

車輪の振動現象と制動力最大化制御

浅野勝宏，菅井賢，小野英一，梅野孝治，山口裕之，宮下政則，石黒陸雄

Wheel Vibration Phenomenon and Braking Force Maximization Control

Katsuhiko Asano, Masaru Sugai, Eiichi Ono, Takaji Umeno, Hiroyuki Yamaguchi,
Masanori Miyashita, Michio Ishiguro

要 旨

本報告では，車輪の共振現象を利用して，タイヤ摩擦限界への接近を検知する推定手法，緊急時でも摩擦限界を超えることなく最大摩擦点直前に追従制御する制御手法を提案する。

高速道路では，1台の些細なスリップから多くの車両を巻き込んだ玉突き衝突に発展するスリップ事故が後を絶たない。滑りやすい路面であっても，摩擦限界に達するまではドライ路とほとんど同じ特性を示すため，危険を察知することなく，ついついスピードを出してしまう。これが，多くのスリップ事故の背景にあると思われる。

このような背景の下で，筆者らは，タイヤが摩擦限界に近づくにつれ特定周波数の車輪速度振動が変化することを見出した。

そこで，まずこの振動現象を解析と実験の両面から検証した。つぎに，この現象を利用して，タイヤが摩擦限界に達する前に摩擦状態を検知する手法，さらには摩擦限界に達した段階で限界を超えることなく最大摩擦状態に追従保持させる制動力最大化制御手法を考案した。また，実験装置を試作し，原理の有効性を台上および実路面上で確認した。

Abstract

This report proposes a new frictional condition estimation technique to detect the tire friction approaching to its limit based on the wheel resonance phenomenon and a new braking force maximization control technique.

The slip of one vehicle on an expressway often causes a multiple collision accident which catches a lot of vehicles.

Within the tire frictional limit, the characteristic of slippery roads is almost the same as that of dry asphalt roads. This causes a driver to miss the danger and fail to restrain the increase of the speed. This seems to be in the background of many slip-accidents.

Through the investigation of such a background, we

have found that the wheel speed vibrations with a specific frequency change as the tire friction approaches to its limit.

This vibration phenomenon was verified by analysis and experiment.

Next, using this phenomenon, we have continued a technique to detect a frictional condition before the tire friction reaches its limit, realizing the control method to maintain a maximum friction condition without exceeding a frictional limit.

Lastly, the effectiveness of the principle of this technique was confirmed using experimental equipment .

キーワード

車輪，振動，共振，タイヤ，摩擦，制動，限界，推定，制御，ABS，車両，スリップ，励振，勾配，路面

1. はじめに

高速道路の普及により車両の高速化が進む一方で、交通量も年々増加し、現状では十分な車間距離を取った高速走行が難しい状況にある。高速道路では、1台の些細なスリップから多くの車両を巻き込んだ玉突き衝突に発展するスリップ事故が後を絶たない。

濡れた路面や凍結した路面が滑りやすいことは誰もが知っている。しかし、タイヤ接地面の摩擦力が限界に達するまでは、滑りやすい路面であってもドライ路面とほとんど同じ特性を示すため (Fig. 1)、危険を察知することなく、ついついスピードを出してしまう。多くのスリップ事故は、このような状況下で、特に滑りやすい路面に差し掛かった時、急ハンドルや急加減速をせざるを得ない状況になった時に起こるのである。

このような背景から、摩擦限界に達する前に限界までの余裕度を検知し警報・制御する技術、緊急時には摩擦限界を超えることなく最大摩擦状態に制御する技術が今後重要になると考える。

これに対し、アンチロックブレーキシステム (ABS) は、タイヤが摩擦限界を超えて車輪ロックに向い急激にスリップした時にブレーキ圧を自動的に減圧し走行が不安定になるのを防止するシステムである¹⁾。これにより、緊急制動時など、タイヤが摩擦限界を越えた時の走行安定性が大幅に改善された。

一方、筆者らは、タイヤが摩擦限界に近付くにつれ特定周波数の車輪速度振動現象が変化することを見出した²⁾。この現象は、タイヤ摩擦限界内での警報・制御へ道を拓くものとして期待できる。

そこで、本研究報告では、まずこの振動現象を

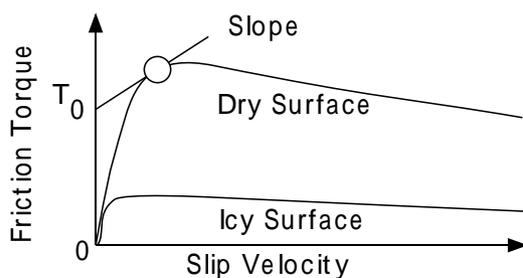


Fig. 1 Tire friction characteristics.

解析と実験の両面から検証する。つぎに、この現象を利用して、タイヤが摩擦限界に達する前に摩擦状態を検知する手法、さらには摩擦限界に達した段階で限界を超えることなく最大摩擦状態に追従保持する制動力最大化制御手法を提案する。また、実験装置を試作し、原理の有効性を台上および実路面上で確認する。

2. 車輪の振動現象

2.1 車輪回転共振系

車輪は、走行中に路面外乱、駆動力、制動力を受けて様々な振動を起こしている。タイヤ、サスペンション等はバネ特性を示すため、それらの定数から決まる周波数では共振となる^{3, 4)}。

筆者らは、後輪バネ下に左右独立のモータ駆動系を構成した際に激しい共振現象に遭遇した。この周波数は約16Hzで、Fig. 2に示すような、ホイール側慣性 J_w とタイヤ捻れバネ K と車体慣性 J_v から成る系の共振であった。この系では、ホイールに加わるトルク T はタイヤ捻れバネ K を介してタイヤ接地面に伝えられ、その反作用で車体に前後力が発生する。そのため、車体をホイールと同じ軸上の等価慣性に置き換えている。なお、この共振現象は、Fig. 2のモデルに基づくオブザーバにより状態量をフィードバックし、共振周波数域でのゲインを低く抑えることにより減衰させた⁵⁾。

一方、通常の乗用車では、Fig. 2のモデルによる共振点が40Hz付近に現れる。この場合、ホイール側慣性 J_w がモータ慣性分減少するため、共振周波数は上昇している。

これらの車輪共振現象は、時には乗り心地を低下させる要因になるが、モデル定数が変われば共

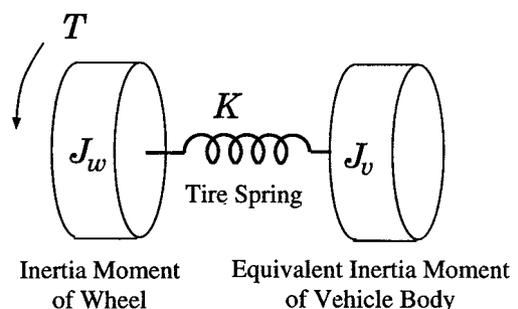


Fig. 2 Resonance model of wheel, tire and body.

振現象も変化するため、その変化から有用な情報が得られる。例えば、Fig. 2の系においてタイヤ空気圧が変化すればタイヤ捻れパネ定数*K*が変化し、その結果として車輪速度の共振周波数も変化する。したがって、車輪速度からタイヤ空気圧が推定できる^{6,7)}。

2.2 路面摩擦状態と車輪回転共振現象の関係

Fig. 2のモデルでは、タイヤ接地部を単に回転力を前後力に変換する機能と考え、モデルの中では省略していた。しかし、タイヤ摩擦トルクは、Fig. 1に示すようにスリップ速度（車体速度とタイヤ周速との差）に対して非線形特性を示す^{8,9)}。したがって、摩擦限界に至るまでの領域と限界を超えた領域とで振動特性が変化すると推測される。

そこで、車輪振動系のモデルをFig. 3のように再構築した²⁾。ここで、タイヤ接地部はFig. 1のような摩擦特性を持った摩擦要素として、タイヤトレッド部分は車体慣性*J_v*から分離した1つの慣性体*J_t*として近似している。また、 $\theta_w, \theta_t, \theta_v$ および $\omega_w, \omega_t, \omega_v$ は、ホイール慣性、タイヤトレッド慣性、車体慣性の回転角および回転角速度を示している。Fig. 3より、車輪振動系の状態方程式は次式のように与えられる。

$$\begin{cases} J_w \frac{d^2 \theta_w}{dt^2} = -T + K(\theta_t - \theta_w) \\ J_t \frac{d^2 \theta_t}{dt^2} = -K(\theta_t - \theta_w) + \mu WR \\ J_v \frac{d\omega_v}{dt} = -\mu WR \end{cases} \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 μ はタイヤの路面摩擦係数、*W*は接地面にかかる荷重、*R*はタイヤ半径である。次に、タ

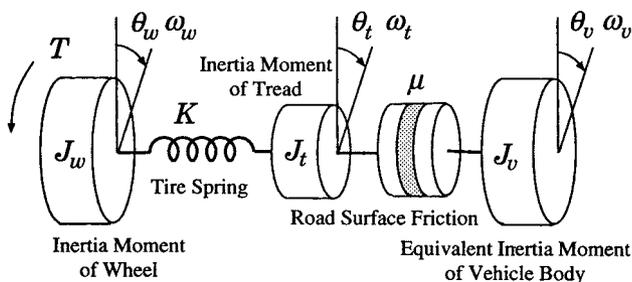


Fig. 3 Resonance model of wheel, tire, road surface and body.

イヤ摩擦トルク μWR を Fig. 1 の動作点近傍で、勾配を α 、切片を T_0 として一次近似すると

$$\mu WR = T_0 + \alpha(\omega_v - \omega_w) \dots\dots\dots(2)$$

となる。上式を式(1)に代入し車輪速度 ω_w について解くと次式が得られる。

$$\omega_w = \frac{1}{J_w s} \times \frac{-\{J_t J_v s^3 + \alpha(J_t + J_v)s^2 + K J_v s + \alpha K\}T + \dots}{J_t J_v s^3 + \alpha(J_t + J_v)s^2 + K J_v \frac{J_t + J_w}{J_w} s + \dots \frac{K J_v s T_0}{\alpha K \frac{J_t + J_v + J_w}{J_w}} \dots\dots(3)$$

ここで、*s*はラプラス演算子である。

一方、Fig. 4は、上式の T_0 項を無視し、ブレーキトルク *T* から車輪速度 ω_w までの伝達特性を求めたものである。この図では、40Hzと57Hz辺りに共振ピークが確認できる。この40Hzは、式(3)において α とし、その極から求めた共振周波数

$$f_{\alpha \rightarrow \infty} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{J_t + J_v + J_w K}{J_w (J_t + J_v)}} \dots\dots\dots(4)$$

と一致する。これは J_t と J_v を直結したモデルの共振点に相当する。一方、57Hzは、 $\alpha = 0$ における

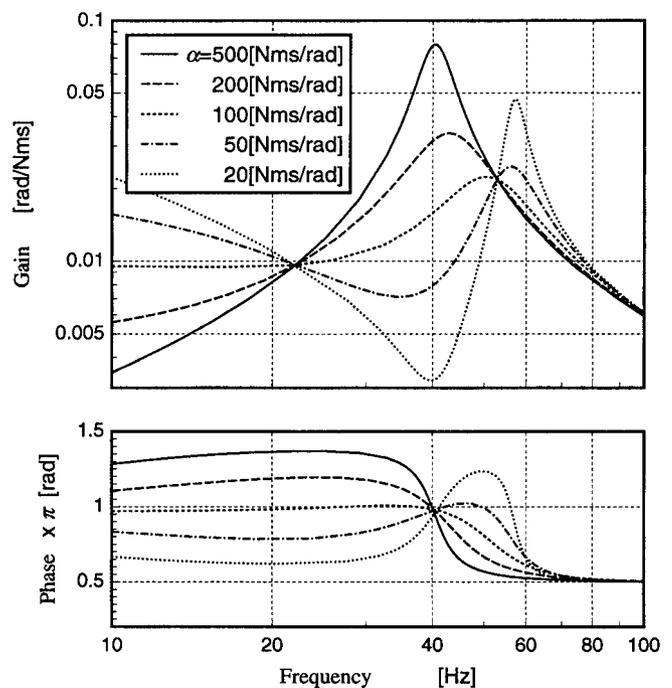


Fig. 4 Frequency response of resonance system.

共振周波数

$$f_{\alpha \rightarrow 0} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{J_t + J_w K}{J_t J_w}} \dots\dots\dots(5)$$

で、 J_v が切り離されたモデルの共振点に相当する。ここで、40Hzの共振点が勾配 α の低下に伴い大きく減衰し、最終的には57Hzに移行する点が興味深い。

次に、この解析結果を実験により検証する。Fig. 5は、実験装置の概要を示す。車速20km/hに速度制御されたシャシダイナモ上に従動輪1輪が設置されている。従動輪のブレーキ系は、ABSアクチュエータを用いてFig. 6のように振幅、周波数可変の励振制御とその平均値制御をしている。ここで、励振振幅および励振周波数は、保持期間のデューティおよび一連の励振周期により調整できる。また、平均ブレーキ圧は増圧期間と減圧期間のデューティから調整できる。

Fig. 7は、ブレーキ油圧振動から車輪速度振動までの伝達特性を実験により求めたものである。ここで、励振振幅は測定可能範囲内で極力小さな値に保ち、励振周波数は10～100Hzまで、平均ブレーキ圧は1～5MPaまで変化させている。

図から解るように、40Hzの共振は、平均ブレーキ圧の増加に伴い減衰する。平均ブレーキ圧の増加により勾配 α が単調減少することを考慮すれば、Fig. 4の解析結果と良く一致している。

3．路面摩擦状態推定と制動力最大化制御の原理

3.1 路面摩擦状態推定

前章では、タイヤ摩擦トルクのスリップ速度に対する勾配 α と40Hzにおける共振ゲインとの間に

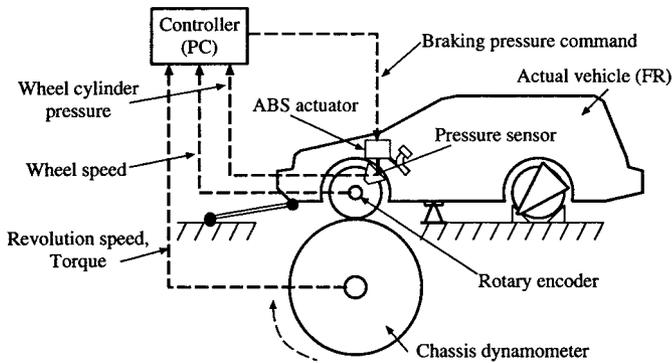


Fig. 5 Overview of experimental system.

強い相関があることを示した。この勾配 α はタイヤ摩擦限界に近づくにつれて減少し限界点で零になる性質があり、路面摩擦状態を表す一つの諸量と言える。そこで、勾配 α と共振ゲインとの関係を定式化する。

ブレーキパットとディスク間の摩擦係数が一定

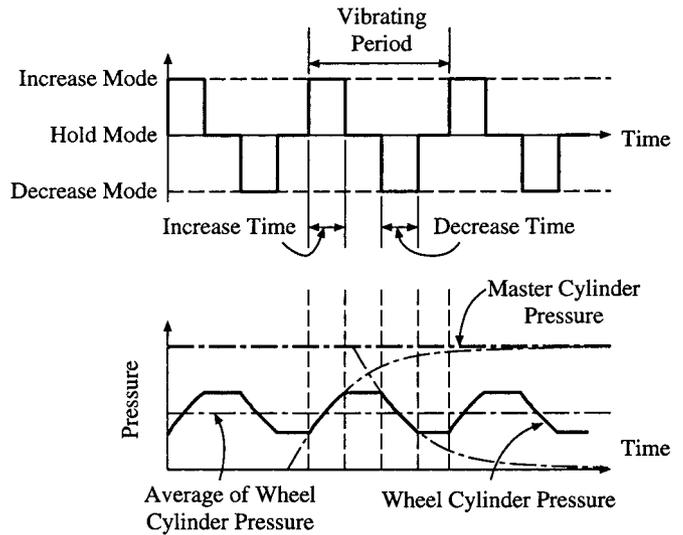


Fig. 6 Vibrating control of brake pressure.

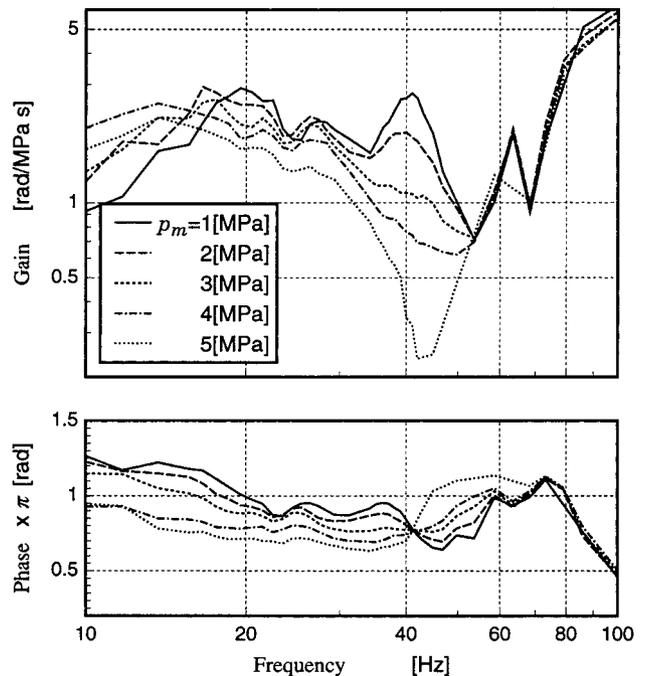


Fig. 7 Experimental result of frequency response. (Pm : Average of wheel cylinder pressure)

と仮定すると、ブレーキトルク T は

$$T = k_p p_w \dots\dots\dots(6)$$

で表される。ここで、 k_p は比例定数、 p_w はホイールシリンダ圧である。

次に、共振周波数 f_α における p_w から ω_w までのゲイン G_d を式(3),(4),(6)より求める。

$$G_d \equiv \frac{\omega_w}{p_w} \Big|_s = j \sqrt{\frac{J_t + J_v + J_w K}{J_w(J_t + J_v)}}$$

$$= k_p \cdot \frac{\omega_w}{T} \Big|_s = j \sqrt{\frac{J_t + J_v + J_w K}{J_w(J_t + J_v)}}$$

$$= k_p \cdot \frac{-J_2^3 J_w \alpha + j J_v (J_v J_w - J_2 J_t) \sqrt{J_1 J_2 J_w K}}{J_1 J_v^2 J_w K} = -A \alpha + j B \dots\dots\dots(7)$$

$$\begin{cases} J_1 = J_t + J_v + J_w \\ J_2 = J_t + J_v \\ A = \frac{k_p J_2^3}{J_1 J_v^2 J_w K} \\ B = \frac{k_p (J_v J_w - J_2 J_t)}{J_v J_w} \sqrt{\frac{J_2}{J_1 J_w K}} \end{cases} \dots\dots\dots(8)$$

ここで、 j は虚数単位である。一方、Fig. 8の実線部分は、上式をもとにゲインと勾配 α の関係を求めたものである。図から f_α におけるゲインは勾配 α にほぼ比例することが解る。

次に、励振周波数40Hzのもとでスリップ速度に対するブレーキトルクとゲインとの関係を実験的に求めるとFig. 9が得られる。この結果を整理するとFig. 8のドットで示す関係になる。以上か

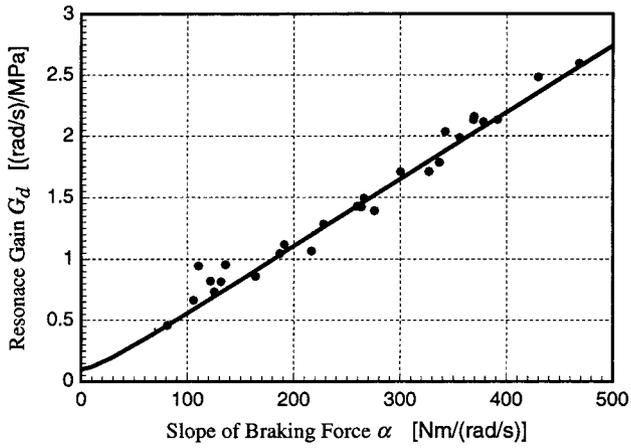


Fig. 8 Resonance gain and slope α .

ら、40Hzにおけるゲインは勾配 α に比例することが実験でも検証された。これは、共振ゲインから勾配 α 、すなわち路面摩擦状態が推定できることを意味する。

3.2 制動力最大化制御

前節では、40Hzのゲインから勾配 α が推定できることを示した。ここでは、推定された勾配 α を利用して、摩擦限界を超えることなく最大摩擦点直前に追従保持させる制御手法を提案する。

車両の安定性を確保しながら緊急停止するには、タイヤ横力を十分確保しながら制動力を最大値付近に保つ必要がある。Fig. 10から解るように、この条件を満足するのは、最大摩擦点直前である。

Fig. 11は、スリップ速度と摩擦力との関係とその時の勾配 α を示している。最大摩擦点直前の領

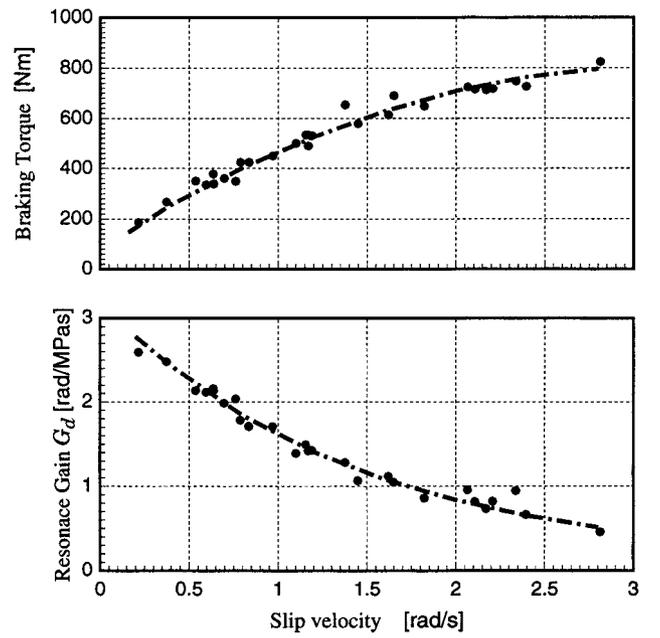


Fig. 9 Brake torque and resonance gain.

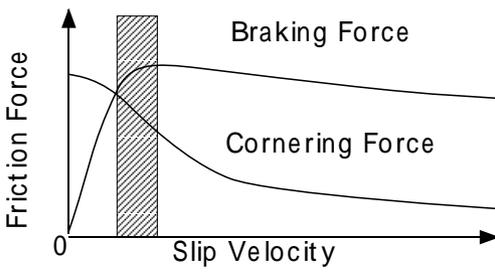


Fig. 10 Maximum area of friction force.

域をみると、勾配 α は常に零直前のハッチングされた領域にあることが解る。したがって、勾配 α の下限値をハッチング領域に設定し、勾配 α がこれよりさらに減少する時にブレーキ圧を減圧制御すれば、最大摩擦点直前へ追従保持可能となる。

Fig. 12は、減圧制御の原理図である。まず、勾配 α の下限値に相当する指令ゲイン G_r を設定する。一方、ブレーキ圧には励振成分 Δ_p が重畳され、その時の車輪速度励振応答成分 Δ_ω からゲイン G_d が次式のように求められる。

$$G_d = \frac{\Delta_\omega}{\Delta_p} \dots\dots\dots(9)$$

ここで、ドライバーが摩擦限界を超えるようなブレーキ操作をした時には、ゲイン G_d は指令ゲイン

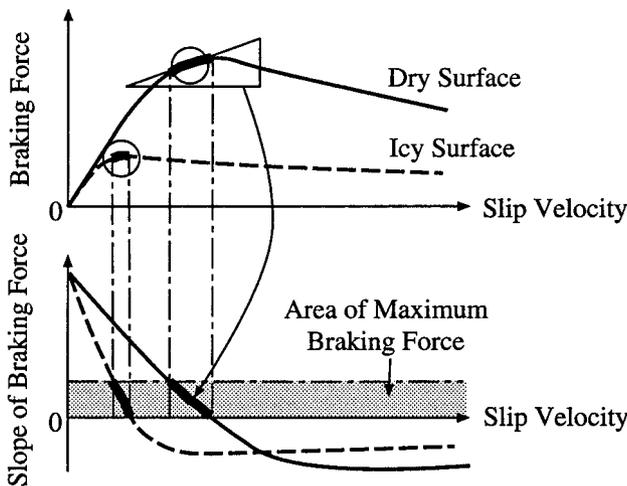


Fig. 11 Concept of braking force maximization control.

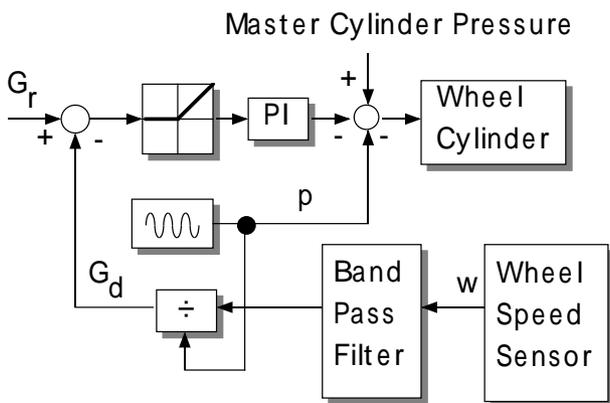


Fig. 12 Control of average brake pressure.

G_r を下回り、その偏差を打ち消すようPI補償が行われる。その時、ホイールシリンダには、マスターシリンダ圧からPI補償により減圧制御され、かつ励振成分が重畳されたブレーキ圧が印加される。

4 . 実験車の構成と原理確認実験結果

4 . 1 実験車の構成

制動力最大化制御の原理を確認するため、前輪の従動輪のみ制御が可能な実験車を試作した。励振制御は、ベンチ実験で用いた励振制御装置を車載化し、市販車に搭載されているABSアクチュエータを直接駆動することにより行った。

Fig. 13に制御系の構成を示す。ここで、ブレーキ操作が行われると、ホイールシリンダにはマスターシリンダ圧に微小励振成分 Δ_p が重畳されたブレーキ圧が印加される。なお、出力可能な圧力の上限はマスターシリンダ圧なので、実際にはマスターシリンダ圧から負側に微小励振している。一方、車輪速度励振応答成分 Δ_ω は、市販車に搭載されているABS車輪速度センサの出力から励振に同期した振動成分を抽出することにより求めている。ゲイン G_d は励振成分 Δ_p と車輪速度励振応答成分 Δ_ω の比から求め、Fig. 12の制御ロジックに基づき減圧制御を行っている。

4 . 2 原理確認実験結果

Fig. 14は、シャシーダイナモ上で単輪の制動力最大化制御を実施したときの実験結果である。ゲイン G_d を摩擦限界直前の状態に相当する目標ゲイン G_r に追従させることにより、車輪速度が摩擦限界を超えて落ち込むことなく車体速度と差を保ちながら減速している。またブレーキ圧は車輪ロッ

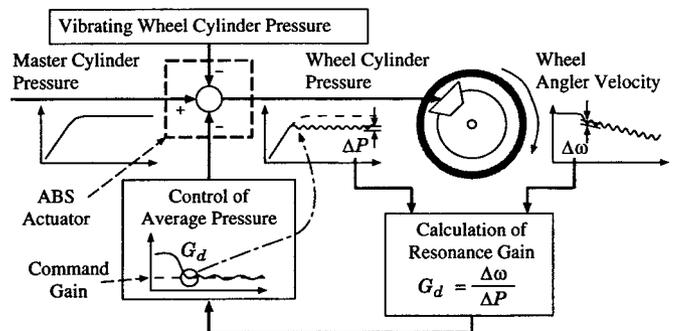


Fig. 13 Structure of control system.

クが発生する限界値付近に制御されている。すなわち、ゲインから摩擦限界への接近を検出し摩擦限界直前に追従制御されている。なお、車輪速度とブレーキ圧に見られる細かい振動は励振によるものである。一方、ブレーキ圧およびゲインに見られる数Hzの脈動は、車体を固定しているワイヤー等から成る振動系と減圧制御が干渉して起こるものと考えられる。

Fig. 15は散水したコンクリート路面上で制動した時の実験結果である。ゲイン G_d は目標ゲイン G_r に良く追従し車輪速度は落ち込むことなく徐々に減速している。ブレーキ圧は限界に対し90%前後のところに保持されている。なお、動作点をさらに摩擦限界直前まで引き上げた場合には、試作コントローラの応答性が不足し、安定性を確保できなかった。励振制御部と車輪速度共振成分検出部の応答性を向上させる必要がある。

しかし、共振ゲインから摩擦限界への接近を検

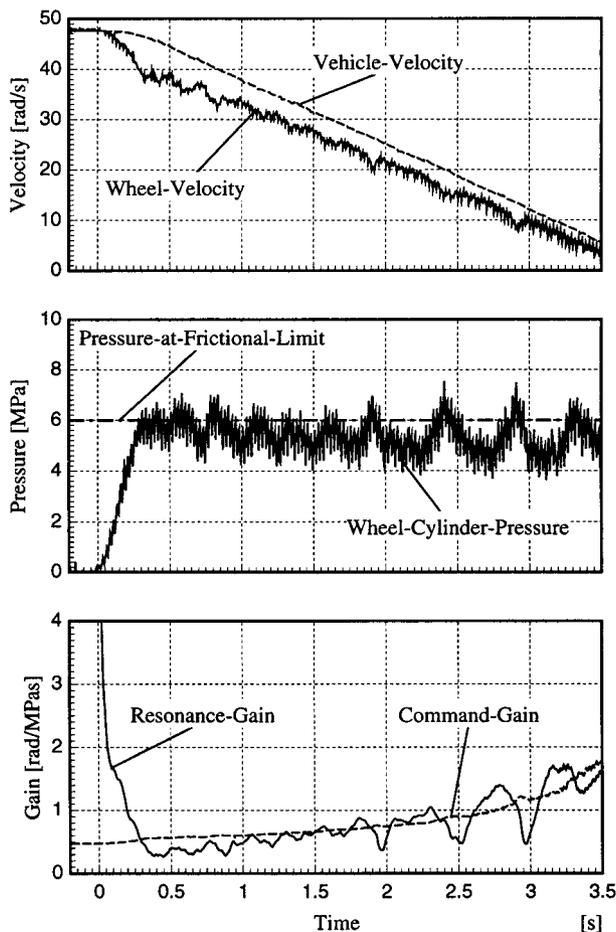


Fig. 14 Experimental result on chassis dynamometer.

出し摩擦限界直前に追従制御する制動力最大化制御の原理は確認された。

5. まとめ

ホイール慣性 - タイヤ捻れバネ - 車体慣性から成る共振系のゲインと路面摩擦状態との間に強い相関があることを解析と実験の両面から明らかにした。

また、この性質を利用して、タイヤ摩擦限界への接近を事前に検出する手法、緊急時には摩擦限界を超えることなく最大摩擦直前に追従保持する制御手法を提案し、実験でその原理を確認した。この技術は、ドライバーの体感による危険察知が難しい摩擦限界内で、事前に限界への接近を警報し制御するためのキーテクノロジーになると考える。

しかし、本手法は共振ゲインを得るためにブレーキ圧を直接励振するため振動騒音が実用上問題になる。また、現行のABSアクチュエータと車輪

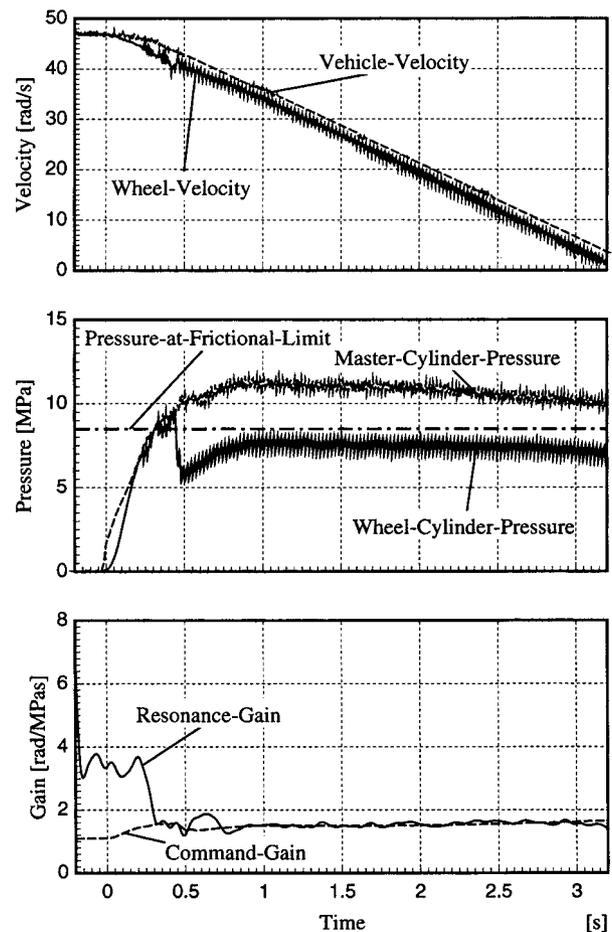


Fig. 15 Experimental result on actual road.

速度センサを用いて励振制御しているため、応答性の面でも課題が残されている。

今後は、頻度の少ない部分的な励振制御法、さらには励振に頼らない路面摩擦状態推定法に展開していく。

参考文献

- 1) Harned, L. E., et al. : "Measurement of Tire Brake Force Characteristics as Related to Wheel Slip (Antilock) Control System Design", SAE Tech. Pap. Ser., No.690214, (1969)
- 2) Sugai, M., et al. : "New Control Technique for Maximizing Braking Force on Antilock Braking System", AVEC'98, No.9837418, (1998)
- 3) Zanten, A., et al. : "Measurement and Simulation of Transient Tire Forces", SAE Tech. Pap. Ser., No.890640, (1989)
- 4) Maurice, J., et al. : "Dynamic Tire Response to Yaw Angle Variations", AVEC'98, No.9836833, (1998)
- 5) Asano, K., et al. : "Vibration Suppression of Induction-Motor-Driven-Hybrid Vehicle Using Wheel Torque Observer", IEEE Trans. on Ind. Appl. 28-2, (1992)
- 6) Umeno, T., et al. : "Pneumatic Monitor for a Vehicle Based on the Disturbance Observer", Proc. of 31st IEEE/IAS
- 7) Halfmann, C., et al. : "Supervision of Vehicles' Tire Pressure by Measurement of Body Accelerations", IFAC 13th Trienn. World Congr., 8b-013, (1996)
- 8) 酒井秀男：タイヤ工学，グランプリ出版，(1987)
- 9) Kiencke, U., et al. : "Estimation of Tire Slip during Combined Cornering and Braking Observer Supported Fuzzy Estimation", IFAC 13th Trienn. World Congr., 8b-022, (1996)

著者紹介



浅野勝宏 Katsuhiro Asano
 生年：1955年。
 所属：制御研究室。
 分野：自動車の状態推定・制御に関する研究。
 学会等：電気学会会員。
 工学博士。



菅井賢 Masaru Sugai
 生年：1967年。
 所属：制御研究室。
 分野：制御理論の自動車への応用，特にブレーキシステムの高性能化の研究。
 学会等：電気学会，自動車技術会会員。



小野英一 Eiichi Ono
 生年：1963年。
 所属：制御研究室。
 分野：自動車の制御に関する研究。
 学会等：計測自動制御学会，自動車技術会会員。
 1995年度計測自動制御学会論文賞受賞。
 工学博士。



梅野孝治 Takaji Umeno
 生年：1963年。
 所属：制御研究室。
 分野：路面摩擦状態やタイヤ空気圧等の車輪状態量推定。
 学会等：電気学会，計測自動制御学会，日本応用数理学会，IEEE会員。
 1994年IEEE IES Outstanding Paper Award 受賞。
 1995年日本機械学会 ROBOMECH'94 ベストポスター賞受賞。
 1997年R & D100選入選。
 工学博士。



山口裕之 Hiroyuki Yamaguchi
 生年：1960年。
 所属：制御研究室。
 分野：車両運動の状態推定。
 学会等：日本機械学会，自動車技術会会員。



宮下政則 Masanori Miyashita
 生年：1953年。
 所属：機電技術課。
 分野：電子計測，制御装置の開発。



石黒陸雄 Michio Ishiguro
 生年：1939年。
 所属：制御研究室。
 分野：走行実験・計測，実験車の開発。