一にしておく。最適化問題(4.55)はPSO (Particle Swarm Optimization) を用いて解を求めた。

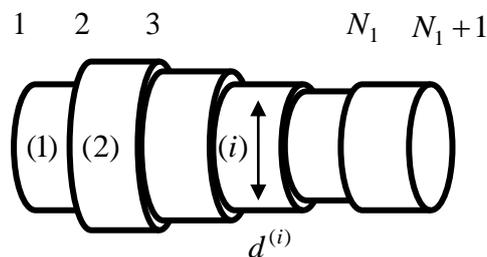


図4.21 円形断面をもつ有限要素モデル

4.4.4 数値計算例（1 リンクアーム）

4.4.4.1 パラメータの設定

数値計算の際に用いたパラメータについて紹介する．数値計算の用いたパラメータの値を表4.3に示す．重み行列 Q の係数について，はじめの係数2 はリンクの角度 φ_1 に対応しており，次の係数20 の部分は各節点のたわみとたわみ角に対応している．残りの係数2 の部分は各変数を時間微分した変数に対応するものである．即ち，たわみとたわみ角に対応する箇所の重みを大きくして振動抑制性能を重視している．断面直径の下限値は5[mm]，上限値は20[cm] にしている．基準重量は，各要素直径が2[cm] で一様な形状より決定した．

表 4.3 数値計算のためのパラメータ

フレキシブルアーム	アームの長さ L [m]	1.0
	密度 ρ [kg/m ³]	2698
	ヤング率 E [GPa]	70.3
	先端のおもり m_1 [kg]	0.5
動作指標	初期角度 φ_1 [rad]	$\frac{1}{6}\pi$
	重み行列 Q	diag{ 2, 20, ..., 20, 2, ..., 2 }
	重み係数 R	1
	評価終了時間 t_f [s]	7
PSO	個体数	50
	反復回数	50

4.4.4.2 計算結果

探索により得られた解の形状を図 4.22 に示す．図 4.22(a), (b)はそれぞれ従来モデルと Lee モデルについて得られた形状である．各図とも，アームを側面から見た図であり縦軸方向の長さが断面の直径 d を表している．図の左端がリンクの根元であり，右端がリンク先端である．各形状の動作指標 J^* の値を表題のところに併記

している。ただし、基準形状の構造重量 \bar{W} は 0.424 であり、動作指標 J^* は 4.866 である。すべての形状について、リンクの根元が太く、リンク先端に向かうにつれて細くなるテーパ状になった。各要素の断面直径の比を調べると、おおよそ 4:2:1 になっており、リンク先端に向かうにつれて直径が半分ずつになっているといえる。どちらのモデルの場合も同じ形状が得られたことから、形状設計に関しては2つのモデルの違いによる影響が見られなかった。これは、最適レギュレータに基づいて計算された制御入力 u^* を用いたことにより、たわみがあまり大きくならなかったことが要因であると考えられる。

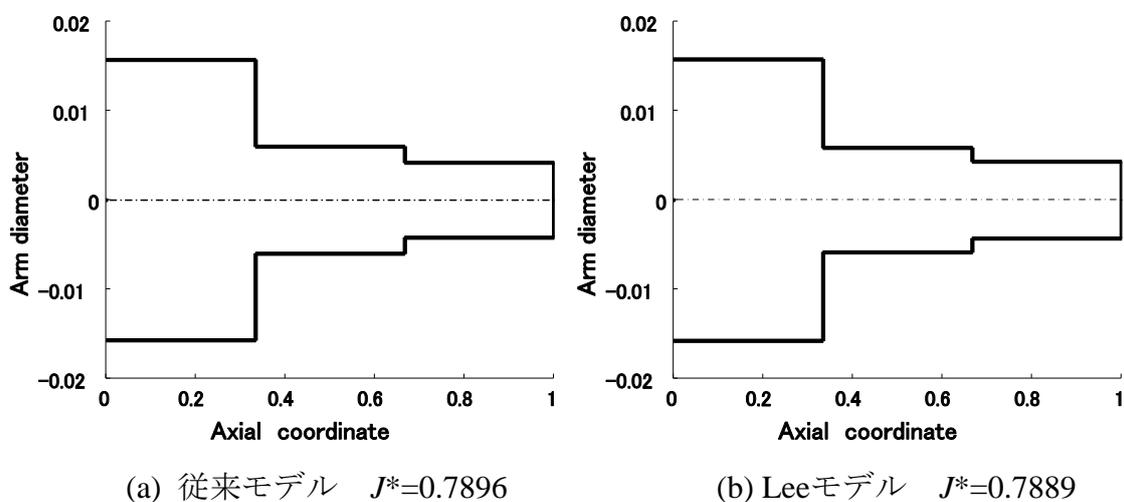


図4.22 アームの解形状

4.4.5 2 リンクフレキシブルアームの運動方程式

水平面内を運動する2リンクフレキシブルアームの運動方程式の導出について説明する。図4.23は2リンクフレキシブルアームの座標系の設定を示したものである。小島⁷⁸⁾が提案したモデルなので、以下では小島モデルと呼ぶ。図中の記号については、 X_2Y_2 はリンク2根元の回転関節に固定された座標系であり、 w_{1L} と θ_{1L} はそれぞれリンク1先端部分のたわみとたわみ角を表している。このモデルの特徴は、各リンクの回転速度ベクトルとたわみ速度ベクトルをベクトルの的に足し合わせてリンク各部の速度ベクトルを求める点である。リンク1各部の速度の2乗 v_1^2 は式(4.2)と同じになる。次にリンク2各部の速度 v_2 は、リンク1先端の速度 v_{1L} とリンク2が単独で回転する場合の速度 v_2' をベクトルの的に加え合わせるにより次式で表される。

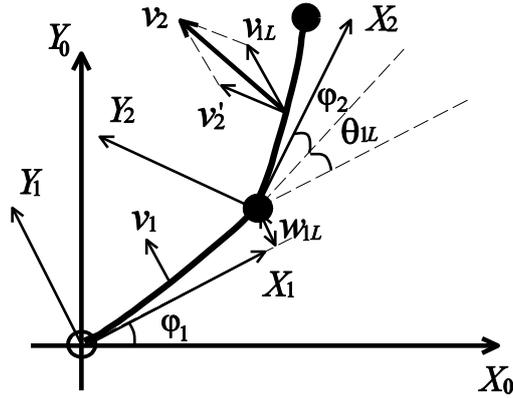


図4.23 小島モデル

$$v_{1L} = L_1 \dot{\phi}_1 + \dot{w}_{1L} \quad (4.56)$$

$$v_2' = x_2 (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_2 + \dot{\theta}_{1L}) + \dot{w}_2 \quad (4.57)$$

$$v_2^2 = v_{1L}^2 + (v_2')^2 + 2v_{1L}v_2' \cos \theta_{1L} \quad (4.58)$$

速度 v_1 と v_2 を用いてラグランジュ関数 L を次式で定義する.

$$L = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left(\int_0^{L_i} \rho A_i v_i^2 dx_i + m_i v_{iL}^2 \right) - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \int_0^{L_i} EI_i \left(\frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} \right)^2 dx_i \quad (4.59)$$

ここで、 v_{1L} と v_{2L} はリンク1とリンク2先端の重りの速度を表している. 1リンクアームの運動方程式の場合と同様にして、式(4.59) を N_1+N_2 コの要素に関する和に離散化した後、式(4.45) を適用することにより有限次元近似したラグランジュ関数が得られる. ラグランジュ方程式に L を代入することにより2リンクアームの運動方程式を得る.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial L}{\partial q_j} = f_j \quad (j=1,2,\dots,2(N_1+N_2+2)+2) \quad (4.60)$$

ただし、 q_j は $\phi_1, \phi_2, w_i^{(1)}, \theta_i^{(1)}, \dots, w_r^{(N_1+N_2+2)}, \theta_r^{(N_1+N_2+1)}$ のいずれかを表す変数である. リンク1

とリンク2の根元ではたわみとたわみ角が常に0 であるとして片持ち梁の境界条件を適用し、次のような行列形式で表す.

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{u} \quad (4.61)$$

見た目は式(4.47) と同じであるが次元の数が増加している.

4.4.6 制御系設計 (2 リンクアーム)

制御系設計の際に取り扱いやすいようにするため、式(4.61) の運動方程式を状態方程式へと変換する． $\mathbf{x}_2 = [\mathbf{q}^T \ \dot{\mathbf{q}}^T]^T$ とおくことにより次のように表記する．

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_2 &= \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}_2 + \begin{bmatrix} 0 \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{\Gamma} \end{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{\Gamma} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (4.62)$$

行列 $\mathbf{\Gamma}$ は入力配置を表す行列であるが、アームへの入力が φ_1 と φ_2 の2つになっているので、それぞれに入力が入るように係数1が配置されている．

制御入力については1リンクアームの時と同様に2リンク剛体アームの状態方程式を元に決定する．運動方程式を変形して得られた状態方程式を次式で表す．

$$\dot{\mathbf{x}}_2 = f(\dot{\mathbf{x}}_2, \mathbf{x}_2) + g(\mathbf{u}), \quad \mathbf{x}_2 = [\varphi_1 \ \varphi_2 \ \dot{\varphi}_1 \ \dot{\varphi}_2]^T \quad (4.63)$$

この剛体アームの状態方程式に対して、1リンクアームの場合と同様に最適レギュレータ問題から制御入力を決定する．評価指標は以下の形で与える．

$$J_2(\mathbf{u}) = \int_0^\infty [\mathbf{x}_2^T \mathbf{Q}_2 \mathbf{x}_2 + \mathbf{u}^T \mathbf{R}_2 \mathbf{u}] dt \quad (4.64)$$

ここで、制御目的に対する重み行列 \mathbf{Q}_2 は非負定な対称行列、制御入力への重み行列 \mathbf{R}_2 は正定対称行列とする．今回は剛体アームの方程式も非線形であるためこれまで通りリッカチ方程式を解いて最適制御入力を求めることはできない．

式(4.63) のような時不変非線形システムに対し、動作指標 J_2 を最小にする入力は次式で与えられる⁷⁶⁾．

$$\mathbf{u}^*(x_2) = -\frac{1}{2} \mathbf{R}_2^{-1} g(x_2)^T \frac{\partial V^*(x_2)^T}{\partial x_2} \quad (4.65)$$

ここで $V^*(x)$ は以下のHamilton-Jacobi 方程式の解である．

$$\begin{aligned} \frac{\partial V^*}{\partial x_2} f + x_2^T \mathbf{Q}_2 x_2 - \frac{1}{4} \frac{\partial V^*}{\partial x_2} g \mathbf{R}_2^{-1} g^T \frac{\partial V^{*T}}{\partial x_2} &= 0 \\ V^*(0) &= 0 \end{aligned} \quad (4.66)$$

この式から直接 V^* を求めることは困難なため、次の漸近近似を導入する⁸⁰⁾．

$$\frac{\partial V^{(k)}}{\partial x_2} (f + g\mathbf{u}^{(k)}) + x_2^T \mathbf{Q}_2 x_2 + \mathbf{u}^T \mathbf{R}_2 \mathbf{u} = 0 \quad (4.67)$$

上式を解き、求めた $V^{(k)}$ から

$$\mathbf{u}^{(k+1)} = -\frac{1}{2} \mathbf{R}_2^{-1} \mathbf{g}^T \frac{\partial V^{(k)T}}{\partial \mathbf{x}_2} \quad (4.68)$$

として順次反復計算を行うことにより、 $\mathbf{u}^*(x)$ を決定する。しかしこの方程式も容易に解くことができないため水野ら⁸¹⁾の手法に倣い、基底関数としてChebyshev 多項式を用いたGalerkin 近似を導入することにより式(4.66) の偏微分方程式を線形連立方程式で近似する。なお、反復ステップの初期入力 $\mathbf{u}^{(0)}$ は線形近似システムに対するRiccati方程式の解 \mathbf{P} を用いて与える。この手法の欠点として、連立方程式の規模が大きくなることが挙げられる。次元の数が状態変数の数の累乗で増加するため、状態変数の数が問題になる。原理上は、式(4.62) で表されるシステムの全状態量を利用した状態フィードバックを構成することも可能であるが、現在の計算機の性能を考えると現実的ではない。そこで、剛体モデルに対して制御系コントローラを設計し、得られた入力 \mathbf{u}^* をシステム(4.62) に入力するという方式をとっている。剛体アームに基づいて算出した入力をフレキシブルアームに適用し、状態変数と目標値との偏差を評価する。

4.4.7 最適設計問題の定式化 (2 リンクアーム)

1リンクアームの場合と同様、2リンクアームの場合も片方を固定された円形断面をもつ段付き梁と見なす。アームの形状設計を行うための設計変数は各要素の断面直径 $d^{(i)}$ を採用する。数値シミュレーションにより動作指標の計算を行うため、式(4.64) の形式の動作指標を時間的に離散化したものを用いる。

$$J_2^* = \sum_{i=1}^{N_T} [\mathbf{x}_2^T \mathbf{Q} \mathbf{x}_2 + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}] \Delta t, \quad t_f = N_T \times \Delta t \quad (4.69)$$

N_T は時間区間の分割数であり、 Δt は時間間隔である。 t_f は動作指標の評価終了時刻を表している。以上より、最適化問題を次式で表す。

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && J_2^* \\ & \text{with respect to} && d^{(i)} \quad (i=1,2,\dots,N_1+N_2) \\ & \text{subject to} && W = \bar{W}, \quad d_L \leq d^{(i)} \leq d_U \end{aligned} \quad (4.70)$$

制約条件のところに示された W は構造重量であり、次式で計算する。

$$W = \sum_{i=1}^{N_1+N_2} \rho \pi \left(\frac{d^{(i)}}{2} \right)^2 l_i \quad (4.55)$$

\bar{W} は基準重量、 d_L と d_U はそれぞれ寸法の下限值と上限値である。構造重量に関す

る制約条件を満足させるため、基準重量を用いて各断面寸法の正規化する。最適化問題(4.70)はPSO (Particle Swarm Optimization) を用いて解を求めた。

4.4.8 数値計算例（2 リンクアーム）

4.4.8.1 パラメータの設定

数値計算の際に用いたパラメータについて紹介する。数値計算の用いたパラメータの値を表4.4に示す。重み行列 Q_2 の係数について、はじめの2つの係数はリンクの角度 φ_1 と φ_2 に対応しており、次の係数20の部分は各節点のたわみとたわみ角に対応している。残りの係数2の部分は各変数を時間微分した変数に対応するものである。即ち、たわみとたわみ角に対応する箇所の重みを大きくして振動抑制性能を重視している。断面直径の下限値は5[mm]、上限値は20[cm]である。基準重量は、各要素直径が2[cm]で一様な形状より決定した。各リンクの要素分割数はそれぞれ3であり、式(4.66)を連立方程式で近似する際のChebyshev多項式の次数は4である。

表 4.4 数値計算のためのパラメータ

フレキシブルアーム	各リンクの長さ L_i [m] 密度 ρ [kg/m ³] ヤング率 E [GPa] 先端のおもり m_1, m_2 [kg]	1.0 2698 70.3 0.5, 0.1
動作指標	初期角度 φ_1, φ_2 [rad] 重み行列 Q_2 重み係数 R_2 評価終了時間 t_f [s]	$\frac{1}{10}\pi, \frac{1}{36}\pi$ diag{ 2, 2, 20, ..., 20, 2, ..., 2 } 単位行列 12
PSO	個体数 反復回数	50 20

4.4.8.2 計算結果

探索により得られた解の形状を図 4.24 に示す。アームを側面から見た図であり縦軸方向の長さが断面の直径 d を表している。各図中の左側三つの要素がリンク 1 の形状を表しており、右側三つの要素がリンク 2 の形状を表している。各形状の動作指標 J^* の値を表題のところに併記している。解形状を見るとリンク 1 リンク 2 共に先端に向かうにつれて細くなるテーパ状になった。リンク 1 の一つ目の要素が大きく、二つ目の要素はその半分であり、そこからは徐々に細くなるという特徴を有している。2 リンクアーム全体として見ると、1 リンク目の根元から 2 リンク目先端まで順に細くなっていくテーパ状になった。

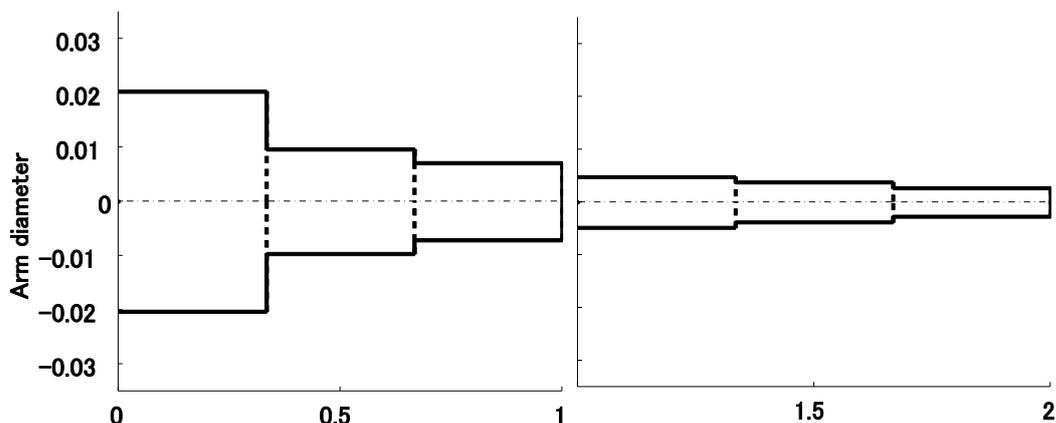


図4.24 アームの解形状 (小島モデル) $J^*=0.7310$

4.4.9 4.4 節のまとめ

本節では、非線形ダイナミクスを考慮したアームの形状設計について述べた。水平面内を運動するフレキシブルアームを対象として、1 リンクのフレキシブルアームと 2 リンクのフレキシブルアームそれぞれについて設計を行った。1 リンクのフレキシブルアームでは、従来モデルと Lee が提案したモデルの 2 種類を扱った。たわみのダイナミクスの違いを反映したモデルに対し、有限要素解析を基に運動方程式を導出した。最適制御問題として定式化を行い、非線形ダイナミクスを部分的に考慮したフィードバック制御系を構築した。最適制御問題の動作指標 (状態変数と制御入力量の二次形式の和を時間区間で積分した量) を評価項目に選び、体積一定の制約のもとで最適な形状を求めた。どちらのモデルに対しても先細りの形状が有

利であることを確認した。また、得られた解の形状についてモデルの違いによる差は見られなかった。

2 リンクのフレキシブルアームについては小島が提案したモデルを用いて運動方程式を導出し、最適レギュレータにより制御系の設計を行った。1リンクアームの場合と同様に動作指標を目的関数として、構造重量一定の制約の下で最適な形状を求めた。リンク1根元からリンク2先端に向けて徐々に細くなるテーパ状の形状が得られた。

4.5 結言

本章では制御系の性能を考慮にいたれたフレキシブルアームの形状設計について述べた。大きく分けて3つの内容について扱っている。1つ目は、振動抑制性能に優れた形状を求め、設計の効果を実験により確かめることについて述べた。振動抑制性能を評価するため、動的システムの H_2 ノルムに着目して目的関数を設定した。水平面内を回転する1リンクフレキシブルアームを対象に最適設計問題を定式化した。最適化により得られた解の形状は先細りの形状であった。得られた解形状を有する実験用のフレキシブルアームを作成し、レーザー変位計やひずみゲージを用いてたわみによる振動の測定を行った。解形状の場合、振動のピークが小さく、振動の収束も速かったので、設計の有効性を確認することができた。

内容の2つ目は、動作面外に生じる変形を考慮にいたれた最適形状設計である。アームの先端に取り付けられた剛体負荷の影響により、動作面外にねじりによる振動が生じる状況において振動抑制性能に優れた形状を求めた。フレキシブルアームが動作する際の振動を抑えつつ素早く目標位置に到達させるため最適レギュレータを利用した。構造重量と動作指標についての2目的最適化問題として定式化を行い、重み係数法、ペナルティ法を用いてパレート解を求めた。パレート解に共通する特徴は、アームの要素高さは先細りとなり、要素幅は予め定めた下限値で一定という形状であった。数値シミュレーションを行い、同体積の一樣な形状のたわみに関する時間応答と比較したところ、解形状の方がたわみのピークが小さく、振動の収束も速いことを確認した。

内容の3つ目は、フレキシブルアームの非線形ダイナミクスを考慮した形状設計である。はじめの2つのモデルでは線形システムを扱っていた。しかしながら、フレキシブルアームが高速に動作する場合にはこれまで無視してきた非線形項の影響が大きくなっていく。このような状況に対応するため、これまで無視してきた項

を取り入れたモデルを作成し、振動抑制性能にすぐれたアームの形状設計を行った。1リンクフレキシブルアームを対象として2つのモデルについて最適な形状を求めた。解形状の特徴は先細りの形状であり、2つのモデルの間の差異は見られなかった。また、2リンクフレキシブルアームの設計についても述べた。近似的に制御系の設計を行い、動作中の位置偏差と制御入力量を評価指標として最適化問題を定式化した。得られた解形状は、リンク1根元からリンク2先端に向けて徐々に細くなる先細りの形状であった。

フレキシブルアームの形状設計について述べたが、得られた結果はいずれも先細りの形状が有利であるということであった。静的な荷重条件の場合にテーパ状の形状が有利であることは知られていたが、制御系の性能を考慮する場合もテーパ状の形状が有利であることを確認することができた。ただし、どのような割合で寸法が細くなるかについては、制御器の構成に依存するため状況に応じて適切な形状を決めることが重要である。

第5章 結論

構造最適化の分野は、有限要素解析の手法及び最適化手法の発展と共にますます広がりを見せている。また、計算機の処理能力の向上と共に大規模かつ複雑な設計問題も取り扱えるようになってきている。さらには、商用の解析ソフトウェアに最適化機能が付くようになっており、手軽に構造設計を行うことができる時代になった。しかしながら、商用ソフトウェアの実装が不十分な設計問題や、専門技術者の勘と経験に基づいた試行錯誤による設計が行われている構造物も多くある。本論文では構造設計問題の中の3つのテーマを対象に、構造物の形状・形態設計及び最適化問題を定式化する過程について述べた。各設計テーマについて、それぞれ異なる観点の要求を満たすための構造設計問題の定式化を行った。

2章では設計者の選好を考慮した形状設計について述べた。このテーマにおける設計要求は、意匠性と力学的合理性を勘案した構造設計である。人間である設計者が設計した構造物の形態的特徴を保持しつつ、力学的性能を向上させる設計について扱った。この設計問題のキーポイントは形態的特徴の定量化であり、幾何モーメントを用いて形態的類似性の評価を行った。具体的題材としてトラス構造を用いたコート掛け問題を扱った。試行錯誤の設計過程から得られたトラス構造の形態的特徴について、幾何モーメントを利用して抽出を行った。ただし、ここでいう形態的特徴とは、部材を配置する節点の位置関係や節点間をつなぐ部材の有無に関する情報である。形態的類似性と力学的合理性を重みづけした目的関数をつくり、最適解を求めることにより、意匠性を考慮しつつ構造強度を保持した軽い構造を得ることができた。また、解構造を求める際に2つのヒューリスティック法を利用した。1つは遺伝的アルゴリズムであり、もう1つはParticle Swarm Optimizationである。2つのアルゴリズムの性能を比較したところ、どちらを用いた場合も同程度の解が得られたので、アルゴリズムの種類に依存せず解を求めることができた。アルゴリズムの違いとは別に、設計領域に関する違いについても比較を行った。即ち、自由に部材を配置できる場合と、部材を配置できる領域が限られている場合の2つのケースについて調べた。この場合もアルゴリズムの違いが解の良し悪しに与える影響は小さいことを確かめた。以上より、最適化アルゴリズムや制約条件の違いによる影響を受けることなく、意匠性を保持した軽量なトラス構造を得ることができた。今回はトラス構造の設計設計問題について述べたが、幾何モーメントを用いた形態的特徴の評価手法そのものはトラス構造に限定されるわけではないので、その他の構造物へも適用可能である。

3章では構造物の損傷要因推定と推定結果を取り入れた構造設計について述べた。このテーマにおける設計要求は、作用する荷重条件が不明な状況のもとで構造物の性能向上（剛性や強度の最大化）を図ることである。ここで、作用する荷重条件が不明とは、構造物のどの場所にどのくらいの大きさの荷重がどの方向に負荷されるのかわからないという状況である。荷重条件が分からなければ、力学的合理性の評価を行うことができない。従って、この設計問題のキーポイントは荷重条件を知ることであった。荷重条件を知るために、予め有限要素解析を行って様々な荷重条件に対する変形状態を記録したデータベースを作成し、損傷した構造物から取り出した変形状態について照合を行うという方法を適用した。具体的題材として、クレーンフックの荷重条件推定及び形状設計を扱った。クレーンフックが使用される環境には荷重の測定機器が備え付けられておらず、荷重が作用した場所・荷重の大きさ・荷重の向きを知ることができないということが問題となっていた。これに対応するため、損傷したフックの画像から荷重条件を推定するアプローチについて述べた。損傷したフックの画像を複数集めて荷重条件の傾向を分析した。得られた結果で特徴的であったのは、荷重の作用位置と荷重の大きさである。荷重の作用位置は従来の規定で想定されている吊り点に相当する位置ではなく、フックの先端側にずれた位置であるという結論が得られた。荷重の大きさは定格荷重の4倍の大きさが最も多いことがわかった。従って、規格外の大きな荷重が作用した可能性が高いと考えられる。推定された荷重条件をもとに力学的合理性を評価する目的関数を定め、構造設計問題を定式化した。ヒューリスティック法を用いて最適解を求め、規格外の危険な荷重条件に対して高い剛性を有する形状を得ることができた。

4章では制御系の性能を考慮に入れた構造設計について述べた。このテーマの設計要求は、振動抑制性能にすぐれ、制御系の性能を上手く引き出すことのできる形状を求めることであった。フレキシブルアームを設計対象として、3つのケースに分けて設計を行った。1つ目は、実験データから物理パラメータを調べ、得られたデータに基づいて設計を行い、その効果を検証するという構造設計を行った。2つ目は、ねじりにより動作する面外の変形が起きる場合について振動抑制性能に優れた形状を求めた。3つ目は、非線形ダイナミクスを考慮して、制御系の性能を上手く引き出すことのできる形状を求めた。これまでの2つのテーマとの違いは動的システムを扱っていることである。構造と制御という2つの分野にまたがった同時最適化を扱った。1リンクフレキシブルアームのモデルを対象に形状設計を行ったところ、いずれの場合も先細りの形状が有利であることを確認した。また、非線形ダイナミクスを考慮した形状設計については、2リンクフレキシブルアームの形状設計も行った。得られた解形状は、リンク1の根元からリンク2の先端に向けて徐々に

細くなるテーパ状の形状であった。以上より、個々のモデルや目的関数の違いによるばらつきがあるものの、先細りの形状が軽量且つ振動抑制性能に優れていることを確認した。

構造設計問題の取り扱う対象は多種多様であり、最適化の手法も様々である。非常に多くの構造設計問題が存在する。しかも目的関数は力学的合理性のみとも限らない。本論文ではこれらの問題の中の3つの設計問題について述べた。それぞれの問題における設計要求を具体化し、最適化問題を定式化した。目的関数は各構造物に対応したものを定義し、設計要求に応える構造物を得ることができた。尚、本論文で述べた設計手法は構造物特有の性質を利用した限定的な手法ではなく、多様な構造設計問題に適用可能である。

謝辞

本研究を進めるにあたり、終始懇切なご指導を賜りました神戸大学大学院システム情報学研究科システム科学専攻 多田 幸生 教授に謹んで感謝を申し上げます。また、本論文をまとめるにあたり貴重なご助言を賜りました神戸大学大学院システム情報学研究科システム科学専攻 太田 有三 教授、貝原 俊也 教授ならびに神戸大学大学院システム情報学研究科情報科学専攻 玉置 久 教授に深く感謝の意を表します。

神戸大学大学院システム情報学研究科システム科学専攻 花原 和之 准教授には、本研究の内容の詳細にわたって様々な角度からのご助言を賜り、また業務の合間を縫って議論の場を設けていただきました。ここに深く感謝の意を表します。

本研究を進めるにあたり的確な助言を賜り、公私に亘り数々の激励とご配慮をしてくださった神戸大学大学院システム情報学研究科システム科学専攻 浦久保 孝光 助教に心からお礼申し上げます。

クレーンフックの研究を進めるにあたり、様々な資料の提供や助言などの援助を賜りましたマーテック株式会社 技術部 黒田 恵之 部長、福井 忠久 次長、岡本 晃氏、黒田 斉 氏に厚くお礼を申し上げます。

本論文をまとめるに当たり、業務上の様々な配慮を賜りました舞鶴工業高等専門学校機械工学科 谷川 博哉 教授に深い感謝を表します。

2章で扱った設計者の選好を考慮した構造設計については、神戸大学大学院工学研究科情報知能学専攻修了生の西村 拓真 氏ならびに神戸大学工学部情報知能工学科卒業生 松田 将寿 氏に多くの協力をいただきました。3章で扱った構造物の損傷要因推定と推定結果を考慮した構造設計については、神戸大学大学院工学研究科情報知能学専攻修了生の西村 拓真 氏ならびに神戸大学海事科学部卒業生 森田 剛至 氏に協力をいただきました。4章で扱った制御系を考慮した柔軟構造物の形状設計については、神戸大学大学院工学研究科情報知能学専攻修了生の徐 洋 氏ならびに神戸大学大学院システム情報学研究科システム科学専攻博士課程前期課程1年の松ノ谷 健二 氏に多くの協力をいただきました。ここに深く感謝いたします。

このほか、多田研究室の学生諸氏には7年間の研究室生活において有意義な場をつくっていただきました。研究に関してはもちろんのこと、日常生活においてもいろいろとお世話になりました。本当にありがとうございます。

参考文献

- (1) 日本機械学会編, “構造・材料の最適設計”, 技報堂出版, (1989)
- (2) 尾田, “機械構造設計の最適化法の現状と問題点”, 日本機械学会論文集(A編), 50巻452号, pp.543-550, (1984)
- (3) R. H. ギャラガー, O. C. ツィエンキーヴィッツ共編, 井川・戸川監訳, “最適構造設計 基礎と応用”, 培風館, (1977)
- (4) 菊池, “均質化法による最適設計理論”, 応用数理, 3, 1, pp.2-26, (1993)
- (5) Wang, M. Y., Wang, X. and Guo, D., “A level set method for structural topology optimization”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 192, pp.227-246, (2003)
- (6) D. E. Goldberg, “Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning”, Addison-Wesley, (1989)
- (7) 三宮, 玉置, 喜多, 岩本, “遺伝アルゴリズムと最適化”, 朝倉書店, (1998)
- (8) S. Kirkpatrick, C. D. Galatt Jr. and M. P. Vecchi, “Optimization by simulated Annealing”, Science, 220, pp.671-680, (1983)
- (9) V. Cerny, “Thermodynamical Approach to the Traveling Salesman Problem : An Efficient Simulation Algorithm”, J. Opt. Theory & Appl., 45, pp.41-51, (1985)
- (10) F. Glover and M. Laguna, “Tabu Search”, Kluwer Academic Publishers, (1997)
- (11) A. Colomi, M. Dorigo and V. Maniezzo, “Distributed Optimization by Ant Colonies”, Proc. First European Conference on Artificial Life, pp.134-142, (1992)
- (12) A. V. Levy and A. Montalvo, “The tunneling Algorithm for the Global Minimization Functions”, SIAM J. Sci. & Stat. Comput., 6, pp.15-29 (1985)
- (13) J. Kennedy and R. C. Eberhart, “Swarm Intelligence”, Morgan Kaufmann Publishers, San Francisco, California, (2001)
- (14) 丸岡, “セル構造オートマトン”, 電子通信学会誌, 61(10), pp.1073-1083, (1978)
- (15) 日本機械学会編, “工学問題を解決する適応化・知能化・最適化法”, 技報堂出版, (1996)
- (16) 三井, 大崎, 大森, 田川, 本間, “発見的最適化手法による構造のフォルムとシステム”, コロナ社, (2004)
- (17) ガリレオ・ガリレイ著, 今野, 日田 (訳), “新科学対話 上”, 岩波文庫, (1995)
- (18) J. C. Maxwell, Scientific Papers, Vol. 2, p.175, (1869)
- (19) A. G. M. Michell, “The Limits of Economy of Material in Framed Structures”, Philos.

- Mag., (Series 6), 8, pp.589-597, (1904)
- (20) R. K. Livesley, "The automatic design of structural frames", Quart. J. Mech. Appl. Math., 9, Part 3, (1956)
- (21) K. K. Gupta and J. K. Meek, "Finite Element Multidisciplinary Analysis, Second ed.", AIAA Education Series, AIAA, (2003)
- (22) L. A. Schmit, "Structural Design by Systematic Synthesis", Proc. of 2nd Conference on Electronic Computation, ASCE, pp.105-122, (1960)
- (23) 坂元, 吉田, 佐々木, 阿部, "剛性, 強度及び重量を考慮した構造形状決定法の提案とフック設計への応用", 日本機械学会第10回設計工学・システム部門講演会, pp.64-65, (2001)
- (24) 横田, 田口, 玄, "遺伝的アルゴリズムによるクレーンフック最適断面積設計問題の一解法", 足利工業大学研究集録, No. 23, pp.127-132, (1996)
- (25) 鈴木, "ファジィ目標を含む多目標計画法による構造/制御の同時最適化", 日本機械学会論文集C編, 58巻, 555号, pp. 3246-3252, (1992)
- (26) Gero, John S., "Design Prototypes: A Knowledge Representation Schema for Design", AI Magazine, Vol. 11, No. 4, pp.26-36, (1990)
- (27) 広瀬, 藤井, "建築構造設計における計画知識の形式表現", 日本建築学会構造系論文集, 516, pp.173-179, (1999)
- (28) 浜田, 大森, "設計者の選好と力学的合理性を勘案した自由曲面シェル構造の構造形態創生法の提案 その1 多目的遺伝的アルゴリズムによる発見的な方法", 日本建築学会構造系論文集, 609, pp.105-111, (2006)
- (29) 辻, 清田, 近藤, "選好を考慮した進化型多目的最適化", 日本機械学会 2001年度年次大会講演論文集, pp.43-44, (2001)
- (30) 朝山, 安納, 川面, "遺伝的アルゴリズムと全応力設計を用いたトラス構造物の構造形態決定", シミュレーション, 17巻2号, pp.69-80, (1998)
- (31) 田川, 大崎, "一様部材断面積を有する平面トラスのトポロジー・節点位置同時最適化", 日本建築学会構造系論文集, 521, pp.73-80, (1999)
- (32) 大森, 鬼頭, "遺伝的アルゴリズムを用いたトラス構造物の形態創出", 日本建築学会構造系論文集, 520, pp.85-92, (1999)
- (33) J. Kennedy and R. C. Eberhart, "Particle Swarm Optimization", Proc. IEEE International Conference Neural Networks, pp.1942-1948, (1995)
- (34) Zaharias D. Zaharis, "Boolean Particle Swarm Optimization of 3-branch GSM/DCS/UMTS current dividers by using Artificial Immune System", IEICE Electronics, Vol. 5, No. 2, 41-47, (2008)

- (35) Paz, M. and Leigh, W., “Integrated matrix analysis of structures: theory and computation”, Kluwer Academic Publishers, pp.203-220, (2001)
- (36) F. H. Cilley, “The exact design of statically indeterminate frameworks, an exposition of its possibility, but futility”, Trans. ASCE, 42, pp.353-407, (1900)
- (37) L. A. Schmit, “Structural Design by Systematic Synthesis”, Proc. of 2nd Conference on Electronic Computation, ASCE, pp.105-122, (1960)
- (38) 佐々木, 西, 川面, “節点移動を考慮したトラス構造の重量最小化問題”, 日本機械学会第 11 回設計工学・システム部門講演会講演論文集, pp.137-138, (2001)
- (39) J. H. Holland, “Adaptation in Natural and Artificial Systems”, University of Michigan Press, (1975)
- (40) 北山, 安田, “Particle Swarm Optimization による混合整数計画問題の一解法”, 電気学会誌, 125 巻 5 号, pp.813-820, (2005)
- (41) 藪, 瀬口, 多田, “複数荷重条件下での構造物の形状決定問題: 疲れを考慮して制約条件を設定する場合”, 日本機械学会論文集 A 編, 52 巻, 476 号, pp.1191-1195, (1986)
- (42) Lam, H. F. and Ng, C. T., “The selection of pattern features for structural damage detection using an extended Bayesian ANN algorithm”, Engineering Structures, Vol. 30, No. 10, pp.2762-2770, (2009)
- (43) Lee, E-T. and Eun, H-C., “Damage detection of damaged beam by constrained displacement curvature”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 22, No. 6, pp.1111-1120, (2008)
- (44) Quek, S. T., Tran, V. A., Hou, X. Y. and Duan, W. H., “Structural damage detection using enhanced damage locating vector method with limited wireless sensors”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 328, No. 4/5, pp.411-427, (2009)
- (45) 前田, 小橋, 柴沼, 近藤, 畑, “有限要素法と遺伝的アルゴリズムによるモデル推定を用いた生体内インプラント 3 次元歪み解析”, 電子情報通信学会技術研究報告, MI2005-148, pp.159-162, (2006)
- (46) 小松, “機械構造振動学 MATLAB による有限要素法と応答解析”, 森北出版, (2009)
- (47) 鷺津, 宮本他, “有限要素法ハンドブック II 応用編”, 培風館, (1983)
- (48) Owen, D. R. J. and Hinton, E., “Finite Elements in Plasticity: Theory and Practice”, Pineridge Press Limited, (1980)
- (49) Wang, W. “Reach on Sobel operator for vehicle recognition”, International Joint

- Conference on Artificial Intelligence, Hainan Island, pp.448–451, (2009)
- (50) Rafael C. Gonzalez and Richard E. Woods, “Digital Image Processing”, Pearson Prentice Hall, (2008)
- (51) McLachlan, G. J. and Krishnan, T. “The EM Algorithm and Extensions”, Wiley-Interscience, (1997)
- (52) C. M. ビショップ著, 元田, 栗田, 樋口, 松本, 村田監訳, “パターン認識と機械学習 下”, シュプリンガー・ジャパン, (2008)
- (53) Kristensen, E. S. and Madsen, N. F., “On the optimum shape of fillets in plates subjected to multiple in-plane loading cases”, *Int. J. Numerical Methods in Engineering*, 10, 5, pp.1007-1019, (1976)
- (54) John P. Boyd and Lei Wang, “An analytic approximation to the cardinal functions of Gaussian radial basis functions on an infinite lattice”, *Applied Mathematics and Computation*, 215, pp.2215-2223, (2009)
- (55) Richard S. Sutton and Andrew G. Barto (著), 三上, 皆川 (訳), “強化学習”, 森北出版, (2000)
- (56) Roger, A. H., Charles, R. J. “Matrix Analysis”, Cambridge University Press, (1985)
- (57) 松井, 加藤他, “生物群最適化に基づくシリアルリンクロボットの跳躍高最大化”, *日本ロボット学会誌*, Vol. 26, No. 1, pp.41-48, (2008)
- (58) 小島, “遺伝的アルゴリズムを用いた CP 制御フレキシブルロボットアームの軌道計画”, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 68, No. 670, pp.1784-1789, (2002)
- (59) 阿部, “駆動トルクに着目したフレキシブルマニピュレータの軌道計画”, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 74, No. 745, pp.2246-2253, (2008)
- (60) 阿部, 笹森, “フレキシブルマニピュレータの最適軌道計画 -駆動エネルギーと残留振動を最小化するためのアプローチ-”, *計測自動制御学会論文集*, Vol. 46, No. 2, pp.130-132, (2010)
- (61) 福田, “フレキシブルアームの制御 (第 1 報, 一, 二自由度系の位置決め時の振動制御)”, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 51, No. 468, pp.2140-2144, (1985)
- (62) 藤枝, 長縄, 森, 干野, 大日方, 大内, “高精度位置決めのための 2 自由度制御”, *電子情報通信学会技術研究報告*, MR2004-60, pp.23-28, (2005)
- (63) 岩壺, 河村, 安達, “機械構造物の構造系と制御系の同時最適設計に関する研究動向と今後の課題”, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 59, No. 559, pp.631-635, (1993)
- (64) 多田, 齊, “構造系と制御系の同時最適化設計 (スライディングモード制御理論の適用)”, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 66, No. 647, pp.2187-2191, (2000)

- (65) S. Oral and S. Kemal Ider, "Optimum Design of High-speed Flexible Robotic Arms with Dynamic Behavior Constraints", *Computer & Structures*, Vol. 65, No. 2, pp.255-259, (1997)
- (66) 阿部, "大変形を考慮した 1 リンクフレキシブルマニピュレータのモデリングと振動制御 (残留振動抑制のための軌道生成法の提案)", *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 72, No. 719, pp.2177-2184, (2006)
- (67) B. Subudhi and A. S. Morris, "Dynamic modeling, simulation and control of a manipulator with flexible links and joints", *Robotics and Autonomous Systems*, 41, pp.257-270, (2002)
- (68) 渥美, 鈴木, 三ヶ田, "材料力学 I (SI 版)", 森北出版, (1984)
- (69) T. K. Caughey, "Classical Normal Modes in Damped Linear Dynamic Systems", *Journal of Applied Mechanics*, pp.269-271, (1960)
- (70) 日本機械学会編, "材料力学 (JSME テキストシリーズ)", 丸善, (2007)
- (71) 添田, 得丸, 中溝, 岩井, "振動工学の基礎", 日新出版, (1996)
- (72) L. Zuo, S. A. Nayfeh, "Suppression of single-mode vibration under random and harmonic excitation", *Journal of Vibration and Acoustics*, **128**, pp.56-65, 2006
- (73) 羅, 坂和, "フレキシブルアームの曲げ・ねじり連成振動の制御実験", *計測自動制御学会論文集*, 27(4), pp.422-428, (1991)
- (74) 松野, 梅山, 笠井, 神澤, "フレキシブル・アームの曲げ・ねじり結合振動と力のロバスト制御", *計測自動制御学会論文集*, 33(7), pp.674-679, (1997)
- (75) 藤谷, "薄肉はり構造解析", 培風館, (1990)
- (76) 吉川, 井村, "現代制御論", 昭晃堂, (1994)
- (77) Ho-Hoon Lee, "New Dynamic Modeling of Flexible-Link Robots", *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 127, pp.307-309, (2005)
- (78) 小島, "水平 2 関節形フレキシブルロボットアーム位置制御系の動的有限要素解析", *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 55, No. 513, pp.1221-1228, (1989)
- (79) Z. Mohamed, J. M. Martins, M. O. Tokhi, J. Sa' da Costa and M. A. Botto, "Vibration control of a very flexible manipulator system", *Control Engineering Practice*, 13, pp.267-277, (2005)
- (80) R. W. Beard, G. N. Saridis and J. T. Wen, "Galerkin Approximations of the Generalized Hamilton-Jacobi-Bellman Equation", *Automatica*, Vol. 33, No. 12, pp.2159-2177, (1997)
- (81) 水野, 藤本, "Chebyshev 多項式を用いた Hamilton-Jacobi 方程式の近似計算法", *計測自動制御学会論文集*, Vol. 44, No. 2, pp.133-138, (2008)

論文リスト

【論文】

- (1) Muromaki, T. Hanahara, K. Tada, Y. and Nishimura, T., “Estimation of loading conditions of failed crane-hook: an image-based approach with knowledge and simulation”, *International Journal of Reliability and Safety*, **6**(1/2/3), 130-147, 2012.
- (2) 室巻孝郎, 花原和之, 多田幸生, 西村拓真, 黒田恵之, 福井忠久, “不特定荷重を考慮した構造物の最適形状設計 (多項式系による形状表現とクレーンフック設計への適用)”, 日本機械学会論文集 A 編 第 76 巻, 第 770 号, pp.1241-1246, 2010.

【紀要】

- (1) 室巻孝郎, 花原和之, 多田幸生, “形状に関する設計者の選好を反映した構造最適設計”, 神戸大学大学院工学研究科・システム情報学研究科紀要 第 2 号, pp.43-49, 2011

【国際会議】

- (1) Kenji Matsunotani, Takao Muromaki and Yukio Tada, “Shape Design and Experimental Study of Flexible Arm Taking Account of Vibration Suppression”, 7th China-Japan-Korea Joint Symposium on Optimization of Structural and Mechanical Systems, J056, 2012
- (2) Takao Muromaki and Yukio Tada, “Shape Design of Flexible Arm Considering Control Performance”, 9th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization, 144_1, 2011
- (3) Takao Muromaki, Kazuyuki Hanahara, Takuma Nishimura and Yukio Tada, “Generating Optimal Solution Taking Account of Designer’s Preference (An Application to Structural Design)”, 2010 International Symposium on Flexible Automation, JPS-2495, 2010
- (4) Takao Muromaki, Yang Xu and Yukio Tada, “Optimal Shape Design of Flexible Arm by Multi-Objective Optimization Approach”, 6th China-Japan-Korea Joint Symposium on Optimization of Structural and Mechanical Systems, J-69, 2010
- (5) Takuma Nishimura, Takao Muromaki, Kazuyuki Hanahara, Yukio Tada, Shigeyuki Kuroda and Tadahisa Fukui, “Damage Factor Estimation of Crane-Hook (A Database Approach with Image, Knowledge and Simulation)”, 4th International Workshop on Reliable Engineering Computing, pp.623-636, 2010

- (6) Takao Muromaki, Kazuyuki Hanahara, Takuma Nishimura, Yukio Tada, Shigeyuki Kuroda and Tadahisa Fukui, “Multi-objective Shape Design of Crane-Hook Taking Account of Practical Requirement”, 2nd International Symposium on Computational Mechanics, pp.632-637, 2009
- (7) Takao Muromaki, Takuma Nishimura, Kazuyuki Hanahara and Yukio Tada, “Characteristic Evaluation of Trial-and-Error Optimal Design Process”, 2008 International Symposium on Flexible Automation, JS012, 2008
- (8) Takao Muromaki, Yukio Tada, “Multi-objective Shape Design of Flexible Arm”, 5th China-Japan-Korea Joint Symposium on Optimization of Structural and Mechanical Systems, F0061, 2008

【国内発表】

- (1) 室巻孝郎, 花原和之, 多田幸生, “最適構造設計のための荷重条件推定法 (画像情報に基づくアプローチ)”, 第 21 回設計工学・システム部門講演会, pp.371-375, 2011
- (2) 室巻孝郎, 浦久保孝光, 花原和之, 多田幸生, “宇宙エレベータの最適構造設計”, 日本機械学会 2011 年度年次大会, J122012, 2011
- (3) 室巻孝郎, 花原和之, 多田幸生, 黒田恵之, 福井忠久, “クレーンフックの最適形状設計”, 第 9 回最適化シンポジウム, pp.140-145, 2010
- (4) 室巻孝郎, 花原和之, 多田幸生, 黒田恵之, 福井忠久, “剛性評価に基づくクレーンフックの形状設計”, 第 23 回計算力学講演会, pp.397-398, 2010
- (5) 室巻孝郎, 花原和之, 西村拓真, 多田幸生, “経験的知識を利用した最適設計の効率化についての試み”, 第 22 回計算力学講演会, pp.410-411, 2009
- (6) 多田幸生, 室巻孝郎, 徐 洋, “柔軟なロボットアームの最適設計”, 第 22 回計算力学講演会, pp.418-419, 2009
- (7) 室巻孝郎, 多田幸生, 徐洋, “フレキシブルアームの最適形状設計”, 日本機械学会 2009 年度年次大会, J1201-3-3, 2009
- (8) 室巻孝郎, 西村拓真, 花原和之, 多田幸生, 黒田恵之, 福井忠久, “実際的な要求を考慮した構造設計 (クレーンフックへの適用)”, 第 51 回構造強度に関する講演会, pp.154-156, 2009
- (9) 室巻孝郎, 西村拓真, 花原和之, 多田幸生, 黒田恵之, 福井忠久, “最適設計における実際条件の考慮 (クレーンフックの形状設計への適用)”, 日本機械学会関西支部第 84 期定時総会講演会, 611, 2009