

前後輪回転速度差に基づく AWD 駆動力配分の最適化

Optimization of Driving Force Distribution Control in All-Wheel Drive Based on Wheel Rotation Speed Difference Between Front and Rear

大八木 翔 一*
Shoichi OHYAGI

関 孝 幸*
Takayuki SEKI

要 旨

前輪駆動ベースの電子制御 AWD システムでは、前後輪回転速度差の発生量に応じて後輪駆動力配分量を増加させることで、前輪の空転を抑えることができる。一方で、駆動力の配分量で車両の旋回特性は変化する。この変化が大きいと操縦性が低下するため、前後輪回転速度差が大きくなる旋回時の影響を考慮した駆動力配分が必要である。

そこで、旋回やタイヤ半径のばらつきによって発生する前後輪回転速度差を理論的に算出し、その値を目標値とする空転抑制制御の構築をおこなった。前後輪回転速度差の発生要因を前輪空転とそれ以外とで切り分けることで、前輪空転による前後輪回転速度差のみ取れんさせることを確認できた。

ABSTRACT

Electronically controlled all-wheel drive (AWD) systems that are built on a front-wheel drive base can control spinning of the front wheels by increasing the amount of driving force distributed to the rear wheels according to the speed difference generated between the front and rear wheels. On the other hand, the turning characteristics of the wheels change with the amount of driving force distributed. When the magnitude of this change is large, vehicle controllability may be degraded. Driving force distribution therefore needs to take into account the effects during turns that involve a greater wheel rotation speed difference between front and rear.

A spin suppression control system was therefore created that performs theoretical calculations of front and rear wheel rotation speed differences that occur due to turns and tire radius variations, and that takes those values as the target values for the system. The factors that cause front and rear wheel rotation speed differences are divided between front wheel spin and all others, and it was confirmed that this would enable convergence only on front and rear wheel rotation speed differences that are due to front wheel spin.

1. はじめに

タイヤの横滑り角に対するコーナリングフォースの大きさ（コーナリングパワー）は、そのタイヤ前後方向の駆動力によって変化することが知られている⁽¹⁾。駆動力配分用クラッチを有する電子制御 AWD システムでは、クラッチ締結力を電子制御することで、副駆動輪への駆動力配分量を決定することができる。駆動力の配分量を調整することでコーナリングパワーをコントロールし、車両の旋回状態を制御することは広くおこなわれている⁽²⁾⁻⁽⁵⁾。

また、このような AWD システムでは前後輪間の回転速度差発生量に応じてクラッチ締結力を強め、回転速度差を抑制する制御がおこなわれることがある⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾。これらは、主駆動輪に与えた駆動力がタイヤの摩擦限界を超えて空転した際に、余剰な駆動力を副駆動輪に受け持たせ、主駆

動輪のスリップ率を下げる制御である。空転による駆動力低下、エネルギーロス、機械への負荷を低減させるといった効果が見込まれる。

前後輪間の回転速度差は主駆動輪の空転以外に、車輪の向きや軌跡の違いでも発生する。空転抑制制御でこれらの影響を考慮しない場合、空転量が多めに見積もられ、空転抑制に必要な駆動力配分量に対し余剰が生じる。この余剰な駆動力配分量は旋回特性を変えるので、前述の駆動力配分による旋回状態制御の妨げとなる場合がある。そのため、空転抑制制御では旋回補正が必要となる。従来は横方向加速度に対する比率⁽⁶⁾や、左右輪の速度差に対して駆動力の補正値を与えるといった手法がとられてきた。しかし、いずれも旋回時に起こる前後輪回転速度差の計算値に基づく補正はおこなわれていない。

本稿では前後輪の車輪回転速度差の発生要因について述

*四輪 R&D センター

べ、駆動力配分による旋回状態の制御の妨げとならない空転抑制制御の手法を示す。

2. 空転抑制の基本理論

本稿では、Fig. 1 に示す主駆動輪が前輪、副駆動輪が後輪、前後共に左右輪は駆動力を均等に配分しつつ左右回転速度差を吸収するディファレンシャルギヤを備えた AWD システムについて述べる。このようなシステムでは、後輪側が前輪側より早く回転した場合、トルク伝達が後輪側から前輪側になる。後輪側は駆動源を持たないため、トルク伝達によって回転速度差は収れんする。よって、空転抑制は前輪が空転した場合のみを考える。

空転抑制は前輪空転量に応じた後輪側への駆動力配分量を増加させることでおこなう。空転量は、車輪中心速度ベクトルの回転方向成分に対する車輪の回転速度の比で求めることができる。しかし、旋回中は車輪の向きと車輪中心速度ベクトルの向きと大きさが各車輪で異なるため、車輪回転速度だけでは空転量を求めることはできない。そのため、前後輪回転速度差から前輪空転量を求めるには、旋回時に発生する回転速度変化の影響を除去する必要がある。

また、前後輪でタイヤ動荷重半径に差がある場合も回転速度差が生じる。この回転速度差も空転量とは無関係な値であり、極度の回転速度差で機械負荷が過大になる場合を除けば、タイヤ動荷重半径誤差の影響も前後輪回転速度差から除去する必要がある。

本章では、前後輪回転速度差に基づく空転抑制制御における旋回影響やタイヤ半径ばらつき補正の考え方について述べる。

V : 車体速度

V_{ij} : 車輪中心速度

ここで、添字 i は前輪 (f)、または後輪 (r) を示す。

添字 j は左輪 (l)、または右輪 (r) を示す。

R_{ij} : タイヤ動荷重半径

ω_{ij} : 車輪回転速度

s_{ij} : 車輪前後方向のスリップ率

α_x : 車体前後加速度

δ : 舵角

γ : ヨーレート

β : 車体横滑り角

l : ホイールベース長さ

l_f : 水平面上の車体重心から前輪車軸への垂線の長さ

l_r : 水平面上の車体重心から後輪車軸への垂線の長さ

d_f : 前輪トレッド

d_r : 後輪トレッド

h : 地面から車体重心までの高さ

ω_f : 前輪平均回転速度

ω_{in} : 前後駆動力配分クラッチの入力回転速度

ω_{out} : 前後駆動力配分クラッチの出力回転速度

A : 前輪平均回転速度に対するクラッチ入力回転速度の比

B : 後輪平均回転速度に対するクラッチ出力回転速度の比

I_f : 前輪側回転系の慣性モーメント

T_{all} : 駆動源の発生駆動トルク(ドライブシャフト換算値)

T_r : 後輪駆動トルク

F_f : 前輪前後方向のタイヤ反力

g : 重力加速度

2.1. 前後輪回転速度差の理論値

本節では、簡易化のため Fig. 2 に示す二次元的な車両モデルを用いる。旋回時の各車輪の中心速度の回転方向成分はそれぞれ式 (1)、式 (2)、式 (3)、式 (4) で示される。

$$V_{fl} = V \cos(\delta - \beta) + \gamma(l_f \sin \delta + \frac{d_f}{2} \cos \delta) \quad (1)$$

$$V_{fr} = V \cos(\delta - \beta) + \gamma(l_f \sin \delta - \frac{d_f}{2} \cos \delta) \quad (2)$$

$$V_{rl} = V \cos \beta + \gamma \frac{d_r}{2} \quad (3)$$

$$V_{rr} = V \cos \beta - \gamma \frac{d_r}{2} \quad (4)$$

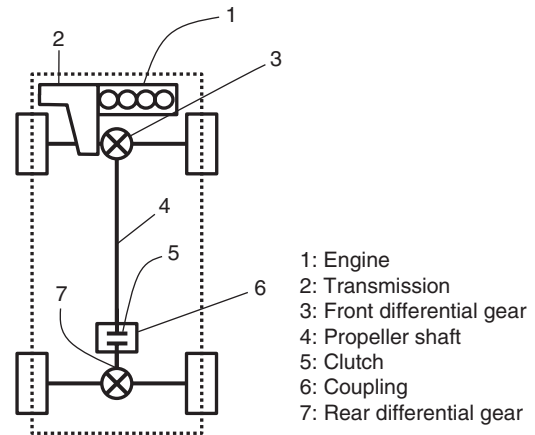


Fig. 1 Structure of AWD system

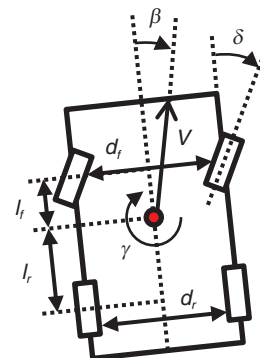


Fig. 2 Vehicle model

各車輪が駆動力を発生している時、前後方向に滑りが発生する。駆動時のスリップ率を式(5)で定義すると、各車輪の回転速度は式(6)となる。

$$s_{ij} = \frac{V_{ij} - R_{ij} \omega_{ij}}{R_{ij} \omega_{ij}} \quad (5)$$

$$\omega_{ij} = \frac{V_{ij}}{(1 + s_{ij}) R_{ij}} \quad (6)$$

駆動力配分用クラッチの入力および出力の回転速度 (ω_{in} , ω_{out}) に換算すると左右輪の回転速度は平均化されるので、それぞれ式(7)、式(8)で示される。

$$\omega_{in} = A \frac{\omega_{fl} + \omega_{fr}}{2} \quad (7)$$

$$\omega_{out} = B \frac{\omega_{rl} + \omega_{rr}}{2} \quad (8)$$

クラッチの滑り量 (以下 ΔN とする) は式(9)となる。

$$\begin{aligned} \Delta N &= \omega_{in} - \omega_{out} \\ &= A \{ x_{fa} [V \cos(\delta - \beta) + \gamma l_f \sin \delta] + x_{fd} \gamma \frac{d_f}{2} \cos \delta \} \\ &\quad - B (x_{ra} V \cos \beta + x_{rd} \gamma \frac{d_r}{2}) \end{aligned} \quad (9)$$

$$x_{fa} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{(1 + s_{fl}) R_{fl}} + \frac{1}{(1 + s_{fr}) R_{fr}} \right] \quad (10)$$

$$x_{fd} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{(1 + s_{fl}) R_{fl}} - \frac{1}{(1 + s_{fr}) R_{fr}} \right] \quad (11)$$

$$x_{ra} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{(1 + s_{rl}) R_{rl}} + \frac{1}{(1 + s_{rr}) R_{rr}} \right] \quad (12)$$

$$x_{rd} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{(1 + s_{rl}) R_{rl}} - \frac{1}{(1 + s_{rr}) R_{rr}} \right] \quad (13)$$

2.2. 旋回に伴う前後輪回転速度差

式(9)において、 $s_{ij} = 0$, $R_{fl} = R_{fr} = R_{rl} = R_{rr} = R$ とすると、式(14)となる。

$$\Delta N_{id} = \frac{A [V \cos(\delta - \beta) + \gamma l_f \sin \delta] - BV \cos \beta}{R} \quad (14)$$

式(14)はタイヤ動荷重半径のばらつきがなく、前後方向の滑りを伴わない走行時の ΔN であり、この値が基準値となる。

2.3. タイヤ動荷重半径ばらつき

タイヤ動荷重半径が各輪で異なる場合、どのタイヤもグリップした状態で走行していても常に ΔN が発生してしまう。ここでは、前後方向に滑りがない状態で、タイヤ動荷重半径ばらつきによって発生する ΔN (ΔN_a) について述べる。

式(9)を各車輪のスリップ率が0として整理する。タイヤ動荷重半径ばらつきの補正をおこなう範囲を $\pm 5\%$ 以内とすると、 x_{fd} , x_{rd} は x_{fa} , x_{ra} と比べて十分に小さい。式(9)の x_{fd} , x_{rd} の項を無視すると式(15)で示すことができる。

$$\Delta N_a = \frac{AX_{fa} [V \cos(\delta - \beta) + \gamma l_f \sin \delta] - BX_{ra} V \cos \beta}{R} \quad (15)$$

$$X_{fa} = \frac{1}{2} \left(\frac{R}{R_{fl}} + \frac{R}{R_{fr}} \right) \quad (16)$$

$$X_{ra} = \frac{1}{2} \left(\frac{R}{R_{rl}} + \frac{R}{R_{rr}} \right) \quad (17)$$

式(16)、式(17)はそれぞれ前左右輪、後左右輪の半径に対する基準タイヤ半径の比の平均である。ここで、 ΔN_a の最大値を考える。

$$\max(R_{fl}, R_{fr}, R_{rl}, R_{rr}) = R \quad (18)$$

とすると、 ΔN_a が最大 (ΔN_{amx}) となるのは明らかに

$$R_{rl} = R_{rr} = R \quad (19)$$

すなわち、式(20)の時である。

$$\Delta N_{amx} = \frac{AX_{fa} [V \cos(\delta - \beta) + \gamma l_f \sin \delta] - BV \cos \beta}{R} \quad (20)$$

式(20)と式(14)を比較すると、 X_{fa} が係数 A の項 (前輪側の回転速度) の比率として現れていることがわかる。

ここで、実 ΔN (ΔN_{re}) と、 ΔN_{amx} の差が、前後輪スリップ率差によって発生する ΔN (ΔN_{sl}) であるとすれば

$$\Delta N_{re} = \Delta N_{amx} + \Delta N_{sl} \quad (21)$$

ΔN_{re} と ΔN_{id} の偏差 (前後滑りおよびタイヤ動荷重半径のばらつきがなければ0になる) を考えると、式(22)となる。

$$\begin{aligned} \Delta N_{re} - \Delta N_{id} &= (\Delta N_{amx} - \Delta N_{id}) + \Delta N_{sl} \\ &= \frac{A}{R} (X_{fa} - 1) [V \cos(\delta - \beta) + \gamma l_f \sin \delta] + \Delta N_{sl} \end{aligned} \quad (22)$$

式(22)を変形すると、式(23)となる。

$$\frac{R(\Delta N_{re} - \Delta N_{id})}{A[V \cos(\delta - \beta) + \gamma l_f \sin \delta]} + 1 = X_{fa} + X_{sl} \quad (23)$$

$$X_{sl} = \frac{R\Delta N_{sl}}{A[V \cos(\delta - \beta) + \gamma l_f \sin \delta]} \quad (24)$$

式(16)において、各車輪の動荷重半径の時間変化を無視すれば、 X_{fa} は定数である。すると、式(23)の左辺は定常値 X_{fa} と変動項 X_{sl} に分けることができる。

3. 空転抑制を含む AWD 駆動力配分制御

本章では、空転抑制制御の具体的な実施方法について述べる。Fig. 3 に制御概要図を示す。後輪への駆動力配分量

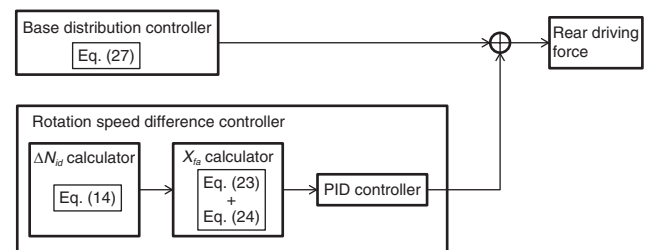


Fig. 3 Block diagram of control

は基本配分制御部と空転抑制をおこなう回転速度差制御部によって決定する駆動力配分量の和となる。駆動力配分量は基本配分制御部が支配的に決定し、回転速度差制御部は前輪が滑りやすい状況など、後輪への駆動力配分が不足する際の補償器として動作する構成となっている。

3.1. 基本配分制御部

タイヤの最大摩擦力は路面とタイヤ間の摩擦係数と接地荷重で決まる。前後輪の駆動力の配分比を接地荷重の比で決定すると、タイヤをバランスよく使うことができるため、駆動性能、旋回安定性において有用な手法である。前後加速度による荷重移動を考慮に入れると、車両重量に対する前輪および後輪の接地荷重比 u_f , u_r は、それぞれ式 (25)、式 (26) のように表せる。

$$u_f = \frac{l_f}{l} - \frac{\alpha_x}{g} \cdot \frac{h}{l} \quad (25)$$

$$u_r = \frac{l_r}{l} + \frac{\alpha_x}{g} \cdot \frac{h}{l} \quad (26)$$

基本配分量 (T_b) は駆動源が発生させた駆動力の推定値に対して後輪の接地荷重比を掛けた値、すなわち

$$T_b = u_r T_{all} \quad (27)$$

とする。

3.2. 回転速度差制御部

回転速度差制御は、 ΔN がある目標値に対し上回った時に後輪への配分量を増加させ、前輪空転を抑制する。適切な目標値を与えることで、空転抑制が不要な場面で基本配分比を乱すことを防ぐ。目標値は非空転時に想定される最大値に設定し、 ΔN_{re} が目標値よりも低い時は何もしない構成とすることで、回転速度差制御の制御量を抑える。

制御の構成は、前後滑りがない状態での ΔN を算出する旋回補正 ΔN 算出部、タイヤ動荷重半径ばらつきに対するロバスト性を向上させる ΔN ばらつき補正部、実 ΔN と得られた規範 ΔN の偏差によって配分量の増加量を決定する ΔN サーボ制御部にわかれる。

3.2.1. 旋回補正 ΔN 算出部

ここでは、車両の走行状態から前後方向に滑りが生じていないと想定した場合の ω_{in} , ω_{out} , ΔN_{id} を算出する。これらは、後述の ΔN ばらつき補正部の計算に用いられる。

ところで、式 (14) 中には車体の横滑り角 β が含まれている。しかし、実際の車両に横滑り角センサを搭載して測定するのはコストパフォーマンスを考えると現実的ではない。そこで、横滑り角は車両ダイナミクスモデル⁽⁹⁾を用いて推定する構成とする。

3.2.2. ΔN ばらつき補正部

ここでは、タイヤ動荷重半径ばらつきによって発生する ΔN の補正係数 X_{fa} を求め、規範 ΔN を計算する。目標値は

想定される最大値を考えればよいので、式 (20) を用いることができる。式 (23) の左辺の計算値に対し、ローパスフィルタを用いることで定常値を求める。

このローパスフィルタの時定数は、小さいほど短い時間で補正係数 X_{fa} が一定値に定まるが、小さすぎると時間変動値に対しても計算値が追従するため真の補正係数 X_{fa} からかい離する。

しかし、この時間変動値に対しある程度追従させることで、ロバスト性をさらに高めることができる場合がある。式 (23) の左辺はセンサ誤差や車両モデルからの推定誤差や路面の凹凸による外乱といった真値に対する計算誤差が生じる可能性がある。これらは時間変動する値であると考えられる。前輪空転による ΔN 上昇は比較的速い応答性を持つので、空転により想定される ΔN 上昇よりも十分に遅い時定数の時間変動値については計算値を追従させてもよいと考えられる。ただし、前輪が空転し続けると定常的な ΔN が発生してしまうため、補正係数 X_{fa} は想定される誤差範囲内で制限する必要がある。

得られた補正係数 X_{fa} を式 (20) に代入する。この値は前後方向に滑りが生じていない時の ΔN であるが、駆動時は前後輪にスリップ率差による ΔN (ΔN_{sl}) が発生する。そこで、許容するスリップ率差分の ΔN (ΔN_{os}) をオフセットさせる構成とする。すなわち、規範 ΔN (ΔN_t) は式 (28) とする。

$$\Delta N_t = \Delta N_{amx} + \Delta N_{os} \quad (28)$$

3.2.3. ΔN サーボ制御部

ΔN_{re} と ΔN ばらつき補正部によって得られた ΔN_t の偏差に基づいて Proportional Integral Differential (PID) 制御をおこなう。前述したように目標値に対し ΔN_{re} が低い時は基本的には制御をおこなわないが、制御が不安定にならない構成をとっている。

この ΔN サーボ制御は定常偏差について収れん性を上げるために PID 制御としたが、偏差が継続的に発生する状態では積分項により際限なく制御量が増加してしまう。これは小さい旋回半径で旋回した時に、前後輪の拘束によりブレーキ力が働く現象 (タイトコーナブレーキング現象) を引き起こす可能性がある。

そこで、 ΔN サーボ制御では後輪への駆動力配分の総量が式 (29) で表されるように駆動源の発生する駆動力を超えない値で制限する。

$$T_r \leq T_{all} \quad (29)$$

以下にタイトコーナブレーキングの原理を示す。

前輪の回転速度 ω_f の変化量は、式 (30) で表される。

$$I_f \frac{d\omega_f}{dt} = T_{all} - T_r - RF_f \quad (30)$$

ここで、前輪の回転速度変化のない定常状態について考えると、式 (30) の左辺は 0 となり、式 (31) のように変形できる。

$$T_r = T_{all} - RF_f \quad (31)$$

ブレーキ力は $F_f < 0$ の時発生するが、 $T_r \leq T_{all}$ とすれば F_f は必ず正になる。すなわち、前後輪の拘束による定常的なブレーキを防ぐことができる。

4. 空転抑制制御の効果確認

3章で述べた制御を前輪駆動ベースの電子制御式 AWD 車両に実装し、規範回転速度差の妥当性、規範値補正の効果、 ΔN サーボ制御の空転抑制効果の観点で評価した。

4.1. 規範回転速度差の妥当性確認

Fig. 4 は駆動力をかけていない (すなわち、各輪のスリップ率がほとんど 0) 状態で旋回した時の実回転速度差 ΔN_{re} と ΔN_{id} を比較したものである。

ΔN_{re} の過渡的な変化分を除けば ΔN_{id} の波形はほぼ一致しており、規範回転速度差の計算結果が妥当であることがわかった。

4.2. 規範回転速度差補正の効果確認

規範回転速度差補正は規範回転速度差 ΔN_t と実回転速度差 ΔN_{re} の偏差を常に監視することで、タイヤ動荷重半径ばらつき等により発生する ΔN を速やかに補正する。ここでは、発生したばらつきに対する規範値補正動作を確認した。

まず、定常円の旋回中に前輪車輪回転速度の値を X 倍させた値に置換し擬似的にタイヤ動荷重半径ばらつきを発生させ、 ΔN_{re} に対して ΔN_t 、および補正係数 X_{fa} がどのように変動するかを確認した。Fig. 5 に結果を示す。

ΔN_{re} が瞬間的に増加している位置が、前輪車輪回転速度の値を置換した時間である。 ΔN_{re} が変化した瞬間は ΔN_t の方が小さいが、 X_{fa} が増加することで ΔN_t が補正され、 ΔN_{re} を再度上回った状態になることがわかる。3.2. 節で述べたように ΔN_{re} が ΔN_t より低い時は回転速度差制御をおこな

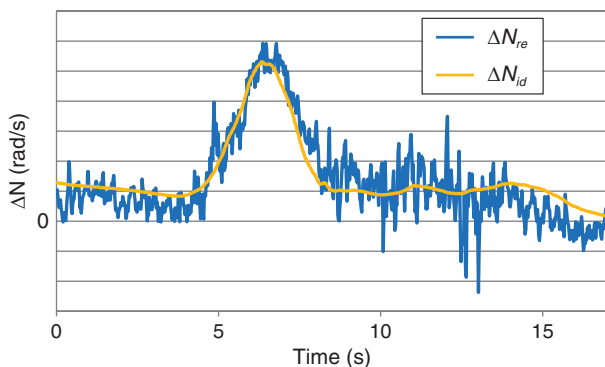


Fig. 4 Comparison of actual and calculated rotation speed difference

わない。すなわち、タイヤ動荷重半径ばらつきは回転速度差制御によって決定される駆動力配分量に継続的な影響を与えない。

次に、前輪の空気圧を下げ、実際に前後輪半径差を作った状態で走行した。Fig. 6 にその時の ΔN_{re} 、 ΔN_t 、 X_{fa} の変動の様子を示す。前後輪で半径差があることにより、 X_{fa} が 1 である時間が少なく、 ΔN_t の補正が常におこなわれていることがわかる。また、 X_{fa} が時間とともに緩やかに変化することで、 ΔN_{re} の低い周波数成分に対し ΔN_t が追従できている。

4.3. 空転抑制の効果確認

4.2. 節までは回転速度差制御が非空転時に動作しないように、規範値を補正する方法を示した。しかし、補正係数 X_{fa} は、規範値を補正することで定常偏差を小さくしており、偏差に応じて決定する駆動力配分量が不足する可能性がある。ここでは、 ΔN サーボ制御の前輪空転時の抑制効果を確認した。

Fig. 7 は雪道走行時の ΔN_{re} 、 ΔN_t 、および ΔN サーボ制御によって決定する後輪駆動トルク変化分を示したものである。空転時の ΔN_{re} の速い変化に対して ΔN_t は追従しないので、 ΔN サーボ制御が後輪駆動トルクを増加させている。これにより、 ΔN_{re} は抑えられていることがわかった。また、 ΔN サーボ制御量はほとんどが 0 となっており、空転抑制が不要な場面での動作を抑えられていることがわかる。

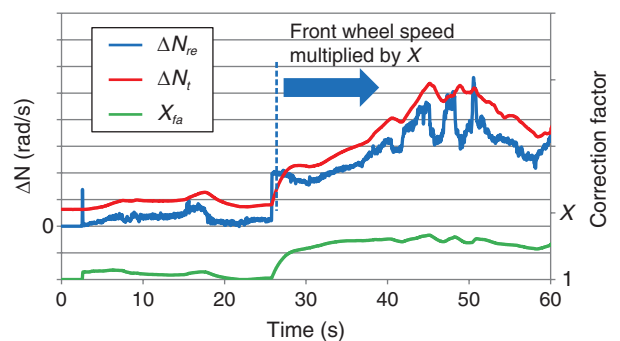


Fig. 5 Variation of correction factor for tire radius error

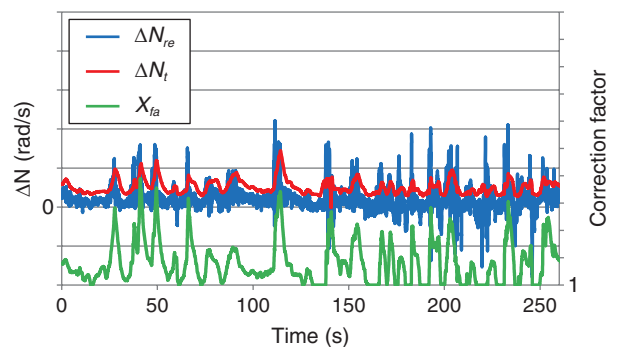


Fig. 6 Low front tire pressure driving data

次に、雪道登坂での停止状態からの発進のような前輪が滑りやすい場面を考えた。このような場合、前輪が比較的長い時間滑り続けるため、 ΔN_{re} に定常成分が発生する。この定常成分について補正がおこなわれると、空転を抑制するために必要な制御量に対し不足する場合がある。

そこで、3.2.2.項で述べたように X_{fa} は補正させたい誤差範囲内で制限値を与えている。Fig. 8は $1 \leq X_{fa} \leq X$ で制限し、雪道登坂での停止状態から発進したときの ΔN_{re} 、 X_{fa} 、 ΔN サーボ制御量を示したものである。

発進時の大きな ΔN_{re} に対し X_{fa} が速やかに上限値 X に達していることがわかる。これにより、補正による偏差減少がなくなるため ΔN サーボ制御のPIDが働き、回転速度差が収れんしている。

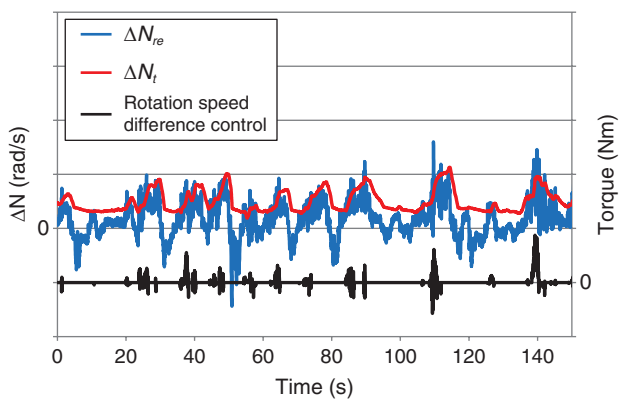


Fig. 7 Snowy road driving data

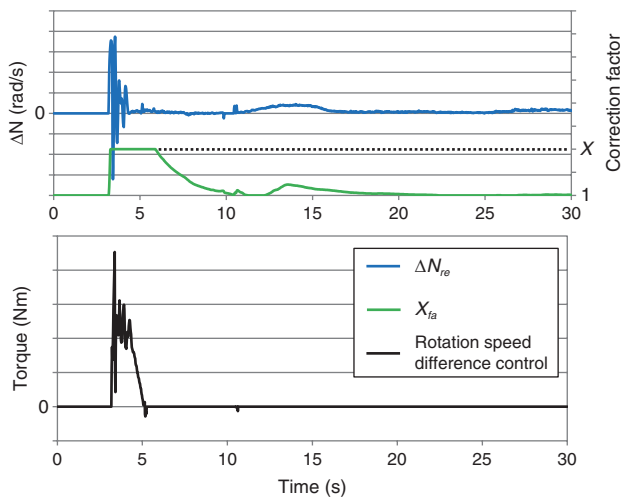


Fig. 8 Uphill snowy road driving data

5. まとめ

前輪空転に伴って後輪駆動力配分量を増加させる空転抑制制御において、旋回時に発生する前後輪回転速度差を幾何学的に求めることで目標値の補正をおこなった。また、

前後輪回転速度差の実値と目標値の定常偏差によって求められる補正係数を用いることで、タイヤ動荷重半径のばらつきなどによって発生する回転速度差も補正することができた。

これにより、前後輪回転速度差が前輪非空転でも発生する車両状態において空転抑制制御が動作しないことを示した。また、補正係数の範囲を適切に与えることで、補正による空転抑制制御量の減少を抑え、前後輪回転速度差を速やかに収れんさせることができることを示した。

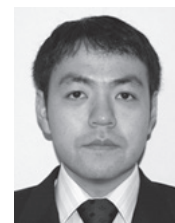
参考文献

- (1) 安部正人:自動車の運動と制御 第二版, 山海堂, p.5-47, p.179-187(2003)
- (2) 澤瀬薫, 後田祐一, 三浦隆未:S-AWC (Super All Wheel Control)の核となる左右駆動力移動技術, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.18, p.18-24(2006)
- (3) 澤瀬薫, 後田祐一:各種駆動方式における左右トルク移動システムの車両運動性能向上, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.20, p.16-22(2008)
- (4) 國井力也, 岩崎明裕, 渥美淑弘, 森淳:四輪駆動力自在制御システム (SH-AWD)の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16 No.2, p.9-16
- (5) 鈴木浩一, 大葉充, 山本貴史, 宅野博:乗用車用電子制御4WDシステムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.75-98, p.1-4(1998)
- (6) 特開平 4-103433
- (7) 後藤敦彦, 楠川博隆, 福永功, 水谷論, 飯田典男, 福田佳之:FF ベース新型電子制御式四輪駆動システムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.84-01, p.18-21(2001)
- (8) 森工, 久米章友, 藤川昌道, 溝部龍利, 沢研司, 嶋田克利, 河野裕人, 麓寿男:アテンザの駆動系, マツダ技報, No.20, p.75-85(2002)
- (9) 足立智彦, 村瀬健二, 吉岡透, 益啓純, 津山俊明:DSC開発支援用HILSの構築—車両モデルの開発—, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.5-00, p.13-16(2000)

著者



大八木翔一



関孝幸