

成蹊フォーミュラプロジェクト

— 2010年度活動報告 —

牛久 和亮, 大谷 友美, 堀口 淳司, 笠原 和夫, 酒井 孝

Seikei Formula Project - Activity Report in Fiscal 2010 -

Kazuaki USHIKU, Tomomi OHTANI, Junji HORIGUCHI, Kazuo KASAHARA and Takashi SAKAI

1. 序 論

自動車技術・産業の発展振興に資する人材の育成を目的として、2003年より社団法人自動車技術会主催による「全日本学生フォーミュラ大会」が開催された。この大会は、フォーミュラスタイルの小型レーシングカーを学生がチームを組んで企画・設計・製作して競技会に参加するもので、車の走行性能はもとより車両コンセプト・設計・コスト審査など、ものづくりの総合力が競われる。このため車両の製作にあたっては、機械や電気の分野に限らず原価低減、商品性といった点での検討を行うことも求められる。

このような種々の要素をもつ一連の活動を通して、ものづくりの素晴らしさや面白さを実感することができるとともに、この活動への参加は学生や若者技術者に求められる「自ら問題を発見し、解決していく能力の向上」の育成にも大いに役立つことが期待される。豊富な知識・経験を持つ企業の技術者からの直接的な指導を受ける機会もあるといった貴重な経験を得られることも、本大会の特徴であるといえる。

本稿は以上の全日本学生フォーミュラ大会への参加に関するこれまでの活動内容を概観し、2010年度の活動を総括したものである。

2. 活動の目的

明確なコンセプトを決定し、それに沿った設計を行う。そして車両のコストダウンや運動性能の向上、軽量化を進める。また、2008・2009年度に達成できなかった全競技への出場を果たし、2007年度以降完走出来ずにいた動的競技・エンデュランスの完走を果たす。それに加え、

静的競技と動的競技において高得点を獲得し、大会総合順位 15 位を目標とする。

大会出場のための車両製作を主としたプロジェクトを可能な限り学生の力のみを用いて運営する。それにより、ものづくりの本質やプロセスを学べ、ものづくりを通じてメンバー全員が自動車についての専門知識と基礎的な工学知識だけでなく、設計手順や方法、機械工作等、ものを作る上で必要な実践的な知識や技術を身に付ける。

3. 大会概要

大会は表 1 に示すように静的競技と動的競技に分かれている。静的競技は「コスト、プレゼンテーション、デザイン」であり、動的競技は「アクセラレーション、スキッドパット、オートクロス、エンデュランス、燃費」からなる。それぞれ 325 点、675 点が与えられ、合計 1000 点満点で各審査項目の優劣を競い合う。

表 1 大会種目

競技種目	競技概要	
車検	車両の安全・設計要件の適合、ドライバーの5秒以内脱出、ブレーキ試験(4輪ロック)、騒音試験(所定の条件で排気音110dB以下)、チルトテーブル試験(車両45度傾斜で燃料漏れ無し。ドライバー乗車し、車両60度傾斜で転墜しない)[0]	
静的競技	コスト	予算とコストは、生産活動を行うにあたって考慮しなければならない重要な要素であることを参加者に学ばせることが狙い。車両を見ながら事前に提出したコストレポートのコスト精度、チームによる製造度合等を確認し、レポートのコストと車両との適合を審査する。一般に購入品目となる2項目について、部品製造プロセスなどの口頭試問を行い、それらの知識・理解度を評価する。[100]
	プレゼンテーション	学生のプレゼンテーション能力を評価することが狙い。プレゼンテーションは、『競技のコンセプトに沿い、製造会社の役員に設計上の優れていることを確信させる』という仮想のシチュエーションのもとで行う。[75]
	デザイン	事前に提出した設計資料と車両をもとに、どのような技術を採用し、どのような工夫をしているか、またその採用した技術が市場性のある妥当なものかを評価する。具体的には、車体および構成部品の設計の適切さ、革新性、加工性、補修性、組立性などについて口頭試問する。[150]
動的競技	アクセラレーション	0-75m加速。各チーム2名のドライバーがそれぞれ2回、計4回走行し、タイムを競う。[75]
	スキッドパット	8の字コースによるコーナリング性能評価。各チーム2名のドライバーがそれぞれ2回、計4回走行し、タイムを競う。[50]
	オートクロス	直線・ターン・スラローム・シケインなどによる約800mのコースを2周走行する。各チーム2名のドライバーがそれぞれ2回、計4回走行し、タイムを競う。エンデュランスは、このオートクロスの早いチーム順に走行する。[150]
	エンデュランス	直線・ターン・スラローム・シケインなどによる周回路を約2km走行する。走行時間によって車の全体性能と信頼性を評価する。[300]
	燃費	耐久走行時の燃料消費量で評価する。[100]
合計	1000	

4. 2010 年度大会結果

2010年度製作した車両を図1に示す。また、表2は2009年度大会と2010年度大会結果を比較したものである。2010年度大会では、各競技の得点取得率を大幅に向上させることができた。特に、2007年度以降完走出来ずだったエンデュランスを完走することができ、2010年度の目標を達成することができた。



図1 2010 年度車両

表2 大会結果

	第7回大会		第8回大会	
	得点(取得率)	大会順位	得点(取得率)	大会順位
コスト	34.7 (34.7%)	36	64.0 (64.0%)	9
プレゼンテーション	43.4 (57.9%)	22	45.0 (60.0%)	19
デザイン	100.0(66.7%)	14	106.0(70.7%)	11
アクセラレーション	47.0(62.7%)	17	23.0(30.6%)	29
スキッドパット	2.5(5.0%)	30	0.0(0.0%)	34
オートクロス	36.8(24.5%)	36	89.4(59.6%)	22
エンデュランス	0.0(0.0%)	29	234.8(66.4%)	22
総合	229.4(22.9%)	40	593.1(59.3%)	16

図2は成蹊フォーミュラチームが初参加した2007年度大会からの結果を比較したものである。チームの特徴は静的競技に強く、動的競技が弱い。しかし、2010年度大会では動的競技を飛躍的に向上させることができた。今後の課題として、プレゼンテーション及びスキッドパット(旋回性能)向上を図る必要性がある。

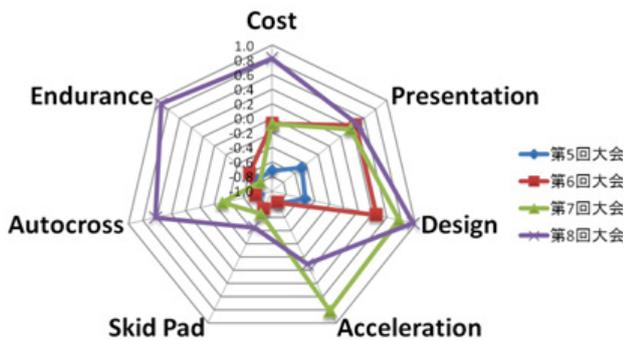


図2 通年の取得点

5. 吸気

5.1 序論

吸気系は図3に示すように、ガソリンと空気の混合気を燃焼室内へ送り込む役割を担う。

全日本学生フォーミュラ大会における動的競技のコースはカーブを中心に構成され、このようなコースレイアウトでは加速性能(トルク)が重要な要素となってくる。エンジントルク向上のためには多くの空気を燃焼室に流入させることが必要である。2010年度では、従来からの動的効果の利用に加え、音響工学を取り入れた共鳴過給効果を採用し、広範囲のトルクピークを実現する。

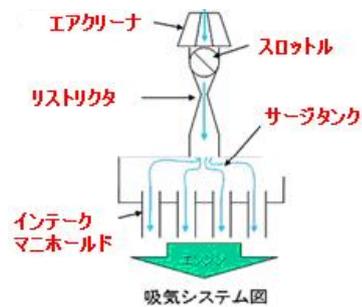


図3 吸気管概念図

5.2 吸気的设计条件

5.2.1 動的効果

動的効果には、吸気内の圧力振動がその吸気行程終了後も減衰しながら吸気内に残り、次の吸気行程に影響を与える脈動効果(式(1))と、開口端での圧縮波の戻りによりシリンダ内の体積効率が上昇する慣性効果(式(2))がある。これらの効果を得るためのインタークマニホールド長を決定する。

$$L_s = \frac{30a_s}{n\zeta} \quad \dots (1)$$

$$L_s = \left(\frac{60 \times a_s}{\zeta \times n \times \pi} \right)^2 \times \frac{S}{V} \quad \dots (2)$$

L_s : インタークマニホールド長
 a_s : 吸気管内の音速
 ζ : 脈動次数 ($\zeta = 1$)
 n : 回転数
 S : 吸気管断面積

動的効果ではトルクピークを9000rpmとする。式(1)、式(2)より9000rpmのときに最大の体積効果を得られるインタークマニホールド長を計算し、380mmとした。

5.2.2 共鳴過給効果

共鳴過給効果とは、エンジン燃焼室から与えられる負圧の脈動周波数と吸気系全体との共鳴周波数を合致させ、共振現象を起こしてより多くの空気をエンジン燃焼室に送り込むことである。このとき、共鳴周波数が求まる吸気周波数応答を伝達マトリックス法から求める。

1) 伝達マトリックス法

伝達マトリックス法とは、入口と出口を持つ音場の寸法を用い、入口と出口の音圧と体積速度の関係を求める手法である。図4のモデルに伝達マトリックス法を適用すると、

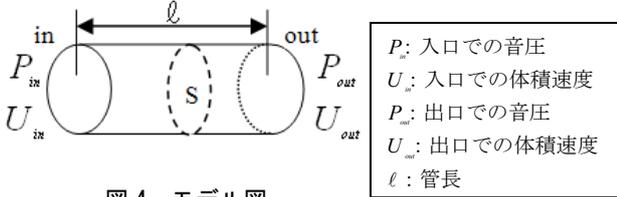


図4 モデル図

$$\begin{Bmatrix} P_{in} \\ U_{in} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_{out} \\ U_{out} \end{Bmatrix} \dots (3)$$

と表すことが出来る。特に剛管の場合には、

$$\begin{Bmatrix} P_{in} \\ U_{in} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl & j \frac{\rho c}{S} \sin kl \\ j \frac{S}{\rho c} \sin kl & \cos kl \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_{out} \\ U_{out} \end{Bmatrix} \dots (4)$$

k : 波数
 S : 管の断面積
 ρ : 空気密度
 c : 音速
 l : 管長

と表すことが出来る。

2) 特殊形状における伝達マトリックス計算

サージタンク

図5のサージタンクにおいて、開状態の1番気筒を伝搬してきた音波はリストラクタ方向へと進む。図6は1・2番気筒を取り出した図であり、2番気筒のように流れ場に領域を付属し、流れ場の音波を変化させるものをサイドブランチと言う。2番気筒から反射される音波を流れ場の音波に考慮するため、流れ場方向から見た2番気筒のインピーダンス Z を求め、流れ場に考慮する。

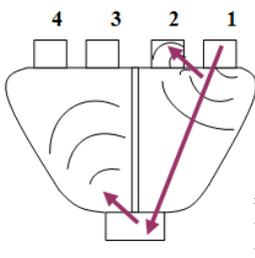


図5 サージタンク

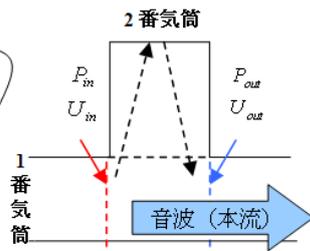


図6 サイドブランチ

図5の緑線方向は閉端を有する管路の入口であり、

$$Z = 0 - j \frac{\rho c}{S} \times \frac{1}{\tan(kl)} \dots (5)$$

伝達マトリックス計算では式(6)に変換される。

$$\begin{Bmatrix} P_{in} \\ U_{in} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z} & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_{out} \\ U_{out} \end{Bmatrix} \dots (6)$$

2番気筒からの反射波を考慮した後、伝搬する音波は図7のような断面が徐々に変化する内部を通過する。伝達マトリックス計算では断面が徐々に変化するとき、それを複数断面に分割して式(7)のように掛け合わせる。伝達マトリックス四端子要素を a, b, c, d とおく。

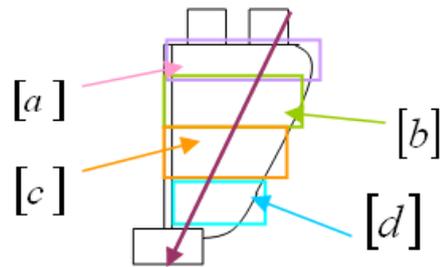


図7 断面形状の変化

$$\begin{Bmatrix} P_{in} \\ U_{in} \end{Bmatrix} = [a][b][c][d] \begin{Bmatrix} P_{out} \\ U_{out} \end{Bmatrix} \dots (7)$$

その後、サージタンクを通過する際に図8で示すしきりに対し反対側からの反射波を考慮する。よって、 P_{in} と U_{in} から見た P_{out} と U_{out} からの音響放射インピーダンス Z_{in} を求める。伝達マトリックス四端子要素を e, f, g, h, i とおく。

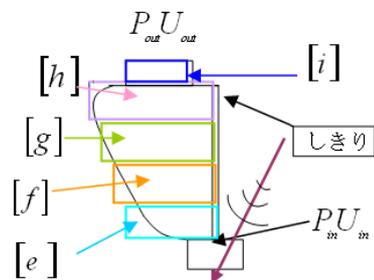


図8 拡張室

$$\begin{Bmatrix} P_{in} \\ U_{in} \end{Bmatrix} = [e][f][g][h][i] \begin{Bmatrix} P_{out} \\ U_{out} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_{out} \\ U_{out} \end{Bmatrix} \dots (8)$$

式(8)に $U_{out}=0$ を代入すると式(9)となる。

$$Z_{in} = \frac{P_{in}}{U_{in}} = \frac{AP_{out}}{CU_{out}} = \frac{A}{C} \quad \dots (9)$$

式 (9) から Z_{in} を求めて式(6)の Z に代入し、リストラクタへ伝搬する音波に考慮する。以上の式から伝達マトリックス法を用い吸気周波数応答を求め 7000rpm で共鳴過給効果の得られる設計を行った。

5.2.3 吸気周波数応答の算出方法

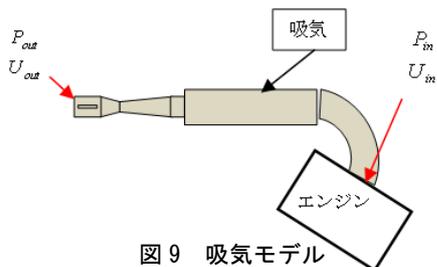


図 9 吸気モデル

図 9 のエンジン (吸気バルブ) が空気を吸入し、吸気内部を伝搬する脈動が生み出される。そのため、吸気バルブを P_{in} と U_{in} 、スロットル口を大気開放の P_{out} と U_{out} とする。

式(10)の P_{in}/P_{out} (吸気バルブ音圧がスロットル口と比較しどれほど圧が高いか) を図 10 の縦軸とする。

$$SPL1 = 20 \log_{10} \left| \frac{P_{in}}{P_{out}} \right| \quad \dots (10)$$

図 10 では、目指した 7000rpm のとき (周波数 58, 3Hz で図の左線) に音圧のピークはなく、過給が不足している。だが、7000rpm 以上の範囲 (図 10 の左線から右線にわたる範囲) では、徐々に音圧が上昇し、広範囲で共鳴過給効果による過給が得られ、加速性能が向上すると予想される。

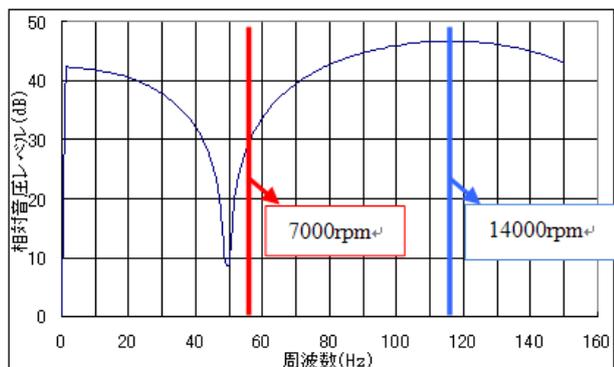


図 10 P_{in}/P_{out} を縦軸とした吸気周波数応答

以上の結果を基に、2010 年度吸気を設計・製作した。図 11 はその完成図である。

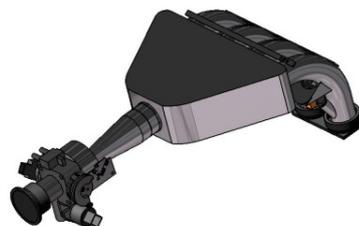


図 11 2010 年度吸気の CAD 図

5.2.4 音響実験

自作した伝達マトリックスの妥当性を確認すると同時に、実際に吸気とエンジンとの共鳴周波数が一致しているかを検証する。そのために白色雑音を物体内部に流し、物体を通過した出口音と入口音を比較することにより、物体の周波数応答を得るスピーカー実験モデルを図 12 に示す。

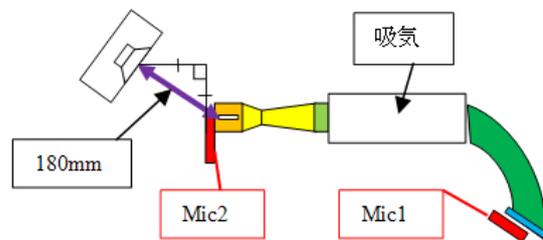


図 12 吸気音響実験モデル

伝達マトリックス計算値と実験値との比較式を式(11)に示す。実験結果での出入口間の音圧差と、吸気系計算値においての四端子要素の A を比較すれば良い。

$$20 \log \left| \frac{P_{in}}{P_{out}} \right| = 20 \log |A| \quad \dots (11)$$

これを踏まえ、図 13 に吸気全体での実験結果を示す。

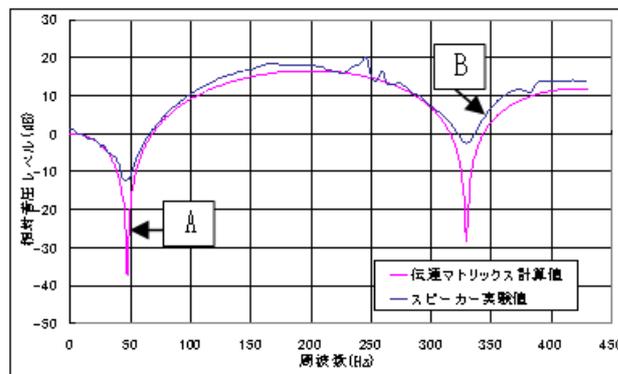


図 13 吸気全体の周波数応答の比較

図 13 より、伝達マトリックス計算値 (線 A) と、スピーカー実験結果の入口・出口間の音圧の差 (線 B) がよく一致しており、模擬した伝達マトリックス式の四端子要素

Aは吸気全体でも妥当であると言える。よって、7000rpm以上でのトルク向上は達成されているものと思われる。

5. 2. 5 まとめ

動的効果に加え、共鳴過給効果を利用することで広範囲でのトルク向上を可能とした。また、実験によって算出式の妥当性を検証した。しかし2010年度はトルクを実測値で測定出来なかったため、2011年度の課題とする。

2011年度に向け設計改善を行うとすると、サイドブランチ形状をサージタンクで採用し、低周波領域に音圧の谷部を移動させることで、低回転域からのトルク向上を図ることが挙げられる。

6. 排気系

6. 1 排気消音器内部設計

390Hz付近を消音するための内部形状を決定し、マフラーによる減音量（入口音圧/出口音圧）はマフラー内各室の伝達マトリックスを合成し、入口と出口の音圧と体積速度を結び付ける伝達マトリックスを式(11)から求める。

$$\begin{cases} P_{in} \\ U_{in} \end{cases} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{cases} P_{out} \\ U_{out} \end{cases}$$

$$\frac{P_{in}}{P_{out}} = A + \frac{B}{Z_c}$$

$$20 \log \left| \frac{P_{in}}{P_{out}} \right|$$

$$20 \log \left| A + \frac{B}{Z_c} \right| \dots (11)$$

以下に2009年度と2010年度使用マフラー構造の比較を行う。

(1) 2009年度マフラー構造

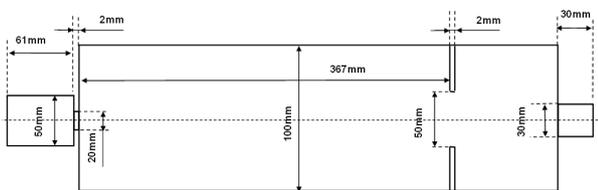


図14 2009年度使用マフラー構造概要

この構造は仕切り板を入れ、拡張室の長さを367Hzに調節して、卓越した周波数である366, 7Hzにおいて共鳴させて消音させるという単純な構造となっている。

(2) 2010年度マフラー構造

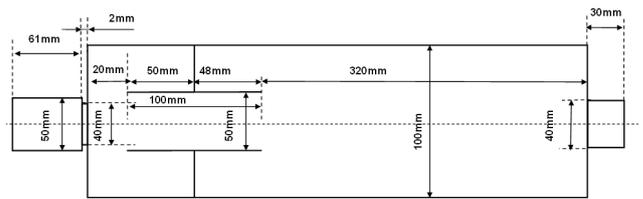


図15 10年度マフラー構造概要

2009年度から2010年度構造への変更点を以下に示す。

- (i) 排気流入口から拡張室へへの間の絞り部拡大,
- (ii) 排気流出口の径拡大,
- (iii) 内部構造変更内部にパイプを挿入し、伝達マトリックス式に2009年度とは異なる四端子マトリックスを使用することで、複雑化されるが挿入管効果を付与する事ができた。



図16 2009年度仕切り板

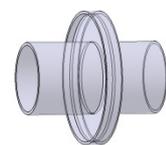


図17 2010年度仕切り板

伝達マトリックス法にて求められた、吸音材が充てんされていない場合の図15に示す消音器の消音性能の伝達マトリックス法による理論値と実験値との比較を図18に示す。

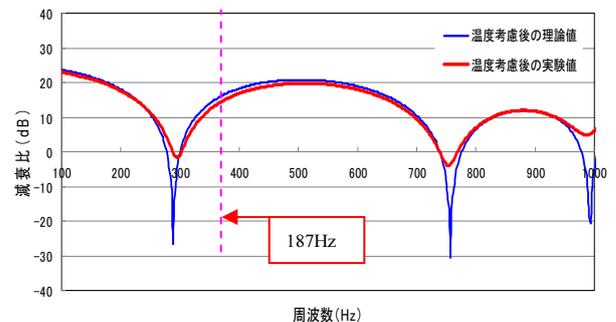


図18 温度考慮後 理論値と実験値の減音量比較

以上の結果より、拡張室の構造だけで390Hz付近を18dB消音することができた。しかし、実際には吸音材とパンチングパイプも入っているため、この二つの音響的影響について調べる。

6. 2 吸音材が内含された場合の吸音性能予測

吸音材を内含する事による消音性能の向上効果の実験結果を図19に示す。

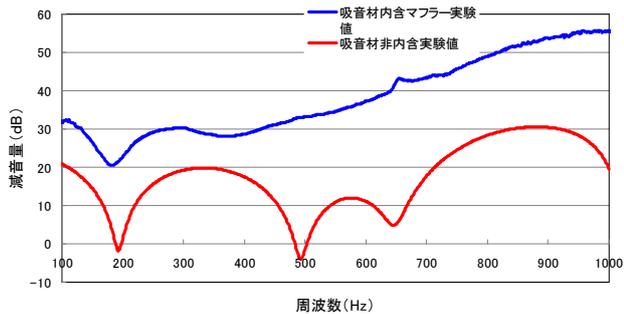


図 19 吸音材内含と非内含の実測値比較

図 19 より、高周波数域では大幅な消音効果の増大が見込める事が分かる。そこで吸音材が内含された消音器の性能予測法の開発を試みた。

2010 年度マフラーに使用している吸音材（株式会社キジマ製 Acousta-fil）の吸音率や固有音響抵抗についての定量的データがないため、2 点マイクロフォン法実験により求める。マフラーに搭載されている吸音材は、アウターパイプとの間に隙間が無いほど圧縮されて入っているため、実験では同様に背後空気層が 0mm、吸音材の厚さ 25mm とした時の吸音率を求めた。吸音率の計測には 2 点マイクロフォン法を用いた。図 20 に吸音率計測装置の概要を示す。

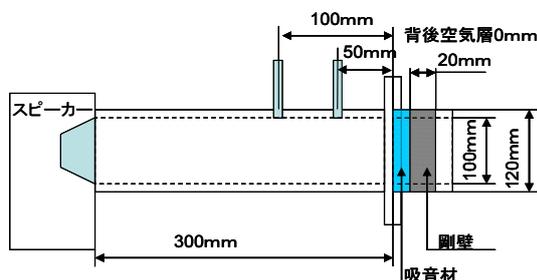


図 20 実験装置概要図

図 20 の実験装置にて算出した吸音率を示す。

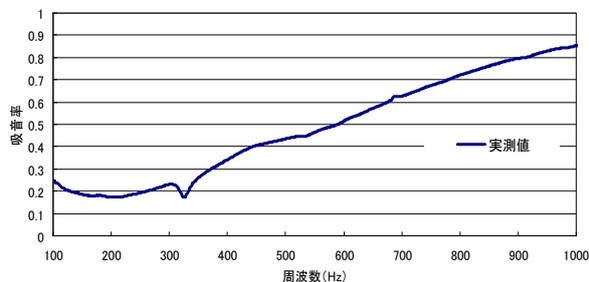


図 20 背後空気層 0mm での吸音率

マフラー内部に搭載されている吸音材にて消音されているのは図 20 より 800Hz 以上だということが確認できた。この実験より、800Hz 以下は内部構造にて消音をしなければならない事が定量的データとして導くことがで

きた。

6. 3 吸音材の固有音響抵抗

吸音材の固有音響抵抗を求め、伝達マトリクス式に代入する。固有音響抵抗は、吸音材の固有の抵抗値であり、媒質中の密度と内部の伝搬速度によって決まる。固有音響抵抗の導出方法は 2 点マイクロフォン法を使用し、異なる 2 つの背後空気層条件の垂直入射インピーダンスより導出する。図 21 で示した装置にて、背後空気層が 60mm の場合と 80mm の場合の吸音材料表面の垂直入射インピーダンスを用いて固有音響抵抗を求めた。

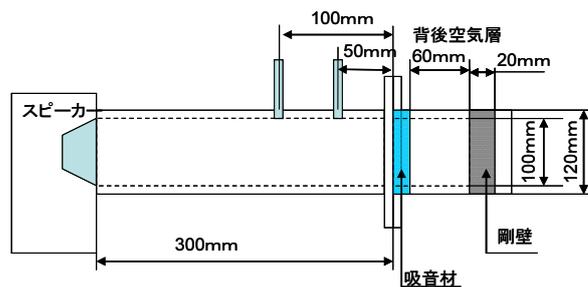


図 22 固有音響抵抗算出の為の実験装置概要図

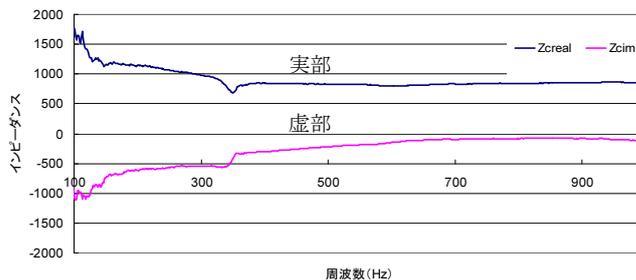


図 23 吸音材の固有音響抵抗

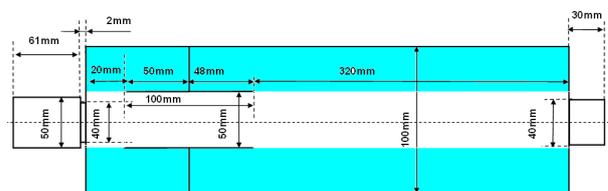


図 24 吸音材挿入時の 2010 年度マフラー構造概要

実際に吸音材が挿入されている部分は図 24 の青色部である。次に伝達マトリクス法を用いての解法を記す。

6. 4 吸音材が内含された場合の消音量の近似解法

図 15 の消音器を伝達マトリクス法で解く手法では、図 24 の吸音材が入っている構造を一度に解く事ができない。これより、吸音材が内含された場合の減音量予測理論の開発に取り組む。

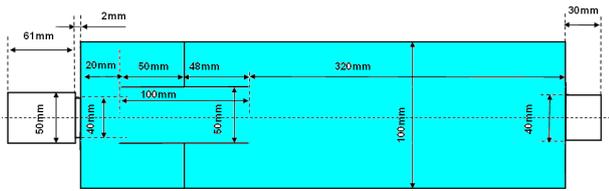


図 25 全拡張室内吸音材挿入

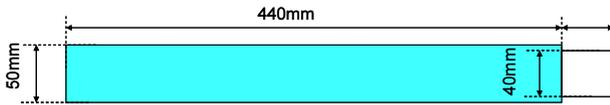


図 26 吸音材非挿入部

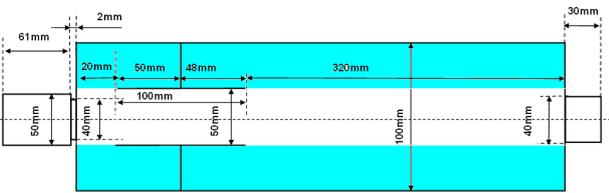


図 27 理論上での吸音材内含概要図

まず図 25 で表される拡張室全体に吸音材が挿入された場合の伝達マトリックスを求める。次に吸音材非挿入部の円筒部に吸音材が充てんされた図 26 の伝達マトリックスを求め、共に入口音圧を基準として出口音圧を算出する。この出口音圧を、式 (12) を用いて周波数毎に足し合わせることで、図 27 の場合の近似計算値を求めることができる。

$$SPL_3 = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{SPL_1}{10}} + 10^{\frac{SPL_2}{10}} \right) \dots (12)$$

SPL_1 : 全拡張室内吸音材挿入時の音圧レベル

SPL_2 : 吸音材非挿入部の音圧レベル

SPL_3 : SPL_1 と SPL_2 を加えた音圧レベル

以上の結果を、入口音圧を基準とした時の出口音圧との比を求めた理論値と実測値について示す。

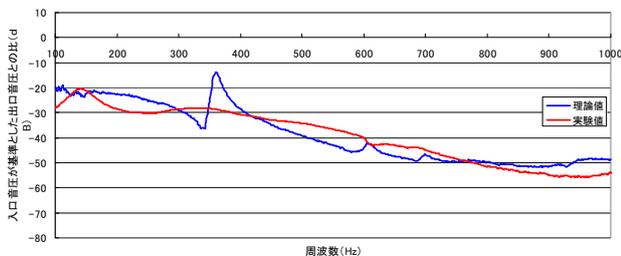


図 28 吸音材挿入時の入口音圧基準の出口音圧

図 28 より、両者がほぼ良く一致している事が分かる。一部 310Hz 付近にピークがでてしまっているが、これは

2 点マイクロフォン法にて使用した音響管の共鳴周波数が 300Hz 前後であるため、この影響であると考えられる。

6. 5 まとめ

1 次元音場解析ソフトを使用すれば直に求める事ができるが、今回は伝達マトリックス法を用いた近似的吸音性能を求める理論の確立を目的とし、結果として図 28 より、この吸音材の近似理論は概ね正しいといえる。

7. 冷却系

7. 1 序論

自動車技術会が主催している「2010 年度全日本学生フォーミュラ大会」に出場する車両に搭載するカウル、燃料タンク、冷却系の設計・製作を行う。

2009 年度大会では 22km 耐久走行競技「エンデュランス」の途中でエンジンがオーバーヒートを起こしタイヤとなってしまった。それを受け、2009 年度の研究で 2 つのオーバーヒート対策 (①整流板の設置②電動ポンプの設置) が考案されたので、2010 年度車両にはこれらを取り入れて冷却系の設計・製作を行う。また、新たにオーバーヒート対策を考案し導入する。

カウルの一部であるサイドポットの内部には冷却器であるラジエータが設置されているため、冷却系と密接な関係にある。したがって、ラジエータの冷却効率を上げることが最優先に考えてカウルを設計する。また、内部の送風状況を解析により検証する。

7. 2 冷却系概要

エンジンと冷却系は配管で繋がれており、冷却水が循環している。エンジン内で発生した熱が冷却水に伝わり、ラジエータのフィン間を走行風が流れ、外部に熱が放出される機構である。これにより、エンジン内の温度を適正に保ち、良好な運転を可能にする。図 29 は冷却系の概略図である。

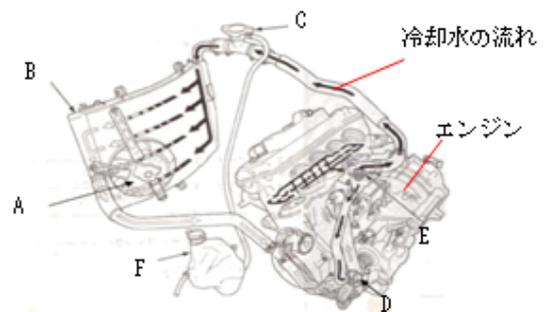


図 29 冷却系の概略図

A. 電動ファン

ラジエータに風を当て、冷却水の熱を放散させる。

B. ラジエータ

走行風やファン風で冷却水の熱を放散させる。図30にラジエータの構造を示した。

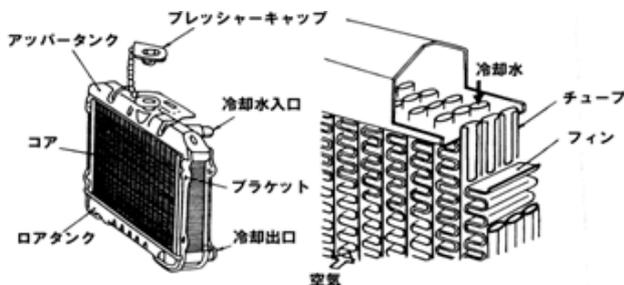


図30 ラジエータの構造

C. ラジエータキャップ

配管内に圧力を加えて、冷却水の沸点を上げる。

D. ウォーターポンプ

エンジン内の冷却水を循環させる。

E. サーモスタット

気を早め、燃焼効率を上げる役割がある。

F. リザーバタンク

冷却水が吹き上がった際に冷却水を留める場所である。

7.3 電動ポンプの設置

エンジンには冷却水を循環させるためのポンプが内蔵されており、エンジン稼働時のみ動作するようになっている。エンデュランスでは20周中10週の地点でドライバー交代をしなければならない。この約2分の間はエンジンを停止させなければならず、ポンプも動作しないのでエンジンとラジエータの間で熱交換ができない。そのため、エンジンの余熱により冷却水温が上昇しオーバーヒートを起こしてしまう。2009年度大会のエンデュランスではドライバー交代時にオーバーヒートを起こしてしまった。そこで、エンジン停止時も冷却水を循環できるようにするため、内蔵のものとは別に外付け電動ポンプを新たに設置した。

これは、バッテリーと直接接続しているのでいつでも使用できる。南千葉サーキットで試走を行った際に電動ポンプの効果を検証した。まず、電動ポンプを作動させずに水温が112℃になるまでサーキットを走行した。そして、即座にエンジンを停止させ電動ポンプを作動させた。このときを0秒として、3分、10分、11分後の水温を測定した。測定の間隔が不規則なのは水温の変化が大きく見られたときに測定したからである。

測定結果を図31に示す。エンデュランスで電動ポンプが作動している時間はドライバー交代の約2分程度であり、実験結果から3分が経過しても水温の上昇は見られない。したがって、電動ポンプの設置によりドライバー交代時に水温が上昇するのを防げるのが明らかになった。

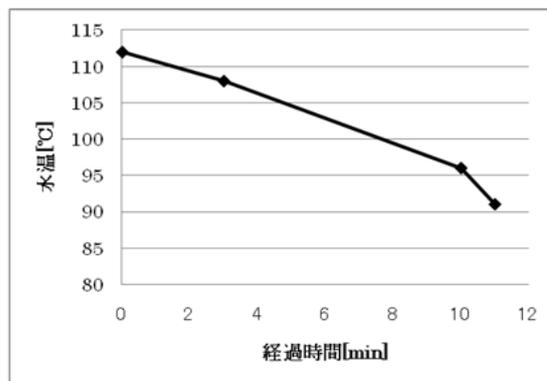


図31 電動ポンプ作動時の水温の変化

7.4 左側サイドポット内の整流板の設置

サイドポットへ入ってきた風はコックピット横のフレームとサイドポット内壁の間を通過してラジエータに送られるが、そのうちの何割かはフレームを通り抜けてコックピット側へ漏れてしまう。そのため、ラジエータに送られる冷却風が不十分になりオーバーヒートを起こしやすくなってしまった。そこで、2010年度車両にはコックピット側に空気が漏れるのを防ぐため整流板（アルミ板1.5mm）を設置した。これにより、図32のような空気の流れが予想される。整流板に設置されている黒い箱やケーブルは電装パーツである。電装パーツは薄く小さいものなので、これによる損失は非常に小さく無視できる程度である。

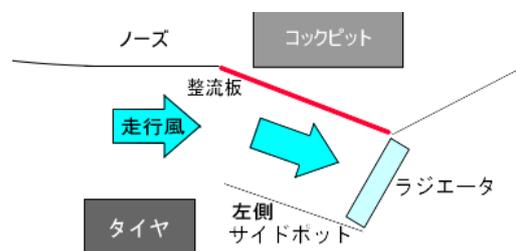


図32 予想される左側サイドポット内の空気の流れ

7.5 右側サイドポット内の整流板の設置

右側のサイドポットはラジエータが入っておらず、左側に比べあまり重要ではない。そこで、これを有効活用するためサイドポット内部に整流板を設置した。これにより今まではサイドポットを通過していた空気をエンジ

ンへ送ることが出来る。図 33 は予想されるサイドポット内の空気の流れである。

南千葉サーキットでの試走の際、燃料タンク内の燃料が僅かではあるが沸騰することがあった。これは、エンジンと燃料タンクの距離が非常に近く、エンジンの熱が燃料に伝わっていたことが原因である。しかし、整流板を設置してからは燃料が沸騰することはなかった。このことから、整流板によってエンジンが冷却されていたことがわかった。

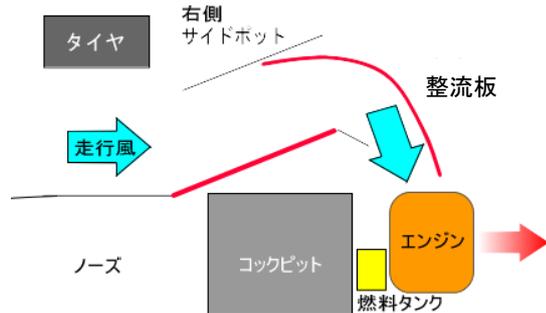


図 33 予想される右側サイドポット内の空気の流れ

7. 6 カウル

① 車両周りの流れ解析

図 34 に示す風洞の中に車両を配置して 45km/h の風を送り流れの様子を調べる。また、解析の妥当性も確認する。

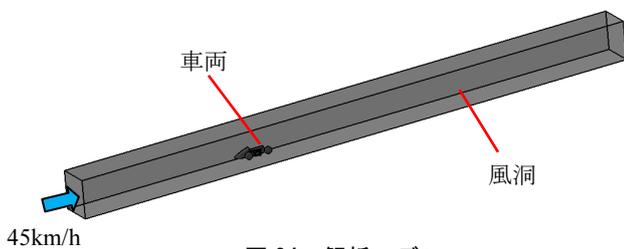


図 34 解析モデル

② 車両周りの流れの検証

図 36 は図 35 に示した断面における①「車両周りの流れ解析」の解析結果である。断面 1 は地上から 175mm の位置、断面 2 は車両の対称面である。

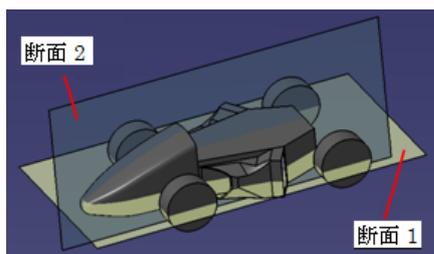


図 35 解析結果表示断面

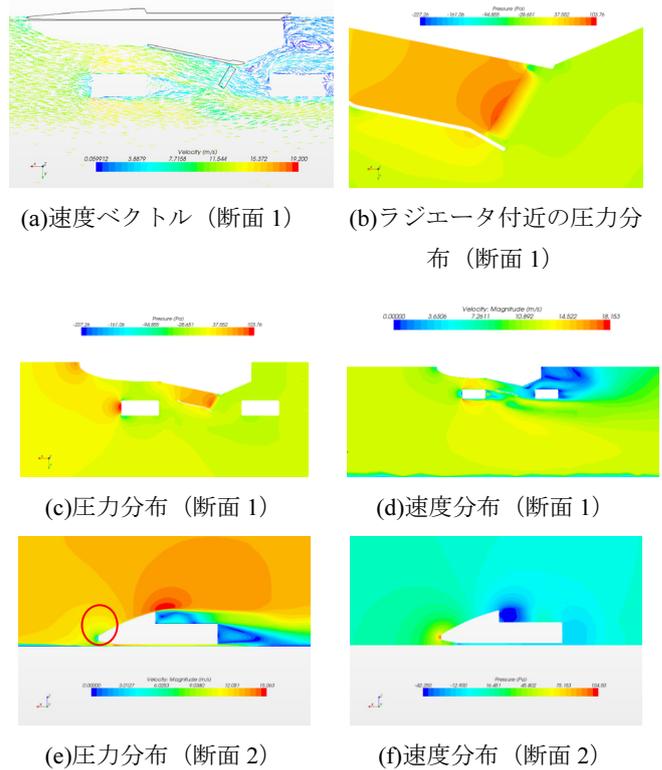


図 36 解析結果

図 36(a)をもとにノーズからラジエータに到達するまでの空気の流れを説明する。ノーズに衝突した空気とその周辺の空気は左右に分かれ、タイヤと車両の間で加速してサイドポットへと流れ込んでいく。サイドポットは流路の断面積をほぼ一定にしたことにより内部で渦を巻くことなく、入口から入った空気が効率よくラジエータへ送られる。また、同図から車両やタイヤの後方では空気のはく離が生じていることがわかる。このことから、サイドポットの入口は車両前面から見てタイヤと重ならないように設置することで空気を効率よく取り込めることがわかる。

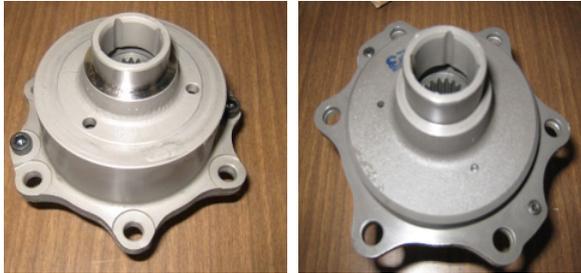
8. 動力伝達部

8. 1 概要

動力伝達部はエンジンからの出力をタイヤに伝える部分全体の総称であり、フロントスプロケット、リアスプロケット、チェーン、ディファレンシャルギア、デフマウント、ドライブシャフトからなるパーツで構成されている。ここでは、動力伝達の際に生じるデフマウントの応力の解析、およびフレームに生じる変位の解析について述べる。

8. 2 ディファレンシャルギア

コンパクトで軽量かつ LSD 効果が高いものを選定し使用した。図 37 は左右のディファレンシャルギアのケースを示す。このケースにオイルを入れ、LSD 内部の冷却や摩耗の軽減をするため、穴部を溶接してふさいだ。



(a) 右面

(b) 左面

図 37 ディファレンシャルギアケース

8. 3 デフマウムの解析条件

図 38 は動力伝達部の力の伝達条件を示したものである。同図に示されるようにチェーンにかかる張力は 16.9kN であり、スプロケットから左右のデフマウントまでの取り付け位置は図のように非対称になっている。左右の距離の比から左側のデフマウントには 11.5kN、右側には 5.4kN の力が作用することになる。またデフマウントは左右対称なので、強度解析における引張り荷重は値の大きいほうの 11.5kN を採用した。

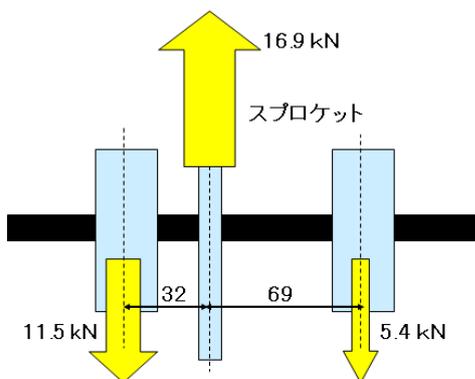


図 38 動力伝達部の力学条件

8. 4 デフマウムの設計と解析結果

図 39 は 2010 年度設計したデフマウムの CAD 図である。デフマウムの設計では、軽量化及び整備性の向上を目標とした。強度解析を行った結果、図 40 に示すものとなった。同図よりデフマウントにかかる最大応力は円で示した部分であり、132MPa であった。この応力値は使用した材料であるアルミ合金 A2017 の許容応力 355MPa の範囲内であるので、この設計を採用した。材料の厚さなどを小さくして更なる軽量化を図ることは可

能であるが、2010 年度はデフマウントについては強度確保を優先させ上記のような高い安全率のもとで使用することにした。

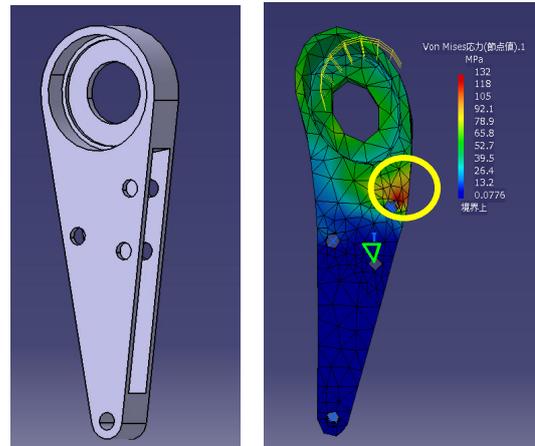


図 39 デフマウント構造 図 40 デフマウムの解析結果

8. 5 フレームの解析

フレームにエンジンと図 41 のようにデフマウントをフレームに取り付けた状態を製作し、チェーンの張力によるフレームの変位についての解析を行った。その結果を図 42 に示す。同図より最大変位は円で示した部分で 0.61mm と小さく抑えることが出来た。この変位の値はいくつかのパターンで解析を行ったなかでは、最小の値であったことから、図 39 に示した設計を採用した。

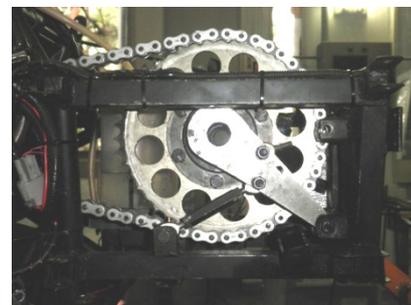


図 41 動力伝達部の取り付け方法

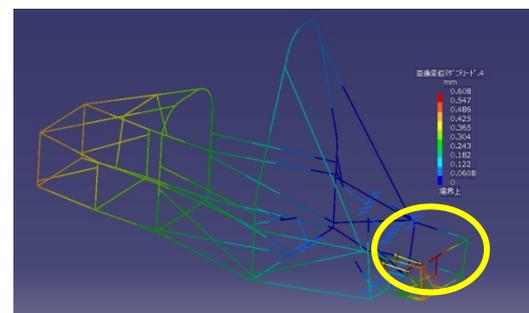


図 42 フレーム解析の結果

9. 燃料タンク

9. 1 概要

燃料タンクの設計では、エンデュランス走行を完走できる内容量の確保と、旋回時にエアレーション（エンジンに空気が流入しエンジンが上手く吹け上がらなくなる状況）を防ぐような内部構造にすることが求められる。ここでは内容量の決定と内部の流体解析について述べる。

9. 2 燃料タンク形状および内容量の決定

2010年度の燃料タンクは製作の容易さと収納性の面から、図43のような形状にした。内容量はエンデュランス走行の22kmを想定し、2009年度の走行データより燃費を6km/lとし、確実に完走するために6.2lとした。

9. 3 バッフルプレート

車両旋回時などにエアレーションを防止するために燃料タンク内に設置する仕切り板のことである。このバッフルプレートには直径6mmと8mmの穴が開けられており、この穴の直径と配置によってスロッシングが緩和される。2010年度の燃料タンク内部形状は燃料タンク内部の流体解析により図44のような構造を採用した。

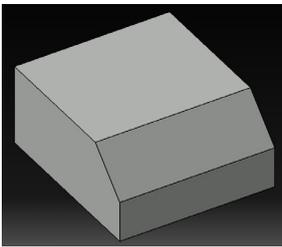


図43 燃料タンク形状

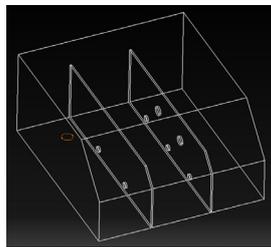


図44 タンク内部構造

9. 4 燃料タンクの流体解析

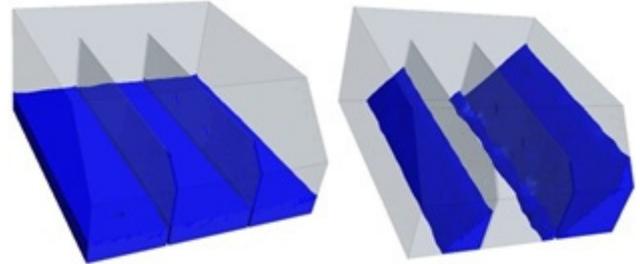
バッフルプレートの性能を検証するために、本年度は流体解析ソフト STAR CCM+を利用して燃料タンク内部の流体解析を行った。解析条件として大会で走行するコースの中で旋回時の遠心力をコーナーの半径および車両スピードから算出し、遠心力の値を解析に利用した。

図45(a)は停車している状態（遠心力が0の状態）で、2lの燃料がタンク内に入っている場合の燃料の状態を示した図である。次の同図(b)はエンデュランス走行での遠心力が最大となる状態に相当する1.5Gを燃料タンクに与えた場合の解析結果である。同図からわかるように、バッフルプレートに燃料がとどまっていることから、この構造は内部のスロッシング防止に有効であることが確認される。またこの結果より、遠心力が最大となる旋回時に燃料が残っている青色で示された部分に、燃料の吸

い口を設置すればエアレーションを防止することが出来ることを見出された。

9. 5 まとめ

動力伝達部では、強度解析を通してフレームの変形を最小限に抑えることが出来た。また燃料タンクに関しては、流体解析によってスロッシングの緩和とエアレーションの防止を実現することが出来た。



(a)停止時 (b)旋回時

図45 燃料の状態の解析結果

10. コックピット

10. 1 概要

コックピットはシート、防火壁、フロアパネル、ヘッドレストで構成されている。ここではその中でもドライバーの操縦に大きく影響するシートについて述べる。設計に際しては材料・形状の最適化を重視し、さらに安全性の向上や走行性能についても考慮する。

10. 2 材料の選定

シートの材料は、これまで使用してきたものと同一の複合材料 GFRP を用いた。FRP とは Fiber Reinforced Plastics（繊維強化プラスチック）の略称で、弾性率が低く変形特性の優れたプラスチックと弾性率の高いガラス繊維やカーボン繊維とを組み合わせた複合材料であり、繊維をプラスチックの樹脂で硬化させて作られている。軽量であり、強度と耐久性も高いことから小型船舶の船体や、自動車・鉄道車両の内外装及びユニットバスや浄化槽などに幅広く使用されており、学生フォーミュラ大会に参加しているほとんどのチームでシートやカウルに採用されている。この FRP は使用する繊維によって名称が異なり、ガラス繊維を使用した GFRP（Glass Fiber Reinforced Plastics）、カーボン繊維を使用した CFRP（Carbon Fiber Reinforced Plastics）がある。2010年度は加工の容易さとコスト面を重視し、GFRP を採用した。

10. 3 形状の最適化

フォーミュラカーのシートはドライバーの身体の拘束性が高く、かつ軽量であることが求められる。図 46 のフルバケットシートは背もたれが固定式になっており、ホールド性が非常に高いレース志向のものである。図 47 は実際に製作したシートである。設計に際しては、フルバケットシートの形状を参考にし、ドライバーの体型の測定を通して拘束性を高めるようにした。2009 年度製作されたシートは積層数が二層で強度不足であったことから、2010 年度は三層として部分的な補強も施した。このため重量が増えてしまったが、ドライバーのホールド性を向上させることができた。

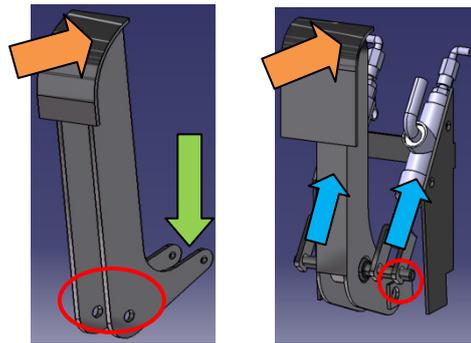


図 46 フルバケットシート 図 47 製作したシート

11. 2 ペダルの機構

2010 年度のアクセル、クラッチペダルはワイヤーの取り付け部を後部に移動することで、2009 年度問題となっていた様なねじれが生じないようにした。

図 49 にペダルの機構を示す。図中の矢印は踏力、ワイヤーを引く力、マスターシリンダに入力される力、回転中心を表している。ブレーキペダルにはバランスバーという踏力を左右のシリンダに分配する部品が組み込まれており、支点からの長さの比率で、前後輪のブレーキ力が変化する。バランスバーの機構は図 50 及び図 51 のようになっている。



(a) アクセル・クラッチ (b) ブレーキペダル
図 49 ペダルの機構

11. ペダルユニット

11. 1 ペダルユニット

ペダルは速度をコントロールするための部品である。図 48 に 2010 年度製作したペダルユニットを示す。このユニットはアクセル、ブレーキ、クラッチの 3 つのペダルで構成されている。特にブレーキペダルはドライバーの安全に大きく関わってくるので、その設計に関しては強度解析による最適化を行うことで安全性の向上と軽量化を図った。2010 年度はペダル本体の材料に加工の容易さ、耐食性の良いアルミニウム合金 A5052 を使用した。

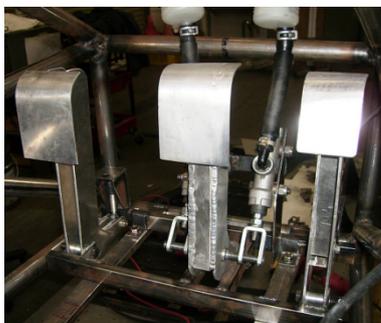


図 48 ペダルユニット

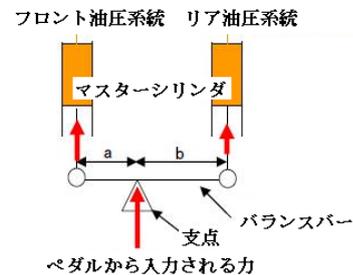


図 50 バランスバーの機構 1

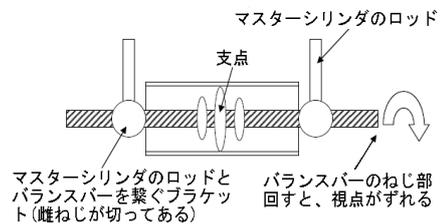


図 51 バランスバーの機構 2

11. 3 ブレーキペダルの強度解析

ブレーキペダルは最も荷重を受けるものであり、高い信頼性が必要となる。そこで構造解析ソフト CATIA-V5 を用いて強度解析を行った。解析においてはバランスバーの長さの比を 5:5 とし、踏力を 500N と仮定した。

11. 4 解析方法の改善

2009年度の強度解析では、バランスバーが受ける力は踏力にペダル比を掛けて算出していた。しかし、実際にはマスターシリンダピストンからの力がバランスバーに作用している。そこで、マスターシリンダの前後輪の油圧力とそのときの踏力を測定することによって、マスターシリンダピストンに作用する力を評価した。その結果を解析に反映し、強度と安全性の改善を図った。

11. 5 ブレーキ油圧測定と方法

ブレーキバランスバーの比を5:5, 5.5:4.5, 6:4の場合の前後の油圧力とそのときの踏力を測定する。測定には図52の踏力測定器及び図53の油圧計を使用した。



図 52 踏力測定器



図 53 油圧計

以下に測定方法を示す。

- ・ブレーキペダルの先端にひずみセンサーを取り付け、ドライバーが100Nから徐々に踏む力増やしていき、その時の前後輪の油圧を測定する。
- ・被験者は実際に大会時のドライバー数人で測定する。

11. 6 測定結果

実際に大会で使用した前後輪ブレーキ力の比は6:4であるのでその時の平均測定結果のみ示す。

表 3 圧力測定結果

踏力実測値		マスターシリンダによる力		踏力×ペダル比
踏力計[V]	踏力[N]	Front[N]	Rear[N]	[N]
1.00	98.10	123.15	61.57	392.4
1.50	147.15	189.33	92.36	588.6
2.00	196.20	307.87	200.11	784.8
2.50	245.25	415.82	261.69	981
3.00	294.30	492.59	338.65	1177.2
3.50	343.35	584.95	400.23	1373.4
4.00	392.40	646.52	507.98	1569.6
4.50	441.45	738.88	569.55	1765.8
5.00	490.50	800.45	646.52	1962
5.50	539.55	815.85	738.88	2158.2
6.00	588.60	969.78	923.60	2354.4

表3は圧力実測値をマスターシリンダのピストン断面積を掛け、出力に換算したものである。踏力×ペダル比

の値と、マスターシリンダからの力の合力を比較すると大きい損失があり、2009年度の解析条件では実際の走行時のものとは違うことがわかった。これらの測定結果を解析に反映する。

図54はペダルを正面から踏み込んだ時の解析結果である。このときの最大応力は218MPaであるが、前述のとおりブレーキは斜めから踏むことが多く、さらに荷重が大きくなると思われる。そこで、正面から右30°の位置から踏み込むと仮定して再度解析を行った。図55は正面から30°右に傾けて踏む時の解析結果である。

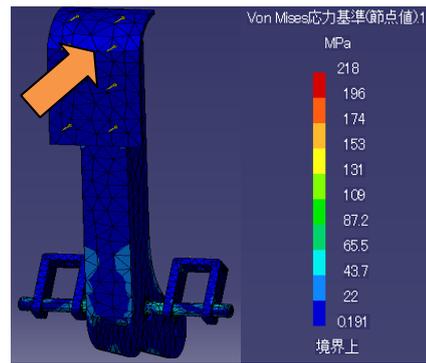


図 54 強度解析結果 (正面荷重)

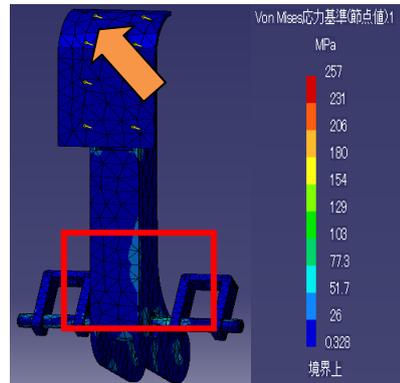


図 55 強度解析結果 (斜め荷重)

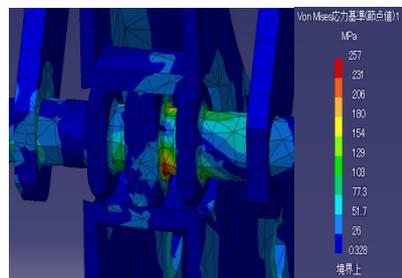


図 56 バランスバーに作用する応力分布

図56は図55の赤枠の内部であり、最大応力257MPaがバランスバーの支根元に作用していることが分かる。バランスバーの材質はS45Cであり、この結果から安全

率は、

$$\text{安全率} = \frac{\text{許容応力}[MPa]}{\text{最大応力}[MPa]} = \frac{345}{257} = 1.34$$

となる。解析に用いた荷重の条件を考えれば十分な安全率であると言えるので、この形状を採用した。しかし、ペダル本体にはほとんど応力が作用しておらず、その部分を除去することでさらなる軽量化が望める。

11. 7 まとめ

コックピットについてはシートの形状を実際のレース用のものを参考に設計することで、高いホールド性を実現し、ドライバーの円滑な操縦のサポートが可能になった。またペダルユニットの解析条件を再検討することで、より実際の走行時に近い状態での結果が得られた。コックピット・ペダルユニット共に 2009 年度と比較してやや重くなってしまったが、整備性や操作性の向上が図れた。

12. フレーム

12. 1 設計方針

2009 年度フレームは軽量化を追求した結果、駆動系やサスペンションからかかる力に耐えられず変形し、車両の走行性能に影響が出てしまった。2010 年度フレームはレギュレーションを満たすことを最前提に高剛性化を実現する。フレーム重量は他チームと比較しても軽いとされる 30kgw 以下、ねじり剛性値 1000N・m/deg を目標に高剛性を維持しつつ軽量化した車両を設計、製作を行う。以下の項目が、2010 年度の変更内容である。

- ・ 規定パイプの以外の肉厚 $t=1.6\text{mm}$ に変更
- ・ テンプレート通過に伴うフロントバルクヘッドの拡大
- ・ 製作性の向上のためリアボックスを角型パイプに変更
- ・ レギュレーション変更に伴うメインフープブレースサポートの追加

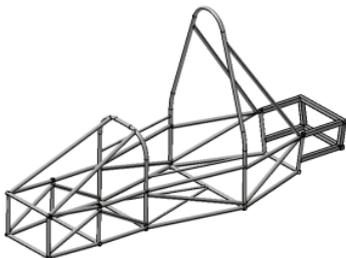


図 57 フレーム設計図

12. 2 ねじり剛性の解析および実験

12. 2. 1 ねじり剛性の定義

車体のねじり剛性とは、車体に対して、弾性限界内の回転角を発生させるモーメントと回転角の比のことである。走行中、前後左右の4つのタイヤから入る力は、大きさとタイミングが異なる場合が多く、これが車体にねじりを発生させる要因となる。ねじり剛性は振動、騒音、乗り心地やボディーのしっかり感に影響する重要な値であり、この値が高い方が良い。

12. 2. 2 ねじり剛性値の算出方法

トルクをかけた際のフレームの変位を用いて、ねじり剛性値を求めた。

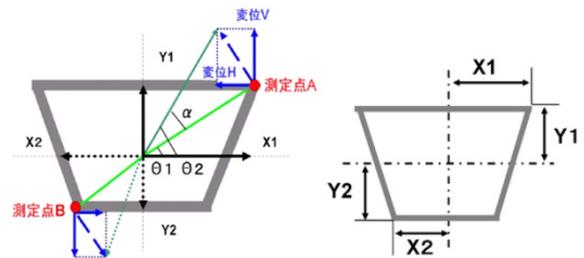


図 58 ねじり剛性算出方法

例として、フロント固定時の算出方法を記述する。フロント固定時では、フレームの最後尾を図 58 のように測定する。さらに回転は台形の中心回りに行われているものと仮定した。

Y: 中心からバルクヘッド上, 又は下の端までの距離[mm]

X: 中心からバルクヘッド左, 又は右の端までの距離[mm]

V: 荷重によって生じた垂直方向の変位[mm]

H: 荷重によって生じた水平方向の変位[mm]

$\theta 1$: 変化前の中心と測定点の角度[deg]

$\theta 2$: 変化後の中心と測定点の角度[deg]

α : 変化前と変化後の角度の差[deg]

$T = \text{力} \times \text{実棒の長さ} \times 2 [\text{N} \cdot \text{m}]$

以上より、 $\theta 1 = \tan^{-1} \frac{Y}{X} [\text{deg}]$

$$\theta 2 = \tan^{-1} \frac{Y + V}{X + H} [\text{deg}]$$

$$\alpha = \theta 2 - \theta 1 [\text{deg}]$$

$$\text{ねじり剛性値} = \frac{T}{\alpha} [\text{N} \cdot \text{m} / \text{deg}]$$

12. 2. 3 解析および実験条件

ねじり剛性解析・実験では、拘束・荷重位置、回転方向、エンジン搭載・非搭載の条件で8つに分けて解析を行

った。表4のように分類される (F:フロント・R:リアを示す)。そして、フレームの材質はスチール (STKM13A), エンジンは剛体として扱う。

表 4 条件の分類

エンジン 非搭載	F 固定・R 荷重	時計まわりねじり
		反時計まわりねじり
R 固定・F 荷重	F 固定・R 荷重	時計まわりねじり
		反時計まわりねじり
エンジン搭載	F 固定・R 荷重	時計まわりねじり
		反時計まわりねじり
	R 固定・F 荷重	時計まわりねじり
		反時計まわりねじり

次に、拘束位置と荷重位置について示す。

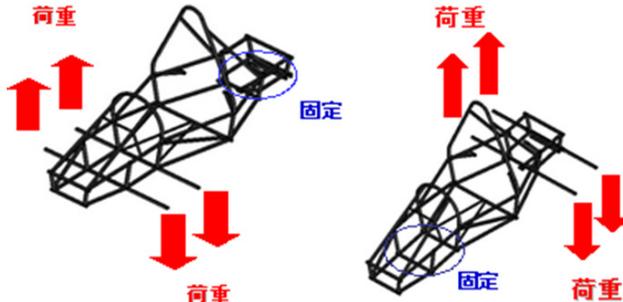


図 59 R 固定 F 荷重の状態 図 60 F 固定 R 荷重の状態

荷重は車両走行中にかかる力を想定して、ブラケットの位置から伸ばしたパイプに、25kgw の荷重を掛けた。パイプに掛ける荷重の作用点間距離は 1200mm とした。そして、解析・実験を行い、それぞれ変位を測定した。測定箇所は図 58 で示した A 点, B 点である。

12. 2. 4 ねじり解析

解析より求めたねじり剛性値を表 5, 表 6 に示す。エンジン非搭載時のねじり剛性値は 1070N・m/deg, エンジン搭載時のねじり剛性値は 1781N・m/deg となった。

表 5 エンジン非搭載時のねじり剛性値

エンジン非搭載			
F 固定—R 荷重	時計まわりねじり	1020	[N・m/deg]
	反時計まわりねじり	1059	[N・m/deg]
R 固定—F 荷重	時計まわりねじり	1102	[N・m/deg]
	反時計まわりねじり	1100	[N・m/deg]
ねじり剛性 平均値		1070	[N・m/deg]

表 6 エンジン搭載時のねじり剛性値

エンジン搭載			
F 固定—R 荷重	時計まわりねじり	1327	[N・m/deg]
	反時計まわりねじり	1298	[N・m/deg]
R 固定—F 荷重	時計まわりねじり	2250	[N・m/deg]
	反時計まわりねじり	2247	[N・m/deg]
ねじり剛性 平均値		1781	[N・m/deg]

12. 2. 5 ねじり実験

実験より求めたねじり剛性値を表 7, 表 8 に示す。エンジン非搭載時のねじり剛性値は 1096N・m/deg, エンジン搭載時のねじり剛性値は 1185N・m/deg となった。

表 7 エンジン非搭載時のねじり剛性値

エンジン非搭載			
F 固定—R 荷重	時計まわりねじり	1058	[N・m/deg]
	反時計まわりねじり	1088	[N・m/deg]
R 固定—F 荷重	時計まわりねじり	1086	[N・m/deg]
	反時計まわりねじり	1151	[N・m/deg]
ねじり剛性 平均値		1096	[N・m/deg]

表 8 エンジン搭載時のねじり剛性値

エンジン搭載			
F 固定—R 荷重	時計まわりねじり	1214	[N・m/deg]
	反時計まわりねじり	1172	[N・m/deg]
R 固定—F 荷重	時計まわりねじり	1203	[N・m/deg]
	反時計まわりねじり	1153	[N・m/deg]
ねじり剛性 平均値		1185	[N・m/deg]

12. 2. 6 2009 年度フレーム解析と実験の比較

ねじり解析と実験の比較を行い、目的通りのフレームが製作できたか検証する。表 9 に剛性値を示す。

表 9 2010 年度ねじり剛性の解析と実験の比較

		解析	実験
エンジン非搭載時のねじり剛性値	[N・m/deg]	1070	1096
エンジン搭載時のねじり剛性値	[N・m/deg]	1781	1185

12. 3 ボディーアライメント測定

12. 3. 1 目的

車両全体の強度値の目安となる「ねじり剛性値」とは異なり、このボディーアライメント測定では走行前、走行後の足回りのブラケットの座標変位差を求めることにより、走行時にフレームにかかる力を把握することができる。

12. 3. 2 測定結果

図 61 と表 10 にアームブラケットの走行前と走行後の差を載せる。フロント部・リア部ともに右側はマイナス変位が多いのは大会のコースに左旋回が多いことも考えられる。最も変位の大きいのはリア部の右側 X 座標だが、車両の重量配分ではリア部の方が重くなっていることが原因として考えられる。

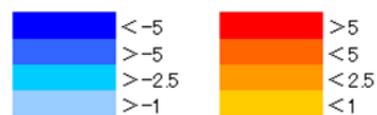
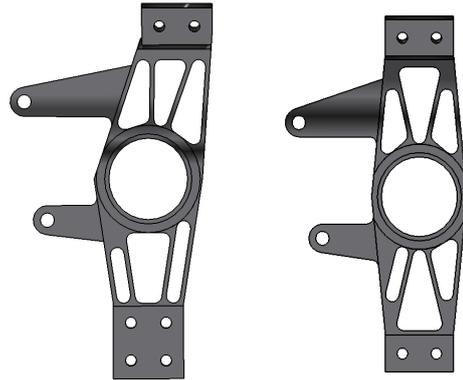


図 61 変位量に対する色分け

表 10 走行前後のアームブラケットの測定差

フロント部											
Left						Right					
Upper	走行前-走行後	前		後		Upper	走行前-走行後	前		後	
		x	y	x	z			x	y	x	z
			1.35		-0.60			-3.05			1.50
			2.45		0.90			2.15			-0.05
			-1.82		0.36			-0.88			-1.20
Lower	走行前-走行後	前		後		Lower	走行前-走行後	前		後	
		x	y	x	z			x	y	x	z
			0.50		1.55			-0.10			0.95
			0.70		0.50			-0.45			-0.90
			-1.88		-0.48			-0.82			0.34

リア部											
Left						Right					
Upper	走行前-走行後	前		後		Upper	走行前-走行後	前		後	
		x	y	x	z			x	y	x	z
			1.20		-0.30			-0.30			1.75
			1.55		4.70			0.20			-2.80
			3.48		1.12			-2.70			-0.86
Lower	走行前-走行後	前		後		Lower	走行前-走行後	前		後	
		x	y	x	z			x	y	x	z
			-0.65		-4.47			-7.60			-3.74
			2.25		2.45			-3.88			-3.80
			3.22		3.44			2.92			4.88



フロント リア
図62 2009年度アップライト

13. アップライト

13.1 アップライト

車輪と車両をつなぐパーツである。制動時や旋回時には大きな力がかかるため、それに耐えられる強度を必要とする。精度、強度が必要なパーツであるため、3D-CADを用いて設計を行う。また、2009年度の問題を改善したアップライトの設計・製作を行う。2009年度の問題点を以下に示す。

- ① 2009年度車両ではアップライトとハブをつなぐベアリングを、アンギュラ玉軸受けを2つ、背面を合わせるようにして使用していた。そのため、圧入を2回行わなければならない、非効率であった。また、ベアリングはゴミが入ると、動きが悪くなり、最悪の場合、壊れる危険性がある。そのことが考慮されないベアリングが使用されていた。
- ② アップライトとアームを取り付けるブラケットと、アップライトとの間にシムをいれ、キャンバー角（前から見たときのタイヤの倒れ具合）を調節していた。そのため、フロントのアップライトではタイロッドの座標が変わらないようにタイロッドを取り付けるブラケットを、ロアアームを取り付けるブラケットの下に設置していた。これより、ナックルアーム回転半径をあまり確保できず、ステアリングが重いと言う問題に繋がっていた。
- ③ 軽量化をするために力のかからない部分の肉抜きをしていたが、肉抜き箇所が多く、製作面において負担が大きかった。また、軽量化において、まだ可能であると考えられた。

図62に2009年度のアップライトを示した。

- 以上の問題を改善したアップライトの設計を行った。また、改善策を以下に示す。
- ① ベアリングの選定では複列でゴミが入りにくいシールド付きのベアリングを採用した。これにより、圧入も一度で済み、また、ベアリングが壊れ、ブレーキシステムが機能しなくなるという危険性を減らすことができた。
 - ② フロントアップライトとアッパーアームを取り付けるブラケットの間に10mmのシムを入れ設計した。これにより、シムの厚みを変更することでキャンバー角の調節をできるようにした。そのため、タイロッドとアームの取り付けを同じ高さにすることが可能になり、ナックルアーム回転半径をより長く確保することができるようになった。
 - ③ 肉抜き箇所を減らす事で製作面での負担を減らした。強度解析では実際より厳しい状況を想定し、旋回時の旋回加速度を2.0G、制動時の減速度を1.6Gとした時の条件で解析を行い、安全率の算出と軽量化を進めた。図63に2010年度のリアのアップライトと解析結果を示した。また、2009年度と2010年度の安全率と重量を表11に示した。

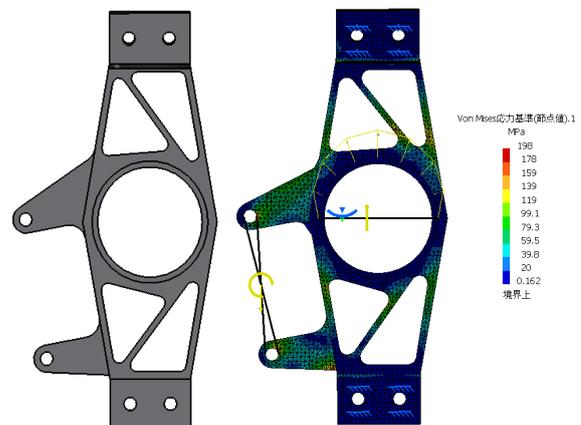


図63 設計したアップライトとその解析結果

表11 2009年度と2010年度との比較

	フロント		リア	
	安全率	重量[kg]	安全率	重量[kg]
2009年度	1.5	1.21	1.5	1.18
2010年度	1.5	0.91	1.6	0.89
重量の比較		-0.30		-0.29

フロント・リアともに安全率が約1.5, 1.6と, 2009年度よりも下げることなく, 約25%の軽量化をすることができた。

13. 2 まとめ

2010年度車両で発生した問題点と設計結果を下記に記す。

2010年度のアップライトでは, 安全性, 製作のしやすさを考慮した設計を行うことができた。また, 足廻り系において重要な軽量化についても, 2009年度のアップライトと比べ, 安全率を下げることなく, 軽量化することができた。

13. 3 2011年度車両の設計

2010年度車両での結果を踏まえ, 2011年度では以下のような改善案を元に開発を進めていくこととした。

2011年度のアップライトでは, ロアアームを取り付けるブラケットを, アップライトと一体にし, アルミニウムブロックの削り出しにより製作することを検討している。これは, 一体型にすることで, パーツ数を減らし, ガタを少なくするためである。

また, アップライトの部材をより強度のある7000系のアルミニウムを選定することで, さらに軽量化することを検討している。

14. アーム・サスペンション

14. 1 目的

車の三大要素である「走る・曲がる・止まる」といった運動性能を担う足廻り系のうち, アーム・サスペンションについての設計と製作を行なう。2009年度車両の問題点を改善し, 運動性能の向上を狙う。

14. 2 2010年度の設計指針

2010年度車両では, 全日本学生フォーミュラ大会で総合順位15位以内を目指し, 「誰にでも乗れるレーシングカー」をコンセプトとしている。したがって, アーム・サスペンションはそれを実現すべく以下の3点を設計指針とした。

・操縦安定性の向上

ドライバーの意図しない車両挙動を抑制することで, 安定した走行を可能とする。また, 操舵力の軽減に努め操作しやすい車両とする。

・運動性能の向上

2009年度に問題となったインリフト対策とスタビライザーの導入, ジオメトリー変化の少ない設計を行うことで運動性能の向上を図る。

・軽量化, 低重心化

足回り系の軽量化はタイヤの路面追従性を高め, 運動性能の向上に寄与することから, 常に取り組みなければならない課題である。また, 低重心化も運動性能の向上には欠かせない要素であるから, 配置を工夫し低重心化を図る。

14. 3 アーム・サスペンション

14. 3. 1 サスペンションの機能

サスペンションとは, 路面の凹凸を車体に伝えない緩衝装置としての機能と, 車輪の上下動や操舵時に車両の姿勢を定め, 車輪の路面に対する接地性を維持することで乗り心地や操縦安定性などの改善を目的とする機構である。以下に主な基本機能を示す。

・車輪保持機能

車体と車輪の連結を保持する機能。

・アライメント制御機能

狙いの車両運動特性を可能にするため, タイヤの接地状態を適切に制御する機能。

・緩衝機能

路面凹凸に起因する振動や音, ロール等による姿勢変化を抑制する機能。

14. 3. 2 サスペンションの構成要素

2010年度車両のフロントサスペンションシステムと, その構成要素を図64に示す。また, 図65に2010年度車両のリアサスペンションシステムを示す。

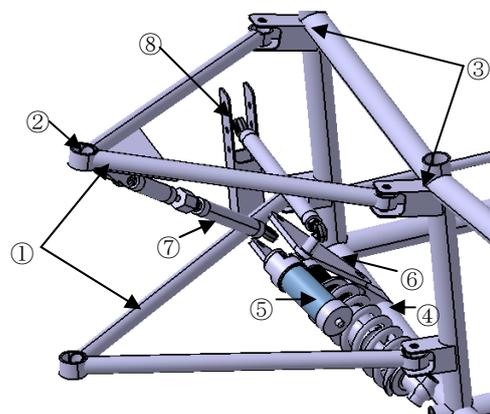


図64 フロントサスペンションシステム

①アーム

フレームとタイヤを繋ぐ部品であり、上側をアッパーアーム、下側をロアアームと言う。

②ボールジョイント

アームの回転中心である。上下のアームそれぞれの車体側の2つの支点とタイヤ側の1つの支点にボールジョイントを配置する。

③アームブラケット

アームに取り付けられたボールジョイントをフレームに固定させる部品。

④スプリング

車体の上下、ロール、ピッチ方向の姿勢をコントロールする。路面からの衝撃や振動を緩和する。

⑤ショックアブソーバー

振動を減衰させる。ブレーキ時の前傾やコーナリング時のロール挙動を滑らかにするなど、操縦安定性や乗り心地への影響が大きい。

⑥ベルクランク

タイヤのストロークをサスペンションに伝える部品。

⑦プルロッド

タイヤのストロークをベルクランクに伝える部品。アッパーアームに取り付けられ、車体が沈み込む時にタイヤから引張力を受ける。

⑧スタビライザー

左右のサスペンションをトーションバーで連結し、その復元力によりロールを抑える。

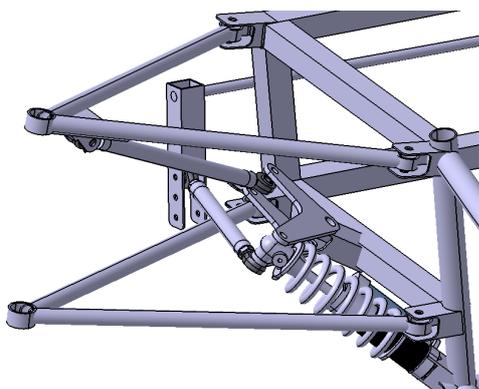


図65 リアサスペンションシステム

14. 4 2010年度サスペンション設計

・バンプステアの抑制

バンプステアとは、アームとステアリングタイロッドの関係によって、バンプやロールに伴って生じるトー角変化のことである。このバンプステアはコーナリング時やブレーキング時に車体挙動に大きな影響を与える。ここで、タイロッドとはステアリングホイールの操作を

操舵輪に伝え、タイヤの向きを変えるリンク部品である。ロール時及びバンプ時に、タイヤは上下アームの配置によって定められた瞬間回転中心を中心とした円運動を行なうが、それと同時にステアリングのタイロッドによっても押し引きされ、バンプステアが発生する。

2009年度車輻では、タイロッドをタイヤに対してほぼ直角に接続していたが、この方法だと、タイヤの円運動の際にアームとタイロッドの横方向の変位量が異なるため、大きなトー角変化が起こってしまっていた。そこで2010年度車輻ではタイロッドをロアアームに沿わせ、等長さ・並行度を高めたことでバンプステアを大幅に抑制できた。図66に2010年度車輻のタイロッドリンクを示す。図66のうち橙色の部分で、ロアアームとほぼ同様のリンクとしている。

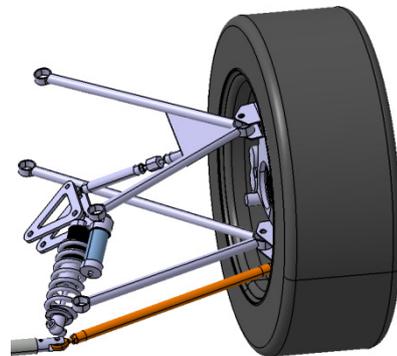


図66 2010年度タイロッドリンク

ここで、表12に2009年度車輻と2010年度車輻のロール時、バンプ時のバンプステア比較を示す。

表12 バンプステア比較

	トー角変化		
	2009	2010	抑制率%
25.4mmバンプ時	3.24	0.19	94
2°ロール時	2.70	0.19	93

・操舵力の軽減

2009年度車輻の大きな問題の一つに操舵力がある。ある程度の操舵力は必要だが、ドライバーにとって大きな負担となるほどの操舵力は適切とは言えない。そこで2010年度車輻では、ステアリングでの対策と同時にサスペンションジオメトリーでの改善を図った。

操舵力は、転舵した際にタイヤを直進方向へ戻そうとする力である復元力とも関係があり、2010年度車輻ではこの復元力の1つであるセルフアライニングトルクの減少を図った。セルフアライニングトルクは、ニューマチックトレールとキャストトレールの和をモーメントアームとして発生する力である。ニューマチックトレールは

タイヤ性能や空気圧によって定まる値である。従って、2010年度車輛では2009年度車輛よりキャストトレールを抑えることでセルフライニングトルクの低減を図った。表2に2009年度、2010年度のホイールアライメント比較を示す。

表13 2009年度、2010年度のホイールアライメント比較

	2009年度	2010年度
キャスト角[°]	6.0	7.08
キングピン角[°]	6.0	10.36
キャンバー角[°]	0.0	0.0
トー角[°]	0.0	0.0
キャストトレール [mm]	17.06	10.57
キャストオフセット [mm]	10.0	20.89
キングピンオフセット [mm]	50.0	73.32
スクラブ半径[mm]	22.88	26.7

これにより、セルフライニングトルクを38%低減した。

・スタビライザーの導入

スタビライザーはアンチロールバーとも呼ばれ、旋回時のロールを抑制する効果を持つパーツで、左右サスペンションのストローク差によって機能するトーションバーである。図67に2010年度車輛スタビライザーを示す。図67のうち橙色の部分スタビライザーで、図中の番号のように動作する。

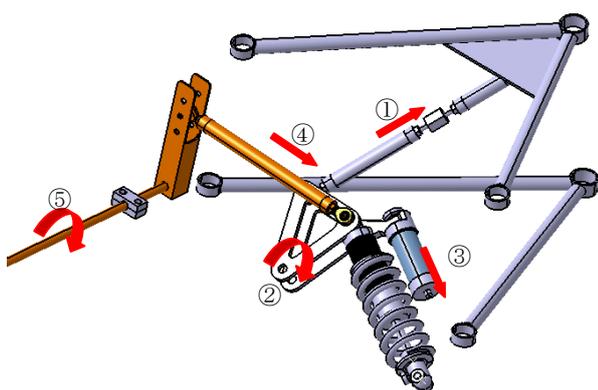


図67 2010年度車輛スタビライザー

15. まとめ

2010年度大会では、歴代最高となる総合16位を獲得した。これはコスト、プレゼンテーション、デザインの静的審査で高得点を獲得したという点、総合得点の3割

を占めるエンデュランス競技で2009年度の問題であった冷却性能及び吸気系の改善を図り、長距離走行に耐えられる車両を製作することができたことが結果だと考えられる。

今後の課題として、スキッドパット（旋回性）の向上を図る必要があると考えられる。また、燃費がエンデュランス完走チーム中最下位だったことから、パワートレイン系の調整及び車両の軽量化を図る必要がある。

本プロジェクトの目的のひとつである「種々の分野の学問と現実問題との関連の民式ならびに応用力、問題解決能力の向上」については、大きな成果が得られており、今後も本プロジェクトの継続が望まれる。

謝辞

本プロジェクトの実施にあたり予算面では本学の大学振興予算、活動面ではホンダマイスタークラブ並びに多くの企業や個人の方々に、ご援助ご指導をいただいた。ここに記して感謝の意を表す次第である。

研究室所属メンバー

- 牛久 和亮（チームリーダー 電装担当）（瓜生研究室）
- 大谷 友美（マネジメントリーダー 吸気担当）（小川研究室）
- 大高健太郎（ボディー班リーダー コックピット&ペダル担当）（笠原研究室）
- 吉田 亮二（パワートレイン班リーダー 燃料タンク&駆動担当）（笠原研究室）
- 吉川 祐史（足廻り班リーダー ステアリング担当）（弓削研究室）
- 前原 範子（フレーム&アッテネータ担当）（廣田研究室）
- 杉浦 秀文（排気担当）（田中研究室）
- 和田 誠（ラジエータ&カウル）（小川研究室）
- 市川健太郎（電装担当）（鳥毛研究室）
- 松原 大（サスペンション担当）（酒井研究室）
- 森垣 琴乃（アップライト&ハブ担当）（弓削研究室）

参考文献

- [1] 平成20年度 学生フォーミュラカーの設計と製作
- [2] 本田技研工業株式会社：2007CBR600RR サービスマニュアル
- [3] 本田技研工業株式会社:HONDA パーツカタログ 1版 CBR600RR7[EBL-PC40]

- [4] 小島克己：「自動車用ラジエータ」，日本自動車部品工業会，2005年
- [5] 飯田明由・小川隆申・武居昌宏：「基礎から学ぶ流体力学」，オーム社，2007年
- [6] HONDA マイスタークラブ宮田卓英：「エンジン整備講座テキスト CBR600RR Engine 編」，2009年
- [7] 榎本信助：応用材料力学，オーム社，1982年
- [8] ナダー・ザマニ：自分で学べる構造解析 CATIA V5R12&13 上巻・下巻，特定非営利活動法人 CAFE，2006年
- [9] 高橋昇，浅田千秋，湯川夏夫：金属材料学，森北出版株式会社，1989年
- [10] 自動車技術ハンドブック設計（ボディ編），社団法人自動車技術会，2005年
- [11] 日本騒音制御工学会編：騒音制御工学ハンドブック，技報堂出版，2001年
- [12] 小茂鳥和生・渡部英一共著：「内燃機関工学」，実教出版，1975年
- [13] 宇野高明：車両運動性能とシャシーメカニズム，グランプリ出版，1994年
- [14] 技術者育成委員会：自動車工学-基礎-，社団法人自動車技術会，2002年
- [15] 日信工業株式会社：SAE 学生フォーミュラブレーキカタログ
- [16] 宇野高明：車輛運動性能とシャシーメカニズム，グランプリ出版，1994年
- [17] 景山克三：自動車の操舵性・安定性，山海堂，1992
- [18] 安部正人：自動車の運動と制御，山海堂，1993年
- [19] 野崎博路：サスチューニングの理論と実際，山海堂，2000年
- [20] 技術中核人材育成委員会：自動車開発・製作ガイド，社団法人自動車技術会，2007年
- [21] カヤバ工業株式会社：自動車のサスペンション，山海堂，2005年