

二輪車用片持ちリヤスイングアームの開発

Development of a Single-side-supported Swing Arm for a Motorcycle

引 地 東 一 郎*

Toichiro Hikichi

高 木 桂 一 郎*

Keiichiro Takagi

要 旨

リヤスイングアームが1本の片持ち方式(以下、片持ちスイングアームという)の二輪車の高速直進安定性及び比較的低速時の旋回性について、CAEを用いて計算シミュレーションを実施し、構造検討を行った。

この結果、片持ちスイングアームを持つ二輪車の安定性と旋回性を従来の2本のリヤスイングアーム(以下、2本式スイングアームという)を持つ二輪車と同等以上にするためには、タイヤの接地点の横方向の力に対して、ホイールのトー角の変化量を指標としてアームの剛性を検討すればよいことが判った。

ABSTRACT

A computational simulation was performed with CAE on the high-speed straight running stability and low-speed cornering properties of a motorcycle with a single side-supported rear swing arm, and its construction was analyzed.

The results show that, in order to make the stability and cornering properties of a motorcycle having a side-supported swing arm equal to or better than those of a motorcycle having the conventional swing arm, the following is true: the arm rigidity should be specified according to the changed values of toe angle of the wheel in relation to the lateral force at the contact point between the tire and road surface.

1. ま え が き

二輪車のリヤスイングアームは、通常2本のアームとアクスルシャフトで構成されている。2本式スイングアームに比べ片持ちスイングアームは、タイヤ交換が容易で、しかもデザイン的な新鮮さを表現することができる。しかし、片持ちスイングアームの実用化に対しては、従来の2本式スイングアームと同等以上の車体の運動特性の確保が必要条件になる。

そこで、筆者らはCAEを応用したコンピュータシミュレーションにより、はじめに静力学的な解析手法で、従来の2本式スイングアームと片持ちスイングアームのアームの単体剛性を比較検討した。次に、二輪車の運動特性として、高速(車

速 $V = 180\text{km/h}$)安定性と比較的低速(車速 $V = 80\text{km/h}$)における旋回性について走行の計算シミュレーションを実施し、その特性結果を比較検討した。

これらの解析結果に基づいて設計段階で構造や寸法を変更し、変更毎に解析も実施し、試作品を用いた実際のテストによってシミュレーションの検証も行った。

以上の解析手法によって、片持ちスイングアーム単体の静力学特性並びに片持ちスイングアームを持つ二輪車の運動特性が明らかになり、各種の片持ちスイングアームの構造決定への応用が可能になった。本論文では、これらの基本的な解析例について述べる。

* 朝霞研究所

2. 静力学的解析

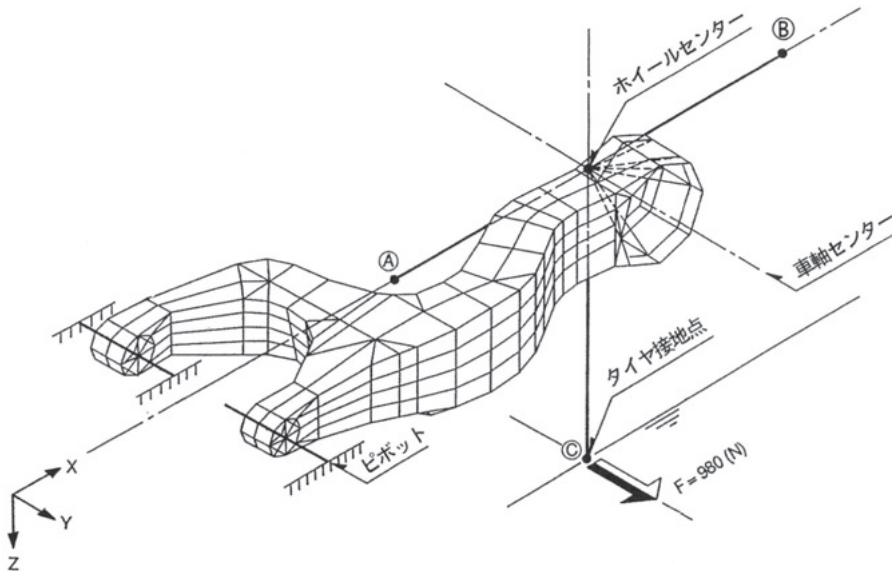
2.1. 解析手法とモデル

リヤスイングアームは、車体の姿勢変化をリヤホイールタイヤ系に伝えると共に、タイヤに発生した横力などを車体に伝える役割を担っており、力の伝達経路である。したがって、その力によるスイングアームのたわみ、すなわち弾性変形は、車体の運動特性のひとつである操縦性や安定性に影響する。そこで、二輪車の運動特性に大きく影響するタイヤの横力に着目して、静力学的な解析を試みた。

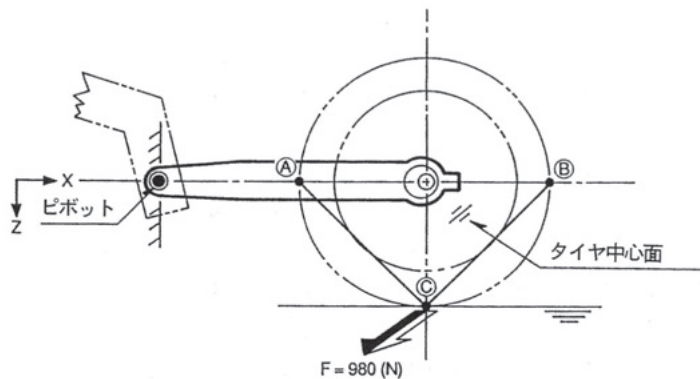
図1(a)に示す片持ちスイングアームの有限要素

(FEM)モデルを作成し、そのピボットの中心を拘束し、タイヤの接地点③に横力 $F = 980\text{N}$ を加えた。そして、図1(b)に示すタイヤの縦中心面にあるタイヤ上の点①、②及び③を含む平面が、2本式スイングアームと比べどのように変位が異なるのか比較した。更に、入力中の応力の分布状態などを比較し、2本式スイングアームに対して、片持ちスイングアームの構造決定に必要な条件を検討した。

解析計算は、MSC/NASTRAN(V.65A)のSOL.24を使用し、CRAY-X/MPにて実施した。



(a)片持ちスイングアームの有限要素モデル



(b) 横力Fによる変位検討点

図1 静力学的解析モデル

2.2. スイングアームの変形

片持ちスイングアームのモデルは、エンジン排気量が 399 cm³の中型スポーツモデルへの適用を考慮して設計したものであり、2本式スイングアームは、すでに市販車に採用されているものである。

タイヤの接地点③の横力Fに対し、片持ち及び2本式スイングアームは、図2(a)、(b)のようにそれぞれたわみ、構造の違いによって異なった変形を示した。変形図に示したスイングアームのたわみ量は、変形状態を明確にするため、実際の計算値の変位を50倍にした。

片持ちスイングアームの変形は、2本式スイングアームに比較して、接地点③の変位が小さくタイヤの中心線A③のトー角変位 θ が大きくなる傾向を示す。接地点の変位が小さいのは、片持ちスイングアームの捩れ剛性が高いためであり、トー角変位 θ が大きいのは、横曲げ剛性が比較的高い場合でも、構造的な特徴から荷重の加わるアクスル部がトー方向に回転を伴って変形するためである。

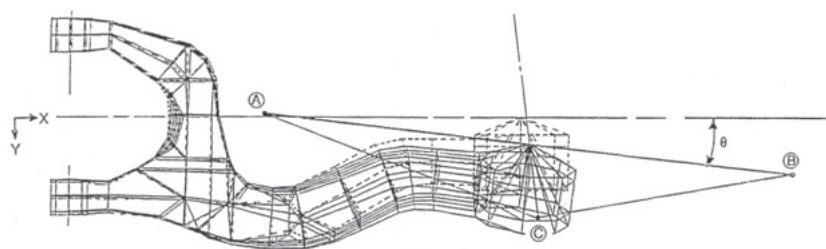
2.3. 主なスイングアームの構造

片持ちスイングアームの解析のために、先ず表1の①に示す基本構造を採用した。これは、アームの板厚が4mmで、断面が矩形のものである。次に②はより軽量高剛性化を狙ってアームの水平中央部に補強板を設けた構造で、③は②のアーム部全体の板厚を1mm上げたもので、④はスイングアームの前方水平中央部に補強板を設けたものである。⑤は接地点③の変位を小さくするためにアーム部のホイール側と下側の肉厚を大きくすると共に軽量化のために肉抜き穴を設けた構造である。これら①～⑤の構造に対しては、それぞれ板厚の部分的な変更も行い解析を繰り返した。

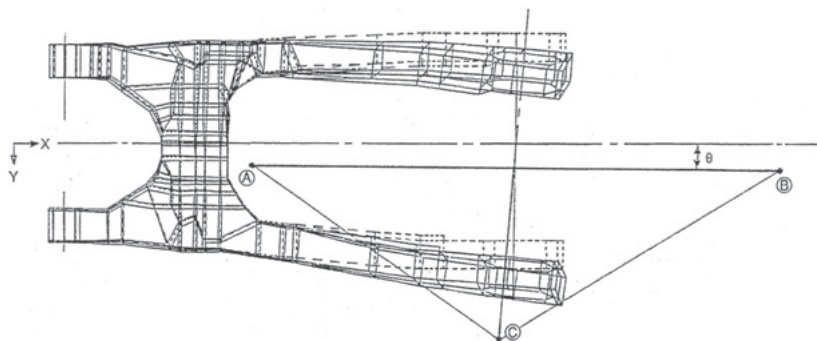
2.4. 解析結果

車体の運動特性はタイヤの接地点③の変位が小さい方が良好と考え、検討時の評価は横曲げ剛性、捩れ剛性及びトー角変位 θ とした。

アームの剛性は、図3に示す算出方法に従って計算した。ここで点Pは、加える力Fの高さhを



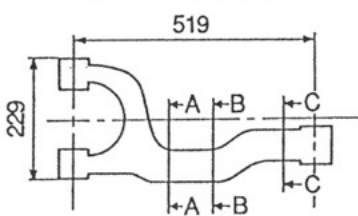
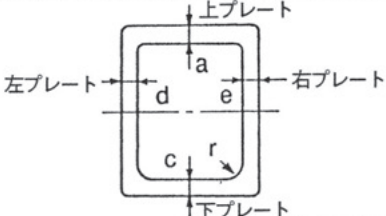
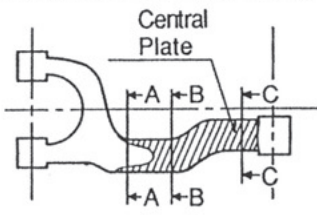
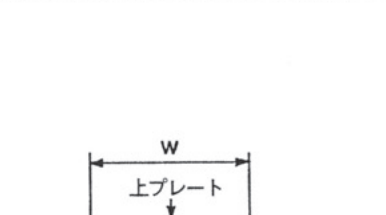
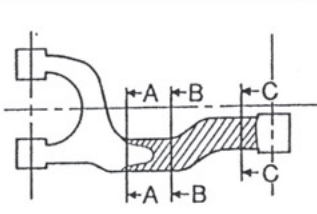
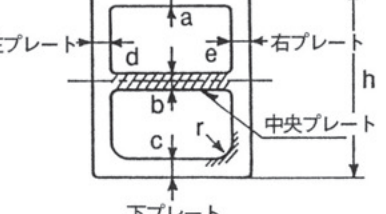
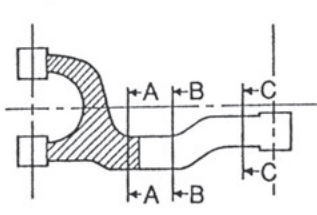
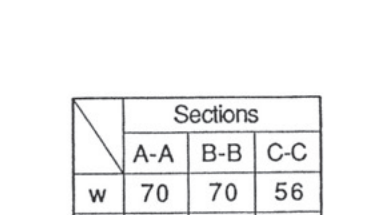
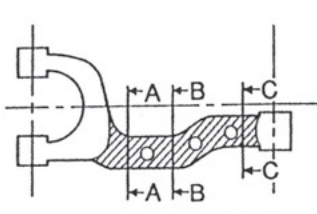
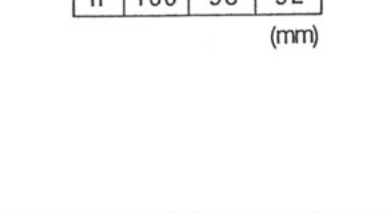
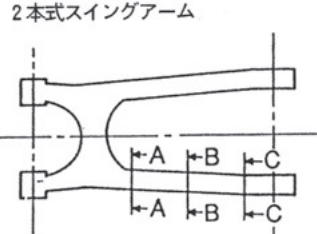
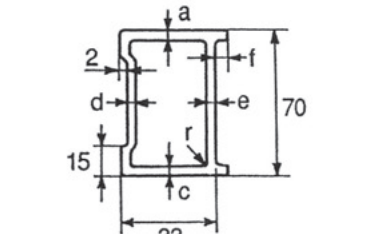
(a) 片持ちスイングアームの変形



(b) 2本式スイングアームの変形

図2 静力学的解析によるスイングアームの変形

表1 計算シミュレーション用スイングアームの構造

No.	構造	板厚 (mm)			断面
		A-A	B-B	C-C	
①		a	4	4	
		b			
		c	4	4	
		d	4	4	
		e	7	4	
		r	5	5	
②		a	4	4	
		b	3	3	
		c	4	4	
		d	4	4	
		e	7	4	
		r	5	5	
③		a	5	5	
		b	4	4	
		c	5	5	
		d	5	5	
		e	7	5	
		r	5	5	
④		a	4	4	
		b	3		
		c	4	4	
		d	4	4	
		e	7	4	
		r	5	5	
⑤		a	4	4	
		b	5	5	
		c	8	8	
		d	4	4	
		e	7	6	
		r	12	12	
⑥	2本式スイングアーム 	a	4	4	
		b			
		c	4	4	
		d	3	3	
		e	3	3	
		f	6	6	
		r	2	2	

変えたときの振れ角 α_1 , α_2 の交点であり、振れ中心である。

接地点③に加えた荷重 $F = 980\text{N}$ によって、表 1 に示したそれぞれのスイングアームのホイール中心面④⑤⑥は図 4 に示すように変位した。2 本式

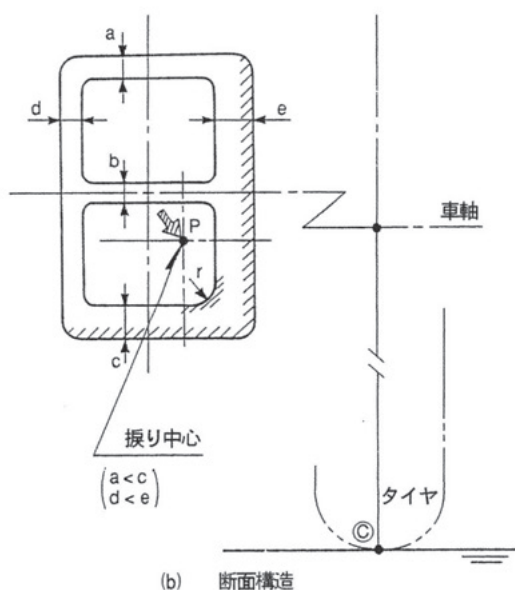
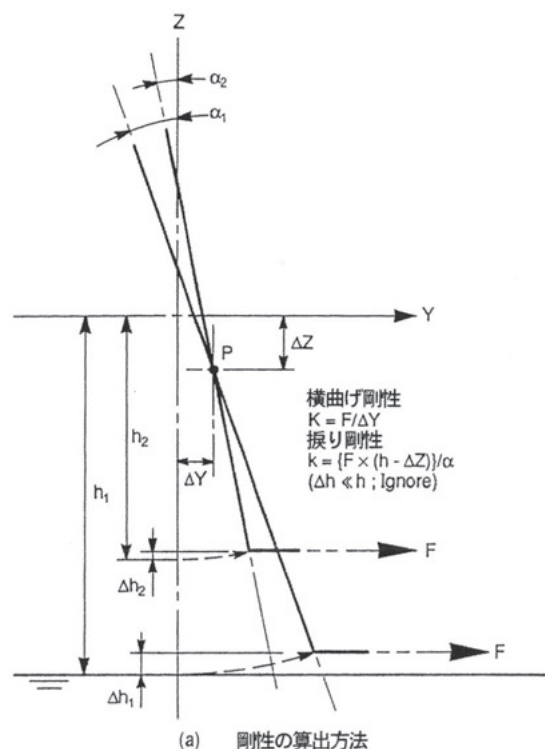


図3 スイングアームの剛性算出方法と断面構造

スイングアームに比較して、片持ちスイングアームの接地点③の変位は小さく、④⑤の変位で示されるタイヤ中心面のトー角変位 θ は大きいことが判る。

接地点③に荷重 F を加えた時の単位荷重当りのトー角変位 θ とこれに対する横曲げ剛性 K 及び振り剛性 k を図 5 に示す。片持ちスイングアームの単位荷重あたりの θ の値は、約 $0.08 \sim 0.14 \times 10^{-3} \text{ deg/N}$ の範囲になり、2 本式スイングアームの値 $0.02 \times 10^{-3} \text{ deg/N}$ より 4 倍以上大きい。一方、横曲げ剛性 K は同等以上の値を示し、しかも振り剛性 k は 1.5 倍以上になっている。このことから、片持ちスイングアームの開発では、 K 及び k の値よりも θ に着目することが必要である。

スイングアームの質量と単位質量当たりの横曲げ剛性値を図 6 に示す。構造⑤の質量は、2 本式スイングアームと同等の 3.3kg 程度であるが、単位質量当たりの剛性は 25% 程度増加した。

これらの静力学的解析結果は、実際に製作されたスイングアームの実測値と 20% 以内の精度で一致した。この誤差は、スイングアームのピボット部分の拘束条件、つまり実際に有するわずかなガタ、ベアリング部の剛性などの境界条件を厳密にモデル化できないために生じている。

図 7 は、接地点③に $F = 980\text{N}$ を横方向 (+Y 方向) に加えた時の片持ちスイングアーム及び 2 本式スイングアームの応力分布である。図中の最大値は引張り応力である。構造①の最大応力は 109.8MPa を示したが、⑤では 22.0MPa まで低下し、2 本式スイングアームの値 29.3MPa に比較しても低くなった。

3. 走行シミュレーション解析

3.1. シミュレーション手法とモデル

静力学的解析結果を、車速 $V = 180\text{km/h}$ の高速安定性と比較的低速度 $V = 80\text{km/h}$ の旋回性について走行の計算シミュレーションを実施することによって、二輪車の運動特性の面から検討した。

シミュレーションモデルを図 8 に示す。マンマシン系全体の重量及び慣性モーメントを操舵系、非操舵系(車体後部)、フロントタイヤホイール

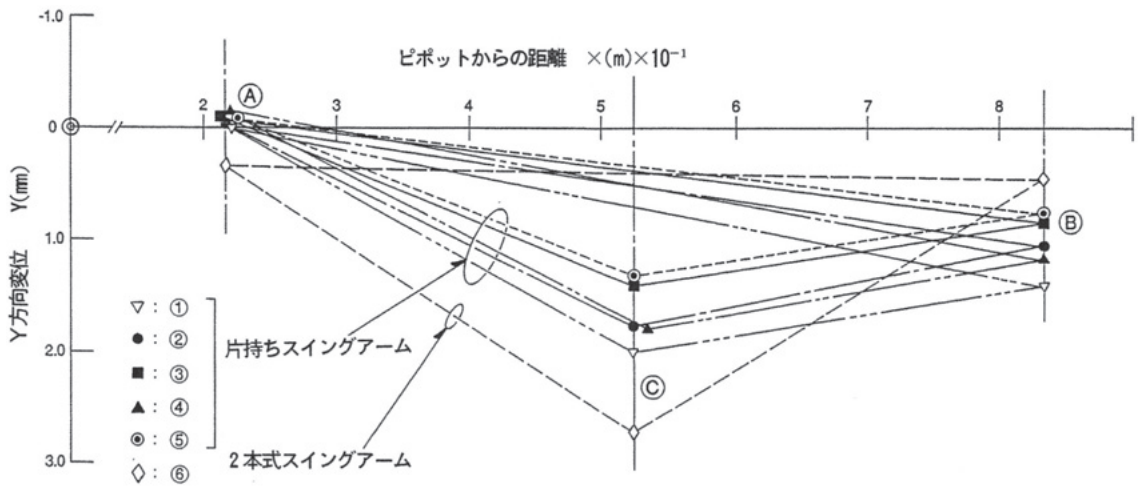


図4 タイヤの接地点変位及びトー角変位

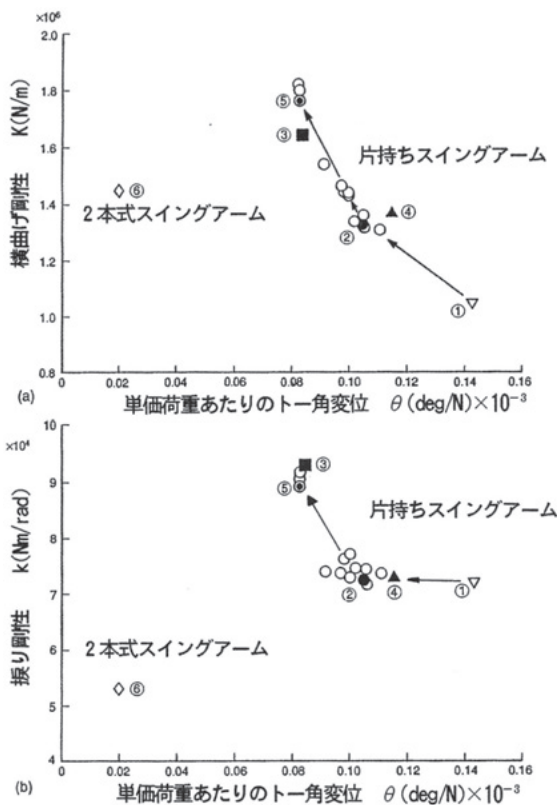


図5 横曲げ剛性と振り剛性

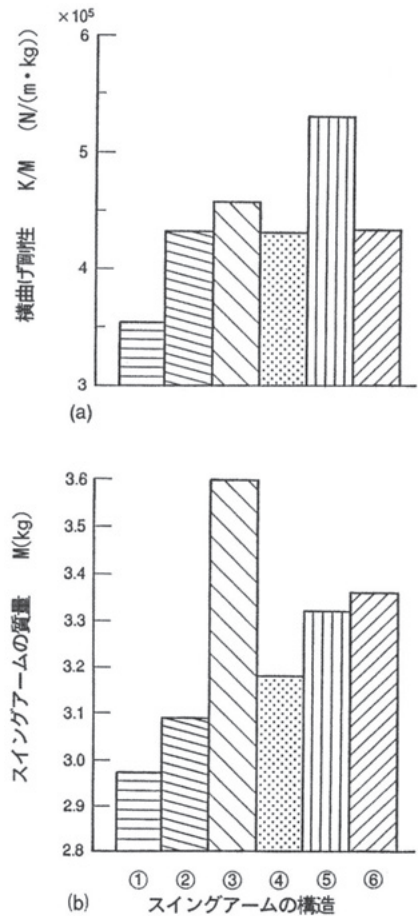


図6 スイングアーム単位質量あたりの横曲げ剛性と全質量

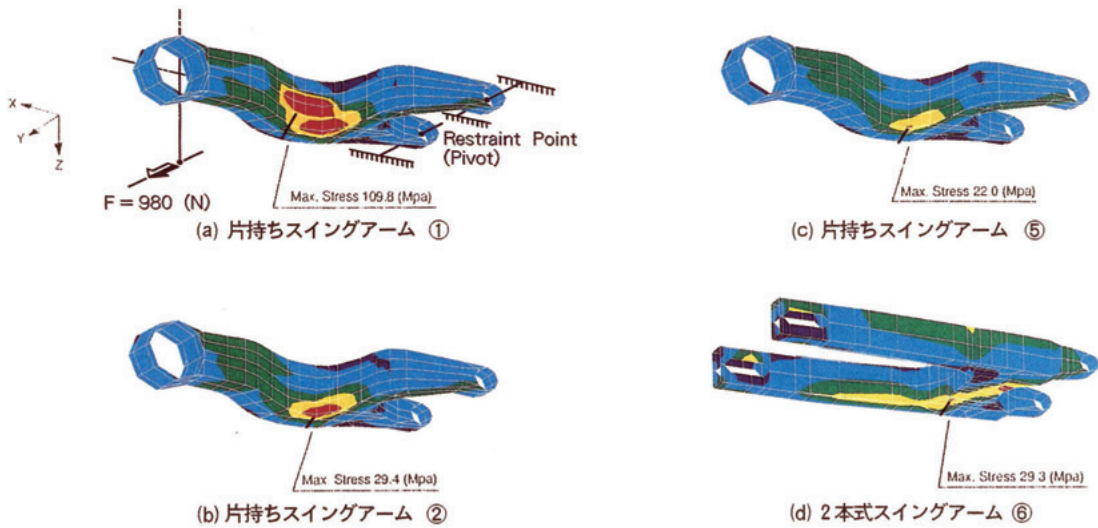


図7 静力学的解析による応力分布

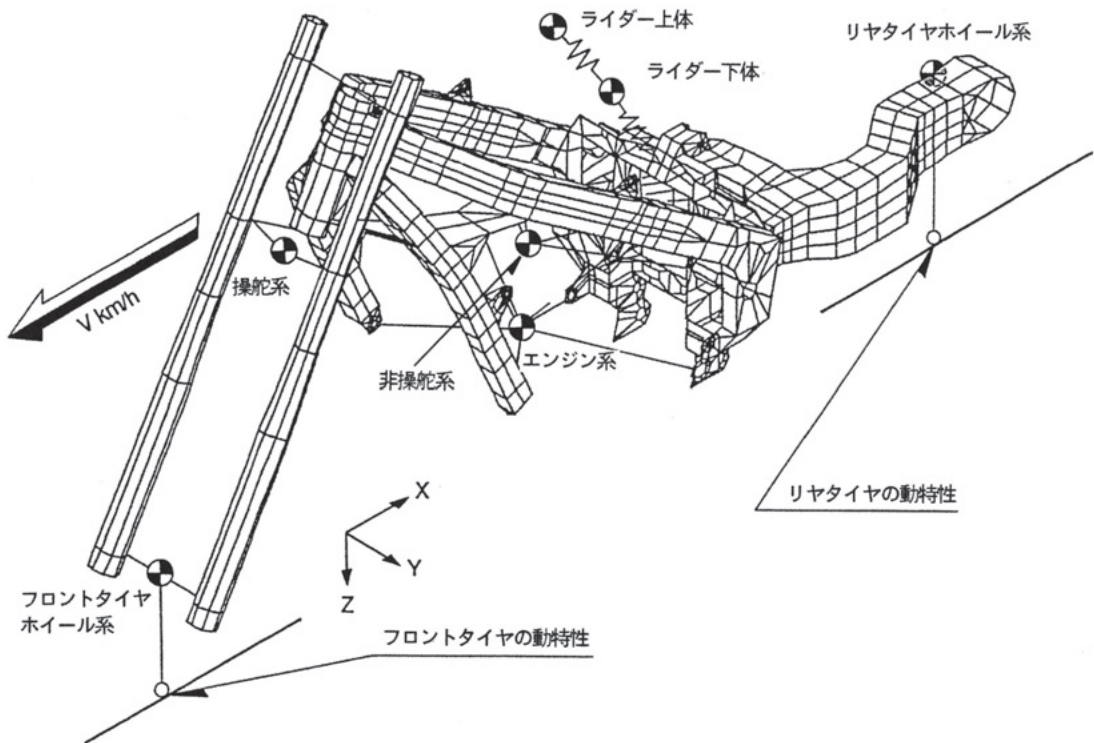


図8 走行の計算シミュレーションモデル

系（前輪）、リヤタイヤホイール系（後輪）、エンジン系、ライダー上体、ライダー下体に7区分し、それぞれの重心位置に集中マスとして配置した。計算入力諸元の主な値（表2）、車体のジオメトリ及びタイヤ動特性は、同種の量産車の値を

用いた。

シミュレーション計算は、MSC/NASTRAN(V.65A)のSOL.27を使用した⁽¹⁾⁽²⁾。安定性は、走行中のハンドルに外乱として一周期分のサイン波の外力を加え、外乱後の車体振れの収束性を表す対数減

表2 走行の計算シミュレーション用
二輪車の主要諸元例

項 目 (単 位)	諸 元
ホイールベース(mm)	1376
キャスト角(Degree)	26.5
トレール(mm)	98
操舵系質量(kg)	15.2
慣性モーメント ロール/ヨー/ピッチ(kg・m ²)	0.98/0.51/1.04
非操舵系質量(kg)	84.7
慣性モーメント ロール/ヨー/ピッチ(kg・m ²)	3.74/5.96/7.95
フロントタイヤホイール系質量(kg)	11.2
慣性モーメント ロール/ヨー/ピッチ(kg・m ²)	0.25/0.25/0.42
タイヤサイズ	100/90-16
リヤタイヤホイール系質量(kg)	17.4
慣性モーメント ロール/ヨー/ピッチ(kg・m ²)	0.45/0.45/0.73
タイヤサイズ	130/70-18
エンジン排気量(cm ³)	399
エンジン系質量(kg)	54.5
慣性モーメント ロール/ヨー/ピッチ(kg・m ²)	0.86/1.04/1.06

衰率Aを求めて評価した。旋回性は、一般に左折や右折するために加える大きさの外力をハンドルと車体前方のヘッドパイプ部に加え、フロント及びリヤタイヤの走行軌跡の差で評価した。

3.2. 高速安定性の解析結果

構造①、②、⑤及び⑥のスイングアームを持つ二輪車の外乱後のフロント及びリヤアクスルの横方向変位の減衰波形を図9に示す。これらは、車速V = 180km/hの直進走行における外乱後の車体がロールとヨー方向に連成運動するウィーブモードの波形である⁽³⁾。

安定性を評価する最大振幅からN番目の波形までの対数減衰率Aは(1)式で求められ、それぞれの運動波形に対するAは図9の中に示すとおりである。

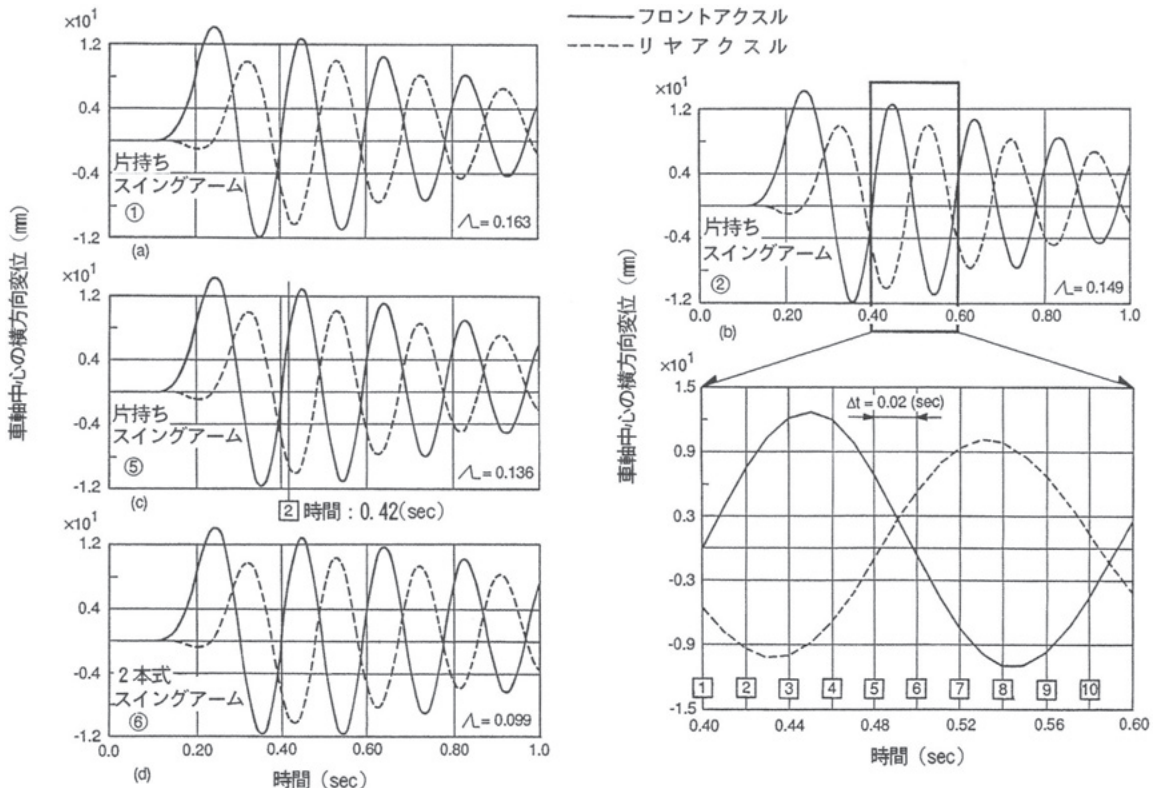


図9 計算シミュレーションによるウィーブ減衰波形（直進：車速 180km/h）

$$\Lambda = \frac{2}{N} \ell n \frac{X_{MAX}}{X_N} \quad (1)$$

ここで、 X_{MAX} ：波形の最大振幅

X_N ：最大振幅からN番目の波形の振幅

片持ちスイングアームの静力学的な剛性は、図5に示したように構造⑤が最も高い。しかし、走行の計算シミュレーション結果による安定性の指標となる対数減衰率 Λ は最も低く、スイングアームの剛性と反比例する傾向を示した。静力学的解析では、スイングアームの剛性の増加に伴ってトー角変位 θ は小さくなることを示した。しかし、安定性は、外乱による周期的に振れる車体の挙動変化に対して、トー角変位 θ が比較的大きいスイングアームが効果的である。

つまり、剛性が高くトー角変位 θ の小さいスイングアームは、車体の挙動変化に追従してリヤタイヤにスリップ角が生じ、コーナリングフォースによるアームのたわみ量が小さいためにスリップ角が減少せず、比較的大きなコーナリングフォースを維持するためである。

次に、片持ちスイングアーム⑤及び2本式スイングアーム⑥を用いた実走行テスト結果による減衰波形を図10に示す。車体のフロント及びリヤの

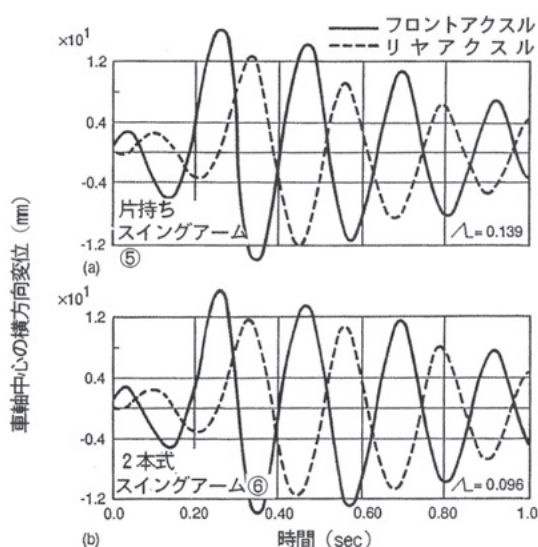


図10 実走行テスト結果のウィーブの減衰波形（直進：180km/h）

アクスル部に設置した加速度計で、進行方向に対して直角な横方向の加速度を計測し、変位を算出した値である。実走行テストから得られた減衰波形及び対数減衰率 Λ は、実走の計算シミュレーション結果と比較的一致していることが判る。

従って、設計指標としては、静力学的解析によるトー角変位 θ が2本式スイングアームの値 $\theta = 0.02 \times 10^{-3} \text{deg/N}$ より大きな値であれば高速安定性を確保できるといえる。

また実走行のフィーリングテストでも対数減衰率 Λ が大きいと安定性が良くなる傾向を示した（図11）。

次に、図9(b)に示した②の構造を持つ二輪車の減衰波形における0.4～0.6secの一周期を、0.02secの間隔に区切った時に対応するスイングアームの動的応力分布を図12に示す。ウィーブの周期的な振れに伴って、動的応力の分布が変化するのが判る。①～③は、スイングアームのアクスル部が車体の進行方向に対して右側（-Y方向）に移動しているところであり、ほぼ②の時にスイングアームのホイール側に最大引張り応力が発生している。この時の応力の分布状態は、図7(b)の静力学的に解析した場合の分布と良く一致しており、アーム剛性を静力学的に検討した結果の妥当性が確認できた。⑥～⑦は、アクスル部が左側（+Y方向）に移動しているところでありアームの外側部分に引張り応力が発生し、ホイール側が圧縮されていることがわかる。

片持ちスイングアームの構造⑤の②における時刻の応力分布を図13に示す。図12に示した構造②の値に対して、最大応力値は約29%減少している。

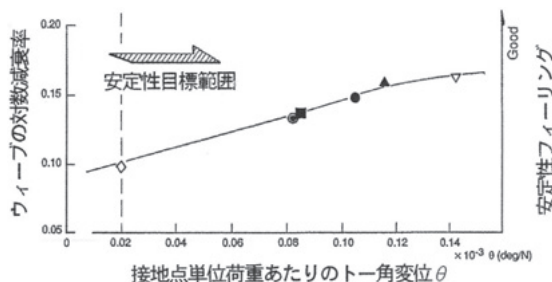


図11 安定性フィーリング評価

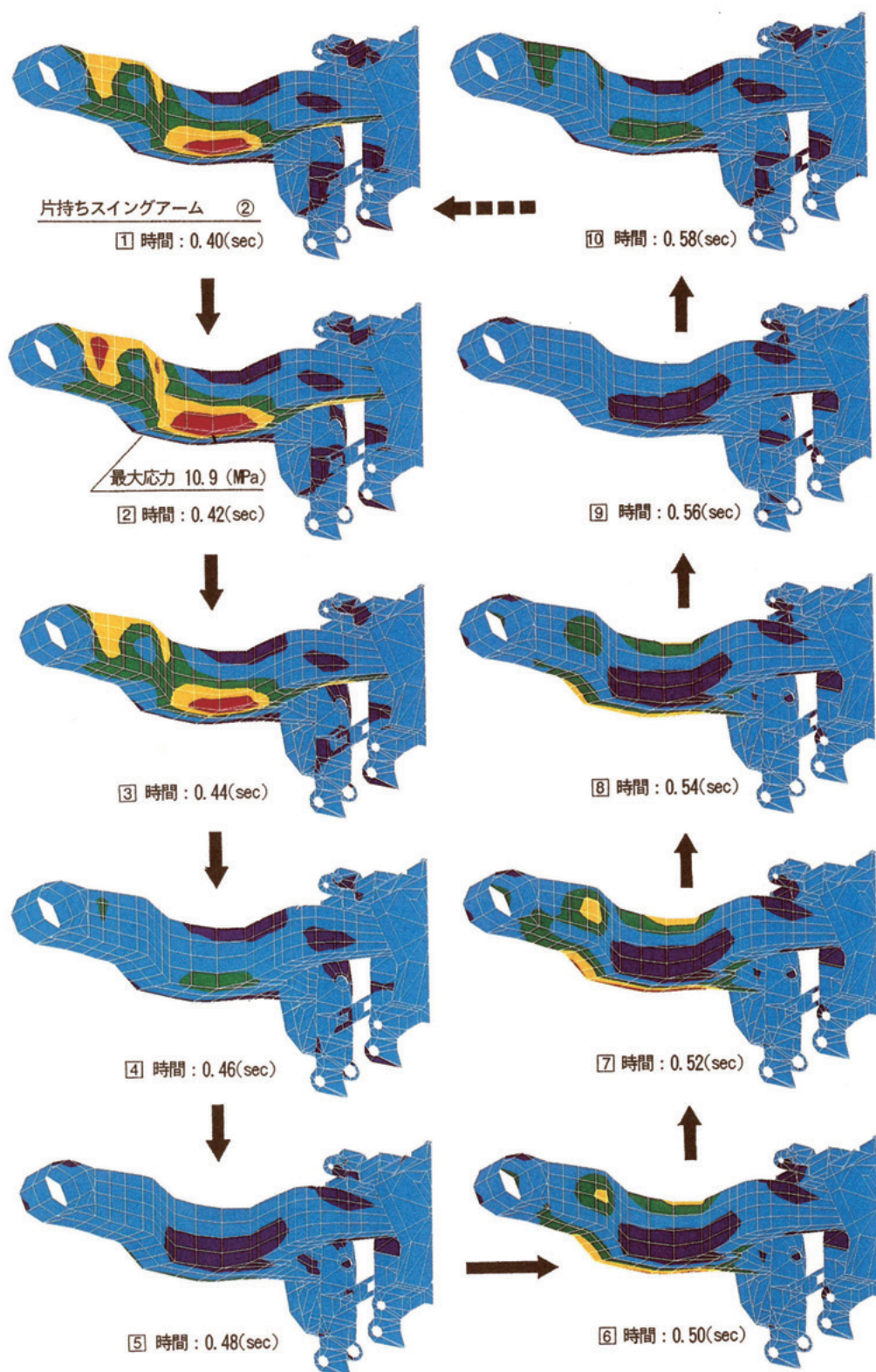


図 12 スイングアーム②のウィーブ発生時の応力分布変化（直進：V=80Km/h）

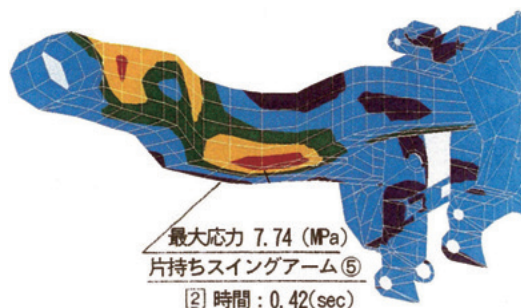


図 13 スイングアーム⑤のウィーブ発生時の応力分布 (直進: $V=80\text{km/h}$)

3.3. 旋回性の解析結果

片持ちスイングアームを持つ二輪車の旋回性を検討するため、車速 $V = 80\text{km/h}$ における旋回の実走計算シミュレーションを行った。左折時のフロント及びリヤタイヤの接地点の走行軌跡の一例を

図 14 に示す。静力学的解析によるトー角変位 θ が大きいスイングアームほど、リヤタイヤの接地点がフロントタイヤの接地点の比較的外側を通過し、旋回半径が大きくなり、フロント及びリヤタイヤの走行軌跡の変位差 ΔL が比較的大きくなる傾向を示した。

スイングアームはタイヤの横力によってたわみ、タイヤのスリップ角は小さくなり、タイヤの横力が小さくなる。しかし、旋回状態を維持するためには、車体の遠心力と釣り合うだけの横力の確保が必要であり、タイヤのスリップ角は結局大きくなる。そのために、リヤタイヤの接地点の軌跡は、比較的外側を通過することになる。

これが、実走時のリヤタイヤの接地性低下につながり、実走行のフィーリングテストでも、変位差 ΔL が大きいとリヤタイヤの接地フィーリングが悪く、軽快性が低下する傾向を示した (図 15)。

トー角変位 θ が小さい構造⑤のスイングアームは、変位差 ΔL も小さく、実走行のフィーリング

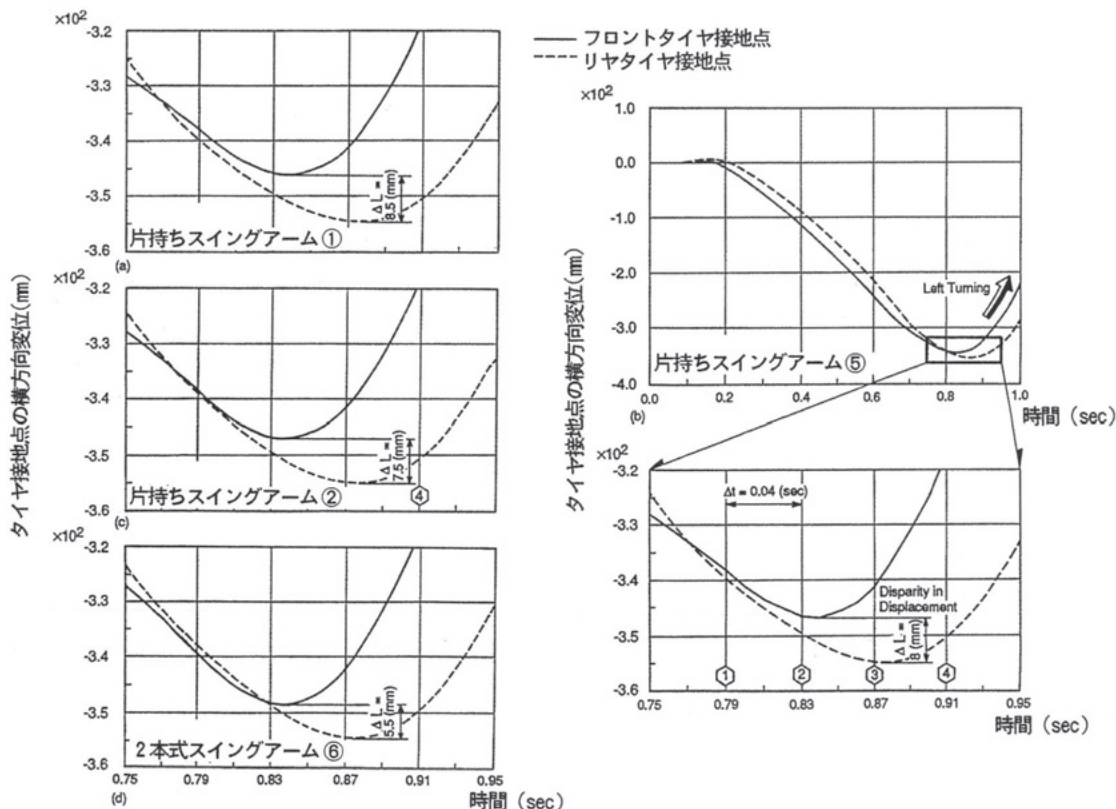


図 14 旋回時の走行軌跡 ($V=80\text{km/h}$)

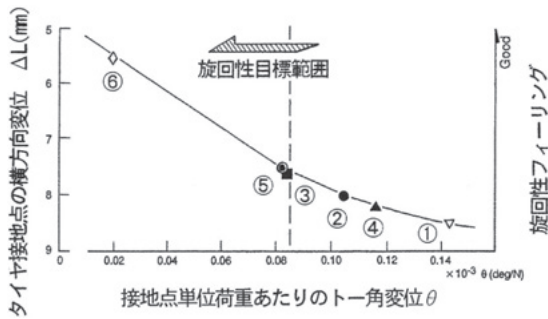


図 15 旋回性フィーリング評価

テスト結果は、構造⑥の 2 本式スイングアームと同様良好であった。つまり、二輪車の旋回性は、静力学的解析によるトー角変位 θ が、図 5 に示すように約 $0.085 \times 10^{-3} \text{deg/N}$ 以下の値であればよいといえる。

次に、図 14(b) の走行軌跡の 0.75~0.95sec の間を 0.04sec の間隔で時間的に区切った時に対応するスイングアームの動的応力分布を図 16 に示す。旋回走行中の運動に伴って動的応力の分布が変化するが判る。左折旋回中の図 16 の④では、車体

の進行方向に対してスイングアームのアクスル部が右側（-Y 方向）へ移動しながら、タイヤの接地点には車体の遠心力と釣り合う横力が左方向（+Y 方向）へ発生し、スイングアームのホイール側に最大引張り応力が発生している。

図 17 に示した構造⑤の応力値は、構造②に比較して約 33% 減少し、応力分布も静力学的な場合（図 7 (b)）と良く一致している。

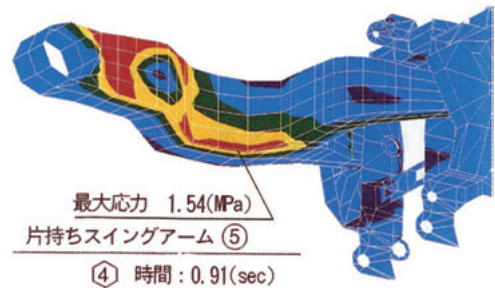


図 17 スイングアーム⑤の旋回時の応力分布（V=80Km/h）

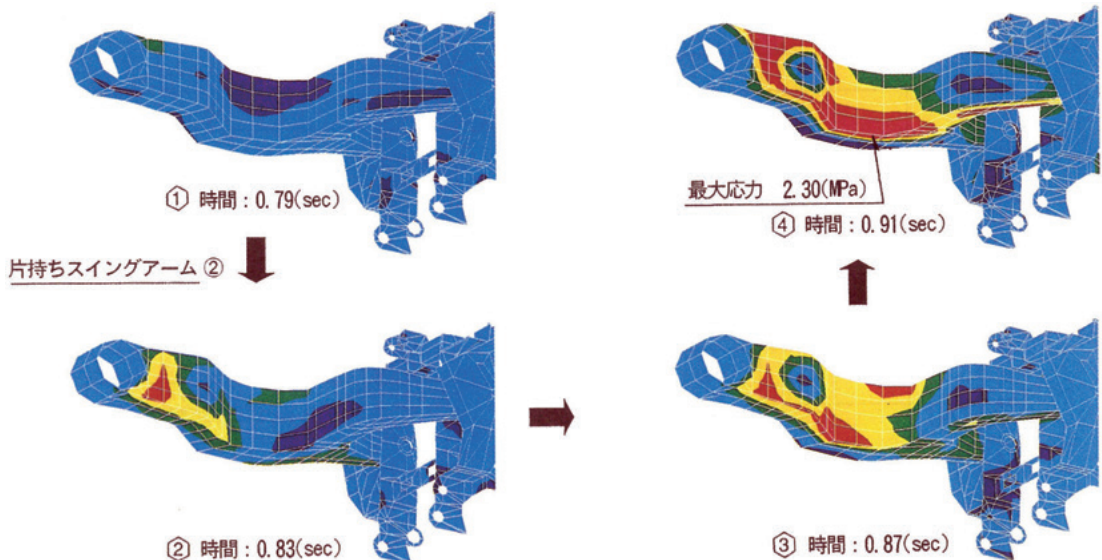


図 16 スイングアーム②の応力分布変化（V=80Km/h）

4. 結 論

- (1) 片持ちスイングアームの開発において、C A E技術による静力学的な解析と運動力学的な実走の計算シミュレーション解析を実施し、設計段階の剛性検討ができた。また、静力学的な接地点荷重によるホイールのトー角変位 θ を指標として、剛性を検討すればよいことが判った。
- (2) このトー角変位 θ 対し、シミュレーションによる旋回性の指標と考えたフロント及びリヤタイヤの接地点の走行軌跡の変位差 ΔL 、ウィーブの指標となる対数減衰率 Λ 、及び実走行テストによる体感フィーリングの傾向など、相互関係が明らかになった。
- (3) 本検討の結果、片持ちスイングアームを持つ二輪車の安定性と旋回性の両立を図るためには、トー角変位 θ がほぼ $0.02 \sim 0.085 \text{deg/N}$ の範囲になるように構造を検討すればよいことが判った。
- (4) 今後、これらの解析結果が、異なる構造の片持ちスイングアームの構造決定にも応用可能か、検討を行う必要がある。

参 考 文 献

- (1) Gockel, M. A., "Handbook for Dynamic Analysis", M. S. Co., (1983) 6.1/11.
- (2) Izadpanah, K., "MSC/NASTRAN material and geometric nonlinear analysis" M. S. Co., (1983) 3/3-3/4.
- (3) Sharp, R. S., "The stability and Control of Motorcycles" J. mech. Engng. Sci., Vol. 13, No.5 (1971) 316-329.

■ 著 者 ■



引 地 東 一 郎



高 木 桂 一 郎