

磁気ディスク装置のシーク制御のための 構造系と制御系の統合化設計

木 澤 悟・小笠原 悠*

Integrated Design of Structure/Control System in Track Seek Mode for Hard Disk Drives

Satoru KIZAWA and Yutaka OGASAWARA*

(2003年11月25日受理)

This paper proposed an integrated design of structural/control systems for head positioning control in hard disk drives. The purpose of the head positioning control in hard disk drives is to move the magnetic head suspension onto the desired track quickly and to keep it on track precisely against various disturbances and plant uncertainty. In the design of a structure system, the equation of motion is derived by using finite element method, and the target resonance peak are removed to a desirable resonance peak by structural dynamic modification in order to avoid control bandwidth. In the design of a control system, we apply H^∞ control to the head suspension positioning of hard disk drives. Further, to obtain a good transient response, we adopt the two-degree-of-freedom control scheme. The effect of the proposed method is illustrated by numerical examples.

1. 緒 言

磁気ディスク装置（以下HDD）は、情報化社会を支える装置の中心として幅広く使用されている。今後その用途は拡大するものと思われ、さらに面記録密度の増加に伴い必然的に高精度なヘッド位置決めも要求される。一般にHDDのヘッド位置決め制御系を設計する際4~5[kHz]付近には、サスペンションアームの構造上により発生する高次の共振モードが存在することが知られており、制御帯域とは分離して構造系を設計する必要がある。

本論文では、ヘッドサスペンションアームを有限要素法（以下FEM）解析により高い周波数に寄与する構造系の設計パラメータを割り出し、高次モードを希望する帯域に移動させるためサスペンションアームの最適形状を求め、さらにトラック位置決め制御に関してはシークモードに限定し、目標トラックまでの参照軌道としての規範モデル（伝達関数）を与え、制御系はこの規範モデルに対するモデルマッ

チング問題を満たすようなコントローラを同時に満たす設計を検討する。

2. HDDの概要

HDDの構造を図1に示す。HDDは主に駆動力を発生させるためのボイスコイルモータ（以下VCM）、ディスク、ヘッドサスペンションおよび回路基盤から構成される。

ヘッドを目標データトラックに位置決めするには、

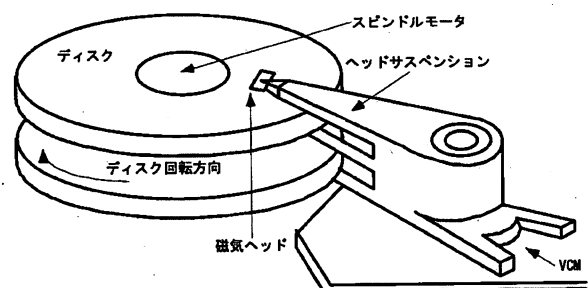


図1 HDDの構造

* 秋田高専専攻科学生

現在位置から目標トラックまでできるだけ短い時間で移動し、目標トラック中心に整定する動作（シーク）を行い、次にトラック中心に追従する動作（フォロイング）が行われる。このように位置決め動作はシークとフォロイングの2つのモードからなるが、今回はシーク制御のみに限定して設計を行った。

3. HDD のモデル化

本研究で制御するのは図2に示すヘッドサスペンション先端の位置であり、あるトラックから目標トラックまでできるだけ早く移動させ、目標トラックの中央で静止させることが目的となる。このときヘッドサスペンションに対する入力 VCM の電圧 [V]、出力はトラック位置 [Track] となる。また、HDD のコントローラは VCM に電圧を印加することで、VCM ドライバを介してアームに推力を与える。ここで、比例定数を $K_p = 4.15 \times 10^7$ [Track/V] とすれば、VCM の入力電圧から出力 [Track] までのノミナルモデルの伝達関数 $P_{nominal}$ は式(1)の近似モデルとすることができる。

$$P_{nominal} = K_p \cdot \frac{1}{s^2} \quad (1)$$

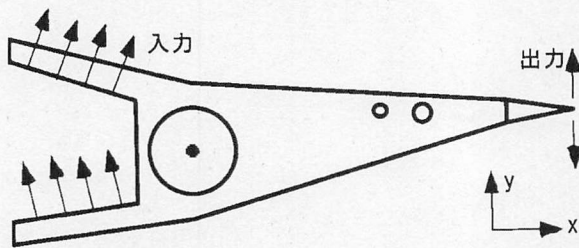


図2 ヘッドサスペンション

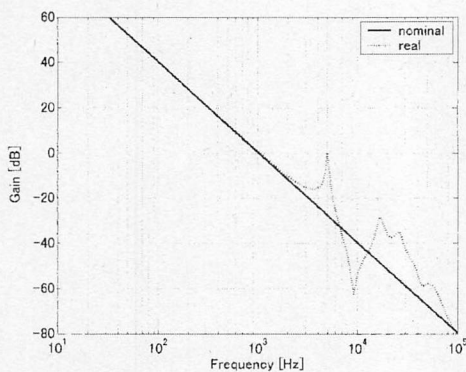


図3 ボード線図

一方、実際のサスペンションモデルは有限要素法解析ソフト FEMLAB¹⁾ を用いて導出した。 P_{real} は VCM ドライバの定数を含むと考慮して

$$P_{real} = \begin{bmatrix} A_{real} & B_{real} \\ C_{real} & 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

となる。VCM の推力はアーム下端部のコイル固定部に掛かるので、サスペンションモデルの入力としてはこの部分における等分布加重とした。また、出力は先端部分の y 軸方向への変位 1 出力とした。このときの $P_{nominal}$ と P_{real} の周波数応答を図3に示す。

4. 問題設定

4.1 設計仕様

図3のボード線図から、5[kHz] 付近に共振ピークが見られる。この結果から、FEMLAB によりこの周波数における共振モードを解析すると、図4に示すモード形状が得られる。そこで HDD の目標トラックへのシーク制御のための仕様を以下とする。

- (1) 不確定な高次共振モードは FEM 解析よりアーム下端部のコイル固定部分の形状に依存している。制御帯域に干渉することを考慮して、高次共振ピークを 5[kHz] から 7[kHz] に移動できるように最適形状を構築する。
- (2) (1) の形状変更は低周波領域に影響しないので、5[kHz] ~ 10[kHz] 周辺の帯域を不確かさとして、 H^∞ 制御を設計する場合の不確定誤差に見積もる。
- (3) スピンドルモータが 4000[rpm] 付近で回転していると想定しているので、その周波数領域で感度関数が低くなるような重み関数を設定する。
- (4) ロバスト安定化と目標値追従特性を満たすために、2 自由度制御系を構築し H_2 制御で設計す

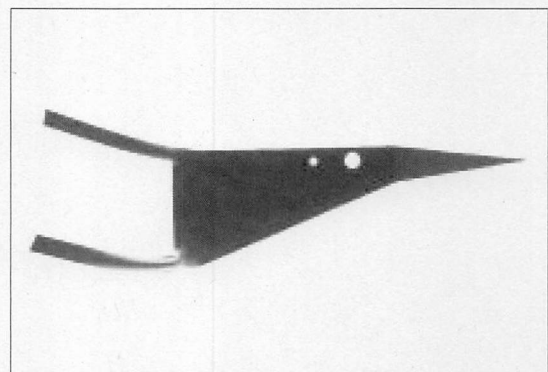


図4 5[kHz] におけるモード形状

る。この際、目標値に対する応答軌道を規範モデルで与え、この規範モデルにモデルマッチングするように設計する。

4.2 H^∞ 制御問題

外乱抑制とロバスト安定性を同時に満たすためには、感度関数 $S(s)$ と相補感度関数 $T(s)$ のゲインを下げる必要があり、これは H^∞ における混合感度問題としてとらえることができる。ただし、ノミナルプラントが原点極を持つために、これを回避するような図5に示す一般化プラントを設定する。一般化プラントを伝達関数行列で表現すれば式(3)となる。

$$\begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\gamma} \cdot W_1 \cdot P & 0 & \frac{1}{\gamma} \cdot W_1 \cdot P \\ 0 & 0 & W_2 \\ P & W_3 & P \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ u \end{bmatrix} \quad (3)$$

ここで、図5の一般化プラントを H^∞ 標準問題に変形する。 $w(s)$ から $Z_1(s)$ までの伝達関数は

$$Z_1 = W_1 P (I - C_1 P)^{-1} w_1 + W_1 P (I - C_1 P)^{-1} C_1 W_3 w_2 \quad (4)$$

となる。また、 $w(s)$ から $Z_2(s)$ までの伝達関数は

$$Z_2 = W_2 C_1 P (I - C_1 P)^{-1} w_1 + W_2 (I - C_1 P)^{-1} C_1 W_3 w_2 \quad (5)$$

となる。式(4)と式(5)を組み合わせてマトリックス表示すると、 $w(s)$ から $Z(s)$ までの伝達関数 $P_{zw}(s)$

を求めることができる。

$$P_{zw}(s) = \begin{bmatrix} W_1 P (I - C_1 P)^{-1} & W_1 P (I - C_1 P)^{-1} C_1 W_3 \\ W_2 C_1 P (I - C_1 P)^{-1} & W_2 (I - C_1 P)^{-1} C_1 W_3 \end{bmatrix} \quad (6)$$

このとき、制御問題は閉ループ系を安定化することと設計目標を満たすように $W_1(s)$, $W_2(s)$ および $W_3(s)$ の重み関数を定め、

$$\|P_{zw}\|_\infty < 1 \quad (7)$$

を満たすコントローラ $C_1(s)$ を求めることである。

4.3 シークモードと2自由度制御系の設計

図6に示すように、 $C_1(s)$ に加えてコントローラ

$$C_2(s) = [C_{21}(s) \ C_{22}(s)] \quad (8)$$

を用いた2自由度制御系によって、あらかじめ与えた目標軌跡をトレースできるようにする。また、図6は図7のように表現することもできる。目標軌跡は規範モデルとして与え、シーク距離に応じて異なる。ここで、図7の $C_{22}(s)$ を規範モデルとし、伝達関数 $P_v(s)$ が $C_{22}(s)$ にマッチングできれば、コントローラ $C_{21}(s)$ が求められる。この問題を解くために図8の拡大プラントを考える。つまり、 $P_v(s)$ と規範モデル $C_{22}(s)$ の誤差伝達関数が小さくなるような評価値として、 H_2 ノルムを指標とするマッチング問題に帰着させる。またこのとき、 H_2 コン

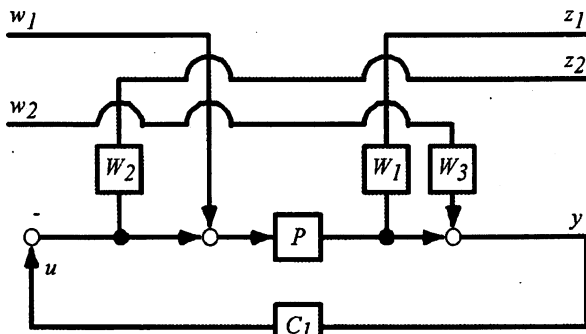


図5 一般化プラント

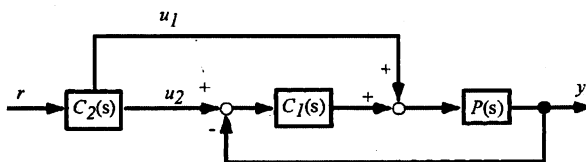


図6 2自由度制御系

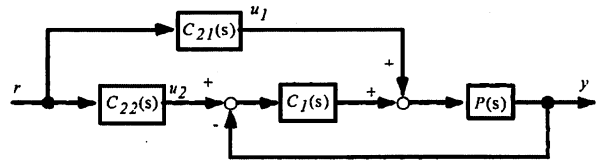


図7 2自由度制御系 (詳細図)

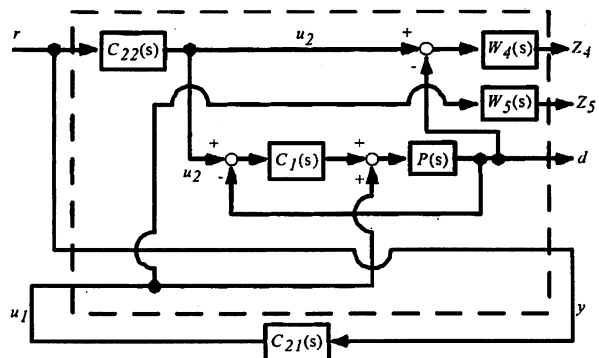


図8 拡大プラント

トローラ $C_2(s)$ の操作量の重み付けも考慮し次式の H_2 ノルムを最小化するように $C_2(s)$ を設計する。

$$\min_{C_2(s)} \left\| \frac{W_1(u_2 - d)}{W_3 C_2(s)} \right\|_2 \quad (9)$$

ここで、 $W_1(s)$ は定常位置偏差をなくす意味からも、低周波領域で大きくする重み関数、 $W_3(s)$ は制御入力に制限を与える重み関数である。

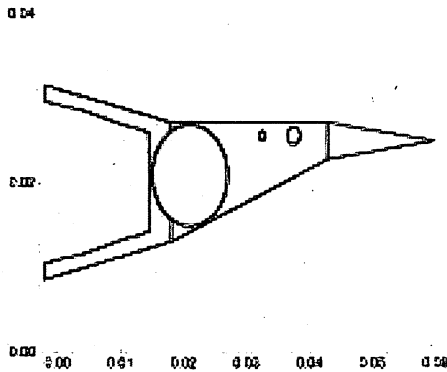


図9 最適化前の形状

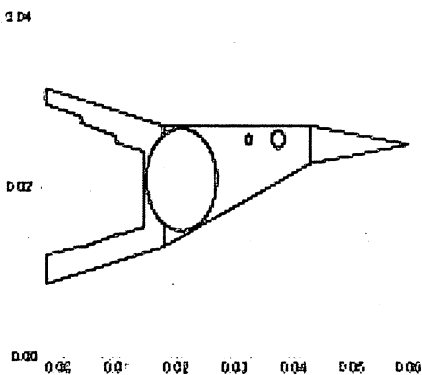


図10 最適化後の形状

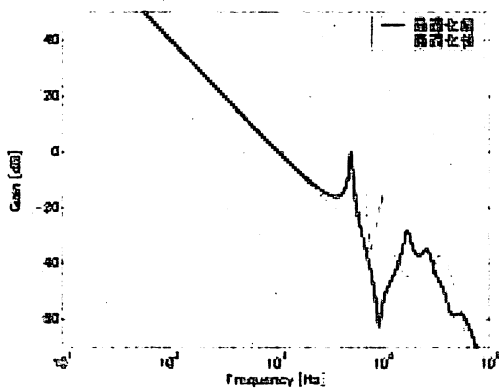


図11 最適化前と最適化後の周波数応答

5. 設計例と考察

5.1 ヘッドサスペンションの最適化

図9は最適化を行う前のアームサスペンションのノミナルな形状である。このサスペンション形状において図4で示したモード形から、5[kHz] 付近に寄与するサスペンションアームの構造部分は、サスペンション下端部のコイル固定部分の形状に関係していると考えられる。そこでこのコイル固定部分の形状を最適化することにした。設計パラメータは両側を共に3分割し、段付き形状を想定しそれぞれの幅とした。そして、この部分の形状を変えることで高次の共振モードを5[kHz] から7[kHz] まで移動させることを試みた。最適化の手法にはFEM解析ソフトFEMLABとMATLABのOptimization Toolboxをリンク、統合させて用いた。具体的な導出方法は、ノミナル形状の共振周波数を $f_{nominal}$ とし、希望する共振周波数を7[kHz] と仮定して、目標値との差を次式の目的関数 J_{val} とした。

$$J_{val} = (7000 - f_{nominal})^2 \quad (10)$$

この目的関数を最小化するための解を見つけるためには非線形計画法で求める必要がある。ここではOptimization Toolboxの拘束条件付非線形計画問題を解くためのソルバーである関数 `fmincon` を利用した。その結果、図10のようなアームの下端部が段付き形状となった。この最適化された実プラントを P_{real} とする。また、図11に P_{real} のVCMから先端部分の y 方向変位までの周波数応答を示す。

5.2 重み関数の選定と H^∞ コントローラの設計

重み関数 $W_1(s)$ は感度関数 $S(s)$ を低域で小さくかつ、1型のサーボ系を構成するため原点の極を1つ持つように選んだ。つまり、

$$W_1(s) = \frac{0.1(s+125)}{s} \quad (11)$$

とした。次にロバスト安定に対する重み関数 $W_2(s)$ は乗法的変動 Δ_m を囲むように

$$W_2(s) = \left[\frac{s^2 + 1.0 \times 10^4 + 9.5 \times 10^7}{s^2 + 1.1 \times 10^4 + 3.5 \times 10^8} \right]^2 \times 0.7 \quad (12)$$

と選ぶ。図12に $W_1(s)$ および $W_2(s)$ の周波数応答を示す。また、重み関数 $W_3(s)$ はHigh-Passフィルタとし、

$$W_3(s) = \frac{0.5s}{s + 5.9 \times 10^4} \quad (13)$$

とする。図13に $W_2(s)$ の周波数応答を示す。以上の重み関数を使い、MATLABを用いて一般化 H^∞ 制御の解を求めた。このときのコントローラ $C_r(s)$ の周波数応答は図14のようなになる。また、図15に感度関数 $S(s)$ と $1/W_1(s)P(s)$ の周波数応答を、図16に $1/W_2(s)$ と相補感度関数 $T(s)$ の周波数応答をそれぞれ示す。これらの図より閉ループ系が整形でき

たことが確認できる。

5.3 重み関数の選定と H_2 コントローラの設計

ここでは、重み関数 $W_r(s)$ を低周波領域で重みを大きくするために

$$W_r(s) = \frac{1.0 \times 10^5}{s} \quad (14)$$

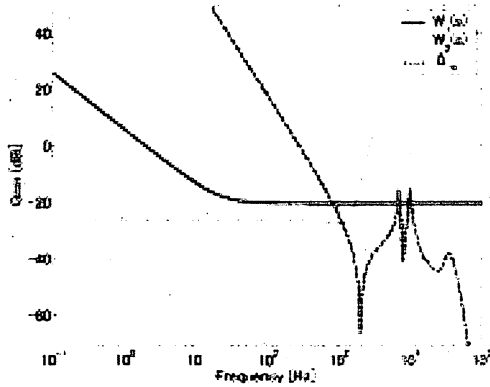


図12 $W_1(s)$ と $W_2(s)$ の周波数応答

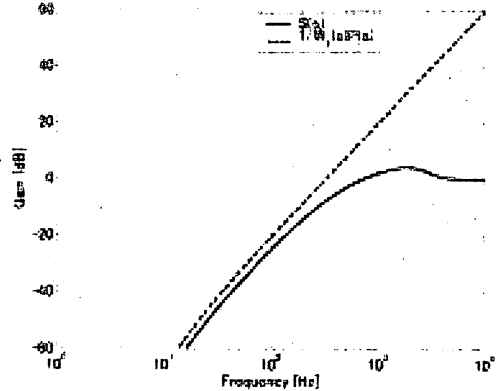


図15 $1/W_1(s)P(s)$ と $S(s)$ の周波数応答

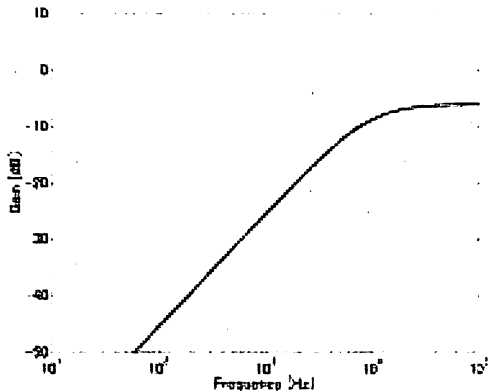


図13 $W_2(s)$ の周波数応答

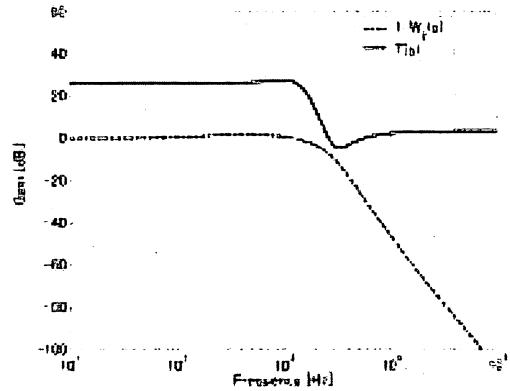


図16 $1/W_2(s)$ と $T(s)$ の周波数応答

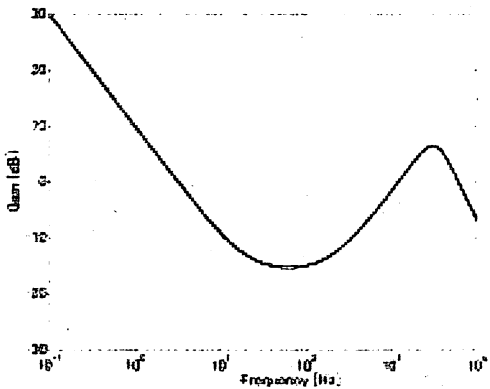


図14 H^∞ コントローラの周波数応答

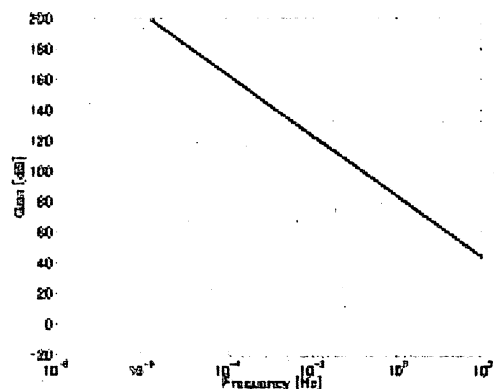


図17 $W_2(s)$ の周波数応答

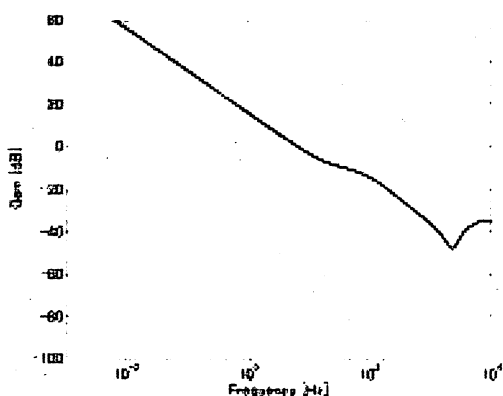


図18 H_2 コントローラの周波数応答

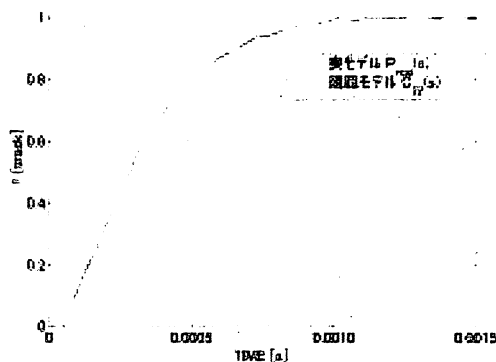


図19 規範モデルと実モデル

とした。 $W_s(s)$ は制御入力に制限を与えるために

$$W_s(s) = 0.4 \times 10^{-1} \quad (15)$$

と設定した。図17に $W_s(s)$ の周波数応答を示す。そして、5章で示した図8の拡大システムに対して H_2 問題を解くことにより H_2 コントローラ $C_{21}(s)$ を求めた。このときのコントローラ $C_{21}(s)$ の周波数応答を図18に示す。

5.4 数値シミュレーション

ここでは、前節で求めた重み関数とコントローラを図8の拡大プラントに代入し、そしてコントローラ $C_{22}(s)$ に規範モデルを与え、シーク制御に対するシミュレーションを行う。規範モデル $C_{22}(s)$ としてはシーク距離：1[Track]、シーク時間：1.5[m s]とした。そこで、この仕様を満たすように式(16)に示す2次の伝達関数

$$C_{22}(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (16)$$

とした。式(16)の減衰定数は1とした。このときの $\omega_n = 6000$ (rad/s)である。

図18には望ましいと仮定した、シーク参照軌道としての規範モデルと最適化後の実モデル P_{real} のステップ応答の比較を示す。図19より最適化された実モデル P_{real} が規範モデルの軌跡に充分追従していることがわかる。

6. 結 言

本研究では磁気ディスク装置のヘッドサスペンションの位置決めに対して H^∞ 制御を用いて、外乱抑圧およびロバスト安定を満たすコントローラを設計し、それをフィードバックコントローラとして2自由度制御系を構成した。この2自由度制御系は過渡応答が重視されるシーク制御に対して、良好な結果を得ることができた。

本研究は特定のトラックシークに限定したものであり、あらゆるドラックシークを可能にするためにはコントローラ側に多くの規範モデルを用意する必要がある。本研究は制御帯域にオーバーラップする構造上の共振モードを避けるために、最適なサスペンション形状設計とその制御系の統合化設計である。しかしながら、提案した手法は2 Step 設計であるため厳密に言えば同時最適化がなされなかった。1 Step 設計で規範モデルに適合するようなサスペンション形状とコントローラの統合化設計が今後の課題である。

参考文献

- 1) FEMLAB User's Guide, COMSOL AB. (2000)
- 2) A. Grace, Optimization Toolbox User's Guide, The Math Works Inc. (1992)
- 3) 金沢, 有限要素法を用いたヘッドサスペンション系の統合化設計, 平成12年度秋田大学修士論文 (2000)