制御性を考慮した構造最適化法による光サーボ系の設計*

(第1報, 制御系と構造系の一体化設計法)

背戸 一登^{*1}, 梶原 逸朗^{*2}
長松 昭男^{*3}, 森藤 浩明^{*4}

Design of an Optical Servosystem using a Structural Optimizing Method considering Controllability

(1st Report, A Total Design combining a Structural System
with a Control System by way of Vibration Nodes)

Kazuto SETO, Itsurou KAJIWARA,
Akio NAGAMATSU, and Hiroaki MORIFUJI

This paper proposes a new design concept that takes into consideration the construction of a mechanism that consists of a structural system and a control system. In order to obtain a fine mechanism with high performance, it is necessary to prepare the structural system with higher controllability in the design stage. The essence of the concept is to make practical use of the nodes at the vibration modes of the structural system for the purpose of suitably arranging the controller and the sensor within it. Firstly, uncontrollability and unobservability, which correspond to the pole-zero cancellation, is realized on the vibration node. Next, it is shown that the controller located on the vibration node cancels any undesirable resonance peak of the structural system required for achieving higher controllability. The effectiveness of the design concept is demonstrated by the design of the optical servosystem.

Key Words: Vibration, Control, Optical Servo, Structural Optimization, Vibration Node, Pole-Zero Cancellation, Controllability

1. 緒 言

最近の機械には、小形化、軽量化、省エネルギー化が求められる一方で、高速、高精度などの高性能化がますます要求されるようになってきており、それに対応するために制御系を内蔵する機械が一般的になりつつある。しかし、機械構造系と制御系設計の間の連携はあまりとられていないのが現状であり、制御しにくい構造に対して、複雑な制御系を構成しなければならないことがしばしば生じている。もしも、制御性を考慮した適切な構造系が設計されたならば、制御系の負担は軽減され、機械全体の性能の向上が期待できる。構造系と制御系を総合した設計法の確立は現時点において大きな課題であるといえよう。

そのような視点から、本研究は、制御性を考慮して機械構造を設計し、そのうえで制御系を含めた一体化設計を行う一つの設計法を提案し、これを光ディスク

装置のサーボ系の設計に適用して、有用性を検討しようとするものである。このサーボ系には、最近ますます軽量化、高速、高精度化に対する厳しい要求が課せられるようになってきており⁽¹⁾、本法を応用するうえでかつ好な対象である。本方法の骨子は、モード解析によって求めた振動の節に着目して、これを媒体に構造系と制御系の一体化設計を図ろうとするものである。周知のように、振動の節では変位が零である。また、節上に作用する加振力のそのモードへの影響も零である。つまり、振動の節では、現代制御理論で扱う不可制御、不可観測が成立する。不可制御、不可観測は極-零点消去によって生ずるものであるから、振動の節を積極的に活用することによって、構造系において極-零点消去法が実現されることになり、その分制御系の補償回路が簡素化され、制御しやすい構造系が得られる。

本報では、光ピックアップを対象にして、まず構造系と制御系の一体化設計法の必要性を述べ、振動の節と極-零点消去の対応を考察するとともに、制御性の向上に振動の節が活用できることを示す。最後に、本手法の有用性を光ピックアップを用いて検討する。

* 平成元年4月5日 第66期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和63年5月16日。

^{*1} 正員、防衛大学校 (〒239 横須賀市走水1-10-20)。

^{*2} 准員、東京工業大学大学院 (〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

^{*3} 正員、東京工業大学工学部。

^{*4} 日本電気(株)ホームエレクトロニクス (〒213 川崎市高津区久本262)。

2. 構造系の振動が関与する 光サーボ系の制御問題

従来, 制御系と構造系の干渉を避けるために, 一般に両者の周波数帯域を分離して, 構造系と制御系を個別に設計する方法⁽²⁾がとられてきた。つまり, 制御系の周波数帯域内に構造系の共振周波数が含まれないように, 構造系の固有振動数をできるだけ高く設計するか, 制御系を狭帯域に設計してきた。

ところが, 最近のメカトロニクス機器には, 高速, 高精度化に加えて軽量化に対する厳しい要求がある。必然に, 構造系の固有振動数が低下の傾向にある一方で, 広帯域の制御系が要求されている。そのために, 制御の帯域内に構造系の複数の共振周波数が含まれることになり, 良好な制御を達成するために振動の制御が課題となるような事例が多発している。このように, 構造系と制御系の動特性とは分離されるものではなく, 一体化した設計法の確立が今後の重要な課題になろうとしている。

光ディスク装置に使用される光ピックアップのサーボ系は, まさに構造系の振動が制御系に関与する代表例である。光ピックアップの構造系の固有振動数をサーボ系の制御帯域内に含めないように設計することは大変難しく, 構造系の振動特性を含めた制御系の設計が強いられている。ここでは, この光サーボ系の設計問題を考えてみよう。

周知のように, コンパクトディスク (CD) 装置はディスク上に刻まれた凹凸の信号を光ピックアップによって検出し, 高品質な音を非接触で再生する装置である。データが高密度で記録できるので, 新時代のデータファイル装置や書換え可能な光磁気ディスク装置として期待されている。光ピックアップは, これらの装置の心臓部である。

光ディスク装置の構成を図1に示す。光ピックアップはCD上の記号にレンズを追従させるためにフォーカシングサーボとトラッキングサーボ系を有しており, 制御精度は前者で $1\mu\text{m}$, 後者にいたっては $0.1\mu\text{m}$ が要求されている。しかも, 現規格では, CDの上下方向の振れ y_i は $\pm 0.5\text{mm}$, 送り方向の振れ x_i は $\pm 70\mu\text{m}$ まで許容されている。そのために, フォーカシングにおいて $500(55\text{dB})$ 以上, トラッキングにおいて $700(57\text{dB})$ 以上の高いループゲインが要求されている。

図2は, 光ピックアップアクチュエータの周波数特性の一例を示す。本稿では, これを構造系の周波数特性と定義する。この特性では一次共振を ω_0 , 二次共振

を ω_p と表す。CDの基本回転数を ω_0 より低い周波数と考えれば, 位相進み補償を加えた後, ゲイン交差周波数 ω_c をdBとして基本回転数までのゲイン差がループゲインである。したがって, 高いループゲインを得るには, ω_c を高い周波数に設定したい。ところが, 二次の共振点を超えると位相遅れが -180° から -360° に向かうために, 二次のピークが 0dB を超えると制御系が不安定になるので, ω_c の設定に限界がある。必然的に高いループゲインが得られない。この問題を解決するには, 次の事項が考えられる。

(1) 制御系によって二次共振点が原因となる不安定を除く。

(2) 構造系の変更によって二次共振点を高い周波数に移し, かつ共振ピークの低減を図る。

項目(1)は, ノッチフィルタによる共振点の消去, 状態フィードバックによる安定化などが考えられる。しかし, そのために制御系が複雑になり, 補償回路が大掛りになることは避けられない。このような例は制御性の悪い構造系といえる。

項目(2)は, 制御性を考慮した構造系の設計に関する問題である。現状では, 二次共振を防ぐために推力中心と重心を合せるようにアクチュエータの重量バランスをとるとか, ダンピング効果をもたせる⁽³⁾などの

図1 光ディスク装置の光サーボ系

図2 ゲイン交差周波数付近にある
構造系の二次共振の問題

対応がとられている。ところが、目下の主要課題はアクセス時間の短縮にある。それにともなう、構造系にはますますの軽量化と10 kHz以上の高域まで二次共振の発生の防止が求められており、従来の技術では対応できない状況にきている。ここに第3の方法を提案する由縁である。

3. 振動の節を活用した一体化設計法の提案

制御系を内蔵する機械の性能は、制御系に課せられた性能仕様に依存する。したがって、その性能仕様を容易に満足するように制御性のよい機械構造をつくることは、機械の性能向上にとって不可欠である。そのような視点から、本報で提案する構造系と制御系の一体化設計法を流れ図で表して図3に示す。図3では、要求される機能や、制御系の性能仕様の両面から、まず構造系の最適化を図り、そのうえで、制御系を設計し、仕様が満足されているか否かシミュレーションによる検討を行っている。構造系が最適化されていれば、簡単な制御系で目標とする機能、仕様が満足されることになり、一体化設計の目的が達成される。

さて、ここで問題となるのが、構造最適化の手法であるが、本報では、振動の節の性質を活用して、これを構造系の希望する位置に設定することをもって構造最適化法とする。4章に述べるように、振動の節を活用すれば、制御系の極-零点消去が構造系で達成される。したがって、光サーボ系の制振問題に立ち戻れば、構造系に二次共振として現れた不用な極は、制御系によって取り除く代わりに、この構造最適化法によって消去され、制御系の負担は軽減されることになる。ここに、構造系と制御系の一体化設計法の意義がある。

4. 振動の節と制御系の極-零点消去の相対性

4.1 モード解析と振動の節 周知のように、モード解析では、まず与えられた運動方程式から固有値と固有ベクトルを求め、その固有ベクトルによって構成されたモード行列 $[\Phi]$ を用いて、物理座標系からモード座標系への線形変換を行う。モード座標系では固有モードの直交性の性質によって各座標間が非連成化されるので、図4に示すように、 N 自由度系といえども N 個の一自由度系の合成を見ることができるので解析もすっきりとして簡単になる。ただし、 M , K は質量および剛性行列、 C は比例粘性行列、 m_i , c_i , k_i はおのおの i 次のモード質量、モード減衰、モード剛性を表す。

いま、一例として、図5に示すとき、一端固定で先端に質量が付加されたはり構造物を考える。このはりの点aに駆動力 F_a が作用したことによる点bの変位応答 X_b は、モード解析によって次のように表される。

$$\frac{X_b}{F_a} = \sum_{i=1}^N \frac{\phi_{ia} \cdot \phi_{ib}}{-\omega^2 m_i + j\omega c_i + k_i}$$

図3 構造系と制御系の一体化設計の概念

図4 物理座標系とモード座標系の対応

図5 はり構造物の駆動点と応答点

$$= \sum_{i=1}^N \phi_{ia} \cdot \phi_{ib} G_i(\omega) \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 G_i は i 次モードの伝達関数、 ϕ_{ia} 、 ϕ_{ib} は i 次モードの固有ベクトル成分を表す。

$$G_i(\omega) = \frac{1/k_i}{1 - (\omega/\Omega_i)^2 + j(2\zeta_i\omega/\Omega_i)}$$

$$\Omega_i = \sqrt{k_i/m_i}, \zeta_i = c_i/2\sqrt{k_i m_i}$$

この関係を駆動力 F_a に対する X_b の応答のブロック線図で表すと図6のようになる。

図5に示したはり構造物の例について、モード解析によって固有モードを求め、一次～三次までの振動モードとして表すと図7のようになる。図7から、二次モードの振動の節は先端から0.09の位置にあり、三次モードは0.035と0.45の位置にあることがわかる。振動の節では変位が零であるから、 X_b を i 次モードの振動の節上を選べば、そのモードの応答は現れない。これは、図6における i 次モードの固有モード成分 ϕ_{ib} が零であることを意味する。同様に、 F_a を i 次モードの振動の節上を選んでそのモードの X_b の応答は現れない。これは、固有モード成分 ϕ_{ia} が零であることに外ならない。

以下に、現代制御理論を特徴づける可制御性、可観測性と振動の節との関係について考察する。

4.2 振動の節と不可制御、不可観測性との対応

次式のように、図4と同じ運動方程式で表される構造系に制御力 u が作用することを考える。

$$M \cdot \ddot{q} + C\dot{q} + Kq = U \cdot u \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 q 、 u は変位と制御力のベクトル、 U は制御力の入力行列を表す。これを状態方程式に書き換えて

$$\dot{x} = Ax + Bu \dots\dots\dots (3)$$

$$y = Dx \dots\dots\dots (4)$$

ただし、式(2)と式(3)、(4)とは次のように対応している。

$$x = \{\dot{q} \ q\}^T$$

$$A = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K \\ I & 0 \end{bmatrix} B = \begin{bmatrix} M^{-1}U \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$D = [0 \ I]$$

ここに、 I は単位行列、 0 は零行列を表す。モード解析に対応させて、ここでも固有ベクトルによって作られた座標変換行列 T を用いて、次の一次変換を行う。

$$x = T \cdot Z$$

いま、1入力、1出力を仮定して、 $B \rightarrow \bar{b}$ 、 $D \rightarrow \bar{c}$ と置いて変換すれば、次のような正準系の状態方程式で表される。

$$\dot{Z} = \bar{A} \cdot Z + \bar{b}u \dots\dots\dots (5)$$

$$y = \bar{c} \cdot Z \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 $\bar{A}$ 、 $\bar{b}$ 、 $\bar{c}$ は対角正準形式となり、 λ_i は固有値である。

$$\bar{A} = T^{-1}AT = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 \\ & \lambda_2 \\ & & \ddots \\ 0 & & & \lambda_n \end{bmatrix}$$

$$\bar{b} = T^{-1}b = [\beta_1 \ \beta_2 \ \dots \ \beta_n]^T$$

$$\bar{c} = cT = [\theta_1 \ \theta_2 \ \dots \ \theta_n]$$

この正準系の状態方程式をブロック線図で表すと図8のようになる⁽⁴⁾。この図と図6を比較すれば、モード解析における固有モード成分 ϕ_{ia} 、 ϕ_{ib} は正準系における β_i 、 θ_i と対応し、 i 次モードの伝達関数は固有値 λ_i による i 次の閉ループ系と対応していることがわかる。

現代制御理論では、 $\beta_i \neq 0$ であるとき、その系を可制御、 $\theta_i \neq 0$ のとき可観測といい、 $\beta_i = 0$ 、 $\theta_i = 0$ を不可制御、不可観測と呼んでいる。したがって、 $\phi_{ia} = 0$ は不可制御、 $\phi_{ib} = 0$ は不可観測に相当し、これらは振動の節においてつくられる。図9には、

- (1) 可制御 可観測
- (2) 不可制御 可観測
- (3) 可制御 不可観測
- (4) 不可制御 不可観測

図6 モード解析による多自由度系の
応答ブロック線図表示

図7 はり構造物の振動モード形

の四つのケースと、それに対応する振動モード形を示す。ここに、 u は制御力、 y は応答を示す。理論的には極-零点消去によって不可制御、不可観測が生ずるのであるが、具体的には構造系の振動の節がこれらをつくっていることがわかる。

4・3 振動の節を活用した極-零点消去法 最適制御理論では完全フィードバックを前提とするので、可制御性、可観測性が保証されていることが制御系設計の条件である。しかし、状態フィードバックに依存しなければ、それにこだわることはない。むしろ、不可制御、不可観測性を積極的に利用して、不要な極の消去を図り、制御性のよい構造系をつくり出すことに意義がある。これは振動の節を積極的に活用するにほかならない。図5および図7に示したはり構造系とその振動モードを用いて、振動の節を活用した構造系の極-零点消去法を説明する。

図10は、はり構造物の先端から0.2の場所を駆動点として、同時にその点を観測点にしたときの変位/力の周波数応答を示す。1000 Hzの範囲に三つの共振ピークが現れており、一次、二次、三次の共振ピークがおおの、35、280、860 Hzにある。このように、駆動点と観測点が振動の節の位置から離れば、大きな共振ピークが現れる。

次に、駆動点をはり先端から0.2、観測点を0.05にとったときの周波数応答を図11に示す。観測点が二次と三次の振動の節の位置に近いためにこれらの共振ピークは低下しているが、二次の共振ピーク付近で360°の位相遅れが現れているため、制御系が内蔵された場合、図2に示した問題が起こる。

さらに、駆動点と観測点を0.09の位置に選んだときの周波数応答を図12に示す。この位置は二次モード振動の節の位置と一致している。したがって、二次の極が零点によって消去されるために二次の共振ピークが消滅している。これは、共振点と反共振点が一致し

た結果、共振ピークが消去されたことでもある。

最後に、駆動点を二次モードの振動の節、観測点を三次モードの振動の節の位置に選んだときの周波数応答を図13に示す。見られるように、不可制御、不可観測の性質を活用すれば、極-零点消去によって二次と三次の共振ピークは完全に消滅しており、一自由度系の周波数応答と同じ構造系の特性が得られている。このような特性に構造系が設計されたならば、制御系設計の負担は軽減されることを実例によって示す。

図9 可制御性、可観測性と振動モード形上の駆動点と応答点の対応

図10 はりの先端から0.2の位置の駆動点コンプライアンス

図11 0.2の位置の駆動点と0.05の位置の応答点間のコンプライアンス

図8 正準系による応答のブロック線図表示

5. 一体化設計法による

光ピックアップの設計

本報で提案した振動の節を活用した構造系と制御系の一体化設計法の有用性を検証するために、設計の対象とした光アクチュエータ構造を図14に示す。2章で述べたように、光ピックアップにはフォーカスとトラックの2方向の制御が要求されるので、これは、それらの方向に運動の自由度をもたせるために、二重ヒンジ構造になっている。制御力はフォーカス方向が両側面、トラック方向が先端に加わるようにしてある。

解析によって、フォーカス方向の一次共振が33 Hz、二次共振が1.5 kHz付近にあることがわかった。そこで、二次モードの節の位置を調べ、その位置に制御力が作用するように駆動部を設計した。その結果得られたアクチュエータの周波数特性を図15に示す。二次の共振ピークは消滅しており、このアクチュエータは10 kHzの範囲まで一自由度二次系の簡単な伝達関数で表現できることがわかる。

このように、構造系を制御しやすくしておくこと、制御系の設計は簡単であり、所要のループゲインと安定

性をもたすために、位相遅れ進み補償回路を付加するだけでよいことがわかる。ここでは、ループゲイン 60 dB、位相余裕 45°と定めて補償回路を設計し、構造系

図14 光ピックアップの構造

図12 二次モード節(0.09)上の駆動点コンプライアンス

図13 二次モードの節上の駆動点と三次モードの節上の応答点間のコンプライアンス

図15 フォーカス方向の周波数特性

図16 フォーカス方向の開ループ特性と閉ループ特性

と制御系を一体にした開ループ周波数特性を図16に細線で示す。また、閉ループ周波数応答の測定値を太い実線で示す。このように、一体化設計法によって無駄の少ない構造系設計が可能になる。

なお、トラック方向については、制御力の作用点を自由に移動できないので、指定した場所に振動の節が位置するような構造系の最適化手法が要求されるので、これについては次報で明らかにする。

最後に、消去された極の励起が懸念される問題について補足しておく。制御力の作用点が消去するモードの節に一致していればそのモードの極は励起されないが、わずかに不一致があったときその問題が生ずる。その場合、2とおりのケースが考えられる。その一つは図11の300 Hz付近で現れるような共振点が反共振点より低周波側に現れる場合であり、他はその逆に高周波側に現れる場合である。前者では位相遅れが -180° を超えるので制御系が不安定になることがある。後者では -180° より位相が進むのでその心配はない。したがって、完全一致がとりきれない場合にはわずかに後者の傾向をもつように制御力の作用点を選ぶのが安全設計といえよう。

6. 結 言

本報では、光サーボ系の設計問題を対象にして、振

動の節に着目した構造系と制御系の一体化設計報を提案し、次の知見を得た。

(1) 制御力が作用する多自由度系を、モード解析と正準系状態方程式表示により対比することによって、振動モード形の節が不可制御、不可観測に相当することを明らかにした。

(2) 制御理論では、不可制御、不可観測は極と零点の消去によって生ずるものであるから、振動の節を活用すれば、構造系の不要な共振ピークを消去できて、制御系設計の負担が軽減される。

(3) したがって、構造系の所望の場所に振動の節をつくり出す手法によって、制御性を考慮した構造最適化のための一手法とすることができる。

(4) 本手法を光ピックアップのアクチュエータの設計に適用し、制御性のよい動特性を得て、簡単な制御系で目標とする性能が満たされることを実証することにより、本手法の有用性を示した。

なお、本手法は制御系を内蔵する機械の構造最適化に広く活用できるものと考えられる。

文 献

- (1) 板生・山田, 機論, 89-811 (1986), 655.
- (2) 市川, 機論, 89-811 (1986), 668.
- (3) 早山・市川, 機論, 89-811 (1986), 596.
- (4) 中野・美多, 制御基礎理論, (1982), 昭晃堂.

討 論

〔質問〕 長 南 征 二 (東北大学工学部)

貴制御法を用いた場合、たとえば光ピックアップについて言うと、自身が加振されるような悪環境下ではピックアップに生ずる全モードのうち二次モードが制御できないことになるが、対策としてはどのようなものが考えられるか。

〔回答〕 本報では二次モードの節に駆動点を選んで制御系を構成しているので自身が加振されても駆動点も相対的に動くので二次モードの節が変化することはない。したがって、二次モードを刺激しないように制御系を構成した本方式では自身が加振されたことにより制御系が不安定になることはない。ただし、二次モードは制御していないので、悪環境で自身が加振されたことによる過渡振動は残る。しかし、1000 Hz付近に固有振動数を持つ振動系の過渡振動は内部減衰を少し加えるだけですぐに消滅する。本ピックアップはプラスチック材で作られているので内部減衰もあふ程度とれる。

また、ご指摘のことが重大な問題になる場合には、第2報で扱っているような二次モードの振動の節にセンサ位置を一致させる方式をとれば、二次モードの過渡振動は検出されない。

〔質問〕 木 村 英 紀 (大阪大学工学部)

従来の分布定数系の制御理論では、駆動点や観測点は可制御性や可観測性が最大限保証されるように選ぶことが推奨されてきたが、この論文では正反対の結論が出されており興味深いと思う。確かに制振を必要とする位置を二次モードの節に選べば二次モードの励振は一応考慮の外におくことができる。しかしそうでない一般の場合 (たとえば図5ではりの端点、すなわちペイロードの位置が制振点の場合) は、もし本論文のように駆動点と観測点の伝達関数でモード消去が起こると、そのモードは制御できず「野放し」にせざるを得ない。このように制振点を節と選べない場合の対処の方法をご教示願いたい。

〔回答〕 本研究の意図するところは構造系と制御

系の一体化設計法にある。したがって制御系で取り得る範囲に限界があれば、構造系の変更によってそれを補う方法を提案したものである。ご指摘のように制振点が片持ばりの先端に指定された場合、必ずしも先端に振動の節が作れるとは限らない。その場合には、二次モードの節とセンサ位置を一致させるようにピックアップの構造を変更する方法を採用すればよいと考えている。

なお、特別な場合として、先端に節を作るように構造変更する方法を第2報、第3報で述べているのでご参照くだされば幸いである。

〔質問〕 三 枝 省 三 (株日立製作所機械研究所)

モードの節を利用することは低振動化によく利用されるが、さらに反共振との関係をうまく一般化され、制御性の良い構造設計法を開発されたことに敬意を表す。下記の点を質問させていただく。

(1) 光ピックアップでは加振点が有限長を持つこ

とになると思うが、この場合にも貴理論は適用可能か。

(2) 単純な構造がいろんな意味で最善と考えるが、このような構造になればなるほど貴理論の適用が難しくなると思われる。適用性の限界に対する概論的な指針があればご教示願いたい。

〔回答〕 (1) 本研究で主張するところは構造系と制御系の一体化設計である。この考え方を光ピックアップには次のように応用している。すなわち、制御系では振動モードの節と一致する所に駆動点を配置する。構造系では希望する所に振動の節が来るような構造設計を行う。したがって、ご指摘のように加振点が制約される場合は構造系の変更によって本理論を適用する。第2報ではこの考え方が適用されている。

(2) 本構造はプラスチック材の一体成形で作られるようになっており、単純な構造と考えている。