

博士論文（要約）

自動車車体の構造ヒステリシスに基づく
操舵剛性感の研究

河内 毅

目次

第1章 序論（要約）	1
1.1 自動車産業の環境変化	1
1.1.1 自動車の定義	1
1.1.2 自動車開発の変遷	2
1.1.3 自動車がかかわる諸問題	4
1.2 自動車車体への要求	8
1.2.1 衝突安全性と軽量化の両立に関する過去の取組み事例	8
1.2.2 薄肉化が車体剛性に及ぼす影響	10
1.3 操縦安定性及びドライバの官能評価に関する過去の研究	13
1.3.1 自動車の操縦安定性の評価試験方法	14
1.3.2 車両運動特性とドライバの官能評価に関する報告	18
1.3.3 車体変形における構造ヒステリシスの影響に関する報告	22
1.3.4 接触摩擦による構造ヒステリシスに関する報告	23
1.4 本研究の目的	24
1.5 本論文の構成	26
参考文献	29
第2章 摩擦による構造ヒステリシス測定手法の構築（要約）	37
2.1 摩擦を起因とするエネルギー損失の同定試験	38
2.1.1 せん断曲げ試験機の構成	38
2.1.2 荷重軸線上変位の定義	38
2.1.3 試験条件	38
2.1.4 摩擦損失の定義	38
2.2 試験結果	38
2.2.1 荷重-変位線図及び試験体剛性	38
2.2.2 損失エネルギー測定結果	38
2.2.3 摩擦損失の静的及び動的特性	38
2.3 試験結果の考察	38

2.3.1	摩擦損失の力学モデル構築	38
2.3.2	摩擦による構造ヒステリシスの力学モデル	38
2.4	結言	38
	参考文献	40
第3章 数値解析を用いた摩擦による構造ヒステリシス発生メカニズムの解明（要約）		41
3.1	解析モデル	43
3.1.1	解析モデルの形状と物性値	43
3.1.2	接触面圧及び摩擦モデル	43
3.1.3	境界条件	43
3.2	数値解析結果	43
3.2.1	ヒステリシスループの形	43
3.2.2	実験結果との比較	43
3.3	摩擦による構造ヒステリシス発生メカニズム	43
3.3.1	相対滑りの形態と摩擦力の分布	43
3.3.2	ヒステリシスループ形状に関する考察	43
3.3.3	摩擦による構造ヒステリシス	43
3.3.4	スポット溶接による相対滑り分布への影響	43
3.3.5	摩擦損失の荷重依存性に関する議論	43
3.3.6	相対滑りを引き起こす荷重	43
3.4	結言	43
	参考文献	45
第4章 摩擦による構造ヒステリシス予測モデルの構築（要約）		47
4.1	摩擦による構造ヒステリシス簡易計算の手順	48
4.2	簡易形状試験体による解析	48
4.2.1	非線形性考慮の必要性	48
4.2.2	解析モデル及び境界条件	48
4.2.3	解析結果	48
4.3	フランジ相対変位解析	48
4.3.1	溶接フランジの定義	48
4.3.2	フランジ節点と対応するフランジ要素との相対変位	48
4.3.3	ダブルハット試験体モデルのフランジ相対変位	48
4.4	摩擦による構造ヒステリシス予測モデル	48

4.4.1	フランジ面相對滑り依存型モデル	48
4.4.2	フランジ面ギャップ変化依存型モデル	48
4.4.3	軸ねじり荷重条件における比較	48
4.5	フランジ面相對変位に関する考察	48
4.5.1	シェル要素モデルの妥当性検証	48
4.5.2	フランジ面相對変位を引き起こす荷重形態	48
4.6	結言	48
	参考文献	50
第 5 章	自動車車体の構造ヒステリシス (要約)	51
5.1	自動車車体の構造ヒステリシスによるエネルギー損失の実測	52
5.1.1	車体ねじり剛性試験機の構成	52
5.1.2	車体ねじり剛性及び構造ヒステリシス損失測定方法	52
5.1.3	試験機の構造ヒステリシス損失	52
5.1.4	車体の構造ヒステリシス測定結果	52
5.2	車体ねじり変形における剛性と構造ヒステリシス予測	52
5.2.1	対象車体と座標系の定義	52
5.2.2	車体ねじり剛性数値解析	52
5.2.3	車体ねじり変形における構造ヒステリシス予測	52
5.2.4	車両状態におけるねじり変形	52
5.3	旋回時の変形形態	52
5.3.1	サスペンションリンクを考慮した解析モデル	52
5.3.2	旋回時の境界条件	52
5.3.3	旋回時変形解析結果	52
5.4	フロント横曲げ変形における剛性と構造ヒステリシス予測	52
5.4.1	フロント横曲げ解析モデル	52
5.4.2	フロント横曲げ剛性	52
5.4.3	フロント横曲げ変形における構造ヒステリシス	52
5.4.4	旋回時変形形態における剛性と構造ヒステリシス	52
5.5	結言	52
	参考文献	54
第 6 章	車体の構造ヒステリシスを考慮した操舵剛性感評価 (要約)	55
6.1	自動車の運動力学	57
6.1.1	自動車の旋回運動概要	57

6.1.2	二輪モデルの運動方程式	57
6.2	ステップ操舵入力に対する応答	57
6.2.1	理論解析	57
6.2.2	数値計算による評価	57
6.2.3	ステップ操舵入力解析結果についての考察	57
6.3	構造ヒステリシスを考慮した走行解析モデルによる操縦安定性評価の概要	57
6.4	剛性及び構造ヒステリシスモデル	57
6.4.1	簡便な構造ヒステリシスモデル	57
6.4.2	Bouc-Wen モデル	57
6.5	走行解析モデルの構築と評価方法	57
6.5.1	構造ヒステリシスを考慮した走行解析モデル	57
6.5.2	走行解析モデルパラメータ及び解析条件	57
6.5.3	評価指標の選択及び評価方法	57
6.6	走行解析結果	57
6.6.1	定常円旋回によるモデル精度の確認	57
6.7	走行解析結果の考察	57
6.7.1	初期の応答性に関する考察	57
6.7.2	定常状態に関する考察	57
6.7.3	操舵剛性感及びBA ファクタに関する考察	57
6.7.4	ヒステリシスカーブに関する考察	57
6.8	結言	57
	参考文献	60
第7章	結論（要約）	65
7.1	各章の結論	65
7.2	将来課題と本研究の活用	68
7.2.1	構造体の摩擦による振動減衰	68
7.2.2	操舵剛性感の向上と振動減衰を両立させる車体設計	68
	参考文献	69

第1章 序論（要約）

1770年に制作された世界で2台目となる自動車“Le deuxième fardier de Cugnot”（Cugnotの2号車）を試運転時に操縦を誤ったことにより起こされた事故が、世界初の自動車事故といわれる^[1]。Cugnotの2号車の操舵機能は洗練されたものではなかったが、その後、約250年が経過する中で自動車は進化し、操縦者（ドライバ）の意のままに操ることができるかを評価する操縦性及び外乱に対する自動車の運動挙動の乱れや収束性を評価する安定性は向上し続けている。近年では、操縦安定性に加え、乗り心地や静粛性といったドライバの感覚や感性を対象にした官能評価を向上するための技術開発についても報告されている。本研究は、自動車の走行時におけるドライバの操舵入力に対し、車両運動の応答を介してドライバが受ける剛性感、操舵剛性感（steering-rigidity feeling）が、自動車を構成する部品の何に依存しているのかという疑問に対し、車体内部の摩擦によって生じる構造ヒステリシスに着目し、いくつかの実験と数値解析を活用し、一つの答えを得ることを目指す。

本章では、最初に、自動車の誕生から現在に至るまでの自動車の形態の変遷について簡単に紹介する。加えて、本研究の対象である自動車の車体に対し、主に衝突安全の観点から要求される性能と近年の発展について述べる。続いて、車両の運動特性（操縦安定性）、ドライバの官能評価及び操舵剛性感に関する過去の報告についてレビューする。その中で、いくつかの過去の研究事例を基に、操舵剛性感が車体の変形過程におけるヒステリシス現象と関係があることを述べる。さらに、自動車に限定せず、構造物一般を対象にした構造ヒステリシスに関する過去の研究報告についても数例を紹介する。最後に、本研究の目的及び本論文の構成を述べつつ、本研究の全体像を説明する。

1.1 自動車産業の環境変化

本節では、自動車及び自動車産業の変遷と自動車によって引き起こされた諸問題について、また、そこから見出されるいくつかの課題を抽出して述べる。

1.1.1 自動車の定義

本論文で扱う自動車は、日本工業規格（Japan Industrial Standards. 以下、JIS）が定めるJIS D 0101に示される「原動機、かじ取り装置などを備え、それらを用い乗車して地上を走行できる車両。架線に接続された車両を含む。地上でも軌条（レール）の上を走行す

1.1 自動車産業の環境変化

るものは含まない」と定義する。また、単に「車両」と記す場合も、自動車と同義であるとする。

1.1.2 自動車開発の変遷

1769年にフランスの軍事技術者である Nicolas-Joseph Cugnot によって、それまで荷物の運搬に使用されていた馬に代わる運搬手段として製造された「Cugnot の荷車」や「Cugnot の砲車」と呼ばれる蒸気自動車の世界初の自動車であるといわれる（図 1.1 に世界で 2 台目となる Cugnot の 2 号車を示す）^[1]。これは、原動機として蒸気機関、路面へ推進力を伝達する一つの前輪、二つの後輪及び前輪を操舵するかじ取り装置を持つ、人が運転し、大砲を運搬できるものであった。その後、イギリスの James Watt らによって蒸気機関が高性能化されたが、長い始動時間を要すること及び長い航続距離を得るために大量の水を要することが大きな欠点となり、すでに世界中に広がっていた鉄道に比べると、この時点で自動車が交通手段として広く世の中に受け入れられるところまでは至らなかった。

初の自動車誕生から 100 年以上経た 1873 年に電池と電動モータを搭載した電気自動車が実用化され、その後もいくつかの電気自動車が開発されたが、航続距離の短さから、蒸気自動車同様、一般的な交通手段に至ることはなかった。

現在の主流であるガソリンを燃料にした内燃機関を原動機とする自動車（ガソリン自動車）は、1864 年にオーストリアの Siegfried Samuel Marcus によって初めて開発された。1874 年から 1875 年に Marcus によって開発された“Straßenwagen”は成功をおさめたといわれるが、それ以上の進展はなかった。その後、1886 年にドイツの Karl Friedrich Benz によってガソリンエンジンの三輪車、Gottlieb Wilhelm Daimler によってガソリンエンジン

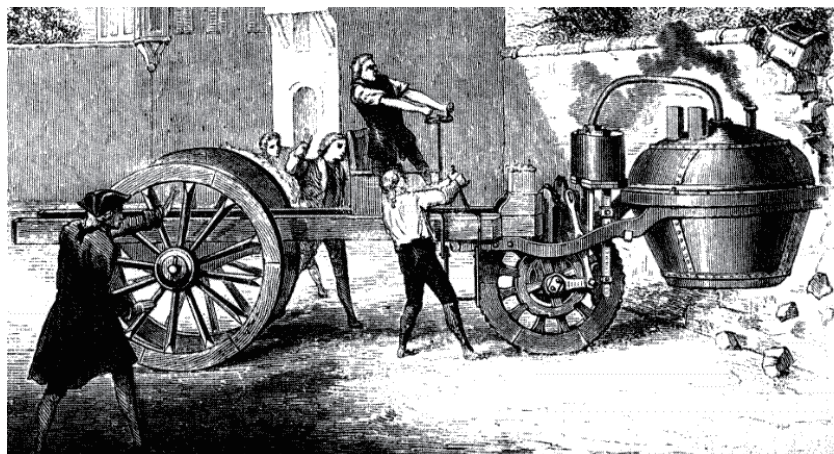
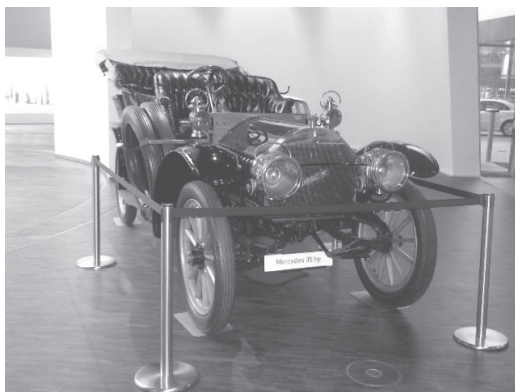


Fig. 1.1: second self-propelled vehicle in the world invented by Nicolas-Joseph Cugnot in 1770. Note: this image is in the public domain via Wikipedia Commons.

の四輪車がそれぞれ独立して開発され、Daimler による技術を基盤として現在の自動車技術が構築されてきた。Benz 及び Daimler 以前にもガソリン自動車の開発やいくつかの関連する特許が申請されているが、現在に至るまでの自動車の発達に影響を与え発展させる源となった自動車は、Benz と Daimler が開発した自動車であるといわれる。1901 年、Daimler による業績を引き継いだ Maybach によって開発された高出力自動車 “Mercedes” は、高い走行性能に加え、操縦性や乗り心地においても当時最高の評価を得たといわれる (図 1.2 左図)。

1900 年代初頭まではガソリン自動車よりも蒸気自動車の方が多く普及していたが、大量生産技術の向上によって、それまで一車種年間数十台程度であった生産量が大幅に増加した。1900 年には、フランスでガソリン自動車の大量生産 (1900 年 1 月から 1901 年 4 月までに 1500 台の製造) がなされた。また、液体であるガソリンはエネルギー密度が高いため、少ない搭載量で長い航続距離を達成できること、及び、低温下における始動性に関する弱点を持たないことから、移動手段として好適なものとなった。さらに、1908 年にはアメリカの FORD 社が簡素な構造で運転が容易な “FORD Model T” (図 1.2 右図) の販売を開始し、1927 年までに 1500 万台以上が生産され、自動車の普及が拡大した。

1900 年以降、欧米を中心に多くの自動車メーカーが設立され、20 世紀中に合併が繰り返された。21 世紀に入ると、中国やインドにおける自動車の生産台数が大幅に増加し、2016 年の一年間に世界中で約 9,500 万台の自動車が生産され、2015 年末における自動車保有台数は 12 億台を超えるまでに至る [2,3]。



Mercedes 35hp



Ford 1910 Model T

Fig. 1.2: Mercedes 35 hp noted that this image is in the public domain via Wikipedia Commons (left) and Ford 1910 Model T. noted that this image is in the public domain in United States (right).

1.1 自動車産業の環境変化

1.1.3 自動車がかかわる諸問題

20世紀後半になると、内燃機関を有する自動車の台数が急激に増加することによって、いくつかの社会的問題、

- i. 二酸化炭素 (CO₂) 排出量増加による地球温暖化促進
- ii. 走行時の排出ガスによる大気汚染
- iii. 騒音や振動による幹線道近隣住民の健康阻害
- iv. 交通渋滞頻度及び長さの増加
- v. 交通事故の増加

等が浮上してきた。これらの問題に対して、本論文の対象である自動車車体が直接的に関係するものは、項目 i, ii 及び v である。

CO₂ 排出量の問題

自動車が排出する温暖効果ガスとして、燃焼時に生じる二酸化炭素 (CO₂) やエアコンに使用されている代替フロン (Hydro-fluorocarbon: HFC-134a) があげられる。後者については車体との関係が少ないため、ここでは、前者、CO₂ について述べる。

国立環境研究所温室ガスインベントリオフィスの報告^[4]によると、日本の運輸部門（航空、自動車、鉄道、船舶及びその他輸送）における CO₂ 排出量は、図 1.3 の “transportation” に示すように、2015 年の一年間で 205 Mton に上る。その量は、近年、減少傾向ではあるものの、日本の温室効果ガス総排出量の 15.5% を占めており、いまだ多い。さらに、自動車からの排出が、運輸部門の 89.7% を占めている^[4]。日本以外の地域においても自動車からの CO₂ 排出量は大きな割合を占めている。

そのため、図 1.4 の将来規制値 (enacted target) に示すように、各国における自動車の CO₂ 排出量低減に対する要求は厳しさを増している。したがって、CO₂ 排出量低減は、自動車産業界にとって重要な課題であり、

- i. 内燃機関の燃焼効率改善や動力伝達機構の機械損失低減
- ii. 電動化等のパワートレイン変革
- iii. 自動車の軽量化による走行抵抗低減
- iv. 空気力学を考慮したデザインによる走行時の空気抵抗低減

等による燃料消費量（燃費）低減のための取組みがなされ、図 1.4 の実績値 (historical per-

Fig. 1.3: trends in CO₂ emissions in each sector^[4].

formance) に示されるように、一定の効果が得られている。自動車一台当たりの排気ガス量の低減、燃費の改善（低燃費化）が必要であり、内燃機関の燃焼効率向上及び車両軽量化は必達命題としてほぼすべての自動車メーカ、部品供給メーカ及び素材供給メーカにおいて取組みが進んでいる。本研究の対象である自動車の車体に関しては、主に、軽量化が要求される。

大気汚染の問題

大気汚染問題に関しては、CO₂ 排出量の問題において述べるものに加え、

- i. ガソリン品質の改善（硫黄成分の除去等）
- ii. 三元触媒に代表される排気ガス浄化装置の開発と改良

等の取組みがなされており、自動車一台当たりの排気ガス量の低減と排気ガス中の有害物質（窒素酸化物、一酸化炭素、炭化水素、硫黄化合物等）の低減の両面からの対策が進んでいる。本研究の対象である自動車の車体に関しては、CO₂ 排出量の問題と同様、軽量化が要求される。

交通事故死傷者数の問題と自動車の衝突安全性の評価

図 1.5 に示すように、日本国内では、2000 年度まで自動車の保有台数の増加に伴って、交通事故による死傷者数は増加傾向にあった。その後、保有台数がおよそ 8,000 万台で横ばいになった 2005 年度以降に減少に転じているものの、交通事故死傷者数は年間約 60 万人と依然として多い [6]。

中央交通安全対策会議が策定した 2016 から 2020 年度までの第 10 次交通安全基本計画において、

- i. 年間の 24 時間死亡者数 2,500 人以下
- ii. 年間の死傷者数 50 万人以下

という数値目標を定めている。第 9 次交通安全基本計画の最終年度（2015 年度）の実績では、年間死亡者数は 4,117 人、年間死傷者数は 670,140 人であり [7]、上記の目標達成は容

Fig. 1.4: historical fleet CO₂ emissions performance and current standards (gram CO₂/km normalized to NEDC = New European Driving Cycle) for passenger cars [5].

Fig. 1.5: trends of the number of vehicles owned and traffic accident fatalities in Japan [6].

1.1 自動車産業の環境変化

易でないことが予想され、安全性能を向上させる車両技術構築への要求は厳しさを増している。

自動車対自動車または自動車対歩行者の交通事故に関し、たとえば日本では、販売されるすべての車種に対して衝突安全性評価試験が実施され、乗員ダミーにおいて測定される傷害値が規定を満たすことが法規（道路運送車両法）によって定められている。これに加え、法規以上の安全性能を評価する自動車アセスメントの代表として、1979年に米国運輸省道路交通安全局（NHTSA: National Highway Traffic Safety Administration）によって導入された自動車アセスメント（NCAP: New Car Assessment Program）がある。NCAPでは、乗員及び歩行者の身体と生命の保護に寄与する性能に関する比較試験を実行し、評価結果が公表される。米国に続いて、1992年にオーストラリア（ANCAP）、1995年に日本（JNCAP）、1997年に欧州（Euro NCAP）において導入され、さらに、新興国での自動車保有台数の増加に伴い、2011年にはGlobal NCAPが創設された。現在では、主要8か国・地域でNCAPが実施され、自動車の衝突時における乗員保護性能評価及び歩行者保護性能評価、また、緊急自動ブレーキ等の予防安全性能評価が行われている。公表されるNCAP評価値は消費者が自動車を購入する際の評価基準の一つになるため、各自動車メーカーはNCAPで好成績を取るための技術開発に力を入れている^[8]。

JNCAPにおいて規定される乗員保護性能評価試験は、

i. フルラップ前面衝突試験（1995年から）

時速55kmでコンクリート製のバリアに正面衝突させ、その時の乗員ダミー（ハイブリッドIIIと呼ばれる）の頭部、頸部、胸部及び下肢部に受けた衝撃及び車室内の変形を基に、乗員保護性能の度合いを5段階評価する。乗員を保護する拘束装置（エアバッグやシートベルト）を評価するのに適している。

ii. オフセット前面衝突試験（2000年から）

運転席と後部座席にダミーを乗せ、時速64kmでアルミ製ハニカムバリアに運転席側を40%のオーバーラップ率で衝突させる試験。乗員ダミーの頭部、頸部、胸部、腹部（後部座席のみ）及び下肢部に受けた衝撃及び車室内の変形を基に、乗員保護性能の度合いを5段階評価する。iのフルラップ前面衝突試験に比べ衝撃を車体の一部で受けるため、車体の変形が大きくなる。

iii. 側面衝突試験（1999年から）

運転席に乗員ダミーを乗せ、静止した試験車両の運転席側に、アルミ製ハニカム衝撃吸収部材を持つ質量950kgの台車を時速55kmで衝突させる試験。乗員ダミーの頭部、胸部、腹部及び下肢部に受けた衝撃を基に、乗員保護性能の度合いを5段階評価する。また、サイドカーテンエアバッグの展開状況や展開範囲についても評価される。

iv. 後面衝突頸部保護性能試験（2009年から）

乗員ダミーを乗せた運転席または助手席用シートを対象に、別の車両を車両後面に追突させ時速 20km の速度変化が生じると想定した衝撃（速度変化や波形等）を与える試験。乗員ダミーの頸部が受ける衝撃を基に、頸部保護性能の度合いを 4 段階で評価する。

の 4 つである。これらに加え、2 つの歩行者保護性能評価試験と 1 つのシートベルトの非着用時警報評価試験が、衝突安全評価試験として定められている [9]。これらの評価による成績を向上させるためには、乗員の傷害を軽減するためのエアバッグ、頸部傷害低減シートやアクティブヘッドレスト等の装備も効果的であるが、衝突のエネルギーを車体自身の塑性変形によって吸収しつつ乗員が着座する周辺の変形を抑制する車体が重要になる。たとえば、図 1.6 に示すフルラップ前面衝突 [10] の乗員保護について考えると、乗員の生存空間をできるだけ確保するために乗員が着座する周辺 (cabin) の変形が生じないように強度を高めた構造と材料の適用が要求される。前部 (crushable zone) は効率よく塑性変形させることで衝突時の運動エネルギーを吸収させるために、強度を高めつつも材料の塑性ひずみが広域で導入される設計が要求される。

米国においては、NCAP (US NCAP) に加え、1959 年に創立された米国道路安全保険協会 (IIHS: Insurance Institute for Highway Safety) により、NCAP 以上に厳しい基準のアセスメントが 1995 年より実施されている。特に、2017 年より開始された、時速 64km で運転席側を 25% のオーバラップ率で剛体壁に衝突させるスモールオーバラップ衝突試験 (SOI test: Small Overlap Impact test) では、それまで実施評価されていた他の試験では変形の少なかった乗員着座位置周辺も大きく変形する。設計上、衝突荷重経路になる骨格を車輪の上方に配置せざる得ず、衝突のエネルギーを効率的に吸収することが難しく、車体設計を困難にしている。

さらに、2019 年に US NCAP において適用が予定されている斜行移動台車 (OMDB: Oblique Moving Deformable Barrier) 衝突試験では、アルミ製ハニカム衝撃吸収部材を持つ台車の速度が時速 90km となり、上記のスモールオーバラップ衝突試験以上に乗員着座位置周辺の車体変形が大きくなることが予想される。

その他、直径 254 mm の円筒状の剛体障壁を自動車側面に衝突させるポール側面衝突試験や車両横転時におけるルーフ強度を評価するためのルーフクラッシュ試験などがあり、乗員保護を目的とした自動車車体の強化に対する要求は年々厳しくなっている。

上述するように、衝突安全性評価試験は厳しさを増している。一方、緊急自動ブレーキ

Fig. 1.6: photo of full-lap crash test (upper) and vehicle body structure (lower) [10].

1.2 自動車車体への要求

(被害軽減ブレーキ)や横滑り防止装置(ESC: Electronic Stability Control)等の衝突を予防または衝突時の被害を軽減する予防安全技術に加え, ドライバによる制御の一部またはすべてを自動化する自動運転技術の進化が, 近年, 急速に進んでいる。さらに, 環境-自動車間や自動車-自動車間通信による衝突回避技術に関する報告も増えている。これらが, 市販される自動車に広く普及することで, 自動車による交通事故が減少していくことが予想される。しかし, 自動運転車の普及が進んでも, すべての自動車が自動化されるには相当の時間を要し, 自動化されない自動車を原因とする交通事故の可能性が一定の確率で存在し続けると考えられる。つまり, 自動運転化される自動車であっても, 衝突安全性に対する要求が消えることはない。

1.2 自動車車体への要求

1.2.1 衝突安全性と軽量化の両立に関する過去の取組み事例

1.1節で述べる自動車保有台数の増加に伴う社会問題を解決するために自動車車体に要求されることは,

- i. 燃費改善を目的とした軽量化
- ii. 衝突安全性の向上

という二つの課題の両立であると集約できる。これに対し, 自動車産業を担う, 自動車メーカー, 部品供給メーカー及び素材供給メーカーがそれぞれ, または, 共同で様々な取組みを行っている。これらの取組みに関する学術論文による報告はほとんど見られないが, 展示会や技術講演会, 技術報告書等において, 主に自動車メーカーから数多く報告されている^[11,12]。それらをまとめると, 軽量化と衝突安全性の向上の両立のための技術指向は,

- i. 荷重伝達経路となる骨格の増加(マルチロードパス化)
- ii. 衝突エネルギーを吸収する骨格の変形形態制御

の二点に集約できる。設計空間の制約, 剛性等の他の設計要件に起因する制約, 加工性に依存する形状制約及び溶接組み立て工程上の制約や他車種との部品の共有化に伴う制約等のさまざまな制約の中で自動車車体は設計されるが, 上記二つの指向を具現化するため,

- i. 適用材料の高強度化及び骨格内における材料分布の適正化
- ii. 骨格形状の適正化

という構造と材料を同時に考慮した設計が要求される。自動車車体に用いられる材料は, 鉄, アルミニウム及び繊維強化型を含む樹脂等があげられるが, 現存する自動車の車体には主に鋼板が適用されており, その鋼板の薄肉高強度化が進んでいる^[13]。特に, 2005年以降, 衝突安全性にかかわる部位に超ハイテンと呼ばれる引張強度が780MPa以上の鋼板も

適用され始め、その適用率も増大している (図 1.7)。車体寸法の拡大もあり、大幅な軽量化までは至っていないが、薄肉高強度化によって衝突安全性の向上、車両寸法の拡大、車体重量増加の抑制の両立を図っている。

たとえば、世界鉄鋼協会 (WSA: World Steel Association) の自動車用鋼板部会 (WAS: WorldAutoSteel) において、ULSAB-AVC: Ultra-Light Steel Auto Body Advanced Vehicle Concept や FSV: Future Steel Vehicle 等の鉄鋼材料による車体構造設計に関するプロジェクトが実施された。図 1.8 に示す ULSAB-AVC では、素材の革新として、TRIP (transformation-induced plasticity, 変態誘起塑性) 鋼や DP (Dual Phase) 鋼と呼ばれる複相組織による高い加工性と強度を両立するハイテン材を多用している。さらに、フロントサイドメンバ (front-side member) を前端からまっすぐ後方に伸ばし、ダッシュボード (dashboard) 前方のピラミッド状の強固な構造に締結する前面衝突荷重伝達骨格、前端から後端まで一体化されたハイドロフォーム成形品によるルーフレール (roof rail) 等の構造と当時の自動車用鋼板では最高強度の材料を適用することで、2004 年における衝突安全試験において 4 つ星以上の成績を確保しつつ、それまでのガソリン自動車に比べて 25% の軽量化を達成している [14]。

図 1.9 に示す FSV は、電気自動車プラットフォームを前提とした車体であり、前面衝突荷重伝達骨格にテーラードブランクによって板厚分布を最適化された 980MPa 級鋼板を採用し、Euro NCAP, US NCAP 及び IIHS に定める衝突試験において最高評価をクリアしつつ、ベンチマーキング車の車体重量 290 kg に対して FSV の車体は 187.7 kg を達成している [15]。FSV の車体設計においては、衝突安全性と車体剛性を担保しながら質量を最小化すべく、まず、空間における材料配置の最適化手法であるトポロジ最適化を用いて骨格を配置すべき位置を決定し、3G 最適化と呼ばれる、幾何形状 (Geometry)、板厚 (Gage)、材料強度クラス (Grade) を設計パラメータとした最適化を実施し、車体の主要部品の設

Fig. 1.7: application ratio of high strength steel sheet in vehicle body [13].

Fig. 1.8: body structure of ultra-lightweight steel automobile body advanced vehicle concept (ULSAB-AVC) [14].

Fig. 1.9: body structure of future steel vehicle (FSV) [15].

計を行っていることが報告されている [16]。また、FSV では、設計段階における振動・騒音性能評価も実施し、構造及び材料選定に反映されている。

1.2.2 薄肉化が車体剛性に及ぼす影響

上述するように、自動車の軽量化と衝突安全性の両立ため鋼板の薄肉化と高強度化が進んでいる。しかし、鋼板の強度が上昇しても弾性特性にかかわる物性、つまり、Young 率やせん断弾性率はほとんど変化しない。したがって、構造変化を伴わない単純な薄肉高強度化は、上記二つの目的の両立は果たせるが、車体剛性（ねじりや曲げ等の静剛性）や車体の振動固有周波数（動剛性と呼ぶ）を低下させる。静剛性及び動剛性の低下によって、操縦安定性や騒音（Noise）と振動（Vibration）の性能（以下、NV 性能）の低下を招くことが複数報告されている（1.3 節にて、関係する過去の研究報告を紹介する）。車体剛性の低下は社会的な問題とはならないため、政府等によって規定値を設けるようなことはない。しかし、操縦安定性や NV 性能は自動車の商品性を左右するため、車体剛性を維持及び向上することが要求される [11, 17-23]。

中空梁と平板の剛性

一般に薄肉中空断面を有する車体骨格は、自動車走行時に軸力、せん断力、曲げモーメント及びねじりモーメントの荷重を受ける。ここで、対象の車体骨格が板厚 t の一定薄肉閉断面（板厚が断面の幅及び高さに対して十分小さい閉断面）を持つ中空梁とみなし（図 1.10 左図参照）、各荷重に対する剛性を整理する。軸力及びせん断力に対する剛性は、骨格の材料が存在する部分の断面積 A_{mat} と材料の Young 率 E の積、

$$EA_{\text{mat}} = El_c t \quad (1.1)$$

に比例する。ここで、 $l_c = \oint ds$ は、断面の周長である。曲げモーメント（bend moment）に対しては、下式で定義される直交軸（ ξ 軸及び η 軸）回りの断面二次モーメント $I_{\xi\xi}$, $I_{\eta\eta}$, 断面相乗モーメント $I_{\xi\eta}$,

$$\begin{aligned} I_{\xi\xi} &= \int_{A_{\text{mat}}} \eta^2 da = t \oint \eta^2 ds \\ I_{\eta\eta} &= \int_{A_{\text{mat}}} \xi^2 da = t \oint \xi^2 ds \\ I_{\xi\eta} &= \int_{A_{\text{mat}}} \xi\eta da = t \oint \xi\eta ds \end{aligned} \quad (1.2)$$

及び、材料の Young 率 E を用い、

$$EI_{\xi\xi} \left(1 - \frac{I_{\xi\eta}^2}{I_{\xi\xi}I_{\eta\eta}} \right) = E \left[\oint \xi^2 ds - \frac{\left(\oint \xi\eta ds \right)^2}{\oint \eta^2 ds} \right] t \quad (1.3)$$

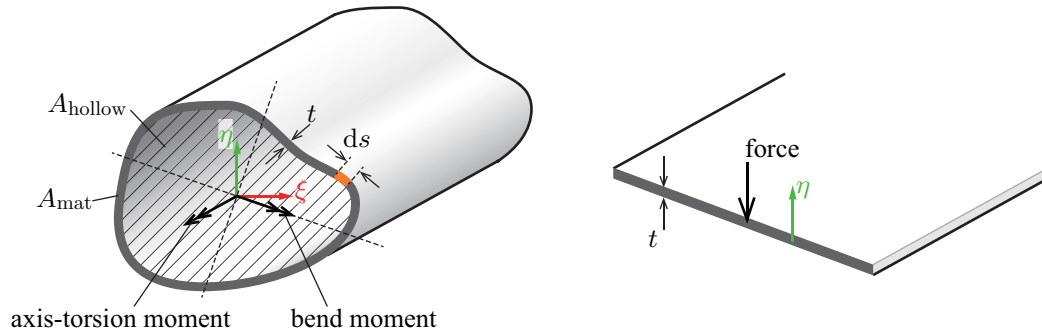


Fig. 1.10: schematic view of cross section of a hollow frame (left) and plate (right) under some force conditions.

に比例する剛性を持つ。軸ねじりモーメント (axis-torsion moment) に対する剛性は、断面の全面積 A_{hollow} 、断面周長 l_c と材料のせん断弾性率 G を用いた、

$$GJ = \frac{4GA_{\text{hollow}}^2 t}{l_c} \quad (1.4)$$

に比例する。(1.1), (1.3) 及び (1.4) から、板厚一定の薄板中空梁の各荷重形態における剛性は、板厚 t に比例することがわかる。

一方、シャシ部品の車体への締結点や車体骨格同士が合流する継手においては、入力荷重に応じて局所的な平板曲げが生じる。この変形形態を平板の単純な面外変形とみなすと (図 1.10 右図参照)、その剛性は、

$$\begin{aligned} E \int_{A_{\text{mat}}} \eta^2 da &\propto E \int_{-t/2}^{t/2} \eta^2 d\eta \\ &= \frac{1}{12} E t^3 \end{aligned} \quad (1.5)$$

に比例、つまり、板厚の立方 t^3 に比例することがわかる。

以上の考察から、車体とシャシ部品の締結部や車体骨格の継手における部品の板厚低減は、骨格そのものに比べて大きく剛性を低下させることがわかる。つまり、構造体のある境界条件下において変形させる際、中空梁の曲げ変形部では板厚低下による軽量化率と剛性低下率は同程度であるが、平面の板曲げ部では軽量化率よりも剛性低下率の方が高くなることを意味する。

自動車車体の剛性

自動車車体のように薄板を成形し組み立てる構造体を考えると、所定の拘束の下で荷重入力を受けて変形する際、部位ごとに上記の中空梁の曲げと平板の曲げの両方が生じることが予想され、上記考察から、車体の剛性は板厚の 1 から 3 乗に比例するものと考えられ

1.2 自動車車体への要求

たとえば、後ろの懸架装置（以下、サスペンション）取付点を二箇所固定し、前のサスペンションの左右対称取付点に上下反平行に荷重を与え、車体を前後方向軸回りにねじる変形を考える。このとき、車体に生じる前後方向軸回りモーメントと車体骨格の上下方向変位から計算されるねじり角との比は車体ねじり剛性（body-torsion stiffness）として定義され、自動車車体の剛性を代表する値として評価される [23,24]。図 1.11 に示す自動車の車体を対象にした有限要素法を用いたねじり剛性評価において、車体を構成する薄板の板厚を仮想的に均一割合で増減させる数値解析評価を実施すると、車体ねじり剛性は $(t/t_0)^{1.51}$ に比例する。つまり、車体における単純な板厚低減は、板厚 t に比例する質量よりも剛性への影響が大きいことが予想される。

そのため、多くの自動車車体において、締結部や継手部については、板厚を増した部品の採用や板曲げ変形が生じやすい部位への補剛部品の接合等によって剛性低下を最小限にとどめている。また、骨格構造を変更し板曲げが生じにくい設計や広い面積で接合できる

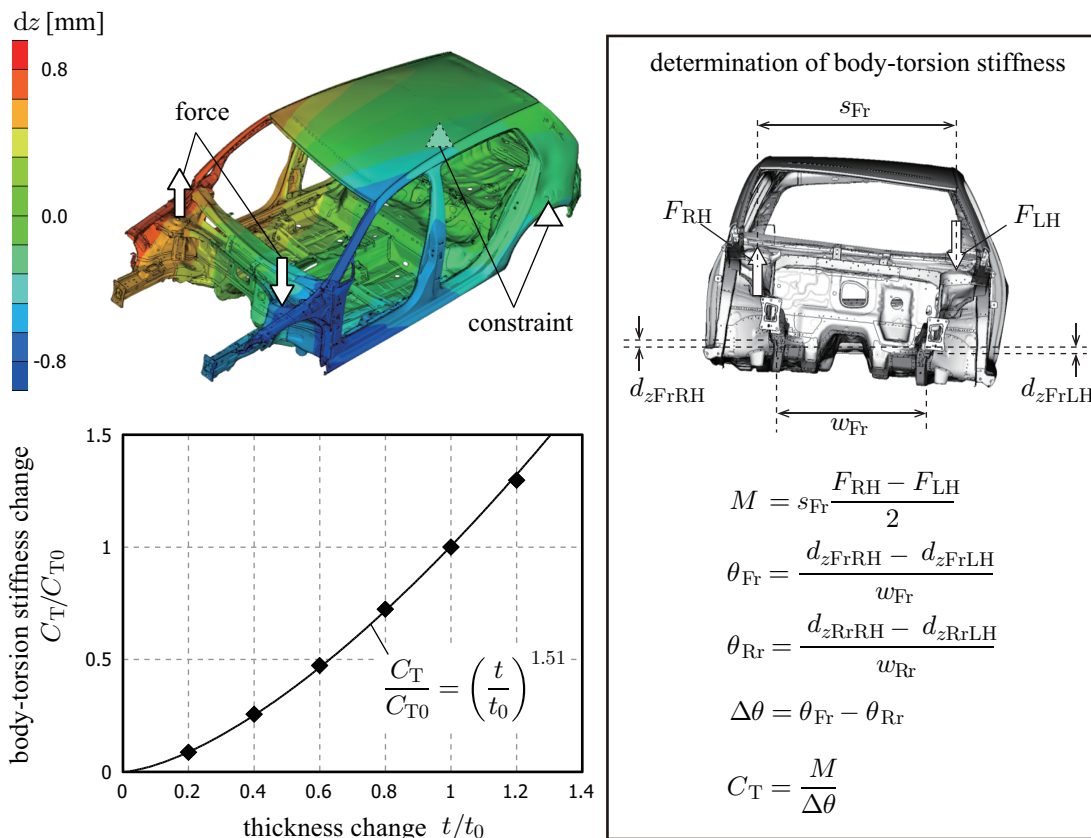


Fig. 1.11: result of body-torsion stiffness analysis of vehicle body structure with contour of up-and-down direction displacement dz in units of millimeter (left upper) and the change of body-torsion stiffness by thickness (left lower).

接着剤を採用する等、剛性の向上を狙った設計も増えている [11,19–21].

1.3 操縦安定性及びドライバの官能評価に関する過去の研究

1.2 節において述べるように、自動車の操縦安定性に対する要求から、車体を軽量化しても剛性を低下させることは望ましくない。車体のさまざまな変形形態における剛性の操縦安定性への寄与に関し、実験的、数値解析的またはその両面からの研究について自動車メーカーを中心に数多く報告されている [18,25–35]。これらの研究に基づく対策の結果、図 1.12 [11] に示すように、自動車車体剛性（車体ねじり剛性）は年を追うごとに向上している。操縦安定性だけでなく実走行試験におけるドライバの官能評価に対する車体剛性の影響についても、複数件の研究が報告されている [17,19,20,36–45]。また同時に、操縦安定性の評価値とドライバの官能評価との相関に関する複数の報告があり [17,36–38,40–57]、車体剛性、操縦安定性及びドライバの官能評価は相互に関連していると考えられる。

しかし、一方、自動車の開発の最終段階における試作車両を用いたドライバの走行試験では、剛性を高めた車両であっても官能評価が低くなり得ることも報告されている [21]。これは、車体変形における剛性以外にもドライバの官能評価に寄与する特性が存在することを意味する。これに対し、車体の変形における剛性以外に車体を受ける荷重と変位が載荷と除荷の過程で異なる経路を辿ること、つまり、ヒステリシスがドライバの官能評価に寄与する性能であるとする報告がなされている [20,21]。

本論文においては、車体変形の過程におけるヒステリシスに着目し、操縦安定性及びドライバの官能評価の一つである操舵剛性感に与える影響に関して議論を行う。対象とするヒステリシスは、周期的な荷重を受け変形または変位する機械構造体において多く見られ、荷重と変位の非線形性に現れる構造ヒステリシス (structural hysteresis) と呼ばれるものである [58,59]。

本研究の内容について述べる前に、本節では、操縦安定性に関する専門用語の解説の意味も含め、自動車の操縦安定性の評価方法と評価指標について整理する。続いて、車体剛性向上による操縦安定性やドライバ官能評価の改善に関する過去の報告事例をまとめ、さらに、本論文に関連する自動車車体の構造ヒステリシス、操縦安定性及びドライバの官能評価の関連性についての過去の報告を紹介する。

Fig. 1.12: body torsion stiffness. The average in vehicle bodies presented in EuroCarBody [11].

1.3.1 自動車の操縦安定性の評価試験方法

ここでは、日本自動車技術会規格（JASO）、日本工業規格（JIS）及び国際標準化機構（ISO）において規定される、自動車の操縦安定性試験のいくつかを紹介する^[60]。これらの操縦安定性試験において得られる評価値は、第6章において走行解析結果を評価する際に使用する。また、評価値の物理的意味については、6.1節において述べる理論モデルを用いて解説する。なお、操縦安定性試験においては、図1.13に示すように、車両重心を原点とし、車両と共に動く座標系を採用する。車両後方に x 軸、右手方向に y 軸、路面鉛直上方に z 軸をとる。また、 x 軸回りの回転運動をロール（roll）、 y 軸回りをピッチ（pitch）及び z 軸回りをヨー（yaw）と定義する。

定常円旋回試験

定常円旋回試験は、ISO 4136 Passenger cars – Stability-state circular driving behavior – Open-loop test procedure 及び JIS D 1070 乗用車 – 定常円旋回試験方法に、その試験方法が規定されている。基本的な定常特性試験であり、測定及び評価される物理量は、

- ・ 車両重心における遠心力に相当する横加速度（lateral acceleration） a_{lat}
- ・ 横加速度の増加に伴う操舵角の変化（steering angle） δ_{str}
- ・ 操舵に必要なモーメント（steering moment） M_{str}
- ・ ロール角（roll angle） θ_{roll}
- ・ ヨー角の角速度，ヨーレート（yaw rate） r_{yaw}
- ・ 車両の水平面内方向と速度ベクトルの成す角，横滑り角（side-slip angle） β

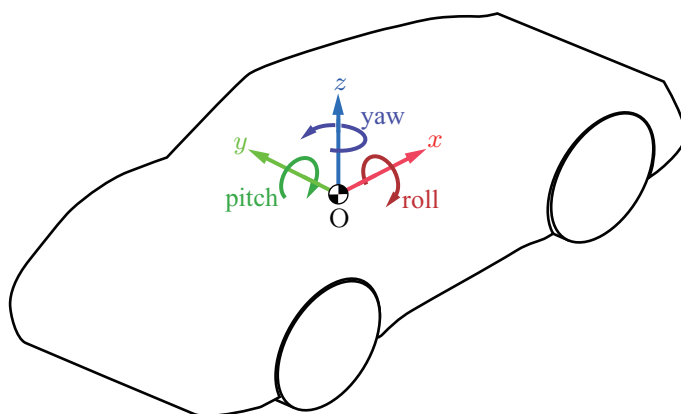


Fig. 1.13: determination of coordinate for vehicle dynamics.

等がある。試験の結果から，図 1.14 に示すように，横軸に横加速度 a_{lat} ，または，車速の平方 v^2 ，縦軸に極低速走行時の操舵角 δ_{ack} に対する操舵角 δ_{str} の比，

$$ST = \frac{\delta_{str}}{\delta_{ack}} \tag{1.6}$$

で定義される，

・ 操舵傾向 (steering tendency) ST

または，操舵角 δ_{str} をとる操舵傾向図を得る。この図において， $ST > 1$ であればアンダーステア (US: Under-Steering)， $ST < 1$ であればオーバーステア (OS: Over-Steering)， $ST = 1$ であればニュートラルステア (NS: Neutral-Steering) と判定される (Olley の判定 [61])。または，操舵傾向図の傾きの正負， $\partial ST / \partial a_{lat} <, =, > 0$ によって，それぞれ，OS, NS 及び US を判定される (Bergmann の判定 [61,62])。さらに，操舵傾向 ST，及び，車両速度 v を用いて，

$$ST = 1 + K_{stab} v^2 \tag{1.7}$$

で定義される，

・ スタビリティファクタ (stability factor) K_{stab}

による評価を行う。スタビリティファクタの正負は操舵傾向図の傾きの正負と一致しており，操舵傾向判定が可能である。一般的な車両のスタビリティファクタは， $0.001-0.004 \text{ s}^2/\text{m}^2$ の範囲にあり，アンダーステアリング傾向を示すことが調べられている [44]。

J ターン試験 (ステップ操舵入力試験)

J ターン試験は，ISO 7401 Road vehicles – Lateral Transient response test methods – Open-loop test 及び JASO 7401 乗用車の操舵過渡応答試験方法に，その試験方法が記載

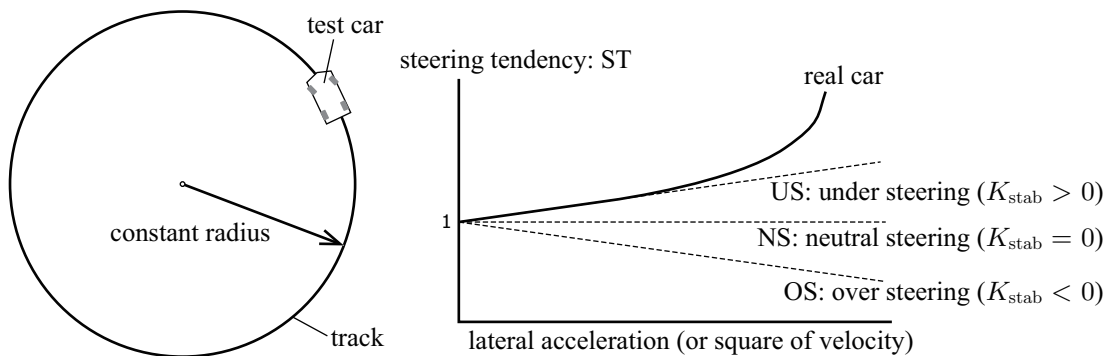


Fig. 1.14: steady-state-cornering (ssc) test. The left figure shows test track with constant radius and the right shows the result of ssc test.

1.3 操縦安定性及びドライバの官能評価に関する過去の研究

されている。これは、図 1.15 に示すように、一定速度直進状態において所定の操舵角をステップ状に入力し、その後の過渡状態から定常状態に至るまでの車両運動について測定するオープンループ試験である。測定される物理量は、

- ・ 入力である操舵角 (steering angle) δ_{str}
- ・ 横加速度 (lateral acceleration) a_{lat}
- ・ ヨーレート (yaw rate) r_{yaw}
- ・ 横滑り角 (side-slip angle) β

等の応答である。評価値として、

- ・ 定常値の 90% に至るまでの応答時間 (response time) $T_{r_{yaw} 90}, T_{a_{lat} 90}, T_{\beta 90}$
- ・ ピークに至るまでのピーク応答時間 (peak-response time) $T_{r_{yaw}}, T_{a_{lat}}, T_{\beta}$
- ・ ピーク値 (peak) $r_{yaw P}, a_{lat P}, \beta P$
- ・ 定常値 (steady-state value) $r_{yaw 0}, a_{lat 0}, \beta 0$
- ・ ピーク値と定常値の差, オーバシュート (overshoot) $O_{r_{yaw}}, O_{a_{lat}}, O_{\beta}$

等を算定する。なお、応答時間及びピーク応答時間の算定においては、操舵角が最大値の半分に達した時刻 $t_{1/2}$ からの経過時間として定義する。

Lincke らの報告^[46]によると、数車両を対象に複数ドライバによるシミュレータ及び実走行試験の結果、ドライバの官能評価 (Lincke らの報告では “subjective evaluation”, 主

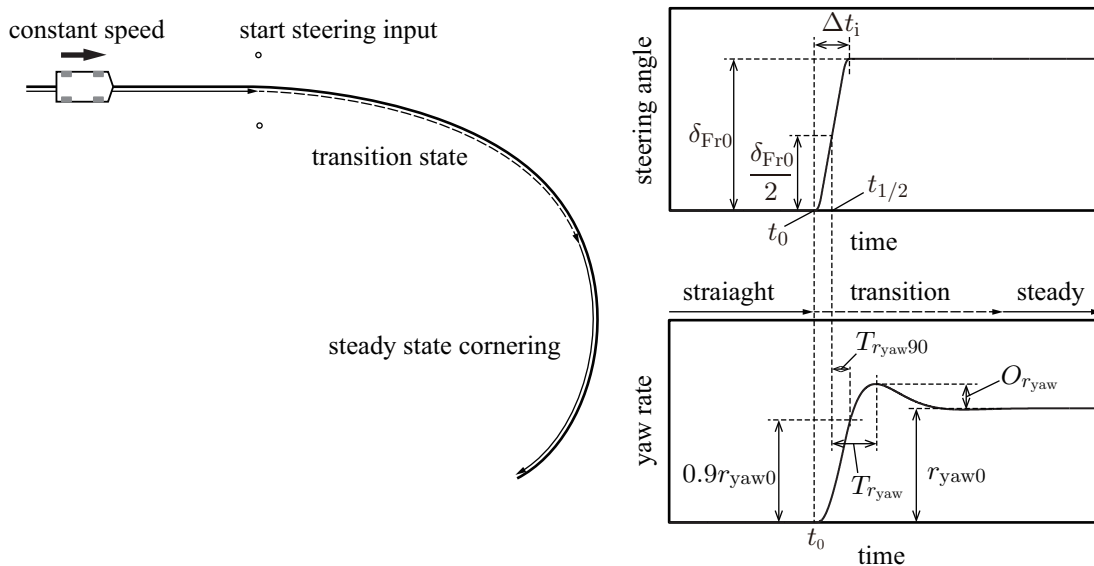


Fig. 1.15: step-steering-input (ssi) test. The left figure shows test track and the right shows the result of ssi test.

観的評価と表現されている) とヨーレートのピーク応答時間 $T_{r_{yaw}}$ 及び横滑り角の定常値 β_0 との間に相関があることが報告されている。特に、ヨーレートのピーク応答時間と横滑り角の定常値との積,

$$TB = T_{r_{yaw}} |\beta_0| \quad (1.8)$$

で定義される,

・ TB ファクタ (TB factor) TB

が小さいほどドライバの主観評価が向上することが確認されており、ISO にも評価項目として規定されている。

他にも、Weir らによるヨーレートの定常ゲインと時定数に関する研究 [47]、毛利らのヨーレート及び横加速度のピーク応答時間とドライバへの負担との関係に関する研究 [63]、古平らによる横ジャーク (横加速度の時間微分, 横加加速度) のピーク値及びピーク応答時間がドライバの過渡グリップ感に及ぼす影響に関する研究 [55] 等、ステップ操舵入力試験において得られる評価値とドライバの官能評価に関する研究が数多く報告されている。

レーンチェンジ試験

レーンチェンジはクローズドループ試験の代表的な試験方法であり、Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 2: Obstacle avoidance 及び JASO C 707 乗用車, ライトトレーラ連結乗用車線乗り移り性能試験方法に、その試験方法が規定されている。この試験では、ドライバの操縦技能による影響もあるが、実際の道路交通環境下における危険回避のための操舵入力に対する車両運動の応答特性を知ることができる。試験方法は、シングルレーンチェンジとダブルレーンチェンジの二種類があり、ISO 388-2 に規定されるダブルレーンチェンジのコース及び試験結果の例を図 1.16 に示す。

試験は、一定速度で走行し規定されたレーンから外れないように操舵を行う。結果に関しては、操舵角の時系列変化から読み取られる修正度合や滑らかさ、ヨーレート及び横加速度の時系列変化から読み取られる操舵に対する遅れや車線変更後のオーバシュートと収斂性を評価する。

周波数応答試験

周波数応答試験は、パルス状またはランダムな操舵入力に対し操舵モーメント、ヨーレート、横加速度、ロール角、ロール角速度及び横滑り角等、車両応答の伝達関数を求める試験であり、JASO Z 110 乗用車の操舵過渡応答試験方法の中に規定されている。図 1.17 に示すヨーレートの評価例のように、入力に対する応答ゲインと位相角の周波数特性を示す Bode 線図を用い、静的な (低周波域における) 応答ゲインやピーク周波数等を評価する。車速によっても差があるが、一般の車両における応答のピーク周波数は、1 Hz 前後であり [61]

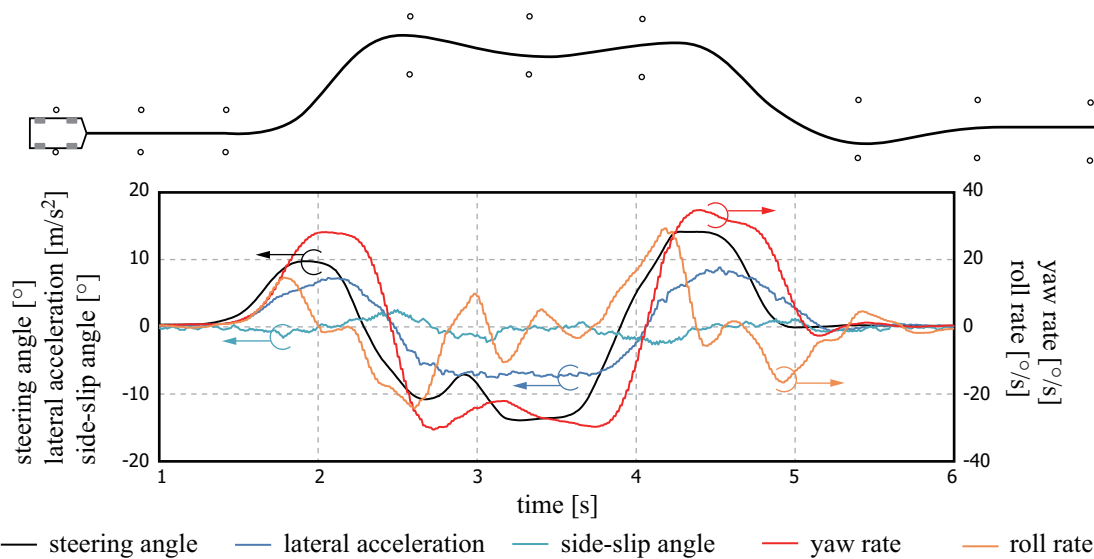


Fig. 1.16: ISO double-lane-change (dlc) test. The upper figure shows test track and trajectory of the test vehicle and the lower shows the result of dlc test.

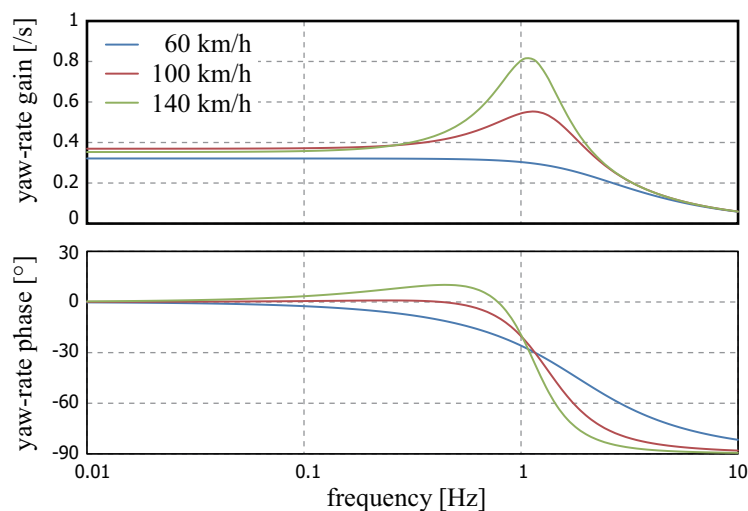


Fig. 1.17: frequency response of yaw rate in vehicle driving test.

(理論的考察は 6.1 節に述べる), 車両にかかる荷重はこの周波数程度で変動しうることがうかがえる。

1.3.2 車両運動特性とドライバの官能評価に関する報告

「そもそも、ドライバによる官能評価とは何か」という視点からのドライバの役割に関する報告^[54]がある。この報告において、操縦安定性、乗り心地性能、静音・制振性能、制動

及び駆動性能という自動車の運動性能評価はドライバーの官能評価に大きく依存しているとされている。官能評価は、客観的な評価が可能な、ピッチ角、上下バウンス量、ヨーレート及び前後左右加速度という機能評価に加え、運動する自動車及び周辺環境から受ける刺激を基にドライバーの感覚を表現した感性評価から成り立つとしている。その感覚は、定量化が容易な機能評価に直接関連する車両運動の表現である一次感覚及び硬い-柔らかい、ゴツゴツ、ビリビリといった準一次感覚、それらを複合した、ゆったり感や滑らかさ及び結果として得られる疲労や快適といった複合感覚及びすべてを総合して得られる品質感という総合感覚からなるとされている。操舵剛性感は複合感覚の一つであり、車体剛性、車両の応答時間や応答ゲインといった定量評価が可能な複数の一次感覚に依存しているものと考えられる。

ここでは、車体剛性が車両運動特性に与える影響に関する研究及び車両運動特性がドライバーの官能評価に与える影響に関する研究の報告例を、いくつか紹介する。

フロント横曲げ変形による影響

車体剛性と車両運動特性の関係については、従来より、さまざまな研究がなされており、報告も多数ある [18, 21, 25-35]。その多くは、車体のねじりや曲げ等の大局的な変形及びサスペンション部品が締結される部位の局所的な変形によって生じるホイールアライメントの変化に着目したものである。たとえば、長久らは、車両旋回時においてタイヤが路面から受ける横力と車両慣性力（遠心力）によって車体前部の旋回と逆方向の曲げ（首振り変形）が発生することでフロントホイールのトー角が変化することに着目し、車体のフロント横曲げ剛性が車両運動特性（操縦性）に影響を及ぼすことを示している [28, 29]。この報告において、車体の首振り変形が操縦安定性に及ぼす影響を定量化するため、首振り剛性を考慮した二輪モデルを用い、操舵に対するヨー角速度の周波数応答特性について調べている。その結果、首振り変形が引き起こす横方向変位はタイヤ横剛性に比べて影響は小さいが、角変位はサスペンションブッシュによって生じるコンプライアンスステアの10から25%と無視できず、ドライバーの官能評価にも大きく影響すると報告されている。

乗り心地と操縦応答性

川崎らは、乗り心地を悪化させる「ブルブル感」と呼ばれる6-20 Hzの振動に着目した分析を行い、サスペンション部品の締結部の局所的な変形によって生じる10 Hz程度の車体ねじり振動がブルブル感の原因であると報告している [27]。さらに、マルチロードシミュレータ（multi-road simulator）を用いた操縦安定性試験も実施し、車体のねじり変形によって前後のサスペンションの上下運動の変位及び応答時間にずれ（後サスペンション応答の変位が小さく遅れ）が生じ、ヨーレート及び横加速度応答が遅れることを報告している。車体構造変更によって剛性を向上させることで、前後サスペンションの変位差及び応答時間

差が小さくなり、ヨーレート及び横加速度応答性、つまり、操縦性が向上するとしている。

車体変形モードと操縦応答性

小泉らは、走行中の車体変形モードが操縦安定性に及ぼす影響について考察している^[64]。この報告では、走行解析における車体の弾性変形を固有モードの重ね合わせであると考え、低周波域（40 Hz 以下）の車体全体変形モードのみを考慮した場合と高周波域の局所変形モードまで考慮した場合の比較を行い、操縦安定性に影響を及ぼす車体変形形態が全体の変形モードではなく、サスペンション締結点近傍の局所変形によって引き起こされることを示している。つまり、操縦安定性改善を目的とした車体剛性向上対策において、骨格剛性を高めるよりも、サスペンション締結部等の局所剛性を高める重要性を述べている。

車体変形による接地荷重変化の影響

そのほかに、レーシングカートを対象にした車体の弾性変形と操縦安定性との関連性についての解析例の報告がなされている^[18]。椎葉らは、車体変形に伴うアライメント変化が車両運動特性に及ぼす影響に加え車体剛性とタイヤ接地荷重変動の関係に着目し、車体の弾性変形を考慮した走行解析モデルによる走行シミュレーションと実走行試験を実施することで、アライメント変化と接地荷重変化のそれぞれが車両運動特性に及ぼす影響について報告している。この報告によると、剛性の異なる二つの車体フレームによる解析及び実験結果を比較し、高い剛性を持つ車両では、操舵入力に対するヨーレートの応答ゲインが高くなり、操縦安定性が向上することが確認されている。剛性向上が操縦安定性を改善する理由として、剛性の高低でタイヤの滑り角に変化は見られないが、高剛性化によってタイヤ接地荷重の変動が抑制され、結果として操縦安定性が改善すると考察している。この報告は、乗用車ではなくレーシングカートであるものの、前述の小泉らの報告^[64]と異なり、局所的な変形だけでなく車体全体の変形も操縦安定性に影響を及ぼす可能性を示唆している。

応答性能と官能評価の相関

上述するような定量化が比較的容易で数値解析による評価が可能な車体剛性と車両運動特性の関係に対し、ドライバの官能評価（または、主観評価）に関する研究報告は、主に自動車メーカーより実験的な取組みとして報告がなされている^[17,36-38,40-45,48-57]。車両応答が、直接的な官能評価ではないが人の認知度や疲労に与える影響についての研究報告もいくつか存在する^[39,63,65-67]。

車両の旋回時におけるヨーレートゲインとピーク応答時間に関する研究^[47]、ステップ操舵入力試験における横滑り角の定常値とヨーレートピーク応答時間がドライバの主観評価に与える影響の調査^[46]、ヨーレート及び横加速度のピーク応答時間とドライバへの負担との関係に関する報告^[63]、または、横加速度の時間微分である横ジャークの大きさと発生

タイミングを制御することで官能評価を向上する報告 [38,42,55]等について見ると、いずれも、ステップ操舵入力試験のような過渡応答から定常に至るまでの試験において、各物理量の時刻履歴とドライバの官能評価結果の関係について述べている。

1.3.1 項においても触れるが、ドイツ Volkswagenwerk AG の Lincke らにより、ドライバの主観的評価に関する研究が報告されている [46]。8名の一般ドライバ（走行試験を専門に行う職業ドライバではないという意味）を被験者として、複数車種の実走行試験に加え、複数の車両特性を再現できるドライビングシミュレータを用い、被験者の主観評価に影響を及ぼす車両特性を報告するものである。この報告によると、ドライビングシミュレータにおいて定められたコースを走行する際に被験者が感じるハンドリングの良し悪しである総合的主観評価結果が、操縦安定性試験の一つであるステップ操舵入力試験から得られる、応答時間（操舵開始からヨーレートや横滑り角がピーク値に至るまでの時間）や横滑り角の定常値と相関が見られる。特に、現在ではISOにも規定されるTBファクタと呼ばれる（Linckeらの報告では、 $T_{\psi} \beta_{\text{STAT}}$ と表記）、ヨーレートピーク応答時間 $T_{r_{yaw}}$ と横滑り角の定常値 β_0 との積と強い相関があることが報告されている。TBファクタが低い車両は、被験者の総合的主観評価が良いという結果が得られている。

上記の Lincke らによる報告では、ヨーレートの応答時間と横滑り角の大きさによる整理がなされているが、Lincke 以降の研究においては、横滑り角へ着目が少なく、横加速度応答に着目した研究が多い。しかし、近年、再び、横滑り角の大きさやヨーレートに対する横滑り角の方向が操縦安定性やドライバの官能評価に影響を及ぼすことが報告されている [68-70]。たとえば、鈴木らの報告においては、8名の被験者によるドライビングシミュレータ試験から、横滑り角がヨーレートと反対方向に出る場合、その絶対値が小さいほどドライバによる修正操舵量が減少し、特に、横滑り角がゼロを維持する車両では官能評価が高いことが報告されている [69]。

車体の剛性感

上記で紹介する過去の知見は、操縦安定性及びドライバの官能評価に関する報告を含むが、官能評価の一つである剛性感について直接的に報告する例は少ない。富岡らの報告はその少ない例の一つであり、「剛性感」という言葉を用い自動車車体の開発に関し報告している [19]。この報告において、剛性感とは、車体の「箱感」とサスペンションの「減衰感」の二つに分けられ、前者を「サスペンションの入力に対して車体の変形が感じられない状態を表す」とし、後者を「サスペンションにおける減衰力自体を感じるフィーリング」と定義している。この減衰感を高めるためには、走行時におけるサスペンションからの入力に対し、車体のねじり変形の位相遅れの低減が重要であると報告されている。

また、嶋中らは、その報告の中で直接剛性感という言葉を使用していないが、車体のね

じり変形の位相遅れについて言及している^[20]。変形の位相遅れをヒステリシスと称し、「操作と車両の動きの一体感」を低下させるものであると述べている。

1.3.3 車体変形における構造ヒステリシスの影響に関する報告

局所的な塑性変形による構造ヒステリシス

上述する富岡ら^[19]及び嶋中ら^[20]による報告から、ドライバが走行時に感じる操舵剛性感は、車体変形における構造ヒステリシスに関係していることが推察される。嶋中らの報告では、車体の構造ヒステリシスの発生要因はスポット溶接部の局所的な塑性変形であると論じている。これは、比較的低い強度の鋼材（軟鋼）における、いわゆる降伏応力以下での塑性変形挙動や、荷重反転時に見られる Bauschinger 効果^[71]による材料のヒステリシスの挙動が車体の変形において構造ヒステリシスを生じさせることを想定しているものと思われる。しかし、実際の車両走行においてスポット溶接の塑性変形について解析した報告例は少なく、また、それらも未舗装路（悪路）走行における大きな荷重入力の下におけるスポット溶接部の破壊に着目した評価に限られる^[72]。また、車体において局所的であっても繰り返し塑性変形が導入されるとすると、疲労による破断が発生する可能性があるが、そのような報告は見られない。

板間摩擦による構造ヒステリシス

悪路に比べて入力荷重が低い一般的な舗装された路面の走行のように、車体を構成する部品に導入されるひずみが十分に低い領域において、車体の構造ヒステリシスがなぜ生じるのかという疑問に対して明確に答える報告は少ない。しかし、近年、車体剛性の非線形性が大きい、たとえば、車体にかかるねじりモーメントの上昇に従い車体ねじり剛性が徐々に低下する現象が大きいと、同程度の車体ねじり剛性を持っていたとしてもドライバの官能評価が悪化するという報告がなされている^[21]。この報告では、車体の一部を抽出した部分構造体を対象に、走行中に車体にかかる荷重によって生じる変形を再現する準静的繰返し載荷実験において、与える荷重と荷重点変位の履歴が描く線図がヒステリシスループを描くことを確認している。板間接触摩擦を考慮した有限要素法（以下、FEM）数値解析モデルを用いた上記部分構造体及び車体ねじりの解析から、車体ねじり条件において荷重と変位の履歴において実験と同様の構造ヒステリシスが再現されることを示し、以上の実験と数値解析の比較から、車体に加わる静的な荷重の繰返しにおいて、荷重と変位の関係の非線形性は、車体を構成する複数の部品の相対する溶接フランジ面における板間接触摩擦による影響であると結論付けている。さらに、構造用接着剤を適用しない車体に比べ、一部（車体の開口部等）の溶接フランジの板間に適用することで車体の構造ヒステリシスが低減することが FEM 数値解析上で確認されている。その車体 FEM 数値解析モデルを適用した機構解析モデルによる走行解析によって、操舵入力に対する車両重心位置のヨーレー

ト (地面に垂直方向軸回りの角速度) のピークが増大し操縦性が向上することが報告されている。ただし、接着剤の適用は構造ヒステリシスを低減するだけでなく、わずかであるが車体の剛性を向上させており、構造ヒステリシスと剛性の影響の切り分けはできていない。また、この報告では、スポット溶接ナゲット外周から板厚程度の円環状の領域において接触が生じ他の領域にはフランジ間に空隙が存在しているとしたモデルを採用している。しかし、接触摩擦挙動を詳細に分析するには至っておらず、スポット溶接が施されるフランジ面における接触と滑り挙動に関する更なる研究が必要である。

1.3.4 接触摩擦による構造ヒステリシスに関する報告

自動車車体に限定せず構造物全般に目を向けると、接触摩擦を要因とする構造ヒステリシスに関係し多数の報告が見られる。その中でも、ボルト締結部やスポット溶接された平板接合構造の摩擦面における固着-滑りが生み出す動的なヒステリシス現象を振動減衰によって評価する報告が多数あり [73-76]、いくつかの研究についてレビューする。

重ね平板の固有振動モード減衰率

平居らは、部分的な重なりを持つ二枚の金属板を金属治具とともにボルトで締結した試験体を対象に、接触を考慮しない有限要素モデルを用いて固有モードを計算し、得られるモード変位を強制変位とした有限要素モデルによる静的接触解析を実施し、二枚の金属板間の接触部に生じる摩擦力と相対変位から摩擦による振動減衰を推定する手法を提案している [75]。さらに、その手法を用い、ボルト締結箇所を変更することで金属板間の接触分布を変化させることで減衰が増減し、実測と整合する面圧はモードによって変化することを報告している。

スポット溶接継手の固有振動モード減衰率

また、Abbadいらは、一点のスポット溶接においてナゲット周辺に形成されるコロナボンド間における接触圧力を考慮し、試験体の 160 Hz 以上の固有振動モードにおいて生じるコロナボンド間における接触摩擦による減衰を実験及び数値解析によって定量的に評価し、報告している [74]。ここで報告される数値解析結果によると、溶接時に生じるコロナボンドの接触圧力を初期与圧とし、摩擦面における Coulomb 摩擦を考慮すると、与圧がない場合に比べて試験体の減衰が高くなり、実測値に近づく結果を示す。

自動車車体は多くの部品がスポット溶接によって組み上げられているが、前述の接触による減衰効果の報告から、準静的な繰り返し荷重の付与において摩擦を起因とするヒステリシス発生が推測できる。しかし、前述の平居ら及び Abbadいらの報告を含め、従来の報告は、金属板の固有振動モードにおける固着-滑り現象を減衰によって評価したものであり、自動車車体のように薄鋼板を成形しスポット溶接で組み上げられる構造物を対象に、静的、もしくは、低速で部品同士が相対運動する準静的な荷重条件における接触を起因とする構

1.4 本研究の目的

造ヒステリシスに関する研究報告ではない。さらに、スポット溶接が施工される二つ、または、それ以上の部品の接合面は設計上では互いに平行であっても、実際にプレス成形される部品はスプリングバックによって設計図面形状からずれが生じるため、成形直後に互いに非平行な接合面をスポット溶接ガンで強制的に接触させながら溶接することになる^[77]。したがって、実際の自動車車体では、接合面の一部において、前述の熊本ら及び Abbadi らの報告で言及されているコロナボンド部分よりも広い範囲において部品同士の接触が生じる得る。また、その接触領域は、コロナボンドよりも溶融ナゲットから離れているため溶融ナゲットの拘束を受けにくく、接触面における相対滑り運動がより生じやすいことから、実際の自動車車体を構成する部品では、熊本ら及び Abbadi らが扱った試験体よりも大きな摩擦による構造ヒステリシスを発生させる可能性がある。1.3.1 項で述べるように、自動車の操縦安定性に強く関わる周波数域は数 Hz 以下の低周波域であること^[17,37,78]及び構造ヒステリシスが操舵剛性感に与える影響^[19,20]も踏まえ、自動車車体における静的または準静的な構造ヒステリシスの原因を解明し低減する設計技術を確立することは、車体の軽量化と操舵剛性感の向上に寄与するものと考えられる。

1.4 本研究の目的

上述の通り、自動車車体の剛性が操縦安定性を向上することは、これまで多くの研究と報告がなされており、また、ドライバの官能評価（または主観評価）と走行試験から得られる測定値との相関に関する研究も古くからなされている。一方、富岡ら^[19]は、操舵剛性感は荷重を受ける車体の変形位相の遅れであるとし、嶋中ら^[20]は、車体の構造ヒステリシスが操舵剛性感を低下させると報告している。以上から、車体変形における剛性と構造ヒステリシスは、操舵剛性感と密接に関係していると考えられる。さらに踏み込み、これらは自動車の走行時における車両運動の応答に影響を与え、その応答からのフィードバックをドライバが操舵剛性感として評価していると予想される。つまり、車体剛性の向上に加え構造ヒステリシスの抑制は、操縦安定性を向上し操舵剛性感を改善すると考えられる。

しかし、自動車車体の変形における構造ヒステリシスが操縦安定性やドライバの官能評価に及ぼす影響に関する研究は、1.3.2 及び 1.3.3 項において紹介する近年の報告^[19-21]以外に見当たらない。また、構造ヒステリシスと操舵剛性感の関係を定量的に評価する報告はなく、評価方法を含め、さらなる研究が必要である。車体変形における構造ヒステリシスの発生原因についても、車体を構成する部品同士の板間摩擦とする報告があるものの^[21]、接触摩擦挙動を詳細に分析するには至っておらず、スポット溶接が施されるフランジ面における接触と滑り挙動に関し、さらなる研究が必要である。

そこで、本研究では、車体の構造ヒステリシスに関し、その原因と発生メカニズムを明らかにし、「操舵者（ドライバ）の操舵によって生じる車体変形を起因とする車両運動応答

の変化」と定義する操舵剛性感に及ぼす影響を定量的に評価することを目指す。

まず、操舵剛性感及び操縦安定性に影響を及ぼすと予測する車体の構造ヒステリシスについて、薄板を成形し、主に溶接によって組み立てられる自動車車体の変形における構造ヒステリシスの原因とメカニズムを明らかにすることを第一の目的とする。自動車車体の構造ヒステリシスが、熊本らによる報告^[21]と同様、部品の溶接フランジにおける板間摩擦に起因していると考え、実験及び数値解析の両方のアプローチで、準静的な繰り返し荷重にさらされる構造体内部における摩擦を起因とする構造ヒステリシス発生メカニズムを明らかにする。ただし、自動車車体は大規模構造物であるため、自動車構造の一部を模した簡易試験体による実験と数値解析を実施する。その取組みにおいて、試験体内部における摩擦のみを考慮し、他の要因を正確に除去する構造ヒステリシス測定手法を提案する。

自動車車体のような大規模構造物を対象に、得られる摩擦起因の構造ヒステリシス発生メカニズムを基にした板間摩擦を起因とする構造ヒステリシス数値解析予測モデルの構築を第二の目的とする。ここにおいても、まずは簡易試験体からモデル化を進める。フランジ面における相対変位に着目し、摩擦によるエネルギー散逸を簡単な物理モデルで表現し、少ないパラメータによる構造ヒステリシス簡易予測モデルを構築する。続いて、ねじり変形を受ける自動車車体の構造ヒステリシスを実験的に測定し、構造ヒステリシス簡易予測モデルの車体用パラメータを同定し、車体の構造ヒステリシス簡易予測モデルを構築する。この手法により、複数の荷重によって生じる車体のねじりや曲げ等の基本的な変形形態について、車体の構造ヒステリシスの同定が可能になる。

一方、実際の走行において車体の構造ヒステリシスが操縦安定性に及ぼす影響を実験的に定量化することは困難が予想される。たとえば、走行時に車体に入力されるさまざまな荷重から車体のねじり変形を引き起こすものを抽出し、車体のねじり変形の履歴と比較し、その構造ヒステリシスの大小と操縦安定性の評価指標の相関を明確化することは、技術的ハードルが多いと考える。そこで、同定される車体の基本的な変形である、ねじり及びフロント横曲げ変形における構造ヒステリシスを数値モデル化し、操縦安定性を評価する走行解析に導入する。他の変形形態についても自動車の操縦安定性に影響を及ぼすことが予想されるが、本論文では、まずは、車体骨格の全体的な変形形態に着目し、その変形における剛性と構造ヒステリシスを考慮可能な走行解析モデルを構築する。車体剛性と構造ヒステリシスの影響を切り分けて評価するために、構築される走行解析モデルには、車体変形形態における剛性及び構造ヒステリシスを独立して変更可能であることが要請される。この走行解析モデルを用い、操縦安定性に対する構造ヒステリシスの影響を見積もる。さらに、車体変形、たとえば、車体ねじり変形の応答遅れと強い相関を持つ操縦安定性評価値を抽出し、操舵剛性感を評価する指標を見出し、構造ヒステリシスが操舵剛性感指標に対し及ぼす影響を定量化することを第三の目的とする。本論文では扱わないが、実走行試験

1.5 本論文の構成

における操舵剛性感評価による検証を可能にするため、操舵剛性感指標は構造ヒステリシスに直接的に影響を受け、実走行試験において測定可能な物理量であることを要請する。

さらに、本論文では十分な議論はできないが、車体の構造ヒステリシスを制御するための設計技術について、将来の課題を論じる。本論文での議論は、車体の構造ヒステリシス制御を考慮した設計技術の構築につながるものであり、操舵剛性感を向上させるための検討を自動車開発の上流、設計段階において実施することが可能にする。通常、自動車の開発においては、ドライバーの官能評価は車両が出来上がって初めて実施されるものであり、設計の上流において操舵剛性感を向上させる対策を施すことができれば、自動車開発のスピードアップと自動車の走行に関わる性能に対し根本的な改善が可能になると思われる。本研究は、構造体の摩擦現象に関する知見を与えるだけでなく、自動車の新しい設計技術につながるものであり、自動車開発に対し強いインパクトを持つものである。

1.5 本論文の構成

本論文は、自動車の走行時においてドライバーが受ける剛性感、操舵剛性感に対し、自動車の構成部品である車体の変形特性が及ぼす影響に関する研究について報告するものであり、第1章（本章）において、研究に至る背景と目的について述べる。

第2章において、溶接フランジにおける摩擦によって生じる構造ヒステリシスを実験的に測定するためのシステムを提案する。現象の理解を容易にするため、測定対象は単純な薄鋼板を成形しフランジを有する二つの部品を溶接し組み立てるダブルハット中空梁試験体とする。溶接フランジ面において強い接触が生じるようにスポット溶接し、試験体の端面にせん断荷重を低速で与える実験を行う。実験から得られる荷重-変位ヒステリシスループを積分して得られる損失エネルギーを評価する。さらに、上記の接触部位を持つ試験体に加え、接触を持たない試験体を作成し、同様の測定を実施する。二つの試験体の測定結果を比較することで、試験機が持つ構造ヒステリシスによる不可避的な影響を除去し、試験体内の接合面における摩擦のみを起因とする損失エネルギーを抽出する。実験結果の荷重速度に対する依存性を調べ、摩擦損失の静的及び動的特性を議論する。さらに、荷重速度ゼロへの極限值として計算される静的摩擦損失と最大荷重時に試験体内部に蓄えられるひずみエネルギーとの比を摩擦ヒステリシスとして評価し、最大荷重に依らず、ほぼ一定になることを明らかにする。また、上記の結果についての理解を深めるため、摩擦を考慮した単純な力学モデルを構築し、導出される摩擦損失の最大荷重及び荷重速度に対する傾向が実験結果と良い一致を示すことを報告する。

第3章において、第2章で得られる実験結果を定量的に説明するため、接触及び摩擦を考慮した詳細なモデルを用いた有限要素法による数値解析を実施する。荷重点における荷重-変位線図がヒステリシスループを描くことを確認する。そのループで囲まれる面積が

ら計算される損失エネルギーと摩擦面における相対滑りと摩擦力分布から計算される摩擦によって消費されるエネルギーが一致することを確認する。さらに、計算される損失エネルギーと第2章で得られる実測値が完全ではないが定量的に合うことを確認することで、測定される構造ヒステリシスが板間の摩擦によるものであることを結論付ける。さらに、試験体モデルに単純せん断荷重、純曲げモーメント及び軸ねじりモーメントを与える解析を実施し、単純せん断において計算される摩擦損失はせん断曲げの結果と一致すること、純曲げモーメントにおいては摩擦損失が発生しないこと及び軸ねじりモーメントにおいて摩擦損失が発生することが確認される。各荷重条件の計算結果において、フランジ面の相対変位を観察することで、フランジ面における摩擦損失を発生させる荷重はせん断力であることを確認する。

第4章において、第2章で述べる実験及び第3章で述べる数値解析から得られる摩擦を起因とする構造ヒステリシスの発生メカニズムに基づき、車体モデルと同程度の粗いメッシュモデルを用いて、摩擦を起因とする構造ヒステリシスを予測するモデルを提案する。本モデルでは、まず、通常有限要素法による構造解析から計算できるフランジ面における相対変位に着目する。相対変位をフランジ面に対し垂直成分と水平成分に分離し、摩擦力が相対変位のフランジ面水平方向成分（相対滑り）に依存するモデル及び垂直方向成分（ギャップ変化）に依存するモデルの二つの予測モデルを構築する。計算される摩擦力と相対滑りをから、モデル上の各節点における摩擦による損失エネルギーを算出し、第2章におけるせん断曲げ実験結果及び第3章における軸ねじり数値解析結果の双方と一致度が高い、相対滑りに依存する摩擦モデルを構造ヒステリシス予測モデルとして選択する。

第5章において、車体のねじり変形における構造ヒステリシス測定における試験機固有の構造ヒステリシスを除去する第2章の手法に類似の試験方法を提案する。実測される構造ヒステリシスは、第2章の結果と同様、与える最大ねじりモーメントに依らずほぼ一定となることが確認される。車体の数値解析モデルに第4章で構築する構造ヒステリシス予測モデルを適用し、実測される構造ヒステリシスを再現するようにパラメータを同定する。そのパラメータを実走行状態に近い状態の車体の構造解析モデルに適用し、車体ねじり変形及びフロント横曲げ変形における構造ヒステリシス予測について報告する。

第6章の最初に、走行解析による操縦安定性評価に使用される物理量について、自動車の運動力学の観点から説明する。続いて、第5章で得られる車体ねじり及びフロント横曲げ変形における剛性及び構造ヒステリシスを持つ車体を簡易化し組み込んだ走行解析モデルの構築について述べる。評価に用いるモデルは、車体ねじり及びフロント横曲げ変形を単軸回転するヒンジジョイントで表現し、ジョイントと前後サスペンションは剛梁で結合される。両ジョイントの変位角に対する反モーメントは Bouc-Wen モデル^[79,80]によって表現されるヒステリシス特性を持つ。Bouc-Wen モデルのパラメータを適切に選ぶことで、

1.5 本論文の構成

車体変形における剛性及び構造ヒステリシスの大きさを独立して変更し評価することを可能にする。この走行解析モデルを用いたステップ操舵応答解析から得られるヨーレートおよび横加速度のピークと応答時間，横滑り角定常値及び Lincke ら^[46]によって提唱されドライバの官能評価との相関が報告されている TB ファクタ（ヨーレートピーク応答時間と横滑り角定常値の積）を評価する。その結果，特に，車体ねじりの構造ヒステリシスの増加に伴い，各評価値の変化から操縦安定性が低下することが示され，TB ファクタは増加，つまり，官能評価が低下することが示される。加えて，構造ヒステリシスの増加は，旋回初期における車体変形の応答遅れの増大を通じてヨー加速度ピークを低下させ，また，定常旋回状態における車体変形の残留の増大を通じて横滑り角定常値を増加させるというメカニズムを解明する。さらに，ドライバが操舵した際に生じる車体変形に影響を受け変化し，横滑り角定常値とヨー加速度ピーク値の比である BA ファクタを操舵剛性感指標として提案する。構造ヒステリシスの増加は BA ファクタを上昇させ，操舵剛性感を低下させるという結論を導く。

最後に，第7章において，本研究で得られる成果についてまとめ，将来の課題について述べる。

参考文献

- [1] 荒井久治. 自動車の発展史 ～ルーツから現代まで～ (上), pp. 1-45. 山海堂, 東京, 初版, 1996.
- [2] 日本自動車工業会. 「世界各国／地域の四輪車生産台数」(日本自動車工業会ホームページ). <http://www.jama.or.jp/world/world/world_t2.html>. (参照 2018年4月1日).
- [3] 日本自動車工業会. 「世界各国の四輪保有台数」(日本自動車工業会ホームページ). <http://www.jama.or.jp/world/world/world_2t1.html>. (参照 2018年4月1日).
- [4] 温室効果ガスインベントリオフィス (GIO). 「第2章 2.1 節温室効果ガス排出量及び吸収量の推移」(日本国温室効果ガスインベントリ報告書 2017年). <http://www-gio.nies.go.jp/aboutghg/nir/2017/NIR-JPN-2017-v3.1_web.pdf>, 2017. (参照 2018年3月3日).
- [5] The international council on clean transportation (icct). 2017 global update: Light-duty vehicle greenhouse gas and fuel economy standards. <https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/2017-Global-LDV-Standards-Update_ICCT-Report_23062017_vF.pdf>, 2017. (参照 2018年5月22日).
- [6] 内閣府. 「第1編 第1部 第1節道路交通事故の長期的推移」(平成29年交通安全白書(全文)). <http://www8.cao.go.jp/koutu/taisaku/h29kou_haku/index_zenbun_pdf.html>, 2017. (参照 2018年3月3日).
- [7] 内閣府中央交通安全対策会議. 「第1部 第2節道路交通の安全についての目標」(第10次交通安全基本計画). <http://www8.cao.go.jp/koutu/kihon/keikaku10/pdf/kihon_keikaku.pdf>, 2016. (参照 2018年3月3日).
- [8] 自動車産業ポータル MARKLINES. 「NCAP (新車アセスメントプログラム) の概要と動向」(MARKLINES ホームページ). <https://www.marklines.com/ja/report_all/rep1657_201712>, 2017. (参照 2018年4月1日).
- [9] 国土交通省および独立行政法人自動車事故対策機構 (NASVA). 「第1編 第1章 乗員保護性能評価等」(衝突安全性能評価詳細版 2017年版). <[http://www.nasva.go.jp/mamoru/download/JNCAP_2017_full_x-1a\(jp\).pdf](http://www.nasva.go.jp/mamoru/download/JNCAP_2017_full_x-1a(jp).pdf)>, 2017. (参照 2018年4月1日).

1.5 参考文献

- [10] 河内毅, 丹羽俊之, 野村成彦. 衝突解析精度向上に関する報告. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 101-12, pp. 13-16, 2012.
- [11] Automotive Circle. EuroCarBody 報告資料, 2005-2017. (参照 2018 年 4 月 1 日).
- [12] 自動車技術会. フォーラム-車体の最新技術資料, 2012-2017.
- [13] 薄鋼板成形技術研究会 (編). プレス成形難易ハンドブック, p. 10. 日刊工業新聞社, 東京, 第 4 版, 2017.
- [14] 栗山幸久, 山崎一正, 橋本浩二, 大橋浩. ULSAB-AVC の成果概要-Ulsab-Avc 成果報告 I-. 材料フォーラム, pp. 16-21, 横浜, 2002. 自動車技術会.
- [15] 栗山幸久, 橋本浩二, 稲積透, 渡辺憲一, 福井清之. 次世代鋼製環境対応車 Future Steel Vehicle (第 1 報). 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 2, pp. 511-516, 2013.
- [16] 稲積透, 栗山幸久, 渡辺憲一, 福井清之. 次世代鋼製環境対応車 Future Steel Vehicle (第 2 報). 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 2, pp. 517-522, 2013.
- [17] 中谷弘能. 自動車の望ましい応答特性について-四輪操舵車を用いた操安性の研究-. 国際交通安全学会誌, Vol. 10, No. 2, pp. 62-70, 1984.
- [18] 椎葉太一, 小池亮太, 陳思予. フレキシブルマルチボディ車両モデルを用いたレーシングカートの運動特性評価. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 806, pp. 3291-3301, 2013.
- [19] 富岡敏憲, 執行貴彦, 望月浩孝. CX-9 の車体剛性の開発. マツダ技報, No. 25, pp. 61-64, 2007.
- [20] 嶋中常規, 中山伸之, 友貞賢二, 吉井群治, 渡邊雅哉. 新型マツダアクセラのダイナミック性能. マツダ技報, No. 27, pp. 60-65, 2009.
- [21] 熊本雅比古, 岡野恭久, 中島次郎, 赤松博道, 松本哲郎, 南部明宏, 福島英樹. 操安性能に影響する車体剛性非線形性の解析. 2017 年秋季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 157-17, pp. 1240-1245, 大阪, 2017. 自動車技術会.
- [22] Matschinsky, W. *Road Vehicle Suspension*, pp. 241-267. Professional Engineering Publishing Limited, London, UK, 1st edition, 2000.
- [23] Happian-Smith, J. *An Introduction to Modern Vehicle Design*, pp. 125-155. Society of Automotive Engineers, Inc, Warrendale, US, 2nd edition, 2004.

- [24] 式田昌弘. 自動車の強度安全 (4) . *LEMA*, Vol. 509, pp. 71–82, 2012.
- [25] 山崎賢二, 味村寛, 大津義郎. 車体弾性特性を考慮した機構解析技術. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 973, pp. 133–136, 1997.
- [26] 小林義明, 米川隆, 本間和正, 大榎一史. モーダル手法を用いたフルビークルシミュレーション技術の開発. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 982, pp. 207–210, 1998.
- [27] 川崎哲, 神田勝幸, 阿部智志, 笠原勇, 澤田裕之, 戸畑秀夫, 八木徹, 味村寛. 車体と車両運動性能解析技術. 日産技報, No. 45, pp. 34–38, 1999.
- [28] 長久真樹, 日下馨, 皆川正明. ハンドリングへのボディ弾性の影響. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 91-99, pp. 1–4, 1999.
- [29] Nagahisa, M., Kusaka, K., Minakawa, M., and Nirei, T. The influence of body flexibility on the handling characteristic. *Proceedings of the international pacific conference on automotive engineering*, pp. 203–210, 1999.
- [30] 横井俊也, 岡村健吾, 二宮次郎. フルビークルモデルによる車体振動解析技術の研究. *Honda R&D technical review*, Vol. 14, No. 1, pp. 171–180, 2002.
- [31] 白石祐二, 青木弘文, 北村博史, 上田悦広, 牛村智也. 操縦安定性に及ぼす車体剛性寄与メカニズムの解明. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 101-04, pp. 1–4, 2004.
- [32] 鴨志田隆則, 山崎雅典, 安芸雅彦, 渡辺亨, 背戸一登, 田島洋. 車体剛性が車両の動的挙動に与える影響とそのメカニズムに関する理論的・実験的研究. *Dynamics & Design Conference*, Vol. 2008, pp. 540–1–540–6, 2008.
- [33] 久世正文, 梅原康平. 走行時のボデー過渡変形予測技術. 自動車技術, Vol. 64, No. 7, pp. 87–91, 2010.
- [34] 内山翔太, 瀬戸雅宏, 山部昌. ソーラーカーにおけるフレーム剛性が操縦安定性に及ぼす影響. 日本機械学会 交通・物流部門大会講演論文集, Vol. 2015.24, pp. 1310–1–1310–4, 2015.
- [35] 内藤真先, 足立由夫, 長久真樹. 旋回時の路面入力に対する車両応答に関する研究. 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 1, pp. 54–59, 2018.
- [36] 松井達彦, 土谷幸広, 長井麗和, 岡留康文, 神野圭造. 車両乗心地「重厚感」の評価法について. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 20-99, pp. 9–12, 1999.

1.5 参考文献

- [37] 武井一剛, 安田栄一, 土居俊一. 車両のヨー回転振動に対する人間の知覚感度. 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 36, No. 3, pp. 47–53, 2001.
- [38] 山門誠, 安部正人. 加加速度情報を用いたドライバ制御特性の新しい解釈方法 – 減速から旋回にいたるまでの自然な運転操作の分析. 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 4, pp. 29–34, 2007.
- [39] 山本泰, 酒井英樹, 大木幹志, 福井勝彦, 安田栄一, 菅原朋子, 小野英一. 視覚・動揺感受性に基づく操舵過渡応答性能の向上 (第 2 報) ロール感の解析. 自動車技術会論文集, Vol. 38, No. 2, pp. 13–18, 2007.
- [40] 中野史郎, 吉元浩司, 木村秀司, 葉山良平. 操舵性能の物理特性モデリングを活用した伝達系要素設計に関する研究 (第 1 報). 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 785, pp. 176–186, 2012.
- [41] 山田大介, 久代育生, 村岸裕治. 操舵トルクの特徴が人間–自動車系に及ぼす影響. 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 2, pp. 459–465, 2013.
- [42] 山門誠, 長塚敬一郎. 車両横加加速度に基づくヨーモーメント制御手法の検討. 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 2, pp. 491–497, 2013.
- [43] 中井幹雄, 水谷一樹, Zahid, H. ベクトルを用いた変位と速度により復元力が変化するヒステリシスを有する区分線形系の解析方法. 日本機械学会 Dynamics & Design Conference, Vol. 2002, p. 12, 2002.
- [44] 坂井英樹. 自動車運動力学 気持ち良いハンドリングのしくみと設計, p. 14. 森北出版, 東京, 第 2 刷, 2015.
- [45] 大滝雄介, 日下馨, 中原淳, 久世正文. ハンドリングと乗心地を両立するための非線形 cae 技術. *Honda R&D technical review*, Vol. 29, No. 1, pp. 151–159, 2017.
- [46] Lincke, H., Richter, B., and Schmidt, R. Simulation and measurement of driver vehicle handling performance. *Automobile Engineering Meeting*, pp. 1–12, 1973.
- [47] Weir, D. H. and DiMarco, R. J. Correlation and evaluation of driver/vehicle directional handling data. *Automotive Engineering Congress and Exposition*, pp. 1–16, 1978.
- [48] 入江南海雄, 芝端康二. リヤサスペンション特性が操縦安定性に及ぼす影響. 自動車技術, Vol. 39, No. 3, pp. p275–285, 1985.

- [49] 安部正人, 芝端康二, 清水康夫, 佐野彰一. VGS (Variable Gear-ratio Steering System) 車両のステアリングゲインと車両運動性能の解析. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 90-99, pp. 5-8, 1999.
- [50] 藤代武史, 伊藤健, 川辺武俊, 金井喜美雄, 越智徳昌. 四輪操舵車の安定性に関する一考察. 計測自動制御学会論文集, Vol. 25, No. 2, pp. 208-214, 1989.
- [51] 原田宏, 原田正範, 遠藤正幸. 大形車両操縦性安全性の解析と評価: 操舵応答の感度解析と閉ループ系評価指標: 機械力学, 計測, 自動制御. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 657, pp. 1552-1558, 2001.
- [52] 服部義和, 小野英一, 福井勝彦, 村岸裕治, 小城隆博, リムピバンテン佐藤伸介. 人間の感受性を考慮した 4 輪アクティブステア制御. 自動車技術会論文集, Vol. 39, No. 2, pp. 39-44, 2008.
- [53] 加藤和人. 定常振動によるシート上乘心地の評価手法開発. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 20-99, pp. 1-4, 1999.
- [54] 木原三津夫, 加藤英司郎, 松浦和利. 感性に基づく車両運動性能評価. 日産技報, No. 45, pp. 12-15, 1999.
- [55] 古平貴大, 大木幹志, 久代育生. 人間の感受性に基づく車両過渡応答. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 148-07, pp. 13-18, 2007.
- [56] 神殿健, 八木徹, 加藤和人, 阿部智志, 島田博. 人間感覚を考慮したシート上定常乗心地現象についての設計手法開発. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 20-99, pp. 5-7, 1999.
- [57] 久代育生. 操舵感向上のための操舵トルクヒステリシス. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 91-10, pp. 1-6, 2010.
- [58] Mewis, J., Spaull, A. J. B., and Helsen, J. Structural hysteresis. *Nature*, Vol. 253, No. 618, 1975.
- [59] Ruderman, M. and Bertram, T. Structural hysteresis model of transmitting mechanical systems. *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 585, No. 1, p. 012009, 2015.
- [60] 自動車技術ハンドブック編集委員会 (編). 自動車技術ハンドブック 第 7 分冊 試験・評価 (車両) 編 改訂版, pp. 101-122. 自動車技術会, 東京, 2006.

1.5 参考文献

- [61] Wallentowitz, H. *Lecture Automotive Engineering II Vertical / Lateral Dynamics of Vehicles*, pp. 146–201. Institut Für Kraftfahrwesen Aachen (ika) RWTH Aachen, Aachen, GERMANY, 5th edition, 2006.
- [62] Bergmann, W. The basic nature of vehicle understeer-oversteer. *Society of Automotive Engineers Transactions*, Vol. 74 Papers 650001–650225, pp. 387–422, 1966.
- [63] 毛利宏. 車両操安特性の違いがドライバの運転ストレスに及ぼす影響の検討. *自動車技術*, Vol. 48, No. 12, pp. 30–35, 1994.
- [64] 小泉陽, 山下真一郎, 近藤一生, 吉岡透. 実走行時車体変形計測技術の開発と走行中の車体変形モードに関する考察. *自動車技術会学術講演会前刷集*, No. 91-00, pp. 1–4, 2000.
- [65] 古平貴大, 山本泰, 酒井英樹, 村岸裕治, 福井勝彦. 視覚・動揺感受性に基づく操舵過渡応答性の向上 (第3報) ピッチに関する考察. *自動車技術会学術講演会前刷集*, No. 103-06, pp. 1–4, 2006.
- [66] 村岸裕治, 福井勝彦, 朝賀泰男, 小野英一, 山本泰. 視覚 動揺感受性に基づく操舵過渡応答性能の向上 (第1報運動感受特性解析装置の開発). *自動車技術会学術講演会前刷集*, No. 10-06, pp. 1–4, 2006.
- [67] 安部原也, 菊地一範, 岩城亮, 藤井健. ドライバの視覚的な注意に対する認知負荷の影響 (機械力学, 計測, 自動制御). *日本機械学会論文集 C編*, Vol. 76, No. 767, pp. 1662–1668, 2010.
- [68] 森正樹, 菅沢深. 車体横滑り角が操舵に及ぼす影響. *自動車技術会学術講演会前刷集*, Vol. 2010.7, pp. 423–424, 2010.
- [69] 鈴木雄太, 風間恵介, 孕石泰丈, 毛利宏, 菅沢深. 車体横すべり角が操舵に与える影響について. *日本機械学会論文集*, Vol. 80, No. 815, pp. TL0217–TL0217, 2014.
- [70] 菅沢深. 自動車操縦安定性の基礎理論とフィーリング評価, 2018. テックデザインセミナー配布資料 (2018年7月31日).
- [71] 山田哲, 今枝知子, 岡田健. バウシンガー効果を考慮した構造用鋼材の簡潔な履歴モデル. *日本建築学会構造系論文集*, Vol. 67, No. 559, pp. 225–232, 2002.
- [72] 武田健二, 白松広大, 岩田成樹, 寺口毅. 悪路走行入力における車体スポットの疲労強度分析技術の開発. *自動車技術会学術講演会前刷集*, No. 129-13, pp. 19–24, 2013.

-
- [73] Abad, J., Franco, J. M., Celorrio, R., and Lezáun, L. Design of experiments and energy dissipation analysis for a contact mechanics 3D model of frictional bolted lap joints. *Advances in Engineering Software*, No. 45, pp. 42–53, 2012.
- [74] Abbadi, Z., Aubby, D., Germes, S., Jezequel, L., and Herpe, F. V. An improved model for dissipation in welding spot joints. *Proceedings of ISMA 2004, International Conference on Noise and Vibration Engineering*, pp. 1207–1220, 2004.
- [75] 平居嵩朗, 鞍谷文保, 小出一志, 城戸一郎. 部分的な重なりを有する平板接合構造の簡易減衰推定法. 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 812, 2014.
- [76] 品川幹, 社本英二. 機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測 (ねじり振動が作用する場合). 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 790, pp. 2048–2063, 2012.
- [77] 吉田裕一, 瀬戸厚司, 磯貝栄志, 潮田浩作, WEBER, B. スプリングバックの影響を考慮したスポット溶接箱型断面部材の疲労寿命評価. 塑性と加工, Vol. 53, No. 621, pp. 919–923, 2012.
- [78] Irwin, I. W. Perception, comfort and performance criteria for human beings exposed to whole body pure yaw vibration and vibration containing yaw and translational components. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 76, No. 4, pp. 481–497, 1981.
- [79] Ikhouane, F., Mañosa, V., and Rodellar, J. Dynamic properties of the hysteretic Bouc-Wen model. *Systems & Control Letters*, Vol. 56, No. 3, pp. 197–205, 2007.
- [80] 立畠健一, 植田好雄, 劉棟博, 藤井文武. 改良 Bouc-Wen モデルを用いたピエゾアクチュエータのヒステリシス特性のモデル化. 日本機械学会論文集, Vol. 83, No. 852, pp. 16–00462–16–00462, 2017.

第2章 摩擦による構造ヒステリシス測定手法 の構築（要約）

本章において、構造物の構造ヒステリシスを同定するための実験について述べる。

接触摩擦によって生じる構造ヒステリシスを実験的に測定する試みは、自動車車体については、これまでにわずかに報告されるのみである^[1]。熊本らは、自動車車体のねじり剛性試験において、車体に与えるモーメントと車体の変形を測定して得られるねじれ角との間に、ヒステリシス、つまり、載荷と除荷で異なる線図を描くことを確認している。また、車体の一部を切り出した部分構造体を対象に走行時における変形状態を再現する載荷試験を実施し、測定される荷重-変位線図においてヒステリシスループが生じることを確認している。しかし、この試験では、試験体の固定部や荷重を与える点において生じる摩擦の影響については言及されていない。摺動部では必ず摩擦が存在し、また、固定部においても変位測定が困難なほどの微小な滑りが発生し得る。そのため、試験体そのものが持つ構造ヒステリシスを評価するためには、試験機系が持つ構造ヒステリシスを除外することが必要になる。

さらに、自動車車体以外の構造体に目を向けると、ボルト締結や機械接合された構造体や試験体を対象に振動過程における減衰に着目した研究^[2-5]、または、スポット溶接によって締結された小試験体や簡易部品が対象の振動過程における減衰に着目した研究^[6-8]等が見られる。しかし、これらは、入力荷重が比較的短い時間で変動する動的な試験における構造ヒステリシスを評価したものであり、本研究の対象である、1.3.1項に述べる自動車のコーナリングのように入力が長い時間で変化、または、ほぼ静的とみなせる環境における構造ヒステリシスを直接評価した報告ではない。

本章では、固定部や試験機の摺動部における摩擦による影響を取り除き、準静的な（ゆっくりとした）載荷と除荷の過程において、溶接フランジに板間接触が存在する試験体を持つ構造ヒステリシスのみを抽出する手法を提案する。現象をより単純にし、理解をしやすいするために、薄鋼板をハット状に成形した二つの部品を、スポット溶接して組み上げた単純形状試験体を対象とする。構造ヒステリシスを載荷と除荷の過程において失われるエネルギー量で評価し、得られた結果を説明するための物理モデルを構築し、議論する。

2.1 摩擦を起因とするエネルギー損失の同定試験

2.1.1 せん断曲げ試験機の構成

2.1.2 荷重軸線上変位の定義

2.1.3 試験条件

2.1.4 摩擦損失の定義

2.2 試験結果

2.2.1 荷重－変位線図及び試験体剛性

2.2.2 損失エネルギー測定結果

2.2.3 摩擦損失の静的及び動的特性

2.3 試験結果の考察

2.3.1 摩擦損失の力学モデル構築

2.3.2 摩擦による構造ヒステリシスの力学モデル

2.4 結言

本章では、プレス成形された鋼板をスポット溶接によって組み立てたダブルハット部品を対象に、溶接フランジにおける接触摩擦を起因とする損失エネルギー（摩擦損失）を実験的に計測する手法を提案する。準静的、かつ、弾性の範囲において変形させ、荷重－変位線図によって囲まれる面積を損失エネルギーとし、溶接フランジ同士がほぼ接触していない試験体と強く接触する試験体の損失エネルギーの差を算出することで、測定上不可避免的な試験機における損失を取り除く。実験の結果、摩擦損失エネルギーは様々な試験条件において非負であり、塑性を伴わない弾性変形領域であっても摩擦によって構造ヒステリシスが発生することが判明する。自動車の走行試験におけるドライバ官能評価である操舵剛性感（steering-rigidity feeling）に影響を及ぼすと言われる車体の構造ヒステリシス^[1, 11]の発生要因の一つが車体を構成する部品間の摩擦である可能性が見出される。

溶接フランジに接触摩擦を有するダブルハット試験体の摩擦損失について、

- i. エッジ接触試験体に比べR止まり接触試験体は高い摩擦損失を示す。
- ii. 最大荷重及び荷重速度の増加に伴い増加する。
- iii. 荷重速度ゼロへの外挿値である静的摩擦損失と荷重速度に比例する動的摩擦損失に分離できる。
- iv. 静的摩擦損失は、最大荷重の平方に比例する。
- v. 動的摩擦損失は、最大荷重と荷重速度の積に比例する。

- vi. R 止まり接触試験体とエッジ接触試験体との差は、静的摩擦損失に現れるが、動的摩擦損失に差は見られない。
- vii. 静的摩擦損失と最大荷重におけるひずみエネルギーとの比である摩擦ヒステリシスは、最大荷重に依らず、ほぼ一定となる。

という試験結果を得る。

さらに、試験体中の摩擦による反力を変位の絶対値に比例する Coulomb 摩擦と変位速度に比例する粘性摩擦の和とした力学モデルから予想される試験体の摩擦損失の静的及び動的特性の最大荷重依存性は、試験結果と良い一致を示す。実験結果との比較から、Coulomb 摩擦における変位の絶対値の比例係数である摩擦剛性と粘性摩擦における粘性係数が同定される。また、力学モデルから、摩擦損失エネルギーと試験体の最大ひずみエネルギーとの比として定義する摩擦ヒステリシスは、速度と荷重に依存しない静的ヒステリシス及び速度に比例し最大荷重に反比例する動的ヒステリシスの和になる。同定される摩擦剛性を用いると、静的ヒステリシスは 0.6% である。入力荷重が低く変位速度が高い自動車車体の固有振動モード（数 10 Hz 以上）では、摩擦ヒステリシスの効果、すなわち、摩擦減衰が無視できない可能性がある。

次章では、本章で確認される現象のメカニズム解明をめざし、実験的には見ることができないフランジ面における接触摩擦挙動を、数値解析を用いて詳細に分析する。

参考文献

- [1] 熊本雅比古, 岡野恭久, 中島次郎, 赤松博道, 松本哲郎, 南部明宏, 福島英樹. 操安性能に影響する車体剛性非線形性の解析. 2017年秋季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 157-17, pp. 1240-1245, 大阪, 2017. 自動車技術会.
- [2] Gaul, L. and Nitsche, R. The role of friction in mechanical joints. *American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 54, No. 2, pp. 93-106, 2009.
- [3] Kuratani, F., Hirai, T., Koide, K., and Kido, I. Damping in jointed friction plates with partially overlapping interfaces. *Proceedings of 11th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics*, No. 1019, 2013.
- [4] 平居嵩朗, 鞍谷文保, 小出一志, 城戸一郎. 部分的な重なりを有する平板接合構造の簡易減衰推定法. 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 812, 2014.
- [5] 品川幹, 社本英二. 機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測 (ねじり振動が作用する場合). 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 790, pp. 2048-2063, 2012.
- [6] Enoki, S., Aoyama, E., Hirogaki, T., Andoh, H., Nakajima, M., Takimoto, T., and Katayama, T. FE analysis to evaluate the damping ratio of spot-welded frame. *Proceedings of ISMA 2004, International Conference on Noise and Vibration Engineering*, pp. 1229-1234, 2004.
- [7] Abbadi, Z., Aubby, D., Germes, S., Jezequel, L., and Herpe, F. V. An improved model for dissipation in welding spot joints. *Proceedings of ISMA 2004, International Conference on Noise and Vibration Engineering*, pp. 1207-1220, 2004.
- [8] Abad, J., Franco, J. M., Celorrio, R., and Lezáun, L. Design of experiments and energy dissipation analysis for a contact mechanics 3D model of frictional bolted lap joints. *Advances in Engineering Software*, No. 45, pp. 42-53, 2012.
- [9] 須藤正俊, 野村伸吾, 溝口孝遠, 田中福輝. 高強度薄鋼板のスポット溶接性. 鉄と鋼, Vol. 68, No. 9, pp. 1411-1420, 1982.
- [10] 古巣克也, 尼子龍幸, 中川稔章, 浜辺勉, 青木典久. エネルギー法による箱型断面梁の曲げ座屈. 日本機械学会論文集, Vol. 81, No. 828, 2015.
- [11] 嶋中常規, 中山伸之, 友貞賢二, 吉井群治, 渡邊雅哉. 新型マツダアクセラのダイナミック性能. マツダ技報, No. 27, pp. 60-65, 2009.

第3章 数値解析を用いた摩擦による構造ヒステリシス発生メカニズムの解明（要約）

第2章において、摩擦によって生じる構造ヒステリシス（friction hysteresis, 以下、摩擦ヒステリシス）を同原因によるエネルギー損失（friction loss, 以下、摩擦損失）として同定する方法を提案するが、接触面を直接観察することは事実上不可能であり、板間摩擦を論じるには実験結果の分析だけでは不十分である。有限要素法（Finite Element Method, 以下、FEM）に代表される数値解析は、接触面における現象を分析し、板間における接触摩擦及びそれによって生じるエネルギー損失現象を説明するのに有用であると考えられる。

摩擦ヒステリシスを数値解析において再現する試みは、自動車車体については、これまでにわずかに報告されるのみである^[1]。熊本らは、車体後部から一部を抽出した部分構造体を対象に載荷試験を実施し、そのときに得られるヒステリシスループを数値解析によって再現することを試みている。部品間の板間接触摩擦を考慮したFEM数値解析モデルを用いた車体及びその部分構造体の構造解析から、車体ねじり条件における荷重と変位の履歴において実験と同様の構造ヒステリシスが再現されることを示し、車体に加わる静的な荷重の繰返しにおいて現れる構造ヒステリシスが車体を構成する複数の部品の相対する溶接フランジ面における板間接触摩擦による影響であると結論付けている。また、板間に構造用接着剤を適用する車体モデルを用いて車体の構造ヒステリシスが低減すること、及び、走行シミュレーションを用いて繰返し操舵における操縦安定性が向上することを、数値解析的に示している。しかし、この報告において使用される数値解析手法は明記されていないが^[1]、陽解法による結果であり必ずしも力の釣り合いを解いているわけではない。陽解法で生じる応力振動の影響を除去するために導入される解析上のテクニックである数値減衰も解析結果におけるヒステリシスの要因になり得る。また、ここで対象とする現象は、数から数十秒間の準静的な構造変形であり、CFL: Courant-Friedrichs-Lewy 条件を考慮すると、解析実行時間が膨大になることが予想されるため、本研究における陽解法の適用は不適切であると判断する。

自動車以外の構造体に対して目を向けると、接触する薄鋼板試験体を対象に接触面圧変化がモード減衰に及ぼす影響を数値解析によって明らかにする試み^[2]、一点のスポット溶接

を施した薄鋼板試験片の固有振動モードにおける摩擦を起因とする減衰現象の再現解析^[3], または, ボルト締結される構造物の締結部摩擦を考慮した振動応答解析^[4]等を含め, 過去に多く報告されている^[2-5]. これらの報告の多くは, 振動する構造物の減衰現象を, 摩擦によって生じるエネルギー消失を数値解析で再現することで説明している. たとえば, 品川らの報告では, ボルト結合の接触面において固着部及び滑り部の概念を導入した解析を試みている. 振動負荷を与えた構造物において, 時々刻々と変化する実際の接触面における固着と滑りを力の釣り合いを考慮して解析する際に, 解析中において線形性が成立する部分を抽出し, それらに対する FEM 解析結果をデータベース化しておき, 時刻歴解析を行う際には, それらの線形和として力の釣り合いが成り立つ解を探すという手法を用いている. その手法をによって得られる摩擦損失エネルギーが実験と定量的に一致することが報告されている^[4].

本章では, 上記の報告に習い, 静的な力の釣り合いを考慮した陰解法を用い, 摩擦によって生じる散逸エネルギーを見積もることで, 第 2 章での試験結果である静的摩擦損失を再現することを試みる. 実験で用いたダブルハット試験体と同一形状の FEM モデルを作成し, 実験に相当する境界条件を与える. フランジ間には接触と摩擦を考慮し, 荷重-荷重点変位線図が描くヒステリシスループを確認し, ループ面積から得られる損失エネルギーと第 2 章で得られる静的摩擦損失と比較することで数値解析モデルの信頼性を確認する. さらに, 数値解析モデルの接触面における摩擦力と相対滑りから摩擦によって散逸するエネルギーを算出し, その値を上記ループ面積と比較することで試験体における構造ヒステリシスが摩擦によるものであることを確認する. また, 試験体にせん断力, 曲げモーメント及び軸ねじりモーメントをそれぞれ与え, 溶接フランジの変形形態や相対滑りを分析し摩擦損失を生じさせる荷重形態について議論する.

3.1 解析モデル

3.1.1 解析モデルの形状と物性値

3.1.2 接触面圧及び摩擦モデル

3.1.3 境界条件

3.2 数値解析結果

3.2.1 ヒステリシスループの形

3.2.2 実験結果との比較

3.3 摩擦による構造ヒステリシス発生メカニズム

3.3.1 相対滑りの形態と摩擦力の分布

3.3.2 ヒステリシスループ形状に関する考察

3.3.3 摩擦による構造ヒステリシス

3.3.4 スポット溶接による相対滑り分布への影響

3.3.5 摩擦損失の荷重依存性に関する議論

3.3.6 相対滑りを引き起こす荷重

3.4 結言

本章では、第2章で得られる静的摩擦損失を定量的に説明するため、また、実験では観察できない摩擦面における現象を明らかにするため、接触及び摩擦を考慮した詳細なモデルを用いた有限要素法による数値解析を陰解法で実施する。荷重点における荷重-変位線図がヒステリシスループを描き、そのループで囲まれる面積から計算される損失エネルギーと摩擦面における相対滑りと摩擦力分布から計算される摩擦によって消費されるエネルギーが一致することを確認する。さらに、計算される損失エネルギーと第2章で得られる二つの試験体における静的摩擦損失の実測値が完全ではないが定量的に合うことを確認し、実測される構造ヒステリシスがフランジ面の板間摩擦によるものであると結論付ける。

数値解析結果を基にフランジ面の相対滑り分布を分析し、以下の知見を得る。

- i. スポット溶接近傍では互いのフランジが拘束されるため、相対滑りが小さい。
- ii. スポット溶接から離れた部位の滑りが大きい。
- iii. 上記部位において、R止まりの方がエッジよりも相対滑りが大きい。これは、実験においてR止まりにて強く接触する試験体がエッジ接触の試験体に比べ大きい摩擦損失を示す要因の一つになる。

3.4 結言

- iv. フランジ面の相対滑りはせん断力によって引き起こされ、曲げモーメントによって生じない。したがって、摩擦損失を引き起こす要因は、せん断荷重によるせん断変形であり、モーメントによる曲げ変形の影響は少ない。

また、本章の数値解析結果及び第2章の実験結果から、試験体にかかる荷重に対して2次関数的に摩擦損失が上昇すること、さらに、摩擦ヒステリシスが荷重に依存しないことの原因として以下の二つを得る。

- i. 滑り領域の拡大

試験体にかかる荷重が低い状態では摩擦固着している領域が荷重の上昇に伴い滑り出し、摩擦によるエネルギー消失領域が荷重にほぼ比例して増加することにより、摩擦損失が荷重に対して2次関数的に増加する。

- ii. 接触面圧及び接触領域の増加

曲げ変形によってフランジ面同士が互いに接近するように変形し、接触面圧の上昇及び接触領域の拡大が引き起こされ、摩擦力が荷重に対して比例的に上昇することにより、摩擦損失が荷重に対して2次関数的に増加する。

ただし、接触面圧履歴から原因iiの効果は限定的（10%程度の寄与度）であり、主要因は原因iと考えられる。

摩擦損失については、数値解析と実験について定量的な一致を示すが、摩擦を起因とする構造ヒステリシスの最大荷重依存性は、数値解析と実験とは一致しないことが判明する。これは、実験では静的摩擦損失が最大荷重の平方に比例するのに対し、数値解析では、最大荷重が低い領域では非線形性を示すものの、最大荷重が高まると損失エネルギーは最大荷重にほぼ比例するためである。その原因は、上記原因iに示す荷重の増加と共に接触によって固着している領域が徐々に滑り出すことを、数値解析では表現できていないためであると考えられる。この現象を表現するためには計算コストが膨大になることが予想されること、及び、完全ではないが定量的に実測結果を表現できていることから、数値解析モデルは実験を表現している。以上の議論から、本節の冒頭で述べるように実測される構造ヒステリシスがフランジ面の板間摩擦によるものであると結論付け、薄板を成形し溶接によって組み立てられる構造体の構造ヒステリシス発生原因とメカニズムが明確になる。

参考文献

- [1] 熊本雅比古, 岡野恭久, 中島次郎, 赤松博道, 松本哲郎, 南部明宏, 福島英樹. 操安性能に影響する車体剛性非線形性の解析. 2017 年秋季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 157-17, pp. 1240-1245, 大阪, 2017. 自動車技術会.
- [2] 平居嵩朗, 鞍谷文保, 小出一志, 城戸一郎. 部分的な重なりを有する平板接合構造の簡易減衰推定法. 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 812, 2014.
- [3] Abbadi, Z., Aubby, D., Germes, S., Jezequel, L., and Herpe, F. V. An improved model for dissipation in welding spot joints. *Proceedings of ISMA 2004, International Conference on Noise and Vibration Engineering*, pp. 1207-1220, 2004.
- [4] 品川幹, 社本英二. 機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測（ねじり振動が作用する場合）. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 790, pp. 2048-2063, 2012.
- [5] Abad, J., Franco, J. M., Celorrio, R., and Lezáun, L. Design of experiments and energy dissipation analysis for a contact mechanics 3D model of frictional bolted lap joints. *Advances in Engineering Software*, No. 45, pp. 42-53, 2012.

第4章 摩擦による構造ヒステリシス予測モデルの構築（要約）

第2及び3章に示す結果から，溶接フランジ面における摩擦が構造ヒステリシスを発生させ得ることがわかる．本章では，第3章において述べる摩擦による構造ヒステリシス発生メカニズムを基に，自動車車体剛性解析モデルで多く使用されるシェル要素で構成されるFEMモデルを用い，第2章で扱うダブルハット試験体の摩擦による損失エネルギー（friction loss，以下，摩擦損失）及び構造ヒステリシス（friction hysteresis，以下，摩擦ヒステリシス）を簡易に予測するモデルを提案する．

4.1 摩擦による構造ヒステリシス簡易計算の手順

4.2 簡易形状試験体による解析

4.2.1 非線形性考慮の必要性

4.2.2 解析モデル及び境界条件

4.2.3 解析結果

4.3 フランジ相対変位解析

4.3.1 溶接フランジの定義

4.3.2 フランジ節点と対応するフランジ要素との相対変位

4.3.3 ダブルハット試験体モデルのフランジ相対変位

4.4 摩擦による構造ヒステリシス予測モデル

4.4.1 フランジ面相対滑り依存型モデル

4.4.2 フランジ面ギャップ変化依存型モデル

4.4.3 軸ねじり荷重条件における比較

4.5 フランジ面相対変位に関する考察

4.5.1 シェル要素モデルの妥当性検証

4.5.2 フランジ面相対変位を引き起こす荷重形態

4.6 結言

本章では、主にシェル要素で構築される自動車車体のような大規模構造物の構造解析モデルにおける摩擦による構造ヒステリシス予測の準備として、第2章で述べる簡易形状試験体による摩擦損失を、シェル要素によって構築される同形状モデルを用い接触非考慮の数値解析によって再現する。相対する溶接フランジ面の相対変位をFEM解析結果から求め、フランジ面水平方向変位である相対 s 倍りの増分と摩擦力の積を、荷重ゼロから最大荷重を経てゼロに戻るまでの区間で積分することで摩擦損失を算出する。フランジ面水平方向相対変位に摩擦力が比例するとするフランジ面相対滑り依存型モデル及び垂直方向相対変位に比例するとするフランジ面ギャップ変化依存型モデルを比較し、曲げせん断荷重及び軸ねじりの両方の摩擦損失を表現できるフランジ面相対滑り依存型モデルが構造物の摩擦による構造ヒステリシス予測モデルとして適切である結果を得る。

さらに、シェル要素で構築されるダブルハット試験体モデルを用い、せん断荷重とモーメント曲げを分離する解析をすることで、相対滑りを発生させる要因がせん断力であると

いう第 3 章で得られるものと同じ結論を得る。

第 5 章では，本章で構築される H モデルを車体 FEM モデルに適用し，いくつかの車体変形形態における摩擦による損失エネルギー及び構造ヒステリシスの予測を行う。

参考文献

- [1] 鞍谷文保, 山内貴士. 多点拘束を利用したスポット溶接部の簡易モデルとその動的特性.
日本機械学会論文集C編, Vol. 77, No. 777, pp. 1748–1759, 2011.

第5章 自動車車体の構造ヒステリシス（要約）

本章では、第4章で構築されるフランジ面相對変位に着目した摩擦による構造ヒステリシス予測モデル（以下、構造ヒステリシス予測モデル）を、自動車車体モデルに適用し、車体の構造ヒステリシスを同定することを試みる。

最初に、自動車車体のねじり剛性試験における構造ヒステリシスによる損失エネルギーの実測について述べる。測定される損失エネルギーが車体を構成する部品同士の板間摩擦によるものとみなし、自動車車体モデルへ構造ヒステリシス予測モデルを展開し、同モデルの合わせ込パラメータの同定を行う。最後に、車体のねじり変形以外に自動車の操縦安定性に影響すると言われる車体の横曲げ変形^[1,2]について、その変形形態における剛性と構造ヒステリシスによる損失を同定することを試みる。

5.1 自動車車体の構造ヒステリシスによるエネルギー損失の実測

5.1.1 車体ねじり剛性試験機の構成

5.1.2 車体ねじり剛性及び構造ヒステリシス損失測定方法

5.1.3 試験機の構造ヒステリシス損失

5.1.4 車体の構造ヒステリシス測定結果

5.2 車体ねじり変形における剛性と構造ヒステリシス予測

5.2.1 対象車体と座標系の定義

5.2.2 車体ねじり剛性数値解析

5.2.3 車体ねじり変形における構造ヒステリシス予測

5.2.4 車両状態におけるねじり変形

5.3 旋回時の変形形態

5.3.1 サスペンションリンクを考慮した解析モデル

5.3.2 旋回時の境界条件

5.3.3 旋回時変形解析結果

5.4 フロント横曲げ変形における剛性と構造ヒステリシス予測

5.4.1 フロント横曲げ解析モデル

5.4.2 フロント横曲げ剛性

5.4.3 フロント横曲げ変形における構造ヒステリシス

5.4.4 旋回時変形形態における剛性と構造ヒステリシス

5.5 結言

本章において、ホワイトボディを対象に、ねじり変形におけるヒステリシスを測定するため、ねじり剛性試験機固有の損失エネルギーを、内部に接触摩擦要素を持たない標準試験体を用いてあらかじめ測定し、それを車体の損失エネルギー測定結果から差し引く、第2章で紹介する手法に類似する測定方法を提案する。この測定方法で測定されるホワイトボディの構造ヒステリシスは、第2章の結果と同様、与える最大ねじりモーメントに依らず、ほぼ一定となることを確認する。ホワイトボディの数値解析モデルに第4章で構築する摩擦による構造ヒステリシス予測モデルを適用し、実測される構造ヒステリシスを再現するようにパラメータを同定する。さらに、ホワイトボディに前後サブフレーム、前後バンパ、ウィンドシールド及び補剛部品を取り付けた実走行状態に近い車体にタイヤとサスペンション

機構を加えたモデルにおいて，旋回時の荷重境界条件下における解析を実施する．その結果から，旋回時の車体変形として，車体ねじり変形とフロント横曲げ変形を抽出する．ホワイトボディの解析で同定される摩擦による構造ヒステリシス予測モデルのパラメータを車体モデルに適用し，旋回時のねじり変形及びフロント横曲げ変形における構造ヒステリシスを得る．

参考文献

- [1] 長久真樹, 日下馨, 皆川正明. ハンドリングへのボディ弾性の影響. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 91-99, pp. 1-4, 1999.
- [2] Nagahisa, M., Kusaka, K., Minakawa, M., and Nirei, T. The influence of body flexibility on the handling characteristic. *Proceedings of the international pacific conference on automotive engineering*, pp. 203-210, 1999.
- [3] 式田昌弘. 自動車の強度安全 (4) . *LEMA*, Vol. 509, pp. 71-82, 2012.
- [4] Wallentowitz, H. *Structural Design of Vehicles*, pp. 16-86. Institut Für Kraftfahrwesen Aachen (ika) RWTH Aachen, Aachen, GERMANY, 2nd edition, 2006.
- [5] Happian-Smith, J. *An Introduction to Modern Vehicle Design*, pp. 125-155. Society of Automotive Engineers, Inc, Warrendale, US, 2nd edition, 2004.
- [6] 鞍谷文保, 山内貴士. 多点拘束を利用したスポット溶接部の簡易モデルとその動的特性. 日本機械学会論文集C編, Vol. 77, No. 777, pp. 1748-1759, 2011.
- [7] 熊本雅比古, 岡野恭久, 中島次郎, 赤松博道, 松本哲郎, 南部明宏, 福島英樹. 操安性能に影響する車体剛性非線形性の解析. 2017年秋季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 157-17, pp. 1240-1245, 大阪, 2017. 自動車技術会.
- [8] 原田宏, 原田正範, 遠藤正幸. 大形車両操縦性安全性の解析と評価: 操舵応答の感度解析と閉ループ系評価指標: 機械力学, 計測, 自動制御. 日本機械学会論文集 C編, Vol. 67, No. 657, pp. 1552-1558, 2001.
- [9] 鴨志田隆則, 山崎雅典, 安芸雅彦, 渡辺亨, 背戸一登, 田島洋. 車体剛性が車両の動的挙動に与える影響とそのメカニズムに関する理論的・実験的研究. *Dynamics & Design Conference*, Vol. 2008, pp. 540-1-540-6, 2008.
- [10] 椎葉太一, 小池亮太, 陳思予. フレキシブルマルチボディ車両モデルを用いたレーシングカートの運動特性評価. 日本機械学会論文集 C編, Vol. 79, No. 806, pp. 3291-3301, 2013.

第6章 車体の構造ヒステリシスを考慮した操舵剛性感評価（要約）

第5章において、自動車の旋回時における車体の変形によって生じる構造ヒステリシスを得る。本章では、車体の剛性と構造ヒステリシスを考慮した自動車の走行解析モデルを構築し、操縦安定性及びドライバの官能評価値の一つである操舵剛性感（steering-rigidity feeling）に対する上記車体特性の影響について述べる。

自動車の走行解析による車体剛性が操縦安定性に及ぼす影響については、過去に多くの報告がなされている^[1-13]。また、操舵系の摩擦によるヒステリシスや人間系を考慮した走行解析の報告もいくつかなされている^[14,15]。

加えて、近年では、車体の構造ヒステリシスが操縦安定性に及ぼす影響について報告がなされている^[16-18]。富岡ら^[16]は操舵剛性感の改善のための自動車車体の開発において、操舵剛性感は車体における「箱感」及びサスペンションにおける「減衰感」の二つに分けられるとし、後者の感覚を改善するためには、走行時におけるサスペンションからの入力に対する車体のねじり変形の位相遅れの低減が重要であると報告されている。また、車体の構造ヒステリシスが操舵剛性感を低下させる予想させる報告が、嶋中ら^[17]によってなされている。

また、第3章の冒頭でも述べるように、熊本らは、車体を構成する部品の板間摩擦によって構造ヒステリシスが生じることを実験的及び数値解析的に明らかにしている。さらに、その構造ヒステリシスが生じる車体モデルを走行解析モデルに搭載し、構造ヒステリシスが操縦安定性、具体的には、ヨーレートの立上りに対する影響を調べている。摩擦による構造ヒステリシスが存在するとヨーレートの立上りが悪化し、摩擦発生個所に構造接着剤を塗布し板間摩擦を抑制することで、ヨーレートの立上りが改善することを報告している。加えて、実際の車体においても構造接着剤を塗布することで、ドライバの官能評価が向上することを報告している。

しかし、富岡ら、嶋中ら及び熊本らの報告以外に、車体の構造ヒステリシスと操縦安定性や操舵剛性感を含むドライバの官能評価に関する報告は見当たらない。また、熊本らの報告では、構造接着剤によって車体の構造ヒステリシスが減少するとともに車体の剛性も向上しており、両者の影響の切り分けができていない。さらに、車体の変形形態と操縦安

定性との関係については考察されていないため、操縦安定性やドライバ官能評価値の向上対策が最適なものが得られるとは限らない。

本章では、操縦安定性に寄与する車体の変形形態として、車体ねじりとフロント横曲げを選択し、それぞれの剛性及び構造ヒステリシスが操縦安定性に及ぼす影響を切り分けて定量評価可能な走行解析について述べる。評価指標は、ステップ操舵入力における各物理量の応答特性及びそれらを組み合わせることで得られるドライバの官能評価と相関が高いと考えられる評価値である。解析モデルの精度検証は、定常円旋回解析から得られるスタビリティファクタと呼ばれる車の基本特性値を実走行試験結果と比較することで実施する。

まず、スタビリティファクタ及び操舵入力に対するヨーレートや横加速度の応答性能について説明するため、自動車の運動力学について簡単に述べる。最初に定常状態の運動方程式を解くことで、定常円旋回試験における評価値の一つであるスタビリティファクタの意味を理解する。続いて、非定常項（時間依存項）も考慮した非定常の運動方程式の解を求め、操舵入力に対する評価値である、ヨーレート、横加速度及び横滑り角のオーバシュート、定常ゲイン、応答時間及びTBファクタについて考察する。最後に、車体ねじり及びフロント横曲げ変形における剛性及び構造ヒステリシスが各評価値に与える影響を見積もることが可能な走行解析モデルを構築し、構造ヒステリシスが操縦安定性に与える影響を定量的に評価する。さらに、横滑り角の定常値とヨー加速度のピーク値から得られる新しい評価値を操舵剛性感の評価指標として提案し、構造ヒステリシスの影響を見積もる。

6.1 自動車の運動力学

6.1.1 自動車の旋回運動概要

6.1.2 二輪モデルの運動方程式

6.2 ステップ操舵入力に対する応答

6.2.1 理論解析

6.2.2 数値計算による評価

6.2.3 ステップ操舵入力解析結果についての考察

6.3 構造ヒステリシスを考慮した走行解析モデルによる操縦安定性評価の概要

6.4 剛性及び構造ヒステリシスモデル

6.4.1 簡便な構造ヒステリシスモデル

6.4.2 Bouc-Wen モデル

6.5 走行解析モデルの構築と評価方法

6.5.1 構造ヒステリシスを考慮した走行解析モデル

6.5.2 走行解析モデルパラメータ及び解析条件

6.5.3 評価指標の選択及び評価方法

6.6 走行解析結果

6.6.1 定常円旋回によるモデル精度の確認

6.7 走行解析結果の考察

6.7.1 初期の応答性に関する考察

6.7.2 定常状態に関する考察

6.7.3 操舵剛性感及び BA ファクタに関する考察

6.7.4 ヒステリシスカーブに関する考察

6.8 結言

本章において、自動車の運動力学から得られる操縦安定性にかかわる評価量について、その導出と物理的意味を紹介する。時間による変化を考慮する非定常解を用い、ステップ操舵入力の理論解から、各応答量のピーク応答時間とピーク値、さらに、ドライバの主観評

6.8 結言

価と相関があると言われる TB ファクタについて定式化を行う。さらに、それらに影響を及ぼす因子について考察する。

車体の剛性及び構造ヒステリシスが、各評価値に及ぼす影響を見積もるための走行解析モデルの設計について紹介する。第5章において得られる結果から、走行時の二つの車体変形形態、ねじり及びフロント横曲げが考慮され、それぞれの変形は、車長方向軸回りの回転ジョイント及び上下方向軸回りの回転ジョイントによって再現される。第5章において計算される二つの車体変形における剛性と構造ヒステリシスは、Bouc-Wen モデルを用いて再現される。車体剛性と構造ヒステリシスを考慮した走行モデルを用いたステップ操舵応答解析により、操縦安定性と相関がある、ヨーレート、横加速度の応答のピーク値、それぞれのピーク応答時間及び横滑り角の定常値を評価する。これらに加えて、ドライバの官能評価と相関があると言われる、TB ファクタに対し、これまでの研究で評価されてきた車体剛性だけでなく、車体変形における構造ヒステリシスの影響について評価する。その結果、車体変形における構造ヒステリシスの増加に関し、

- i. ヨーレート及び横加速度のピーク値を低下させ、応答性に悪影響を及ぼす。
- ii. ヨーレート及び横加速度のピーク応答時間を増加させ、応答性に悪影響を及ぼす。
- iii. 横滑り角の定常値（絶対値）を増加させ、安定性に悪影響を及ぼす。
- iv. TB ファクタを増加させ、ドライバの官能評価に悪影響を及ぼす。
- v. 上記の変化は、車体変形における剛性が低いほど大きい。
- vi. 本論文で使用する走行解析モデルでは、フロント横曲げに比べ、ねじり変形における構造ヒステリシスの影響が大きい。

という知見を得る。

さらに、ヨーレートのピーク応答時間に対して、より物理的意味が明確なヨー加速度による評価を提案する。また、TB ファクタの定義に習い、ドライバの官能評価指標として、横滑り角をヨー加速度のピーク値で除した BA ファクタを提案する。この評価の結果、ヒステリシスの増加は、

- vii. ヨー加速度のピーク値を増加させる
- viii. BA ファクタを増大させる

ことが判明し、ドライバの官能評価を悪化させることが予想される。

また、構造ヒステリシスが BA ファクタの因子であるヨー加速度ピーク及び横滑り角定常値に与える影響に関し、タイヤ接地面における垂直抗力（輪重）の変化に着目し、そのメカニズムを明確にする。構造ヒステリシスは旋回初期において、

- i. 構造ヒステリシスは車体変形の応答を遅らせ、
- ii. フロント輪重の左右差を増大させ、

- iii. フロントタイヤに発生するコーナリング力を低下させ、
- iv. 車両に発生するヨーモーメントを低下させる

というメカニズムでヨー加速度ピークの低下を生じさせる。定常状態においては、

- i. 車体変形を残留させ、
- ii. リア輪重の左右差を増大させ、
- iii. リアのコーナリング力を低下させ、
- iv. リアタイヤの滑り角増加を要求する

というメカニズムで横滑り角定常値の低下を生じさせる。BA ファクタを構成する二つの因子であるヨー加速度ピーク及び横滑り角定常値は車体変形を起因として変化を受けるため、BA ファクタが操舵剛性感の総合評価指標となる結論を得る。

本章において使用する操縦安定性及び操舵剛性感評価のために実施する走行解析モデルは、車体骨格全体の変形に対する剛性及び構造ヒステリシスのみを簡便なジョイントを用いて表現するものである。本章において構築されるモデル化及び評価手法を用いることで、サスペンション締結点等における車体の局所変形に対する剛性及びその変形過程において生じるヒステリシスも評価可能であり、今後の課題となる。

また、本章で扱う解析条件は、ステップ操舵入力解析のみであるが、周波数を徐々に高めながら繰返し操舵を行うスイープ操舵入力解析やドライバからのフィードバックを含む閉ループ試験であるレーンチェンジ解析を実施することで、固有振動数及び減衰係数等の重要な評価指標やドライバによる修正操舵への構造ヒステリシスの影響を見積もることも可能である。今後は、走行解析モデルのブラッシュアップに加え、これらの走行条件における解析を実施し、構造ヒステリシスが操舵剛性感に与える影響をより総合的に評価する必要がある。さらに、それらの解析結果を実走行によるドライバの官能評価試験と比較し、本論文における主張を評価・検証することを将来の課題としたい。

参考文献

- [1] 山崎賢二, 味村寛, 大津義郎. 車体弾性特性を考慮した機構解析技術. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 973, pp. 133–136, 1997.
- [2] 小林義明, 米川隆, 本間和正, 大榎一史. モーダル手法を用いたフルビークルシミュレーション技術の開発. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 982, pp. 207–210, 1998.
- [3] 安部正人, 芝端康二, 清水康夫, 佐野彰一. VGS (Variable Gear-ratio Steering System) 車両のステアリングゲインと車両運動性能の解析. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 90-99, pp. 5–8, 1999.
- [4] 長久真樹, 日下馨, 皆川正明. ハンドリングへのボディ弾性の影響. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 91-99, pp. 1–4, 1999.
- [5] Nagahisa, M., Kusaka, K., Minakawa, M., and Nirei, T. The influence of body flexibility on the handling characteristic. *Proceedings of the international pacific conference on automotive engineering*, pp. 203–210, 1999.
- [6] 原田宏, 原田正範, 遠藤正幸. 大形車両操縦性安全性の解析と評価: 操舵応答の感度解析と閉ループ系評価指標: 機械力学, 計測, 自動制御. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 657, pp. 1552–1558, 2001.
- [7] 小池正浩, 下田三四郎, 渋谷俊英, 三輪博史. 車両運動解析手法の開発. *Komatsu technical report*, Vol. 50, No. 153, pp. 13–18, 2004.
- [8] 白石祐二, 青木弘文, 北村博史, 上田悦広, 牛村智也. 操縦安定性に及ぼす車体剛性寄与メカニズムの解明. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 101-04, pp. 1–4, 2004.
- [9] 久世正文, 梅原康平. 走行時のボデー過渡変形予測技術. 自動車技術, Vol. 64, No. 7, pp. 87–91, 2010.
- [10] 椎葉太一, 小池亮太, 陳思予. フレキシブルマルチボディ車両モデルを用いたレーシングカーの運動特性評価. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 806, pp. 3291–3301, 2013.
- [11] 武田健二, 白松広大, 岩田成樹, 寺口毅. 悪路走行入力における車体スポット溶接の疲労強度分析技術の開発. 自動車技術会論文集, Vol. 45, No. 2, pp. 337–342, 2014.
- [12] Takeda, K., Shiramatsu, K., Iwata, S., and Teraguchi, T. Development of analytical methods for the fatigue life strength of spot-welding under road load conditions.

- Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 45, No. 2, pp. 337–342, 2014.
- [13] 大滝雄介, 日下馨, 中原淳, 久世正文. ハンドリングと乗心地を両立するための非線形 cae 技術. *Honda R&D technical review*, Vol. 29, No. 1, pp. 151–159, 2017.
- [14] 久代育生. 操舵感向上のための操舵トルクヒステリシス. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 91-10, pp. 1–6, 2010.
- [15] 山田大介, 久代育生, 村岸裕治. 操舵トルク特性が人間–自動車系に及ぼす影響. 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 2, pp. 459–465, 2013.
- [16] 富岡敏憲, 執行貴彦, 望月浩孝. CX-9 の車体剛性の開発. *マツダ技報*, No. 25, pp. 61–64, 2007.
- [17] 嶋中常規, 中山伸之, 友貞賢二, 吉井群治, 渡邊雅哉. 新型マツダアクセラのダイナミック性能. *マツダ技報*, No. 27, pp. 60–65, 2009.
- [18] 熊本雅比古, 岡野恭久, 中島次郎, 赤松博道, 松本哲郎, 南部明宏, 福島英樹. 操安性能に影響する車体剛性非線形性の解析. 2017 年秋季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 157–17, pp. 1240–1245, 大阪, 2017. 自動車技術会.
- [19] Wallentowitz, H. *Lecture Automotive Engineering II Vertical / Lateral Dynamics of Vehicles*, pp. 146–201. Institut Für Kraftfahrwesen Aachen (ika) RWTH Aachen, Aachen, GERMANY, 5th edition, 2006.
- [20] 自動車技術ハンドブック編集委員会（編）. 自動車技術ハンドブック 第 1 分冊 基礎・理論編 改訂版, pp. 255–256. 自動車技術会, 東京, 2006.
- [21] 酒井英樹, 北浜謙一, 佐藤幸治. 正規化したコーナリングパワーの複素数表現を用いた操舵過渡応答の解析. 自動車技術会論文集, Vol. 29, No. 1, pp. 129–134, 1998.
- [22] 北浜謙一, 酒井英樹. 正規化コーナリングパワーを用いた自動車の操舵応答性能の同定法. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 65, No. 633, pp. 1960–1965, 1999.
- [23] 辻幸二, 西岡正夫, 十時信弘. 複素コーナリングコンプライアンスの提案. 自動車技術会論文集, Vol. 33, No. 4, pp. 157–162, 2002.
- [24] 入江南海雄, 芝端康二. リヤサスペンション特性が操縦安定性に及ぼす影響. 自動車技術, Vol. 39, No. 3, pp. p275–285, 1985.

6.8 参考文献

- [25] 藤代武史, 伊藤健, 川辺武俊, 金井喜美雄, 越智徳昌. 四輪操舵車の安定性に関する一考察. 計測自動制御学会論文集, Vol. 25, No. 2, pp. 208–214, 1989.
- [26] 飛松克英, 原田正範, 原田宏. 非平坦路における車両の操縦安定性向上. 自動車技術会論文集, Vol. 29, No. 4, pp. 141–146, 1998.
- [27] 酒井英樹, 佐藤幸治. ロール運動を考慮した自動車の平面運動モデル. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 65, No. 633, pp. 1954–1959, 1999.
- [28] 酒井英樹. 自動車の平面運動におけるヨー角速度進み時定数についての力学的考察. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 801, pp. 1681–1692, 2013.
- [29] 酒井英樹, 佐藤幸治. ロール運動を考慮した自動車の平面運動モデル 第2報. 日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 843, pp. 1–17, 2016.
- [30] Lincke, H., Richter, B., and Schmidt, R. Simulation and measurement of driver vehicle handling performance. *Automobile Engineering Meeting*, pp. 1–12, 1973.
- [31] 自動車技術ハンドブック編集委員会 (編). 自動車技術ハンドブック 第7分冊 試験・評価 (車両) 編 改訂版, pp. 101–122. 自動車技術会, 東京, 2006.
- [32] 坂井英樹. 自動車運動力学 気持ち良いハンドリングのしくみと設計, p. 14. 森北出版, 東京, 第2刷, 2015.
- [33] 菅沢深. 自動車操縦安定性の基礎理論とフィーリング評価, 2018. テックデザイン 세미나配布資料 (2018年7月31日).
- [34] Bergmann, W. The basic nature of vehicle understeer-oversteer. *Society of Automotive Engineers Transactions*, Vol. 74 Papers 650001–650225, pp. 387–422, 1966.
- [35] Wen, Y.-K. Method for random vibration of hysteretic systems. *American Society of Civil Engineers Journal of Engineering Mechanics Division*, Vol. 102, No. 2, pp. 249–263, 1976.
- [36] Ikhouane, F., Mañosa, V., and Rodellar, J. Dynamic properties of the hysteretic Bouc-Wen model. *Systems & Control Letters*, Vol. 56, No. 3, pp. 197–205, 2007.
- [37] Pacejka, H. B. and Bakker, E. The magic formula tyre model. *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 21, No. sup001, pp. 1–18, 1992.
- [38] 森正樹, 菅沢深. 車体横滑り角が操舵に及ぼす影響. 自動車技術会学術講演会前刷集, Vol. 2010.7, pp. 423–424, 2010.

- [39] 鈴木雄太, 風間恵介, 孕石泰丈, 毛利宏, 菅沢深. 車体横すべり角が操舵に与える影響について. 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 815, pp. TL0217–TL0217, 2014.
- [40] 武井一剛, 安田栄一, 土居俊一. 車両のヨー回転振動に対する人間の知覚感度. 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 36, No. 3, pp. 47–53, 2001.
- [41] Matschinsky, W. *Road Vehicle Suspension*, pp. 241–267. Professional Engineering Publishing Limited, London, UK, 1st edition, 2000.
- [42] 小泉陽, 山下真一郎, 近藤一生, 吉岡透. 実走行時車体変形計測技術の開発と走行中の車体変形モードに関する考察. 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 91-00, pp. 1–4, 2000.

第7章 結論（要約）

本論文は、自動車の操舵者（ドライバ）が走行中に操舵する際に、車体変形によって生じる車両運動応答の変化と定義される操舵剛性感を対象にする。自動車の構成部品である車体が走行時に荷重を受け変形する際に、載荷と除荷の変形経路が異なるというヒステリシス現象に着目し、

- i. 車体の変形における構造ヒステリシスの発生原因とメカニズムを明確化すること、
- ii. 数値解析によって車体の構造ヒステリシスを予測する手法を開発すること、
- iii. 及び、同定される車体の構造ヒステリシスを走行解析に導入し、操縦安定性の評価から操舵剛性感の評価指標を抽出し、構造ヒステリシスの影響を定量的に評価すること

を目的としており、実験及び数値解析的取り組みによって一定の成果を得る。本章では、本論文の各章において得られる結論についてまとめ、最後に、自動車の開発における本研究の活用の展望及び予想される課題について述べる。

7.1 各章の結論

第2章において、薄鋼板を成形し組み立てられる構造体の溶接フランジ面における板間摩擦によって生じる構造ヒステリシスの測定方法を構築する。プレス成形された鋼板をスポット溶接によって組み立てたダブルハット部品を対象に、準静的、かつ、弾性変形の範囲において試験体端面にせん断荷重を与える際の荷重-変位線図に現れるヒステリシスループで囲まれる面積を損失エネルギーとして評価する。接触部位を持つ試験体と接触を持たない試験体を作成し、それら試験体の損失エネルギー測定結果を比較することで、試験機の可動部における粘性や試験体の固定端における微小な滑りによって生じる試験実行上不可避な構造ヒステリシスを除去し、試験体内の接合面における板間摩擦のみを起因とする損失エネルギー（摩擦損失）を実験的に抽出する試験手法を提案する。実験は最大荷重及び荷重速度をパラメータとして実施され、すべての条件において摩擦損失は非負であること、つまり、塑性を伴わない弾性変形領域における摩擦によって構造ヒステリシスが発生することが明らかにされる。フランジのR止まり及びエッジ付近で強い接触をもつ二つの試験体の摩擦損失についても比較し、R止まり付近に強い接触を持つ試験体の方が摩擦損失が大

7.1 各章の結論

きい結果を得る。さらに、二つの試験体で得られる摩擦損失は、荷重速度ゼロへの極限值として計算される静的摩擦損失と荷重速度に依存する動的摩擦損失に分離され、静的摩擦損失は最大荷重の平方に比例、動的摩擦損失は最大荷重と荷重速度の積に比例することが判明する。加えて、静的摩擦損失と最大荷重時に試験体内部に蓄えられるひずみエネルギーとの比を摩擦ヒステリシスとして評価し、その結果は、最大荷重に寄らず、ほぼ一定になることが明らかになる。さらに、上記の結果についての理解を深めるため、試験体剛性を表現するばね項、粘性摩擦項及び試験体に与える荷重の増加に応じて摩擦領域が線形的に増加することを仮定した Coulomb 摩擦項を並列配置する試験体系及び試験機剛性を表現するばね項及び粘性摩擦項を並列配置する試験機系から成る力学モデルを用いて考察を重ねる。この力学モデルから、摩擦損失は最大荷重の平方に比例する項と最大荷重と荷重速度の積に比例する二つであることが導出され、実験結果をよく説明することを報告する。

第3章において、実験では観察できない摩擦面における現象を明らかにするため、接触及び摩擦を考慮した詳細なダブルハット試験体モデルを用いた有限要素法による数値解析を陰解法で実施し、第2章で得られる静的摩擦損失測定結果を定量的に説明する。荷重点における荷重-変位線図がヒステリシスループを描き、第2章と同様に算出される損失エネルギーと摩擦面における相対滑りと摩擦力分布から計算される摩擦による消費されるエネルギーが一致することを確認する。また、計算される損失エネルギーと第2章で得られる二つの試験体における静的摩擦損失の実測値が完全ではないが定量的に合うことを確認し、実測される構造ヒステリシスがフランジ面の板間摩擦によるものであることが結論付けられる。さらに、フランジ面の相対滑り分布の分析から、スポット溶接ナゲット近傍では互いのフランジが拘束され、ナゲットから遠いR止まり部やエッジ部における接触が摩擦損失を引き起こすと推定される。また、接触面圧の高さと相対滑りの大きさから、R止まり近傍の接触を持つ試験体がエッジ近傍接触に比べ、大きな摩擦による構造ヒステリシス（摩擦ヒステリシス）を示すことが説明される。ただし、実験では静的摩擦損失が最大荷重の平方に比例するのに対し、数値解析では、最大荷重が低い領域では非線形性を示すものの、最大荷重が高まると損失エネルギーは最大荷重にほぼ比例する結果を得る。この原因は、荷重の増加と共に接触によって固着している領域が徐々に滑り出すことを、数値解析では表現できていないためであると考えられる。しかし、完全ではないが定量的に実測結果と一致することから、数値解析モデルは実験を十分表現できており、実測される構造ヒステリシスがフランジ面の板間摩擦によるものであると結論付ける。さらに、この解析モデルを用い、単純せん断力、曲げモーメント及び軸ねじりモーメントを与え解析を実施する。単純せん断において計算される摩擦損失は、上記のせん断曲げの結果と一致し、純曲げにおいては摩擦損失が発生しないことが確認される。また、軸ねじりにおいても摩擦損失が生じることが計算され、フランジ面における摩擦損失を発生させる荷重はせん断力であるこ

とと結論付ける。

第4章において、自動車車体のような大規模構造物の構造解析モデルにおける摩擦損失計算の準備として、第2章及び第3章で述べるダブルハット試験体による摩擦ヒステリシスを、シェル要素によって構築される同試験体モデルを用い接触非考慮の数値解析によって予測するモデルを構築する。相対する溶接フランジ面の互いの相対変位を解析結果から計算し、フランジ面水平方向変位増分とモデル化された摩擦力との積を、荷重ゼロから最大荷重を経てゼロに戻るまでの区間で積分することで摩擦損失を算出する。摩擦力の計算について、それぞれ、二つのモデルパラメータを要求する二つのモデルを考案する。一方は、フランジ面水平方向相対変位に摩擦力が比例するとするフランジ面相對滑り依存型モデル、他方は、垂直方向相対変位に比例するとするフランジ面ギャップ変化依存型モデルである。第3章の曲げせん断荷重及び軸ねじり解析における摩擦損失計算結果と比較し、フランジ面相對滑り依存型モデルが構造体の摩擦損失予測モデルとして適切である結果を得る。この摩擦損失予測モデルにより、自動車車体の構造ヒステリシスを同定する準備が整う。

第5章において、車体からボルト締結部品やウインドシールドを取り除いたホワイトボディ（BIW）のねじり変形における構造ヒステリシスを測定するため、測定機固有の損失エネルギーを、内部に接触摩擦要素を持たない標準試験体を用いてあらかじめ測定し、それをBIWの損失エネルギー測定結果から差し引く、第2章で紹介する手法に類似する測定方法を提案する。この測定方法で測定されるBIWの構造ヒステリシスは、第2章の結果と同様、与える最大ねじりモーメントに依らず、ほぼ一定となることが確認される。BIWの数値解析モデルに第4章で構築する摩擦ヒステリシス予測モデルが適用され、実測構造ヒステリシスを再現するようにパラメータが同定される。さらに、BIWに前後サブフレーム、前後バンパ、ウインドシールド及び補剛部品を取り付けた実走行状態に近い剛性を持つ車体モデルにタイヤとサスペンション機構を加え、旋回時の荷重境界条件下における剛性解析を実施する。この結果から、旋回時の車体変形として、ねじり変形とフロント横曲げ変形が抽出される。BIWの解析で同定される摩擦ヒステリシス予測モデルのパラメータを上記車体モデルに適用し、旋回時のねじり変形及びフロント横曲げ変形における剛性及び構造ヒステリシスを得る。

第6章において、車体の剛性及び構造ヒステリシスが、操縦安定性及び操舵剛性感に及ぼす影響を見積もるための走行解析モデルを構築する。第5章において得られる結果から、走行時の二つの車体変形形態、車体ねじり及びフロント横曲げを考慮し、それぞれの変形を車長方向軸回りの回転ジョイント及び上下方向軸回りの回転ジョイントによって再現する。第5章において計算される二つの車体変形における剛性と構造ヒステリシスは、Bouc-Wenモデルを用いて再現し、剛性と構造ヒステリシスを独立して変更することが可能な走行解析モデルを構築する。この走行モデルを用いたステップ操舵応答解析により、各応答のピー

7.2 将来課題と本研究の活用

ク値、ピーク応答時間、定常値及びドライバの官能評価と相関がある TB ファクタが評価される。その結果、車体ねじり変形における構造ヒステリシスは、操縦性にかかわるヨーレート及び横加速度のピーク値及び安定性にかかわる横滑り角の定常値を低下させ、操縦安定性を低下させることが明確になる。また、同構造ヒステリシスは、TB ファクタを増加させ、ドライバの官能評価を低下させるという結果を得る。これらの影響は車体剛性が低いほど顕著であり、操縦安定性の改善には、従来より報告されている車体ねじり剛性の向上に加え、構造ヒステリシスの抑制が必要であることがわかる。フロント横曲げ変形における構造ヒステリシスについても同様の傾向が得られるが、その効果は車体ねじりにおける構造ヒステリシスの 1/10 程度である。さらに、ヨーレートピーク応答時間よりも応答性に対し物理的意味が明確なヨー加速度ピーク値を評価項目として加え、車体変形に着目した分析から、構造ヒステリシスが、旋回初期において車体を受ける荷重に対し車体変形の応答を遅らせることがヨー加速度ピークを低下させ、定常状態において車体変形を残留させることが横滑り角を増加させるというメカニズムを明確にする。以上の議論から、走行時における車体変形に影響を受ける二つの車両運動応答特性値で表される BA ファクタは、操舵剛性感を評価する総合的指標であると結論付けられる。構造ヒステリシスの増加により BA ファクタは増加し、操舵剛性感は低下することが定量的に示される。さらに、本論で主張する操舵剛性感と構造ヒステリシスの関係については、実走行によるドライバの官能評価試験と比較することで検証することが可能であり、これを将来の課題とする。

7.2 将来課題と本研究の活用

7.2.1 構造体の摩擦による振動減衰

7.2.2 操舵剛性感の向上と振動減衰を両立させる車体設計

参考文献

- [1] 平居嵩朗, 鞍谷文保, 小出一志, 城戸一郎. 部分的な重なりを有する平板接合構造の簡易減衰推定法. 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 812, 2014.
- [2] 品川幹, 社本英二. 機械構造の結合部における摩擦減衰の解明と定量的予測（ねじり振動が作用する場合）. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 790, pp. 2048–2063, 2012.
- [3] 川崎哲, 神田勝幸, 阿部智志, 笠原勇, 澤田裕之, 戸畑秀夫, 八木徹, 味村寛. 車体と車両運動性能解析技術. 日産技報, No. 45, pp. 34–38, 1999.
- [4] 熊本雅比古, 岡野恭久, 中島次郎, 赤松博道, 松本哲郎, 南部明宏, 福島英樹. 操安性能に影響する車体剛性非線形性の解析. 2017 年秋季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 157–17, pp. 1240–1245, 大阪, 2017. 自動車技術会.