

成蹊フォーミュラプロジェクト — 2011 年度活動報告書 —

榊原 頌太郎*1, 佐川 了允*1, 堀口 淳司*2, 小川 隆申*3, 笠原 和夫*3, 弓削 康平*3

Seikei Formula Project -Activity Report in Fiscal 2011-

Shotaro SAKAKIBARA*1, Ryosuke SAGAWA*1, Junji HORIGUCHI*2, Takanobu OGAWA*3
 Kazuo KASAHARA*3, Kohei YUGE*3

(Received March 30, 2012)

1. はじめに

全日本 学生フォーミュラ大会は、「ものづくりによる実践的な学生教育プログラム」であり、学生が自ら構想・設計・製作した車両により、ものづくりの総合力を競い、自動車技術ならびに産業の発展・振興に資する人材を育成することを目的として、公益社団法人自動車技術科会主催により 2003 年にスタートした。大会に参戦する学生達は、毎年 9 月に開催される大会に向け、約 1 年間をかけてフォーミュラスタイルの小型レーシングカーを開発・製作を行う。これにより、機械・電気に限らず幅広い実践的な知識を習得するとともに、コスト管理・マーケティング能力等のものづくりにおける総合能力を養うことができ、将来を担う優秀な技術者を育成することが期待されている。また、昨今の若手技術者や学生に求められている『自ら問題を発見し、解決していく能力の向上』が期待できるとともに、ものづくりの素晴らしさ・厳しさ・喜びを実感し、メンバー間のチームワークやリーダーシップを発揮して、学生たちがものづくりを通して貴重な経験を得ることができる。

本プロジェクトは可能な限り学生だけの力でチーム運営することを目的に活動している。

本稿は第 9 回大会に参加する成蹊フォーミュラプロジェクトチームの 2011 年度の活動を総括したものである。

*1 : システムデザイン学科学部生

*2 : システムデザイン学科助手

*3 : システムデザイン学科教授

2. 大会概要

表 1 に示す競技内容で 9 月 5 日～9 日に大会が開催された。チームの総合力は静的競技と動的競技の合計点で競われる。書類審査にパスしたチームが大会への参加権が得られ、動的競技へ進むためには、すべての車検項目にパスしなければならない。

表 1 大会競技内容

競技種目		競技概要	配点
静的競技	車検	技術検査	0
		チルトテーブル	
		騒音試験	
		ブレーキ試験	
	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のが狙いである。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、チームに合等を確認し、レポートのコストと車両との適合性を審査する。一般による製造度購買品目となる 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である。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	
設計	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、どのような工夫をまたその設計が市場性のある妥当なものかを評価しているのか、する。具体的には車体及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 加速をする。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。	75
	スキッドパッド	8 の字コースによるコーナリング性能評価をする。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。	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。	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 22km 走行する。走行時間によって車の全体的性能と信頼性を評価する。	300
	燃費	耐久レース『エンデュランス』走行時の燃料消費量で評価する。	100
合計			1000

3. 2011年度車両の設計と製作

2011年度に製作した車両を図1に示す。図1-bは他校のチームメンバーと交流している、成蹊ピットの車両展示の様子である。

2011年度は前年度大会で課題となったエンジンの冷却性能の改善と、より高速度でコーナーを旋回できるよう各パーツの性能改善を図った。以下に各パーツが取り組んだ車両の設計と製作を記す。



(a) チームメンバー



(b) ピットにて車両展示

図1 2011年度車両

3.1. 吸気系の設計と製作

動的競技のオートクロス・エンデュランスのコースは直線が短く、カーブを中心に構成されている。このようなコースレイアウトでは最高速度より立ち上がりにおける加速性能（以下、トルクと呼ぶ）が重要な要素となってくる。そのため、立ち上がりにおけるエンジンのトルクを向上させる必要がある。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。その方法として、流体損失を抑えることや動的効果を用いることが一般的である。しかし、新たな試みとして2010年度より、その動的効果に加え、音響工学を取り入れた共鳴過給効果を利用し、広範囲のトルクピークを実

現すべく、設計を行っている。しかし、音響実験と計算式との比較はしたもののシャーシダイナモ実験などのベンチテストは行えていなかった。

そこで、2011年度は音響工学的動的効果により、現実的に広範囲でトルクピークを生成したか、シャーシダイナモ実験を用いて、吸気系の性能評価を行う。

吸気系の役割と構成部品はガソリンと空気の混合気をシリンダ内に吸収し、この混合気をピストンで圧縮した後、爆発させて出力を得る。吸気系はエンジンにこの混合気を送る役割がある。構成する各パーツを図2に示す。

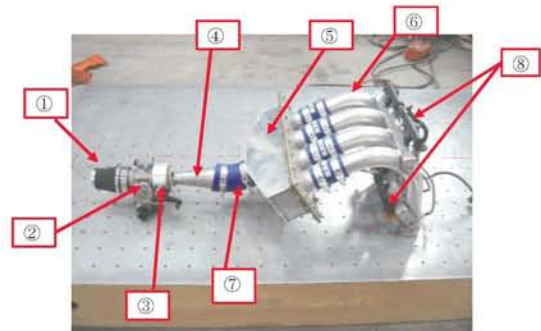
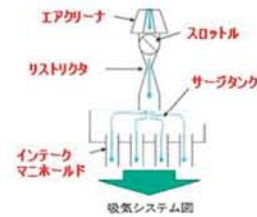


図2 吸気系の構成パーツ

図2に示したパーツ番号に該当のパーツ名、説明を以下に記述した。

①エアクリーナ

吸気管の先端に取り付け、管内にホコリなどの異物が入らないようにする装置。

②スロットル

アクセルに連動する弁を開閉することによって、吸入量を調整する装置。

③リストリクタ

空気吸入量制限装置。管の一部を絞ることで、吸入量を一定に抑える孔。競技などで装着の規定があり、それにより車両の性能を抑える働きがある。

④デフューザ

リストリクタによって一度吸入量を制限された空気を効率良くサージタンクに送る装置。

⑤サージタンク

1本の吸気管から各エンジン燃焼室へと空気を分配する為の多気孔。スムーズに空気を分配する必要があり、

最適な形状が未だ絞られておらず、大会ではチームごとによって様々な形状をしている。

⑥インテークマニホールド

サージタンクとエンジンを結ぶ管。この管内でガソリンと空気を混合し、燃焼室へと送る。

⑦シリコンホース

吸気管における各構成部品を接合させる働きがある。接合部からの2次エアを防ぐためだけでなく、溶接を行わずに接合、密閉することができる利点がある。

⑧インジェクタ

スロットルの開度・エンジン回転数に応じて燃料を噴射する装置。

エンジンは特定の回転域にトルクのピーク、すなわち体積効率の極大値をもつ。この現象は吸気管内のガス流動による動的効果に起因する。動的効果には、慣性効果と脈動効果の2種類があり、どちらもインテークマニホールドの長さや管径を変更することにより、効果の発揮する回転数を変更できる。

慣性効果(式(1))とは吸気行程で生じた負圧波が開口端で反射し、正圧波となって戻って来ることにより、シリンダ内の体積効率が上昇する効果である。また、脈動効果(式(2))と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効果である。これらの効果を得るため管径をφ42とし、インテークマニホールド長を決定する。

$$L_s = \left(\frac{60 \times a_s}{\zeta \times n \times \pi} \right)^2 \times \frac{S}{V} \dots (1)$$

a_s : 吸気管の音速
 L_s : インテークマニホールド長
 ζ : 脈動次数
 n : 回転数
 S : 吸気管断面積
 V : シリンダ一体積

$$L_s = \frac{30a_s}{n\zeta} \dots (2)$$

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テークマニホールド長を計算し、385mmとした。なお、詳細を図3に示す。

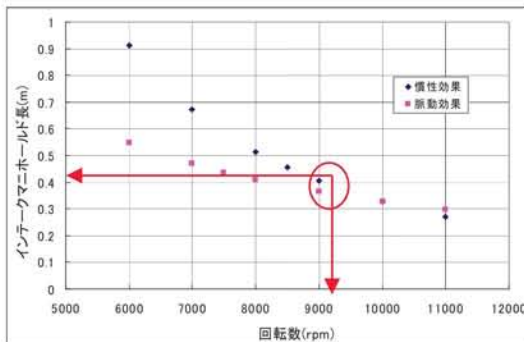


図3 2011年度インテークマニホールド長

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効果である。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。

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、

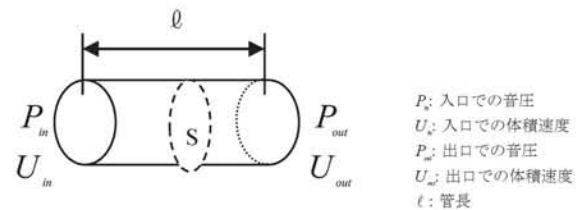


図4 モデル図

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

と表すことが出来る。特に剛管の場合には、

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

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。

伝達マトリックス(1次元)は、平面波の伝搬理論に基づいている。このため、平面波の伝搬が仮定できる限界周波数を超えてはならない。吸気はエンジン燃焼室から加振されるが、最大値は116.7Hz(14000rpm)である。断面形状が円形の場合の限界周波数 f_{c1} は、式(5)である。

$$f_{c1} = \frac{1.220c}{2a} \dots (5)$$

c : 音速
 a : 断面の半径

断面形状が矩形の場合の限界周波数 f_{c2} は、式(6)である。

$$f_{c2} = 0.5 \frac{c}{L} \dots (6)$$

L : 長辺の長さ

大会での気温を 30℃ とすると、音速は 349.5m/s である。吸気最大円形断面の半径 0.024m を式(5)に代入すると 8883Hz が得られる。また、最大矩形断面の長さ 0.28m を式(6)に代入すると 624Hz が得られる。伝達マトリックス計算を用いて予測する周波数は 116.7Hz 以下であるので、伝達マトリックス法を適用できる。

エンジンが n 回転のとき、燃焼室から与えられる脈動の周波数 f_{Eg} は、空気を流入することが出来る吸気バルブの 1 つが開いている状態として算出すると式(7)となる。

$$f_{Eg} = n \times \frac{1}{60} \times \frac{1}{2} \quad \dots (7)$$

次に、吸気周波数応答の算出方法について説明する。図 5 のエンジン(吸気バルブ口)が空気を吸入することで吸気内部を伝搬する脈動が生み出される。そのため、エンジン吸気バルブを P_{in} と U_{in} とする。逆側のスロットル口を大気開放の P_{out} と U_{out} とする。

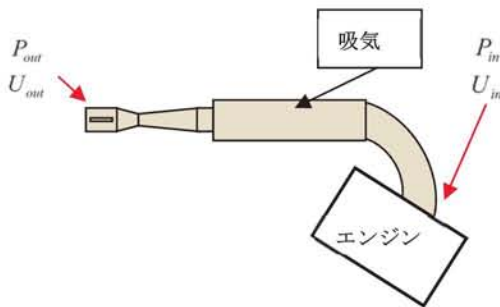


図 5 吸気モデル

式(8)は式(3)を分解して全体を P_{out} で割り P_{in} / P_{out} とし、式(9)ではそれを音圧レベル(SPL1)に変換する。この式(9)の結果を図 6 の縦軸とする。ただし、 Z_{out} はスロットルから吸気内部を見たときの音響放射インピーダンスであり、開端であるので式(10)にスロットル各寸法を代入して Z_{out} を求める。

$$\frac{P_{in}}{P_{out}} = A \frac{P_{out}}{P_{out}} + B \frac{U_{out}}{P_{out}} = A + \frac{B}{Z_{out}} \quad \dots (8)$$

$$SPL1 = 20 \log_{10} \left| \frac{P_{in}}{P_{out}} \right| \quad \dots (9)$$

$$Z_{out} = \frac{\rho c}{S} \times \frac{(ka)^2}{4} + j \frac{\rho c}{S} \times (0.6ka) \quad \dots (10)$$

式(11)は、式(3)を分解し、全体を U_{in} で割ることで P_{in} / U_{in} を求め、音圧レベル(SPL2)に変換したものである。図 7 は式(11)を縦軸としているが、 $U_{in}=1$ (吸気バルブが常に開状態で速度が与えられている状態) とすれば P_{in} の値がわかる。

$$SPL2 = 20 \log_{10} \left| \frac{AZ_{out} + B}{CZ_{out} + D} \right| \quad \dots (11)$$

図 6 と図 7 の線 A は 2010 年度設計、線 B は 2011 年度設計である。2010 年度設計は音圧の谷(過給が得られない回転数)が 50Hz(6000rpm)にあり、7000rpm でも音圧は向上していない。

一方、2011 年度設計のほうが音圧の谷が低回転域にあり、5000rpm からの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。

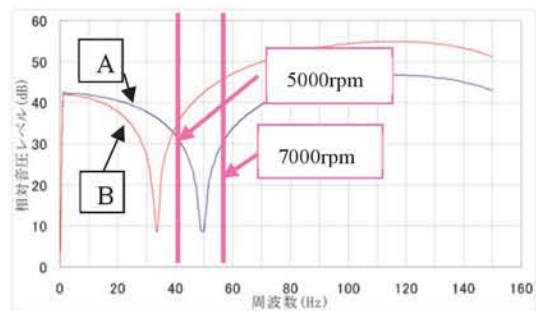


図 6 P_{in}/P_{out} を縦軸とした吸気周波数応答

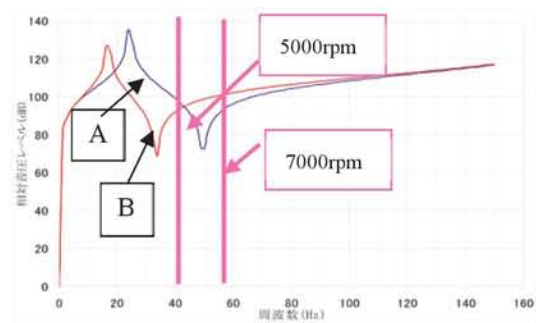


図 7 $P_{in}/U_{in} (U_{in}=1)$ を縦軸とした吸気周波数応答

吸気系の設計と製作したパーツの 3 次元 CAD 図と完成品を図 8～図 11 に示す。図 8～図 10 はリストリクタと軽量コンパクトなサージタンクおよびインテークマニホールドである。図 11 に吸気系 Assy 図を示す。



図 8 リストリクタの CAD 図と完成品



図9 サージタンクのCAD図と完成品

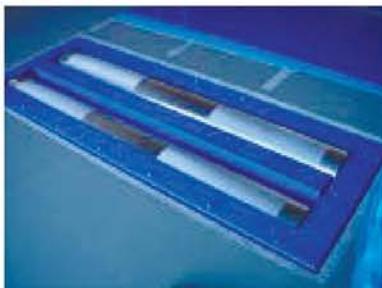


図10 インテークマニホールドのCAD図と完成品



図11 吸気系 Assy のCAD図と完成品

次にシャーシダイナモ実験で車両の駆動輪に被駆動されるローラ部を図12に示す。シャーシダイナモとはシャーシダイナモメーター (chassis dynamometer) の略で、主として車の動力(馬力・トルク)を測定するための装置である。ローラの上に車の駆動輪を乗せ、エンジンの力でローラを回すことで各回転数でのトルクやパワーを数値化・グラフ化して表示する。さらに、タイヤからローラへ伝達される車両駆動力に応じ、ローラの手速度や走トルクを制御するので、実際の走行と同等の負荷を車両に与えられる。



サクラダイノシステム製：SUPER DYNO RS

図12 シャーシダイナモ

表2 実験装置諸元

最大計測馬力	736kW (1000PS)
最大計測トルク	980Nm (100kgm)
最大計測エンジン回転	20000rpm
最大計測速度	360km/h
計測可能タイヤサイズ	10~20 インチ
速度検出方	非接触電磁式
最大許容軸荷重	2500kg
ローラ外径	318.3mm
ローラ幅	2200mm
リフト使用空気圧	6~8 k g f / c m ²
本体寸法(mm)	L935×W2505×H475
本体重量	1350kg
使用電源	AC100V

実験手順

- ① フォーミュラ車両は最低地上高が低いいため、車体底部がローラと接触しないよう後輪はタイヤ径の大きいものと交換する。
- ② ローラの上に駆動輪である後輪を載せる。
- ③ ローラから試験車両が移動しないよう車両を試験設備のアンカーにロープで拘束する。
- ④ エンジンをスタートさせ、ギアを1速から5速までシフトアップしていき、5速を保ちフルスロットの状態で行う。

図13の横軸は回転数を表しており単位は[rpm]、左縦軸は馬力[PS]・トルク[kgm]を表している。図中の大きなノコギリ波はギアの変速状況である。

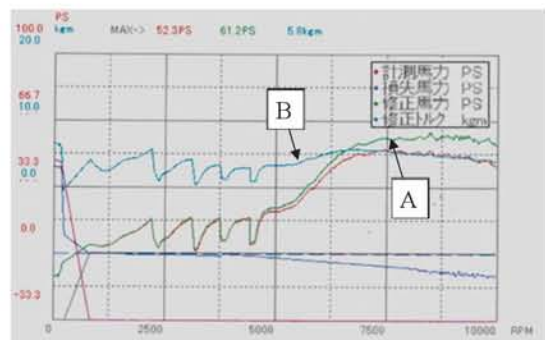


図13 シャーシダイナモ測定結果

図13の線Aと線Bがトルクと馬力の修正した測定値である。トルクの最高値は回転数 7000rpm 付近で 58.0Nm であることが読み取れる。また、馬力の最高値は回転数 9000rpm 付近で 61.2PS であることが読み取れ

る。吸気管長の設計において慣性・脈動効果から得られるトルクピークの設計回転数は 9000rpm であり、共鳴過給効果によってトルクが向上するのは回転数 5000rpm 以降である。しかし、測定で得られたグラフの 7500rpm の点ではすでにトルク曲線が下降を始め、慣性・脈動効果で狙った回転数域の 9000rpm 付近にはトルクピークは確認できなかった。この原因として考えられるのは、空気量制限装置であるリストラクタの影響がでているものと考えられる。

3.2. 排気系の設計と製作

2011 年度はチームの意向である 9000rpm にトルクバンドを設定し管長を決めた。また、製作性を考慮して曲げ角度を R=60,80mm の 2 種類に限定し、更に最大角度を 90 度にする事で管内の流体抵抗を抑える形状とした。耐久性の向上と、消音性能の向上に取り組んだ。

排気管の変更点は表 3 に示すように 2010 年度の排気管長に対して 130mm 短縮し、パイプの厚みを 1.5mm から 1.4mm に変更し軽量化を図った。排気管長は式(1)、(2)から排気管内の平均ガス温度を 456℃と仮定して求めた(図 14)。

表 3 2010 年度と 2011 年度排気管比較

	2010 年度	2011 年度
全長(mm)	1000	870
厚み(mm)	1.5	1.4
重量(kg)	5.2	4.2

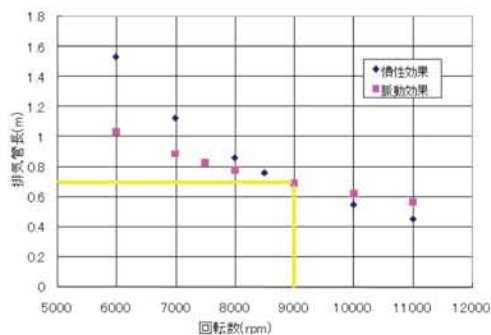


図 14 慣性効果と脈動効果の得られる排気管長

排気管では集合部において管径が拡大しているため波動が起き、動的効果が得られると考えられている。よってエンジン接合部から第2集合部までの長さ(図 15 参照)を、9000rpm の慣性効果と脈動効果が得られる 0.676m とした。車載した排気管を図 16 に示す。

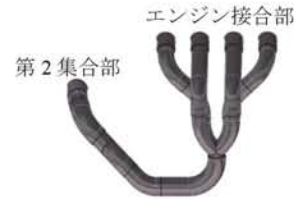


図 15 排気管概要図



図 16 車載した排気管

次に排気消音器の設計と製作を示す。排気消音器はエンジンから排出される排気音を拡張室にて共鳴させ、減音する装置であり、大会のレギュレーションで騒音レベルは 110dBA 以下と決められている。2011 年度排気消音器は図 17 に示す 2010 年度消音器の排気原音の周波数分析の結果を元に、丸部に示されている卓越した周波数である、366Hz 及び 554Hz、823Hz 付近の周波数を消音する。

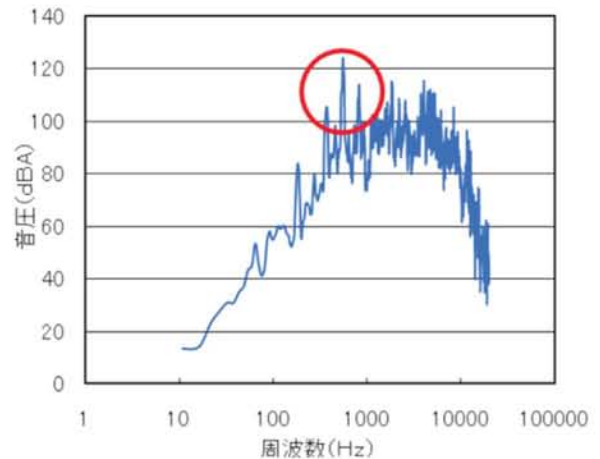


図 17 2010 年度消音器の排気原音

排気消音器の内部構造を図18に示す。パンチングパイプには消音材であるグラスウールが巻きつけてある。図 19に2010年度、図20に2011年度に製作した排気消音器の構造図を示す。2011年度モデルは内管径を大きくし仕切板を追加している。排気ガスは図の左から入り右側に排出される。

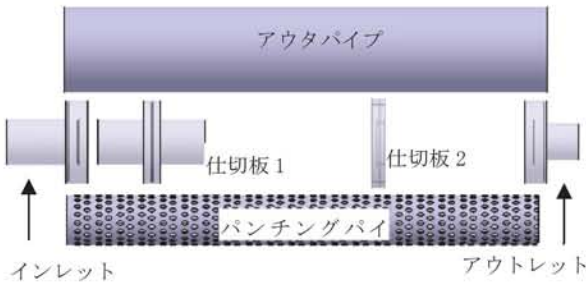


図 18 排気消音器部品

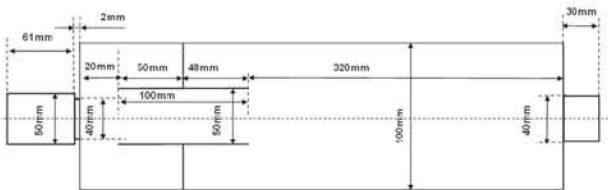


図 19 2010 年度排気消音器内部構造

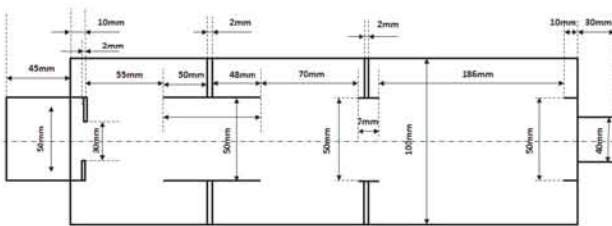


図20 2011年度排気消音器内部構造

伝達マトリックス法によって求めた 2010 年度と 2011 年度モデルの排気騒音の減衰量を図 21 に示す。

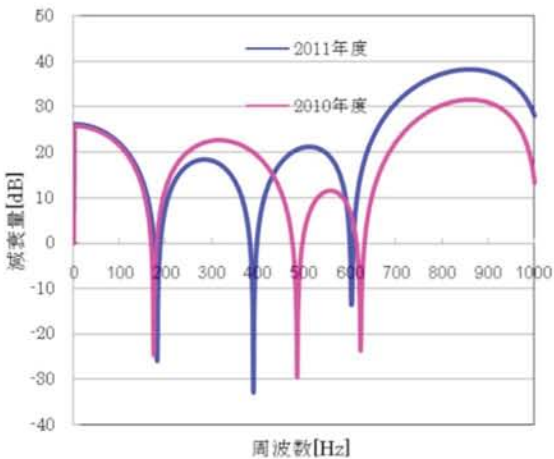


図 21 2010 年度と 2011 年度モデルの減衰量比較

366Hz 付近では、2010 年度より減衰量が減少しているものの、554Hz 及び 823Hz 付近では 10Hz 以上減衰量が向上している。

次に減衰量の妥当性実験を確認するためスピーカー実

験を行い、理論との整合性を検証する。ホワイトノイズ (20kHz)を流し、拡張室を通した入口側の音圧と、出口の音圧の差を減衰比とする。2011 年度モデルの排気消音器を用いて図 22 の装置で実験を行った。

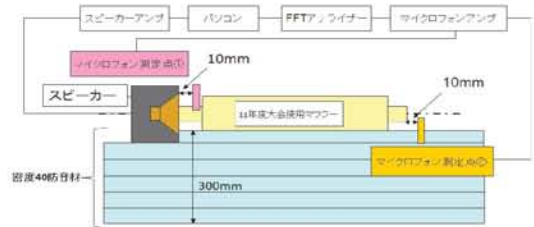


図 22 実験概要図

3.1 で述べた平面波での理論には、高い周波数においての理論の確立に限界がある。この理論が成り立たなくなり始める周波数を限界周波数といい、式(12)から限界周波数は $f_c=1959\text{Hz}$ と求まる。図 23 からもこの周波数付近以降で波形に乱れがある。よって今回、考察をしていく 1000Hz までの周波数領域においては、平面波での伝達マトリックス法が有効であることが確認できた。

$$f_c = \frac{0.5861}{2a} c \quad (12) \quad \begin{array}{l} c : \text{音速[m/s],} \\ a : \text{半径[m]} \end{array}$$

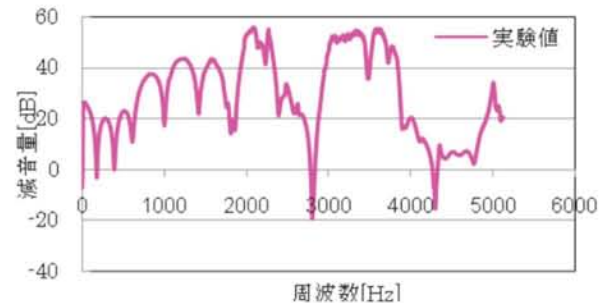


図 23 2011 年度モデルの減音量

図 24 に実験値と理論値を比較した波形を示す。

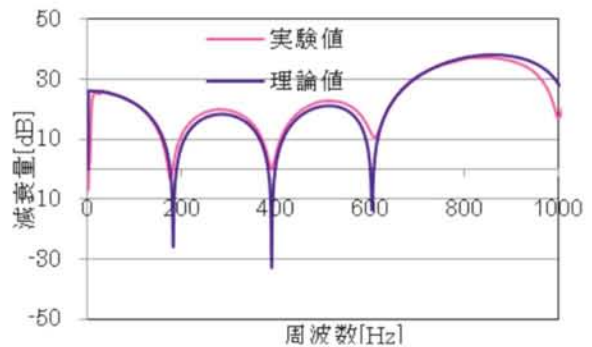


図 24 2011 年度モデルの理論値と実験値比較

366Hz 及び 554Hz, 823Hz 付近の周波数において 10dB ~30dB 消音していることが確認でき、実験結果と理論値の減音特性は一致性が高く、理論の整合性を確認することができた。

図 24 の結果は拡張室の構造をモデル化したものだったのでパンチングパイプを考慮した場合の同様な音響的影響について調べた(図 25 参照)。パンチングパイプの開口率は面積費で 36%ものを使用している。一般的に開口率は 25%以上であれば殆どパンチング材部分での音波の反射は無いとされている。

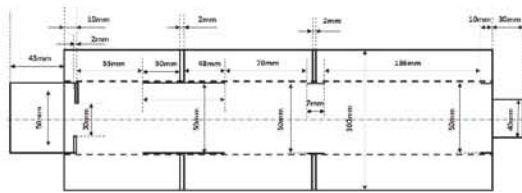


図 25 パンチングパイプ有りの内部構造

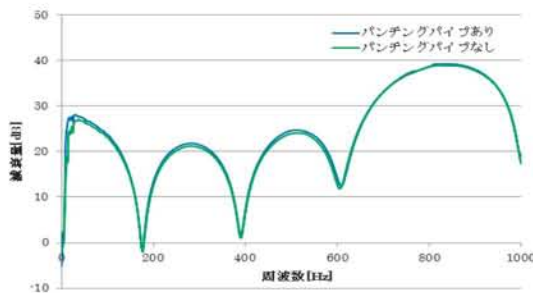
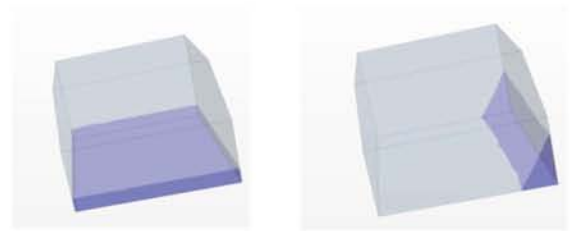


図 26 パンチングパイプ有無の減衰量比較

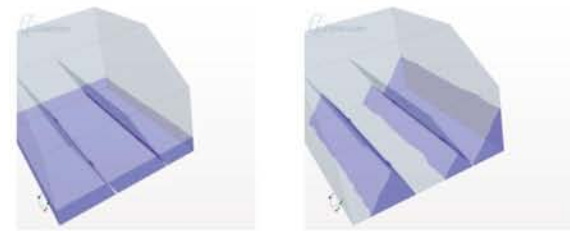
図 26 より、パンチングパイプを装着しても音圧レベルの減音量に変化がないことが確認できた。

3.3. 燃料タンクの設計と製作

車両が回転すると、車体に遠心力が発生し、燃料が片寄る。燃料の片寄りが大きくなると燃料吸い込み口が空気を吸い込み、エンストを起こしてしまう。このエアレーションという現象を防ぐために、タンク内に片寄り防止板(バップルプレート)を設置する。バップルプレートの形状や位置を流体解析ソフト STAR-CCM+を用いて流体解析を行い決定した。22km の耐久走行であるエンデュランス走行中を想定し、タンク内の燃料が残り 1L、遠心力 1.5G で 2.6 秒間回転している状況を想定して解析を行った。図 27 は停止時と 1.5G における解析結果である。解析の結果から、回転中でも燃料が残っている図 28 に示す位置に燃料の吸込口を設定した。



停止時 1.5G 回転時
(a) バップルプレート無し



停止時 1.5G 回転時
(b) バップルプレート有り

図 27 燃料の片寄り結果

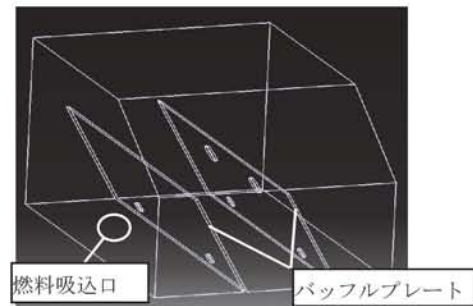


図 28 燃料タンクの内部構造

3.4. カウルの設計と製作

設計段階で製作性を考慮したデザインをとり、流体解析ソフトを用いて車両周りの流れ解析を行い、ラジエータを含むサイドポット内外の流れを調べる。

カウルとはエンジンやフレームを覆う外装のことで、マシン先端からコックピット前までを覆っているノーズと、コックピットの両側に設置されているサイドポットの 2つの部位から構成されている(図 29 参照)。

カウルの製作においてオス型の粗加工は CAD データを基にモデリングマシンにより自動加工させるが、表面処理等は手作業で行わなければならない複雑な形状では多大な製作時間を費やすことになる。2011 年度モデルは 2010 年度モデルに対して製作時間を考慮し、エッジ数を減らしたデザインとした(図 30 参照)。



図 29 2011 年度車両のカウル



図 30 カウルのデザイン比較

流体解析用に車両の簡易モデルを作成し、流体解析ソフト STAR-CCM+にてサイドポット内外の流れを調べた。ラジエータは均質な多孔質の物体としてモデル化した。計算時間を短縮するために 1/2 モデルモデルとし、走行風は 45km/h で解析を行った。

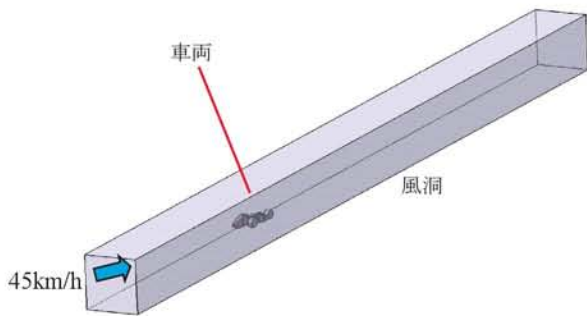


図 31 解析モデル

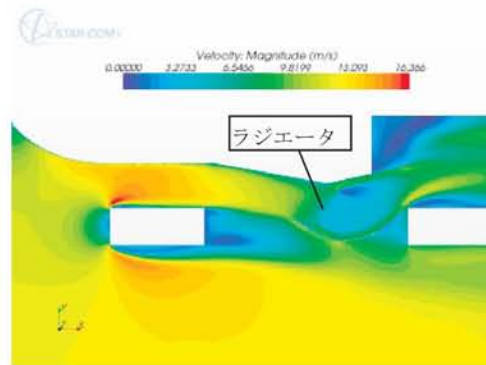
図 32 に示すタイヤ中心軸上の水平断面の解析結果を 図 33 に示す。



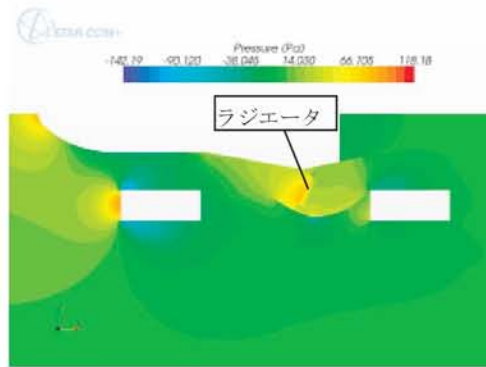
図 32 解析結果表示断面

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、タイヤとノーズサイド部間で加速してサイドポットへと流れ込んでいく。サイドポットの空気取り入れ口からラジエータへ侵入した空気の流れは、大きな渦もなく

ラジエータへ導かれている。サイドポット後端が絞り込まれていることから空気の流れは、後輪タイヤ内側に回り込んでいることが確認できる。



(a) 車両周りの速度分布



(b) 車両周りの圧力分布

図 33 流体解析結果

3.5. フレームの設計と製作

フレームは軽量化と高剛性が必須である。2011 年度フレームはフロントフープを 1 部材追加してドライバーの膝周りのスペースの拡大を図った (図 34 参照)。

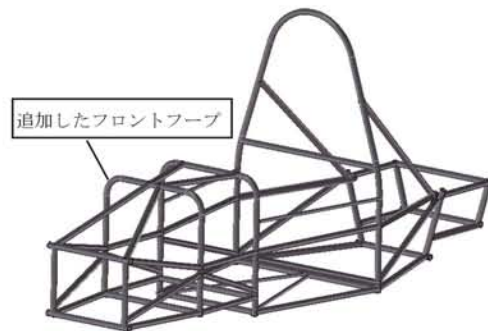


図 34 2011 年度フレーム

3 次元 CAD, CATIA の CAE 機能を用いてフレームのねじり剛性を調べた。図 35 に解析結果を示す。2011 年度モデルのねじり剛性は 1150Nm/deg, 2010 年度モデルの 1070Nm/deg に対して 7%アップした。

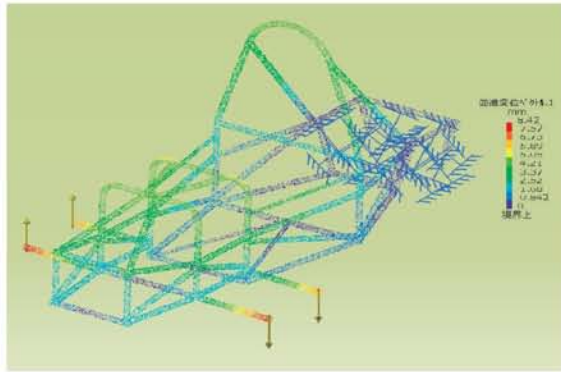


図 35 2011 年度フレームの剛性解析

3.6. サスペンションとステアリングの設計と製作

2011 年度の車両コンセプトから、初心者から上級者まで様々なドライバーの要求に応えられる車を目標に、下の 3 つを重視して設計を行った。

- ・運動性能の向上
軽量化などによる旋回・加速・制動性能の向上
- ・生産性、信頼性の向上
互換性のあるパーツ設計やとパーツ間にゆとりをもたせたパッケージングで生産性・整備性の向上。また CAE による強度解析で信頼性のある設計。
- ・セッティング幅の増大
各パーツに調整機構を設け、アライメントやステア特性やコーナリング特性の幅を広げる

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による車両の姿勢を定め、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。サスペンションシステムの設計次第で乗り心地、操縦安定性、旋回性能が大きく変化するので重要なパーツである。

2010 年度車両において問題となっていたインリフトの抑制や対地キャンバー角のポジティブ方向への変化、ロールオーバーなどの改善も考慮し、車両コンセプトと軽量化を重視して設計・制作を行った。

アップライト側の上下アーム取付け点を広げることで、アームに入力される力を少なくさせ、安全率を落とすことなく軽量化を図った。制動時と旋回時における各アームにかかる荷重を 2010 年度車両と比較し、その軽減量を表 5 に示す。

表 4 アームにかかる荷重の軽減量

	フロント	リア
制動時[N]	-212.5	-106.5
旋回時[N]	-337.0	-285.5

この結果より、アームに使用するパイプの厚みを 2010 年度車両で採用していた 1.6mm から 1.2mm にすることで軽量化を行った。サスペンションシステムの軽量化の詳細については、表 4 で示す。またジオメトリー設計においてベルクランクに入力される荷重を 2010 年度車両よりも小さくすることで、ベルクランクの軽量化を行った。図 36 のオレンジ色の部品がベルクランクであり、タイヤのストロークをサスペンションに入力する部品である。

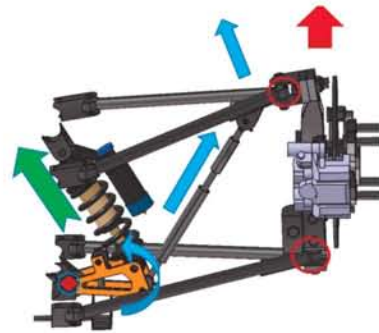


図 36 ベルクランクの動作原理

2010 年度で使用していたベルクランクでは厚さが 5mm のアルミ板を使用していたが、かかる荷重が減少したため、厚さが 3mm のアルミ板を使用し、軽量化を図った。

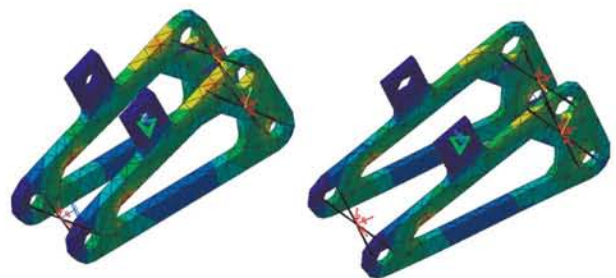


図 37 ベルクランクの解析状況

安全率を 6.0 から 3.0 まで下げることによって、強度を保ちつつ軽量化を行った。表 5 において、サスペンションシステム全体で行った軽量化の結果を示す。全体の合計では 2010 年度車両よりも 1.07kg、16.3%の軽量化に成功した。

表5 サスペンションシステムでの軽量化結果

	2010年度 [kg]	2011年度 [kg]	削減重量 [kg]	削減率 [%]
アーム	6.1	5.1	1.0	16.4
ベルクランク	0.45	0.38	0.07	15.6
合計	6.55	5.48	1.07	16.3

過去の車両では使用していなかったベルクランクの回転部にベアリングを搭載することによって、タイヤとサスペンションのストロークをよりスムーズにし、無駄な動きを無くすようにした。



図38 ベルクランク構成と使用したベアリング

転舵キャンバーを考慮しフロントは制動時、リアはタイヤが転舵しないので旋回時にキャンバー変化を抑えるようにジオメトリーを設計した。転舵キャンバーを考慮したキャンバー角は次式で求められる。

$$\phi = \phi_0 + \arccos(\sin \theta_k \cos \sigma) + \theta_k + \arccos(\sin \theta_c \sin \sigma) - 180$$

ここで、 ϕ : キャンバー角[°]
 ϕ_0 : イニシャルキャンバー角[°]
 θ_k : キングピン角[°]
 θ_c : キャスター角[°]
 σ : 操舵角[°] である。

この転舵キャンバーは車体がロールしたときに発生するキャンバー角とは打ち消しあう方向に発生するため、タイヤが転舵するフロントタイヤでは制動時のキャンバー変化を抑えるジオメトリー設計を行い、リアではタイヤが転舵しないため、旋回時にキャンバー変化を抑えるジオメトリー設計を行った。

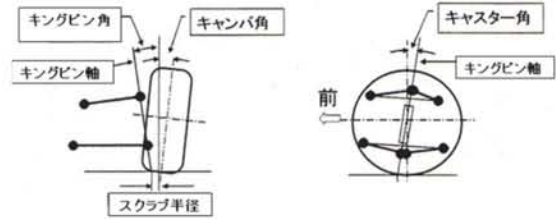


図39 各ジオメトリー角

表6に2010年度車両との比較を示す。なお、ここでは制動時はサスペンションのストローク量が30[mm]、旋回時は車両のロール角が2.0°の時のキャンバ角を比較したものである。

表6 キャンバ角変化の比較

車両	制動時のフロント	旋回時のリア
2010年度	1.25°	1.36°
2011年度	1.11°	0.96°

表6のように制動時のフロントは-0.14°、旋回時のリアは-0.40° キャンバ角変化を抑えることによって、それぞれの接地率が約0.6%、1.8%向上した。スタビライザーを搭載することで十分なロール剛性を得るとともに、スタビライザーアームに調整用の取付け点を3つ用意し、前後合わせて9通りのセッティング幅を設けた。

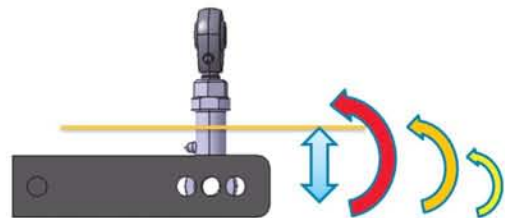


図40 スタビライザーのロール剛性調整機構

車高調整やアライメント調整の簡易化を図るため、ターンバックル機構を前後プルロッドとリアタイヤのトー角を調整するサイドロッドにそれぞれ搭載した。特に車高調整は車両の重心を変える最も簡単でかつ効果が大きいため、調整範囲が大きいほど、セッティング幅が広くなり、選り取りバーの好みに合ったセッティングが可能となる。プルロッドにターンバックル機構がないものと、搭載されているものでは、調整幅が±8.6mm から±17.1mmと2倍の調整幅ができるようになった。図41にターンバックル機構を搭載し、製作したプルロッドを示す。



図41 ターンバックル機構を搭載したブルロッド

また、アーム・サスペンションで使用するボルトの径をM8に統一することで整備性の向上を図った。これによりセッティングやパーツ交換の際に使用する工具を取り換える必要が殆どなくなるので作業効率が向上された。

ステアリングシステムの役割とは車両の進行方向を任意に変える操舵システムの事で、車の三大要素の一つである「曲がる」に相当する。

図42で示す橙色の部分の設計と製作を行った。

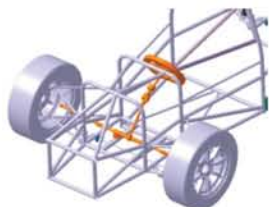


図42 ステアリングシステム

2010年度車両は旋回性能、重量について問題点が挙げられた。これは例年、課題となっていた操舵力の軽減を最優先にしたジオメトリ設計を行ったためである。2010年度車両は旋回を主としたコースでは内輪の横滑りが目立ち、曲がりにくかった。原因としては、内外輪角とも同じ舵取り角になる、パラレルステアリングであったと考えられる。この状態では左右のタイヤが違う点を中心に旋回しようとするため、内輪の性能を生かせず、旋回がしづらくなってしまう。2011年度は運動性能、操作性の2つの性能を考慮した上で設計を行った。内外輪の旋回中心が同一になるよう、内輪の切れ角を大きくしている状態をアッカーマンステアリングと呼び、スムーズな旋回が可能となり、横滑りが起きにくくなる。一般的なレーシングカーではパラレルステアリングを採用する傾向がある。超高速の限界走行では大きな横Gがかかるため、ほとんど外輪を使ってコーナリングをしているので、内輪の性能を生かしてもあまり意味がない。しかし学生フォーミュラではロール量がF1に比べてかなり小さく、内輪も十分に使えているので内輪の性能をより引き出すことができるアッカーマンジオメトリを採用した方が良く考えられる。2010年度車両との変更点2010年度車両との大きな変更点はラックの位置をロアアームの取り付け点よりも後方に設置したことである。

これによってどのように性能が変化したか、以下に述べる。

2010年度車両との大きな変更点はラックの位置をロアアームの取り付け点よりも後方に設置したことである。これによってどのように性能が変化したか、以下に述べる。

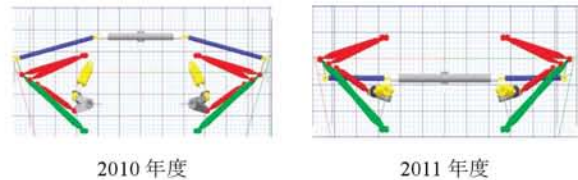


図43 ジオメトリの比較

アップライト側のボールジョイント座標がロアアーム取り付け点の前方に配置した場合、アッカーマンジオメトリを実現させるためにはタイヤ側に近づける必要がある。しかし、タイヤの内部との干渉が起きてしまい、アッカーマンジオメトリに必要な内外輪切れ角の差を十分に出すことができない。したがって2010年度車両はパラレルステアリングにせざるをえなかった。反対にロアアーム取り付け点の後方に配置した場合には、フレーム側に配置すればよい。したがってタイヤとの干渉がなくなり、アッカーマンジオメトリを満たすために必要な座標に取り付けることが可能となった。

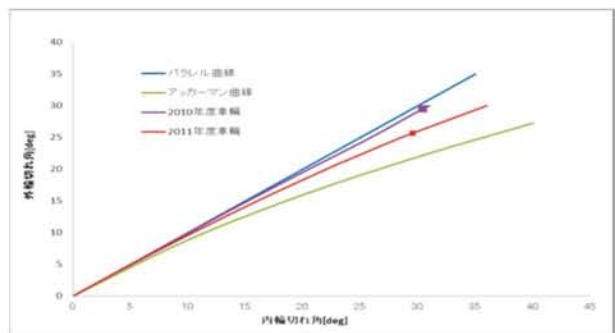


図44 内輪切れ角と外輪切れ角の関係

2010年度車両では内輪角30.4°、外輪角29.4°であったが、ラックの位置を変更したことにより、2011年度車両では内輪角29.6°、外輪角25.7°まで切ることができ、どれだけアッカーマン理論曲線に近づいているかを表すアッカーマン率を52.0%、2010年度と比べて26.5pt向上させることができた。これにより、内輪の性能を引き出せるようになった。ラックの位置を後ろに置くことにより、ナックルアームの長さも確保することが可能とな

った。2010年度ではナックルアーム回転半径が約61mmであったが、2011年度では約75mmまで確保した。ステアリングのリンク配置による幾何学的な力の伝達効率である。フルストローク付近になると伝達効率が落ちてしまい、操舵力が重くなってしまふ。2011年度車両ではラックとタイロッドの角度を3.5°にすることでフルストローク時の伝達効率を95%に向上させることができた。

以上の2点を改良した上で未切り時における操舵力の測定を行ったところ、2010年度車両の操舵力57Nから2011年度車両の操舵力は30Nとなり、47.3%削減することができた。2011車両ではドライバースペースを確保したフレーム設計だったため、ダブルではなくシングルタイプのユニバーサルジョイントであっても、ドライバーの操作性に影響が出ないハンドル角度で考えシングルタイプを採用した。これにより、シャフト部分を0.35kg軽量化することができた。ステアリング全体の重量としては約0.16kg、2010年度と比べて19.3%の軽量化を行うことができた。

(1) サスペンションシステムの設計結果

- ①キャンバー変化を抑えた設計をし、接地率がフロント約0.6%、リア約1.8%向上した。
 - ②アームに入力される力を少なくさせ、強度を保ちながらサスペンションシステム内で約1.07kg、2010年度比-16.3%の軽量化を行った。
 - ③スタビライザーのロール剛性調整機構によって、前後を組み合わせ、9通りのセッティングが可能となった。
 - ④ターンバックル機構によって、車高調整幅を±8.6mmから±17.1mmに増やし、セッティング幅を広げ、よりドライバーの好みに合ったセッティングができるようになった。
 - ⑤サスペンションシステムで使用するボルト径をM8に統一したことによって整備性の向上を図った。
- 問題点として、以下の2つが今後の課題となる。

- ・フロントとリアでジオメトリ設計方針が大きく違ったため、前後で車両特性に差が出てしまい、旋回中の限界がドライバーに伝わりにくく、ドライバビリティをさげるものになってしまった。
- ・スタビライザーを搭載していたのにもかかわらず、インリフトやオーバーロールが発生していた。

(2) ステアリングシステムの設計結果

ジオメトリの見直しを行うことによって、ラックの位置を変更し、以下の点について改善させることができた。

- ①外輪角 25.7°、内輪角 29.6°切れるようにすることで、アッカーマン率を52%まで向上させ、横滑りの起きにくいジオメトリ設計を行った。
- ②ナックルアームの長さを約61mmから75mmまで延長させることにより、ナックルアーム回転力を約22.8%減少させた。
- ③ラックとタイロッドの角度を約0.35°と平行になるようなジオメトリ設計を行い、フルストローク時のリンク効率を95%に向上させ、効率的に伝達するリンク配置を行った。
- ④ナックルアーム回転半径、リンク効率について改良を行い、未切り時の操舵力を測定し、30N、2010年度と比較して47.3%の削減を実現させた。

4. まとめ

2011年度はチームの主力メンバーである学部4年生6名と下級生9名でのチーム体制であった。チームのスケジュール管理ができておらず下級生の作業支援を受けての車両製作ではあったが、車両の完成が大会直前となり車両の完成度を煮詰めるための試走行を行うことなく本大会に挑むこととなった。このため、大会では車検時に発生した燃料系とブレーキ系のトラブルをクリアにできず、車検不通過となり動的競技を行うことなく2010年度の総合結果16位から62位と大きく成績を落としてしまった。

2012年度はこの反省を生かし、チーム体制を立て直して早期の車両完成を目指す。

最後に本プロジェクトの実施にあたりエレクトロメカニクス学科および学園、成蹊会と多くの企業や個人の方々に活動費をご援助いただきました。活動面においてもプロジェクトに関わっていただきましたすべての皆様に感謝の意を表す次第である。

研究室所属メンバー

榊原 頌太郎 (小川研究室: チームリーダー、カウル・ラジエータ・燃料タンク担当)

山田 一貴 (小川研究室: マネージメントリーダー、吸気・マップ・エンジン・電装担当)

葛西 和輝 (笠原研究室: コスト管理、フレーム・コックピット担当)

関根 大祐 (弓削研究室: 会計管理、ステアリング・アッテネータ担当)

神本 瑛 (小川研究室: 会計、排気管・マフラー・シ

フター担当)

佐川 了允 (弓削研究室: Web, アーム・サスペンション 担当)

参考文献

- [1] 学生フォーミュラカーの設計と製作,2010 年度卒業論文
- [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
- [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
- [6] CDAJ: <http://www.cdaj.co.jp/>
- [7] 古浜庄一著: エンジンの事典, 朝倉書店, 1994
- [8]]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
- [9] HONDA マイスタークラブ宮田卓英: Formula-SAE チャレンジ講座応用編 エンジオイル・エアレイション, 2010
- [10] 小茂鳥和生, 渡部英一: 内燃機関工学, 実教出版, 1987
- [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
- [12] 福田基一, 奥田襄介: 騒音対策と消音設計, 共立出版, 1967
- [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
- [14] 景山克三: 自動車の操舵性・安定性, 山海堂, 1992
- [15]]安部正人: 自動車の運動と制御, 山海堂, 1993
- [16] 野崎博路: サスチューニングの理論と実際, 山海堂, 2000
- [17] 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
- [18] 前川徳允: 薄肉台形殻体の衝撃圧潰特性, (2008 年度修士論文)
- [19] 有光隆著: 図解でわかるはじめての材料力学, 技術評論社, 1999