

博士論文 平成26(2014)年度  
電気自動車用ダイレクトドライブ  
インホイールモータの高性能化に  
関する研究

慶應義塾大学大学院政策・メディア研究科  
清水 修

## 目次

第1章 研究の目的	1
1.1 研究の背景	1
1.1.1 自動車社会が抱える課題	1
1.1.2 課題の解決手段	5
1.1.3 電気自動車の歴史	6
1.1.4 電気自動車の課題	8
1.1.5 電気自動車の方式	8
1.1.6 インホイールモータの技術動向	10
1.2 研究の目的	10
1.2.1 研究の目的	10
1.2.2 研究の目標	11
1.3 研究の手法	11
1.3.1 電磁界解析	11
1.3.2 設計・試作	12
1.3.3 評価	13
第2章 既往研究	14
2.1 本研究までのモータ開発	14
2.2 文献	16
第3章 モータの高効率化	25
3.1 モータ駆動効率向上の方向性	25
3.1.1 モータの損失	25
3.1.2 効果的な改善点の抽出	26
3.1.3 摺動抵抗の基礎理論	26
3.1.4 モータの摺動部品	27
3.2 摺動抵抗の評価	28
3.2.1 計測装置	28
3.2.2 摺動抵抗計測方法	29
3.2.3 摺動抵抗の分析	30
3.3 低摺動化設計	34
3.3.1 ベアリングシール配置の最適化	34
3.3.2 オイルシール大の低摺動化	37
3.3.3 被摺動面の表面処理変更	42
3.4 本章のまとめ	49
第4章 モータの低振動化	50
4.1 モータの音と振動	50
4.2 コギングトルクの発生原理と振動以外の低減効果	51
4.3 第1次プロトタイプモータのコギングトルク低減策	52
4.4 コギングトルクの計測	54
4.4.1 コギングトルク計測方法	54
4.4.2 コギングトルクの評価	54
4.4.3 解析結果との比較	55
4.5 磁気短絡防止によるコギングトルク低減	58
4.5.1 磁気バリアを設けたモデルのコギングトルク解析	58
4.5.2 磁気バリアを設けたモータの評価	60

4.6	段数変更によるコギングトルク低減.....	61
4.6.1	段数変更をしたモータのコギングトルク解析.....	61
4.6.2	6段スキューモータの評価.....	64
4.7	解析結果の詳細分析と新手法によるコギングトルク低減.....	65
4.7.1	解析結果の詳細分析.....	66
4.7.2	段毎の積厚変更によるコギングトルク低減.....	68
4.7.3	段毎の積厚変更と位相変化によるコギングトルク低減.....	70
4.8	まとめ.....	73
第5章	第2次車載モータの開発.....	74
5.1	電動バスの車両コンセプト.....	74
5.1.1	車両コンセプト.....	74
5.1.2	車両コンセプトに関する調査.....	75
5.2	車両技術コンセプト.....	78
5.2.1	技術的コンセプト.....	78
5.2.2	主要要素技術.....	78
5.3	車両性能目標.....	80
5.3.1	環境性能.....	80
5.3.2	動力性能.....	81
5.4	車両諸元.....	83
5.5	モータの要求性能.....	85
5.5.1	モータの最大トルク.....	85
5.5.2	モータの最高回転数.....	86
5.5.3	最大出力.....	86
5.6	性能以外のモータ設計要件.....	87
5.6.1	耐振性能.....	87
5.6.2	防水・防塵性能.....	88
5.6.3	寸法.....	90
5.7	モータ選定.....	91
5.8	第1次車載モータ単体評価.....	91
5.8.1	性能評価項目.....	91
5.8.2	性能評価設備.....	93
5.8.3	性能計測方法.....	95
5.8.4	性能評価結果.....	98
5.8.5	信頼性評価.....	108
5.8.6	スピンテスト.....	125
5.9	車両搭載設計.....	126
5.9.1	駆動系部品の配置.....	126
5.9.2	モータの配置.....	127
5.9.3	モータの車両搭載設計.....	131
5.10	まとめ.....	132
第6章	第1次車両評価.....	134
6.1	認証.....	134
6.1.1	自動車の保安基準.....	134
6.1.2	審査を要する部品.....	137
6.1.3	認証審査.....	139

6.2 車両評価.....	142
6.2.1 公道での実証実験.....	142
6.2.2 実証実験の結果.....	143
6.3 車両に対する感性評価.....	145
6.4 第1次実証実験の多面的評価.....	155
6.5 まとめ.....	156
第7章 第2次車載モータの評価.....	158
7.1 第2次車載モータの仕様.....	158
7.2 第2次車載モータの単体評価.....	158
7.3 第2次車載モータの車両搭載評価.....	166
7.4 コギングトルク低減に対する評価.....	166
7.5 摺動抵抗低減に対する評価.....	170
7.6 普通車両適用性の確認.....	177
7.7 まとめ.....	177
第8章 結論.....	179
8.1 本研究の結論.....	179
8.2 今後の課題.....	182
参考文献.....	184
謝辞.....	191
添付資料.....	192

## 第1章 研究の目的

本章では本研究の背景と目的，目的を達成するための手法について述べる．背景として自動車社会が抱える課題と電気自動車の抱える課題を明らかにし，その課題解決をして電気自動車の普及に寄与することを目的とする．そして課題解決手法を述べる．

### 1.1 研究の背景

本節では研究の背景について述べる．自動車社会には多くの課題が存在することについて定量的に述べ，解決手段を明らかにする．

#### 1.1.1 自動車社会が抱える課題

現在，自動車社会は渋滞，事故，騒音，大気汚染，温室効果ガスの排出，エネルギーリスクという6つの大きな課題を抱えている．ここでは，これらの課題について原因や行われてきた対策について述べる．

##### 渋滞

渋滞の要因は車両の減速，交通量に対する容量の不足，災害・天候・事故の3つに大別され，事故や災害，道路工事などに道路状況が違うことにより起こることは全体の4%程度と低く，車両の減速が最も大きな要因であることが知られている．発生する件数が多い場所は上り坂とサグ部，トンネル部であり，それらで65%の渋滞を引き起こしているとされる．サグ部とは下り坂から上り坂にさしかかる凹部を指す．これらの加減速による渋滞は自動車の性能によるものではないため，渋滞の緩和に対して最も有効な手段は動車性能の向上ではないと言える．そのため，対策手段として自動運転の開発も進んでいるが自動運転には技術的課題の他にも法整備等の課題がある．

##### 事故

日本国内自動車事故件数は平成16年を境に減少傾向にあるものの，平成23年には691,937件の事故が発生しており，4,612名の方が亡くなっている．自動車保有台数が減少していることが要因でなく，自動車1万台当たりの事故死者数も減少しているため，死亡事故の発生する割合も改善していることが分かる．歩行者保護のためのボディ構造の開発や，レーダーや画像処理を用いた安全運転アシスト等の事故を未然に防ぐ技術開発によるところも大きいと考えられる．安全運転アシストや自動運転の高精度化が今後の事故減少に大きく寄与していくと考えられるが，渋滞と同様に課題が存在する．

##### 騒音

自動車の騒音に対する苦情件数は平成20年～平成22年の間の統計では増加の傾向にある(平成22年度騒音規制法施行状況より抜粋)．自動車の騒音は大別し

てエンジンが駆動する際に発する音，排気ガスが排出される際に発する音，回転するタイヤが路面と接する時に発する音，走行する自動車から発される風切り音がある．これらの騒音を減らすことが騒音対策としては効果的である．

## 大気汚染

大気汚染は地球規模の環境問題であるが，個人のユーザーから苦情が出る商品性の課題でないため，製造者や販売者にとってすぐに対策を求められる問題でない．そのため，開発の優先度は自然と下がってしまうため大気汚染に関しては図 1.1 各国の排ガス規制の推移に示すように，各地域で法律が定められ，排出基準が設けられている．またその規制も段階を追って厳しくなっている．特に注目すべきはアメリカ合衆国のカルフォルニア州で用いられている

ZEV (Zero Emission Vehicle : 無排気ガス自動車) 規制である．ZEV規制ではZero Emission Vehicleと定義されるレンジエクステンダーを含む電気自動車や燃料電池自動車の販売台数に応じて自動車メーカーがクレジットを得られ，そのクレジット分の内燃機関自動車の販売をできるという制度である．クレジットがない場合は追加の費用を規制元であるCARBへ支払う，もしくは他社からクレジットを購入する必要があるため，Zero Emission Vehicleが直接的に利益にならなくてもクレジット分で利益を生み出すことができるという非常に実効力の強い規制である．2014年現在，カルフォルニア州で年6万台以上を販売するクライスラー，フォード，GM，ホンダ，日産，トヨタは既にZEV法の対象となっており，2018年にはさらにBMW，ダイムラー，現代，起亜，マツダ，フォルクスワーゲンも対象となり，規模が拡大されていく見通しとなっている．そのため，自動車会社各社では実売可能なZEV開発に注力し始めている．

排気ガスの規制の効果として，わが国では浮遊粒子状物質の評価が行われてきたが，平成13年では0.044ppmであったことに対し，平成23年には0.023ppmと大きな改善が見られている．自動車による大気汚染物質は全て排気ガスによるものであるため，燃費の向上や燃焼条件，フィルタや触媒を使用することにより削減することができる．

## 温室効果ガス

温室効果ガスとは二酸化炭素，メタン，一酸化二窒素，フロンガスの総称である．図 1.2 世界の人為起源の温室効果ガス排出に示した通り，温室効果ガスの世界の排出量の77%を二酸化炭素が占めており，図 1.3 世界の二酸化炭素排出量の推移に示す通り，二酸化炭素の排出量は増加の傾向にある．さらに二酸化炭素排出量の増加の割合は増しており，1990年から2000年の間の10年間で年間二酸化炭素排出量の増加割合が13%の増加であったことに対し，2000年から2010年の間の10年間の年間二酸化炭素排出量の増加割合は28%となっており，早急な対策が必要とされている．

日本国内での二酸化炭素排出量に注目すると，図 1.4 2012年度日本国内のCO<sub>2</sub>排出量内訳に示す通り，運輸部門で17%の割合を占めている．運輸部門の内，自動車が占める割合は90%程度であるため全温室効果ガス排出量に占める自動車由来の温室効果ガスは15%程度となる．温室効果ガスは排気ガスに含まれる一

酸化炭素等の大気汚染物質とは違い、化石燃料の燃焼時に必ず発生するものであるため、Well to Wheelの向上が最も効果的な対策である。自動車単体では駆動効率の向上や走行抵抗低減のための重量や空気抵抗低減が重要である。

### エネルギーリスク

本論文でのエネルギーリスクとは化石燃料の枯渇とエネルギー自給率を示す。化石燃料の枯渇については近年シェールオイルの採掘技術の完成により日々見通しが変わり、諸説あるため定量的に示すことは困難であるが有限な燃料であることに変わりはない。また、図 1.5 日本のエネルギー自給率の推移に示すように、日本におけるエネルギー自給率は1960年代には自国で供給できる石炭を主に使用していたため高い水準であったが、原油に移行し始めて1980年時点で10%以下となり、以降5%程度の非常に低い水準となっている。それに加え、今後原子力によるエネルギーが増える見込みは少ないため、化石燃料への依存度が増すと考えられる。エネルギー自給率を高めるためにはエネルギーの使用を減らすことが肝要であり、自動車に求められることは駆動源の多様化と燃費の向上である。

地域		04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15
日本		新短期			新長期規制				ポスト新長期				
米国	連邦	Tier 2											
	CA州	LEV11											
		ZEV規制											
EU		3	EURO4				EURO5				6		
中国		EURO2			EURO3			EURO4					
インド		EURO1		EURO2				EURO3					
南アフリカ		1	EURO2										

図 1.1 各国の排ガス規制の推移

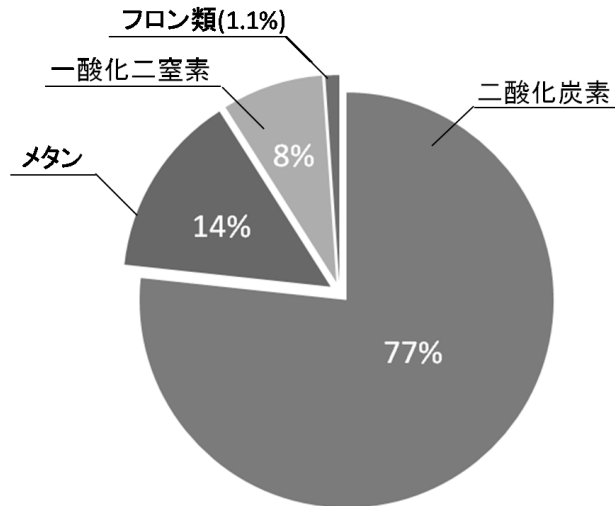


図 1.2 世界の人為起源の温室効果ガス排出  
 (IEA「CO<sub>2</sub> EMISSIONS FROM FUEL COMBUSTION」2013 EDITION  
 をもとに作成)

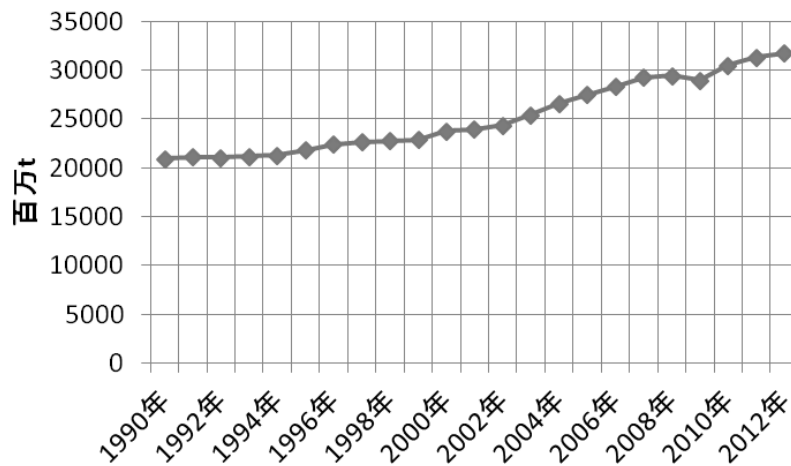


図 1.3 世界の二酸化炭素排出量の推移  
 (IEA「CO<sub>2</sub> EMISSIONS FROM FUEL COMBUSTION」2013 EDITION  
 をもとに作成)



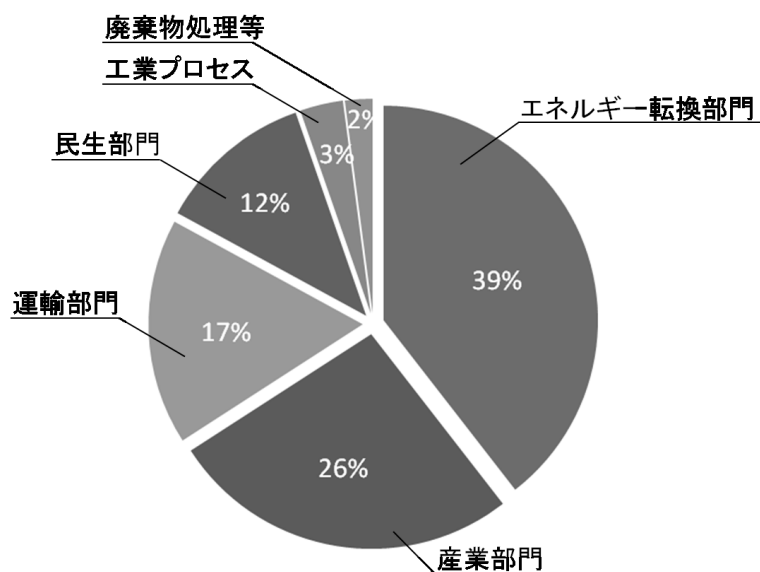


図 1.4 2012年度日本国内のCO2排出量内訳  
(国立環境研究所温室効果ガスインベントリオフィスのデータをもとに作成)

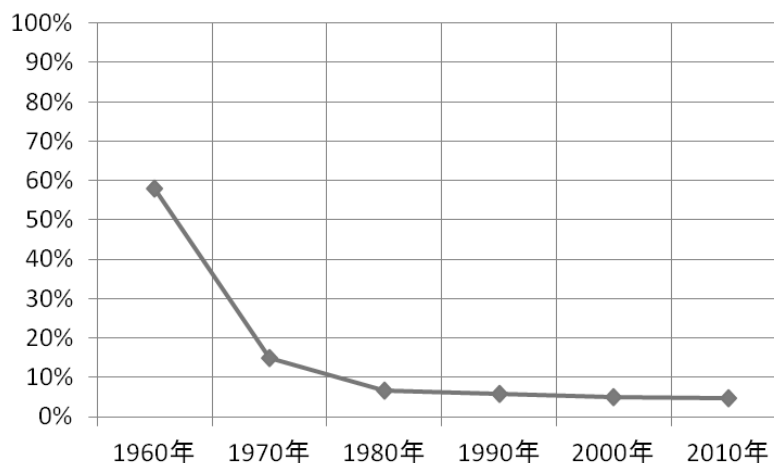


図 1.5 日本のエネルギー自給率の推移  
(エネルギー白書2013をもとに作成)

### 1.1.2 課題の解決手段

ここでは自動車社会が抱える課題の解決手段について述べる。渋滞、事故、騒音、大気汚染、温室効果ガスの排出、エネルギーリスクという6つの課題の最も大きな要因が化石燃料を使用することによる排気ガスである。現在、化石燃料の使用を少なくするために空気抵抗や車両軽量化、転がり抵抗など駆動に必要なエネルギーを削減する改良とエンジン効率向上、駆動系の改良、ハイブリッド化など駆動効率を向上させる改良の2つに分類され、様々な研究がなされている。実際に上記技術開発によって内燃機関自動車の燃費は向上している。しかし、図 1.6 ガソリン乗用車の平均燃費の推移に示すように実質燃費は10年

間で5%程しか改善されていない。そこで本研究では内燃機関を使用しない自動車に着目した。化石燃料を燃焼させなければ、騒音を大幅に改善することができる。排気ガスが無くなるため大気汚染の発生もなく、温室効果ガスの排出もなくなる。

内燃機関を使用しない自動車には蓄電池を用いた電気自動車がある。電気自動車は電気を動力源として電動機(モータ)を動力としている。エネルギーリスクについては、電気自動車は必ずしも化石燃料に依存せずに動力源を作り出すことができるため、エネルギーの多様化という観点でエネルギーリスクの低減が可能である。同様の駆動源を持つ車両として燃料電池車が存在するが、電気自動車の課題に加えてインフラの整備、エネルギー効率の低下、使用材料が高価格であるという課題が存在するため、蓄電池を用いた電気自動車の方が普及に関して有力である。本研究では電気自動車の駆動部品であるモータの改善に着目して研究を進めた。

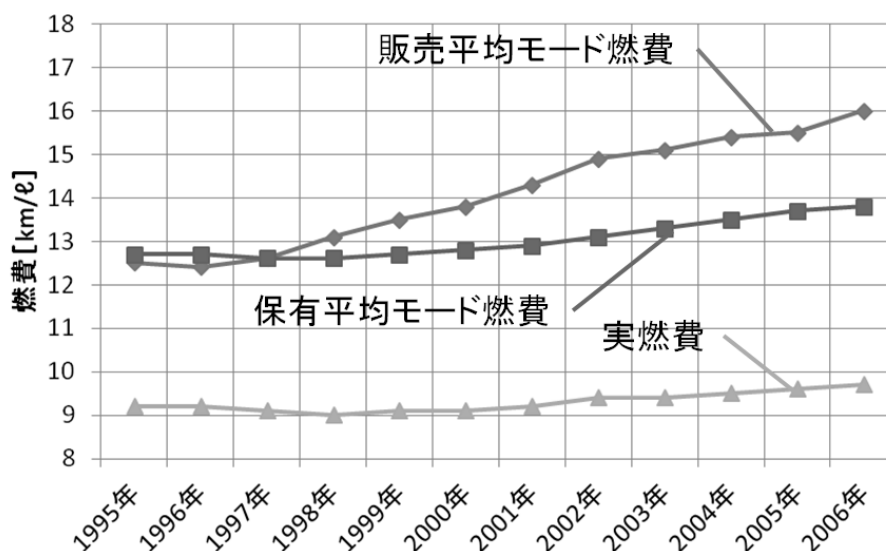


図 1.6 ガソリン乗用車の平均燃費の推移  
(JAMAレポートNo. 105をもとに作成)

### 1.1.3 電気自動車の歴史

ここでは電気自動車の歴史について述べる。世界で初めて電気博覧会で展示された電気自動車がフランスのトルーベの電気自動車である。それ以前にも一次電池を用いた電気自動車は開発されていたが、蓄電可能である電気自動車はこれが最初である。ベンツがガソリンエンジンを使用した自動車の特許を出願したのが1886年であるため、電気自動車の方がガソリン自動車よりも長い歴史を持っていることが分かる。その後、電気自動車の改良が重ねられ、1897年にはイギリスで電気自動車のタクシーが運用され始めた。しかし、事故が多発したことを受けて1900年に事業を撤退することになった。一方フランスでは電気

自動車は人気を博し、1898年の第1回パリモーターショーでは10社29台の展示が行われた。技術的には1899年に最高時速100km/hを超え、当時の全ての自動車の中で最高速度であった。また、2年後の1900年のパリ万博では19社63台まで増加した。しかし、その5年後の1905年のパリモーターショーではガソリン自動車を98社が展示したことに対して電気自動車は12社という結果になり、その時点では既にヨーロッパではガソリン自動車主流であったことが分かる。

アメリカでも電気自動車はガソリン自動車に対して先行して普及しており、1899年にはアメリカ国内でガソリン自動車の製造販売実績が936台であったことに対し、電気自動車は1575台であった。そして、1912年には33842台の電気自動車の登録があったほどである。しかしそれをピークに登録台数は減少傾向になり、1924年には電気自動車年間製造台数391台に対し、ガソリン自動車は318万台になり、衰退していった。

日本国内では国が自動車の国産化を掲げ、技術開発に注力し始めた頃には既に世界ではガソリン自動車主流となっており、国の開発対象がガソリン自動車であったため電気自動車の開発はほとんど行われてこなかった。戦後間もなくたま自動車によって1099台の電気自動車が販売されたが、蓄電池の原料である鉛の高騰やガソリンの低価格化等により普及が進まなかった。しかし1970年代になると、内燃機関自動車の排気ガスによる大気汚染の顕在化やオイルショックが重なり当時の通商産業省による電気自動車研究開発プロジェクトが発足し、電気自動車の開発が盛んになった。市場に受け入れられた電気自動車は無かったが、これを契機に各自動車メーカーで研究・開発が行われるようになり、また1990年代に入るとモバイル機器用として蓄電池としての市場が広がり、研究・開発が盛んに行われ、飛躍的に性能が伸びた。同時に京都議定書や排気ガス規制、燃費規制などの内燃機関自動車を規制する動きも活発化し、電気自動車の開発も活発化している。図 1.7 日本の電気自動車保有台数の推移

(わが国の自動車保有動向をもとに作成)に示すように、2010年を機に電気自動車の保有台数が増加している。

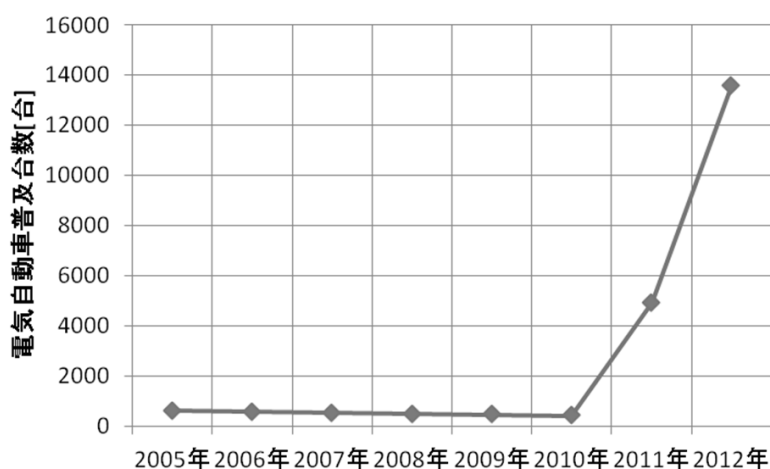


図 1.7 日本の電気自動車保有台数の推移  
(わが国の自動車保有動向をもとに作成)

#### 1.1.4 電気自動車の課題

ここでは電気自動車の抱える課題について述べる。内燃機関自動車現在自動車社会が抱える課題の多くを解決できる手段は電気自動車であり、製造技術、市場実績もある。しかし大量普及に至らない背景として航続距離の伸長という技術的課題が挙げられる。航続距離とはガソリン自動車では1回の給油で走行できる距離であり、電気自動車では1回の充電で走行できる距離を示す。内燃機関で使用されるガソリン、軽油、バイオディーゼル、エタノール等の液体燃料と比較すると現状電池の持つ質量エネルギー密度は100分の1程度である。更に、市販車で比較すると日産自動車から発売されているLEAFという電気自動車と同等クラスのTIIDAという内燃機関自動車を比較すると、TIIDAはLEAFの3.5倍以上の距離を1回の給油で走ることができることが分かる。

表 1.1 代表的な電気自動車と内燃機関自動車の航続距離比較

	LEAF	TIIDA
車両重量[kg]	1430	1120
全高[mm]	1550	1530
全幅[mm]	1770	1695
全長[mm]	4445	4250
乗車定員[人]	5	5
航続距離[km]	228	810

※TIIDAの航続距離は燃料タンク容量(45ℓ)と燃費性能(18km/ℓ)から算出

#### 1.1.5 電気自動車の方式

電気自動車の普及の障害となる技術的課題は様々あるが、特に内燃機関自動車と比較して差が顕著であることが航続距離である。この差を埋めるためには電池の搭載量を増やすことと、電池からタイヤが駆動するまでのエネルギー効率を高めることの2つの方法がある。駆動効率を高める手法としてインホイールモータという手法が長年研究されてきており、図 1.8 インホイールモータ搭載車両例に示すように、近年実用化に向けて研究が加速している。

インホイールモータとはホイールとモータを直結することにより、モータからホイールに力を伝えるまでの伝達効率を向上させることを狙った駆動方式である。インホイールモータの形式にはギアリダクション方式とダイレクトドライブ方式の2方式がある。ギアリダクション方式とはモータとホイールの間にギアを配置し、ギアで減速することによって大きなトルクを発生させる方式である。それぞれメリット、デメリットを持つ形式である。それらの得失を表 1.2 インホイールモータ2方式の得失表に示す。

モータ小型化という観点ではギアリダクション方式が有利であるが、電気自動車にとって最も大きな課題である駆動効率は大直接ドライブ方式が勝る。しかしインホイールモータは4輪普通自動車として採用された例が未だない。現在市場化されている普通車自動車サイズの電気自動車の全てがオンボード方式である。オンボードとはばね上にモータを配して、ドライブシャフトを使用してホイールを駆動する方式である。これはインホイールモータの信頼性確立の困難さによるものであると考えられる。例えばJASO D 1601で定められる自動車部品の耐振性能はばね上に配置する部品の振動レベルが5Gであることに対して、ばね下部品は最大40Gまで保証が求められる。防水、防塵性についても技術的要件は困難になる。しかし一方で、電動2輪車両では市場で販売されているもの多くがインホイールモータ化されている。また、小型モビリティにもインホイールモータが採用された実績がある。よって技術的に成立しないものではないということが分かる。



図 1.8 インホイールモータ搭載車両例

表 1.2 インホイールモータ2方式の得失表

	ギアリダクション方式	大直接ドライブ方式
伝達効率	×	○
部品点数	×	○
モータ小型化	○	×

### 1.1.6 インホイールモータの技術動向

電気自動車には長い歴史があり様々な研究がなされてきた。インホイールモータとは日本独自の言い回しであり、国際的には「HUB MOTOR」もしくは「WHEEL HUB MOTOR」と表記されるが、2013年7月1日現在特許電子図書館にてキーワード「インホイールモータ」で検索を実施すると637件の特許と2件の実用新案が該当し、同義の「ハブモータ」で検索すると35件の特許が該当する。また、自動車技術会の文献検索にて同様の検索を行うと「インホイールモータ」で110件の該当があり、ハブモータで11件の該当がある。以上のことからインホイールモータという呼称が日本国内では一般的であると言える。インホイールモータは1900年にフェルディナンド・ポルシェによって開発された電気自動車に搭載されているため、長い歴史のある技術である。しかし、電気自動車が普及しなくてはその要素技術であるインホイールモータの開発は進まなかった。

一方で研究は続けられ、2000年には少量かつ、小型車ながらも株式会社アラコ(現:トヨタ車体,トヨタ紡織に分割合併)からCOMSという車両が発売された。2004年には慶応義塾大学と35の参画企業による産学協同プロジェクトでEliccaという車両が開発された。この車両には8個のインホイールモータを搭載しており、0-100km/h加速を3.9秒で実現した。インホイールモータは市販化された普通自動車では用いられていないが、他搬送機やゴルフカートといった電動車両や電動2輪車に用いられている技術として市場化されている。普通自動車として市場に出てこない理由は、現在開発されている電動車両の多くは内燃機関自動車を改造したものであるため、インホイールモータ化による効果が車両として小さくなってしまふことが考えられる。また電気自動車の市場が小さく性能の競争がないことから新たな技術に取り組む必要性がないことが考えられる。今後電気自動車の市場が大きくなり、性能の競争が激化すれば性能向上を実現する技術として有力な選択肢の一つになる。その裏付けとして現在でもトヨタ自動車、日産自動車、三菱自動車、BMW、RENAULT等の大手自動車メーカーを始めとした各社で試験研究が進められている。

## 1.2 研究の目的

本節では研究の目的について述べる。研究の目的を明らかにした上で、具体的目標についてまとめる。

### 1.2.1 研究の目的

本研究の目的は電気自動車の普及促進による自動車社会の問題解決である。そのためには電気自動車普及に関する課題の克服が必要である。本研究では数ある課題の中でも特に航続距離の伸長のためのモータの高効率化と低振動化に注目し、その解決を目指す。

既往研究から最高速度や加速度では十分な性能を有することが分かっているため、最も大きな技術的課題は航続距離である。航続距離伸長のためにはダイレ

クトドライブ方式のインホイールモータの採用が最も効果的であるため、本研究の目的は原理的に駆動効率を高くすることが出来、車両としてのメリットが大きいダイレクトドライブ式のインホイールモータの開発を行い、十分に性能が高いインホイールモータを作ることができることを証明することを目的とする。

## 1.2.2 研究の目標

本研究の目的は前述したとおり、十分に性能が高いインホイールモータを作ることができることを証明することである。十分に性能が高いインホイールモータを作ることができるということを証明するためにはモータ単体での性能評価に加え、実車に適合した際の性能評価が必須であるのでモータ単体の設計・試作・評価に加え、実車への搭載・評価を実施し、インホイールモータの性能確認することを目標とした。

またモータの主要な課題として、前述のように本研究では特に二つの課題に注目した。一つは駆動効率、もう一つは振動である。駆動効率の向上はあらゆる駆動装置の課題であるが、前述したとおり殊に電気自動車ではその開発の意義と商品性の観点から少ないエネルギーを有効活用することが重要だ。駆動効率の向上とは駆動損失の低減と同義である。そこでモータの損失を細かく分析することにより、効果が大きく、汎用性のある損失低減手法の提案と効果の確認を行うことを目標とした。

もう一つの課題であるモータの振動には通電時に発生するトルクリップルと、通電時に発生するコギングトルクの2種類が存在する。トルクリップルはモータの設計とインバータによって与えられる電流によって決まるが、コギングトルクはモータの設計のみによって決まる。本研究ではモータを主眼に置いた研究であるため、コギングトルクの低減を目標とした。さらにコギングトルクは設計と実測が合わないということがしばしばあるが、その原因究明とコギングトルク低減に適した設計手法の提案と効果の確認を行うことを目標とした。

## 1.3 研究の手法

ここでは研究の手法について述べる。本研究ではものづくりの基本形である設計・試作・評価を行ってきたが、特に設計段階前での電磁界解析に注力してきた。それらについてまとめる。

### 1.3.1 電磁界解析

モータの詳細設計には電磁界解析が必須である。コンピュータが発展する以前は有限要素法を用いた電磁界解析を用いることが出来なかったため、物理原則とメーカー毎の経験則に基づいた設計が行われていた。メーカー等の大きな組織ではその経験則を基とした設計により高い性能のモータを設計することが出来たが、経験の浅い人間が1人で製品設計することはほとんど不可能と言って

よい状況であった。しかし、コンピュータの性能が発展し、有限要素法による解析手法が確立されるにつれ、容易に高精度なシミュレーションを行うことができるようになり、より少ない時間で精度の高い詳細設計が可能となった。また設定を間違えなければ誰でも同様の答えを導くことができるため、比較的経験の浅い人間でも設計が可能となった。メーカーでは多くの場合、設計と電磁界解析が分業されている。なぜならその解析の意味を理解しなくとも一定の答えを出すことができるため、解析者は解析のみに特化することによって組織的に効率的な業務が実現できるからである。

シミュレーションソフトウェアの開発も多岐に亘っていたが淘汰・統合され、現在は大手開発会社のソフトウェア主流となっており、特に日本国内ではJSOL、海外ではANSYSというソフトウェアメーカーが大きなシェアを獲得している。双方とも有限要素法を用いた解析であり、解析速度や精度の違いはなくユーザーインターフェースが主な違いとなっている。

電磁界解析の最も大きな効果は高精度ということであるが、もう一つの大きな効果として磁気の可視化が挙げられる。磁気は目に見えなく、計測が非常に困難、若しくは不可能な場合もある。空間の磁束密度を測定することは可能であるが、部品内部の磁束密度は計測することが出来ない。その様な測定不能な箇所を色の違いによって磁束密度の違いを表現できる。可視化することにより問題箇所の特定が容易になり、細かな対策の立案が可能になった。

### 1.3.2 設計・試作

近年電磁界解析の精度が向上し、解析結果のみで論文として認められるようになったが、本研究では電磁界解析を基に設計・試作し、評価を行った。設計は3DCADソフトウェアのCATIAを使用した。CADソフトウェアは数多く存在するが、どのソフトウェアも機能は大きく変わらない。しかし、データの保存形式が違うため協働するメーカー同士は同じソフトウェアを用いていることが多い。どのソフトウェアでも読み込み可能な拡張子である.dxf, .igs等も存在するがデータ変換時にデータが破損したり、データの座標がずれたりする等の不具合がしばしば起こるため、同じソフトウェアの同じ拡張子のデータを扱えるようにするためである。特に3DCADの場合はソリッドデータとサーフェスデータで大きく違う。ソリッドデータは体積をデータとして持つが、サーフェスデータは面の集合で外形を模るデータである。サーフェスデータで表現されるものは感覚的に扱えるデータが多く、自動車ではデザインや板物の設計に良く使用される。また、それに関わる流体解析のデータとしても用いられる。ソリッドデータはその他のすべてのデータである。特に部品の内部の磁束や応力、熱等を解析する場合は体積を持つ必要があるため、ソリッドデータでなくてはならない。本研究では電磁界解析にモデルを転用することができるソリッドデータを扱い、設計を行った。

また設計の前提条件として環境負荷を生みださない設計とした。電気自動車やインホイールモータは地球環境問題の改善を目的の一つとした技術である。それらが普及することで新たな地球環境問題を生みださないために、環境汚染



物質の不使用，標準公差の使用，特殊材料の不使用という条件の下，設計・試作を行った。

### 1.3.3 評価

設計・試作を行ったものの評価を実施した。自動車としては評価する必要のあるものを大別すると，車両・Assy(Comp)部品・単品・素材に分けられる。本論文では設計した車両とモータの基本性能の確認が最重要課題であるため車両評価とAssy評価に注力した。

Assy評価としてモータベンチでの計測を実施し，車両評価として公道での実証実験を実施している。試験条件，試験機構成等の詳細については第3章以降に後述する。車両評価としては電動バスを用いた実証実験を行った。試験条件，試験機構成等の詳細については第6章にて後述する。

## 第2章 既往研究

本章では本研究に関連する既往研究についてまとめる。

はじめに本研究の基礎となったモータの開発についてまとめる。本研究ではこのモータを基礎として改良を重ねている。一般の論文等の文献として整理されているものについてはモータ設計全般に関わる文献，インホイールモータに関わる文献，高効率化に関わる文献，低摺動化に関わる文献，定コギングトルク化，電動バスに関わる文献に分類しまとめる。また，文献としてまとまっていないものについては文献以外の動向としてまとめる。

### 2.1 本研究までのモータ開発

本研究に至るまでに慶應義塾大学では「エネルギー使用合理化技術戦略的開発/エネルギー有効利用基盤技術先導研究開発/電動駆動車輛のエネルギー消費効率の向上を実現するためのダイレクトドライブ方式アウターロータ構造インホイールモータの研究開発」としてモータの開発していた。ダイレクトドライブはギアを使わないでモータでホイールを直接駆動する方式である。このモータを開発する前には小型化を優先して遊星歯車を用いたインナーロータ構造のインホイールモータを開発していた。しかしギアの持つ損失が大きく，駆動システムとして効率が低下したためにダイレクトドライブを用いている。著者も研究に参画し，高トルク化に関して従来構造のモータと比較して30%の最大トルク向上という成果を上げた。このモータを第1次プロトタイプモータとする。

第1次プロトタイプモータは普通自動車に使用することを想定して開発されたモータであり，シャシーダイナモ上での評価を行いダイレクトドライブモータが高効率であるという原理証明を行うためのモータであった。寸法は16inchのホイールに適用できる寸法となっており，あらゆる普通自動車に適用できる汎用性を特長の一つとしている。

第1次プロトタイプの主要諸元を表 2.1.1 第1次プロトタイプモータの主要諸元に示し，モータ性能を決定する断面形状を

図 2.1.1 第1次プロトタイプモータ電磁構成に示す。

表 2.1.1 第1次プロトタイプモータの主要諸元

項目	値
公称電圧	288V
最低電圧	240V
定格出力	20kW
最大出力	60kW
基底回転数	1250rpm
定格トルク	150Nm

最大トルク	700Nm
定格電流	90Arms
最大電流	450Arms
電磁構成	18slot12pole
電磁構成重量	33kg
ステータ外径	253.4mm
積厚	85mm
ティース幅	22mm
ティース角	153° el
巻線方法	集中巻き
線径	φ 1.35mm
持ち数	2本持ち
巻数	45turns
接続	6並列
1相抵抗	0.015Ω
スロット面積	440mm <sup>2</sup>
占積率	55%
ロータ内径	255mm
ロータ外径	300mm
積厚	85mm

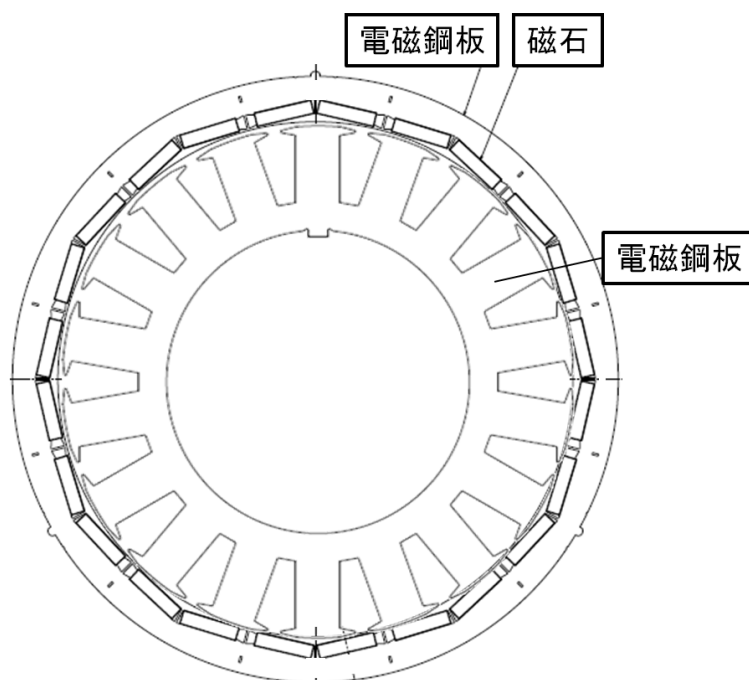


図 2.1.1 第1次プロトタイプモータ電磁構成

## 2.2 文献

### インホイールモータの設計に関する文献

文献[42]ではアウターロータ形はインナーロータ形に比べ、小形で高トルクが得られる点で構造的に有利であるとして設計を実施している。電磁構成は10極12スロットであり、大径のアウターロータとしては比較的極数が少ないモータの提案となっている。10極12スロットの組み合わせは振動低減に配慮した結果の電磁構成であると述べている本論文との相違点はSPM(表面貼り付け型モータ)であることである。この文献ではダイレクトドライブ方式でもアウターロータを用いれば十分なトルク出力が可能であることを単体試験の結果から明らかにしている。

文献[43]では既存のブレーキシステムを使用可能な設計としている。既存のブレーキシステムが使用できるということは改造車を前提とした開発となっている。本研究で開発したモータとの相違点は20インチという大径モータである点である。この文献ではモータを大径化することにより、積厚を小さく出来、既存のブレーキシステムが流用できることを明らかにしている。

文献[44]ではスイッチドリラクタンスアキシヤルギャップモータの設計法を解説している。本研究で開発したモータとの相違点はアキシヤルギャップという形式のモータである点である。アキシヤルギャップモータのとは径方向でなく、軸方向にエアギャップを持つモータである。コイルの両側にロータを持つため、ロータの磁束を有効活用できる。本研究で開発したモータとの相違点はモータ形式の違いである。本研究でアキシヤルギャップを用いなかった理由は製造上の課題が大きいためである。この文献ではアキシヤルギャップモータを設計する上で最適な固定子長さ明らかにしている。

文献[45]ではスイッチドリラクタンスモータは、構造が簡単で堅牢であり、安価で効率も良く、磁石を使用しないため高温での信頼性も優れているので、電気自動車用のインホイールモータに適しているとしている。この論文は解析と算定のみとなっているが続報として[5] トルク重量比を考慮した電気バス用インホイールSRモータの最適極数の決定と試作機の基礎特性で試作機の結果をまとめている。本論文のモータとの相違点は[3]と同様にモータ形式である。[4]論文には述べられていないが、SRモータはノイズ、振動が大きいということが一般的な課題とされ、解決手段がないため本研究では選定していない。この文献では電磁界解析によってスイッチドリラクタンスモータでも電動バスを駆動するために必要なトルクができることを明らかにしている。

文献[46]では前述した文献[45]にて検討したモータの試作機の基本特性評価を実施している。速度 - トルク特性、電流密度 - トルク特性解析値との傾向は一致しているが、絶対値で30%~40%の乖離があるとしている。その結果として目標に未達であったとしている。解析と実測の乖離を機械損や駆動損失と位置づけているが、詳細は不明である。電磁界解析で損失を正確に算出することは困難であるが、トルクに30%~40%の乖離は非常に大きい。SRモータにはノイズ以外の課題も介在しているということを明らかにしている。

文献[47]でも永久磁石のコスト削減という観点でのスイッチドリラクタンスモータの開発について述べている。さらに分割回転子型構造として巻線端部体積と銅損を低減するために集中巻線配置を用いている。またいくつかの固定子スロット/回転子極の組合せを検討している。初期検討では回転子の分割数が多いほど低損失で、高い定格トルクが得られるとしている。しかし、この文献では製造の観点から12/26極構造を選定している。試作機の実測結果では最高効率91%を達成したことを明らかにしている。論文中では高効率であるとされているが、91%の効率では永久磁石型モータの95%を越える効率には及ばないため、SRモータが電気自動車に不向きであることが分かる。

文献[48]ではギアリダクション式のインホイールモータを紹介している。3074rpm, 116Nmが最大出力点であるため最大出力34kWのモータユニットである。18インチのホイール内に収められるモータユニットとして製作されている。この文献ではギアを用いることでモータを小型化でき、既存のブレーキシステムを流用してもインホイールモータを18インチのホイールに収められることを明らかにしている。

文献[49]では1人乗りのコンピュータ用のインホイールモータについて述べている。搭載車両が軽量なため、最大トルク32.36Nm, 最大出力5.41kWの車両駆動用としては小さなモータとなっている。希土類磁石を用いないモータとすることでモータの生産コストの低減を狙った設計となっている。1人乗りのコンピュータ程度であれば希土類磁石を用いないモータでも十分に必要な出力が可能であることを明らかにしている。同じ設計思想を持って普通自動車以上の負荷が必要な自動車に適応するとサイズが過大になるため、普通自動車用インホイールモータへの適用は難しい。

文献[50]でもギアリダクション式のインホイールモータについて述べている。このモータは16インチのホイールに搭載できるサイズになっている。8輪に搭載することで車両の最高加速度0.68Gを達成できることを明らかにしている。この文献で紹介しているモータは本研究の前身となる車両に搭載されたモータである。文中には表現されていないが、遊星歯車の伝達損失により低トルク領域と高回転領域の損失が課題となっていた。そのため、本研究ではギアを用いないダイレクトドライブモータを選定したという経緯がある。

文献[51]ではモータ周辺部品であるモータへの電力線の持つ耐久性・安全性や重量増という課題を解決するためにワイヤレス給電を行うための設計・制御手法が提案されている。効率の低下があるものの、ワイヤレスでの給電によりモータを動作することができることを明らかにしている。効率低下等の背反事象や制御安全性の観点から本研究への活用は見送ったが、インホイールモータの周辺技術として転用できる可能性のある技術である。

文献[52]ではインホイールモータの冷却システムについて述べている。油冷却回路では冷却能力にばらつきが起りやすいが、ばらつきを抑える設計により最高温度220度であったコイル温度を137度まで下げることができることを明らかにしている。

文献[53]ではハウジングへの冷却溝追加による冷却性能向上について述べている。ハウジングへ冷却溝を追加する際は風の流れる方向と平行に溝を設ける

ことで最も効果が高くなることを明らかにしている。

### モータの高効率化に関する文献

文献[54]では代表的な接触式シールである回転用オイルシールについて、基本構造、潤滑特性と密封性能および密封機構を解説している。もう一方の代表的な接触式シールである往復動用シールについても、基礎理論と代表特性を解説している。さらにオイルシールの技術動向として、ガソリンおよびディーゼルエンジン用シール、バルブステムシール、エンジン補機用シールについても言及している。油膜厚さが摩擦特性に影響することを明らかにしている。

文献[55]ではオイルシールの信頼性に関して述べている。シールの密封理論と漏れ要因解析から、オイルシールの信頼性を判断するには、軸の摩耗およびゴム材の劣化をパラメータとして、密封性の変化を調べればよいことを示している。密封性は摺動トルクと関係しているため、摺動トルクとオイルの漏れ量を確認したところ明らかな相関関係があることを明らかにしている。摺動トルクが変化しないということは漏れ量にも変化がなく、信頼性が保たれているということを明らかにしている。

文献[56]ではDLC皮膜の炭素が潤滑剤(オレイン酸)に含まれる酸素と結合し、摺動特性を変化させることを明らかにしている。DLC皮膜と酸素の結合には時間がかかるため潤滑剤の成分安定という観点でも、潤滑剤と表面処理を併用する場合は本研究で実施した暖機と同様の慣らし運転が必要であることが明らかになっている。

文献[57]では二硫化モリブデンを使用したWPC処理をピストンスカートに施すことによって摺動抵抗を低減できると述べている。また、その効果は4%程度であり、効果の持続性も十分にあることも明らかにしている。またWPC処理の最適投射条件にも言及しているが、その適応対象はピストンスカートのみに限定されるため、本研究への適用は出来ない。本研究でもWPC処理を用いた摺動抵抗低減を確認しているがここで述べられた効果よりも本研究では大きな効果が得られていることから、その効果は対象によって変化することを明らかにしている。

文献[58]では往復機械の摺動面に微細な加工を施すことにより、摺動抵抗を低減させることが可能であることを明らかにしている。微細加工を施した後のくぼみの直径が小さいほうがより低摺動効果があったという結果について述べ、くぼみの深さには最適解があるのではないかという提案をしている。しかしその最適解については言及がない。

文献[59]では無潤滑状態でのPTFEシールを摺動させ、被摺動部品の材質、表面あらさ、硬さなどを変更したときの耐久性について述べている。被摺動部品の材質に関わらず、表面粗さと硬さのみがシールの耐久性に影響することを明らかにしている。

文献[60]では油膜の形成と摩擦特性の関係を明らかにしている。摺動面の粗さと摺動抵抗の関係について述べている。無次元特性数が小さいときには粗さが小さい方が摺動抵抗を小さくできるが、無次元特性数が大きくなると粗さが小さい方が摺動抵抗を大きくすることを明らかにすることによって、被摺動面の

表面粗さはシールの構造によって摺動抵抗を低減するための最適な表面粗さが存在することを明らかにしている。

文献[61]では完成車の走行抵抗の内訳について述べている。内燃機関の摺動部品であるオイルシール、ホイールベアリングやブレーキ、ドライブシャフトが転がり抵抗に占める割合が16%であることを明らかにしている。また細かい要因の積み重ねの結果、アクスル系で約6%の摺動抵抗改善が見込まれるとしている。この燃費への効果は車両の燃費率マップを用いて推定すると60km/h定地燃費で1.44%、10 - 15モード燃費で0.66%、COMB燃費で0.90%の向上となると結論付けている。原動機の効率によって効果の大きさは変わるが、摺動抵抗が既存の内燃機関自動車の課題として挙げられており、改善による効果が大きいことを明らかにしている。

文献[62]では自動車用オイルシールの低摺動抵抗化について述べている。締め代に注目し、摩擦トルクを36%低減させることが可能になったとしている。改良されたオイルシールは接触面積が小さいにもかかわらず、より良いシール性能を持つことを明らかにしている。また摩擦トルクを小さくすることにより摩耗量も現在のオイルシールに比べ半分の量であり、耐久性が優れることを明らかにしている。

#### 低コギングトルク化に関する文献

文献[63]では残留応力や材料依存性、製造誤差とばらつきによるコギングトルクの影響について述べている。材料特性と比べると、製造誤差によるばらつきの要因が最も大きいことを明らかにしている。

文献[64]ではフェライト磁石を用いてコギングトルクの低減を実現したと述べている。ネオジウム磁石を使用すると振動対策としてスロットレス化が必要になり、性能が低減していたが、フェライト磁石を使用することで磁力を弱めてコギングトルクを小さくしつつ、スロット構造のモータにすることでネオジウム磁石を使用していたときよりも高い発電能力が実現できると述べている。

文献[65]では磁石の厚さ、磁石の幅、磁石の強度、ステータに対するロータの偏心、スキューエラーなどの製造誤差が、コギングトルク、起電力高調波に及ぼす影響を解析結果から述べている。それぞれコギングトルクに影響を持つが、スキューエラーが最も大きな影響を持つことを明らかにしている。本研究でもこの文献を参考にスキューエラーによる製造誤差の検討を実施している。

文献[66]では2次元解析によるスキューの近似化について述べている。2次元解析を使用した近似は3次元電磁界解析と近い解析結果を短時間で得られることを明らかにしている。この文献で示されている手法を本研究のモータに適用しても2次元解析と3次元解析の結果が合わないことから、この文献で示されている手法はVR型モータに限定された解析手法であることが分かった。

文献[67]では2次元電磁界解析によるスキュー解析について述べている。2次元解析でも高い精度でスキュー解析が可能であることを明らかにしている。文献[25]と同じく、この文献で示されている手法を本研究のモータに適用しても2次元解析と3次元解析の結果が合わないことから、この文献で示されている手法はSPM型モータに限定された解析手法であることが分かった。

文献[68]ではトルクリプルを低減するステータ鉄心製造技術ではステータの新しい鉄心製造技術について述べている。ここで紹介している技術はスキューを分割コアに適用するための技術である。従来、積層ごとに異なる形状の鉄心を順送金型で成形するのは困難であったが、金型加工に柔軟性を持たせる可動金型技術の開発と、ACサーボモータシステムによる高速・高精度な駆動制御によってVスキュー鉄心の製造が可能となり、モータの振動を低減できることを明らかにしている。

文献[69]ではロータコアの外周形状のみにスキュー形状を持たせることで、低振動化を実現できることを明らかにしている。この研究では電磁界解析に3次元電磁界解析を用いているが、3次元と2次元の解析精度の差や損失などの背反事象については詳細に述べられていない。

文献[70]では電磁界解析と実測値の乖離について述べている。電磁界解析と実測の傾向はよく合うが、20%~40%程度の乖離が生じることを明らかにしている。本研究から得られている結果と同等の結果であることが分かる。

文献[71]インナーロータモータのステータの内周の寸法ばらつきに起因するコギングトルクとトルクリップルの変化について述べている。回転積層することにより寸法ばらつきを相殺することが出来、回転積層しない場合に対してコギングトルクの倍調波成分を86.6%低減することを明らかにしている。分割鉄芯に限定した分析、評価となっている。

文献[72]では磁石形状を変化させたときにステータの磁気特性がコギングトルクの変化に与える影響が変化すると述べている。磁石形状を円弧型から蒲鉾型へ変化させて起磁力高調波を低減すると、コギングトルクの絶対値は減少するものの、相対的にステータコアの磁気特性に敏感になると述べている。起磁力高調波が小さくなるとギャップと磁石の部位の磁気エネルギーの脈動の和が抑制されるため、ステータの部位の磁気エネルギーの脈動が支配的になるため、コギングトルクがステータ磁気特性に敏感になった原因と考えられるとしている。

文献[73]では3次元解析において段スキューの断間に空気層を設けることで解析精度が向上することを明らかにしている。解析精度が向上するということは実態に近くなるということを表しているため、本論分ではこの効果に注目し、積極的に空気層を設けることでコギングトルクの低減を実現している。

文献[74]では乗用車用のダイレクトドライブモータと19.5inchのホイールへの搭載例を紹介している。コギングトルクへの対策としてステータスキューが効果的であることを明らかにしている。

## 電動バスに関する文献

文献[75]では住宅地に入るコミュニティバスとして運用するには小型電動バスが適していると述べている。主な理由は騒音が小さく、排気ガスが出ないという点である。試乗者のアンケートという形でディーゼルバスに対する優位性があることを明らかにしている。

文献[76]では電動バス用の非接触充電器の開発について述べている。バスでの実運用についても紹介している。非接触給電のもたらす価値としてはコード



レス化による利便性や安全性の向上、プラグ抜き忘れ対策としている。当時は企画が存在しなかったが、現在はCHAdeMOとして規格化され、この論文内で指摘されている安全性に関しては課題解決済みである。利便性は増すが、非接触充電の効率向上の課題が位置精度であることを明らかにしている。

文献[77]では非接触充電器を搭載した3台の電動バス開発について述べている。特にバスの運用では充電時間の確保が難しいため、始発・終点での運行時間調整の間の短い時間で充電できる非接触充電器は有効であることを明らかにしている。また非接触充電システムの課題は、受電部の軽量化、受電部の小径・薄型化、非接触送電長拡大化、位置決め許容範囲拡大化、低コスト化であることを明らかにしている。

文献[78]では非接触充電システムの大出力化について述べている。より短い時間で充電できることを目指した開発となっている。しかし一方で高出力にすると効率低下という課題が出てくるため、利便性と省エネルギーの最適化が課題となることを明らかにしている。本論分では非接触充電システムが必要でないコンセプトとなっているため、搭載していない。

文献[79]では電動バスの新しい評価手法について考察している。実車の2分の1の縮尺のモデルを用いて電動バスの駆動効率を評価している。結果として、約90%のエネルギー変換効率と要求電力量の40%以上の回生電力量が得られること、加減速の緩急が入出電力量/走行距離へ及ぼす影響は小さいこと、中型バスに比べて大型バスの電力消費量は35~50%増大するが、それぞれのモータ効率は同等であることを述べ、電力消費量の増大分は車両抵抗に大きく依存していることを明らかにしている。

文献[80]ではリチウムイオン電池を電動バスに利用した場合の電池特性について述べている。その結果、リチウムイオン組電池は4000km以上の実証運行において安定に動作し、急加速・回生に対しての応答性も良く、0~30℃以上の実用環境でも良好な動作特性を示すことを明らかにしている。

文献[81]では現在の小型バスより更に小型なバスの提案と運用の提案、その利点について述べている。バスをさらに小型化し、電動化することで大規模な排気設備を有しない駅舎の中にも車両が乗り入れが可能になることを明らかにしている。

文献[82]ではスマートグリッドの導入の適性を人口密度や土地利用規制などの違うさまざまな住宅街区に対して評価を行っている。その結果、スマートグリッドの活用可能量は地域によって最大4倍程度違うため、スマートグリッドの適用は地域を選定して実施すべきであることを明らかにしている。電動車の充電はスマートグリッドの活用可能量を変化させることができるため、電動バスの充電基地の設置はスマートグリッドの適用性にも左右することが分かる。

文献[83]ではプラグインハイブリッド車や電気自動車の普及状況に応じた負荷平準化を目的とする充電制御について、負荷平準化効果と充電燃料費低減効果の評価している。1日の利用台数が100万台レベルでは負荷平準化の効果が十分に得られるが、1000万台レベルでは充電による負荷が大きくなり、運用が困難になることを明らかにしている。深夜電力の有効活用も現状の運用では大量普及時に同様の効果が得ることが難しいことを示している。

文献[84]ではチタン酸リチウムを負極材とする新型リチウムイオン電池SCiBの原理的特徴を解説し、車載用蓄電池としてのSCiBの基本的性能について述べている。チタン酸リチウムの微粒子化(1 $\mu$ 以下)と低抵抗電極の開発によって、電池の安全性、急速充電性能、高出力性能を有することを明らかにしている。使用による劣化の確認として0~100%の充放電を6000回繰り返した後の残存容量の計測を実施し、80%を超えることも明らかにしている。

文献[85]ではカーエアコンの地球環境への影響とめざす方向について述べている。カーエアコンは年間平均で9%の燃料消費をしていることと、駆動力全体の2%程度の排出割合であることをシミュレーションから明らかにしている。今後のめざす方向を、省動力技術、冷媒の低GWP化、暖房の効率化として、それぞれについて説明している。カーエアコンの省動力化には機器および冷凍サイクルの高効率化に加え、車両全体からのアプローチが必要であると述べている。

文献[86]では大型トラック用のアルミフレームの開発について述べている。対スチール比の軽量化はフレームで300kg、17m<sup>3</sup>のアルミバルクタンク搭載バルク車では1500kgを達成できることを明らかにしている。同時に剛性、強度、耐久性なども実施し、問題ないことを明らかにしている。

文献[87]では電池とすべての電気部品を収納するコンポーネントビルトイン式フレーム(CBF)の開発について述べている。バッテリーのみを収納するフレームに対してをCBFに拡張することにより、車内空間をより有効利用することができるだけでなく曲げ剛性全体で21%向上、ねじり剛性全体で7%向上することを明らかにした。

文献[88]ではスチールとアルミニウムのそれぞれの特徴を生かした異材接合フロントサブフレームについて述べている。サイドメンバとリアメンバ各々からフランジ部を形成させ、摩擦攪拌接合(FSW)による異種金属接合を行う構造にすることにより、部品の25%の軽量化と20%の剛性向上を達成できると述べている。さらにFSWの適用により製造時の電力使用量を50%削減できることも明らかにしている。アルミニウムの採用により車両の軽量化による走行エネルギーの削減だけでなく、製造時のエネルギーも削減できることを明らかにしている。

文献[89]ではアルミニウム特有の押出材やダイカスト材を用いたアルミスペースフレーム構造の軽量ボデーの生産技術について述べている。スチールモノコックボデーに対して剛性、衝突特性、耐久性、車体振動特性などは同等で30%の軽量化を達成できることを明らかにしている。

文献[90]ではタイヤに燃費削減効果について述べている。カリフォルニア州Ponga市の輸送業のKKWトランスポーターション社、サンベルナルド市のBeaerトラッキング社の意見を聞き、またタイヤメーカーのMichelinタイヤ社、Gitiタイヤ社、ヨコハマタイヤ社、米国ブリヂストンタイヤ社への取材を通じて、低転がり抵抗タイヤは、最大20%程度の燃費改善に貢献することを明らかにしている。

## その他文献

### インホイールモータの制御に関する文献

本研究では採用していないが、インホイールモータ化のメリットとして制御応答性が良いことや独立輪制御できることが挙げられる。ここでは制御に関する動向についてもまとめる。

文献[91]では高速な応答性を持つ制御ループについて述べている。実証実験車両としてインホイールモータを搭載した車両を用いているが、その理由は高速に応答可能なハードウェアであるためである。この論文で述べている制御はインホイールモータのみに適用可能であるためインホイールモータの持つ高応答駆動に価値があることを明らかにしている。

文献[92]では駆動トルクの高精度な制御方法について述べている。電流値からの駆動トルク制御だけでなく、車輪の角速度を用いることで、路面のスリップを考慮した駆動トルクを推定できるため、路面に関わらず安定した走行ができることを明らかにしている。このような制御を実現できることは車輪毎の駆動力を自在に変化できるインホイールモータならではの長である。

文献[93]ではインホイールモータの片側失陥時のヨーレート制御に対するロバスト性について述べている。片側が失陥したとしても、目標とするヨーレートになるように制御が働くため、失陥に対して問題なく動作することを明らかにしている。

文献[94]では瞬間的な低 $\mu$ 路でドライバーが違和感なく走行できる制御について述べている。低 $\mu$ 路によって駆動力を失った車輪の駆動力を他の車輪が補償することで、車体全体として駆動力を失わない車体制御ができることをシミュレーションで明らかにしている。

文献[95]では文献[46]の発展として実機検証を行っている。精度の高い制御にはトルクを伝達するドライブシャフトとドライブシャフトの共振による振動低減が課題であることを明らかにしている。インホイールモータではそれらの部品がないため、より課題が少ないことが分かる。

文献[96]ではインホイールモータの制御により電力消費率を向上できることについて述べている。走行条件によって車輪毎の駆動トルク配分を変化させることで効率の良い走行が可能になることを明らかにしている。

文献[97]ではインホイールモータを有する電気自動車の新しい路面状態推定法と運動制御法について述べている。併進方向の制御系に関しては、スリップ率推定とモータの高速トルク応答を活用したトラクション制御系を構築することにより、路面状態の推定が可能であることを明らかにしている。

文献[98]ではインホイールモータの走行安定化制御法について述べている。インナーループに外乱オブザーバに基づいたアンチスリップ制御を施すことにより、車体の制御性が向上することを雪上での走行試験から明らかにしている。

### 電動車両のLCAに関する文献

本研究では内燃機関自動車に比べて使用上で二酸化炭素排出量が少ないと述べている。その他製造プロセスに関しては既往研究にて明らかになっているため

それらの文献を以下にまとめる。

文献[99]では中国における電動バイクと内燃機関バイク、バス、自転車の環境汚染度(エネルギー使用量, CO<sub>2</sub>排出量, SO<sub>2</sub>排出量, PM排出量, CO排出量, HC排出量, NO<sub>x</sub>排出量)に対してライフサイクルアセスメントを行っている。電動バイクの製造による環境汚染度は内燃機関バイクに対して高いが、使用も含めたライフサイクルで考えると50%以下であることを明らかにしている。また、多くの乗員を扱える内燃機関バスと同等という結果が得られている。電動化による環境汚染の低減とバスの有効活用による環境汚染の低減を定量的に示している。

文献[100]ではガソリン自動車と電気自動車のライフサイクルアセスメントの比較を行っている。電気自動車は鉛電池を使用した場合とリチウムイオン電池を使用した場合の場合分けをしている。リチウムイオン電池は製造時の環境負荷が高いが、使用時の負荷が小さいため鉛よりも優れた結果を得られることを明らかにしている。

文献[101]ではガソリン自動車と電気自動車のライフサイクルアセスメントの比較を行っている。CO<sub>2</sub>排出など環境負荷性を、ガソリン車と比較している。素材の構成を調べ、Co<sub>2</sub>排出量を原単位から推定した1996年当時の電力構成では材料を作る過程でのCO<sub>2</sub>排出は多いが、走行まで含めると43%となることを明らかにしている。

### インホイールモータのシステムに関する文献

インホイールモータ化による振動等の課題への対策として制御を含めたシステムで対策することが挙げられる。ここではインホイールモータのシステムに関する動向についてもまとめる。

文献[102]ではインホイールモータを搭載した車両がタイヤ駆動力の反力やギギア歯打ちの衝撃を受けてばね下が前後振動する際、前後振動が大きくなり乗り心地が悪化することに対し、ギアを含めたばね下前後振動モデルを構築することで、高応答な加速を犠牲にすることなく振動を抑制することができることを明らかにしている。

文献[103]ではインホイールモータに機構を追加することで振動低減ができると述べている。インホイールモータとインホイールモータを固定する部品間にダイナミックダンパ機構を適用したところ、タイヤ接地性と乗心地性能が改善できることを明らかにしている。

文献[104]ではインホイールモータ化による車体の変化について述べている。内燃機関を搭載する車体に適用する場合は後輪駆動と後ろ寄り質量配分および前後異サイズタイヤとなるため、サスペンションの側面視瞬間中心と前後コンプライアンスステアの設定も見直さなければならなくなることを明らかにしている。

## 第3章 モータの高効率化

本章では既往研究を基盤にモータの高効率化の手法と効果について述べる。高効率化とは損失低減と同義であるため、まずモータの損失を分類しその中でも本研究で注力する損失低減の方向性とその理由を明らかにする。そしてモータの高効率化を実現するためのモータ設計手法と単体での効果を試験によって確認した結果について述べる。

### 3.1 モータ駆動効率向上の方向性

本節ではモータの駆動効率を向上させる手法の方向性について述べる。

駆動効率の向上とはモータ損失の低減であるため、はじめにモータの損失について述べる。次に損失の中でも本研究で低減に取り組んだ摺動抵抗について述べ、駆動効率を向上させる手法の方向性を明らかにする。

#### 3.1.1 モータの損失

モータの損失は電氣的損失と機械的損失の二つに大別される。

電氣的損失は更に銅損，鉄損，漂遊負荷損の3つの損失に分類できる。銅損とは巻線の電気抵抗と電流からなる損失である。モータの動作としては主にトルクに依存する損失である。鉄損とは電磁鋼板の磁化特性によるヒステリシス損と電磁鋼板内部に発生する渦電流と電磁鋼板の持つ電気抵抗によって発生する損失を合わせたものを言う。双方とも磁界の変化量に依存するため電源周波数に依存し、モータの動作としては回転数に依存することになる。またその他漏れ磁束や磁石に発生する渦電流と磁石の電気抵抗による損失を漂遊負荷損という。漂遊負荷損は主に電流に依存する損失である。

機械的損失はギア損，風損，攪拌損，摺動損に分けられる。ギア損とはモータと被駆動体の間のギアが力を伝える際に失う損失や潤滑のための油を攪拌する際に発生するギアを使用することによって発生する損失である。モータの動作としては主に回転数に依存する損失である。風損とはモータのロータ周囲の空気を攪拌する際に発生する空気抵抗による損失である。モータの動作としては回転数に依存する損失である。攪拌損とは直接液体の冷媒でモータ冷却を行う際にロータが冷媒を攪拌することによって発生する損失である。モータの動作としては回転数に依存する損失である。摺動損とはモータのベアリングや防塵，防水のために設けられているシール類等の可動部が固定部と接触することによって発生する損失である。モータの動作としては回転数に依存する損失である。以上のモータの損失分類を図3.1.1 モータの損失分類に示す。

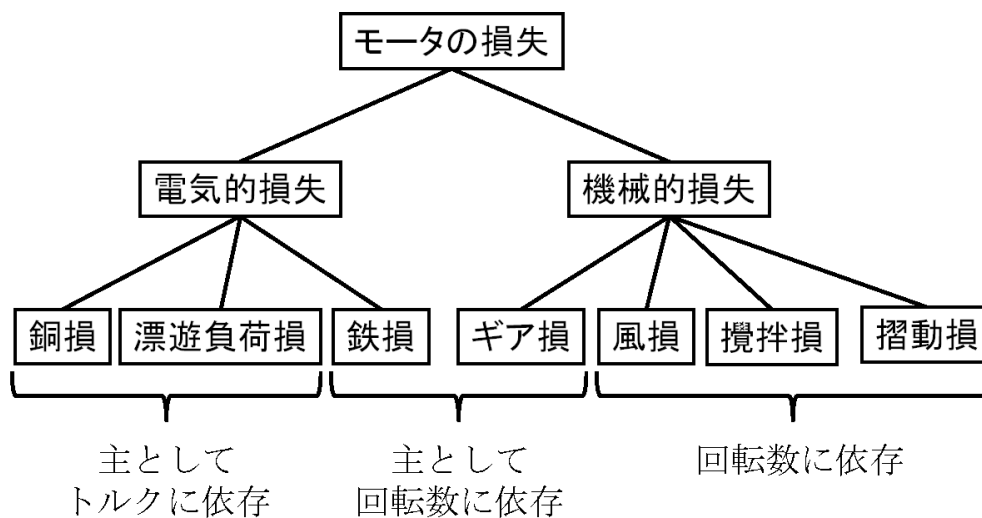


図3. 1. 1 モータの損失分類

### 3. 1. 2 効果的な改善点の抽出

本論文ではより効果が高く，実現可能性の高いモータの高効率化手法を提案するために改善点を絞って対策を実施することとした。

電氣的損失への対策として，銅損と漂遊負荷損の改善に関しては既往研究として高トルク化という取組みがある[文献①]．高トルク化するという事は少ない電流でトルクを出力できるということであるため，銅損低減と漂遊負荷損の低減となる．ここで十分な検討がなされているため，これから新たな取り組みを行っても効果は少ないと考えられる．またダイレクトドライブモータは回転数が小さいことから，原理的に鉄損が小さい。

次に機械的損失への対策を考える．ダイレクトドライブモータにはギアがないためギア損が発生しない．そして本研究で扱うモータの冷却方式は空冷であるため，攪拌損も発生しない．また一般的に永久磁石式モータのロータは円筒形に近いので空気抵抗が小さくなり，風損も少ない．しかしダイレクトドライブモータはギアがなく，モータ単体でトルクを発生させるため大径になるため，摺動部分が長くなる．次節で詳細を述べるが摺動抵抗は摺動部分の長さに比例するため，ダイレクトドライブモータは摺動抵抗も大きくなる傾向にある．以上のことから総体としては機械的損失を下げる設計思想となっているが摺動抵抗はギアリダクション式より大きくなる傾向にあることが分かる．そこで，本研究ではダイレクトドライブ式の課題であると考えられる摺動抵抗を最小化することによりダイレクトドライブの効率を向上させることを目標とした。

### 3. 1. 3 摺動抵抗の基礎理論

ここでは摺動抵抗の基礎理論について述べる．本研究では摺動抵抗の中でもモータの動作中の抵抗である動抵抗を低減することが目的となる．動抵抗は可

動部と固定部の摩擦，油膜がある場合にはその間の潤滑剤の攪拌によって発生する．潤滑の領域において使用される理論は油膜の粘性を明らかにする必要性からニュートンの粘性方程式

$$\tau = \mu \frac{d_u}{d_z} \quad (3.1)$$

を用いて解析されてきた．ここで $\tau$ は油の引きずり力， $\mu$ は粘度， $z$ は油膜厚み， $u$ は油膜移動速度である．ニュートンの粘性方程式に圧力という考え方を導入したレイノルズ方程式

$$\frac{d}{d_y} \left[ h^3 \frac{d_p}{d_y} \right] = 6\mu U \frac{d_h}{d_y} \quad (3.2)$$

が潤滑理論の基礎となった．ここで， $y$ は進行方向に平行な座標， $p$ は圧力， $h$ は進行方向に垂直な座標(油膜厚さ)， $U$ は油(流体)の速度である．

そして現在は，レイノルズ方程式に潤滑時に発生した圧力により接触し合う面が弾性変形することを加味した Elasto-hydrodynamic lubrication theory (EHL理論)が応用理論として使用されることが多い．

#### 3.1.4 モータの摺動部品

ここではモータの摺動部品について述べる．モータにはロータとステータの距離の保持をするためのベアリングが必要になる．磁気浮上の構造によってベアリングが不要な場合もあるが，自動車にモータを使用時には外力による振動等の影響により磁気浮上で軸を保持することは不可能なため採用できない．また電気自動車用モータの使用環境として被水，塵の混入の可能性があるため防水・防塵構造にしなければならない．摺動抵抗は必ず発生するインナーロータモータでは一つのベアリングによって軸の保持と防塵・防水機能を実現させることができるため，摺動部品が最低1つで構成可能なことに比べ，アウターロータモータではベアリングのみで両機能を満足させるためには巨大なベアリングを用いることになるため，摺動部品を分けて構成することが一般的である．

本研究のモータでも軸の保持と防塵・防水の機能は分けている．さらに，本研究で開発したインホイールモータのレイアウトではナックルとブレーキのレイアウト上，ロータの回転力を伝達するシャフトをステータに貫通させるため，更にもう一つのオイルシールを用いる必要がある．本研究で扱うモータの構成を図 3.1.2 摺動部品配置に示す．大小2つのオイルシールによって摺動部の防水，防塵構造を実現し，軸の保持を1つのベアリングで行うという設計思想となっている．ベアリングは傾き影響が最も小さくなるモータ中央に配置し，シャフトと固定部の間を防塵するシールは固定部に取り付け，ロータと固定部の間を防塵するシールはロータ側に取り付けている．

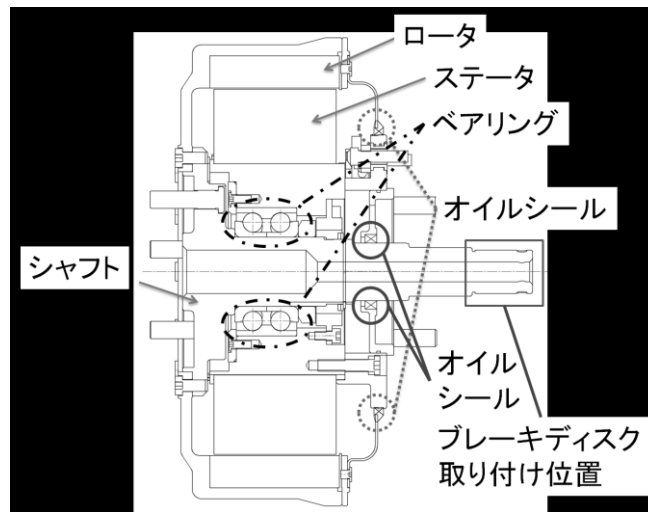


図 3.1.2 摺動部品配置

### 3.2 摺動抵抗の評価

本節では摺動抵抗の評価手法と現状把握の結果について述べる．また摺動抵抗の削減によって得られる効果についても明らかにする．

#### 3.2.1 計測装置

計測に使用した計測器は供試体，トルクメータ，ダイナモとそれらを接続するカップリング，そして，全ての部品を搭載する定盤で構成される．構成を図 3.2.1 摺動抵抗計測装置に示す．モータの性能評価に使用したものと同様の構成をしている．しかしトルクメータの性能を変化させている．モータの性能測定ではモータ最大トルクである700Nm程度のトルク計測が必要であることに対して，摺動抵抗測定では最大でも10Nm程度のトルクを計測することになる．トルクメータは最大計測可能トルクと最小計測可能トルクが比例の関係にあるため，性能測定で使用したトルクメータでは十分に細かな摺動抵抗の計測が出来ない．そのため，トルクメータの最大計測可能トルクを変更し，十分に細かな分解能で摺動抵抗を計測できるようにした．摺動抵抗計測に使用したトルクメータの主要諸元を表 3.2.1 摺動抵抗計測用のトルクメータ主要諸元に示す．

本研究で計測される摺動抵抗は数Nmであるため，10mNmの計測分解能は十分に細かい分解能であると言える．また，モータの回転範囲は2000rpm以下であるため回転速度範囲も十分である．計測機を使用・保管する環境は常時空調でないため，夏場は40～50℃程度まで雰囲気温度が上昇する可能性はあるものの，計測器を使用する際には空調が使用できる環境であるため，保存温度範囲，使用温度範囲，使用湿度も十分なものであるため本研究では下記諸元のトルクメータを使用することに決定した．



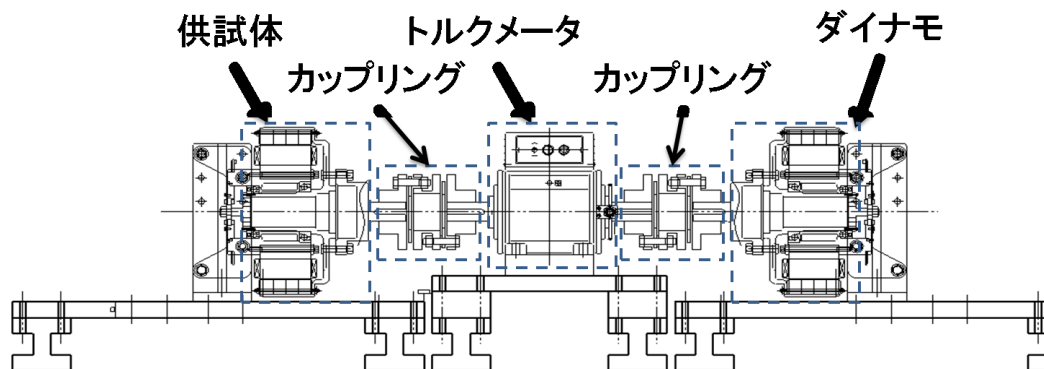


図 3.2.1 摺動抵抗計測装置

表 3.2.1 摺動抵抗計測用のトルクメータ主要諸元

メーカー	小野測器
品番	SS500
定格トルク	50Nm
トルク分解能	10mNm(0.01Nm)
回転速度範囲	0～6000rpm
保存温度範囲	-20～60℃
使用温度範囲	0～40℃
使用湿度	85%以下

### 3.2.2 摺動抵抗計測方法

供試体をダイナモによって回転させることで摺動抵抗はトルクとして計測される。モータを回転させると摺動抵抗以外にも鉄損と風損が同時にトルクとして計測されるが摺動抵抗計測時の供試体は鉄損の除去のため、未着磁状態としている。摺動部品を固定するために部品が必要であり、摺動部品にも風損が発生するため風損は除去が不可能であるが、摺動抵抗に比べ非常に小さいと考えられるため、本研究では風損を含めた計測値を摺動抵抗とした。摺動抵抗の計測時の計測器の動作を図 3.2.2 摺動抵抗計測時の機器動作に纏める。

オイルシールの摺動トルクの基本式は

$$T = f \times P_r \times r \quad (3.3)$$

である。ここで  $T$  は摺動トルク、 $f$  は摩擦係数、 $P_r$  は緊迫力、 $r$  は摺動半径である。摺動トルクは摺動部品の摩擦係数と力、摺動半径に比例することが分かる。そしてオイルシールの摩擦係数の構成要素は

$$f = \varphi(\mu \times u \times b / P_r)^{1/3} \quad (3.4)$$

と表すことができる。ここで、 $f$  は摩擦係数、 $\varphi$  は油膜厚さによって決まる定

数,  $\mu$  は油粘性係数,  $u$  は速度,  $b$  はリップ接触幅,  $P_r$  は緊迫力である. 摺動トルクの変動要因の中で緊迫力, 摺動半径, 油膜厚さ, リップ接触幅は部品の設計時点で決定されるが, 速度と油粘性係数は部品の動作状態や環境によって変化するため, 計測時に一定になるように設定しなくてはならない.

速度はダイナモの回転数制御によって一定に定め, 回転数毎の摺動抵抗を計測することとした. 油粘性係数は油の動粘度と油の塗布形状によって決まる. つまり油の動粘度と比例関係にある. 油の動粘度は油の成分と温度に依存するため, 温度を均一にする必要がある. 油の動粘度と温度の関係はWaltherの実験式では

$$\log \log(v-k) = -m \log T + b \quad (3.5)$$

と表されている. ここで,  $v$  は油の動粘度 [ $\text{mm}^2/\text{sec}$ ],  $k$  は定数 ( $v \geq 150 \text{mm}^2/\text{sec}$  の時 0.6.  $v < 150 \text{mm}^2/\text{sec}$  の時 0.65.  $v < 100 \text{mm}^2/\text{sec}$  の時 0.7.  $v < 70 \text{mm}^2/\text{sec}$  の時 0.75),  $T$  は油の温度 [ $^{\circ}\text{C}$ ],  $m$  は油の性質によって決まる定数,  $b$  は油の性質によって決まる定数である.

Waltherの実験式によると油の性質により曲線は変わるが, 温度が高ければ高いほど動粘度が下がり, 油の温度  $1^{\circ}\text{C}$  あたりの変化の割合は温度が低いほど大きくなるのが分かる. よって高い温度で摺動抵抗を計測すると安定した値を取得できるため, 摺動抵抗による発熱とモータから雰囲気温度への放熱が釣り合う完全暖機の状態ですべて計測することとした. しかし油の温度を直接計測することはできないため, 完全暖機の判断は計測している摺動抵抗が時間によって変化しなくなった時としている. そして計測時の雰囲気温度は  $25^{\circ}\text{C}$  一定で実施することとした.

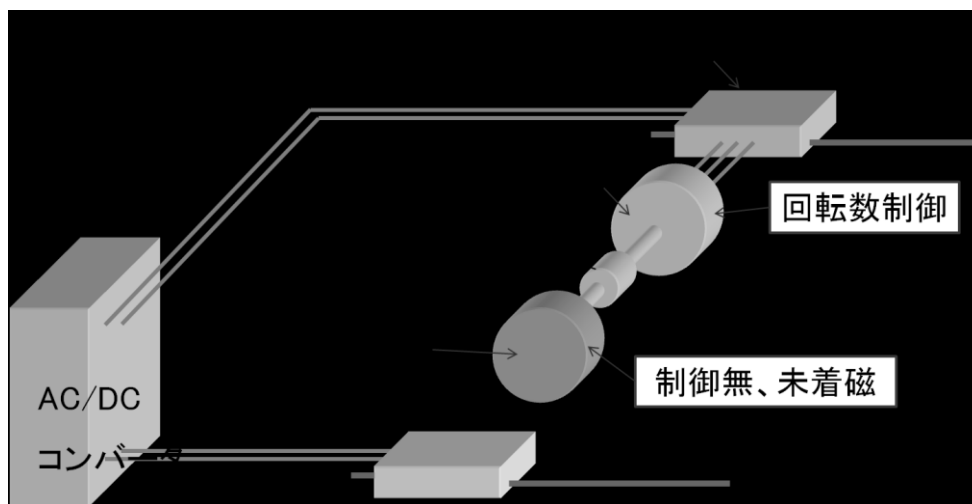


図 3.2.2 摺動抵抗計測時の機器動作

### 3.2.3 摺動抵抗の分析

摺動部品の改良をするために, まず現状把握として各部品の摺動抵抗を個別

に測定して明らかにした。まずモータ全体の摺動抵抗を計測して、その後部品を外して摺動抵抗を計測し、差分をその部品の持つ摺動抵抗としている。各摺動測定結果を図 3.2.3 各部品の摺動抵抗に示し、合算したものを図 3.2.4 各部品の摺動抵抗合算に示す。縦軸は摺動トルクを示し、横軸は回転数を示す。

摺動抵抗の大部分をベアリングとオイルシール大が占め、オイルシール小の摺動抵抗は非常に小さいことが分かった。オイルシール小は摺動面の径が小さいため、速度、接触長さが他の二部品に比べて小さいことが大きな要因と考えられる。またベアリングにはベアリングの転がり抵抗だけでなく、ベアリング内の球の潤滑に利用するグリス飛散防止のためのオイルシールの抵抗が合算されているため大きな抵抗を生んでいるものと考えられる。

摺動抵抗は一般的に回転数が増せば増すほど、増える傾向にあるはずである。オイルシール小は理論通りの傾向が見られるが、オイルシール大については400rpmを境に減少傾向が見られる。その要因解析のためオイルシール小とオイルシール大の摺動部分の構造に注目した。オイルシール小、オイルシール大共に金属製のハウジングに樹脂製の摺動部分に取り付けられており、摺動部分に潤滑油が封じ込められる構成となっている。オイルシール小は圧入、オイルシール大はボルト締結にて固定するが、部品構成として大きな違いは無いことが分かる。オイルシール小の概観を図 3.2.5 オイルシール小概観に示し、オイルシール大の概観を図 3.2.6 オイルシール大概観に示し、ベアリングの概観を図 3.2.7 ベアリング概観に示す。

次に部品の配置に注目した。オイルシール小は固定部分に取り付けられるためハウジングは動かないでオイルシールが接触するシャフトが回転して摺動することに対し、オイルシール大は回転部分に取り付けられているため固定されたハブに対してハウジングが回転して摺動する。すると回転数が増すとともに遠心力が樹脂の摺動部分に発生し、緊迫力が失われて摺動抵抗が下がる。オイルシール小でもオイルシールが接触するシャフトに遠心力がかかるが、緊迫力が増す方向であるため、回転数が増すと摺動抵抗が大きくなる方向に力が作用することになる。遠心力は

$$F = m r \omega^2 \quad (3.6)$$

で表わされる。ここで、 $F$ は遠心力[N]、 $m$ は質量[g]、 $r$ は距離[m]、 $\omega$ は角速度[rad/sec]である。遠心力(オイルシールの緊迫力に反する力)は回転数の二乗に比例することが分かる。摺動抵抗は回転数に比例するが、回転数による影響度が逆転することにより、400rpmを境に摺動抵抗が減少すると考えられる。この配置の違いによる摺動面の動作の違いが回転数と摺動抵抗関係を変化させていることが分かる。摺動部品の配置を図 3.2.8 摺動部品配置に示す。

緊迫力がなくなると摺動部分に部品が接触しないため摺動抵抗は発生しなくなりオイルシールを使用する目的である防塵・防水の機能失われることが懸念されるが、今回計測した1200rpmまでは摺動抵抗が発生していることから常に摺動部分は部品に接触していることが分かるため、防水・防塵機能が失われるまでは至っていないと考えられる。

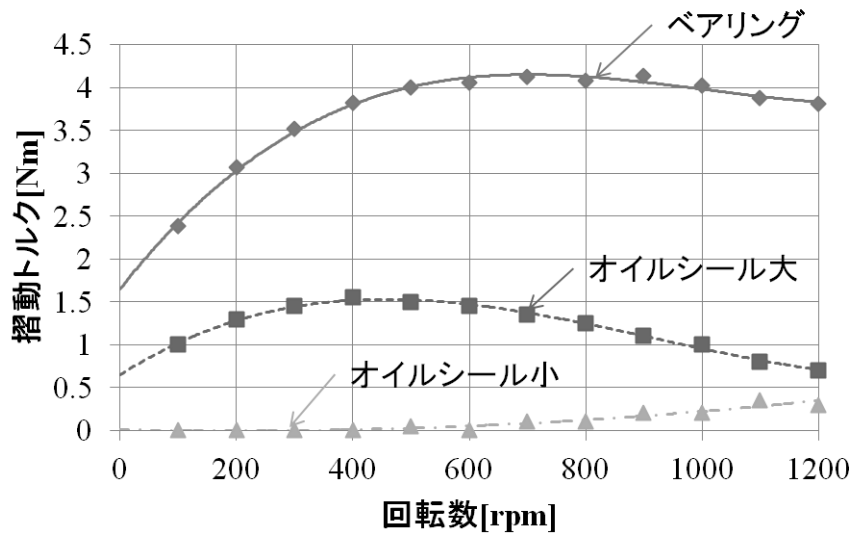


図 3.2.3 各部品のアズ動抵抗

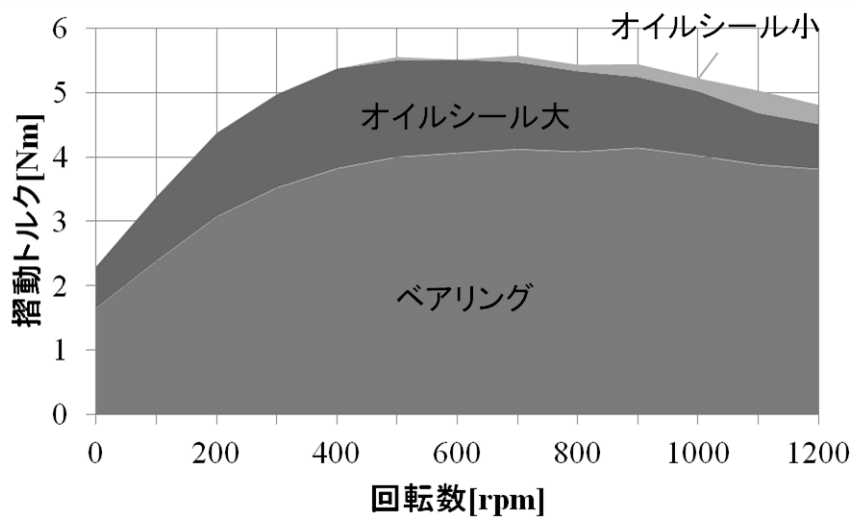


図 3.2.4 各部品のアズ動抵抗合算

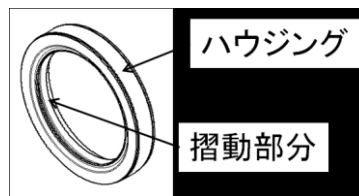


図 3.2.5 オイルシール小概観

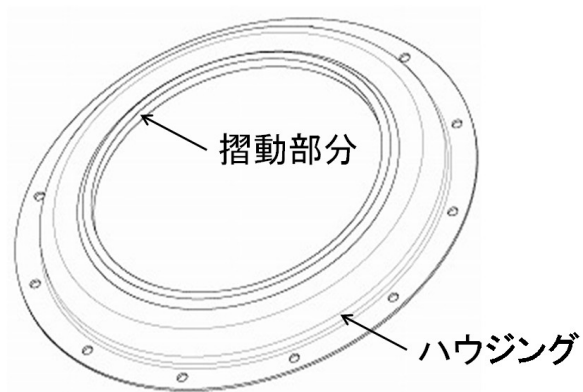


図 3.2.6 オイルシール大概観

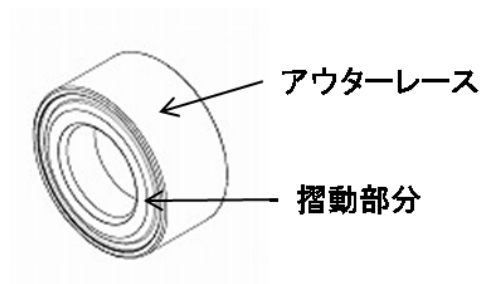


図 3.2.7 ベアリング概観

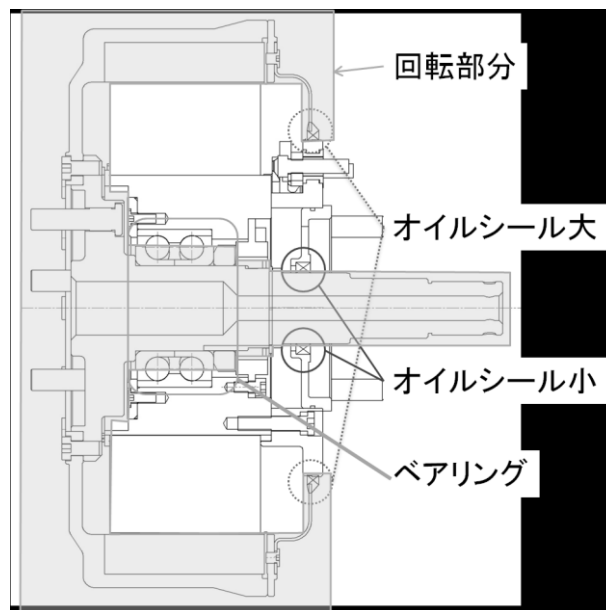


図 3.2.8 摺動部品配置

### 3.3 低摺動化設計

本節では低摺動化を実現するための設計手法とその効果について述べる。

前節の測定結果よりモータの摺動抵抗の内、ベアリングの持つ摺動抵抗とオイルシール大の持つ摺動抵抗が大きな割合を占めることが明らかになった。そのため、本研究ではベアリングとオイルシール大、オイルシール大の被摺動部品の設計変更をすることによりモータの低摺動化を実現することとした。

#### 3.3.1 ベアリングシール配置の最適化

本研究で開発したモータに使用しているベアリングはダブルアンギュラボールベアリングと呼ばれる形式のベアリングである。ダブルアンギュラボールベアリングの特徴はアウターレースと二列のボール、インナーレースと二列のボールの接触関係が軸方向に対向して傾いていることにより通常のボールベアリングでは受けられない軸方向の力を受けられるようになっている点である。この特徴によって、車両が旋回する際に発生する軸方向の力に耐えられるようになっている。自動車用のハブベアリングの主流の形式である。ハブの固定側に使用されるアウターレースと二列のボール、ボールを保持し、回転体と接続されるインナーレースとボールの転がり抵抗を減少させるための潤滑油と潤滑油の飛散、ベアリング内部へ水や塵の侵入を防ぐためのオイルシールで構成されている。ベアリングの断面構造を図 3.3.1 ベアリングの断面構造に示す。

しかし、図 3.1.2 摺動部品配置に示した通り水、塵の稼働部と固定部の間からの侵入に対してはオイルシール大とオイルシール小で保護している。するとオイルシールに求められる機能は潤滑油の飛散防止になる。潤滑油が飛散し潤滑油の欠乏状態になると、摺動抵抗が大きくなり異常な発熱やボールの摩耗が起こり、破損に至るため飛散を許容することはできないため、飛散防止の機能は必須である。ベアリング単体での飛散防止は困難であるため、モータとして飛散防止をすることを検討した。

ベアリングはインナーレース、アウターレースそれぞれを部品に挟みこまれて保持されている。また、インナーレースを保持する部品とアウターレースを保持する部品の間にはクリアランスが設けてある。このクリアランスを最大限まで小さくすることにより、ベアリングの飛散を防ぐことを狙った。設計変更前のベアリングの配置を図 3.3.2 ベアリングと周辺部品の関係に示し、設計変更後のクリアランスを図 3.3.3 設計変更後のベアリングと周辺部品の関係に示す。

インナーレースを保持している部品のテーパ状の形状と干渉を防ぐ様にアウターレース保持部品を設計変更した。新しい部品を取り付けて、ベアリングのオイルシールを取り外し回転させたが、アウターレース保持部品への潤滑油の付着はあったものの、インナーレース保持部品とアウターレース保持部品からの潤滑油の漏れは確認できなかったため、摺動抵抗計測を行った。

オイルシールを除くことにより、平均で54%の摺動抵抗低減を実現できることが分かった。摺動抵抗計測の結果を図 3.3.4 設計変更後のベアリング摺動抵

抗計測結果に示す。縦軸は計測された摺動トルクを示し、横軸は回転数を示す。そして、設計変更後の全部品の摺動抵抗を合算したものを図 3.3.5 ベアリング設計変更後の全部品の摺動抵抗に示す。縦軸は摺動トルクを示し、横軸は回転数を示す。設計変更前は全摺動抵抗の中でベアリング抵抗が占める割合が最も大きかったが、ベアリングの抵抗が減少したため、オイルシール大の抵抗が占める割合の方が大きくなった。100rpm~1200rpmの摺動抵抗の平均値を設計変更前と比較すると48.4%まで摺動抵抗を低減できたことが明らかになった。

ここで提案した他のシールによってベアリングを含んだモータの防塵・防水機能を実現し、ベアリングにオイルシールを持たないハブベアリング構造は、ダイレクトインホイールモータならではの構造と言える。

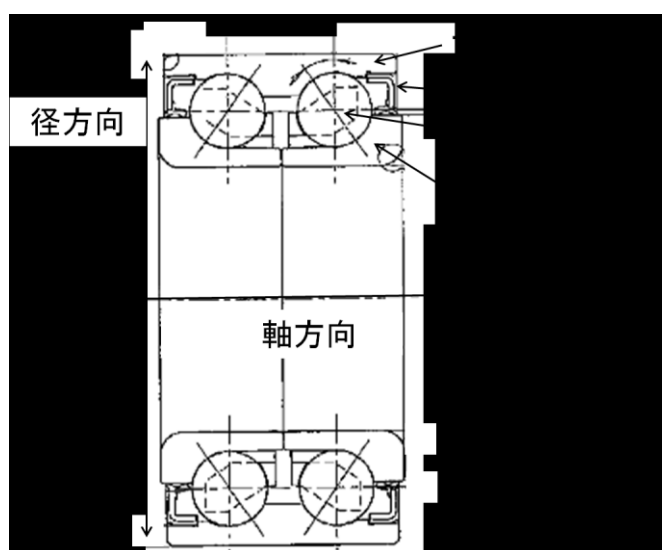


図 3.3.1 ベアリングの断面構造

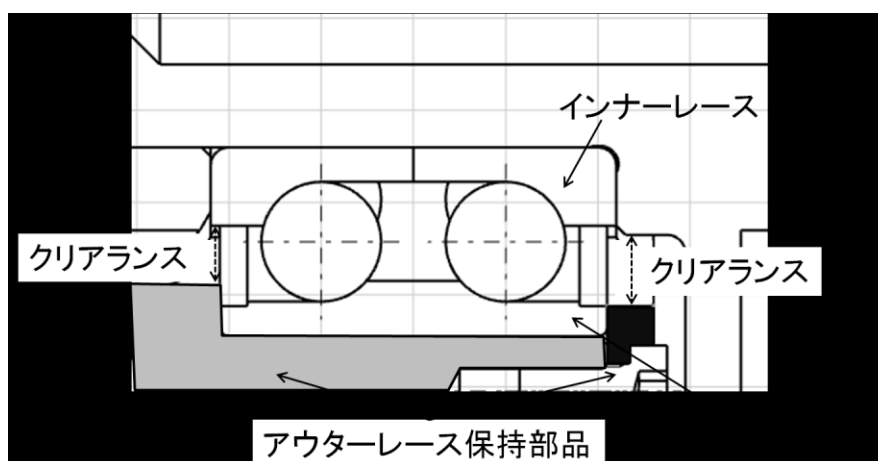


図 3.3.2 ベアリングと周辺部品の関係

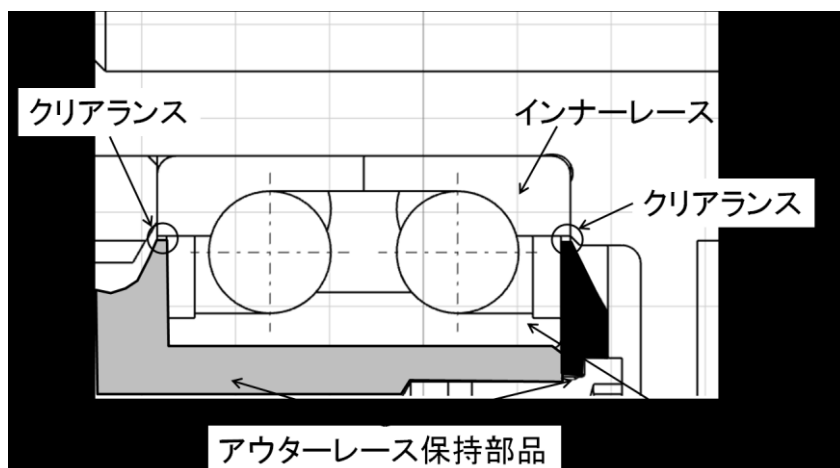


図 3.3.3 設計変更後のベアリングと周辺部品の関係

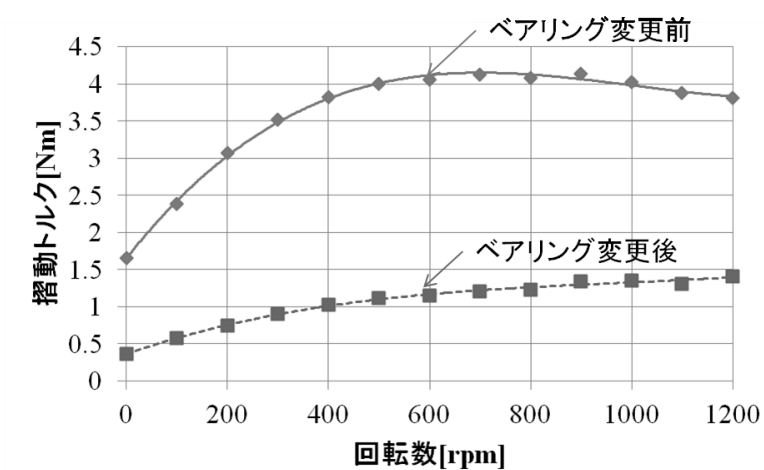


図 3.3.4 設計変更後のベアリング摺動抵抗計測結果

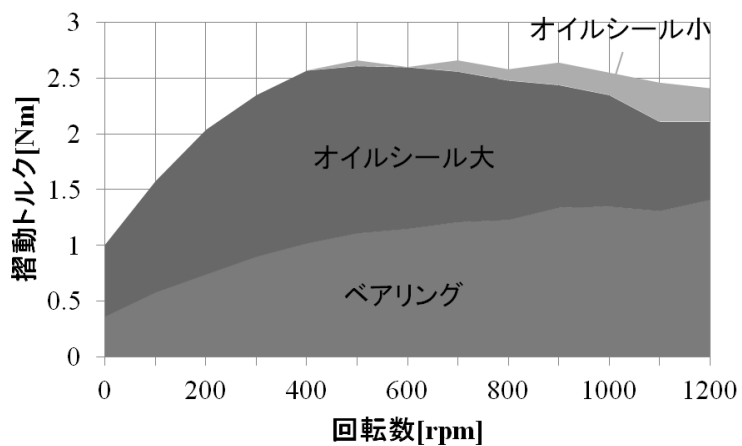


図 3.3.5 ベアリング設計変更後の全部品の摺動抵抗



### 3.3.2 オイルシール大の低摺動化

ベアリングの抵抗低減が実現してオイルシール大の寄与率が最も高くなったため、次にオイルシール大の低摺動化を目指した。オイルシールを低摺動化するためには小径化、緊迫力の低減、リップ接触幅の低減の3つの方法がある。しかし設計変更前からリップの接触幅は十分小さく、これ以上小さくすることは難しいと判断したため、本研究では小径化と緊迫力の低減を目指した。

小径化にはデメリットが無いと見做すため、まずは可能な限り小径化することとした。オイルシールが接触する部品はベースという部品である。ベースの機能はモータの巻線の端子をモータ外部に取り出すことと、ナックルとの接続面を持つこと、そして摺動である、ベースの概観を図 3.3.6 ベースに示す。

最も外周に位置する機能が巻線の端子取り出し口であるため、オイルシールの径は巻線の端子取り出し口的位置によって決まる。端子の取り出しはバスリングと呼ばれる部品を用いている。設計変更前のバスリングを図 3.3.7 バスリングに示す。

バスリングはティースに巻かれた巻線同士を接続し、端子としてモータ外部に取り出すという機能と、寸法の規制をするという機能を持っている。巻線を延長し、モータ外部に取り出すという手法もあるが、巻線は容易に変形するため寸法の管理が難しいため、小型化を要求される製品に用いることは難しい。一方でバスリングは銅板と樹脂板で構成されているため比較的寸法を細かく規制できるため、頻繁に用いられる部品である。高駆動効率のモータを作るためにはバスリングの持つ電気抵抗を極力小さくすることが肝要であるため、設計変更前のバスリングでは巻線からの距離を最短で外部と結ぶことを目指したために、より端子取り出し部を巻線に近いところに大きく取るように設計されている。

しかし電気抵抗増加分は巻線抵抗全体の0.1%にも満たなかったため、摺動抵抗低減の効果が電気抵抗増加分よりも最終的な電力消費率向上効果が高いと考えると設計変更を決定した。端子取り出し口を考慮しない小径化の限界はナックルとハブの接続ボルト位置になる。検討の結果、ナックルとハブの接続ボルト位置の変更はレイアウト上困難であったため、本研究ではナックルとハブの接続ボルト位置をオイルシール小径化の限界と設定し、バスリングの再設計を行った。設計変更後のバスリングを図 3.3.8 設計変更後のバスリングに示す。

端子取り出し部を内径側に移動することに成功している。バスリングの設計変更に伴い、ベースの設計変更も実施した。ベースの設計変更に伴い、他部品との機能統合化や分離を行い、摺動部分を分割することにした。設計変更後のベースと摺動部分のベースカラーという部品をそれぞれ図 3.3.9 設計変更後のベース図 3.3.10 ベースカラーに示す。

端子取り出し位置の変更により、摺動径が $\phi 190$ から $\phi 164$ に小径化することに成功した。ナックルとハブの接続ボルト位置によって小径化の限界が決まると前述したがボルトを使用する際には軸力を受けるために必要な座面があるため座面の確保を考慮した結果、摺動径が $\phi 164$ となった。

次に、リップの緊迫力低下について述べる。リップの緊迫力はリップ形状と

締め代によって決まる。締め代とは図 3.3.11 締め代に示すように解放状態と部品組み付け状態でのリップ先端の寸法の差を言う。リップの緊迫力はリップの弾性変形によって得られているため、変形量が大きければ大きいほど緊迫力も大きくなる。本研究ではリップ形状を変更せずに、リップの締め代のみを変更して緊迫力を調整することとした。緊迫力を低減させると遠心力を受けた時にシール性を失うまでの回転数が小さくなることが想定されるが、小径化によって遠心力は設計変更前の八割程度になると想定されるため、締め代も同等の割合で小さくすることが可能である。設計変更前のリップの締め代は1.2mmであったことに対して設計変更後は締め代を1.0mmまで小さくすることとした。

以上2点の設計変更をしたオイルシール大の摺動抵抗の計測を行った設計変更により最大30%、1200rpmまでの平均で25%の摺動トルク低減を実現した。400rpmを頂点に摺動トルクが減少していくという傾向に変化はなく、高回転数になると緊迫力が失われていると考えられる。緊迫力が失われると防塵・防水性も失われるためある程度限定的な使用に限られるが、ダイレクトドライブで使用する電気自動車では緊迫力が失われる時程の高回転領域を使用することは無いため問題ない。結果を図 3.3.12 設計変更後のオイルシール大摺動抵抗に示す。縦軸は計測された摺動トルクを示し、横軸は回転数を示す。そして設計変更を加えた状態での全部品の摺動抵抗を図 3.3.13 オイルシール大設計変更後の全部品摺動抵抗に示す。縦軸は摺動トルクを示し、横軸は回転数を示す。

ベアリング設計変更後は全摺動抵抗の中でオイルシール大の占める割合が最も大きくなっていったが、同等まで低減できたことが明らかになった。また、100rpmから1200rpmの平均値では設計変更前の89.3%まで摺動抵抗を低減できることを確認できた。

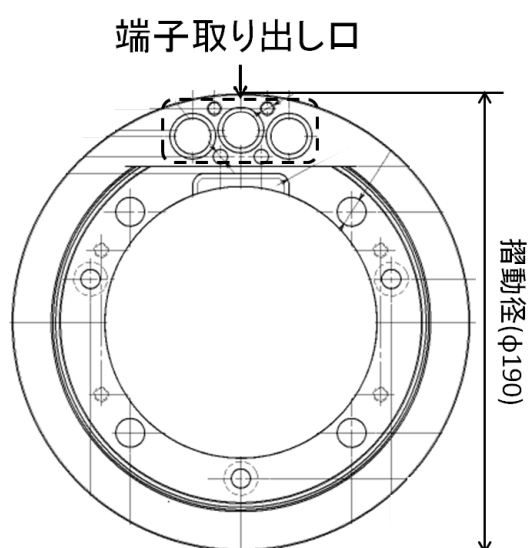


図 3.3.6 ベース

巻線端子

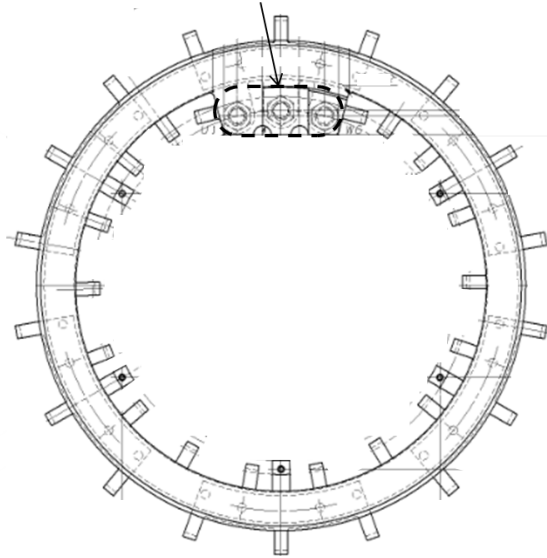


図 3.3.7 バスリング

端子取り出し部

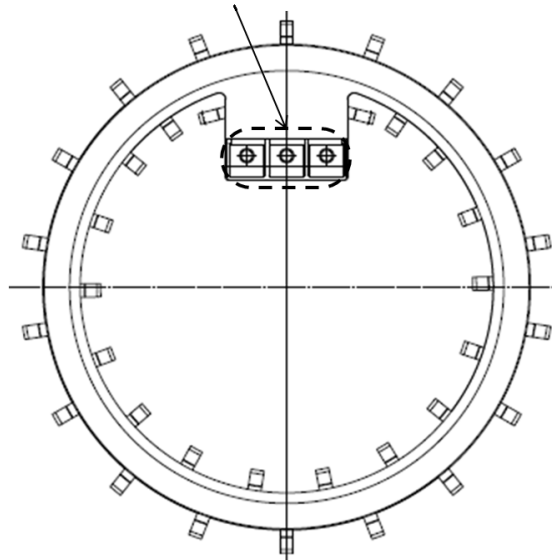


図 3.3.8 設計変更後のバスリング

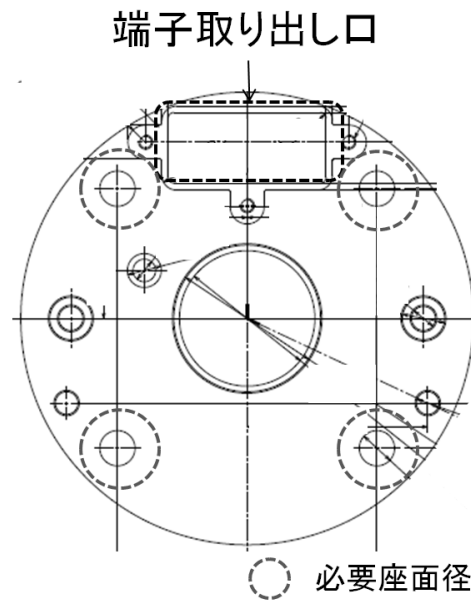


図 3.3.9 設計変更後のベース

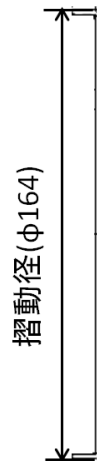


図 3.3.10 ベースカラー

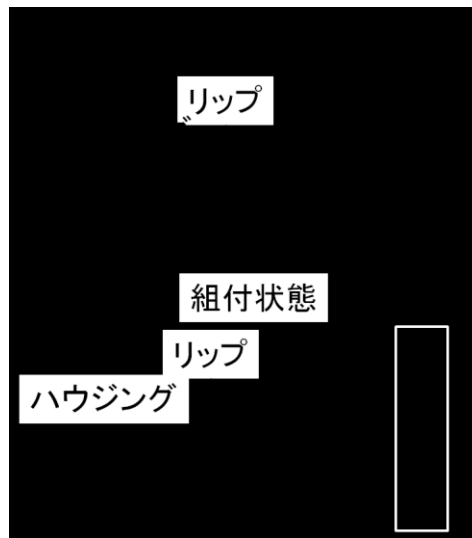


図 3.3.11 締め代

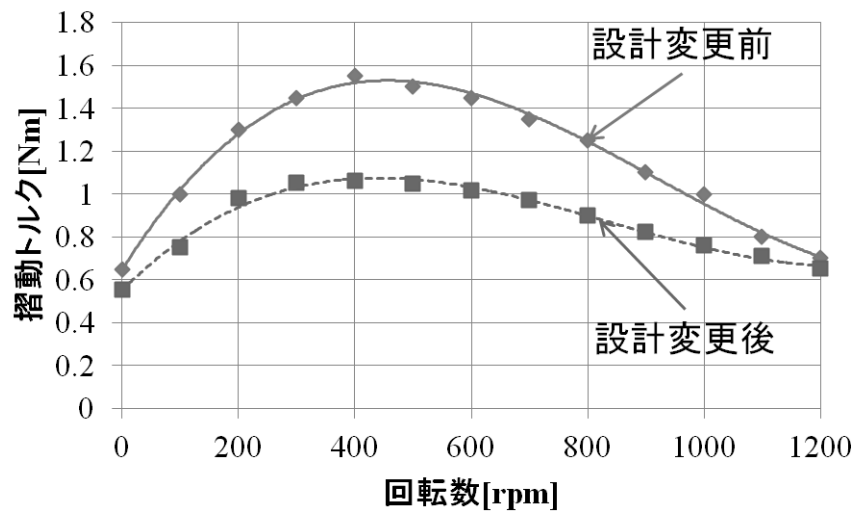


図 3.3.12 設計変更後のオイルシール大摺動抵抗

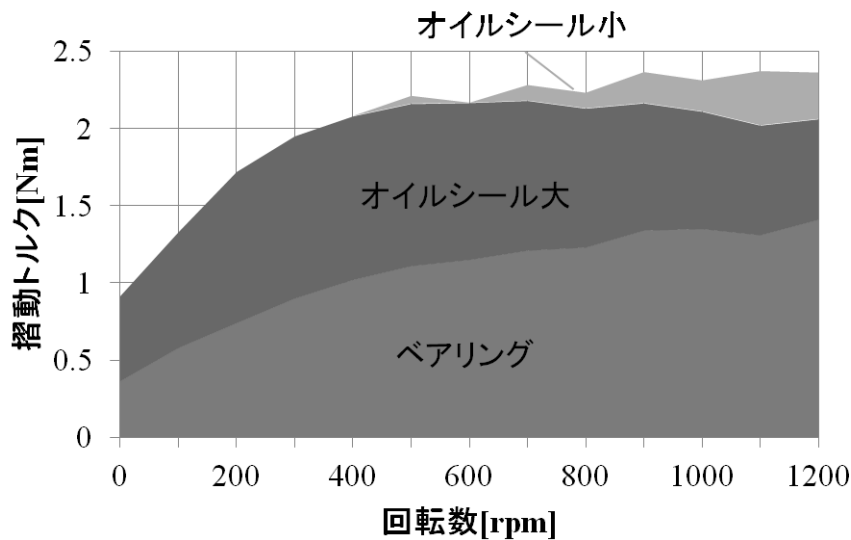


図 3.3.13 オイルシール大設計変更後の全部品摺動抵抗

### 3.3.3 被摺動面の表面処理変更

ここではオイルシール大の被摺動面に対して表面処理を追加することによる低摺動化の効果について述べる。摺動部品は油膜の状態によって摺動抵抗が変化する。油膜の状態には摺動部品のオイル塗布状況と被摺動面が影響するため、被摺動部品の設計変更をすることでオイルシール大の更なる摺動抵抗低減を目指した。被摺動面の部品(ベース)はS45Cにリン酸塩化成皮膜処理をしたものを用いていた。S45Cとは炭素鋼の中では比較的安価な金属である。被摺動部品は硬度が高いものでないと摺動に耐えられず摩耗するため、硬度の高い炭素鋼を選定した。リン酸塩化成皮膜処理とはリン酸鉄、リン酸亜鉛、リン酸マンガンなどのリン酸塩の溶液を用いて金属の表面に化学的にリン酸塩皮膜を生成させる化成処理のことであり、腐蝕を防止する目的で用いている。特に摺動抵抗を低減させるための措置は行ってこなかった。

そこで被摺動部品の表面処理の状態を変化させることで、油膜の状態を変化させて摺動抵抗を低減させることを目指した。前述したが、まず容易に被摺動部品を交換できるようにベースをベースとベースカラーという2部品に分割し、ベースカラーに被摺動面を持たせることとした。ベースとベースカラーは圧入によって固定されるため、取り付け後にベースカラーが動くことはない。ベースカラーに表面処理を施すことによって表面処理による摺動抵抗の低減を確認した。

表面処理による摺動抵抗低減効果は数多く報告されているが、それらを横並びに評価したという報告は無い。そこで本研究では既知の手法の効果確認及び、それらを組み合わせた時の効果を確認することとした。本研究で用いることとした表面処理はWPC処理、PIP処理、シリウス加工、DLC処理、分散メッキ処理とこれらの組み合わせである。それぞれの処理について下記で詳細を説明する。

## WPC処理

金属成品の表面に、目的に応じた材質の微粒子を圧縮性の気体に混合して高速衝突させるという表面改質技術であり、Wide Peening CleaningとWonder Process Craftの頭文字をとって登録商標とされている。この手法によって処理対象物の最表面で急熱・急冷が繰り返されることにより、微細で靱性に富む緻密な組織が形成され、高硬度化して表面を強化すると同時に、表面性状を微小ディンプルへ変化させることによって摩擦摩耗特性を向上させることを狙いとされている。

## PIP処理

WPC処理の中でも衝突させる微粒子をチタンにしたものPIP処理という。目的はWPCと同様であるが、微細な凹凸を設けると同時にチタンが部品表面に残り、チタニア皮膜を形成するという特徴がある。

## シリウス加工

噴流加工により、部品表面の粗さを取り除く処理のことをシリウス処理という。類似の加工技術として広く用いられているサンドブラスト加工が挙げられるが、サンドブラスト加工は表面に微粒子を噴射して表面を削ることに對して、シリウス加工では研磨剤が部品表面を流動させることによって表面を削るため、より凹凸の少ない表面粗さを実現できる。

## DLC処理

DLC (Diamond-Like Carbon)処理とは、主に炭素と水素で構成されるナノレベルの薄膜を金属表面にコーティングする技術のことを言う。このコーティング層は、金属等に比べて非常に硬質な性質を持つという特徴があるため、部品の硬度を向上させることに用いられることが多い。また表面を平滑にできるため、低摩耗・高潤滑性という効果も同時に持ち合わせるため、低摺動化も実現できるとされている。

## 分散メッキ処理

分散メッキとは、通常の電気メッキ浴あるいは化学メッキ浴に不溶性の微粒子を入れて均一なサスペンションを作り、金属とともに粒子を供析させるもので、複合メッキとも呼ばれている。分散メッキは用途に応じて硬度、耐摩耗性を向上させるものと潤滑性、被粘着性、離型性を向上させるものに大別される。マトリクス金属としてはニッケルが一般的に利用される。本研究では潤滑性を求めるメッキを実施した。

## DLC+WPC処理

DLC処理後にWPC処理を施すことにより、DLCの部品への密着性が向上することで、効果の時間を向上させることを狙っている。主な効果としては効果持続時間の延長であるが、少なからず表面状態も変化するため本研究ではDLC+WPC処理による効果の確認を実施した。

それぞれ目的は低摺動化ではあるが、低摺動化のメカニズムが違う。特にWPC処理とシリウス加工は真逆とも言える処理の違いである。

計測の結果、全ての表面処理によって摺動抵抗の低減が確認できた。1500rpmでは全ての処理で摺動トルクが0Nmに近い値をしめしていることから、処理なしと同様に緊迫力が無くなっていることが分かる。表面処理による摺動抵抗変化を計測した結果を図 3.3.14 表面処理の違いによるオイルシール大の摺動抵抗変化に示す。縦軸は摺動トルクを表し、横軸は回転数を表す。100rpm, 300rpm, 600rpmの摺動トルクの平均値を表面処理別に纏めたものを図 3.3.16 表面処理の違いによるオイルシール大の摺動抵抗変化(平均)に示す。

処理無し、分散メッキ、DLC、PIP、DLC+WPC、シリウス、WPCの順で摺動トルクが低減していることが明らかになった。分散メッキ、DLCは表面を平滑かつ、硬質にする処理であるがあまり摺動抵抗低減効果がなかった。それに比べ、WPCを始めとした表面を粗くする処理の方が大きな効果を生むことが分かった。またDLC+WPCよりもWPCの効果が高いことから、硬度等の表面の性質を変化させるよりも凹凸を変化させることの方が重要であると考えられる。表面を硬質にすることにより摩擦による耐久性が向上し、効果がより長く持続するという観点では表面の性質を変化させる効果がある可能性はある。本論文ではWPCが摺動抵抗低減には最も効果が高い表面処理であるとし、モータに適用することとした。

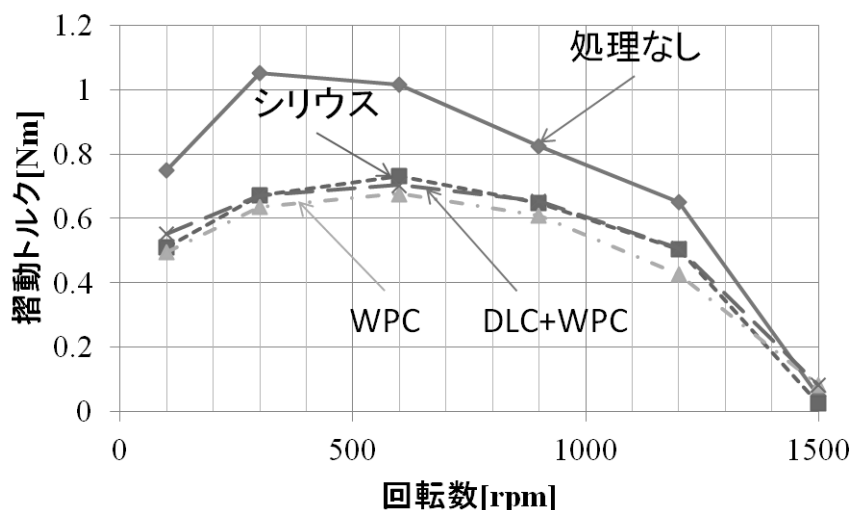


図 3.3.14 表面処理の違いによるオイルシール大の摺動抵抗変化 (処理なし, シリウス, DLC+WPC, WPC)



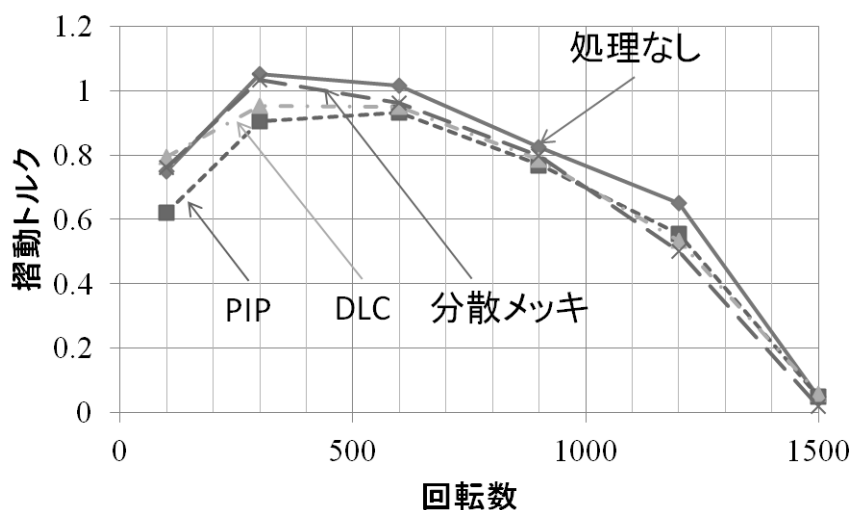


図 3.3.15 表面処理の違いによるオイルシール大の摺動抵抗変化 (処理なし, PIP, DLC, 分散メッキ)

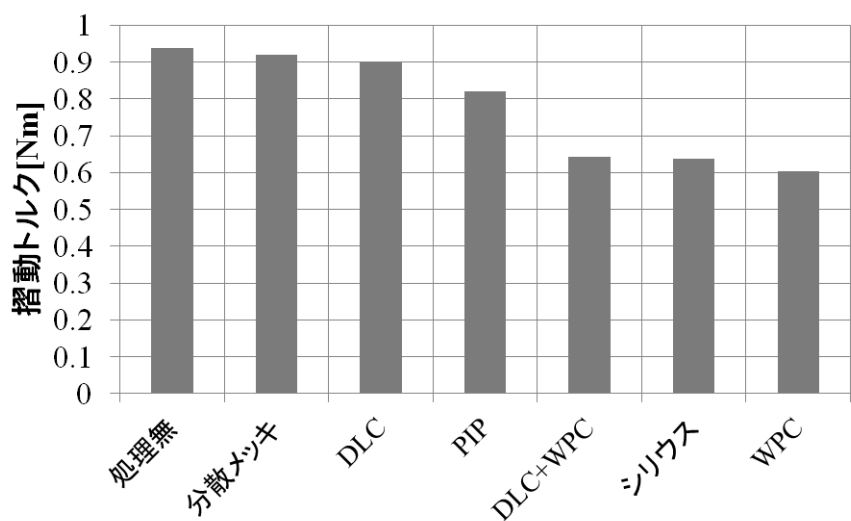


図 3.3.16 表面処理の違いによるオイルシール大の摺動抵抗変化(平均)

### 表面処理の耐久性確認

WPC処理の効果が摩耗することにより小さくなるのであれば、実用上効果がなくなるため、表面処理の耐久性を確認することとした。耐久性の確認には専用の治具を用いた。摺動抵抗計測と同様の構成となっているが、ベースカラーのみを評価できる簡易的な構造とした。摺動回転数は最も摺動トルクが高く、摩耗による影響を確認し易い600rpmとして、100時間後、200時間後の状態を確認することとした。試験開始から100時間後のオイルシール大を図 3.3.17 耐久試験100時間後のオイルシール大リップ表面に示し、ベースカラーを図 3.3.18

耐久試験100時間後のカラー概観，図 3.3.19 耐久試験100時間後のカラー表面に示す．外観上，オイルシール大に摩耗や破損は観察されず潤滑油に摩耗粉が混入している様子も見て取れなかった．カラーも同様に外観状問題がなかったため，更に100時間の耐久試験を継続することとした．耐久試験開始から200時間後のオイルシール大のリップ表面を図 3.3.20 耐久試験200時間後のオイルシール大リップ表面に示し，ベースカラーを図 3.3.21 耐久試験200時間後のベースカラー概観，図 3.3.22 耐久試験200時間後のベースカラー表面に示す．

耐久試験200時間後も耐久前，100時間後から外観の変化はなかったため，耐久試験を中止して，潤滑油を洗浄して表面の状態を確認した．潤滑油を除去した後のベースカラー表面を図 3.3.23 潤滑油除去後のベースカラー表面に示す．

潤滑油を除去して表面を観察したが，耐久試験による傷や摩耗は観察できなかった．寸法にも変化がなく，特に有害な変化はなかった．最終的な確認として摺動抵抗の確認を実施した結果を図 3.3.24 耐久前後の摺動トルクに示す．縦軸は摺動トルクを表し，横軸は回転数を表す．

耐久前後で摺動トルクに有意な差はなく，表面処理による摺動抵抗低減効果は持続出来ていると考えられる．また耐久開始100時間後と200時間後で差が見られないことからこれ以上の耐久試験を持続しても変化はないと考えられるため，WPC処理の耐久性は十分にあると結論付けた．

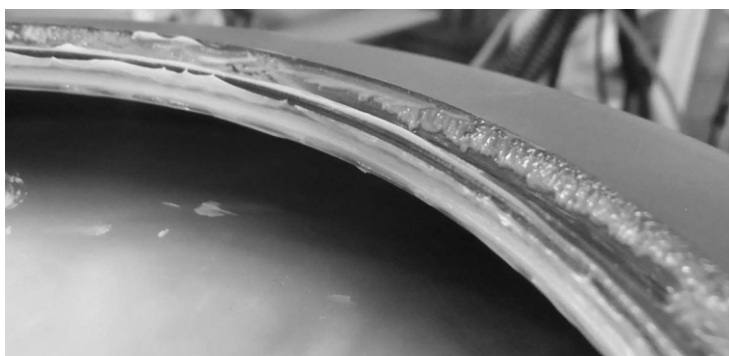


図 3.3.17 耐久試験100時間後のオイルシール大リップ表面



図 3.3.18 耐久試験100時間後のカラー概観

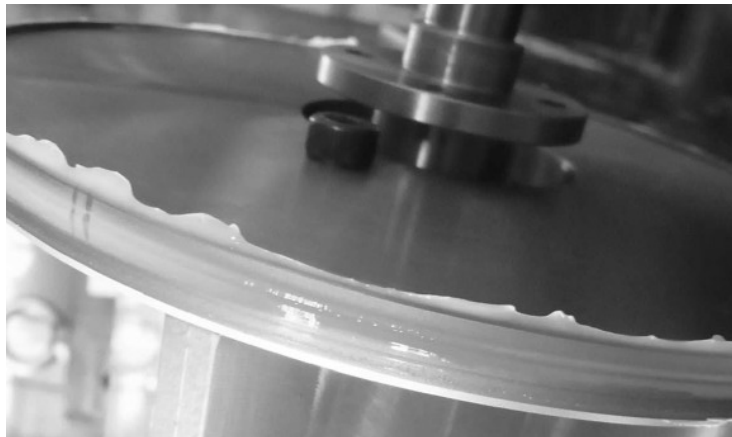


図 3.3.19 耐久試験100時間後のカラー表面



図 3.3.20 耐久試験200時間後のオイルシール大リップ表面



図 3.3.21 耐久試験200時間後のベースカラー概観

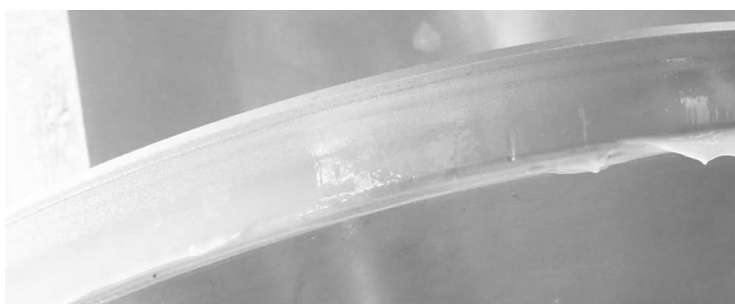


図 3.3.22 耐久試験200時間後のベースカラー表面

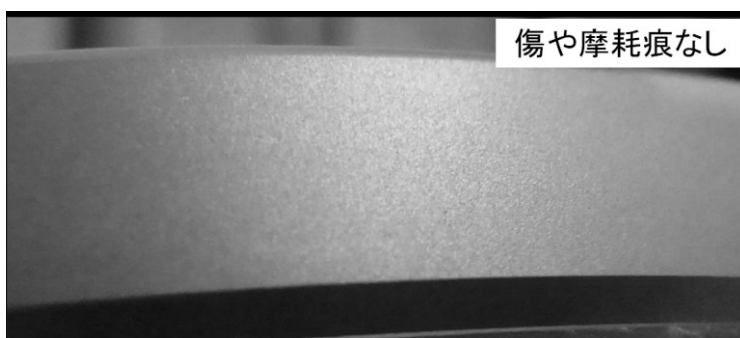


図 3.3.23 潤滑油除去後のベースカラー表面

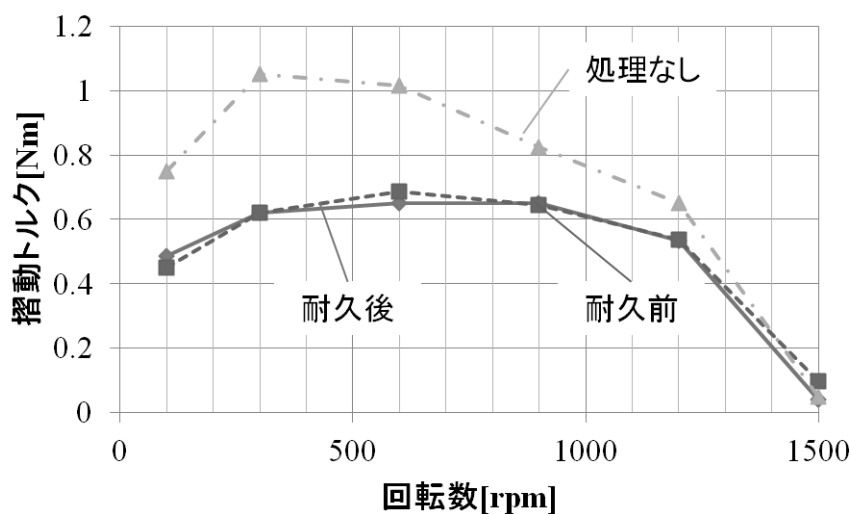


図 3.3.24 耐久前後の摺動トルク

### 3.4 本章のまとめ

本章ではモータの高効率化として摺動抵抗の低減について述べた。本研究での高効率化に関する成果を下記にまとめる。

- ハブベアリングのオイルシール，ベアリングの摺動抵抗の内25%を占めることを明らかにした
- ハブベアリングに封入しているオイルの飛散防止は，ハブベアリングを固定する部品の設計方法を変えることで実現した
- オイルシール大の小径化と緊迫力低下により25%の摺動抵抗が低減できることを明らかにした
- 被摺動面への表面処理追加はWPC表面処理が低摺動抵抗化に対して効果が高く，33%の摺動抵抗が低減できることを明らかにした
- 表面処理は無潤滑で摺動すると摩耗により効果が無くなるが，潤滑油を適切に用いることで十分な耐久性を確保できることを明らかにした
- オイルシール大と表面処理追加により摺動抵抗を50%削減できることを明らかにした
- 全ての変更をモータに適用し，モータ全体の摺動抵抗の64%削減を実現した

以上が本研究での高効率化に関する成果である。低摺動化することによりエネルギー消費を小さくできるため，社会全体の総エネルギー消費量低減に繋がり，より持続可能な社会に近づくことができる。上記成果を車両に適用した場合の効果の確認は第6章の車両評価にて実施する。

## 第4章 モータの低振動化

本章ではモータの低振動化について述べる。

自動車の快適性を評価する一つの観点としてNV(Noise and Vibration)が存在する。評価手法や指標は一定ではないが、商品性として重要視されている事象である。音色や発生するタイミングによっても快適性が変わってくるとされているが、基本的には自動車の車室内で聞こえる音や人体に伝わる振動が小さければ小さい程良い。本研究でも同様にNVを改善することで自動車の快適性を向上することを目標とした。

対策としては音や振動の発生源を小さくすることと、車室内への伝達性を悪くすることの2つの方向がある。双方ともNV低減効果は大きいですが、車室内の伝達性を悪くする対策は車両が変化すると効果が変わるため、汎用性のある手法ではない。そこで本章ではモータから発生する音や振動の発生を抑制することで快適性の向上を実現することとして、発生を抑制する設計手法とその効果について述べる。

### 4.1 モータの音と振動

モータの音はモータから直接音を発する放射音と、モータの振動が他の部品に伝わり、その部品を振動させることによって発する伝達音の2つに分類される。まずモータの放射音について図 4.1.1 モータ放射音の分類と原因に纏める。

モータの放射音はロータが回転する時に周囲の空気を攪拌することによって発生する風切音と、コアに磁界が発生した時に発生する磁歪によって発生するコア磁歪音と、巻線に通電した時に巻線が振動することによって発生する巻線振動音と、摺動部品が被摺動部品に接触しながら回転する時に発生する摺動抵抗によって発生する摺動音に大別できる。

モータの風切音はロータ形状によって変化するが、極端に凹凸のある形状人はなっていないため発生する音は小さいと考えられる。またロータと同期して回転するホイールの風切音の方が形状的に大きくなると考えられるが、自動車開発においてホイールの風切音は問題になることはないため自動車に対する影響は無いと考えられる。磁歪音は磁界によって変化するが、磁界は性能に大きく影響するため性能とのトレードオフとなり、実質的に根本解決することはできない。磁歪音に対策をしたい場合は伝達を悪くする対策を実施することが望ましいため、本研究では扱わない。巻線振動音はインバータのキャリア周波数に大きく依存するが、人間の可聴域を超えると聞こえなくなるためインバータのキャリア周波数を変化させることで解決できる。摺動音も風切音同様に自動車開発において問題になることがないため、自動車に対して影響は無いものとする。以上のことからモータの放射音はモータ単体での解決が非常に困難であるか、問題にならないレベルであることが分かる。

モータの伝達音は車両のあらゆる部品から発生する可能性があるため、発生箇所の特定は困難である。しかし発生源はモータであり、モータ振動が要因で

あるためモータの振動を低減することが肝要である。モータの振動の分類を図 4.1.2 モータ振動の分類と原因に示す。

モータの振動は無負荷時に発生するコギングトルクと負荷時に発生するトルクリップルに大別される。前者はモータの設計のみに依存し、後者はモータの設計とモータの制御に依存する。本研究ではまずモータの設計で解決できるコギングトルクに注目して、コギングトルクの低減を目指した。

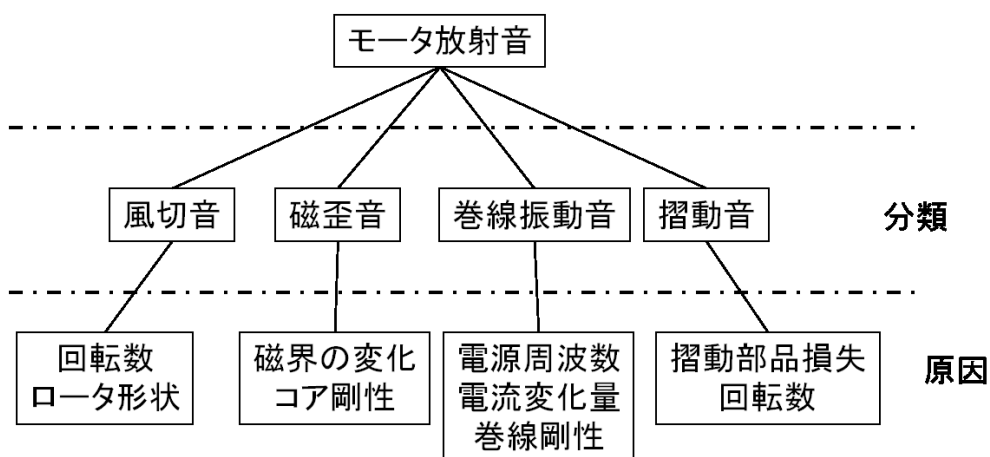


図 4.1.1 モータ放射音の分類と原因

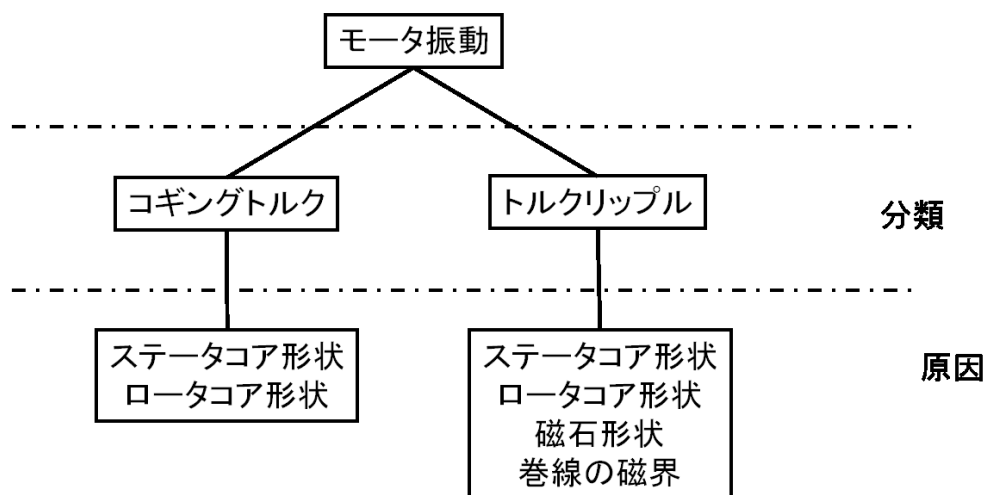


図 4.1.2 モータ振動の分類と原因

## 4.2 コギングトルクの発生原理と振動以外の低減効果

コギングトルクは永久磁石がステータを引きつけることで発生する。図 4.2.1 コギングトルクの発生原理に示すように、ロータのギャップ面の磁束分布が不均一であることと永久磁石からの磁束を受けるステータのギャップ面の

磁気抵抗が不均一であることが要因である。

しかしコギングトルクは回転方向に対して正に働く瞬間と負に働く瞬間があるため、平均すると0Nmになる。平均すると0Nmになることから駆動中は駆動効率には影響しないが、始動時には駆動効率にも大きく影響を及ぼす。モータの始動トルクはコギングトルク以上である必要があるため、コギングトルクが小さければ小さいほど始動トルクを小さくすることができ、より弱い風で発電することができる。よって風力発電の場合、コギングトルクを小さくすることで発電する機会を増やし機会損失を減らすことができる。このようにコギングトルクを低減する技術はNVとい観点以外で自動車以外の産業にも求められる技術である。

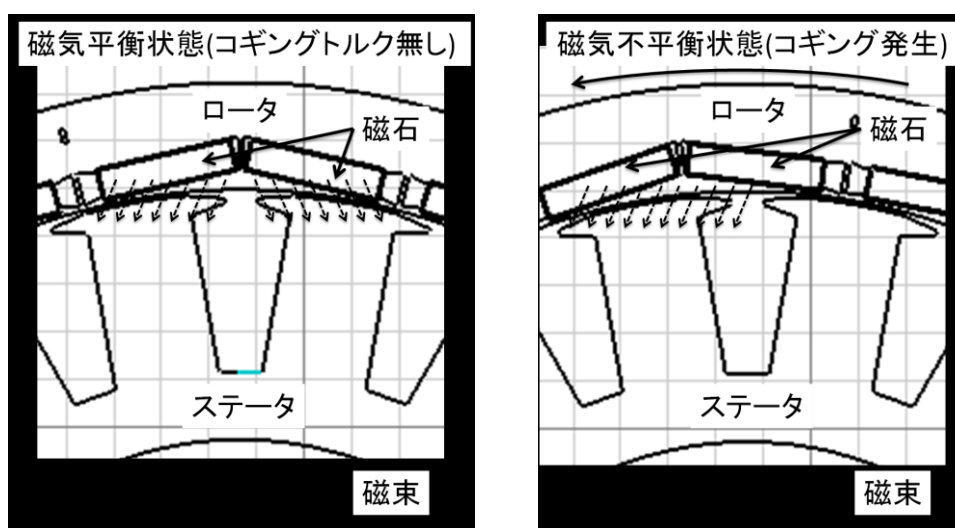


図 4.2.1 コギングトルクの発生原理

### 4.3 第1次プロトタイプモータのコギングトルク低減策

本節では設計変更前のコギングトルク低減策について述べる。ステータと磁石の間の磁気抵抗が一定であればコギングトルクは発生しないが、磁気抵抗を一定にするということはステータのギャップ面を鉄で繋げることとなる。するとコイルが発生する磁束をロータまで伝えることができずトルクが発生しなくなり、結果として効率が悪いモータとなる。またロータは極間で必ず磁束の変化が発生するため磁気抵抗を一定にすることはできなく、コギングトルクを全て取り去ることは難しい。そこで、本研究で扱うモータではスキューという手法を取り入れている。

スキューとは英語のskew【日本語約：斜めの、歪んだ、斜め、曲がった】であり、軸方向へねじりの変化を加えてモータを製造する技術のことである。スキューにはロータに軸方向の変化を加えたロータスキューとステータに軸方向の変化を加えたステータスキューの二つの手法がある。永久磁石式のモータの



場合、ロータスキューは永久磁石の組み付けという条件からロータを分割して軸を回して組み付けるため、図 4.3.1 ロータスキューに示すようにいくつかの塊に分かれた段スキューになる。それに対してステータスキューは図 4.3.2 ステータスキューに示すように鋼板を徐々に回しながら積むことができる。そのためステータスキューの方が滑らかにギャップ磁束密度を変化させることができ、コギングトルク低減効果が高いとされる。

しかしステータスキューを用いると巻線が困難になり、巻線の占積率が低下するため銅損が増加し、効率低減や出力低減を招く。ロータの段スキューもスキューがないモータと比較すると効率低減や出力低減するが、界磁巻線に影響を与えないため、ステータスキューと比較すると影響は小さい。そのため、本研究で扱うモータはデメリットの小さいロータの段スキューを採用している。

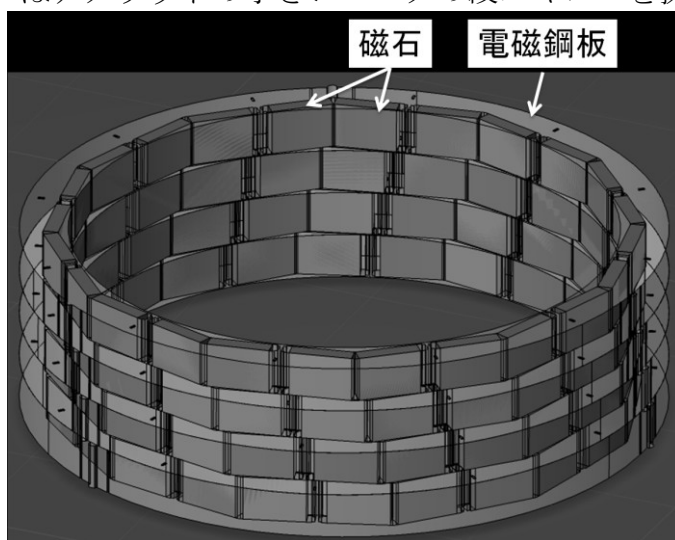


図 4.3.1 ロータスキュー

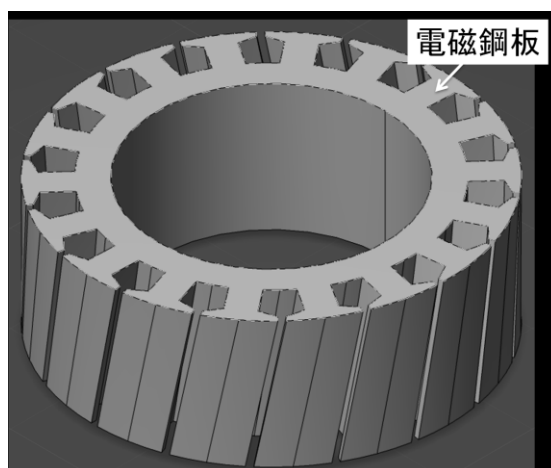


図 4.3.2 ステータスキュー

## 4.4 コギングトルクの計測

本節では第1次プロトタイプモータのコギングトルクの計測について述べる。コギングトルクの計測方法を紹介し、その計測方法によって得られた結果を示して第1次プロトタイプモータのコギングトルクを確認する。

### 4.4.1 コギングトルク計測方法

トルクリップルはダイナモにも存在するためダイナモを接続して計測を行うと供試体とダイナモのトルクリップルの合成された値が計測される。そのためダイナモを使用してコギングトルクを計測することはできない。また着磁済みのモータを回転させるとコア内の磁界が変化し、鉄損が発生する。鉄損も回転位置によって変化するが取り除くことはできないため、できる限り影響を小さくして計測するために極低速での回転が求められる。そのため、本研究では2rpm程度の手動負荷によって計測することとした。摺動抵抗も回転位置による影響は無いものの基準値をオフセットさせて計測値に影響するため、評価する値は最大値ではなくpeak-peak値とすることによってオフセット影響を除去することとした。

### 4.4.2 コギングトルクの評価

前述の手法を用いてコギングトルクの計測を実施した。計測の結果、電動バスに搭載したモータのコギングトルクは24.8Nmであることが分かった。このコギングトルクは自動車の乗り心地を悪化させる振動の原因である。コギングトルクの計測結果を図 4.4.1 設計変更前のコギングトルク計測結果に示す。縦軸はコギングトルクを表し、横軸は時間を表す。

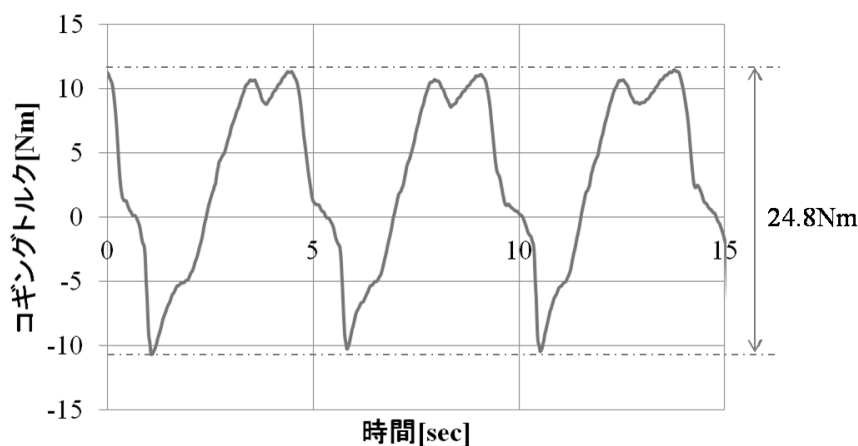


図 4.4.1 設計変更前のコギングトルク計測結果

#### 4.4.3 解析結果との比較

測定した結果は設計時の解析結果から大きく乖離した想定外の値であった。設計時に実施した電磁界解析結果ではスキューを施さないと72.9Nmであり、実測値と比較すると3倍近いコギングトルクとなっているため、スキューの効果はあると考えられるが、スキュー無しとして解析した結果と比較すると10倍近い乖離がある。値の乖離があるということは計測の誤りかスキューの効果を得られていないということであるが、計測を繰り返しても同様の結果が得られたことから、想定よりもスキューの効果を得られていないということになる。スキューの効果を得られていない理由としては解析条件の誤りが考えられるため、解析条件を見直すこととした。

解析精度に関係する解析条件として要素の数が考えられる。有限要素法は前述したとおり領域を有限の要素に分割したモデルで解析を行うため、要素の数が十分でない領域の再現性が低くなり、実態との乖離が大きくなる。そこで、分割数を更に増加させたモデルでの解析を行ったが、同じモデルを設計時に実施した8000要素での解析結果と100000要素で解析した結果では変化がなかったため、要素数に問題は無いと考えられる。そこで、解析のフローに着目した。

設計前に行った解析では、まずモータ総体のコギングトルクを解析し、次にそれを1段あたりの発生コギングトルクにするために4分の1にする。そして位相をずらして合計することで、4段スキューの解析結果としていた。設計前に実施した解析のフローを図 4.4.2 従来の段スキューのコギングトルク解析フローに纏める。この二次元解析から三次元解析結果を推定する手法は高い精度を持つと文献でも紹介されてきた。二次元解析で結果を推定する理由は2つある。三次元解析は二次元解析と比較すると要素数が大きくなるため、先にも述べた十分な解析精度を持つ解析を実施する場合、計算機のメモリが不足し計算できなくなる可能性があることと、解析ができて非常に長い時間を要することである。このためメーカー等でも開発期間の短縮のため二次元解析を主として用いている。しかし近年の計算機の発展により、三次元解析が比較的容易にできるようになったため、本研究では三次元解析を取り入れることとした。

三次元解析の結果、依然として実測値と1.4倍程度の乖離があるものの、従来手法と比較すると実測値に近い値となった。また解析手法の違いにより、結果が17倍も変わってくるということも明らかになった。各解析の結果を図 4.4.3 手法による解析結果に示す。縦軸はコギングトルクを示す。

しかし従来手法でも十分に精度が高いという報告もあるため、従来手法との違いを明らかにするために検証方法に注目した。そこで明らかになったことはモータ形式の違いである。従来手法の精度を検証したモータはインナーロータ式のSPMモータであることに対し、本論文ではアウターロータ式のIPMモータである。磁気回路として大きな違いはSPMとIPMという点である。SPMモータは磁石がギャップ表面にあるために磁石の磁束はすぐにステータに到達する。しかしIPMモータでは磁石が電磁鋼板内に埋め込まれているため、電磁鋼板内で磁気が短絡する。図 4.4.4 磁気短絡防止孔に示す通り、本研究で開発したモータでも磁気短絡を防止するための孔を設けているが、その主たる目的は磁束をステ

ータに伝えることによるトルクの増大であり、コギング低減ではなかった。

図 4.4.5 軸方向の磁気短絡概念図に示す通り、磁気短絡は平面方向だけでなく軸方向にも発生するため、磁気短絡を考慮できない二次元解析からの推定では、IPMのロータ段スキューを持つモータの精度の高い磁界解析が行えなかったと考えられる。以上のことから、二次元解析から推定する従来手法はSPMモータに限定した手法であったと言える。

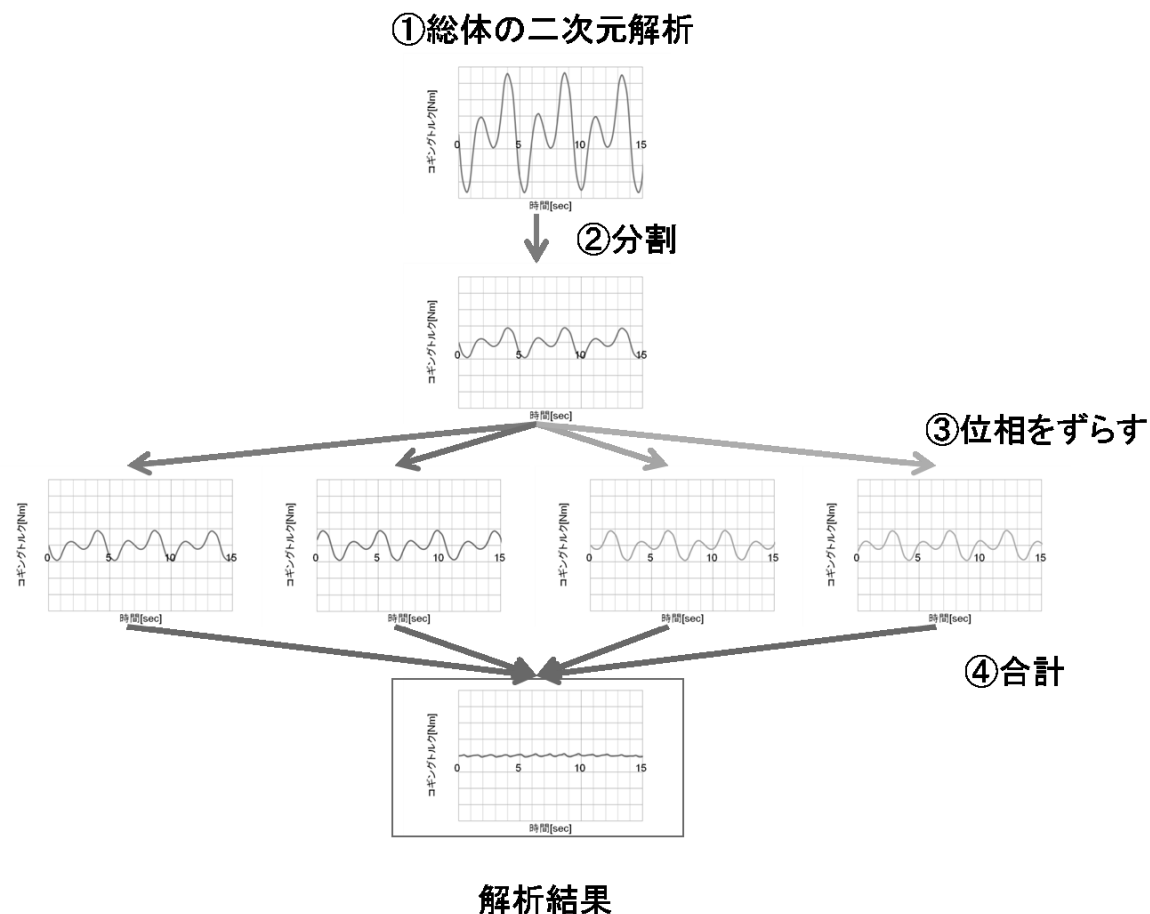


図 4.4.2 従来の段スキューのコギングトルク解析フロー

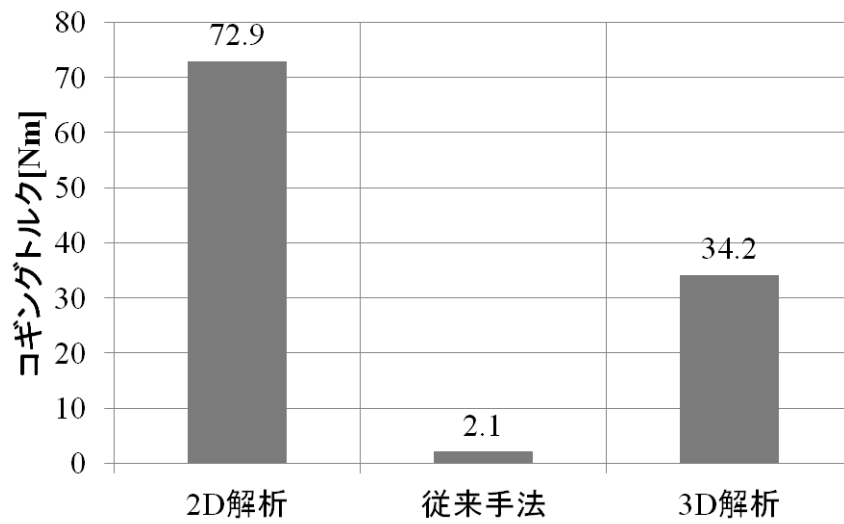


図 4.4.3 手法による解析結果の違い

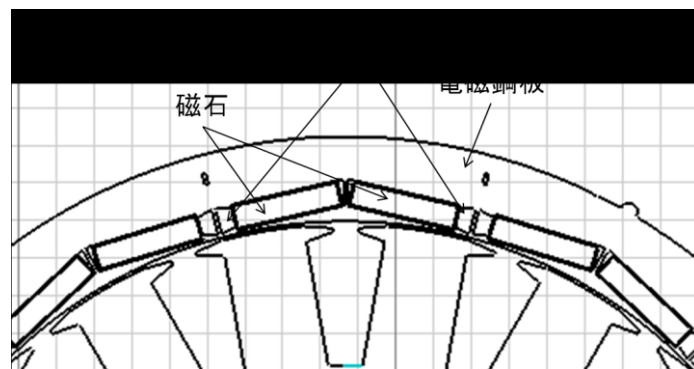


図 4.4.4 磁気短絡防止孔

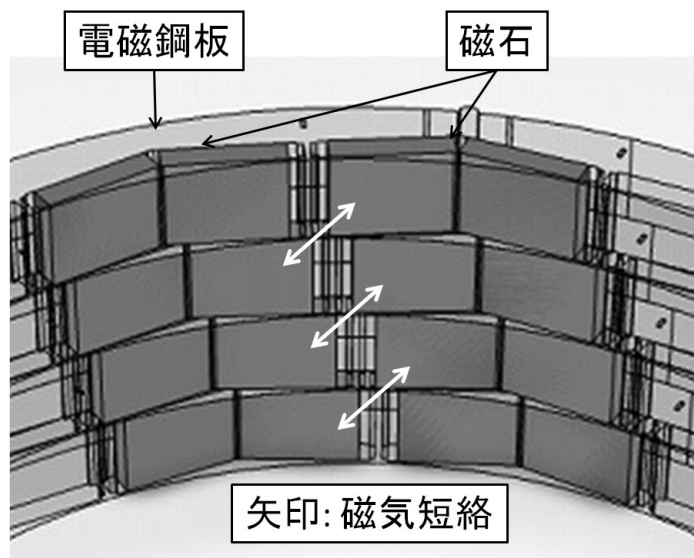


図 4.4.5 軸方向の磁気短絡概念図

## 4.5 磁気短絡防止によるコギングトルク低減

本節では磁気短絡を防止することによるコギングトルク低減策を提案し、その効果の検証を行う。

### 4.5.1 磁気バリアを設けたモデルのコギングトルク解析

軸方向の磁気短絡がコギングトルク低減を妨げていると仮定すると、軸方向の磁気短絡を防止できればコギングトルクが従来手法から得られた値に近くなることが考えられる。そこでスキューの段間に非磁性体の磁気バリアを設けることによってスキューによるコギングトルクの低減効果を向上させることとした。スキューの段間に非磁性体を設けた三次元解析モデルのロータ概観を図 4.5.1 磁気バリアを設けたロータに示す。

解析結果から磁気バリアの寸法を変化させることによって指数関数的にコギングトルクが減少することが分かった。この結果から軸長の変化によってコギングトルクが減少したのではなく、磁気短絡を防止することによってコギングトルクが減少したことを表している。また磁気短絡解消の効果も磁気バリアの厚みが増すほど小さくなることを表している。さらに軸長変化によるコギングトルク変化だけではなく、磁気短絡を防止することによるコギングトルク変化が確認できる。モータの軸長とコギングトルクの関係は比例関係になるが、三次元解析の結果からすると段スキューでは比例関係にならず、0に収束するように推移する。磁気短絡が解消されることの効果が見て取れる。

さらに、軸長を変化させることによる背反事象としてトルクの低減が懸念されるためその確認を解析で行った。その結果を図 4.5.3 磁気バリア挿入による出力トルクの変化に示す。縦軸は出力トルクを表し、横軸は軸長を表す。モータのトルクは断面形状を変えなければ、コギングトルクと同様に軸長と出力トルクは比例関係にあるが、磁気短絡防止形状でも同様の結果が得られることが分かった。このことから段間の磁気短絡はコギングトルクのみを発生させ、性能には寄与しない不要な磁力であることが分かった。

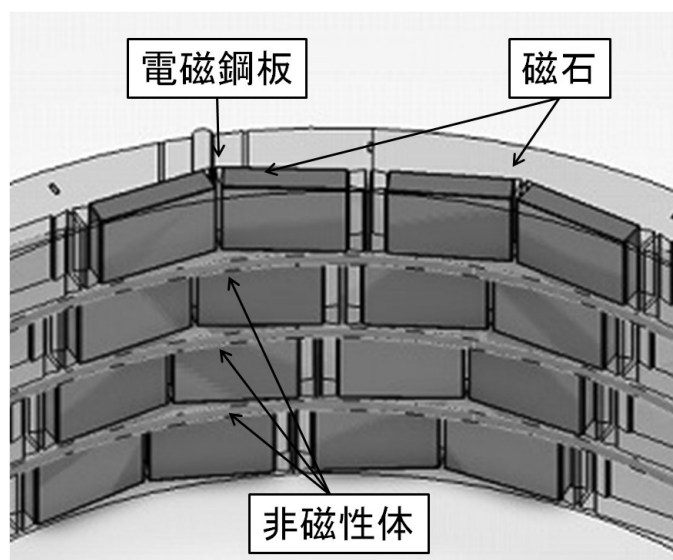


図 4.5.1 磁気バリアを設けたロータ構造概要図

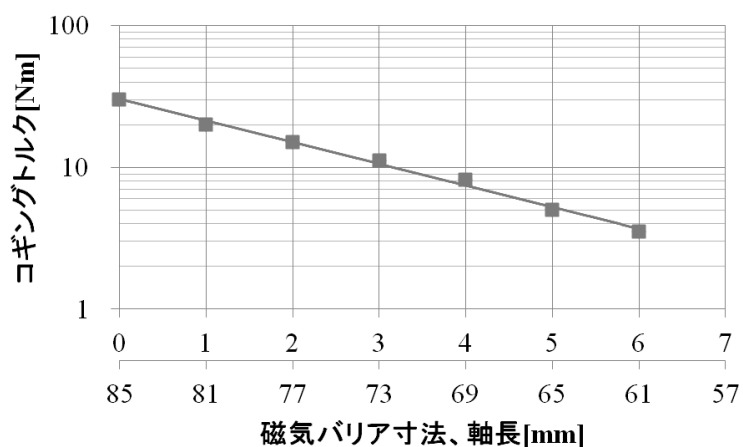


図 4.5.2 磁気バリア寸法, 軸長とコギングトルクの関係

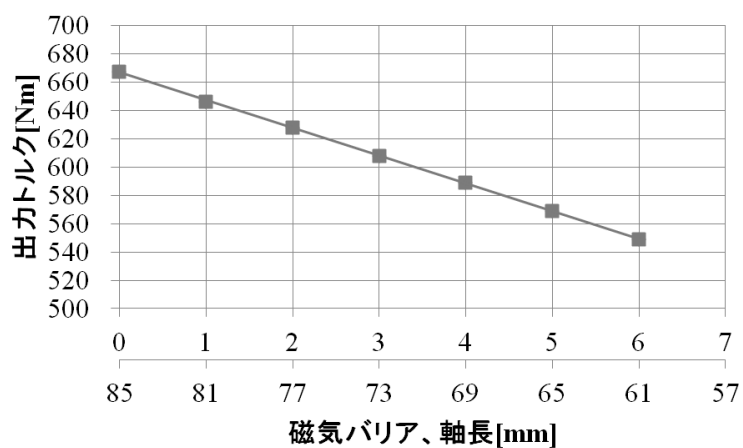


図 4.5.3 磁気バリア挿入による出力トルクの変化

#### 4.5.2 磁気バリアを設けたモータの評価

段間に挿入する磁気バリアの軸方向の寸法は4mmと決定し、設計を変更した。加工性、入手性に優れ、軽量で強磁性体でない材質という観点から磁気バリアの材質にはアルミニウムを採用した。同じ条件で完全な非磁性体の材料としては樹脂が挙げられるが、樹脂は荷重による形状変化の懸念があるため採用を見送っている。

磁気バリアを設けたモータのコギングトルク計測結果を図 4.5.4 磁気バリアを設けたモータのコギングトルク計測結果に示す。磁気バリアを設けることによって、コギングトルクを80%削減することに成功した。解析値は実測値の1.4倍ほどとなっているが、設計変更前の解析値と実測値の乖離と同割合であるため、傾向としては正しい結果が得られたと言える。

次にトルク出力の変化を確認するために、IT特性を取得した。結果を図 4.5.5 磁気バリアを設けたモータのIT特性に示す。磁気バリアを設けたものは設計変更前に比べて、14%のトルク低減となった。トルク出力の解析値と実測値の誤差は3%程度であり、十分に高い精度で計算ができています。コギングトルク80%削減に対して、14%のトルク低減であることから軸長比例のコギングトルク減少ではなく、磁気短絡防止の効果があつたと考えられる。また最大出力可能トルクは609Nmであったため、バスの試走には問題ないと判断してバスに搭載し、コギングトルク低減効果が乗り心地に与える影響を明らかにするために走行試験を実施することとした。結果の詳細については次章に述べる。

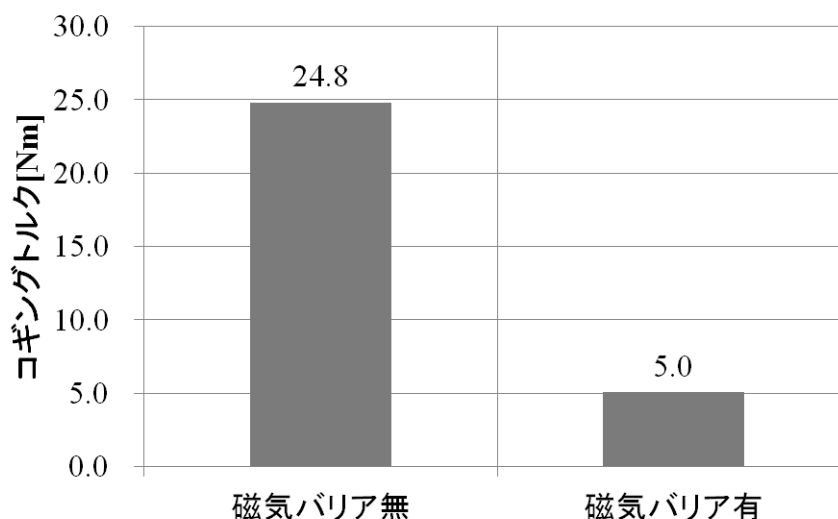


図 4.5.4 磁気バリアを設けたモータのコギングトルク計測結果



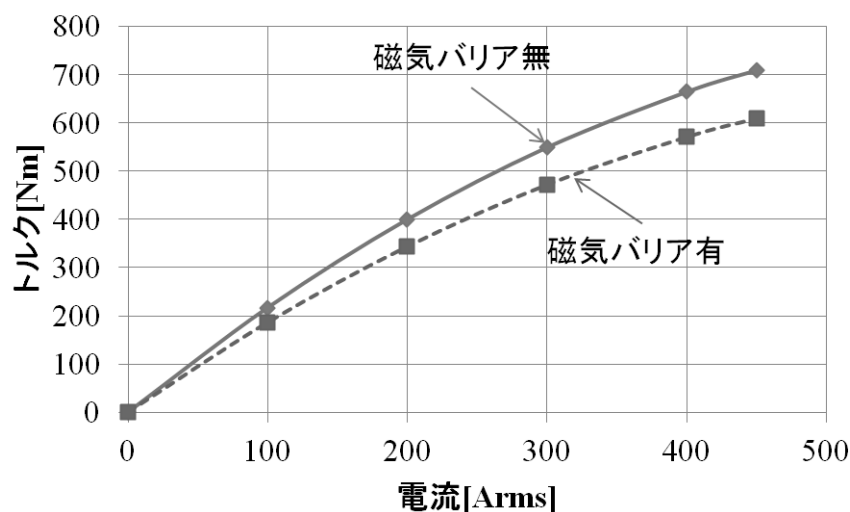


図 4.5.5 磁気バリアを設けたモータのIT特性計測結果

#### 4.6 段数変更によるコギングトルク低減

平滑にされているはずの磁束が、磁気短絡によって偏りができることによってスキューの効果が減っていることが明らかになった。そして磁気短絡を防止することにより、コギングトルク低減効果があることは明らかになった。しかし、磁気短絡を防止する磁気バリアを設けることの背反事象として出力トルクの低減が確認された。そこで本節では、出力トルクの低減がない範囲でのコギングトルク低減手法としてスキューの段数変更によるコギングトルクの低減を検討し、評価を実施した。

##### 4.6.1 段数変更をしたモータのコギングトルク解析

磁気短絡を許容し、磁気の偏りを小さくすることを目的として段数を変更した。磁気短絡を防止しないという前提で磁気の偏りを小さくするためには磁気短絡が格段で様に発生させることが重要である。4段スキューのモータの各段での模式図を図 4.6.1 4段スキューの磁気短絡箇所の断面模式図に示す。

1, 4段目では磁石の片端のみで磁気短絡が発生していることに対して、2, 3段目では磁石の両端で磁気短絡が発生する。4段スキューでは1極あたりの全段磁石両端は8か所あり、その中で磁気短絡箇所は6か所となる。4分の3が磁気短絡していることになる。それを5段、6段と増やしていくと5段では5分の4が磁気短絡することとなり、6段では6分の5が磁気短絡することとなる。よって段数を増やすことによって磁気短絡する割合を大きくして磁気の偏りを減らすことができると考えた。しかし段数を増やすことにより部品数が多くなり、組み付けの工数が増大することや価格が増すこと、1段あたりの寸法バラツキがモータに与える影響が大きくなることが懸念されるため、適当な段数にて設計すること

が重要である。本論文では詳細な価格や組み立て工数による生産性の見積もりをすることが本文でなく、効果の確認が重要であると位置付け6段スキューでの効果の確認を実施することとした。

まず、3D解析を行った。本論文で開発したモータの積厚は85mmであるため、6で割り切ることができない。そこで1段あたりの寸法を14.15mmにして、積厚を84.9mmとした。解析モデルの断面図を図 4.6.2 4段スキューと6段スキュー解析モデルの断面図に示し、解析結果を図 4.6.3 6段スキューのコギングトルク解析結果に示す。4段スキューと比較して6段スキューの方の要素数が1.5倍程度に増えるため、解析に要する時間も1.2倍程度に長くなった。

解析結果を比較すると4段スキューのコギングトルクが34.2Nmであることに對して、6段スキューのコギングトルクは25.2Nmとなり、74%まで低減できることが分かった。コギングトルクの解析結果を図 4.6.3 6段スキューのコギングトルク解析結果に示す。縦軸はコギングトルクを表す。

スキュー段数を増やすことによるコギングトルク低減の効果の確認ができたためトルク出力に背反がないかを確認するためを負荷解析を実施した。4段スキューとの解析値の差は0.5%となった。積厚に変化がなくトルクに寄与する有効な磁束量が保てたため、トルクが低減しなかったと考えられる。解析結果を図 4.6.4 6段スキューのIT特性解析結果に示す。縦軸はトルクを表し、横軸は電流の実効値を表す。コギングトルクの解析結果からすると26%のコギングトルク低減に対して0.5%のトルク出力の低減であるため、効果的な対策であると考えられるため、実際にモータを作成して効果を確認することとした。

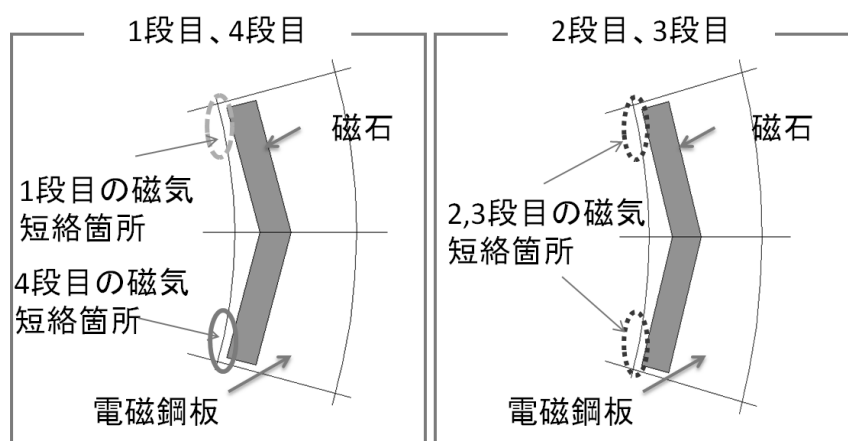


図 4.6.1 4段スキューの磁気短絡箇所の断面模式図

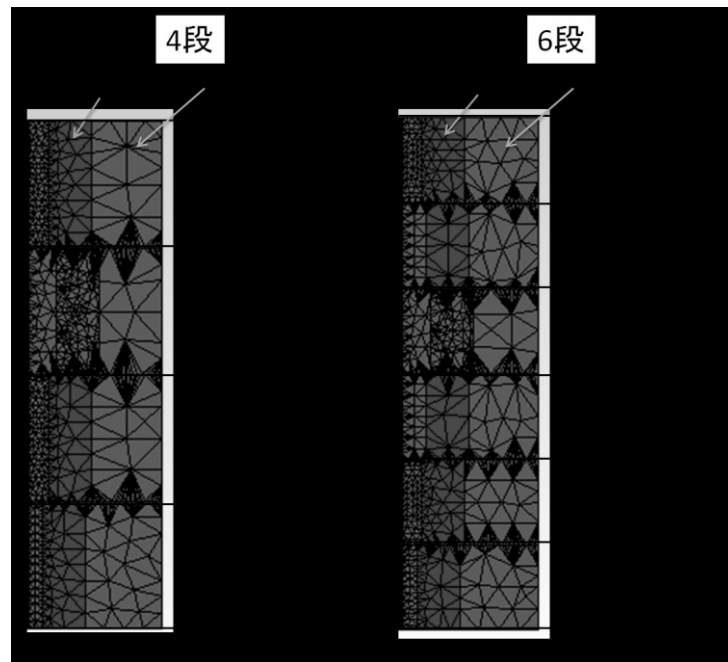


図 4.6.2 4段スクリューと6段スクリュー解析モデルの断面図

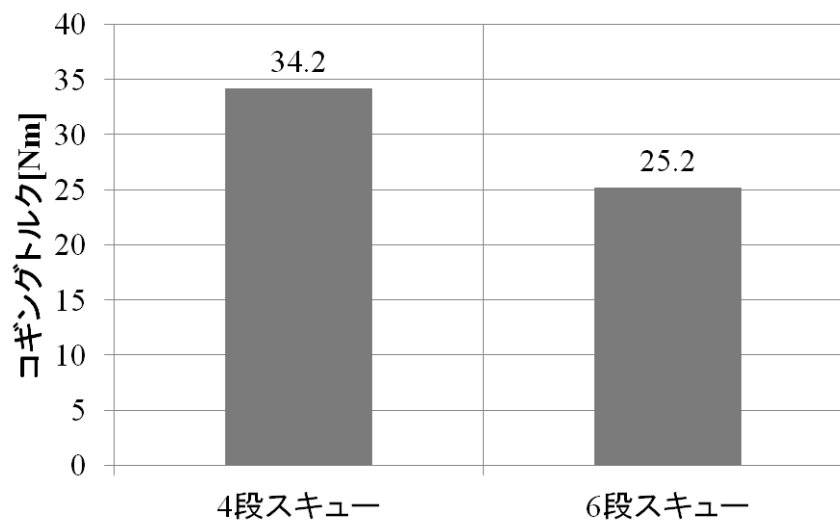


図 4.6.3 6段スクリューのコギングトルク解析結果

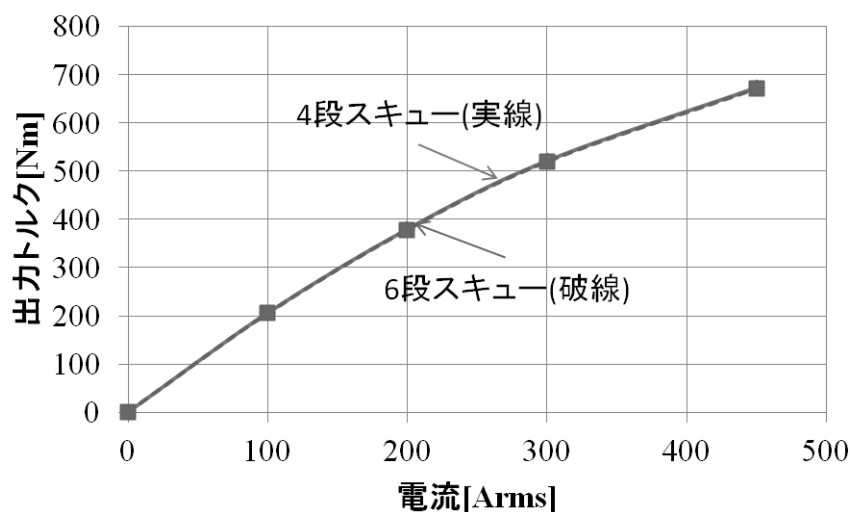


図 4.6.4 6段スキューのIT特性解析結果

#### 4.6.2 6段スキューモータの評価

6段スキューの効果を確認するため、モータを試作し評価を行った。はじめに設計変更の狙いであるコギングトルク低減の確認のために、コギングトルクを測定した。測定した結果を図 4.6.5 6段スキューモータのコギングトルク計測結果に示す。縦軸はコギングトルクを表し、横軸は時間を表す。

6段スキューにすることにより、55%までコギングトルクを低減できることが分かった。解析からは74%までの低減という結果であったが、解析より効果が大きいことが分かった。解析では要素の分割数が不十分であったことが想定される。段スキューの解析では段数を増やした解析を行う場合はより細かな要素に分割することが重要になることが分かった。コギングトルク低減効果が確認できたため、トルク出力の確認を行った。結果を図 4.6.6 6段スキューモータのIT特性に示す。縦軸は出力トルクを表し、横軸は電流の実効値を表す。

4段スキューに対して1%のトルク低減という結果になった。解析結果では0.5%の低減となっていたため、精度よく解析ができていくことになる。トルク出力時には磁気短絡の影響を受けにくいいため、コギングトルク解析とは違った傾向が見られたと考えられる。またスキュー段数を4段から6段に増やすことにより、1%のトルク低減に対して45%のコギングトルク低減となることが明らかになり効果の高い対策であることが分かった。

2次元のコギングトルク解析からの推定では4段スキューと6段スキューに大差はないが、3次元解析を行うことによりスキュー段数を増やすことの効果があることが明らかになった。さらに段数を4段スキューから6段スキューに増やした時のトルク低減は702Nmとなることが分かり、電動バスの当初の設計目標である700Nmを達成できることも明らかになった。磁気バリアを設けた仕様では出力トルクが2割程度低減するという課題があったが、スキューの段数を増やすこと

でトルクの減少を最低限に抑えつつ、コギングトルクを低減できることが分かった。路線の勾配が小さく出力トルクが小さくて良い都市部では磁気バリアを設けた仕様を選択し、山間部等の勾配が大きく、大きな出力トルクが必要な路線ではスキューの段数を増やすという選択ができる様になった。

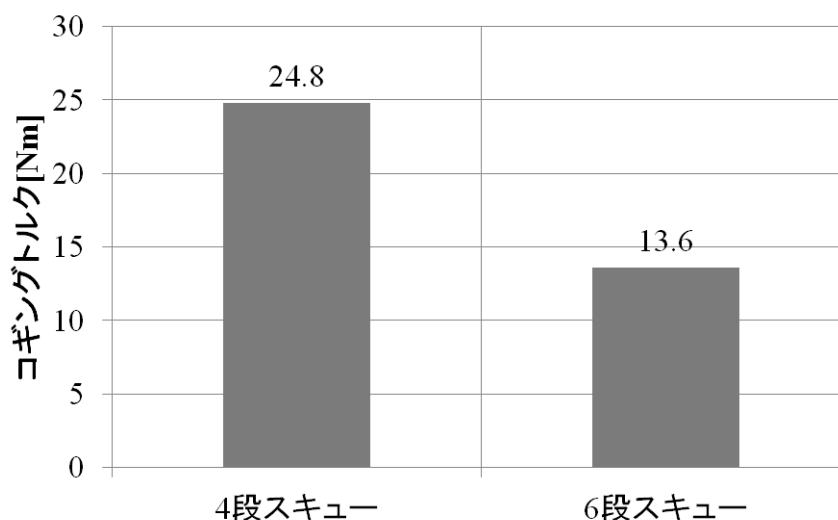


図 4.6.5 6段スキューモータのコギングトルク計測結果

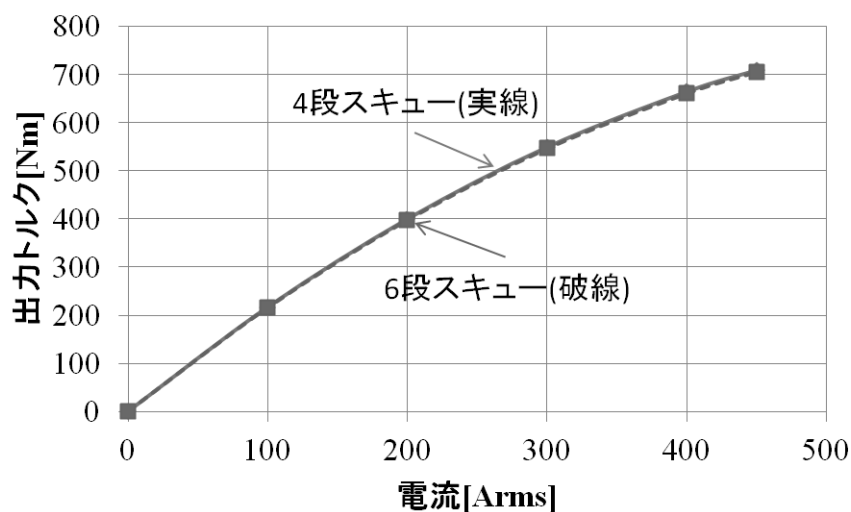


図 4.6.6 6段スキューモータのIT特性

#### 4.7 解析結果の詳細分析と新手法によるコギングトルク低減

本節ではスキューの段毎の積厚を変更することにより、磁気短絡の影響を相殺して出力トルクを保ちつつ更にコギングトルクを低減する手法の検討を実施した。ここでは実機検証は実施せずに、解析によってその効果を立証した。

#### 4.7.1 解析結果の詳細分析

電磁界解析の利点としてモータの一部の動作を解析できるということがある。実機ではモータは総体としての評価しかできないが、電磁界解析ではスキューの段毎に解析結果を出力できる。この電磁界解析の機能に注目して各段でのコギングトルクがどのように発生しているかを解析し、磁気短絡の影響がコギングトルクとして実際に現れているかを確認した。磁気短絡の影響が顕著な4段スキューにて段毎のコギングトルクの発生を解析した結果を図 4.7.1 4段スキューの各段の発生コギングトルクに示す。縦軸はコギングトルクを表し、横軸は時間を表す。モータの端面から1段目、2段目、3段目、4段目と定義している。解析の結果、1段目と4段目のコギングトルクが15Nmであったことに対して、磁気短絡の影響を受けやすい2段目と3段目のコギングトルクが23Nmとなっており大きくなっていることが分かった。2次元解析からの推定では各段では同一のコギングトルクが発生しているという前提での換算となっているが、3次元解析の結果から各段では同一のコギングトルク発生とならないため、2次元解析からの推定とは計算結果が違ってくることが段毎の発生コギングトルクの解析結果から明らかになった。次に磁気バリアを追加したモデルや6段スキューでも同様の事象が起きているか確認するために、2つのモデルでも段毎のコギングトルク解析を実施した。解析結果を図 4.7.2 磁気バリア有の各段の発生コギングトルクと図 4.7.3 6段スキューの各段の発生コギングトルクに示す。縦軸はコギングトルクを表し、横軸は時間を表す。モータの端面から順に1段目、2段目、3段目、4段目、5段目、6段目と定義している。

磁気バリアを挿入したモデルでは1段目と4段目に発生するコギングトルクはそれぞれ12Nm、2段目と3段目に発生するコギングトルクはそれぞれ14Nmとなった。6段スキューのモデルでは1段目と6段目に発生するコギングトルクが10Nm、2段目と5段目に発生するコギングトルクが14Nm、3段目と4段目に発生するコギングトルクが10Nmとなった。各モデルの解析結果をまとめたものを表 4.7.1 各モデルの段毎の発生コギングトルク一覧に示す。磁気バリアのない4段スキューの解析結果と磁気バリアを追加したモデルを比較すると、各段で発生しているコギングトルクのばらつきが減っていることが分かる。しかし、有効な軸長が減少しているためにコギングトルクの総和も減っている。4段スキューと6段スキューの解析結果を比較すると、各段で発生するコギングトルクのピーク値の総和は増大しているものの、標準偏差が減っていることからばらつきが改善していることが分かる。スキューの狙いは各段で発生するコギングトルクを相殺させることであるため、総和を減少させることも大事であるが各段で発生するコギングトルクのばらつきを低減させることが重要であることが明らかになった。

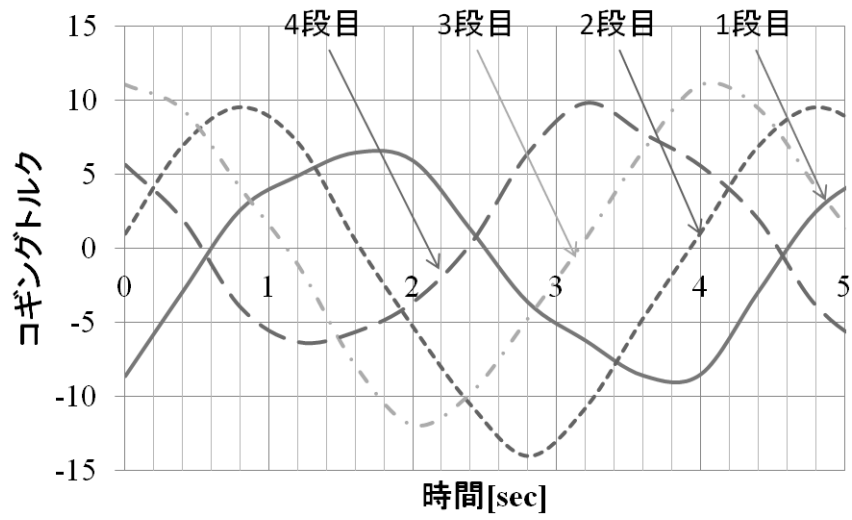


図 4.7.1 4段スキューの各段の発生コギングトルク分析結果

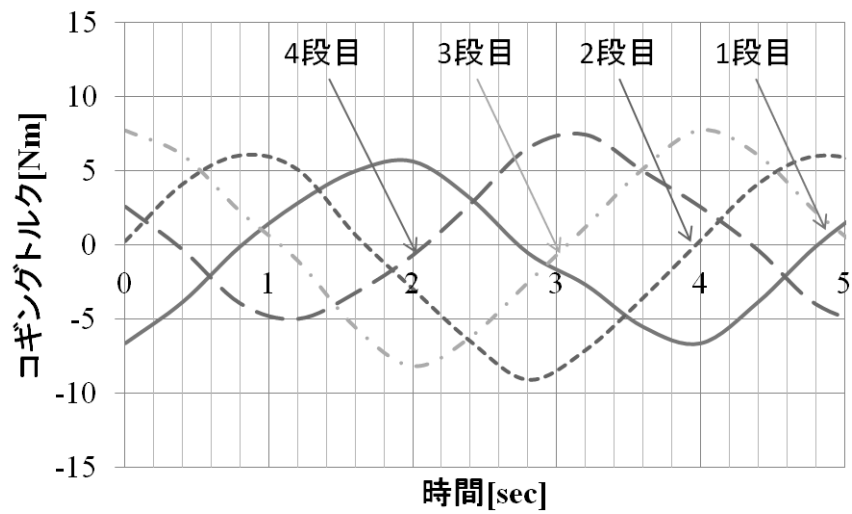


図 4.7.2 磁気バリア有の各段の発生コギングトルク

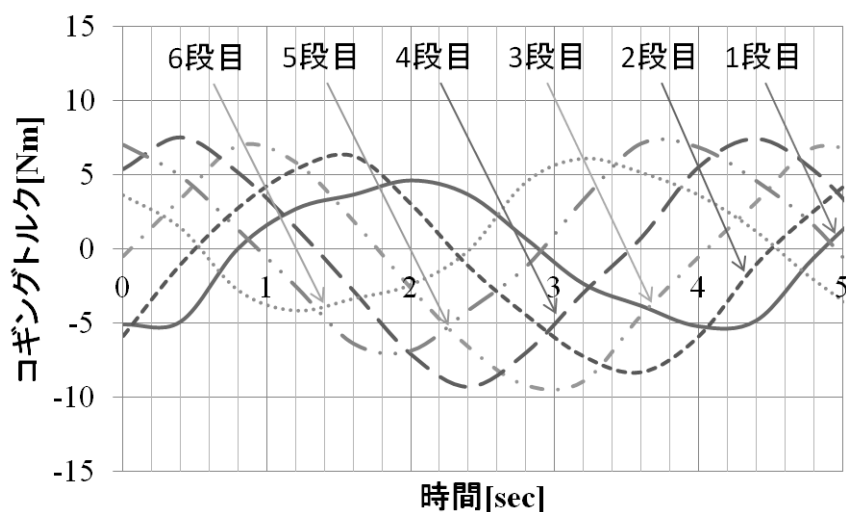


図 4.7.3 6段スクリューの各段の発生コギングトルク

表 4.7.1 各モデルの段毎の発生コギングトルク一覧表

磁気バリア	無	有	無
1 段目	15	12	10
2 段目	23	14	14
3 段目	23	14	16
4 段目	15	12	16
5 段目	-	-	14
6 段目	-	-	10
発生コギングトルク総和	76	54	80
発生コギングトルク標準偏差	4.61	1.15	2.73

#### 4.7.2 段毎の積厚変更によるコギングトルク低減

今までの計測結果や解析結果から各段間で発生するコギングトルクのばらつきの原因は段間で発生する磁気短絡であるが、それを背反事象なく遮断することは困難であることが分かっている。そこで磁気短絡することを念頭に置いて、ばらつきを解消するために格段の積厚を変化させてばらつきを調整することを着想した。まず段の厚みを25.5mm, 17mm, 17mm, 25.5mmのモデルを作成して解析を実施した。解析モデルの断面図を図 4.7.4 厚さ変更前と変更後の解析モデルの断面図に示し、解析結果を図 4.7.5 段厚み変更後のコギングトルク解析結果と図 4.7.6 段厚み変更後の各段のコギングトルク解析結果に示す。縦軸はコギングトルクを表し、横軸は時間を表す。

厚みを変更することにより、コギングトルクは49%削減できた。また、段毎の



発生トルクの標準偏差をとると0.58となり、ばらつきが減少したことが確認された。以上のことから各段のコギングトルクばらつきを積み厚変化によって減少させることによってコギングトルク低減ができることが明らかになった。

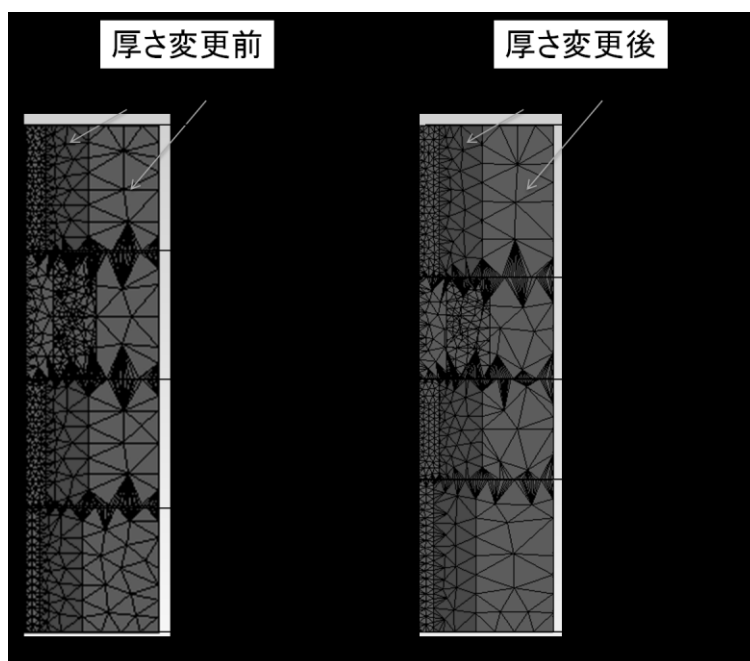


図 4.7.4 厚さ変更前と変更後の解析モデルの断面図

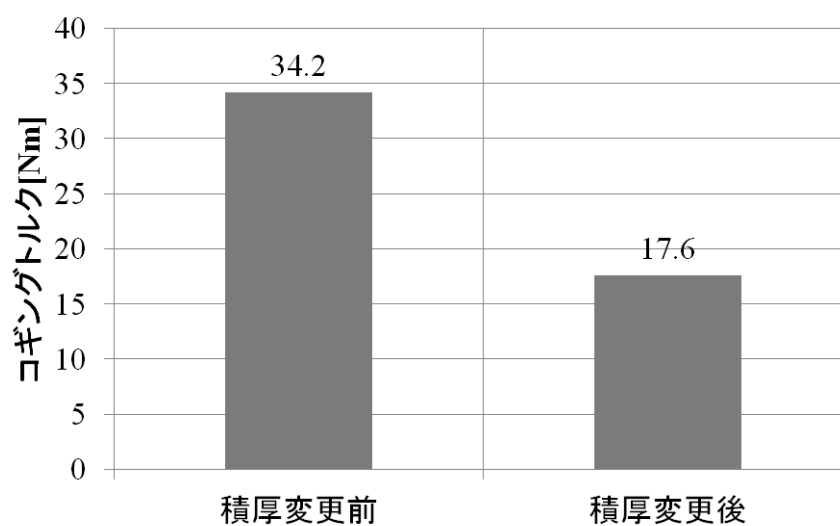


図 4.7.5 段厚み変更後のコギングトルク解析結果

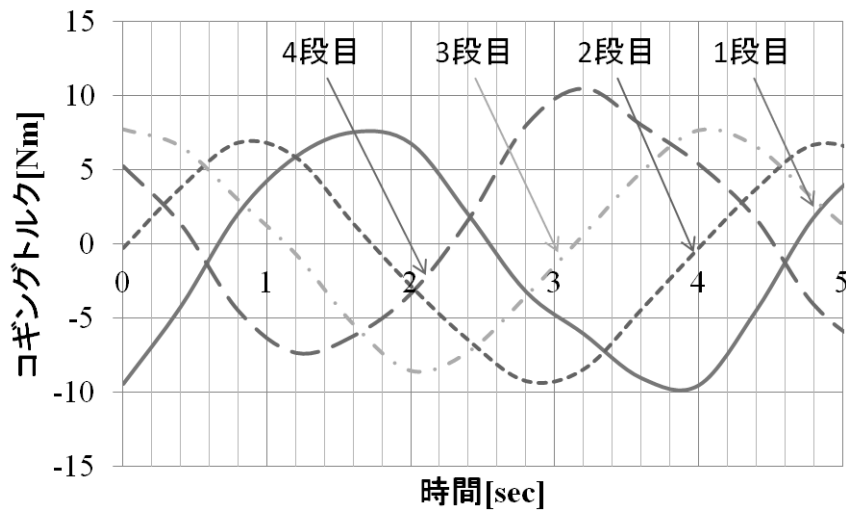


図 4.7.6 段厚み変更後の各段のコギングトルク解析結果

#### 4.7.3 段毎の積厚変更と位相変化によるコギングトルク低減

段毎の積み厚変化によって段毎のコギングトルクのばらつきを低減させることができ、磁気バリアを設けたものよりもコギングトルクのばらつきが小さくできたにもかかわらず、磁気バリアを設けたものよりもコギングトルクは小さくならなかった。このことからコギングトルクのばらつき以外にもコギングトルクが低減しない要因があると考えられる。そこで、改めて段毎に発生しているコギングトルクの分析を行った。そして分析の結果、各段の位相のずれが不均一になっていることが新たに分かった。位相ずれの様子を図 4.7.7 位相に着目した各段のコギングトルク分析に示す。

スキューが効果的に作用する前提が各段のコギングトルクの位相が理想的に均一にずれていることであり、それを狙って設計を行っていたが、実態としては均一にならず、設計的に狙った位相から狭まる傾向にあることが分かった。そこで、狭まっている区間を広げるために位相をずらして解析を実施することとした。元となる4段スキューのモータのスキュー位相角度は下記式

$$D_s = \frac{360}{N_{ps} \times N_s}$$

から求められる。ここで  $D_s$  はスキュー位相角度[°]、 $N_{ps}$  は極数とスロット数の最小公倍数、 $N_s$  はスキュー段数である。本研究で扱ってきた4段スキューのモータは  $2.5^\circ$  ずつ位相をずらしたモータになっており、6段スキューでは同様に角度を求めて  $1.67^\circ$  ずつ位相をずらしたモータとなっている。

そこで、4段スキューのモータを  $2.5^\circ$  を基準として更に  $0.3^\circ$  ずつスキュー角度を変化させたときのコギングトルクを解析した。解析結果を図 4.7.8 スキュー位相角度とコギングトルクの関係に示す。位相角を増すと、 $3.1^\circ$  まではコギングトルクの減少傾向にあるが、それより大きくなるとコギングトルクが増大することが分かった。そこで  $3.1^\circ$  の位相角を持ったモータの段毎のコギング

トルクを確認した結果、位相角には依然として不均一ではあるものの、大幅に改善されることが分かった。磁気の不平衡が解消されたため、同時に各段のコギングトルクのばらつきが抑制されることも明らかになった。

以上の結果からコギングトルク低減のためには各段で発生するコギングトルクの振幅と位相角のずれを均等にすることが重要であり、実現するためには段毎の厚みと位相角は均一でなく、モータ形状によって変更する必要があることが明らかになった。最後にコギングトルク低減の背反事象である出力トルクの確認を行った。解析の結果、スキュー位相角度を増せば増すほど出力トルクが下がることが確認できた。結果を図 4.7.9 スキュー位相角度と出力トルクの関係に示す。縦軸は出力トルクを示し、横軸はスキュー位相角度を示す。

ここまで提案した手法はどれも出力トルクとコギングはトレードオフの関係にあるということが分かった。コギングトルクと最大トルクは断面形状と軸方向の形状が相似形であれば軸長に比例するため、本研究ではコギングトルクが最大トルクに占める割合を示したコギング割合が最も小さい手法が最もコギングトルク低減に対して効果的であると考えられる。すると磁気バリアを設けず、スキューの段数を変化させずに積厚と位相を変化させることが最もコギングトルク低減に対して効果的な手法であることが明らかになった。本章で提案した設計手法とそれぞれの効果をまとめたものを表 4.7.2 各モデルの解析結果に示す。

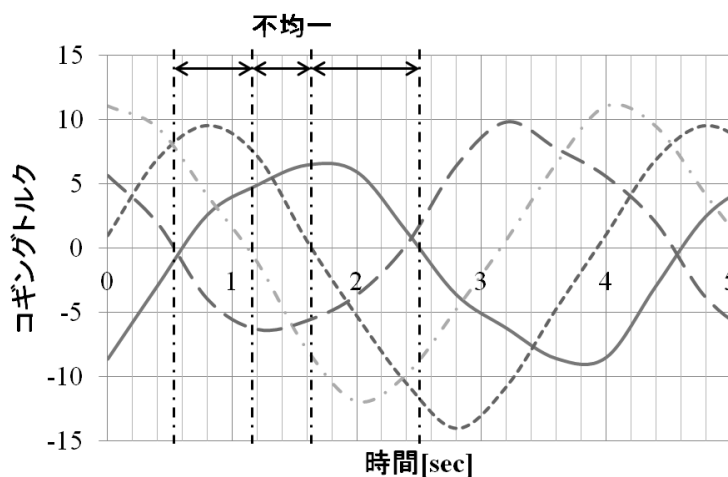


図 4.7.7 位相に着目した各段のコギングトルク分析

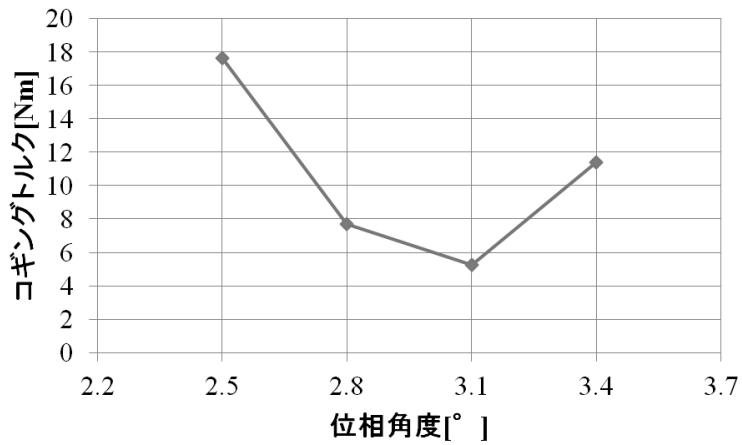


図 4.7.8 スキュー位相角度とコギングトルクの関係

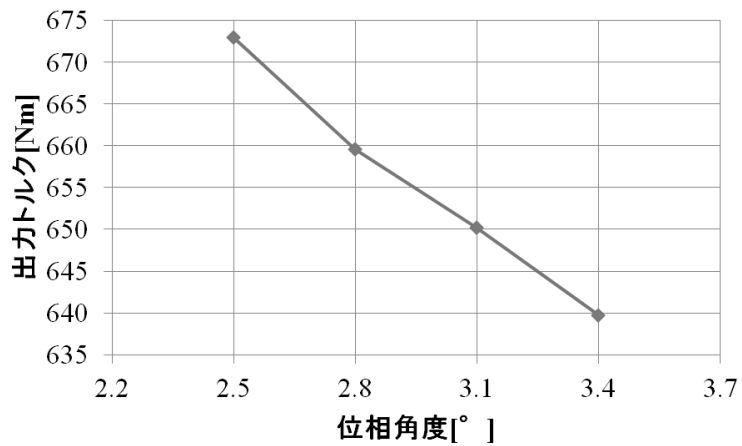


図 4.7.9 スキュー位相角度と出力トルクの関係

表 4.7.2 各モデルの解析結果

磁気バリア		無	有	無	無	無
スキュー段数		4	4	4	4	6
積厚	1 段目	21.25	18.25	25.5	25.5	14.2
	2 段目	21.25	18.25	17	17	14.2
	3 段目	21.25	18.25	17	17	14.2
	4 段目	21.25	18.25	25.5	25.5	14.2
	5 段目	-	-	-	-	14.2
	6 段目	-	-	-	-	14.2
位相角度		2.5	2.5	2.5	3.1	1.67
コギングトルク [Nm]		34.2	8.1	17.6	5.3	25.2
最大トルク [Nm]		692	589	688	659	688
コギング割合 [%]		4.9	1.4	2.6	0.8	3.7

※コギング割合：コギングトルクを最大トルクで割った値

## 4.8 まとめ

本節では本章の成果をまとめる。本章ではコギングトルク的设计値と実測値が乖離することの原理が段間の磁気短絡であることを電磁界解析と台上試験装置による実測により明らかにした。また原理が明らかになったことにより新技術を考案し、電磁界解析により効果の確認を行った。本研究の低振動化に関する成果を以下にまとめる。

- ・コギングトルクの従来解析手法である2次元解析からの推定を用いて本研究で扱うモータのコギングトルクの解析を行うと、絶対値だけでなく、傾向も合わないため従来解析手法は活用することができないことを明らかにした
- ・コギングトルク解析に3次元解析を用いると絶対値は解析値の1.5倍程度になるが、傾向は合うことを明らかにした
- ・2次元解析からの推定と実態が合わない理由は段間の磁束短絡であることを電磁界解析から明らかにした
- ・段間の磁束短絡を解消することでコギングトルクが低減可能であることを明らかにした
- ・スキュー段数を増やすことで磁気短絡の影響を小さくでき、コギングトルクを低減できることを明らかにした
- ・磁気短絡により発生する段毎の発生コギングトルクの不平衡は段毎の積厚を変化させることで解消でき、コギングトルクを低減できることを明らかにした
- ・磁気短絡により発生する段毎の発生コギングトルクの位相ずれはスキューの位相を変化させることで解消でき、コギングトルクを低減できることを明らかにした
- ・段毎の積厚変化と位相の変化を組み合わせることで磁束短絡を防止することやスキュー段数を増す以上の効果を得ることができることを明らかにした
- ・最も効果の高い段毎の積厚変化と位相の変化を組み合わせによって、改善前からコギング割合は16%まで低減できることを明らかにした

コギングトルクはモータ設計にのみ依存する事象であるため、コギングトルク由来の乗り心地悪化はモータ設計で解消することが望ましい。本研究によりモータ設計によるコギングトルク低減の道筋が明らかになり、また汎用な手法が確立できた。車両での評価結果については第6章の車両評価にてまとめる。

## 第5章 第2次車載モータの開発

本章では開発したモータを搭載して評価するための車両である電動フルフラットバス(以降、電動バスとする)の開発コンセプトと電動バス用モータの設計、Assy評価・実車で動作確認について述べる。まず電動バスのインホイールモータの特長を活かした車両コンセプトについて述べ、その実現手法を明らかにする。そして第1次プロトタイプモータを車両に適用するための設計、車両に適用するために必要な評価と改善、それらの結果を明らかにし、ダイレクトドライブ型のインホイールモータが持つ課題を明らかにする。

### 5.1 電動バスの車両コンセプト

本節では電動バスのコンセプトを示し、インホイールモータによってもたらされる車両への効果を明らかにする。さらに車両コンセプトが社会に受け入れられるものであるかの確認のためのアンケート調査結果についても述べる。

#### 5.1.1 車両コンセプト

研究の背景で記述したとおり電気自動車の現実の普及を行う場合、幾つかの課題がある。これらの課題を解決して普及の糸口をつかむことができれば、それを起点として価格の低下やインフラの整備、性能や機能面での向上を期待することができる。従って今後大きく電気自動車を普及させるには、その普及の糸口を見つけ、そこに向けた技術開発と普及のための技術開発、生産、市場の創成が求められる。

このような視点に立ったときに、新しいバスの概念を作ることの発想を得た。それはインホイールモータを用い、床下に強固なフレーム構造を設け、フレーム内に走行に必要な電池、インバータ等を収納し、さらに8輪車・8輪駆動とする考え方である。この発想により、まずこれまで大きなエンジンルームが車体後部に存在しており、駆動のためのエンジンをはじめとする大型部品の機能を車輪の中と床下に分散させることができる。車輪の中と床下は、今までは有効に使われていなかったデッドスペースである。デッドスペースを有効活用することによって、車室空間が広げられる。第二に、8輪車8輪駆動とすることによって車輪一台分の分担荷重を小さくすることによって、車輪の直径を従来車よりも小さくすることができる。その結果として、車輪をカバーするホイールハウスが車室内に飛び出す量を小さくすることができる。以上の2つの利点を利用すると、バスの床がフルフラットでかつ、低床とすることが可能である。

現在のバスは、低床化が進んでいるが、入口付近を低床にすることができても、中央の扉から後ろは段差を登らなければならない。また、前輪の上に設置する座席は階段を3段も登らなければならない。特に高齢者等の足の不自由な乗客にとって使いづらい構造となっている。さらに、ホイールハウスの周りには乗員の有効な居住空間として使えないデッドスペースが多い。これらの欠点から、

既存の低床バスは利用者にとって必ずしも好評ではなく、室内の転倒事故にもつながりやすい。空間の利用効率も高くないために、バス会社にとっても望ましいものではない。しかし今後の高齢化時代を考えると、低床バスのニーズは必須である。このような低床バスのニーズに応え、かつこれまでの低床バスの問題点を解決するためには、上記の低床かつフルフラットである電動バスの概念が最良の方法であると言える。このように、電気自動車を普及させるには、環境問題の解決に役立つだけでなく、利用者にとっての新しい利点を創出することが有効である。

この発想に基づき電動バスの概念が実現できれば、そこを起点として普及の糸口を見つけることができる。内燃機関自動車では実現できないバスの構造であれば、少量生産がゆえに高価にならざるを得ない新しく導入される商品もマーケットに参入できる可能性もある。また路線バスは通常決められたコースのみを走行することと、1日の走行距離がそれ程多くないことから、充電は夜間に車庫で行えばよい。充電インフラとして車庫に充電器を置くだけで良いため、電気自動車普及の課題の一つである充電インフラの整備は最小限度で済む。

以上のことから本概念の電動バスは、電気自動車の普及上の問題とされてきた価格、インフラ、性能の面では問題なく、かつ低床フルフラットというこれまでのバスでは実現できなかった新しい機能を付加させることもできる。このような概念を現実化するため、まずその原理の確認をする必要がある。自動車産業の開発で行う、原理の確認とその評価を行った上で商品としての量産化可能な技術開発を行うという手順で開発を進めた。

### 5.1.2 車両コンセプトに関する調査

開発を進めると同時に車両コンセプトと実際のニーズとの関連を調査した。集積台車型の電動バスがエコデザインとユニバーサルデザインの融合を実現させる有用な技術として、路線バス事業者から大きな期待を集めていることをふまえて、現状の課題の整理を行うために一般市民に質問紙で調査した。神奈川県バス事業者から各都道府県のバス事業者に照会して頂き、北海道・東京都・兵庫県・福岡県(以上の都道県では都市部事業者域として調査)、新潟県・静岡県・香川県・山口県・沖縄県(以上の県では郊外部事業者域として調査)の一般市民各24名、合計216名に質問紙調査を行った。各地域の24名は20代・30代・40代・50代・60代・70代以上の6クラスの男・女2名ずつで構成されており、質問紙配布者の全員から有効な回答を得られた。バスの車室内空間の利用に関する6つの質問を実施している。アンケート結果を地域別集計したものを表 5.1.1 都市型バス利用者の地域別アンケート集計結果と表 5.1.2 郊外型バス利用者の地域別アンケート集計結果に示す。

いずれの結果も座席数が少ないという回答が最も多くなった。一方で、立ち席空間が少ないという回答はほとんどないことから需要に対して供給が追い付いていないということはないと考えられる。また車内の段差が大きいことや、乗り降りのステップが高いことという段差に関する回答が多く得られていることから段差の解消が大きな価値を生むことが明らかになった。また個々の座席

が持つ空間に関してはほとんど不満がない状態であることが分かった。

そして、集計結果を年齢別にまとめたものを表 5.1.3 都市型バス利用者の年齢別アンケート集計結果と表 5.1.4 郊外型バス利用者の年齢別アンケート集計結果に示し、全集計結果を年齢別にまとめたものを図 5.1.1 年齢別全アンケート集計結果に示す。

座席の数が少ないことに関しては70代の回答が他の年代と比較すると2倍程度多いことが分かった。高齢化に伴って座席の確保がより求められることが明らかになっている。乗り降りのステップが高いことに関してや段差を無くすことが必要になることは本アンケート結果からも明らかになったが、それらのニーズは年代に関係なく存在することが明らかになった。これらの調査結果より、本研究で開発する車両のコンセプトはこれからの高齢者によるバス利用においてより求められるになることと、年齢に関係なく求められるに対しても大きく貢献できることを定量的に示すことが出来た。

表 5.1.1 都市型バス利用者の地域別アンケート集計結果

	北海道	東京都	兵庫県	福岡県
座席の数が少ない	16	9	9	11
車内の段差が大きい	3	3	4	5
乗り降りのステップが高い	3	1	4	6
前の椅子との間が狭い	0	3	2	1
椅子が小さい	0	1	2	2
立ち席空間が少ない	3	0	0	0

表 5.1.2 郊外型バス利用者の地域別アンケート集計結果

	新潟県	静岡県	香川県	山口県	沖縄県
座席の数が少ない	14	15	14	15	13
乗り降りのステップが高い	5	3	6	6	20
車内の段差が大きい	4	3	3	5	2
前の椅子との間が狭い	0	0	1	1	1
椅子が小さい	1	0	0	0	0
立ち席空間が少ない	0	0	0	0	0



表 5.1.3 都市型バス利用者の年齢別アンケート集計結果

	20代	30代	40代	50代	60代	70代	回答割合
座席の数が少ない	4	3	8	7	10	13	47%
車内の段差が大きい	3	2	0	2	4	4	16%
乗り降りのステップが高い	2	1	1	3	2	5	15%
前の椅子との間が狭い	1	0	1	1	2	1	6%
椅子が小さい	0	2	2	1	0	0	5%
立ち席空間が少ない	1	1	1	0	0	0	3%

表 5.1.4 郊外型バス利用者の年齢別アンケート集計結果

	20代	30代	40代	50代	60代	70代	回答割合
座席の数が少ない	10	10	13	10	8	18	58%
乗り降りのステップが高い	10	2	6	8	10	4	33%
車内の段差が大きい	2	3	0	1	6	5	14%
前の椅子との間が狭い	0	1	0	1	1	0	3%
椅子が小さい	0	0	1	0	0	0	1%
立ち席空間が少ない	0	0	0	0	0	0	0%

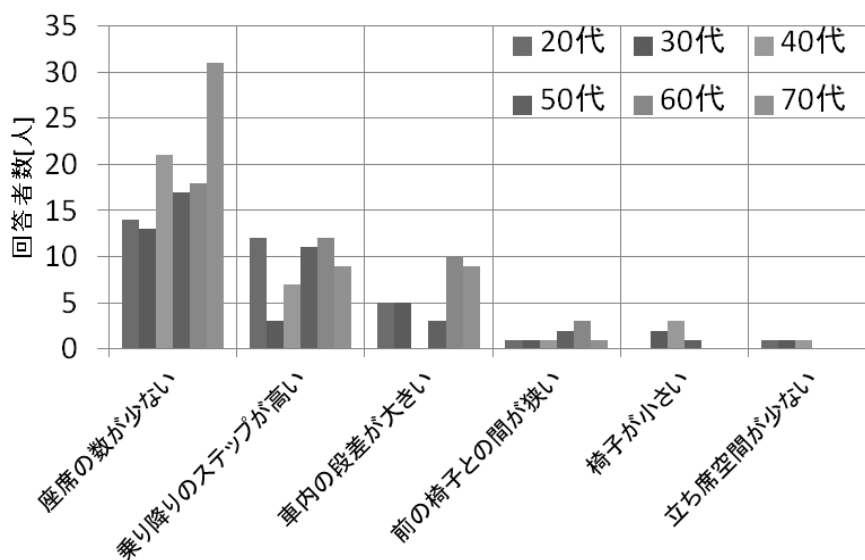


図 5.1.1 年齢別全アンケート集計結果

## 5.2 車両技術コンセプト

本節では車両コンセプトを実現する技術的なコンセプトを明らかにする。そしてコンセプトを実証するために必要であるインホイールモータを含んだ主要な技術とそれらの効果について述べる。

### 5.2.1 技術的コンセプト

本電動バスは、集積台車と名づける台車に、走行のために必要な主要部品をすべて搭載し、車体上部空間を利用者のために有効に使うことを技術的な基本コンセプトとしている。

この集積台車の第一の要素は、インホイールモータである。これを用い、車輪を直接駆動することによって高効率化を図る。更にこれまでデッドスペースだった位置にモータを置くことによって、車体上からモータを取り去ることができる。第二の要素は、コンポーネントビルトイン式フレームである。これは、アルミニウムの押出し成型材を用いて作った断面が長方形で、長さ方向には同一断面の中空の長柱を4つ並べて、これを溶接で繋いで床面を形成する技術である。そして、この中空空間に走行用の電池を収納する。さらに、この床面の側部で床面と同じ高さにサブフレーム構造を設けこの構造の中にインバータをはじめとする主要要素部品を収納する。こうして床構造は電池及び主要部品の収納容器と強度を維持するフレーム構造の両者の役割を果たすことによって車体の軽量化に役立ち、かつ床から上には走行に必要な主要部品を置く必要がなくなり、広い床面を形成できる。第三の要素は、8輪車・8輪駆動である。これにより車輪のそれぞれが小径化でき、床から上に飛び出すホイールハウスが小さくなるため、床から上の乗客のための有効空間を広くすることができる。

以上、集積台車に関わる3つの技術により低床・フルフラットバスの概念が実現できる。本フルフラットバスは、このような概念を用いることで、バリアフリー法で認定される低床バスの要件を満たすことが可能である。このことが、電動バスの利用に関して大きな利益をもたらすことを可能にする。

### 5.2.2 主要要素技術

本フルフラットバスを開発するために、以下にあげる5つの最新の要素技術を用いている。

#### インホイールモータ

第一の要素技術として本研究の主眼であるアウターロータ方式ダイレクトドライブインホイールモータを採用した。インホイールモータには、インナーロータ型のモータを使い、1枚ギアを用い車輪にパワーを伝える方式と、アウターロータ型のモータを使い直接車輪を駆動する方式がある。

これらのうち前者は、モータの最大トルクを小さくして、モータの小型化が

できる利点も有るが、ギアによる損失が大きく、そのために、特に加減速が多いバスの運行では航続距離に影響する。

一方で後者は、モータの大型化が必要になるが、駆動の効率は大きくすることが可能である。過去に開発したアウターロータ型インホイールモータを改良して、小型ながら大トルクの出るモータを開発した。ここではこのダイレクトドライブ型のモータを採用して、効率の高い駆動装置を形成した。

## 電池

第二の要素技術として駆動源の電池には東芝製SCiBを採用した。この電池は、エネルギー密度はこれまでのリチウムイオン電池とは変わらないが、パワー密度が極めて大きい。このことは、大きな加速力及び登坂力が得られるという利点は当然として、超急速充電が可能で、かつ回生ブレーキの効果をあげられるということがある。

超急速充電の能力としては5分で90%、10分で100%の充電をすることができる。このため、大きな電源容量の充電器を用意すれば、極めて短時間での充電が可能である。将来大量のバスが運用されるようになると、この機能はバスの稼働率という点で大きな意味を持つことになる。

もう一つの利点である回生効率の向上は、航続距離を伸ばさせることに、大きな効果を持つ。電気自動車の効率の良さのひとつは、回生ブレーキが使えることであるが、これまでの電池は急速充電能力が必ずしも高くないために、回生のエネルギーを十分に吸収することができなかった。しかしこの電池の使用により、回生用モータから戻る電力エネルギーのほぼすべてを回収することができる。

SCiBのもう一つの特徴である寿命の長さは将来のランニングコストに大きく影響する。この電池は、容量が下がるまでの寿命が6000日とされている。日に1回の充電を前提にすると、約20年間ひとつの電池を使い続けられることになる。これはバスのランニングコストを考えると、大きな利点となる。

## タイヤ

第三の要素技術は、タイヤである。本電動バスでは、特に小型でありながら高い荷重に耐えられるタイヤが必要である。しかも、電力消費を少なくしたいとの観点から、低ころがり摩擦抵抗タイヤが求められる。

この様な要求から、本フルフラットバスの開発では、超低転がり摩擦抵抗タイヤでかつ直径72cmで、耐荷重1.5tのタイヤを株式会社ブリヂストンの協力を得て開発した。

## ボディ

本フルフラットバスは、長い航続距離を得るために軽量化が求められる。そのため、当バスは車体をオールアルミニウム化した。車体の開発は、いすゞ自動車株式会社が長年培ってきたバス製造技術を用いて、アルミニウムを基本とした軽量ボディを新たに開発した。これまでの鉄製ボディに比べ大幅な車体軽量化を果たすことが出来た。

## エアコン

電動車両はエアコンでの消費を極力抑えることが求められる。エアコンで使うエネルギーを最小化するためには2つの方法が有効である。

ひとつは、COP(成績係数)の高いエアコンシステムを使うことである。COPは、1Wの電力で何ワットの熱の移動が可能かを示す単位で、これが大きいほど効率が高くなる。従来の車載用のエアコンのCOPは2~3の値であった。一方で家庭用については、家電の省エネルギー化が強く求められているところから、最良のものでは7を超えるものも市場に出てきている。このような技術の現状から、本電動バスでは、家庭用エアコンを電動バスに利用できるように改良して用いることにした。

エアコンのエネルギーを減らすもうひとつの方法は、車体からの放熱量の低減である。言い換えると断熱の強化である。車体からの放熱には、ボディを通じてのものと窓からのものがある。本フルフラットバスでは、ボディのアルミパネルを間に断熱材を挿入した構造としたものを利用することと、側面及び後面のガラスをポリカーボネート製にする事により、断熱効果を持たせることにした。さらに回送時などの乗客の乗っていない時間帯に、車体全体のエアコンを動作することによる電力の無駄を無くすために、エアコンは運転席と客室に分け、乗客がいない時には運転席のみにエアコンがかかる形態として必要な空調のみを使用できるようにしている。

### 5.3 車両性能目標

本節では電動バスの性能の達成目標を定め、その設定根拠を明らかにする。

#### 5.3.1 環境性能

本研究での開発目標はバス運行による二酸化炭素排出量を従来の半減とすることとした。2013年10月に閣議で議論された二酸化炭素排出量の削減目標は2005年排出量より6~7%の削減であったが、その目標は既存技術の延長線上にある達成可能性の高い目標である。本研究は既存技術を使用するものの、新しい概念でのモノづくりへの取り組みになるため、更に高い目標設定が必要であると考え、従来の半減とした。

神奈川県内のバス運行事業者協会への聞き取り調査結果によると、路線バスの燃費は全長10.5mで全幅2.5m水準の大型バスで2.9km/l程度である。軽油の使用による二酸化炭素の排出係数を2.6kg/l(環境省, 経済産業省: 特定排出者の事業活動に伴う温室効果ガスの排出量の算定に関する省令より抜粋)とすると、既存の内燃機関バスの二酸化炭素排出量は0.9kg-CO<sub>2</sub>/km, 年間1台当たりの排出量は約35tである。そして発電に関する二酸化炭素の排出係数を0.406kg-CO<sub>2</sub>/kWh(2012年度東京電力実績)として、電動化を行い、CO<sub>2</sub>排出量を内燃機関と同等に設定したとすると既存の内燃機関を用いた路線バスの電力消費率は2216Wh/kmとなる。そのため本車両の電力消費率目標は1108Wh/kmとした。

### 5.3.2 動力性能

#### 推進力

路線バスに求められる最大の駆動性能は登坂性能である。本研究で開発したバスは路線バスとして利用されることを前提としている。道路勾配は計測方法から角度ではなく、

$$T_{road} = 100 \times D_v / D_h \quad (5.1)$$

と割合で示される。ここで、 $T_{road}$ は道路勾配[%]、 $D_v$ は垂直距離[m]、 $D_h$ は水平距離[m]である。

道路構造として許される最大縦断勾配は12%である。しかし日本国内に存在する山岳地帯のバス路線の最大勾配を調査すると9.6%が最大であることが分かった。よって本研究ではより現実に則した9.6%の勾配を上ることができる推進力を持つことを一つの要件とした。日本国内の道路区分を表 5.3.1 道路構造令に定められる道路区分に路構造令に規定する道路の最大縦断勾配を表 5.3.2 道路の最大縦断勾配に示す。

表 5.3.1 道路構造令に定められる道路区分

区分	定義
第1種	地方部の高速自動車国道および自動車専用道路
第2種	都市部の高速自動車国道および自動車専用道路
第3種	地方部のその他の道路
第4種	都市部のその他の道路

表 5.3.2 道路の最大縦断勾配

道路区分		設計速度 [km/h]	最大縦断勾配 [%]	
			標準	例外
第1種 第2種 及び 第3種	普通道路	120	2	5
		100	3	6
		80	4	7
		60	4	8
		50	6	9
		40	7	10
		30	8	11
	小型道路	120	4	5
		100	4	6
		80	7	—
		60	8	—
		50	9	—
		40	10	—
		30	11	—
第4種	普通道路	60	5	7
		50	6	8
		40	7	9
		30	8	10
		20	9	11
	小型道路	60	8	—
		50	9	—
		40	10	—
		30	11	—
		20	12	—

### 最高速度

最大トルクを持続できる速度は最大勾配を上り続けられる速度は9.6%の縦断勾配が道路構造として許される最高速度である50km/h以上とした。本研究で扱うバスは路線バスであるため高速道路の乗り入れが出来ないが、今後同様のパワートレインを使用したバス的高速道路での運用の可能性も視野に入れ、平坦

路での最高速度は100km/h以上とした。

## 5.4 車両諸元

本節では先まで述べたコンセプトを実現するための車両諸元を明らかにする。バスの車格には小型、中型、大型の三種類があり、それぞれ車格が異なるため、最初に開発の方向性を定める必要がある。そのためバスの運用実態の調査を実施した。調査方法は神奈川県内のバス事業者に対する聞き取り調査である。

伊豆箱根急行、箱根登山バスの様に特殊な道路事情を抱えた運行ルートを持っている会社を除いたすべての会社で保有台数に対する大型バスの割合が50%以上であるという結果を得た。さらに、全社を総合すると総計6068台中5070台が大型バスであるという実態を得た。これは保有台数に対する割合とすると83.6%であった。このことから本研究では広く受け入れられるバスとは大型バスであると定義づけた。聞き取り調査の結果を表 5.4.1 サイズ別バス運用数にまとめ、総数におけるサイズ別の運用割合を図 5.4.1 サイズ別バス運用割合に示す。

大型バスの開発と方向性を定めたため、一般的な路線バスに使用する大型バスと同等の寸法とし、全長は10050mm、全幅は2490mm、全高は2730mmとなった。そして8輪車であることからホイールサイズは17.5inchとなっており、大型車としては小さなサイズとなっている。また8輪車であるため、ホイールベース長は4000mmとした。車体重量は電池による重量増があることに対し、アルミフレームによる軽量化を見込むと8600kgとなり、車体総重量は11800kgとなった。車体総重量とは乗車定員である49人の乗客が全員乗車した場合の重量である。このときの乗員1人当たりの重量は65kgである。基本諸元を表 5.4.2 電動バスの基本諸元に示す。

表 5.4.1 サイズ別バス運用数

事業者	大型	中型	小型	乗合合計
川崎鶴見臨港バス	204	82	0	286
江ノ電バス	194	17	12	223
横浜市交通局	689	56	57	802
京急バス	546	55	40	641
川崎市交通局	275	48	1	324
小田急バス	366	64	41	471
神奈川中央交通	1718	141	44	1903
伊豆箱根鉄道	12	31	0	43
箱根登山バス	53	67	13	133
富士急湘南バス	20	8	6	34
相鉄ホールディングス	275	0	26	301
東急バス	718	179	10	907
合計	5070	748	250	6068

単位：台

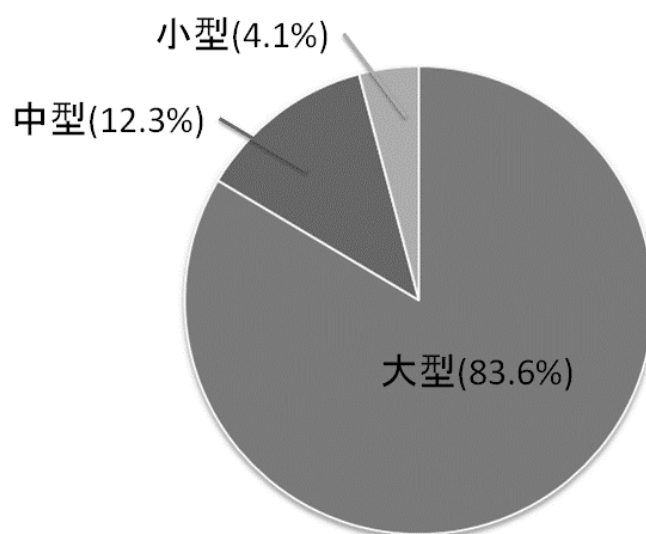


図 5.4.1 サイズ別バス運用割合



表 5.4.2 電動バスの基本諸元

項目	値
全長	10050mm
全幅	2490mm
全高	2730m
ホイールベース長	4000mm
車体重量	8600kg
定員	49人
車体総重量	11800kg
タイヤサイズ	205/65 R17.5 122J
ホイール数	8個

## 5.5 モータの要求性能

本節では車両への要求性能を満たすモータへの要求性能を明らかにし、モータ要求性能の導出方法について述べる。

### 5.5.1 モータの最大トルク

はじめにモータの最大トルクの決定方法について述べる。最大トルクは道路の最大縦断勾配と車体重量から求められる必要推進力と、駆動輪数、駆動輪のタイヤ動半径から算出した。最大トルクは

$$T_{\max} = \frac{W_v \times 9.8 \times \sin \theta + R_l}{N_w} \times \frac{D_t}{2} \quad (5.3)$$

で求められるここで、 $T_{\max}$  は最大トルク [Nm]、 $W_v$  は車体総重量 [kg]、 $\theta$  は縦断勾配 [rad]、 $R_l$  は走行抵抗、 $N_w$  は駆動輪数 [輪]、 $D_t$  はタイヤ動直径 [m] である。

走行抵抗については初期設計段階で正確な値を求めることが出来ないため、

$$R_l = W_v \times 9.8 \times \cos \theta \times rrc \quad (5.4)$$

から求めた。ここで、 $W_v$  は車体総重量 [kg]、 $\theta$  は縦断勾配 [rad]、 $rrc$  は転がり抵抗係数である。このときの転がり抵抗係数は 0.025 と仮定した。また登坂時には高速走行を想定していないため、速度依存のある空気抵抗等による走行抵抗の影響は小さいとして初期設計値の設定段階では考慮していない。導出に用いた値を表 5.5.1 最大トルク決定に使用するパラメータにまとめる。

最大トルク導出式から得られた最大トルクの設計目標値は 638Nm であった。しかし、前述したとおり速度依存のある抵抗が含まれていないことと、転がり抵抗係数が仮定であることからある程度余裕を持った設計にする必要があるため、本研究で扱うモータの最大トルクは 700Nm とした。

表 5.5.1 最大トルク決定に使用するパラメータ

項目	値
車体総重量	11800kg
縦断勾配	9.6%(0.0957rad)
走行抵抗	2875N
駆動輪数	8輪
タイヤ動直径	733mm(0.733m)

### 5.5.2 モータの最高回転数

次にモータの最高回転数の決定方法について述べる。最高回転数は最大トルクとは異なり車輪数に関係なく、車両の最高速度、車両のタイヤ動直径、駆動源からタイヤまでのギア比によって決まるため、

$$R_{\max} = \frac{V_{\max}}{D_t \times \pi} \times \frac{1000}{60} \quad (5.5)$$

で求められる。ここで、 $R_{\max}$  は最高回転数[rpm]、 $V_{\max}$  は車両最高速度[km/h]、 $D_t$  はタイヤ動直径[m]である。ダイレクトドライブであるため、ギア比は1である。計算の結果、本モータへ要求される最高回転数は724rpmとなった。更に下り坂での瞬間的な加速に耐え得る余裕が必要であるため、800rpmを設計目標とした。最高回転数の導出に用いた値は表 5.5.2 最高回転数導出に使用したパラメータにまとめる。

表 5.5.2 最高回転数導出に使用したパラメータ

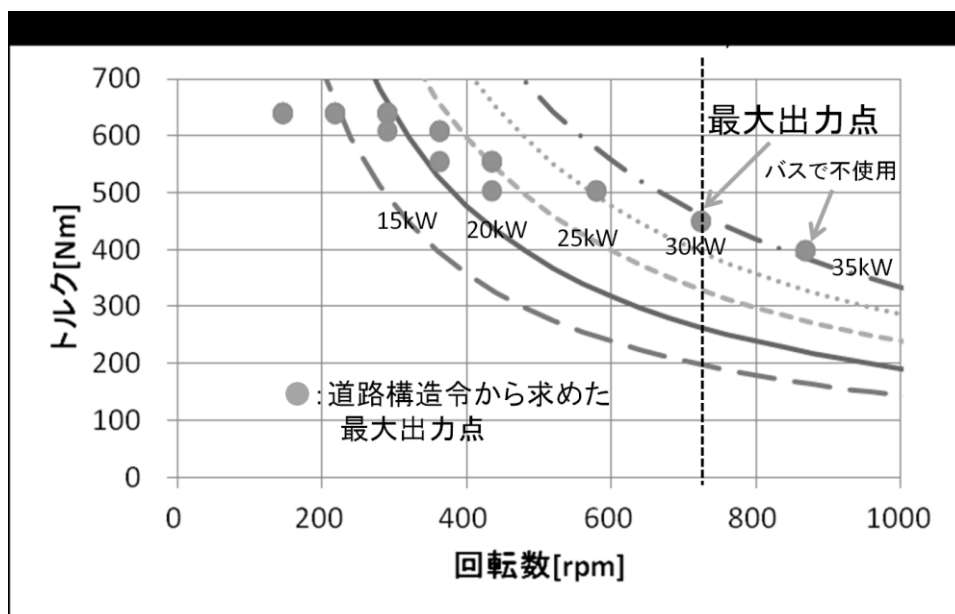
項目	値
最高速度	100km/h
タイヤ動直径	733mm(0.733m)

### 5.5.3 最大出力

最後にモータの最大出力の決定方法について述べる。モータの最大出力は想定される走り方の中で最も大きな出力をする場合の点を最大出力とする。そのため、道路構造令の中で指定される速度毎の最大勾配を上るときの回転数とトルクを求めた。このとき導出に使用した値は前述の表 5.3.2 道路の最大縦断勾配と表 5.5.1 最大トルク決定に使用するパラメータ、表 5.5.2 最高回転数導出に使用したパラメータにまとめられている値である。導出に当たっては速度依存の車両抵抗は考慮していない。また最大縦断勾配で9.6%を超える値は9.6%として扱っている。バス路線では9.6%以上の勾配がないためである。結果

を図 5.5.1 最大縦勾配走行時に必要な回転数とトルクにまとめた。横軸はモータの回転数を示し、縦軸はその走行状態で必要なトルクを示す。また理解の補助のために出力曲線図を重ねて描いている。

最大出力点を導出した結果、120km/hで5%の勾配を走行する時が最も高い出力を示し、その時の必要トルクは449Nm、回転数は724rpm、出力は34kWであることが分かった。よってこのモータの最大出力は34kWとした。



## 5.6 性能以外のモータ設計要件

本節ではモータ要求性能以外の使用環境やレイアウト等の設計要件を明らかにする。モータの要求性能が明らかになったところで、使用環境を定める。本モータはインホイールモータであることからある程度の耐震性能と防水・防塵性能を有さなければならない。

### 5.6.1 耐振性能

ここで耐振性能を定める。自動車部品の一般的な要求性能はJIS及び、JASOに定められているため、まずはこれを参考にした。JIS D1601-1995には自動車部品振動試験方法が定められている。その中に振動加速度の設定方法が定められているが、振動加速度は適用車種と部品の取り付け位置で大枠が決まり、その中から試験者が任意に選定することとなっている。振動加速度の設定方法を表 5.6.1 JIS D1601-1995種類別振動加速度に示す。

JIS D1601-1995の3項に振動条件の分類がなされている。バスの部品は2種に分類され、インホイールモータはばね下への取り付けであるためD種に分類される。2種のD種の試験振動加速度は上表にある通り、 $90\text{m/s}^2 \sim 400\text{m/s}^2$ の中から選択されることと定められているため、最低でも $90\text{m/s}^2$ の振動に耐え得る設計をす

る必要がある。耐久性に大きな幅を持っている根拠は使用条件が普通路から極悪路までを想定しており、幅広いためである。本研究では路線バスに搭載するモータを想定しているため最低限の耐久性で良いと判断し、 $90\text{m/s}^2$ の耐久性を持つことを目標に設計を行うこととした。

表 5.6.1 JIS D1601-1995種類別振動加速度

振動加速度 [m/sec <sup>2</sup> ]	1種				2種				3種				4種				
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	
5	○				○				○								
10	○				○				○								
20	○				○				○								
30	○	○			○	○			○				○				
45		○	○			○	○		○	○			○				
70			○				○			○	○		○				
90				○				○				○	○				
110				○				○				○	○				
150				○				○				○	○				
200				○				○				○	○				
250				○				○				○		○			
300				○				○				○		○	○	○	
400				○				○				○		○	○	○	
500				○										○	○	○	

## 5.6.2 防水・防塵性能

ここで防水・防塵性能を定める。製品の防水・防塵性能として定められている規格として、ICEのIPコードがある。JISとしてはJIS C 0920：1993の電気機械器具の外郭による保護等級が存在したが、現在はIPコードに置き換えられている。IPコードとはIPXX(XXには数字が入る)と表記され、1桁目の第一特性数字が防塵等級を示し、2桁目の大に特性数字が防水等級を示すものである。このIPコードに則って防水・防塵性能を決定した。IPコードの要約を表 5.6.2 IPコード第一特性数字要約と表 5.6.3 IPコード第二特性数字要約に示す。

インホイールモータはホイールハウス内に配置されるため、特に防水・防塵性能が求められる。自動車はある程度水たまりに放置されても乾燥後、作動できることが必須条件である。このことからIPX7程度の防水性が必要であると考えられる。IPX7級の防水性の確保は水が全く侵入しないことを示すため、結果としてIP6Xの防塵性も兼ねることとなる。規定の圧力及び時間で外郭を一時的に水中に沈めたとき、有害な影響を生じる量の水の浸入があってはならないことを防塵・防水性能の要件とした。

表 5.6.2 IPコード第一特性数字要約

第一特性数字	要約	定義
0	無保護	—
1	直径 50mm 以上の大きさの外来固形物に対して保護している.	直径 50mm の球状の, 固形物プローブの全体が浸入してはならない.
2	直径 12.5mm 以上の大きさの外来固形物に対して保護している.	直径 12.5mm の球状の, 固形物プローブの全体が浸入してはならない.
3	直径 2.5mm 以上の大きさの外来固形物に対して保護している.	直径 2.5mm の固形物プローブが全く浸入してはならない.
4	直径 1.0mm 以上の大きさの外来固形物に対して保護している.	直径 1.0mm の固形物プローブが全く浸入してはならない.
5	防じん形	じんあいの浸入を完全に防止することはできないが, 電気機器の所定の動作及び安全性を阻害する量のじんあいの浸入があってはならない.
6	耐じん形	じんあいの浸入があってはならない.

表 5.6.3 IPコード第二特性数字要約

第二特性数字	要約	定義
0	無保護	—
1	鉛直に落下する水滴に対して保護する.	鉛直に落下する水滴によって有害な影響を及ぼしてはならない.
2	15度以内で傾斜しても鉛直に落下する水滴に対して保護する.	外郭が鉛直に対して両側に15度以内で傾斜したとき、鉛直に落下する水滴によっても有害な影響を及ぼしてはならない.
3	散水に対して保護する.	鉛直から両側に60度までの角度で噴霧した水によっても有害な影響を及ぼしてはならない.
4	水の飛まつに対して保護する.	あらゆる方向からの水の飛まつによっても有害な影響を及ぼしてはならない.
5	噴流に対して保護する.	あらゆる方向からのノズルによる噴流水によっても有害な影響を及ぼしてはならない.
6	暴噴流に対して保護する.	あらゆる方向からのノズルによる強力なジェット噴流水によっても有害な影響を及ぼしてはならない.
7	水に浸しても影響がないように保護する.	規定の圧力及び時間で外郭を一時的に水中に沈めたとき、有害な影響を生じる量の水の浸入があってはならない.
8	潜水状態での使用に対して保護する.	関係者間で取り決めた数字7より厳しい条件下で外郭を継続的に水中に沈めたとき、有害な影響を生じる量の水の浸入があってはならない.

### 5.6.3 寸法

モータの断面形状が同一である場合、基本的な特性として最大トルクは

$$T_{\max} = D_m^2 \times L_m \quad (5.6)$$

から求められる。ここで、 $T_{\max}$  は最大トルク、 $D_m$  はモータギャップ径、 $L_m$  はモータ積厚である。

断面形状が決まったモータの場合、の最大外径を決めることで自ずと積厚が決まるため、大凡の寸法を決めることができる。それからホイールハウス内の部品のレイアウト成立性を検討するという流れで開発を進めるため、まずは大凡の寸法を決定することが重要である。

インホイールモータはホイールハウス内に配置され、更にダイレクトドライブ型のインホイールモータはモータがホイール直結となるため、最大外径はホイールのリブ内径以下にしなくてはならない。ホイールの寸法は規格化されており、ホイール直径、ホイール幅、インセット、ナットホール、P.C.D.によっ

で決まっている。P.C.D.とはPitch Circle Diameterの略であり、ナットホールのピッチ円直径を示す。しかし、ホイールの内寸の規定はないため任意に設定しなくてはならない。電動バスに使用するホイールは205/65 R17.5 122Jのタイヤを装着できることが要件となっているため、ホイール径は17.5inchに決まる。17.5inchのホイールに十分な強度を持たせる設計を行うとホイール内径は360mm程度までは問題なく広げることができることが分かったためケースを含めた最大外径を360mmと決定した。

## 5.7 モータ選定

本節では前節までにまとめた要件を実現するモータ設計手法について述べる。まず、モータの要求性能を表 5.7.1 モータ要求仕様一覧に示す。既往研究にて紹介した第1次プロトタイプモータはモータ要求仕様の最大トルク，最高回転数，最大出力，最大外径を満たすため，第1次プロトタイプモータを利用することとした。以後，このモータを第1次車載モータと呼ぶ。しかし第1次車載モータは性能評価，耐震性能，防水性能の十分な確認が出来ていないため確認を行い，改良が必要な箇所には改良を行った後に使用することとした。

表 5.7.1 モータ要求仕様一覧

項目	値
最大トルク	700Nm以上
最高回転数	800rpm以上
最大出力	34kW以上
耐振性能	90m/s <sup>2</sup> 以上
防水性能	IPX7以上
最大外径	360mm

## 5.8 第1次車載モータ単体評価

本節では第1次プロトタイプモータにて行っていなかった詳細なモータの評価について述べる。モータの評価の順番としてはまず性能評価を実施し，狙った性能が確保されていることを確認してから耐振動試験，防塵・防水試験に移行する。耐振動試験や防塵・防水試験はモータが破損する可能性があるため，より少ない試料で成果を確認するためである。

### 5.8.1 性能評価項目

初めに詳細な性能評価を実施した。ここで実施したモータの性能評価には大

大きく分けて三つの評価項目が挙げられる。

### 起電力測定

一つ目は起電力測定である。起電力とはモータを外力にて回した時に巻線端に発生する電圧のことである。モータの起電力は回転数に依存するため、

$$E_m = K_e \times \omega \quad (5.7)$$

と表すことができる。ここで  $E_m$  は機動力[V]、 $K_e$  は起電力定数、 $\omega$  はモータ回転数[rad/sec]である。そしてモータは電磁鋼板の磁気飽和が起こらない領域であれば電流に対してトルクが比例して増加するという特性を持っているため、

$$T = k_t \times I \quad (5.8)$$

と表すことができる。ここで、 $T$  はモータトルク [Nm]、 $k_t$  はトルク定数、 $I$  はモータ電流[A]である。そして、モータ起電力をフレミングの左手の法則を用いて、各要素に分割すると

$$E_m = B \times L \times R \times N \times \omega \quad (5.9)$$

と表すことができる。ここで、 $E_m$  は起電力[V]、 $B$  は永久磁石の磁束密度[T]、 $L$  は巻線長、 $R$  はギャップ直径[m]、 $N$  は巻き数[turns]、 $\omega$  はモータ回転数[rad/sec]である。そして、モータトルクをフレミングの左手の法則を用いて、各要素に分割すると

$$T = B \times L \times I \times R \times N \quad (5.10)$$

と表すことができる。ここで、 $T$  はモータトルク [Nm]、 $B$  は永久磁石の磁束密度 [T]、 $L$  は巻線長 [m]、 $I$  はモータ電流 [A]、 $R$  はギャップ直径 [m]、 $N$  は巻き数 [turns] である。

上記4式を整理すると起電力定数とトルク定数は等しい関係にあることが分かる。

$$\begin{aligned} E_m &= B \times L \times R \times N \times \omega = k_e \times \omega \\ k_e &= B \times L \times R \times N \\ T &= B \times L \times I \times R \times N = K_t \times I \\ K_t &= B \times L \times R \times N \\ K_e &= K_t \end{aligned} \quad (5.11)$$

ここで、 $E_m$  は起電力[V]、 $T$  はモータトルク [Nm]、 $k_e$  は起電力定数、 $K_t$  はトルク定数、 $B$  は永久磁石の磁束密度[T]、 $L$  は巻線長、 $R$  はギャップ直径[m]、 $N$  は巻き数[turns]、 $\omega$  はモータ回転数[rad/sec]である。

ただし、前提条件として磁気回路が飽和しないことと上記式はマグネットトルクのみを考慮した場合の基本式となっているため、正確な値にはならない。しかし、起電力を測定することによりモータの大凡のトルク特性を予測することができることと、通電しない状態での比較的安全な確認であるため、本評価を実施する。ここで不具合があるモータの場合は起電力が低い、3相の起電力のバラツキが大きい、回転に過大なトルクを要する等が考えられる。



## IT特性測定

二つ目はIT特性測定である。磁路が磁気飽和しなければ、モータのトルクは印加する電流に比例する。しかし本研究で扱うモータは以下の二つの理由から必ずしも電流に比例しない。一つはIPMであるためであり、もう一つは電磁鋼板の飽和領域でモータを使用するためである。IPMモータは磁石の磁力とコイルの吸引・反発力を利用するマグネットトルクだけでなく、電磁鋼板をコイルが引き寄せたリラクタンストルクを利用することができる。起電力から推定したトルクはマグネットトルクのみで該当するものであったため、起電力に寄与しないリラクタンスは考慮していない。そのため起電力定数とトルク定数が一致しないことがある。IPMのモータトルクは

$$T = T_m + T_l \quad (5.12)$$

と表される。ここで、 $T$ はモータトルク[Nm]、 $T_m$ はマグネットトルク[Nm]、 $T_l$ はリラクタンストルク[Nm]である。

電磁鋼板は透磁率の高い強磁性体であり、磁界に対して磁束密度が高くなるため効率良く永久磁石やコイルが発する磁束を利用できるため、モータの鉄芯として利用される。しかし、2T程度まで磁束密度が大きくなると鉄芯の磁束密度が飽和する。トルクはコイルの電流に比例するが、電磁鋼板の磁束密度が飽和してからは比例しなくなる。そのため必ずしも電流に対してトルクが比例するとは限らなく、起電力から算出したトルク定数との乖離が出る要因となる。

以上の要因を踏まえて実態として電流に対してどの程度のトルクが出力できるかを確認することがIT特性測定の目的である。IT特性を正確に取得することでモータとしての目標性能を達成しているかを確認できる。また自動車の制御上、モータのトルク指令を行う場合もあるため、その基礎情報として把握することも求められる。

## 効率測定

三つ目が効率(損失)測定である。モータの効率を明らかにすることにより、自動車に搭載する前にその自動車の電力消費率の予測が可能になる。また実車走行時には全体の電力消費から各部品の電力消費量を分離する際にここで得た値を使用する。更にモータ単体の損失を分析することにより、消費電力量を低減させるためのより有効な改善策を導き出すことにも利用できる。

### 5.8.2 性能評価設備

性能評価項目の評価は同じ台上試験装置を用いて実施する。台上試験装置の主な構成部品を図 5.8.1 台上試験装置基本構成に示す。

供試体とダイナモを接続し、その間に発生するトルクと回転数を計測することで、モータの軸出力が分かる。また供試体、ダイナモ、トルクメータはそれぞれ水平が保たれた定盤上に組み付けられている。供試体とトルクメータ、ダイナモとトルクメータの間にそれぞれカップリングを付けている。トルクメータの軸芯と供試体やダイナモの軸芯がずれていると取り付け・取り外しが困難

になるだけでなく、計測する値にも誤差が生じる。カップリングはその軸芯ずれを吸収するために取り付けている。定盤上に組み付けていることも同様の理由からである。これらが台上試験装置の基本となる

台上試験装置の周辺部品としてはAC/DCコンバータ、速度制御インバータ、速度指令装置、トルク制御インバータ、トルク指令装置、トルク演算表示機、カレントセンサ、パワーハイテスタを使用した。

台上試験装置の供試体、ダイナモをそれぞれインバータによって制御する。ダイナモに速度指令装置を用いて速度指令をして速度を一定に保ち、供試体にトルク指令装置を用いてトルク指令をすることによって一定回転数、一定トルクで運転することができる。供試体をトルク制御にしている理由は自動車にモータを搭載する時にはトルク指令によってモータを制御しており、より実車に近い形での評価を実施するためである。電力の供給は供試体、ダイナモで1つのAC/DCコンバータを共用している。それぞれに別の電源を使用する場合は片方が力行、片方が回生となるため、回生側の電源は電子負荷装置としての機能を持たなければならず、高価な設備になる。またモータの評価に電源を共用することで影響は無いため、本研究ではこのような構成としている。

ダイナモと供試体によって決められた出力が出来ているかを実際の軸出力としてトルクメータで計測する。トルクメータのみでは視覚的に確認が出来ないため、トルク演算表示機を用いてトルクと回転数を表示する。トルク演算表示機とトルクメータが分離されている理由は、トルクメータは計測したいトルク、回転数によって変更する必要があるためである。

モータ、インバータへの供給電力はパワーハイテスタとカレントセンサを用いて計測する。カレントセンサで電流を計測しパワーハイテスタで値を読み込み、電圧をパワーハイテスタへ直接入力する構成となっている。モータの電力は2電力計法によって計測する。モータの電流と電圧のフェーズ図を図 5.8.2 モータ電流・電圧フェーズ図に示す。モータは120度ずつずれた位相の電流と電圧によって駆動されている。フェーズ図を数式にすると

$$\begin{aligned}
 P &= I_u \times V_u + I_v \times V_v + I_w \times V_w \\
 V_u &= V_v + V_{vu} \\
 V_w &= V_v + V_{vw} \\
 P &= I_u \times (V_v + V_{vu}) + I_v \times V_v + I_w \times (V_v + V_{vw}) \\
 &= I_u \times V_v + I_u \times V_{vu} + I_v \times V_v + I_w \times V_v + I_w \times V_w \\
 &= I_u \times V_v + I_u \times V_{vu} + I_v \times V_v + I_w \times V_v + I_w \times V_w \\
 &= V_v \times (I_u + I_v + I_w) + I_u \times V_{vu} + I_w \times V_{vw} \\
 &= I_u \times V_{vu} + I_w \times V_{vw}
 \end{aligned} \tag{5.13}$$

と表される。ここで、 $P$ はモータ電力、 $I_u$ はU相電流、 $I_v$ はV相電流、 $I_w$ はW相電流、 $V_u$ はU相電圧、 $V_v$ はU相電圧、 $V_w$ はU相電圧、 $V_{vu}$ はV-U線間電圧、 $V_{vw}$ はV-W線間電圧である。

モータの電力は電流と電圧の乗算によって求められる。中性点を基準に3相の

電圧，電流を計測すると電力は求められるが，2線間の電圧と2相の電流を測ることで電力を導くことができる．これによりカレントセンサを3つでなく，2つ使用して電力計測が出来，部品点数の削減が可能であるため，本研究では2電力計法を用いて計測を行った．

また，このほかにも各種計測器との通信ケーブルや温度異常を監視するためのデータロガー，インバータ冷却のための水路を用いている．

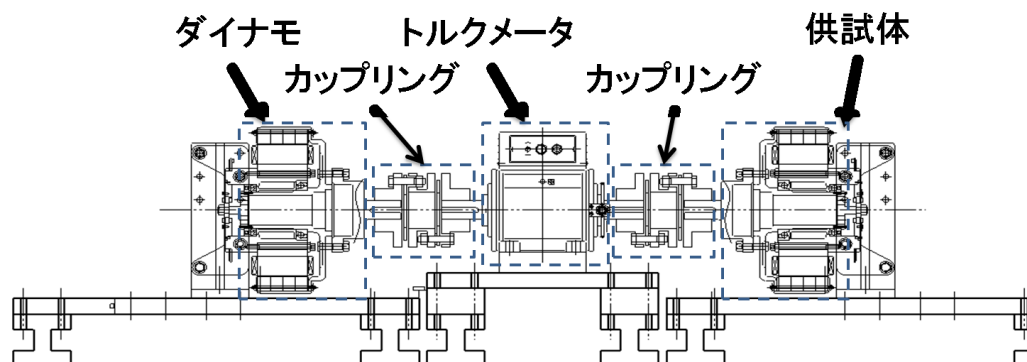


図 5.8.1 台上試験装置基本構成

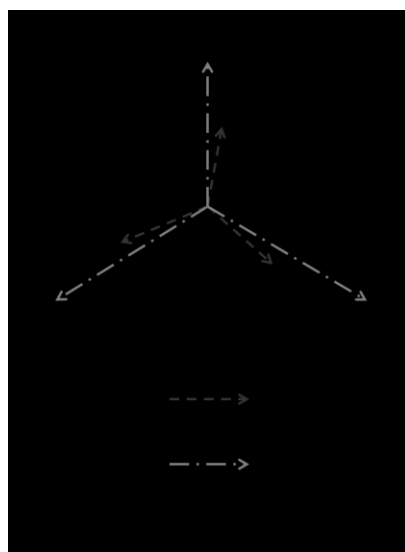


図 5.8.2 モータ電流・電圧フェーザー図

### 5.8.3 性能計測方法

#### 起電力測定方法

起電力とはモータを外力で回した時に発生する電圧である．本研究では中でも相間電圧を評価対象とした．相間電圧とは中性点と各相の端の間の電圧である．中性点はモータ内部に配置されているため，電圧計のプロブで触れることが出来ない．そのため，モータ外部に疑似中性点を設ける必要がある．疑似

中性点は相端に抵抗を取り付け、相端と反対側を短絡させることで作ることができる。そして、その抵抗に発生する電圧を計測することで起電力を測ることができる。起電力を測定する際にインバータを用いて通電をしないが、電圧は発生しているため巻線の短絡が起きていると発熱や過大なトルクが発生するといったことが起こる。しかし瞬間的な破壊でないため、モータに何かしらの不具合があった場合でも比較的安全に計測、計測の中止をできるためモータを作って最も初期に行う評価である。本研究では300rpm, 600rpm, 1000rpmの計測を行った。起電力測定の流れを下記にまとめ、概要図を図 5.8.4 IT特性評価方法に示す。

#### 起電力測定フロー

- ①供試体をダイナモと接続する
- ②相端に抵抗を取り付ける
- ③抵抗を短絡させる
- ④抵抗端に電圧計を接続する
- ⑤任意の回転数にて起電力を計測する

#### IT特性測定

IT特性とは電流に対するトルク出力の特性であるため、電流とトルクを計測することで明らかにできる。SPMであれば制御によらず一義的にIT特性が決定されるが、本研究で扱うモータはIPMであるため、制御状態を変化させながら測定をしなければならない。マグネットトルクが最も大きくなる電流位相角の時にはリラクタンストルクは発生しない。そして、位相角を進める(進角する)に従ってリラクタンストルクは増す。一方でマグネットトルクは減少するためリラクタンストルクが最大なる点がモータの最大トルクになるとは限らない。また、リラクタンストルクはマグネットトルクの2倍の周期で現れるため進角 $45^\circ$ を超えることは無い。IT特性評価の流れを下記にまとめ、IT特性測定の概要図を図 5.8.4 IT特性評価方法に示す。

#### IT特性評価フロー

- ①供試体、ダイナモ共に通電可能な状態で接続する
- ②ダイナモを回転数制御し、十分に暖機する(この時供試体は0Nm指示)
- ③任意の回転数をダイナモに指示する
- ④任意のトルクを供試体に指示する
- ⑤発生したトルクとその時のモータ電流を計測する
- ⑥電流位相を変化させ、③～⑥をくり返し、最適点を決定する

#### 効率測定

モータの効率は電気エネルギーを機械エネルギーへどれだけ変化させることが出来たかを測定することで明らかにできる。モータへの入力は前述したとおり、モータの2つの線間電圧と電流を測定することで明らかにできる。モータの軸出力は

$$P = T \times N \quad (5.14)$$

で求めることができる。ここで、 $P$ は軸出力[W]、 $T$ はモータトルク[Nm]、 $N$ はモータ回転数[rad/sec]である。トルクと回転数を測定することで明らかにできる。モータの評価時には回転数の単位としてrpmを使用するが、出力換算時には単位系を合わせるためにrad/secを使用する。

そして、モータの評価と同時にインバータの効率測定も実施する。インバータの評価は本研究の主眼ではないが、車両の航続距離予測や損失分離を行う際に使用するデータであり、測定としては同時に行えるものであるため本研究でも実施する。モータの効率測定に加えてインバータの入力電力を計測することで、インバータの効率を明らかにできる。またモータの損失分離時には銅損の補正のために巻線温度を使用するため、効率測定時に巻線温度も計測する。

効率測定の流れを下記にまとめ、概要図を概要を図 5.8.5 効率測定方法に示す。

### 効率測定の流れ

- ① 供試体、ダイナモ共に通電可能な状態で接続する
- ② ダイナモを回転数制御し、十分に暖機する(この時供試体は0Nm指示)
- ③ 任意の回転数をダイナモに指示する
- ④ 任意のトルクを供試体に指示する
- ⑤ 発生した軸出力とその時のモータ入力、インバータ入力、巻線温度を計測する
- ⑥ ③～⑤をくり返す

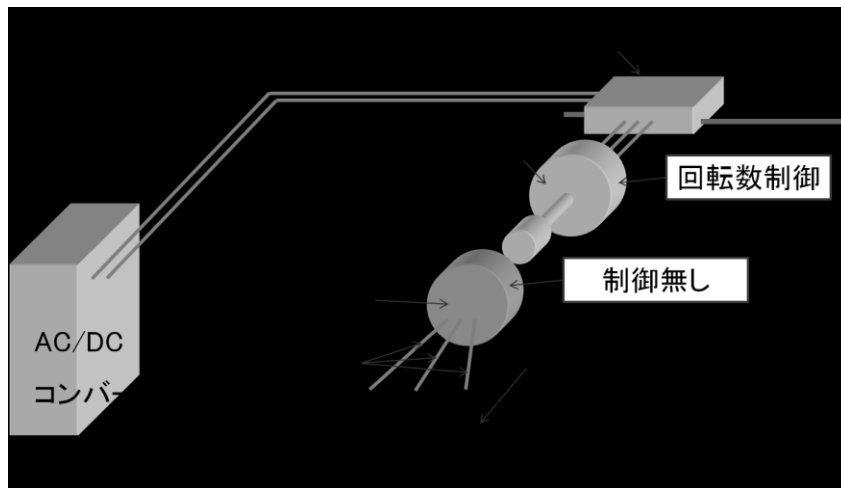


図 5.8.3 起電力測定評価方法

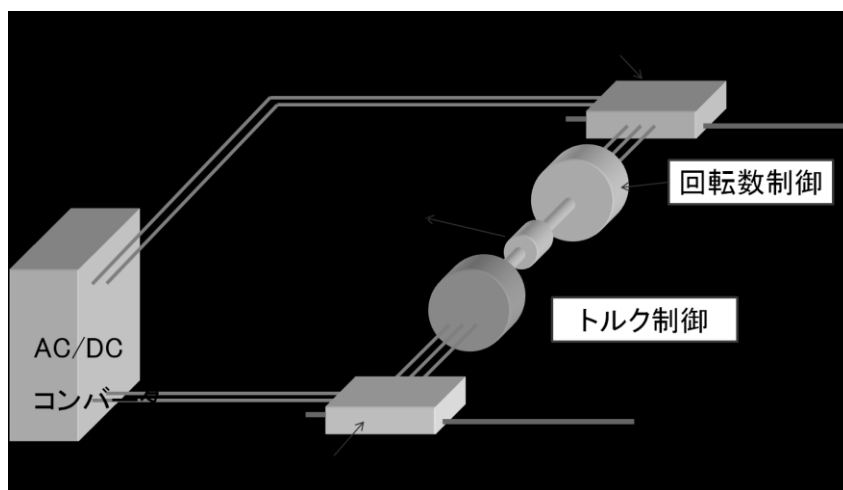


図 5.8.4 IT特性評価方法

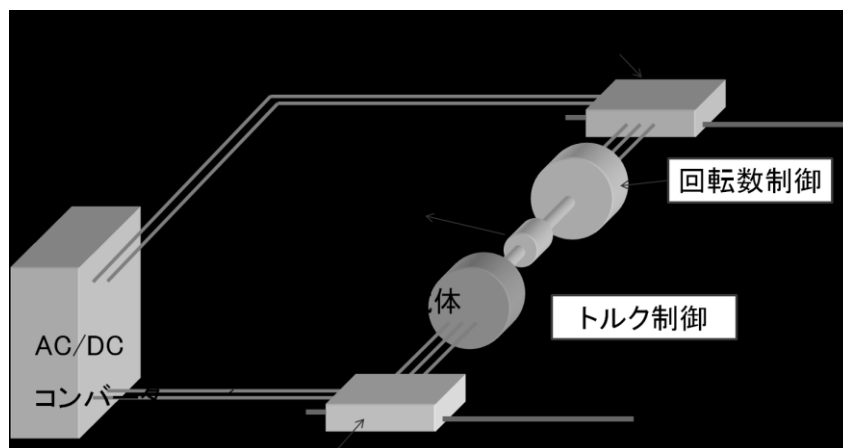


図 5.8.5 効率測定方法

#### 5.8.4 性能評価結果

ここでは第1次車体モータの性能評価結果について述べる．性能評価は起電力測定，IT特性測定，効率測定が主である．またそれらの測定条件を決定するための暖機条件試験と進角試験の結果について下記にまとめる．

##### 起電力測定

まず，300rpm，600rpm，1000rpmで回転させたときの起電力を測定した．

前述したとおり，起電力はモータの基本的な不具合の確認と出力トルクの見通しを得るために計測する．回転時に異音，異臭，異常発熱がなかったため問題ないと判断した．また測結果より，起電力定数が $1.84\text{Vpeak/rad/}$ であることが明らかになった．電磁鋼板の非飽和領域では $1.84\text{Nm/Arms}$ のトルク定数が見

込まれることが明らかになった。測定した結果を表 5.8.1 起電力測定結果一覧と図 5.8.6 起電力測定結果に示す。縦軸は起電力の波高値を表し、横軸は回転数を表す。

表 5.8.1 起電力測定結果一覧

回転数		起電力 [Vpeak]	起電力定数 [Vpeak/rad/sec]
[rpm]	[rad/sec]		
300	31.4	57.9	1.84
600	62.8	115.8	1.84
1000	104.7	192.5	1.84

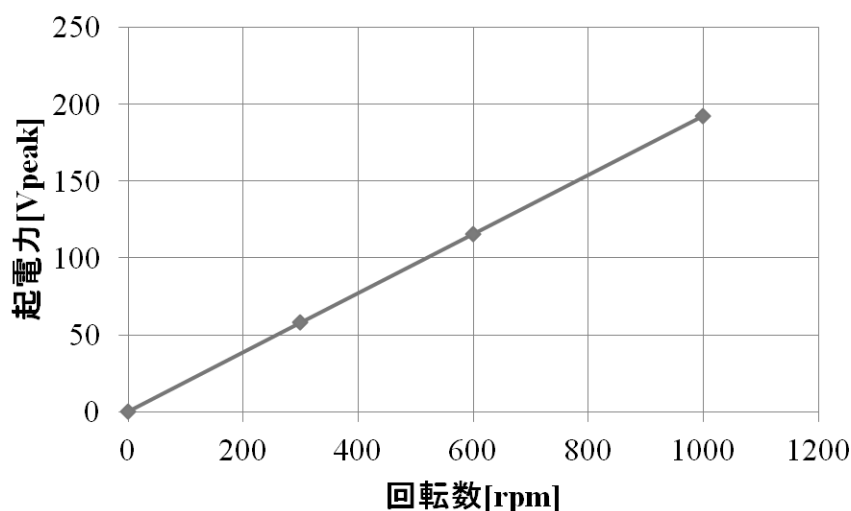


図 5.8.6 起電力測定結果

## IT特性測定

### ・暖機条件試験

IT特性を取得するに当たって必要な暖機条件を明確にした。暖機とは準備運動の様なもので、試験前に行う無負荷運転のことを指す。暖機には2つの目的がある。安全性の確認とデータの正確な取得である。試験の前にある程度の時間運転をすることにより、異音や振動等により不具合がないことを確認することができる。また暖機をすることにより摺動部品等が温まり、油脂の動粘度が変化して抵抗が変化する。さらにモータの電磁構成に使用する銅、電磁鋼板、磁石等も微少であるが温度依存性を持つため、部品の測定温度条件を合わせることでバラツキの少ないデータ取得ができる。正確に各部品温度を計測して同一条件にて計測を行うことが理想ではあるが、実態として部品温度を合わせることは不可能である。温度依存性が計測に大きく影響する部品に関してはデータ

取得時に温度計測をして、データ取得後に補正をすることはあるが、IT特性の取得に関しては必要ないため、実施ししない。

暖機条件を明確にするために無負荷運転を実施した。無負荷運転とは0Nm指示の状態であるため、軸出力としては0Nmであるが、モータが持つ摺動抵抗や空気抵抗、鉄損の分はトルクを発生させるため、微小な電流が流れている状態である。

時間とともに、モータの入力電力が下がることが分かった。また代表的な温度としてモータの巻線温度を取得しているが、巻線温度も徐々に上がっていることが明らかになった。そして双方とも飽和の傾向が見られる。温度が変化しなくなるとデータが安定することから暖機の効果がわかる。600rpmにて暖機運転をした結果を図 5.8.7 暖機運転結果に示す。同時に取得したインバータの損失を図 5.8.8 暖機運転時のインバータ損失に示す。それぞれ縦軸は時間を表し、横軸は損失を表す。インバータ損失は暖機時間に関わらず一定であることが分かった。モータとの違いはインバータは水道水による冷却であるため、暖機程度の入力ではインバータ温度に変化がないためである。暖機運転時のモータの入力(モータ無負荷損失)には温度依存性が明らかになったが、測定への影響という観点で判断をするために入力をトルクに置き換えた。トルクとして暖機運転の結果を評価すると最大でも0.93Nmの変化しかないということが分かった。結果を図 5.8.9 暖機運転結果(トルク換算)に示す。縦軸はトルクを表し、横軸は時間を表す。暖機運転結果から本研究で扱うモータは最大の出力が700Nmであるため、暖機による測定誤差は0.13%であることが明らかになった。IT特性の評価としては十分に影響が小さいため、暖機時間は特に定めずに試運転により異常がないことを確認できる時間を暖機運転時間とした。

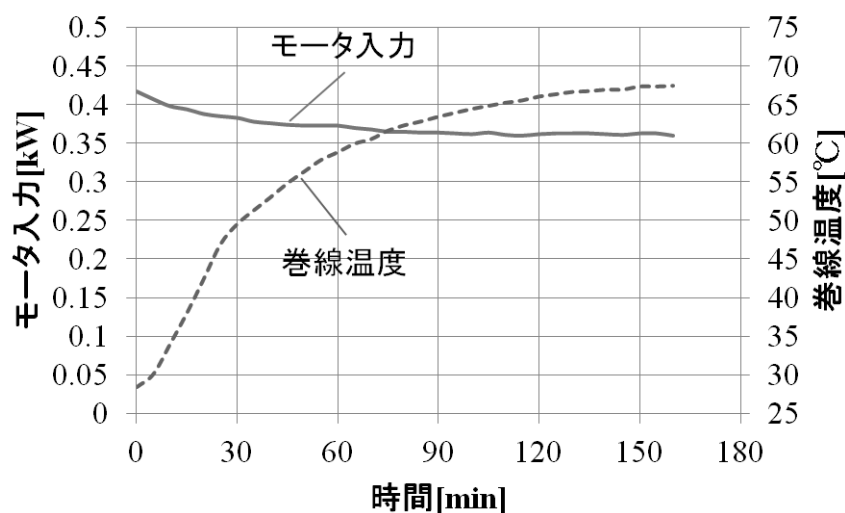


図 5.8.7 暖機運転結果



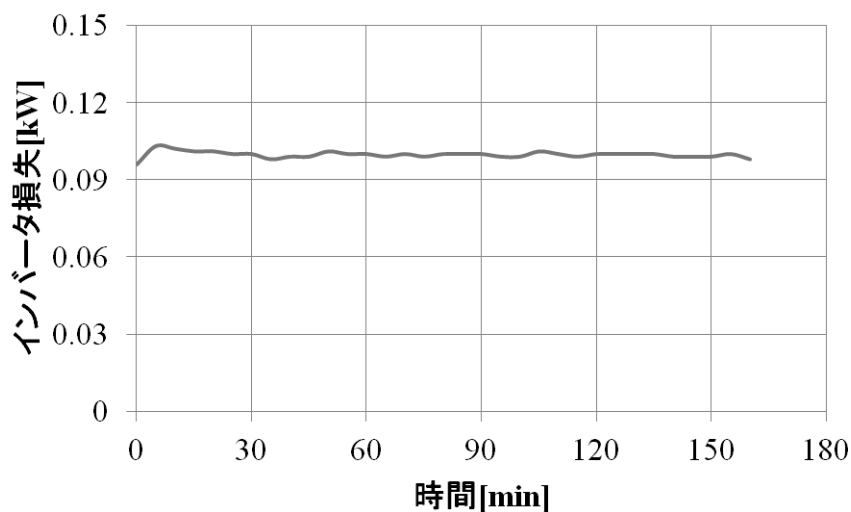


図 5.8.8 暖機運転時のインバータ損失

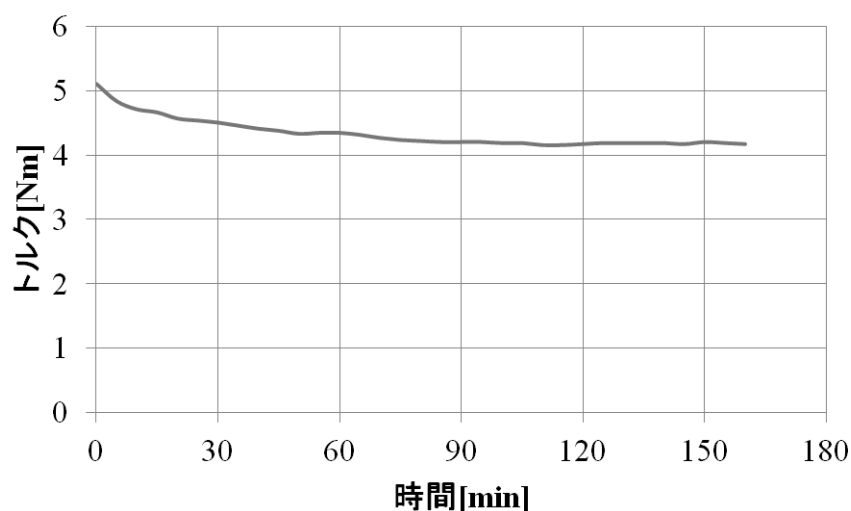


図 5.8.9 暖機運転結果(トルク換算)

・最適進角試験

次に最適進角を求めるための試験を実施した。IPMモータはマグネットトルク最大の電流位相を与えてもモータトルクとして最大にはならない。そこで、最大トルクが出力できる電流位相を実測にて確かめる必要がある。進角はレゾルバの取り付け角度をずらして変更する方法と、ソフトウェアにてレゾルバの原点位置を変更する方法の2つの方法が採用できるが、前者はテスト再現性が低いことから後者を選定した。

まず適当な電流として100Arms入力をしたときのトルクを計測した。計測の結果、209Nmのトルクが出力された。次に209Nmのトルク出力を固定して進角を変

えた時の電流の変化を計測した。進角を増やしていくと徐々に入力電流が下がっていき、極小値をもつ曲線を描くことが分かった。電流の極小値の時の進角は $20^{\circ}$ であったため、IT特性試験は進角 $20^{\circ}$ にて実施することとした。最適進角試験の結果をを図 5.8.10 最適進角試験(209Nm)に示す。

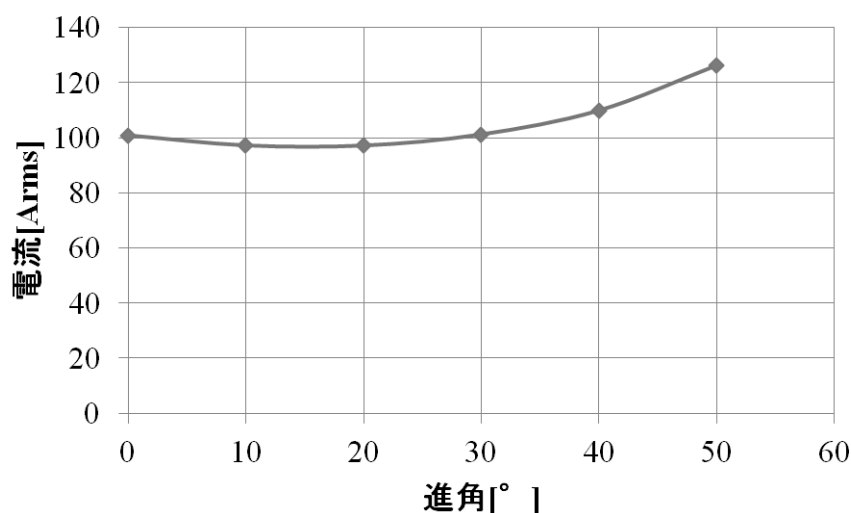


図 5.8.10 最適進角試験(209Nm)

・IT特性測定

測定条件を洗い出した後にIT特性測定を実施した。本研究では代表点として300rpmでのIT特性試験を実施している。雰囲気温度は一定であればよいため、適当な温度として $25^{\circ}\text{C}$ とした。モータは自然冷却，インバータは水冷にて冷却している。暖機条件は先に行った暖機条件試験から600rpmで20分とした。暖機によるトルク変動は計測に影響を与えないため，異音，異臭がないことを確認して実施することとした。進角は電気角 $20^{\circ}$ で固定して計測した。試験条件を表 5.8.2 IT特性測定条件にまとめる。

測定の結果，最大電流450Nmで709Nmのトルクが出力できることが分かった。車両から求められるモータの性能目標であった700Nmを達成することができることが明らかになった。結果を表 5.8.3 IT特性測定結果に示し，図 5.8.11 IT特性測定結果にまとめる。縦軸はトルクを表し，横軸は時間を表す。

表 5.8.2 IT特性測定条件

項目	値
雰囲気温度	25℃
モータ冷却	自然空冷
インバータ冷却	水冷
暖機条件	600rpm 20min
進角	20° 固定
測定回転数	300rpm
最大印加電流	450Arms

表 5.8.3 IT特性測定結果

電流[Arms]	トルク [Nm]	トルク定数
0	0	-
100	217	2.17
200	400	2.00
300	549	1.83
400	665	1.66
450	709	1.58

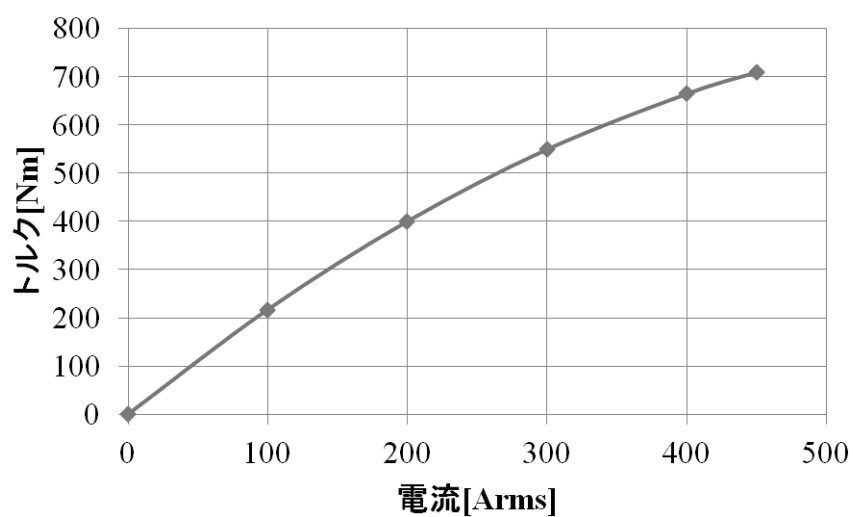


図 5.8.11 IT特性測定結果

## 効率測定

### ・暖機条件測定

暖機条件を決定するための試験はIT特性試験の事前準備として行ったため、実施せずに改めて値を評価した。効率測定は100Nmまでを20Nm刻みで取得し、100Nm異常は100Nm刻みで取得した。暖機前後で0.93Nmの差があるとする測定値に4.7%の誤差を生ずるため、影響が大きい。測定誤差の目標を1%以下とする完全暖機状態との差を0.2Nm以下にしないといけない。完全暖機状態との差をいう観点で暖機条件試験結果をまとめたものを図 5.8.12 完全暖機状態との差に示す。

時間がたつにつれ完全暖機状態との差が縮まっていき、45分の時点で完全暖機状態との差が0.2Nmを下回った。このことから本研究で効率測定を行う際の暖機条件は600rpmで45分間の無負荷運転であることが明らかになった。

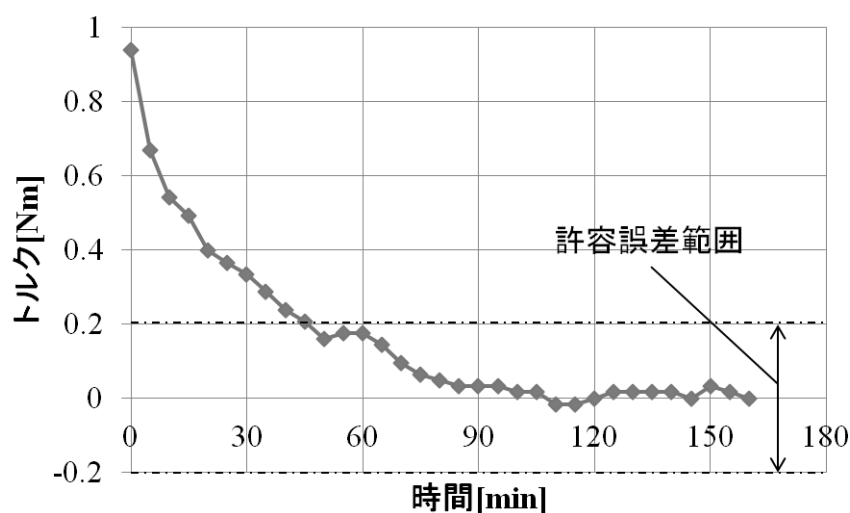


図 5.8.12 完全暖機状態との差

### ・進角測定

進角制御の狙いとしては最大トルク制御と最大効率制御の二つがあるが、本研究で扱うモータを自動車に搭載する際は最大トルク制御を行う。最大トルク制御とはIT特性測定時と同じ制御になるため、IT特性測定時と同じ進角20°設定にて効率測定を行った。

### ・効率測定

測定条件を決定できたため効率測定を実施した。回転数は50rpm毎、トルクは100Nmまでを20Nm毎に測定し、100Nm以上は200Nm毎に測定した。試験条件を表 5.8.4 効率測定条件に示す。結果は取得したデータでなく、効率に換算したデータを表 5.8.5 モータ効率測定結果に示す。

低回転領域と低トルク領域の効率が低く、高出力になるにつれて効率が高く

なっている。低回転高トルク領域はトルク(出力)は電流に比例することに対して、銅損は電流の二乗に比例するため低効率になりやすく、低トルク領域は摺動抵抗等の固定損が占める割合が大きいため低効率に成りやすい。これは一般的なモータの性質である。

同時に取得したインバータ入力データからインバータ効率を求めた。インバータは固定のスイッチング損が大きいため低出力領域の損失が良くない傾向にある。特にモータからの逆起電力が小さい低回転数の領域の効率の低さが顕著である。またモータ同様にあるトルクを極大値としてトルクが増すと効率が低下する。しかし、モータと比較すると極低回転領域を除いて全体的に駆動効率が高い。そしてモータとインバータの効率を総合して駆動効率を算出した。モータとインバータの効率分布は似ているため、低トルク、低回転領域の効率低下がより顕著に表れている。しかし高出力領域では高い効率を維持できている。結果を表 5.8.7 駆動効率測定結果に示す。

表 5.8.4 効率測定条件

項目	値
雰囲気温度	25℃
モータ冷却	自然空冷
インバータ冷却	水冷
暖機条件	600rpm 45min
進角	20° 固定
測定回転数	50～800rpm
測定トルク	20～400Nm

表 5.8.5 モータ効率測定結果

表内単位[%]

トルク[Nm]	回転数、時速	km/h	6.9	13.8	20.7	27.6	34.5	41.5	48.4	55.3
		rpm	50	100	150	200	250	300	350	400
0										
20				66.9	67.7	69.7	70.8	68.7	68.8	68.8
40			73.5	77.4	77.2	80.3	81.2	78.7	79.2	79.4
60			75.5	81.1	81.8	84.7	86.4	84.4	83.5	83.9
80			76.2	82.5	83.4	88.0	87.0	86.5	85.9	86.2
100			76.0	81.9	85.2	88.0	88.1	88.6	87.6	88.6
200						85.4		89.4		89.5
300						81.1		86.0		87.8
400						78.9		82.8		86.5

トルク[Nm]	回転数、時速	km/h	62.2	69.1	76.0	82.9	89.8	96.7	103.6	110.5
		rpm	450	500	550	600	650	700	750	800
0										
20			68.9	68.8	71.5	71.4	71.5	71.3	71.0	70.9
40			79.6	79.6	81.2	81.4	81.4	81.5	81.5	81.4
60			83.9	83.9	85.5	85.5	85.6	85.6	85.7	85.7
80			86.3	86.5	87.7	87.8	87.9	88.0	88.1	88.0
100			88.0	88.3	89.2	89.3	88.7	89.6	89.6	89.7
200				91.4		91.2		92.3		92.4
300				89.6		90.3		91.2		91.8
400										

表 5.8.6 インバータ効率測定結果

表内単位[%]

トルク[Nm]	回転数、時速	km/h	6.9	13.8	20.7	27.6	34.5	41.5	48.4	55.3
		rpm	50	100	150	200	250	300	350	400
0										
20				68.0	75.3	79.8	82.3	84.6	85.6	86.8
40			59.0	72.5	79.0	83.0	85.4	87.0	88.0	88.9
60			61.6	74.4	80.5	84.4	86.0	87.9	89.1	90.0
80			63.1	75.1	81.2	84.4	86.7	88.5	89.6	90.6
100			64.0	76.1	81.3	84.8	87.1	88.8	89.9	91.0
200						85.6		89.4		91.5
300						85.5		89.2		91.3
400						85.0		88.8		90.9

トルク[Nm]	回転数、時速	km/h	62.2	69.1	76.0	82.9	89.8	96.7	103.6	110.5
		rpm	450	500	550	600	650	700	750	800
0										
20			87.7	88.3	88.7	89.1	89.5	89.9	90.5	90.8
40			89.8	90.4	91.0	91.4	91.9	92.3	92.7	93.0
60			90.8	91.6	92.0	92.5	93.0	93.4	93.7	93.9
80			91.5	92.1	92.6	93.1	93.5	93.8	94.1	94.4
100			91.8	92.4	92.9	93.4	93.8	94.1	94.4	94.7
200				92.8		93.8		94.5		95.1
300				92.7		93.6		94.4		95.0
400										

表 5.8.7 駆動効率測定結果

表内単位[%]

トルク[Nm] \ 回転数、時速	km/h	6.9	13.8	20.7	27.6	34.5	41.5	48.4	55.3
	rpm	50	100	150	200	250	300	350	400
0									
20			45.5	51.0	55.6	58.2	58.1	58.9	59.8
40		43.4	56.2	60.9	66.7	69.3	68.5	69.7	70.7
60		46.5	60.4	65.9	71.5	74.3	74.2	74.4	75.5
80		48.1	62.0	67.7	74.3	75.4	76.6	77.0	78.1
100		48.6	62.3	69.3	74.7	76.8	78.7	78.8	80.6
200					73.1		79.9		81.9
300					69.3		76.7		80.1
400					67.0		73.5		78.6

トルク[Nm] \ 回転数、時速	km/h	62.2	69.1	76.0	82.9	89.8	96.7	103.6	110.5
	rpm	450	500	550	600	650	700	750	800
0									
20		60.4	60.8	63.4	63.7	64.0	64.2	64.3	64.3
40		71.4	72.0	73.9	74.4	74.8	75.2	75.5	75.7
60		76.2	76.9	78.6	79.1	79.6	79.9	80.3	80.5
80		78.9	79.6	81.2	81.7	82.2	82.6	82.9	83.1
100		80.8	81.5	82.8	83.4	83.2	84.3	84.6	84.9
200			84.8		85.5		87.2		87.9
300			83.1		84.5		86.0		87.2
400									

・損失分析

効率の分析は一般的にモータがどの程度優れるか、異常がないかという評価として行われている評価手法であるが、比較対象を持たない第一次試作機ではモータ単体で判断することが難しい。また、効率を確認しただけではモータに不具合があるかは分からない。そのため、ここでは対策のための損失分析を行う。

車両に搭載する場合の評価に必要なデータは比較車両の駆動効率と走行抵抗である。効率測定で得られたデータからモータ損失の値を算出した。モータの損失を回転数依存性のあるものとトルク依存性のあるものに大別できる。回転数依存性の損失は1次式に近い式になり、トルク依存性の損失は2次式に近い形になる。ここで近似式を併記したのはその判断を行うためのものである。損失が変曲点を持っている場合や、高トルク型のモータで回転数依存の損失が2次式に近い場合は磁気の漏れや巻線内の循環電流の発生、摺動部品の異常摩擦等の不具合がある可能性が高い。ここでその様な傾向が見られていないということは設計上、組み立て上のものづくりによる不具合がないということが確認できたということになる。

以上の評価によって、本研究で第一次開発したモータは車両搭載に性能上問題がないということが確認された。トルク毎の損失を図 5.8.13 トルク毎のモータ損失にまとめた。縦軸は損失を表し、横軸は回転数を表す。そして回転数毎の損失を図 5.8.14 回転数毎のモータ損失に示す。縦軸は損失を表し、横軸はトルクを表す。

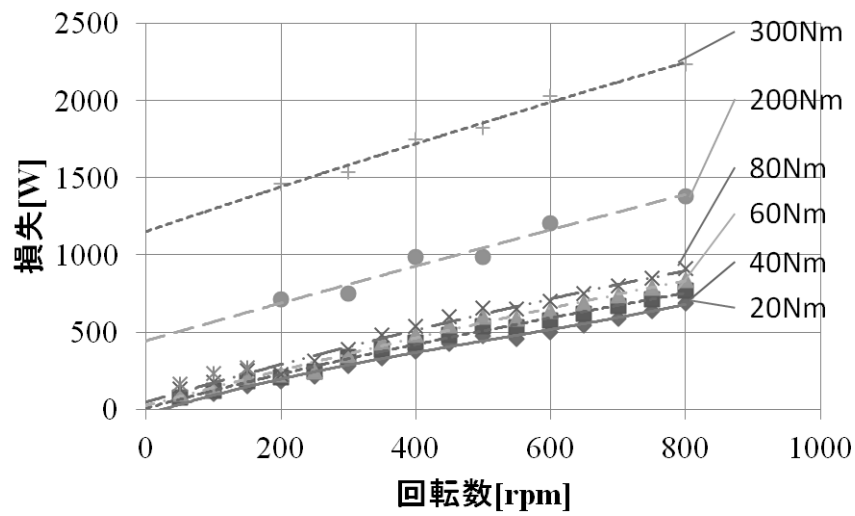


図 5.8.13 トルク毎のモータ損失

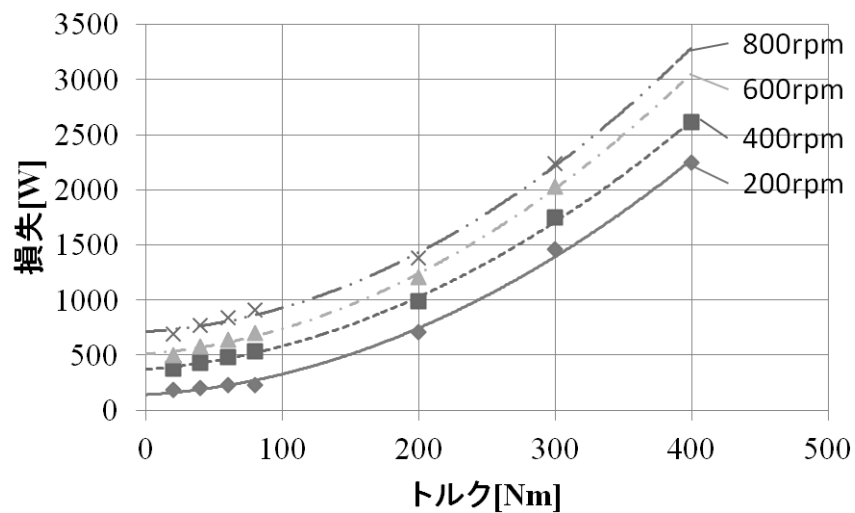


図 5.8.14 回転数毎のモータ損失

### 5.8.5 信頼性評価

ここでは信頼性試験方法について述べる。車両と用いた計測で設定根拠を明らかにした上で、JISに準拠した試験を実施した。その結果について下記にまとめる。

#### 振動試験

- ・試験条件設定根拠

試験条件を決定するため、実車にてばね下の振動を確認した。JISに準拠する



と加振加速度を選定できる。しかし $90\text{m/s}^2$ と $300\text{m/s}^2$ では部品にかかるエネルギーが11倍も違うため、どの耐振基準にするかが設計に大きく影響する。舗装された路面を走行するだけでは $90\text{m/s}^2$ の振動を受けるといことは考えにくいですが、実証実験を安全に行うためにも目標値の設定は必須である。使用した車両は本研究で開発したモータと同等の重量のインホイールモータを搭載する4輪駆動の車両である。乗車定員が4名の普通乗用車である。当該車両の諸元を表 5.8.8 ばね下振動計測用の車両諸元に示す。

次に試験条件を決めた。モータへの振動は路面の凹凸とトルク変動により起こる。その他にモータ自身の回転振動による振動も発生するが、寄与としては路面の凹凸の方が大きい。図 5.8.15 ばね下部品振動伝達経路に伝達経路を示す。

ばね下への振動のモデルを図 5.8.16 ばね下振動モデルに示す。路面変位入力とは凹凸のある路面をタイヤが乗り越えるときに発生する入力である。路面の変位量と通過速度で決定される値である。このモデルからタイヤ上下バネ定数と路面変位入力が大きければ大きいほど、ばね下振動が大きくなるということが分かる。またタイヤのバネ定数の例を図 5.8.17 一般的なタイヤのばね定数に示す。タイヤ上下バネ定数は速度が低い方が大きくなるため速度が低い方がばね下振動が大きくなることが分かる。

しかし、路面変位入力は速度が増せば増すほど大きくなるため速度による依存性は一概に論ずることが難しい。そのため、まず速度依存性を確認するために高速道路等やマンホール等の道路のつなぎ目を想定した段差乗り越しの試験を行った。速度は $40\text{km/h}$ と $60\text{km/h}$ の二水準である。また、ばね下の振動計測点はナックルのモータ締結点近傍とし、ボディ側の振動計測点はサスペンションアーム近傍とした。

段差乗り越し試験を実施すると、段差を乗り越した瞬間に大きな振動加速度が発生してその後収束していくという結果が得られた。振動の発生方向としては前後が最も大きく、同等の左右方向の振動は大きくない。モータとしては軸方向の振動が小さいことになる。 $40\text{km/h}$ 走行時の段差乗り越し時の振動加速度測定結果を図 5.8.18  $40\text{km/h}$ の段差乗り越し時ばね下発生加速度(3軸)と図 5.8.19  $40\text{km/h}$ の段差乗り越し時ばね下発生加速度(合力)に示す。縦軸は振動加速度を表し、横軸は時間を表す。

次に $60\text{km/h}$ の段差乗り越しの試験を実施した。 $60\text{km/h}$ 走行時も $40\text{km/h}$ 走行時と同様に車体左右方向に対して車体上下と前後方向、即ちモータの軸方向に対するモータ径方向の加速度が大きい傾向が得られた。測定結果を図 5.8.20  $60\text{km/h}$ の段差乗り越し時ばね下発生加速度(3軸)と図 5.8.21  $60\text{km/h}$ の段差乗り越し時ばね下発生加速度(合力)に示す。縦軸は振動加速度を表し、横軸は時間を表す。

そして、 $40\text{km/h}$ と $60\text{km/h}$ の合力比較を行った。最大発生加速度は $60\text{km/h}$ 走行時の方が大きくなっていることが分かる。よって、車両の走行速度が大きくなればなるほどばね下加速度は大きくなることが分かった。また、普通路面にある段差乗り越し時の発生加速度は最大で8G程度であることが分かった。合力の比較をまとめたグラフを図 5.8.22  $40\text{km/h}$ と $60\text{km/h}$ の段差乗り越し時ばね下

発生加速度比較(合力)に示す。縦軸は振動加速度を表し、横軸は時間を表す。

ばね下振動の速度依存性が明らかになったため、耐久試験条件を規定する際の走行速度条件は日本国内の一般道の最高速度である60km/hと決定した。そして本研究では路線バスの使用が想定される路面を中悪路とした。路面バスは舗装路で運用されるが、工事中の道路や車庫が舗装されていない可能性があるためである。中悪路とは未舗装であるものの、ある程度整備された建設現場の砂利道や山道を模擬した道路である。砂利や砂を敷き詰めてつくられた道路であるためアスファルトに比べ凹凸が大きく、自動車が走行すると大きな振動がタイヤに伝わる。特に信頼・耐久性の試験に多く用いられる路面である。

中悪路は路面に連続的な凹凸が存在するため、段差乗り越し比較すると前後方向の振動は小さくなっている。一方で上下方向の振動が増している。モータは回転体であるため、モータ単体で振動を考えた場合は前後と左右で振動の大きさが変わっても、加振力の影響を全ての部品が均等に受けることになる。左右方向の振動は大きく変わることがないため、路面の粗さはモータの軸方向への加振力にあまり影響しないことが分かった。また、最大で発生する加速度は9.23G(90.45 m/sec<sup>2</sup>)であることが明らかになった。設計時に目標とした加振力は90m/sec<sup>2</sup>であったため、設計値と非常に近い値であることが分かった。60km/hで中悪路を走行した時のばね下の発生加速度を図 5.8.23 60km/hで中悪路を走行時にばね下に発生する加速度(3軸)と図 5.8.24 60km/hで中悪路を走行時にばね下に発生する加速度(合力)に示す。

表 5.8.8 ばね下振動計測用の車両諸元

項目	値
全長	4700mm
全幅	1600mm
全高	1550mm
車体重量	1650kg
乗車定員	4名
車両総重量	1830kg
ホイールベース	2390mm
タイヤサイズ	185/60R15

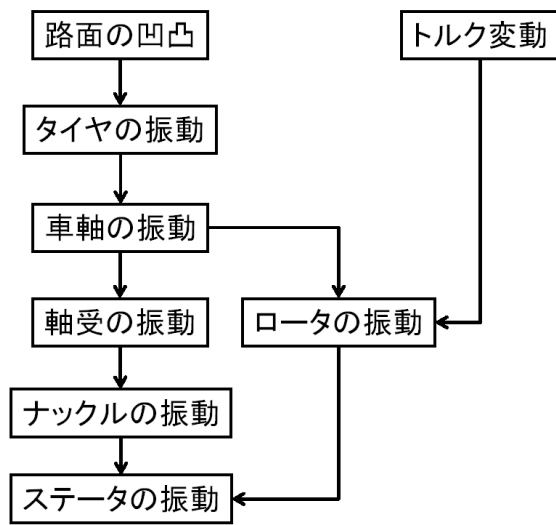


図 5.8.15 ばね下部品の振動伝達経路

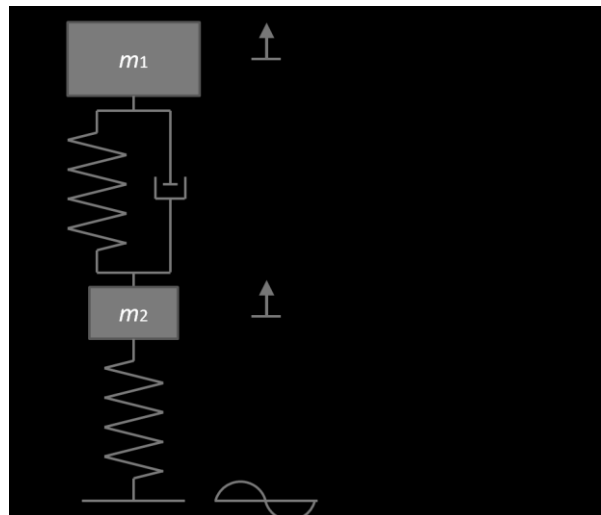


図 5.8.16 ばね下振動モデル  
(自動車用タイヤの基礎と実際より作成)

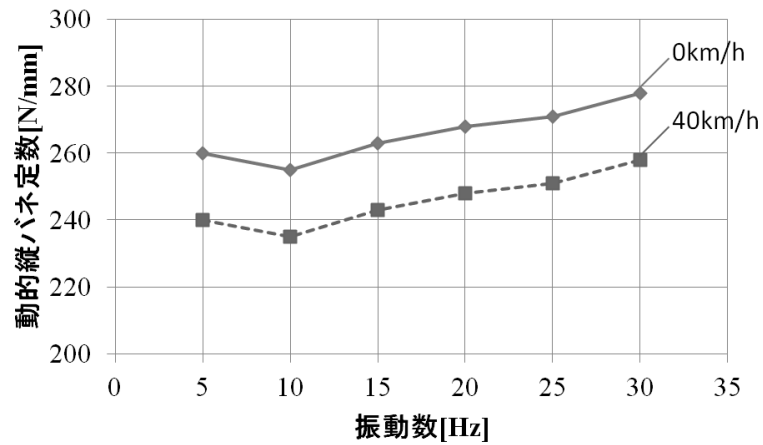


図 5.8.17 一般的なタイヤのばね定数  
(自動車用タイヤの基礎と実際より作成)

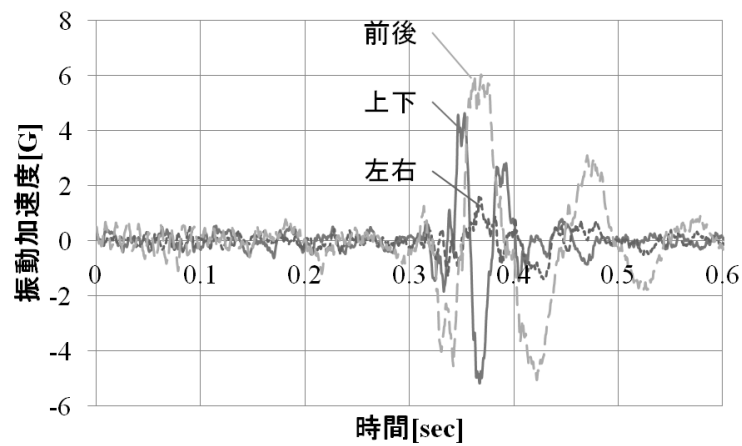


図 5.8.18 40km/hの段差乗り越し時ばね下発生加速度(3軸)

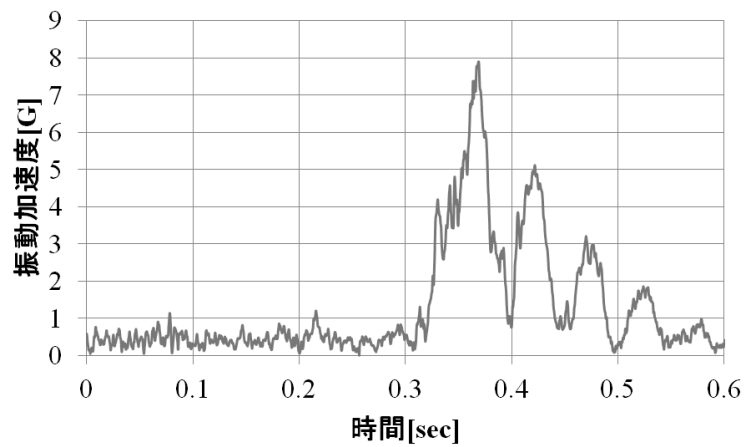


図 5.8.19 40km/hの段差乗り越し時ばね下発生加速度(合力)

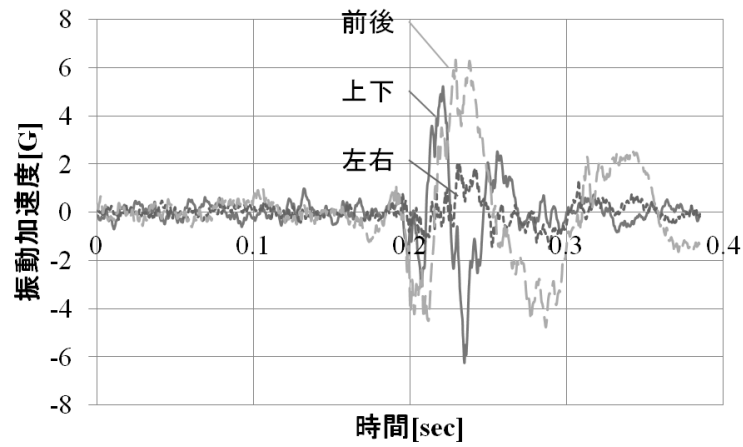


図 5.8.20 60km/hの段差乗り越し時ばね下発生加速度(3軸)

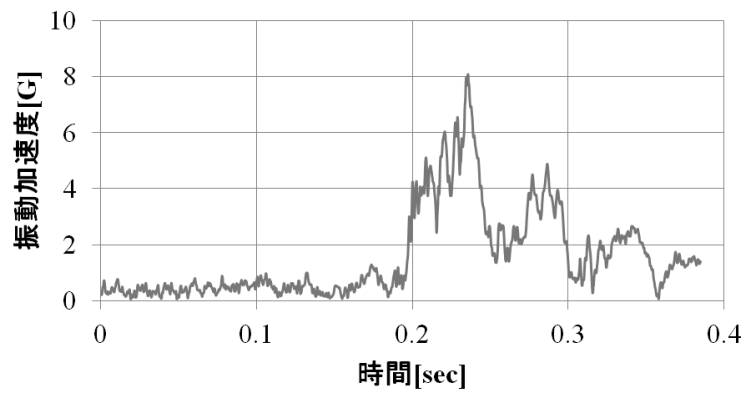


図 5.8.21 60km/hの段差乗り越し時ばね下発生加速度(合力)

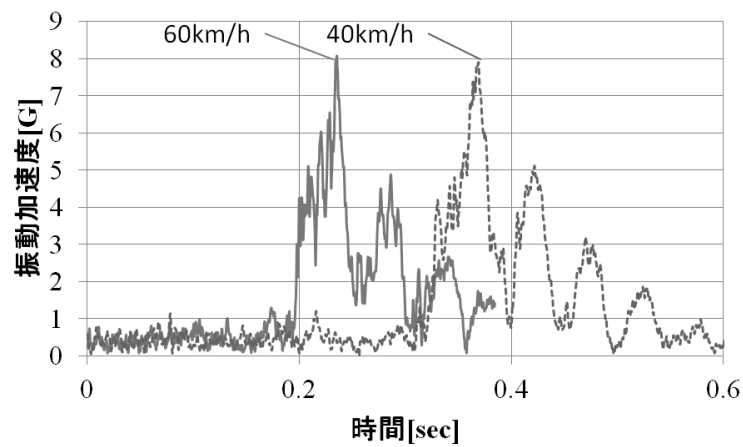


図 5.8.22 40km/hと60km/hの段差乗り越し時ばね下発生加速度比較(合力)

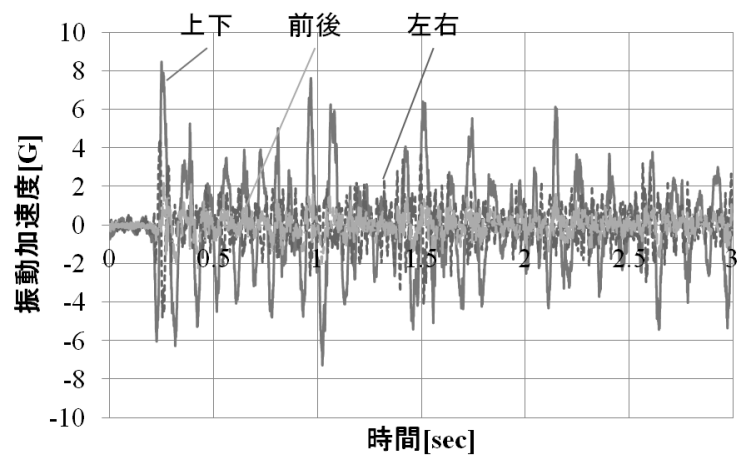


図 5.8.23 60km/hで中悪路を走行時にばね下に発生する加速度(3軸)

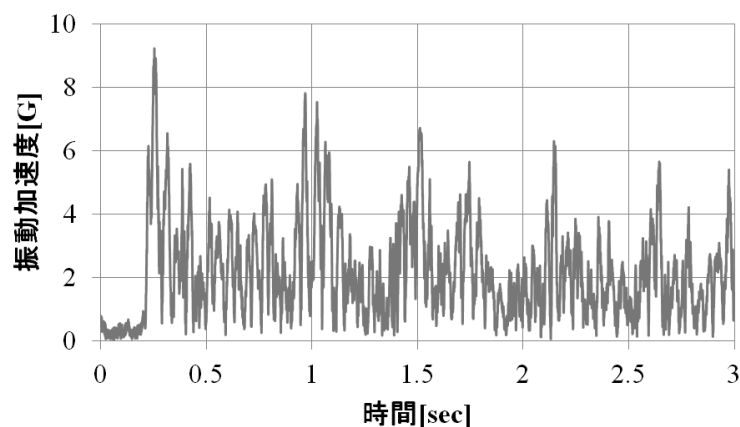


図 5.8.24 60km/hで中悪路を走行時にばね下に発生する加速度(合力)

#### 振動試験の実施

振動試験を実施した。前述の振動試験結果から実走時にモータに発生する振動加速度は $9.23\text{G}$  ( $90.45\text{ m/sec}^2$ )であることが分かっている。このため、今回は加振加速度を $10\text{G}$ に設定した。その他の条件である振動周波数、加振方向、時間はJIS D1601-1995に倣い設定した。実施条件を表 5.8.9 振動試験条件にまとめる。

加振時間が方向によって変化するため、車両搭載状態と同じ方向にモータを固定して試験を実施した。試験器の概観を試験時に使用した試験治具とモータが組み付いた状態で振動試験機に搭載した様子を図 5.8.26 振動試験器組み付け状態に示す。

本試験で使用した振動試験器は1方向のみの加振が可能な振動試験器である。

図 5.8.25 振動試験器概観の状態では上下方向に加振できる。他2方向の加振を行うときは振動試験器を90度傾けて、供試体の方向転換によって対応している。また、本装置で加振を行う際に制御点を設定する必要がある。振動試験装置そのものには加振力を与えるだけの機能しかなく振動を感知できないため、他の装置から周波数や加速度をフィードバックさせて振動を制御するためである。本試験では制御点を振動試験器の定盤として設定するため、振動試験器に加速度センサを取り付けて試験を行った。加速度センサの取り付けは図 5.8.27 振動試験の制御点に示すように治具近傍に設置した。

振動試験は上下、左右、前後の順に行った。振動試験中に異常な音、振動は確認できず、問題なく完了した。

表 5.8.9 振動試験条件

項目	値
振動周波数	67Hz
加振加速度	10G (98m/sec <sup>2</sup> )
加振時間 (方向は車両搭載方向)	前後：4h 左右：4h 上下：2h

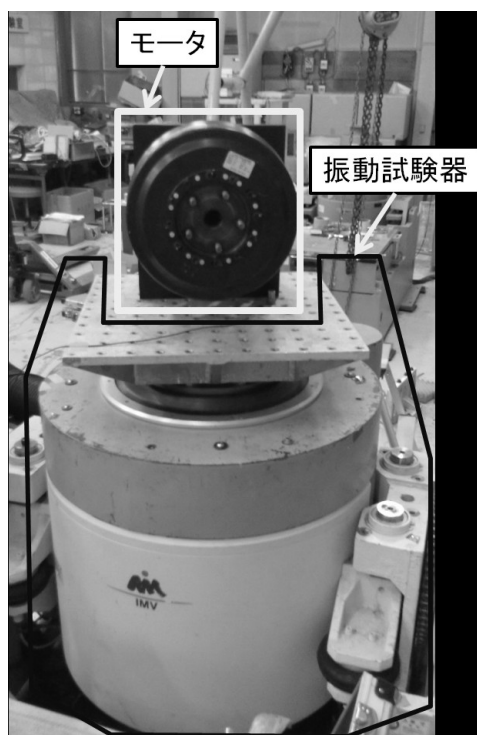


図 5.8.25 振動試験器概観

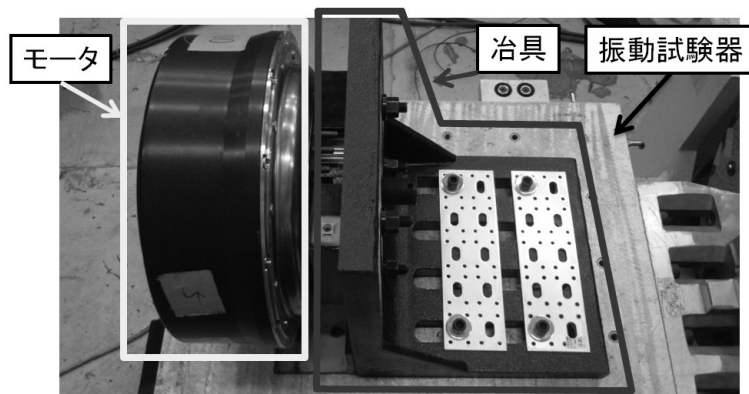


図 5.8.26 振動試験器組み付け状態

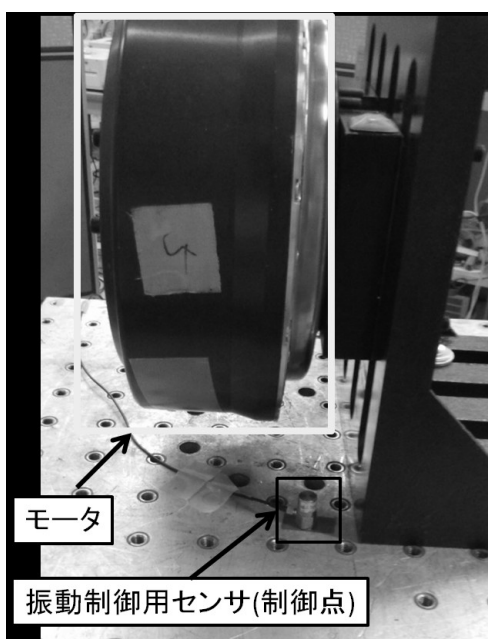


図 5.8.27 振動試験の制御点

### 振動試験の結果

クラックや変形等の外観，寸法検査上分かる機械的な変化はなく，絶縁抵抗値，巻線抵抗値，起電力という電気的な変化もなかった．しかし回転時に異音が発生するようになった．回転時に異音が発生することや電気的な検査値に変化がないことから外観上分からない機械的な変化があり，それが原因となって音が発生していると推定した．

音が鳴るといことは部品同士の接触がある部分である可能性が高い．回転時に部品と部品が接触する可能性のある部分はエアギャップ，シール部分，ベアリングである．エアギャップが接触している場合は電磁鋼板に破損が起こるが，その破損は確認できなかった．またシール部分は常に接触するものの，樹脂製であるため大きな異音が発生する部品ではない．それらに対してベアリングは内部を観察することが出来なく，金属部品であるためベアリングに変化が



起こっていると考えた。ベアリングメーカーとの協議の結果、本試験条件ではベアリング内の球の一部分に繰り返し荷重が集中したため、球に変形が生じて異音が発生したという結論を得た。ベアリングメーカーでも同様の試験を行い同様の結果が得られている。ベアリングは回転しながら使用されることを想定しているため、本試験条件で回転させながら試験を行えば本事象は起こらないとの回答が得られた。実際の使用条件では車両停止状態で繰り返しの振動を受けるといった状況は考えられないため、ベアリングの耐久性には問題ないという結論を得た。

以上の結果から本研究で開発したモータは10Gの振動に耐え、十分な耐久性を持つと結論付けた。振動試験の結果を表 5.8.10 振動試験結果にまとめる。

表 5.8.10 振動試験結果

項目	耐久前後比較
外観	変化なし
絶縁抵抗値	変化なし
巻線抵抗値	変化なし
起電力	変化なし
クラック・変形	変化なし
その他	回転時異音発生

## 防水・防塵試験

### 確認試験の実施

本研究で開発するモータの防水・防塵レベルは前述の通り、IPX7レベルに設定した。IPX7とは水に浸しても影響がないように保護し、規定の圧力及び時間で外郭を一時的に水中に沈めたときに有害な影響を生じる量の水の浸入があってはならないと定められている。具体的な試験条件を表 5.8.11 IPX7試験条件に示す。

850mm以上の部品については部品上面から150mmの水深という規定があるが、本研究で開発したモータの外径は850mmに満たないため1メートルの潜水を実施することとした。浸水の状況を確認するためにはウォーターフィーリングペーストを使用した。ウォーターフィーリングペーストとは水分に反応し、緑色から赤色に変色する溶剤である。製油所や船舶等で水の浸入を許さない部分の水侵入の検査に用いられることが多い。水に反応すると明らかな変色を確認できるため、水の侵入があった場合には容易に判別できる。モータの水侵入が起こる可能性のある部分にウォーターフィーリングペーストを塗布し、試験前後で変色がないことを本試験の判定基準とした。水が蒸発すると元の色に戻るため、試験終了後は時間を置かず分解・確認が必要である。

本試験の実施の前に、簡易的な確認のためロータ部分のみ水侵入の確認試験を行った。ロータのみであれば試験をしながら水侵入の経路が確認できるため

である。試験の方法はロータに水が直接浸入しない高さまで水を張ったバットにロータを入れるという方法である。試験の概要を図 5.8.28 水没試験前の確認概要に示し、実際に試験を行った様子を図 5.8.29 水没試験前の確認の様子に示す。水に浸けて3分程度経過すると、ロータケースとシャフトを締結しているボルトに塗布したウォーターフィーリングペーストが変色を始めた。そして、6分後にはロータ内部に明らかな水の侵入が確認された。その様子を図 5.8.30 水没試験前確認(6分経過後)に示す。

確認結果からIPX7相当の防水性能は持っていないということが確認された。一方で、ロータ内への水の侵入はロータを水に浸けてからある程度時間が経過してから起こっていることから一時的な被水に対する耐久性はあるものと考えられる。そのため、以前に慶應義塾大学にて開発した車両では不具合が偶然起こっていなかったものと考えられる。

表 5.8.11 IPX7試験条件

項目	値
温度	15~35℃
相対湿度	25~75%
大気圧	86~106kPa
水深	最下端が水面から1メートル
試験時間	30min

※水温と外殻の温度差が5℃以上あってはならない

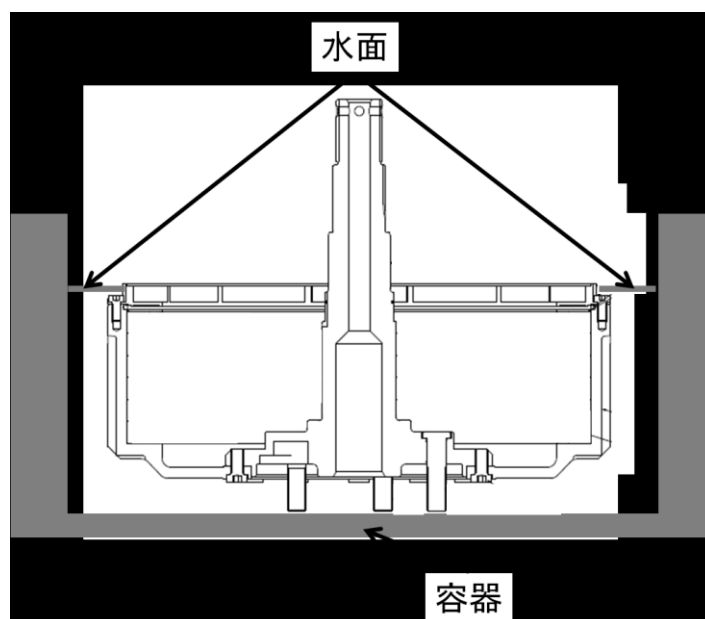


図 5.8.28 水没試験前の確認概要図



図 5.8.29 水没試験前の確認の様子

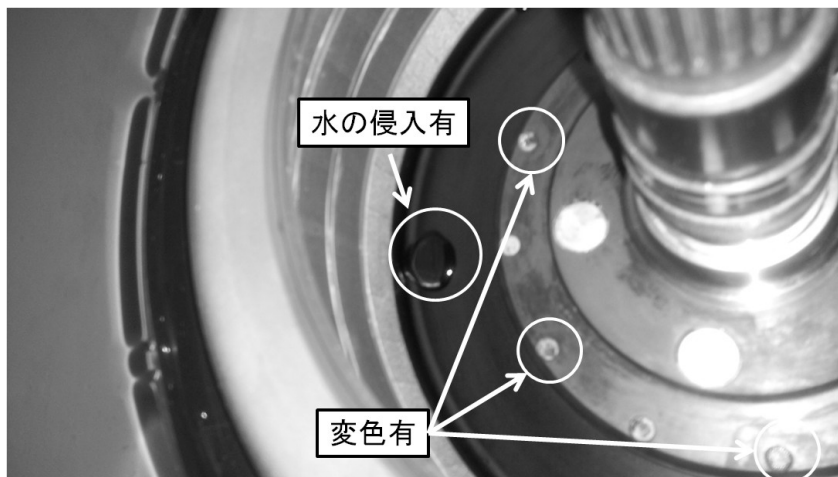


図 5.8.30 水没試験前確認(6分経過後)

### ロータへの水侵入対策

水の侵入が確認された個所はロータケースとシャフトを締結しているボルトである。隙間ができる設計にはなっていないが、ボルトの山とネジ穴に生じるわずかな隙間から水が浸入したと考えられる。水没試験前確認で水の侵入が確認出来た箇所を図 5.8.31 ロータの水侵入箇所に示す。

シャフトに取り付けられているセレーションボルトは圧入で取り付けられるため全く隙間が出来なく、シャフトとセレーションボルトの間からは水が浸入しなかったものと考えられる。ボルトの山とネジ穴は規格により寸法と寸法公差が決まっているため、ボルトの山とネジ穴の隙間を埋めるためには一般にテーパボルトを使用する。テーパボルトとはボルトの呼び径がテーパ状になっているボルトのことであり、ラジエータの水抜き穴の栓として使用される

ことが多い。テーパボルトを使用すれば水の侵入は確実に防ぐことができる。しかし試作の結果、テーパボルトは軸力を持たせ部品を固定することができなかった。ここでは水の侵入を防ぐだけでなく、シャフトとロータケースの締結に使用するためテーパボルトの使用は断念した。

次にボルトのネジ山に水が入る前に侵入経路を遮断するという方法を検討した。水の侵入経路を図 5.8.32 ロータへの水の侵入経路に示す。水はボルト頭の側面を通り、ボルト座面、ボルトの山を伝って侵入している。ことが分かる。ボルト頭の側面とロータケースの間には何も力が働かないため水の侵入を防ぐことが困難である。そこでボルトの座面に注目した。ボルト座面は軸力がかかるため、隙間を埋めることができる。ボルト座面の防水に適した部品としてシールワッシャーという部品がある。

シールワッシャーは一般的なワッシャーの内径にワッシャーよりわずかに厚いゴムが蒸着された部品であり、ゴムが締結時に潰されて締結面と密着することにより防水性を確保する仕組みになっている。ボルトの軸力の確保をしながら防水を実現できるためシールワッシャーはシャフトとロータケースの締結に使用できると判断し、シールワッシャーを追加することとした。またここでは耐環境性の高いフッ素ゴムを用いたシールワッシャーを選定している。シールワッシャーの概観を図 5.8.33 シールワッシャーに示す。

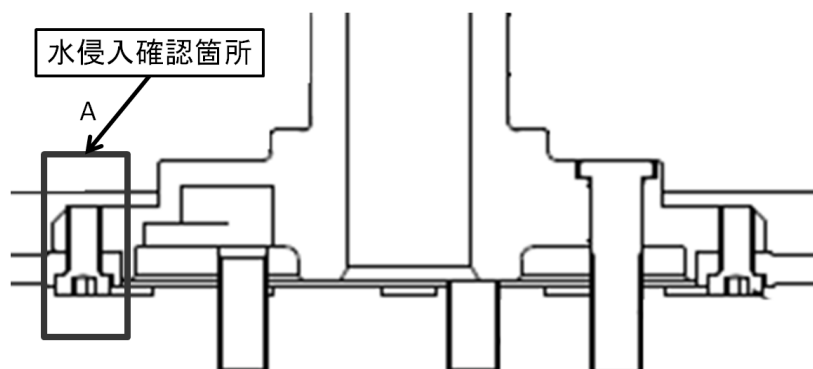


図 5.8.31 ロータの水侵入箇所

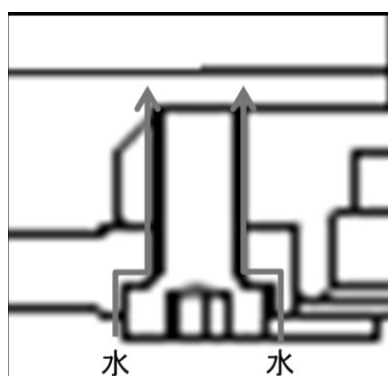


図 5.8.32 ロータへの水の侵入経路

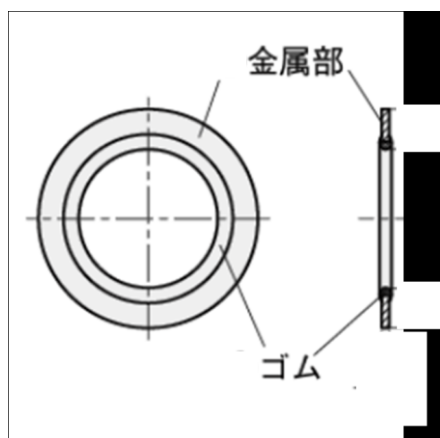


図 5.8.33 シールワッシャー概観

### 第一回水没本試験の実施

ロータにシールワッシャーを追加して、ロータの防水性を保てることを確認した後に、モータを組み立てて本試験を実施した。1m以上の水深を確保できる水槽となっており、水抜き栓が下部に取り付けられたものである。ここに水深1mの水を張り、モータを上部から投入して試験を実施した。本試験で用いた水槽を図 5.8.34 水没試験用水槽に示す。モータの上げ下げには電動クレーンを用いた。クレーンにモータを吊下げている状態を図 5.8.35 水没試験吊下げの様子に示す。

水槽が樹脂製であるため、モータを水槽に直接接地すると応力集中による破損の危険があったため、一枚木製の板を底に敷いて接地した。また水深1mの水中での治具取り付けは不可能であるため、試験中もクレーンにモータを吊り上げる力がかからない程度に治具を引っかけた状態とした。

モータを水没させ、1時間放置した後に直ちに分解を行った結果、ギャップからウォーターフィリングペーストが混ざった水が流れ出てきた。結果としてかなりの量の水が侵入していることが分かった。ロータへの水侵入はある程度防いでいるということが分かっているため、まずはステータへの水侵入経路がないか確認、対策することとした。分解を行っている様子を図 5.8.36 水没試験後のモータ分解の様子に示す。

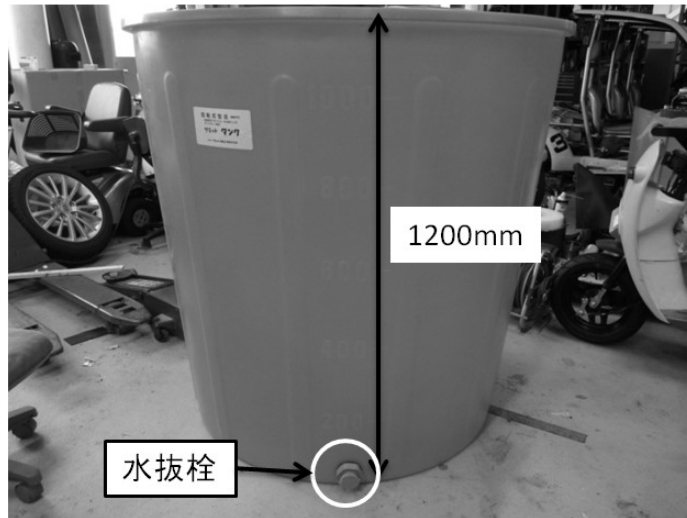


図 5.8.34 水没試験用水槽

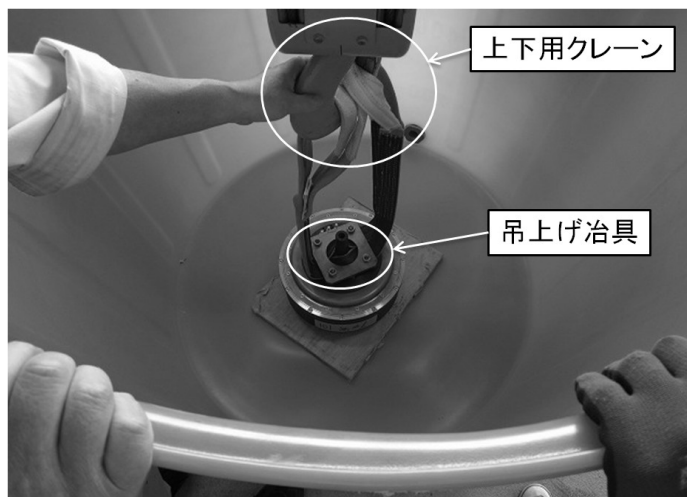


図 5.8.35 水没試験吊下げの様子

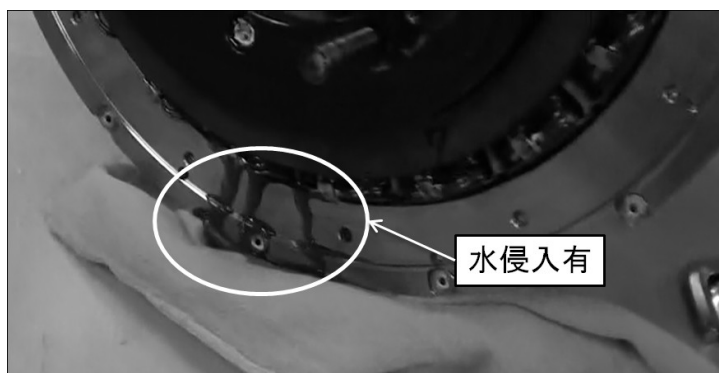


図 5.8.36 水没試験後のモータ分解の様子

### ステータ水侵入の対策

ステータへの水侵入の可能性のある部分はステータと車体側の締結点のみである。実使用上は他の部品と締結されるため水は侵入し難いが、ロータへの水侵入があったように完全な防水仕様とは言えない。

前述したとおり、軸力を必要とする部分にテーパボルトは使用できない。またステータはモータ以外の部品と締結するため、モータ単体として防水を保証するためにはシールワッシャーを用いることも出来ない。そこで、他に水の侵入経路を防ぐことが出来ないかを検討した。ステータへの水の侵入経路を図 5.8.37 ステータへの水侵入経路に示す。するとスタッドボルトでの防水かスタッドボルトが締結されているハブでの防水が求められることが分かった。ハブは複雑な形状をしており、ハブ単体で防水をすることは困難であるため、比較的単純な形状をしているスタッドボルトでの防水を検討した。

Oリングを設けることによって防水を実現することを狙った。スタッドボルトは両側にねじ山があるが、途中に加工をしていない部分が存在する。その未加工部分にOリングを追加することを検討した。Oリングとはゴム製の太い輪ゴムの様な部品であり、それが適度に潰れることによってOリングと部品の間隙が無くなり防水される。本研究で開発したモータの他の部分の防水にもOリングを用いている部分は存在する。Oリング追加前のスタッドボルトの形状を図 5.8.38 スタッドボルトに示す。

Oリングは線径が高ければ高いほど安定した防水性を有する。しかし今回使用する部分は可動部でなく細い線径でも安定した防水性が確保できるため、線径は1mmとした。スタッドボルトに溝を設け、そこにOリングを装着することで防水を狙った。このスタッドボルトに変更したモータを用いて再度水没試験を実施することとした。Oリングを追加した後のスタッドボルトを図 5.8.39 Oリング追加後のスタッドボルトに示す。

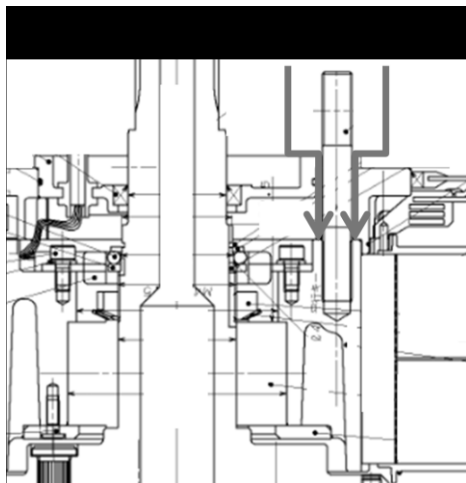


図 5.8.37 ステータへの水侵入経路

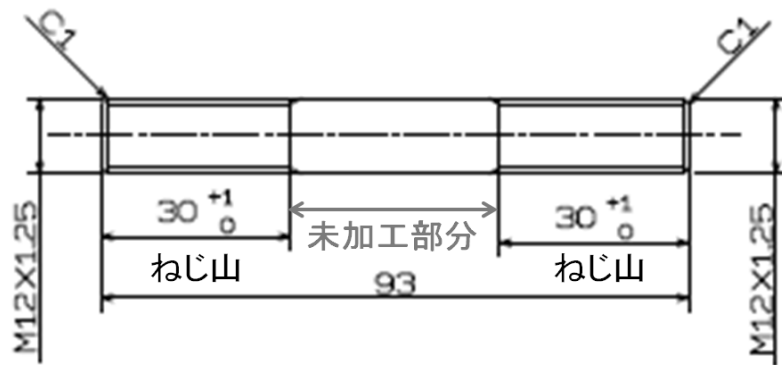


図 5.8.38 スタッドボルト概観

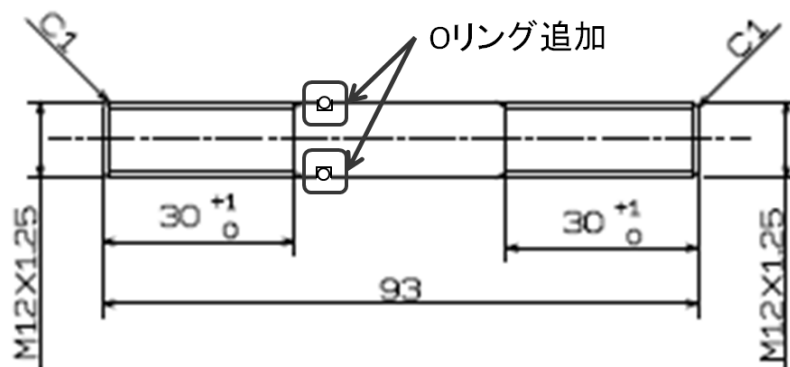


図 5.8.39 Oリング追加後のスタッドボルト

## 第二回水没本試験の実施

ロータの様にステータ単体の試験前防水確認が出来ないため、モータAssyでの水没試験を実施した。実施条件、要領は第一回と同様である。

試験の結果、30分の浸水後のモータ内部への水の侵入は確認されなかった。組み立て状態によって偶然水の侵入がなかったことも考えられるため、再度組み立てて30分の浸水を行ったが、それでも浸水は確認されなかった。分解後のモータ内部の様子を図 5.8.40 水没試験後のモータ内部に示す。分解の結果、モータ内部に水の侵入は無く、ウォーターフィーリングペーストの変色も確認されなかった。以上の結果から本研究における2か所の改善により、IPX7レベルの防塵・防水性が確保できることを確認できた。



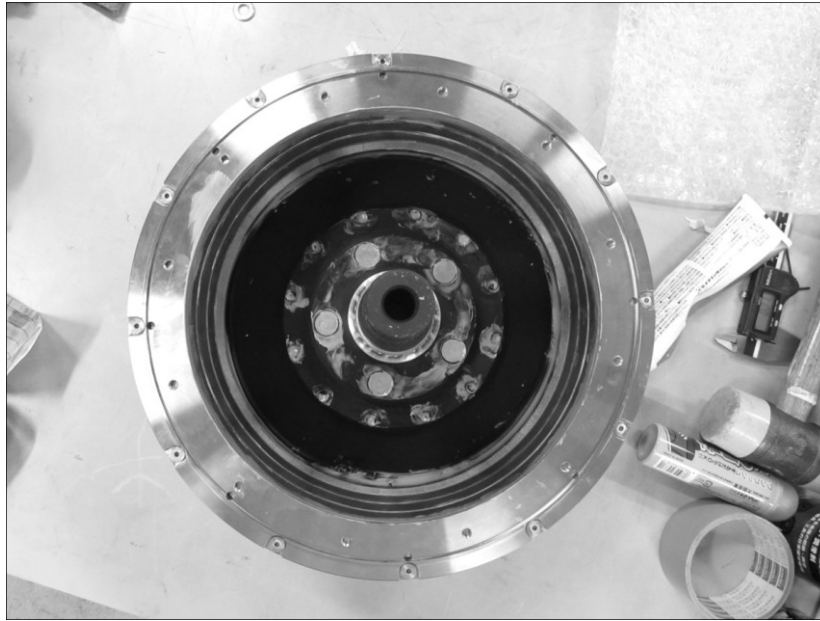


図 5.8.40 水没試験後のモータ内部

#### 5.8.6 スピンテスト

モータは回転体であるため、ロータに遠心応力が発生する。自動車用モータは自らが回るだけでなく、坂道等では外力によって回転させられることも考えられる。そこで、どの程度回転応力に耐えられるかを確認するためにスピンテストを実施した。万が一外力によって破壊回転数に至る場合は大事故に発生する可能性があるため、破壊回転数に至る前に回転数を下げる制御を車両に搭載しなくてはならない。

スピンテストとは外力によって回転部品を回し、その変形の仕方や破損を確認するテストであり、船舶用のスクリューやファン、クラッチ等の強度確認にも用いられるテストである。スピンテストはスピンスターと呼ばれる試験機で実施する。スピンスターに供試体を固定し、回転をさせる。スピンスターは回転ブレやムラを極力小さくするために空気圧を用いて供試体を回転させる構造となっている。遠心応力は回転数の2乗に比例するため、塑性変形が始まるとすぐに破損に至る。破損に至った場合、回転体であるため破損した部品が飛散することになるため飛散防止の外枠が設けてある。また外枠の内側には飛散した部品の回収が容易にできる様に鉛の衝撃吸収体が設置してあり、飛散した部品は鉛に突き刺さる構造になっている。

本研究で開発したモータは1200rpmまでの回転実績があるため、バスへの適用は容易であるが、限界耐久性を明らかにするために試験を実施した。テストの対象部品と試験治具の概略図と寸法の計測点を図 5.8.41 スピンテスト時の部品構成に示す。回転する部品はすべて組み付けた状態で、中空になっているシャフトの中心に合う試験治具を取り付けて治具を回転させることでスピンテストを行った。計測点はロータケースの端部と中央とした。500rpm毎に回転数を上げ1分間回転数を保持し、その後停止して変形量を確認した。

2000rpmまでは変形は見られなかったため、2000rpmまでの遠心力には堪え得るモータであることが確認できた。2000rpmより大きな回転数では計測器の性能上により回転が安定しなかったため、2000rpmで試験を終了した。

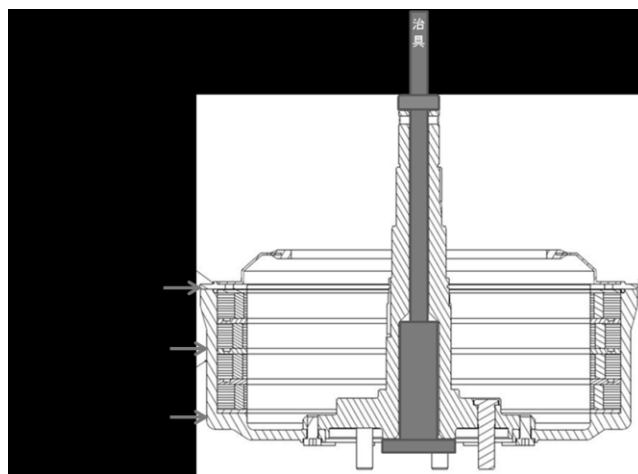


図 5.8.41 スピンテスト時の部品構成

## 5.9 車両搭載設計

本節では車両搭載用のモータとして十分な性能・耐久性の確保が確認できたモータの車両への適合するための開発について述べる。

### 5.9.1 駆動系部品の配置

まずはモータの搭載に必要な設計要件を洗い出すためにモータを含めた駆動系部品の配置を行った。駆動系部品とは駆動用電池、ジャンクションボックス、インバータ、モータである。ジャンクションボックスとは高電圧電源の配電、遮断を行う部品である。1輪に対して1つのモータが装着され、1系統の電池から1モータへ電力供給を行うシステムとした。万が一、一つの電池に異常を来たしても、1系統と対応する車輪の電力システムを切り離すことで、6輪走行で退避場所まで走ることができる。

前後を貫くように電池が配置し、不具合がある場合には個々の電池系統を前後から引き抜くことができるように配置した。そしてホイールハウス間にジャンクションボックスとインバータを収納して、モータをホイール内に収めるにより、駆動部品は床下にすべて収めることが出来た。床下に部品を集約することの主な狙いは前述したとおり利用者の空間を拡大することだが、配電に使用する回路を短くし、損失が少ない回路をすることも同時に実現している。そして高電圧システムに使用する部品のレイアウトを図 5.9.1 高電圧部品レイアウトシステムに示す。

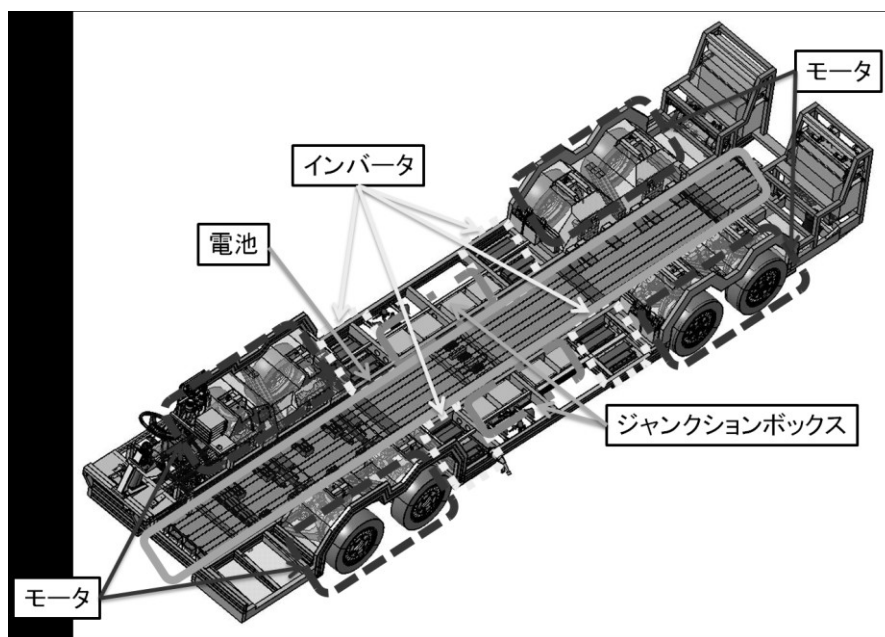


図 5.9.1 高電圧部品レイアウトシステム

### 5.9.2 モータの配置

モータはホイールハウス内に搭載される。ホイールハウスにはタイヤ、ホイール、ブレーキ、車軸(モータ)、車軸を支持するためのナックル、ナックルと車体を接続するアッパーアームとロワアーム、路面振動を減衰するためのサスペンション、更に前輪には操舵のためのタイロッドが配置される。

ホイールハウスの寸法を小さく出来れば車室の空間をより大きく取れるため、できる限り小さくしたいが多くの部品が存在し、それぞれ走行に重要な役割を果たす部品であるため普通自動車でのモータの配置は非常に難しい。しかし、バスのホイールハウスは普通自動車と比較すると転舵時のタイヤの動きが大きいためホイールハウスを大きく作らざるを得ない。そのため、比較的容易にモータを配置することが出来た。設計のし易さという点でもインホイールモータをバスに適用することのメリットとなる。モータの配置を図 5.9.2 モータ配置概観に示す。

モータの配置をするためにナックルの形状が湾曲しているが、容易にモータを収納出来ている。また普通自動車でダイレクトドライブモータを適用する際にはモータを配置するための空間の確保が困難になるため、スペースを確保するためにはホイールの中にモータを配置する必要がある。普通自動車にダイレクトドライブモータを適用した例を図 5.9.3 普通自動車へのダイレクトドライブモータ適用時の配置に示す。

モータをホイールに直結するとブレーキディスクをホイール内に収めることが出来ない。ブレーキディスクの配置を変えるということは既存の車両の改造にダイレクトドライブモータを用いることを想定した場合、改造箇所が多くな

るということである。またブレーキにはブレーキフルードを供給するためのホースが必要になるが、その揺動が変わるため耐久性にも影響が出る可能性がある。また、ハブユニットも適用することもできないため特注品を用いることになる。既存の自動車会社では実用化の際には量産効果による原価低減のために部品の共通化が求められるため、部品を車両が設計できることは大きな魅力になるが、普通自動車では困難である。

一方でバスでは空間の確保が比較的容易であったために、従来のバスに用いている部品を多く流用して配置することが出来た。電動バスは前4輪がディスクブレーキ、後ろ4輪がドラムブレーキを用いているため若干形式が異なるが、普通自動車にダイレクトドライブモータを適用する場合と比べて、流用可能な部品が多い。本研究で開発したモータの車両配置を図 5.9.4 電動バスのモータ配置(前輪)と図 5.9.5 電動バスのモータ配置(後輪)に示し、普通自動車とバスで流用可能な部品を表 5.9.1 インホイールモータ適用時の流用可能部品にまとめる。

バスに適用する場合はナックルのみの改修により、車両適用可能であるため専用設計によるコスト増加を防ぐことができる。このため、バスにインホイールモータを適用することは普通自動車と比較して実現性が高いと言える。

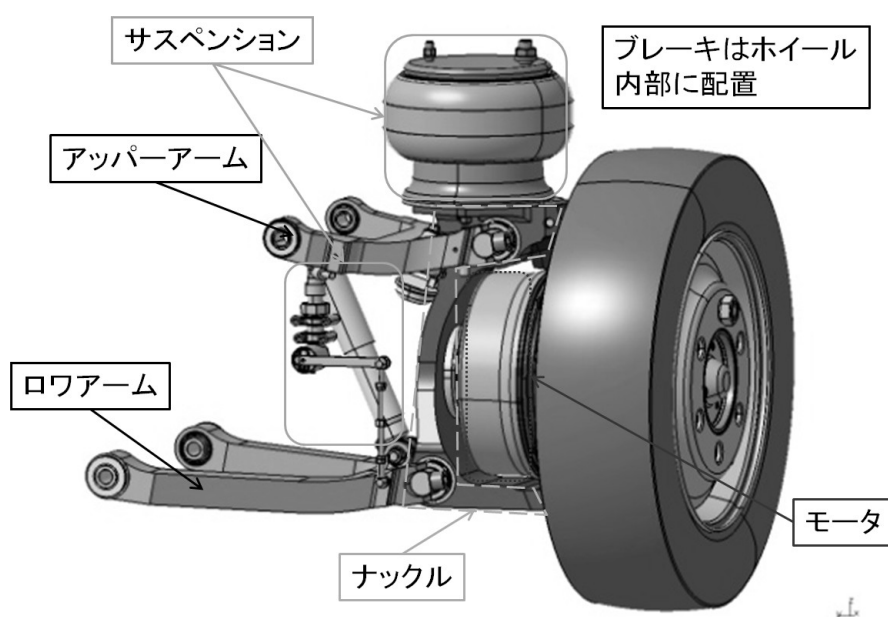


図 5.9.2 モータ配置概観

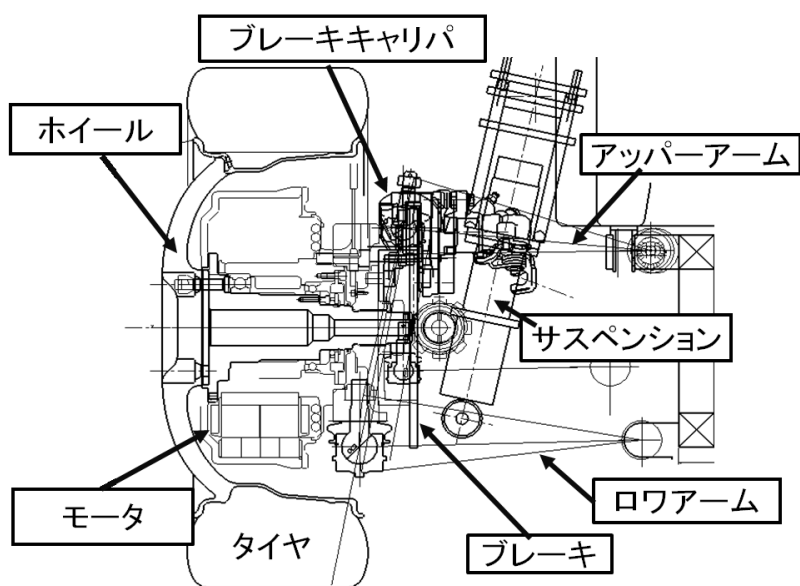


図 5.9.3 普通自動車へのダイレクトドライブモータ適用時の配置

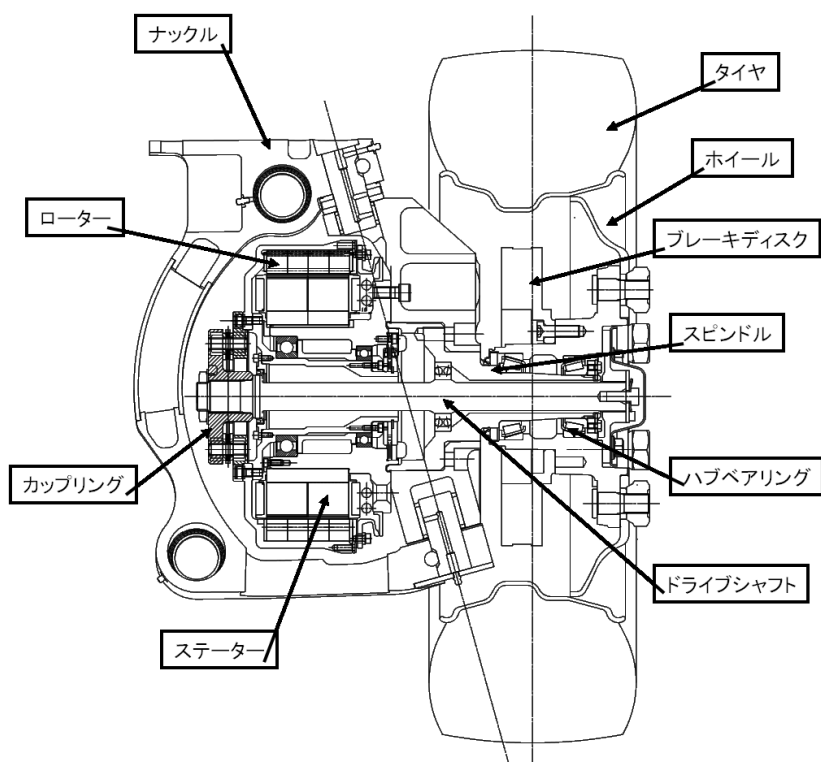


図 5.9.4 電動バスのモータ配置(前輪)

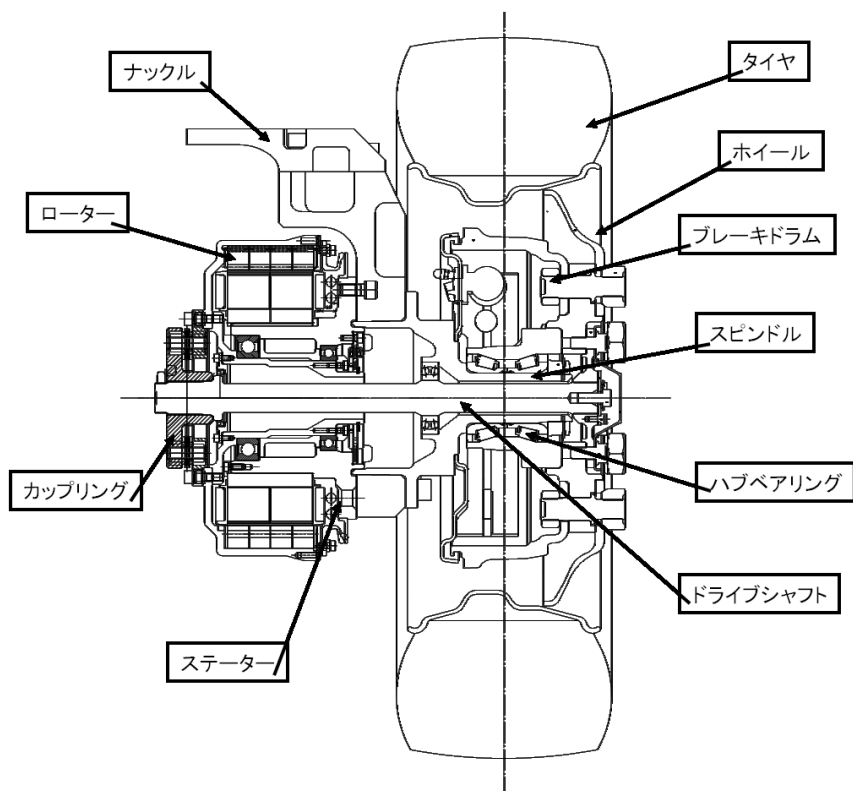


図 5.9.5 電動バスのモータ配置(後輪)

表 5.9.1 インホイールモータ適用時の流用可能部品

部品名	普通自動車	バス
タイヤ	○	○
ホイール	○	○
ハブユニット	×	○
ナックル	×	×
ブレーキディスク	○	○
ブレーキキャリパー	○	○
ブレーキホース	×	○
アッパーアーム	×	○
ロワアーム	×	○
サスペンションユニット	○	○

※○は流用可能. ×は流用不可.

### 5.9.3 モータの車両搭載設計

本研究で開発したモータは普通自動車に搭載することを想定したモータである。前述したとおり，バスではホイールとモータの間にブレーキを配置するという内燃機関で用いている配置が採用できるため，ブレーキディスクやブレーキドラムと接続するためのシャフトが不要になる。その代わりに，ドライブシャフトと接続できる機構を設けた。設計変更前のロータ断面を図 5.9.6 ベースモータのロータ断面に示す。そして設計変更後のロータ断面を図 5.9.7 車両搭載モータのロータ断面に示す。

中空のシャフトを用いて，その中にドライブシャフトを通し，ホイールを結合する方式をとっているため，モータケースの向きが反対になる。そのためナックルへの取り付けも反対になる。そのため回転方向が逆になり，モータの形状によっては性能変化が起こりえる。しかし，本研究で開発したモータは対称な電磁構成をしているため，回転方向によって性能変化はない。左右の取り付けに関しても同様のことが言える。特に電磁構成に設計変更の必要はなく，性能変化影響についても確認なく適用可能である。

以上でモータの実車適用のための設計が完了した。

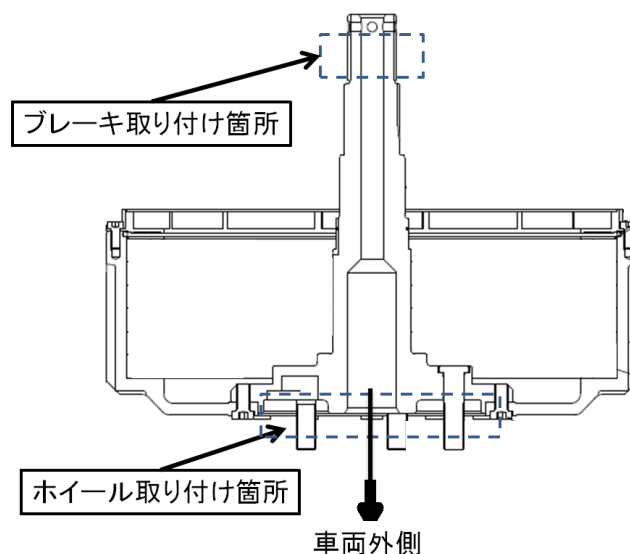


図 5.9.6 ベースモータのロータ断面

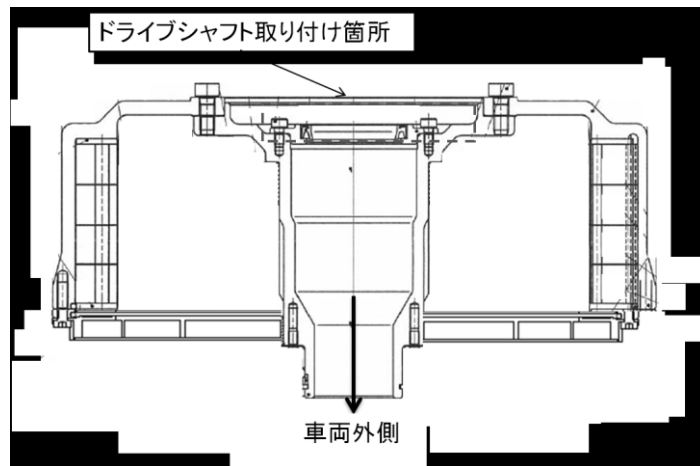


図 5.9.7 車両搭載モータのロータ断面

## 5.10 まとめ

本節では本章の成果をまとめる。本章では車両評価に使用する電動バスのコンセプトと電動バスに適用するためのモータ設計について述べた。またコンセプトの妥当性を確認するためのアンケート調査についても述べている。モータに関しては台上試験では明らかにできなかった耐振性能と防水性能について明らかにし、防水性能が十分でなかった箇所改善を施して公道での実証実験に耐え得るモータにできた。そして車両に搭載する上で必要なレイアウト上の変更を加えることで実証実験に使用できるモータにした。以下に本章の成果をまとめる。

- ・ 電動バスのコンセプトはインホイールモータを活用した低床・フルフラットな床面の実現であり、バスの乗客が最も強く求めることであることをアンケート調査によって明らかにした
- ・ 電動バスの電費目標は従来内燃機関自動車の二酸化炭素排出量を半減できる1108Wh/kmとした
- ・ 電動バスが求める登坂性能は9.6%であり、ダイレクトインホイールモータに換算すると700Nm程度であることを明らかにした
- ・ 電動バスが求める最高速度は100km/hであり、ダイレクトインホイールモータに換算すると800rpm程度であることを明らかにした
- ・ 電動バスに必要な登坂性能と最高速度を両立させるためにはモータの出力は34kW以上必要であることを明らかにした
- ・ 第1次車載モータは要求性能を満足することを台上試験にて明らかにした
- ・ 走行時のモータへの振動加速度入力速度が高い方が大きくなり、未舗装路を60km/h走行時に最大9.23G(90.45 m/sec<sup>2</sup>)であることを明らかにした
- ・ 第1次車載モータはJIS準拠の10Gの加振に耐え得ることを明らかにした
- ・ 第1次車載モータに防水対策を施すことによってIP67相当の防塵・防水性を確



保できることを明らかにした

- ・第1次車載モータはスピンテストによって2000rpmの回転に耐え得ることを明らかにした
- ・乗用車と比較するとバスの方がホイールハウス内の部品配置の自由度が高いため、既存車の改造を前提とするとダイレクトインホイールモータにとってバスの方が適した車両であることを確認した

## 第6章 第1次車両評価

本章では電動バスを用いた第1次車載モータの評価について述べる。はじめに公道での車両評価に必要な車両の認証についてまとめる。そして第1次車載モータを搭載した電動バスの評価結果について述べる。

### 6.1 認証

本節では電動バスの公道試験に際し、必要な認証について述べる。認証に必要な情報について述べ、モータに施した変更や届け出について述べる。

#### 6.1.1 自動車の保安基準

公道での実証実験を行うためにはナンバー取得が必要であり、ナンバー取得のためには道路運送車両法に則った申請が必要である。道路運送車両法に記載されている自動車の新規登録に必要な情報は以下のとおりである。

- 一 車名及び型式
- 二 車台番号（車台の型式についての表示を含む。以下同じ。）
- 三 原動機の型式
- 四 所有者の氏名又は名称及び住所
- 五 使用の本拠の位置
- 六 取得の原因

一般に販売されている車両は一～三の情報を製造者が取得し、使用者が四～六を決定して使用する。本研究で開発した車両は新規開発であるため、一～三の取得を要する。一～三の取得には組立車としての申請が必要である。申請先は国土交通省の最寄りの地方運輸局長であるが、国土交通省の審査官による審査を通過したものでなくては組立車としては認められない。審査の基準は安全に走行できることである。安全に走行することとは自動車の機能である走る・曲がる・止まることが問題なくできることと、車体としての安全性が確保できていること、そして周囲の交通に有害でないことである。その詳細を定めたものが道路運送車両法の保安基準である。

道路運送車両法の保安基準は全73条とそれらの細目を定める告示が付帯している。保安基準を表 6.1.1 道路運送車両法の保安基準一覧に示す。

表 6.1.1 道路運送車両法の保安基準一覧

第1条	用語の定義
第1条の2	燃料の規格
第1条の3	破壊試験（各節の適用：自動車）
第2条	長さ、幅及び高さ
第3条	最低地上高

第4条	車両総重量
第4条の2	軸重等
第5条	安定性
第6条	最小回転半径
第7条	接地部及び接地圧
第8条	原動機及び動力伝達装置
第9条	走行装置等
第10条	操縦装置
第11条	かじ取装置
第11条の2	施錠装置等
第12条	制動装置
第13条	連結車両の制動装置
第14条	緩衝装置
第15条	燃料装置
第16条	発生炉ガス燃料装置
第17条	高圧ガス燃料装置
第17条の2	電気装置
第18条	車枠及び車体
第18条の2	巻込防止装置等（巻込） 巻込防止装置等（突入） （前部潜り込み防止装置）
第19条	連結装置
第20条	乗車装置
第21条	運転者席
第22条	座席
第22条の2	補助座席定員
第22条の3	座席ベルト等
第22条の4	頭部後傾抑止装置等
第22条の5	年少者用補助乗車装置等
第23条	通路
第24条	立席
第25条	乗降口
第26条	非常口
第27条	物品積載装置
第28条	高圧ガス運送装置
第29条	窓ガラス
第30条	騒音防止装置
第31条	ばい煙，悪臭のあるガス，有害なガス 等の発散防止装置
第31条の2	窒素酸化物排出自動車等の特例
第32条	前照灯等
第33条	前部霧灯
第33条の2	側方照射灯
第34条	車幅灯

第 34 条の 2	前部上側端灯
第 35 条	前部反射器
第 35 条の 2	側方灯及び側方反射器
第 36 条	番号灯
第 37 条	尾灯
第 37 条の 2	後部雾灯
第 37 条の 3	駐車灯
第 37 条の 4	後部上側端灯
第 38 条	後部反射器
第 38 条の 2	大型後部反射器
第 38 条の 3	再帰反射材
第 39 条	制動灯
第 39 条の 2	補助制動灯
第 40 条	後退灯
第 41 条	方向指示器
第 41 条の 2	補助方向指示器
第 41 条の 3	非常点滅表示灯
第 41 条の 4	緊急制動表示灯
第 41 条の 5	後面衝突警告表示灯
第 42 条	その他の灯火等の制限
第 43 条	警音器
第 43 条の 2	非常信号用具
第 43 条の 3	警告反射板
第 43 条の 4	停止表示器材
第 43 条の 5	盗難発生警報装置
第 44 条	後写鏡等
第 45 条	窓ふき器等
第 46 条	速度計等
第 47 条	消火器
第 48 条	内圧容器及びその附属装置
第 48 条の 2	運行記録計
第 48 条の 3	速度表示装置
第 49 条	緊急自動車
第 49 条の 2	道路維持作業用自動車
第 49 条の 3	自主防犯活動用自動車
第 50 条	旅客自動車運送事業用自動車
第 50 条の 2	ガス運送容器を備える自動車等
第 51 条	火薬類を運送する自動車
第 52 条	危険物を運送する自動車
第 53 条	乗車定員及び最大積載量
第 54 条	臨時乗車定員
第 55 条	基準の緩和
第 56 条	製造又は改造の過程にある自動車
第 57 条	法第 99 条の自動車

第 58 条	適用関係の整理
第 58 条の 2	締約国登録自動車の特例
第 59 条	長さ、幅及び高さ
第 60 条	接地部及び接地圧
第 61 条	制動装置
第 61 条の 2	ばい煙、悪臭のあるガス、 有害なガス等の発散防止
第 62 条	前照灯
第 62 条の 2	番号灯
第 62 条の 3	尾灯
第 62 条の 4	制動灯
第 63 条	後部反射器
第 63 条の 2	方向指示器
第 64 条	警音器
第 64 条の 2	後写鏡
第 65 条	消音器
第 65 条の 2	速度計
第 66 条	乗車装置
第 67 条	基準の緩和
第 67 条の 2	適用関係の整理
第 67 条の 3	締約国登録原動機付自転車の特例
第 68 条	長さ、幅及び高さ
第 69 条	接地部及び接地圧
第 70 条	制動装置
第 71 条	車体
第 72 条	警音器
第 73 条	基準の緩和

### 6.1.2 審査を要する部品

本研究で開発した車両は多くの部品が新作になるため、多くの審査が必要になる。電動バスの新作部品を表 6.1.2 電動バス部品一覧に示す。新作欄に丸印のあるものに関しては認証を受け、。

表 6.1.2 電動バス部品一覧

部位	部品名	新作	流用
原動機	モータ	○	
	アクセルペダル		○
	アクセルセンサ		○
	インバータ	○	
	ラジエータ (インバータ冷却用)		○
	ウォーターポンプ		○

	ビークルコントローラー	○	
走行装置	ホイール	○	
	タイヤ	○	
保安装置	非常表示灯スイッチ		○
	非常点滅表示灯点滅指示灯	○	
	速度計	○	
	走行距離計	○	
	非常信号用具（発煙筒）		○
	制動警報装置	○	
	方向指示器点滅指示灯	○	
舵取り装置	ハンドル		○
	ステアリングコラム		○
	ステアリングギヤボックス		○
	電動油圧パワステポンプ	○	
	電動パワステECU	○	
	ステアリング分配機	○	
制動装置	ブレーキペダル		○
	エアオーバーハイドロブースター		○
	配管		○
	フロントキャリパー		○
	リヤリーディングトレーリング		○
	フロントブレーキパッド		○
	リヤブレーキライニング		○
	駐車ブレーキレバー		○
	フロントディスクローター		○
	リヤドラム		○
	ケーブル		○
	スプリングチャンバー		○
	エアコンプレッサ		○
	エアタンク（メイン）		○
	エアタンク（アクセサリ1）	○	
	エアタンク（アクセサリ2）	○	
	エアタンク（ブレーキ）		○
緩衝装置	空気バネ		○
	ダンパー		○
	アーム類	○	
電機類	配線		○
	主電池	○	
	補助電池		○
	BMU	○	
	DCDCコンバーター	○	
	ヒューズ		○

	充電口		○
車体	車枠	○	
	内装材		○
	インパネ	○	
	窓ガラス	○	
	側窓	○	
	後写鏡		○
座席	運転席シート		○
	客席シート		○
	運転席シートベルト		○
乗降口	前扉		○
	中央扉		○
	非常口		○
灯火類	走行用前照灯	○	
	すれ違い用前照灯	○	
	車幅灯	○	
	番号灯	○	
	尾灯	○	
	後部反射器	○	
	制動灯	○	
	後退灯	○	
	前面方向指示器	○	
	後面方向指示器	○	
	側面方向指示器	○	
	非常点滅表示灯	○	
窓拭き器	ワイパー		○
	ワイパーモーター		○
	洗浄液噴射装置		○
警音器	警音器		○

### 6.1.3 認証審査

上記の新作部品に関してはそれらが安全かつ十分に機能を満足することを証明しなくてはならないため各個試験を実施した。ここではモータの認証について述べ、他部品の詳細は添付資料にまとめる。

モータ単体の認証に必要な情報は運用に必要な性能を満足できるかということと認証完了後の刻印が確認可能であるかということ、そしてモータの安全な制御が実現できるかということである。必要な性能を満足していることを証明するために必要な項目は種類、冷却方式、定格電圧、モータ最大トルク、モータ最大出力、モータ定格出力、モータ最高回転数、運用最大出力、運用最高回転数、減速比である。届け出に使用した諸元を表 6.1.3 モータ認証主要諸元に示す。

刻印は車両に搭載する個々のモータに行い、モータの分解の必要がなく外観から確認可能な部分に実施することとした。固定側の平面はナックルに取り付けられるため、微振動による表面損傷により判別不能になる恐れがある。そのため、回転子側の平面に刻印をすることとした。銘板についても同様である。刻印の様子を図 6.1.1 モータ刻印に示す。銘板には型式番号、製造番号、製造年月、モータ定格出力、モータ最大出力、定格電圧、定格電流、製造者が記される。型式番号、製造番号は認証時に与えられる番号であり、製造者は本研究にて組み立てを依頼したメーカーであるが、出力、電圧、電流は認証前に任意に決定する。銘板に記す各値を表 6.1.4 銘板への記入値にまとめる。

モータの制御安全性については下記にまとめる。個々のモータに独立した直流／交流変換装置（インバータ）が搭載され、上位の制御装置は全体を統括して制御する1つのメインECUと、軸ごとの動力を制御する4つのドライブECUに分割されている。また、安全対策として、システムコントローラの状態を監視する監視用コントローラが搭載され、システムコントローラは常時同期をとりながら制御を行っている。そして、下記9項目にて車両の安全性を担保している。

- (1) アクセラレータ、ブレーキ踏みこみ量、シフトポジション、車速、主電池状態、モータ、インバータ等の各種運転情報を一括処理し、動作モードを判断する。
- (2) 独立した8台のインバータに主回路投入指令、トルク指令を与える。
- (3) モータ温度、インバータ温度、トルク指令値、回転数、故障コードを監視し、駆動システムの状態を運転モニターに表示する。
- (4) 主電池の電圧、充電残量、温度、故障コードを監視し、電池状態を運転モニターに表示する。
- (5) 駆動システムおよび電池状態に応じて、トルクが制限され、過負荷によるシステムの破損を防止する。
- (6) 誤操作による急発進を防ぐため、起動時、前進・後進の切り替え動作時は、車速およびブレーキペダルの踏み込み状態を検出して、モード切り替えを実行する。
- (7) アクセラレータを二重で検出し、安全対策を行っている。
- (8) 安全対策として、監視装置が各軸のシステムコントローラを監視しています。異常があった場合、異常のあるシステムコントローラ側を切り離し、残った正常な駆動システムで運転を継続する。
- (9) 制御電圧（補機電圧）を監視し、異常時に警告灯が点灯する。

以上の内容と性能試験結果、各モータの品質検査結果を持って、モータ単体の認証に必要な情報は運用に必要な性能を満足できるかということ、認証完了後の刻印が確認可能であるかということ、モータの安全な制御が実現できるかということの証明として認証の申請を行い、職権打刻を受けた。

その他部品についても認証に必要な検査結果、試験結果(詳細添付資料)を添えて認証の審査を受けた。その審議結果として改造自動車審査結果通知書にて



通知を受け、電動バスの車台番号を得ることができた。

車台番号を得たのちに、公道を走行するための車両登録を実施した。車両登録では一般の車検と同様の検査を受け、合格した。記載内容は改造自動車等審査結果と同様である。自動車検査証とナンバープレートを得ることによって公道試験が可能になった。

表 6.1.3 モータ認証主要諸元

種類	同期式電動機
冷却方式	自然空冷
定格電圧	276V
モータ最大トルク	700Nm(0-900rpm)
モータ最大出力	65kW(900rpm)
モータ定格出力	20kW(1250rpm)
モータ最高回転数	2000rpm
運用最大出力	34kW(470rpm)
運用最高回転数	470rpm
減速比	1

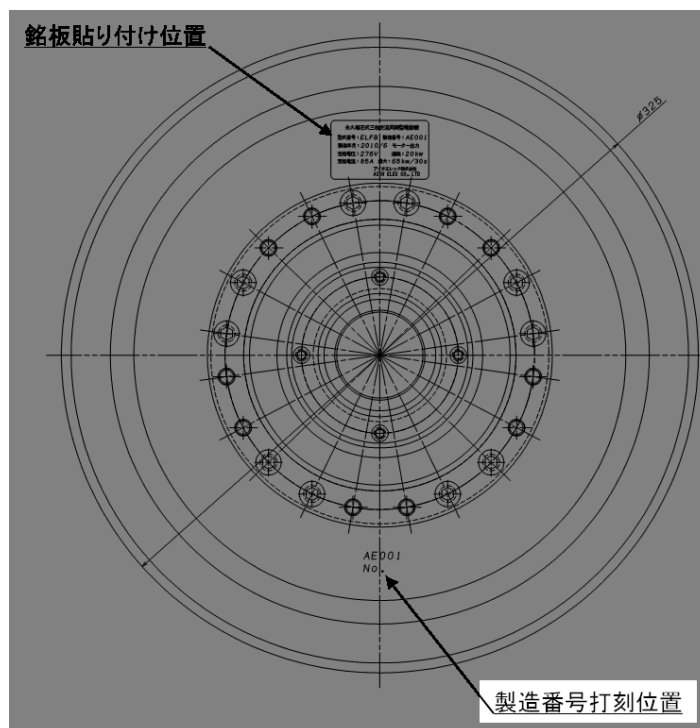


図 6.1.1 モータ刻印

表 6.1.4 銘板への記入値

定格出力	65kW
最大出力	20kW
定格電圧	275V
定格電流	85A

## 6.2 車両評価

本節では電動バスの車両評価手法，結果について述べ，本研究の目標であった従来の内燃機関バス比CO2排出量半減の達成について述べる。

### 6.2.1 公道での実証実験

認証を受け車両検査証とナンバープレートを得られたため，車両の評価を行った．認証に必要な制動や警音器等の車両試験は別途実施済みである（詳細添付資料参照）．ここでは公道での評価について述べる．公道での評価は安全に走行できることが第一条件である．そのため試験ルートは既存のバス運行ルートであることとした．また乗客の乗り降りに時間を費やすことも渋滞の原因になるため，乗客が必要になる乗客の感応試験以外では乗客の重量を模した水タンクを車両に搭載して試験を実施した．但し，停留所での一時停止は実施することとした．また運転手は運転に熟練した路線バス運転手が行うこととなった．

上記条件にてバス運用会社との協議の結果，評価に使用した路線は川崎鶴見臨港バス株式会社の「ふれーゆ線(系統番号：鶴08)」のうち，「理研・市大大学院前～ふれーゆ」間の路線4km区間である．この路線を選定した理由は都市部の典型的なバス路線であること，停留所間の距離が短く加減速が頻繁に行われるために，一充電航続距離にとって厳しい条件であることである．路線図を図6.2.1 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線に示す．

運行条件は実際の運行を模擬するために，走行だけでなく，バス停での乗客の乗降も実施した．乗員が足りない分に関しては水を入れたタンクでバラストを作成し，重量を増すこととした．試験当日の詳細な運行条件を表6.2.1 消費電力測定時の運行条件に示す．

消費電力の計測はバッテリーの入出力電力を電力計にて計測し，車両の出力計測はモータのレゾルバから得られる回転数と入力トルクから換算する．入力トルクは車両ECU(電子制御所装置)が出力する信号であるため，実測ではないが，台上試験装置上で得られた結果を車両ECUに反映しているため，精度は十分に高い．

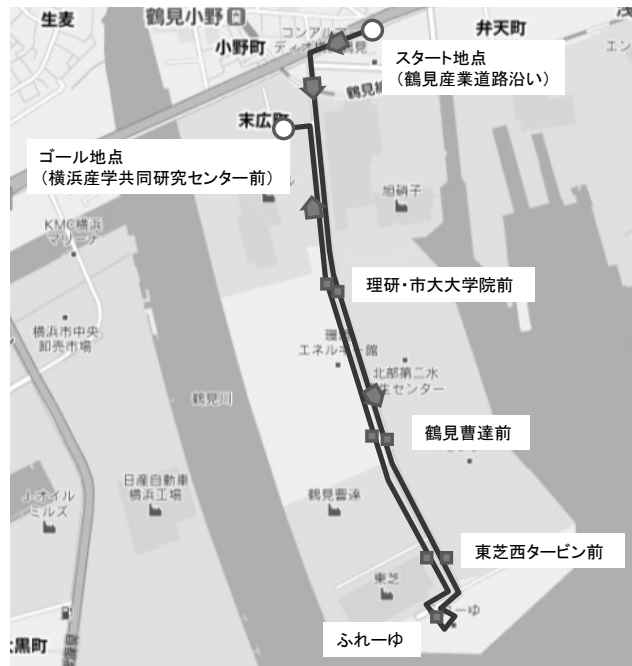


図 6.2.1 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線

表 6.2.1 消費電力測定時の運行条件

天候	小雨
気温	6℃
乗車人数	16名 (重量が足りない分は水タンクで代用)
使用電装機器	前照灯
最高速度	40km/h(当該路線の法定速度)
加減速	周囲の交通状況に合わせる
停留所停車条件	区間内バス停に停車し、 模擬的に乗員の乗降を実施する
その他	始点・終点では休憩を模擬し、 5分間の停車をする

### 6.2.2 実証実験の結果

実証実験の結果、走行中に停留所間では加減速をくり返す走行となっているため回生の頻度が高いことが分かった。回生能力の高い電池を使用することにより、電力消費率を向上させることができることを表している。始点・終点での停車によるアイドリングでも補機類は使用しているため少ないながらも電力を消費していることが分かる。本路線を走行中の最大加減速度は0.15G程度であ

った。バスの運行中は乗客の転倒の危険防止のために加減速度が小さいことが分かった。運行中の加減速度を図 6.2.2 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線走行時の車両加速度に示す。縦軸の第1軸は加速度を示し、第2軸は速度を示す。横軸は時間を示す。また、走行中使用した最大のトルクは力行，回生共に330Nm程度であった。当初設定したトルクは十分であることが明らかになった。また力行，回生共に上限が同等のトルクとなっていることから運転手が常に加速度に気を配って運行していることが明らかになった。

そして、電力消費率の評価を行う。最終的な本路線の運行での走行距離は3964mであり、消費したエネルギーは3606Whであった。この結果から電動バスの電力消費率は912Wh/kmであることが明らかになった。本研究の達成目標を1108Wh/kmとしていたため、目標達成できたことを確認できた。本路線を走行した時の消費エネルギー量を図 6.2.4 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線走行時の消費電力量に示す。縦軸は消費電力量と車速を表し、横軸は時間を表す。

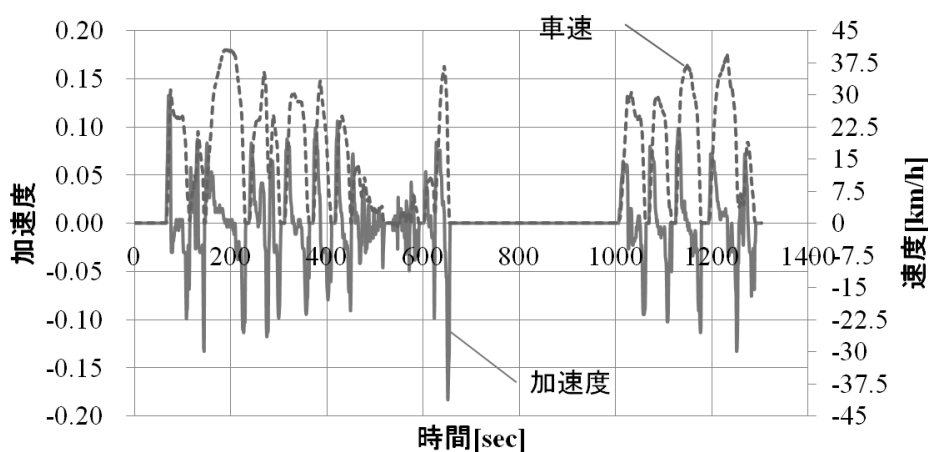


図 6.2.2 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線走行時の車両加速度

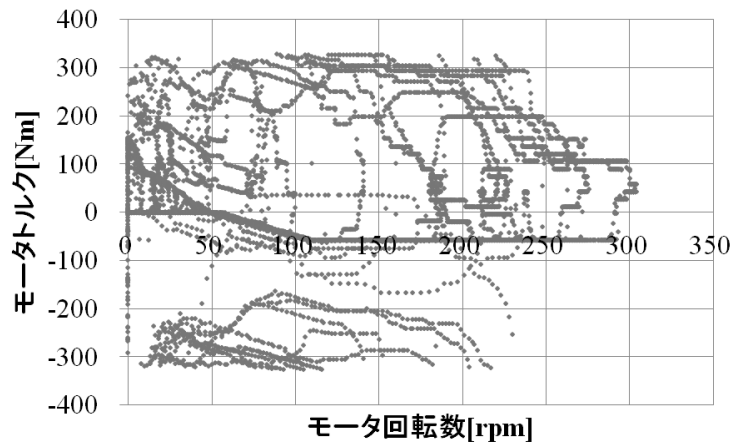


図 6.2.3 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線走行時のトルク-回転数頻度

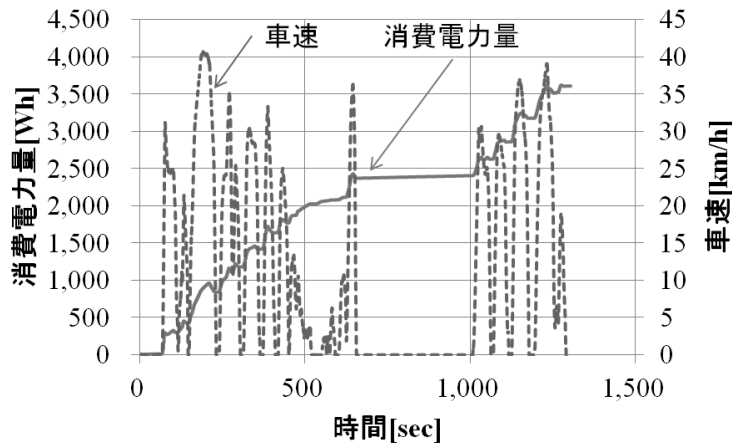


図 6.2.4 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線走行時の消費電力量

### 6.3 車両に対する感性評価

本節ではインホイールモータを含めた車両全体の評価について述べる。実際に乗車したことに対する感性評価であるため、従来バスと電動バス双方に乗りなれていることが必要である。そこで乗客ではなく、運転者に対して調査を実施し評価した。結果を下記にまとめる。

#### 総合的な印象

従来の路線バスと比較した場合の、電動低床フルフラットバスを運転しての総合的な印象について調査した。結果は19名の運転者のうち3名が「とてもよい」、9名が「よい」、2名が「同程度」と概ね良いという結果が得られた。また「よい」と回答した運転者が特にそう感じた点は、振動・静粛性、デザイン・レイアウト、走行性等についてであった。回答結果を表 6.3.1 運転者が受ける総

合的な印象にまとめる。  
また特に次のような意見等があった。

- ・ 加速の安定性がよい。
- ・ 左右のAピラーが大きい。
- ・ ボディが良い。

表 6.3.1 運転者が受ける総合的な印象

		回答数	比率
総合的な印象	とても良い	3	16%
	良い	9	47%
	従来のバスと同等	2	11%
	悪い	0	0%
	とても悪い	0	0%
	無回答	5	26%
	合計	19	100%
どのような点においてそう感じたか	走行性	8	19%
	操作性	5	12%
	安全性	3	7%
	静粛性・快適性	15	36%
	デザイン・レイアウト	7	17%
	その他	4	10%
	合計	42	100%

### 日常的な運転への評価について

電動バスを日常的な運転に使用できるかとの問いに対して半数近い42.1%の割合で「使えない」という回答があった。特にハンドリングに対する意見が多かった。インホイールモータ化して操舵輪が重くなることや操舵輪数が増えることによって従来のパワーステアリングの容量では足りなくなっていることが明らかになった。また運転手に対してはエアコンの改善も必要であることが明らかになった。回答結果を表 6.3.2 運転者の日常的な運転への評価にまとめる。また「使えない」を選んだ理由として、次のようなコメントがあった。

- ・ 出力がもう少し使用出来ればよい
- ・ ハンドルが重たすぎる。ハンドルが切れなさすぎる。
- ・ スピードが出せない。ハンドルが重い。充電器も重い。夏はクーラーを使ったらもっとダメだと思う
- ・ ハンドル操作、ハンドルの重さ、ハンドルの戻し、ハンドルのキレがよくない
- ・ 車輛のパッケージングは十分使えると思いますが、操作性は改善が必要だと思います
- ・ ハンドルは軽い方がよい

- ・雨天時のくもりを抑えるデフロスタは必要
- ・家庭用の暖房では上は暖かいが足元が寒い（運転手は足元が寒いとトイレも近くなるし、なにより安全なアクセル，ブレーキ，クラッチ操作が難しくなる）
- ・実際の走行はもっとバスを酷使しているので不安

表 6.3.2 運転者の日常的な運転への評価

		回答数	比率
日常的な運転への評価	十分使える	3	16%
	使える	8	42%
	使えない	8	42%
	全く使えない	0	0%
	合計	19	100%

#### 走行性について

走行性については良いという意見と悪いという意見が混在している。電動化による良さ悪さが確認された。ここでもステアリングに対する意見が多くみられた。特に次のような意見があった。

- ・発進時に従来のバスと比較してトルクがあり，あまりアクセルを吹かさなくて楽です
- ・エンジンの振動，騒音がなく，とても快適
- ・発進時の音とショックに改良をお願いしたい。満員のお客様を乗せたときの急な坂道のテストを繰り返してほしい
- ・ハンドルが重い
- ・安定していて乗りやすい。
- ・ステアリングが少し重く，左折右折の際，遅れがちになります。
- ・下り坂などで使える補助ブレーキがあると便利
- ・タイヤが前2，後3，2なので安定性はいいと思います。
- ・もう少し加速すると良い。走行の安定性は良い。
- ・タイヤ数が多いので，路面が悪いところはハンドルがとられて走りづらい。

表 6.3.3 運転者の走行性への評価

		回答数	比率
加速性	とても良い	7	37%
	良い	6	32%
	従来のバスと同等	3	16%
	悪い	3	16%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
減速性	とても良い	3	16%
	良い	7	37%
	従来のバスと同等	8	42%
	悪い	1	5%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
走行安定性	とても良い	7	37%
	良い	5	26%
	従来のバスと同等	5	26%
	悪い	2	11%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
登坂性能	とても良い	3	16%
	良い	6	32%
	従来のバスと同等	5	26%
	悪い	3	16%
	とても悪い	1	5%
	無回答	1	5%
	合計	19	100%

#### 操作性

ステアリングの操作性については、12名が「悪い」、2名が「とても悪い」という評価であった。一方で電動化による変速が無くなったことは11名が「とても良い」、7名が「良い」と評価した。その他は善し悪しが同等であった。運転手が最も気にする内容であったためか、多くの意見を得ることができた。結果を表 6.3.4 運転者の操作性への評価にまとめる。

次のような意見があった。

- ・ ドアスイッチに誤操作防止用にカバーが付いていた方が良いと思います
- ・ 左バックミラーが2枚なので、3枚仕様にしてほしい
- ・ 後ろドアが外側に突き出る(開く)のは良くない。ガードレールとの接触や、お客様のドアはさみにつながるため、従来のタイプが良いと思う
- ・ バックモニターがもっと大きい方が良い。時計もほしい。
- ・ シフトスイッチは省エネのため、停止するたびにニュートラルに戻したほう



が良いのであれば、シフトスイッチの配列を変えてニュートラルスイッチを大きくするとか、押しやすい場所に移動した方が良いと思います。

- 扉開閉スイッチは扉閉中でもボタンを押しなおせばすぐ開くことは確認しましたが、開閉ボタンではわかりにくく、ドアはさみが心配
- メーター類は料金表示機と同じようにヘッドライトのオン・オフに合わせて輝度が変わると良いと思います。ただし、日中もヘッドライトをつけることが会社で義務付けられているので、夜のみ輝度が変わるように別スイッチがほしいです。運転席のすぐ後ろの窓からの日差しで、方向指示器などが見えにくい時もありました。
- キックダウンがないようなので、加速時に車内での転倒が少なそうで良いと思います。
- 運転席右側の降車のお知らせランプが目につきにくいので、メーターの上あたりで良いのではないかと思います。車外にカメラがたくさんついている様なので、ついでに後退時に両サイドミラーからの映像も見えれば、ぶつける心配が減ると思う。運転席の上にもまだ車内灯が伸びているので、夜の運行時に邪魔になると思う。
- 扉の開閉はスイッチよりレバーの方がミスがなさそうです。停車ランプは運転席の前にあった方が良いと思います。
- ドア開閉はボタン式ではなく、やはりレバー式のほうがいざという時ドアはさみ等回避しやすいのでは
- もう少しハンドルが切れるといいと思います。
- 扉の開閉スイッチ、ボタン式でもいいのですが、棒タイプの方が自分的にはやりやすいかと。
- 扉のスイッチをレバータイプにしてもらいたい。ボタンタイプでは操作しにくい
- メーターパネルが光の加減で視認性が悪い時がある。ワイドビューモニターは走行中は必要ないと思うので、任意で表示のON・OFFができると良いと思います。ドアの開閉スイッチはボタン式より、レバー式の方が操作ミスは少ないと思います。
- シフトのスイッチはボタン式でなく、シフトレバー方式の方がよい。
- 補助ブレーキは従来通りワイパーレバーにほしい。視界の移動がないため。(わきみ運転につながる)
- 前後の扉のスイッチも従来通りレバーの方が良い。
- 降車ボタンが押された時のランプの確認位置 (見落としやすい)
- 日差しの角度でメーターパネルが見えなかった。ECOメーター表示的なものがあればいいと思います。
- ドアのボタンを誤って押ししまいそう。

表 6.3.4 運転者の操作性への評価

		回答数	比率
ステアリングの操作性	とても良い	1	5%
	良い	2	11%
	従来のバスと同等	2	11%
	悪い	12	63%
	とても悪い	2	11%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
シフトスイッチの操作性	とても良い	5	26%
	良い	4	21%
	従来のバスと同等	8	42%
	悪い	2	11%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
扉の開閉スイッチの操作性	とても良い	2	11%
	良い	8	42%
	従来のバスと同等	3	16%
	悪い	6	32%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
メーター類の見やすさ	とても良い	4	21%
	良い	7	37%
	従来のバスと同等	1	5%
	悪い	7	37%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
操作ボタンの形状・配置	とても良い	3	16%
	良い	4	21%
	従来のバスと同等	8	42%
	悪い	4	21%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
オートマチックに対する評価	とても良い	11	58%
	良い	7	37%
	従来のバスと同等	1	5%
	悪い	0	0%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%

## 安全確認

車外の安全確認のしやすさについては、「とてもよい」が6名、「よい」が9名と概ね評価がよかった。また、車内の安全確認のしやすさについては、「とてもよい」が4名、「よい」が6名、「従来バスと同程度」が9名で悪い評価はなかった。安全確認についても他の質問に比べ多くの意見があった。アンケート結果を表 6.3.5 運転者の安全確認への評価にまとめ、意見を下記にまとめる。

- ・ 外部カメラによる映像は大変良いと思います。
- ・ 死角がやや多い
- ・ 窓が大きく視界が良いです。量産時は規制でつけなければならなくなると思いますが、巻き込み防止ミラーがあると良いと思います。巻き込みだけでなく停車時は広範囲が見えるため、路肩灯があると後輪の場所の目安になります。
- ・ 前扉上など、ミラーが小さいと感じるものがあります。中扉のカメラだけでは駆け込み乗車する人に気づかない可能性があります。
- ・ 窓が大きく左巻き込みの視認が非常によかったです。
- ・ 左に補助ミラーがないと、前扉が開いている時に見えにくいです。
- ・ 左折時の視認はとても良好ですが、右の窓枠の視認が視界にかぶり、右斜め前の視認が少し見えにくく感じた！！
- ・ 従来バスと同じ。
- ・ B ピラーが大きく前方右前の死角が大きいです。右側サイドミラーのところに補助ミラーがあれば良いと思います。（ワイドビューモニターがありますが、走行中は直視が原則なので）
- ・ 安全確認しやすかった。
- ・ 非常に視界が良く見やすいです。
- ・ 左右の A ピラー部が大きいため、その中に歩行者、自転車が入り込む危険がする。（夜間の暗い時は怖い思いををすると思う）
- ・ フロントの三角窓、昔のキュービックボディの三角窓ほど視認性がない、デザイン的なものなのではないでしょうか。
- ・ モニターが見づらい。

表 6.3.5 運転者の安全確認への評価

		回答数	比率
車外の安全確認	とても良い	6	32%
	良い	9	47%
	従来のバスと同等	2	11%
	悪い	2	11%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
車内の安全確認	とても良い	4	21%
	良い	6	32%
	従来のバスと同等	9	47%
	悪い	0	0%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%

### 静粛性・快適性

静粛性については大根良いという結果が得られた，特に停車時のバスの静かさは「とても良い」「良い」という評価が全体の9割を占め，「悪い」「とても悪い」の評価は無かった．結果を表 6.3.6 運転者の静粛性・快適性への評価にまとめる．また次のような意見があった．

- ・ 曲がり角の時，警告音が欲しいです．
- ・ 少しうるさい．コンプレッサー，ハンドルなど．
- ・ コンプレッサーの音が気になる程度です．緊急自動車の音が聞こえない程ではないが，緊急自動車とすれ違った後，コンプレッサーの音にサイレン音が混じっているような気がするがありました．自転車等，軽車両が車道に追いやられる流れのようなので，鳴らされて不愉快になる警笛等を使わず車両の接近を知らせるように左右折時に使われる警告音的なものがあれば良いと思います．
- ・ 静粛性が高いので，まわりの交通（特に自転車）に対して注意喚起が必要だと思います．
- ・ 時速30キロ位まであえて起動音を出せば，市街地などでも接近に気づいてもらえる．
- ・ 発車時の振動と右左折時の振動！！
- ・ 振動については，もう少し乗り心地が良いと思います．
- ・ 歩行者への警告音は必要だと思う．
- ・ 走行・停止時共に従来のバスより良いと思います．例にあるように注意喚起音は必要だと思います．
- ・ 従来の路線バスが揺れる所で揺れが大きく，ハンドルを取られるところがあった．車が動き始める時，まだ少しちょっとした振動は感じた．
- ・ 歩行者や自転車などの往来の多い個所では，警報音の装置などは必要だと思

います。

表 6.3.6 運転者の静粛性・快適性への評価

		回答数	比率
走行時の振動・車体の揺れ	とても良い	2	11%
	良い	11	58%
	従来のバスと同等	1	5%
	悪い	5	26%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
走行時の車内の静粛性	とても良い	6	32%
	良い	9	47%
	従来のバスと同等	3	16%
	悪い	1	5%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%
信号などの停車時の静粛性	とても良い	9	47%
	良い	8	42%
	従来のバスと同等	2	11%
	悪い	0	0%
	とても悪い	0	0%
	無回答	0	0%
	合計	19	100%

### その他意見

その他に次のような意見があった。

#### ○フルフラットについて

- ・後ろドアのセンサが働かず、閉められない。（満員の時、ドアの前に立つ人がいる。）
- ・フルフラットなので高齢者の転倒等が少なくなりそう。

#### ○ステップの高さについて

- ・リーニングを利用すれば現状で十分だと思います。
- ・それぞれバス停の状況が違っているので何とも言えないが、このままでいいと思う。
- ・バリアフリーが進めば苦ではない高さ。次回の実証走行では車いすの乗車もされては。

#### ○デザイン・レイアウトについて

- ・リヤタイヤのカバーがクリップボルトの点検時は厄介
- ・とても良いです。
- ・前扉から乗車の時、通路がやや狭い。手すりポールを多く。

- ・未来のバスみたいで良い。絶対売れると思う。女性の名前の方が良い。
- ・前扉をもっと広く作り、車体左前を車椅子の置ける折り畳み席にする。車椅子などを前扉から乗降できるようにすれば、スロープ坂はほとんど出番がないものになると思います。中扉を歩道にピタリと着けるより、前扉を隙間なくつける方が数十倍簡単です。
- ・座席が少しかたいので長時間の移動はつらいかも。
- ・日本の道路でアウトースライドは使いにくい
- ・良い
- ・デザインは新しいタイプと思います。とても良いです。
- ・デザインは個人差がありますのでコメントなしです。レイアウト的には横掛けイスにすることで、もう少し座れる人数が増えるのではないのでしょうか。
- ・デザインはとてもよいです。
- ・空調の吹き出し口を車体の下部にも。

また低床で車内がフラットである特徴を生かした電動バスの使い方について運転者として思いつくこととして、次のような意見があった。

- ・都市部や企業輸送など、大量輸送できる連節バス
- ・前扉が狭い。従来のノンステップ車ぐらいあった方が追い。
- ・後方の方に入りやすいです。
- ・コミュニティバスが最適。シャトルバス等、色々な年齢の人が乗るところ。のりやすくて良いと思う。
- ・中扉をやめて、一番前の扉と一番後ろに扉をつけ、混雑時は全部の椅子をたためるようにすれば、通勤時間の山手線のように、お客様を結構詰め詰めそうです。
- ・座席を折りたためるようにして、社員輸送など、輸送人員向上につなげててもよいと思います。車いすのお客様の団体での移動など。
- ・座席数を減らして、大量輸送や席数を増加させて貸切運用に使用
- ・障害のある方々の送迎には良いと思います。（現在はリフト付きバスなどを利用しているので）
- ・無料連絡バスなど荷物の多いお客様をのせる時に利用すべき。
- ・車いすの移動が楽になるなど、障害者用のバスに適すのではないかと思います。
- ・屋根なしバス。車いすスペースの拡充。旅行カバンなど大型荷物スペースの拡充。

この電動バスが量産化されて実際に業務で使う場合についてあると良い機能や改善点、要望等について次のような意見があった。

- ・ドア開閉時サイドブレーキ連動
- ・HAS機能があった方が？
- ・制動距離がのびれば良いと思います。
- ・充電器が丸一日もつと良い。磯子駅で充電する時間はない場合があるので、見直してほしい。

- ・電球など切れた際、それだけのために車両交換することのないように、ある程度簡単交換できるように設計してほしい。バンパーなど、わりとぶつけて帰ってくる車が多いので、バンパーだけでも頑丈にお願いします。バス停停車時に、センサで歩道の高さに自動で調整して降りやすくなる機能。
- ・もう少しハンドルを切れるようにして、小回りをきくようにしたほうが良いと思います。
- ・電流計をつけてエコモードやパワーモードの選択
- ・坂道発進アシストがあると良い。
- ・残バッテリーで後どの程度の走行が出来るのかモニターがあると良いと思います。
- ・シフトボタンB1・B2での減速ではない、レバー操作による減速ができれば楽（リターダ装置のような）
- ・運転支援システムなどと連動となれば、よりスムーズな走りができると思います。

#### 6.4 第1次実証実験の多面的評価

ここでは電動バスの開発の二酸化炭素削減効果を多面的に評価する。評価する観点は電動フルフラットバスが与える乗降のし易さ、室内空間の増大、転倒に対する安全性という3つのメリット以外の、二酸化炭素の排出量と電力消費率に関する評価である。

##### 人口林面積としての評価

電動バスの消費電力を二酸化炭素排出量に換算した。この計算は2012年度の東京電力の実績から発電に関する二酸化炭素の排出係数を0.406kg-CO<sub>2</sub>/kWhとして実施している。

算出の結果、本路線を電動バスが走行する際に発生する二酸化炭素の量は0.37kgであることが分かった。二酸化炭素排出率に換算すると0.0925kg/kmとなる。既存の内燃機関を用いたバスの二酸化炭素排出率は0.2248kg/kmであるため、1km走る毎に0.1323kgの二酸化炭素排出量の差が生まれる。バスの年間走行距離を20,000kmと想定すると、台当たり2624kgの二酸化炭素排出削減を達成できることとなる。そして、1000台の電動バスを導入したとすると1年当たり2624tの二酸化炭素排出削減となる。日本の主な人口林であり、適切に手入れのされている杉の人口林の二酸化炭素吸収量は1ha当たり7.8tである(林野庁HPより抜粋)ため、336haの植樹と同じ効果が得られることが分かる。

##### 排出権取引料としての評価

二酸化炭素の排出量は排出権取引として使用できるため、その効果を算定した。2014年現在の東京都が示す排出権取引相場は¥8500/t-CO<sub>2</sub>である(東京都HPより抜粋)。前述したとおり、1000台の電動バスを導入したとすると1年当たり2624tの二酸化炭素排出削減となる。すると1年当たり¥2,230,400の排出権取引をすることができる。排出権取引の相場が安価であるため、効果としては大き

くないが、ある一定の金銭的価値は生み出すことができることが分かる。

### 燃料費としての評価

内燃機関自動車と電気自動車では動力源が違うが、動力源を補給するためにかかる費用について評価ができる。内燃機関自動車の動力源である軽油の点等現金価格を図 6.4.1 軽油の店頭現金価格の推移に示す。縦軸は10 当たりの代表価格を表し、横軸は年度と月次を表す。

平成20年度(2008年度)に一度高騰をしているが、落ち着きを取り戻すと、平成21年度以降は徐々に価格は上がり続けているものの大きな変動は無い。10 当たりの価格を¥130とすると、既存の内燃機関自動車のバス運行時の平均燃料消費率2.9km/ℓ から¥44.8/kmとなることが分かる。一方で電動バスは2014年現在の東京電力が提供する深夜電力料金は¥12.5/kWhであるため、電力消費率912Wh/kmから¥11.4/kmとなり、走行にかかる費用として¥33.2/kmの差が生まれることが分かる。人工林の面積としての評価と同様に、年間20000km走行するとすると台当たり年間¥664,000の差が生まれることとなり、それを1000台保有すると年間¥664,000,000の差が生まれることになる。排出権取引と比較すると非常に大きな差であり、事業者に与えるメリットとしては非常に大きなものであると考えられる。

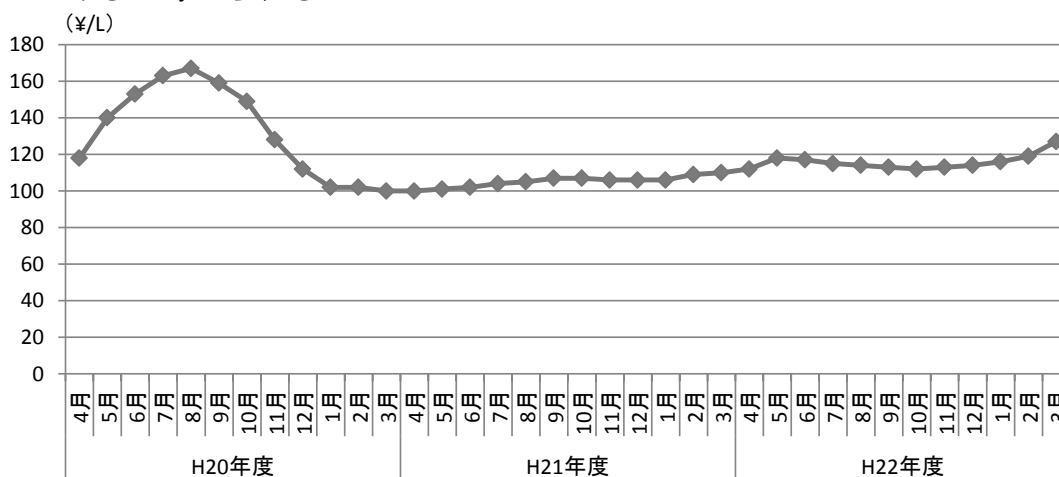


図 6.4.1 軽油の店頭現金価格の推移

(一般財団法人 日本エネルギー経済研究所 石油情報センターデータより作成)

### 6.5 まとめ

本節では本章の成果をまとめる。本章では車両評価に必要な認証と車両評価について述べた。組立車として認証を受ける上でモータに必要なことは安全性の証明と性能の明示であり、モータ以外の項目で既存品の流用でないものに関しては試験成績書の添付が必要であることを明らかにした。そして代表的なルートでの電力消費率の確認を行い、目標を達成した。また運転手へのアンケート結果から感性評価を行った。得られた成果を下記にまとめる。



- ・モータの種類，冷却方式，定格電圧，モータ最大トルク，モータ最大出力，モータ定格出力，モータ最高回転数，運用最大出力，運用最高回転数，減速比の情報を提出し，国土交通省による認証を受けた
- ・モータの安全性の証明にはハードウェアの安全性だけでなく，制御上の安全性も証明した
- ・バス運行中の最大加速度は0.15G程度であり，運転手による意図的な運行であることを明らかにした
- ・第1次車載モータを搭載した電動バスの電力消費率は912Wh/kmであることを明らかにし，目標値1108Wh/kmを達成した
- ・アンケートによる感性評価の結果を下記にまとめる．
  - －電動バスへの総合的な印象は良いという結果を得られた
  - －日常的な使用については改善すべき点があり，特にハンドリングに対して改善を要することが分かった
  - －悪路走行時にハンドルを取られやすいという意見があったが，半数以上から走行安定性は高いという回答が得られた
  - －操作性に関して日常的な使用についての質問と同様にハンドリングが悪いという回答が多かった
  - －オートマチック化に関しては9割の運転手から良いという回答が得られた
  - －車内外の安全確認は従来バスよりも行いやすいという回答が得られた
  - －静粛性は従来バスより高く，特に停車時の静粛性が良いという回答を多く得られた

## 第7章 第2次車載モータの評価

本章では第3章，第4章で述べた改善を加えたモータを試作し，車両に搭載した際の評価について述べる．はじめに試作したモータの仕様を明らかにし，次に台上試験装置上での評価結果について述べる．そして試作したモータを車載して行った評価について述べる．

### 7.1 第2次車載モータの仕様

第2次車載モータとして作成したモータは，提案した全ての摺動抵抗低減を実施し，モータのコギングトルクが最も低減できた磁気バリアを加えたモータである．磁気バリアを設けると最大トルクは元々の設計値に対して未達になる．しかし実証実験の結果から問題ないレベルであることと，コギングトルク低減が車両に与える影響を分かりやすくするために，磁気バリアを加えたモータを選んでいる．また仕様変更に伴うバスリング等の他部品の設計も同時に変更している．第2次車載モータで変更した仕様一覧を表 7.1.1 第2次車載モータの仕様に示す．

表 7.1.1 第2次車載モータの仕様

部品	仕様
ハブベアリング	オイルシール廃止
オイルシール大	リップ低緊迫力化 摺動径削減 被摺動面WPC追加
磁気バリア	有(4mm)

### 7.2 第2次車載モータの単体評価

第1次車載モータと同様に性能評価を行った．ここでは台上試験装置での性能評価について述べる．振動試験，防水試験，スピントテストの信頼性の試験はそれらに関わる部品に変更を施していないため，実施していない．

#### 起電力測定

はじめに300rpm，600rpm，1000rpmで回転させたときの起電力を測定した．起電力はモータの基本的な不具合の確認と出力トルクの見通しを得るために計測する．回転時に異音，異臭，異常発熱がなかったため問題ないと判断した．また測結果より，起電力定数が1.58Vpeak/rad/であることが明らかになった．電磁鋼板の非飽和領域では1.58Nm/Armsのトルク定数が見込まれることが明らかになった．測定した結果を表 5.8.1 起電力測定結果一覧と図 5.8.6 起電力

測定結果に示す。縦軸は起電力の波高値を表し、横軸は回転数を表す。

表 7.2.1 起電力測定結果一覧

回転数		起電力 [Vpeak]	起電力定数 [Vpeak/rad/sec]
[rpm]	[rad/sec]		
300	31.4	49.7	1.58
600	62.8	99.4	1.58
1000	104.7	165.3	1.58

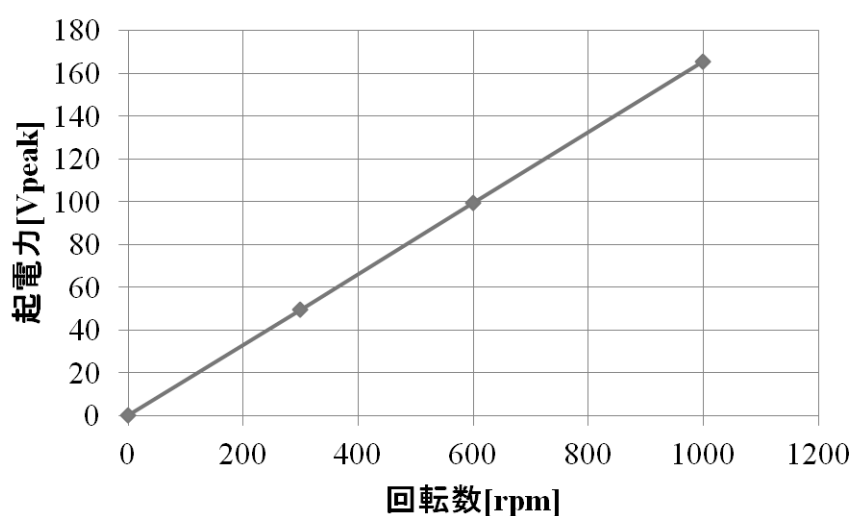


図 7.2.1 起電力測定結果

## IT特性測定

### ・暖機条件試験

第1次車載モータと同様にIT特性を取得するに当たって必要な暖機条件を明確にするために無負荷運転を実施した。無負荷運転とはモータへの指示トルクが0Nm指示の状態である。第1次車載モータと同様に時間とともに、モータの入力電力が下がることが分かった。これは温度上昇による潤滑油の動粘度変化とWPC表面処理と潤滑油のなじみによるものである。第1次車載モータの評価時と同様に無負荷運転時の入力電力に変化はあるものの最大で0.6Nmであった。最大トルクの1%未満となり、IT特性測定の精度に影響するものではないため、第2次車載モータも第1次車載モータ同様に異常がないことを確認することを目的に20分間の暖機運転の後IT特性を取得することとした。暖機試験の結果を図7.2.2 暖機試験結果に示す。

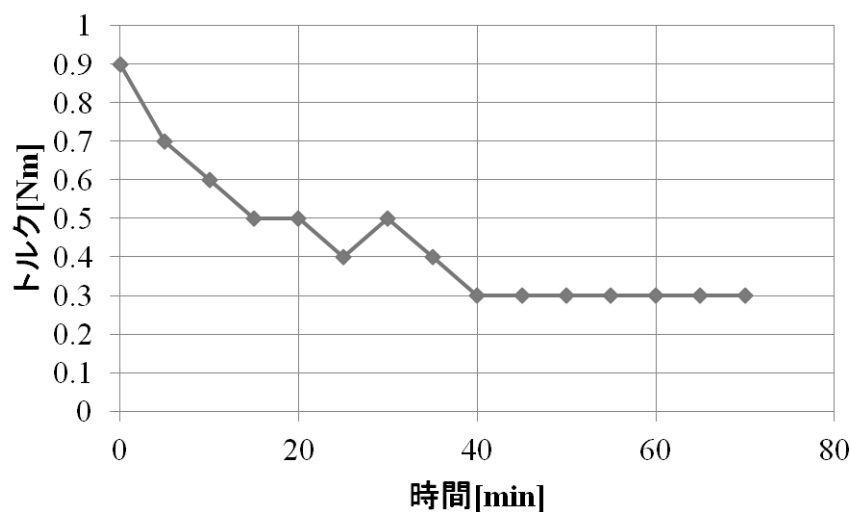


図 7.2.2 暖機試験結果

### 進角試験

第2次車載モータでは進角試験は実施しないこととした。第2次車載モータもIPMであり、進角によって出力トルクが変化する。しかし第1次車載モータから断面構造が変化しないため、最適な進角は変化しない。そのため、第1次車載モータで明らかになった最適進角 $20^\circ$ を用いてIT特性測定を実施することとした。

### IT特性測定

測定条件を洗い出した後にIT特性測定を実施した。第2次試作モータでも代表点として300rpmでのIT特性試験を実施している。雰囲気温度は一定であればよいため、適当な温度として $25^\circ\text{C}$ とした。モータは自然冷却、インバータは水冷にて冷却している。暖機条件は先に行った暖機条件試験から600rpmで20分とした。暖機によるトルク変動は計測に影響を与えないため、異音、異臭がないことを確認して実施することとした。進角は電気角 $20^\circ$ で固定して計測した。試験条件を表 5.8.2 IT特性測定条件にまとめる。

測定の結果、最大電流450Nmで709Nmのトルクが出力できることが分かった。車両から求められるモータの性能目標であった700Nmを達成することができることが明らかになった。結果を表 5.8.3 IT特性測定結果に示し、図 5.8.11 IT特性測定結果にまとめる。縦軸はトルクを表し、横軸は時間を表す。

表 7.2.2 IT特性測定条件

項目	値
雰囲気温度	$25^\circ\text{C}$
モータ冷却	自然空冷
インバータ冷却	水冷

暖機条件	600rpm 20min
進角	20° 固定
測定回転数	300rpm
最大印加電流	450Arms

表 7.2.3 IT特性測定結果

電流[Arms]	トルク[Nm]	トルク定数
0	0	-
100	186	1.86
200	343	1.71
300	471	1.57
400	571	1.42
450	608	1.35

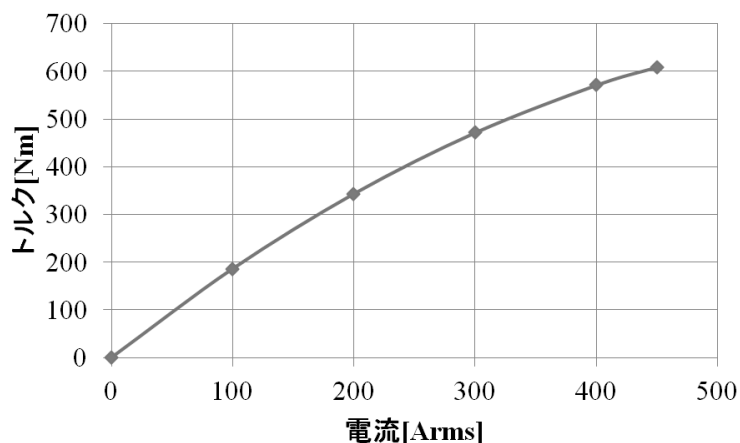


図 7.2.3 IT特性測定結果

## 効率測定

### ・暖機条件測定

暖機条件を決定するための試験はIT特性試験の事前準備として行ったため、実施せずに改めて値を評価した。効率測定は20Nm刻みで取得した。暖機前後で0.93Nmの差があるとする測定値に4.7%の誤差を生ずるため、影響が大きい。測定誤差の目標を1%以下とすると完全暖機状態との差を0.2Nm以下にしないといけない。時間がたつにつれ完全暖機状態との差が縮まっていき、35分の時点で完全暖機状態との差が0.2Nmを下回った。第1次車載モータと比較すると時間が短くなっている。その理由は摺動抵抗が小さくなっているため、潤滑油の

動粘度変化が摺動抵抗に与える影響も小さくなっているためである。このことから第2次車載モータの効率測定を行う際の暖機条件は600rpmで30分間の無負荷運転であることが明らかになった。完全暖機状態との差をまとめたものを図7.2.4 完全暖機との差に示す。縦軸はトルクを表し、横軸は時間を表す。

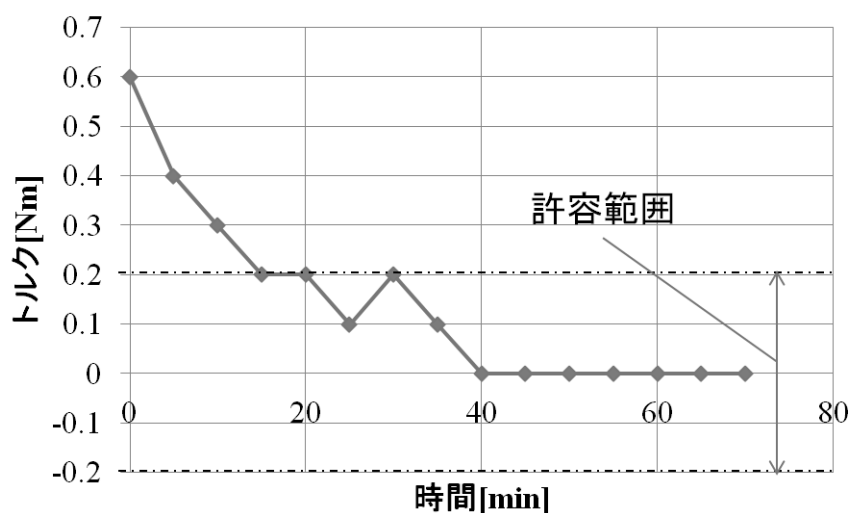


図 7.2.4 完全暖機との差

・ 効率測定

効率測定の結果をまとめる。測定方法は第1次車載モータと同様であるが、速度の測定ポイントを100rpm毎に減らし、トルクの測定ポイントを20Nm毎に増やしている。測定条件は暖機条件のみ変化している。測定条件を表 5.8.4 効率測定条件にまとめる。

効率測定はモータ、インバータ、モータ効率とインバータ効率を掛け合わせた総合効率という形でまとめた。それぞれ傾向は第1次車載モータと同様であるが、同じトルクを出力するために必要な電流が変わっているため300Nm以上の高トルク領域では効率低下が確認された。一方で磁石の使用量が減っているため鉄損が減少し、100Nm以下の低トルク領域では効率が改善されている。モータ効率の計測結果を表 5.8.5 モータ効率測定結果に示し、インバータ効率の計測結果を表 5.8.6 インバータ効率測定結果に示し、モータとインバータを総合した効率を表 5.8.7 駆動効率測定結果に示す。

表 7.2.4 効率測定条件

項目	値
雰囲気温度	25℃
モータ冷却	自然空冷
インバータ冷却	水冷
暖機条件	600rpm 30min
進角	20° 固定
測定回転数	100～800rpm
測定トルク	20～400Nm

表 7.2.5 モータ効率測定結果

表内単位[%]

トルク[Nm]	回転数・時速	km/h	13.8	27.6	41.5	55.3	69.1	82.9	96.7	110.5
	rpm	100	200	300	400	500	600	700	800	
0										
20		74.5	73.1	70.5	70.0	69.8	69.5	72.6	68.5	
40		81.8	81.9	79.6	79.6	81.3	81.1	81.4	80.7	
60		83.4	84.7	84.9	84.1	85.5	85.6	86.0	84.4	
80		82.9	86.4	85.9	86.5	87.8	88.0	88.3	87.2	
100		82.8	87.2	87.4	87.3	89.4	88.9	89.3	89.2	
120		82.6	86.5	88.6	88.9	89.5	89.9	89.9	90.1	
140		80.4	86.2	88.1	88.7	90.0	89.9	90.6	90.8	
160		79.0	85.4	87.7	89.0	89.9	90.5	90.7	90.9	
180		77.8	85.0	87.3	88.8	89.8	90.5	90.8	91.4	
200		76.2	83.7	86.9	88.2	89.6	90.4	90.9	91.5	
220		74.6	82.5	86.0	88.1	89.4	90.1	91.2	91.5	
240		72.4	81.6	85.9	87.7	89.3	90.0	91.0	91.0	
260		71.1	80.7	85.4	87.3	89.3	89.5	90.9	91.2	
280		69.0	79.6	84.4	86.5	88.1	89.2	90.6	90.9	
300		66.8	78.0	83.3	86.0	87.5	88.5	90.0	90.4	
320		66.3	78.3	83.3	86.0	87.7	88.9			
340		64.1	76.8	81.4	85.0	86.9	88.1			
360		61.9	75.5	80.8	83.8	86.5	87.2			
380		61.9	74.2	80.7	83.8	85.8	87.2			
400		59.3	73.1	79.5	82.7	84.9	86.4			

表 7.2.6 インバータ効率測定結果

表内単位[%]

トルク[Nm]	回転数・時速	km/h	13.8	27.6	41.5	55.3	69.1	82.9	96.7	110.5
		rpm	100	200	300	400	500	600	700	800
0										
20			78.2	85.5	88.3	89.9	90.8	91.6	91.7	92.4
40			79.9	87.3	90.1	91.7	92.7	93.4	93.7	94.2
60			80.8	87.9	90.7	92.3	93.3	94.1	94.4	94.9
80			81.2	88.1	91.0	92.6	93.6	94.3	94.8	95.2
100			81.5	88.2	91.1	92.7	93.8	94.5	95.0	95.4
120			81.2	88.0	91.0	92.6	93.7	94.5	95.0	95.5
140			81.2	88.0	91.0	92.7	93.8	94.5	95.0	95.5
160			81.3	88.0	91.0	92.7	93.8	94.6	95.1	95.6
180			81.4	88.0	91.0	92.7	93.8	94.6	95.1	95.6
200			81.4	88.0	91.0	92.7	93.8	94.6	95.1	95.6
220			81.7	88.2	91.2	92.8	93.9	94.7	95.1	95.6
240			81.7	88.1	91.1	92.7	93.8	94.6	95.1	95.6
260			81.6	88.0	91.0	92.6	93.7	94.5	95.1	95.6
280			81.6	87.9	90.8	92.6	93.7	94.5	95.1	95.6
300			81.5	87.8	90.7	92.5	93.6	94.4	95.0	95.5
320			81.2	87.6	90.6	92.3	93.5	94.4		
340			81.3	87.5	90.5	92.2	93.4	94.3		
360			81.5	87.5	90.4	92.2	93.4	94.2		
380			81.2	87.4	90.3	92.1	93.3	94.2		
400			81.4	87.3	90.2	92.0	93.2	94.1		

表 7.2.7 駆動効率測定結果

表内単位[%]

トルク[Nm]	回転数・時速	km/h	13.8	27.6	41.5	55.3	69.1	82.9	96.7	110.5
		rpm	100	200	300	400	500	600	700	800
0										
20			58.3	62.5	62.2	62.9	63.5	63.7	66.6	63.3
40			65.4	71.5	71.7	73.0	75.3	75.7	76.3	76.0
60			67.4	74.5	77.1	77.7	79.8	80.5	81.2	80.1
80			67.3	76.1	78.2	80.1	82.2	83.0	83.7	83.0
100			67.4	77.0	79.6	80.9	83.9	84.1	84.8	85.1
120			67.1	76.0	80.6	82.3	83.8	84.9	85.4	86.0
140			65.3	75.9	80.2	82.2	84.4	85.0	86.1	86.8
160			64.3	75.2	79.8	82.5	84.3	85.6	86.2	86.9
180			63.3	74.9	79.4	82.3	84.2	85.6	86.3	87.4
200			62.0	73.7	79.0	81.7	84.0	85.5	86.4	87.4
220			61.0	72.8	78.4	81.7	83.9	85.3	86.8	87.5
240			59.2	71.9	78.2	81.3	83.8	85.2	86.6	87.1
260			58.0	71.0	77.7	80.8	83.7	84.6	86.4	87.2
280			56.3	70.0	76.6	80.1	82.5	84.2	86.1	86.9
300			54.4	68.5	75.6	79.5	81.9	83.6	85.5	86.3
320			53.8	68.6	75.5	79.3	82.0	83.9		
340			52.1	67.2	73.7	78.4	81.2	83.0		
360			50.4	66.0	73.0	77.3	80.7	82.2		
380			50.2	64.8	72.8	77.2	80.0	82.1		
400			48.3	63.9	71.7	76.1	79.2	81.3		



## 損失分析

取得した効率から損失分析を行った。第1次車載モータと同様にモータ性能の異常の有無の確認のためにトルク依存の損失と回転数依存の損失に分類して確認を行った。まず効率測定で得られたデータからモータ損失の値を算出した。モータの損失を回転数依存性のあるものとトルク依存性のあるものに大別できる。回転数依存性の損失は1次式に近い式になり、トルク依存性の損失は2次式に近い形になる。ここで近似線を描いたのはその判断を行うためのものである。損失が変曲点を持っている場合や、高トルク型のモータで回転数依存の損失が2次式に近い場合は磁気の漏れや巻線内の循環電流の発生、摺動部品の異常摩擦等の不具合がある可能性が高い。損失を確認した結果、以上の傾向が見られていないということは設計上、組み立て上のものづくりによる不具合がないということが確認できたということになる。

以上の評価によって、第2次車載モータは車両搭載に性能上問題がないということが確認された。トルク毎の損失を図 5.8.13 トルク毎のモータ損失にまとめた。縦軸は損失を表し、横軸は回転数を表す。そして回転数毎の損失を図 5.8.14 回転数毎のモータ損失に示す。縦軸は損失を表し、横軸はトルクを表す。

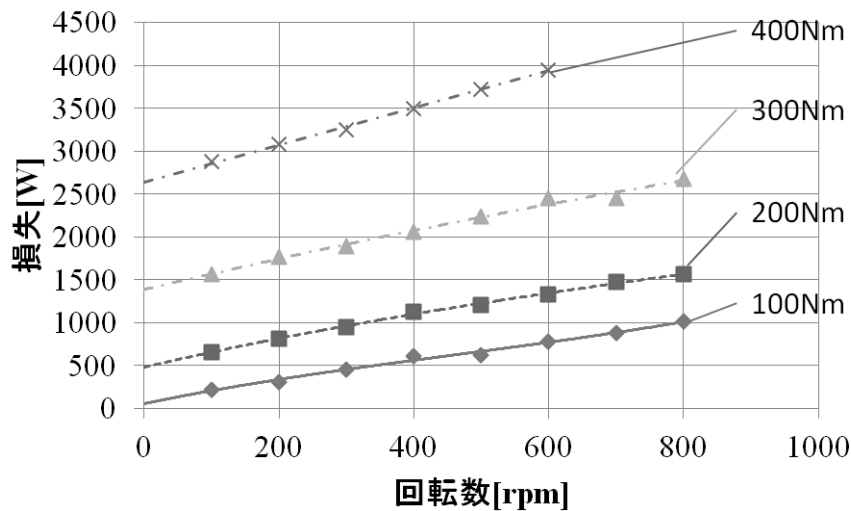


図 7.2.5 トルク毎のモータ損失

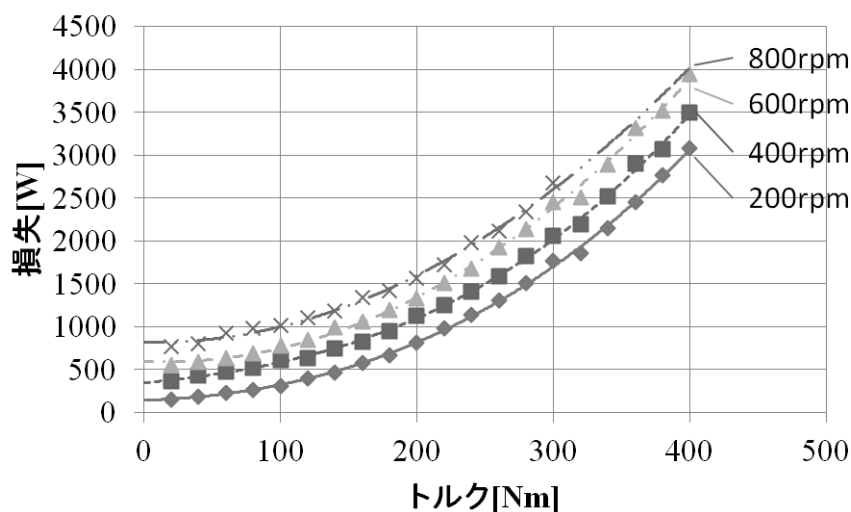


図 7.2.6 回転数毎のモータ損失

### 7.3 第2次車載モータの車両搭載評価

本節では第2次車載モータの車両搭載評価について述べる。第2次車載モータが車両搭載して評価できることを確認できたため、車両搭載評価を行うこととした。モータに関する評価としては変化点であるコギングトルク低減に対する評価と、摺動抵抗低減に対する評価を行った。

### 7.4 コギングトルク低減に対する評価

本節ではコギングトルクを低減したモータの評価について述べる。4路線を使い、評価を行った。評価方法はコギングトルク低減前後の変化を最もよく体感している運転手へのアンケートである。コギングトルクを低減したモータを車両搭載し、走行試験を行った。走行は4つの路線を使用した。路線の詳細を下記にまとめる。

#### ①羽田空港～大森駅

本路線は、中距離・都市型路線のひとつとして設定した路線であり、大森駅から羽田空港国際線ターミナルまでの片道約8km、往復約16kmの路線である。経路の大半は、国道1号（第一京浜）、国道131号（産業道路）、国道131号及び都道311号（環八通り）から構成され、交通量が多く、時間帯によっては交通渋滞による速度低下が発生するという特徴を有している。道路構造としては、片側2車線の区間が大半を占めるとともに、区間内の標高最高点が6m、標高最低点2mとなっており、ほぼ全区間で平坦な路線となっている。経路を図 7.4.1 羽田空港～大森駅の経路概要に示す。

## ②追浜営業所～磯子駅

本路線は、中距離・都市型路線のひとつとして設定した路線であり、京浜急行バスの追浜営業所から磯子駅までの片道約13km、往復約26kmの路線である。

経路の9割以上が、国道16号（横須賀海道）から構成されている。横浜と横須賀を結び、京浜急行電鉄と並行する形の路線であり、交通量が比較的多く、信号交差点も多く存在する路線である。

道路構造としては、片側1車線の区間が大半を占めている。また、区間内に上下の勾配が存在する箇所が大きく2箇所あり、路線内の標高最高点が30m、標高最低点が2m、最大標高差が28mとなっている。経路を図 7.4.2 追浜営業所～磯子駅の経路概要に示す。

## ③湘南台駅～綾瀬車庫

本路線は、中距離・郊外型路線のひとつとして設定した路線であり、湘南台駅から神奈川中央交通の綾瀬車庫までの片道約8.7km、往復約17kmの路線である。経路は、神奈川県道22号、43号、45号、403号と藤沢市道、綾瀬市道から構成され、湘南台駅周辺では、交差点間の距離が短い区間があるものの、大半は交差点間の距離も比較的長く、いわゆる郊外型の路線である。道路構造としては、全区間片側1車線の区間となっている。また、区間内には上下の勾配が複数箇所に存在しており、路線内の標高最高点が46m、標高最低点が20m、最大標高差が26mとなっている。経路を図 7.4.3 湘南台駅～綾瀬車庫の経路概要に示す。

## ④辻堂駅～綾瀬車庫

本路線は、中距離・郊外型路線のひとつとして設定した路線であり、辻堂駅から神奈川中央交通の綾瀬車庫までの片道約14.5km、往復約29kmの路線である。経路は、神奈川県道45号、47号、404号と藤沢市道、綾瀬市道から構成され、辻堂駅側の約5kmの区間は沿線に住宅が立地し、交差点が多く存在する区間であるが、それ以外の大半の区間は交差点間の距離も比較的長く、いわゆる郊外型の路線である。道路構造としては、辻堂駅側の約5kmの区間が片側2車線の区間であり、それ以外の区間は片側1車線の区間となっている。また、区間内には上下の勾配が複数箇所に存在しており、路線内の標高最高点が46m、標高最低点が9m、最大標高差が37mとなっている。経路を図 7.4.4 辻堂駅～綾瀬車庫の経路概要に示す。

以上の4路線で走行試験を行い、バスの運転を実施した運転手に改善前と改善後の車体振動についてアンケートを実施した。アンケートの結果、モータ改善により車体の振動を半数以上の運転手が改善されたと実感したことが分かった。また悪化したと感じた運転手はいなかった。そして振動に対するコメントとしても下記の結果が得られた。

- ・ モータ音がとても静かになってよかったです。
- ・ 発進時の振動は特に気になるもので、できるだけスムーズな発進が出来れば良いと思います。

- ・ 振動に関しては問題なしです.

モータの振動低減に対して良い評価を得る一方で振動は小さければ小さいほどよいという意見も見られた. この結果は, コギングトルクは体感できる車体振動の原因となっており, コギングトルクを低減することにより乗り心地の改善を実現できることを表している. 本研究で取り組んだコギングトルクの低減が乗り心地向上という車両の価値向上に寄与していることが確認できた. アンケート結果を図 7.4.5 モータ改善後の車体の振動に対する運転手の評価に示す.



図 7.4.1 羽田空港～大森駅の経路概要

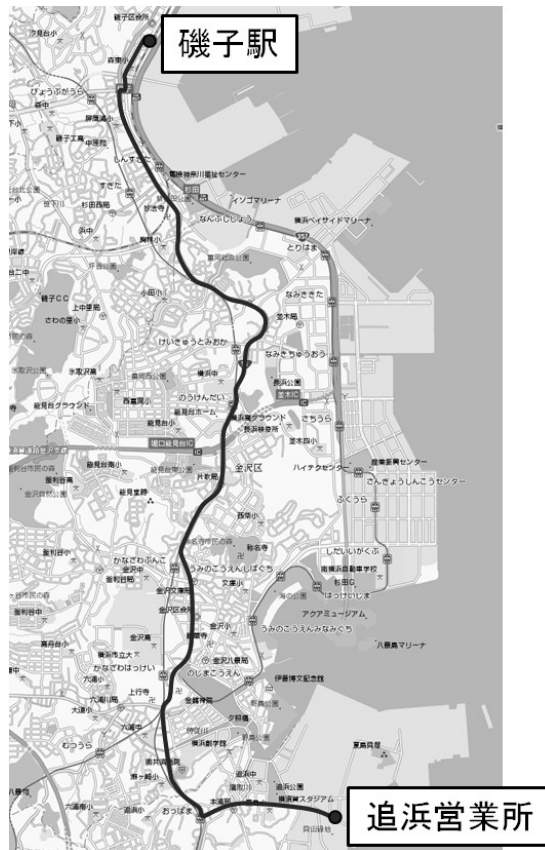


図 7.4.2 追浜営業所～磯子駅の経路概要



図 7.4.3 湘南台駅～綾瀬車庫の経路概要

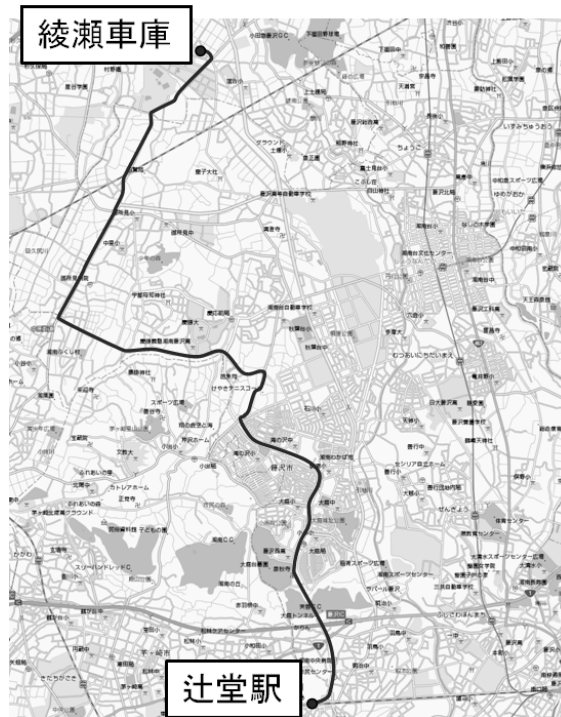


図 7.4.4 辻堂駅～綾瀬車庫の経路概要

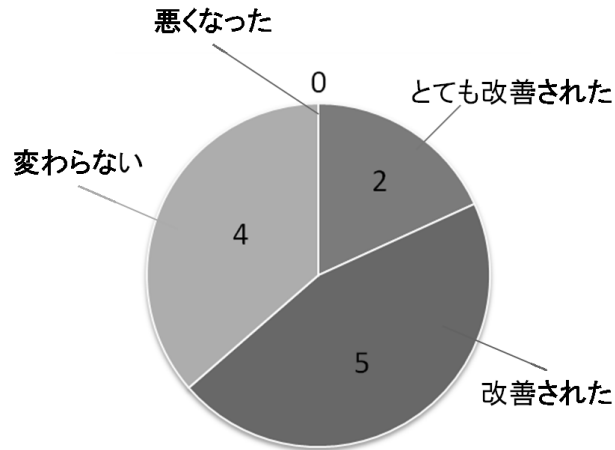


図 7.4.5 モータ改善後の車体の振動に対する運転手の評価

## 7.5 撓動抵抗低減に対する評価

本節では撓動抵抗低減を低減したモータを車両搭載した際の評価について述べる。まず第1次車載モータの撓動抵抗を車両として評価する。そして本研究で実施したモータの撓動抵抗改善が車両にもたらす効果を個別に評価し、最後に全ての改善を実施した第2次車載モータが車両にもたらす効果を実証実験によ

って明らかになった使用頻度を含めた効果として明らかにする。

#### 第1次車載モータの摺動抵抗が車両に及ぼす影響

台上試験装置にて得られた摺動トルクを消費エネルギーとして評価するために、電動バス一台分(8輪分)のエネルギーに換算した。換算後の値をまとめたものを図 7.5.1 第1次車載モータの摺動抵抗が電動バスで消費するエネルギーに示す。縦軸は消費エネルギーを示し、横軸は車速を示す。

車両一台分の消費エネルギーに換算すると60km/h以下の常用領域でのオイルシール小の摺動抵抗の影響は他2部品と比較して小さいことが分かる。そして消費エネルギーをエネルギー消費率に換算し、本研究で開発したモータの摺動抵抗を低減することによって実現できる電力消費率の改善代を明らかにした。すると、60km/h以下の常用領域でも30Wh/km程度の電力消費率になることが分かった。路線バスは全国的に見ると平均で1日120km、1年間で300日走行するため、1年間で36000km走ることになる。車両を10年間使用したとして、総走行距離は360000kmとなる。摺動抵抗による車両の平均電力消費率を30Wh/kmとすると、生涯消費エネルギーは1080kWh程度となる。電力によるCO2排出量を0.406 kg-CO2/kWhとして、CO2排出量を算出すると摺動抵抗により、10年で4.38tのCO2排出をすることになる。第1次車載モータのを電動バスに搭載した場合の摺動抵抗が占めるエネルギー消費率を図 7.5.2 第1次車載モータの摺動抵抗が占めるエネルギー消費率に示す。縦軸はエネルギー消費率を示し、横軸は車速を示す。

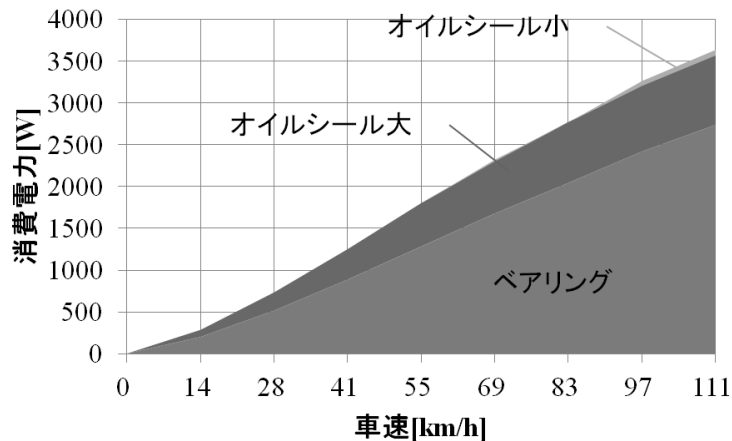


図 7.5.1 第1次車載モータの摺動抵抗が電動バスで消費するエネルギー

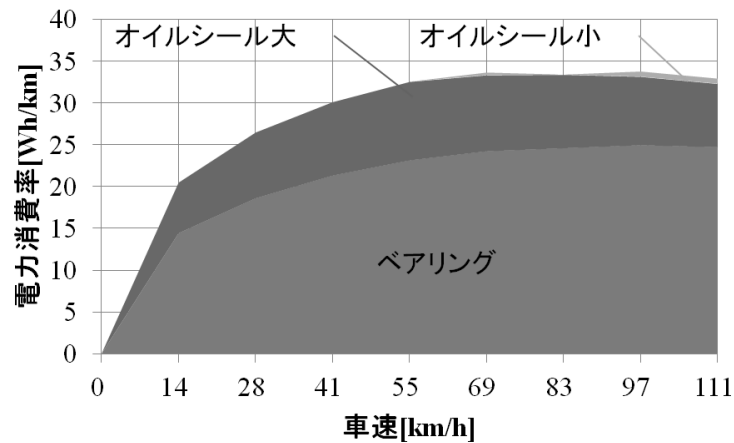


図 7.5.2 第1次車載モータの摺動抵抗が占めるエネルギー消費率

#### ベアリングのオイルシール廃止の効果

ベアリングオイルシール廃止の効果を車両に置き換えた評価を実施した。電動一台分の摺動抵抗をエネルギーに換算したものを図 7.5.3 電動バス一台分のベアリング摺動抵抗によるエネルギー損失に示す。縦軸は消費エネルギーを示し、横軸は車速を示す。

低速では大きな差がないが、速度が増すにつれて設計変更による影響が大きくなるのが分かる。20km/h走行時には270Wの差であるが、40km/h走行時には640Wの差になり、60km/h走行時には1420Wの差になる。60km/h以下の常用領域では430W程度の差が生まれている。430Wとは乗用車2台分の補機電力に相当する。更にこの差を電力消費率に換算したものを図 7.5.4 電動バス一台分のベアリング摺動抵抗による電力消費率に示す。縦軸は電力消費率、横軸は車速を表す。設計変更により、60km/h以下の常用領域で平均15Wh/kmの電力消費率改善を実現できることが分かった。前述の二酸化炭素排出量算出方法に則って評価すると10年で2.19tの二酸化炭素を削減できることになる。

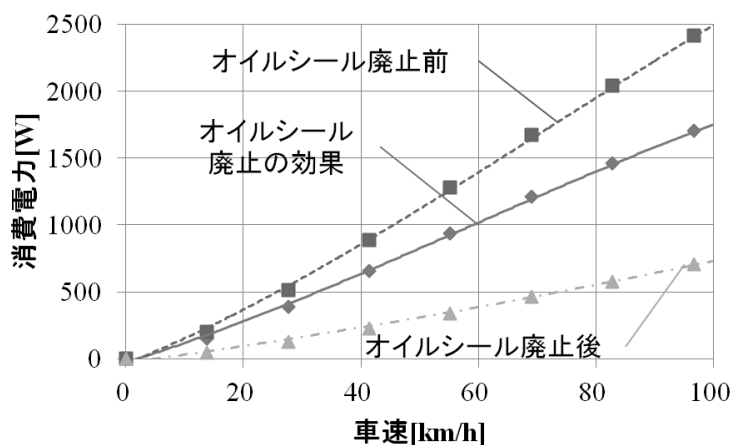




図 7.5.3 電動バス一台分のベアリング摺動抵抗によるエネルギー損失

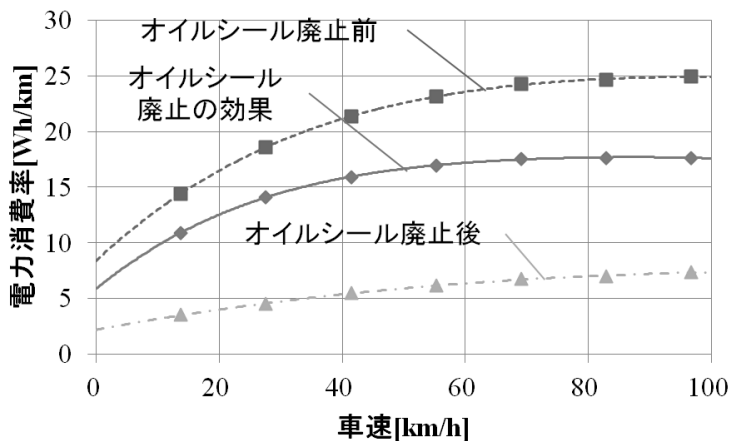


図 7.5.4 電動バス一台分のベアリング摺動抵抗による電力消費率

オイルシール大の小径化と緊迫力適正化の効果

ここではオイルシール大の小径化と緊迫力適正化の評価を行う。60km/h以下の常用領域では設計変更により、平均で100W程度の差が生まれることが分かった。これは灯火器の消費電力相当である。電動バス一台分の消費電力に換算したものを図 7.5.5 電動バス一台分のオイルシール大によるエネルギー損失に示す。縦軸は消費電力を示し、横軸は車速を示す。

そして小径化と緊迫力の低減により、60km/h以下の常用領域で平均2.2Wh/km程度の電力消費率改善を実現できることが分かった。前述の二酸化炭素排出量算出方法に則って評価すると10年で0.32tの二酸化炭素を削減できることになる。電力消費率としてまとめたものを図 7.5.6 電動バス一台分のオイルシール大による電力消費率に示す。縦軸は電力消費率を示し、横軸は車速を示す。

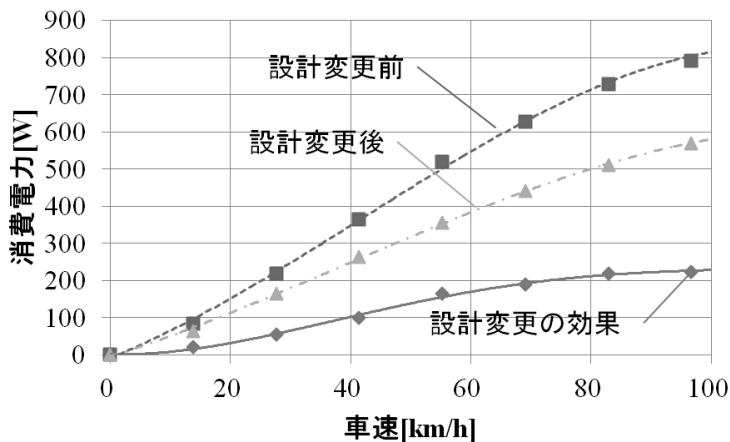


図 7.5.5 電動バス一台分のオイルシール大によるエネルギー損失

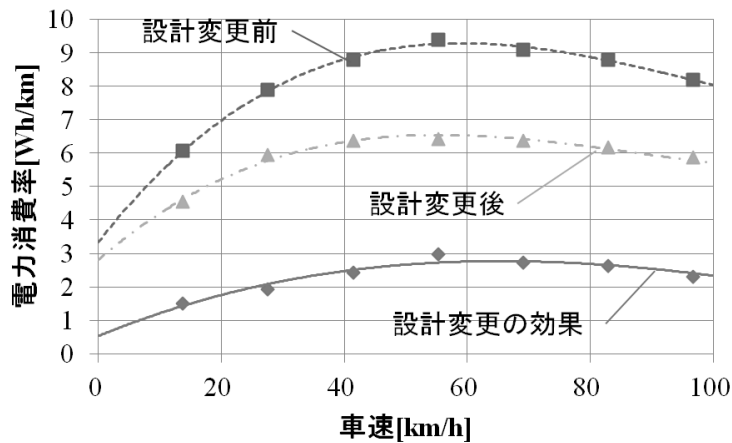


図 7.5.6 電動バス一台分のオイルシール大による電力消費率

被摺動面への表面処理追加の効果

ここでWPCを被摺動面に用いることによる効果を評価する。表面処理は小径化と低緊迫力した後に実施した設計変更である。小径化と低緊迫力には及ばないものの、WPCを用いることで60km/h以下の平均で80W程度の消費エネルギー低減をできることが分かった。結果を図 7.5.7 電動バス1台分の表面処理による消費エネルギー低減効果に示す。縦軸は消費エネルギーを示し、横軸は車速を示す。また小径化と緊迫力の低減により、60km/h以下の常用領域で平均1.8Wh/km程度の電力消費率改善を実現できることが分かった。前述の二酸化炭素排出量算出方法に則って評価すると10年で0.26tの二酸化炭素を削減できることになる。WPCを用いた場合のバス1台分の電力消費率変化を図 7.5.8 電動バス1台分の表面処理による電力消費率低減効果に示す。縦軸は電力消費率を示し、横軸は車速を示す。

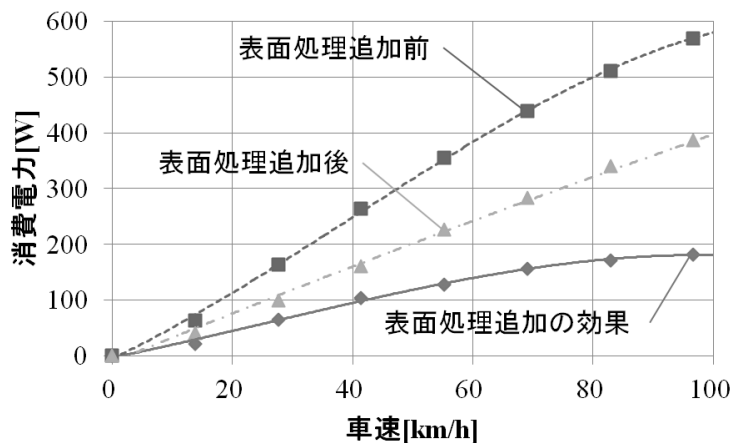


図 7.5.7 電動バス1台分の表面処理による消費エネルギー低減効果

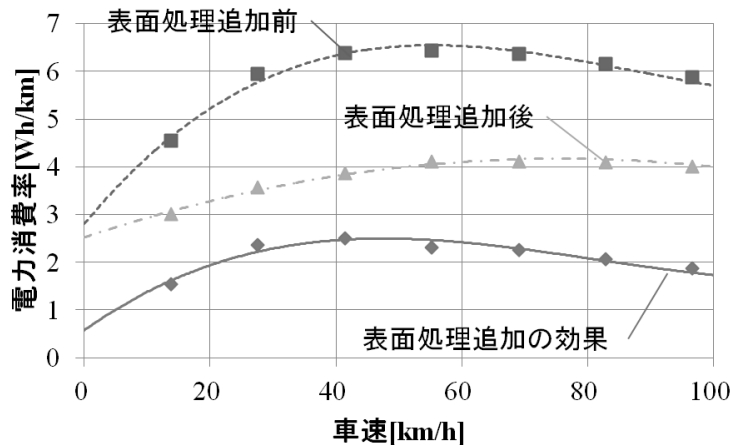


図 7.5.8 電動バス1台分の表面処理による電力消費率低減効果

モータ全体の摺動抵抗改善が車両にもたらす効果

モータ全体の摺動抵抗は設計変更前と比較し、全領域で50%以上の低減を達成できた。60km/h以下の平均低減効果は730Wであった。現在の電動車両では車両の出力は電池の出力に依存するケースが多いため、消費電力が低減できるということは限界性能を向上させることにも繋がる。最も効果の大きい100km/hでは2kW以上の出力向上ができる。結果を図 7.5.9 摺動抵抗低減前後の消費電力量に示す。縦軸は消費電力を表し、横軸は車速を表す。また電力消費率の60km/h以下の平均低減効果は19Wh/kmであった。二酸化炭素排出量算出方法に則って評価すると1台当たり10年で2.77tの二酸化炭素を削減できることになる。

次に、車両の実測データを用いて走行頻度を用いた評価を行う。頻度を用いる場合には計測点間の摺動抵抗を補完する必要があるため、近似式を用いて消費電力を表す必要がある。第1次車載モータの摺動抵抗による消費電力は

$$F_{ma} = 0.0032 \times n^2 + 3.1022 \times n \quad (7.1)$$

と表すことができる。そして、第2次車載モータの摺動抵抗による消費電力は

$$F_{mb} = 0.0014 \times n^2 + 0.8502 \times n \quad (7.2)$$

と表すことができる。ここで、 $F_{ma}$  は第1次車載モータの摺動抵抗による消費電力、 $F_{mb}$  は第2次車載モータの摺動抵抗による消費電力、 $n$  はモータ回転数である。上記2つの近似式に本路線の走行中の回転数を用いて走行中の摺動抵抗による消費電力量を算出した。

評価に使用した路線は設計変更前のモータを用いて電力消費率の試験を実施した川崎鶴見臨港バス株式会社の「ふれーゆ線(系統番号:鶴08)」のうち、「理研・市大大学院前～ふれーゆ」間の路線4km区間である。この運行での走行距離は3964mで消費したエネルギーは3606Whであった。この結果から電動バスの電力消費率は912Wh/kmであることが明らかになっている。

本路線を走行する際に摺動抵抗による消費電力量は改善前のモータで110.4Whであった。そして、改善後のモータでは33.3Whと3分の1まで削減出来ていた。4kmの走行に対して80.1Whの改善であるため、電力消費率としては20Wh/km

の電力消費率改善を実走行にて確認できたことになる。また車両全体の電力消費率からすると車両の電力消費率912Wh/kmに対して20Wh/kmの改善であるため、2.1%の電力消費率向上を達成したこととなる。そして全消費電力の中で摺動抵抗が占める割合は改善前で3%であったことに対し、改善後には1%まで低減している。内燃機関自動車の動力伝達経路で失われるエネルギーが全体の16%程度であることと比較すると動力伝達経路を省いたダイレクトドライブ方式の有意性がよく分かる。比較の結果を図 7.5.10 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線走行時の摺動抵抗による消費電力量に示す。縦軸は消費電力量とモータ回転数を表し、横軸は時間を表す。

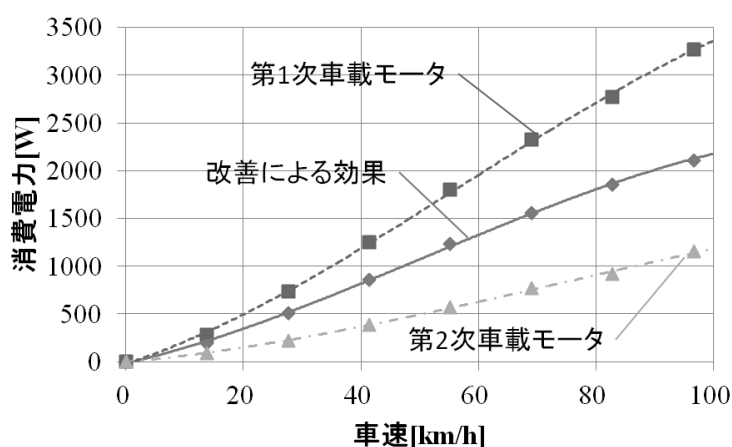


図 7.5.9 摺動抵抗低減前後の消費電力量

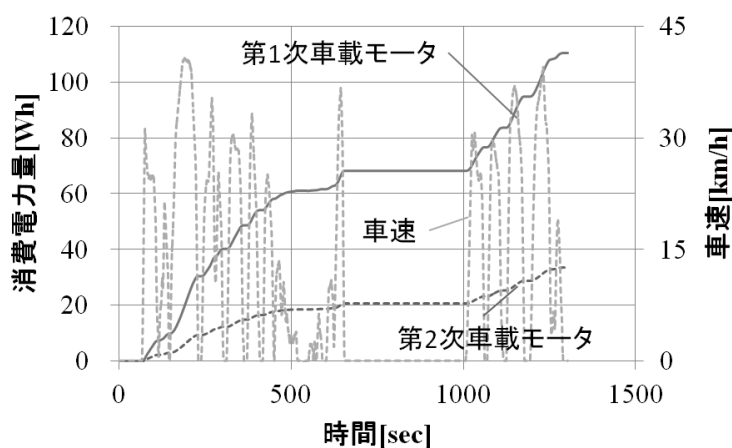


図 7.5.10 理研・市大大学院前～ふれーゆ路線走行時の摺動抵抗による消費電力量

## 7.6 普通車両適用性の確認

本研究で開発したモータは普通自動車に適用するために開発したモータを大型に適用したものであったため、最終的な性能の普通自動車への適用性を確認した。普通自動車の性能目標としては電気自動車の既販車である日産自動車のLEAFをモデルとして検討した。まずLEAFを駆動するために必要なトルクを算出するためにLEAFの走行抵抗の計測を実施した。実施条件はTRIASに規定された条件として惰行試験を行った。惰行試験とは自動車を走行抵抗を求めたい速度まで加速し、原動機との接続を切った状態で惰行したときにかかる時間から走行抵抗を求める試験方法である。精度のよい測定には平坦かつ凹凸の少ない路面が必要であるため、本研究ではJARI城里研究所のテストコースにて惰行試験を実施した。自動車の走行抵抗は

$$F = a + bv^2 \quad (7.1)$$

で表わされる。ここで $F$ は自動車の走行抵抗[N]を表し、 $a$ 、 $b$ は定数、 $v$ は車速[km/h]である。この $a$ 項と $b$ 項を惰行試験で求めることが出来る。惰行試験の結果、LEAFの走行抵抗は $a$ 項は118.3、 $b$ 項は0.0342であった。

惰行試験によって求められた走行抵抗とLEAFの車体総重量である1755kg、タイヤ動直径646mmから本研究で開発したモータを4輪に用いた場合の登坂可能な最大立て勾配を算出した。算出に用いた値を表 7.6.1 普通自動車適用性検証に使用した値一覧に示す。60km/h走行時に登坂可能な勾配は51%となり、十分な登坂性能を持っていることが明らかになった。またモータの最高回転数である2000rpmは220km/h走行に相当するため、普通自動車としては十分な性能である。以上の検証から本研究で開発したインホイールモータは普通自動車への適用性も十分にあることが検証された。

表 7.6.1 普通自動車適用性検証に使用した値一覧

項目	値
車体総重量[kg]	1755
タイヤ動直径[mm]	646
駆動輪数[輪]	4
走行抵抗a項	118.3
走行抵抗b項	0.0342

## 7.7 まとめ

本節では本章をまとめる。本章では第2次車載モータの仕様を明らかにし、その評価を行った。車載評価前に台上試験装置での評価を実施し、問題ないことを確認後、車載評価にて低コギングトルク化と低摺動化の効果を確認した。複

数ルートでのモータの車両での評価を通してコギングトルク低減の効果を確認した。また代表的なルートでの摺動抵抗低減による効果を確認した。本章で得られた成果を下記にまとめる。

- 第2次車載モータの最大トルクは330Nm以上であるため実証実験の運行に問題がないことを確認した
- 複数ルートで低コギング化による乗り心地変化を電動バスの運転手に確認し、半数以上が改善を実感できることからコギングトルクと乗り心地の関連を明らかにした
- 低摺動化により、60km/h以下の走行で平均19Wh/kmの電力消費比率の改善ができることを明らかにした
- 低摺動化により、実走行ルートで20Wh/kmの電力消費比率の改善ができることを明らかにした
- 本研究で開発したモータは普通自動車へ十分に適用できる

## 第8章 結論

本章では本研究を総括する。本研究によって得られた結論と今後の課題、研究の発展性について述べ、本論文の結論とする。

### 8.1 本研究の結論

本節では章別に研究の成果をまとめる。

#### 第1章 研究の目的

第1章では本研究の背景・目的・手法について述べた。自動車社会には大気汚染、温室効果ガスの排出等の課題があり、その解決手段として電気自動車が注目されていることと電気自動車の普及の課題を明らかにした。その課題の一つとして航続距離の問題があることと、本研究では航続距離伸長のための高効率化を最大の目標とした。高効率化を追求することにより発生する振動への低下対して新しい技術を提案して定量的な評価をすることを目的とした。そして定量的な評価手法として台上試験装置を用いたモータ単体の評価に加え、実車を用いた公道での実証実験を行うことについて述べた。

#### 第2章 既往研究

第2章では既往研究について述べた。本研究に至るまでの基礎となるダイレクトドライブインホイールモータの研究についてまとめ、本研究で扱う第1次プロトタイプモータについて述べた。また本研究に関わる研究としてインホイールモータに関わる文献、モータの高効率化に関わる文献、モータの低振動化に関わる文献、電動バスに関わる文献についてまとめた。またインホイールモータの持つ制御性の良さに注目した制御に関する文献やライフサイクルアセスメントに関する文献についてもまとめている。

#### 第3章 モータの高効率化

第3章では高効率化の妨げになる摺動部品の低摺動化による高効率化について述べた。ここではダイレクトドライブ型のインホイールモータならではの低摺動化できるハブベアリングの使用方法を考案し、その効果を台上試験装置にて確認した。またオイルシール大の低摺動化の新技术としてオイルシール径の最小化と被摺動面に対する表面処理の追加を実施して、低摺動化の効果を台上試験装置にて確認した。第3章で明らかにした成果を下記にまとめる。

- ・ハブベアリングのオイルシール、ベアリングの摺動抵抗の内25%を占めることを明らかにした
- ・ハブベアリングに封入しているオイルの飛散防止は、ハブベアリングを固定する部品の設計方法を変えることで実現した
- ・オイルシール大の小径化と緊迫力低下により25%の摺動抵抗が低減できることを明らかにした
- ・被摺動面への表面処理追加はWPC表面処理が低摺動抵抗化に対して効果が高く、

33%の摺動抵抗が低減できることを明らかにした

- ・表面処理は無潤滑で摺動すると摩耗により効果が無くなるが、潤滑油を適切に用いることで十分な耐久性を確保できることを明らかにした
- ・オイルシール大と表面処理追加により摺動抵抗を50%削減できることを明らかにした
- ・全ての変更をモータに適用し、モータ全体の摺動抵抗の64%削減を実現した

#### 第4章 モータの低振動化

第4章ではモータの振動要因であるコギングトルクの設定値と実測値が乖離することの原理が段間の磁気短絡であることを電磁界解析と台上試験装置による実測により明らかにした。また原理が明らかになったことにより新技術を考案し、電磁界解析により効果の確認を行った。第4章で明らかにした低振動化に関する成果を以下にまとめる。

- ・コギングトルクの従来解析手法である2次元解析からの推定を用いて本研究で扱うモータのコギングトルクの解析を行うと、絶対値だけでなく、傾向も合わないため従来解析手法は活用することができないことを明らかにした
- ・コギングトルク解析に3次元解析を用いると絶対値は解析値の1.5倍程度になるが、傾向は合うことを明らかにした
- ・2次元解析からの推定と実態が合わない理由は段間の磁束短絡であることを電磁界解析から明らかにした
- ・段間の磁束短絡を解消することでコギングトルクが低減可能であることを明らかにした
- ・スキュー段数を増やすことで磁気短絡の影響を小さくでき、コギングトルクを低減できることを明らかにした
- ・磁気短絡により発生する段毎の発生コギングトルクの不平衡は段毎の積厚を変化させることで解消でき、コギングトルクを低減できることを明らかにした
- ・磁気短絡により発生する段毎の発生コギングトルクの位相ずれはスキューの位相を変化させることで解消でき、コギングトルクを低減できることを明らかにした
- ・段毎の積厚変化と位相の変化を組み合わせることで磁束短絡を防止することやスキュー段数を増す以上の効果を得ることができることを明らかにした
- ・最も効果の高い段毎の積厚変化と位相の変化を組み合わせによって、改善前からコギング割合は16%まで低減できることを明らかにした

#### 第5章 第1次車載モータの開発

第5章ではモータの実装車両である電動バスのコンセプトとコンセプトの妥当性の確認結果について述べた。そして電動バスがモータに求める要求性能を明らかにし、第1次車両搭載モータが要求性能に合致するモータであることについて台上試験にて明らかにした。また使用環境についても実車を用いた振動試験で使用環境を明らかにして、JISとIP規格に則った試験を実施し、公道での実証実験に耐え得るモータであることを確認した。そして車両に配置するために



必要な変更を実施した。詳細は下記にまとめる。

- ・電動バスのコンセプトはインホイールモータを活用した低床・フルフラットな床面の実現であり、バスの乗客が最も強く求めることであることをアンケート調査によって明らかにした
- ・電動バスの電費目標は従来内燃機関自動車の二酸化炭素排出量を半減できる1108Wh/kmとした
- ・電動バスが求める登坂性能は9.6%であり、ダイレクトインホイールモータに換算すると700Nm程度であることを明らかにした
- ・電動バスが求める最高速度は100km/hであり、ダイレクトインホイールモータに換算すると800rpm程度であることを明らかにした
- ・電動バスに必要な登坂性能と最高速度を両立させるためにはモータの出力は34kW以上必要であることを明らかにした
- ・第1次車載モータは要求性能を満足することを台上試験にて明らかにした
- ・走行時のモータへの振動加速度入力は速度が高い方が大きくなり、未舗装路を60km/h走行時に最大9.23G(90.45 m/sec<sup>2</sup>)であることを明らかにした
- ・第1次車載モータはJIS準拠の10Gの加振に耐え得ることを明らかにした
- ・第1次車載モータに防水対策を施すことによってIP67相当の防塵・防水性を確保できることを明らかにした
- ・第1次車載モータはスピントテストによって2000rpmの回転に耐え得ることを明らかにした
- ・乗用車と比較するとバスの方がホイールハウス内の部品配置の自由度が高いため、既存車の改造を前提とするとダイレクトインホイールモータにとってバスの方が適した車両であることを確認した

## 第6章 第1次車載モータの車両評価

第6章では車両評価に必要な認証と第1次車載モータを搭載した車両評価について述べた。組立車として認証を受ける上でモータに必要なことは安全性の証明と性能の明示であり、モータ以外の項目で既存品の流用でないものに関しては試験成績書の添付が必要である。本章ではこれらを証明するとともに、第1次車載モータを搭載した車両評価によって電動バスが高い環境性能を持つことを明らかにした。また運転手に対するアンケート調査という形式で感性評価を行った。得られた成果を下記にまとめる。

- ・モータの種類、冷却方式、定格電圧、モータ最大トルク、モータ最大出力、モータ定格出力、モータ最高回転数、運用最大出力、運用最高回転数、減速比の情報を提出し、国土交通省による認証を受けた
- ・モータの安全性の証明にはハードウェアの安全性だけでなく、制御上の安全性も証明した
- ・バス運行中は乗客の安全性を考慮するため、車両の最大加速度は0.15G程度であることを明らかにした
- ・第1次車載モータを搭載した電動バスの電力消費率は912Wh/kmであることを明

- らかにし、目標値1108Wh/kmを達成した
- ・アンケートによる感性評価の結果を下記にまとめる。
    - －電動バスへの総合的な印象は良いという結果を得られた
    - －日常的な使用については改善すべき点があり、特にハンドリングに対して改善を要することが分かった
    - －悪路走行時にハンドルを取られやすいという意見があつたが、半数以上から走行安定性は高いという回答が得られた
    - －操作性に関して日常的な使用についての質問と同様にハンドリングが悪いという回答が多かった
    - －オートマチック化に関しては9割の運転手から良いという回答が得られた
    - －車内外の安全確認は従来バスよりも行いやすいという回答が得られた
    - －静粛性は従来バスより高く、特に停車時の静粛性が良いという回答を多く得られた

## 第7章 第2次車載モータの車両評価

第7章では第2次車載モータの車両評価について述べた。組立車として認証を受ける上でモータに必要なことは安全性の証明と性能の明示であり、モータ以外の項目で既存品の流用でないものに関しては試験成績書の添付が必要であること。そして複数ルートでのモータの車両での評価を通してコギングトルク低減の効果を確認した。また代表的なルートでの摺動抵抗低減による効果を確認した。得られた成果を下記にまとめる。

- ・複数ルートで低コギング化による乗り心地変化を電動バスの運転手に確認し、半数以上が改善を実感できることからコギングトルクと乗り心地の関連を明らかにした
- ・低摺動化により、60km/h以下の走行で平均19Wh/kmの電力消費比率の改善ができることを明らかにした
- ・低摺動化により、実走行ルートで20Wh/kmの電力消費比率の改善ができることを明らかにした
- ・本研究で開発したモータは普通自動車へ十分に適用できる

単体試験で明らかにしたモータの改善効果を実証実験で確認できた。低摺動化は使用頻度が関わるため、単体の評価では技術の持つ意義が分からないが、車両の電力消費率として評価することで車両にもたらす効果が明らかになった。コギングトルクも同様であり車両として評価することでモータのコギングトルクと乗り心地に関連があることを明らかにし、モータの振動を改善の効果を確認できた。

## 8.2 今後の課題

本研究で未確認であることとして、振動低減手法の一つである位相と積み厚の最適化の実機確認がある。この効果を実機にて確認し、理論通りの効果が得

られることが今後の課題の一つとして挙げられる。またインホイールモータが車両に与える効果を確認できたが、一方で課題も確認が出来た。特にインホイールモータ化の影響としてハンドリングの悪化が挙げられる。ハンドリングの改善はインホイールモータの性能向上では成し得ないため、今後はインホイールモータ単体の性能向上だけでなく、サスペンションを含んだインホイールモータシステム、もしくは車両としてインホイールモータの効果をより高めることが必要である。また既往研究では述べているが、モータ制御や車両制御を含めると本研究だけでは検証できていないインホイールモータ化による効果が未だ残っている。特にインホイール化することによってハンドリングが悪化することに対しては独立輪制御により左右のトルク配分を制御することにより改善できる。ハードウェアは本研究によって発展させることが出来たため、今後はソフトウェアによるインホイールモータの効果向上にも取り組むことでより大きな効果を生むことができ、理想的なインホイールモータシステムができると考える。

## 参考文献

- [1]環境省, “環境白書2013”, 環境省, (2013)
- [2]環境省, “平成22年度騒音規制法施行状況調査結果”, (2010)
- [3]経済産業省, “平成25年度(2013年度)エネルギー需給実績(速報)”, (2013)
- [4]経済産業省, “エネルギー白書2011”, (2011)
- [5]自動車検査登録情報協会, “我が国の自動車保有動向”, (2012)
- [6]国土交通省, “道路運送車両の保安基準の細目を定める告示”, (2013)
- [7]国土交通省, “国土交通白書2013”, (2013)
- [8]国立環境研究所温室効果ガスインベントリオフィス, “日本国温室効果ガスインベントリ報告書”, (2014)
- [9]国立環境研究所編集委員会, “国立環境研究所特別研究報告”, (2008)
- [10]総務省統計局, “六十四回 日本統計年鑑 平成26年”, (2014)
- [11]運輸省, “運輸白書2013”, (2014)
- [12]IPCC, “IPCC Fourth Assessment Report: Climate change”, (2007)
- [13]IPCC, “IPCC Fifth Assessment Report: Climate change”, (2013)
- [14]川口祐治, “ZEV法と自動車メーカーの対応”, メカライフ, No. 41 Page. 30-31 (1995)
- [15]日本自動車工業会, “JAMA Report”, Vol108, (2008)
- [16]エネルギー総合工学研究所, “季報 エネルギー総合工学”, Vol. 29 No. 4, (2007)
- [17]清水修, 清水浩, 眞貝知志, 大前学, “インホイールダイレクトドライブモータを用いた高性能電動バス用パワートレインの開発”, 自動車技術会論文集, Vol. 45 No. 5 pp. 835-840 (2014)
- [18]清水修, 大前学, 澤孝一郎, 清水浩, “ダイレクトドライブインホイールモータを使用した車両における慣動抵抗が電力消費量性能に及ぼす影響”, 自動車技術会論文集, Vol. 44 No. 4 pp. 1033-1038 (2013)
- [19]Osamu Shimizu, Takahisa Yashiro, Tadashi Takano, Manabu Omae, Hiroshi Shimizu: “Eliica Motor That Realizes Top Level Acceleration”, The 23rd International Electric Vehicle Symposium and Exhibition, EVS23 (2007)
- [20]Osamu Shimizu, Kenji Endo Naotake Kumagai, Hiroshi Shimizu: “Direct-Drive In-Wheel Motor Realized High Performance and Comfortable Drive”, The 26th International Electric Vehicle Symposium and Exhibition, EVS26 (2012)
- [21]Osamu Shimizu, “SMMT R&D News Letter Autumn”, pp. 23-25 (2012)
- [22]眞貝知志, 熊谷直武, 小松隆, 川口正樹, 畑山一郎, 新井英雄, 林克行, エリック・ウー, 殷徳軍, 山崎雄介, 清水修, 清水浩, “電気自動車SIM-WILの開発”, 自動車技術, Vol. 66, pp. 84-88 (2012)
- [23]慶應義塾大学SFC研究所, “平成21年度環境省地域産学官連携環境先端技術普及モデル策定事業 電動フルフラットバスの地域先導的普及モデル策定

- と，システム化の実証研究－成果報告書－”，(2011)
- [24]株式会社SIM-Drive，“電動低床大型フルフラットバスの試走評価を実施～「平成 23 年度環境省のチャレンジ 25 地域づくり事業」の一環として～”(2011)
- [25]清水浩,川上清源,江本聞夫：“8 輪駆動電気自動車Eliica”，自動車技術 Vol. 61, No. 9 P83-88, (2007)
- [26] Kiyomoto Kawakami, “Evaluation of an Ultra High Performance EV 'Eliica'”，EVS 21, (2007)
- [27] 慶應義塾大学，“電動駆動車輛のエネルギー消費効率の向上を実現するためのダイレクトドライブ方式アウターロータ構造インホイールモータの研究開発”，NEDO 管理番号100013716, (2009)
- [28]加藤正浩, 殷徳軍，“適応型モデル追従制御による電気自動車のスリップ抑制制御法”，自動車技術会論文集, Vol. 44 No. 2 pp435-440, (2013)
- [29] 楊植, 殷徳軍 (慶應義塾大学)，“インホイールモータ式電気自動車における坂道での後退防止制御法”，学術講演会前刷集, no. 10-12, pp. 13-16 (2012)
- [30]有富雄策, 大前学, 河上清源, 清水浩，“電気自動車のコンポーネント・バッテリー埋め込み式フレームの剛性に関する研究”，日本機械学会交通・物流部門大会講演論文集, Vol. 10th Page. 201-204 (2001)
- [31]森本雅之，“最初の電気自動車についての考察”，電気学会論文誌 D, Vol. 133 No. 1 pp. 105-110 (2014)
- [32] 村田智史，“インホイールモータ駆動ユニットの開発”，自動車技術会論文集, vol. 42 no. 3, pp. 767-771 (2011)
- [33] 大山 和伸，“リラクタンストルク応用電動機の高性能化動向”，電気学会論文誌D, Vol. 123 No. 2 pp. 63-66 (2003)
- [34] 杉山雄太, 板橋弘光, 榎本裕治, 床井博洋, 今川尊雄，“アモルファス金属鉄心による11kWアキシアルギャップモータの高効率化”，電気学会論文誌 D Vol. 134 No. 8
- [35] 緒方達, 開道力，“電磁鋼板によるSPMモータ性能向上推定”，電気学会静止器研究会資料, Vol. SA-13 No. 75-92 pp. 69-72 (2013)
- [36] 床井博洋, 川又昭一, 榎本裕治，“圧粉磁心を適用した小型・高効率モータの検討”，電気学会回転機研究会資料, Vol. RM-10 No. 56-69 pp. 51-56 (2010)
- [37]高見則雄, 稲垣浩貴, 本多啓三（，“チタン酸リチウム負極を用いた高出力二次電池「SCiB」の開発”，薄膜・表面物理セミナー, Vol. 38th Page. 25-29 (2010)
- [38]佐竹信彦, 野木雅之, 保科俊一郎，“鉄道向け回生電力蓄電システム”，東芝レビュー, Vol. 69 No. 8 Page. 52-55 (2014)
- [39]伊藤康行, 鈴木盛雄, 水谷麻美，“電動二輪車用SCiBバッテリーシステム”，東芝レビュー, Vol. 66 No. 2 Page. 50-53 (2011)
- [40]自動車技術ハンドブック編集委員会，“自動車技術ハンドブック 設計(ジャン)編 改訂版”，(2005)

- [41]株式会社ブリヂストン，“自動車用タイヤの基礎と実際”，(2008)
- [42] 森田郁朗，松岡到（徳島大），“10極12スロットアウターロータ形SPMSMの高性能化”，電気学会回転機研究会資料，Vol. RM-12 No. 65-79 pp. 69-74 (2012)
- [43] 岡本吉弘，桐谷知明，野田幸宏，“20インチホイール組込形高効率インホイールモータシステムの開発”，東洋電機技報，No. 117 pp. 12-17 (2008)
- [44] 村上真哉，後藤博樹，中村健二，一ノ倉理，“アキシヤルギャップ型SRモータの固定子極長の検討”，電気関係学会東北支部連合大会講演論文集，Vol. 2013 pp. 1-7 (2013)
- [45] 矢倉洋史，後藤博樹，一ノ倉理，“インホイールドライブ電気バス用SRモータの極数の検討”，J Magn Soc Jpn, Vol. 33 No. 3 pp. 307-310 (2009)
- [46] 佐藤宏樹，後藤博樹，一ノ倉理，“トルク重量比を考慮した電気バス用インホイールSRモータの最適極数の決定と試作機の基礎特性”，J Magn Soc Jpn, Vol. 36 No. 3 pp. 258-262 (2012)
- [47] NIKAM Saurabh P., RALLABANDI Vandana, FERNANDES B. G., “A High-Torque-Density Permanent-Magnet Free Motor for in-Wheel Electric Vehicle Application”, IEEE Trans Ind Appl, Vol. 48 No. 6 pp. 2287-2295 (2012)
- [48] 永山和俊，水野孝行，足利正，久光行正，伊達正晃，清水浩，“インホイールモータユニットの開発”，電気学会半導体電力変換研究会資料，Vol. SPC-96 No. 97-105 pp. 41-50 (1996)
- [49] SONE Kodai, TAKEMOTO Masatsugu, OGASAWARA Satoshi, TAKEZAKI Kenichi, AKIYAMA Hidekatsu, “電気駆動シティーコンピュータ車用の希土類材料を用いないフェライト磁石インホイールモータ”，IEEE Trans Magn, Vol. 48 No. 11 pp. 2961-2964 (2012)
- [50] 永山和俊，水野孝行，足利正，久光行正，伊達正晃，清水浩，“電気自動車用ホイールインモータの開発”，電気学会半導体電力変換研究会資料，Vol. SPC-96 No. 97-105 pp. 41-50 (1996)
- [51] 郡司大輔，居村岳広，藤本博志，郡司大輔，“磁界共振結合によるワイヤレスインホイールモータの電力変換回路の構成とその制御に関する基礎研究”，電気学会産業計測制御研究会資料，Vol. IIC-14 No. 56-76 pp. 91-96 (2014)
- [52] LIM Dong Hyun, KIM Sung Chul, “電気自動車におけるインホイールモータ用オイルスプレー冷却システムの熱性能”，Appl Therm Eng, Vol. 63 No. 2 pp. 577-587 (2014)
- [53] KIM S. C., KIM W., KIM M. S., “Cooling performance of 25 kW in-wheel motor for electric vehicles”, Int J Automot Technol, Vol. 14 No. 4 pp. 559-567 (2013)
- [54] 勘崎芳行，“回転・往復動用シールの基礎と応用”，ゴム技術シンポジウムテキスト，Vol. 62nd pp. 43-57 (1999)
- [55] 栗田昌幸，水本宗男，“ガソリン用オイルシールの密封性に関する研究”，トライボロジスト，Vol. 44 No. 11 pp. 906-912 (1999)

- [56] 吉田健太郎, 加納眞, 益子正文, 川口雅弘, MARTIN Jean - Michel, “オレイン酸潤滑下すべり摩擦におけるDLC膜の摩擦低減特性とトライボ化学反応の関係”, トライボロジスト, Vol. 58 No. 10 pp. 773-782 (2013)
- [57] 荻原秀実, “高度な要求性能に応えるエンジン部品 ピストン摺動部への固体潤滑剤付与新技術とその効果”, 自動車技術会論文集, Vol. 56 No. 2 pp. 39-43 (2002)
- [58] 熱川慧, 岩本勝美, 田中健太郎, “表面微細加工による摩擦特性への影響”, マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集, Vol. 79 pp. 141-142 (2009)
- [59] 服部仁志, 川島教嗣, 吉井保夫, “無潤滑往復動シールの耐久性に及ぼす相手面性状の影響”, トライボロジスト, Vol. 37 No. 11 pp. 936-943 (1992)
- [60] 佐藤祐樹, 杉村丈一, 山本雄二, “オイルシールしゅう動面の油膜形成と摩擦特性に関する研究”, トライボロジスト, Vol. 48 No. 6 pp. 494-502 (2003)
- [61] 岩瀬勉, 富岡勝巳, 稲森潤, “転がり抵抗の要因解析と燃費への影響について”, スバル技報, No. 20 pp. 101-109 (1993)
- [62] YUKIMASA T, KAWAHARA Y, OHTAKI M, HIRABAYASHI H, IIDA S, YAMAMOTO Y, “Development of low friction oil seals for automobiles”, SAE Tech Pap Ser, pp. 1-10 (1982)
- [63] 大口英樹, 鳥羽章夫, 首藤雅夫, 崎山貴史, “8極12スロットPMモータのコギングトルクにおける磁界解析と実測の比較検討”, 電気学会論文誌 D, Vol. 129 No. 7 pp. 667-673 (2009)
- [64] JANG Seok - Myeong, SEO Ho - Jun, PARK Yu - Seop, PARK Hyung - Il, CHOI Jang - Young, “Design and Electromagnetic Field Characteristic Analysis of 1.5kW Small Scale Wind Power Generator for Substitution of Nd-Fe-B to Ferrite Permanent Magnet”, IEEE Trans Magn, Vol. 48 No. 11 pp. 2933-2936 (2012)
- [65] KHAN Mehnaz Akhter, HUSAIN Iqbal (North Carolina State Univ., NC, USA), ISLAM Mohammed Rakib, KLASS Jeffrey T., “Design of Experiments to Address Manufacturing Tolerances and Process Variations Influencing Cogging Torque and Back EMF in the Mass Production of the Permanent-Magnet Synchronous Motors”, IEEE Trans Ind Appl, Vol. 50 No. 1 pp. 346-355 (2014)
- [66] 秋山勇治, 鷺巣允美, 加藤修司, “SKEW付VR型回転電機への2次元解析ソフトの応用に関する一考察”, 電気学会回転機研究会資料, Vol. RM-02 No. 133-144 pp. 37-42 (2002)
- [67] 北村慎悟, 石原好之, 戸高敏之, “スキューを考慮した直流ブラシレスモータの解析”, 電気学会静止器研究会資料, Vol. -96 No. 17-29 pp. 87-96 (1996)
- [68] 司城大輔, 土屋文昭, 須藤広一, 田中敏則, 鈴木啓文, “トルクリプルを低減するステータ鉄心製造技術”, 三菱電機技報, Vol. 87 No. 12

- pp. 682-685 (2013)
- [69] 高畑良一, 湧井真一, 宮田健治, 野間啓二, 妹尾正治, “ロータのスキュー効果を用いた集中巻永久磁石同期モータの低振動化に関する一考察”, 電気学会論文誌 D, Vol. 132 No. 2 pp. 278-287 (2012)
  - [70] 田原和雄, 正木良三, 虹川俊美, 山下誠二, 酒井雅人, 石倉久嗣, 河面香蔵, “永久磁石界磁直流モータのコギングトルクの評価”, 電気学会回転機研究会資料, Vol. RM-90 No. 88-106 pp. 81-89 (1990)
  - [71] 秋田裕之, 中原裕治, 古澤公康, 吉岡孝, 高谷裕浩, “回転積層工法によるモータのトルク脈動低減に関する研究”, 精密工学会誌, Vol. 74 No. 5 pp. 525-529 (2008)
  - [72] 今盛聡, 大口英樹, 首藤雅夫, 鳥羽章夫, “各種磁石形状のSPMモータにおけるコギングトルクのステータ磁気特性依存性”, 電気学会全国大会講演論文集, Vol. 2014 pp. 5-14 (2014)
  - [73] 河治学, 河瀬順洋, 山口忠, 安藤大造, “段スキューを有する表面磁石構造回転機のコギングトルク特性解析”, 電磁力関連のダイナミックシンポジウム講演論文集, Vol. 17th pp. 527-530 (2005. 06. 22)
  - [74] 桐谷知明, 野田幸宏, 今柳田明夫, 中村雅憲, 永井秀憲, “電気自動車用ダイレクトドライブインホイールモータシステムの開発”, 電気学会自動車研究会資料, Vol. -04 No. 13-14 pp. 31-36 (2004)
  - [75] 大野寛之, 林田守正, 紙屋雄史, 高橋俊輔, “コミュニティバスに適した小型電動バスの開発”, 日本機械学会交通・物流部門大会講演論文集, Vol. 17th pp. 357-360 (2008)
  - [76] 紙屋雄史, 大聖泰弘, 松木英敏, “電動車両用非接触急速充電システム”, 電気学会論文誌 D, Vol. 128 No. 12 pp. 804-807 (2008)
  - [77] 紙屋雄史, “リチウムイオン電池を搭載した短距離走行・高頻度充電コンセプト電動小型バス'WEB'の設計製作ならびに公道実証試験による環境調和性評価”, GS Yuasa Tech Rep, Vol. 9 No. 2 pp. 1-9 (2012)
  - [78] 戸井田裕俊, 瀧澤照廣, 小針利明, 佐川準基, 有吉信隆, 兼子孝史, 青木孝浩, 鈴木邦仁, “大型電動バス用50kW非接触給電システムの開発”, 電気学会全国大会講演論文集, Vol. 2014 pp. 83 (2014)
  - [79] 明光在, 成沢和幸, 室岡絢司, 林田守正, 紙屋雄史, 田中裕弥, “実走行条件を反映した路線バス用駆動モータシステムの性能評価”, 交通安全環境研究所研究発表会講演概要, Vol. 2005 pp. 69-74 (2005)
  - [80] 元平茂, 伊勢泰夫, 松本安弘, “リチウムイオン電池を適用した電気バスの実証走行試験における電池特性”, 電気学会論文誌 B, Vol. 134 No. 2 pp. 170-176 (2014)
  - [81] 松下成志, 西山敏樹, 野田靖二郎, 清水浩, “超小型電気バスの概念設計と普及戦略に関する研究”, ヒューマンインタフェース学会研究報告集, Vol. 11 No. 1 pp. 35-40 (2009)
  - [82] 谷口守, 落合淳太, “住宅街区特性から見たスマートグリッド導入適性”, 日本不動産学会誌, Vol. 25 No. 3 pp. 100-109 (2011)
  - [83] 池上貴志, 荻本和彦, 矢野仁之, 工藤耕治, “負荷平準化による発電燃



- 料費低減を目的とした電気自動車の多数台充電制御効果の評価”，電気学会論文誌 B, Vol. 133 No. 6 pp. 562-574 (2013)
- [84] 本多啓三, 高見則雄, “最新の電動車両技術 リチウムイオン電池SCiBの特徴と車載電池性能”, 自動車技術, Vol. 66 No. 9 Page. 23-27 (2012)
- [85] 杉光, 山中康司, “熱システムの現状と将来動向”, DENSO Tech Rev, Vol. 10 No. 1 Page. 11-17 (2005)
- [86] 刈田兼司, 小桧山陽一郎, 小曳敏彦, 大島清司, 橋本衛, “大型トラック用アルミフレームの開発”, 三菱自動車テクニカルレビュー, No. 15 Page. 83-86 (2003)
- [87] 藤下公寿, 砂田俊秀, 増田栄二, 丸山学, 木山啓, “自動車車体における環境対応技術”, 軽金属, Vol. 53 No. 8 Page. 351-357 (2003)
- [88] 宮原哲也, 佐山満, 大浜彰介, 畑恒久, 矢羽々隆憲, “スチールとアルミニウム合金のFSW異材接合サブフレームの開発”, 自動車技術, Vol. 67 No. 7 Page. 6-7 (2013)
- [89] 中村拓生, 中川速水, “新しい素材と成形技術 新構造アルミスペースフレームボデーの開発”, 自動車技術, Vol. 65 No. 6 Page. 86-90 (2011. 06. 01)
- [90] ROBERTS Jack, “The give-and-take of LOW-ROLLING-RESISTANCE TIRES”, Commer Carrier J, Vol. 171 No. 6 Page. 61-62, 64 (2014),
- [91] 天田順也, 藤本博志, “インホイールモータを搭載した電気自動車におけるドライビングスティフネス推定を用いた直接駆動力制御法”, 電気学会産業計測制御研究会資料, Vol. IIC-12 No. 86-109 pp. 133-138 (2012)
- [92] 吉村雅貴, 藤本博志, “インホイールモータを搭載した電気自動車の駆動トルク制御法”, 電気学会論文誌 D, Vol. 131 No. 5 pp. 721-728 (2011)
- [93] 安藤直樹, 藤本博志, “後輪独立駆動電気自動車の片輪モータフェイルに対するヨーレート制御のロバスト性検討”, 日本機械学会交通・物流部門大会講演論文集, Vol. 18th pp. 177-180 (2009)
- [94] 前田健太, 藤本博志, 堀洋一, “瞬間低 $\mu$ 路での駆動力維持を目的としたインホイールモータ搭載電気自動車の前後輪駆動力配分法”, 日本機械学会論文集, Vol. 78 No. 794 pp. 3383-3392 (2012)
- [95] 前田健太, 藤本博志, 堀洋一, 齋藤潤, 半田和功, “瞬間低 $\mu$ 路での駆動力維持を目的とした車載モータ搭載電気自動車の前後輪駆動力配分法”, 計測自動制御学会制御部門大会, Vol. 12th pp. (2012)
- [96] 原田信吾, 藤本博志, “電気自動車におけるスリップ率とモータ損失を考慮した前後輪制駆動力配分による加減速時の航続距離延長制御”, 電気学会論文誌 D, Vol. 134 No. 3 pp. 268-275 (2014)
- [97] 藤本博志, 藤井 淳, 高橋直樹, “インホイールモータを有する電気自動車の路面状態推定と運動制御”, 学術講演会前刷集, no. 12-06, pp. 25-28 (2006)
- [98] 藤本 博志, 裙坂 昭生, 野口 李彦, “雪上路面における小型電気自動車の走行安定化制御”, 学術講演会前刷集, no. 75-05, pp. 19-24 (2005)
- [99] CHERRY Christopher R., WEINERT Jonathan X., XINMIAO Yang, “Comparative environmental impacts of electric bikes in China”,

- Transp Res Part D Transp Environ, Vol.14 No.5 pp.281-290 (2009)
- [100] 松橋隆治, 石谷久, 菅幹雄, 吉岡完治, “ライフサイクルアセスメント (II) ガソリン自動車と電気自動車のライフサイクルアセスメント”, 日本エネルギー学会誌, Vol.77 No.12 pp.1184-1192 (1998)
- [101] 近藤美則, 森口祐一, 清水浩, “電気自動車IZAとガソリン車とのライフサイクルCO2量の比較”, エネルギー・資源, Vol.17 No.5 pp.486-492 (1996)
- [102] 大野 翔, 伊藤 健, “インホイールモータ搭載車両のばね下振動制御の開発”, 学術講演会前刷集, no.103-14 pp.1-6 (2014)
- [103] 長屋 豪, 若尾 泰通, 阿部 明彦, “ダイナミックダンパ型インホイールモータの開発”, 学術講演会前刷集, no.83-02 pp.9-12 (2002)
- [104] 菅井晴彦, 村田智史, “インホイールモータが車両構造とサスペンションに与える影響”, 学術講演会前刷集, no.28-10, pp.1-4 (2010)

## 謝辞

本研究を推進するにあたり、学部1年次から博士課程に至るまでご指導くださった清水先生に深く感謝申し上げます。特に電気自動車Eliicaの開発から小型電気自動車の開発、また本研究での研究対象ともなっているフルフラット電動バスの開発という3つの大きなプロジェクトに参画させていただけたことは、他では出来ない貴重な体験でした。またモータの研究のみならず東京モーターショーの運営等を経験させていただけたことは今の大きな財産となっています。様々な経験をさせていただくことで、知識や技術だけでなく人間的にも成長できたと実感しております。慶應義塾大学を退官された後にも外部副査として研究のご指導いただきありがとうございました。

大前先生にも学部1年次から博士課程に至るまでご指導いただきました。清水先生の退官後には主査としてご指導いただき、特に博士論文の執筆に関しましては的確なご指導を頂けたことで、社会人として仕事をする中で論文を書き上げることが出来ました。深く感謝申し上げます。

小林先生、巖先生には本論文作成にあたり、様々なご助言、ご指導賜りましたことに感謝しております。

慶應義塾大学名誉教授の澤先生にはモータに関する基礎理論のご指導、また副査としてのご指導いただきましたことに感謝しております。

元電気自動車研究室スタッフの高野さん、遠藤さんにはモータの電磁設計に関して高度な技術を伝授していただきましたことに感謝しております。眞貝さん、熊谷さんには電動バスの開発に関してご指導いただきましたことに感謝しております。研究のためのモータや評価車両の製作、モータの評価実験にあたって、ご指導、ご協力いただきました技術スタッフの皆様に大変感謝しております。また実証実験を実施するにあたり、計画、多方面とのご調整頂きましたスタッフの皆様に感謝申し上げます。

研究を進めるにあたり様々なご助言、ご協力をいただきました多くの関連企業の皆様に感謝しております。

研究室の先輩、同期、後輩には研究活動のみならず、個人的な付き合いを通して充実した研究生生活を送ることができました。ありがとうございました。

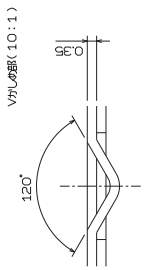
本論文はここに述べられた方々のみならず、多くの人にお世話になったことで完成することが出来ました。ありがとうございました。

2015年1月 清水修

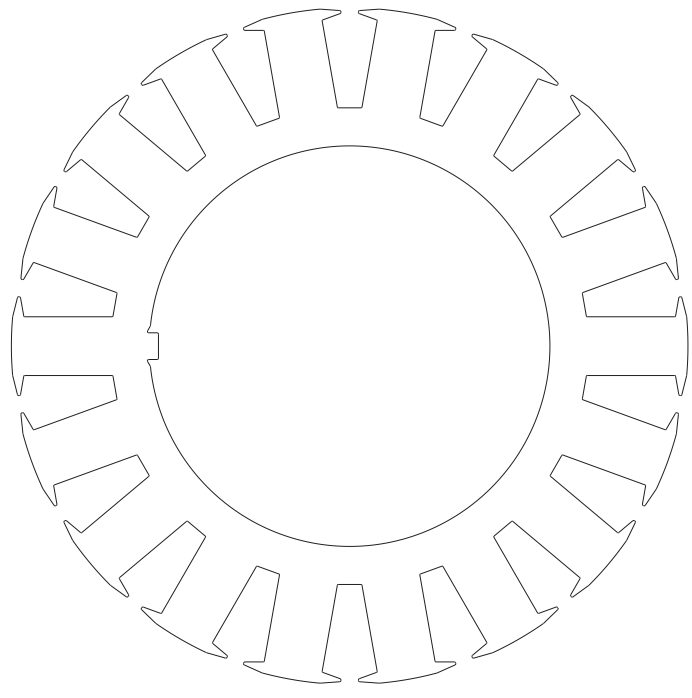
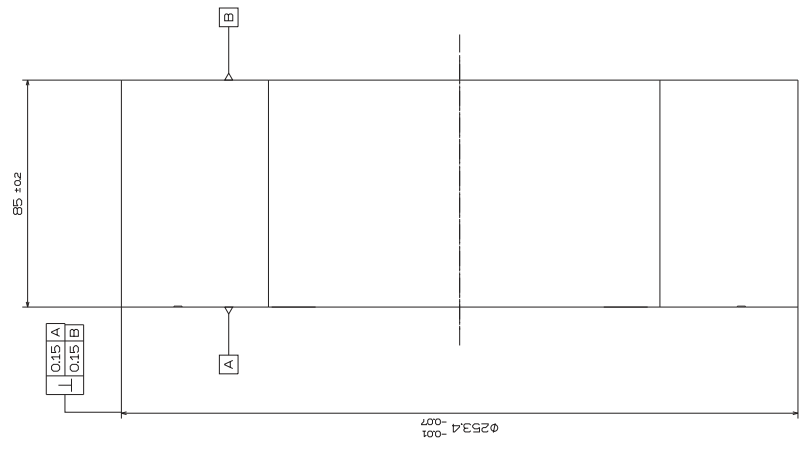
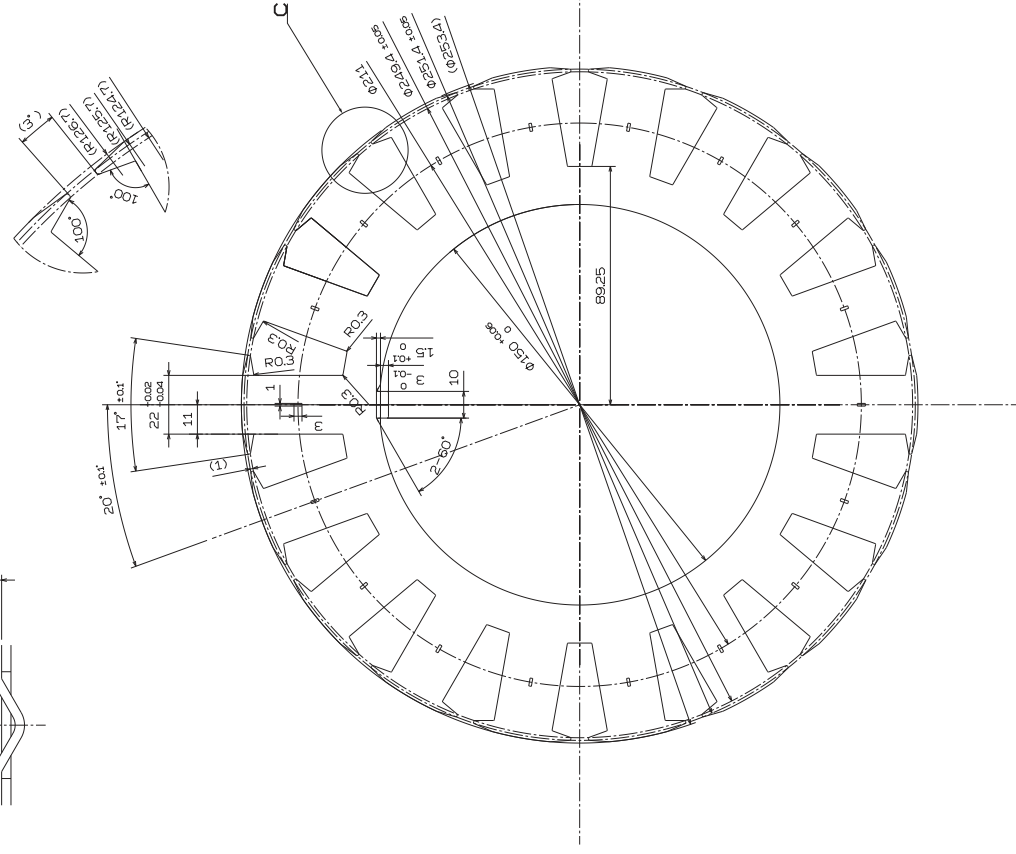
## 添付資料

- ・ 図面集
- ・ 認証関係書類

# 図面集



C (2:1)



注記  
1. 指示なきはR0.5

図号 MARK	改訂番号 REV. NO.	改訂理由 REV. REASON	改訂日 DATE	改訂者 CHKD
		新設		

図号 MARK	改訂番号 REV. NO.	改訂理由 REV. REASON	改訂日 DATE	改訂者 CHKD
		新設		

図号 MARK	改訂番号 REV. NO.	改訂理由 REV. REASON	改訂日 DATE	改訂者 CHKD
		新設		

(入札名) 電機  
N

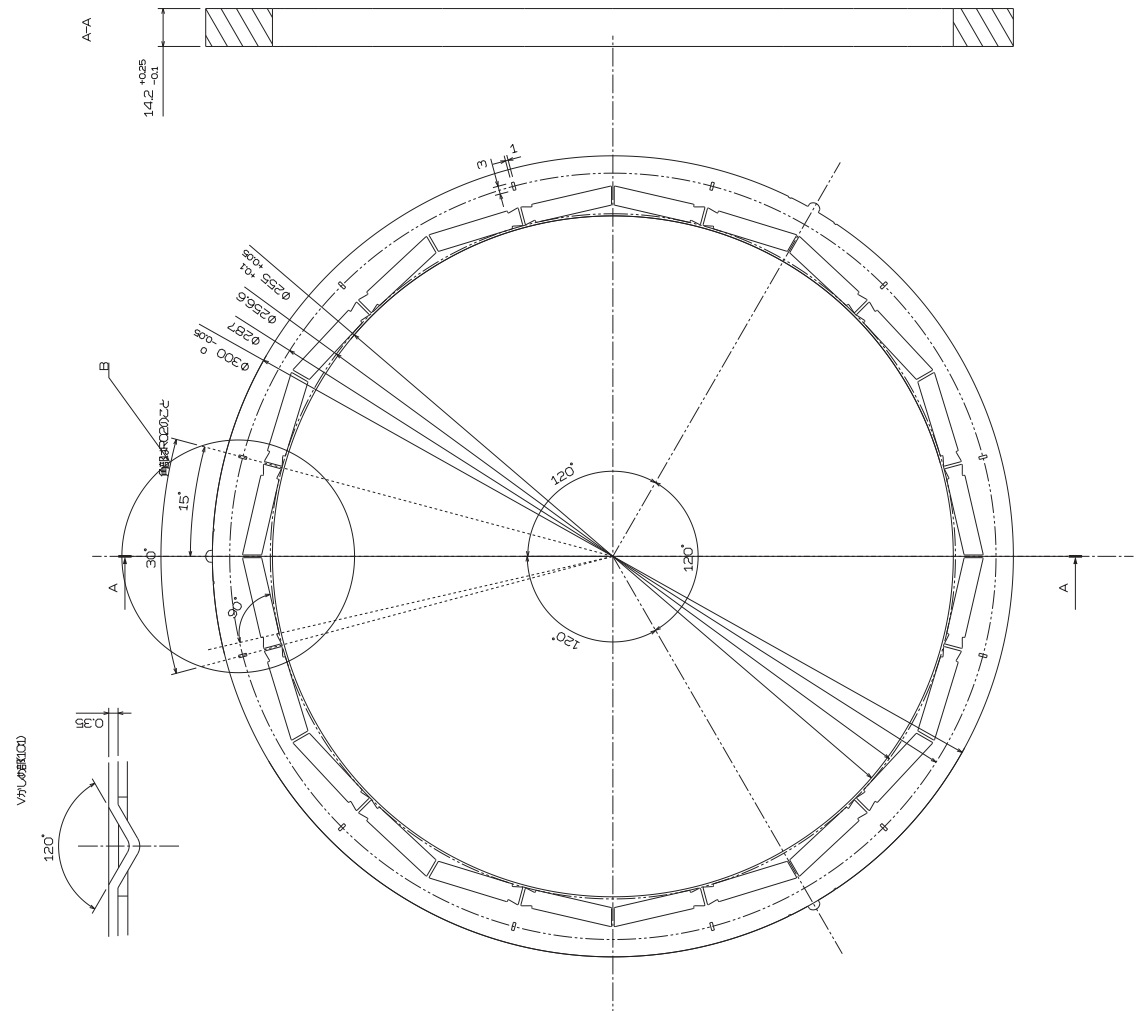
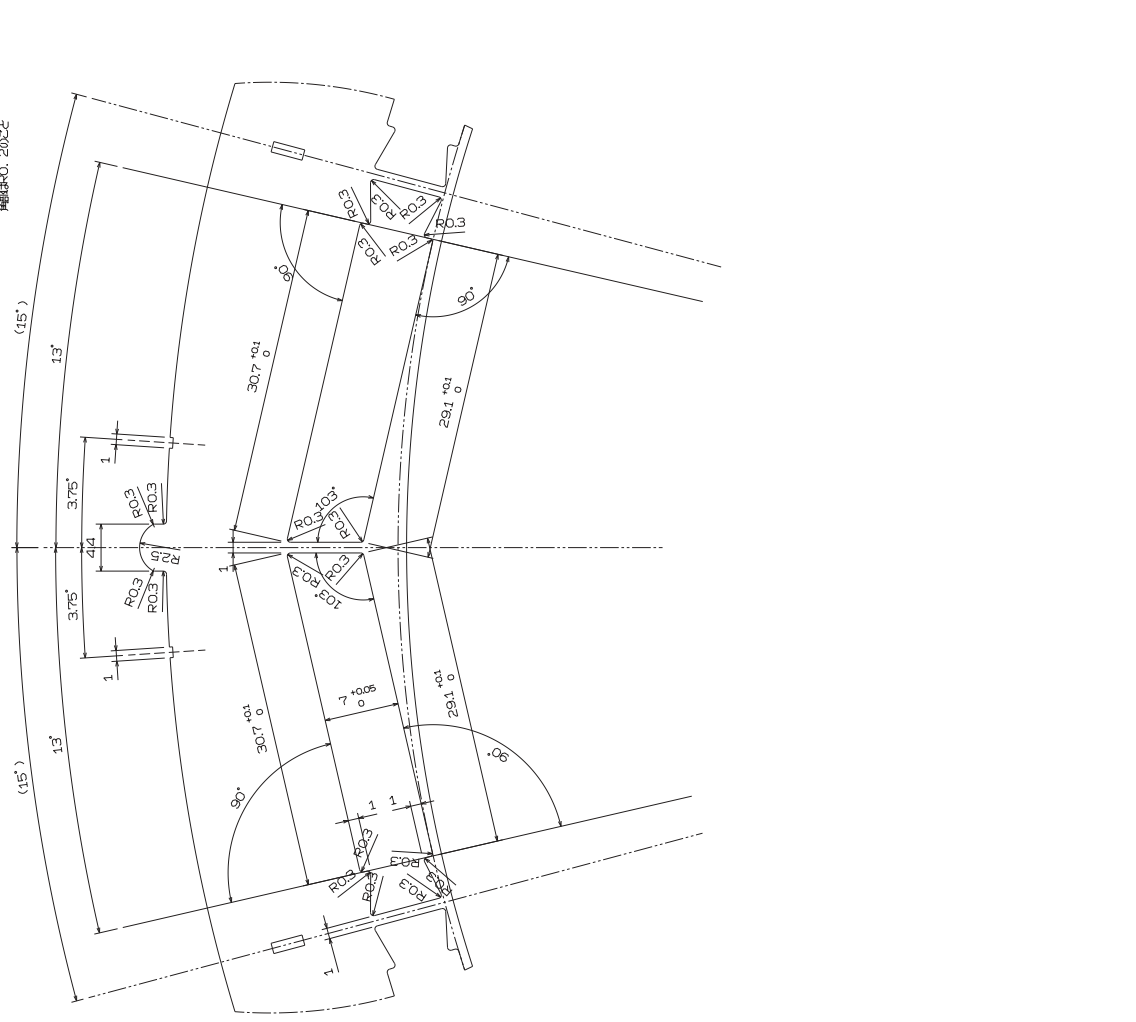






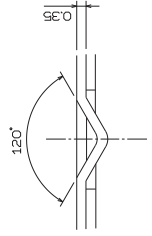


DATE	DESIGN NAME	ITEM NO.	REV. NO.	REV. DATE	REV. BY	REV. CHECK	REV. DATE	REV. CHECK	
11/11/2020	77777 STYLING	77777	1	11/11/2020	...	...	...	...	
MATERIAL		MATERIAL		MATERIAL		MATERIAL		MATERIAL	
35A250		35A250		35A250		35A250		35A250	
ROLOG-RES		ROLOG-RES		ROLOG-RES		ROLOG-RES		ROLOG-RES	
7779		7779		7779		7779		7779	
ROTOR CORE OUTER		ROTOR CORE OUTER		ROTOR CORE OUTER		ROTOR CORE OUTER		ROTOR CORE OUTER	
D11110-30200		D11110-30200		D11110-30200		D11110-30200		D11110-30200	



B (4)

120°



A-A

14.2 +0.25  
-0.1

半径R0.2027

(15°)

13"

13"

3.75"

3.75"

4.14"

1

1

1

1

1

1

1









































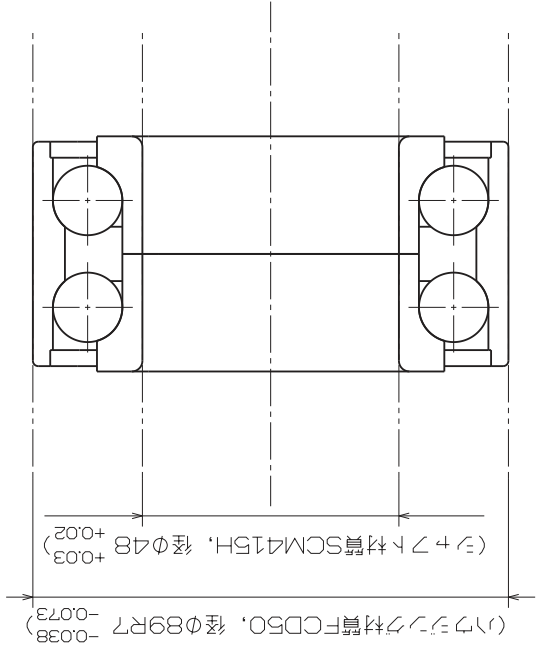












符号 MARK	改訂番号 REV. NO.	改訂記録 REV. RECORD	年・月・日 DATE	点検 CHKD
△		新設	'12・6・18	服部
△			・	
△			・	
△			・	
△			・	

注記

1. 本図は複列アンギュラ玉軸受を示す
2. オイルシールは装着しないこと(両側)
3. 詳細はメーカーとの打合せによる

0	DAC BEARING	D13020-30200	2	1	-	-	-	-	-
数量 QTY	部品名 PART NAME	部品番号 PART NO.	配号 REF.NO.	材料 MATERIAL	寸法 SIZE	質量 MASS	備考 REMARK	縮尺 SCALE	図記号
	デザイン STYLING	プロジェクト PROJECT		材料 MATERIAL	素材寸法 MATERIAL SIZE	質量 MASS(Q)		1:1	⊕
	承認 APPROVED	検図 CHECKED		表面処理 SURFACE TREATMENT	部品区分 CLASSIFICATION				
	DATE	DATE		熱処理 HEAT TREATMENT	表面粗さ SURFACE ROUGHNESS				
	設計会社等 COMPANY NAME	DATE		全・有効硬化層深さ TOTAL/EFFECTIVE CASE DEPTH	スベック番号 SPEC NO. SPEC NAME				
	承認 APPROVED	検図 CHECKED		硬さ HARDNESS	日本規格名 PART NAME				
	DATE	DATE		公差 TOLERANCES UNLESS SPECIFIED	DAC ベアリング				
				芯部 CORE	DAC BEARING				
					部品番号 PART NO.				
					<b>D13020-30200</b>				



























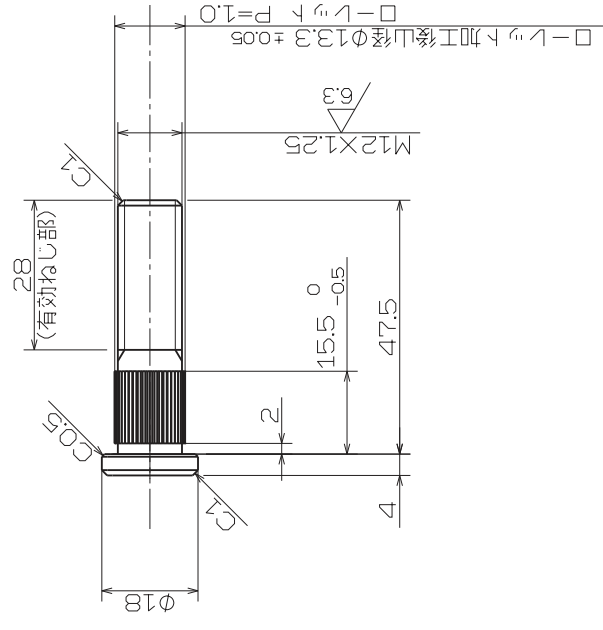












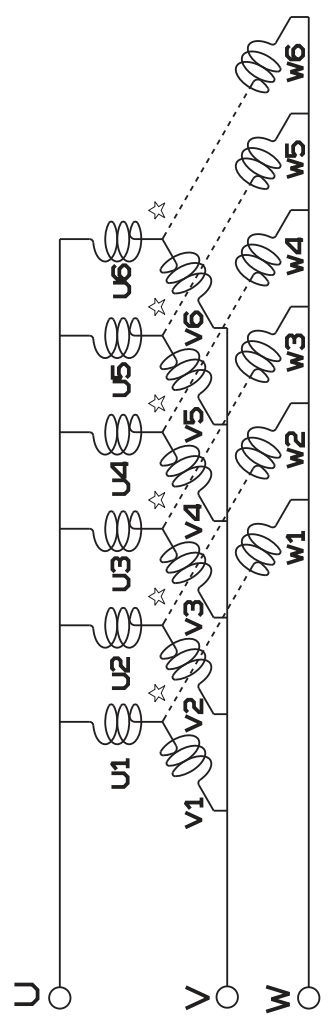
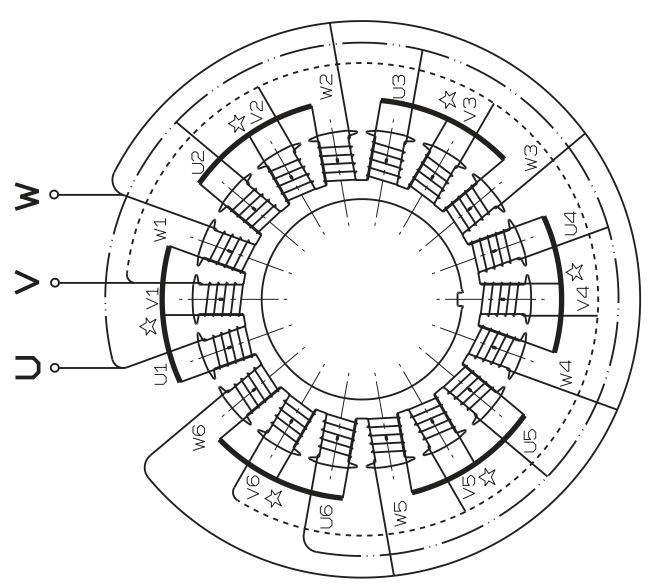
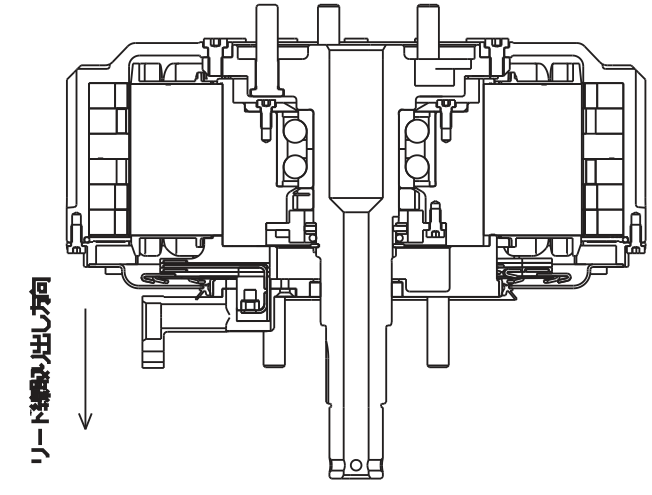
- 注
1. 本図は、自動車ホイール固定用スタッドボルトを示す。
  2. 硬度HRC32~39 強度区分10.9以上のこと。
  3. 加工下径とのテーパー部分まで確実にローレットを施すこと。

符号 MARK	改訂番号 REV. NO.	改訂記録 REV. RECORD	年・月・日 DATE	点検 CHKD
-	-	新設	'12.6.18	服部
△			.	
△			.	
△			.	
△			.	

0	CELL・STUD	D19100-30200	2	1	-	-	-	-	-
0	社名 CITY	部品名 PART NAME	部品番号 REF. NO.	配号 REF. NO.	材料 MATERIAL	寸法 SIZE	質量 MASS	備考 REMARK	
	デザイン STYLING	材料部門 MATERIAL	表面処理 FINISH	材料 MATERIAL	素材寸法 MATERIAL SIZE	質量 MASS	スケール SCALE		
	承認 APPROVED	検図 CHECKED	熱処理 HEAT TREATMENT	SCM435H	質量 MASS(Q)	部品区分 CLASSIFICATION	1:1		
	DATE . . . . .	DATE . . . . .	全・有効硬化層深さ TOTAL EFFECTIVE CASE DEPTH	表面粗さ SURFACE ROUGHNESS	日本規格名 PART NAME	質量 MASS(Q)			
	設計会社等 COMPANY NAME	DATE . . . . .	硬さ HARDNESS	8	セル, スタッド	質量 MASS(Q)			
	承認 APPROVED	検図 CHECKED	硬さ HARDNESS	表面粗さ SURFACE ROUGHNESS	部品名 PART NAME	質量 MASS(Q)			
	DATE . . . . .	DATE . . . . .	硬さ HARDNESS	熱処理 HEAT TREATMENT	部品名 PART NAME	質量 MASS(Q)			
	DATE . . . . .	DATE . . . . .	硬さ HARDNESS	熱処理 HEAT TREATMENT	部品名 PART NAME	質量 MASS(Q)			
	DATE . . . . .	DATE . . . . .	硬さ HARDNESS	熱処理 HEAT TREATMENT	部品名 PART NAME	質量 MASS(Q)			

D19100-30200

符号 MARK	改訂番号 REV. NO.	改訂記録 REV. RECORD	年・月・日 DATE	点検 CHKD
—	—	新設	..	
※			..	
※			..	
※			..	
※			..	



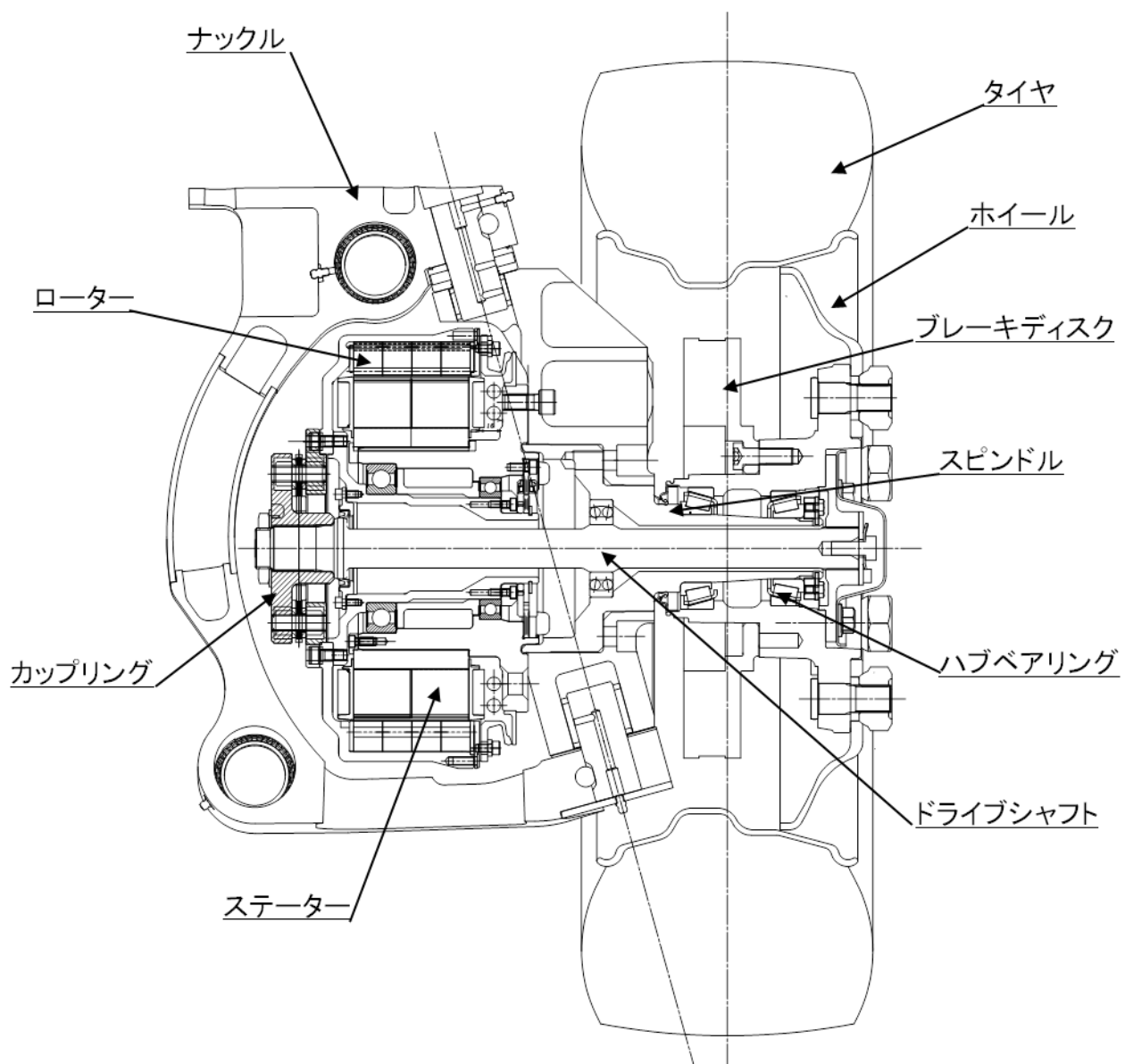
巻線仕様  
 線径：1.1mm  
 線数：18スロット  
 以上  
 絶縁：Epoxy 2本持ち  
 絶縁：6班列  
 絶縁：スター結線  
 絶縁：6班列  
 絶縁：6班列  
 磁極回転方向：リード線側から見るとCW方向  
 スター結線部、リード線部はバスバーにて製作可

数量 QTY	1	部品番号 PART NO.	1	材料 MATERIAL	—	質量 MASS	—	備考 REMARK	—
名称 NAME	WIRING, MOTOR	部品名 PART NAME	—	材料 MATERIAL	—	寸法 SIZE	—	スケール SCALE	1:1
プロジェクト PROJECT	プロジェクト	表面処理 FINISH	—	表面粗さ SURFACE ROUGHNESS	—	質量 MASS(Q)	—	部品区分 CLASSIFICATION	—
承認 APPROVED	承認	熱処理 HEAT TREATMENT	—	スペック番号 SPEC NO.	—	日本規格 JIS	—	部品名 PART NAME	—
DATE	DATE	全・有効硬化層深さ TOTAL/EFFECTIVE CASE DEPTH	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—
設計会社 COMPANY	設計会社	硬さ HARDNESS	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—
DATE	DATE	公差 TOLERANCES	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—
承認	承認	公差 TOLERANCES	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—
DATE	DATE	公差 TOLERANCES	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—

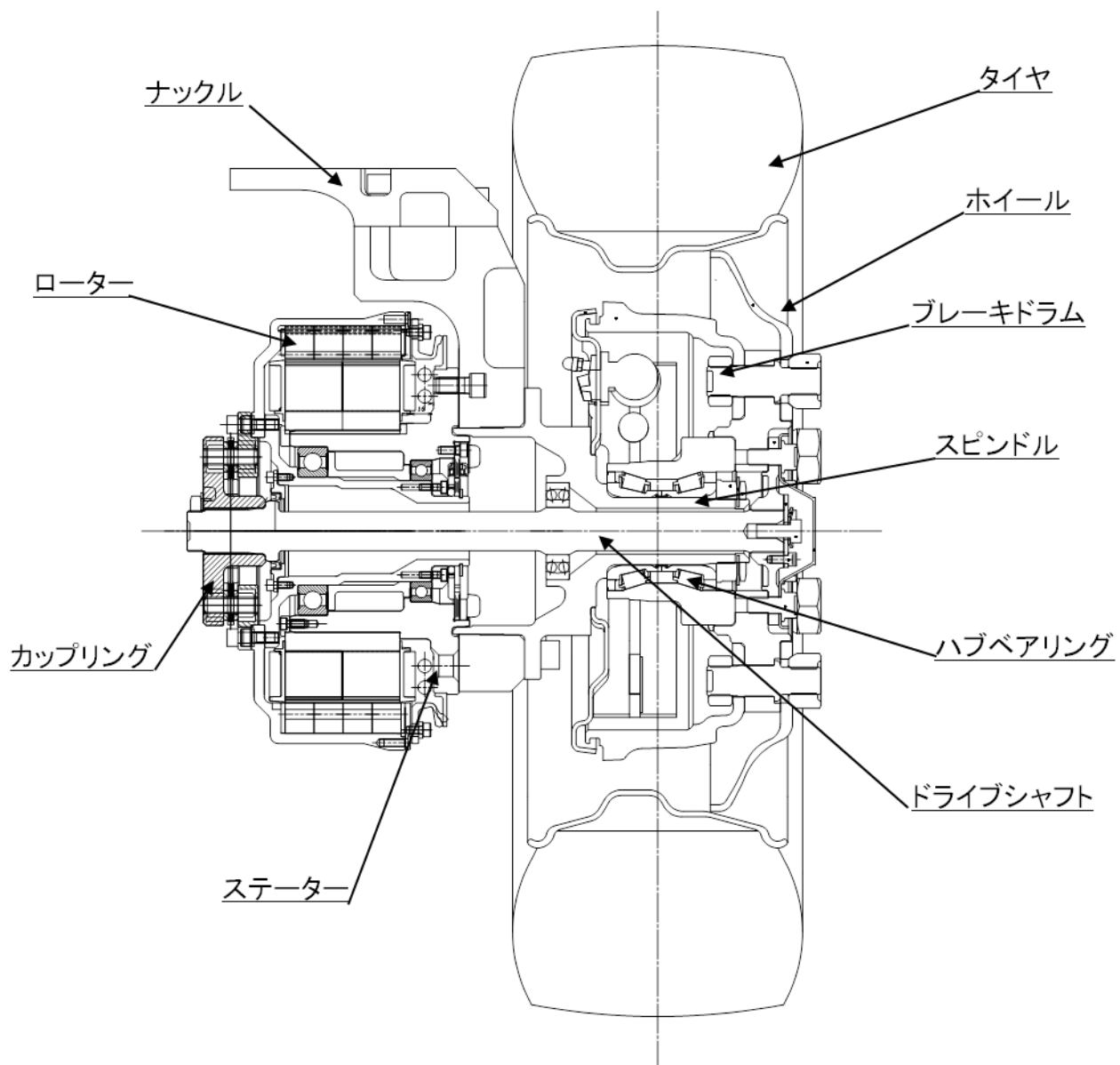
数量 QTY	1	部品番号 PART NO.	1	材料 MATERIAL	—	質量 MASS	—	備考 REMARK	—
名称 NAME	WIRING, MOTOR	部品名 PART NAME	—	材料 MATERIAL	—	寸法 SIZE	—	スケール SCALE	1:1
プロジェクト PROJECT	プロジェクト	表面処理 FINISH	—	表面粗さ SURFACE ROUGHNESS	—	質量 MASS(Q)	—	部品区分 CLASSIFICATION	—
承認 APPROVED	承認	熱処理 HEAT TREATMENT	—	スペック番号 SPEC NO.	—	日本規格 JIS	—	部品名 PART NAME	—
DATE	DATE	全・有効硬化層深さ TOTAL/EFFECTIVE CASE DEPTH	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—
設計会社 COMPANY	設計会社	硬さ HARDNESS	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—
DATE	DATE	公差 TOLERANCES	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—
承認	承認	公差 TOLERANCES	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—
DATE	DATE	公差 TOLERANCES	—	部品名 PART NAME	—	—	—	部品名 PART NAME	—

## 認証關係書類



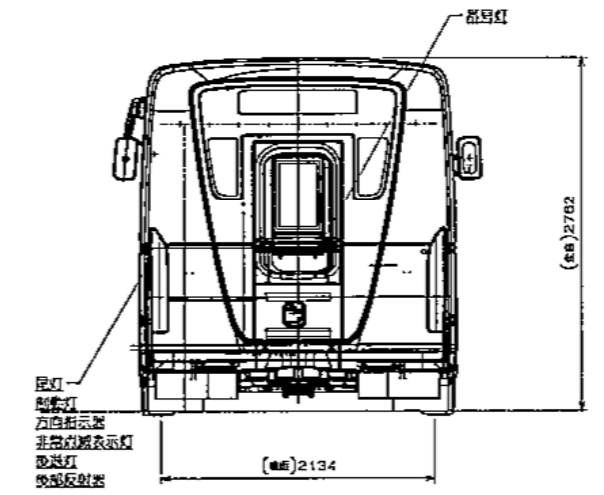
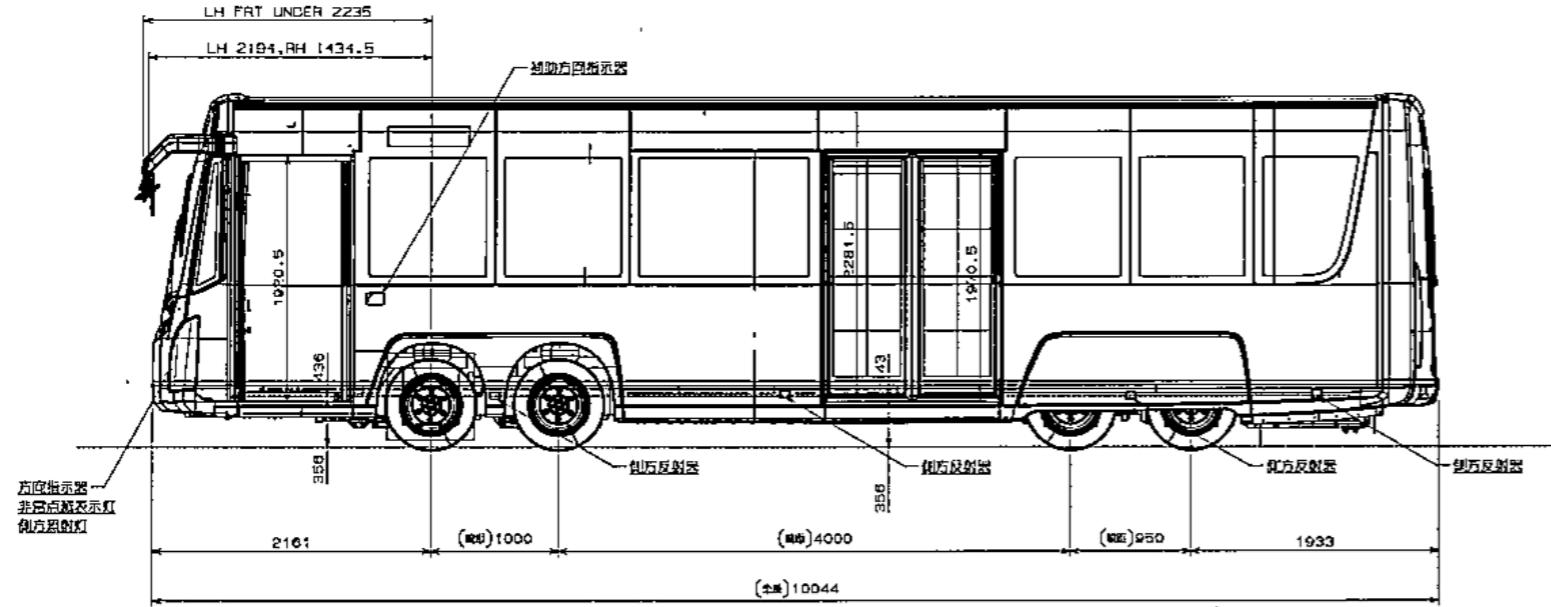
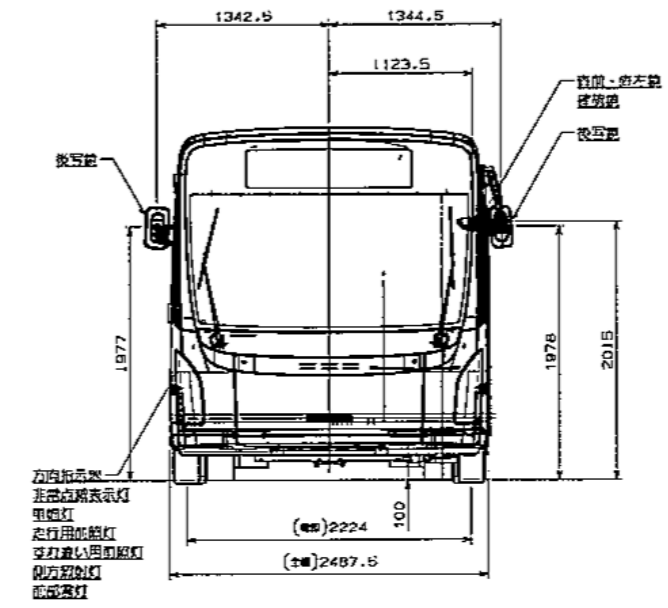
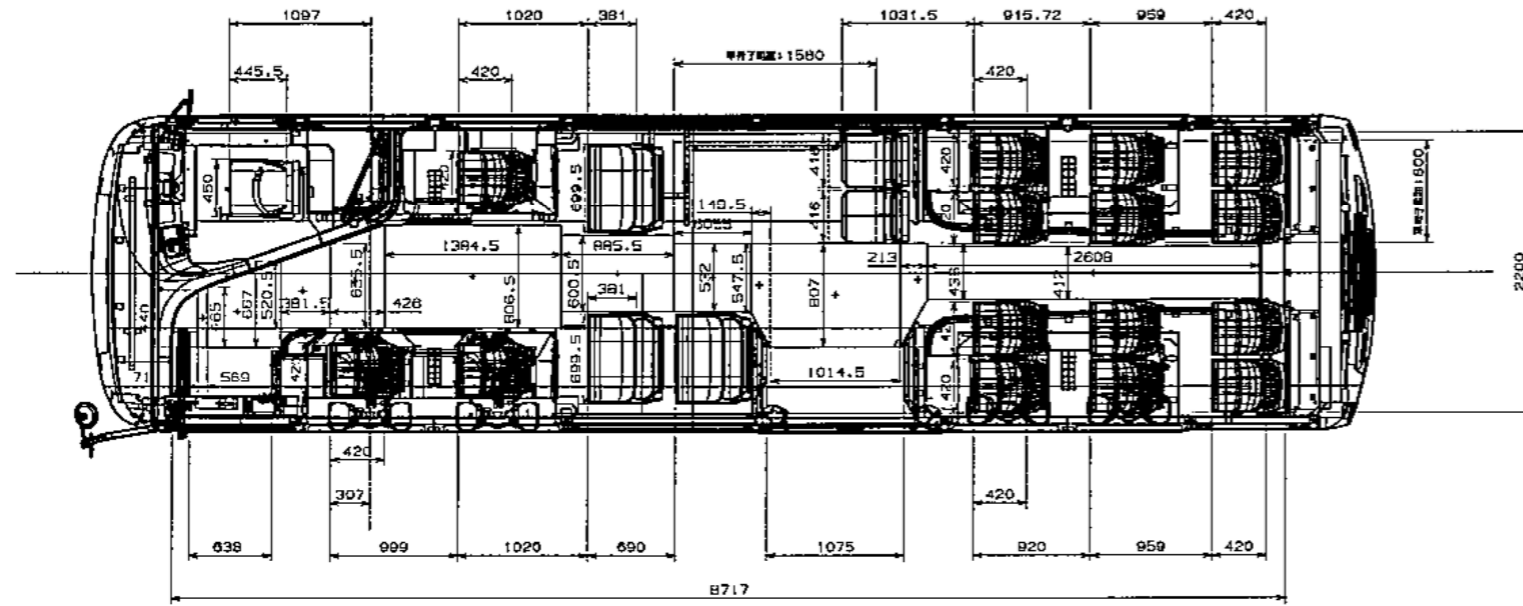


駆動装置図(前輪)

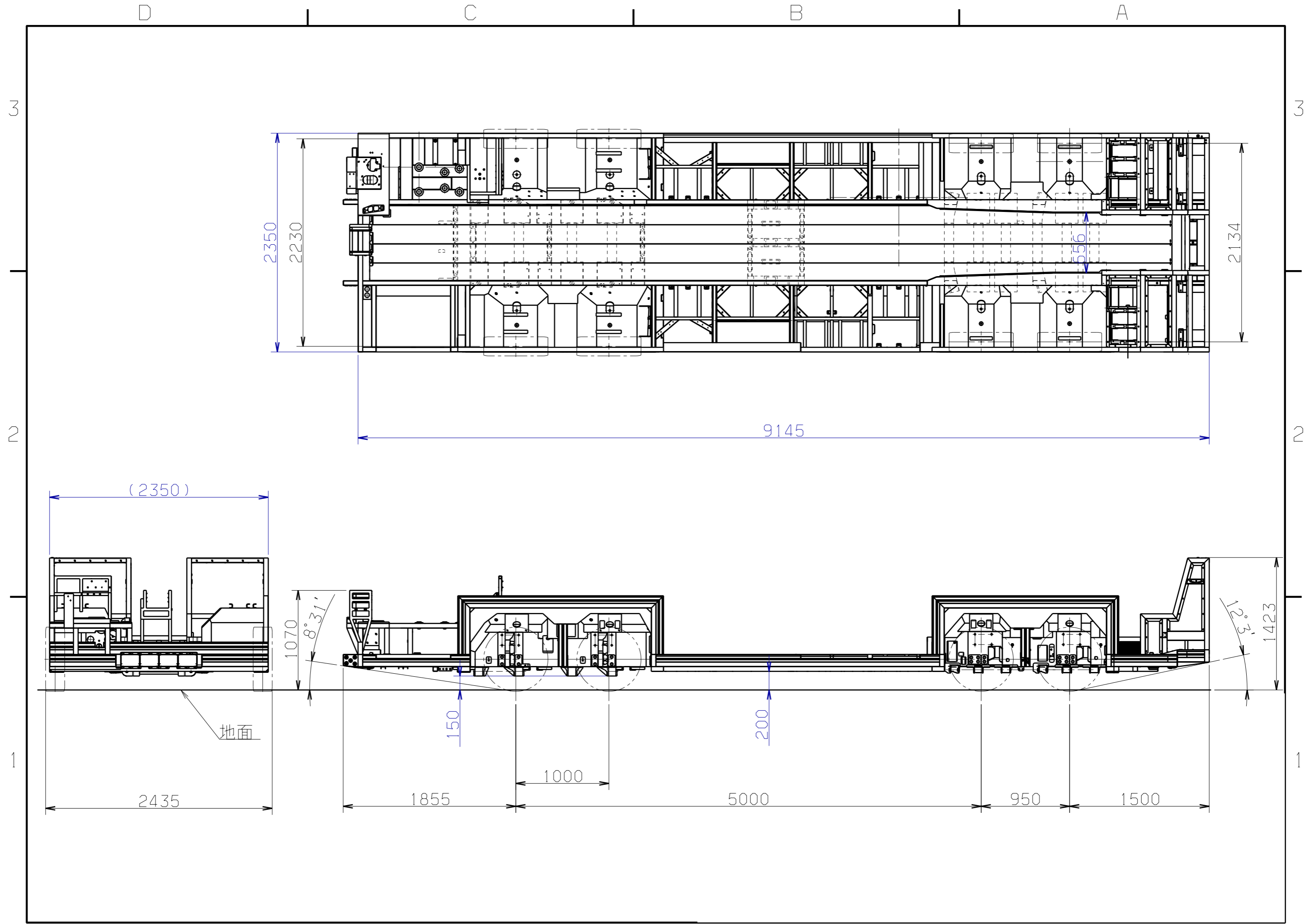


駆動装置図(後輪)

# 外觀圖







型式:

1. 緒言

走行装置(前車軸)の強度計算を自動車技術会制定の『自動車負荷計算基準』に基づき行う。なお計算は各負荷場合のうち下記の代表的負荷について行い、計算結果は主要なもののみ示す。記号は『自動車負荷計算基準』に準じた。

- A<sub>2</sub> ; 対称上下荷重、単独落下
- C<sub>1</sub> ; 横荷重、一様横荷重
- D<sub>2</sub> ; 対称前後荷重、前進不偏制動後期
- D<sub>3</sub> ; //、後進不偏制動初期
- E<sub>4</sub> ; 非対称水平荷重、前進後片輪制動初期

安全率は『自動車負荷計算基準』に従い、下記数値とした。

- 所要破壊安全率 1.6
- 所要降伏安全率 1.3
- 所要疲れ安全率 1.3

2. 車両緒元

計算は表-1に示す諸元にて行った。

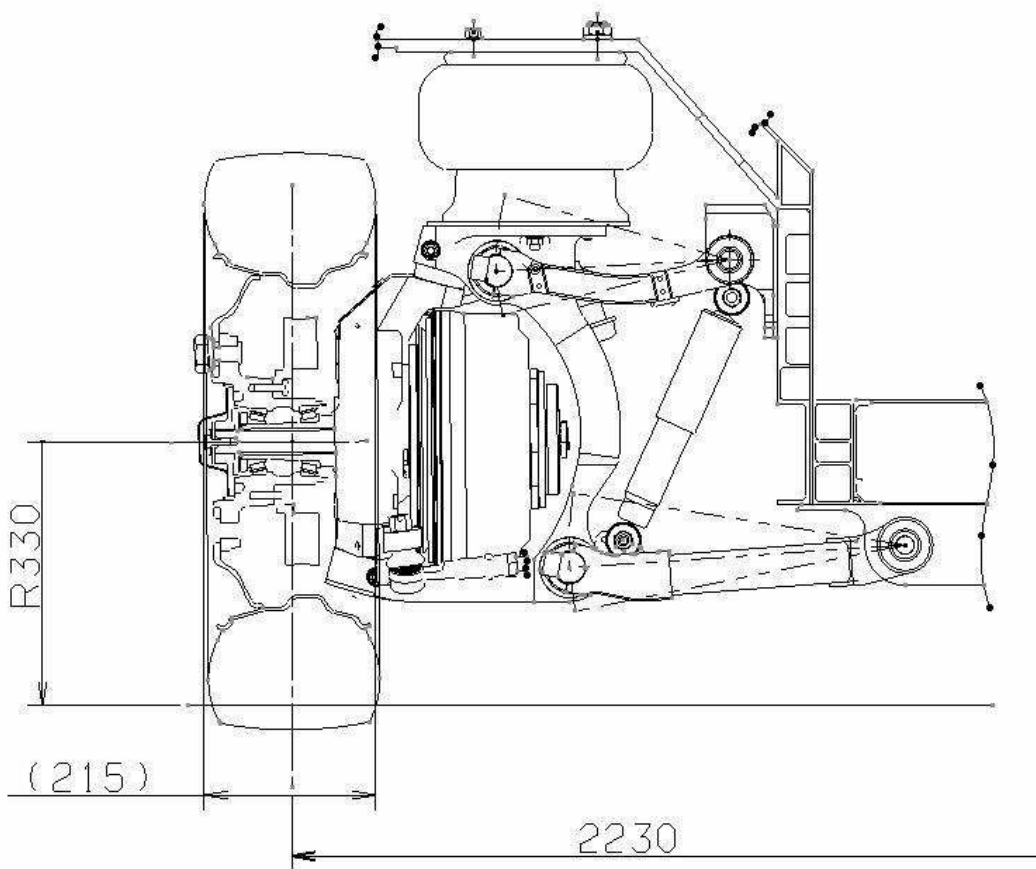
[表-1] 車両諸元

項目	記号	数値
軸距	S	4975 mm
前輪輪距 1軸、2軸	tf	2230 mm
後輪輪距 3軸、4軸	tr	2134 mm
タイヤ動荷重半径	r	330 mm
重心高	h	355 mm
車両総重量	W	11915 kg
前輪荷重	Rfs	5968 kg
後輪荷重	Rrs	5947 kg
前軸より重心までの距離	a	1985 mm
後軸より重心までの距離	b	1990 mm

\* 軸距は1軸、2軸の間と3軸、4軸の間との距離を示す。

型式:

(前車軸走行装置配置図)



〔図-1〕

3. 地面反力

各負荷場合の前車軸片側に関する地面反力を求め、表-2にその計算結果を示す。

〔表-2〕 地面反力 (片輪)

単位 ; kg

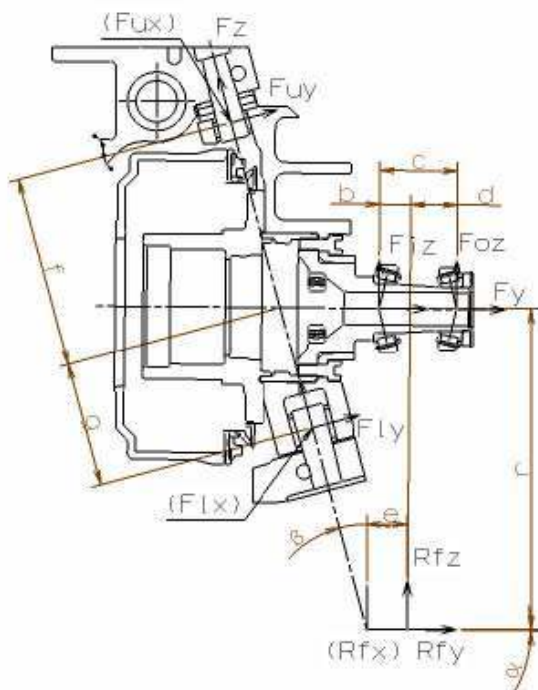
負荷場合	Rfx	Rfy	Rfz	備考
A <sub>2</sub>	0	0	3730.0	n=2.5
C <sub>1</sub> (外輪)	0	-867.3	1734.6	n=0.5
C <sub>1</sub> (内輪)	0	624.7	1249.4	n=0.5
D <sub>2</sub>	791.4	0	1319.0	μ=0.6
D <sub>3</sub>	-895.2	0	1492.0	μ=0.6
E <sub>2</sub> (外輪)	774.8	-86.8	1291.4	μ=0.6
E <sub>2</sub> (内輪)	0	86.8	1291.4	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	808.7	-34.9	1347.9	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	0	34.9	1347.9	μ=0.6

※)力の向き:後、外、上を正(+)、反対向きを負(-)。

型式:

4. 前車軸関係寸法

車軸及びキングピン関係の配置と関係寸法を図-2に示す。



a. 反力の説明

Fu: アッパーキングピン反力

Fl: ロアキングピン反力

Fz: キングピン軸力

Fi: 内側ベアリング荷重

Fo: 外側ベアリング荷重

Fy: ベアリング軸荷重

サフィックスX: 前後方向

Y: 左右方向(図示)

Z: 上下方向(図示)

b. 寸法

b= 32 mm

c= 79.7 mm

d= 47.7 mm

e= 41.7 mm

f= 196.8 mm

g= 128.3 mm

r= 330 mm

$\alpha$  = 0.5 °

$\beta$  = 15 °

[図-2]

※) 力の向き: 後、外、上を正(+)、反対向きを負(-)。

型式:

5. 前車軸強度計算

強度計算は下記の項目について行った。

- ①. キングピン
- ②. スピンドル
- ③. ステアリングボールジョイント
- ④. アッパーアームシャフト
- ⑤. ロアアームシャフト
- ⑥. アッパーアーム
- ⑦. ロアアーム

5-1. キングピン

キングピン部の荷重を表-3に示す。

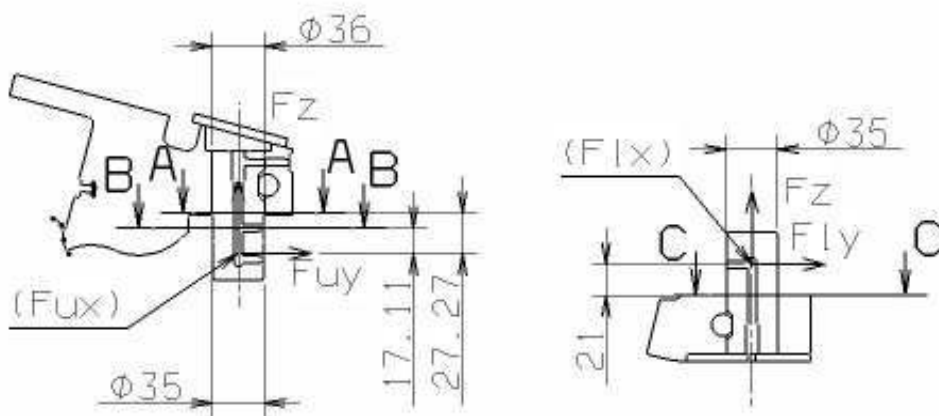
[表-3] キングピン部荷重 単位 ; kg

負荷場合	Fux	Fuy	Flx	Fly	Flz	備考
A <sub>2</sub>	0.0	-1114.4	0.0	2079.8	-3602.9	n=2.5
C <sub>1</sub> (外輪)	0.0	62.5	0.0	-274.8	-1900.0	n=0.5
C <sub>1</sub> (内輪)	0.0	-791.6	0.0	1591.2	-1045.1	n=0.5
D <sub>2</sub>	548.7	-394.1	-1340.1	735.5	-1274.1	μ=0.6
D <sub>3</sub>	-620.6	-445.8	1515.8	831.9	-1441.2	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	560.7	-379.4	-1369.4	701.6	-1311.0	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	0.0	-426.1	0.0	801.5	-1292.9	μ=0.6

アッパー及びロアキングピン部の関係寸法を図-3に示す。

[アッパーキングピン]

[ロアキングピン]



[図-3]

型式:

[表-4] キングピン強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
AA	A <sub>2</sub>	30390.7	4241.8	7.16	1055.6	-3.41	10.58	5.3
	C1(外輪)	1705.0		0.40		-1.80	2.20	25.5
	C1(内輪)	21587.2		5.09		-0.99	6.08	9.3
	D <sub>2</sub>	18421.7		4.34		-1.21	5.55	10.1
	D <sub>3</sub>	20837.4		4.91		-1.37	6.28	9.0
	E <sub>4</sub> (外輪)	18460.4		4.35		-1.24	5.59	10.1
	E <sub>4</sub> (内輪)	11619.0		2.74		-1.22	3.96	14.2
BB	A <sub>2</sub>	19068.0	3698.6	5.16	1055.6	-3.41	8.57	6.6
	C1(外輪)	1069.8		0.29		-1.80	2.09	26.9
	C1(内輪)	13544.4		3.66		-0.99	4.65	12.1
	D <sub>2</sub>	11558.3		3.13		-1.21	4.33	13.0
	D <sub>3</sub>	13074.0		3.53		-1.37	4.90	11.5
	E <sub>4</sub> (外輪)	11582.6		3.13		-1.24	4.37	12.9
	E <sub>4</sub> (内輪)	7290.1		1.97		-1.22	3.20	17.6
CC	A <sub>2</sub>	35585.9	4241.8	8.39	1055.6	-3.41	11.80	4.8
	C1(外輪)	4701.9		1.11		-1.80	2.91	19.3
	C1(内輪)	27226.1		6.42		-0.99	7.41	7.6
	D <sub>2</sub>	26155.1		6.17		-1.21	7.37	7.6
	D <sub>3</sub>	29584.9		6.97		-1.37	8.34	6.7
	E <sub>4</sub> (外輪)	26326.8		6.21		-1.24	7.45	7.6
	E <sub>4</sub> (内輪)	13714.1		3.23		-1.22	4.46	12.6

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

キングピン材質

材 質 : SCM420 浸炭焼入れ HRC 45~50  
 引張り強さ :  $\sigma_B = 151 \text{ kg/mm}^2$   
 降 伏 点 :  $\sigma_s = 90.0 \text{ kg/mm}^2$

よって、キングピンの強度は十分である。

型式:

5-2. スピンドル

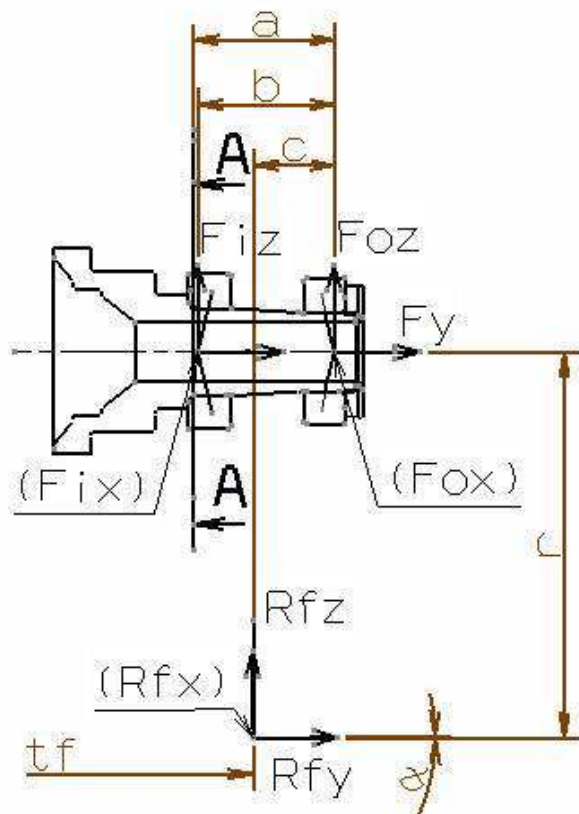
スピンドルのホイールベアリング荷重を表-5に示す。

[表-5] ホイールベアリング荷重

単位 ; kg

負荷場合	$F_{iz}$	$F_{ix}$	$F_i$	$F_{0z}$	$F_{0x}$	$F_0$	$F_y$	備考
A <sub>2</sub>	2367.1	0.0	2367.1	1362.8	0.0	1362.8	-32.5	n=2.5
C <sub>1</sub> (外輪)	1100.8	0.0	1100.8	633.8	0.0	633.8	-15.1	n=0.5
C <sub>1</sub> (内輪)	792.9	0.0	792.9	456.5	0.0	456.5	-10.9	n=0.5
D <sub>2</sub>	837.1	473.7	961.8	481.9	317.8	577.2	-11.5	$\mu = 0.6$
D <sub>3</sub>	946.8	-535.8	1087.9	545.1	-359.4	652.9	-13.0	$\mu = 0.6$
E <sub>4</sub> (外輪)	855.4	484.0	982.8	492.5	324.7	589.9	-11.8	$\mu = 0.6$
E <sub>4</sub> (内輪)	855.4	0.0	855.4	492.5	0.0	492.5	-11.8	$\mu = 0.6$

スピンドル関係の寸法を図-4に示す。



a. 反力の説明

$F_i$  ; 内側ベアリング荷重

$F_0$  ; 外側ベアリング荷重

$F_y$  ; ベアリング軸荷重

b. 寸法

a = 82.0 mm

b = 79.7 mm

c = 47.7 mm

r = 330.0 mm

tf = 2230.0 mm

[図-4]

型式:

[表-6] スピンドル強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
AA	A <sub>2</sub>	117155.3	9648.0	12.14	1055.6	-0.03	12.17	4.6
	C <sub>1</sub> (外輪)	54482.3		5.65		-0.01	5.66	9.9
	C <sub>1</sub> (内輪)	39242.0		4.07		-0.01	4.08	13.8
	D <sub>2</sub>	49531.2		5.13		-0.01	5.14	10.9
	D <sub>3</sub>	56026.3		5.81		-0.01	5.82	9.7
	E <sub>4</sub> (外輪)	50614.7		5.25		-0.01	5.26	10.7
	E <sub>4</sub> (内輪)	42335.7		4.39		-0.01	4.40	12.8

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

スピンドル材質

材 質 : SCM420 浸炭焼入れ HRC 45~50

引っ張り強さ :  $\sigma_B = 151 \text{ kg/mm}^2$

降 伏 点 :  $\sigma_S = 90.0 \text{ kg/mm}^2$

よって、リンクギヤスピンドルの強度は十分である。



型式:

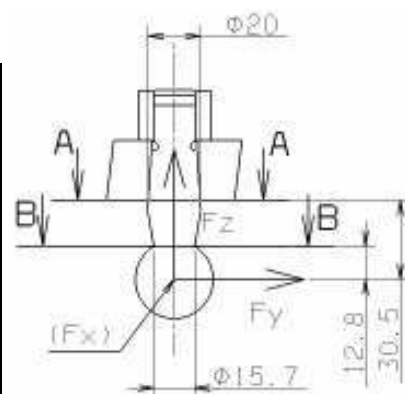
5-3. ステアリングボールジョイント

ステアリングボールジョイントの荷重を表-7に示す。

また、ステアリングボールジョイント部の関係寸法を図-5に示す。

[表-7] ステアリングボールジョイント荷重 単位 ; kg

負荷場合	Fx	Fy	Fxy	Fz
A <sub>2</sub>	0.0	-116.0	116.0	-6.3
C <sub>1</sub> (外輪)	0.0	18.3	18.3	1.0
C <sub>1</sub> (内輪)	0.0	-57.0	57.0	-3.1
D <sub>2</sub>	0.0	153.0	153.0	8.3
D <sub>3</sub>	0.0	-215.8	215.8	-11.7
E <sub>4</sub> (外輪)	0.0	153.2	153.2	8.3
E <sub>4</sub> (内輪)	0.0	140.7	140.7	7.6



[図-5]

[表-8] ステアリングボールジョイント強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
AA	A <sub>2</sub>	3537.3	785.4	4.50	1498.0	-6.30	10.81	5.2
	C <sub>1</sub> (外輪)	557.8		0.71		0.99	1.70	33.0
	C <sub>1</sub> (内輪)	1737.7		2.21		-3.10	5.31	10.6
	D <sub>2</sub>	4665.9		5.94		8.31	14.26	3.9
	D <sub>3</sub>	6583.2		8.38		-11.73	20.11	2.8
	E <sub>4</sub> (外輪)	4673.8		5.95		8.33	14.28	3.9
	E <sub>4</sub> (内輪)	4290.3		5.46		7.65	13.11	4.3
BB	A <sub>2</sub>	1484.5	379.9	3.91	1346.4	0.00	3.91	14.4
	C <sub>1</sub> (外輪)	234.1		0.62		0.00	0.62	91.2
	C <sub>1</sub> (内輪)	729.3		1.92		0.00	1.92	29.3
	D <sub>2</sub>	1958.1		5.15		0.01	5.16	10.9
	D <sub>3</sub>	2762.8		7.27		-0.01	7.28	7.7
	E <sub>4</sub> (外輪)	1961.5		5.16		0.01	5.17	10.9
	E <sub>4</sub> (内輪)	1800.5		4.74		0.01	4.74	11.9

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

ステアリングボールジョイント

材 質 : SCM420 浸炭焼入れ HRC 45~50

引張強さ :  $\sigma_B = 151 \text{ kg/mm}^2$

降伏点 :  $\sigma_s = 90.0 \text{ kg/mm}^2$

よって、ステアリングボールジョイントの強度は十分である。

型式:

5-4. アッパーアームシャフト

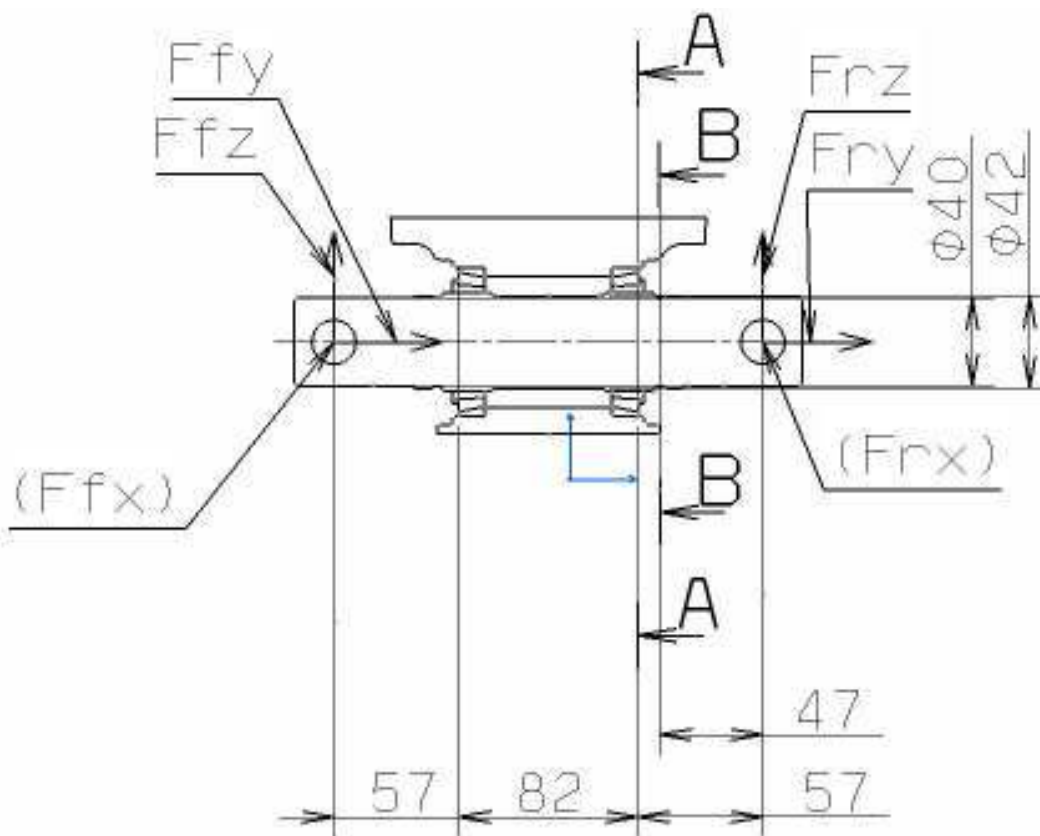
アッパーアームシャフトの荷重を表-9に示す。

[表-9] アッパーアームシャフト荷重

単位 ; kg

負荷場合	Ffx	Ffy	Ffz	Fr <sub>x</sub>	Fr <sub>y</sub>	Fr <sub>z</sub>	備考
A <sub>2</sub>	303.8	1346.4	36.1	-311.4	1695.0	-36.1	n=2.5
C <sub>1</sub> (外輪)	98.8	569.8	20.4	-140.2	709.7	-20.4	n=0.5
C <sub>1</sub> (内輪)	94.9	371.4	8.1	-82.8	470.4	-8.1	n=0.5
D <sub>2</sub>	392.8	756.8	16.1	-117.2	752.3	-16.1	μ=0.6
D <sub>3</sub>	-72.9	468.3	16.0	-154.8	750.9	-16.0	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	371.6	711.2	15.4	-109.6	702.2	-15.4	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	383.1	742.8	15.5	-115.7	743.1	-15.5	μ=0.6

アッパーアームシャフト部の関係寸法を図-6に示す。



[図-6]

型式:

[表-10] アッパーアームシャフト強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
AA	A <sub>2</sub>	96703.8	7273.6	13.30	1385.4	-0.01	13.30	4.2
	C1(外輪)	40499.4		5.57		-0.03	5.60	10.0
	C1(内輪)	26836.1		3.69		0.01	3.70	15.2
	D <sub>2</sub>	42919.2		5.90		0.20	6.10	9.2
	D <sub>3</sub>	42838.2		5.89		-0.16	6.05	9.3
	E <sub>4</sub> (外輪)	40062.5		5.51		0.19	5.70	9.9
	E <sub>4</sub> (内輪)	42394.0		5.83		0.19	6.02	9.3
BB	A <sub>2</sub>	79738.3	7273.6	10.96	1256.6	-0.01	10.97	5.1
	C1(外輪)	33394.2		4.59		-0.03	4.62	12.2
	C1(内輪)	22128.0		3.04		0.01	3.05	18.4
	D <sub>2</sub>	35389.5		4.87		0.22	5.08	11.1
	D <sub>3</sub>	35322.8		4.86		-0.18	5.04	11.2
	E <sub>4</sub> (外輪)	33034.0		4.54		0.21	4.75	11.8
	E <sub>4</sub> (内輪)	34956.5		4.81		0.21	5.02	11.2

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

アッパーアームシャフト材質

材 質 : SCM420 浸炭焼入れ HRC 45~50

引っ張り強さ :  $\sigma_B = 151 \text{ kg/mm}^2$

降 伏 点 :  $\sigma_S = 90.0 \text{ kg/mm}^2$

よって、アッパーアームシャフトの強度は十分である。

型式:

5-4. ロアアームシャフト

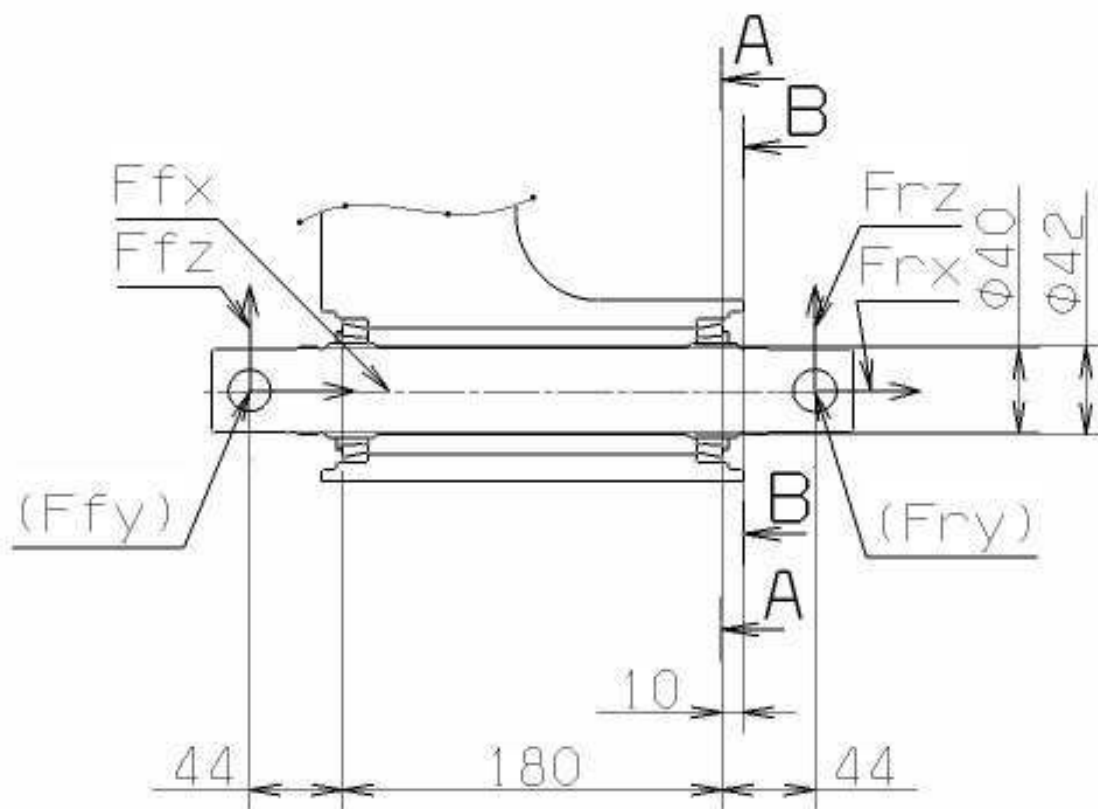
ロアアームシャフトの荷重を表-11に示す。

[表-11] ロアアームシャフト荷重

単位 ; kg

負荷場合	Ffx	Ffy	Ffz	Fr <sub>x</sub>	Fry	Fr <sub>z</sub>	備考
A <sub>2</sub>	-269.8	-779.9	-69.5	-290.6	2157.5	-69.5	n=2.5
C <sub>1</sub> (外輪)	3.8	26.1	-16.6	-39.1	232.6	-16.6	n=0.5
C <sub>1</sub> (内輪)	-118.2	-347.2	-23.9	-111.3	847.5	-23.9	n=0.5
D <sub>2</sub>	-1179.7	-2109.8	47.4	226.3	443.0	47.4	μ=0.6
D <sub>3</sub>	733.1	1073.2	-93.7	-414.5	2082.4	-93.7	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	-1121.5	-1991.5	47.3	226.9	-500.6	47.3	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	-1145.1	-2061.9	43.8	207.8	-350.5	43.8	μ=0.6

ロアアームシャフト部の関係寸法を図-7に示す。



[図-7]

型式:

[表-12] ロアアームシャフト強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
AA	A <sub>2</sub>	123042.0	7273.6	16.92	1385.44	-0.40	17.32	3.2
	C1(外輪)	13292.2		1.83		-0.03	1.85	30.4
	C1(内輪)	48326.4		6.64		-0.17	6.81	8.3
	D <sub>2</sub>	25396.0		3.49		-0.69	4.18	13.5
	D <sub>3</sub>	118815.9		16.34		0.23	16.57	3.4
	E <sub>4</sub> (外輪)	28663.5		3.94		-0.65	4.59	12.3
	E <sub>4</sub> (内輪)	20132.3		2.77		-0.68	3.44	16.3
BB	A <sub>2</sub>	101455.7	7273.6	13.95	1256.64	-0.45	14.39	3.9
	C1(外輪)	10960.2		1.51		-0.03	1.53	36.6
	C1(内輪)	39848.1		5.48		-0.18	5.66	9.9
	D <sub>2</sub>	20940.6		2.88		-0.76	3.64	15.5
	D <sub>3</sub>	97971.0		13.47		0.25	13.72	4.1
	E <sub>4</sub> (外輪)	23634.8		3.25		-0.71	3.96	14.2
	E <sub>4</sub> (内輪)	16600.3		2.28		-0.75	3.03	18.6

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

ロアアームシャフト材質

材 質 : SCM420 浸炭焼入れ HRC 45~50

引張り強さ :  $\sigma_B = 151 \text{ kg/mm}^2$

降 伏 点 :  $\sigma_s = 90.0 \text{ kg/mm}^2$

よって、ロアアームシャフトの強度は十分である。

型式:

5-5 アッパーアーム  
アッパーアームの荷重を表-13に示す。

[表-13]アッパーアーム各荷重

単位 ; kg

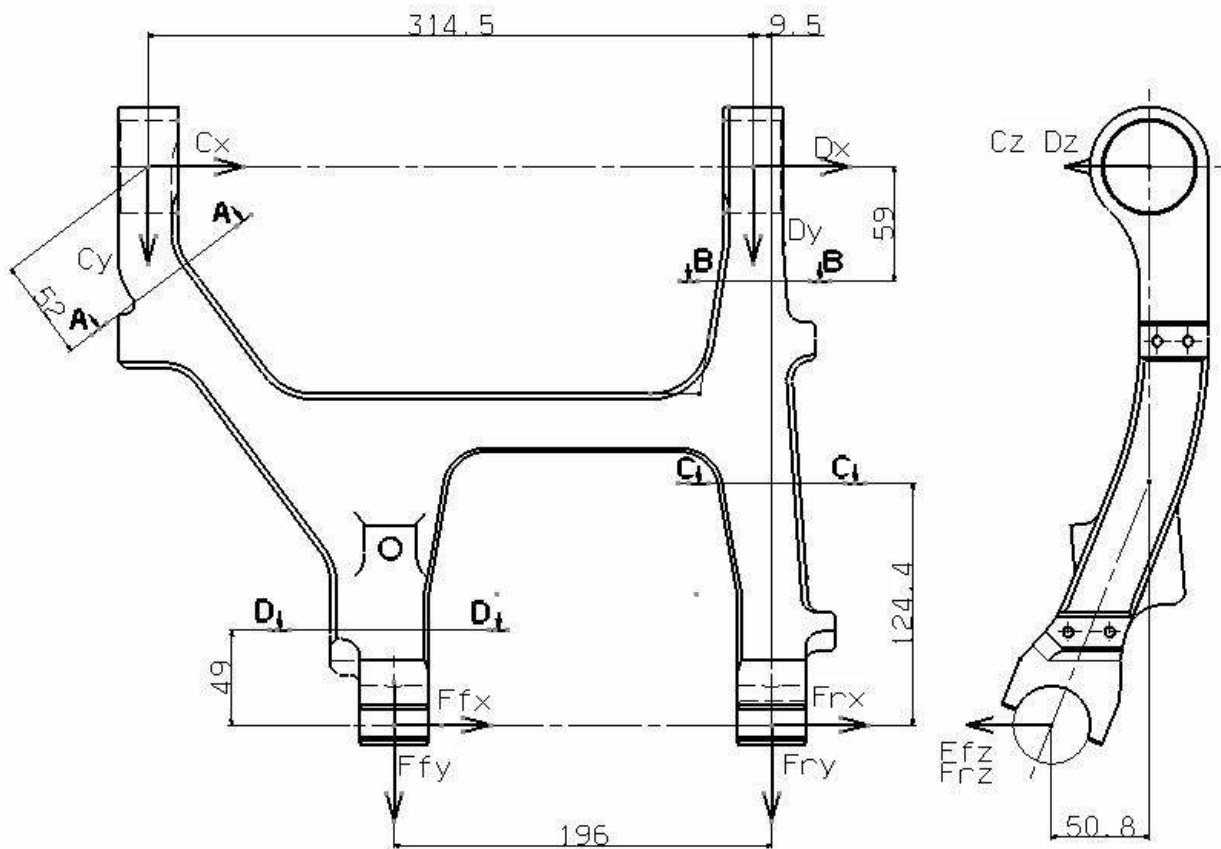
負荷場合	Cx	Cy	Cz	Dx	Dy	Dz	備考
A <sub>2</sub>	187.7	853.9	12.3	-195.3	2187.5	-12.3	n=2.5
C1(外輪)	60.6	331.5	14.8	-102.0	948.0	-14.8	n=0.5
C1(内輪)	58.8	246.7	-0.2	-46.7	595.2	0.2	n=0.5
D <sub>2</sub>	231.4	690.6	33.6	44.2	818.5	-33.6	μ=0.6
D <sub>3</sub>	-35.9	127.6	-17.2	-191.8	1091.5	17.2	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	218.7	651.1	32.9	43.3	762.3	-32.9	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	225.8	675.6	31.7	41.6	810.3	-31.7	μ=0.6

負荷場合	Ffx	Ffy	Ffz	Fr <sub>x</sub>	Fr <sub>y</sub>	Fr <sub>z</sub>	備考
A <sub>2</sub>	303.8	1346.4	36.1	-311.4	1695.0	-36.1	n=2.5
C1(外輪)	98.8	569.8	20.4	-140.2	709.7	-20.4	n=0.5
C1(内輪)	94.9	371.4	8.1	-82.8	470.4	-8.1	n=0.5
D <sub>2</sub>	392.8	756.8	16.1	-117.2	752.3	-16.1	μ=0.6
D <sub>3</sub>	-72.9	468.3	16.0	-154.8	750.9	-16.0	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	371.6	711.2	15.4	-109.6	702.2	-15.4	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	383.1	742.8	15.5	-115.7	743.1	-15.5	μ=0.6

※)力の向き:後、外、上を正(+)、反対向きを負(-)。

型式:

アッパーアームの配置関係寸法を図-8に示す。



[図-8]

型式:

[表-12] アッパーアーム強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
A-A	A <sub>2</sub>	34395.9	6984.2	4.92	1263.09	0.63	5.56	6.2
	C1(外輪)	12838.3		1.84		0.24	2.08	16.6
	D <sub>2</sub>	31129.8		4.46		0.55	5.00	6.9
	E <sub>4</sub> (外輪)	29373.9		4.21		0.52	4.72	7.3
	E <sub>4</sub> (内輪)	30432.3		4.36		0.54	4.89	7.0
B-B	A <sub>2</sub>	#####	7298.9	-1.39	1234.38	0.69	2.08	16.5
	C1(外輪)	-5302.1		-0.73		0.27	0.99	34.6
	D <sub>2</sub>	-2428.5		-0.33		0.56	0.89	38.6
	E <sub>4</sub> (外輪)	2298.6		0.31		0.53	0.84	40.9
	E <sub>4</sub> (内輪)	-9972.1		-1.37		0.55	1.91	18.0
C-C	A <sub>2</sub>	#####	9115.6	-4.25	1266.32	1.34	5.59	6.2
	C1(外輪)	#####		-1.91		0.56	2.47	13.9
	D <sub>2</sub>	#####		-1.60		0.59	2.19	15.7
	E <sub>4</sub> (外輪)	#####		-1.50		0.55	2.05	16.8
	E <sub>4</sub> (内輪)	#####		-1.58		0.59	2.17	15.9
C-C	A <sub>2</sub>	14876.9	11314.6	1.31	2470.59	0.54	1.86	18.5
	C1(外輪)	4837.8		0.43		0.23	0.66	52.3
	D <sub>2</sub>	19233.3		1.70		0.31	2.01	17.2
	E <sub>4</sub> (外輪)	18194.2		1.61		0.29	1.90	18.2
	E <sub>4</sub> (内輪)	18756.6		1.66		0.30	1.96	17.6

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

材質 : S50C 焼き入れ焼き戻し HB212~277  
 引っ張り強さ :  $\sigma_B = 75.5 \text{ kgf/mm}^2$   
 降伏点 :  $\sigma_s = 55.1 \text{ kgf/mm}^2$

よって、アッパーアームの強度は十分である。



型式:

5-6 ロアアーム  
 ロアアームの荷重を表-14に示す。

[表-14]ロアアーム各荷重 単位 ; kg

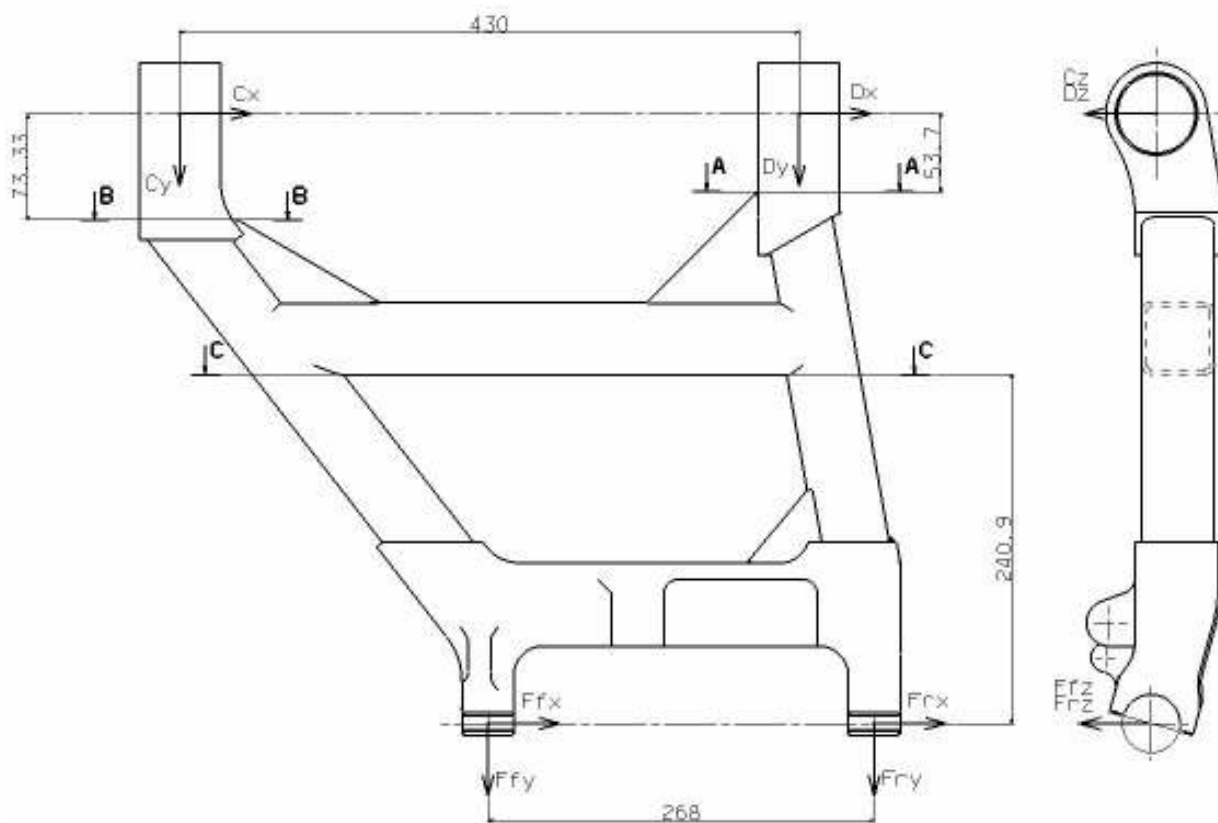
負荷場合	Cx	Cy	Cz	Dx	Dy	Dz	備考
A <sub>2</sub>	6.1	-164.9	-78.7	14.8	-2774.5	78.7	n=2.5
C1(外輪)	41.3	75.0	-19.6	1.7	-281.6	19.6	n=0.5
C1(内輪)	-12.7	-99.2	-26.8	5.8	-1096.4	26.8	n=0.5
D <sub>2</sub>	-1184.0	-2368.8	76.0	-223.0	700.9	-76.0	μ=0.6
D <sub>3</sub>	957.3	1773.6	-124.1	191.2	-2783.4	124.1	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	-1134.6	-2262.9	74.9	-214.7	771.1	-74.9	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	-1140.1	-2288.0	71.0	-213.7	575.4	-71.0	μ=0.6

負荷場合	Ffx	Ffy	Ffz	Frx	Fry	Frz	備考
A <sub>2</sub>	-270.0	-780.5	-69.5	-290.8	2159.0	-69.5	n=2.5
C1(外輪)	3.8	26.2	-16.7	-39.1	232.8	-16.7	n=0.5
C1(内輪)	-118.3	-347.5	-23.9	-111.4	848.1	-23.9	n=0.5
D <sub>2</sub>	-1180.5	-2111.2	47.4	226.5	443.3	47.4	μ=0.6
D <sub>3</sub>	733.6	1073.9	-93.8	-414.8	2083.8	-93.8	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	-1122.2	-1992.8	47.3	227.1	-501.0	47.3	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	-1145.8	-2063.3	43.8	208.0	-350.7	43.8	μ=0.6

※)力の向き:後、外、上を正(+)、反対向きを負(-)。

型式:

ロアアームの配置関係寸法を図-9に示す。



[図-9]

型式:

[表-15]ロアアーム強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
A-A	A <sub>2</sub>	793	19170.8	0.04	1232.04	-2.25	2.29	10.8
	D <sub>2</sub>	10266		0.54		0.57	1.10	22.5
	E <sub>4</sub> (外輪)	-11530		-0.60		0.63	1.23	20.3
	E <sub>4</sub> (内輪)	-11475		-0.60		0.63	1.22	20.3
B-B	A <sub>2</sub>	444	22931.9	0.02	1321.55	-0.12	0.14	172.6
	D <sub>2</sub>	70198		3.06		-1.79	4.85	5.1
	E <sub>4</sub> (外輪)	-83201		-3.63		-1.71	5.34	4.7
	E <sub>4</sub> (内輪)	-83606		-3.65		-1.73	5.38	4.6
C-C	A <sub>2</sub>	-135107	321164	-0.42	1266.32	1.09	1.51	10.4
	D <sub>2</sub>	76803		0.24		2.49	2.73	5.7
	E <sub>4</sub> (外輪)	-215641		-0.67		-1.97	2.64	5.9
	E <sub>4</sub> (内輪)	-225930		-0.70		-1.91	2.61	6.0

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

材質

(パイプ)STKR400

引張り強さ :  $\sigma_B = 40.8 \text{ kgf/mm}^2$

降伏点 :  $\sigma_s = 25.0 \text{ kgf/mm}^2$

(プレート)S35C調質 HB167~235

引張り強さ :  $\sigma_B = 58.2 \text{ kgf/mm}^2$

降伏点 :  $\sigma_s = 39.8 \text{ kgf/mm}^2$

よって、ロアアームの強度は十分である。

型式:

1. 緒言

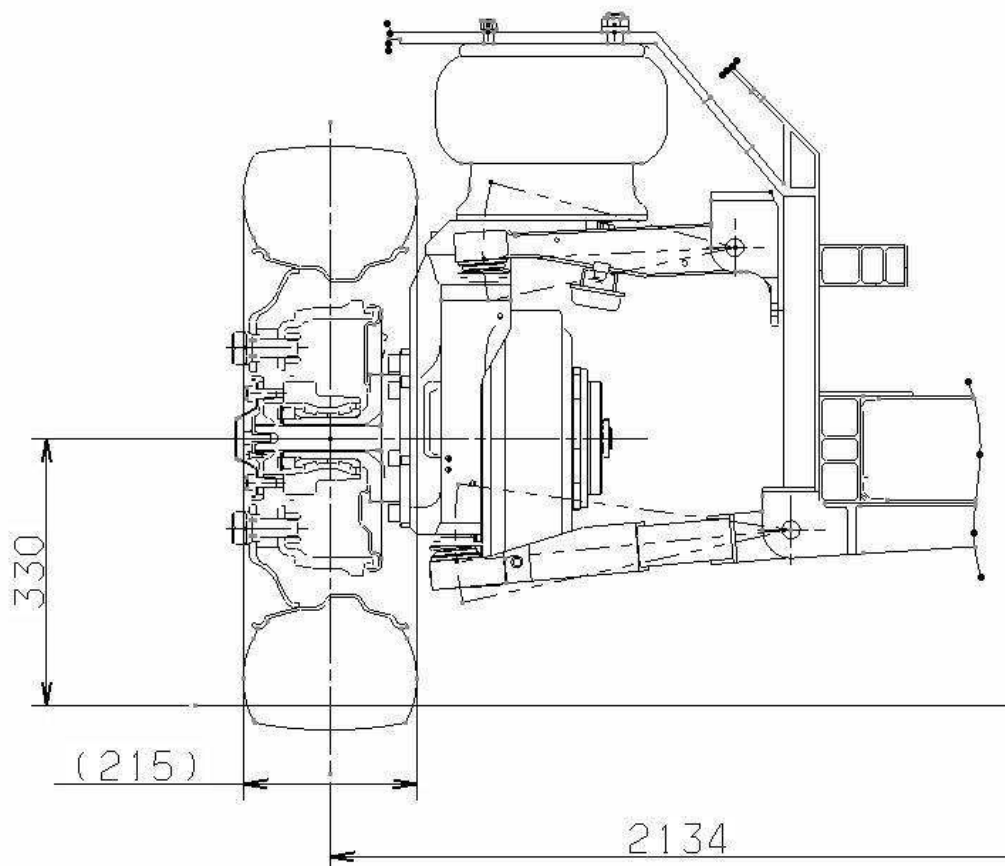
走行装置(後車軸)の強度計算を自動車技術会制定の『自動車負荷計算基準』に基づき行う。なお計算は各負荷場合のうち下記の代表的負荷について行い計算結果は主要なもののみ示す。記号は『自動車負荷計算基準』に準じた。

- A<sub>2</sub> ; 対称上下荷重、単独落下
- C<sub>1</sub> ; 横荷重、一様横荷重
- D<sub>2</sub> ; 対称前後荷重、前進不偏制動後期
- D<sub>4</sub> ; "、後進不偏制動後期
- E<sub>4</sub> ; 非対称水平荷重、前進後片輪制動初期

安全率は『自動車負荷計算基準』に従い、下記数値とした。

- 所要破壊安全率 1.6
- 所要降伏安全率 1.3
- 所要疲れ安全率 1.3

(前車軸走行装置配置図)



〔図-1〕

型式:

3. 地面反力

各負荷場合の前車軸片側に関する地面反力を求め、表-2にその計算結果を示す。

[表-2] 地面反力(片輪)

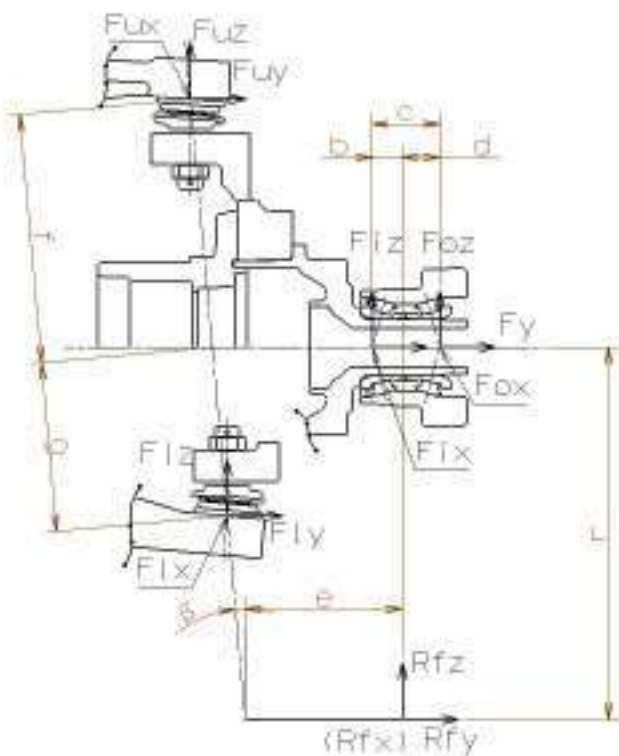
単位 ; kg

負荷場合	Rfx	Rfy	Rfz	備考
A <sub>2</sub>	0	0	3716.9	n=2.5
C <sub>1</sub> (外輪)	0	-864.4	1728.8	n=0.5
C <sub>1</sub> (内輪)	0	622.4	1244.7	n=0.5
D <sub>2</sub>	636.6	0	1061.0	μ=0.6
D <sub>4</sub>	-895.2	0	1492.0	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	650.5	69.8	1084.2	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	0	-69.8	1084.2	μ=0.6

※)力の向き:後、外、上を正(+)、反対向きを負(-)。

4. 後車軸関係寸法

車軸及びキングピン関係の配置と関係寸法を図-2に示す。



a. 反力の説明

Fu: アッパーボールジョイント反力

Fl: ロアボールジョイント反力

Fi: 内側ベアリング荷重

Fo: 外側ベアリング荷重

Fy: ベアリング軸荷重

サフィックスX: 前後方向

Y: 左右方向(図示)

Z: 上下方向(図示)

b. 寸法

- b= 27.4 mm
- c= 60.7 mm
- d= 33.4 mm
- e= 140.9 mm
- f= 220.9 mm
- g= 150.1 mm
- r= 330 mm
- β = 5.1 °

[図-2]

※)力の向き:後、外、上を正(+)、反対向きを負(-)。

型式:

5. 前車軸強度計算

強度計算は下記の項目について行った。

- ①. ボールジョイント
- ②. スピンドル
- ③. トーコントロールアーム
- ④. アッパーアーム
- ⑤. ロアアーム

5-1. ボールジョイント

ボールジョイント部の荷重を表-3に示す。

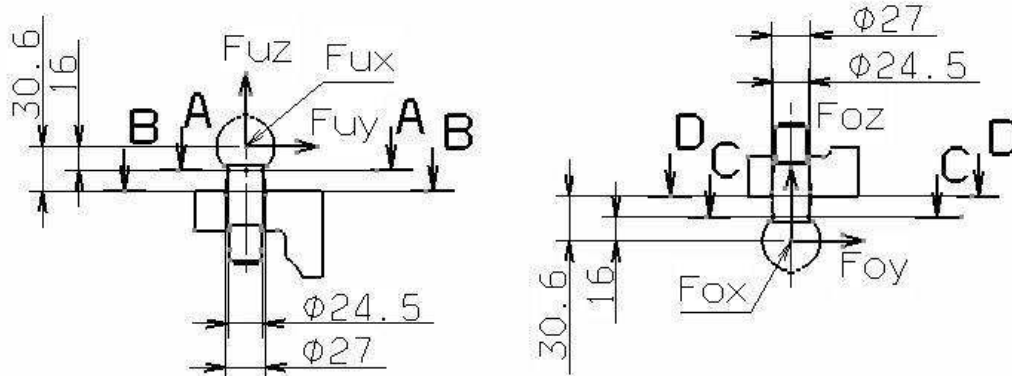
[表-3] ボールジョイント部荷重 単位 ; kg

負荷場合	Fux	Fuy	Fuz	Flx	Fly	Flz	備考
A <sub>2</sub>	31.5	-2783.8	-133.8	33.7	2511.6	220.9	n=2.5
C <sub>1</sub> (外輪)	11.7	-1053.5	-50.6	-118.7	404.6	35.6	n=0.5
C <sub>1</sub> (内輪)	-341.4	-736.6	-36.5	326.9	447.5	39.4	n=0.5
D <sub>2</sub>	305.5	-842.9	-40.5	-915.2	507.6	44.6	μ=0.6
D <sub>4</sub>	-470.5	-1384.0	-66.5	1536.7	1664.1	146.4	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	325.8	-939.2	-45.2	-964.3	618.1	54.4	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	78.8	-866.5	-41.7	-52.2	828.6	72.9	μ=0.6

アッパー及びロアボールジョイント部の関係寸法を図-3に示す。

[アッパーボールジョイント]

[ロアボールジョイント]



[図-3]

型式:

[表-4] ボールジョイント強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
AA	A <sub>2</sub>	44542.9	1443.8	30.85	471.4	0.47	31.32	1.8
	C <sub>1</sub> (外輪)	16857.1		11.68		0.08	11.75	4.8
	C <sub>1</sub> (内輪)	12990.9		9.00		0.08	9.08	6.2
	D <sub>2</sub>	14345.0		9.94		0.09	10.03	5.6
	D <sub>4</sub>	23389.0		16.20		0.31	16.51	3.4
	E <sub>4</sub> (外輪)	15905.8		11.02		0.12	11.13	5.1
	E <sub>4</sub> (内輪)	13920.9		9.64		0.15	9.80	5.7
BB	A <sub>2</sub>	85188.2	1932.4	44.08	572.6	0.39	44.47	1.3
	C <sub>1</sub> (外輪)	32239.2		16.68		0.06	16.75	3.4
	C <sub>1</sub> (内輪)	24845.0		12.86		0.07	12.93	4.4
	D <sub>2</sub>	27434.7		14.20		0.08	14.28	3.9
	D <sub>4</sub>	44731.5		23.15		0.26	23.40	2.4
	E <sub>4</sub> (外輪)	30419.9		15.74		0.09	15.84	3.6
	E <sub>4</sub> (内輪)	26623.7		13.78		0.13	13.90	4.0
CC	A <sub>2</sub>	40189.7	1443.8	27.84	471.4	0.47	28.31	2.0
	C <sub>1</sub> (外輪)	6747.0		4.67		0.08	4.75	11.8
	C <sub>1</sub> (内輪)	8866.9		6.14		0.08	6.22	9.0
	D <sub>2</sub>	16744.6		11.60		0.09	11.69	4.8
	D <sub>4</sub>	36241.7		25.10		0.31	25.41	2.2
	E <sub>4</sub> (外輪)	18326.0		12.69		0.12	12.81	4.4
	E <sub>4</sub> (内輪)	13283.1		9.20		0.15	9.35	6.0
DD	A <sub>2</sub>	40189.7	1932.4	20.80	572.6	0.00	20.80	2.7
	C <sub>1</sub> (外輪)	6747.0		3.49		0.00	3.49	16.1
	C <sub>1</sub> (内輪)	8866.9		4.59		0.00	4.59	12.3
	D <sub>2</sub>	16744.6		8.67		0.00	8.67	6.5
	D <sub>4</sub>	36241.7		18.76		0.00	18.76	3.0
	E <sub>4</sub> (外輪)	18326.0		9.48		0.00	9.48	5.9
	E <sub>4</sub> (内輪)	13283.1		6.87		0.00	6.87	8.2

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

ボールジョイント材質

材 質 : SCM420 浸炭焼入れ HRC 45~50

引張強さ :  $\sigma_B = 151 \text{ kg/mm}^2$

降 伏 点 :  $\sigma_s = 90.0 \text{ kg/mm}^2$

よって、ボールジョイントの強度は十分である。

型式:

5-2. スピンドル

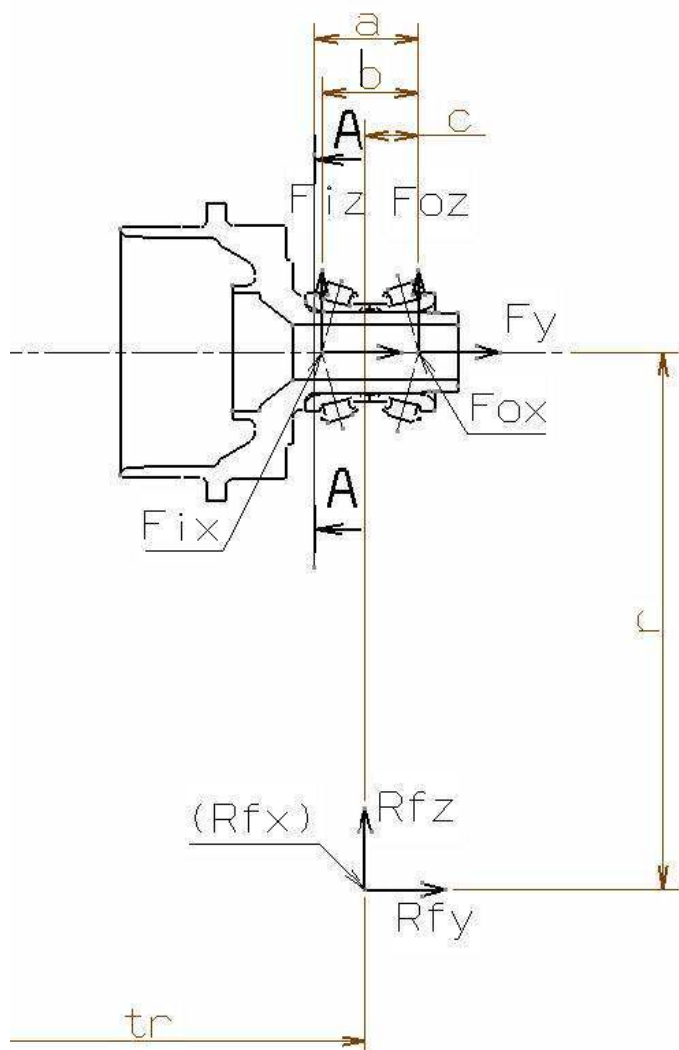
スピンドルのホイールベアリング荷重を表-5に示す。

[表-5] ホイールベアリング荷重

単位 ; kg

負荷場合	$F_{iz}$	$F_{ix}$	$F_i$	$F_{0z}$	$F_{0x}$	$F_0$	$F_y$	備考
A <sub>2</sub>	1907.0	0.0	1907.0	1809.9	1907.0	2629.1	0	n=2.5
C <sub>1</sub> (外輪)	886.9	0.0	886.9	841.8	886.9	1222.8	-864.4	n=0.5
C <sub>1</sub> (内輪)	638.6	0.0	638.6	606.1	638.6	880.5	622.4	n=0.5
D <sub>2</sub>	544.3	318.3	630.6	516.6	544.3	750.5	0	$\mu = 0.6$
D <sub>4</sub>	765.5	-447.6	886.7	726.5	765.5	1055.4	0	$\mu = 0.6$
E <sub>4</sub> (外輪)	556.2	325.3	644.4	527.9	556.2	766.9	69.8	$\mu = 0.6$
E <sub>4</sub> (内輪)	556.2	0.0	556.2	527.9	556.2	766.9	-69.8	$\mu = 0.6$

スピンドル関係の寸法を図-4に示す。



a. 反力の説明

- $F_i$  ; 内側ベアリング荷重
- $F_0$  ; 外側ベアリング荷重
- $F_y$  ; ベアリング軸荷重

b. 寸法

- a = 65.1 mm
- b = 60.7 mm
- c = 33.4 mm
- r = 330.0 mm
- tf = 2134.0 mm

[図-4]



型式:

[表-6] スピンドル強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
AA	A <sub>2</sub>	179546.6	9648.0	18.61	1055.6	0.00	18.61	3.0
	C1(外輪)	83508.7		8.66		-0.82	9.47	5.9
	C1(内輪)	60128.5		6.23		0.59	6.82	8.2
	D <sub>2</sub>	51630.6		5.35		0.00	5.35	10.5
	D <sub>4</sub>	72605.8		7.53		0.00	7.53	7.5
	E <sub>4</sub> (外輪)	52760.0		5.47		0.07	5.53	10.2
	E <sub>4</sub> (内輪)	52372.3		5.43		-0.07	5.49	10.2

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

スピンドル材質

材 質 : SCM420 浸炭焼入れ HRC 45~50

引っ張り強さ :  $\sigma_B = 151 \text{ kg/mm}^2$

降 伏 点 :  $\sigma_s = 90.0 \text{ kg/mm}^2$

よって、スピンドルの強度は十分である。

型式:

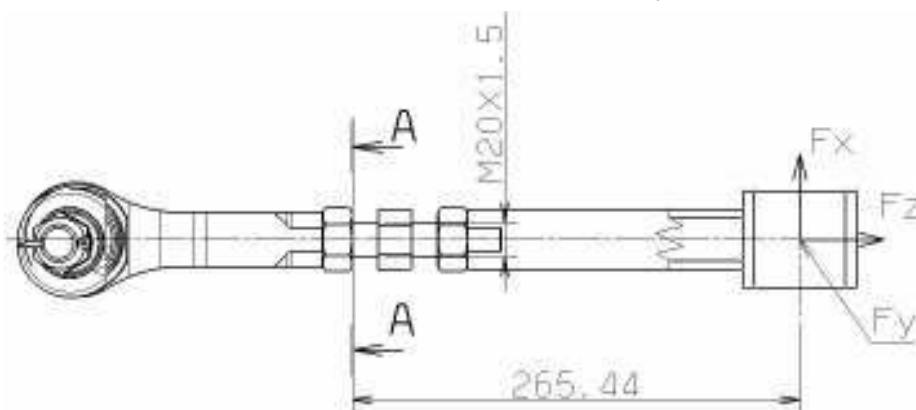
5-3. トーコントロールアーム

トーコントロールアームの荷重を表-7に示す。

〔表-7〕 トーコントロールボールジョイント荷重 単位 ; kg

負荷場合	Fx	Fy	Fxy	Fz
A <sub>2</sub>	0.0	0.0	0.0	-314.2
C <sub>1</sub> (外輪)	0.0	0.0	0.0	444.6
C <sub>1</sub> (内輪)	0.0	0.0	0.0	90.8
D <sub>2</sub>	0.0	0.0	0.0	-356.2
D <sub>4</sub>	0.0	0.0	0.0	272.5
E <sub>4</sub> (外輪)	0.0	0.0	0.0	-425.1
E <sub>4</sub> (内輪)	0.0	0.0	0.0	-132.6

トーコントロールアームの関係寸法を図-5に示す。



〔図-5〕

〔表-8〕 トーコントロールアームボールジョイント強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
AA	A <sub>2</sub>	0.0	676.1	0.00	284.3	-1.11	1.11	21.0
	C <sub>1</sub> (外輪)	0.0		0.00		1.56	1.56	14.9
	C <sub>1</sub> (内輪)	0.0		0.00		0.32	0.32	72.8
	D <sub>2</sub>	0.0		0.00		-1.25	1.25	18.6
	D <sub>4</sub>	0.0		0.00		0.96	0.96	24.3
	E <sub>4</sub> (外輪)	0.0		0.00		-1.50	1.50	15.6
	E <sub>4</sub> (内輪)	0.0		0.00		-0.47	0.47	49.9

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

トーコントロールアームボールジョイント ロットエンド部

材 質 : S45C

引張り強さ :  $\sigma_B = 62.20 \text{ kg/mm}^2$

降 伏 点 :  $\sigma_s = 37.22 \text{ kg/mm}^2$

よって、トーコントロールアームボールジョイントの強度は十分である。

型式:

5-4 アッパーアーム

アッパーアームの荷重を表-9に示す。

[表-9]アッパーアーム各荷重

単位 ; kg

負荷場合	Cx	Cy	Cz	Dx	Dy	Dz	備考
A <sub>2</sub>	491.8	297.3	0.0	-460.3	2491.6	0.0	n=2.5
C1(外輪)	185.8	112.3	0.0	-174.1	943.1	0.0	n=0.5
C1(内輪)	-452.0	-266.8	0.0	110.3	1027.1	0.0	n=0.5
D <sub>2</sub>	644.5	384.2	0.0	-338.8	460.3	0.0	μ=0.6
D <sub>4</sub>	-569.5	-335.4	0.0	98.6	1721.9	0.0	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	693.6	413.5	0.0	-367.6	527.4	0.0	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	268.6	161.1	0.0	-189.8	706.9	0.0	μ=0.6

負荷場合	Fx	Fy	Fz	備考
A <sub>2</sub>	31.5	2788.9	0.0	n=2.5
C1(外輪)	11.7	1055.4	0.0	n=0.5
C1(内輪)	-341.7	760.3	0.0	n=0.5
D <sub>2</sub>	305.7	844.4	0.0	μ=0.6
D <sub>4</sub>	-470.8	1386.6	0.0	μ=0.6
E <sub>4</sub> (外輪)	326.0	940.9	0.0	μ=0.6
E <sub>4</sub> (内輪)	78.9	868.1	0.0	μ=0.6

※)力の向き:後、外、上を正(+)、反対向きを負(-)。



型式:

[表-10] アッパーアーム強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
A-A	A <sub>2</sub>	22600.1	8094.7	2.79	1729.7	0.32	3.11	11.1
	C1(外輪)	8536.4		1.05		0.12	1.18	29.3
	D <sub>2</sub>	#####		-2.54		0.42	2.96	11.6
	D <sub>4</sub>	29464.7		3.64		-0.37	4.01	8.6
	E <sub>4</sub> (外輪)	29464.7		3.64		0.45	4.09	8.4
	E <sub>4</sub> (内輪)	#####		-3.20		0.17	3.38	10.2
B-B	A <sub>2</sub>	#####	9700.1	-1.66	1900.6	0.16	1.82	18.9
	C1(外輪)	-6092.3		-0.63		0.06	0.69	50.1
	D <sub>2</sub>	#####		-1.22		0.20	1.42	24.2
	D <sub>4</sub>	3452.7		0.36		-0.18	0.53	64.7
	E <sub>4</sub> (外輪)	#####		-1.33		0.22	1.54	22.3
	E <sub>4</sub> (内輪)	-6642.4		-0.68		0.08	0.77	44.7
C-C	A <sub>2</sub>	3916.9	20731.0	0.19	1543.0	1.81	2.00	17.2
	C1(外輪)	1455.4		0.07		0.68	0.75	45.7
	D <sub>2</sub>	38031.3		1.83		0.55	2.38	14.5
	D <sub>4</sub>	#####		-2.83		0.90	3.72	9.2
	E <sub>4</sub> (外輪)	40553.5		1.96		0.61	2.57	13.4
	E <sub>4</sub> (内輪)	9811.0		0.47		0.56	1.04	33.2

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

材質 : S50C 焼き入れ焼き戻し HB212~277  
 引っ張り強さ :  $\sigma_B = 75.5 \text{ kgf/mm}^2$   
 降伏点 :  $\sigma_s = 55.1 \text{ kgf/mm}^2$

よって、アッパーアームの強度は十分である。

型式:

5-5 ロアアーム

ロアアームの荷重を表-11に示す。

[表-11]ロアアーム各荷重

単位 ; kg

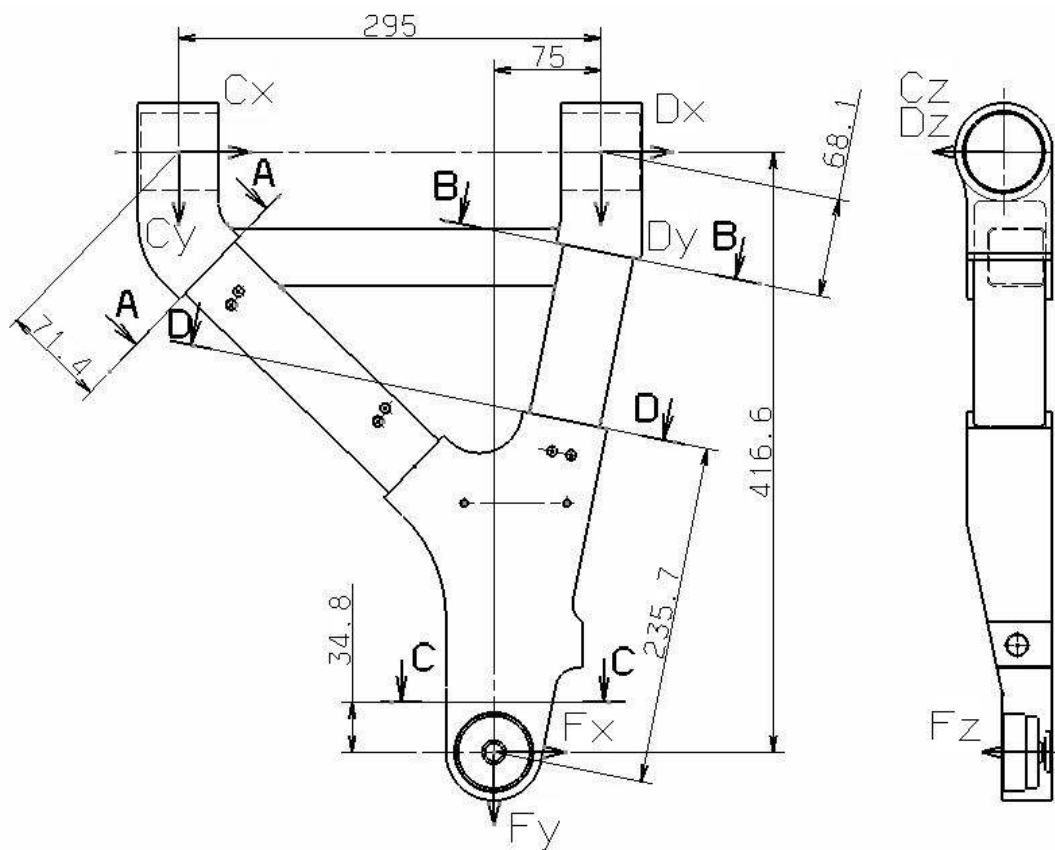
負荷場合	Cx	Cy	Cz	Dx	Dy	Dz	備考
A <sub>2</sub>	-252.1	-593.8	0.0	285.9	-1929.2	0.0	n=2.5
C1(外輪)	-139.3	-271.0	0.0	20.6	-135.4	0.0	n=0.5
C1(内輪)	210.3	347.7	0.0	116.8	-797.2	0.0	n=0.5
D <sub>2</sub>	-784.4	-1423.0	0.0	-131.5	913.0	0.0	$\mu = 0.6$
D <sub>4</sub>	1037.5	1746.6	0.0	500.2	-3418.3	0.0	$\mu = 0.6$
E <sub>4</sub> (外輪)	-835.7	-1520.6	0.0	-129.3	899.7	0.0	$\mu = 0.6$
E <sub>4</sub> (内輪)	-133.5	-285.3	0.0	81.3	-547.0	0.0	$\mu = 0.6$

負荷場合	Fx	Fy	Fz	備考
A <sub>2</sub>	33.7	-2523.0	0.0	n=2.5
C1(外輪)	-118.7	-406.5	0.0	n=0.5
C1(内輪)	327.1	-449.5	0.0	n=0.5
D <sub>2</sub>	-915.8	-509.9	0.0	$\mu = 0.6$
D <sub>4</sub>	1537.8	-1671.7	0.0	$\mu = 0.6$
E <sub>4</sub> (外輪)	-964.9	-620.9	0.0	$\mu = 0.6$
E <sub>4</sub> (内輪)	-52.2	-832.3	0.0	$\mu = 0.6$

※)力の向き:後、外、上を正(+)、反対向きを負(-)。

型式:

ロアアームの配置関係寸法を図-7に示す。



[図-7]

型式:

[表-12]ロアアーム強度

断面	負荷場合	モーメント (kgf・mm)	断面係数 (mm <sup>3</sup> )	曲げ応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	合計応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	余裕 安全率
A-A	A <sub>2</sub>	-42407.9	11563.3	-3.67	1063.1	-0.57	4.23	8.1
	C1(外輪)	-20602.2		-1.78		-0.27	2.06	16.7
	D <sub>2</sub>	28052.6		2.43		-1.48	3.90	8.8
	D <sub>4</sub>	-110873.3		-9.59		1.86	11.45	3.0
	E <sub>4</sub> (外輪)	-110873.3		-9.59		-1.57	11.16	3.1
	E <sub>4</sub> (内輪)	139932.2		12.10		-0.28	12.38	2.8
B-B	A <sub>2</sub>	-6652.0	25168.0	-0.26	1322.4	-1.39	1.65	20.8
	C1(外輪)	-432.4		-0.02		-0.10	0.11	300.6
	D <sub>2</sub>	3404.9		0.14		0.66	0.79	43.4
	D <sub>4</sub>	-12207.9		-0.49		-2.46	2.95	11.7
	E <sub>4</sub> (外輪)	3372.9		0.13		0.65	0.78	44.0
	E <sub>4</sub> (内輪)	-1868.4		-0.07		-0.39	0.47	73.6
C-C	A <sub>2</sub>	1174.4	9700.1	0.12	1707.0	-1.48	1.60	21.5
	C1(外輪)	-4132.5		-0.43		-0.24	0.66	51.9
	D <sub>2</sub>	-31870.1		-3.29		-0.30	3.58	9.6
	D <sub>4</sub>	53513.9		5.52		-0.98	6.50	5.3
	E <sub>4</sub> (外輪)	-33580.2		-3.46		-0.36	3.83	9.0
	E <sub>4</sub> (内輪)	-1816.3		-0.19		-0.49	0.67	51.0
D-D	A <sub>2</sub>	-108725.3	#####	-0.69	2745.3	-0.30	1.00	34.5
	C1(外輪)	-46219.7		-0.30		0.00	0.30	116.7
	D <sub>2</sub>	-235221.4		-1.50		0.00	1.50	22.9
	D <sub>4</sub>	278218.5		1.78		0.00	1.78	19.4
	E <sub>4</sub> (外輪)	-251704.8		-1.61		0.00	1.61	21.4
	E <sub>4</sub> (内輪)	-50503.4		-0.32		0.00	0.32	106.8

$$\text{余裕安全率(降伏)} = \frac{\sigma_s}{\sigma \times 1.6}$$

よって、ロアアームの強度は十分である。

材質

(パイプ)STKR400

引張り強さ :  $\sigma_B = 40.8 \text{ kgf/mm}^2$

降伏点 :  $\sigma_s = 25.0 \text{ kgf/mm}^2$

(プレート)S35C調質 HB167~235

引張り強さ :  $\sigma_B = 58.2 \text{ kgf/mm}^2$

降伏点 :  $\sigma_s = 39.8 \text{ kgf/mm}^2$