四輪操舵車の新しい制御法

——モデル追従制御による方法——

伊 藤 健*・藤 代 武 史*・川 辺 武 俊*

金 井 喜美雄**・越 智 徳 昌**

A New Way of Controlling a Four Wheel Steering Vehicle

—An Approach of Model Following Control—

Ken Ito*, Takeshi FUJISHIRO*, Taketoshi KAWABE*,

Kimio KANAI** and Yoshimasa OCHI**

We propose a design method of feedforward type motion control system that provides desired response of yaw rate and lateral acceleration for a four wheel steering vehicle (4 WS).

This paper firstly presents three design methods of yaw rate, lateral acceleration and D^* (which is defined as a linear combination of yaw rate and lateral acceleration) control system respectively. These systems are synthesized by model matching control or model following control.

In order to verify the effectiveness of the proposed method, the computer simulation of vehicle motion was carried out, resulting in good agreement between a reference model and a controlled vehicle. Furthermore, driving tests were conducted with an experimental vehicle having electronically controlled rear wheel steering mechanism. In step response test to steering wheel input and lane change test, the responses of the controlled vehicle matched with the model satisfactorily, and in free response test at the vehicle speed of above 100 km/h, the settling time of the controlled vehicle was reduced by more than 50%.

From these results, it has been confirmed that the proposed design method of rear wheel angle control system is useful in improving maneuverability and stability of the vehicle.

Key Words: vehicle control, four wheel steering, model following control, model matching control, feedforward

1. ま え が き

近年、自動車の操縦安定性（操安性）や乗心地性能に対する要求が厳しくなりつつあり、力学的拘束条件のもとで行っていた従来の車両設計手法では、それらに対処することが困難になってきている。そこで、操舵系やサスペンションの特性を可変にし、アクティブ制御技術を導入することによって、操安性や乗心地性能を改善することが考えられる。

特に、後輪操舵系の制御については、直接操安性の改善に結びつくことから、種々の制御方式が研究されている。たとえば、前輪操舵入力に対する後輪舵角の関係を、車両の横すべり角に着目して求めたもの^{1)~3)}、ヨーレートと横加速度の位相差に着目して求めたもの⁴⁾、ドライビング・シミュレータを用いて人間工学的官能評価から求めたもの⁵⁾などの研究がある。なかでも、車両の横すべり角に着目したものとしては、操舵力を利用して後輪を操舵するシステム³⁾が実用化されているほか、前輪と後輪の操舵機構を機械的に結合し操舵角の関数として後輪を操舵する方式¹⁾、定常状態に加え過渡状態においても横すべり角を零にする方式²⁾など多くの方式が提案されている。

本研究では、車両の設計自由度を増すために、新たに人間が運転操作を行う場合に重視するヨーレートおよび横加速度に着目して、その定常特性および過渡特性それぞれについて、所望の応答を得ることが可能な制御系の設計法を考案し、その有効性を検討した。

人間が運転する車両の運動は、雪道走行で体験する

* 日産自動車(株)中央研究所 横須賀市夏島町 1

** 防衛大学校 横須賀市走水 1-10-20

* Central Engineering Laboratories, Nissan Motor Co., LTD, Yokosuka

** The National Defense Academy, Yokosuka

(Received November 28, 1986)

(Revised February 26, 1987)

Fig. 1 Driver-vehicle system with four wheel steering,

ように比較的容易に限界領域、すなわち非線形領域に達するため、通常のフィードバック補償方式では、このような領域では性能が悪化するだけでなく、人間の操舵と制御された後輪操舵応答が干渉し、時として結果的に不安定な挙動を引き起こすことが十分考えられる。そこで、本設計法では、安全性を含めた実用性の観点からフィードフォワード補償を前提とした。

制御システムとしては Fig. 1 に示すように、人間によるフィードバックを有する人間-自動車系として捕え、限界領域の修正操舵や横風外乱に対する修正操舵などはそれぞれ人間が行うこととし、人間にとって制御しやすい動特性を有する車両を提供することを目的とした。

本論文では、まず後輪操舵機構をもつ自動車の平面内運動方程式を示し、それに基づき、モデル適合制御を用いたヨーレート制御系およびモデル追従制御を用いた横加速度制御系の設計法を示す。さらに、ヨーレートと横加速度の線形結合を D^* と定義し、 D^* を出力とした制御系の設計についても検討する。

本方式の制御系の有効性を確認するため、まず車両運動の計算機シミュレーションを実行した。その結果、所期の性能を発揮することがわかったので、さらに後輪操舵機構を有する車両を試作し、走行試験を実施した。この場合もシミュレーションと同様の所望の車両応答が得られ、本設計法による後輪操舵車制御系が十分実用に耐えるものであることが確認された。

2. 車両の平面内運動方程式

後輪操舵機構を有する車両のヨーと横の2自由度平面運動に関する状態方程式は、線形領域においてつぎのように表わすことができる。

$$\dot{x}_P = A_P x_P + B_P \delta_R + B_{PF} \theta \quad (1)$$

ここで、 $x_P^T = [\phi \ V_y]$

$$A_P = \begin{bmatrix} -\frac{2(L_F^2 K_F + L_R^2 K_R)}{I_z} \cdot \frac{1}{V} \\ -\frac{2(L_F K_F - L_R K_R)}{M} \cdot \frac{1}{V} - V \\ -\frac{2(L_F K_F - L_R K_R)}{I_z} \cdot \frac{1}{V} \\ -\frac{2(K_F + K_R)}{M} \cdot \frac{1}{V} \end{bmatrix}$$

$$B_P = \begin{bmatrix} -\frac{2L_R K_R}{I_z} \\ \frac{2K_R}{M} \end{bmatrix}, \quad B_{PF} = \begin{bmatrix} \frac{2L_F K_F}{I_z N} \\ \frac{2K_F}{MN} \end{bmatrix}$$

であり、 ϕ はヨーレート、 V_y は横方向速度、 δ_R は後輪実舵角、 θ は操舵角、 V は車速、 M は質量、 I_z はヨー慣性、 L_F は前輪・重心間距離、 L_R は後輪・重心間距離、 K_F は前輪コーナリング・パワー、 K_R は後輪コーナリング・パワー、 N はステアリングギア比である。

また、車両の特性多項式は、つぎのように求められる。

$$\begin{aligned} G(s) &= |sI - A_P| \\ &= s^2 + \left[\frac{2(K_F + K_R)}{M} + \frac{2(L_F^2 K_F + L_R^2 K_R)}{I_z} \right] \frac{1}{V} s \\ &\quad + \frac{4K_F K_R (L_F + L_R)^2}{I_z M} \frac{1}{V^2} + \frac{2(L_R K_R - L_F K_F)}{I_z} \end{aligned} \quad (2)$$

(2) 式において、車両がアンダーステア ($L_R K_R > L_F K_F$) であれば、いかなる車速においても $G(s)$ は安定であることが明らかである。

3. 制御系の設計

人が運転操作を行う際に重視する状態量として、ヨーレートと横加速度が挙げられ、一般につぎのような傾向が知られている⁹⁾。

(1) 通常走行時には、人はヨーレートを重視した操舵を行う。

(2) 緊急回避時には、人は横加速度を重視した操舵を行う。

Fig. 1 に示すように、車両に対する入力、前輪操舵角と後輪舵角の2入力であるが、通常、人間が制御可能なのは前輪操舵角のみであり、制御量としては前輪操舵角をとる。後輪舵角は前輪操舵角に基づき前置補償器を通してつくられる。

以下、被制御量をヨーレートとした場合、横加速度とした場合、ヨーレートと横加速度の線形結合で定義される D^* とした場合の3通りについて制御系を設計する。

3.1 ヨーレートのモデル適合制御

ここでは、所望のヨーレート応答モデル(規範モデル)を設定し、車両の応答がこれに一致するように、後輪の舵角を与える方法を考える。

ヨーレートを出力とする入出力関係は、微分オペレータ $s = d/dt$ を用いて次式のように表わすことができる。

$$G(s)\phi(t) = H_F(s)\theta(t) - H_R(s)\delta_R(t) \quad (3)$$

ここで,

$$H_F(s) = \frac{1}{N} \left\{ \frac{2L_F K_F}{I_z} s + \frac{4K_F K_R (L_F + L_R)}{I_z \cdot M} \cdot \frac{1}{V} \right\}$$

$$H_R(s) = \frac{2L_R K_R}{I_z} s + \frac{4K_F K_R (L_F + L_R)}{I_z \cdot M} \cdot \frac{1}{V}$$

(3) 式に対応して設計者が任意に選定する規範モデルとして次式を考える.

$$\begin{aligned} \dot{x}_r(t) &= -a_r x_r(t) + b_r \theta(t) \\ y_r(t) &= x_r(t), \quad a_r > 0 \end{aligned} \quad (4)$$

制御の目的は, 車両のヨーレート応答特性を規範モデルに一致させること, すなわち, $\dot{\phi}(t) = y_r(t)$ を満足する $\delta_R(t)$ を求めることである. これは, (3), (4) 式よりつぎのように求められる.

$$\begin{aligned} \delta_R(t) &= \frac{H_F(s)}{H_R(s)} \theta(t) - \frac{G(s)}{H_R(s)} y_r(t) \\ &\triangleq W(s) \theta(t) \end{aligned} \quad (5)$$

ここで, $y_r(t) = G_M(s) \theta(t)$ とすると,

$$W(s) = \frac{H_F(s) - G(s) G_M(s)}{H_R(s)}$$

(5) 式の $W(s)$ は, 安定でかつ分子・分母の次数が等しいので, 前置補償器として実現可能である. ただし, 分子・分母の各係数に車速 V が含まれることに注意する必要がある.

3.2 横加速度のモデル追従制御

まず, 3.1 節と同様の方法で横加速度を制御することを考える. 横加速度 α を出力とする入出力関係は次式で表わされる.

$$G(s) \alpha(t) = F_F(s) \theta(t) + F_R(s) \delta_R(t) \quad (6)$$

ここで, $\alpha = \ddot{y}_g + V \dot{\phi}$

$$F_F(s) = \frac{1}{N} \left\{ \frac{2K_F}{M} s^2 + \frac{4K_F K_R L_R (L_F + L_R)}{I_z M} \cdot \frac{1}{V} s + \frac{4K_F K_R (L_F + L_R)}{I_z M} \right\}$$

$$F_R(s) = \frac{2K_R}{M} s^2 + \frac{4K_F K_R L_F (L_F + L_R)}{I_z M} \cdot \frac{1}{V} s - \frac{4K_F K_R (L_F + L_R)}{I_z M}$$

入力を δ_R , 出力を α とした場合, 一般に自動車は不安定零点 ((6) 式右辺第 2 項 $F_R(s)$ の定数項が負) をもつので, 3.1 節のようなモデル適合方式は不可能である. この問題を解決するため, 本研究では 2 次形式評価関数を最小とするようなモデル追従制御方式を導入し, 系の安定を保ちながら, できるだけモデルに追従する制御系⁷⁾を設計し, そこで得られた制御パラメータを用いて前置補償器を構成する.

横加速度を出力とした場合の出力方程式は, 次式で表わされる.

Fig. 2 Model following control system of lateral acceleration

$$\alpha = C_P x_P + D_P \delta_R + D_{PF} \theta \quad (7)$$

ここで,

$$\begin{aligned} C_P &= \left[-\frac{2(L_F K_F - L_R K_R)}{M} \cdot \frac{1}{V} - \frac{2(K_F + K_R)}{M} \cdot \frac{1}{V} \right], \\ D_P &= \frac{2K_R}{M}, \quad D_{PF} = \frac{2K_F}{MN} \end{aligned}$$

また, 規範モデルを次式で与える.

$$\begin{aligned} \dot{x}_r &= A_r x_r + B_r \theta \\ y_r &= C_r x_r \end{aligned} \quad (8)$$

車両モデルの横加速度 $\hat{\alpha}$ を規範モデルの出力 y_r に追従させる制御系を Fig. 2 のように構成し, 車両モデルと規範モデルの出力誤差 e をつぎのように定義する.

$$e \triangleq \hat{\alpha} - y_r \quad (9)$$

規範モデルの入力 θ としてステップを仮定すると拡大系の状態方程式として次式を得る.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \dot{x}_P \\ e \\ \dot{x}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_P & 0 & 0 \\ C_P & 0 & -C_r \\ 0 & 0 & A_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_P \\ e \\ x_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_P \\ D_P \\ 0 \end{bmatrix} \dot{\delta}_R \quad (10)$$

車両への入力 δ_R を,

$$\delta_R = K_1 x_P + K_2 \int_0^t e d\tau + K_3 x_r - \frac{D_{PF} \theta}{D_P} \quad (11)$$

とする. K_1, K_2, K_3 はつぎの評価関数 J を最小にする最適制御ゲインとして, 与えられた $q \geq 0, r > 0$ に対して, 定常リカッチ方程式 ((13) 式) を解くことにより求められる⁷⁾.

$$J = \int_0^\infty (q e^2 + r \dot{\delta}_R^2) dt \quad (12)$$

$$\begin{aligned} A_1^T P_{11} + P_{11} A_1 + Q_1 - P_{11} B_1 r^{-1} B_1^T P_{11} &= 0 \\ A_1^T P_{12} + P_{11} A_2 + P_{12} A_r - P_{11} B_1 r^{-1} B_1^T P_{12} &= 0 \\ [K_1 \ K_2] &= -r^{-1} [B_1^T \ D_P] P_{11} \\ K_3 &= -r^{-1} [B_1^T \ D_P] P_{12} \end{aligned} \quad (13)$$

ここで, $q \geq 0, r > 0$

$$A_1 = \begin{bmatrix} A_P & 0 \\ C_P & 0 \end{bmatrix}, B_1 = \begin{bmatrix} B_P \\ D_P \end{bmatrix}, Q_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & q \end{bmatrix}, A_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ C_r \end{bmatrix}$$

なお、(11)式右边第4項は、運転者のハンドル操作により車両に入力される前輪操舵角 θ からの直達項を後輪舵角 δ_R からの直達項で打ち消すために入れたものである。また、車両の特性 A_P , C_P は車速により変化するので、最適制御ゲイン K_1 , K_2 , K_3 は車速の関数となる。これらのゲインを用いて、操舵角 θ を入力、後輪舵角 δ_R を出力とする前置補償器をつぎのように構成する。

$$\delta_R(t) = \left\{ K(sI - A - BK)^{-1} B_F - \frac{D_{PF}}{D_P} \right\} \theta(t) \quad (14)$$

ここで

$$A = \begin{bmatrix} A_P & 0 & 0 \\ C_P & 0 & -C_r \\ 0 & 0 & A_r \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} B_P \\ D_P \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$B_F = \begin{bmatrix} B_{PF} - B_P \cdot D_{PF} / D_P \\ 0 \\ B_r \end{bmatrix}$$

$$K = [K_1 \ K_2 \ K_3]$$

このように、フィードフォワード補償のみにより、所望の横加速度応答特性を得ることができ、本研究の目的は達成される。

3.3 D^* -モデル追従制御

以上に示した二つの制御系では、一般にヨーレート、横加速度の両方に対して同時に所望の応答を得ることはできない。そこで、航空機の縦運動の制御で用いられる C^* -モデル追従制御 ($C^* = c_1 n_z + c_2 q'$: n_z は垂直加速度, q' はピッチレート) の概念⁸⁾を応用し、ヨーレートと横加速度の両方を良好に制御する方法 (D^* 制御方式と呼ぶ) を提案する。

ヨーレート $\dot{\psi}$ と横加速度 α の線形結合を D^* とし、つぎのように定義する。

$$D^* \triangleq d\alpha + (1-d)V\dot{\psi}, \quad 0 \leq d \leq 1 \quad (15)$$

D^* -モデル追従制御系は、3.2 節の横加速度の制御系の出力方程式(7)式と(9)式をそれぞれつぎのように書き直すことにより設計できる。

$$D^* = C_P' x_P + dD_P \delta_R + dD_{PF} \theta \quad (16)$$

$$e \triangleq \hat{D}^* - y_r \quad (17)$$

ここで、

$$C_P' = \left[-d \frac{2(L_F K_F - L_R K_R)}{M} \cdot \frac{1}{V} - (1-d)V \right. \\ \left. - d \frac{2(K_F + K_R)}{M} \cdot \frac{1}{V} \right]$$

また、 $\hat{D}^*$ は車両モデルからの出力である。

本方式の設計法は、横加速度のモデル追従制御系の場合とまったく同様であるので省略するが、最適制御

ゲイン K_1 , K_2 , K_3 は、横加速度の制御系と同様に車速の関数となる。この場合も、もちろん操舵角 θ を入力、後輪舵角 δ_R を出力とする前置補償器は構成可能である。

4. シミュレーション

以上に示した3通りの制御方法を適用した場合の計算機シミュレーションの結果を、従来の前輪操舵車(2WS)と比較して Fig. 3 に示す。入力は、実際の操舵を想定しステップ状の入力とした(以下、その応答をステップ応答と呼ぶ)。

本シミュレーションで用いた車両諸元値は、

$$M = 1,225 \text{ kg}, I_z = 1,960 \text{ kgm}^2, \\ K_F = 36,750 \text{ N/rad}, K_R = 49,000 \text{ N/rad}, \\ L_F = 1 \text{ m}, L_R = 1.5 \text{ m}, N = 20$$

とし、車速は 33.3 m/s および 50 m/s とした。

また、規範モデルおよび制御ゲインはそれぞれの方式についてつぎのように設定した。なお、規範モデルは、各方式とも、定常ゲインがベース車(2WS)と同一になるように定めた。

(1) ヨーレートのモデル適合制御

・規範モデルをつぎのように定める

$$y_r(t, V) = \frac{V}{50(1 + 0.002V^2)} \cdot \frac{1}{1 + 0.05s} \theta(t)$$

(2) 横加速度のモデル追従制御

・規範モデルをつぎのように定める

Fig. 3 Step response (simulation)

$$y_r(t, V) = \frac{V^2}{50(1 + 0.002V^2)} \cdot \frac{1}{1 + 0.1s} \theta(t)$$

- ・各車速における制御ゲインはつぎのように得られる

$$V = 33.3 \text{ m/s のとき} \dots K_1 = [1.698, -0.529],$$

$$K_2 = 1.0, K_3 = -0.1079 \quad (q=1, r=1)$$

$$V = 50 \text{ m/s のとき} \dots K_1 = [1.898, -0.375],$$

$$K_2 = 1.0, K_3 = -0.1058 \quad (q=1, r=1)$$

(3) D^* -モデル追従制御

- ・ D^* をつぎのように定義する

$$D^* \triangleq 0.5\alpha + 0.5V\dot{\phi}$$

- ・規範モデルをつぎのように定める

$$y_r(t, V) = \frac{V^2}{50(1 + 0.002V^2)} \cdot \frac{1}{1 + 0.075s} \theta(t)$$

- ・各車速における制御ゲインはつぎのように得られる

$$V = 33.3 \text{ m/s のとき} \dots K_1 = [1.266, -0.0893],$$

$$K_2 = 1.0, K_3 = -0.0493 \quad (q=1, r=1)$$

$$V = 50 \text{ m/s のとき} \dots K_1 = [1.442, -0.0451],$$

$$K_2 = 1.0, K_3 = -0.0408 \quad (q=1, r=1)$$

シミュレーションの結果を以下にまとめる。

(1) ヨーレートを被制御量とした場合には横加速度的応答はやや緩慢になり、横加速度を被制御量とした場合にはヨーレートはオーバーシュートを示す。これらの傾向は高速域ほど顕著になる。しかるに、 D^* を被制御量とした場合には、双方のほぼ中間的応答となる。

(2) 横加速度および D^* のモデル追従制御系は、ステップ入力を仮定して設計されるが、通常想定されるステップ状の操舵入力に対しても十分な制御性能が得られる。

(3) 3通りの制御方法のうちいずれの方式を用いても、従来の前輪操舵車と比較すれば、車両の過渡特性を大幅に向上させることができる。

5. 車両実験

以上に示した制御方法による効果を車両実験により確認するため、排気量 1.8l の小型車に後輪操舵機構を組み込み車両実験を行った。Fig. 4 に実験車両の概要を示す。また、車両実験用制御ソフトとしては、3.1 節に示したヨーレートのモデル適合制御則を用いた。なお、規範モデルは 1 次遅れ (時定数 0.05s) とし、各車速における定常ヨーレート・ゲインはベース車 (2WS) と同一に設定した。

5.1 ステップ応答試験および車線変更試験

操縦性の評価試験として、ステップ応答試験および

Fig. 4 Configuration of rear steer angle control system

Fig. 5 Step response to steering wheel input at 120 km/h (proving ground test result)

車線変更試験を車速 120 km/h (33.3 m/s) で実施した。結果を Fig. 5, Fig. 6 に前輪操舵時 (制御 OFF) と比較して示す ([I] は制御 OFF (2WS), [II] は制御 ON (4WS) の場合である)。

Fig. 5, Fig. 6 からわかるように、前輪操舵時にはヨーレート $\dot{\phi}$ は大きくオーバーシュートを示し振動的になるのに対し、後輪舵角制御時にはオーバーシュートはよく抑えられ規範モデルの出力 y_r とよい一致を示す。後輪舵角制御時にも、モデルに対し実際のヨーレートの応答が若干遅れるのは、制御系設計の際に

Fig. 6 Lane change at 120 km/h
(proving ground test result)

考慮されていないタイヤ自体の遅れなどによるものと考えられる。

5.2 舵手放し安定性試験

安定性の評価試験として、舵手放し安定性試験を実施した。この試験は、車両の自由応答特性を評価する試験であり、ヨーレートなどに初期値をもたせるために直進状態から操舵角入力を与え、約 0.2 秒でハンドルから手を放しその後の収束性を調べるものである。

Fig. 7 には車速 120 km/h (33.3 m/s) における試験結果を、Fig. 8 には 60~120 km/h における収束時間（ヨーレートがピーク値の 1/10 以下に減衰するまでの時間）を制御 OFF 時（2WS）と比較して示す。

これらの図からわかるように、前輪操舵の場合、高速になるほど振動的ふるまいを示し、120 km/h では収束するまでに 2.6 秒も要する。これに対し、後輪舵角制御時には収束時間は 1.1 秒に短縮されるなど収束性の著しい向上が見られ、また 60~120 km/h にわたって収束時間はほぼ一定値を示している。

6. ま と め

本研究では、後輪舵角制御によるフィードフォワード補償を前提に、ヨーレート、横加加速度および D^* を

Fig. 7 Free response at 120 km/h
(proving ground test result)

Fig. 8 Settling time of yaw rate in
free response test
(proving ground test result)

被制御量とした制御系の設計と計算機シミュレーションを行い、つぎにヨーレート制御系を実装した後輪操舵車両を試作し、走行実験を行った。その結果、以下の点が明らかになった。

(1) 後輪操舵系を付加することにより、所望のヨーレートあるいは横加加速度の応答を得ることができ

る。

(2) ヨーレートと横加速度の線形結合で定義される D^* を被制御量とすることにより、両運動を高いレベルで両立できる。

(3) 車両の運動を2次系で近似的に記述して制御系を設計しても、本車両実験結果をみる限りは、満足のできるヨーレート応答特性が得られる。

(4) 操舵トルク入力系においては、舵手放し安定性試験結果から明らかなように、特に制御系設計上考慮されていないにもかかわらず、結果として安定性の向上が得られる。

(5) 車両設計においては、独立に希望の過渡および定常の両特性を満たすように制御系を設計できるため、前輪のステアリング・ギア比などを変更する必要もなく、実用性の高いシステムを組み込むことができる。

今後は、本研究で提案した制御系を有する車両を用いた人間-自動車系のモデルをつくり、全体システムの安定性について検討する予定である。

参考文献

- 1) S. Sano, Y. Furukawa and S. Shiraishi: Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle, SAE Technical Paper Series, 860625 (1986)
- 2) 井口: 4輪操舵車の前・後輪協調制御方式に関する理論的研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, 861, 159/174 (1986)
- 3) 入江, 芝端: 後輪アクティブ制御による操縦安定性の向上, 自動車技術, 40-3, 360/369 (1986)
- 4) N. Yasuda, S. Furutani, H. Kanazawa and H. Inoue: Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed-Sensing Four-Wheel Steering System, SAE Technical Paper Series, 860624 (1986)
- 5) 三木, 福井, 林, 長谷川: ドライビングシミュレータを用いた人間-自動車系の解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, 861, 165/168 (1986)
- 6) 中谷, 小口: 四輪操舵車の特性とその将来, 自動車技術, 39-1, 58/65 (1985)
- 7) 古田, 小宮: 線形多変数系に対するモデル追従形サーボコントローラの設計, 計測自動制御学会論文集, 18-1, 8/14 (1982)
- 8) 金井: フライトコントロール, p. 170, 槇書店 (1985)