

ドライバの主観的評価を考慮した車両操縦安定性の多目的最適化

Multi-Objective Optimization of Vehicle Handling Performance Considering Driver's Subjective Rating

○山田大貴¹, 堀内伸一郎²*Hiroki Yamada¹, Shinichiro Horiuchi²

Abstract: This paper deals with an optimal design of vehicle dynamics by using a multi-objective optimization technique in consideration of driver's subjective rating for handling performance. A set of Pareto solutions of front and rear cornering stiffness is obtained by optimizing four objective functions on vehicle handling performance of linear vehicle model. The Pareto set is narrowed down on the basis of driver's subjective rating that is quantified by the effective time constant and steady state gain of a first-order system approximation of yaw rate response. The results show that the proposed optimization process can be used as design tool during preliminary design phase for vehicle handling performance.

1. 緒言

従来、車両運動性能はドライバの主観的評価に基づいて実験的に決定されている。このような車両運動性能設計では多大な費用と時間を要するため、数理的な最適設計が望まれている。

C. Miano らの研究^[1]では、設計変数を前後輪のコーナリングスティフネスとして多目的最適化問題^[2]を解き、操縦安定性を最適にすることにより、数理的に車両運動性能を設計することを提案している。この研究では、車両の操縦安定性の最適化過程にドライバの主観的評価^[3]を考慮していないが、車両運動性能を決定するためにはそれを考慮する必要がある。

そこで本研究では、多目的最適化問題を制約法により解き、その結果をドライバの主観的評価に基づいたヨーレイト応答の最適領域と比較することによってパレート解の集合を縮約する手法を提案する。提案手法により高い操縦安定性を実現する車両の数理的な最適設計の可能性を検討する。

2. 解析モデル

2.1 車両モデル

車両運動解析に用いる車両モデルは線形二自由度平面モデルである。車両の運動方程式を以下に示す。

$$\dot{\beta} + \frac{2(K_f + K_r)}{mV} \beta + \left(1 + \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{mV^2}\right) r = \frac{2K_f}{mV} \delta \quad (1)$$

$$\dot{r} + \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{I} \beta + \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{IV} r = \frac{2l_f K_f}{I} \delta \quad (2)$$

ここで、 β は車両重心点の横すべり角[rad]、 r はヨーレイト[rad/s]、 δ は前輪実舵角[rad]、 V は車速[m/s]、 K_f と K_r は前後輪のコーナリングスティフネス[N/rad]である。その他の車両パラメータは Table 1 に示す。

2.2 評価関数

車両操縦安定性は車両のステップ応答、周波数応答

に関係する f_1 から f_4 の4つの評価関数を用いる。初期ヨー角加速度($\dot{r}(0)/\delta$)は発生する最大ヨーモーメントに関係し、車両の操縦に必要な入力を小さくするため最小化する。1[Hz]のときのヨーレイト位相(rp)は車両応答全体の遅れを少なくするため最小化する。ヨーレイトのオーバシュート量(OS)は操舵に対する車両の応答を良くするため最小化する。TBファクタ^[4](TB)はヨーレイトの速応性を向上させることと車両姿勢を進行方向に近づけることで車両制御をしやすくするため最小化する。

$$f_1 = \dot{r}(0)/\delta = \frac{l_f K_f}{I} \quad \dots (3)$$

$$f_2 = rp = \tan^{-1}(2\pi T_r) - \tan^{-1}\left(\frac{2\pi 2\zeta\omega_n}{\omega_n^2 - (2\pi)^2}\right) \quad \dots (4)$$

$$f_3 = OS = e^{-\zeta\omega_n T_p} \sqrt{\omega_n^2 T_r^2 - 2\zeta\omega_n T_r + 1} \quad \dots (5)$$

$$f_4 = TB = T_p \frac{l_r}{V^2} \left(1 - \frac{ml_f}{2l_r K_r} V^2\right) \quad \dots (6)$$

ここで、 l はホイールベース[m]、 ω_n はヨー共振周波数[rad/s]、 ζ は減衰比[-]、 T_p 、 T_r は以下のようにになる。

$$T_p = \left(\arctan \frac{\sqrt{1 - \zeta^2} \zeta \omega_n T_r}{\zeta \omega_n T_r - 1} + \pi\right) \frac{1}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad \dots (7)$$

$$T_r = \frac{mVl_f}{lK_r} \quad \dots (8)$$

Table 1. Vehicle data

Definition	Value	Unit
Vehicle mass : m	1299	kg
Yaw moment of inertia : I	1627	kgm ²
Relative distances of G from front axes : l_f	1.00	m
Relative distances of G from rear axes : l_r	1.45	m

2.3 設計変数と制約条件

設計変数は K_f 、 K_r とし、制約条件は設計変数それぞれの範囲20,000~100,000 [N/rad]、および車両のアンダステア特性 $l_f K_f - l_r K_r \leq 0$ とする。

3. ドライバの主観的評価を考慮した最適解の縮約

ステップ操舵に対するヨーレイト応答は、式(9)のように等価応答時間 T_e [s]および定常ゲイン K [1/s]で一次系伝達関数に近似できる。 $V = 50[\text{mph}] (= 22.4[\text{m/s}])$ における車両制御のしやすさを表す T_e と K の関係をFig.1に示す。

$$\frac{r(s)}{\delta_{sw}(s)} = G_{\delta_{sw}}^r(0) \frac{\omega_n^2(T_r s + 1)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \dots (9)$$

$$\approx K \frac{1}{T_e s + 1}$$

下図の破線は普通の運転者、実線は熟練の運転者が満足する操舵応答の領域を表している。したがって、両者がともに満足する領域を操舵応答最適領域と定義し、多目的最適化問題から得られるパレート解をこの操舵応答最適領域と比較することでパレート解の集合を縮約する。 T_e は短いほど最適であるとする。

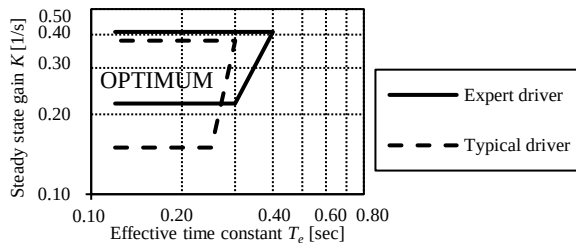


Fig. 1. Boundaries of satisfactory vehicle response^[3].

4. 最適化結果

4.1 解析解

多目的最適化問題を制約法により、 $V \rightarrow \infty$ として解析的に導出したパレート解の領域は式(10)のようになる。これはFig.2,3の実線で表される解析曲線である。

$$K_f \leq \frac{l_r K_r K_{fmax}}{l_f K_{fmax} + l_r K_r} \dots (10)$$

4.2 数値解

さまざまな V におけるパレート解を制約法より数値計算した。 $V = 50[\text{mph}]$ のパレート解をFig.2に示す。

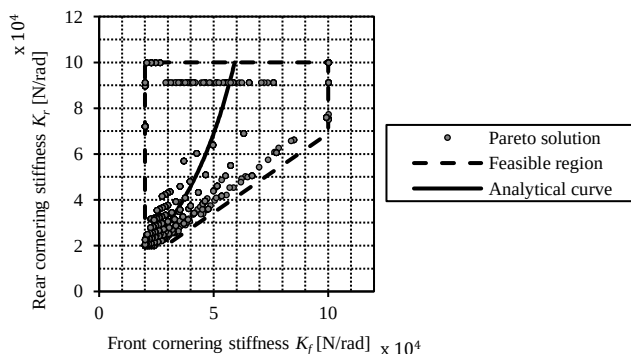


Fig. 2. Pareto set.

このパレート解からヨーレイトの T_e と K の値を算出し、ステアリングギア比 $\delta_{sw}/\delta = 14[-]$ での操舵応答

最適領域に含まれた解をFig.3に示す。その他にも $\delta_{sw}/\delta = 12 \sim 20[-]$ におけるパレート解を算出した。

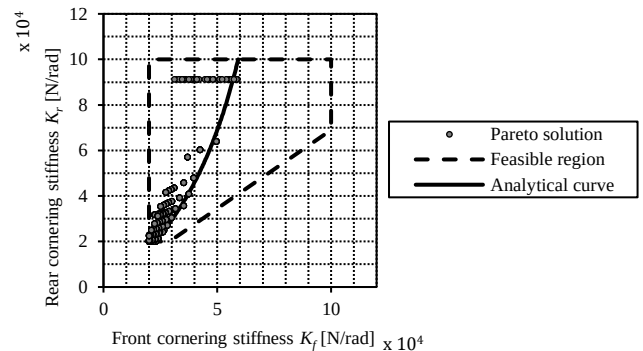


Fig. 3. Narrowed down Pareto set.

5. パレート解に対する考察

Fig.2より、解析曲線の示す領域に数値計算によるパレート解がほとんど適合し、車速が大きいほどその適合度が高いことがわかった。Fig.3より、操舵応答最適領域に含まれるパレート解は減少していることがわかる。すなわち、ドライバの主観的評価を考慮することにより最適操舵応答特性をもつ解を縮約できる。さらに、解析曲線の領域に含まれる縮約された解は、車両運動性能に対して計算したすべての速度域における操縦安定性を保証し、最適な操舵応答を実現する解であると考えられる。

6. 結言

ドライバの主観的評価に対応するヨーレイトの等価応答時間と定常ゲインの最適領域からパレート解は縮約された。さらに、解析曲線の領域に含まれる縮約された解は、計算した速度域における操縦安定性を保証する。以上のことから、提案する最適化過程は車両運動性能設計における数理的な最適設計の手法として有効であると考えられる。

参考文献

- [1] C. Miano, M. Gobbi & G. Mastinu: "Multi-Objective Optimization of the Handling Performances of a Road Vehicle: A Fundamental Study on Tire Selection", Journal of Mechanical Design, vol.126, p.687-702, (2004).
- [2] G. Mastinu, M. Gobbi & C. Miano: "Optimal Design of Complex Mechanical Systems", Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, p.34-83, (2006).
- [3] D. Weir & R. DiMarco: "Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data", SAE Technical Paper, 780010, (1978).
- [4] W. Lincke, B. Richter & R. Schnidt: "Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance", SAE Technical Paper, 730489, (1973).