

骨組み構造解析として行ったダンパーの減衰振動特性

加藤泰世

1. はじめに

自動車運動学としてのダンパー特性は、レーシングマシンを含め一般車両においても重要であり、筆者はこれまでに解析用に作成した1輪モデルを用いて縁石乗り上げを想定した振動応答解析を行ってきた^{1), 2)}。手始めとして行ったのが、重錘やバネから構成された3次元モデルを用いた解析であるが¹⁾、その後ダンパーやタイヤを模式化した簡便化モデルでも同様の解析を行った²⁾。

さて、本研究ではトラス・ラーメン構造を解析対象とした骨組み構造解析用ソフトを用いて、これまでと同様な模式的な1輪モデルでの振動応答解析を行い、リンク構造を伴う典型的なアブソーバー³⁾であるストラット式とダブルウィッシュボーン式の両者を骨組み構造として模式化したモデルを作成し、これらの両モデルにおいても振動応答解析を行った。次節以降の本文で記す内容は、こうした結果について報告である。

なお、筆者がこれまで行ってきた各種解析^{4) ~ 7)}は、定量的な数値解析結果を得るためでもあるが、解析条件に対する定性的な傾向を確認することを主たる目的としている。それは、資格取得を重視する短期大学の教育課程では、微分方程式などの数学的な基礎知識を養うための充分な余裕はなく、利用しやすい教材を工夫することが重要と思われるためである。

2. 1輪モデルを想定した骨組構造解析としての結果

図1は、1輪モデルの模式図あり、図2 a), b) はそれぞれ既報^{1), 2)}で解析結果を示した3次元構造解析モデルおよび簡便化した3次元モデルである。そして、図3 a), b) に示した骨組み構造解析モデルが今回解析を行ったモデルである。両図において骨組み構造の部材としての要素を太い実線で示し、各部材の接合部を固定する節点はで示し、また回転の拘束を設けない節点はで示している。

図3 a) は骨組み解析モデルの寸法、解析条件それに各構成要素の特性を示している。また、このモデルでは全ての要素の断面は一辺が0.25mの正方形としている。モデルの下部に加振台を設け、加振台の中央部から上方に1輪モデルを接続した構造である。加振台は既報^{1), 2)}と同様に両端固定ばりとした。これは、解析に使用したソフト⁸⁾では、加振条件は荷重でしか与える

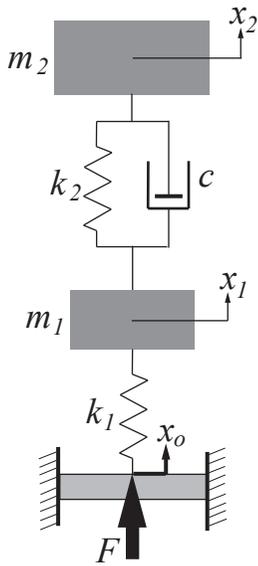
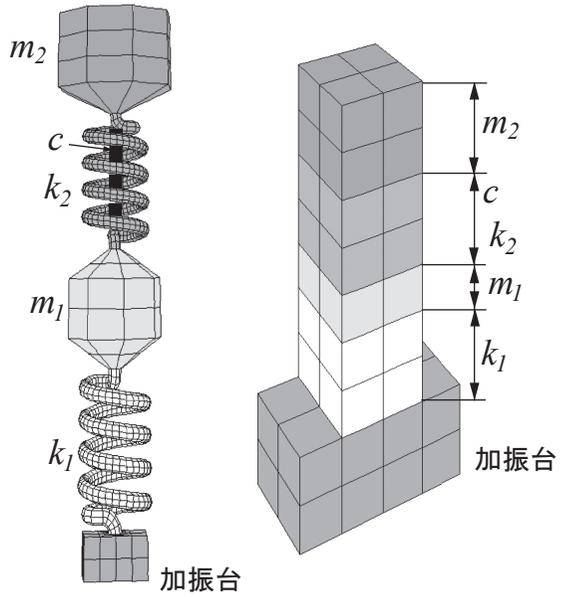


図1 車両振動モデルの模式図



a) 錘とばねによるモデル b) 簡易モデル

図2 3次元車両振動モデルおよび簡便モデル

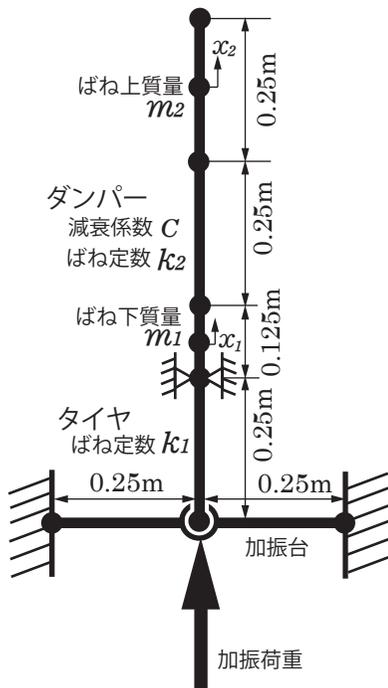


図3 a) 1輪骨組みモデルの寸法および解析条件

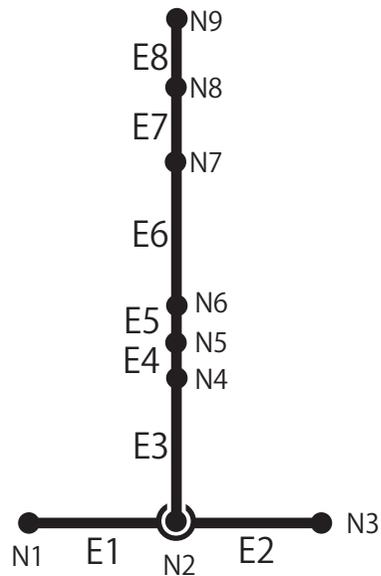


図3 b) 1輪骨組みモデルの要素と節点

ことができないため図中に示すように加振台の下から加振荷重を負荷することで縁石乗り上げに相当する加振条件を与えるためである。加振台とタイヤの接する節点は回転を拘束せず、その他の節点は回転に対して拘束条件を設けた。このような拘束条件の与え方では1輪モデルの転倒が起こりうるので、タイヤの上端部の節点に水平方向に対する変位の拘束条件を与えた。また同図b)は、このモデルの要素番号と節点番号を示している。E1…E8は1番要素から8番要素までを表しており、またN1…N9は1番節点から8番節点までを表している。E1, E2は加振台であり、E3, E6はそれぞればね下とばね上である。また、ばね下質量とばね上質量については、それぞれE4とE5およびE7とE8のようにどちらも2つの要素で構成しているが、これは解析結果としてばね下質量とばね上質量の中央部の垂直方向の変位が得られるように中間節点を設けたためである。ばね下質量とばね上質量の中間点での変位 x_1 と x_2 は図3a)に示す通りであり、それらの節点は同図b)に示すようにそれぞれN5とN8である。

表1は解析を行ったばね下とばね上の両質量 m_1, m_2 、またばね下とばね上の両バネ定数 k_1, k_2 、それにばね上での減衰係数 c が示してある。既述のようにこのモデルでは全ての要素は1辺の長さを0.25mとした正方形の断面であるので、図3a)に示した要素の長さを乗ずることで各要素の体積を求めることができる。そこで、ばね上質量を与える要素とばね下質量を与える要素については表1に示した質量を各構成要素の体積で除した値を要素の密度として入力した。

表1 1輪モデルの仕様

m_1	40 kg
k_1	800 kN/m
c	5 kN/(m/s)
m_2	450 kg
k_2	100 kN/m

また、その他の要素については密度を7800kg/m³とした。それから、バネ定数を与える要素については、材料の縦弾性係数に要素の断面積を乗じ要素の長さで除した値が表1に示したばね定数になるように材料の縦弾性係数を入力した。また、ばね定数を入力条件に設定しない要素については210GPaを材料の縦弾性係数として入力した。なお、ダンパーは、ばね上のばね定数を与える要素の両端の節点(N6, N7)の間に設けることとし、表1に示したダンパー係数を入力した。

ここで用いた解析ソフトは、既報^{1), 2), 4) ~ 7)}で示した算生会⁸⁾の解析ソフトであるが、今回は部材2次元体解析ソフト(Bars 2D)を用いて解析モデルを作成し、部材2D振動応答解析ソフト(BarsVibRes)を用いて加振荷重に対するばね上変位(x_2)とばね下変位(x_1)の時間応答解析を行った。図4に示すのはばね下変位(x_1)とばね上変位(x_2)の時間応答解析結果である。解析を行った時間間隔は0.01秒であり、加振荷重は図3a)に示した位置に0秒から0.01秒後に0Nから20GNまで増加させその後0.01秒後に0Nまで減少させた。ここでの解析は、既述のように模式的なモデルによるものであり、加振荷重負荷直後にばね下変位(x_1)とばね上変位(x_2)への影響が現れるが、時間経過に伴う減衰の傾向が認められる。

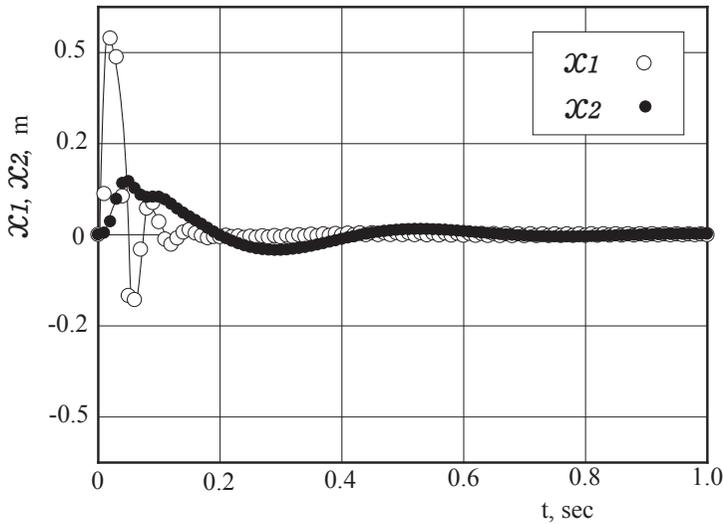


図4 1輪モデルの時間応答解析結果

3. アブソーバーを想定した骨組構造解析

ここでは、典型的なアブソーバーとして、ストラット式とダブルウィッシュボーン式の両アブソーバー³⁾での加振荷重に対する時間応答解析を、骨組み構造解析として行った結果について示すことにする。図5 a), b), c) に示すのは、ストラット式として骨組み構造解析を行ったモデルである。各図において、先に示した1輪モデルの場合と同様に骨組み構造の部材としての要素を太い実線で示し、各部材の接合部を固定する節点は  で示し、また回転の拘束を設けない節点は  で示している。同図 a) は骨組み解析モデルの解析条件と各構成要素の特性を示している。このモデルは、左右にタイヤが設けられており両方のタイヤの下に両端固定ばりとした加振台を設けている。片方の加振台の中央部から上方に加振荷重を与え、もう片方の加振台のタイヤとの接続部には垂直方向の変位に対して拘束条件を与えている。図5 b) は、モデルの寸法であり、また同図 c) はモデルの要素番号 (E1, ..., E24) および節点番号 (N1, ..., N22) を示している。加振台 (E1, E2, E12, E13)、タイヤ (E3, E4, E14, E15)、それにばね上質量を与えるために設けた中央部の四角形の枠組み (E10, E11, E21, ...E24) を構成する要素の断面積は、1輪モデルの場合と同様に一辺の長さが0.25mの正方形とした。車軸 (E5, E16) の断面は直径0.1mの円形とし、ダンパーに組み合わせたばね (E9, E20) を含めその他のリンク部材 (E6, E7, E8, E17, E18, E19) の要素の断面については直径0.25mの円形とした。

表2は、図5 a), b), c) に示すストラット式としての骨組みモデルにて解析を行ったばね下ばね上の両質量 m_1 , m_2 とばね下とばね上の両バネ定数 k_1 , k_2 , それにダンパーでの減衰係

数 c が示してある。ばね上質量は、モデル中央部に設けた四角形の枠組みを構成する部材に与えられるので、表 2 に示した m_2 の値をこれらの部材の合計体積で除して得られる密度をこれらの要素の材料特性として入力した。また、ばね下質量はタイヤの質量であるのでタイヤを構成する要素の材料特性としての密度は、表 2 に示した m_1 の値をタイヤの要素の体積で除した値を入力した。それから、ばね定数については、ばね上の要素 (E9, E20)、ばね下の要素 (E3, E4, E14, E15) とともに 1 輪モデルの場合と同様に、要素の縦弾性係数に断面積を乗じ長さで除した値が表 2 中に示した k_2 、 k_1 の値になるように要素の材料特性としての縦弾性係数を算出した。ダンパーを設けるためばね上要素 (E9, E20) には、どちらも両端の節点 (N6, N10) および (N17, N25) の間に、表 2 中に示す減衰係数でダンパーを設けている。なお、特に記していない要素については密度を 7800kg/m^3 、また縦弾性係数は 210GPa とした。

表 2 アブソーパーを組み入れたモデルの仕様

m_1	20 kg
k_1	400 kN/m
c	5 kN/(m/s)
m_2	1800 kg
k_2	70 kN/m

図 6 は、図 5 a) に示した加振荷重を静荷重として負荷した場合の解析で得られた変位図である。変位の大きさについては、モデル全体での傾向が把握しやすいようにスケールを調整しているので正確ではないが、車体の重量による変位と静荷重として与えた加振荷重の効果が認められる。ばね下変位とばね上変位は、それぞれ図 5 c) 中に示す x_1 (N4) と x_2 (N10) を解析結果として扱うこととした。

図 7 に示すのは、図 5 a), b), c) に示すストラット式としての骨組みモデルにて、振動解析として行ったばね下変位 (x_1) とばね上変位 (x_2) の時間応答解析結果である。解析を行った時間間隔は 0.01 秒である。加振荷重は図 5 a) に示した位置に先に示した 1 輪モデルの場合と同様に 0 秒から 0.01 秒後に 0 N から 20GN まで増加させその後 0.01 秒後に 0 N まで減少させた。1 輪モデルの場合と同様に加振荷重負荷直後にばね下変位 (x_1) とばね上変位 (x_2) への影響が現れるが、時間経過に伴う減衰の傾向がこの場合においても認められる。

次に、ダブルウィッシュボーン式として行った骨組み構造による振動解析の結果について示す。図 8 a), b), c) に示すのは、ダブルウィッシュボーン式として骨組み構造解析を行ったモデルである。これらの各図は、ストラット式のモデルを示した図 5 a), b), c) にそれぞれ対応している。すなわち、図 8 a) は骨組み解析モデルの解析条件と各構成要素の特性であり、同図 b) と同図 c) は、それぞれモデルの寸法、およびモデルの要素番号 (E1, ..., E30) 節点番号 (N1, ..., N26) を示している。ダブルウィッシュボーン式として作成した骨組み構造の解析モデルの場合も図 5 a), b), c) に示したストラット式としたモデルの場合と同様に、片方の加振台の中央部から上方に加振荷重を与え、もう片方の加振台のタイヤとの接続部には垂直方向の変位に対して拘束条件を与えている。

ダブルウィッシュボーン式解析モデルの場合もストラット式の場合と各部材の断面の形状寸法

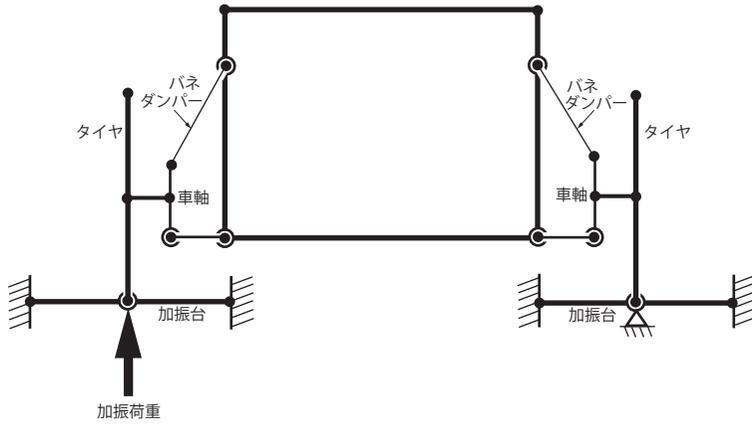


図5 a) ストラット式アブソーバーのモデルの構成要素と解析条件

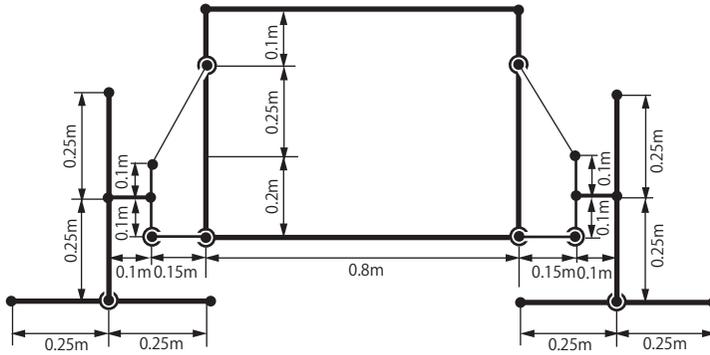


図5 b) ストラット式アブソーバーのモデルの寸法

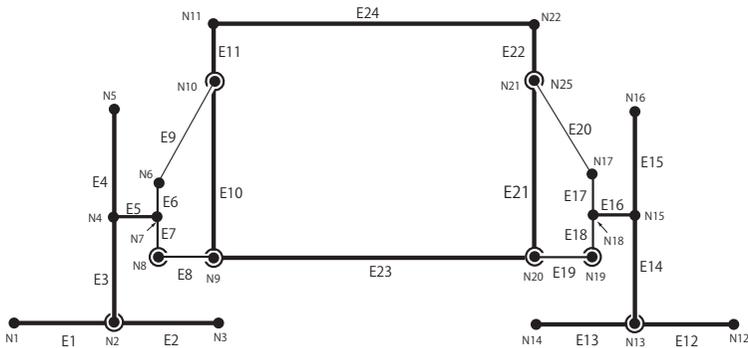


図5 c) ストラット式アブソーバーのモデルの要素と節点

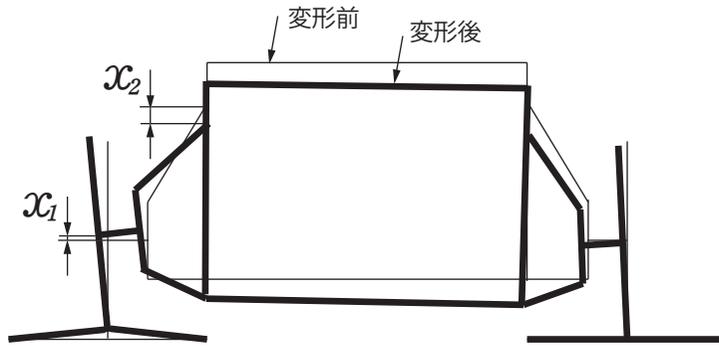


図6 ストラット式アブソーバーのモデルの静荷重による変位図

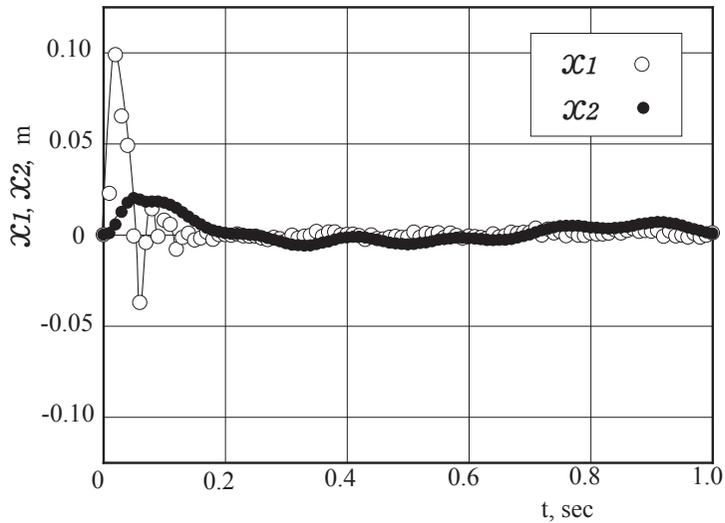


図7 ストラット式アブソーバーのモデルの時間応答解析結果

を同じにした。すなわち、図8c)において加振台 (E1, E2, E15, E16), タイヤ, (E3, E4, E15, E16), それに上質量を与えるために設けた中央部の四角形の枠組み (E12…E14, E26, …E30) については一辺の長さが0.25mの正方形とし、車軸 (E5, E19) については直径0.1mの円形、またダンパーに組み合わせたばね (E11, E25) を含めその他のリンク部材 (E6…E10, E20…E24) については直径0.25mの円形とした。また、ダブルウィッシュボーン式解析モデルの場合もばね下とばね上質量 m_1 , m_2 , ばね下とばね上のバネ定数 k_1 , k_2 , それにダンパーの減衰係数 c は、ストラット式解析モデルの場合と同様に表2に示す値とし、ストラット式解析モデルの場合と同様に各要素の密度を縦弾性係数を算出し解析に用いた。

図9は、図8a) に示した加振荷重を静荷重として負荷した場合の解析で得られたダブルウィッシュボーン式モデルでの変位図である。ストラット式の場合と同様に変位の大きさについては、

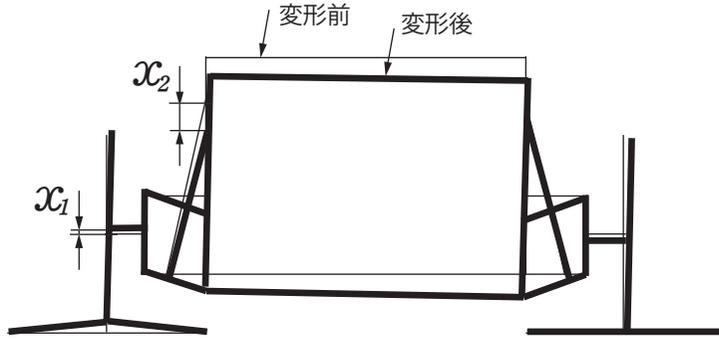


図9 ダブルウィッシュボーン式アブソーバーのモデルの静荷重による変位図

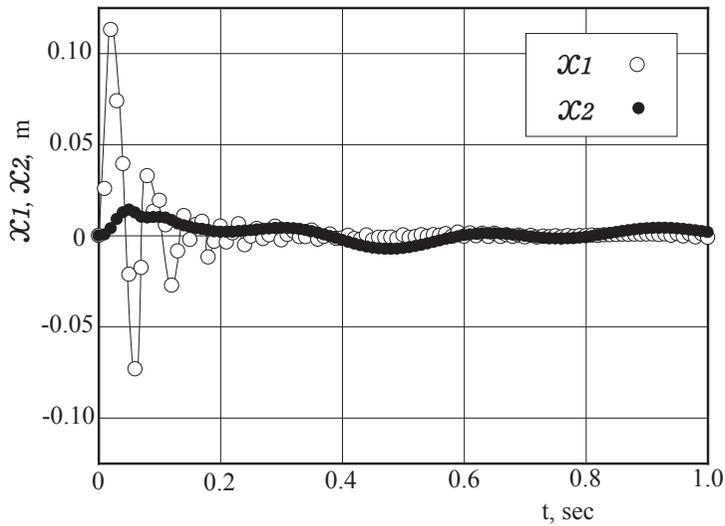


図10 ダブルウィッシュボーン式アブソーバーのモデルの時間応答解析結果

モデル全体での傾向が把握しやすいようにスケールを調整しているので正確ではないが、ダブルウィッシュボーン式の場合も車体の重量による変位と静荷重として与えた加振荷重の効果が認められる。ばね下変位とばね上変位は、それぞれ図8c)中に示す x_1 (N4) と x_2 (N12) を解析結果として扱うこととした。

図10に示すのは、図8a), b), c)に示すダブルウィッシュボーン式としての骨組みモデルにて、振動解析として行ったばね下変位 (x_1) とばね上変位 (x_2) の時間応答解析結果である。解析を行った時間間隔はストラット式の場合と同様に0.01秒ごととした。加振荷重は図8a)に示した位置にストラット式モデルの場合と同様に0秒から0.01秒後に0Nから20GNまで増加させその後0.01秒後に0Nまで減少させた。ダブルウィッシュボーン式の場合もこれまでに示した図4, 図7に示した結果と同様に加振荷重直後にばね下変位 (x_1) とばね上変位 (x_2) への影響

が現れるが、時間経過に伴う減衰の傾向がこの場合においても認められる。

4. お わ り に

本研究では、これまで3次元構造解析モデルで行った車両振動モデルを用いた加振荷重に伴う時間応答解析^{1), 2)}を、トラス・ラーメン構造を対象とした2次元骨組み構造解析用モデルで行った。加振荷重に対する変位の応答性についてはこれまでと同様の結果を得ることができたが、実用性を考える上ではここで取り上げていない諸因子の影響について検討が必要と思われる。しかし、解析結果は定性的な傾向を反映していると思われ、数値精度が要求されることのない現象の解明の目的であれば有用な結果であったと思われる。

参 考 文 献

- 1) 加藤泰世, 有限要素法による減衰振動の時間応答解析, 中日本自動車短期大学 論叢 (2018)
- 2) 加藤泰世, 有限要素法による簡易車両振動モデルを用いた減衰振動の時間応答解析, 中日本自動車短期大学 論叢 (2019)
- 3) KYB 株式会社編, 自動車のサスペンション構造・理論・評価, グランプリ出版 (2013)
- 4) 加藤泰世, ピストンを想定した円筒型モデルによる熱伝導熱膨張に関する有限要素法解析, 中日本自動車短期大学 論叢 (2014)
- 5) 加藤泰世, 円錐コイルばねの静的荷重下での応力および変形に関する有限要素法解析, 中日本自動車短期大学 論叢 (2015)
- 6) 加藤泰世, ボルト締め付け破断試験での実験結果に基づく応力・ひずみ解析, 中日本自動車短期大学 論叢 (2016)
- 7) 加藤泰世, 流れ解析演習用ソフトを用いた空気力学特性に関する考察, 中日本自動車短期大学 論叢 (2017)
- 8) 黒田英夫, 基礎からの数値解析, 工学社, (2010)