システム制御情報学会論文誌，Vol. 39, No. 1，pp. 10–20，2026

論　文

ブロードキャスト制御に基づく 4輪独立操舵制御系の構築*

伊藤　章†・東　俊一‡

Four-wheel Independent Steering Control System Based on Broadcast Control*

Akira Ito† and Shun-ichi Azuma‡

The corner module, which integrates an in-wheel motor and a steering motor, is attracting attention as a means of building a powertrain for electric vehicles. The corner module enables independent control of the braking/driving and steering forces of each wheel, which provides a high degree of freedom and redundancy, and is expected to dramatically improve vehicle dynamics and fault-tolerance performance through all-wheel drive and all-wheel steering. On the other hand, even if redundancy is established mechanically, it is meaningless as a redundant system unless the redundancy is well used. In other words, there is an urgent need to establish a control method that allows corner modules to operate appropriately according to driving conditions. In this study, we apply broadcast control, one of the multi-agent control theories, to construct a four-wheel independent steering control system. Through numerical simulations, we confirm that the proposed method brings out the effect of the redundant system and improves the vehicle performance.

1. はじめに

電気自動車 (Electric Vehicle: EV) におけるパワトレイン構築の一手段として，各車輪にモータを組み込むインホイールモータ方式が考えられている．昨今では，バイワイヤ技術やアクチュエータの小型化が急速に進み，インホイールモータ（制駆動力発生モータ）とステアリングモータ（操舵力発生モータ）を統合したコーナモジュール [1] へと進化し，従来のシャシアーキテクチャに抜本的な変革をもたらすキーコンポーネントとして注目を集めている．

コーナモジュールによる動力の分散化に伴い，ドライブシャフトやタイロッドなど各車輪間の機械的な結合が不要になるため，4 輪の制駆動，操舵が独立制御可能となり，冗長性が生み出される．その一方，機構的に冗長性を確保しても，その冗長性をうまく使いこなさなければ冗長系としての意味をなさず，期待される車両運動性能や耐故障性能の飛躍的な向上にまで至らない．すなわち，走行状況や車両状態に応じて，各コーナモジュールを適切に動作させる制御手法の確立が必須となる．

すでに製品化され，広く知られた操舵技術として 4-Wheel Steering (4WS) システムがある．4WS が登場した 1980 年代当初は，車両運動性能向上が主目的であったが，昨今ではホイルベース拡大により低下する旋回性能の補償や自動駐車時の車両操作性向上など，様々な視点での活用が進み，再注目されている．しかし，4WS のハードウエアがもたらす自由度とは対照的に，その使い方は限定的である．4WS では前後輪の舵角は独立制御しているが，左右輪の舵角は独立制御していない．前後輪の制御についても，後輪の操舵範囲は 5[deg] 未満，かつ後輪舵角は前輪舵角に比例した値にすることが多く，前輪操舵の補助的な位置付けに留まっている．

これに対し，コーナモジュールにより実現する前後輪，左右輪の舵角が独立制御可能なシステムは，4-Wheel Independent Steering (4WIS) とよばれ，4WS とは区別される．舵角決定時の自由度が飛躍的に高まり，その自由度を使いこなせば，従来の前輪操舵や 4WS を上回るヨーレート追従性能や経路追従性能が実現できることが報告されており [2]，その潜在能力に期待が集まってい

* 原稿受付　2025 年 4 月 16 日
† 愛知工業大学 工学研究科　Graduate School of Engineering, Aichi Institute of Technology; 1247 Yachigusa, Yakusa-cho, Toyota city, Aichi 470-0392, JAPAN
‡ 京都大学 情報学研究科　Graduate School of Informatics, Kyoto University; Yoshida-Honmachi, Sakyo ward, Kyoto city, Kyoto 606-8501, JAPAN
Key Words: broadcast control, vehicle motion control, corner module, redundancy.

る．しかしながら，4WS で培った制御技術の延長線上で 4WIS の自由度を使いこなすことが難しく，4WIS の制御は 4WS とは別の枠組みで議論されている．主たるアプローチとして，幾何学的な関係を利用する方法と最適化問題へ定式化する方法がある．

幾何学的な関係を利用する方法は，低速走行時や駐車時の操舵に主眼を置いており，ドライバのハンドル操作を基に旋回中心を求め，アッカーマン理論に基づく幾何学的な解析から各車輪の舵角を決定している [3–6]．一方，最適化問題へ定式化する方法は，ドライバ操作から目標車両挙動を推定し，その挙動を実現するように各車輪の舵角を決定する．4 輪の舵角と車両挙動の関係式から，ノルム最小型の擬似逆行列を用いて各車輪の舵角を決定する Weighted Pseudo-inverse-based Control Allocation (WPCA)[2,7] は，自動車のみならず冗長アクチュエータを搭載する航空機など，対象を限定することなく幅広く適用されている．また，車両運動に伴う荷重移動に対し，各車輪のタイヤ負荷率を最小化する制駆動力とコーナリングフォースを求め，舵角を決定する手法も提案されている [8,9]．

この一方で，上述した手法では，すべての車輪が正常で，ねらい通りの舵角やコーナリングフォースが実現できることを前提としている．冗長系に対しては，耐故障性能の向上にも期待が集まるが，操舵機構の故障や低 μ 路走行時など，ねらい通りの舵角やコーナリングフォースを実現できない異常時を対象とした研究は，正常時を対象にした研究と比較して数が少ない．異常状態に応じて制約条件や評価関数を切り替える適応型モデル予測制御 [10,11] や，あらかじめ定めたファジィルールに基づき，異常状態に応じて PI 制御のゲインを切り替える適応型ファジィPI 制御 [12] などが提案されているが，いずれも異常状態に応じて処理を切り替える仕組みを有する．そのため，異常が発生した車輪を特定し，あらかじめ定めたルールに従って正常な車輪の舵角を補正することが必至となる．すなわち，異常な車輪の組合せを網羅的に記述したルールの設計を伴うことから，異常時の舵角決定は必然的に複雑化する．

昨今では，車載電子制御ユニットに実装される機能のうち，異常時を対象とする機能が半数以上を占めている．これらの機能が有する複雑なルールは，ソフトウエアの設計・検証，および定数適合の工程において工数が肥大化する主要因になっており，近年自動車業界では脱ルールベースの手法が強く求められている．脱ルールベースが実現すれば，工数が大幅に削減され，車両開発期間の短縮が期待される．

上記背景を踏まえ，本研究では異常時を対象とした 4 輪独立操舵制御系を設計する．異常時を対象とする場合，正常および異常な車輪の数とその組合せに応じて，目標車両挙動を実現するうえでの各車輪の役割が変わる．ルールの設計を不要とするためには，一つの制御器で各車輪が状況に応じて自律的に役割を変更する仕組みを作り出さなければならない．そこで本研究では，ブロードキャスト制御 [13] におけるランダマイズド制御器の特性を生かし，一つの制御器から多様な役割を生み出す仕組みを実現した．数値シミュレーションでは，スプリット μ 路走行下にて，提案手法は自律的に高 μ 路側車輪の操舵量が増加するように配分すること，配分なしの場合に比べ，ドライバのハンドル操作量を 40%低減しつつ，目標走路からの逸脱量を 50%低減させる効果を確認した．

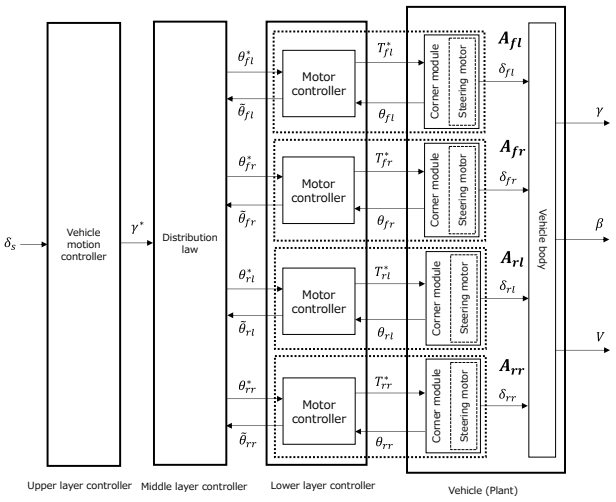


Fig. 1　Layered structure of controllers

なお本論文は，著者らの講演論文 [14] に基づいており，講演論文に対して詳細説明を加えるとともに，追加検証により明らかになった課題を踏まえ，制御系設計に改良を加えた内容で構成していることを付記しておく．

2.　問題の定式化

4 輪独立操舵制御系を設計するにあたり，制御対象である車両と，階層型の制御器で構成される Fig. 1 の制御アーキテクチャを考える．

車両は，各車輪のコーナモジュールと車体で構成され，コーナモジュールに搭載された操舵モータが角度 θ_{ij} [1]回転すると，減速ギアを介して車輪が角度 δ_{ij} 操舵される構造を持つ．各車輪の操舵，制駆動により車体に運動が生じ，ヨーレート γ，車体横すべり角 β，車速 V が発生する．なお本研究では，操舵制御系の設計に焦点を当てているため，Fig. 1 ではコーナモジュールが有する制駆動力モータの記載は省略している．

制御器は，3 階層で構成する．上位レイヤの制御器は，ドライバの操作から車両運動に対する要求値を推定し，車両運動関連パラメータの目標値を決定する．具体的には，ステアリングホイール舵角 δ_s より，目標ヨーレート γ^* を算出する．中間レイヤの制御器は，仮想角度 $\tilde{\theta}_{ij}$（**3.2.2** 節で後述する）に基づき，γ^* を実現する操舵モー

[1]下添字 i は f が前輪，r が後輪を示し，j は r が右輪，l が左輪を示すものとする．以降の記述でも同様の意味で使用する．

タの角度目標値 θ_{ij}^* を決定する．γ^* を実現する θ_{ij}^* の組合せ（以降,「操舵量配分」と表現する）は一意に定まらないため，配分を工夫することで様々な仕様を織り込むことが可能である．それゆえ，操舵量配分を決定する配分則は，4 輪独立操舵制御系の中核をなす．下位レイヤの制御器は，操舵モータの位置決め制御を担い，θ_{ij} が θ_{ij}^* へ追従するために必要な操舵モータのトルク目標値 T_{ij}^* を算出する．すなわち，4 輪独立操舵制御系の設計問題の主眼は，中間レイヤの制御器が担う操舵量配分問題であり，以降では操舵量配分問題に対して議論する．

つぎに，本研究で考える正常，異常の定義を以下に示す．目標角度とその結果発生するコーナリングフォースの関係性より正常，異常を定義するため，操舵機構の状態のみでなく，路面状態も要因に含めている．

正常

操舵機構が正常，かつ路面状態が良好な状況下で，θ_{ij}^* に応じたコーナリングフォースが得られる場合

異常

操舵機構の故障で操舵不能，または路面状態が不良（たとえば，低 μ 路）で θ_{ij}^* に応じたコーナリングフォースが得られない場合

すべての車輪が正常な場合は，常に 4 輪の θ_{ij}^* を決定するが，いずれかの車輪が異常な場合は，異常な車輪以外の θ_{ij}^* を決定することになる．正常と異常の車輪の数とその組合せは状況により異なるため，決定すべき θ_{ij}^* も状況により異なる．4 輪車両における正常と異常の車輪の組合せは，1 輪が異常の場合は ${}_4C_1 = 4$ 通り，2 輪が異常の場合は ${}_4C_2 = 6$ 通り，3 輪が異常の場合は ${}_4C_3 = 4$ 通り，4 輪すべてが異常の場合は 1 通りとなり，合計 15 通りとなる．組合せごとに，各車輪の役割分担も異なる．

本研究では，ルールベース手法からの脱却を目指し，上記組合せに対して場合分けをすることなく，適応的に対処することが可能な配分則の設計法について考える．

3. 4 輪独立操舵制御系設計

3.1 設計指針

目標ヨーレートが同一であっても，正常および異常な車輪の数とその組合せに応じて，各車輪の役割分担は変化する．この問題に対処するため，従来のルールベース手法では，個々のケースごとに条件分岐を行い，各車輪の役割を定義した．一方で，条件分岐を回避するためには，各車輪が状況に応じて自律的に役割を変更できることが求められる．

本研究では，この自律的な役割変更を実現する手法として，マルチエージェント制御の一種であるブロードキャスト制御 [13]（制御の概要については**付録 1.** を参照）に着目する．ブロードキャスト制御は，与えられた評価関数を最小にするように最適化パラメータを動かすことを目的としているが，評価関数を最小化する過程において，最適化パラメータの個数が変化する場合にも対応できるという特性を持つ．一方，制御構造は単純であり，各エージェントに同一の信号（ブロードキャスト信号）を送信し，エージェント全体で一つの目的を達成する仕組みを提供している．情報伝達が制約されるにもかかわらず，各エージェントが多様な動作を生成できる特性の背景には，ブロードキャスト信号を受信するエージェント側のランダマイズド制御器が重要な役割を果たしている．ランダマイズド制御器によって，多様な振る舞い（ばらつき）が生じ，制御器の切り替えを行うことなく状況に応じた役割分担が自然に発現する．本研究では，これらの特性を操舵量配分に応用し，各車輪が自律的に役割を変更できる制御手法の実現を目指す．

Table 1 Variables

Variable	Symbol	Unit
Body slip angle	β	rad
Yaw rate	γ	rad/s
Steering motor angle	θ_{ij}	rad
Wheel angle	δ_{ij}	rad
Velocity	V	m/s
Cornering force	Y_{ij}	N

Table 2 Parameters

Parameter	Symbol	Unit
Vehicle mass	m	kg
Moment of vehicle inertia	I	kgm^2
Cornering stiffness	K_{ij}	N/rad
Distance from front axle to C.G.	l_f	m
Distance from rear axle to C.G.	l_r	m
Reduction gear ratio	n	-

なお，ブロードキャスト制御を各アプリケーションへ適用する際は，エージェントとその状態の定義，およびエージェント群の目標を定義した評価関数の設計が必要となる．操舵量配分則の設計では，Fig. 1 に示すように，各車輪の操舵モータとモータ制御器の対をエージェント A_{ij} とみなし，エージェントの状態を「操舵モータの実角度 θ_{ij}」，エージェント群の目標を「目標ヨーレート γ^* への追従」として評価関数を設計する．

3.2 操舵量配分則の設計

3.2.1 車両モデル

4 輪の操舵角と車両挙動との関係を表現する車両モデルとして，各車輪の操舵角を独立変数とした Dynamic bicycle model（(1)〜(6) 式）[15] を導入する．なお，各変数とパラメータについては，Tables 1, 2 に示した．

(1) 式は車両の横（左右）方向の並進運動を，(2) 式は車両の回転（ヨー）運動を表す運動方程式であり，(3)〜(6) 式は，各車輪のコーナリングフォースを表している．

$$mV(\dot{\beta}+\gamma) = Y_{fl}+Y_{fr}+Y_{rl}+Y_{rr} \tag{1}$$

$$I\dot{\gamma} = (Y_{fl}+Y_{fr})l_f - (Y_{rl}+Y_{rr})l_r \tag{2}$$

$$Y_{fl} = -K_{fl}\left(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_{fl}\right) \tag{3}$$

$$Y_{fr} = -K_{fr}\left(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_{fr}\right) \tag{4}$$

$$Y_{rl} = -K_{rl}\left(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma - \delta_{rl}\right) \tag{5}$$

$$Y_{rr} = -K_{rr}\left(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma - \delta_{rr}\right) \tag{6}$$

車輪舵角 δ_{ij} と操舵モータ角度 θ_{ij} は，n を減速比として，以下の関係式で表される．

$$\delta_{ij} = \frac{1}{n}\theta_{ij} \tag{7}$$

操舵モータが動作し θ_{ij} が変化すると，(7) 式より，δ_{ij} が変化する．δ_{ij} が変化すると，(1)〜(6) 式より，γ，β が変化する．ゆえに，(1)〜(7) 式より，θ_{ij} と γ の関係が定義できる．

3.2.2 仮想角度

ブロードキャスト制御では，エージェントの状態を動かしながら，評価関数の最小化を図る．具体的には，サンプリング時刻ごとにエージェントの状態を取得し，取得した状態を基に目標値を更新してエージェントへ指示するという処理を繰り返す．この過程において，目標値通り動作する，すなわち正常なエージェントは目標値の更新が進む．一方，目標値通り動作しない，すなわち異常なエージェントは目標値の更新が進まない．この動作が異常発生時の自律的な役割変更を実現するカギとなるが，エージェントの異常をその状態へ反映する必要がある．

エージェントの状態を操舵モータの実角度 θ_{ij} とした場合，操舵機構側の異常は，目標角度通り操舵できないため，θ_{ij} へ異常が反映される．一方，路面側の異常は，目標角度通り操舵できるため，θ_{ij} へ異常が反映されない．そこで，操舵機構側と路面側の異常を共通の情報へ反映するため，エージェントの状態として仮想角度 $\tilde{\theta}_{ij}$ を導入する．仮想角度は，コーナリングフォースの発生に伴って生じる路面反力トルクを角度へ換算するというアイディアに基づき，以下の手順で算出する．

前輪，後輪の推定路面反力トルクを $\hat{T}_{fj}^{SAT}$，$\hat{T}_{rj}^{SAT}$ とする．昨今，電動パワーステアリングやステアバイワイヤにおけるアシストトルク，ステアリング反力の設計の必要性から，路面反力の推定方法が提案 [16,17] されている．本研究では，これらの手法より $\hat{T}_{fj}^{SAT}$，$\hat{T}_{rj}^{SAT}$ が得られるものとする．

路面反力トルク T_{fj}^{SAT}，T_{rj}^{SAT} は，ニューマチックトレールとキャスタトレールを足し合わせた ξ_{ij} にコーナリングフォースをかけ合わせた値であり，以下の式で表される [15]．

$$T_{fj}^{SAT} = \xi_{fj}K_{fj}\left(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_{fj}\right) \tag{8}$$

$$T_{rj}^{SAT} = \xi_{rj}K_{rj}\left(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma - \delta_{rj}\right) \tag{9}$$

(8), (9) 式の関係，および車両状態 β，γ，V，δ_{ij} と推定路面反力トルク $\hat{T}_{fj}^{SAT}$，$\hat{T}_{rj}^{SAT}$ より，以下の式からコーナリングスティフネスの推定値を求めることができる．ここで $\varepsilon > 0$ は，ゼロ割を防ぐための微小な定数とする．

$$\hat{K}_{fj} = \frac{|\hat{T}_{fj}^{SAT}|}{\max\left\{\left|\xi_{fj}\left(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta_{fj}\right)\right|, \varepsilon\right\}} \tag{10}$$

$$\hat{K}_{rj} = \frac{|\hat{T}_{rj}^{SAT}|}{\max\left\{\left|\xi_{rj}\left(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma - \delta_{rj}\right)\right|, \varepsilon\right\}} \tag{11}$$

コーナリングスティフネスのノミナル値 K_{fj}，K_{rj} と推定値 $\hat{K}_{fj}$，$\hat{K}_{rj}$ を用いて，仮想角度 $\tilde{\theta}_{fj}$，$\tilde{\theta}_{rj}$ を以下の式で定義する．

$$\tilde{\theta}_{fj} = \frac{\hat{K}_{fj}}{K_{fj}}\theta_{fj} \tag{12}$$

$$\tilde{\theta}_{rj} = \frac{\hat{K}_{rj}}{K_{rj}}\theta_{rj} \tag{13}$$

操舵機構側が異常の場合は $\hat{K}_{ij}{=}K_{ij}$ であるため，$\tilde{\theta}_{ij}{=}\theta_{ij}$ となり，操舵機構側の異常，すなわち θ_{ij} の異常が $\tilde{\theta}_{ij}$ に反映される．一方，路面側が異常の場合は $\hat{K}_{ij} \neq K_{ij}$ であるため，$\tilde{\theta}_{ij} \neq \theta_{ij}$ となり，路面側の異常が $\tilde{\theta}_{ij}$ に反映される．ゆえに，操舵機構側と路面側のどちらの異常も，$\tilde{\theta}_{ij}$ を用いることで統一的に扱うことが可能となる．

3.2.3 ブロードキャスト制御の適用

前項の議論を踏まえ，操舵量配分設計では，エージェントの状態を $\tilde{\boldsymbol{\Theta}} = [\tilde{\theta}_{fl}\ \tilde{\theta}_{fr}\ \tilde{\theta}_{rl}\ \tilde{\theta}_{rr}]^T$ と定義する．

評価関数は，目標ヨーレートと各車輪の操舵により生じるヨーレートの総和との二乗誤差を最小化する問題とし，以下の式で定義する．

$$J(\tilde{\boldsymbol{\Theta}}) = \left(\gamma^* - \sum_{i,j} G_{ij}^{\gamma}\frac{\tilde{\theta}_{ij}}{n}\right)^2 \tag{14}$$

(14) 式の G_{ij}^{γ} は，車輪舵角とヨーレート間の定常ゲインであり，(1)〜(6) 式の車両モデルにおいて，$\boldsymbol{x} = [\beta\ \gamma]^T$ を状態，$\boldsymbol{u} = [\delta_{fl}\ \delta_{fr}\ \delta_{rl}\ \delta_{rr}]^T$ を入力とした以下の状態空間モデルから算出する．

$$\dot{\boldsymbol{x}} = A\boldsymbol{x} + B\boldsymbol{u} \tag{15}$$

$$A = \begin{bmatrix} -\dfrac{K_{fl}+K_{fr}+K_{rl}+K_{rr}}{mV} & -\left\{1 + \dfrac{l_f(K_{fl}+K_{fr}) - l_r(K_{rl}+K_{rr})}{mV^2}\right\} \\ -\dfrac{l_f(K_{fl}+K_{fr}) - l_r(K_{rl}+K_{rr})}{I} & -\dfrac{l_f^2(K_{fl}+K_{fr}) + l_r^2(K_{rl}+K_{rr})}{IV} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} \dfrac{K_{fl}}{mV} & \dfrac{K_{fr}}{mV} & \dfrac{K_{rl}}{mV} & \dfrac{K_{rr}}{mV} \\ \dfrac{l_f K_{fl}}{I} & \dfrac{l_f K_{fr}}{I} & -\dfrac{l_r K_{rl}}{I} & -\dfrac{l_r K_{rr}}{I} \end{bmatrix}$$

(15) 式で $\dot{\boldsymbol{x}}=0$ とすると，定常状態における状態と入力の関係式 (16) が得られる．(16) 式において，$-A^{-1}B$ の γ と δ_{ij} 間の各要素を G_{ij}^{γ} と定義すると，$G_{ij}^{\gamma}\delta_{ij}$ が各車輪の操舵より生じるヨーレートとなる．

$$\begin{bmatrix}\beta\\ \gamma\end{bmatrix}=-A^{-1}B\begin{bmatrix}\delta_{fl}\\ \delta_{fr}\\ \delta_{rl}\\ \delta_{rr}\end{bmatrix} \tag{16}$$

つぎに，**付録 1.** に示したブロードキャスト制御の解説と照らし合わせながら，目標角度 θ_{ij}^{*} の算出について説明する．

エージェントの状態 $\tilde{\boldsymbol{\Theta}}$ と (14) 式の評価関数より，(A1)∼(A4) 式を順次導出すると，ブロードキャスト信号 $\mathcal{B}$ が得られる．

$$\mathcal{B}(t)=J(\tilde{\boldsymbol{\Theta}}(t)+b(t)\boldsymbol{\omega}(t))-J(\tilde{\boldsymbol{\Theta}}(t)) \tag{17}$$

ここで，$\boldsymbol{\omega}=[\omega_{fl}\ \omega_{fr}\ \omega_{rl}\ \omega_{rr}]^{T}$ であり，ω_{ij} は各ローカル制御器が有する確率変数を表している．

(17) 式のブロードキャスト信号と (A5) 式より，ローカル制御器の出力は以下の式から求められる．

$$u_{ij}(t)=-a(t)\frac{J(\tilde{\boldsymbol{\Theta}}(t)+b(t)\boldsymbol{\omega}(t))-J(\tilde{\boldsymbol{\Theta}}(t))}{b(t)}\omega_{ij}^{(-1)}(t) \tag{18}$$

(18) 式の $u_{ij}(t)$ と現在ステップ t の $\tilde{\theta}_{ij}(t)$ から，(19) 式より次ステップ $t+1$ のエージェントの状態 $\tilde{\theta}_{ij}(t+1)$ が得られる．操舵量配分則の設計では，$\tilde{\theta}_{ij}(t+1)$ を目標角度 $\theta_{ij}^{*}(t+1)$（$\theta_{ij}^{*}(t+1)=\tilde{\theta}_{ij}(t+1)$）として扱う．

$$\tilde{\theta}_{ij}(t+1)=\tilde{\theta}_{ij}(t)+u_{ij}(t) \tag{19}$$

上記手順を総括すると，目標角度 θ_{ij}^{*} は以下の式で更新される．

$$\theta_{ij}^{*}(t+1)=\tilde{\theta}_{ij}(t)-a(t)\frac{J(\tilde{\boldsymbol{\Theta}}(t)+b(t)\boldsymbol{\omega}(t))-J(\tilde{\boldsymbol{\Theta}}(t))}{b(t)}\omega_{ij}^{(-1)}(t) \tag{20}$$

(20) 式により各車輪の目標角度が更新される過程において，異常が発生している車輪は目標値通り動作しないため，$\tilde{\theta}_{ij}$ がねらい通り動かない．そのため，(20) 式の右辺第 1 項の動作が停滞し，目標角度の更新が滞る．

その一方で，正常車輪の目標角度の更新は進むため，結果的に正常車輪のみで評価関数の最小化を試みる動作が生じ，正常車輪が異常車輪を補完し，目標ヨーレートを実現する挙動が得られる．この挙動は，異常車輪の数や位置に依存せず，(14) 式のみで生み出すことができるため，個別のケースに応じた場合分けを行う必要はなく，ルールの設計が不要となる．

4. 数値シミュレーション

以下の二つの走行シナリオを題材とし，提案手法の有効性について検証する．

シナリオ 1：操舵機構の異常

定常円旋回中に，いずれか一つの操舵モータが故障した場合を想定する．モータ故障による回転角度の異常は，モータトルク低下による角度不足，バイアス重畳や噛み込みによる固着が考えられ，時変パラメータ λ_{ij} と定数 $\Delta\theta_{ij}$ を使い，以下のモデルで表現される [18].

$$\theta_{ij}=\lambda_{ij}\theta_{ij}^{*}+\Delta\theta_{ij}\quad(0<\lambda_{ij}\leq 1) \tag{21}$$

シナリオ 2：路面の異常

Fig. 2 に示すスプリット μ 路を通過する場合を想定する．スプリット μ 路とは，左右輪の接する路面の μ が異なる路面であり，低 μ 路側の車輪は目標角度通りに動作しても相応のコーナリングフォースが得られない．さらに，高 μ 路側と低 μ 路側の制駆動力の不均衡に起因する回転モーメントが外乱として加わる．

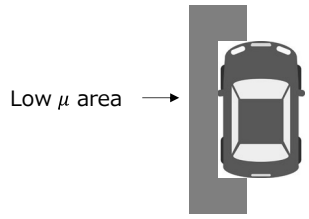


Fig. 2 Split μ road

車両のプラントモデルは，(1)∼(7) 式のモデルを使用し，車両の前後方向，横方向の位置 (X,Y) は，各々の初期値を X_0，Y_0，ヨー角の初期値を ϕ_0 として，以下の式から算出する．

$$X=X_0+V\int_0^t\cos(\beta+\phi)dt \tag{22}$$

$$Y=Y_0+V\int_0^t\sin(\beta+\phi)dt \tag{23}$$

$$\phi=\phi_0+\int_0^t\gamma dt \tag{24}$$

目標角度 θ_{ij}^{*} から実角度 θ_{ij} までの操舵モータのダイナミクスは，簡易的に時定数 0.01，ゲイン 1 の 1 次遅れ系として実装する．また，サンプリング時間は 0.001[s] とし，シミュレーションで使用したパラメータ値は Table 3 に示した．

正常時の操舵量配分は，定常状態にて γ^{*} を実現する δ_{ij}^{*} をノルム最小型の一般化逆行列を使って導出し，(7) 式より操舵モータの角度へ変換した値とする．異常発生中は，ブロードキャスト制御による操舵量配分へ切り替え，正常車輪が自律的に異常車輪の動作を補完すること

Table 3　Simulation parameters

Symbol	Value	Unit
m	1600	kg
I	2500	kgm^2
K_{fj}	55000	N/rad
K_{rj}	60000	N/rad
l_f	1.1	m
l_r	1.6	m
V	10	m/s
n	20	-
h	0.05	rad/m
τ_L	0.13	s
τ_h	1.0	s
a_0	20000	-
a_p	0.7	-
b_0	0.015	-
b_p	0.16	-
t_v	100	-

を確認する．

はじめに，シナリオ 1 について議論する．車速 $V=10$[m/s] で定常円旋回中に，左前輪の操舵モータが故障した場合を考える．操舵モータの故障は，(21) 式において左前輪のパラメータを $\lambda_{fl}=0.001$，$\Delta\theta_{fl}=0$ として模擬した．故障していない車輪については，$\lambda_{fr}=\lambda_{rl}=\lambda_{rr}=1$，$\Delta\theta_{fr}=\Delta\theta_{rl}=\Delta\theta_{rr}=0$ としている．正常から異常へ遷移する前後でのドライバによる修正操舵は考えず，操舵量の再配分のみでどれだけ車両挙動が維持できるかを検証する．そのため，シミュレーション中は γ^* を一定値とする．

Figs. 3〜6 にシミュレーション結果を示す．シミュレーション開始後 5[s] の時点で，左前輪の操舵モータ故障を発生させている．図中の表記 “w ctrl” は制御あり（ブロードキャスト制御による再配分あり），“w/o ctrl” は制御なし（正常時の操舵量配分のまま）の場合を示している．なお，Fig. 6 における車両の初期状態は，$(X_0,Y_0,\phi_0)=(0,0,0)$ とした．

制御ありの場合の目標角度の動きを表す Fig. 3 において，故障発生後に (20) 式から算出された θ^*_{ij} は，ハッチングされた領域の挙動に相当する．故障発生直後 ($t=5$[s]) は，故障した左前輪の操舵モータを補償するための角度を探索する過渡挙動が見られるが，短時間で収束している．制御ありの場合，故障発生後は Fig. 3 のように θ^*_{ij} が修正（操舵量配分が変更）されるため，それに伴い δ_{ij} も修正されていることが Fig. 4 よりわかる．一方，制御なしの場合は，故障発生前後で操舵量配分を変えていないため，故障した左前輪の舵角以外は変化がない．

その結果，制御なしの場合は，左前輪の舵角減少分の影響がそのまま車両挙動に現れ，Figs. 5, 6 からわかるように，車両は γ^* に追従できず，円旋回軌道から逸脱する．一方，制御ありの場合は，左前輪の舵角減少分は正常な車輪で補償され，故障発生後も γ^* へ追従し，円旋

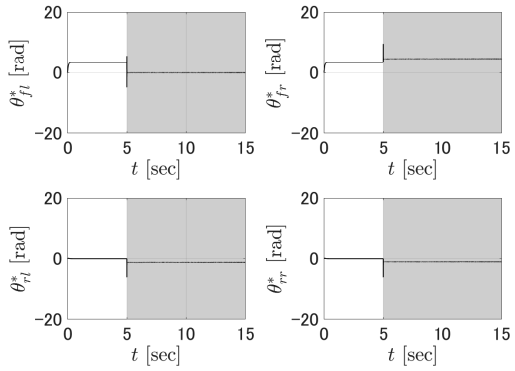


Fig. 3　Target motor angle of each wheel (Scenario 1)

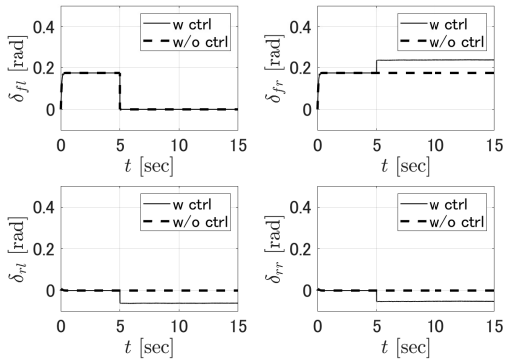


Fig. 4　Wheel angle of each wheel (Scenario 1)

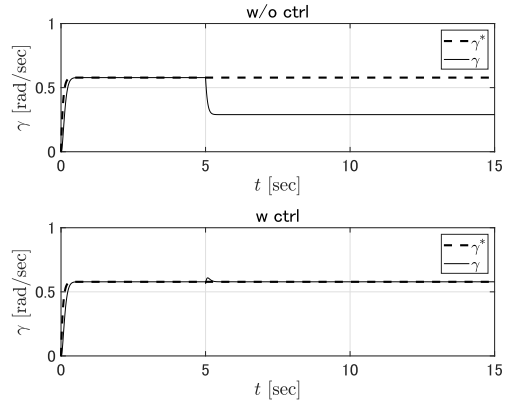


Fig. 5　Yaw rate (Scenario 1)

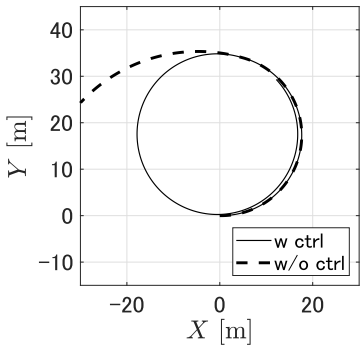


Fig. 6　XY-plane trajectory (Scenario 1)

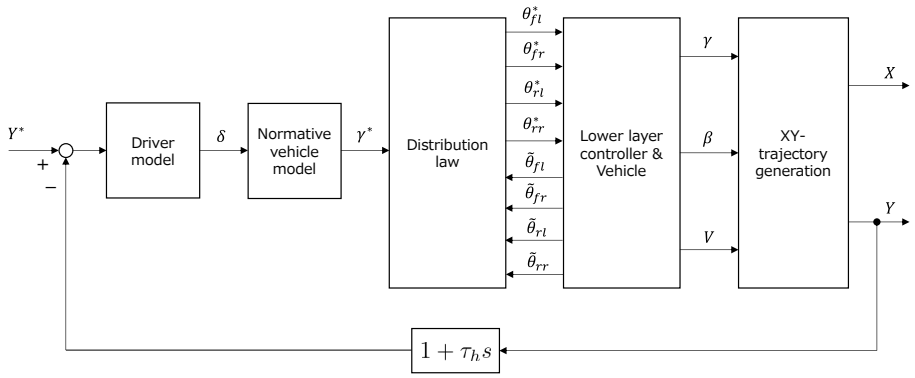


Fig. 7 Control system configuration in simulation (Scenario 2)

回軌道が維持できている．

なお，シナリオ 1 では左前輪の故障を例として取り上げたが，四つの車輪すべてが故障する場合を除いた残り 13 通りの故障に対しても同様に，正常車輪が異常車輪の動作を補完する動作を確認した．(2 輪，および 3 輪が故障する場合のシミュレーション結果は**付録 2.** を参照.)

つぎに，シナリオ 2 について議論する．前述したとおり，スプリット μ 路を通過する場合，高 μ 路側と低 μ 路側の制駆動力の不均衡に起因し，回転モーメントが外乱として車両へ加わる．回転モーメントを抑制するため，一般的に制駆動力を低い側に合わせる「セレクトロー制御」が行われるが，駆動時は速度が減少する，制動時は制動距離が伸びるという問題がある．そこで，駆動力を維持したままスプリット μ 路に進入した場合に，提案手法により回転モーメントの影響を抑制可能であるかどうか検証する．低 μ 路側の車輪の操舵は効かないため，高 μ 路側の車輪の操舵量を増加させる配分ができるかどうかが検証のポイントになる．スプリット μ 路通過時は，低 μ 路側（左側）の車輪のコーナリングスティフネス K_{il} を低下させるとともに，左右輪の駆動力差によるモーメントを外乱として印加し，スプリット μ 路走行を模擬する．

さらに，γ^* を算出するため，前方注視点における横位置 Y と目標位置 Y^* とのずれを修正する前輪舵角 δ を与える (25) 式のドライバモデル [15] と，δ を γ^* へ変換する規範車両モデルを導入し，Fig. 7 に示す構成でシミュレーションを実施する．

$$\delta(s) = -\frac{h}{1+\tau_L s}\{(1+\tau_h s)Y(s) - Y^*(s)\} \qquad (25)$$

Figs. 8〜12 にシミュレーション結果を示す．シミュレーション開始後 5〜7[s] の 2 秒間，スプリット μ 路上を走行している．なお，Fig. 12 において，車両の初期状態は $(X_0, Y_0, \phi_0) = (0,0,0)$，目標位置は $Y^* = 0$ とした．

制御ありの場合の目標角度の動きを表す Fig. 8 において，スプリット μ 路走行時に (20) 式から算出された θ^*_{ij} は，ハッチングされた領域の挙動に相当する．低 μ 路側の車輪は，路面反力の低下に伴い $\tilde{\theta}_{il} \simeq 0$ となるため，目標角度の更新が滞り，$\theta^*_{il} \simeq 0$ 付近に停滞する．一方，高 μ 路側の車輪は，モータ角度に応じた路面反力が得られるため，$\tilde{\theta}_{ir}$ もモータ角度とともに変化し，θ^*_{ir} の更新が進む．制御ありの場合，Fig. 8 のように θ^*_{ij} が修正（操舵量配分が変更）されるため，それに伴い低 μ 路側の車輪（左前輪，左後輪）の操舵量は抑制され，高 μ 路側の車輪（右前輪，右後輪）へ操舵量が配分されていることが Fig. 9 よりわかる．一方，制御なしの場合は，路面 μ に応じて操舵量配分を変えていないため，左右前輪に均等に操舵量が配分されている．

その結果，Fig. 10 に示すとおり，スプリット μ 路通過中の γ^* への追従動作に差が生じている．また Fig. 11 から，ドライバのステアリング操作量（ステアリングギア比を 15 として，車輪舵角 δ をステアリング舵角 δ_s へ換算した値）が 40%程度軽減していること，Fig. 12 からは，制御ありの場合の方がステリング操作量が少ないにもかかわらず，Y 軸方向，すなわち横方向への逸脱量が，制御なしの場合に対し 50%程度低減されていることがわかる．一般的な幅員 3m の道路では，車両から道路境界線までの距離は数十センチ程度であるため，この低減効果はドライバはもちろん，対向車両へ与える不安感の軽減に大きく寄与するものと推察する．

異常状態に対する処置をあらかじめ定めておくルールベース手法では，故障検出後即座に適切な補償が実行できるため，故障検出から補償開始までの遅れが少ない．その反面，本研究で提案した手法は，異常状態に対する処置（最適解に相当）をつど探索する過程が伴うため，補償の遅れが懸念される．今回取り上げたシナリオに対する数値シミュレーションでは，顕著な遅れはなく，即座に補償が行われることが確認できた．今後他のシナリオや操舵モータの故障の程度が異なる場合において，遅れなく補償を実行することが可能か検証する必要がある．

5. おわりに

本研究では，ブロードキャスト制御に基づく 4 輪独立操舵制御系のアーキテクチャと操舵量配分則を提案した．いずれかの車輪に異常が発生した場合，操舵量配分が自律的に決まるため，異常車輪の組合せに対する処理を網

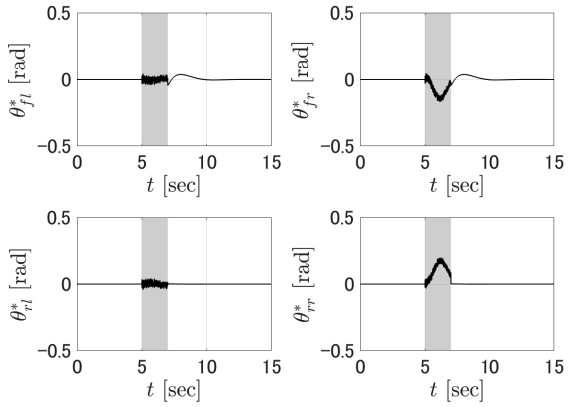


Fig. 8　Target motor angle of each wheel (Scenario 2)

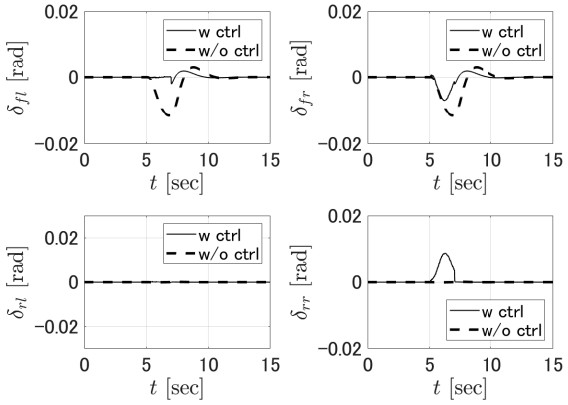


Fig. 9　Wheel angle of each wheel (Scenario 2)

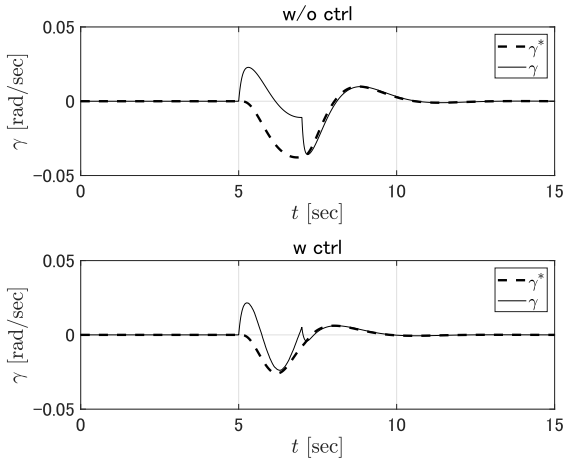


Fig. 10　Yaw rate (Scenario 2)

羅的に記述したルールの設計は不要である．

数値シミュレーションでは，操舵機構の異常，路面の異常のどちらにも対応可能であることを確認した．特にスプリット μ 路走行では，提案手法は自律的に高 μ 路側車輪の操舵量が増加するように配分することを確認するとともに，配分なしの場合に比べ，ドライバのハンドル操作量を 40%低減しつつ，目標走路からの逸脱量を 50%低減させる効果が得られた．

一方，実用化に向けて，モデル化誤差やパラメータ推

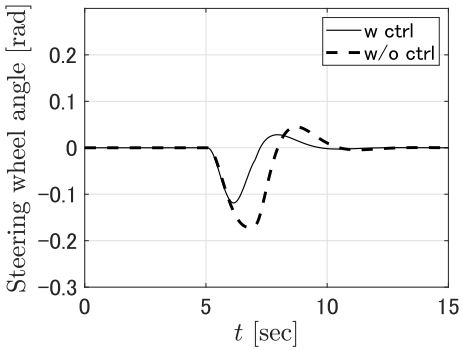


Fig. 11　Steering wheel angle (Scenario 2)

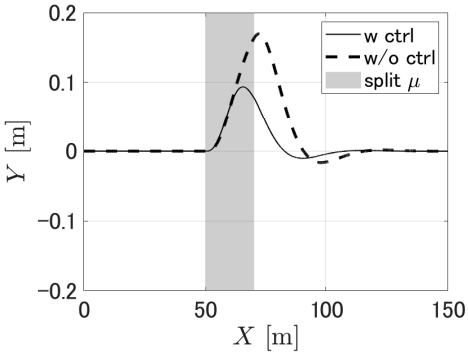


Fig. 12　XY-plane trajectory (Scenario 2)

定誤差の影響を受ける仮想角度の精度向上や，モータ目標角度算出において，ランダマイズド制御器の過渡挙動が実機動作へ与える影響などの検証が必要である．

今後，上記実用化に向けた課題の検討に加え，筆者らが先に提案した 4 輪独立制駆動力制御系 [19] と統合し，4 輪独立制駆動力/操舵制御系の構築を進めるとともに，4 輪以上の多輪車両へと対象を拡大し，スケーラビリティの側面からも検証を行う．

謝　　辞

本研究は，JST 創発的研究支援事業 JPMJFR2123 の支援を受けたものである．

参 考 文 献

[1] `https://www.proteanelectric.com/`
[2] S. Yim: Comparison among active front, front independent, 4-wheel and 4-wheel independent steering systems for vehicle stability control; *Electronics 2020*, Vol. 9, No. 5 (2020)
[3] Y. Ye, L. He and Q. Zhang: Steering control strategies for a four-wheel-independent-steering bin managing robot; *IFAC-PapersOnLine*, 49-16, pp. 39–44 (2016)
[4] F. Xu, et al.: Dynamic switch control of steering modes for four wheel independent steering rescue vehicle; *IEEE Access*, Vol. 7, pp. 135595–135605 (2019)
[5] H. Moon, et al.: The development of 4-wheel independent steering and driving mode; *SAE Technical*

Paper, 2022-01-0919 (2022)
[6] 鈴木ほか: アッカーマン理論を拡張した 4 輪独立転舵制御; デンソーテクニカルレビュー, Vol. 28 (2023)
[7] Z. Wang, J. Zhang and L. Yang: Weighted pseudo-inverse based control allocation of heterogeneous redundant operating mechanisms for distributed propulsion configuration; *Energy Procedia*, 158, pp. 1718–1723 (2019)
[8] O. Mokhiamar and M. Abe: Simultaneous optimal distribution of lateral and longitudinal tire forces for the model following control; *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 126, Issue 4, pp. 753–763 (2004)
[9] 西原, 平岡, 熊本: 独立操舵車両における横力と制駆動力の最適配分 (タイヤ負荷の Minmax 最適化); 日本機械学会論文集 (C 編), 72 巻, 714 号, pp. 537–544 (2006)
[10] S. Oh, et al.: Adaptive model predictive fault-tolerant control for four-wheel independent steering vehicles with sensitivity estimation; *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 24, No. 3, pp. 829–850 (2023)
[11] J. Yonghwan: Model predictive control based integrated fault tolerant controller for autonomous vehicles with four-wheel independent steering, driving and braking systems; *Vehicle System Dynamics* (2024)
[12] A. Lu, et al.: Adaptive fault-tolerant control for 4WID-4WIS electric vehicles under steering system failures; *Proceedings of the 36th Chinese Control and Decision Conference*, pp. 443–448 (2024)
[13] Y. Ito, M. A. S. Kamal, T. Yoshimura and S. Azuma: On pseudo-perturbation-based broadcast control of multi-agent systems; *Proceedings of the 2018 Annual American Control Conference*, pp. 2877–2882 (2018)
[14] 伊藤, 東: ブロードキャスト制御に基づく 4 輪独立操舵制御系の構築; 第 12 回計測自動制御学会制御部門マルチシンポジウム予稿集, 3M5-3 (2025)
[15] 安部: 自動車の運動と制御 第 2 版, 東京電機大学出版局 (2012)
[16] 高木ほか: 電動パワーステアリングによる路面摩擦係数推定技術; 三菱電機技報, Vol. 84, No. 9, pp. 527–530 (2010)
[17] 栗重, 西原, 熊本: 電動パワーステアリングのオンセンタ特性向上制御方式 (擬似的路面反力トルク増大方式); 日本機械学会論文集 (C 編), 73 巻, 733 号, pp. 2464–2472 (2007)
[18] J. Guo, Y. Luo and K. Li: Robust H∞ fault-tolerant lateral control of four-wheel-steering autonomous vehicles; *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 21, No. 4, pp. 993–1000 (2020)
[19] A. Ito and S. Azuma: Autonomous distributed braking and driving force control architecture based on broadcast control for vehicles with in-wheel motors on four wheels; *Advanced Robotics*, Vol. 38, Issue 9-10, pp. 672–683 (2024)
[20] 東: ブロードキャスト信号によるマルチエージェントシステムの制御; 計測と制御, Vol. 53, No. 12, pp. 1093–1098 (2014)

付　　録

付録 1. ブロードキャスト制御 [13,20]

ブロードキャスト制御は，Fig. A1 に示すようにグローバル制御器 G と各エージェント A_k ($k \in \{1,2,\cdots,N\}$) に対応したローカル制御器 L_k の 2 種類の制御器で構成される．グローバル制御器がシステム全体の目標達成度合を判断し，この目標達成度合を最大化するように，ローカル制御器が各エージェントをそれぞれ独立に制御する．

グローバル制御器 G は，エージェント A_k より状態 $x_k(t) \in \mathbb{R}^n$，ローカル制御器 L_k より確率変数 $\omega_k(t) \in \mathbb{R}^n$ を受け取り，(A1) 式より仮想入力 $\bar{u}_k(t) \in \mathbb{R}^n$ を算出する．ここで，t はサンプリング時刻であり，$\omega_k(t)$ の各要素は，± 1 を確率 0.5 でとるベルヌーイ分布に従うものとする．

$$\bar{u}_k(t) = b(t)\omega_k(t) \tag{A1}$$

$b(t) \in \mathbb{R}$ はゲインであり，各エージェント共通の定数 b_0, b_p, t_v を用いて次式で与えられる．

$$b(t) = \frac{b_0}{(t+t_v)^{b_p}} \tag{A2}$$

つぎに $\bar{u}_k(t)$ と $x_k(t)$ より，以下のダイナミクスに従い仮想状態 $\bar{x}_k(t+1) \in \mathbb{R}^n$ を算出する．

$$\bar{x}_k(t+1) = x_k(t) + \bar{u}_k(t) \tag{A3}$$

エージェント群の目標達成度合を表す評価関数を $J(x) \in \mathbb{R}^{nN} \to \mathbb{R}, x = [\, x_1^T \ \cdots \ x_N^T \,]^T \in \mathbb{R}^{nN}$ とし，次式よりブロードキャスト信号 $\mathcal{B}(t) \in \mathbb{R}$ を算出する．

$$\mathcal{B}(t) = J(\bar{x}(t+1)) - J(x(t)) \tag{A4}$$

ローカル制御器 L_k は，$\mathcal{B}(t)$ に基づいてエージェントへの制御入力 $u_k(t) \in \mathbb{R}^n$ を決定する．

$$u_k(t) = -a(t)\frac{\mathcal{B}(t)}{b(t)}\omega_k^{(-1)}(t) \tag{A5}$$

$a(t) \in \mathbb{R}$ はゲインであり，各エージェント共通の定数 a_0, a_p, t_v を用いて次式で与えられる．

$$a(t) = \frac{a_0}{(t+t_v)^{a_p}} \tag{A6}$$

なお，(A5) 式中の $\omega_k^{(-1)}(t)$ は，ベクトル $\omega_k(t)$ の各要素の逆数で構成されるベクトルを表している．

ローカル制御器を，内部に乱数発生器を含み出力が確率変数となるランダマイズド制御器とすることにより，グローバル制御器とローカル制御器間のやり取りは確率的な勾配法の逐次動作に相当する．

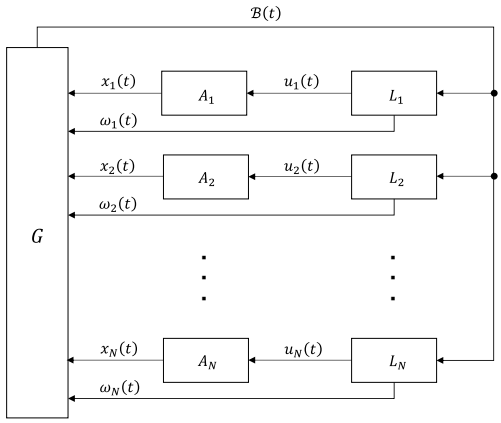


Fig. A1　Broadcast control system

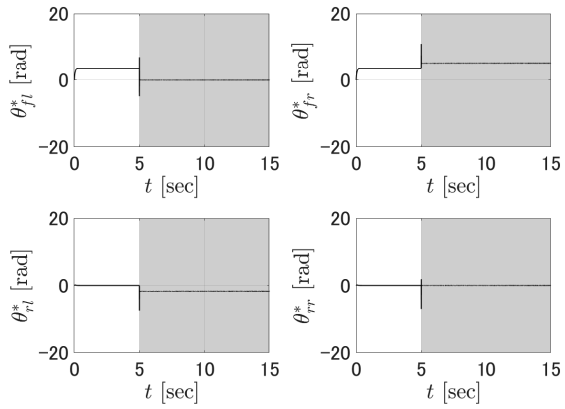


Fig. A2　Target motor angle of each wheel (2-wheel failure)

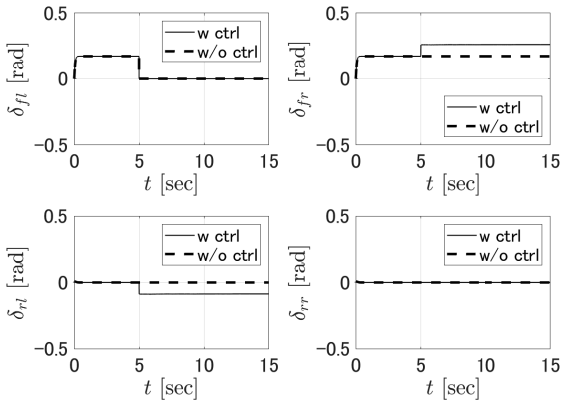


Fig. A3　Wheel angle of each wheel (2-wheel failure)

付録 2.　数値シミュレーション補足

2 輪故障の組合せは 6 通り，3 輪故障の組合せは 4 通り存在するが，以下代表例を取り上げてシミュレーション結果を示す．なお，他の組合せに対しても同様の結果が得られることを確認している．

2 輪が故障した例として，左前輪，右後輪故障時のシミュレーション結果を Fig. A2∼Fig. A5 に，3 輪が故障した例として，左前輪，右前輪，右後輪故障時のシミュレーション結果を Fig. A6∼Fig. A9 に示す．なお，故障車輪以外のシミュレーション条件は，本文中のシナリオ 1 と同一とする．

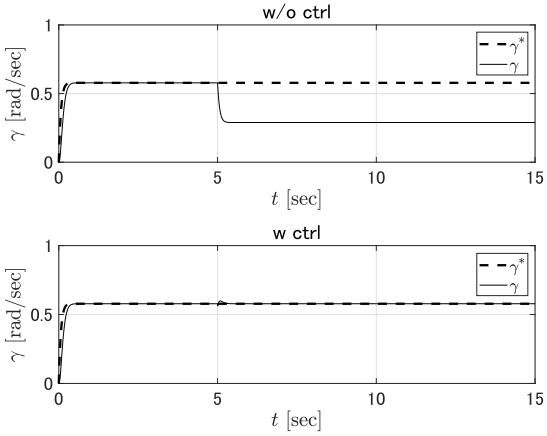


Fig. A4　Yaw rate (2-wheel failure)

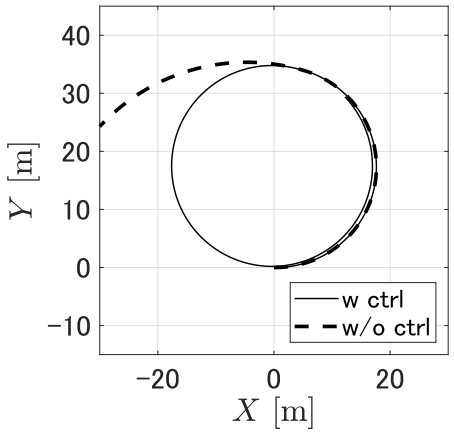


Fig. A5　XY-plane trajectory (2-wheel failure)

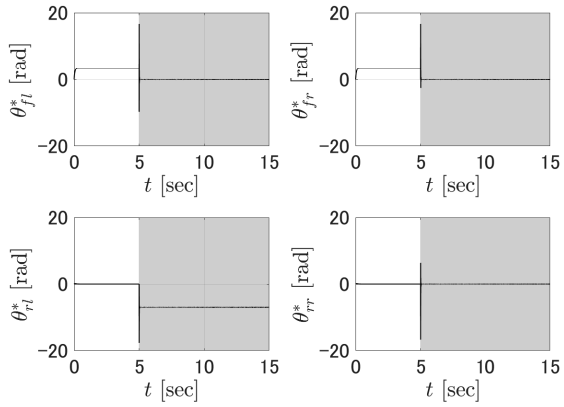


Fig. A6 Target motor angle of each wheel (3-wheel failure)

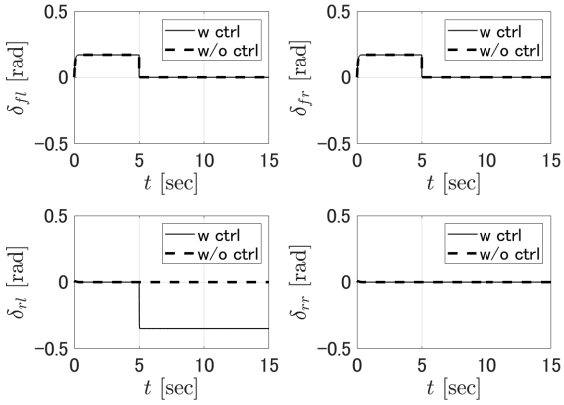


Fig. A7 Wheel angle of each wheel (3-wheel failure)

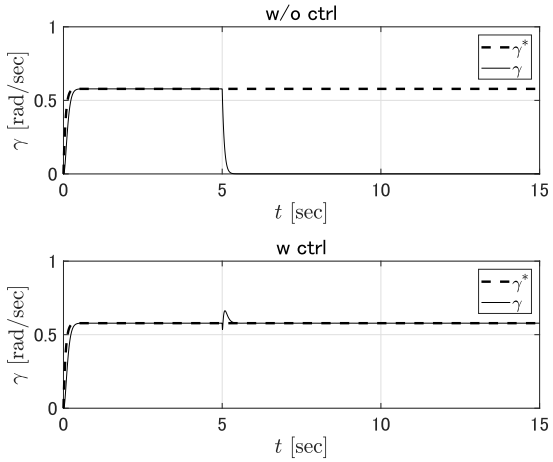


Fig. A8 Yaw rate (3-wheel failure)

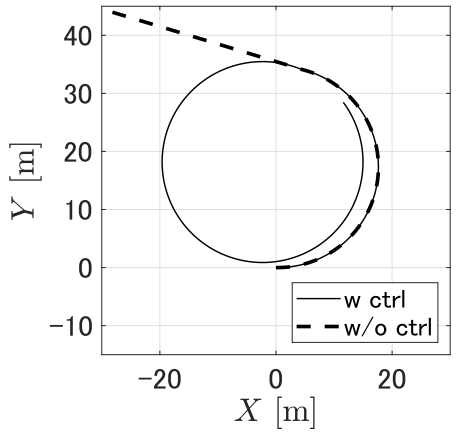


Fig. A9 XY-plane trajectory (3-wheel failure)

著 者 略 歴

伊藤 章 (正会員)



2016 年名古屋大学大学院工学研究科博士後期課程修了．株式会社デンソー，名古屋大学大学院工学研究科准教授を経て，2024 年 4 月より愛知工業大学工学部機械学科教授．車両運動制御，高度運転支援・自動運転システム，人工知能応用の研究に従事．博士（工学）．計測自動制御学会，自動車技術会，日本機械学会，IEEE などの会員．

東 俊一 (正会員)



2004 年 9 月東京工業大学大学院情報理工学研究科博士後期課程修了．同年 4 月日本学術振興会特別研究員，2005 年 9 月京都大学大学院情報学研究科助手，2011 年 6 月同准教授，2017 年 4 月名古屋大学大学院工学研究科教授，2022 年 8 月京都大学大学院情報学研究科教授となり現在に至る．ネットワークシステムの研究に従事．博士（工学）．IEEE，計測自動制御学会，電子情報通信学会，日本機械学会などの会員．