

理想的アッカーマン特性を実現する 新ステアリング機構の提案

Proposal of New Steering Mechanism Enabling Ideal Ackermann Steering Characteristics

山 崎 翔 太¹

Shota YAMAZAKI

要 旨

自動車のステアリング機構において、大舵角時に前輪の内外輪のすべり角が 0 deg となる理想的アッカーマン特性を完全に実現できない課題を解決するため、新しいステアリング機構を考案した。本提案機構では、ピットマンアーム式ステアリング機構が持つリンク機構の左右タイロッド接続点に角度位相差を付与することにより、タイロッド送り量を左右で非対称にコントロールすることでこの課題を解決した。そして、この手法により狙いの旋回半径において理想的アッカーマン特性に沿った内外輪の舵角差が実現可能であることを理論的に示し、軸距およびトレッド幅が異なる幅広い諸元での適用性を確認した。

ABSTRACT

A new steering mechanism is proposed to achieve ideal Ackermann steering characteristics that conventional steering mechanisms cannot perfectly achieve, with zero slip angles of the inner and outer front wheels at large steering angles. The proposed mechanism applies an angular phase offset to the left and right tie rod joint points of a Pitman-arm-type steering system to asymmetrically control the tie rod strokes. This method was theoretically demonstrated to realize the steering angle difference required for ideal Ackermann steering characteristics at the target turning radius. Applicability to a wide range of specifications such as a wide range of wheelbases and tread widths was also confirmed.

1. まえがき

自動車用ステアリング機構では、操舵する際、ユーザーが感じる操舵反力の不足、タイヤ摩耗、スキール音等を抑えるため、低速で大舵角を切る時には前輪の内外輪の横すべり角が 0 deg になることを理想とする。具体的には、Fig. 1 が示すように内輪は外輪より円弧を小さくし、内外輪の旋回中心が重なるアライメント⁽¹⁾を実現できれば、タイヤの

横すべり角を 0 deg にできる。このような幾何学的関係を理想的アッカーマンジオメトリという^{(2), (3)}。

実際のステアリング機構としては、20 世紀中期以降、リサーキュレーティングボールアンドナット式の回転機構と組み合わせて用いられる対称リンク式の機構（以降、リンク式）が広範に用いられ、その後ラックアンドピニオン式（以降、R&P 式）が実用化され、車両用途に応じて両方式が使われている⁽⁴⁾。リンク式は高い耐久性と路面入力からのキックバックの少なさから広範に採用されてきたが⁽⁵⁾、パワーステアリングの導入により、操舵時のダイレクト感に優れる R&P 式の普及が進んでいる⁽⁶⁾。Fig. 2 に R&P 式の概略図を示す。

リンク式と R&P 式はともに 1 本のリレーロッドもしくはラックによって、左右のタイロッドが連結されているため、左右輪の送り出し量が等しくなり、内外輪の舵角差を作れなくなってしまう原理的課題が存在する。このような状況に対し、現行ステアリング機構は等脚台形の 4 節閉リンクからなる幾何学的構造（以下、ジオメトリ）によって、内輪を大きく、外輪を小さく切る工夫が取られてきた⁽⁷⁾。しかし、前輪のサスペンション付近の空間制約から、節点

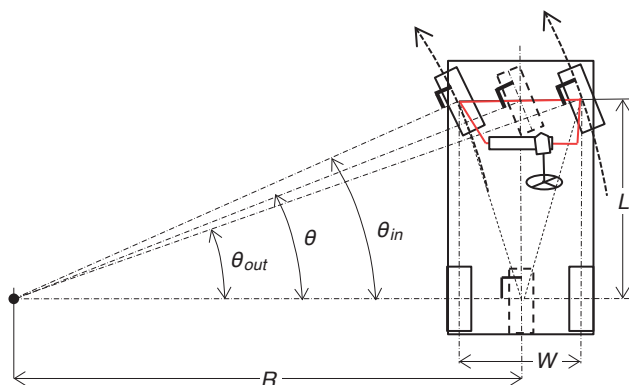


Fig. 1 Ackermann geometry

¹ 四輪研究開発センター

位置の自由度が低く、理想的アッカーマンジオメトリとなる舵角差を十分に実現できていない課題が存在している。このような課題を根本的に解決するには、ステアリングシステムに左右輪で独立した送り出し量を実現することが有効である。

そこで、本提案では、内外輪のすべり角を 0 deg とする理想的アッカーマンジオメトリの実現という課題に対し、ステアリング機構で用いられる回転・並進変換リンク機構に位相差を付与した構造を導入することで、左右のタイロッド送り出し量を可変にする機構を新たに設計し、その有効性の確認について取り組んだ。

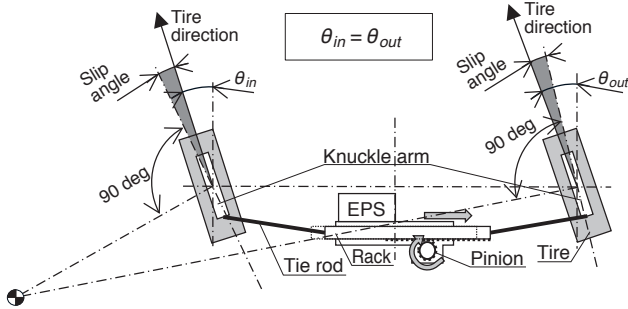


Fig. 2 Rack and pinion steering system

2. 現状課題

まずは、Fig. 1 に示した理想的アッカーマンジオメトリの内外輪の舵角差を求める。内外輪の実舵角 θ_{in} , θ_{out} は旋回半径 R , 軸距 L , トレッド幅 $W^{(8)}$ を用いて式 (1), (2) とする⁽⁹⁾。理想的内外輪の舵角差 $\Delta\theta_{ideal}$ は式 (3) と表される。これが目標とする舵角差である。

$$\tan\theta_{in} = \frac{L}{R - \frac{W}{2}} \quad (1)$$

$$\tan\theta_{out} = \frac{L}{R + \frac{W}{2}} \quad (2)$$

$$\Delta\theta_{ideal} = \theta_{in} - \theta_{out} \cong LW \cdot \frac{1}{R^2 - \frac{W^2}{4} + L^2} \quad (3)$$

式 (3) により、旋回半径 R が小さくなるほど、理想的アッカーマンジオメトリを実現するための理想的舵角差 $\Delta\theta_{ideal}$ は大きくしなければならないことが分かる。

次に、実際に用いられているステアリング機構の内外輪の舵角差について考える。

前輪駆動の乗用車に用いられる横置きエンジンに対応した前車軸の後方にステアリングギアボックスを配置する場合 (以降、後引き G/B) を Fig. 3 に示す。

後引き G/B では、内外輪の舵角差 $\Delta\theta_{actual}$ は内輪舵角 θ_{in} と外輪舵角 θ_{out} およびナックルアーム角 θ_0 を用いて表すと式 (4) になる。

$$\begin{aligned} \Delta\theta_{actual} &= \theta_{in} - \theta_{out} \\ &= \theta_{in} - \theta_0 + \arcsin\{2\sin\theta_0 - \sin(\theta_0 + \theta_{in})\} \quad (4) \end{aligned}$$

次に、後輪駆動の縦置きエンジンに対応した前方にステアリングギアボックスを配置する場合 (以降、前引き G/B) を Fig. 4 に示す。

前引き G/B では、空間制約によりナックルアーム角 $\theta_0 = 0$ deg としたパラレルステアリング⁽¹⁰⁾が広範に用いられるため、内外輪の舵角差 $\Delta\hat{\theta}_{actual}$ は式 (5) のようになる。

$$\Delta\hat{\theta}_{actual} = \theta_{in} - \theta_{out} = 0 \quad (5)$$

Fig. 5 に、前引き G/B、後引き G/B の内輪舵角 θ_{in} に

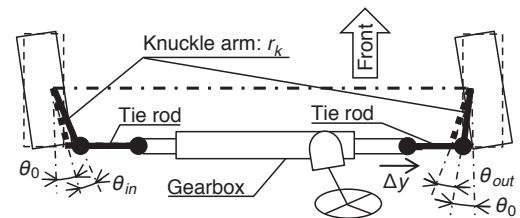


Fig. 3 Schematic image of steering system behind front axle

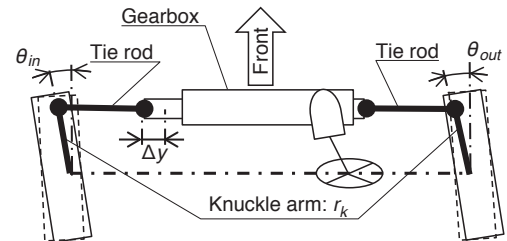


Fig. 4 Schematic image of steering system ahead of front axle

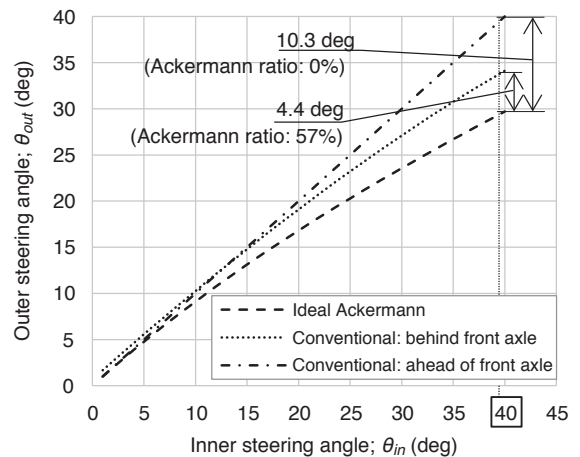


Fig. 5 Comparison of Ackermann ratio of conventional steering systems with ideal Ackermann characteristics

Table 1 Parameters for C-category passenger sedan

Wheelbase	L (m)...	2.735
Tread	W (m)...	1.535
Knuckle arm length	r_k (m)...	0.142
Knuckle arm angle	θ_0 (deg)...	13.0

対する外輪舵角 θ_{out} の変化を、理想的アッカーマン特性の場合と比較する。なお、舵角差 $\Delta\theta_{ideal}$ に対する実舵角差 $\Delta\theta_{actual}$ の達成率を示すアッカーマン率 κ_A は $\kappa_A = 100 \times \Delta\theta_{actual} / \Delta\theta_{ideal}$ で定義される⁽¹¹⁾。この時、計算には Table 1 に示す小型車諸元を使用する。

図では旋回半径 4.0 m に相当する内輪舵角 40 deg までをプロットした。点線の後引き G/B の場合を見ると、内輪舵角が大きくなるほど、外輪舵角は理想的アッカーマンの特性から外れていく。この角度のかい離を $\theta_{Err} = \Delta\theta_{ideal} - \Delta\theta_{actual}$ とすると、内輪舵角 40 deg における舵角のかい離 $\theta_{Err} = 4.4$ deg が発生し、この時のアッカーマン率は 57% となる。

同様に、前引き G/B の場合では $\theta_{Err} = 10.3$ deg が発生し、アッカーマン率は 0% になってしまう。

この舵角差は、例として 235/40R18 サイズのタイヤの平均的なコーナリングパワーを 1400 N/deg と仮定すると、左右合計で後引き G/B では 6160 N、前引き G/B では 14420 N の旋回に寄与しない対向内向きのタイヤ力を生じる。操舵反力が低下し、タイヤ摩耗およびスكيل音が発生する⁽¹²⁾。

以上より、現在普及しているステアリング機構では内外輪の舵角差が十分に確保できず、結果として余剰なタイヤ横力が発生し、これがステアリング性能へ影響を及ぼしていることが明らかとなった。これらの課題を解決するには、内外輪の舵角差を独立に実現可能な新たなステアリング機構が必要である。

3. 達成手法

3.1. 提案機構

現行のステアリング機構で課題となる内外輪の舵角差を自在に実現するため、広く用いられているリンク式をベースとし、ピットマンアーム⁽¹³⁾の左右タイロッド接続点に角度位相差を付与し、タイロッド送り量を左右で非対称にコントロールする新たなリンク機構を考案した。Fig. 6 に現行のオフロード SUV 等で広範に採用される前引き G/B のジオメトリに適用した場合の本機構の概要を示す。

新たなリンク機構を介することで、ピットマンアームはその回転角に応じてトレッド方向にリレーロッドおよびタイロッド（以下、タイロッド等）を送り出し、その送り出し量は SIN 関数によって規定される。この関係を用いて、リンク機構の締結位置を適切に設計することで、送り出し量

に任意の左右差を設けることができる。

3.2. 基本原理

Fig. 7 に提案機構による送り出し量に左右差が生じるメカニズムを示す。ピットマンアームの長さを r 、リンクのジョイント位置に付与する位相角を α とする。また、左右いずれの旋回も送り出し量の左右差が等しくなるように、アイドラアームも配置し、これに合わせてリレーロッドとタイロッドの長さを調整する。

提案するリンク機構では、左右のタイロッドの内側エンド位置が線対称であることから、左右いずれの転舵時も同等に内外輪の舵角差を生じる効果を発揮する。

ステアリングホイールから伝達されたセクターシャフトの回転角 δ に対し、左右タイロッド等の送り出し量 Δy_{in} 、 Δy_{out} は、内外輪の実舵角 θ_{in} 、 θ_{out} と位相角 α を用いて式 (6)、(7) で示される。

$$\begin{aligned}\Delta y_{in} &= r_k \sin \theta_{in} \\ &= r \{ \sin \alpha - \sin(\alpha - \delta) \}\end{aligned}\quad (6)$$

$$\begin{aligned}\Delta y_{out} &= r_k \sin \theta_{out} \\ &= r \{ \sin(\alpha + \delta) - \sin \alpha \}\end{aligned}\quad (7)$$

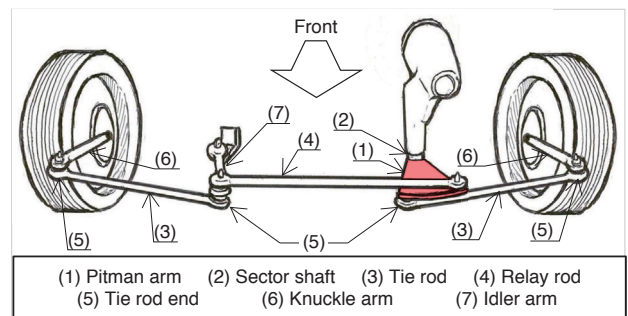


Fig. 6 Front view of steering system with proposed pitman arm

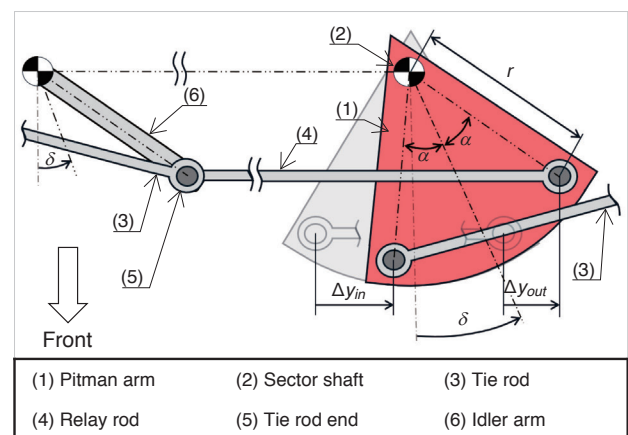


Fig. 7 Mechanism for producing asymmetric tie rod stroke using angled pitman arm system

これらの式を三角関数の加法定理で展開し、提案機構の内外輪の舵角差 $\Delta\theta_{proposed}$ は式 (8) で算出できる。ここで、 α と δ は実用上十分に小さいため、 $\sin\theta \cong \theta$ および $\cos\delta \cong 1 - \delta^2/2$ として近似することとした。

$$\begin{aligned}\Delta\theta_{proposed} &= \theta_{in} - \theta_{out} \\ &= \frac{r}{r_k} \{2\sin\alpha(1 - \cos\delta)\} \\ &\cong 2 \frac{r}{r_k} \cdot \alpha \cdot \frac{\delta^2}{2} \\ &= \frac{L^2 r_k \alpha}{r} \cdot \frac{1}{R^2}\end{aligned}\quad (8)$$

$$\begin{aligned}\text{where } \sin\alpha &\cong \alpha, \cos\delta \cong 1 - \frac{\delta^2}{2} \\ r\sin\delta &= r_k \sin\theta \Rightarrow \delta \cong \frac{r_k}{r} \theta \\ \theta &= \tan^{-1} \frac{L}{R} \cong \frac{L}{R}\end{aligned}$$

以上より、車両諸元およびパラメータ (α , r)、旋回半径 R によって、本機構での内外輪の舵角差 $\Delta\theta_{proposed}$ が導出された。

3.3. 位相角導出手法

理想的アッカーマン特性を表す式 (3) を基に、式 (8) の適切な α と r を決定する。式 (8) は旋回半径 R に依存するため、狙いとする旋回半径あるいは旋回半径の範囲に対して最適なパラメータを導出するには、旋回半径 R で区間積分をおこない、面積が最小となるパラメータ α を求める方法をとれば良い。

Fig. 8 に、横軸を R 、縦軸を左右輪舵角差 $\Delta\theta$ とし、理想的アッカーマン特性の舵角差 $\Delta\theta_{ideal}$ を破線、後引き G/B の舵角差 $\Delta\theta_{actual}$ を点線で示す。図より、旋回半径 R が小さくなるほど理想の舵角差 $\Delta\theta_{ideal}$ は大きくなるが、一般的な $\Delta\theta_{actual}$ では理想的アッカーマン特性からかい離が大きくなっていくことが分かる。

そこで、 $\Delta\theta_{ideal}$ に $\Delta\theta_{proposed}$ が近づくように、提案するピットマンアームの位相角 α と長さ r を設定する方法を示す。このとき、一例として r はパッケージ制約に基づき 0.1 m と設定し、 α を設計自由度として検討した。Fig. 9 に、 $\Delta\theta_{proposed}$ と $\Delta\theta_{ideal}$ とそれらの差 e の関係を示す。

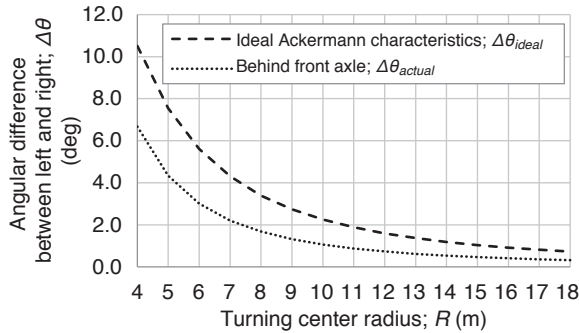


Fig. 8 Schematic image of characteristics of wheel angle difference $\Delta\theta$ vs. turning center radius R_f

ある任意の旋回半径 R で理想的アッカーマン特性を実現するには、旋回半径 R において Fig. 9 の実線と破線が重なるようにパラメータ f を決めればよい。すなわち、定めた R に対して差 e を 0 deg とする式 (9) から、最適な α を計算することで、理想的アッカーマン特性を実現する舵角差が得られる。

ピットマンアームの長さ r 、旋回半径 R 、トレッド幅 W 、軸距 L 、ナックルアーム長 r_k とすると、 α を求める式は式 (10) のように導出される。

$$e(\alpha, r, R) = \frac{4LW}{4R^2 - W^2 + 4L^2} - L^2 r_k \frac{\alpha}{r} \cdot \frac{1}{R^2} = 0 \quad (9)$$

$$\alpha = \frac{4R^2 W r}{(4R^2 - W^2 + 4L^2) L r_k} \quad (10)$$

このようにして任意の旋回半径に合わせてアッカーマン特性を実現する方法をポイント最適化と呼ぶことにする。

また、狙いの旋回半径の範囲 R_1 と R_2 で理想的アッカーマン特性になるべく平均的に近づけるには、実線と破線の差の二乗を積分した値 E^2 を最小化させるパラメータを式 (11)、式 (12) によって決めればよい。

$$e^2(\alpha, r, R) = \left(\frac{4LW}{4R^2 - W^2 + 4L^2} - L^2 r_k \frac{\alpha}{r} \cdot \frac{1}{R^2} \right)^2 \quad (11)$$

$$E^2(\alpha, r, R) = \int_{R_2}^{R_1} e^2 dR \quad (12)$$

Fig. 10 にこの最適化手法のイメージを示す。

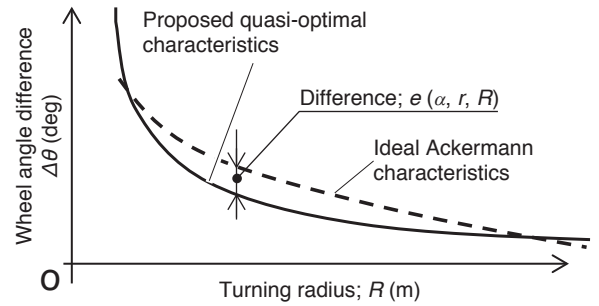


Fig. 9 Schematic image of target difference

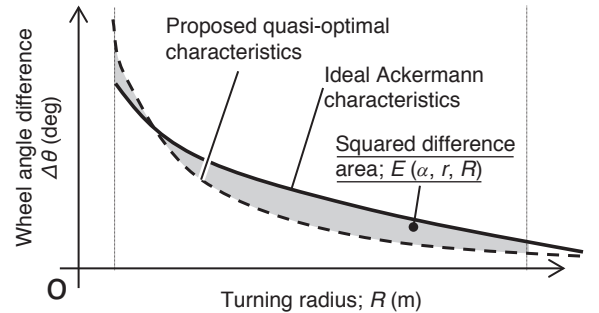


Fig. 10 Schematic image of squared difference to the target characteristics

よって、 E^2 の最小条件は式 (13) になる.

$$\frac{d}{d(\alpha/r)} E^2(\alpha, r, R) = 0 \quad (13)$$

これを解くと最も差が少ない α は式 (14) で導出される.

$$\alpha = \frac{3BR_1^2R_2^2r \left\{ A(R_1 - R_2) - R_1R_2 \left(\tan^{-1} \frac{R_1}{A} - \tan^{-1} \frac{R_2}{A} \right) \right\}}{A^3C(R_1^3 - R_2^3)} \quad (14)$$

$$\text{where } A^2 = -\frac{W^2}{4} + L^2, \quad B = LW, \quad C = L^2r_k$$

このようにして特定の旋回半径範囲で平均的にアッカーマン特性を実現する方法をレンジ最適化とする.

以上のようにピットマンアームの位相角 α と長さ r を設定することでタイロッド等の左右送り出し量を変え、疑似的にアッカーマン特性を実現するこの機構を、アングルドピットマンアーム (以下, APA) 機構と呼ぶことにした.

4. 結 果

4.1. 小旋回での効果検証

提案機構によるアッカーマン特性の実現を検証するため, Fig. 11 に, 理想的アッカーマン特性と十分な小回り性能の $R = 4 \text{ m}$ でポイント最適化した提案手法の特性を比較する. 従来機構からの改善幅を確認するために後引き G/B と前引き G/B の特性も併せてプロットしてある.

ポイント最適化した実線の特性を見ると, 破線の理想的アッカーマン特性に近接し, $R = 4 \text{ m}$ 時の内輪舵角 40 deg において二つの曲線が合致し, アッカーマン率は 100% となった. 以上より, 小旋回 ($R = 4 \text{ m}$) の場合のポイント最適化について有効性を確認できた.

4.2. 最適化手法による効果確認

提案する最適化手法が様々な条件下においても有効であ

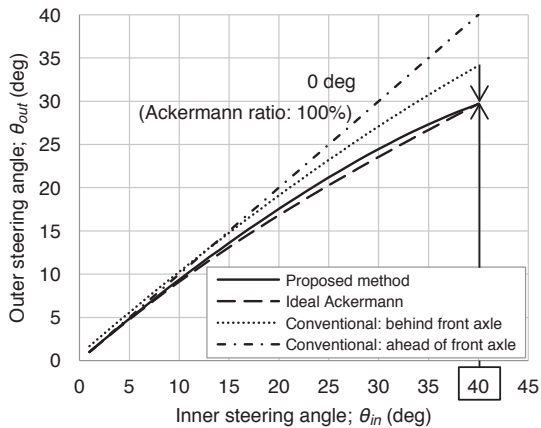


Fig. 11 Comparison of Ackermann characteristics of proposed - method with ideal Ackermann characteristics

Table 2 Specifications from 4 models, including parameters α and r achieving Ackermann ratios of 100%

Model	N-ONE	FIT	CIVIC	MDX
$L \text{ (m)}$	2.520	2.530	2.735	2.891
$W \text{ (m)}$	1.305	1.484	1.535	1.720
$r_k \text{ (m)}$	0.142			
$r \text{ (m)}$	0.10			
	↕			
$\alpha \text{ (deg)}$	14.3	16.6	16.0	16.6
Ackermann ratio (%)	100	100	100	100

ることを示すため, Fig. 12 に, 旋回半径 4 m , 6 m とした場合のポイント最適化結果と, 旋回半径 4 m から 10 m の範囲と定めたレンジ最適化結果を示す.

図中, 提案手法による特性は実線で, 理想的アッカーマン特性と従来機構はそれぞれ破線と点線で示している.

三つのケースのいずれにおいても, 提案手法が従来機構よりも理想的アッカーマン特性に近似した特性を実現できていることが分かる.

以上より, 提案機構とそのパラメータ設定手法を用いることで, 旋回半径をピンポイントで設定する場合も, 特定の旋回半径の範囲で平均的に最適化を狙う場合も, 内外輪の舵角差を理想に近くコントロールできることが確認できた.

4.3. 任意の車両諸元での効果確認

提案手法が, 様々な諸元を持った車種に対して有効であることを確認するため, 旋回半径 4 m でのポイント最適化事例で, 理想的アッカーマン特性となるかの確認をおこなった.

Table 2 に, 後引き G/B として検討した小型から大型 SUV までの諸元および最適化後のパラメータを, Fig. 13 に, 各諸元に対して APA 機構とその最適化手法を適用した場合の内外輪の実舵角の特性を実線で, 理想的アッカーマン特性を破線で, 従来機構を点線で示す.

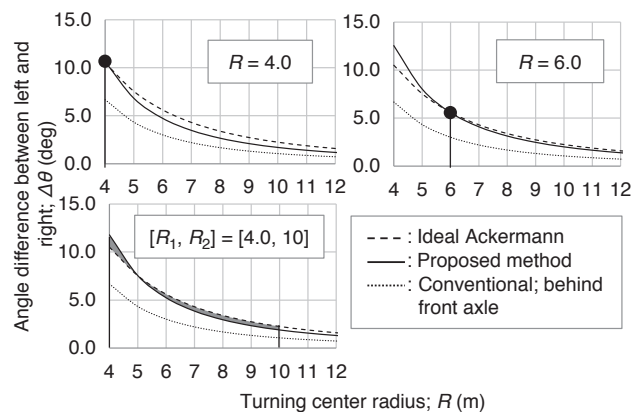


Fig. 12 Area of squared difference between functions each of ratio a/r in 3 cases of target turning radius

Fig. 13 より, APA 機構により得られた舵角差は, 様々な車両諸元で現行の後引き G/B 配置よりも理想的アッカーマン特性に近接することが確認でき, 本手法が小型車から大型 SUV までの代表的な車両諸元で適用可能であることを確認できた。

4.4. 誤差の評価

提案手法は, α と δ が十分に小さいため三角関数の近似式を用いて最適化手法を導出している. そこで提案手法における近似の妥当性を確認するため, 厳密解との誤差の比較をおこなった。

この厳密解は直交座標系の幾何により算出できる。

まず, トレッド幅方向成分と軸距方向成分で各締結点の座標を設定する. Fig. 14 に, 前輪サスペンションの仮想キングピン軸 O , ナックルとタイロッド等の結合点 S , およびタイロッド等と APA 機構のリンク結合点 G の直交座標を左旋回内側を想定して定義する。

それぞれ初期位置を S_0, G_0 とし, 回転角 δ による移動後の位置をそれぞれ S, G とする. ナックルアームとタイロッド等の長さをそれぞれ r_k, r_j とし, 内外輪の実舵角をそれぞれ $\theta_{in}, \theta_{out}$ とする. 旋回外側はリレーロッドを介して車体中心線に対して左右対称に定義する。

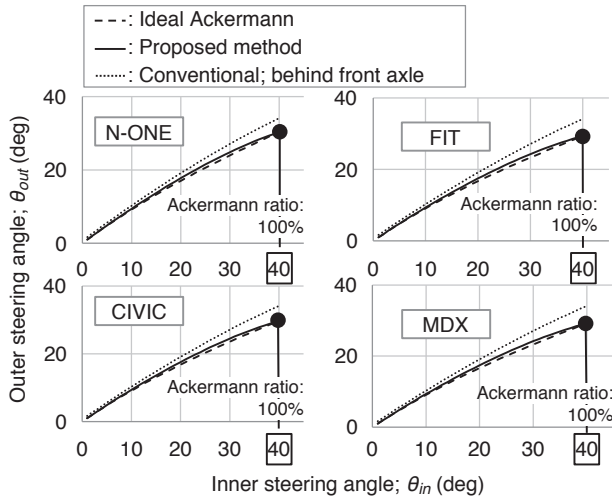


Fig. 13 Transition of inner and outer steering angle and best a/r ratio in each model category (Target $\theta_{in} = 40$ (deg))

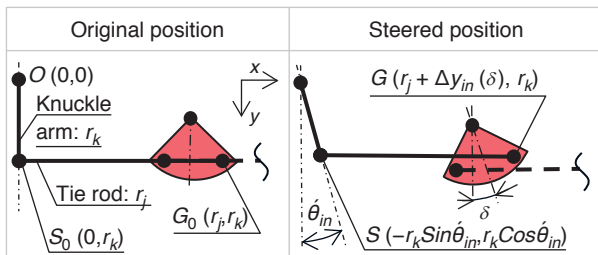


Fig. 14 Position of using points in Descartes coordinates

APA 回転前の各座標を位相角 α, r_k, r_j で示し, APA を角度 δ で回転させたときの座標で表すことで, δ と $\theta_{in}, \theta_{out}$ の関係式を導出することができる. これにより, 内外輪の舵角差の厳密解 $\Delta\theta_{exact}$ が得られる。

まずは APA 機構に回転角 δ を与えた後の S 点, G 点の座標を求めると, Fig. 14 の S 点と G 点の座標の通りになる. これより, 内輪側と外輪側の近似を用いないタイロッド送り出し量 $\Delta y_{in}, \Delta y_{out}$ は式 (15), (16) になる。

$$\Delta y_{in}(\delta) = -r \sin(\alpha) + r \sin(\delta - \alpha) \quad (15)$$

$$\Delta y_{out}(\delta) = -r \sin(\delta + \alpha) + r \sin(\alpha) \quad (16)$$

ここで, S 点と G 点間の r_k が移動後も不変であることから三平方の定理より式 (17), (18) が示せる. なお, 式の簡素化のために内外輪の G 点の座標を $G_{in}(X_i(\delta), Y_i(\delta)), G_{out}(X_o(\delta), Y_o(\delta))$ と表す。

$$(X_i(\delta) + r_k \sin \theta_{in})^2 + (Y_i(\delta) - r_k \cos \theta_{in})^2 = r_j^2 \quad (17)$$

$$(X_o(\delta) + r_k \sin \theta_{out})^2 + (Y_o(\delta) - r_k \cos \theta_{out})^2 = r_j^2 \quad (18)$$

これに三角形の合成を用い, 式 (19), (20), (21) を得る。

$$\theta_{in} = \sin^{-1} \left(\frac{X_i(\delta)^2 + Y_i(\delta)^2 + r_k^2 - r_j^2}{2r_k \sqrt{X_i(\delta)^2 + Y_i(\delta)^2}} \right) + \tan^{-1} \frac{Y_i(\delta)}{X_i(\delta)} \quad (19)$$

$$\theta_{out} = \sin^{-1} \left(\frac{X_o(\delta)^2 + Y_o(\delta)^2 + r_k^2 - r_j^2}{2r_k \sqrt{X_o(\delta)^2 + Y_o(\delta)^2}} \right) + \tan^{-1} \frac{Y_o(\delta)}{X_o(\delta)} \quad (20)$$

$$\Delta\theta_{exact} = \theta_{in} - \theta_{out} \quad (21)$$

以上から APA 回転角 δ から厳密な内輪舵角 θ_{in} , 外輪舵角 θ_{out} を求め内外輪の舵角差 $\Delta\theta_{exact}$ を算出した結果を Fig. 15 に示す。

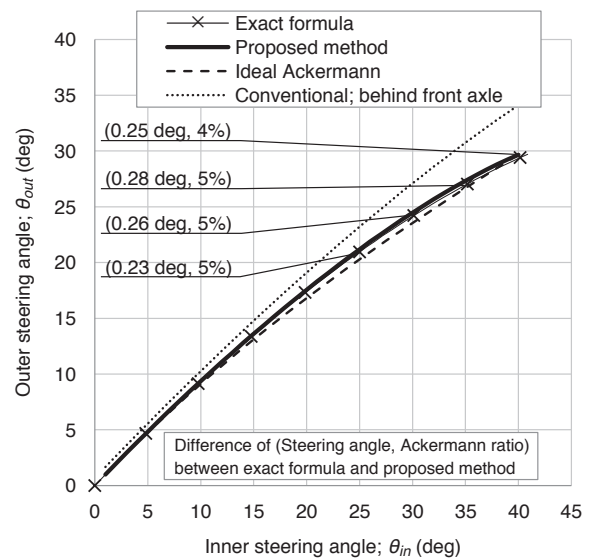


Fig. 15 Comparison of Ackermann characteristics from exact formula method with both proposed quasi-optimal method and ideal characteristics

図では、近似を用いる提案手法による $\Delta\theta_{proposed}$ を実線で、理想的アッカーマン特性と従来の後引き G/B による特性をそれぞれ破線と点線で示す。

内輪舵角が 40 deg のポイント最適化を用いた提案手法と比較すると、誤差はスリップ角 0.28 deg 以下に抑えられ、近似を用いた本手法は高い近似精度を有する。

厳密解の算出手法の精度は高いものの、レンジ最適化に必須の代数的な積分ができない特性を持つため、本手法の適用が容易ではなく、車両開発の初期性能設計へ適用するには複雑である。100% のアッカーマン率を理論的に設定でき、なおかつ誤差を小さく抑えられる提案手法は、十分な効果が得られる簡便な手法であると考えられる。

4.5. 全旋回半径に対する汎用性評価

提案機構の効果を確認できたため、最後に現行の空間制約での実現可能性を確認した。ここでは $r = 0.1$ m とした場合に、十分に小さい旋回半径の $R = 4$ m から直進状態を示す $R = \infty$ m までに対応する各 α を算出し、取りうる角度の最大値と最小値を確認した。

Fig. 16 はポイント最適化式 (10) によって算出された旋回半径 R に対する適切な位相角 α を示したものである。

提案手法では旋回半径 $R = 4$ m 上で理想的アッカーマン特性を実現する場合、 $\alpha = 15.8$ deg にしなければならず、旋回半径 R が大きくなるにつれて、算出される α は 22.6 deg に収束することが分かる。なお、ポイント最適化の式 (10) を用いて、旋回半径 $R = \infty$ として α を導出すると式 (22) のように収束することが代数的に示される。

$$\alpha|_{(R \rightarrow \infty)} = \frac{0.42}{1.1} \cdot \frac{R^2}{R^2 + 6.9}|_{(R \rightarrow \infty)} = 22.6(\text{deg}) \quad (22)$$

以上より、 α が 15.8 から 22.6 deg の範囲を取ることで、最小旋回半径から直進走行までにおいて理想的アッカーマン特性を近似的に実現することが示され、本機構が空間制約の中で、様々な諸元や条件に対応できることが確認できた。

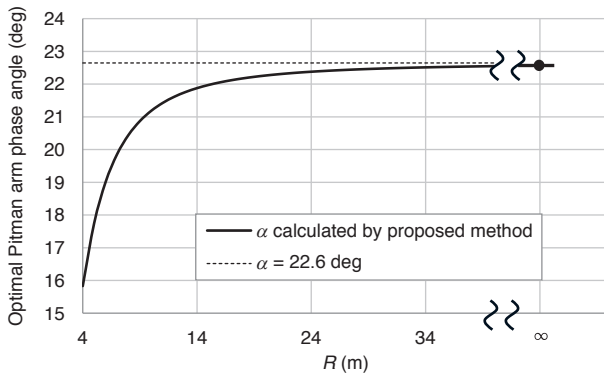


Fig. 16 Optimal pitman arm phase angle " α " vs. target " R "

以上より、提案する新ステアリング機構で左右輪で独立した送り出し量を実現することにより、理想的アッカーマン特性を実現できることが確認できた。

5. 結 言

本報告では、タイロッド左右送り量を可変化するアングルピットマンアーム機構により、狙いとする旋回半径でアッカーマン特性を実現する手法を提案した。得られた知見を以下にまとめる。

- (1) 車両諸元に合わせて理想的アッカーマン特性を実現する新たなステアリング機構を提案した。
- (2) 異なる位置でタイロッドとリレーロッドに結合したナックルアームによる内外輪の舵角差の関係式を導出し、旋回時の内外輪スリップ角を近似的に 0 deg とする最適設計理論を構築した。
- (3) 提案機構が軽自動車から大型 SUV までの諸元および多様な旋回半径において、アッカーマン率 100% を実現可能であることを理論的に確認した。

本提案手法を適用した車両では、旋回時の車両の前輪すべり角を理想的な状態に設計することができ、操舵反力の向上、タイヤ摩耗やスキール音の削減などの効果が期待できる。

参考文献

- (1) Mitchell, W. C., Staniforth, A., Scott, I.: Analysis of Ackermann Steering Geometry, SAE Technical Paper 2006-01-3638, (2006), doi: 10.4271/2006-01-3638
- (2) 鈴木雄大, 佐藤孝文, 立入泉樹, 高橋友哉, 倉光修司, 土方昌幸: アッカーマン理論を拡張した 4 輪独立転舵制御, DENSO TECHNICAL REVIEW, Vol. 28, (2023)
- (3) 安部正人: 自動車の運動と制御 車両運動力学の理論形成と応用 第 2 版, 東京電機大学出版局, p. 64-69, (2012)
- (4) 松岡浩史: ステアリングシステムの発展と今後の展望, JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No.1013, p.10-15, (2015)
- (5) 橋本亨: チェックバルブによる油圧パワーステアリングのキックバックの低減, KOYO Engineering Journal, No.157, p. 66-70, (2000)
- (6) Kumari, N. L., Faraz, M. S. A., Syed, F. H.: Structural Modelling And Stress Analysis Of Rack And Pinion Steering Mechanism, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, Vol. 22, Issue 2, p. 15-25, (2025)
- (7) Bose, V. C., Anand, P., Kumar, S. B., Darshan, C.,

- Hariprasanna, C. T.: Design and Implementation of Steering System for All Terrain Vehicle, International Journal of Research in Engineering, Science and Management, Vol. 3, Issue 6, p. 96-98, (2020)
- (8) JIS D 0102:自動車用語－自動車の寸法, 質量, 荷重及び性能, (1996)
- (9) Vogel, J.: Tech Explained: Ackermann Steering Geometry, Racecar Engineering, <https://www.racecar-engineering.com/articles/tech-explained-ackermann-steering-geometry/>, (参照 2026/4/23)
- (10) Deshmukh, A., Tawhare, G., Kochat, S.: Anti-Ackermann Steering System of Formula Student car, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), Vol. 8, Issue 05, p. 3540-3549, (2021), doi: 10.13140/RG.2.2.27730.48320
- (11) 尾崎明憲:自動車の重心高付平面運動方程式によるスタビリティファクターへの影響因子の解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.8-14, p. 13-18, (2014)
- (12) CHMODKINN: Ackermann Steering Geometry: Principles, Correction & Performance Tuning, Online Article, <https://www.chmodkinn.com/ackermann-steering-geometry-principles-correction-performance-tuning/>, (参照 2026/4/23)
- (13) JASO Z213:2019, かじ取り装置用語

■ 著 者 ■



山崎 翔太