

空気圧駆動サスペンションの2輪モデルの 試作と基本特性

坂本 哲也・松下 尚史*・堂田周治郎*

岡山理科大学大学院工学研究科

*岡山理科大学工学部機械工学科

(1993年9月30日 受理)

1. 序 論

近年、急速に進歩している電子制御技術を取り入れた4輪操舵システムや4輪駆動システムなどが実用化されつつある。また、この電子制御技術を用いて、サスペンション設計者の永遠のテーマである操縦安定性と乗り心地の両立を目指したアクティブサスペンションの開発が急速に進められている¹⁾。本論文でいうアクティブサスペンションとは、1) 外部からエネルギーを常時供給し連続的に制御するシステム、2) 各種センサと信号処理演算装置を有し、いくつかの変数の関数として力を発生するシステムのことである²⁾。この種のサスペンションはフルアクティブサスペンションとスローアクティブサスペンションに大別される³⁾。前者はばね上共振域の制御だけでなくばね下共振域以上の周波数まで制御するものであり、大きな制御効果が期待できる反面、高周波数域での乗り心地の低下や高性能バルブの開発が必要となるなどの問題もある。それに対して、後者はばね上共振域を含む低周波数域のみを制御し、高周波数域の変動は受動要素(ばねとダンパ)により吸収するシステムであり、フルアクティブサスペンションと比べて少ない消費エネルギーで安定感のある乗り心地や車両姿勢を実現できる特徴を有する³⁾。

ところで、空気圧サーボ系は空気の圧縮性により固有周波数があまり高くなく、外力に対するバンド幅も狭い。これをインピーダンスという立場から見ると、空気圧サーボ系は低周波数域においてインピーダンスがかなり低く、また、比較的low周波数域からインピーダンスが増加するという特徴を有するシステムであるといえる。したがって、位置制御系を構成した場合の位置制御精度は低周波数域の負荷外力変動により低下するが、外力変動の周波数がある程度高くなるとその影響を受けにくくなる⁴⁾。そこで、空気圧サーボ系をアクティブサスペンションに適用すると、路面からタイヤを通して伝わる高周波数域の外力変動による振動は高周波数域の高インピーダンス特性により絶縁することができる⁵⁾。このような観点から、著者らは、空気圧サーボ系を利用したスローアクティブサスペンションの開発を目的として研究を進め、振動遮断性能をさらに向上させるためには、アクチュエータを駆動する制御弁のむだ時間やアクチュエータの容量効果による動作遅れを補償する必要があることを明らかにした^{6),7)}。しかし、実際の車両において、上下方向の振動が発生

するとそれに起因して前後方向の回転運動であるピッチング運動も起こり、車両の姿勢が変化する⁸⁾。空気圧サーボ式サスペンションを実用化するためには、上下方向の振動を遮断し、ピッチング運動も抑制しなければならない。永井らはニューラルネットワークを用いた最適予見制御法⁹⁾や H_{∞} ロバスト制御法¹⁰⁾による振動遮断特性とピッチング抑制について検討しているが、アクチュエータの動特性まで考慮していない。

そこで、本研究では、アクチュエータの動特性まで考慮することにより、上下方向の振動遮断特性とピッチング抑制特性をより向上させるための制御法を確立することを目的とする。そのために前後に空気圧サーボ式サスペンションを装備する2輪モデルを試作した。本論文では、第2章で試作した実験装置の概略と制御性能を左右する制御弁の特性を示し、第3章で実験装置の基本特性を示し、最後に、第4章で結論と今後の展望を与える。

2. 実験装置の構成

2.1 試作2輪モデルの概略

本研究では、空気圧サーボ式サスペンションによる上下方向の振動遮断特性の向上と前後方向のピッチング運動の抑制の可能性を検討するために、Fig. 1に示すような2輪4自由度車両モデルを試作した。全長980 [mm]、全幅440 [mm]、高さ670 [mm]、ホイールベース700 [mm]である。車体に相当する部分の運動は垂直に立てられた2本のシャフトにより、上下方向の運動であるバウニングと重心軸に取り付けられたシャフトによる重心まわりの回転運動であるピッチングに拘束されている。前後の各サスペンションは車体重量を支持するための2本のコイルばね(ばね定数: 2.7 [kN/m])と両ポートに電空比例圧力制御弁(SMC製, VEP3120-1-02, 圧力型3ポート弁)が取り付けられた空気圧シリンダ(太陽鉄工製, 10A-5-FB, 内径50 [mm], ロッド径22 [mm], ストローク120 [mm])

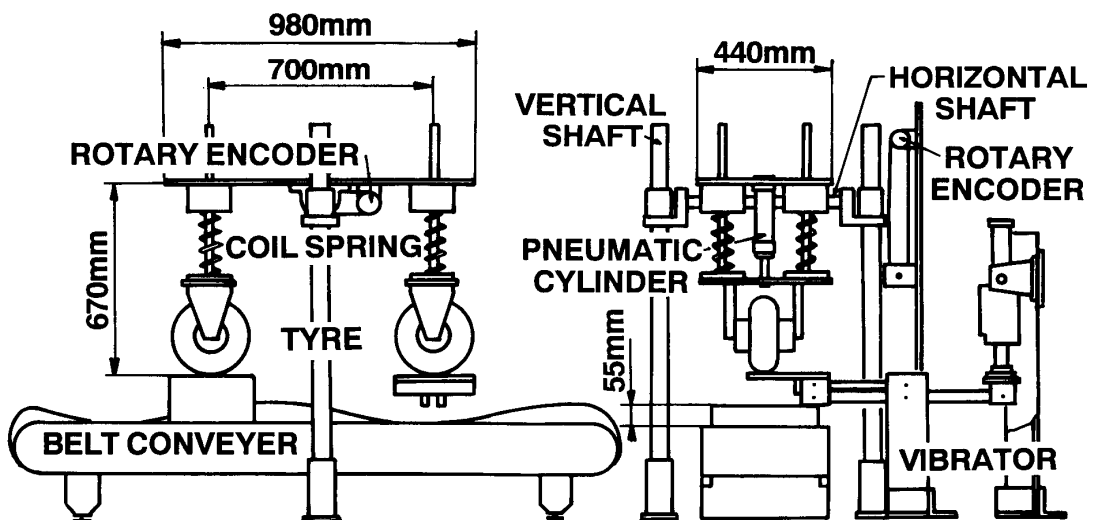


Fig. 1 Configuration of the tested half car model with the pneumatic servo suspension

から構成されている。タイヤ（ブリジストン製，外径250 [mm]，幅90 [mm]）は内圧を299 [kPa] に設定して使用している。

路面は正弦波状に加工された樹脂製部材をベルトコンベア上（サンキプライス製，最高駆動速度35 [m/min]）に取り付け，波長960 [mm]，高低差55 [mm] の路面起伏を模擬し，ベルト駆動モータの回転数を変化させることにより，約0.1~0.7 [Hz] の周波数の路面起伏が生成される。また，人間の感じやすい体感周波数域¹¹⁾である2~8 [Hz] における路面振動が車両に及ぼす影響を調べるために，油圧サーボシリンダ(KYB 製，可搬形疲労試験機，最大流量7 [l/min]，最大荷重5 [kN]，ストローク100 [mm]) を用いて振動発生器を試作した。ベルトコンベア式の模擬道路も使用できるように以下のような装置とした。天秤の一方に油圧サーボシリンダのロッド先端を取り付け，他方にタイヤ（後輪）を載せ，油圧サーボを駆動することによりタイヤを加振する。この振動発生器は，2.5[mm] の振幅に対して20 [Hz] のバンド幅を有する。また，荷重センサや位置センサも内蔵されており，設定した変位振幅あるいは荷重振幅を与えることができる。さらに，専用のコントローラにより正弦波，矩形波，鋸形波の発生も容易である。なお，前輪は固定された台の上に置かれている。

2.2 制御系の構成

Fig. 2 に制御系の構成を示す。車体重心の絶対変位および車体の重心まわりのピッチ角はインクリメンタルエンコーダ(オムロン製，E6D-CWZ1E) および24ビットアップダウンカウンタ（コンテック製，CNT24-4A(98)H）を用いて検出され，パーソナルコンピュータ（NEC製，PC-9801RX）にフィードバックされる。前後の各サスペンションのストロークは直線型ポテンシオメータ(コパル製，JCL-100B)，各シリンダ圧力室の内圧は圧力センサ（コパル製，PA-500）を用いて検出し，12ビット A/D 変換器（I・O データ機器製，PIO-9045）を介してパーソナルコンピュータにフィードバックされる。フィードバックされた検出信号は制御則に基づいて演算処理されたのち，制御弁駆動信号として出力される。その出力信号は12ビット D/A 変換器（I・O データ機器製，PIO-9035）およびパワーアンプ（SMC 製，VEA111）を介して電空比例圧力制御弁に送られ，車体を常に最適な状態に維持するように各シリンダ圧力室の内圧を調整する。また，車体重心位置，前後のサスペンション支持点，前後車軸部分および振動発生器の加振点における上下方向の振動加速度は加速度センサ(三菱油化製，G-HA，検出加速度0.1~20[G]，応答周波数0.5~800[Hz]) により検出し，F. F. T. アナライザ（小野測器製）により解析し，振動遮断特性を評価する。また，超音波センサ(山武ハネウエル製，1942-M3A-2D-1G2，測定範囲150~1500[mm]) を用いて，ベルトコンベア式模擬道路の変位を検出することができる。

なお，カウンタやA/D変換器を含めた各物理量の検出分解能は，車体重心変位が0.00348 [mm]，車体の重心まわりのピッチ角が0.015 [度]，サスペンションストロークが

0.055 [mm], 各シリンダ圧力室の内圧が559 [Pa], 路面変位が0.488 [mm] である。

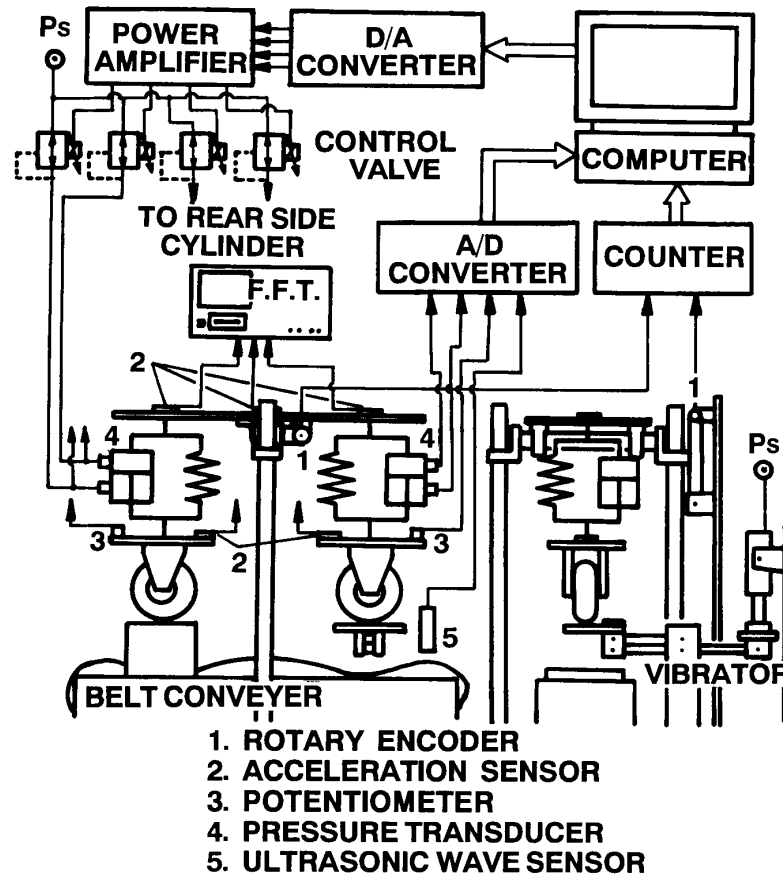


Fig. 2 Schematic of control system on the active suspension

2.3 制御弁の特性

Fig. 3 にコンピュータから出力される制御弁駆動電圧 V_A と制御弁出力ポート圧力 P_A の関係を示す。圧力は制御弁出力ポートに負荷容量 5 [cm³] を取り付け、その圧力を測定した。なお、供給圧力は 591.6 [kPa] に設定してある。○は弁駆動電圧を上昇させたとき、●は下降させたときの結果である。これより、ヒステリシスはなく、2.4~7.2 [v] の駆動電圧に対しては線形性が良いことがわかる。

Fig. 4 に制御弁の過渡特性を示す。圧力の応答が 102 [kPa] ~ 320 [kPa] にステップ状に変化するような弁駆動電圧 V_A をコンピュータから出力した場合の圧力応答である。また、Fig. 5 に制御弁の周波数特性を示す。これは、低周波数時 (1 Hz) における圧力変化の中心が 356 [kPa], 振幅が 181 [kPa] となるような正弦波状の弁駆動電圧をコンピュータから出力した場合の弁駆動電圧 V_A [v] と出力圧力 P_A [Pa] の特性である。Fig. 3 ~ Fig. 5 の実験結果より、制御弁の特性を一次遅れ要素とむだ時間要素で近似すると次式で表される。なお、Fig. 5 の実線は次式による計算結果である。その他の制御弁についても同様の

結果が得られている。

$$G(s) \equiv \frac{P_A(s)}{V_A(s)} = \frac{9.07 \times 10^4 e^{-0.03s}}{1 + 0.03s} \quad (1)$$

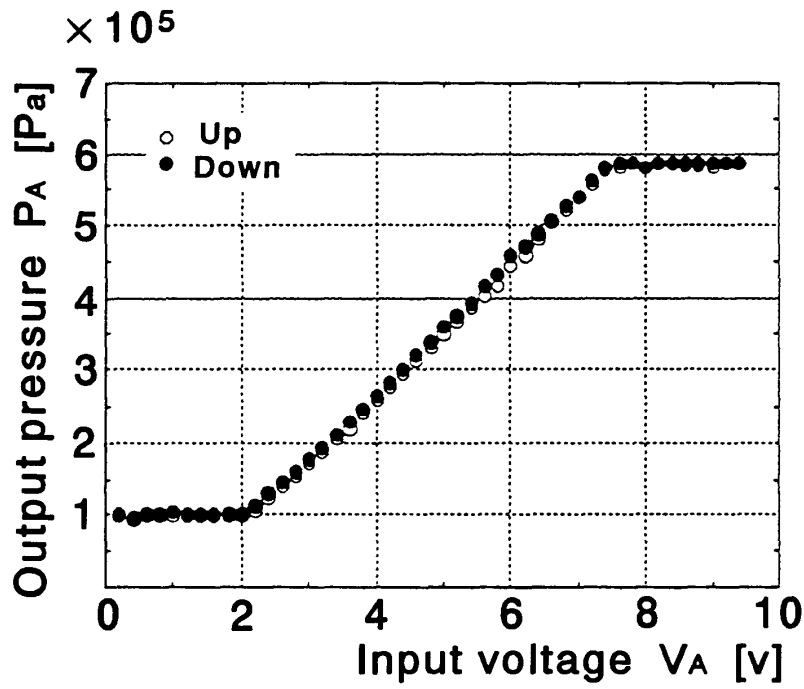


Fig. 3 Static characteristics of the control valve

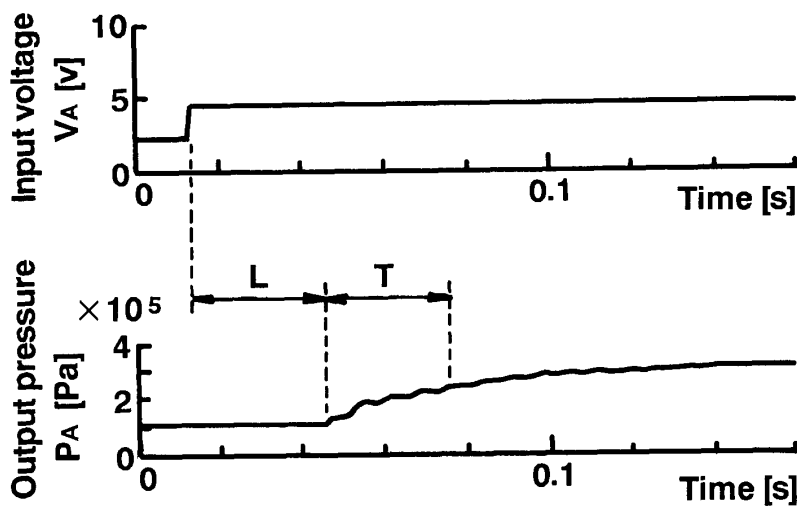


Fig. 4 Step response of the control valve

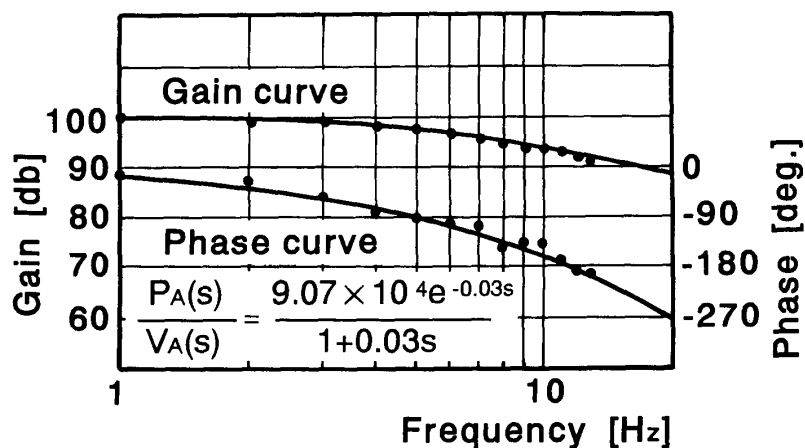


Fig. 5 Frequency characteristics of the control valve

3. 試作システムの基本特性

Fig. 6は、ベルトコンベア式模擬道路を0.2 [Hz]で駆動した場合の特性である。(a)は車体重心変位 Z_0 であり、(b)が車体重心まわりのピッチング θ である。路面起伏は正弦波状に変化するが、路面とタイヤ間の摩擦の影響により非線形な応答を示している。

Fig. 7は振動発生器の油圧サーボシリンダを振幅2.5 [mm]で駆動し、タイヤを加振したときの車体重心変位と重心まわりのピッチ角の周波数特性を表す。●は車体重心変位 Z_0 、▲は車体重心まわりのピッチ角 θ である。本実験装置は前後が対称な連成振動系であるため、車体重心変位と重心まわりのピッチ角に、各々3つの振動モードが現れている。3 [Hz]付近の共振がばね上の上下振動モードによる励振であり、6 [Hz]付近の共振が重心まわりのピッチング振動モードによる励振であり、10 [Hz]付近の共振がばね下の上下

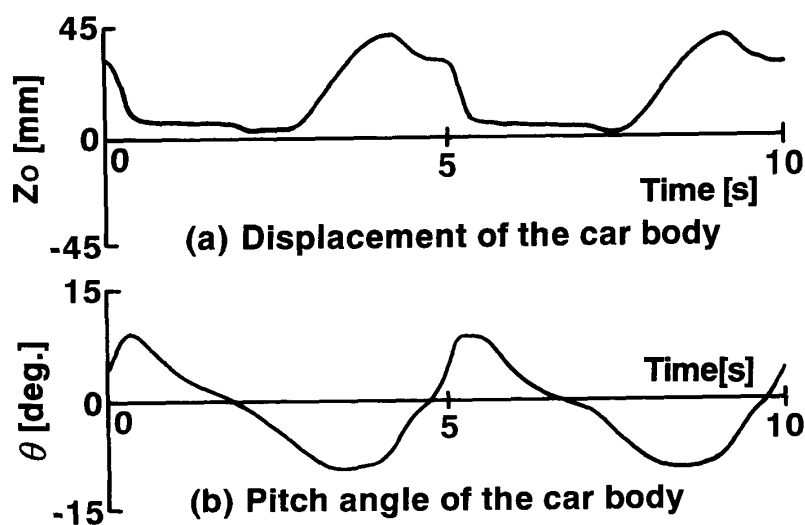


Fig. 6 Transient response of car body using beltconveyer type road

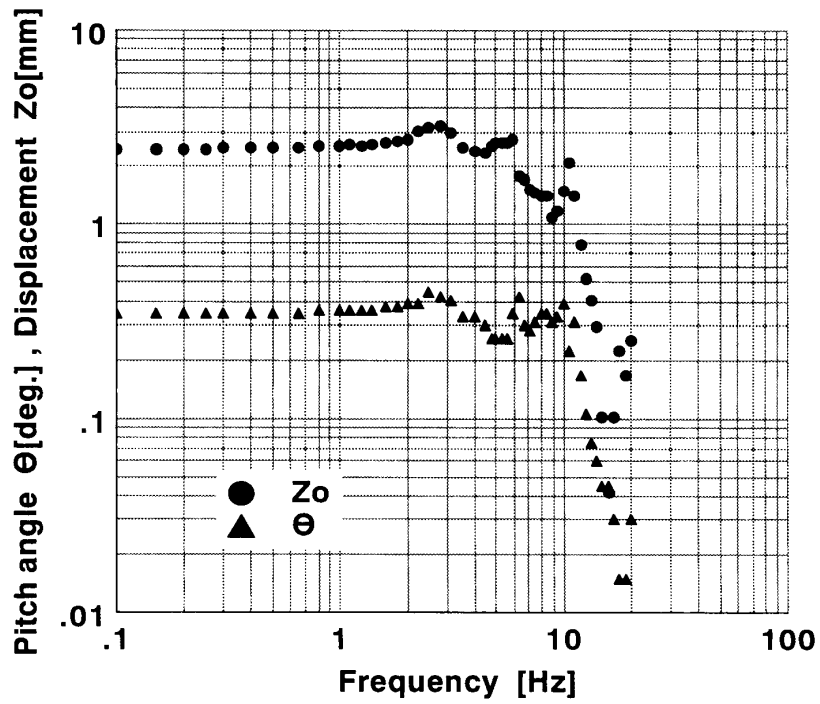


Fig. 7 Fundamental characteristics of car attitude using the hydraulic vibrator

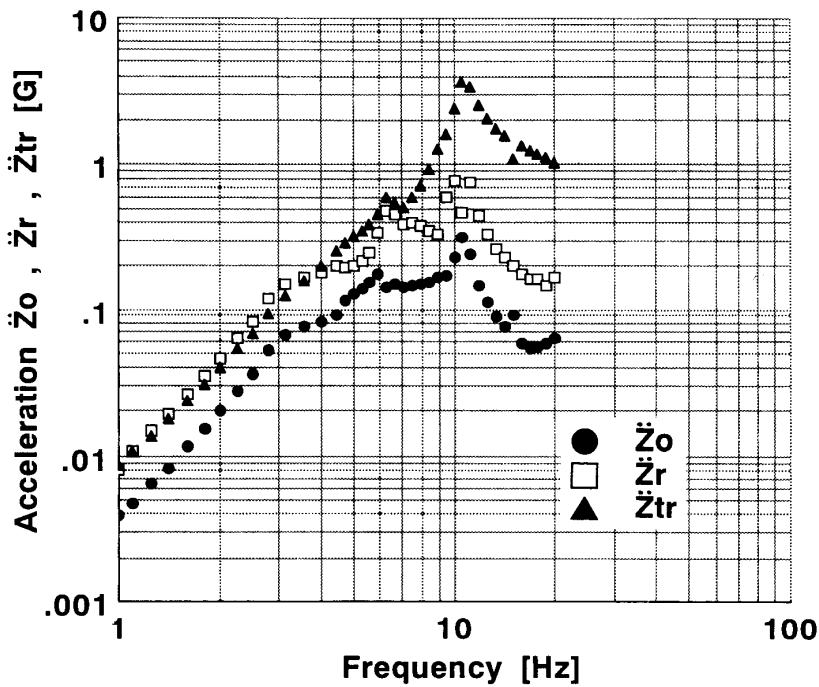


Fig. 8 Acceleration characteristics of the tested half car model using the hydraulic vibrator

振動モードによる励振に相当する。この加振方法では路面とタイヤ間の摩擦の影響は小さくほぼ線形性が成立している。

また, Fig. 8 に車体重心, 加振側のサスペンション支持点および車軸における振動加速度の大きさを示す。●は車体重心 \ddot{Z}_0 , □はサスペンション支持点 \ddot{Z}_r , ▲は車軸 \ddot{Z}_{tr} の振動加速度である。10 [Hz] 付近の共振は, 車軸における振動加速度が10 [Hz] で共振していることから, ばね下の上下振動モードによる励振であると推察される。

乗り心地は車体重心位置の振動加速度 \ddot{Z}_0 の大きさを評価され, 操縦安定性の要因である車高制御に関しては車体重心変位の変化量 Z_0 で, また, 車両の姿勢に関しては重心まわりのピッチ角の変化 θ により評価される。したがって, 乗り心地と操縦安定性を高いレベルで両立させるためには, 低周波数域の振動加速度を低減し, 車体の絶対変位の変化を抑制することにより実現できると考えられる。

4. 結 論

車体の上下方向の振動モードの低減と前後方向のピッチングモードの抑制を目的とした前後に空気圧駆動式サスペンションを有する2輪4自由度の車両モデルを試作した。制御する場合に重要となる電空比例圧力制御弁の基本特性を調べ, その特性が一次遅れ要素とむだ時間要素の積で表されることを確認し, 時定数やむだ時間を同定した。また, 2輪モデルの基本特性を調べた。

今後, 乗り心地と操縦安定性を高いレベルで両立することのできる制御方法の確立を目指して研究を進めていく予定である。

最後に, 実験装置の製作に協力された岡山理科大学工学部機械工学科卒業生, 蔵本博光氏(現, 株小林産業勤務) 大西広泰氏(現, 株マツダエンジニアリング勤務)に感謝致します。また, 実験に協力された本学学部生, 馬屋原孝史, 中野幸治の両君に感謝します。

参考文献

- 1) 黒木純輔, 藤代武史:自動車における振動センシングと制御, 日本機械学会誌, 89—811, 649 (1986)
- 2) J. K. Hedrick and D. N. Wormley: Active Suspensions for Ground Transport Vehicles-A State of the Art Review, ASME Monograph, Mechanical of Transportation Systems, AMD-Vol. 15, 21 (1975)
- 3) 竹原 伸:エレクトロニクスによるサスペンション制御技術の現状と将来, 自動車技術, 45—1, 28 (1991)
- 4) 則次俊郎, 和田 力:空気圧サーボ系の制御性能評価とその特徴, 油圧と空気圧, 21—4, 417 (1990)
- 5) 則次俊郎, 和田 力:空気圧サーボを用いたアクティブ・サスペンションの振動特性, 油圧と空気圧, 21—1, 77 (1990)
- 6) 松下尚史, 則次俊郎, 和田 力:アクティブエアサスペンションの最適制御, 日本機械学会論文集(C編), 56—526, 1499 (1990)
- 7) 松下尚史, 則次俊郎, 堂田周治郎:予見フィードフォワード制御による空気圧駆動アクティブサスペンションの性能向上, 日本機械学会論文集(C編), 59—563, 2132 (1993)
- 8) 阿部正人:自動車の運動と制御, 山海堂, 1 (1992)
- 9) Moran Antonio and Nagai Masao: Optimal Preview Control of Rear Suspension Using Neural Networks, 日本機械学会機械力学・計測制御講演論文集, No. 920-55-A, 619 (1992)

- 10) Antonio Moran and Masao Nagai : Performance Analysis of Vehicle Active Suspensions with H ∞ Robust Control, Proceedings of the 1st International Conference on Motion and Vibration Control, 756 (1992)
- 11) 自動車技術会編：自動車工学便覧第2編, 102 (1984)

Development of a Half Car Model with the Pneumatic Servo Suspension and Its Fundamental Properties

Tetsuya SAKAMOTO, Hisashi MATSUSHITA* and Shujiro DOHTA*

Graduate School of Engineering,

**Department of Mechanical Engineering,*

Faculty of Engineering,

Okayama University of Science

1-1, Ridai-cho, Okayama 700, Japan

(Received September 30, 1993)

Actively controlled suspension, to improve the riding comfort and the steering stability simultaneously, have been vigorously studied. Such active suspensions are divided into two kinds; full active suspension using the hydraulic actuator only and slow active suspension constructed from passive elements and actuators utilizing the buffering function. It is noted that pneumatic servo system has the relatively low impedance at lower frequency. Therefore, when pneumatic servo system is used as an active suspension system, the vibration caused by higher frequency disturbance transmitted through the tyre from the road surface can be isolated by its higher impedance. From such a point of view, we have already confirmed that the pneumatic servo type active suspension controlled by various control strategies gave good vibration isolation properties.

It is the final purpose of this study to improve the change in the attitude concerning with the car body caused by pitching motion as well as vertical vibration isolation properties in order to put the pneumatic servo type active suspension to practical use. In this paper, we show the fabricated half car model with the pneumatic servo type active suspension and we investigate the performance of control valve which plays an important role in controlling and the properties of passive suspension system.