

博士論文

新幹線台車部空力音の評価手法に関する研究
(Methods to evaluate the aeroacoustic bogie
noise of Shinkansen high-speed trains)

2019年3月

立命館大学大学院情報理工学研究科
情報理工学専攻 博士課程後期課程

山崎 展博

立命館大学審査博士論文

新幹線台車部空力音の評価手法に関する研究
(Methods to evaluate the aeroacoustic bogie
noise of Shinkansen high-speed trains)

2019年3月

March 2019

立命館大学大学院情報理工学研究科

情報理工学専攻 博士課程後期課程

Doctoral Program in Advanced Information Science and Engineering

Graduate School of Information Science and Engineering

Ritsumeikan University

山崎 展博

YAMAZAKI Nobuhiro

研究指導教員：西浦 敬信 教授

Supervisor：Professor NISHIURA Takanobu

新幹線台車部空力音の評価手法に関する研究

山崎 展博

内容概要

新幹線から発生する騒音は沿線環境保全の観点からその低減対策が強く望まれている。これまでの研究から新幹線沿線騒音の標準的な測定点である地上25m点での音源寄与度は、最新の新幹線が現状の営業速度よりも高速で走行する場合、防音壁が設置された区間において主に車両下部音の占める寄与が大きいことが示されている。新幹線車両の台車部から発生する空力音については、台車部騒音を構成する発生要因として転動音と空力音（台車部空力音）が混在しているため、その寄与度の解明が重要となる。また、台車部空力音と転動音の寄与度は、前述した列車走行速度のみならず周波数にも大きく依存するため、それぞれの寄与度の周波数依存性を明らかにする必要がある。

そこで本論文では、(I)実際の車両走行条件を模擬した風洞実験でマイクロホンアレイを活用した台車部空力音の評価手法の検討、(II)台車部のキャビティ内部から発生した音波が車両側方に伝播する際の音場状況の把握、(III)マイクロホンアレイで得られた指向性音圧レベル分布に台車部周りの音場情報を反映した伝達関数を適用した台車部空力音の定量的評価手法の検討を行うことにより、新幹線の台車部から発生する空力音の定量的な評価手法を検討する。

(I)では、新幹線の台車部空力音を評価するための手法として、風洞試験でマイクロホンアレイを活用した台車部空力音の評価法について述べる。この手法では、台車部に流入するレール方向流速成分のまくらぎ方向分布を風洞試験で正確に模擬する方法、また台車部空力音を精度よく測定するため、台車部周りの二次元音圧レベル分布を測定したうえで、車両側方における騒音レベルに変換する手法を提案する。さらに算出した台車部空力音と従来の研究で推定された転動音から車両下部音を推定し、現地でのレール近傍音測定結果と比較し、提案手法の有効性を確認する。

(II)では、台車部から発生する騒音が沿線での観測点に伝播する過程で影響を受

ける地面反射や台車部側カバーによる遮へいの影響について、評価実験により得られた知見について述べる。この評価実験では、相反定理に基づく音響実験を実施し、新幹線車両の台車部から発生する音波が車両側方に伝播する際の音圧レベル特性および伝播経路特性について調査を行う。

最後に(III)では、マイクロホンアレイのビームフォーミング処理に適用する伝達関数について、音場情報を反映した伝達関数を数値計算により算出し、これを用いた台車部空力音の推定手法について述べる。この手法では、マイクロホンアレイのビームフォーミング解析で算出される指向性積分音圧レベルならびに現地観測点での音圧レベルを求めるための伝達関数を、地面やキャビティの存在を考慮した三次元境界要素法により算出する。これにより、地面、キャビティ上部壁面および側カバー間の音響的干渉が伝達関数の空間分布特性に与える影響を明らかにする。また、この伝達関数を用いて算出した台車部空力音と従来の研究で推定された転動音から車両下部音を推定し、現地でのレール近傍音測定結果と比較し、提案手法の有効性を確認する。

キーワード

空力騒音, 高速鉄道, 車両下部音, 風洞試験, マイクロホンアレイ, 数値計算

Methods to evaluate the aeroacoustic bogie noise of Shinkansen high-speed trains

Nobuhiro Yamazaki

Abstract

From the point of view of environmental issue, it is required to reduce the noise generated from Shinkansen high speed trains. Previous studies have shown that lower part noise becomes dominant at a standard measurement point 25 m far from the train track with sound barrier when the train runs at a faster speed than the current commercial speed. Because the bogie noise of high speed Shinkansen trains mainly consists of aerodynamic noise, hereinafter referred to as aerodynamic bogie noise, and the rolling noise, it is important to clarify their contributions. These contribution would depend on not only the train speed but also the frequency. Hence it is required to reveal the frequency dependence of their contributions.

Accordingly, in this thesis, the author discusses the method to evaluate the aeroacoustic bogie noise of Shinkansen high-speed trains consisting of three components, (I) method to predict the aerodynamic noise from the bogie of a high-speed train using a two-dimensional microphone array in a low-noise wind tunnel in which real flow distributions are precisely modeled, (II) characterization of sound field around the bogie section, especially from the source inside the bogie cavity to the observation point outside the cavity, (III) method to predict the aerodynamic noise by using the transfer function between the integrated spatial distribution of SPL and the results that are obtained by an omnidirectional microphone.

As component (I), the distribution of the mean velocity components of the rail direction at the first car and a middle car is simulated precisely along the sleeper

direction in the low-noise wind tunnel. Aerodynamic noise generated by the bogie is estimated from the noise source distribution measured with the two-dimensional microphone array. The predicted noise generated from the lower part of the car (i.e. the total of the aerodynamic noise estimated through the proposed method and the rolling and machinery noise estimated in a previous study) is compared with the measurement data obtained near the track in the field test and validated.

As component (II), we discuss the result of evaluation experiments which is conducted to reveal the effect of reflection due to the ground and cavity wall and insulation loss due to the side cover along the acoustic path from the source inside the cavity and the observation point. In this experiment, gain factor and the acoustic path between the source and the observation point are measured based on the reciprocal theorem.

Finally, as components (III), the author proposes the method to predict the aerodynamic noise by using the transfer function between the integrated spatial distribution of SPL and the results that are obtained by an omnidirectional microphone. The aforementioned transfer function is calculated based on the bogie conditions that the side cover would be set and that the ground reflection effect would also be included. As a result, the transfer function is observed to change significantly in the lateral direction in low-frequency regions. The spatial trends of the transfer function is also confirmed using an evaluating experiment and it is observed that these trends are caused by the interference among the reflection waves from the ground, the cavity upper wall, and the side covers. The SPL of the aeroacoustic bogie noise of Shinkansen trains can be estimated using this transfer function and can be compared and validated with the results that are obtained from the field tests.

Keywords, Aeroacoustic noise, High-speed train, Wind tunnel test, Microphone array, Lower part noise, Acoustic numerical simulation

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 従来の研究	2
1.3 研究の目的	6
1.4 本論文の構成	6
第2章 新幹線台車部空力音評価のための風洞試験法	6
2.1 はじめに	6
2.2 風洞試験による車両下部流速分布調整法	8
2.2.1 風洞試験の概要	8
2.2.2 まくらぎ方向に対する台車部流入速度分布の調整法	15
2.2.3 まくらぎ方向に対する台車部流入速度分布の調整結果	18
2.3 風洞試験による台車部空力音推定手法	21
2.3.1 台車部空力音推定手法の概要	21
2.3.2 指向性積分音圧レベルの換算係数	23
2.3.3 音圧レベル分布の計算条件	24
2.3.4 マイクロホンアレイによる測定精度の改善	25
2.3.5 風洞試験による台車部空力音の推定結果	27
2.3.6 現地試験による新幹線車両下部音の推定	29
2.4 まとめ	31
第3章 新幹線台車部から放射される騒音の音響特性	31
3.1 はじめに	31
3.2 評価実験による音響特性測定試験	32
3.2.1 評価実験の概要	32
3.2.2 相反定理に基づく評価試験	35
3.3 評価実験結果	37
3.3.1 側カバーが音圧レベルの特性に与える影響（地面無）	37
3.3.2 側カバーが反射波に与える影響（地面無）	40
3.3.3 側カバーが音圧レベル特性に与える影響（地面有）	44

3.3.4 側カバーが反射波に与える影響（地面有）	46
3.4 まとめ	51
第4章 音場情報を反映した台車部空力音の推定法	51
4.1 はじめに	51
4.2 推定手順	52
4.3 数値計算による伝達関数の算出	59
4.4 伝達関数の空間分布特性	63
4.5 評価実験結果および現地試験測定結果による妥当性の検証	69
4.5.1 相反定理に基づく評価実験	69
4.5.2 現地試験測定結果との比較	81
4.6 まとめ	82
第5章 結論	82
5.1 本論文のまとめ	82
5.2 今後の課題	84
謝辞	86
参考文献	88
研究業績	96

目次

図 2.1	代表的な新幹線騒音の音源.....	7
図 2.2	開放型測定部に設置した車両模型およびマイクロホンアレイの模式図....	9
図 2.3	風洞試験での台車部模式図（断面図）	11
図 2.4	風洞試験における空力騒音測定時の台車部条件	11
図 2.5	風洞試験における車両下部台車流入箇所での流速測定点	13
図 2.6	2次元マイクロホンアレイでのマイクロホン配列	14
図 2.7	まくらぎ方向流速分布の調整法	16
図 2.8	自由せん断層内の台車部位置がまくらぎ方向の流速分布に与える影響..	19
図 2.9	調整部材の幅(W_1, W_2)がまくらぎ方向流速分布に与える影響	19
図 2.10	車両側からみたまくらぎ方向流速分布.....	20
図 2.11	軌道側方での騒音測定点.....	23
図 2.12	ビームフォーミング解析での台車部周りの計算格子	25
図 2.13	中間車両条件で得られる信号対雑音比の比較.....	26
図 2.14	解析領域が推定台車部空力音 $L_{est,F}$ に及ぼす影響.....	26
図 2.15	指向性積分音圧レベルから音圧レベルを算出する際の換算係数.....	27
図 2.16	流速分布模擬条件下における推定台車部空力音 $L_{est,F}$ (Case A)	28
図 2.17	台車部側カバーが推定台車部空力音 $L_{est,F}$ に与える影響.....	28
図 2.18	車両下部音の風洞試験結果ならびに現地試験結果との比較.	30
図 3.1	台車キャビティ内部のマイクロホンとスピーカーの位置関係	33
図 3.2	評価実験における台車部へのマイクロホン設置位置.....	34
図 3.3	地面が存在しない場合のゲイン特性 ($y_s = 0$ mm, 評価実験結果)	36
図 3.4	台車キャビティ内の音源から台車部側方に伝播する音波の経路	37
図 3.5	遠隔側カバー設置時(Case CF)のゲイン特性の y 方向依存性	39
図 3.6	インパルス応答の比較 ($y_s = 0$ mm. 側カバー無と遠隔側カバー有)	41
図 3.7	インパルス応答の比較 ($y_s = 0$ mm. 側カバー無と近接側カバー有)	42
図 3.8	インパルス応答の比較 ($y_s = 0$ mm. 側カバー無と両側カバー有)	43
図 3.9	地面が存在する場合のゲイン特性 ($y_s = 0$ mm, 評価実験結果)	45
図 3.10	Case AG におけるゲイン特性 ($y_s = 0$ mm, 計算値)	46

図 3.11	インパルス応答比較 ($y_s = 0$ mm, 側カバー無, 地面の影響)	47
図 3.12	インパルス応答比較 ($y_s = 0$ mm, 遠隔側カバー有, 地面の影響)	48
図 3.13	インパルス応答比較 ($y_s = 0$ mm, 近接側カバー有, 地面の影響)	49
図 3.14	インパルス応答比較 ($y_s = 0$ mm, 両側カバー条件での地面の有無) ...	50
図 4.1	仮想音源, 現地観測点および風洞試験でのマイクロホンアレイ位置	53
図 4.2	台車部空力音の推定手順における従来法と提案手法の比較.....	53
図 4.3	台車部周りの音場を考慮した提案手法のブロック図.....	55
図 4.4	台車部の計算モデル.....	60
図 4.5	マイクロホンアレイにおけるマイクロホンの配列	61
図 4.6	台車部キャビティ内における仮想音源の配置.....	61
図 4.7	x - y 平面における伝達関数 L_t^c , L_t^b の空間分布の解析領域	62
図 4.8	伝達関数 L_t^c の空間分布 (鉛直方向での平均化処理後).....	65
図 4.9	伝達関数 L_t^b の空間分布(鉛直方向での平均化処理後)	66
図 4.10	地面が無い条件下での伝達関数 L_t^c の空間分布	67
図 4.11	上部壁面を音響的に吸音条件とした場合の伝達関数 L_t^c の空間分布.....	67
図 4.12	地面および近接側カバーが存在する条件での伝達関数 L_t^c の空間分布 ...	67
図 4.13	各伝達関数の周波数特性	68
図 4.14	台車キャビティ内部のマイクロホン配列	70
図 4.15	評価実験により求められた音圧レベル特性	72
図 4.16	キャビティ周りの鏡像音源.....	74
図 4.17	インパルス応答測定結果 ($z_s = 41$ mm, 地面・両側カバー有)	76
図 4.18	鏡像音源の同定結果 ($y_s = 90$ mm, $z_s = 41$ mm)	78
図 4.19	仮想音源のインパルス応答測定結果 ($z_s = 41$ mm)	79
図 4.20	推定台車部空力音と現地試験で得られた車両下部音との比較	80

表目次

表 1.1	大型低騒音風洞 諸元表	3
表 2.1	車両下部における流速測定点	17
表 2.2	ビームフォーミング解析での解析条件	24
表 3.1	評価実験における実験条件(側カバーおよび地面の条件)	34
表 3.2	直接音とキャビティ上部壁面での反射音との干渉($y_s = 0$ mm).....	38
表 4.1	計算条件	60
表 4.2	台車部の側カバーおよび地面の条件	70
表 4.3	伝播距離 r_d とインパルス応答測定結果でのピーク位置との差	77

第1章 序論

1.1 研究の背景

新幹線から発生する騒音は沿線環境保全の観点からその低減対策が強く望まれている。特に国内では1975年に環境省（当時の環境庁）から告示された公害対策基本法に基づく騒音に係る環境上の条件のうち、新幹線鉄道騒音に係る基準について定められている[1]。一方、発生する騒音の大きさは新幹線車両の営業速度の向上に伴って増加するため、これまでの騒音低減策の開発の歴史は、主たる騒音源を把握し対策を講じた上で最高速度の引き上げを図るというサイクルを繰り返してきた。1960年代、新幹線の開業当初はパンタグラフから発生するスパーク音や車輪・レールから発生する転動音が主たる騒音源となっていた。その後、特高ケーブルの引き通しやレール削正、防音壁の設置により新幹線騒音の更なる低減が図られている。一方で、営業最高速度は開業時210 km/hであったのに対し現在では320 km/hにまで引き上げられている他、研究開発段階ではあるが将来的に360 km/hによる走行も検討されている[2]。森藤，長倉らの研究[3, 4]によれば，1990年時点における高架橋区間を走行する新幹線騒音は主として（1）パンタグラフ空力音，（2）先頭部空力音，（3）車両上部空力音，（4）構造物音，（5）車両下部から発生する騒音（以下，車両下部音）に整理することができる。このうち，（1）～（3）に示す騒音源は空力音に起因するものである。また，後述する通り（5）に示す車両下部音にも空力音の成分が含まれている。一般に空力音は車両部材のまわりで気流が乱されることにより発生し[5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15]，そのパワーが気流速度の6～8乗に比例する[5]。このため同じく列車走行速度の3乗に比例する転動音[16]や構造物音に比べて，空力音は特に高速域で顕在化する[17, 18, 19, 20, 21]。騒音の低減対策を効果的に行うためには，まず騒音の発生源ならびにその寄与を把握することが重要となる。

新幹線騒音の発生源として空力音に着目した例としてはルーバー，車間部，パンタグラフ等が挙げられる。空力音を低減するためには気流の乱れを極力起こさないことが必要となるため，形状を平滑化することが有効な対策となる。このため，その発生源や低減法に関する研究が数多くおこなわれている[22, 23, 24, 25, 26, 27]。例として，車間部からの空力騒音については，車両の側部および上部をホロで覆うことによる低減対策が開発され実際の営業車両に適用されている[22]。またパンタ

グラフも大きな空力音源であるが、これについても構造の平滑化や遮音板の搭載により騒音の低減に対する開発が続けられている[23, 24]。一方車両下部音に対する代表的な取り組みとしては、E5系新幹線に採用されている側カバー等が挙げられる[23]。これは台車部から発生した騒音を側カバーにより遮へいすることによる騒音低減効果を狙ったものである。

沿線での新幹線騒音は時間重み付け特性SのA特性音圧レベルの最大レベルで評価されるが、これまでの研究から新幹線沿線騒音の標準的な測定点である地上25m点での音源寄与度は、最新の新幹線が現状の営業速度よりも高速で走行する場合、防音壁が設置された区間において主に車両下部音の占める寄与が大きいことが示されている[20]。また最大レベルに対する(1)～(5)の音源の寄与について、10両以上の車両が連結されている編成では、車両先頭部や1編成中に搭載されている数が2基程度であるパンタグラフ空力音に比べて、車両下部音が大きくなると推定されている[20]。このため今後の新幹線騒音の低減に向けて、中間車両の車両下部音に対する対策が重要であると考えられる。

車両下部音の主たる音源である台車部騒音には転動音と空力音が混在している。また、空力音と転動音の寄与度は、前述した列車走行速度のみならず周波数にも大きく依存している。このため、新幹線の台車部騒音の低減対策を講じるためには、それぞれの寄与度の周波数依存性を明らかにする必要がある。

1.2 従来の研究

空力音を評価する手法としては、低騒音対策が施された風洞試験（以下、風洞試験）による実験的なアプローチと数値計算による方法が考えられる。このうち風洞試験は、従来空気力の評価のために用いられてきた風洞試験の設備に対して、風洞稼働音自体を抑制する対策を施し、測定対象となる空力音を精度よく抽出することのできる試験法であり[28, 29]、鉄道分野以外でも航空機の研究開発で盛んに活用されている[30]。また、鉄道総研が所有する大型低騒音風洞（以下、大型低騒音風洞）は、沿線環境問題としての空力音対策の重要性が社会的に高まる中[31]、鉄道の空力音問題を主として取り扱う施設として1996年に建設され、現在まで稼働を続けている[32, 33, 34, 35, 36]。大型低騒音風洞の緒元を表1.1に示す。騒音評価を行うため、測定部は全面が吸音楔で覆われている無響室となっており、送風機から発

表 1.1 大型低騒音風洞 諸元表

Item	Specifications	
Tunnel	Gettingen Type Single Return Wind Tunnel	
Test Sections	Open Type	Closed type
Width & Height	3.0mW x 2.5mH	5.0mW x 3.0mH
Length	8 m	20 m
Maximum Wind Velocity	400 km/h	300 km/h
Contraction Ratio	16:1	8:1
Uniformity of Wind Velocity	Under±0.7% at 324km/h(90m/s)	Under±0.4% at 288km/h(80m/s)
Turbulence Intensity	Under 0.2% at 360km/h(100m/s)	Under 0.2% at 198km/h(55m/s)
Background Noise Level	75db(A) at 300km/h(83.3m/s)	-----
Overall Dimensions	Length : 94m, Width : 42m, Height : 10m, Total Path Length : 288m	
Fan	Diameter : 5m, Blades : Moving Blades12, Stator Blades 17, Rotation : 590rpm(maximum), Tracion Motor : 7MW, Three Phase Inducion Motor	

生ずる騒音の影響を低減するため、送風機から測定室までの風路には吸音ポワセルやサイレンサが設置されている。風洞の騒音評価を行う上での性能を表す暗騒音レベル（供試体を設置しない状態での風洞稼働音）は、300 km/hの送風条件下で75 dBである。また、現時点での新幹線の営業最高速度を上回る時速400 kmの送風が可能であること、ノズル吹出部の断面積が3 m×2.5 mであり、大型の供試体を設置することができるなどの特徴を持つ[37]。よって台車部空力音を評価するうえでも、このような低騒音風洞を活用することが有効と考えられる。ここで、空力音は流れ場と密接に関連することから、台車部空力音を評価するにあたっては、対象とする台車部への流入条件を正確に模擬する必要がある。ただし、新幹線は最大16両に及ぶ車両から構成されており、編成中のどの領域に存在する台車部空力音を検討対象とするかによって、模擬すべき流入条件が異なる。また特に中間車両の台車部においては、新幹線車両の走行時に発生する車両下部と地面との相対運動により複雑な流れ場となっていることが予想される。このように台車部空力音を風洞試験で評価する際には、実際の流れ場を精度よく模擬する必要がある。

新幹線車両下部の流速分布については、井門、岩崎、宇田らにより実際に走行する新幹線車両下部の流れ場が明らかにされている[38, 39, 40]。この測定では、軌道上のまくらぎ方向にレール方向成分を検出できる流速計を離散的に配置し、列車通過時の流速を測定することで、車両下部における流速のレール方向成分についてのまくらぎ方向分布が取得されている。この結果、先頭車両の台車部と中間車両の台車部では、まくらぎ方向に対する流速分布の特性が大きく異なることが明らかにされている。よって風洞試験で台車部における流れ場を模擬する際には、これらの流速分布特性をそれぞれ模擬する必要がある。

一方風洞試験により空力騒音を評価するうえで指向性收音装置は有効な技術として広く活用されている。ここで指向性收音装置とは、音波の位相情報を操作し、特定の方向、あるいは特定の地点から到来する音波を効率的に收音する装置である。風洞試験で活用される代表的な收音装置として、反射板式收音装置ならびに本研究で主として用いるマイクロホンアレイが挙げられる。このうち楕円体型反射板式收音装置は、楕円体の持つ2つの焦点のうち1点にマイクロホンを設置することで、もう一方の焦点から放射された音波が反射板内壁で反射しマイクロホンに集約されることを利用した装置である[41]。風洞試験のように音源とマイクロホンとの距離

が比較的近い場合には、無限遠方に焦点を持つ従来のパラボラ型反射板式收音装置に比べ、より高い周波数まで精度良く收音することが可能となる。ただし、反射板式收音装置で一度に測定できるのは一部の活用例を除き1点のみとなる。このため空間的な音源分布を取得する場合には、測定対象となる物体まわりにその都度焦点を合わせて収録を行う必要があり、測定時間が長大化するという問題がある。これに対しマイクロホンアレイは、空間上に複数のマイクロホンを配列し、任意に設定した照準点と各マイクロホン間の位置関係等から受信信号の位相差を処理することにより、音波の到来方向を推定する技術である[42, 43, 44, 45, 46, 47, 47, 48]。全マイクロホンで得られた音圧の時系列情報を記録することにより、ポスト処理で任意の照準点を設定することが可能となるため、比較的短い測定時間で音源の空間的な音圧レベル分布が取得できる。マイクロホンアレイの指向特性に求められる条件としては、空間分解能が高いことおよびサイドローブの影響が小さいことが挙げられる。音波の到来方向を推定できる範囲はマイクロホンの展開範囲に依存し、二次元的あるいは三次元的な解析平面上で音圧レベルを得るためには、それぞれ解析平面と平行な二次元平面内あるいは三次元平面内にマイクロホンを配列する必要がある[44, 49, 50, 51, 52]。二次元平面でのマイクロホンアレイの配列形状としては、1次元のマイクロホンアレイを交差させたX型やT型が用いられていたが、近年ではサイドローブの影響を低減するため螺旋型あるいはホイール型の配列が主流となっている。大型低騒音風洞でも、近年ブリュエルケアー社製のマイクロホンアレイを活用している。マイクロホンアレイに対する要求事項のうち、空間分解能はマイクロホンの展開範囲が広いほど向上する一方で、マイクロホンアレイによる解析上限周波数はマイクロホン間隔が狭いほど高くなる。つまり、一定数のマイクロホンを活用する場合、これらの要求は相反するものとなるため、要求される空間分解能と解析周波数範囲に応じたマイクロホンの配列が必要となる。近年では、収録システムのデータ保存容量や上限サンプリング周波数の性能が向上したことにより、総計で100以上のマイクロホンを使用したシステムが活用されている[53]。また風洞試験においてマイクロホンアレイを活用した研究は、これまで測定方法の開発[54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62]から航空機開発[63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72]に至るまで盛んにおこなわれている。さらに風洞試験を活用した鉄道車両の台車部空力音の測定例としては、鏡像法を用いた風洞試験が報告されている[73]。

1.3 研究の目的

本論文では、まず風洞試験において実際に発生している空力音を模擬するにあたって、特に騒音の推定精度に大きな影響を与える流入条件を現車の状況とあわせるため、台車部流入箇所での流れ場を模擬する手法を提案する。さらに騒音測定精度をより向上させ定量的評価を可能とするために、代表的な指向性マイクロホンであるマイクロホンアレイを活用した台車部空力音の評価法の開発を行う。次に、台車部から発生する騒音は地面や車両下部の台車装置を格納する空間（以下、キャビティ）による反射や遮への影響を受けることから、この影響を調べるために台車部周りの音場について相反定理に基づく評価実験を行う。最後に、これらの音場情報と風洞試験による台車部空力音の評価法との関連性について明らかとするため、ビームフォーミング解析により得られた台車部周りの指向性音圧レベルに対し、音場情報を反映した伝達関数を適用した台車部空力音の評価法を提案する。

1.4 本論文の構成

本論文の構成を以下に述べる。本論文は5章から構成される。2章では新幹線の台車部空力音を定量的に評価するための手法として、風洞試験でマイクロホンアレイを活用した台車部空力音の評価法について述べる。3章では台車部から発生する騒音が沿線での観測点に伝播する過程で受ける地面反射や台車部側カバーによる遮への影響について、評価実験により得られた知見について述べる。4章ではマイクロホンアレイのビームフォーミング処理に適用する伝達関数について、音場情報を反映した伝達関数を数値計算により算出し、これを用いた台車部空力音の推定手法について述べる。最後に5章で本論文の結論と今後の課題について述べる。

第2章 新幹線台車部空力音評価のための風洞試験法

2.1 はじめに

1章で述べたとおり、新幹線騒音は主として(1)パンタグラフ空力音、(2)先頭部空力音、(3)車両上部空力音、(4)構造物音、(5)車両下部から発生する騒音（以下、車両下部音）から構成されている（図2.1）[21]。また、車両下部音の代表的な発生要因としては転動音、空力音が挙げられる。このうち転動音については、レ

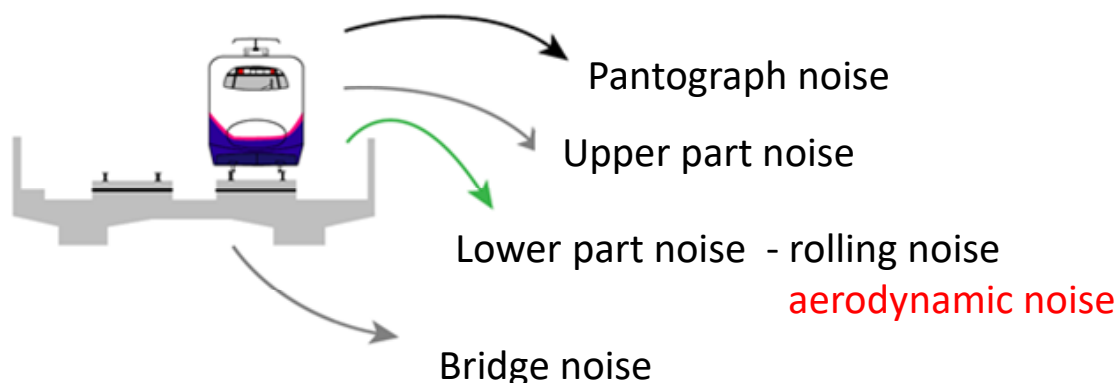


図 2.1 代表的な新幹線騒音の音源

ールおよび車輪等の振動に基づく理論的考察により定量的な推定結果が報告されている[74]. 一方空力音の発生個所については, 台車部や車両間間隙部下部が考えられる. 特に台車部のキャビティ内には複雑な形状の機器が格納されており, 流れの乱れを誘起する不整部が多く存在するため, 車両下部音の主たる騒音源の一つと考えられる. 輸送機器のキャビティ構造は新幹線のみならず航空機の主脚格納部等にも見られるものであり, そこから発生する空力音の問題については古くから工学的関心も高くその理論的研究が行われている[75]. また台車部空力音の評価を目的とした研究例として, 風洞試験ならびに数値シミュレーションによる方法が報告されている[76, 77]. しかし従来研究においては, 車両と地面との間の相対運動の影響を強く受ける台車部周りの流れ場に関して不明な点が多いこと, また台車に取り付けられた車輪や主電動機等複雑な形状の装置が台車部空力音に与える影響について詳細な知見が得られていないことから, 未だ台車部空力音の定量的な推定は行われていない.

台車部空力音の発生は台車部に流入する平均流速や乱れ度と密接に関連する. このうち平均流速については, 実際に走行する新幹線のスラブ軌道上に流速計をまくらぎ方向に配置し車両通過時の速度を測定することで, レール方向の平均流速成分のまくらぎ方向分布が明らかにされている[39, 40]. これによれば, 先頭車両の後位台車(以下, 先頭車)および概ね3両目以降の台車部(以下, 中間車)においては, 台車部流入箇所における車両中心から車両側方に至るまでのまくらぎ方向分布

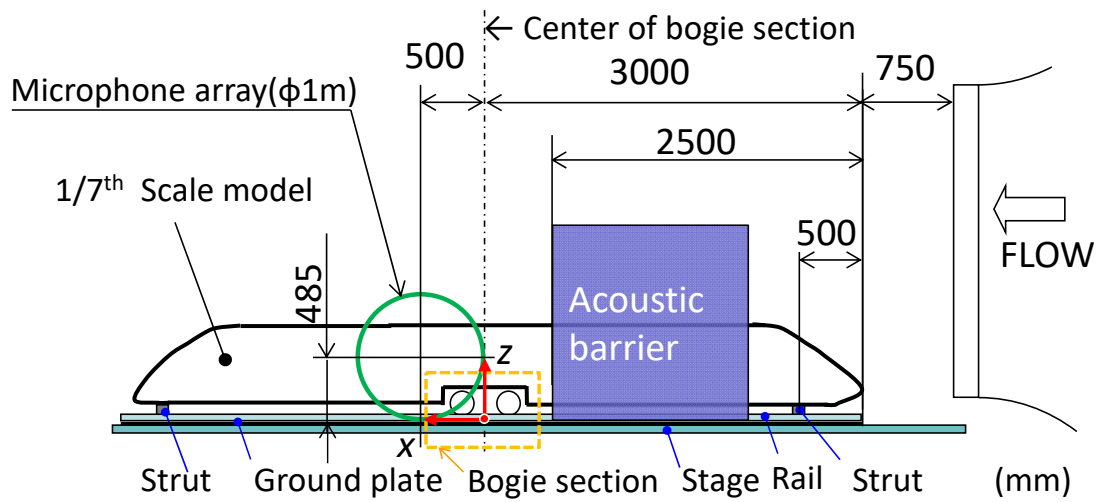
が先頭車と比較して定量的に異なること、中間車ではまくらぎ方向に対する車両中心付近における車両側からみた車両床下流速が、レール頭頂面高さ付近で列車走行速度の半分程度に減速していることが示されている。一方、これまで風洞試験において台車部空力音を評価する際には、このような編成中の位置で異なる車両下部の流速分布について正確な模擬が行われておらず、台車部空力音の測定結果に与える影響も明らかにされていない。よって台車部空力音の定量的な評価を行うにあたっては、まず現地試験で得られた車両下部の流速分布を風洞試験で正確に模擬する手法を見出すことが重要である。

そこで本研究では、まず新幹線の台車部空力音を評価するための手法として、第一段階として先頭車ならびに中間車の台車部流入箇所における平均流速のまくらぎ方向分布を風洞試験で模擬する手法について検討を行う。次に、騒音測定精度を向上させるために二次元マイクロホンアレイを活用し、台車部空力音を定量的に推定する手法を提案する。さらに本推定手法の妥当性を検証するため、風洞試験による推定結果と現地での試験結果との比較を行う。

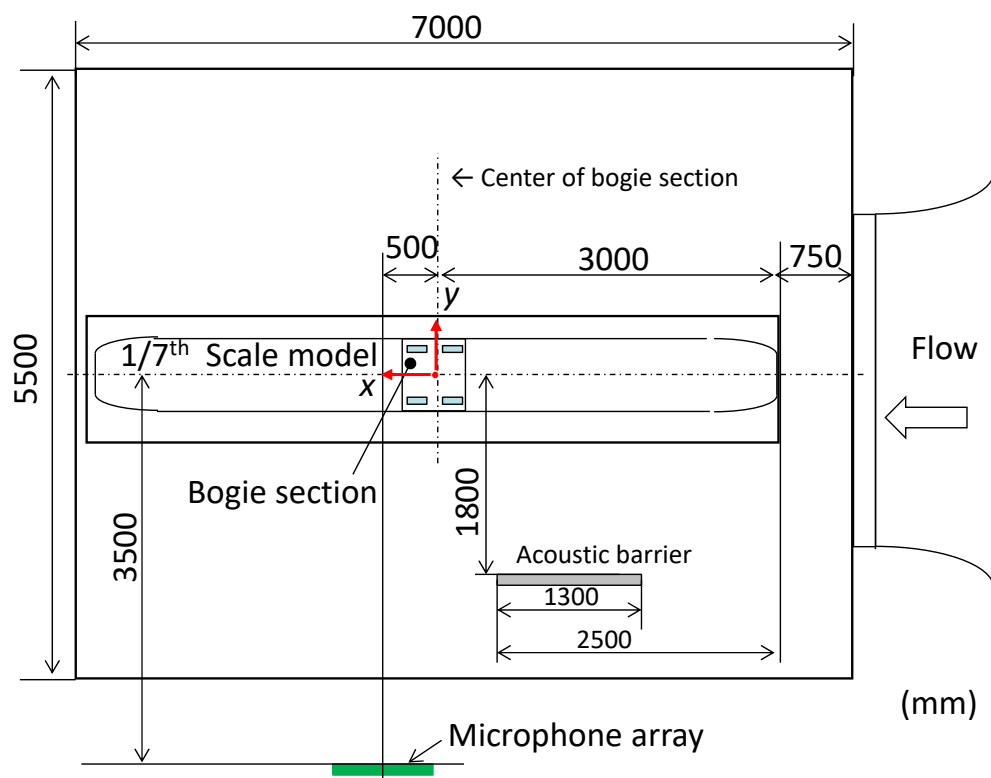
2.2 風洞試験による車両下部流速分布調整法

2.2.1 風洞試験の概要

台車部流入箇所における流速分布の模擬、ならびに台車部空力音の測定を目的とした風洞試験を、公益財団法人鉄道総合技術研究所が所有する大型低騒音風洞で実施した。風洞試験での供試体および測定装置の設置状況を図 2.2 に示す。 x 、 z 軸はそれぞれ主流方向および鉛直上方向、 y 軸はこれらに直交する向きとする。 x 、 y 、 z の各座標系の原点はそれぞれ台車部中心、ノズル中心および地面板表面高さである。車両模型は、ステージ (x 方向長さ 7000 mm, y 方向幅 5500 mm) の上に設置されたアルミ製地面板 (x 方向長さ 5300 mm, y 方向幅 1100 mm, 厚さ 15 mm) に支持脚を介して設置されている。これらのステージ、地面板、車両模型およびノズルの y 方向中心は同一線上に位置する。車両模型は現車スケールの 1/7 縮尺であり、先頭側から 1 + 0.5 両の計 1.5 両編成で構成されており、本試験においては車両模型中央付近に模擬した台車部を測定対象とする。なお今回の風洞試験では台車部空力音が測定対象であるため、上流側および下流側車両模型の車間部の全周を覆った状態とした。車両模型の先端部はノズル吹き出し口から 750 mm 下流となるように設置



(a) 側面図



(b) 平面図

図 2.2 開放型測定部に設置した車両模型およびマイクロホンアレイの模式図

した．この場合の測定対象台車部中心のノズル端部からの x 方向距離は 3750 mm となる．また，車両模型の支持脚は，車両模型の先頭側および後尾側端部からそれぞれ 500 mm の位置に設置する．また台車部側方に設置するマイクロホンアレイに対して車両模型先頭部や支持脚から発生する騒音の影響を小さくするため，車体先頭部付近の側方に遮音板を設置した．

風洞試験では，図 2.3 に示す通り実際の台車形状を精密に模擬した台車装置を使用した．またその設置位置は，車両下部に設けた x 方向長さが 571.4 mm（現車スケール 4000 mm）， y 方向幅がキャビティ上部壁面で 476 mm（現車スケール 3332 mm），車体底面で 400 mm（現車スケール 2800 mm）， z 方向高さが 114 mm（現車スケール 798 mm）のキャビティ内に格納されている．風洞試験で検討した台車条件を図 2.4(a)～図 2.4(d)に示す．条件 A～C はいずれも台車装置を搭載した条件で，側カバーの形状をフルカバー，ハーフカバー，カバー無としたものである．特に条件 A は，近年の新幹線車両で採用されている低騒音化対策として，台車装置の両側が車体下面高さまで側カバーで覆われた状態となっている[20, 78]．条件 D は台車装置を取り外したうえでキャビティの側方および底部を完全に覆った条件であり，この条件を騒音測定時の暗騒音条件とする．なお台車装置模型には図 2.3 に示す通り 4 箇所の軸箱部に脱線防止用ガイドを模擬した突起が取り付けられている[79]．

台車部流入箇所におけるまくらぎ方向流速分布を測定するため，図 2.5 に示す通り車両模型下部に総圧管をまくらぎ方向に配置した．なお，本報告で記載する流速値の結果はいずれも平均流速のレール方向成分を指すこととする．総圧管の孔口的位置は $x = -476$ mm（現車スケールで台車部キャビティ中心から 3332 mm 上流側）に位置している．また車体模型下部の $x = -393$ mm， $y = 80$ mm の位置に静圧孔を設けた．送風条件下における総圧孔ならびに静圧孔からの圧力を多点圧力計（PSI 社製 ESP-32HD, レンジ ± 6.89 kPa）で計測した．この際のサンプリング周波数は 9.77 Hz，データ点数は(150 点 \times 64 回平均)である．これらの圧力値により式 (1) に従い無次元流速 u_j (j は図 2.5(b)に示すセンサ番号) を算出した．

$$u_j = \sqrt{2(p_j - p_0) / \rho} / U_\infty \quad (1)$$

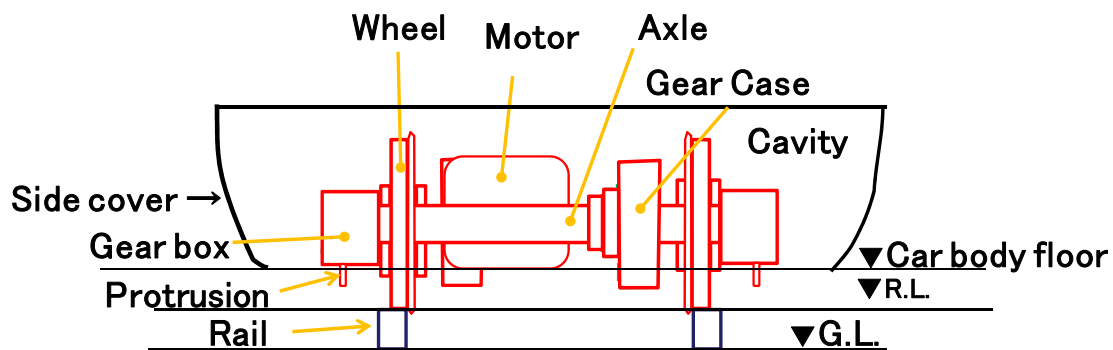
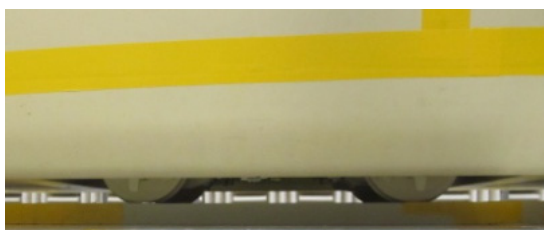
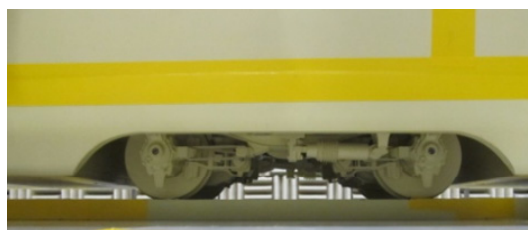


図 2.3 風洞試験での台車部模式図（断面図）



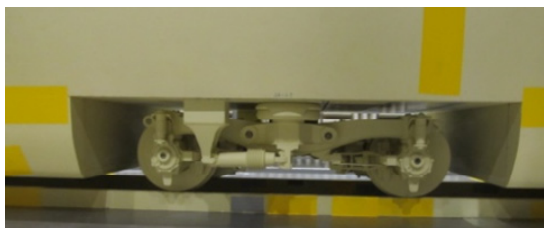
(a) 台車部条件 A

Bogie with full side covers



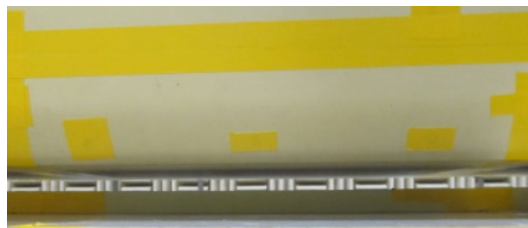
(b) 台車部条件 B

Bogie with half side covers



(c) 台車部条件 C

Bogie without side covers

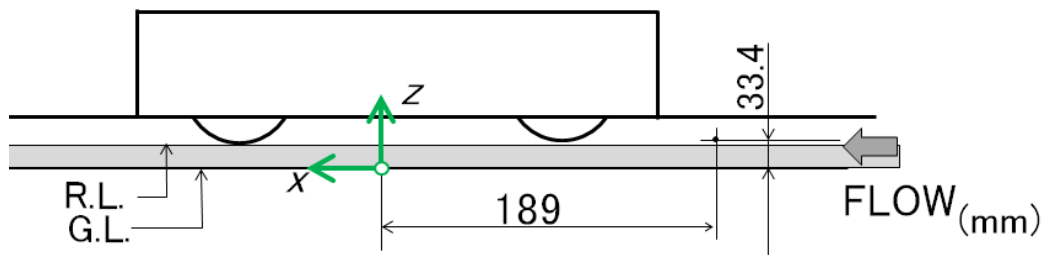


(d) 台車部条件 D

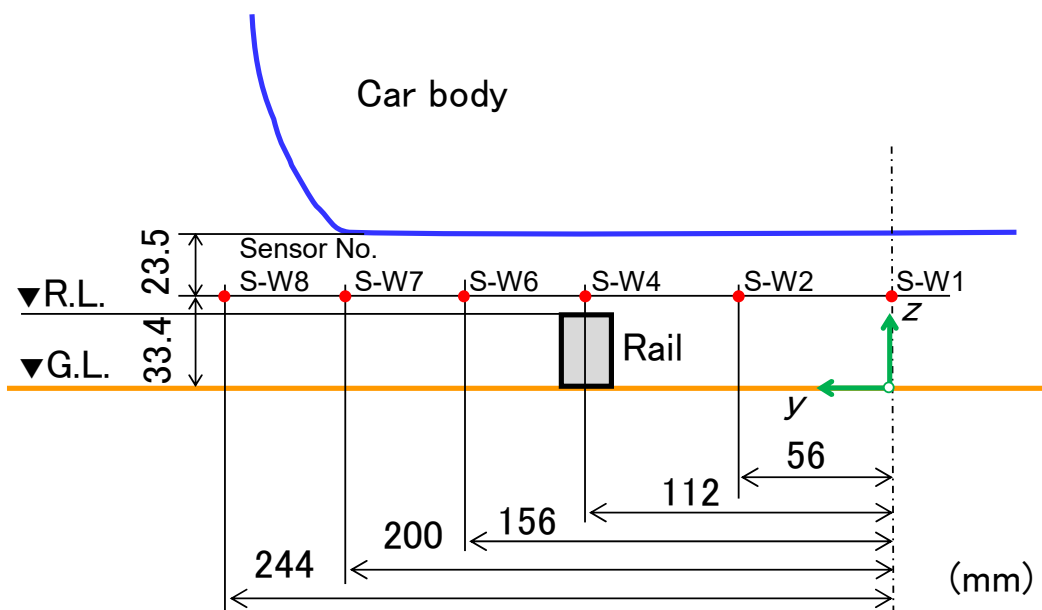
Flat condition

図 2.4 風洞試験における空力騒音測定時の台車部条件

ここで p_j , p_0 はそれぞれ各総圧孔および静圧孔で得られた圧力, ρ は空気密度である. また U_∞ はノズル吐出部に設置したピトー管による流速値であり, 本試験では新幹線の営業最大速度から $U_\infty = 320 \text{ km/h}$ とした. なお本報告では全ての流速値は車両側から見た場合の値を示す. 台車部空力音の測定に用いたマイクロホンアレイは, 図 2.6 に示す通り直径 1 m の範囲内に 66 本のマイクロホンがホイール状に配置されており, 現車スケールで 2 kHz 帯までの音圧レベル分布の計測が可能である. マイクロホンアレイはその中心座標が $x = 500 \text{ mm}$, $y = 3500 \text{ mm}$, $z = 485 \text{ mm}$ となるように設置した. なお図中の a~e は, 後述するマイクロホンアレイと無指向性マイクロホンとの信号対雑音比を検討する際に参照したマイクロホンである.



(a) 側面図



(b) 平面図

図 2.5 風洞試験における車両下部台車流入箇所での流速測定点

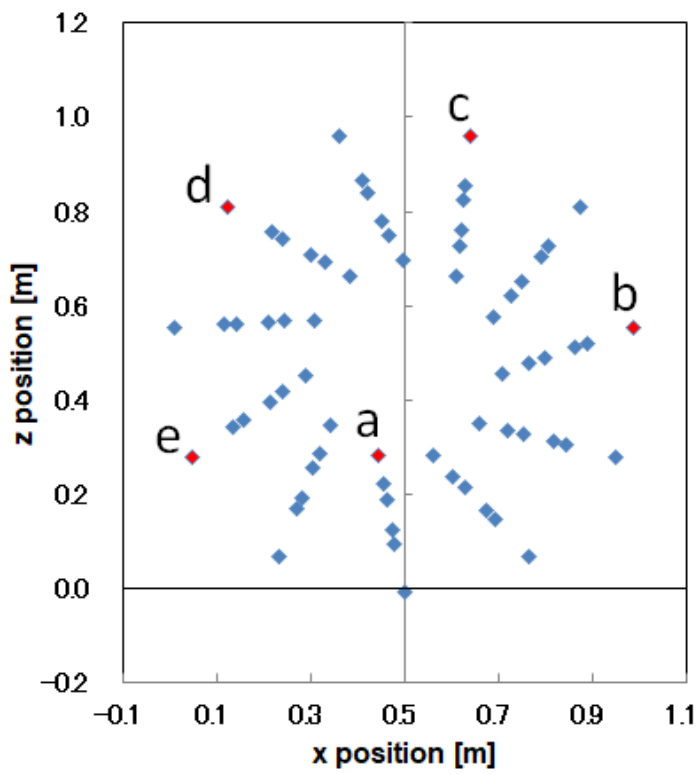


図 2.6 2次元マイクロホンアレイでのマイクロホン配列
(a~eは、図に示す S/N の評価マイクロホン位置)

2.2.2 まくらぎ方向に対する台車部流入速度分布の調整法

本研究の目的が台車部空力音の騒音測定であることから、風洞試験における台車部流入箇所での流速を調整する際は、流速調整機構自体により暗騒音レベルを増大させないように留意する必要がある。以下に、本研究で提案する2種類の流速分布調整法を示す。

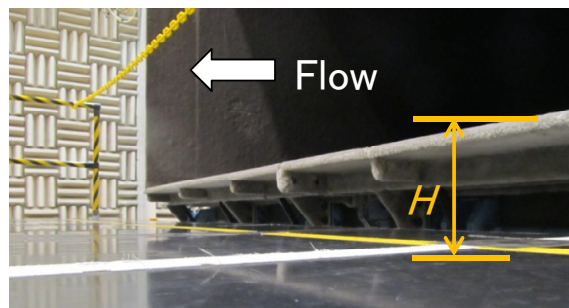
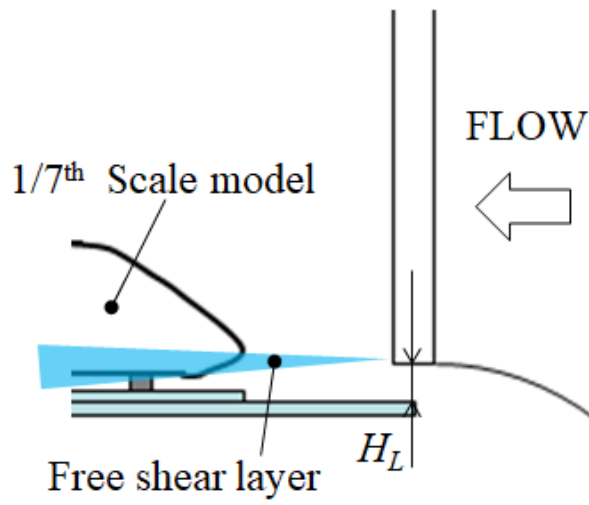
・流速分布調整法1 ノズル周りの自由せん断層を活用する方法

開放型測定部においては、図2.7(a)に示す通りノズル周りに自由せん断層が存在しており、主流内部から外部に至るまでの領域で速度勾配が生じる。本手法ではこの速度勾配領域に着目し、ノズル底面とステージとの z 方向間隔 H_L （寸法は模型スケールで記載）を変化させることにより、自由せん断層内における台車部流入箇所の位置を調整する。

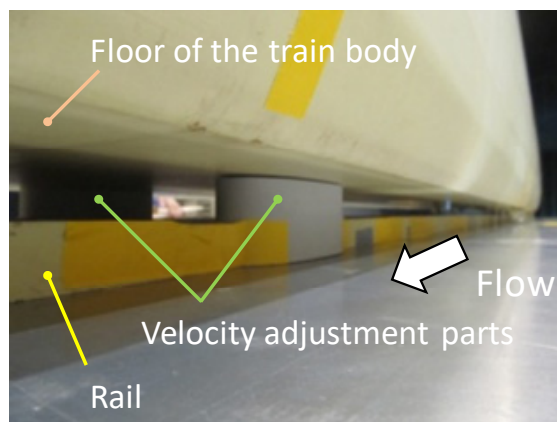
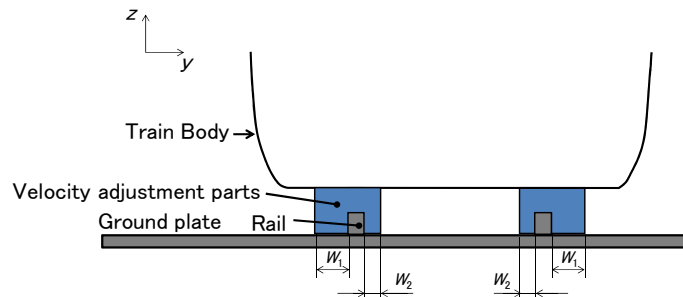
・流速分布調整法2：車両下部に部材を設置する方法

図2.7(b)に示す通り、柱状の部材を台車部の上流域における車両下部に取り付け、部材の幅 W_1 、 W_2 を20 mmおよび40 mmに変化させることで部材の後流域に生じる速度欠損領域を調整する。なお、ノズル底面とステージとの間隔は $H_L = 0$ mmとする。

現地試験結果との比較を行うため、文献[40]で示された現地測定データに基づき、スラブ軌道上でまくらぎ方向に設置した熱線流速計により車両通過時の平均流速（レール方向速度成分）を測定した結果を参照した。現地試験での流速測定点座標を、風洞試験での流速測定点の対応と合わせて表2.1に示す。現地試験結果で解析対象とした列車は、車体長約25m、車体幅約3.4 mの車両が10両編成で運行されている車両（以下A系車両）である。以下、1両目の前位台車後端から後位台車前段までの車体下部通過時における無次元化平均流速を先頭車流速分布、同じく5両目の同一区間における無次元化平均流速を中間車流速分布とする。解析列車本数は11本、列車速度は270～317 km/hである。



(a) 自由せん断層を活用した流速調整法 1



(b) レール部に取り付けた円柱部材を用いた流速調整法 2
 図 2.7 まくらぎ方向流速分布の調整法

表 2.1 車両下部における流速測定点

Field test		Wind tunnel test	
Sensor No.	Sensor positions (mm) * *Full scale		Sensor positions y (mm) * * Full scale
	Lateral position	Vertical position	
S-F1	-2.5	185	234
S-F2	380.5		
S-F3	584.5		
S-F4			
S-F5	909.5		
S-F6	1093.5		
S-F7	1402.5		
S-F8	1710.5		
S-W1	0	234	234
S-W2	392(56)		
S-W3			
S-W4	784 (112)		
S-W5			
S-W6	1092 (156)		
S-W7	1400 (200)		
S-W8	1708(244)		

2.2.3 まくらぎ方向に対する台車部流入速度分布の調整結果

流速分布調整法 1 によりノズル下面とステージとの鉛直方向間隔 H_L を変化させた場合の流速分布を図 2.8 に示す。 H_L を 145～205 mm の範囲で変化させることにより $y = 0$ mm における無次元平均流速を 0.5～0.7 に調整することが可能である。 また $H_L > 175$ mm の範囲では車両中心から車両端部方向に離れるにつれて概ね流速が単調に増加する傾向を示す。 次に流速分布調整法 2 により、部材の幅 W_1 , W_2 を変化させた場合の平均流速分布を図 2.9 に示す。部材を設置しない条件では、車両中心付近および車両端部に比べてレール位置付近で平均流速が低減し、まくらぎ方向に対して凹型の分布を示す。これに対し $W_1 = 20$ mm, $W_2 = 40$ mm および $W_1 = W_2 = 20$ mm の条件では車両中心からレール間での平均流速が低減する。これは、車両中心付近では拡幅部材の後流域で速度が低減する一方で、レールから車両端部にかけては車両の周りを流れる一様流が下部に流れ込むことによる影響を受けているためと考えられる。

これらの方法を用いて現地試験で得られた流速分布の模擬を行う。先頭車流速分布と中間車流速分布をそれぞれ風洞試験で流速調整法 2 および流速調整法 1 で模擬した結果をそれぞれ図 2.10(a), (b) に示す。ここで現地試験結果については、平均値、平均値 $\pm \sigma$ および平均値 $\pm 2\sigma$ の値を併記する。まず現地試験結果における先頭車と中間車の流速分布を比較すると、先頭車では車両中心から車両端部に至るまでに一度レール位置付近で流速が低減しており、全体的には凹型の分布を示す。これに対し中間車ではまくらぎ方向に対して車両端部に向かい単調に平均流速が増加する傾向を示す。また先頭車と比べて中間車では無次元平均流速は車両中心付近で約 0.3、車両端部付近で約 0.1 小さくなる。次に現地試験での先頭車流速分布と流速調整法 2 による調整結果の比較を図 2.10(a) に示す。まくらぎ方向に対する凹型形状の流速分布特性については調整部材無あるいは $W_1 = W_2 = 20$ mm とした場合の特性と近い傾向を示す。一方中間車については、図 2.10(b) に示す通り風洞試験における車両先端部から当該台車部までのレール方向距離が現車よりも短いためさらに流速を低減させる必要があり、流速分布調整法 1 で $H_L = 175$ mm とすることで現地試験結果を模擬できることが確認できる。以上の結果を踏まえ、次節の台車部空力音の推定に際しては、先頭車については流速分布調整法 2 で $W_1 = W_2 = 20$ mm、中間車については流速分布調整法 1 での $H_L = 175$ mm とした流れ場の条件で評価す

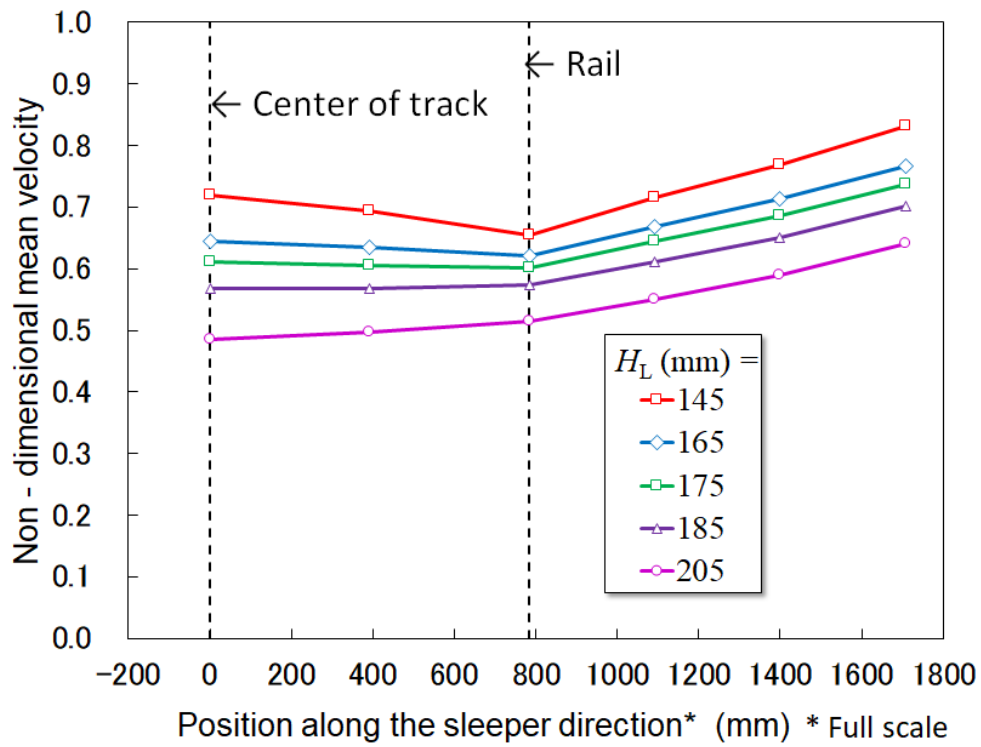


図 2.8 自由せん断層内の台車部位置がまくらぎ方向の流速分布に与える影響

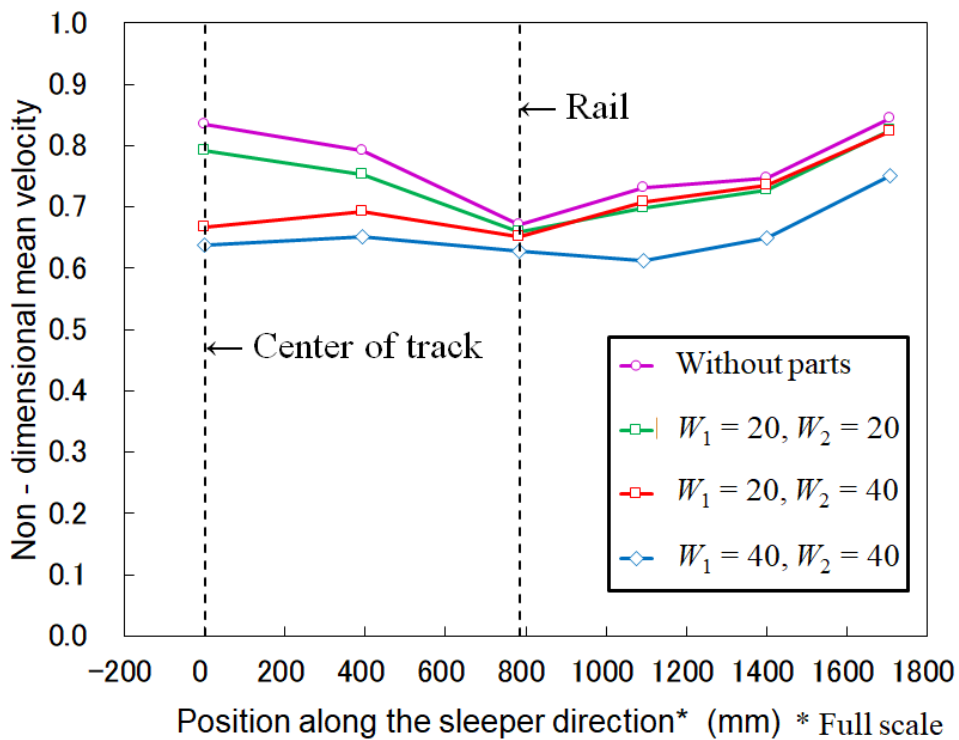
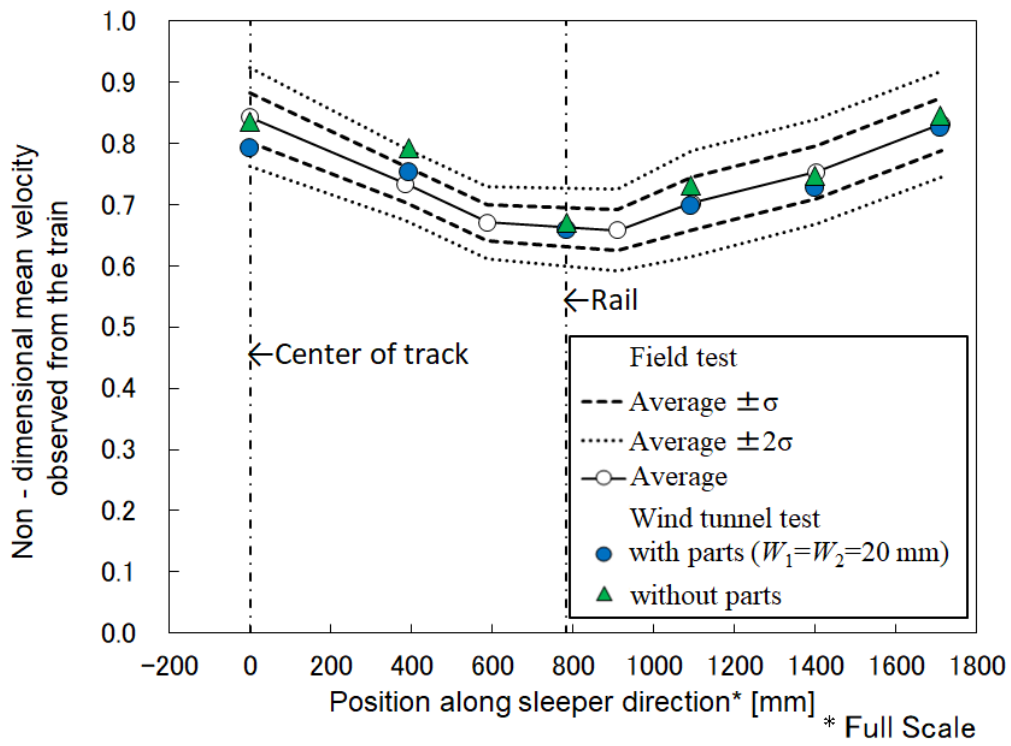
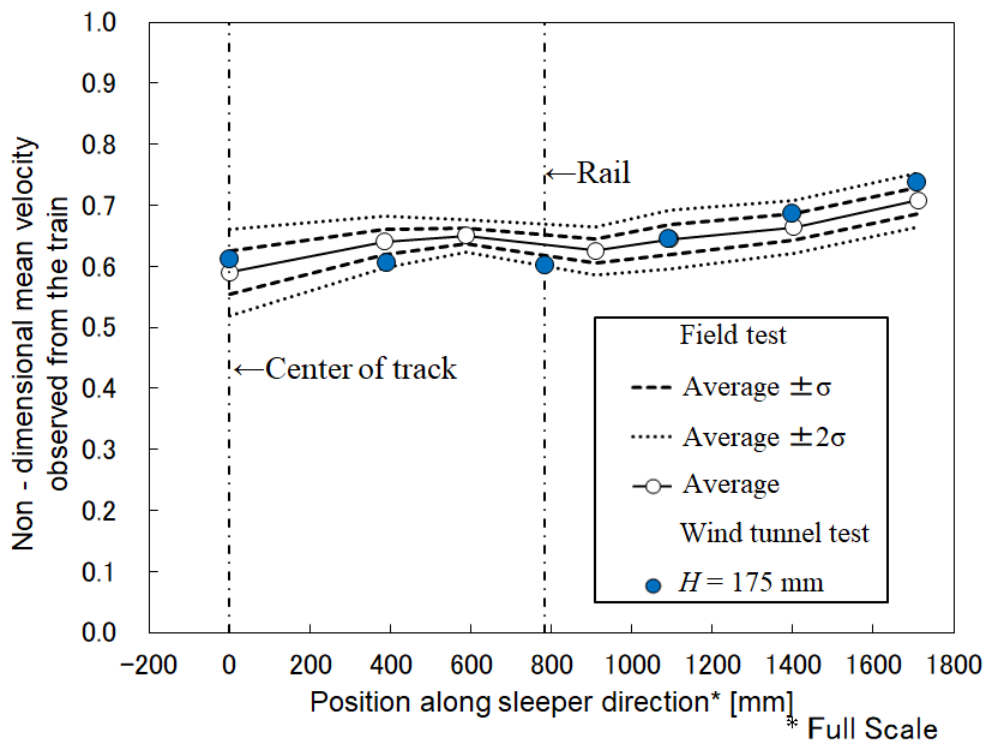


図 2.9 調整部材の幅(W_1, W_2)がまくらぎ方向流速分布に与える影響



(a) 先頭車(流速調整法 2)



(b) 中間車(流速調整法 1)

図 2.10 車両側からみたまくらぎ方向流速分布

る。

2.3 風洞試験による台車部空力音推定手法

2.3.1 台車部空力音推定手法の概要

本節では風洞試験で台車部空力音を推定するために、マイクロホンアレイにより測定した音圧レベル分布に基づく騒音レベル算出法について述べる。

(1)Delay and Sum 法に基づくビームフォーミング法による解析を行う。この際 m 番目のマイクロホンでの受信音圧の複素フーリエスペクトルを $s_m^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m)$ とし、台車部の周りでマイクロホンアレイによる音圧レベル分布 $L_d^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)$ を式 (2), (3) により求める[43, 80].

$$s_m^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m, \mathbf{x}_f) = \frac{1}{M} s_m^{B'}(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m) e^{ik_m^F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m)} r_m^F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m) / r_y \quad (2)$$

$$L_d^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f) = 10 \log_{10} \left\{ \left[\sum_{m \neq m'} s_m^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m, \mathbf{x}_f) \{s_{m'}^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_{m'}, \mathbf{x}_f)\}^* \right] \right\} \quad (3)$$

ここで k は波数, M はマイクロホンの総数, r_m^F は照準点から各マイクロホン位置までの直線距離であり, 地面や車両が存在しない自由空間での音波の伝播距離に相当する。また $*$ は複素共役を表す。 $\mathbf{x}_f = (x_f, z_f)$ は後述するビームフォーミングの解析格子点上の照準点座標, f は現車スケールに換算した 1/3 オクターブバンド周波数である。 r_y はマイクロホンアレイから解析平面までの y 軸方向距離, $*$ は複素共役を示す。なお(2)式中の $[\]$ はアンサンブル平均を表し, 対角項に相当する同一マイクロホン ($m = m'$) の成分を除くことで, 風洞測定部における風切り音のような各マイクロホン間で無相関な雑音成分の低減を図っている。

(2)台車部周りに設定した領域 R 内での指向性積分音圧レベル $L_d^B(f, \mathbf{x}_s)$ を式 (4), (5) により算出する。

$$L_d^{B'}(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f) = 10 \log_{10} \left(10^{L_d^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)/10} - 10^{L_d^{BGN}(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)/10} \right) \quad (4)$$

$$L_i^B(f, \mathbf{x}_s) = 10 \log_{10} \left(\sum_{\mathbf{x}_f \in R} 10^{L_d^{B_i}(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)/10} \right) \quad (5)$$

ここで L_d^{BGN} は暗騒音条件（台車部を完全平滑とした条件）で式（3）と同様に算出された指向性音圧レベルである。

(3)空力音の評価対象とする台車条件について、式（6）、（7）に基づき指向性積分音圧レベルと換算係数との差により風洞試験で得られる台車部空力音の推定音圧レベル $L_{est,W}$ を算出する。

$$L_{est,W}(f_{oct}) = 10 \log_{10}(10^\alpha - 10^\beta) \quad (6)$$

$$\alpha = \{L_i^B(f_{oct}) - C(f_{oct}) + A_w(f_{oct})\}/10, \quad \beta = \{L_i^{BGN}(f_{oct}) - C(f_{oct}) + A_w(f_{oct})\}/10 \quad (7)$$

ここで L_i の上添え字 **B** は図 2.4(a)～(c)に示す各台車条件、**BGN** は図 2.4(d)に示す条件 **D** での平滑条件で得られた指向性積分音圧レベルを示す。また A_w は周波数重み付け特性 **A**, f_{oct} は 1/3 オクターブバンド中心周波数である。 $C(f_{oct})$ は指向性積分音圧レベルから風洞測定部での評価点における音圧レベルを算出する際の換算係数である。マイクロホンアレイの指向特性に依存する換算係数を算出する際の条件については 2.3.2 項に後述する。

(4)風洞試験による台車部空力音の推定値 $L_{est,W}$ を現地試験で測定される音圧レベルに換算する。現地試験における車両下部音の代表的な測定点であるレール近傍測定点 M_F ならびに、本風洞試験における台車部空力音の測定点との位置関係を図 2.11 に示す。風洞試験では 1/7 縮尺模型から放射される空力音を $y = 3500 \text{ mm}$ の位置でマイクロホンアレイによって測定しているため、その地点で計測された音圧レベルは現車スケールで軌道中心から 24.5 m 側方に離れた位置での値に相当する。そこで、音源を点音源と仮定すると測定点 N における音圧レベル $L_{est,F}$ を式（8）により推定できる。

$$L_{est,F}(f_{oct}) = L_{est,W}(f_{oct}) + 20 \log_{10}(\alpha r_0/r_s) + 10 \log_{10}(n_b) = L_{est,W}(f_{oct}) + 22 \quad (8)$$

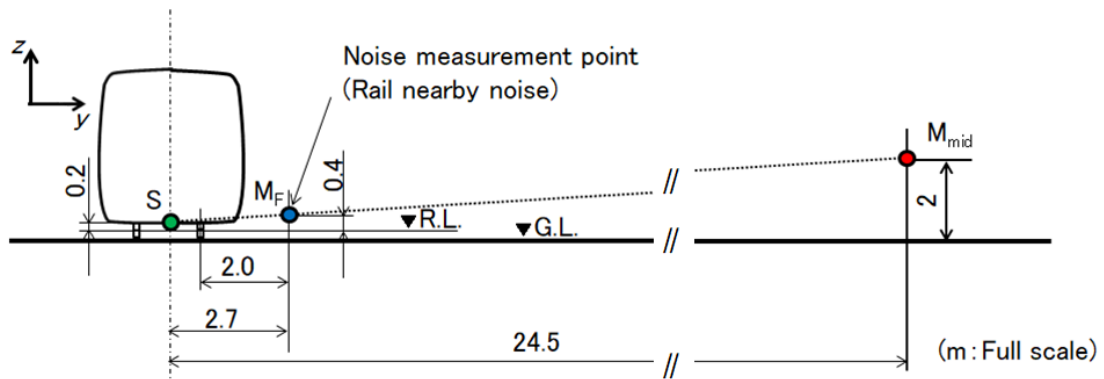


図 2.11 軌道側方での騒音測定点

ここで $1/\alpha$ は模型スケールの縮尺比, n_b は編成車両の 1 車間部付近に搭載されている台車の数であり, 本報告では $\alpha = 7$, $n_b = 2$ となる. また r_s は現車スケールにおける車両中心からレール近傍測定点までの y 方向距離 (2.72 m) である.

2.3.2 指向性積分音圧レベルの換算係数

式(7)に示す換算係数 C については式(9)により算出した.

$$C(f_{\text{oct}}) = 10 \log_{10} \left\{ 10^{(L_1^{\text{St}}(f_{\text{oct}})/10)} - 10^{(L_1^{\text{BGN}}(f_{\text{oct}})/10)} \right\} - 10 \log_{10} \left\{ 10^{(L_{\text{omni}}^{\text{St}}(f_{\text{oct}})/10)} - 10^{(L_{\text{omni}}^{\text{BGN}}(f_{\text{oct}})/10)} \right\} \quad (9)$$

ここで $L_1^{\text{St}}(f_{\text{oct}})$ および $L_{\text{omni}}^{\text{St}}(f_{\text{oct}})$ は同一の台車条件で観測されたマイクロホンアレイによる指向性積分音圧レベルならびに台車部空力音を推定する位置での無指向性マイクロホンによる測定音圧レベルである. 無指向性マイクロホンの位置に関する選び方について説明する. 図 2.11 中に示す軌道断面図において, まくらぎ方向中心における車体下面高さを音源位置 S と仮定する. また前述したとおり, 風洞試験での車両中心とマイクロホンアレイの設置位置は, 現地スケールで $7 \times 3.5 \text{ m} = 24.5 \text{ m}$ 側方に相当する. この場合地点 S からレール近傍騒音測定点 M_F を結ぶ延長線上の 24.5 m 離れに対応する点 M_{mid} の z 座標は約 2 m となる. そこで, 風洞試験で使用したマイクロホンアレイを構成する個々のマイクロホンの中で図 2.6 に示す a のマイクロホンを参照した. なお, 換算係数を求める際の台車条件は無指向性マイクロホンでも暗騒音レベルと十分な S/N が確保されている必要がある. 本来はリファレンスとなる音源を用いて換算係数 C を算出することが望ましいが, 音源の特性は

風洞試験での送風条件下における台車部空力音と異なるものと考えられる。そこで本実験では、条件 B との音圧レベル差が 3 dB 以上確保されている先頭車流れ場模擬時における台車条件 C での測定音圧レベルを採用した。

2.3.3 音圧レベル分布の計算条件

ビームフォーミング演算時の計算条件を表 2.2 に示す。音圧レベル分布図の解析平面は $y = 0$ における $x - z$ 平面とした。式 (2) の行路 r_m^f を算出する際には、台車部からの放射音が主流内で移流する際の補正を行った[83]。この時の主流内の流速は、図 2.10 の結果から風洞測定点 S-W8 における流速値を用いた。式 (5) で積分計算を行う領域 R については、その面積が推定結果に影響を与える可能性があるため、図 2.12 に示す通り地面による反射音の影響を含めた 1000 mm × 1000 mm, 1400 mm × 1400 mm および 1800 mm × 1800 mm とした条件について調べた。

表 2.2 ビームフォーミング解析での解析条件

Distance between analysis plane and the array apparatus [mm]		3500
Sampling frequency [Hz]		65536
Frequency resolution [Hz]		64
Average times [times]		128
Analysis plane pitch [mm]		100
Size of analysis region [mm]	Region I	1000 x 1000
	Region II	1400 x 1400
	Region III	1800 x 1800

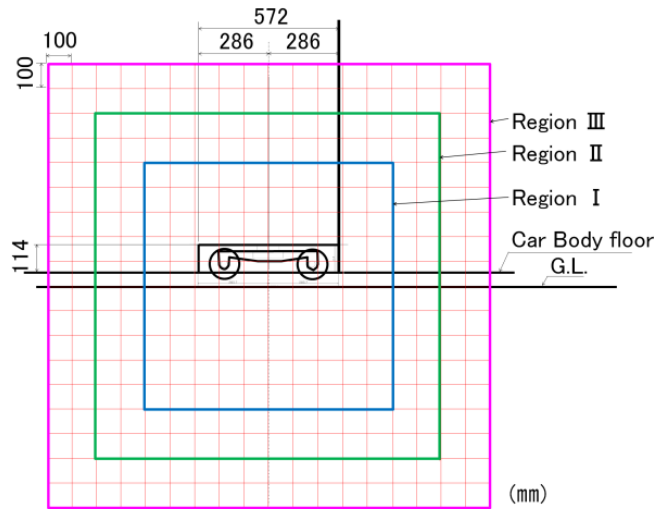


図 2.12 ビームフォーミング解析での台車部周りの計算格子

2.3.4 マイクロホンアレイによる測定精度の改善

一般に用いられている無指向性マイクロホンに対し、マイクロホンアレイを活用することによる S/N の改善度について検証する。中間車での流速分布を模擬した条件下における台車条件 A および台車条件 D（暗騒音）での音圧レベル差（以下、信号対雑音比）について、マイクロホンアレイならびに無指向性マイクロホンによる測定結果を図 2.13 に示す。無指向性マイクロホンではほぼすべての周波数帯で信号対雑音比が 3 dB 以下である。これは測定対象となる台車部空力音に比べて、それ以外の暗騒音のパワーの方が大きいことを示しており、定量評価を行う上で十分な測定精度が確保できていない。これに対しマイクロホンアレイによる推定結果では全周波数帯域で 4 dB 以上の信号対雑音比が確保されている。よって台車部空力音の定量的評価のためには無指向性マイクロホンではなくマイクロホンアレイを用いた評価が必要であるといえる。

次に中間車での流速分布を模擬した条件下における台車条件 A について、解析領域 S の大きさが台車部空力音の推定結果に与える影響を図 2.14 に示す。これより Region I～Region III での推定結果の差は 0.2 dB 以下と十分に小さいことから、以後の解析領域として Region I を用いた結果を用いる。音圧レベル分布から無指向性マイクロホンへの換算係数 C の周波数特性を図 2.15 に示す。換算係数 C は周波数が低いほど係数が大きくなる傾向を示す。これはマイクロホンアレイの特性により周波数特性のメインローブの幅が大きくなるためである。

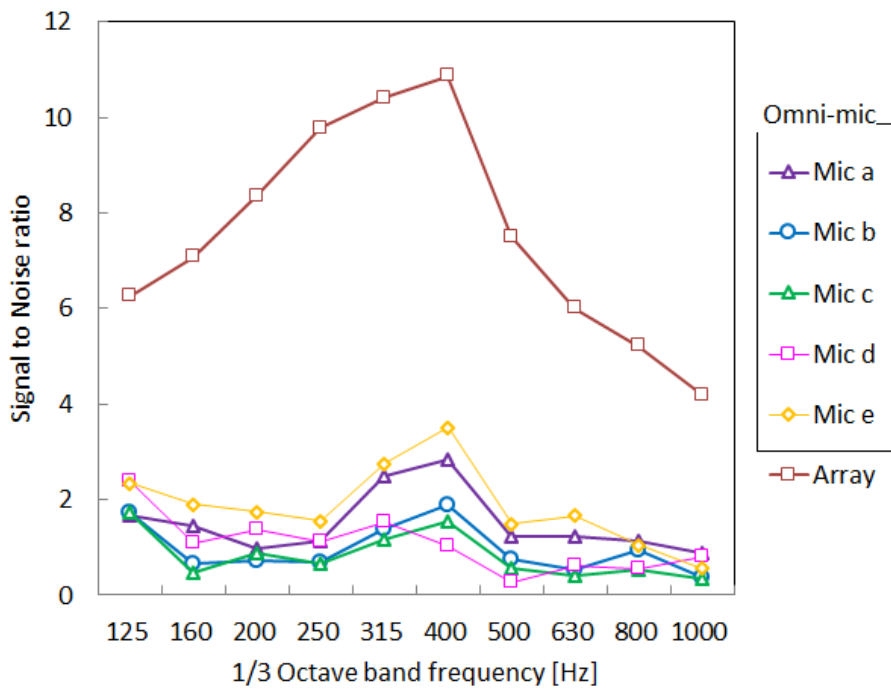


図 2.13 中間車両条件で得られる信号対雑音比の比較
(Case A と Case D の音圧レベル差)

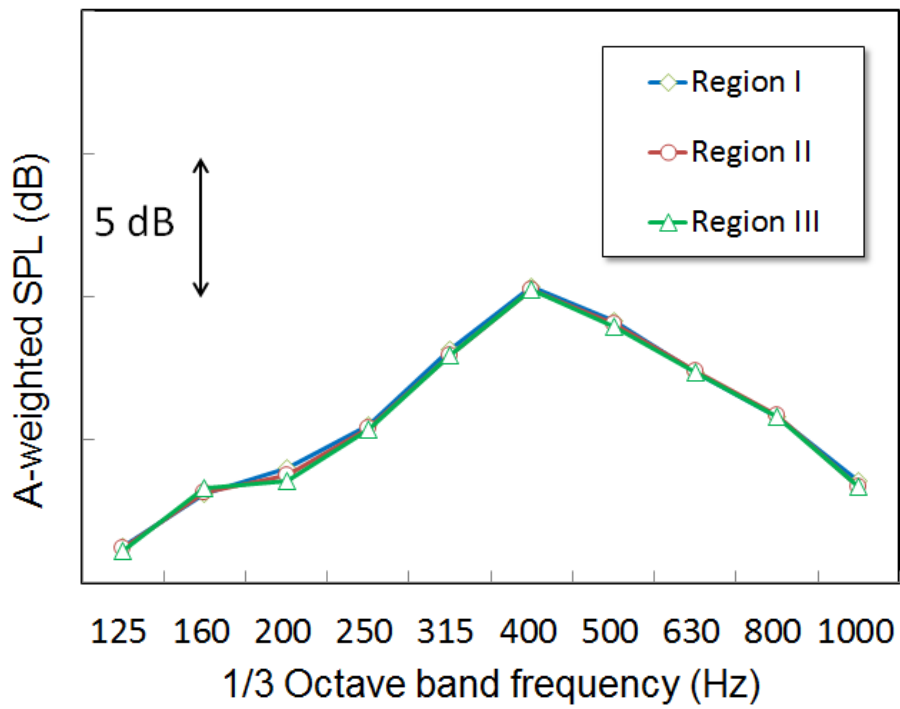


図 2.14 解析領域が推定台車部空力音 $L_{est,F}$ に及ぼす影響

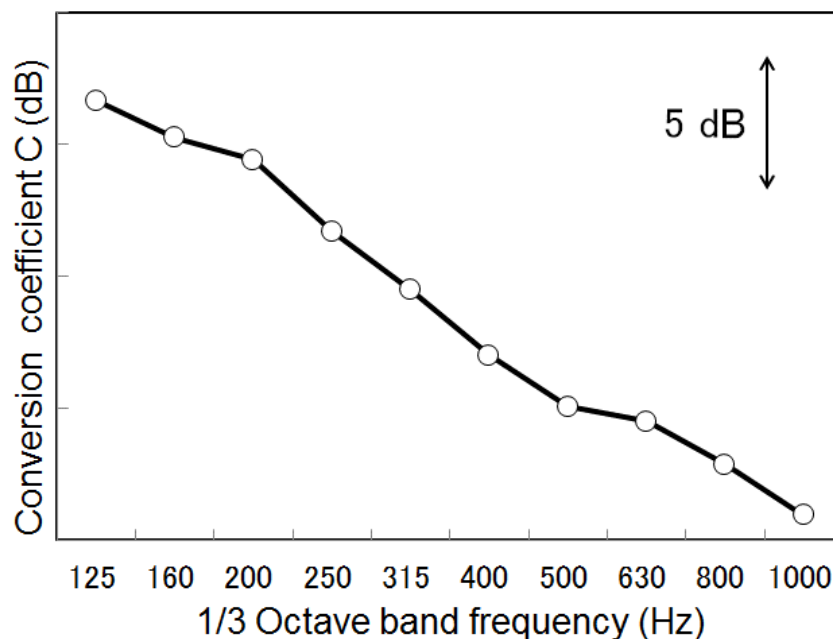


図 2.15 指向性積分音圧レベルから音圧レベルを算出する際の換算係数

2.3.5 風洞試験による台車部空力音の推定結果

風洞試験により得られた先頭車および中間車における条件 A での台車部空力音の周波数特性を図 2.16 に示す。いずれの周波数帯においても中間車での台車部空力音の推定値は先頭車の場合に比べて約 4 dB 小さくなる。この音圧レベル差が生じる要因を図 2.10 に示す流速分布特性から考察する。先頭車と中間車での平均流速の差はまくらぎ方向位置によって異なり、車両中心付近あるいは車両端部付近では先頭車で無次元流速が約 0.1~0.2 大きくなるのに対し、レール付近ではほぼ同程度となる。そこで図 2.10 に示す風洞試験で得られた全測定点(S-W1~S-W8)での流速の平均値を代表流速とした場合について、空力音のパワーが流速の 6 乗に比例するという前提のもとに音圧レベル差を推定する。この場合先頭車と中間車の台車部空力音の音圧レベル差は $60\log_{10}(0.74/0.65) = 3.4 \text{ dB}$ と見積もられる。よって図 2.16 に示す音圧レベル差は妥当であると考えられる。

中間車における台車部空力音について、台車部の側カバー形状を変化させた場合の影響を図 2.17 に示す。側カバー無の条件 C に対し、側カバーの設置により音圧レベルが低減し、フル側カバーを取り付けることによる低減量は 125 Hz 帯~800 Hz

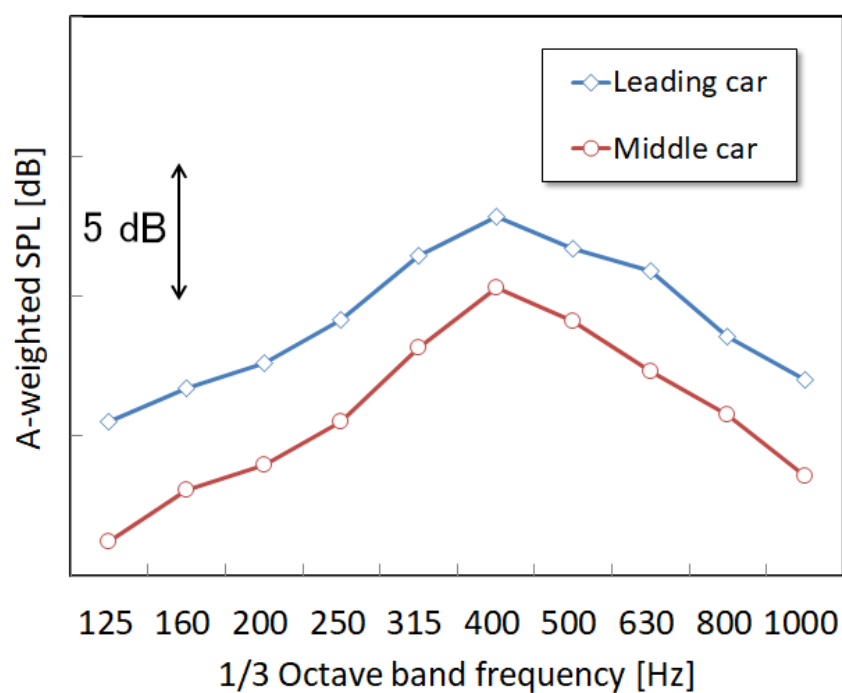


図 2.16 流速分布模擬条件下における推定台車部空力音 $L_{est,F}$ (Case A)

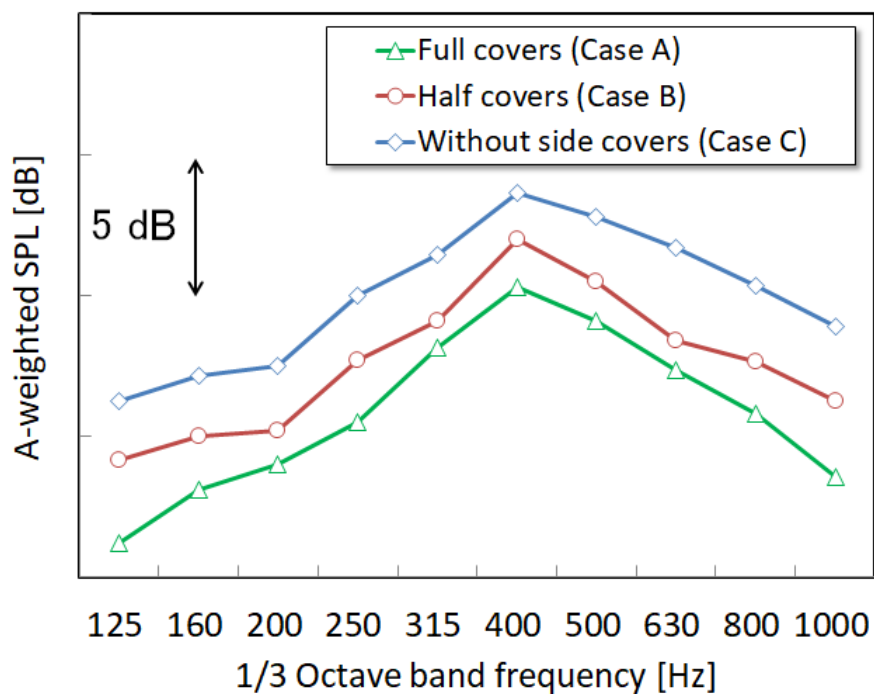


図 2.17 台車部側カバーが推定台車部空力音 $L_{est,F}$ に与える影響
(中間車両流速分布の模擬条件下)

帯において3～5 dBである。つまり中間車におけるフル側カバー搭載条件（台車条件A）下での台車部空力音は、図2.10で示すように先頭車に比べて流入速度が低減していることや、側カバーによる遮音効果により大きく低減する。このことから、低騒音対策が施されたフルカバー搭載型の台車部空力音を評価するにあたっては、流れ場や台車部側カバー等の影響を精緻に模擬する必要があると言える。

2.3.6 現地試験による新幹線車両下部音の推定

風洞試験による中間車流れ場での台車部空力音の推定結果をもとに、現地試験のレール近傍点で測定されたA特性音圧レベル（以下、レール近傍騒音）により新幹線車両下部音を推定する。騒音測定を対象とした現地試験での解析車両は、2章で示した流速分布を測定したA系車両と車両長、車体幅および床下構造がほぼ同一である形式（以下、B系車両）を対象とした。なおB系車両の台車装置には図2.3に示す軸箱部の突起がとりつけられていないため、比較対象とする風洞試験による推定結果として、条件Aの台車装置から突起を取り外した場合の測定を用いる。レール近傍騒音レベルの算出に際しては、レール近傍測定点において車両通過時に観測された時間重み付け特性Fでの音圧レベルの時間波形に対し、先頭車および先頭から5-6両目の車間部が通過する際の150 ms間（列車速度310 km/h時の走行距離 約13 m）の平均音圧レベルを求めたうえで、4列車分のパワー平均値を算出した。なお新幹線の車両下部音には空力音以外の音も含まれると考えられる。そこで同じく4列車分のレール振動等の実測結果からTWINSモデル[74]により推定した転動音ならびに車両機器音の成分を加えた。車両下部音の推定結果と実測結果の比較を図2.18に示す。この結果から125 Hz帯～1 kHz帯で車両下部音の推定値と実測値とが概ね3 dBの範囲内で一致している。特に315 Hz帯～500 Hz帯では台車部空力音の推定値とレール近傍騒音レベルがほぼ同レベルとなる。また風洞試験での推定結果から、車両下部音の中で特に125 Hz～500 Hz帯の比較的低い周波数成分においては転動音等に比べて台車部空力音の寄与が大きいと言える。

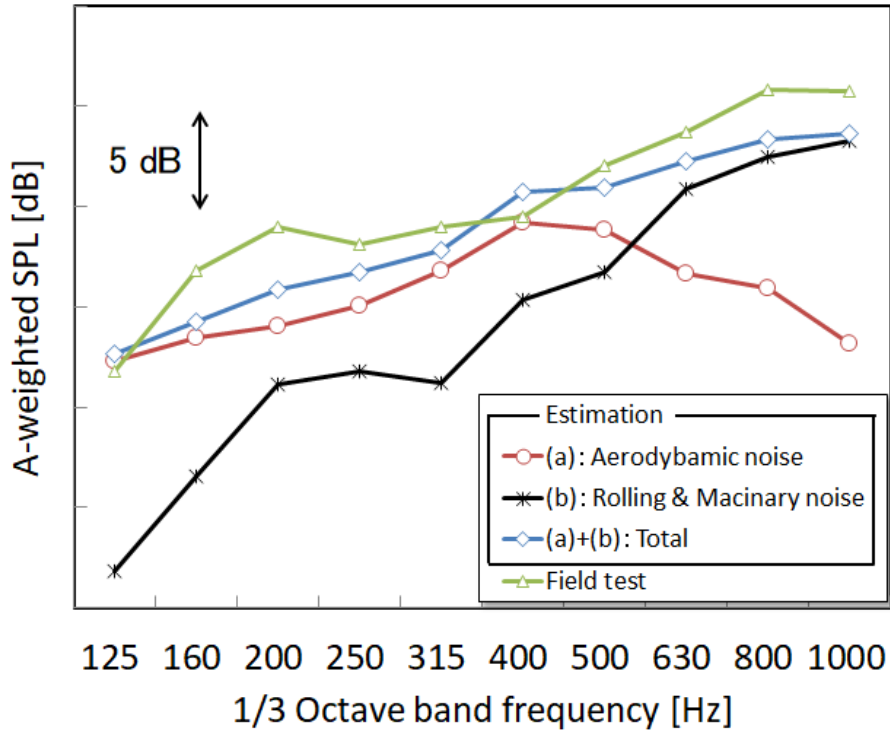


図 2.18 車両下部音の風洞試験結果ならびに現地試験結果との比較.
(中間車両流速分布の模擬条件下)

2.4 まとめ

高速で走行する新幹線車両から発生する車両下部音のうち、台車部空力音の寄与を評価するための風洞試験法を開発した。台車部に流入するレール方向の流速成分について、傾向が異なる先頭車と5両目台車部でのまくらぎ方向分布を風洞試験で模擬する方法を提案した。また、台車部空力音を精度よく測定するため、台車部周りの二次元音圧レベル分布を測定したうえで、車両側方における騒音レベルに変換する手法を提案した。得られた主な知見は以下の通りである。

- (1) 車両下部に設置した部材の後流域、ならびに風洞のノズル周りに生成される自由せん断層内の速度欠損領域を利用して台車部流入速度のまくらぎ方向分布を調整する手法を提案し、それぞれの手法で先頭車ならびに中間車台車部流入速度分布が再現できることを示した。
- (2) 本提案手法により推定された台車部空力音ならびにレール振動等から推定された車両下部音と、現地のレール近傍で測定された車両下部音を比較した結果、中間車両での車両下部音について、125Hz帯～1kHz帯で推定車両下部音と実測値とが概ね3dBの範囲内で一致していることを示した。
- (3) 風洞試験での推定結果から、車両下部音の中で125Hz～500Hz帯の比較的低い周波数成分については、転動音等に比べて台車部空力音の寄与が大きいことを示した。

第3章 新幹線台車部から放射される騒音の音響特性

3.1 はじめに

第2章の結果から、風洞試験において現車と同様の流入条件を模擬したうえで、マイクロホンアレイを活用することにより、台車部空力音を定量的に評価することが可能であるとの見通しが得られた。一方で、台車部騒音の伝播過程を考慮した低騒音対策としては、近年開発された新幹線車両の台車部において、台車部の両側が車両下面高さまで覆うカバーを設置するなどの対策が取られている[23, 78]。また地面での反射に着目した事例としては、台車部から発生する騒音を低減するための対策として、台車部キャビティ内壁に吸音対策を施したり、軌道上に吸音性の素材を敷設するといった対策が検討されている[84, 85]。よって、今後更なる台車部空力音の低減対策を開発する際には、側カバーや地面が存在することによる音場状況

を把握する必要がある。

キャビティと地面から形成されるような環境では、台車部と観測点周りにおいて以下のような音場が形成されているものと推定される。

- (1)地面による反射
- (2)キャビティ内壁における反射
- (3)観測点側に設置された側カバーによる遮へい

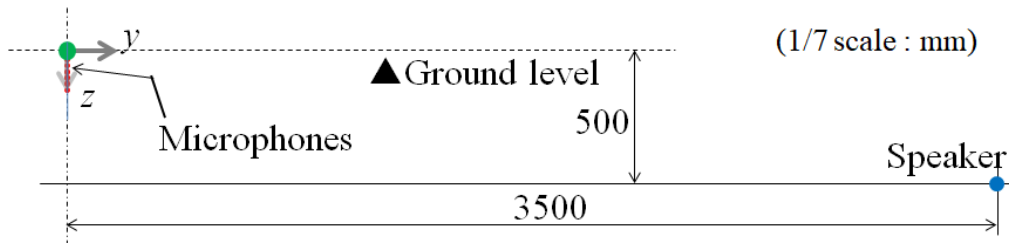
(1)や(2)の地面やキャビティ内壁における反射は、音波が同位相に近い状態で重ね合わされた場合、観測点における音圧レベルが増幅する要因となる。一方(3)の側カバーによる遮へい効果は観測点での音圧レベルの低減をもたらすものであるが、その遮へいの度合いは周波数に依存し、低周波数域では効果が小さくなる。つまり、台車部からの放射音は、反射による音圧レベルの増幅効果と側カバーによる遮へい効果が共存している状態といえる。

そこで、キャビティ内で発生した音波が観測点に伝播する際の地面やキャビティの影響を評価実験で把握することとする。

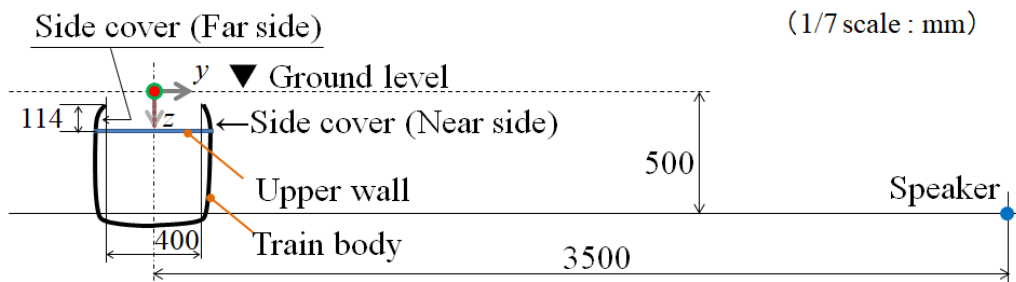
3.2 評価実験による音響特性測定試験

3.2.1 評価実験の概要

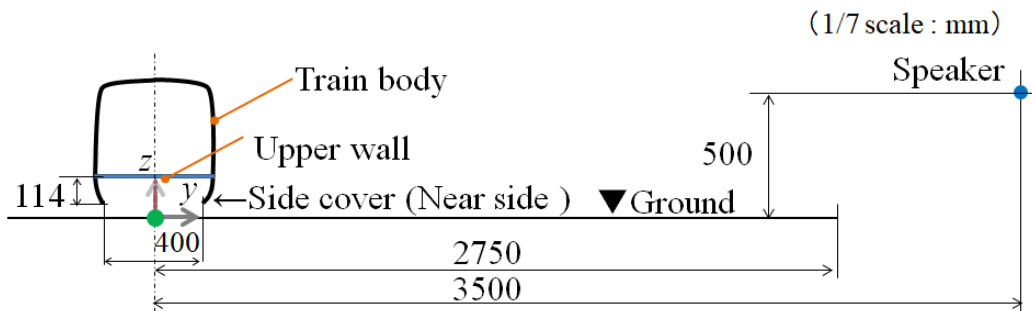
台車キャビティ内部から車両側方へ伝播する音波の音圧レベルの変化の特性ならびに伝播経路を調査するため、大型低騒音風洞の無響室において 1/7 縮尺車両模型を用いた評価実験を行った。車両模型下部に新幹線車両の台車が収納されているキャビティ部を模擬し、キャビティの側カバーならびに地面の有無を変化させた場合の影響を調べた。車両模型の設置条件を図 3.1 に示す。Setup 0 は無響室内に車両模型および地面を設置しない条件であり、本報告ではこれを自由空間と称する。Setup 1 は車両模型を上下反転設置して地面のない状況を模擬した設置条件である。Setup 2 は長さ 7000 mm、幅 5500 mm のステージ上に車両模型を通常の状態を設置した条件である。測定対象となる台車キャビティ部の模型寸法は、レール方向長さ 571 mm、まくらぎ方向幅 476 mm (キャビティ底面)、400 mm (車体底面) である。台車部の側カバー条件および地面の条件を表 3.1 に示す。



(a) Setup 0



(b) Setup 1



(c) Setup 2

図 3.1 台車キャビティ内部のマイクロホンとスピーカーの位置関係

表 3.1 評価実験における実験条件（側カバーおよび地面の条件）

	Near side cover	Far side cover	Ground	Setup
Case AF	○	○	Not exist	Setup 1
Case BF	○	×		
Case CF	×	○		
Case DF	×	×		
Case AG	○	○	Exist	Setup 2
Case BG	○	×		
Case CG	×	○		
Case DG	×	×		
Legend	○ : Attachment, × : Detachment			

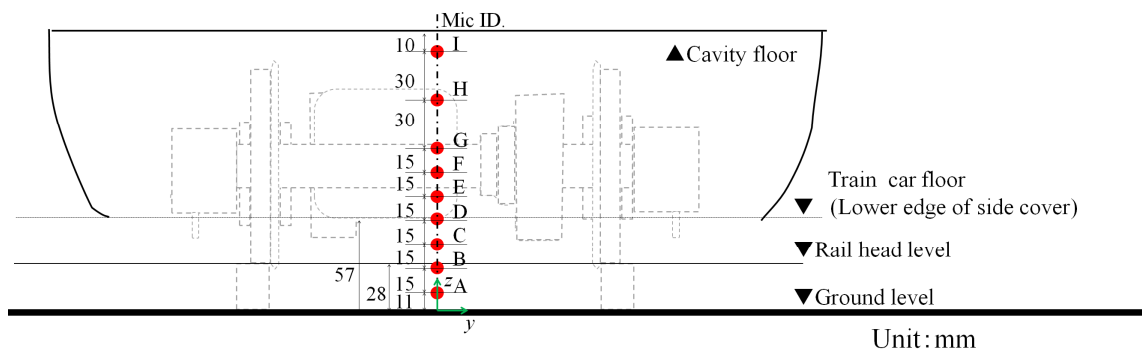


図 3.2 評価実験における台車部へのマイクロホン設置位置

3.2.2 相反定理に基づく評価試験

台車キャビティ内部に存在する音源（以下、実音源）から車体側方の観測点（以下、実観測点）へ伝播する音波を実験で再現するにあたり、本研究ではキャビティ内の音場を極力乱さないため、また十分なS/Nを確保するため相反定理を適用することとし[86, 87, 88, 89], キャビティ内にマイクロホン, 車両模型側方にスピーカー音源を設置した. なお実音源位置に設置したマイクロホンを仮想音源あるいはマイクロホン, 実観測点に設置したスピーカーを仮想観測点あるいはスピーカーと称する. 仮想音源の鉛直方向位置による影響を調べるため, 図3.2に示す通りキャビティ内に9個のマイクロホンを離散的に配置した. なお, ここではマイクロホン位置は相反定理により仮想音源とみなせるため, マイクロホン位置を記号 (x_s, y_s, z_s) で表す. 仮想音源として用いるマイクロホン (B&K社製 Type 49351/4インチ, 受圧部直径約7 mm, 長さ65 mm) で測定した時系列波形をデータレコーダー (TEAC社製WX-7000) で記録した. スピーカーから放射した広帯域音 (ホワイトノイズ) を対象として, m 番目のマイクロホンでの受信音圧レベル L_m に対し, 式(10)により音圧レベル差 G_m [dB]を算出した.

$$G_m(f) = L_m(f) - L_{0,m}(f) \quad (10)$$

ここで $L_{0,m}$ は自由空間 (Setup 0) で測定した音圧レベル, f は現車換算後の 1/3 オクターブバンド周波数である. FFT 分析に際しては, サンプリング周波数 48 kHz, データ長 512 点, 平均化回数 128 回とした.

実音源から放射された音波が実観測点に至る過程で, キャビティの内壁や地面で受ける反射の影響評価が重要となる. この直達音と反射音を分離するため, TSP (Time Stretched Pulse) 信号を用いる. 本実験では, スピーカーへの入力電圧波形と各マイクロホンでの検出信号からインパルス応答波形を算出した. スピーカーから放射された音波がマイクロホンに至る過程での直達音と反射音を高いS/Nで分離するため, TSP (Time Stretched Pulse) 信号を用いてスピーカーへの入力電圧波形と各マイクロホンでの検出信号からインパルス応答波形を算出した. インパルス応答測定結果を解析する際のサンプリング周波数は192 kHzとした. また, オリジナルのインパルス応答波形にはスピーカーの特性が含まれるため, これを除去するため

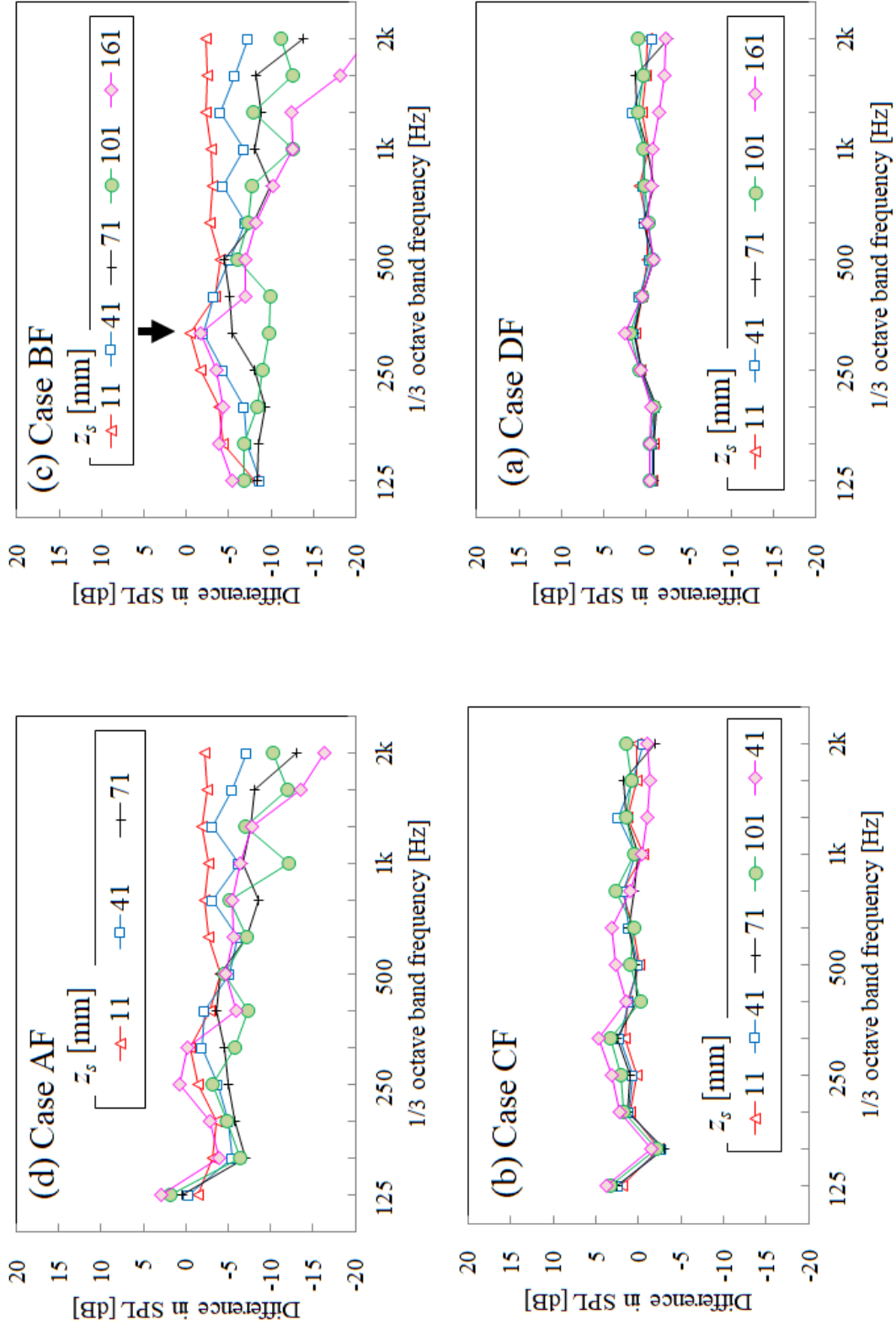


図 3.3 地面が存在しない場合の音圧レベル差特性 ($y_s = 0$ mm, 評価実験結果)

自由空間でのインパルス応答が単位インパルス応答となるように設計された逆フィルタを適用した[90, 91, 92]. なお評価実験に関する結果の周波数については, 数値計算時と同様に現車換算後の周波数で表記する.

3.3 評価実験結果

3.3.1 側カバーが音圧レベルの特性に与える影響 (地面無)

地面が存在しない条件で, 台車部の側カバー条件による音圧レベル差の比較を図 3.3 に示す. 近接側カバーが設置された条件 (Case AF, Case BF) では音圧レベル差が概ね 0 dB であるのに対し, 近接側カバー設置されていない条件 (Case CF, Case DF) では 1 kHz 帯以下で音圧レベルが約 5~10 dB 低減する. 音圧レベルの低下は近接側カバーの回折減衰によるものである. 一般的にはマイクロホン位置が地面高さから遠くなるほど回折減衰による音圧レベルの低下は大きくなる. しかし, 315~630 Hz 帯付近ではこの傾向からの乖離がみられる.

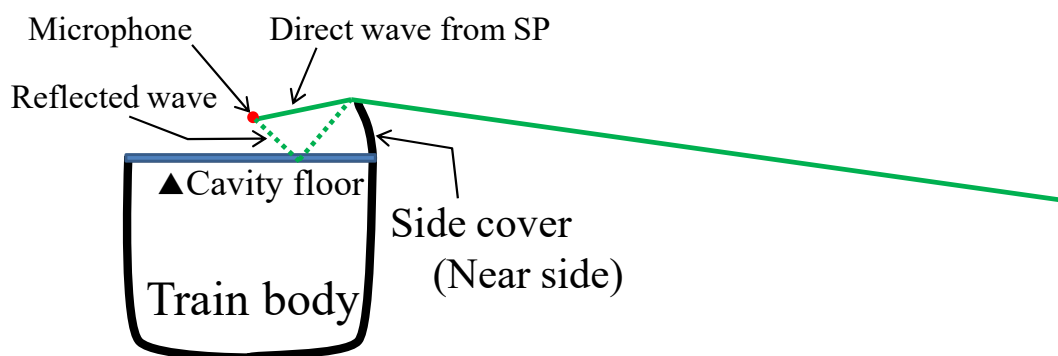


図 3.4 台車キャビティ内の音源から台車部側方に伝播する音波の経路
(キャビティ上部壁面での反射)

表 3.2 直接音とキャビティ上部壁面での反射音との干渉($y_s = 0$ mm)

Microphone ID		A	C	E	F
Position z_s (mm)		11	41	71	101
Dip	Anti-phase (Hz)	180	211	263	364
Peak	In phase (Hz)	361	423	527	727

ここで、スピーカー位置から近接側カバーのみが設置されたキャビティ内のマイクロホン位置までの音波の伝播経路の模式図を図 3.4 に示す。ここでは 2 つの経路、つまり直接的な経路とキャビティ上部壁面を経由する反射音の経路が存在する。この伝播経路の違いに基づき、同位相および逆位相での干渉周波数を表 3.2 に示す。表中に示す干渉周波数が図に示すピークと一致することが分かる。例として、 $z_s = 11$ mm (Mic.A) での結果に相当する 315 Hz 帯でのピークを黒矢印で示す。つまり、この乖離は直接音とキャビティ上部壁面を経由する反射音の干渉により生じるものである。

低周波領域では、遠隔側カバーの有無により、明確な違いが認められる。遠隔側カバーが設置された条件 (Case AF, Case CF) では 125 Hz 帯でのピークや 160 Hz 帯でのディップが認められる。遠隔側カバーのみの条件 (Case CF) での $y_s = -90, 0, 90$ における音圧レベル特性 (実験値) を図 3.5(a) に示す。125 Hz 帯、160 Hz 帯において、マイクロホンのまくらぎ方向位置 y_s に依存することが分かる。低周波領域でのこの大きな変化は直接音と遠隔側カバー間での反射波との干渉によるものと考えられる。式 (11) による音圧レベル差の推定結果を図 3.5(b) に示す。

$$G(f) = 20 \log_{10} |1 + e^{ikr_b}| \quad (11)$$

ここで、 r_b はマイクロホン位置から遠隔側カバーまでの距離の 2 倍の長さ、 k は波数を示す。それぞれのマイクロホン位置 y_s において、計算結果で得られた 125 Hz 帯および 160 Hz 帯でのピークとディップは実験結果と一致する。Case DF についても同様に説明できる。

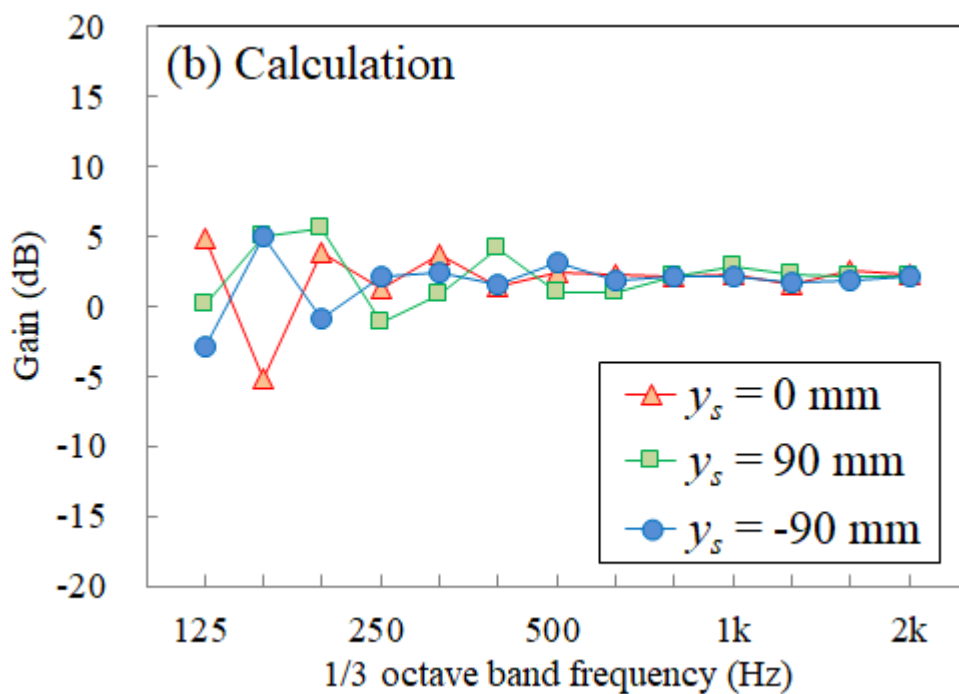
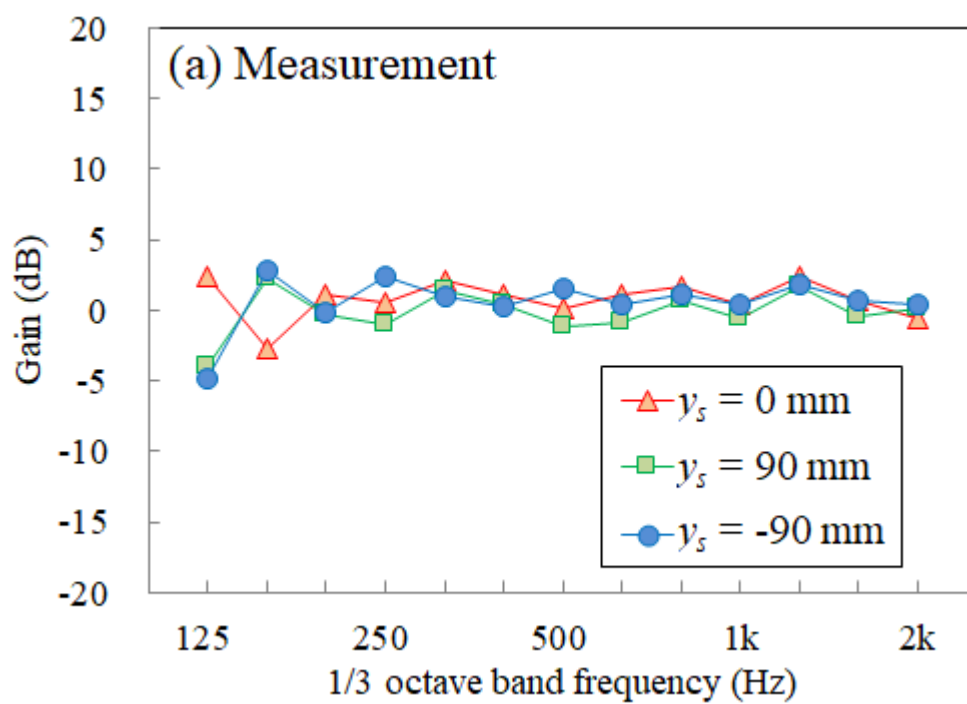


図 3.5 遠隔側カバー設置時(Case CF)の音圧レベル特性の y 方向依存性

3.3.2 側カバーが反射波に与える影響（地面無）

側カバーでの反射の状況は，インパルス応答で確認できる．まず地面が無い条件下での結果を考察する．側カバー無（Case DF），遠隔側カバーのみ（Case CF）および自由空間でのインパルス応答測定結果を図 3.6 に示す．横軸は，音波の伝播距離 $\Delta r = \tau c$ [mm] である（ c は音速， τ はマイク C ($z_s = 41$ mm) に最初のパルスが到達したタイミングを原点とする時間を表す．）．遠隔側カバーでの反射に起因する 2 番目のパルス R1 が $\Delta r = 500$ mm で認められる．次に，近接側カバー（Case BF）の影響を図 3.7 に示す．側カバーを設置しない条件（Case DF）と比較して， $\Delta r = 90 \sim 100$ mm に 2 番目のパルス R2 が認められる．キャビティ上部壁面に近いマイク I では， $\Delta r = 50$ mm に単独のパルス R2' が認められる．これは，直接音とキャビティ上部壁面での反射音が同時に到達することにより振幅が増大していることを示している．これらのパルス R2, R2' は図に示す音圧レベル特性がキャビティ上部壁面での反射による影響を受けていることを示している．両側に側カバーを設置した場合（Case DF）のインパルス応答測定結果を図 3.8 に示す．遠隔側カバー条件（Case CF）と同様に $\Delta r = 500$ mm の辺りでパルス R1 が認められる一方で，近接側カバーでの遮へいの影響により 1 番目のパルスの波高は低くなる．

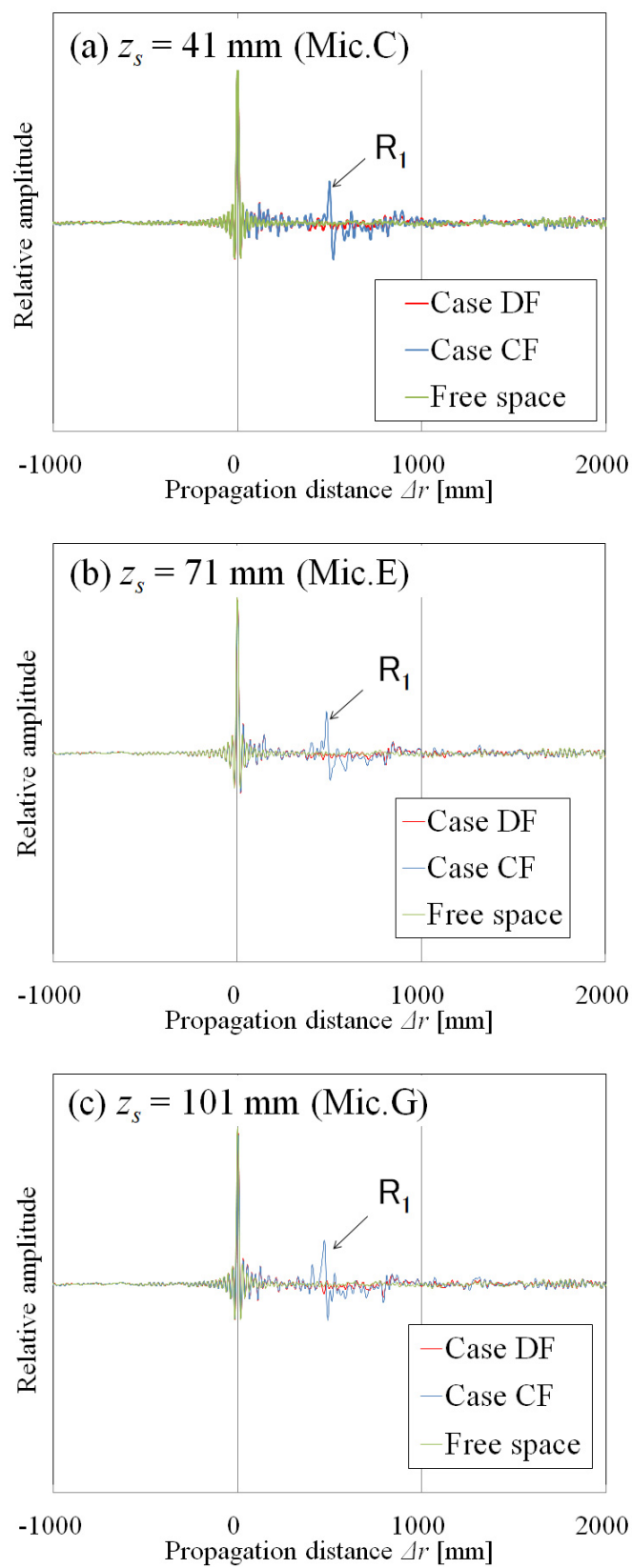


図 3.6 インパルス応答の比較 ($y_s = 0$ mm. 側カバー無と遠隔側カバー有)

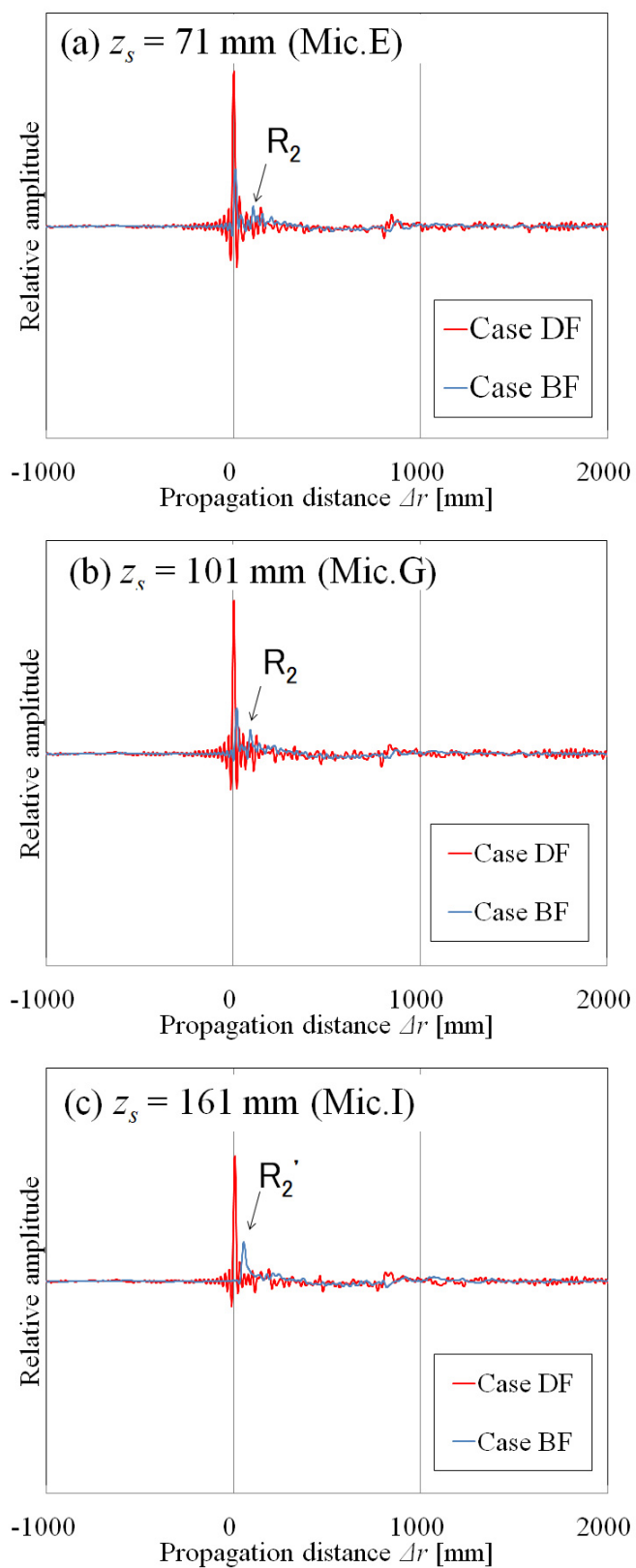


図 3.7 インパルス応答の比較 ($y_s = 0$ mm. 側カバー無と近接側カバー有)

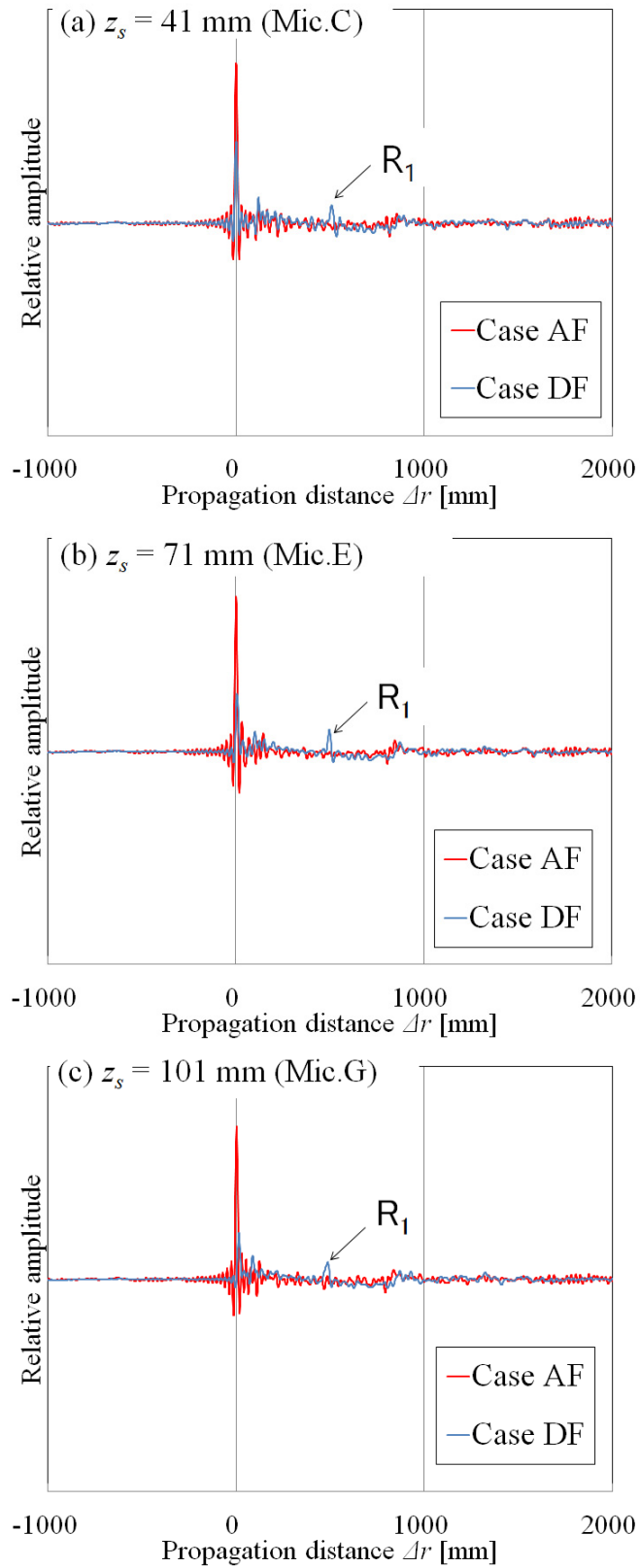


図 3.8 インパルス応答の比較 ($y_s = 0$ mm. 側カバー無と両側カバー有)

3.3.3 側カバーが音圧レベル特性に与える影響（地面有）

地面が存在する条件での音圧レベル特性を図 3.9 に示す。近接側カバーが設置されていない条件では、地面が存在しない場合に見られなかった 2 つの特徴が認められる。一つ目は、 $z_s = 11 \sim 71$ mm の間で 125 Hz 帯～630 Hz 帯にかけて音圧レベル差が正となり、全てのマイクロホン位置で 125 Hz 帯～630 Hz 帯にかけて約 6 dB となる。第二に、マイクロホンの鉛直方向位置に依存する周波数で顕著なディップが存在する。これらの現象を説明するため、直接波と地面での反射波の干渉について検討する。式(12)により Case DG, $y_s = 0$ mm での推定干渉周波数を式に示す。

$$G(f) = 20 \log_{10} \left| e^{ikr_D} + (r_D / r_R) e^{ikr_R} \right| \quad (12)$$

ここで、 r_D と r_R はそれぞれスピーカーからマイクロホンへの直接音ならびに地面反射音の経路長である。ディップが生じる周波数は図 3.9(a)に示した音圧レベル特性と一致しており、これらの現象が直接音と地面反射音との干渉により生じていることが分かる。400 Hz 帯よりも低い周波数帯域では、直接音と反射音との同位相の重ね合わせにより最大約 6 dB 増加する。500 Hz 帯以上では、マイクロホン位置が地面から離れるほど位相がずれるため音圧レベル差は低下する。

近接側カバーを設置した場合（Case BG）の音圧レベル特性を図 3.9(b)に示す。カバーによる一般的な遮へい効果から予想される通り、マイクロホン位置が地面から遠ざかるにつれ、あるいは周波数が高くなるにつれ、音圧レベル差は低減する。しかし地面反射の影響により、 $z_m = 11 \sim 101$ mm の範囲において、200 Hz 帯～630 Hz 帯での音圧レベル差は依然として 0 dB 以上となる。側カバーを設置しない条件（Case DG）で見られたような音響的な干渉によるディップは認められない。これは、キャビティ上部壁面に近いマイクロホン位置ではスピーカーからの放射音が近接側カバーの遮へい効果により減衰しているためである。

遠隔側カバーを設置した場合（Case CG）の音圧レベル特性を図 3.9(c)に示す。Case DG と比較して、315 Hz 帯以下で音圧レベル差が変化する一方で、400 Hz 帯以上では大きな変化はない。

最後に、両側に側カバーを設置した場合の音波の反射を図 3.9(d)に示す。Case BG と比較して、地面およびキャビティ内壁での多重反射により音圧レベル差はほぼ全周波数帯域で増加する。

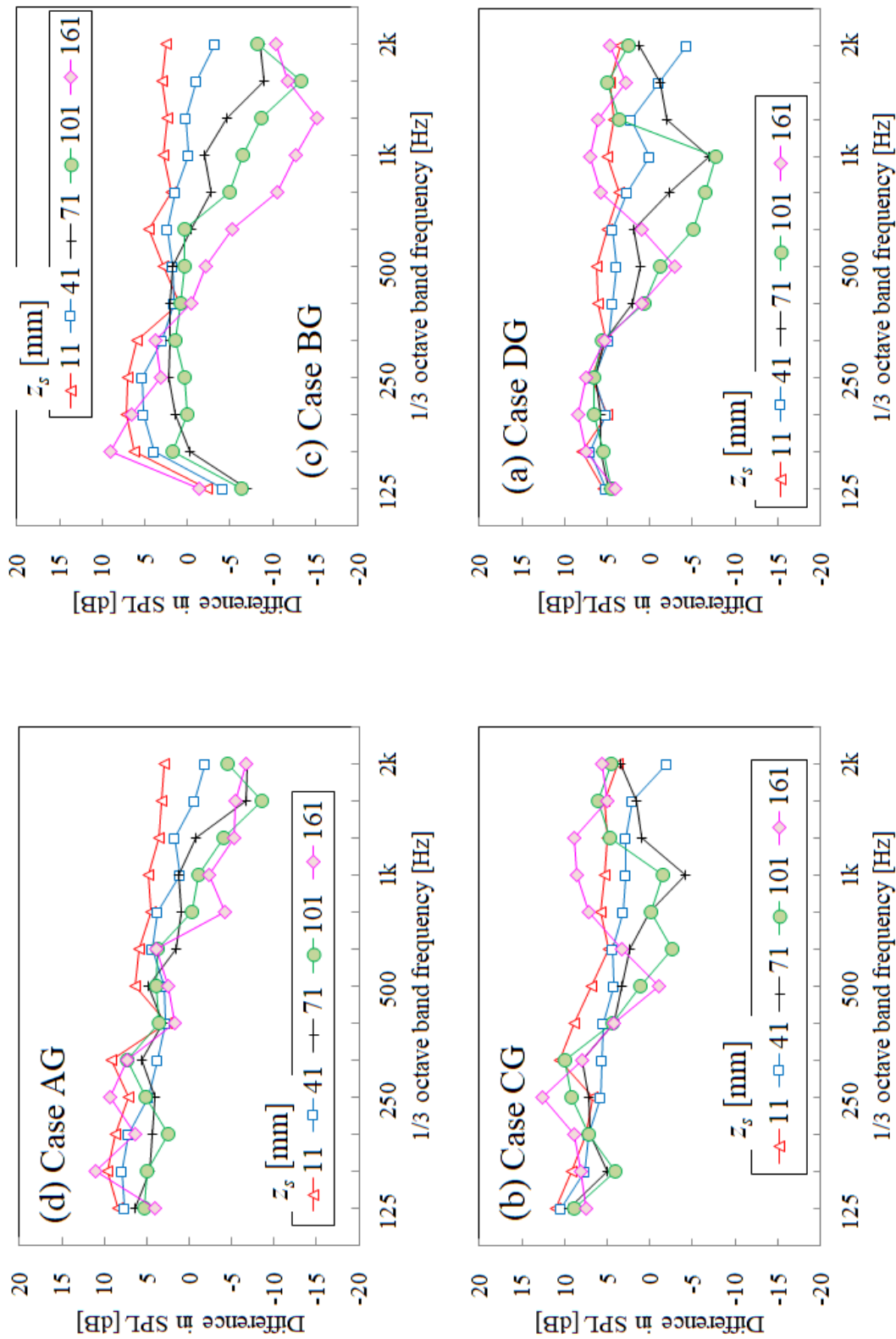


図 3.9 地面が存在する場合の音圧レベル特性 ($y_s = 0$ mm, 評価実験結果)

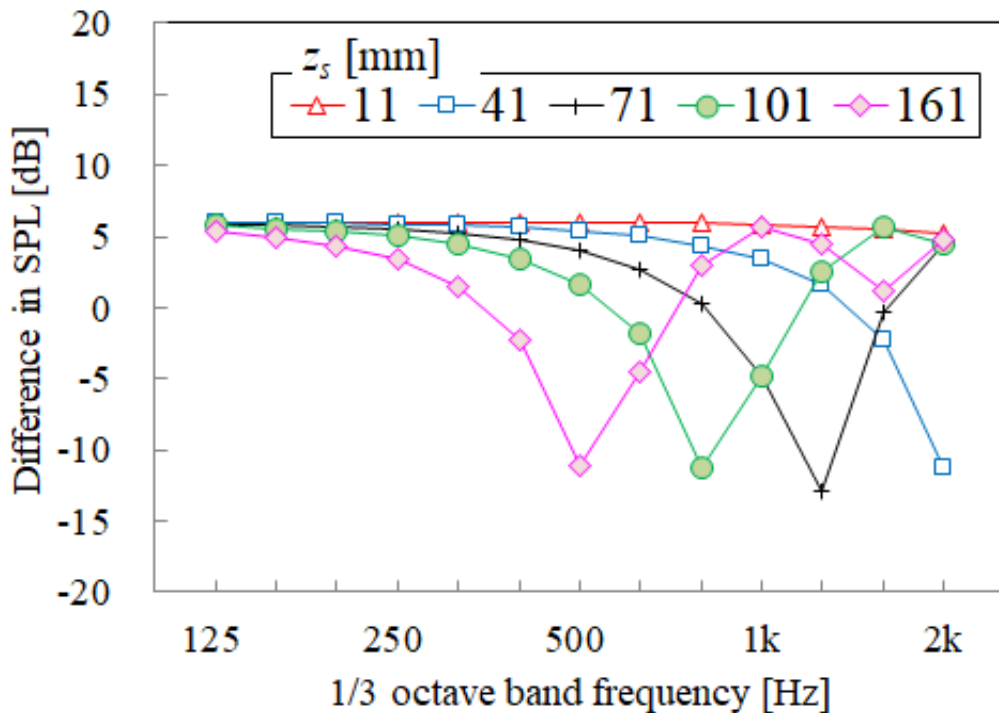


図 3.10 Case AG における音圧レベル特性 ($y_s = 0$ mm, 計算値)

3.3.4 側カバーが反射波に与える影響（地面有）

インパルス応答測定により、地面やキャビティ側カバーでの反射の状況を調べる。まず、側カバーを設置しない条件で、地面の有無による差異を図3.11に示す。 $y_s = 41$ mmにおいて、Case DGでみられる $\Delta r = 0$ mmでの最初のパルスの波高はCase DFに比べて高い。これは、直接音および地面での反射音の同位相での重ね合わせが生じていることを示している。マイクロホンが地面から遠くなると、地面反射に起因する2番目のパルスR3が $\Delta r = 30$ mmで認められる。

遠隔側カバーを設置した場合（Case CG, Case CF）の結果を図3.12に示す。パルスR3に加えて、 $\Delta r = 500$ mmの付近に遠隔側カバーや地面での反射に起因するR4で示す複数のピークが認められる。

近接側カバーを設置した場合（Case BG, Case BF）の地面反射による影響を図 3.13に示す。 $z_m = 41$ mmにおいて、Case BG での 1 番目のパルスは Case BF よりも大きくなり、図 3.11, 図 3.12 に示す結果と類似の傾向を示す。一方 Case DG と Case CG

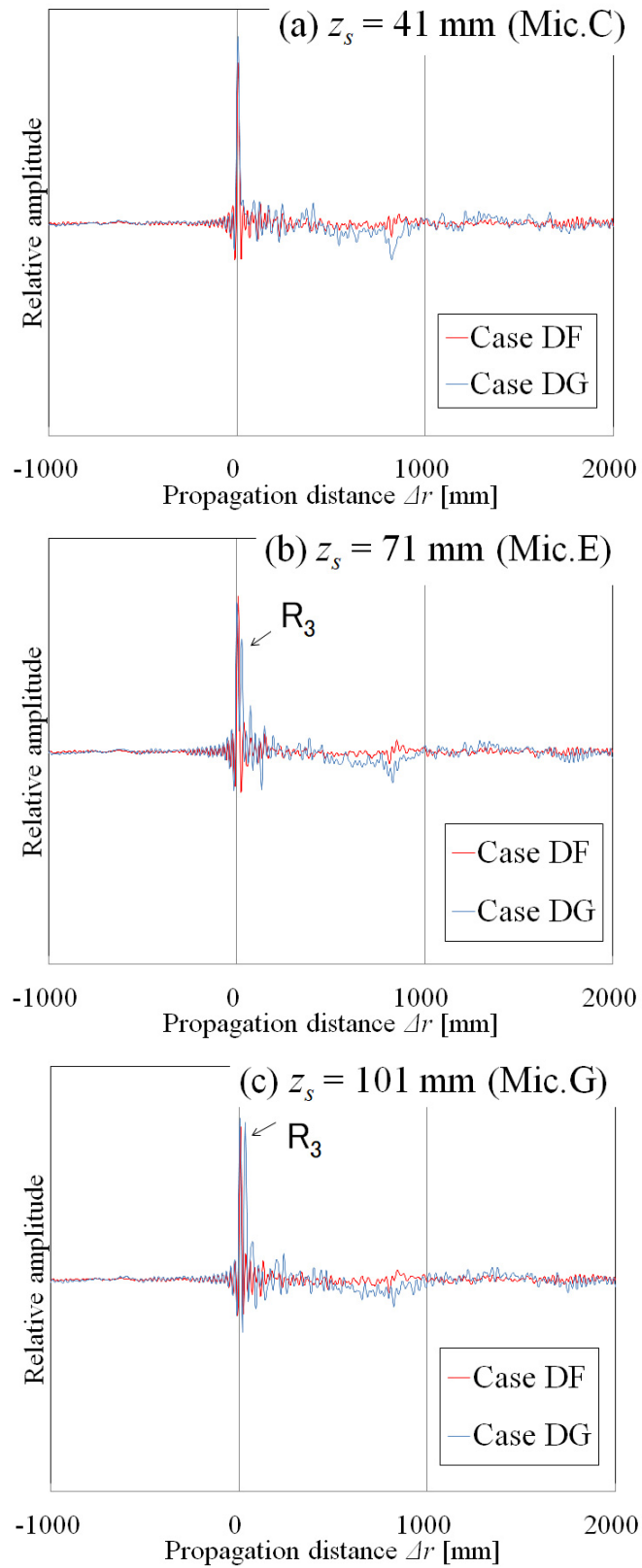


図 3.11 インパルス応答比較 ($y_s = 0$ mm. 側カバー無, 地面の影響)

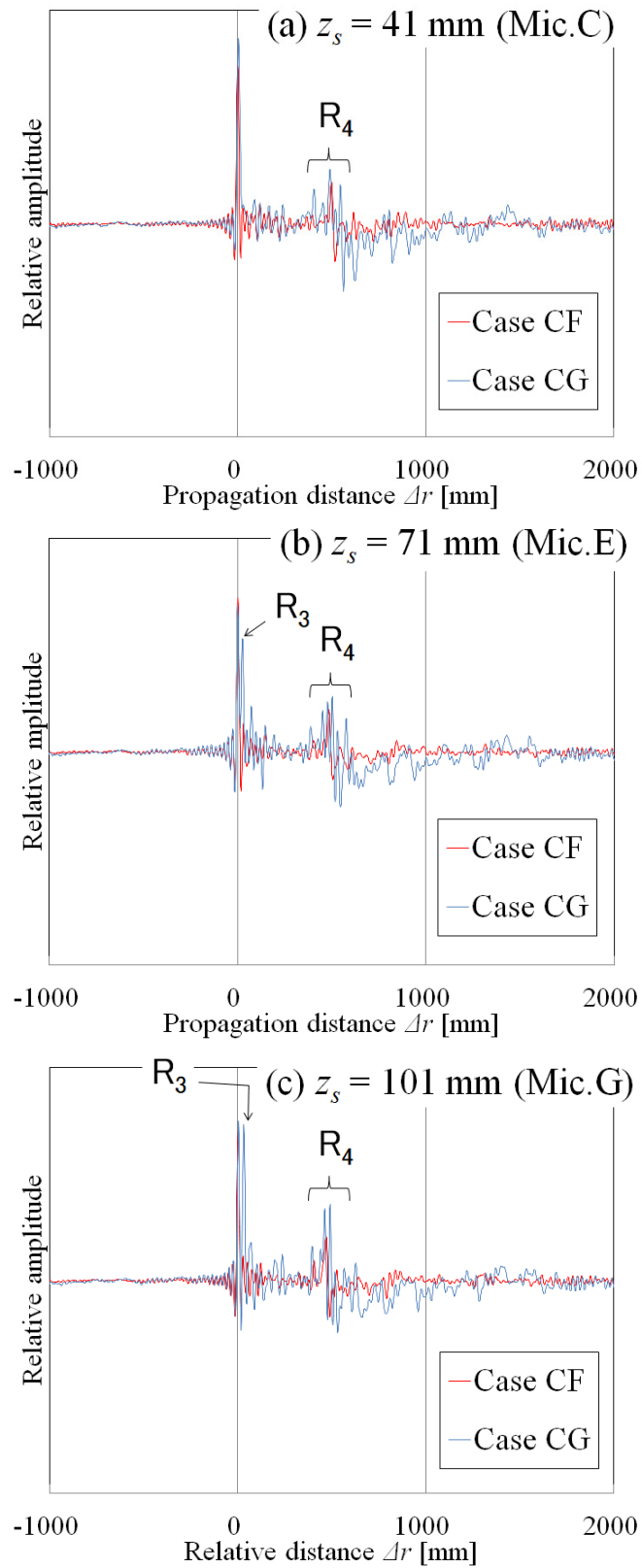


図 3.12 インパルス応答比較 ($y_s = 0$ mm, 遠隔側カバー有, 地面の影響)

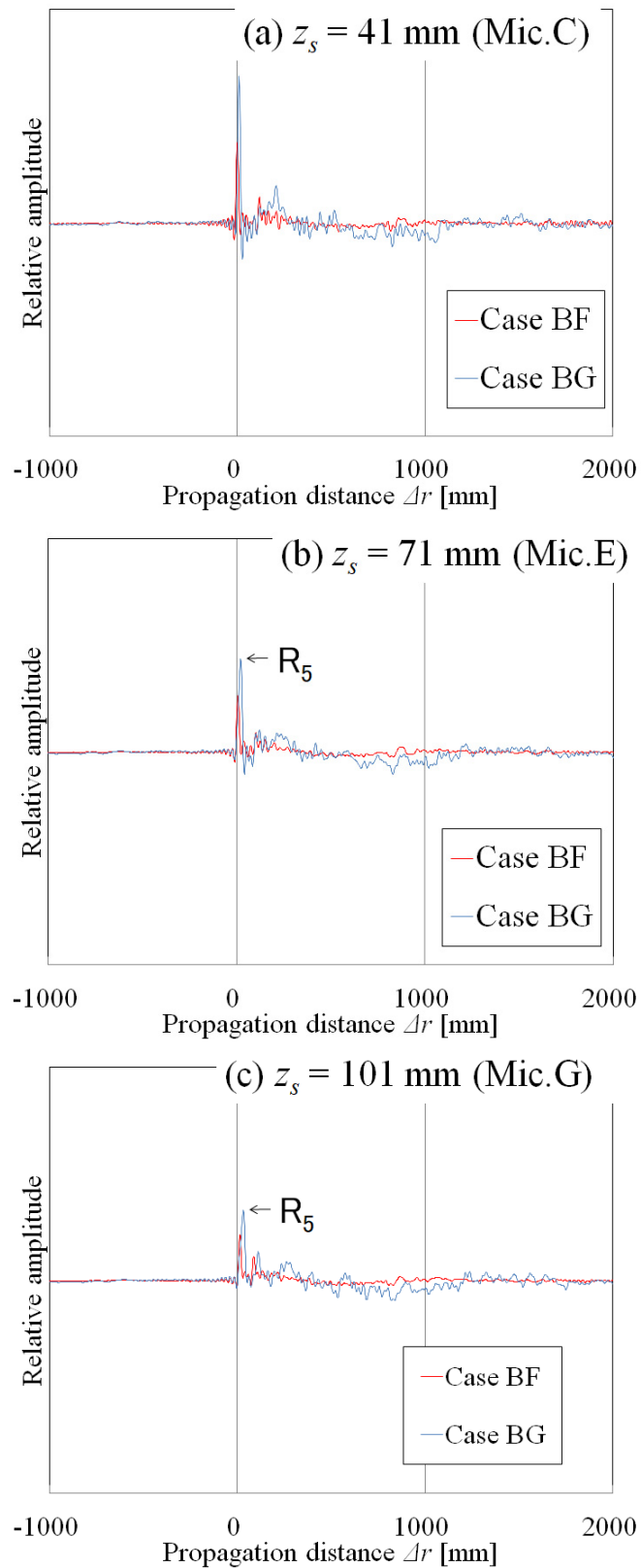


図 3.13 インパルス応答比較 ($y_s = 0$ mm, 近接側カバー有, 地面の影響)

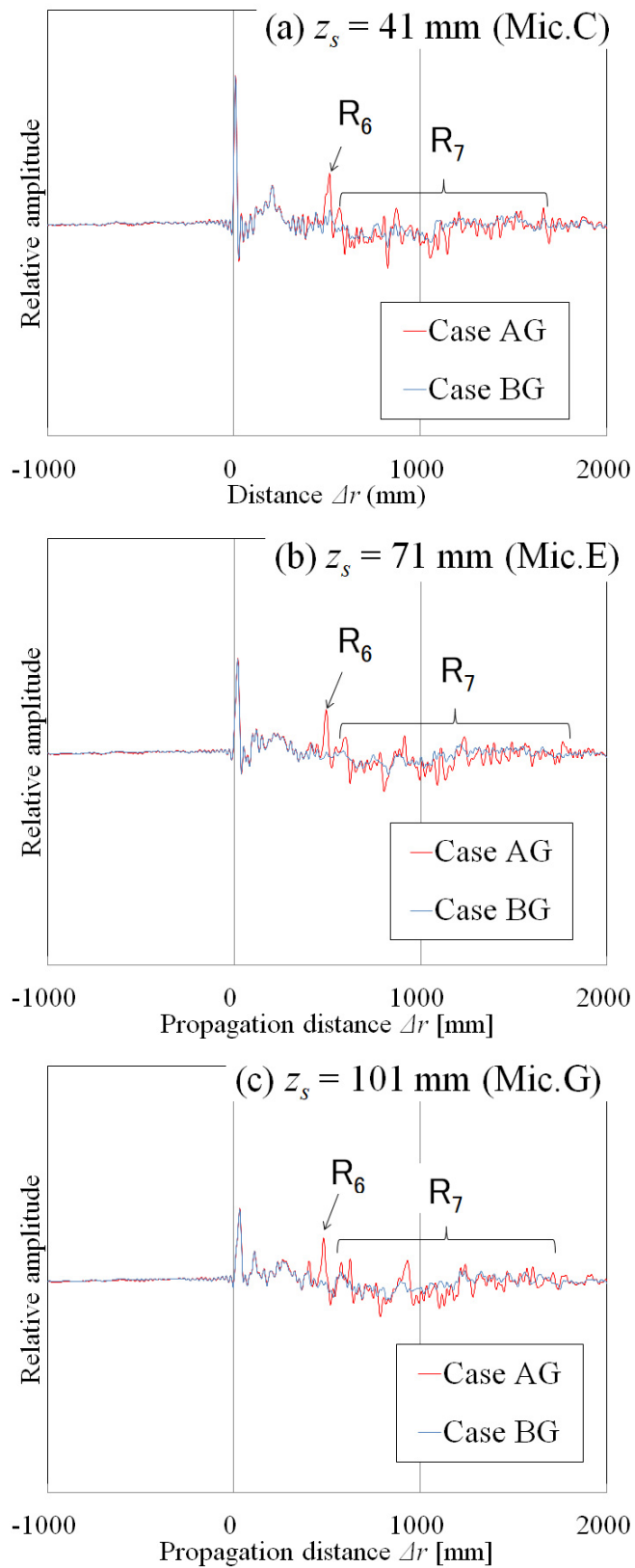


図 3.14 インパルス応答比較 ($y_s = 0$ mm. 両側カバー条件での地面の有無)

では地面からマイクロホン位置が遠い場所で単独のパルス R5 しか生じない点が異なる。これは直接音が近接側カバーの遮へいによる影響を受けていることを示す。

近接側カバーを設置した場合 (CaseBG) と両側カバーを設置した場合 (Case AG) の差を図 3.14 に示す。遠隔側カバーの反射に起因する反射音 R6 が $\Delta r = 500 \text{ mm}$ の付近に認められる。このパルスの他、地面反射に起因する複数の反射波 R7 が少なくとも $\Delta r = 2000 \text{ mm}$ まで認められる。音圧レベル特性の結果から、この複数の反射波により図 3.3 に示す両側カバー設置条件での音圧レベル差が増加したものと考えられる。

3.4 まとめ

相反定理に基づく評価実験を実施し、新幹線車両の台車部から発生する音波が車両側方に伝播する際の音圧レベル特性および伝播経路特性について調査を行った。地面が存在する条件下では、観測点側に設置された側カバーによる遮へい効果が比較的高い周波数帯で生じる一方、低周波数域では地面での反射音により音圧レベル差が増加する傾向がみられた。

第 4 章 音場情報を反映した台車部空力音の推定法

4.1 はじめに

第 2 章で示した結果から、風洞試験でマイクロホンアレイのビームフォーミング解析によって台車部空力音の定量評価を行い、台車部空力音の寄与が 500Hz 帯以下で大きくなるとの試算を行った[93]。また第 3 章では新幹線車両の台車部から発生する音波が車両側方に伝播する際の音圧レベル特性および伝播経路特性について、地面や側カバーの影響を強く受けることが明らかとなった。ここで、ビームフォーミング解析によって得られる指向性音圧レベルは、マイクロホンの配列や測定対象物との位置関係で決まる指向特性に依存する。第 2 章で示した風洞試験とマイクロホンアレイを活用した台車部空力音の評価法[93] (以下、従来法) では、指向性音圧レベルの積分値から無指向性マイクロホンでの測定結果に相当するスペクトルを算出する際の伝達関数は、無指向性マイクロホンで信号対雑音比が確保できるよう、先頭車両での台車部流入箇所におけるまくらぎ方向流速分布を模擬し、台車部側カバーを取り外した条件での風洞試験の測定値から求められている。このた

め、空力音の発生状況（音源、音波の伝播経路）は本来の側カバー設置時とは異なるものと考えられる。第3章で示した通り、台車部キャビティ内で発生した騒音が現地観測点に至る過程では、地面やキャビティ内壁による複雑な影響を受ける。よって、従来法での台車部空力音の評価過程では、これらの影響が正確に反映されていないこと、またマイクロホンアレイの指向性音圧レベルから現地観測点での音圧レベルを換算する際の音場の影響が未知であるという問題がある。台車部を格納するキャビティ（以下、キャビティ）内から発生した騒音に対する地面反射や側カバーによる遮へいの影響については二次元的な数値計算による評価が行われている[94]。ただし台車部のキャビティや地面の存在がビームフォーミング解析に適用する伝達関数に与える影響についてはこれまで十分な検討が行われていない。

そこで本研究では、地面とキャビティによる反射、側カバーによる遮へい効果といった音場情報が指向性音圧レベルに与える影響を示した伝達関数を用い、台車部空力音を定量的に推定する手法を提案する。これにより推定手法のプロセスにある伝達関数の物理的意味（ここでは地面とキャビティによる反射、側カバーによる遮へい効果）を明示できるようにすることを目的とする。提案する手法による台車部空力音の具体的推定手順としては、キャビティ内部に配置した仮想的な音源と指向性音圧レベル、あるいは現地観測点における音圧レベルとの関係を示す伝達関数をそれぞれ三次元数値解析で求める。次に従来風洞試験でマイクロホンアレイにより得られた指向性音圧レベル分布の積分値にこの伝達関数を適用し、現地観測点での台車部空力音を定量的に推定する。提案手法の妥当性を検証するため、地面や台車部の側カバーの存在が伝達関数に与える影響を評価実験により調査する。また、本推定手法により算出された台車部空力音をもとに新幹線の車両下部音を推定し、現地試験結果との比較を行う。

4.2 推定手順

車両模型、マイクロホンアレイ（風洞観測領域）ならびに現地観測点の位置関係を図4.1に、従来手法に対する今回の提案手法の相違点を図4.2に示す。キャビティ内に存在する音源、マイクロホンアレイの m 番目のマイクロホンの位置ベクトルおよびビームフォーミング解析時の照準点位置を $\mathbf{x}_s(x_s, y_s, z_s)$, $\mathbf{x}_m(x_m, y_m, z_m)$, $\mathbf{x}_f(x_f, y_f, z_f)$ とする。従来の手法では、第一段階として風洞試験でビームフォーミン

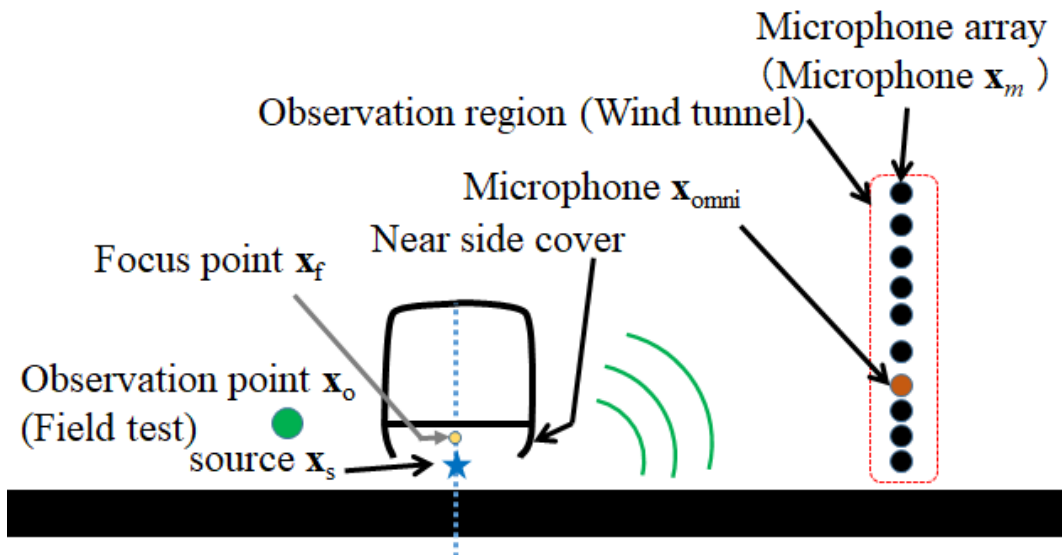


図 4.1 仮想音源，現地観測点および風洞試験でのマイクロホンアレイ位置

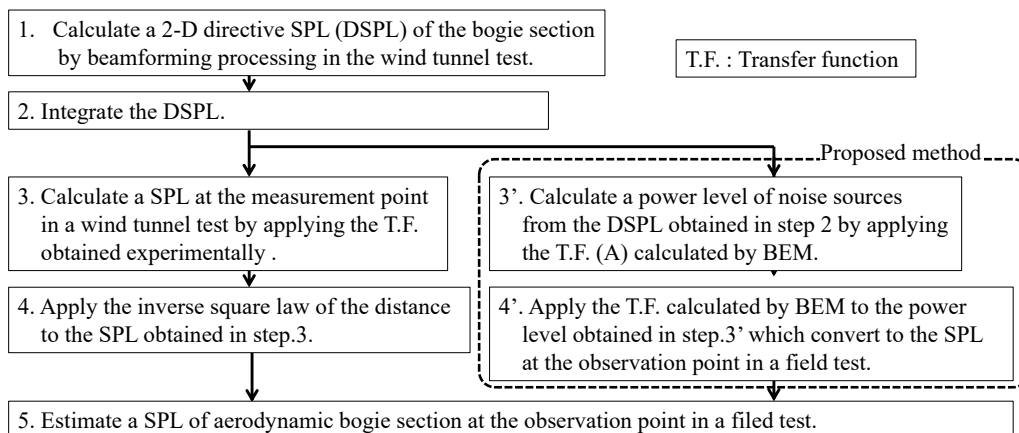
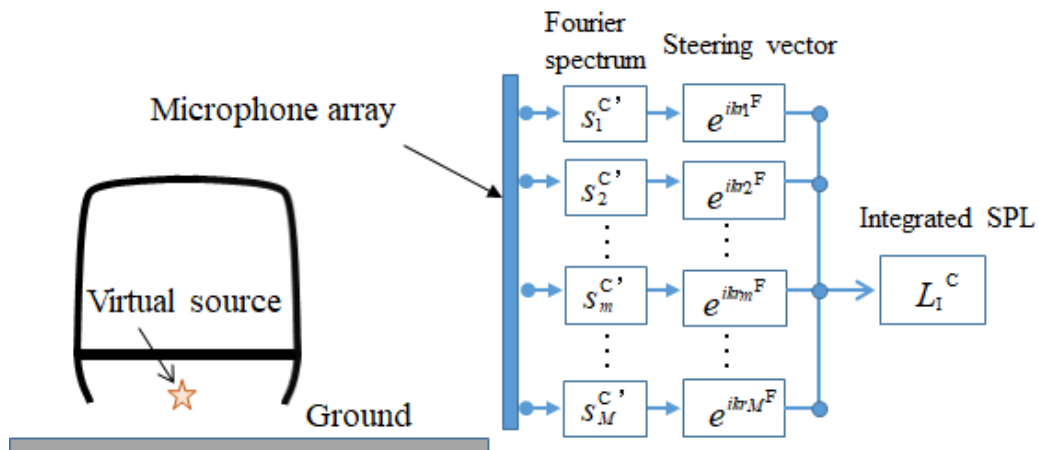


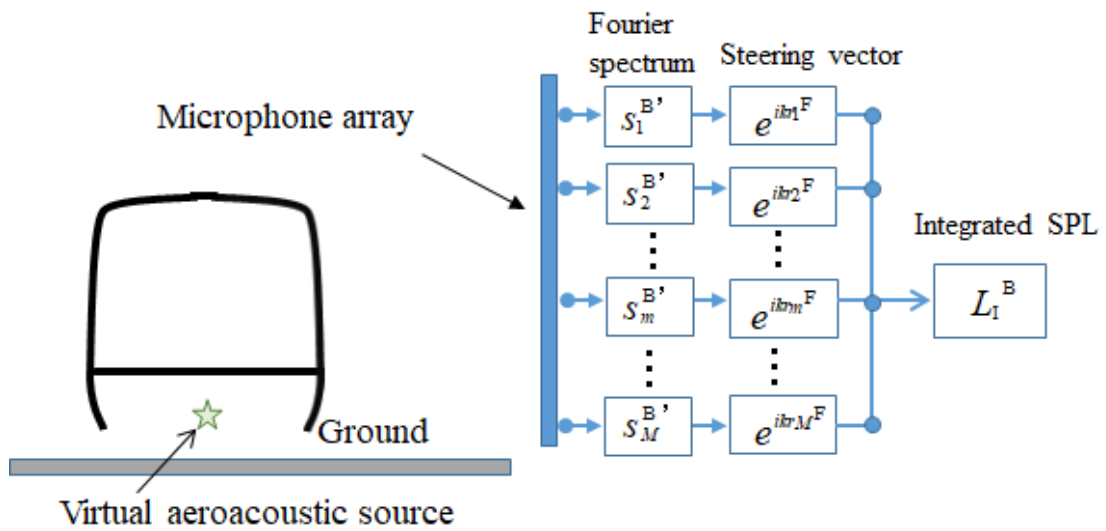
図 4.2 台車部空力音の推定手順における従来法と提案手法の比較

グ解析[43, 80]により台車部周りの二次元的な指向性音圧レベル分布を計算する (Step 1). 実際にはマイクロホンアレイの指向特性は空間的に広がりをもつ. よって, 指向性音圧レベル分布を評価する際には, 音源位置のみならずその周囲の領域を含めた評価が必要となる. このため, 台車部周りの一定領域内で指向性音圧レベルの積分値 (指向性積分音圧レベル) を算出する[63] (Step 2). この指向性積分音圧レベルは音源の音響パワーレベルと比例する. 従来の方法では, 実験的に取得した伝達関数を適用し, 風洞観測領域内の位置 \mathbf{x}_{omni} における無指向性マイクロホンでの音圧レベルを算出する (Step 3). ここで位置 \mathbf{x}_{omni} については, 車体のまくらぎ方向 (y 方向) 中心における下面高さを音源と仮定し, この音源位置から現地観測点 (レール近傍騒音測定点) を結ぶ延長線上とマイクロホンアレイ平面との交差点に近い位置としている. さらに, 点音源に対する距離の逆二乗則に従い現地観測点での音圧レベルを算出し (Step 4), 最終的に台車部空力音を推定する (Step 5).

ここで Step 3 で求める伝達関数は, 風洞試験において無指向性マイクロホンで S/N が十分確保できる台車部条件, 具体的には新幹線の先頭車両における台車部流入箇所での流速分布を模擬し, 台車の両側の側カバーを取り外した状態での実測値として求めている. このため, 騒音の発生個所ならびに音響特性 (地面の反射や側カバーによる遮へいによる影響等) が側カバーを設置した条件とは異なるものと想定される. 伝達関数は音源から各マイクロホンに伝播する際の音場の影響を受けるため, より実態に即した音響特性を反映した伝達関数を適用する方が望ましい. また Step 4 では, 無指向性マイクロホン位置 \mathbf{x}_{omni} と現地観測点間の模型縮尺比を考慮した距離の点音源に対する逆二乗特性を考慮しているのみであり, 同じく地面やキャビティの影響が考慮されていない. そこで本研究では, Step 3 で指向性積分音圧レベルに適用する伝達関数について, 三次元境界要素法を用いて台車部周りの音響特性を反映した伝達関数を求め, 音源の音響パワーレベルを推定することとする (Step 3'). つまりこの過程において, 従来法では風洞観測領域上での音圧レベルを推定していたのに対し, 今回の提案手法では音源自体の音響パワーレベルを求めることとなる. さらにこの音響パワーレベルに対し同じく台車部の音場情報を反映した伝達関数を適用することで現地観測点の音圧レベルを推定することとする (Step 4'). これにより, 地面反射や側カバーの遮へい効果が指向性積分音圧レベルに与える影響が明らかとなり, 本手法の信頼性が向上することが期待できる.



(a) 数值計算



(b) 風洞試験

図 4.3 台車部周りの音場を考慮した提案手法のブロック図

今回提案する推定手法について説明する．図 4.1 に示すキャビティ内の音源位置 \mathbf{x}_s に音響パワーレベル L_w^C の無指向性点音源（以下，仮想音源）が存在し，ここから放射される音波を車両側方に設置したマイクロホンアレイで観測する状況を考える（図 4.3 (a)）．ここで L_w^C はキャビティや地面での反射，遮へいの影響が無い空間（以下，自由空間）において仮想音源から 1 m 離れの位置で 0 dB となる値に設定する．仮想音源から放射された音波は，キャビティの内壁や地面の反射，風洞観測領域側に設置された側カバー（以下，近接側カバー）による遮へいの影響を受けた上で各マイクロホンに到達するものと考ええる．この際 m 番目のマイクロホンでの受信音圧の複素フーリエスペクトルを $s_m^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m)$ とし，式 (13)，(14) に従い指向性音圧レベル $L_d^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)$ を算出する．

$$s_m^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m, \mathbf{x}_f) = \frac{1}{M} s_m^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m) e^{ikr_m^F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m)} r_m^F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m) \quad (13)$$

$$L_d^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f) = 10 \log_{10} \left(\sum_{m \neq m'} s_m^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m, \mathbf{x}_f) \{s_{m'}^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_{m'}, \mathbf{x}_f)\}^* \right) \quad (14)$$

ここで f は周波数， k は波数， M はマイクロホンの総数， r_m^F は照準点から各マイクロホン位置までの直線距離であり，地面や車両が存在しない自由空間での音波の伝播距離に相当する．また $*$ は複素共役を表す．この指向性音圧レベルは，位置 \mathbf{x}_s で音響パワーレベル L_w^C を持つ仮想音源から放射された音波に対して，マイクロホンアレイの指向特性の影響を受けた状態での音圧レベルとなる．解析格子点上の一定領域 \mathbf{R} に含まれる音圧レベルのパワー和を算出し，式 (15) から指向性積分音圧レベル $L_i^C(f, \mathbf{x}_s)$ を算出する．

$$L_i^C(f, \mathbf{x}_s) = 10 \log_{10} \left(\sum_{\mathbf{x}_f \in \mathbf{R}} 10^{L_d^C(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)/10} \right) \quad (15)$$

風洞試験で測定した台車部空力音の音源が仮想音源と同じ位置 \mathbf{x}_s に存在すると仮定する．図 4.3 (b) に示す通り式 (16)，(17) と同様に空力音源についても受信音圧のフーリエスペクトル $s_m^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m)$ から指向性音圧レベル $L_d^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)$ を求める．

$$s_m^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m, \mathbf{x}_f) = \frac{1}{M} s_m^{B'}(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m) e^{ik_r^F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m)} r_m^F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_m) \quad (16)$$

$$L_d^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f) = 10 \log_{10} \left\{ \left[\sum_{m \neq m'} s_m^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_m, \mathbf{x}_f) \{s_{m'}^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_{m'}, \mathbf{x}_f)\}^* \right] \right\} \quad (17)$$

ここで、 $[\]$ はアンサンブル平均を示す．式 (3) と同一の解析格子点上の一定領域 \mathbf{R} 内でパワー和をとり，式 (18)，(19) に従い指向性積分音圧レベル $L_i^B(f, \mathbf{x}_s)$ を算出する．

$$L_d^{B'}(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f) = 10 \log_{10} \left(10^{L_d^B(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)/10} - 10^{L_d^{BGN}(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)/10} \right) \quad (18)$$

$$L_i^B(f, \mathbf{x}_s) = 10 \log_{10} \left(\sum_{\mathbf{x}_f \in \mathbf{R}} 10^{L_d^{B'}(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_f)/10} \right) \quad (19)$$

ここで L_d^{BGN} は暗騒音条件（台車部を完全平滑とした条件）で式 (17) と同様に算出された指向性音圧レベルである．フーリエスペクトル s_m^C で想定している仮想音源の位置ならびに指向特性が空力音源と同一とみなせる場合，式 (14) で求めた仮想音源に対する指向性音圧レベル L_d^C のパワーと式 (18) で求めた風洞試験の測定結果から得られる指向性音圧レベル $L_d^{B'}$ のパワーは各格子点で比例関係となる．よって，音圧レベル分布内の指向性音圧レベルを積分した L_i^C ， L_i^B についてもそのパワーは比例関係となる．本提案手法ではこの比例係数により空力音源の音響パワーレベル L_w^E を式 (20) により算出する．

$$L_w^E(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s) = L_w^C(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s) + \left[L_i^B(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s) - L_i^C(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s) \right] \quad (20)$$

ここで f_{oct} は 1/3 オクターブバンド中心周波数である． $L_i^C(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s)$ については，1/3 オクターブバンド周波数に対して 1 バンド内を常用対数で等間隔に分割した離散周波数での指向性積分音圧レベルのパワー平均により求めた．風洞試験で求められた音響パワーレベルが L_w^E である音源からの放射音について，現地観測点 \mathbf{x}_o での音圧レベル P_{fin} を式 (21) により推定する．

$$\begin{aligned}
P_{\text{fin}}(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_o) &= L_w^E(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s) - L_w^C(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s) + L^B(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_o) + A(f_{\text{oct}}) + 10 \log_{10}(2) \\
&= L_1^B(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s) - L_1^C(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s) + L^B(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_o) + A(f_{\text{oct}}) + 10 \log_{10}(2)
\end{aligned} \tag{21}$$

ここで、 $L^B(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_o)$ は仮想音源位置 \mathbf{x}_s に音響パワーレベル L_w^C の無指向性点音源が存在する場合の現地観測点 \mathbf{x}_o における音圧レベルであり、伝達関数 $L_1^C(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s)$ と同様に 1/3 オクターブバンド中心周波数の関数で表す。 $A(f_{\text{oct}})$ は周波数重み付け特性 A 、最終項は車間部通過時の騒音に 2 台車分の寄与が含まれることを考慮したものである。式 (21) より現地観測点における音圧レベル P_{fin} は、風洞試験で得られた観測対象となる台車条件での指向性積分音圧レベル L_1^B 、解析的に取得する指向性音圧レベルの伝達関数 L_1^C および現地観測点の伝達関数 L^B により推定できる。

なお実際の空力騒音はキャビティ内で空間的に分布していると考えられる。そこで台車部に音響パワーが同一で複数の無相関な仮想音源が N 個分布している状況を考える。この場合、複数の仮想音源を対象とした指向性音圧レベルの伝達関数 $L_1^{\text{CT}}(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_{\text{sd}})$ は式 (22) で表される。

$$L_1^{\text{CT}}(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_{\text{sd}}) = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N 10^{L_1^C(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s^n)/10} \right) \tag{22}$$

ここで \mathbf{x}_s^n は、 n 番目の仮想音源の位置ベクトル、 \mathbf{x}_{sd} は仮想音源の配列パターンを表す。同じく複数の仮想音源を対象とした現地観測点への伝達関数 $L^{\text{BT}}(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_{\text{sd}}, \mathbf{x}_o)$ は式 (23) で表される。

$$L^{\text{BT}}(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_{\text{sd}}, \mathbf{x}_o) = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N 10^{L^B(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_s^n, \mathbf{x}_o)/10} \right) \tag{23}$$

最終的な現地観測点における音圧レベル P_{fin} は、式 (21) と同様の考え方に基づき式 (24) の通り推定できる。

$$P_{\text{fin}}(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_{\text{sd}}, \mathbf{x}_o) = L_1^B(f_{\text{oct}}) - L_1^{\text{CT}}(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_{\text{sd}}) + L^{\text{BT}}(f_{\text{oct}}, \mathbf{x}_{\text{sd}}, \mathbf{x}_o) + A(f_{\text{oct}}) + 10 \log_{10}(2) \tag{24}$$

指向性音圧レベルを算出する際に必要となる振幅及び位相情報については、仮想音源位置ならびに構成マイクロホンの位置に依存するため、これらの条件を網羅する多数のデータを実験的に得るのは困難である。そこで本研究では、伝達関数 L_1^C お

よび L^p の両者を数値計算により算出することとする。

4.3 数値計算による伝達関数の算出

数値計算による音場解析には境界条件の離散化による境界要素法 (BEM) の解析が有効であり [81], 回折減衰等の影響を考慮した複雑形状に対する適用例も報告されている [82]. 本研究でも式 (13) に適用する音場情報を反映した複素フーリエスペクトル s_m^c を算出するにあたり, 汎用計算ソフトSYSNOISEを用いてBEMによる三次元解析を行った. 数値解析時の台車部のモデル (メッシュ) を図4.4に示す. 座標系として, 風洞試験での主流方向, 鉛直上方およびこれらに直交し車両から風洞観測領域に向かう方向をそれぞれ x , z , y の正と定義する. また仮想音源の位置を (x_s, y_s, z_s) で表記する. 風洞試験で用いた1/7縮尺車両模型をベースとして, 台車部中心から x 方向に ± 500 mm の範囲を数値計算用にモデル化した. なお本モデルでは台車装置は模擬していない. 各解析周波数帯での計算パラメータについては, 伝達関数 L_r^T および L^T の収束性を確認したうえで表4.1に示す通りとした. なお, 本報告書に記載する周波数はいずれも現車換算後の値で表したものである. メッシュ間隔は解析対象周波数の波長の1/6以下となるように設定した. 音速は340 m/sに設定した. 周波数平均化時の分割数は, 式 (20) ~ (24) に示す離散周波数での音響パワーレベルあるいは音圧レベルのパワー平均を算出する際に, 1/3オクターブバンド周波数の1バンド内を常用対数で等間隔に分割した数を表す. 側カバー形状は実際に使用した湾曲形状を模擬した. 地面の影響についてはSYSNOISEによる計算の際, $z = 0$ mmに剛体平面を設定することにより考慮した. 地面を考慮した条件で台車部の両側に側カバーを設置し, 予備検討の結果を踏まえ全壁面の垂直入射反射率を97% (音響特性インピーダンスを27350 kg/m²sに設定) とした条件を標準条件とする. また標準条件に対して地面が存在しない条件 (以下, 地面未設条件), ならびに標準条件に対して台車キャビティの上部壁面の垂直入射反射率を0とした条件 (音響特性インピーダンスを416.5 kg/m²sに設定. 以下, キャビティ上部壁面無反射条件) についても検討を行った. なお, 風洞試験における移流効果については, ノズル周りの自由せん断層による屈折の影響について, 主流方向に平行なせん断層を仮定した補正を行っている [83]. また, 台車部とマイクロホンアレイの位置関係について, 風洞試験では音波の移流をふまえアレイの x 方向設置位置を台車中心

表 4.1 計算条件

1/3 Octave band frequency [Hz]	125	160	200	250	315	400
Mesh width* [mm]	30	30	30	30	20	20
Mesh shape	Square	Square	Square	Square	Triangle	Triangle
Number of division in a frequency band	3	3	3	3	7	7

* 1/7 scale

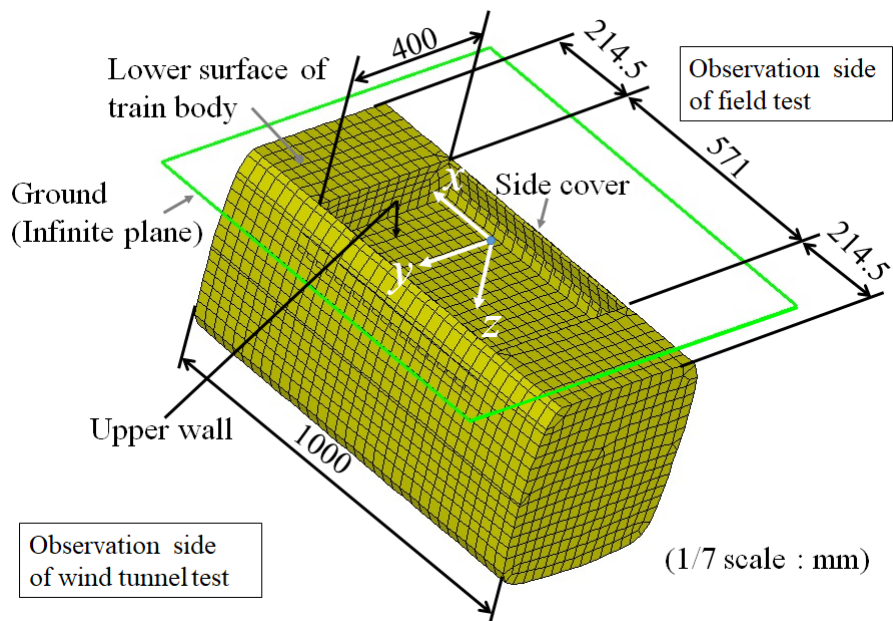


図 4.4 台車部の計算モデル

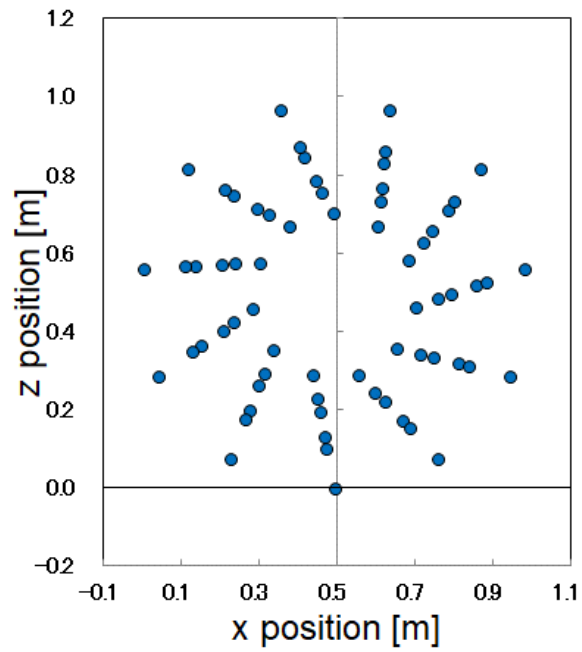
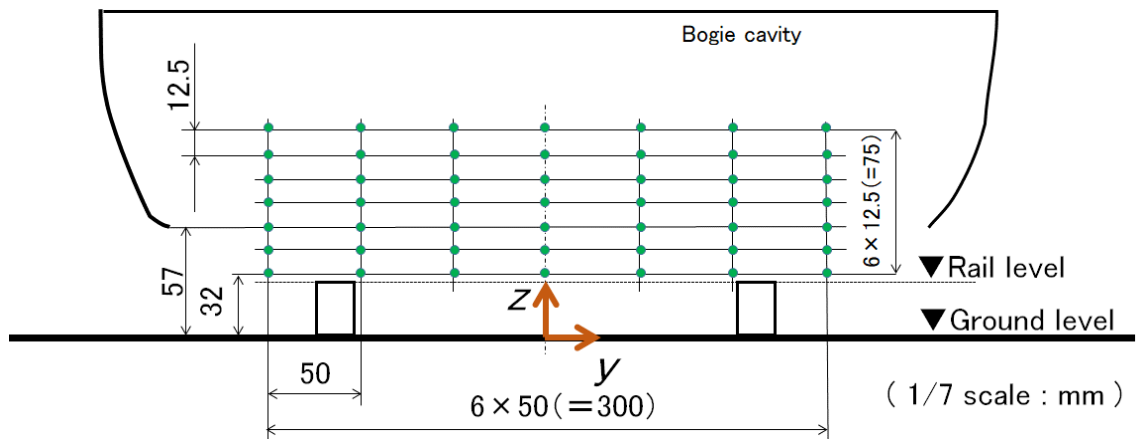
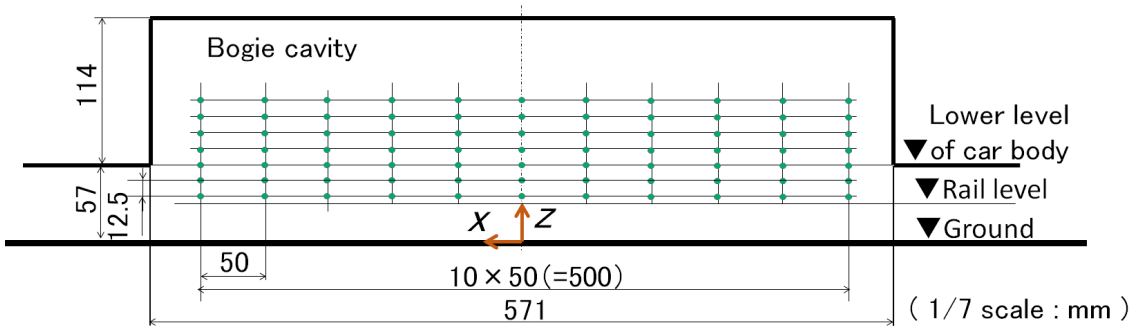


図 4.5 マイクロホンアレイにおけるマイクロホンの配列



(a) 正面



(b) 側面図

図 4.6 台車部キャビティ内における仮想音源の配置

から500 mm 下流としている．よって数値計算においても風洞試験での状況に合わせてマイクロホンアレイ中心が $x = 0.5$ mとなる条件で計算を行った．マイクロホンアレイを構成するマイクロホンの位置を図4.5に示す．この位置は式 (5) で風洞試験結果から指向性音圧レベル $L_d^p(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_r)$ を求める際に参照したマイクロホン位置と同一である．現地測定点の位置は現車スケールで $y = 2.716$ m, $z = 0.6$ mであり，数値計算モデルにおける1/7スケールでの位置は $x = 0$ m, $y = -0.388$ m, $z = 0.0857$ mとした．また列車が現地観測点前を移動することを考慮し，現地観測点の伝達関数 L^p の算出時には $x_0 = -0.2, -0.1, 0, 0.1, 0.2$ mの条件で算出した結果のパワー平均値を算出した．式 (22) ~ (24) に示す仮想音源の配置パターン \mathbf{x}_{sd} については，車両下面高さ付近で台車機器の位置する範囲，ならびに間隔が解析最大周波数である400 Hzの音波の波長の1/7の距離より小さくなることを考慮し，図4.6に示す通り $x_s = -0.25 \sim 0.25$ m (0.05m ピッチ), $y_s = -0.15 \sim 0.15$ m (0.05 m ピッチ), $z_s = 0.032 \sim 0.107$ m (0.0125 m ピッチ)の範囲に配置する．式 (3) で指向性音圧レベルを算出す

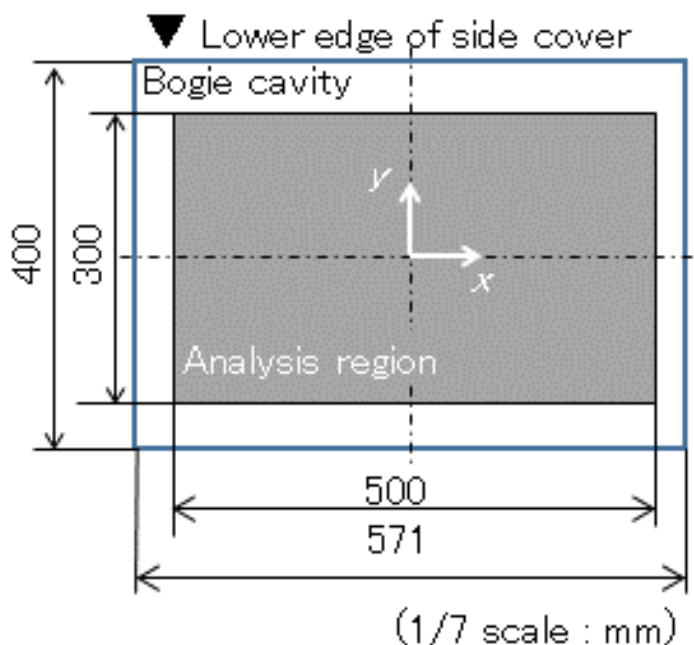


図 4.7 $x - y$ 平面における伝達関数 L^c , L^p の空間分布の解析領域

る際の積分領域 R については、風洞試験と同一である $x = -0.5 \sim 0.5 \text{ m}$, $z = -0.5 \sim 0.5 \text{ m}$ (0.1 mピッチ)の格子点領域とした。

4.4 伝達関数の空間分布特性

標準条件に対する伝達関数 L_i^c 及び L^p の空間分布について、 z 方向のパワー平均化を行った後の図4.7に示す領域に仮想音源を配置した $x - y$ 平面における分布を図4.8, 4.9に示す。図中のキャビティ寸法は1/7スケールで表記したものである。白で描画されている領域は、カラーバーで示す最大音圧レベルと比べて10 dB以上小さいことを表す。250 Hz帯～400 Hz帯では空間的な変化が最大でも10 dB以下となる一方で、125 Hz帯～200 Hz帯では y 方向に対して伝達関数の変化が大きくなる。このうち125 Hz帯ではいずれの伝達関数でも y 方向中心で音圧レベルが最大となる。一方160 Hz帯では伝達関数 L_i^c では風洞観測領域側、伝達関数 L^p では現地観測点側で音圧レベルが最大となるなど、 y 方向に対して非対称性がみられる。これはキャビティ内の仮想音源から風洞観測領域までの(近接側カバー下端部を回折する)直接音と、地面あるいはキャビティ内壁での反射音との音響的な干渉の影響を受けているものと考えられる。地面未設条件について、125 Hz帯および160 Hz帯での伝達関数 L_i^c の $x - y$ 平面における分布を図4.10に示す。いずれの周波数帯域でも地面が存在する標準条件に比べて伝達関数の値が小さくなる。ただし y 方向に対する空間分布については、125 Hz帯では標準条件と同じ傾向を示すのに対し160 Hz帯では最大値となる y 方向位置が標準条件と異なる。次にキャビティ上部壁面無反射条件の伝達関数を図4.11に示す。125 Hz帯および160 Hz帯ともに伝達関数の y 方向に対する大きな変化は生じなくなる。地面が存在している条件で、近接側カバーのみとした場合の結果を図4.12に示す。160 Hz帯の空間分布の傾向については類似した分布傾向が認められるものの、地面が存在し両側カバーを設置した場合の方が y 方向の変化がより顕著に生じており、遠隔側カバー設置の影響が認められる。以上の結果から、標準条件での伝達関数 L_i^c で低周波数域にみられる y 方向の空間分布は、地面、遠隔側カバーならびにキャビティ上部壁面での反射波が影響しているといえる。

式(22)、(23)に従い空間積分を行って得られた伝達関数 L_i^t および L^t について、台車部周りの音場を考慮した場合と自由空間を想定した場合の比較を図4.13に示す。自由空間を想定した場合の伝達関数 L_i^t は周波数に対して単調減少する一方で

L^{pt} は周波数に依存せずほぼ一定となるため、伝達関数 $(-L^{\text{ct}} + L^{\text{pt}})$ は周波数に対して単調増加となる。なお自由空間における伝達関数 L^{pt} の値は、キャビティ内における仮想音源の位置から現地観測点までの点音源に対する直線距離の逆二乗特性により約 8 dB となる。これに対し台車部を考慮した場合、各伝達関数の周波数特性はキャビティ周りの音場の影響を受けており、自由空間の場合とは異なり単調とはならない。また伝達関数 L^{ct} および L^{pt} は自由空間の場合とは異なり、いずれも 125 Hz 帯～400 Hz 帯の範囲で増加する。つまり、伝達関数 L^{ct} が示すキャビティ内の音源の音響パワーに対応する指向性積分音圧レベルが地面や側カバーによる反射の影響により増加すること、また伝達関数 L^{pt} が示すキャビティ内の音源の音響パワーに対応する現地観測点での音圧レベルが同じく地面や側カバーにより増加することがそれぞれ示されている。一方で指向性音圧レベルと現地観測点での音圧レベルの関係を示す最終的な伝達関数は両者の差 $(-L^{\text{ct}} + L^{\text{pt}})$ となるため、自由空間の場合と同程度の値となる。

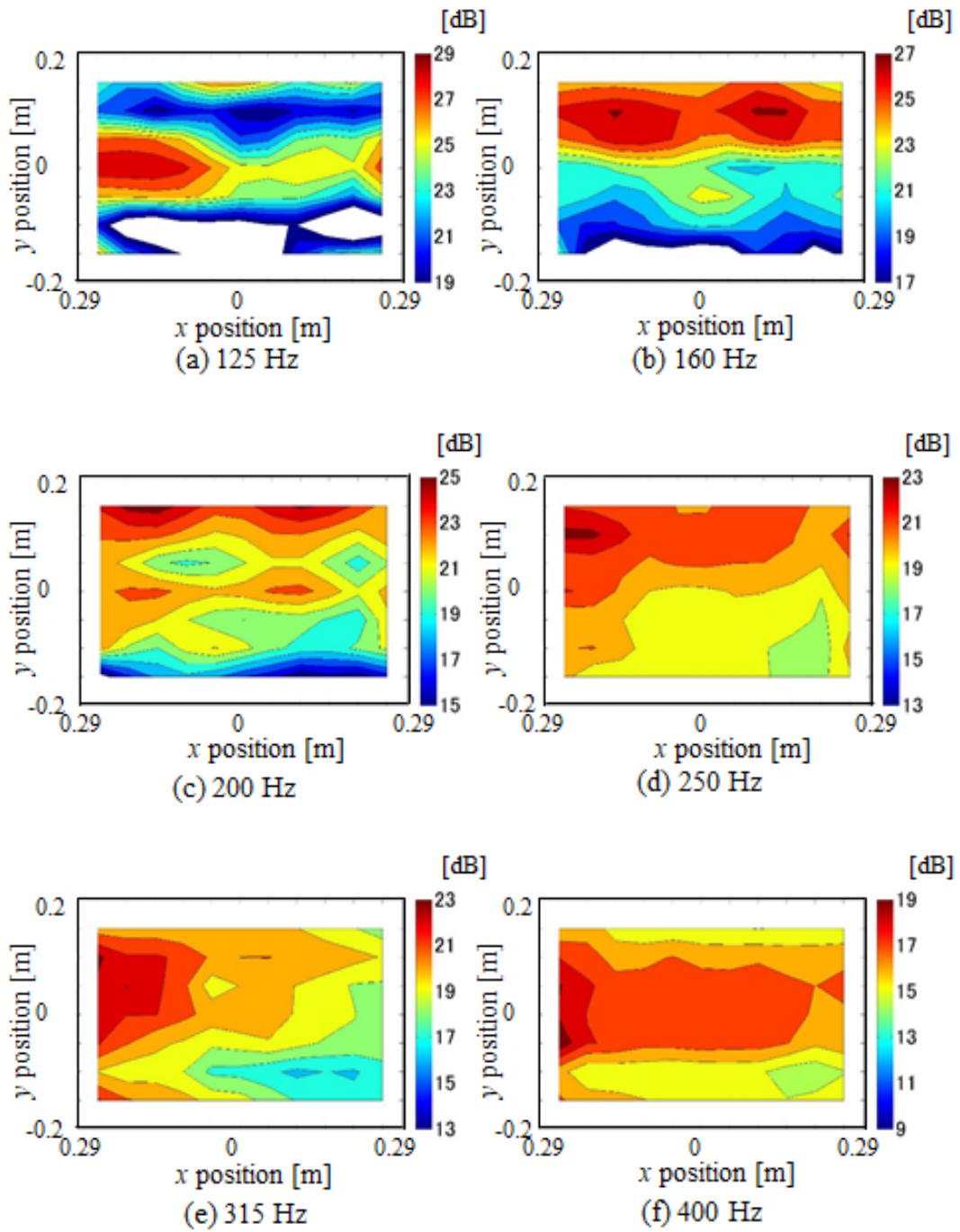


図 4.8 伝達関数 L_i^c の空間分布 (鉛直方向での平均化処理後)

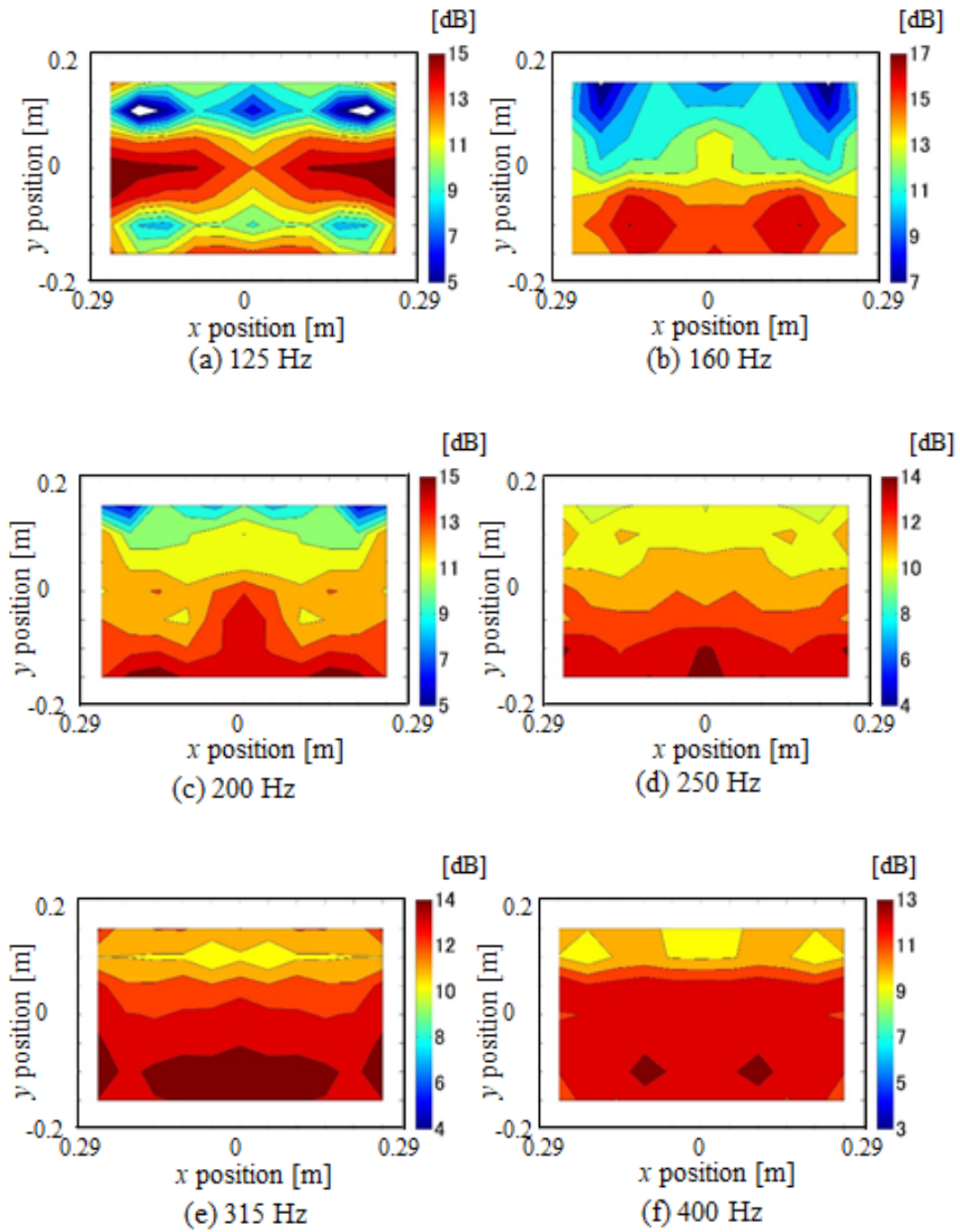


図 4.9 伝達関数 L^p の空間分布(鉛直方向での平均化処理後)

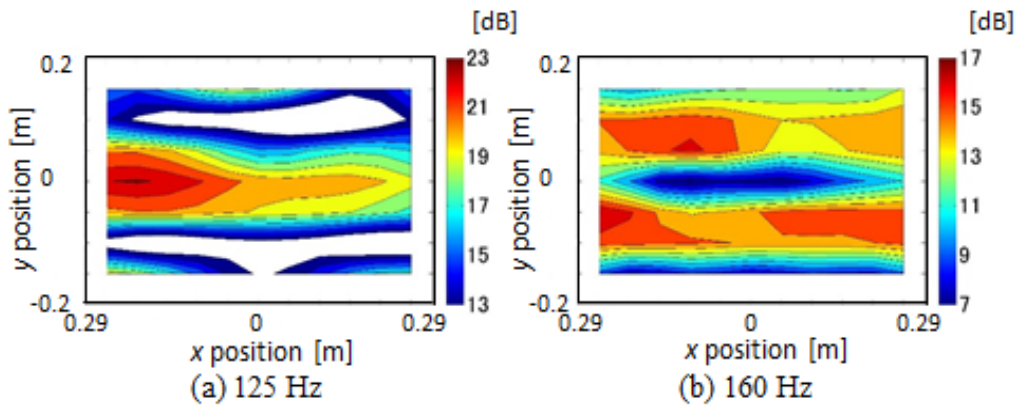


図 4.10 地面が無い条件下での伝達関数 L^C の空間分布

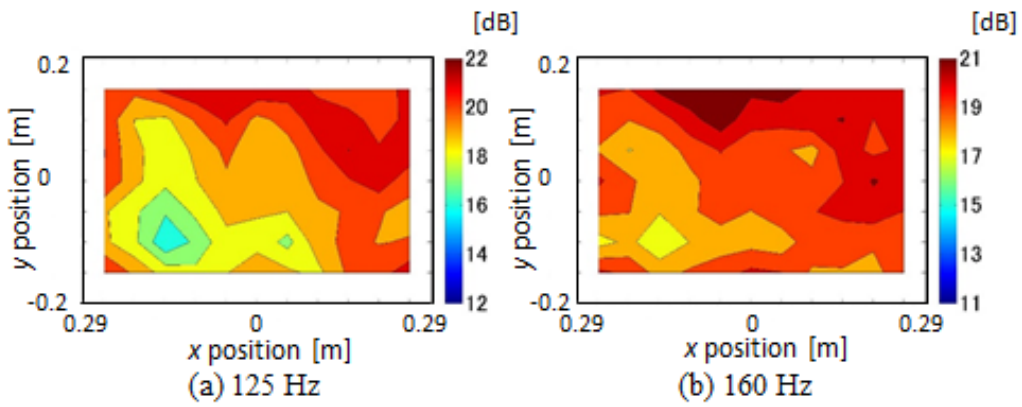


図 4.11 上部壁面を音響的に吸音条件とした場合の伝達関数 L^C の空間分布

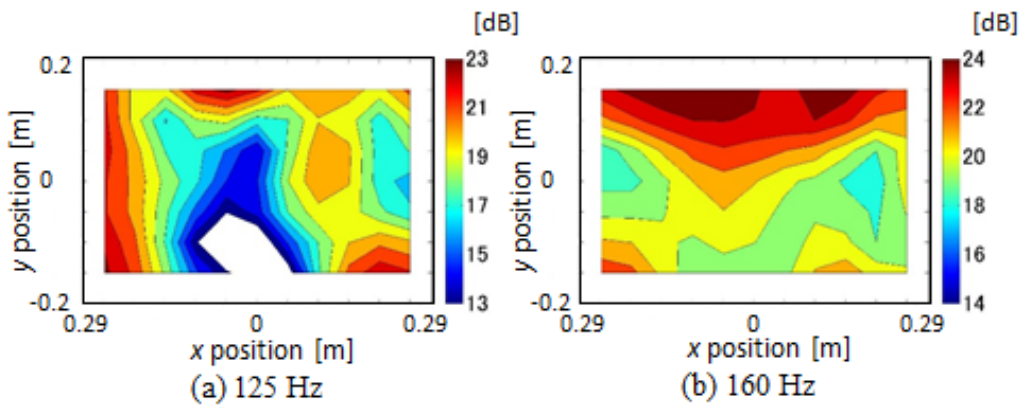
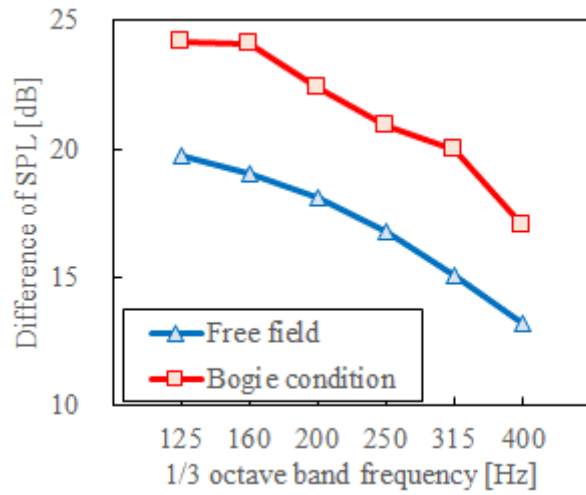
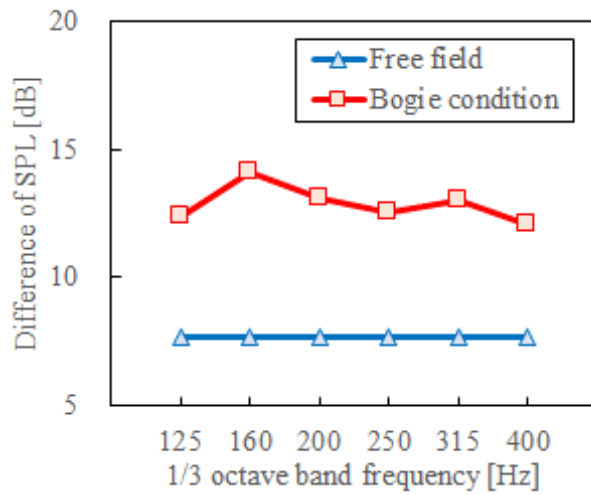


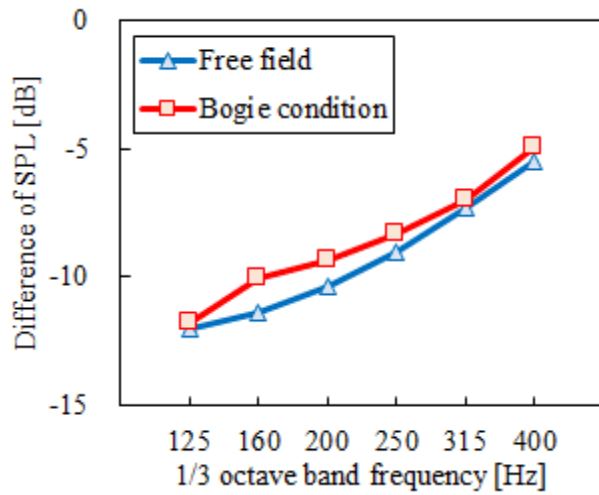
図 4.12 地面および近接側カバーが存在する条件下での伝達関数 L^C の空間分布



(a) 伝達関数 L_t^{CT}



(b) 伝達関数 L_t^{PT}



(c) 伝達関数 $(-L_t^{CT} + L_t^{PT})$

図 4.13 各伝達関数の周波数特性

(自由空間を想定した場合と台車部を考慮した場合の比較)

4.5 評価実験結果および現地試験測定結果による妥当性の検証

4.5.1 相反定理に基づく評価実験

前章の結果から，台車部周りの音場情報を反映した伝達関数 L^T ， L^R は自由空間を仮定した場合に比べて増加する傾向がみられた．また台車部周りの音場を考慮した場合の伝達関数 L^C ， L^B の x - y 平面上における空間分布では，比較的低い周波数帯域の 125 Hz 帯および 160 Hz 帯で y 方向に大きな変化がみられ，地面，キャビティ上部壁面を含むキャビティの内壁での反射による影響が示唆された．数値計算により得られた伝達関数の妥当性を検証すること，また地面やキャビティ内壁での反射が伝達関数に与える影響をより詳細に調べるため，大型低騒音風洞の無響室において，従来の風洞試験で用いた 1/7 縮尺車両模型を使用した評価実験を行った．車両模型の下部に新幹線車両の台車が収納されているキャビティ部を模擬し，キャビティの側カバーならびに地面の有無を変化させた場合の影響を調べた．なお本評価実験では台車装置は設置していない．車両模型の設置条件は，図 3.1 に示した通りである．Setup 0 は無響室内に車両模型および地面を設置しない自由空間を模擬した状態である．Setup 1 は車両模型を上下反転して地面未設条件を模擬した設置条件である．Setup 2 は x 方向長さ 7 m， y 方向長さ 5.5 m のステージ上に車両模型を通常の状態を設置した条件である．測定対象となるキャビティ部の模型寸法は現車スケールの 1/7 に相当するレール方向長さ 571 mm， y 方向幅 454 mm（キャビティ上部壁面高さにおける側カバー内壁間隔），400 mm（車体底面高さ）である．キャビティ内部の仮想音源から車体側方の風洞観測領域へ伝播する音の状況を実験で再現するにあたり，キャビティ内の音場を極力乱さないことが必要となるため相反定理[86, 87, 88, 89]を適用することとし，キャビティ内にマイクロホン，車両模型側方にスピーカー音源を設置した．以下，キャビティ内に設置したマイクロホン位置を仮想音源，車両側方に設置したスピーカー位置を風洞観測点と表記する．台車部の側カバー条件および地面の条件を表 2 に示す．風洞観測領域に近い方の側カバーを近接側カバー，遠い方の側カバーを遠隔側カバーとする．仮想音源を配置したキャビティ内の鉛直方向ならびに y 方向位置の影響を調べるため，図 4.14 に示す通りキャビティ内の 18 か所の仮想音源位置($x_s = 0$ mm, $y_s = -90, 0, 90$ mm, $z_s = 26, 41, 56, 71, 86, 101$ mm) にマイクロホン（B&K 社製 Type 4935 1/4 インチ，受圧部直径約 7 mm，長さ 65 mm）を設置し，時系列波形をデータレコーダー（TEAC

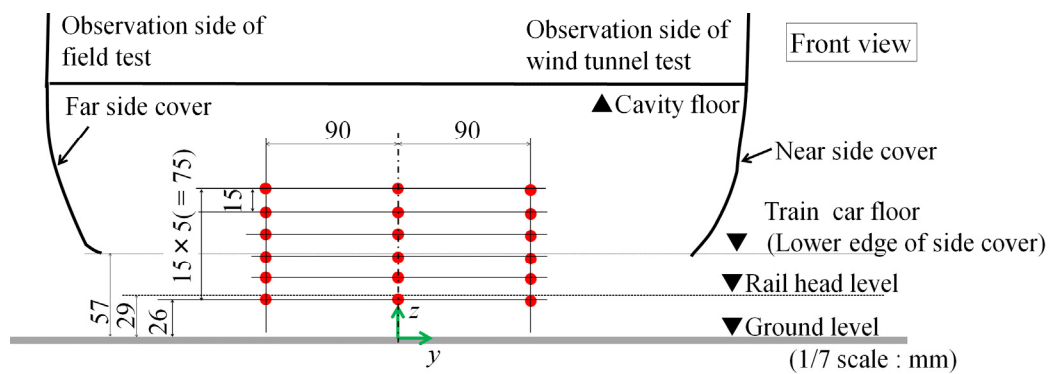


図 4.14 台車キャビティ内部のマイクロホン配列

表 4.2 台車部の側カバーおよび地面の条件

Case	Side covers	Ground	Setup
Case AF	Both side	Not exist	1
Case BF	Near side only	Not exist	
Case AG	Both side	Exist	2
Case BG	Near side only	Exist	

社製 WX-7000) で記録した。スピーカーは、 $x = 0$ m の平面内においてマイクロホンアレイ中心の y 座標ならびに z 座標に相当する $x = 0$ m, $y = 3.5$ m, $z = 0.5$ m に設置した。スピーカーから放射した広帯域音 (ホワイトノイズ) を対象として、各マイクロホンでの受信音圧レベル L に対し式 (25) により音圧レベル差 G [dB] を算出した。

$$\overline{G(f_{\text{oct}}, y_s, z_s)} = \overline{L(f_{\text{oct}}, y_s, z_s)} - L_0(f_{\text{oct}}, y_s, z_s) \quad (25)$$

ここで L_0 は自由空間 (Setup 0) で指向性音圧レベルの解析平面に相当する $y = 0$ m で測定した基準音圧レベル, f_{oct} は現車換算後の 1/3 オクターブバンド周波数である。FFT 分析の解析条件はサンプリング周波数 48 kHz, データ長 512 点, 平均化回数 128 回とした。記号 $\bar{\quad}$ は同一の y 座標上で $z_s = 26 \sim 101$ mm に離散配列したマイクロホンによる音圧レベル差のパワー平均を表す。スピーカーから放射された音波がマイクロホンに至る過程での直達音と反射音を高い S/N で分離するため, TSP (Time Stretched Pulse) 信号を用いてスピーカーへの入力電圧波形と各マイクロホンでの検出信号からインパルス応答波形を算出した。インパルス応答測定結果を解析する際のサンプリング周波数は 192 kHz とした。また, オリジナルのインパルス応答波形にはスピーカーの特性が含まれるため, これを除去するため自由空間でのインパルス応答が単位インパルス応答となるように設計された逆フィルタを適用した [81, 82, 95]。なお評価実験に関する結果の周波数については, 数値計算時と同様に現車換算後の周波数で表記する。

仮想音源の y 方向位置による音圧レベルの変化を図 4.15 に示す。地面が存在することによる音圧レベルの変化の傾向を以下に示す。

(a) Case AG では, 125 Hz 帯 ~ 160 Hz 帯での音圧レベルが仮想音源の y 方向位置により大きく変化する。具体的には 125 Hz 帯では y 方向中心 ($y = 0$ mm) で最大となる一方で, 160 Hz 帯では y 方向の負から正の方向に向かうにつれて音圧レベルが増大する傾向を示す。この傾向は図 4.8 に示す数値計算で得られた標準条件での伝達関数 L_i の空間分布の傾向と一致する。

(b) Case AG で見られた 125 Hz 帯および 160 Hz 帯の y 方向の空間分布傾向について, 160 Hz 帯での傾向は遠隔側カバーを設置していない Case BG でも認められる一方で, 125 Hz 帯の傾向は異なる。よって音圧レベルの 125 Hz 帯における空間分

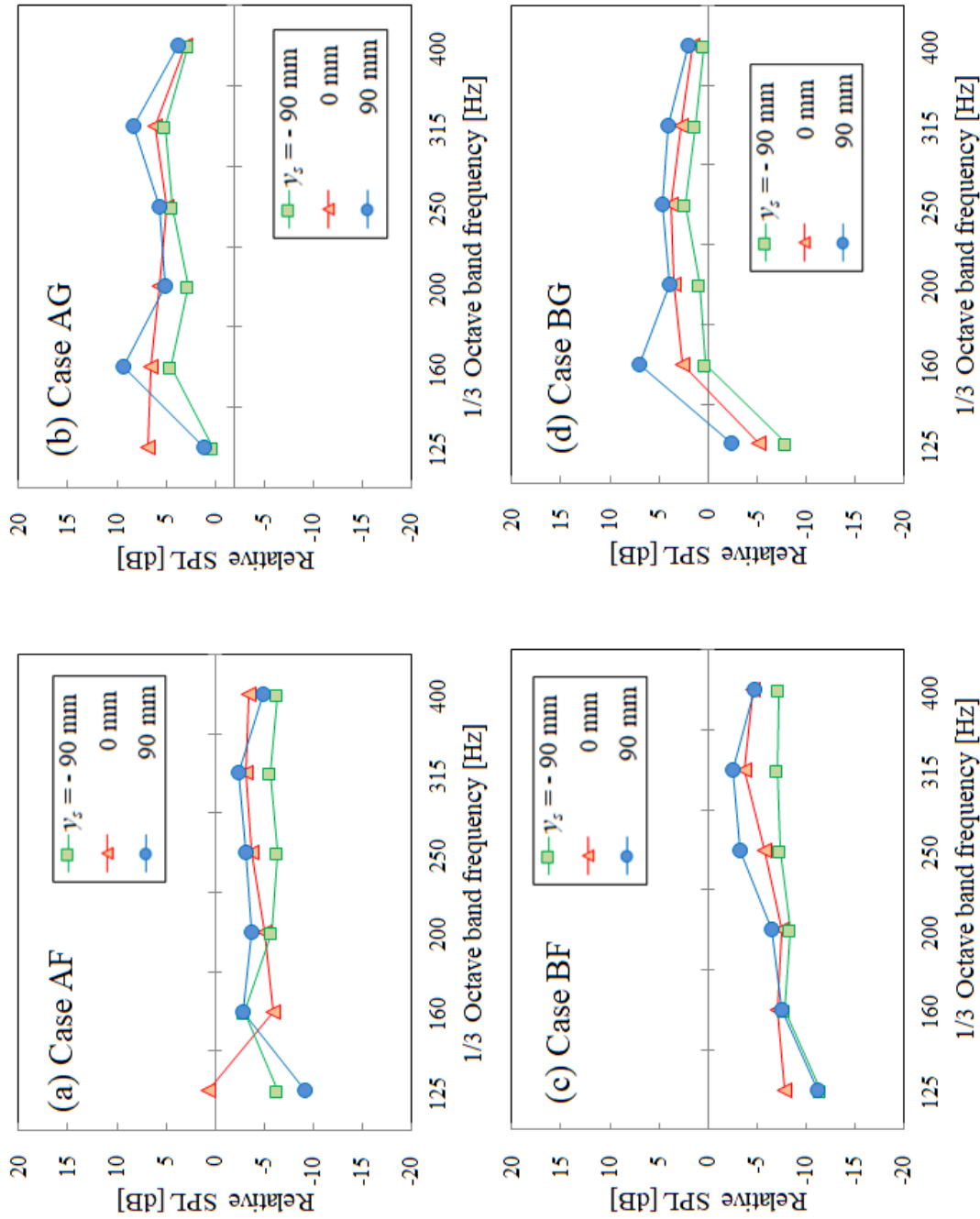


図 4.15 評価実験により求められた音圧レベル特性

布の傾向は遠隔側カバーからの反射音が影響していると考えられる。

このように、伝達関数 L_t^y の y 方向に対する空間分布の傾向と評価実験による音圧レベル特性の空間分布の傾向が一致することが確認できた。そこで、音線法に基づき地面ならびにキャビティ内壁における反射音と直接音との経路差を推定し、インパルス応答測定で求められた反射音との同定を行う。キャビティ内に位置する音源 S からの放射音が、地面およびキャビティ内壁で反射することにより発生する鏡像音源の一部を図 4.16 に示す。ここで鏡像音源の記号 U および L は、音源 S から放射された音波がそれぞれ最初にキャビティ上部壁面あるいは地面で反射することを示す。また記号 U , L の後の数字はキャビティ上部壁面および地面での反射の回数を示し、 F の後の数字は側カバー内壁での反射の回数を示し、 $F1$ は音源 S から放射された音波が最初に遠隔側カバー内壁に反射することによる鏡像音源、 $F2$ は音源 S から一度近接側カバーで反射した後に遠隔側カバーで反射することによる鏡像音源を示す。 H は地面からキャビティ上部壁面までの距離 (171 mm)、 W は y 方向のキャビティ幅 (454 mm) である。反射音が風洞観測領域内の観測点 (評価実験でのスピーカー位置) に伝播する際、最終的にキャビティ上部壁面側から伝播する $SL(2\ell)$ と $SU(2\ell - 1)$ 、および地面側から伝播する $SL(2\ell - 1)$ と $SU(2\ell)$ ($\ell = 1, 2, \dots$) に分類する。これらの鏡像音源について、音源 S から観測点 M に至る直接音の経路 r_0 と鏡像音源から M に至る反射音の経路 r_R との経路差 $r_d = r_R - r_0$ を算出し、インパルス応答測定で得られたピークの同定を行う。以下 125 Hz および 160 Hz の音波の波長の $1/7$ を λ_{125} ($= 389$ mm)、 λ_{160} ($= 304$ mm) と表記する。なお音源 S や鏡像音源から風洞側観測領域内の観測点に至る直線経路が途中で近接側カバーの下端部 E あるいは E' を経由する場合は、近接側カバーの下端部を経由する経路を直達音の経路とする。

まず 160 Hz 帯での直接音と反射音の干渉について、式 (22) に示す伝達関数 L_t^y の鉛直方向積分範囲の中で車両下面高さ付近の $z_s = 41$ mm の結果に基づき考察する。ここで 160 Hz の音波について、振幅および位相が等しく 2 波の合成波の音圧レベルである 6 dB に対する差が 1 dB 以下となる経路差 46 mm までを許容し、直接波から $r_d = p \cdot \lambda_{160} \pm 46$ mm ($p = 0, 1, 2, \dots$) の範囲にあるピークに着目する。Case AG でのインパルス応答測定結果を図 4.17 (a), (b) に示す。図中の横軸はインパルス応答の時間 τ から算出した音波の伝播距離 $\Delta r (= \tau \times 340)$ [mm] であり、各波

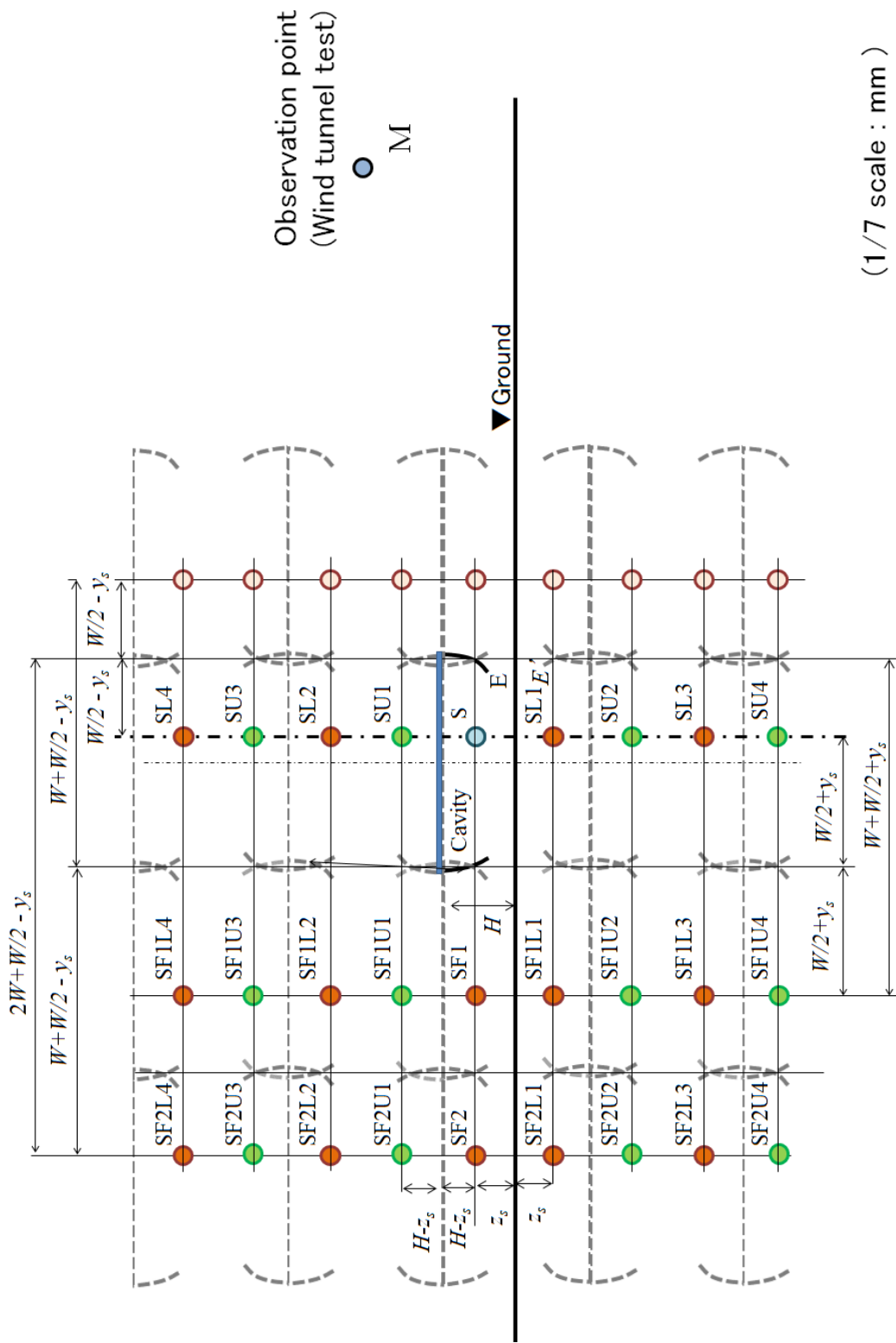


図 4.16 キャビティ周りの鏡像音源

形それぞれについて最初に到来したパルスの位置を原点 ($\Delta r = 0 \text{ mm}$) とした. 図 4.17 (a) に示す結果から特に $y_s = 90 \text{ mm}$ の条件においては, 他の条件に比べて $p \cdot \lambda_{160} \pm 46 \text{ mm}$ の範囲内で図中(A)~(F)で示す大きなピークが発生している. 図 4.17 (b) に示す地面および遠隔側カバーの有無によるインパルス応答測定結果の比較から, ピーク(O), (A), (B)は地面による反射波単独の影響が大きいこと, ピーク(C)は単独の地面反射の他, 遠隔側カバーの影響により増幅されていることが分かる. またピーク(D)~(F)は地面反射を伴う遠隔側カバー内壁による反射の影響により発生している. 各鏡像音源の経路差 r_d の推定結果の中で, 遠隔側カバーの反射を伴わない地面反射音 SF0L, 遠隔側カバー内壁での反射音に起因する地面反射音 SF1L, SF2L と $y_s = 90 \text{ mm}$ の条件におけるピークとの対応を図 4.18 に示す. また, ピーク(O) ならびに(A)~(F)と一致する鏡像音源ならびに経路差の推定値 r_d とピーク位置 Δr との差を表 3 に示す. 両者の差は 20 mm 以下であるが, これは図 4.18 中で示すピークの間隔に比べて小さく十分な同定精度だといえる. なおピーク(C)については, 図 4.17 (b) の結果から SF1U1 による反射波の影響も含まれている. この同定結果から 160 Hz 帯の波長間隔で発生するピーク(A)~(F)は, 主として地面ならびにキャビティ上側壁面を含む側カバーの内壁での反射音に起因するものであるといえる. また $\Delta r = 0 \text{ mm}$ でのピーク(O)には地面反射音 SF0L1 に起因する反射音が含まれている. よって図 4.8 で示した 160 Hz 帯における伝達関数 L_r^y の y 方向に対する空間分布の特性は, これらの反射波が同位相で重なり合わさったことにより生じたものといえる.

次に 125 Hz 帯での反射の状況について, 仮想音源の各 y 方向位置 ($y_s = -90, 0, 90 \text{ mm}$) におけるインパルス応答測定結果と鏡像音源の対応を図 4.19 に示す. 図 4.19 (b) に示す仮想音源位置が $y_s = 0 \text{ mm}$ の場合, $\Delta r = \lambda_{125}$ となる経路差において SF0L4, SF1U1 および SF1L1 が重なり合うことが示されている. つまり 125 Hz 帯において $y_s = 0 \text{ mm}$ の条件で音圧レベルが増加する要因は, 地面反射波 (SF0L4) および遠隔側カバーの反射に起因する音波 (SF1U1, SF1L1) とキャビティ上部壁面で反射する音波 (SF0U1) が同位相で重ね合わされるためといえる.

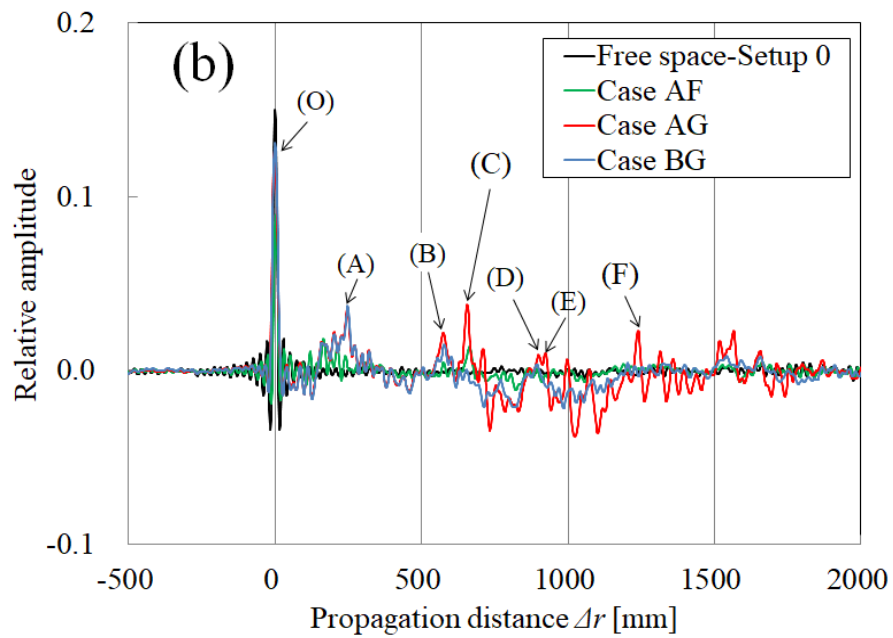
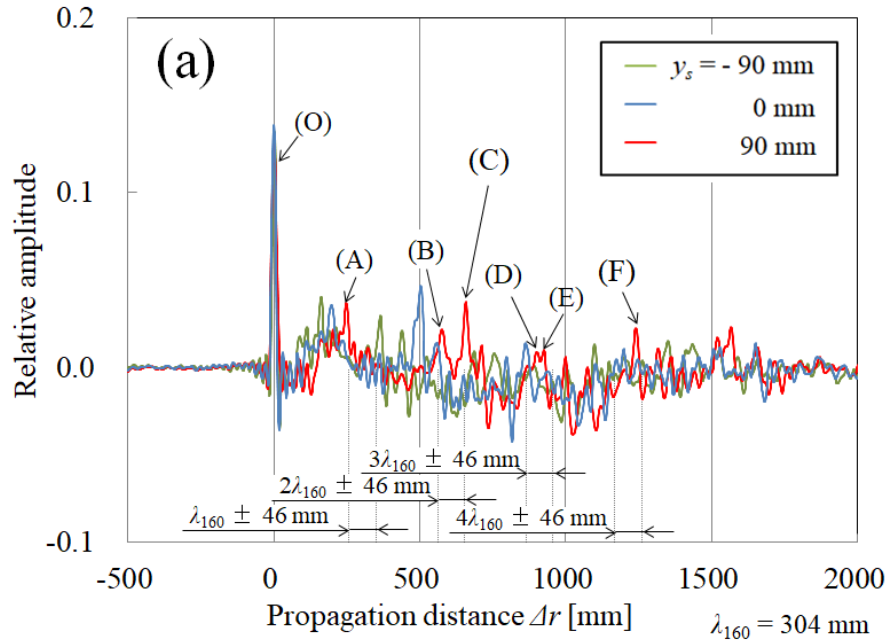


図 4.17 インパルス応答測定結果 ($z_s = 41$ mm, 地面・両側カバー有)

表 4.3 伝播距離 r_d とインパルス応答測定結果でのピーク位置との経路差

Peak	(O)	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)	(F)
Δr mm	0	251	576	657	900	924	1240
Mirror image (r_d mm)	SF0L1 (12)	SF0L2 (233)	SF0L4 (566)	SF1U1 (672)	SF0L6 (905)	SF0L7 (922)	SF0L8 (1245)
	—	—	SF0L5 (583)	SF1L1 (639)	SF1L4 (889)	SF2L1 (912)	—
	—	—	—	—	SF1L5 (906)	—	—

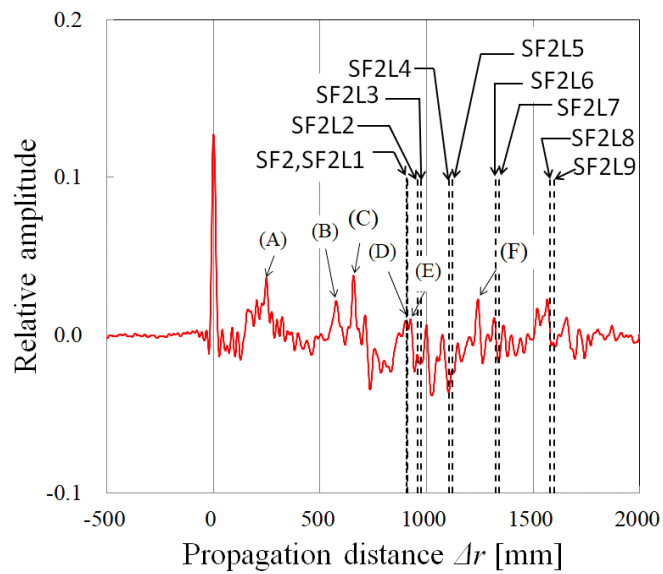
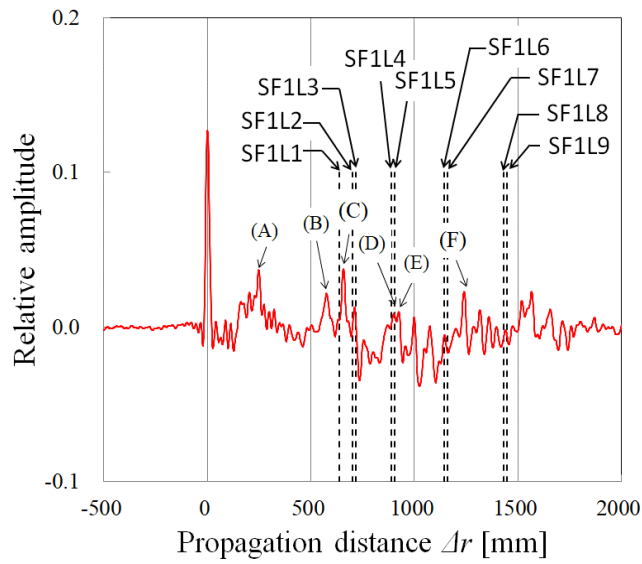
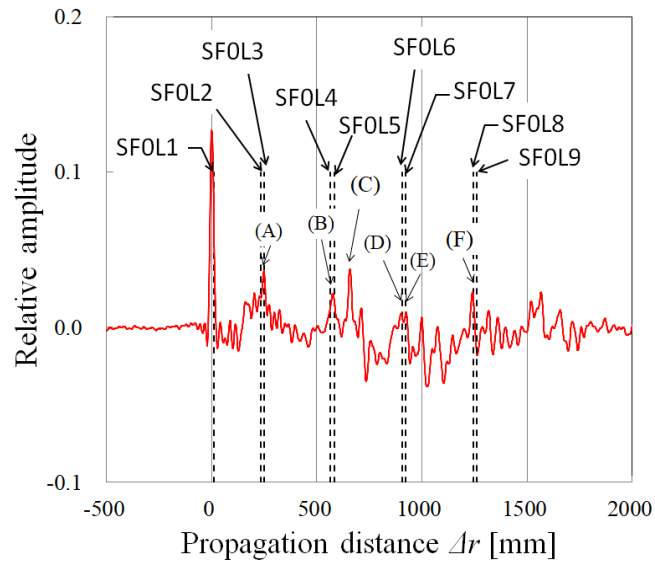


図 4.18 鏡像音源の同定結果 ($y_s = 90$ mm, $z_s = 41$ mm)

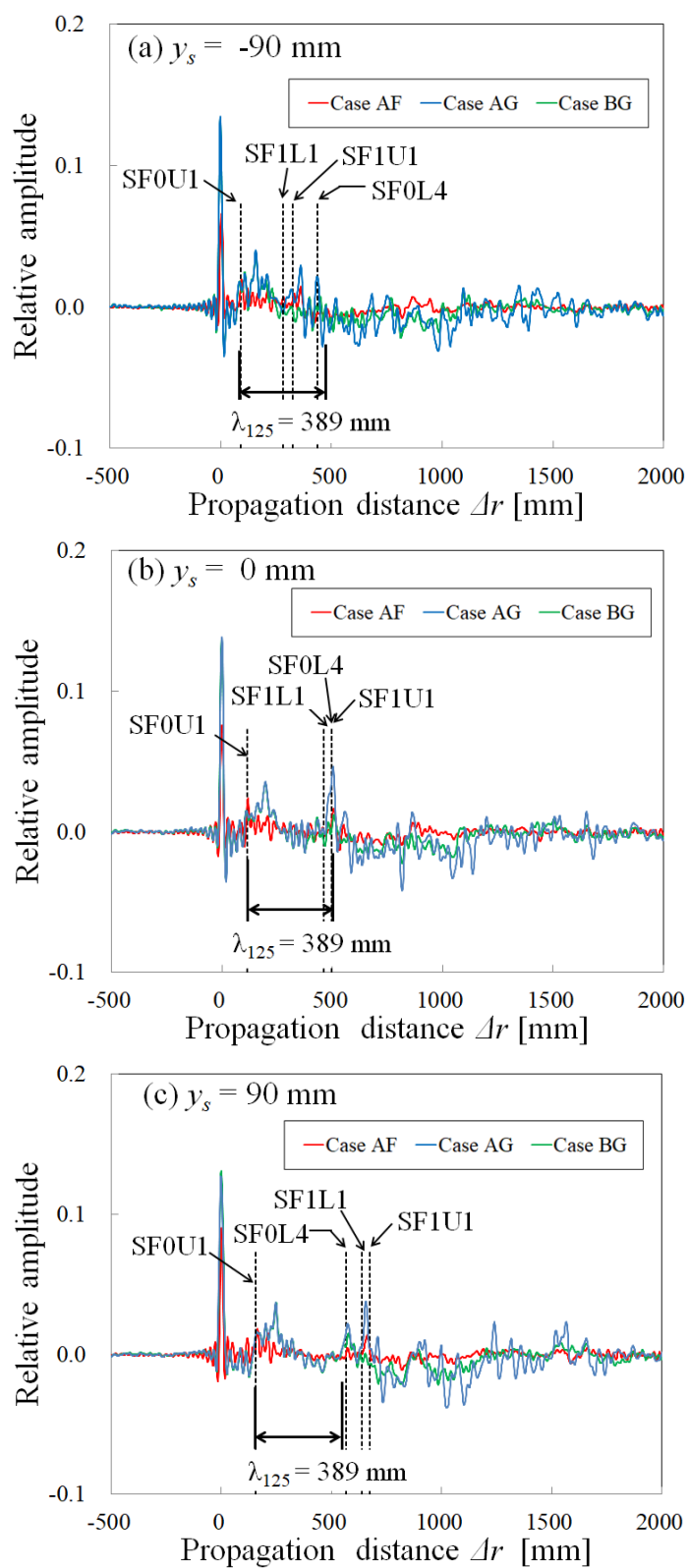


図 4.19 仮想音源のインパルス応答測定結果 ($z_s = 41$ mm)

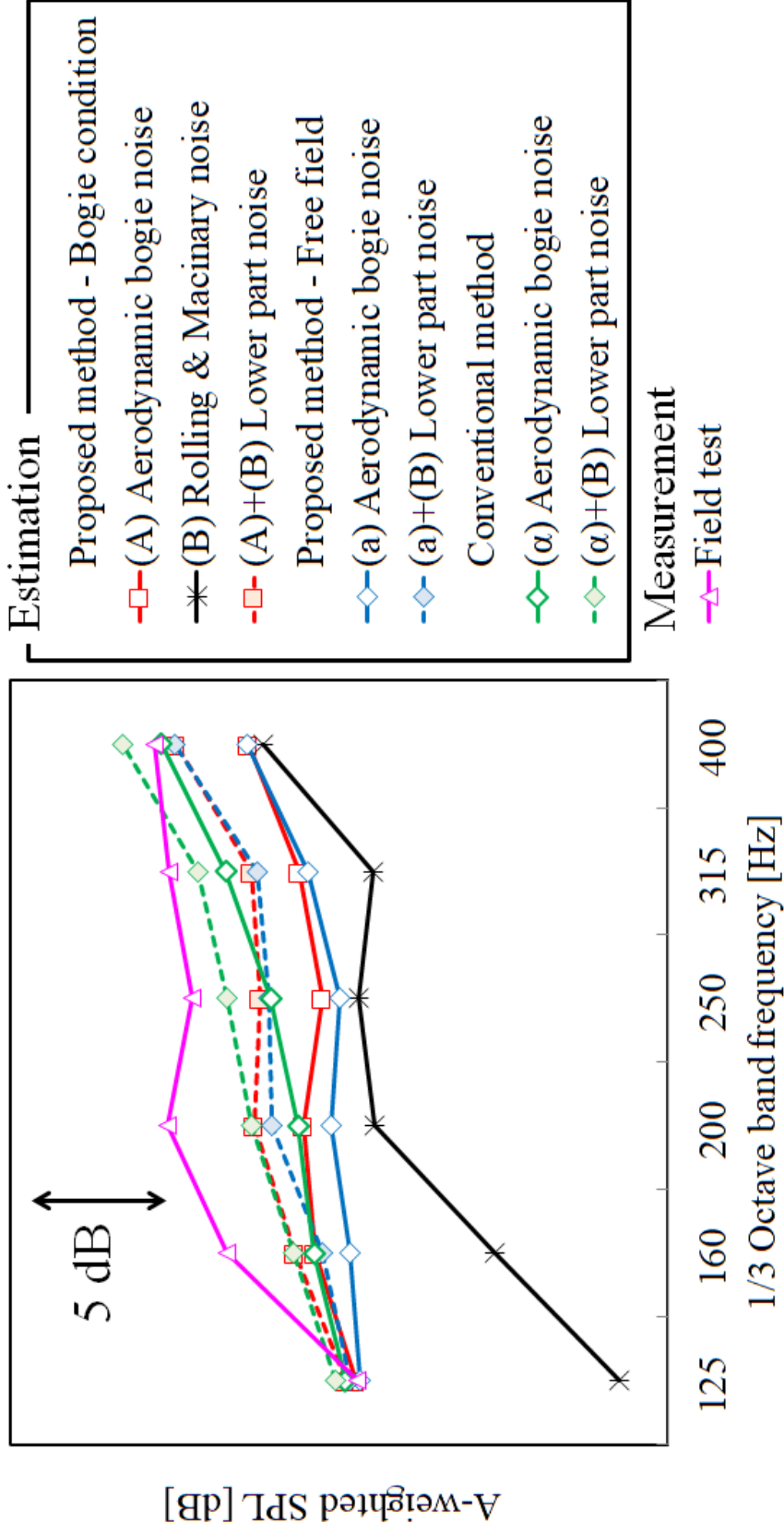


図 4.20 推定台車部空力音と現地試験で得られた車両下部音との比較

なお、図 4.15(a)で示した通り地面未設条件においても $y_s = 0$ の条件で音圧レベルが増加する傾向がみられたが、これは鏡像音源 SF0U1 と SF1U1 に起因する音波が同位相で重ね合わされたためである。

4.5.2 現地試験測定結果との比較

今回の提案手法により得られた台車部空力音と転動音とのパワー和により推定した推定車両下部音を、実際の軌道のレール近傍測定点で得られた車両下部音と比較した結果を図 4.20 に示す。図中 (A), (B) はそれぞれ本提案手法で台車部の条件を考慮した伝達関数により求めた台車部空力音、ならびにレール振動等の実測結果から TWINS モデル[74]により推定した転動音と車両機器音の成分である。一方 (a) は本提案手法で自由空間を想定した場合の伝達関数により求めた台車部空力音である。また (α) は従来手法に基づく台車部空力音[93]である。解析対象とした列車は、車体長約 25 m、車体幅約 3.4 m の車両が 8 両編成で運行されている車両である。レール近傍騒音レベルの算出に際しては、レール近傍測定点（防音壁が設置されたスラブ軌道上で、観測点から車両の台車部が直接見通せる位置）において車両通過時に観測された時間重み付け特性 F での音圧レベルの時間波形に対し、先頭車および先頭から 5-6 両目の車間部が通過する際の 150 ms 間（列車速度 310 km/h 時の走行距離 約 13 m）の平均音圧レベルを求めたうえで、4 列車分（平均列車速度 310 km/h）のパワー平均値を算出した。式 (19) で使用する風洞試験で得られる台車部空力音の指向性音圧レベル $L_d^p(f, \mathbf{x}_s, \mathbf{x}_r)$ については、台車の形状を精密に模擬したモデルを設置した状態で台車部の両側に側カバーを設置した条件で測定した結果を用いる。この風洞試験でのノズル吹出部における主流風速は 320 km/h（マッハ数 0.26）であるが、台車部への流入条件として、編成車両中の 5 両目の台車部流入箇所における y 方向流速部分布を模擬している[40]。台車部周りの音場を考慮した今回の提案手法による推定車両下部音と現地試験結果との差は 125 Hz 帯～400 Hz 帯の範囲で 3 dB 以下であり、従来の提案手法と同程度の精度が得られている。また、当該周波数帯において、転動音と車両機器音に比べて空力音が大きい傾向も示されている。以上のことから、今回の提案手法による台車部空力音の推定結果は、現地試験結果と比較して妥当であると考えられる。なお、提案手法で自由空間を仮定して推定した台車部空力音についても、台車部の条件を考慮した伝達関数

により求めた台車部空力音と比べて 1 dB 程度の差異となる。これは 2.3 節で示した通り、最終的な伝達関数($-L_r^T + L_r^P$)が自由空間の場合と同程度の値となるためである。

4.6 まとめ

風洞試験でマイクロホンアレイを活用して得られた新幹線台車部空力音の音圧レベル分布に対し、台車部から放射された音波の音場情報を考慮した伝達関数を適用したうえで、現地観測点における台車部空力音の音圧レベルを推定する手法を提案した。マイクロホンアレイのビームフォーミング解析で算出される指向性積分音圧レベルならびに現地観測点での音圧レベルを求めるための伝達関数を三次元境界要素法により算出し、推定した台車部空力音を現地試験で得られた結果と比較した。また相反定理に基づく評価実験との比較を行い、台車部キャビティの内壁や地面の存在が伝達関数に与える影響について調査した。得られた知見は以下の通りである。

- (1) 本手法で得られた推定台車部空力音をもとに車両下部音を推定し、現地試験のレール近傍測定点で得られた車両下部音と比較した。その結果 125 Hz 帯～400 Hz の範囲で今回の推定結果と現地試験測定結果が 3 dB 以内の誤差で一致する。
- (2) 三次元 BEM により求めたビームフォーミング解析に適用するための伝達関数について、250 Hz 帯以上の比較的高周波の帯域では y 方向の音源位置による影響が小さいのに対し、125 Hz 帯～160 Hz 帯の比較的低周波の帯域では変化が大きくなる。特に 160 Hz 帯では伝達関数がまくらぎ方向に対して非対称となる傾向を示す。
- (3) 125 Hz 帯ならびに 160 Hz 帯で生じる三次元 BEM により求めた伝達関数のまくらぎ方向に対する空間分布の特性は、音源から風洞観測点至る直接音に対し、地面ならびにキャビティの内壁で生じる反射音との干渉によって生じる。

第 5 章 結論

5.1 本論文のまとめ

高速で走行する鉄道車両から発生する空力音は沿線環境問題の一つであり、長年その発生源や低減法に関する研究が数多くおこなわれている。騒音の低減対策を効

率的に行うためには、まず騒音の発生源ならびにその寄与を把握することが重要となる。高架橋区間を走行する新幹線騒音源のうち、車両下部から発生する騒音（車両下部音）は防音壁が設置された区間においても寄与が大きい。新幹線車両の台車部から発生する空力音については、台車部騒音を構成する発生要因として転動音と空力音が混在しているため、その寄与度の解明が重要となる。また、空力音と転動音の寄与度は、前述した列車走行速度のみならず周波数にも大きく依存している。このため、台車部騒音の低減対策を講じるためには、それぞれの寄与度の周波数依存性を明らかにする必要がある。そこで本論文では、風洞試験ならびにマイクロホンアレイを活用して、新幹線台車部から発生する空力音を定量的に評価する手法を検討した。

2章では新幹線の台車部空力音を評価するための手法として、風洞試験でマイクロホンアレイを活用した台車部空力音の評価法を示した。第一段階として、先頭車ならびに中間車の台車部流入箇所における平均流速のまくらぎ方向分布を風洞試験で模擬する手法について検討を行い、車両下部に設置した部材の後流域、ならびに風洞のノズル周りに生成される自由せん断層内の速度欠損領域を利用して台車部流入速度のまくらぎ方向分布を調整する手法を提案した。さらに、それぞれの手法で先頭車ならびに中間車台車部流入速度分布が再現できることを示した。次に、騒音測定精度を向上させるために二次元マイクロホンアレイを活用した台車部空力音を定量的に推定する手法を提案した。推定された台車部空力音ならびにレール振動等から推定された車両下部音と、現地のレール近傍で測定された車両下部音を比較した結果、中間車両での車両下部音について、125Hz帯～1kHz帯で推定車両下部音と実測値とが概ね3dBの範囲内で一致していることを示した。また風洞試験での推定結果から、車両下部音の中で125Hz～500Hz帯の比較的低い周波数成分については、転動音等に比べて台車部空力音の寄与が大きいことを示した。

3章では、台車キャビティ内部から車両側方へ伝播する音波の音圧レベル特性ならびに伝播経路を調査するため、相反定理に基づいた評価実験を行った。その結果、反射ならびに遮へいの影響は、キャビティ内部での音源位置および観測点位置および音波の周波数に大きく依存すること、また、地面が存在する条件下では、観測点側に設置された側カバーによる遮へい効果が比較的高い周波数帯で生じる一方、低周波数域では地面での反射音により音圧レベルが増加する傾向を確認した。

4章では、推定手法のプロセスにある伝達関数の物理的意味（ここでは地面とキャビティによる反射，側カバーによる遮へい効果）を明示できるようにすることを目的とし，マイクロホンアレイのビームフォーミング処理に適用する伝達関数について，音場情報を反映した伝達関数を数値計算により算出し，これを用いた台車部空力音の推定手法について述べた．具体的にはキャビティ内部に配置した仮想的な音源と指向性音圧レベル，あるいは現地観測点における音圧レベルとの関係を示す伝達関数をそれぞれ三次元数値解析で求め，従来風洞試験でマイクロホンアレイにより得られた指向性音圧レベル分布の積分値にこの伝達関数を適用し，現地観測点での台車部空力音を定量的に推定した．提案手法の妥当性を検証するため，地面や台車部の側カバーの存在が伝達関数に与える影響を評価実験により調査した．また，本推定手法により算出された台車部空力音をもとに新幹線の車両下部音を推定し，現地試験結果との比較を行い，台車部周りの音場を考慮した今回の提案手法による推定車両下部音と現地試験結果との差は125 Hz帯～400 Hz帯の範囲で3 dB以下であり，従来の提案手法と同程度の精度が得られていることを示した．また，当該周波数帯において，転動音と車両機器音に比べて空力音が大きい傾向も確認した．以上のことから，今回の提案手法による台車部空力音の推定結果は，現地試験結果と比較して妥当であると考えられる．

5.2 今後の課題

本論文で提案した手法によって，新幹線台車部から発生する空力音の定量的評価を行うことができることを確認した．今後，より工学的に有用な結果を得るためには，さらに検討すべき点が考えられる．つまり，仮想音源の配置は，風洞試験でマイクロホンアレイを活用して得られた結果から現地における音圧レベルを算出する際の換算係数に大きな影響を与えるが，今回の提案手法では，仮想音源を台車キャビティ内でまくらぎ方向やレール方向に対して等間隔に配置している．一方で，実際の新幹線車両の台車部には本研究で風洞実験に用いたような複雑な形状の台車装置が設置されていることから，空力音の音源位置や指向特性といった特性もまた複雑なものであると推察される．この問題については，台車装置を設置した風洞試験等を実施することにより，台車キャビティ内のより詳細な音源位置を把握したうえで，今回の提案手法における仮想音源位置の配置に反映させることで，より信

頼性の高い推定結果が得られるものと考えられる。

また、風洞試験でマイクロホンアレイを活用して得られた空力音の測定値に対し、4章で示したような音場情報を反映した伝達関数を適用する方法は、今回研究対象とした車両の台車部に限らず、パンタグラフや特高ケーブルに代表されるような車体屋根の搭載物、あるいは車間部から発生する空力音の定量評価にも活用できると考えられる。特にパンタグラフから発生する空力音の場合にはパンタグラフ筐体が音場に与える影響等を正確に反映させることにより、定量評価を行う際の精度向上が期待できる。

台車部空力音の低減は、新幹線高速化を図る上で避けられない課題であるが、工学的に有用な対策とするためには、低騒音性能のみならずメンテナンスコスト等多角的な視点から検討することが求められる。世界的に高速鉄道の需要が高まる中、実用性に優れた台車部騒音の低騒音性能を備えた車両開発は、国際的な競争力の強化にもつながるものと期待される。そのためには、本論文で示したように、台車部空力音を正確に評価し、沿線状況（車体形状や軌道条件）が伝播に与える影響を把握しておくことは、開発に対する信頼性向上ならびに効率化に資するものとする。本論文で示した研究によって、空力音の低減に向けた研究開発の一助となり、僅かなりとも社会貢献できれば幸いである。

謝辞

本博士論文は、著者が立命館大学大学院情報理工学研究科博士後期課程在籍時において行った研究の成果をまとめたものです。本研究を遂行するにあたり、様々な方々にお世話になり、大変貴重なご指導をいただきました。ここに感謝の意を示したいと思います。

立命館大学大学院情報理工学研究科西浦敬信教授には、著者が本大学院在籍中、指導教員として終始懇切なる御指導、御助言を頂きました。西浦先生の熱心な御指導と的確な御助言があったからこそ、本博士論文の執筆にまで辿り着けたと実感しております。2015年秋に初めて西浦先生とお会いして以来、一研究者として研究課題に取り組むにあたっての基本的な心構えや研究の楽しさについて多くを学ぶことができました。ここに深甚なる感謝の意を表します。

立命館大学立命館グローバル・イノベーション研究機構中山雅人准教授（現在、大阪産業大学准教授）には、本博士論文の執筆において研究内容のみならず、論文を作成する際の基本的な考え方や測定手法に至るまで、実用的な点から理論的解釈について懇切丁寧に御指導とご助力を頂きました。中山先生から頂いた有益な御指摘のおかげで本論文の完成度を高めることができました。心より深く御礼申し上げます。

東日本旅客鉄道株式会社栗田健博士、若林雄介博士には、本博士課程での研究課題として新幹線車両の台車部空力音を取り扱うにあたり、新幹線騒音に関する貴重なご助言をいただきました。両氏のご協力のおかげで、本論文の持つ意義をより深いものにすることができました。ここに厚くお礼申し上げます。

公益財団法人鉄道総合技術研究所長倉清博士には、著者が入社して以来、鉄道騒音問題に関する研究について包括的なご指導、ご助言をいただきました。また、長倉博士が行われてきた風洞試験での音響測定手法の開発に関する研究は、筆者が入社以来一貫してマイクロホンアレイを中心とする音響計測機器に関する研究に携わるきっかけとなりました。心から深く感謝の意を表します。

公益財団法人鉄道総合技術研究所北川敏樹博士は、本博士論文の研究課題である新幹線の車両下部音についての深い造詣をお持ちであり、本博士課程での研究に対して的確なご指摘とご助言をいただきました。深く感謝いたします。

なお本博士論文は、長倉博士、北川博士、栗田博士、若林博士がこれまで取り組んでこられた新幹線騒音の音源寄与度に関する信頼性の高い分析結果に基づいたものであり、博士らの貴重な研究成果があつてこそ3年間で本論文を完成させることができました。改めて感謝の意を表します。

公益財団法人鉄道総合技術研究所井門敦志博士、岩崎誠氏、宇田東樹博士には、本博士論文で重要な参照データとなった車両下部における流速分布に関して多くの御助言をいただきました。深く感謝いたします。

ここでは個々には御名前は省略させていただきますが、著者の研究活動に日頃よりご助力いただいている立命館大学情報理工学部音情報処理研究室、公益財団法人鉄道総合技術研究所環境工学研究部騒音解析研究室および風洞技術センターの多くの皆様に心より御礼申し上げます。

最後に、本博士論文の執筆のみならず、常日頃より著者の研究活動を支えてくれる妻の幸子さんに心から感謝いたします。

参考文献

- [1] www.env.go.jp/kijun/oto3.html (参照日 2018年11月19日).
- [2] JR 東日本, 次世代新幹線の実現に向けた試験車両の新造について, プレスリリース (2017).
- [3] 長倉清, 善田康雄, 新幹線沿線騒音予測手法, 鉄道総研報告, Vol.14, No.9 (2000), pp.5–10.
- [4] Moritoh, Y., Zenda, Y. and Nagakura, K., Noise control of high-speed Shinkansen, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.193, No.1 (1996), pp.319–334.
- [5] Lighthill, M. J., On sound generated aerodynamically I. General theory, *Proceedings of the royal society a mathematical, Physical and engineering sciences*, Vol.211A, No.1107 (1952), pp.564–587.
- [6] Curle, N., The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound, *Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Vol.231, Issue 1187 (1955), pp.505–514.
- [7] Kambe, T., Theory of vortex sound with special reference to vortex rings, *Theory, Computer Simulations, and Experiments*, Vol.9, Issue 1-2 (2004), pp.51–89.
- [8] 藤田肇, 二次元円柱から発生するエオルス音の特性, *ながれ*(2001), Vol.20, pp.196–203.
- [9] 石井克哉, 第1章 渦音の理論的背景, *ながれ*, Vol.34 (2015), pp.149–156.8
- [10] Fujita, H. and Suzuki, H., The Aeolian tone and the surface pressure in high Reynolds number flow, *6th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Paper No.A00-31057 (2000).
- [11] 藤田肇, 二次元モデルから発生するエオルス音の特性, 「境界層遷移の解明と制御」研究会公演論文集, (第41回, 第42回), pp.67–68.
- [12] 秋下貞夫, 流れの制御と音, *ながれ*, Vol.20 (2001), pp.213–220.
- [13] 西岡通男, 坂上昇史, 渦対と渦輪, エオルス音の音源モデル, *ながれ*, Vol.24 (2005), pp.105–113.
- [14] 神部勉, 渦運動による音波の発生— 歴史と理論と実験と, *数理解析研究所講究録* (2010), Vol.1697, pp.1–15.
- [15] 山崎展博, 西川明伸, 宇田東樹, 高石武久, 飯田明由, 流れ場の時系列解析に基づ

- く空力騒音の実験的評価法, 日本機械学会論文集 B編, Vol.75, No.755 (2009), pp.1436–11445
- [16]Thomson, D. J., *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control* (2008), Elsevier.
- [17]Kitagawa, T. and Nagakura, K., Aerodynamic noise generated by Shinkansen cars, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.231, No.3 (2000), pp.913–924.
- [18]Poisson, F., Gautier, P. E. and Letourneaux, F., Noise sources for high speed trains: A Review of Results in the TGV Case, *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems* (2008), Vol.99, pp.71–77, Springer.
- [19]Mellet, C., Létourneaux, F., Poisson, F. and Talotte, C., High speed train noise emission: Latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.293, Issues 3–5, No.13 (2006), pp.535–546.
- [20]Kurita, T., Wakabayashi, Y., Yamada, H. and Horiuchi, M., Reduction of wayside noise from Shinkansen high-speed trains, *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, Vol.4, No.1 (2011), pp.1–11.
- [21]長倉清, 善田康雄, 新幹線騒音の音源解析法, 鉄道総研報告, Vol.10, No.2 (1996), pp.29–33.
- [22]北山茂, 鳥居明彦, N700系新幹線車両の低騒音化技術, 騒音制御, Vol.32, No.2 (2008), pp.133–137.
- [23]栗田健, E5系・E6系の騒音低減技術の開発, 鉄道車両工業 (2013), pp.56–59.
- [24]Kurita, T., Development of external-noise reduction Technologies for Shinkansen high-speed trains, *Journal of Environment and Engineering*, Vol.6, No.4 (2011), pp.805–819.
- [25]Thompson, D. J., Iglesias, E. L., Liu, X. Zhu, J. and Hu, Z., Recent developments in the prediction and control of aerodynamic noise from high-speed trains, *International Journal of Rail Transportation*, Vol.3, Issue 3 (2015), pp.119–150.
- [26]Herbst, A. H., Muld, T. W. and Efraimsson, G., Aerodynamic prediction tools for high-speed trains, *International Journal of Rail Transportation* (2014), Vol.2, No.1, pp.50–58.
- [27]北川敏樹, 長倉清, 善田康雄, 新幹線騒音の空力騒音, 第5回 鉄道技術連合シンポジウム, Paper No.39 (1998), pp.127–130.
- [28]藤田肇, 低騒音風洞, ながれ, Vol.21 (2002), pp.394–399.

- [29]Pollenske, M. and Delfs, J., Enhanced Capabilities of the Aeroacoustic Wind Tunnel Braunschweig, 14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.2910 (2008).
- [30]Manoha, E., Bulté, J., Ciobaca, V. and Caruelle, B., LAGOON: Further analysis of aerodynamic experiments and early aeroacoustics results, 15 th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, Paper No.3277 (2009).
- [31]小澤智, 高速列車の空気力学的諸問題, ながれ, Vol.21 (2002), pp.346–353.
- [32]前田達夫, 近藤善彦, 大型低騒音風洞と風洞試験, 鉄道総研報告, Vol.13, No.12 (1999), pp.1–4.
- [33]前田達夫, 鉄道騒音と空力問題, 鉄道総研報告, Vol.11, No.1 (1997), pp.7–16.
- [34]前田達夫, 鉄道の騒音・空気力学研究に関する最近の動向, 鉄道総研報告, Vol.14, No.9 (2000), pp.1–4.
- [35]前田達夫, 最近の越道沿線環境に関する研究, 鉄道総研報告, Vol.20, No.1 (2006), pp.1–4.
- [36]前田達夫, 10年間の風洞技術センターにおける風洞試験, Railway Research Review, Vol.16, No.12 (2002), pp.1–4.
- [37]<https://www.rtri.or.jp/rd/maibara-wt/spec.html> (参照日 2018年11月19日).
- [38]井門敦志, 車上側および地上側からの計測による車両床下流れの評価, 鉄道総研報告, Vol.23, No.7 (2009), pp.39–44.
- [39]岩崎誠, 井門敦志, 山崎展博, 宇田東樹, 若林雄介, 新幹線車両の床下流れの特性, 鉄道総研報告, Vol.29, No.5 (2015), pp.11–16.
- [40]宇田東樹, 若林雄介, 栗田健, 岩崎誠, 山崎展博, 井門敦志, スラブ軌道区間における新幹線車両下部の流速分布, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.830 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00161.
- [41]指向性收音装置を用いた風洞実験データ解析法, 鉄道総研報告, Vol.13, No.12 (2013), pp.15–20.
- [42]猿渡洋, マイクロホンアレイの新しい技術展開にあたって, 日本音響学会誌, Vol.70, No.7 (2014), pp.371–372.
- [43]Flanagan, J. L., Johnston, J. D., Zahn, R. and Elko, G. W., Computer-steered microphone arrays for sound transduction in large rooms, Journal of the Acoustical Society of America, Vol.78, No.5 (1985), pp.1508–1518.

- [44]Johnson, D. H. and Dudgeon, D. E., Array signal processing: Concepts and techniques (1993), Prentice Hall.
- [45]猿渡洋, 最近の音声処理に用いられるマイクロホンアレー技術, 日本音響学会誌, Vol.66, No.10 (2010), pp.521–526.
- [46]西浦敬信, 西岡良典, 山田武志, 中村哲, 鹿野清宏, CSP 法による音源位置同定を備えたマルチビームフォーミング, 電子情報通信学会論文誌 D-II, Vol.J83-D-II, No.7 (2000), pp.1610–1619.
- [47]西浦敬信, 山田武志, 中村哲, 鹿野清宏, マイクロホンアレーを用いた CSP 法に基づく複数音源位置推定, 電子情報通信学会論文誌 D-II, Vol.J83-D-II, No.8 (2000), pp.1713–1721.
- [48]ブラインドインパルス応答推定に基づく高残響下音源位置推定法, 電子情報通信学会論文誌 D, Vol.J96-D, No.6 (2000), pp.1526–1535.
- [49]Ernst, D. and Spehr, G., A three-dimensional microphone array for wind tunnel application, Internoise 2017 (2017), pp.6863–6870.
- [50]Boon, M. M., Two-dimensional noise source imaging with a T-shaped microphone cross array, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.108, No.6 (2000), pp.2884–2890.
- [51]Padois, T., Robin, O. and Berry, A., 3D Source localization in a closed wind-tunnel using microphone arrays, 19 th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, Paper No.2213 (2013).
- [52]Brooks, T. F. and Humphreys, W. M., Three-Dimensional Application of DAMAS Methodology for Aeroacoustic Noise Source Definition, 11 th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, Paper No.2960 (2005).
- [53]Henning, A., Koop, L. Oerlemans, S. and Sijtsma, P., Noise source localization in closed test sections with microphone arrays, 1st CEAS European Air and Space Conference (2007).
- [54]Kröber, S. and Koop, L., Comparison of microphone array measurements of an airfoil with high-lift devices in open and closed wind tunnels, 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (2011), Paper No.2721.
- [55]Bahr, C., Zawodny, N. S., Bertolucci, B., Woolwine, K., Liu, F., Li, J., Sheplak, M. and Cattafesta, L., Measurement of Phased Array Point Spread Functions for use with Beamforming, 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.2767 (2011).

- [56] Kennedy, J., Eret, P., Bennett, G. J. and Finez, A., The application of advanced beamforming techniques for the noise characterization of installed counter rotating open rotors, 19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.2093 (2013).
- [57] Dougherty, R. P. and Podboy, G. G., Improved Phased Array Imaging of a Model Jet, 15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.3186 (2009).
- [58] Sijtsma, P., Advanced Aero-Acoustic Phased Array Processing, NLR-TP, Paper No.111 (2010).
- [59] Guidati, S., Brauer, C., Wagner, N. S., The Reflection Canceller - Phased Array Measurements in a Reverberating Environment, 8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.2462 (2002).
- [60] Bulté, J., Improvement of acoustic measurements with an array of microphones in aerodynamic wind tunnels, 35th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (2006), pp.499–508.
- [61] Fenech, B. and Takeda, K., Towards More Accurate Beamforming Levels in Closed-Section Wind Tunnels via De-Reverberation, 13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.3431 (2007).
- [62] 山崎展博, 長倉清, 宇田東樹, 風洞の主流近傍に設置したマイクロホンアレイによる音源位置同定精度の改善, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.74, No.743 (2008), pp.1548–1556.
- [63] Brooks, T. F. and Humphreys, W. M., Effect of directional array size on the measurement of airframe noise components, 5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.1958 (1999).
- [64] Padois, T., Berry, A., Gauthier, P. A., Beamforming matrix regularization and inverse problem for sound source localization application to aeroengine noise, 19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.2212 (2013).
- [65] Syms, J. and Mamou, M., Phased Microphone Array Measurements of a Bombardier Aircraft Scaled Model, 19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.2262 (2013).
- [66] Horvath, C., Envia, E. and Podboy, G. G., Limitations of Phased Array Beamforming in Open Rotor Noise Source Imaging, AIAA Journal, Vol.52, No.8 (2014), pp.1810–1817.
- [67] Geyer, T., Sarradj, E. and Giesler, J., Application of a Beamforming Technique to the

Measurement of Airfoil Leading Edge Noise, *Advances in Acoustics and Vibration*, Vol.2012, Article ID 905461 (2012).

[68]Horne, W. C., Initial Assessment of Acoustic Source Visibility with a 24-element Microphone Array in the Arnold Engineering Development Center 80- by 120-Foot Wind Tunnel at NASA Ames Research Center, 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.3636 (2011).

[69]Ahlefeldt, T., Aeroacoustic Measurements of a Scaled Half-Model at High Reynolds Numbers, *AIAA Journal*, Vol.51, No.12 (2013), pp.2783–2791.

[70]Sijtsma, P., Phased Array Beamforming Applied to Wind Tunnel And Fly-Over Tests, *SAE Brasil International Noise and Vibration*, Paper No. 36-0514 (2010).

[71]Sijtsma, P., Using phased array beamforming to identify broadband noise sources in a turbofan engine, *Aeroacoustics*, Vol.9, No.3 (2010), pp.357–374.

[72]Humphreys, W. M. and Brooks, T. F., Noise spectra and directivity for a scale-model landing gear, 13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.3458(2007).

[73]Lauterbach, A., Ehrenfried, K., Loose, S. and Wagner, C., Scaling of Aeroacoustic Sources Measured on High-Speed Trains, 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Paper No.2815 (2011).

[74]北川敏樹, 長倉清, 栗田健, 高速走行時における車両下部音の音源別寄与度, 鉄道総研報告, Vol.27, No.1 (2013), pp.23–28.

[75]横山博史, 加藤千幸, 乱流境界層内のキャビティ音発生におけるフィードバック機構: 第 1 報, 流体力学的振動 (流体力学, 流体機械), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.75, No.760 (2009), pp.2369–2378.

[76]Masson, E., Paradot, N. and Allain, E., The Numerical prediction of the aerodynamic noise of the TGV POS high-speed train power car, *Noise and Vibration Mitigation for rail Transportation Systems* (2007), pp.437–444, Springer.

[77]森田潔, 茂山正明, 北山茂, 隅田一也, 数値解析による車両台車部空力騒音の可視化, 環境工学総合シンポジウム講演論文集, Paper No.127 (2006), pp.118–121.

[78]Tajima, S., Development of Series E5 Shinkansen Rolling Stock, *JR EAST Technical Review*, No.16 (2010), pp.11–12.

[79]梶谷泰史, 加藤博之, 浅野浩二, 車両逸脱防止 L 型ガイドの開発, *JR EAST*

Technical Review, No.29 (2009), pp.27–30.

[80]Mueller, T. J., Aeroacoustic measurements (2002), pp.83–86, Springer.

[81]Cunefare, K. A., Koopmann, G. and Brod, K., A boundary element method for acoustic radiation valid for all wavenumbers, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 85, No.39 (1989), pp.39–48.

[82]藤塚桂男, 西田公至, 境界要素法による回折音場の計算, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.52, No.479 (1986), pp.1937–1944.

[83]Amiet, R. K., Correction of open jet wind tunnel measurements for shear layer refraction, 2nd AIAA Aeroacoustics Conference, Paper No.75-532 (1975).

[84]上妻雄一, 間々田祥吾, 川口二俊, 熊倉孝雄, 小関昌信, 堀雄一郎, 長倉清, 半坂征則, 軌道面の吸音特性と騒音低減工法の評価, 第 19 回 鉄道技術連合シンポジウム (2012), pp.321–324.

[85]山田晴夫, 井門敦志, 栗田健, 堀内雅彦, 車体下部吸音対策の 評価試験, JR EAST Technical Review, No.22, pp. 21–26.

[86]Morse, P. M. and Ingard, K. U., Theoretical acoustics (1968), pp.319–322, MacGraw-Hill.

[87]Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders, J. V., Fundamentals of acoustics (1982), pp.356–358.

[88]木村康正, 坂谷亨, 相反定理を用いた音響伝達関数計測法の開発, 環境工学総合シンポジウム講演論文集, Paper No.5-13 (2005), pp.31–34.

[89]鈴木英雄, 音響学における相反定理とその応用, 日本音響学会誌, Vol.58, No.4 (2002), pp.239–243.

[90]鈴木陽一, 音響系の伝達関数の模擬をめぐって (その 1), 日本音響学会誌, Vol.44, No.12 (1988), pp.936–942.

[91]鈴木陽一, 音響系の伝達関数の模擬をめぐって (その 2), 日本音響学会誌, Vol.45, No.1 (1989), pp.44–50.

[92]Widrow, B. and Hoff, M. E. Jr., Adaptive Switching Circuits, IRE WESCON Convention Record, 4:96-104 (1960).

[93]山崎展博, 北川敏樹, 宇田東樹, 栗田健, 若林雄介, 西浦敬信, 新幹線の台車部から発生する空力音の実験的推定法, 日本機械学会論文集, Vol. 83, No. 851 (2017), DOI: 10.1299/transjsme.17-00146.

[94]岩田拓也, 森下達哉, 在来鉄道台車部から発生する騒音の抑制についての基礎検討, 東海大学紀要工学部, Vol.56, No2 (2016), pp.93-98.

[95]Mosher, M., Phased array for aeroacoustic testing : Theoretical development, AIAA Paper No. B91-30827 (1996).

研究業績

学術論文

1. 山崎展博, 長倉清, 宇田東樹, 風洞の主流近傍に設置したマイクロホンアレイによる音源位置同定精度の改善, 日本機械学会論文集B編, Vol.74, No.743 (2008), pp.1548–1556.
2. 山崎展博, 西川明伸, 宇田東樹, 高石武久, 飯田明由, "流れ場の時系列解析に基づく空力騒音の実験的評価法", 日本機械学会論集B編, Vol.75, No.755(2009), pp.1436-1445.
3. 山崎展博, 北川敏樹, 宇田東樹, 栗田健, 若林雄介, 西浦敬信, 新幹線の台車部から発生する空力音の実験的推定法, 日本機械学会論文集, Vol. 83, No. 851 (2017), DOI: 10.1299/transjsme.17-00146.
3. 山崎展博, 中山雅人, 西浦敬信, 音場情報を用いたマイクロホンアレイによる新幹線台車部空力音の推定手法, 日本機械学会論文集, 掲載決定, DOI: 10.1299/transjsme.18-00316.

国際会議

4. Yamazaki, N., Nagakura, K., Ikeda, M. and Sagawa, A., Methods to measure acoustic sources in a closed wind tunnel test section, AIAA, 11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Monterey, California (2005), DOI: 10.2514/6.2005-3003.
5. Yamazaki, N., Takaishi, T., Toyooka, M., Nagakura, K., Sagawa A. and Yano, H., Wind tunnel tests on the control of aeroacoustic noise from high speed train, 9th International Workshop on Railway Noise (2008), pp 33–39, Springer.
6. Yamazaki, N., Uda, T. and Nagakura, K., Estimation methods for railway noise considering the directivity and unsteadiness of noise sources, International Congress on Sound and Vibration (2012), Paper No.473.
7. Yamazaki, N., Kitagawa, T. and Nagakura, K., Prediction methods of aerodynamic bogie noise in a wind tunnel test, 7th Forum Acusticum (2014),
8. Yamazaki, N., Nagakura, K. and Kitagawa, T., Noise level estimation of a high-speed train using two-dimensional sound pressure level distribution, International

Workshop on Environment & Engineering (2014), Paper No.101.

9. **Yamazaki, N.**, Uda, T., Nakayama, M. and Nishiura, T., Acoustic Properties of Aerodynamic Bogie Noise Generated from Shinkansen Train, *Internoise* (2017), Paper No.781.

大会発表

10. **山崎展博**, 長倉清, 池田充, 佐川明朗, 固定壁を有する風洞における 2 次元マイクロホンアレイを用いたパンタグラフの音源探査, *日本機械学会年次大会* (2004), pp.71–72.
11. **山崎展博**, 長倉清, 開放型測定部の主流近傍に設置したマイクロホンアレイによる音源位置同定精度の改善, *交通・物流部門大会講演論文集* (2006), pp.141–144.
12. **山崎展博**, 西川明伸, 高石武久, 飯田明由, 流れ場の時系列情報に基づく空力騒音の実験的評価法, *第 18 回環境工学総合シンポジウム* (2008), pp.83–86.
13. **山崎展博**, 井門敦志, 風洞試験における車両下部流れを模擬した台車部騒音測定手法の開発, *第 17 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集* (2010).
14. **山崎展博**, 宇田東樹, 北川敏樹, 長倉, 新幹線台車カバー形状による台車部騒音低減効果, *第 20 回鉄道技術連合シンポジウム* (2013), Paper No.S-3-2-4.
15. **山崎展博**, 光用剛, 佐藤祐一, 北川敏樹, 井川剛暢, 土屋良雄, 風洞試験による二面側壁を伴うパンタグラフ空力音の推定法, *第 22 回鉄道技術・政策連合シンポジウム* (2015), Paper No.2702.
16. **山崎展博**, 中山雅人, 西浦敬信, 新幹線の台車部空力騒音の音響特性
第 27 回環境工学総合シンポジウム (2017), Paper No.G105.

雑誌・書籍

17. **Yamazaki, N.**, Ido, A., Kurita, T. and Matsumoto, M., Experimental Study of Flow Field Under a High Speed Shinkansen Train, *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems* (2008), Vol.118, Springer, pp.487–494.
18. **山崎展博**, 鉄道騒音の音源可視化, *可視化情報学会誌*, 可視化情報学会, Vol.27, No.104, (2007), pp.26–31.

特許

騒音測定方法及び騒音算出装置 2015-170112 2015. 4. 1

鉄道車両用側カバー2013-242737 2013. 4. 1

受賞歴

風洞試験による空力音源同定手法の研究, 日本機械学会奨励賞, 2010. 4.21