

2023年度 博士（工学）学位論文

開空間における任意の分布音源群を用いた
音響パワーの最小化

**Minimization of acoustic power in free space using arbitrary multiple
distributed sound sources**

2024年 1月 9日

小 笠 原 雄 太

成蹊大学大学院
理工学研究科 理工学専攻

指導教員
岩本 宏之 教授

目次

第1章 緒論	1
1.1 研究背景.....	3
1.2 研究目的.....	8
1.3 研究概要.....	9
1.4 本論文における記号.....	11
第2章 音響パワー最小化とゼロ制御パワー現象の基礎	13
2.1 緒言.....	15
2.2 音の基本.....	15
2.3 2つのモノポール音源間における全音響パワーの導出.....	20
2.4 全音響パワー最小化とゼロ制御パワー現象.....	22
2.5 数値シミュレーションによるゼロ制御パワー現象の検討.....	24
2.5.1 音響パワー.....	24
2.5.2 音響インテンシティ.....	26
2.6 ゼロ制御パワー現象の条件.....	31
2.7 結言.....	35
第3章 複数の分布音源における音響パワーの最小化	37
3.1 緒言.....	39
3.2 音響パワー最小化制御の一般化と音源間モビリティについて.....	39
3.2.1 最小化制御則の導出.....	39
3.2.2 ゼロ制御パワー現象の発生条件.....	44
3.2.3 音源間モビリティの相反性と巡回行列を利用した制御則の簡素化.....	46
3.3 平板型分布ピストン音源による音響パワー最小化の数値解析.....	50
3.3.1 最適な制御音源の配置.....	50
3.3.2 音源の条件が制御効果に与える影響.....	55
3.3.3 制御音源が矩形音源で配置された場合（音源設置角度の考慮）.....	58
3.3.4 制御音源が不規則に配置された場合.....	66
3.4 結言.....	67
第4章 多重極子音源を対象とした音響パワーの最小化	69
4.1 緒言.....	71
4.2 多重極子音源の基礎.....	71
4.2.1 空力騒音.....	71
4.2.2 ダイポール音源.....	73
4.2.3 クアドラポール音源.....	74

4.3	音響パワー最小化制御の導出.....	76
4.3.1	音響パワー最小化制御則.....	76
4.3.2	ゼロ制御パワー現象の発生条件.....	79
4.4	多重極子音源による音響パワー最小化の数値解析.....	81
4.4.1	制御対象がモノポール音源の場合.....	81
4.4.2	制御対象がダイポール音源の場合.....	88
4.4.3	制御対象がクアドラポール音源の場合.....	97
4.4.4	音源間距離と回転角の影響.....	112
4.4.5	n 次の多重極子音源の影響.....	117
4.4.6	ゼロ制御パワー現象の発生と抑制効果の非対称性について.....	117
4.4.7	各種音源の音響パワーレベルの低減量の比較.....	119
4.5	結言.....	123
第5章 結論		125
参考文献		131
付録 A 鏡像音源法に基づいたゼロ制御パワー現象について		139
A.1	鏡像音源法.....	139
A.2	剛壁のある空間を想定した音響パワー最小化制御則.....	141
A.3	数値シミュレーションによる検証.....	146
付録 B 制御音源が n 個のモノポール音源の場合における一般化について		152
B.1	制御音源の個数増加に伴う結果.....	152
B.2	最適制御則の導出と一般化.....	156
B.3	複数の制御音源を設置することによる影響.....	158
付録 C 平板の音響パワーについて (Elementary Radiator 法)		162
C.1	Elementary Radiator 法.....	162
C.2	数値解析における適用事例.....	164
研究業績		166
謝辞		167

第 1 章

緒 論

1.1 研究背景

我が国の工業・産業都市のひとつである川崎市は、高度経済成長期には工業出荷額日本第3位となり、京浜工業地帯の中核として発展した⁽¹⁾。一方で発電所、石油コンビナートや鉄鋼・機械製品の工場の形成により、これらの工場群から発生する煤煙、粉塵、騒音、振動、排水により急速な環境悪化を招き、市民の生活環境は悪化した。これに伴い、昭和25(1950)年頃から大気汚染に関する市民の苦情が顕在化し、昭和30年代の高度成長期に入ると公害苦情件数も飛躍的に増加した。こうした状況から、川崎市では、昭和36(1961)年に、公害防止対策として経済局商工課に「公害係」を新設し、昭和48(1973)年には、現在の環境総合研究所の前身となる公害研究所を設置して、公害に関する調査・分析等に取り組んでいる。また、国においても昭和37(1962)年に「ばい煙の排出の規制等に関する法律」を制定するなど諸法令の整備を行い、昭和42(1967)年には「公害対策基本法」、昭和43(1968)年には「騒音規制法」が成立し、公害対策は全国的な広がりを見せるようになった⁽²⁾。こうした中で、川崎市では昭和46(1971)年に「市民生活最優先」の原則を掲げ、これまでの公害防止条例を廃止し、昭和47(1972)年3月に公害行政の根幹となる新たな「川崎市公害防止条例」の制定した。この条例は、大気汚染、水質汚濁、騒音等に係る公害防止対策の手法として、環境目標値、地区別許容排出総量及び規制基準を相互に関連付けることによって、いわゆる“川崎方式”と呼ばれる市独自の諸規制の体系化を図ったものであり、我が国における総量規制の草分けとして、国や他自治体における公害防止対策の推進に先駆的な役割を果たした⁽³⁾。その結果、深刻な工場騒音などの多くは改善が進み、かつてのような大規模な騒音に起因する公害問題は姿を消しつつあるのが現状である。しかしながら、社会経済の発展、生活水準の向上に伴い、人口集中、自動車交通量の増大等が顕著となり、生活騒音、生活排水、自動車排出ガスやマフラーから発する空力騒音など、都市・生活型公害が顕在化した。近年においても、住宅近隣の施設・店舗等に設置された大型の空調室外機、ボイラー等の低周波騒音に対する苦情が増加している⁽⁴⁾。

低周波による騒音は、住宅および職場において発生する。騒音を発する原因は、換気扇内のダクト、空調機、配電盤などの多数の発生源が考えられるが、これらの一定の周波数を発する騒音は、生活環境や労働環境でも、人々に深刻な悪影響を与える原因となる⁽⁵⁾。また、低周波騒音は長距離を効率よく伝搬し、建物への透過性が高いという特徴がある⁽⁶⁾。屋内では、部屋の部材の共振周波数と一致することで増幅され、高周波の音に比べ不快感を伴う場合もある。さらに、一般的な家庭の部屋における壁の内側等に敷設される吸音材等では、低周波音の抑制や吸収が不十分なため、効果的に減衰されない。同様に、イヤーマフに代表されるような吸音材を埋め込んだ聴覚保護具は、このような低周波に対して非効率的であり、作業者の不満の原因となる。過度に低周波騒音にさらされた結果、聴覚障害等の健康上の重大な懸念事項となる⁽⁷⁾。

その他によく報告される症状には、頭痛、頭や鼓膜の圧迫感などがある。身体的影響以外にも、精神的な疲労や集中力の欠如の誘発により、生産性や仕事の満足度の低下につながることも懸念される⁸⁾。前述した換気扇内のダクトや空調機を起因とした空力騒音も低周波騒音に分類され問題が顕在化している。以上の点から、人の健康および生活環境に影響を及ぼす低周波騒音問題については、公共交通機関、工事・建設現場におけるかつての公害問題にとどまらない。

Fig.1.1 に示すように、騒音対策技術 (Noise Control Technology) としては、騒音の発生自体を防ぐ音源対策(Sound Source Measures), 発生した騒音に対して、騒音対策用の資材等を用いて騒音を低減する伝搬経路対策 (Propagation Path Measures) に大別される⁹⁾。音源対策は最も費用対効果の大きい対策ではあるが、汎用的な対策方法がなく個別に対応する必要がある。したがって、多くの場合には、空気伝播や固体伝播を抑制する伝播経路対策が用いられる。一般に、伝播経路対策は費用がかかるものの、汎用的な対策を行うことが可能であり、音源を特定する必要がないので多用されている。音源対策と伝播経路対策の双方に共通する代表的な方法としては、吸音 (Sound Absorption), 遮音 (Sound Insulation), 位相干渉 (Phase Interference) などが挙げられる。これらの対策は通常、吸音材, 遮音材, 制振材, 防振材などを利用される。これらの騒音対策資材は、設置後に自発的に動作しないことから受動騒音制御 (Passive Noise Control, 以降 PNC) と呼ばれている。しかし、これらの対策は一般的に高周波音成分に関しては有効であるが、低周波音成分に対する吸収による抑制が不十分かつ低減効率が悪く、大きな減音効果を得るためにはそれだけ大きく、重く、多量の資材が必要とされるため、低周波騒音に限ればコスト面の高い対策手法である。

これらの PNC の問題を解決すべく提案されたのが、能動騒音制御 (Active Noise Control, 以降 ANC) である。ANC は原理的に波長の長い低周波音対策に効果的であり、PNC の不得意な領域をカバーする技術として注目されている。PNC と ANC の効果的な周波数範囲は対象とする機械によって変わってくるが、一般的に ANC のメリットが出

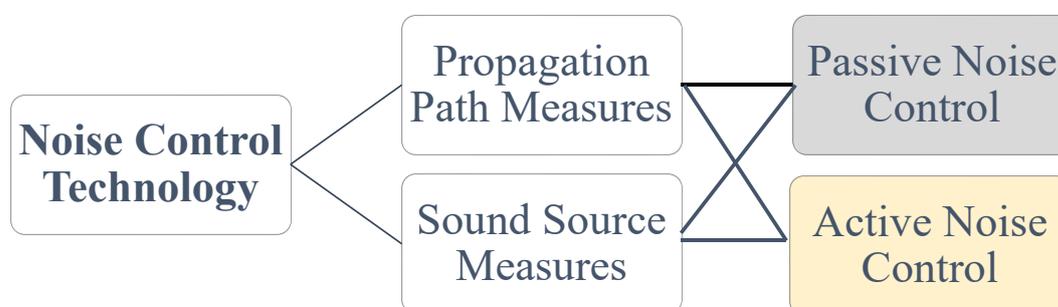


Fig. 1. 1 Classification of noise control technologies.

てくるのは 500 Hz 以下といわれている⁽¹⁰⁾。ANC は一般的には音の伝播経路対策と位置付けられているが、ANC 自体はエネルギー流れの制御や加振力の制御など音源対策にも広く用いられる。ANC の制御アルゴリズムを大きく分けると、フィードバック型 (Feedback Control) とフィードフォワード型 (Feed Forward Control) とに分類できる。フィードバック制御の場合、大きな減音効果を得るためにはフィードバックゲインを大きくする必要があり、システムが不安定になる懸念がある。また、フィードバック制御は周期音や狭帯域ランダム音の制御には有利で、多少のモデル化誤差に対応は可能であるが、広帯域化を図るためには、マイクロホンを制御音源のすぐ近くに設置する必要がある。したがって、音場の制御の場合、フィードフォワード制御がよく用いられる。フィードフォワード制御では広帯域の雑音を効果的に消音することが可能であり、実現も非常に容易である⁽¹¹⁾。

Fig.1.2 に示すように、ANC の自体の歴史は古く、低周波騒音抑制手法として身近な存在であり、1936 年には P. Lueg によって米国特許が取得されている⁽¹²⁾。Lueg は、今日ではよく知られる音響現象である、同じ周波数と振幅で 180 度の位相差を持つ 2 つの音波を重ね合わせると位相干渉が生じ、低周波ノイズの抑制が可能である事を示した。具体的な実験例として、ダクト内を伝播してくる一次音を検出し、それに基づいて制御音を生成・放射するフィードフォワード制御の考え方が特許明細書に記述されている。また、音が伝播してくる空間に制御音を放射し、その後方に静粛領域を形成する考え方も示されている。しかし、Lueg が示した ANC の原理は、ANC 技術の骨格を形成し、今日では単純に見える技術ではあるが、当時に利用可能だった電子機器では理論上の条件を常に満たすことが困難であった。その後、H. F. Olson と E. G. May ら

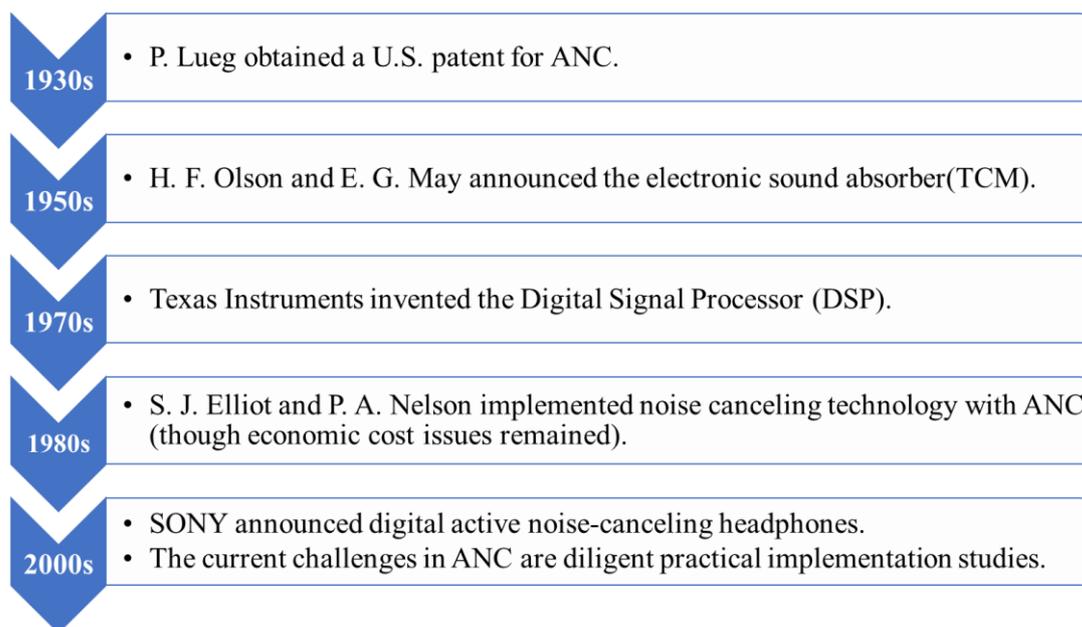


Fig. 1.2 The history of ANC and major technological innovations.

が、1953年に電子吸音器なる概念を発表している⁽¹³⁾。これは、Luegの技術をフィードバック制御によって実現もので、制御音源のすぐ前に誤差マイクロホンを設置し、誤差マイクロホンの信号をフィードバック制御（Feedback Control）することにより、誤差マイクロホン周辺に静粛領域を形成しようとするもので、密結合モノポール（Tight Coupled Monopole, TCM）と呼ばれるシステムである。このフィードバック制御によるANC技術は、当時の技術力ではアナログ制御ではあるが、現在広く使われているノイズキャンセリングヘッドホン等の原理はまさにこの技術を元に実用化したものである。同年代にW. B. Conoverによって変圧器から発生するノイズを、自動チューニングプロセスによってANCで低減しようという試みがあった⁽¹⁴⁾。結果としては、変圧器の正面では音圧レベルが約10.0 dB程度減少したが、他の場所では音圧レベルが増加した。Conoverはこの手法を断念せざるを得なかったが、この手法に触発されアナログ方式で実装しようという我が国の研究者が現れた。1969年に城戸らが変圧器の消音対策にANCの適用を提案したのが国内における最初のANC技術の研究と言われている⁽¹⁵⁾。これは、変圧器から発生する100 Hzとその倍音を特定の方向に伝播しないように、変圧器の周りに設置したスピーカーで制御したものであり、バンドパスフィルタで発生音を周波数帯域ごとに分離し、その帯域ごとにゲインと位相をマニュアル操作で調整している。この結果、制御方向では音圧レベルの低減を得られているが、他の方向で増加が確認できた。これらのANCにおける先駆的研究は実験としては成功しているが、当時のアナログ電子技術では再現性に限界があり、実用化には至っていなかった。ANCの研究開発が再び活発化したのは、1970年代後半から1980年代にかけての電子技術とアルゴリズム開発が急速に進歩し始めた時期からである。1978年に半導体メーカー大手のTexas Instrumentsによって最初のデジタル信号プロセッサ（DSP）が発明され⁽¹⁶⁾、1979年にはIntel Corporationによってアナログからデジタルへの変換を可能にするアナログ・デジタル変換（ADC）およびデジタル・アナログ変換（DAC）チップが開発された⁽¹⁷⁾。特にDSPの飛躍的な発展は、リアルタイム適応信号処理を可能にしたため、ANC技術の実用化に大きく貢献した。1980年代半ばから1990年代半ばにかけて、英国サウサンプトン大学・音響振動研究所のS. J. ElliotとP. A. Nelsonらによって、ANCの研究は著しく進展した⁽¹⁸⁾。具体的には、航空機の低周波ブレード通過ノイズの制御に成功し、多くの民間および軍用機にANCによるノイズキャンセリング技術が導入された⁽¹⁹⁾。また、自動車のキャビンノイズ制御も取り組まれ、1988年にエンジンノイズの削減に成功し、その後も道路交通騒音の制御にも挑戦した⁽²⁰⁾。しかしながら、これらは経済的なコスト面の問題から大規模な普及は実現しなかった。前述のノイズキャンセリングヘッドホンヘッドセットに関しても、1989年にはBose社から最初の商業用ANCヘッドセットが導入されたが⁽²¹⁾、フィードバック制御によるアナログ回路によって設計されていた。しかし、アナログ回路は一般に遅延がなく、安価で製造が

簡単ではあるが、デメリットとして信号がノイズに弱く不正確になることから、制御の精度が低くなる懸念があった。デジタル技術を組み込んだ製品は、2008年にSONYがデジタル・アクティブ・ノイズキャンセリング・ヘッドフォンとして発表したMDR-NCが代表的である⁽²²⁾。その後も、種々の制御アルゴリズム、信号処理手法が発案され、種々の機械に適用されるようになり、ANCのメリットとデメリット、技術的限界も明確になってきた。ANCの研究開発は一定の収束を見せるものの、各方面で地道な実用化研究を見据えた研究が行われている。

前述のようにANC技術は、騒音に制御音を干渉させる騒音抑制手法であり、その用途により音圧制御と音響パワー制御に大別される。前者は、制御対象領域に設置したマイクロホンに到達する騒音に対して、逆位相、同振幅の制御音をマイクロホンから受け取った情報を処理して算出・出力し、騒音と位相干渉させるものである。したがって、本手法はマイクロホンで計測した音圧を最小化する手法のため、マイクロホンの近傍では非常に高い制御効果を得られる反面、制御範囲が計測点であるマイクロホン周辺のみに限られる。適応フィードフォワード制御等を用いて広い領域（開空間）で騒音を抑制するためには、多数のマイクロホンを全制御領域に設置する必要があるため、コスト面の問題から幅広い用途への応用が難しい⁽²³⁾。これは先に示したように、ElliotとNelsonらが道路環境騒音といった広い領域における制御をコスト面の問題で断念したことや、現状のANC技術実用化製品がノイズキャンセリングヘッドホンの装着部位周辺のみ狭い領域に限って実用化されている点からも伺える。一方で、後者は音源群の音響パワーを最小化することによって、グローバルな騒音抑制を可能とする。この場合、それぞれの音源の音響パワーが計測されればよいので、音圧制御と比較して非常に簡素な制御系となる。しかしながら、音響パワー制御の場合に、常に計測可能とは限らない騒音源の情報が必要である。ここで、開空間に騒音源と制御音源が存在し、空間全体の音響パワーを制御音源によって最小化する際に発生する、ゼロ制御パワー現象⁽²⁴⁾に着目する。当該現象は、制御音源周辺における音響インテンシティの流入出が均衡し、その時間平均がゼロとなり、結果として制御音源の音響パワーがゼロになる現象である。したがって、当該現象を積極的に発生させることによって、制御音源周辺の情報のみで音響パワー最小化を達成する手法の確立が期待できる。

開空間における音響パワー最小化とそれに付随するゼロ制御パワー現象については過去に研究が行われている。最初に、Elliottらによって騒音源が同相あるいは逆相で駆動するモノポール音源の集合、制御音源が独立に駆動するモノポール音源の集合の場合について検討された⁽²⁵⁾。その後、Snyderらによって、騒音源が平板構造物、制御音源が1個のモノポール音源あるいは1個の平板構造物の場合について検討された^{(24),(26)-(28)}。さらに、江波戸は、田中らの研究を拡張し、全音響パワー最小化時では制御音源の音響パワーはゼロとなるが、制御音源の音響パワーがゼロとなっても、必ずしも全音響

パワーは最小とはならず，制御音源の音響パワーがゼロになることは全音響パワー最小化の必要十分条件にはならないことを証明した⁽²⁹⁾．また，音源位置が未知の場合でも音響パワーを最小化する手法を提案した⁽³⁰⁾．上記の手法は，騒音源近傍にアクチュエータを配置することが可能であれば，比較的少ない個数のアクチュエータで制御効果を得ることが可能な手法であったが，騒音源から離れているか騒音源が広範囲に分布している場合では多数のアクチュエータが必要となるという課題が残った．また，小林らによって複数のモノポール音源を用いて平板振動から放射される音響パワーについても検討された⁽³¹⁾⁻⁽³³⁾．小林らの研究では，振動制御と騒音制御を併用して放射音響パワーを最小化する手法が提案されているが，いずれも開空間において広範囲の制御効果を得ようとした場合には，比較的多数のアクチュエータとセンサを必要とする．

上述のように，音響パワー制御について様々な研究が行われてきたが，開空間において任意の形状の分布音源を用いて，音響パワー最小化を講じた際にゼロ制御パワー現象の発生条件を明らかにし，高い制御効果が得られた過去の文献は見当たらない．また，分布音源の特殊なケースであるダイポール以上の多重極子音源についての検討も行われていない．多重極子音源は，空調機のファンやジェットエンジンを起動させた際に発生する空力騒音の多くで近似可能な形態の音源であり，その媒質の速度によってダイポール音源やクアドラポール音源といった音圧分布に近似できる．多重極子音源自体は分布音源の一種という位置づけであるが，モノポール音源や分布ピストン音源を対象とした音響パワー最小化制御が有効とは限らない．したがって，空力騒音に代表されるような多重極子音源を能動的制御する手法としてゼロ制御パワー現象に着目した，音響パワー最小化制御を適用し検討することは工学的に意義がある課題である．

1.2 研究目的

前節で記述したように，ANC 技術と開空間における音響パワー最小化とそれに付随するゼロ制御パワー現象において多数の検討が行われてきた．ここで，先行研究における問題点を整理する．先行研究⁽²⁵⁾⁽²⁷⁾では音源がモノポール音源もしくは無限大バフル内に埋め込まれた分布ピストン音源であること前提としているため，騒音源と制御音源の双方に制約がある．具体的には，騒音源 1 個に対し，制御音源の個数を複数個とした条件については，モノポール音源のみを対象とした検討に留まっている．一般的なスピーカー等に近似できる円形音源を複数個に拡張したような条件の他，放出面が任意の形状の音源が対象の場合では検討がされていない．また，分布音源についての検討がされていないのであれば，分布音源の一種であり，多くの空力音に当てはまる多重極子音源を対象あるいは制御音源として用いた場合の音響パワー制御についても同様である．

そこで、本研究ではこれまでの研究の問題設定を一般化し、任意の分布制御音源が複数個設置された場合の音響パワー最小化について検討する。まず、1個の騒音源と複数個の制御音源が分布音源であると想定して、音響パワーを最小化するフィードフォワード制御則を導出する。その際、音響パワー最小化時に発生するゼロ制御パワー現象の発生条件と本論文で新たに定義した“音源間モビリティ”の相反性について示す。導出されたフィードフォワード制御則の妥当性を示すために、円形音源を対象とした数値シミュレーションを行い、音響パワー最小化制御を講じた際の最適配置を検討する。最適配置の検討後、音源配置に伴う波長を音源間の距離と制御音源の半径により変化させ、騒音源の周波数を変更した場合の全音響パワーレベルの制御効果について説明する。また、矩形平板ピストン音源を想定した場合における、音源設置角度の制御効果への影響を明らかにする。

つぎに、分布音源の特殊なケースである多重極子音源を騒音抑制対象および制御音源に用いた場合の音響パワー最小化制御を検討する。騒音源の数を1個、制御音源の数を1個とし、各音源音の種類はモノポール音源、ダイポール音源、クアドラポール音源とする。各種条件下において、音響パワー最小化制御則を導出する。さらに、音響パワー最小化時にゼロ制御パワー現象が発生することを示す。つぎに、種々の条件下を想定した、数値シミュレーションにより、音圧分布と音響インテンシティの分布を確認する。多重極子音源は低周波ながら指向性を持つ音源であるため、音源の設置角度によって全体の音圧分布が大きく変わる。そのため、音源間の距離と制御音源の設置角度を変化させた場合における全音響パワーレベルの制御効果の変化量を明らかにする。最後に、各種音源同士の最適条件における全音響パワーレベルの抑制効果について比較し、音源の種類によって、音響パワー最小化時の制御効果にどの程度、影響を及ぼすか明らかにする。

1.3 研究概要

本論文は以下の5章より構成されている。以下に、各章の概要について記述する。

第1章では、研究背景として公害問題における低周波騒音の課題と低周波騒音対策に有効なANCに関する研究の歴史、従来の実用化されたANCや過去の研究の問題点について記述し、本研究の目的についてまとめている。

第2章では、全音響パワー最小化時に制御音源の音響パワーがゼロとなる現象について記述する。ついで、制御音源の音響パワーがゼロとなった場合においても、必ずしも全音響パワーは最小にならないこと、つまり、本現象は全音響パワー最小化の必要十分条件ではないことについて記述する。この事実は先行研究において報告されているものの、具体的な音圧レベル分布と音響インテンシティ分布を併用し、可視化し

た数値シミュレーションは行われてこなかった。そこで、当該現象を積極的に発生させることで、全音響パワー最小化に有意であることを検証する。

第3章では、第2章において示した理論展開に基づき、問題設定を一般化する。すなわち、任意の分布騒音源1個に対し、任意の分布制御音源が複数個設置された場合の全音響パワー最小化について検討する。まず、騒音源1個、制御音源 n 個の場合において、音響パワー最小化制御則の導出過程を示す。次に、全音響パワー最小化制御により、ゼロ制御パワー現象が発生する条件を示し、ゼロ制御パワー条件の核心となる音響インピーダンスの相反性と音源間モビリティの相反性を明らかにする。また、巡回行列を用いることで全音響パワー最小化制御則の簡素化について検討する。本章で導出した全音響パワー最小化制御則の数値シミュレーションによる検証例として、1個の騒音源と3個の円形ピストン制御音源を用いた解析を行う。はじめに、騒音源と各制御音源の音源中心間距離が等しい場合において、制御音源の最適配置を検討する。次に、算出した最適制御配置を対象として、周波数や音源間距離、円形ピストン音源の半径などを変更した場合の数値シミュレーションを行う。また、騒音源と制御音源が共に矩形ピストン音源である場合における、音源の設置角度の影響を数値シミュレーションより明らかにする。最後に、1個の騒音源と3個の制御音源を不規則的に配置した場合のシミュレーションを行い、ゼロ制御パワー現象が音源の配置によらず発生することを示す。

第4章では、多重極子音源が分布音源の特殊なケースであることに着目し、当該音源を対象とした全音響パワー最小化制御を検討する。はじめに、多重極子音源の基礎的内容を述べ、多重極子音源の中でもダイポール音源とクアドラポール音源の特徴について述べる。つぎに、騒音源1個と制御音源1個がモノポール音源、ダイポール音源、クアドラポール音源の3種に対応する制御則を導出する。騒音源と制御音源が多重極子音源である場合でも、全音響パワー最小化時に、ゼロ制御パワー現象が発生するか確認する。本章においても、種々の条件下を想定し数値シミュレーションを行い、音圧分布と音響インテンシティの分布を確認し、制御効果およびゼロ制御パワー現象の発生を確認する。また、騒音源と制御音源に多重極子音源を用いた場合において、音源間の距離と制御音源の設置角度を変化させた場合における全音響パワーレベルの制御効果の変化量を明らかにし、多重極子音源を用いた場合の最適条件を明らかにする。最後に、騒音源と制御音源が共に同じ種類の音源である場合に、各種音源における全音響パワーレベルの抑制効果について比較し、音源の種類によって、音響パワー最小化時の制御効果にどの程度、影響を及ぼすか明らかにする。

第5章では、本論文で得られた研究結果を総括する。

1.4 本論文における記号

本論文で、各章にて共通で用いる頻出する記号を以下に記述する。その他の記号については都度、文中で記載する。

c : 音速

r : 距離

t : 時間

p (小文字・斜体) : 音圧

P (大文字・斜体) : 音響パワー

P (大文字・立体) : モノポール一次音源 (Primary Sound Source) の略称

S (大文字・立体) : モノポール二次音源 (Secondary Sound Source) の略称

p (小文字・立体) : 分布一次音源の要素の略称

s (小文字・立体) : 分布二次音源の要素の略称

v : 粒子速度

ρ_0 : 空気密度

k : 波数

ω : 角周波数

ϕ : 速度ポテンシャル

j : 虚数単位

f : 駆動力

z : 音響インピーダンス

第2章

音響パワー最小化と ゼロ制御パワー現象の基礎

2.1 緒言

本章では、第 3 章以降の複数の分布音源を対象とした全音響パワー最小化制御における理論展開を容易に行うために、1 個のモノポール騒音源と 1 個のモノポール制御音源における音響パワー最小化制御則について説明する。1 個のモノポール音源からは球面波が放射されるため、前段階として、当該波動の概念についてまとめる。次に、騒音源と制御音源がいずれもモノポール音源の場合に、全音響パワーを最小化すると、最適条件下では制御音源周辺においてゼロ制御パワー現象が発生することを示し、その具体的な条件を明らかにする。また、ゼロ制御パワー現象が発生した場合にも、必ずしも全音響パワーは最小にはならない、つまりゼロ制御パワー現象は全音響パワー最小化の必要十分条件ではないことについて記述する。これらの知見は先行研究において報告されているものの、具体的な音圧レベル分布と音響インテンシティ分布を可視化した数値シミュレーションは行われてこなかった。本章では、ゼロ制御パワー現象を積極的に発生させることで、全音響パワー最小化に有意であることを検証する。

2.2 音の基本

空気や水などの媒体中を伝わる振動波が、耳に到達して鼓膜を揺らすと、人間は音として感じる。これらの空気や水中に伝わる波を音波という。音波は基本的には、平面波、球面波、円筒波の三種類に分類できる。どの種類の音波であっても、いずれも式 (2.1) に示す波動方程式を満たす⁽³⁴⁾。

$$c^2 \nabla^2 \phi = \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (2.1)$$

ここで、 ∇^2 はラプラスの演算子 (ラプラシアン) を表し、次式のように記述できる。

$$\nabla^2 = \nabla \cdot \nabla = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.2)$$

本章で検討するモノポール音源は、一様な媒質で満たされた反射物のない自由空間において、あらゆる方向に様に運動する球状の音源が、自由空間に音を放射する。したがって、モノポール音源は波面が同心球面である球面波の特性に該当する。球面波の特性を満たす速度ポテンシャルは次式のように記述できる。

$$\phi = \frac{f_1(r-ct)}{r} + \frac{f_2(r+ct)}{r} \quad (2.3)$$

Fig. 2.1 に示す球面座標を用いると、球面波の波動方程式は次式のように記述できる。

$$\frac{c^2 \partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{c^2}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\cos \theta \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \frac{c^2}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \varphi^2} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (2.4)$$

ただし、

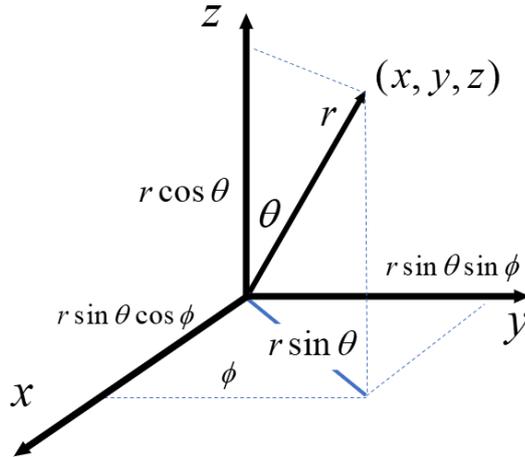


Fig 2.1 Polar coordinate

$$\begin{cases} x = r \sin \theta \cos \phi \\ y = r \sin \theta \sin \phi \\ z = r \cos \theta \end{cases} \quad (2.5)$$

球面波の波面は同心球面であることから，その音場における音圧 p と粒子速度 v は半径 r (音源からの距離) の球面上では同じ値をとる. したがって，流体の流れをパラメータとする速度ポテンシャルは距離 r と時間 t のみの関数となり， θ および ϕ に関しては同じ値をとるため微分して 0 になる. これにより，式 (2.4) は次式のように簡略化できる.

$$\frac{c^2}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) = \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (2.6)$$

式 (2.3) の速度ポテンシャルを，式 (2.6) に代入すると，両辺ともに c^2 に関する関数となり，式 (2.1) の波動方程式を満たすことが確認できる. また， ϕ を $r\phi$ に置換すると，式 (2.6) は次式のように記述できる.

$$c^2 \nabla^2 \frac{\partial(r\phi)}{\partial r^2} = \frac{\partial^2(r\phi)}{\partial t^2} \quad (2.7)$$

式 (2.7) においても，式 (2.1) の波動方程式と同一の形式であることが確認できる.

速度ポテンシャルが，波動方程式を満たすことが確認できたので，球面波における音圧と粒子速度を定義式より求めることが可能である. 球面波における音圧 p と粒子速度 v は次式で得られる.

$$p = -j\omega\rho_0 \frac{Ae^{-jkr}}{r} e^{j\omega t} \quad (2.8)$$

$$v = -\frac{1+jkr}{r^2} Ae^{-jkr} e^{j\omega t} \quad (2.9)$$

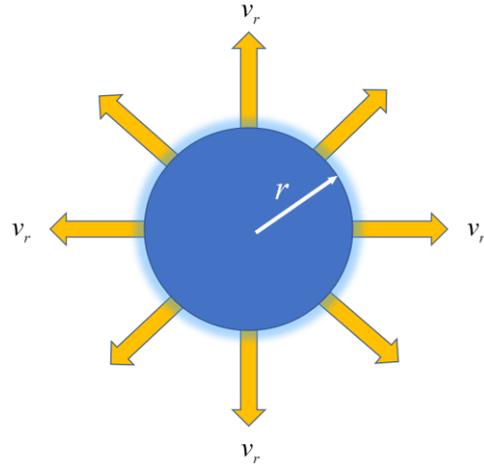


Fig. 2.2 Point sound source model

上式における係数 A は境界条件によって決まる．一般的には，係数 A を求めるためには Fig. 2.2 で示すような，半径を r ，球表面の法線方向を速度 v_r とする振動球体を考える．これは，“呼吸球”とよばれるモデルである．この，呼吸球の中心点から発する音源，つまりモノポール音源の音圧と粒子速度を求める．Fig. 2.2 の場合，球表面の法線方向の表面速度 v_r は次式のように記述できる．

$$v_r = -\frac{1+jkr}{r^2} A e^{-jkr} \quad (2.10)$$

式 (2.10) を係数 A について解くと次式のようになる．

$$A = -\frac{q_r}{1+jkr} \frac{1}{4\pi} e^{jkr} \quad (2.11)$$

ただし， q_r は体積速度という音源の強さを表し，次式のように記述できる．

$$q_r = 4\pi r^2 v_r \quad (2.12)$$

式 (2.11) において体積速度 q_r を一定の値に保ちながら r の値を 0 に収束させると，係数 A は次式のように記述できる．

$$\begin{aligned} A &= -\lim_{r \rightarrow 0} \frac{q_r}{1+jkr} \frac{1}{4\pi} e^{-jkr} \\ &= -\frac{q_r}{4\pi} \end{aligned} \quad (2.13)$$

式 (2.13) を，式 (2.8)，式 (2.9) に代入することで，球面波における音圧 p と粒子速度 v が次式のように記述できる．

$$p = \frac{j\omega\rho_0}{4\pi r} q_r e^{-jkr} \quad (2.14)$$

$$v = \frac{1 + jkr}{4\pi r^2} q_r e^{-jkr} \quad (2.15)$$

上式は、体積速度 q_r を持つモノポール音源より距離 r の位置における音圧と粒子速度を表している。球面波においてはモノポール音源から離れるに従い分母が大きくなるため、距離に反比例して値が小さくなることが分かる。言い換えれば、音源から距離が離れるほど音量が小さくなることを示しており、この特性を距離減衰という。

音圧と粒子速度が場所に依存する関数であることを示した。換言すれば、音圧は音源が放射した音のエネルギーが、その場の環境の影響を受けて測定された物理量である。ある音場の全域もしくはある音源周りの領域において音の性質を求める場合、場所の変化に依存しない指標が求められる。それが音響パワーである。音響パワーとは、単位時間あたりに音源が放射した空気中の音響エネルギー総量であり、単位は [W] となる。また、音響パワーレベルは音響パワーを基準音響パワーとの比の常用対数で表したものであり、単位は [dB] となる。音響パワーと音圧の関係は空調機から発する暖気に例えることで容易に理解できる。空調機内部からは一定の熱出力があり、それが吹き出し口より放射されて部屋の温度を上げる。空調機の出力は、部屋の場所や広さに依存しないことは感覚的に理解できる。しかしながら、部屋の温度は、空調機からの距離や部屋の広さ、壁や天井等の熱の吸収等、あるいは外部の温度等環境によって変わる。ある音源の音響パワーと空間の音圧レベルの関係はこれと酷似する。つまり、音源の音響パワーは部屋の広さに依存しないが、音圧レベルは音源からの距離や部屋の広さに依存する。したがって、音響パワーを評価することは非常に有用であり、実験環境や音源からの距離などの情報がなくても、音源からの出力を客観的に比較することができる。また、音響パワーは環境や場所に依存しないため、既知の音響環境における、ある音源から特定の場所への音圧レベルの影響を計算することが可能である。

上述のように、音響パワーは、単位時間あたりに音源が放射した空気中の音響エネルギー総量であるが、単位面積を単位時間に通過する音響エネルギーを音響インテンシティと呼ぶ。電気系では電圧 [V] と電流 [A] の積が電力 [W] であるように、音響系では音圧と粒子速度の積の時間平均が音響インテンシティに対応し、単位は [W/m²] である。ここで、媒質内のある点における音響インテンシティ I は次式のように記述できる。

$$I = \overline{\rho(t)v(t)} \quad (2.16)$$

上式における、 $p(t)$ は時刻 t における瞬時音圧、 $v(t)$ は時刻 t における粒子速度である。また $p(t) = pe^{-j\omega t}$ 、 $v(t) = ve^{-j\omega t}$ とすると、式 (2.16) は次式のように記述できる⁽³⁵⁾。

$$I = \frac{1}{2} \text{Re}[pv^*] \quad (2.17)$$

ここで、Fig. 2.3 のようなある音源を取り囲む閉曲面 S_c を考える．このとき、音源から発する、音響パワー W は、音源を囲む閉曲面 S_c における、法線方向の音響インテンシティを面積分することで算出できる．したがって、音響パワー W は次式のように記述できる．

$$W = \int \mathbf{I}(x, y, z) \cdot \mathbf{n} dS_c \quad (2.18)$$

ただし、 $\mathbf{I}(x, y, z)$ は、閉曲面上における音響インテンシティベクトルを表し、 \mathbf{n} は、閉曲面上における法線方向の単位ベクトルを表し、その 2 つの内積によって法線方向の音響インテンシティを示す．Fig. 2.2 で示した、呼吸球モデルについても、モノポール音源を囲む半径 r の球面上を閉曲面と捉えることができる．この場合、球面上の法線方向における音響インテンシティは一定値となる．モノポール音源の音響パワーを検討する際に、モノポール音源から放射される球面波の音響インテンシティ I_r は以下のように記述される．

$$I(r) = \frac{\omega^2 \rho}{32\pi^2 r^2 c} q_r^2 \quad (2.19)$$

式 (2.18) および (2.19) より、モノポール音源における音響パワーは次式のように記述できる．

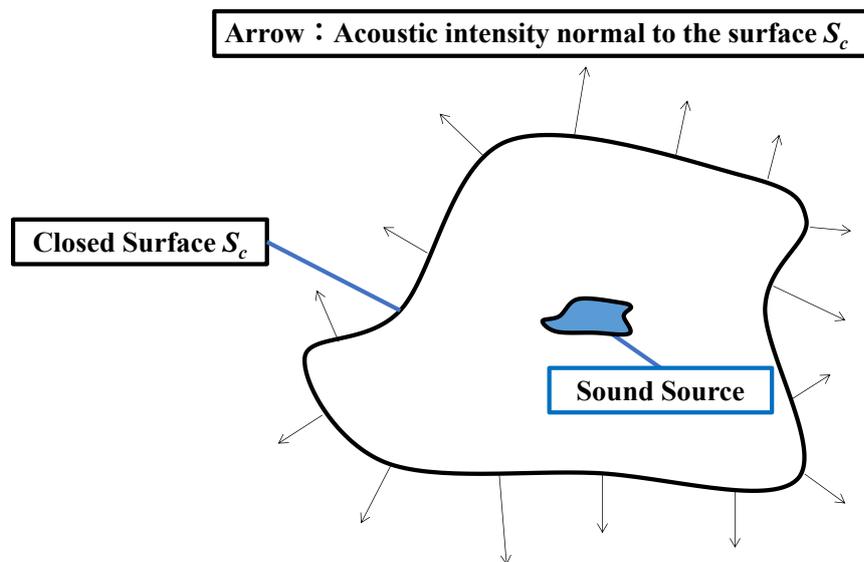


Fig. 2.3 Closed surface S_c surrounding the sound source.

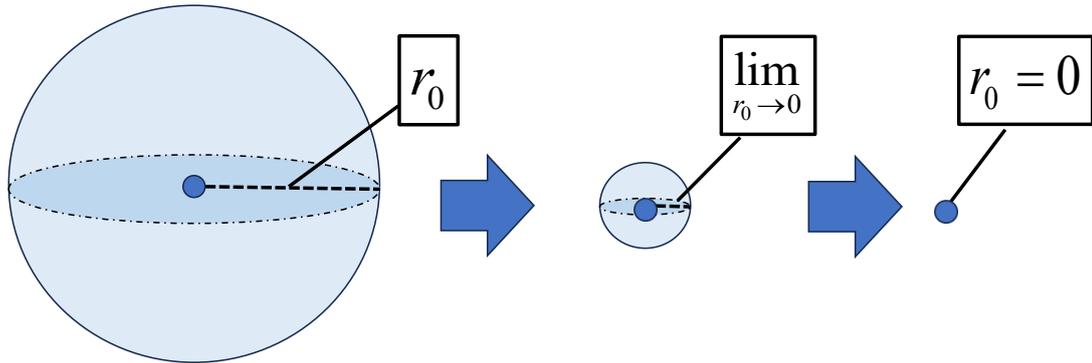


Fig. 2.5 Closed surface S_c became to zero surrounding the monopole sound source.

$$\begin{aligned}
 W_p &= \int I(r) dS \\
 &= 4\pi r^2 I(r) \\
 &= \frac{\omega^2 \rho}{8\pi c} q_r^2
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

ここで、Fig. 2.5で示すように、モノポールの体積速度の大きさは変えずに、モノポールを囲む閉曲面の半径 r_0 を 0 に近づけることを考える。式 (2.12) で示す $4\pi r^2$ は球面積を示すことから、半径 r_0 が限りなく 0 に近づく場合、最終的に粒子速度と呼吸球の球面積の積は体積速度 q_r となる。よって、式 (2.17) の関係より、式 (2.20) は次式のように表現できる⁽³⁵⁾。

$$W_p = \frac{1}{2} \text{Re} [p(0)q_r^*] \tag{2.21}$$

上式に、式 (2.14) を代入すると、式 (2.20) と同じ結果となる。

2.3 2つのモノポール音源間における全音響パワーの導出

呼吸球で表せるような、モノポール音源は球面全体が振動板であり、全方向に同じ波面を伝播でき、理想音源と呼ばれる。後章で示す、振動放射音や多くの実用化されている円形ピストン音源によるスピーカーはモノポール音源が無数に集積したシステムとみなせるため、モノポール音源の考え方が基本となる。そこで、はじめに1個のモノポール騒音源と1個のモノポール制御音源における音響パワー最小化について検討する。

Fig. 2.6に示すように、ある平面に騒音源 P と制御音源 S という2つのモノポール音源から放出される音響パワーを考える。これらのモノポール音源は、観測点からの距離をそれぞれ \mathbf{r}_p 、 \mathbf{r}_s とし、2つの音源中心間の距離を d とする。騒音源 P の体積速度を q_p 、制御音源 S の体積速度を q_s とする。この制御音源 S を駆動させた際に、音響パ

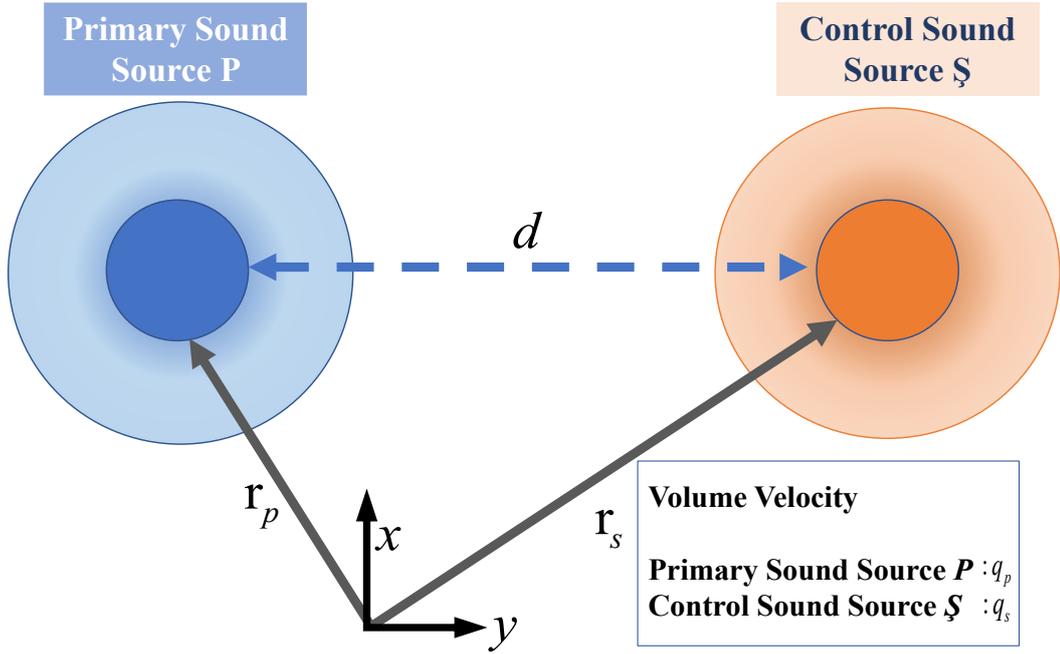


Fig. 2.6 The sound field of two monopole sound sources. One is the noise source P, and the other is the control source S

ワーを音場全体で最小化する．同じ周波数で音を放出している場合の，全音響パワー P_{wt} は次式のように表現できる．

$$P_{wt} = P_{pp} + P_{ps} + P_{sp} + P_{ss} = \frac{\text{Re} \left[\left[p(r_p | r_p) q_p^* \right] + \left[p(r_p | r_s) q_s^* \right] + \left[p(r_s | r_p) q_p^* \right] + \left[p(r_s | r_s) q_s^* \right] \right]}{2} \quad (2.22)$$

式(2.22)における $\text{Re}[\]$ は複素数の実数部分，*は共役複素数を表す．また，各項で示す $p(r_a | r_b)$ は， r_a におけるモノポール音源から放出された音が， r_b に到達した際の音圧，すなわち音源 a から放出された音が，音源 b の音の影響を受けた際の音圧を表し，次式のように示すことができる．

$$p(r_a | r_b) = \frac{j\omega\rho_0}{4\pi d} q_a e^{-jkr} \quad (2.23)$$

上述の考え方より，式(2.22)の各項が示す意味を精査する．第1項 P_{pp} は騒音源Pから放出された自身の音響パワーである．この場合，ある音源の中心より距離 r の位置における音源中心間の距離を d_0 と置くと，次式のように表現できる．

$$P_{pp} = \frac{\text{Re} \left[\frac{j\omega\rho_0}{4\pi d} e^{-jkd_0} q_p q_p^* \right]}{2} = \frac{\omega\rho_0 q_p q_p^*}{8\pi d_0} \sin kd_0 \quad (2.24)$$

ここで、 d_0 の項について 0 になるよう極限をとると、式(2.24)は次式のように展開できる。

$$\begin{aligned} P_{pp} &= \frac{\omega\rho_0 k q_p q_p^*}{8\pi} \lim_{d_0 \rightarrow 0} \frac{\sin kd_0}{kd_0} \\ &= \frac{\omega\rho_0 k |q_p|^2}{8\pi} \end{aligned} \quad (2.25)$$

第 2 項 P_{ps} は騒音源 P の音響パワーに対する制御音源 S の影響である。第 2 項以降に関しても、第 1 項と同様に、式 (2.24) と式 (2.25) の手順で、展開すると次式のように記述できる。

$$\begin{aligned} P_{ps} &= \frac{\text{Re}}{2} \left[p(r_p | r_s) q_s^* \right] \\ &= \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \text{Re} \left[\left(\frac{\sin kd}{kd} + j \frac{\cos kd}{kd} \right) q_p q_s^* \right] \end{aligned} \quad (2.26)$$

第 3 項 P_{sp} は、制御音源 S の音響パワーに対する騒音源 P の影響である。この項を、展開すると次式のように記述できる。

$$\begin{aligned} P_{sp} &= \frac{\text{Re}}{2} \left[p(r_s | r_p) q_p^* \right] \\ &= \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \text{Re} \left[\left(\frac{\sin kd}{kd} + j \frac{\cos kd}{kd} \right) q_s q_p^* \right] \end{aligned} \quad (2.27)$$

第 2 項及び第 3 項は、騒音源 P と制御音源 S の音源中心間の距離 d が十分大きくなると連成効果が無くなり、その値は 0 となることが分かる。最後に、第 4 項 P_{ss} は、制御音源 S から自身の音響パワーである。この項を、展開すると次式のように記述できる。

$$\begin{aligned} P_{ss} &= \frac{\omega\rho_0 k q_s q_s^*}{8\pi} \\ &= \frac{\omega\rho_0 k |q_s|^2}{8\pi} \end{aligned} \quad (2.28)$$

ある音場に、モノポール音源が 2 つの場合、以上 4 つの要素を全て足し合わせた和が全音響パワーの式となる。式 (2.25) ~ 式 (2.28) を、式 (2.22) に代入すると、Fig. 2.5 における全音響パワー P_{wt} は次式のように記述できる。

$$\begin{aligned} P_{wt} &= \frac{\omega\rho_0 k |q_p|^2}{8\pi} + \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \text{Re} \left[\left(\frac{\sin kd}{kd} + j \frac{\cos kd}{kd} \right) (q_p q_s^* + q_s q_p^*) \right] + \frac{\omega\rho_0 k |q_s|^2}{8\pi} \\ &= \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \left(|q_p|^2 + \left((q_p q_s^* + q_s q_p^*) \frac{\sin kd}{kd} \right) + |q_s|^2 \right) \end{aligned} \quad (2.29)$$

2.4 全音響パワー最小化とゼロ制御パワー現象

全音響パワー P_{wt} を最小化するための最適条件を、フィードフォワード制御則によって求める. 全音響パワー P_{wt} を表す式 (2. 29) は, q_s に関するエルミート形式になっているため, 全音響パワー P_{wt} を q_s によって最小化が可能である. はじめに, 2つの音源の体積速度 q_p と q_s は複素数を含むため, 次式で示すように実部と虚部で分離する.

$$q_p = q_p^r + jq_p^i \quad (2. 30)$$

$$q_s = q_s^r + jq_s^i \quad (2. 31)$$

次に, 式(2. 29)に式(2. 30)と式(2. 31)に代入すると次式のように展開できる.

$$P_{wt} = \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \left(|q_p^r|^2 + |q_p^i|^2 + |q_s^r|^2 + |q_s^i|^2 + 2(q_p^r q_s^r + q_p^i q_s^i) \frac{\sin kd}{kd} \right) \quad (2. 32)$$

式(2. 27)における制御音源Sの体積速度 q_s の実部 q_s^r と虚部 q_s^i でそれぞれ偏微分する. はじめに, 体積速度 q_s の実部 q_s^r について左辺の全音響パワー P_{wt} の値を 0 と置くと, 次式のように記述できる.

$$\frac{\partial P_{wt}}{\partial q_s^r} = \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \left(2q_s^r + 2q_p^r \frac{\sin kd}{kd} \right) = 0 \quad (2. 33)$$

上式を実部 q_s^r について展開すると, 次式のような結果が得られる.

$$q_s^r = -q_p^r \operatorname{sinc} kd \quad (2. 34)$$

上式における, sinc 関数は次式のように定義され, $\operatorname{sinc} x$ は Fig. 2. 6 のような特性をもつ.

$$\operatorname{sinc} kd = \frac{\sin kd}{kd} \quad (2. 35)$$

同様の手順で, 体積速度 q_s の虚部 q_s^i について左辺の全音響パワー P_{wt} の値を 0 と置くと, 次式のように記述できる.

$$\frac{\partial P_{wt}}{\partial q_s^i} = \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \left(2q_s^i + 2q_p^i \frac{\sin kd}{kd} \right) = 0 \quad (2. 36)$$

上式を実部 q_s^i について展開すると, 次式のような結果が得られる.

$$q_s^i = -q_p^i \operatorname{sinc} kd \quad (2. 37)$$

式 (2. 37) に虚数 j を掛け, 式 (2. 34) と足し合わせることで式 (2. 31) の形式となると, 1 個のモノポール騒音源 P に対して, 1 個のモノポール制御音源 S を用いて

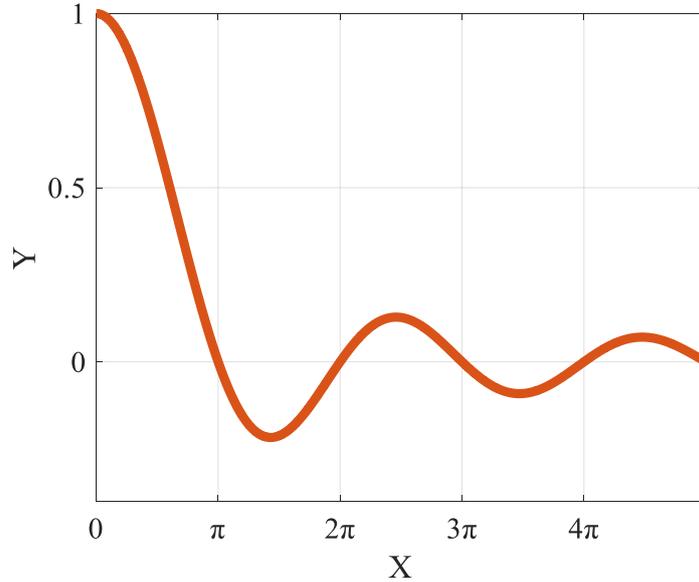


Fig. 2.6 Sinc function

全音響パワーを最小化する，体積速度 q_s についての最適フィードフォワード制御則が次式のように記述できる．

$$q_s = -q_p \operatorname{sinc} kd \quad (2.38)$$

次に，式 (2.38) で求めた音響パワー最小化制御則を制御音源 S に与えた際に，制御音源 S の音響パワー（以降，制御パワー P_{ws} ）の値について検討する．式(2.21)の全音響パワー P_{wt} の式における第3項 P_{sp} と第4項 P_{ss} は制御音源 S に関する音響パワーとなっているため，この2つの項を足し合わせたものが制御パワー P_{ws} である．したがって，式(2.28)より，制御パワー P_{ws} は次式のように記述できる．

$$P_{ws} = \frac{\omega \rho_0}{8\pi d} \operatorname{Re} \left[j q_p q_s^* e^{-jkd} \right] + \frac{\omega \rho_0 k}{8\pi} |q_s|^2 \quad (2.39)$$

上式の右辺における，体積速度 q_s に対して，音響パワー最小化制御則である式(2.38)を代入し，オイラーの公式を用いて展開すると，式 (2.39)は次式のように記述できる．

$$\begin{aligned} P_{ws} &= \frac{\omega \rho_0}{8\pi d} \frac{\sin kd}{kd} \operatorname{Re} \left[j e^{-jkd} \right] q_p q_p^* + \frac{\omega \rho_0 k}{8\pi} \left(\frac{\sin kd}{kd} \right)^2 q_p q_p^* \\ &= 0 \end{aligned} \quad (2.40)$$

上式のように，Fig. 2.5 の条件において全音響パワーを最小化した際に，制御音源 S から放出される音響パワーの値は理論上 0 となる．このように，開空間における音響パワーを能動騒音制御によって最小化すると，制御音源付近の音響パワーの値がゼロとなる現象をゼロ制御パワー現象という．

2.5 数値シミュレーションによるゼロ制御パワー現象の検討

2.5.1 音響パワー

前節では、全音響パワーを最小化する最適制御則において、制御音源から発せられる音響パワーが 0 となるゼロ制御パワー現象を数学的に証明した。本節では、数値シミュレーションによる具体例を通してゼロ制御パワー現象について議論する。はじめに音響パワーの具体的な値について検討する。Table. 2. 1は、数値シミュレーションにおける、具体的な各種パラメータである。Fig. 2. 7は、Fig. 2. 5で示す条件において、騒音源Pと制御音源Sの音源中心間の距離 d を0.4 mとした場合に、騒音源PがTable. 2. 1で示す条件で、制御音源Sによって全音響パワーを最小化した際に、最適制御則の右辺に係数 r_a 乗じた場合の全音響パワーの変化を示す。図中の横軸は、係数 r_a が0~2の範囲で、制御音源の体積速度の値を変化させた係数の値である。また、縦軸は全音響パワーのパーセンテージである。係数 $r_a = 0$ の場合は制御を行っていない（非制御）状態であり、この場合の全音響パワーの値を100として正規化している。係数 r_a が、 $0 < r_a < 1$ の値では最適状態よりも小さい体積速度を与えた区間を表し、 $r_a = 1$ のときは

Table 2. 1 The parameters of the pure tone in this paper.

Parameter	data
Frequency	100[Hz]
Air density	1.21[kg/m ³]
Sound speed	340[m/s]
Primary source Volume velocity	1.0×10 ⁻³ [m ³ /s]

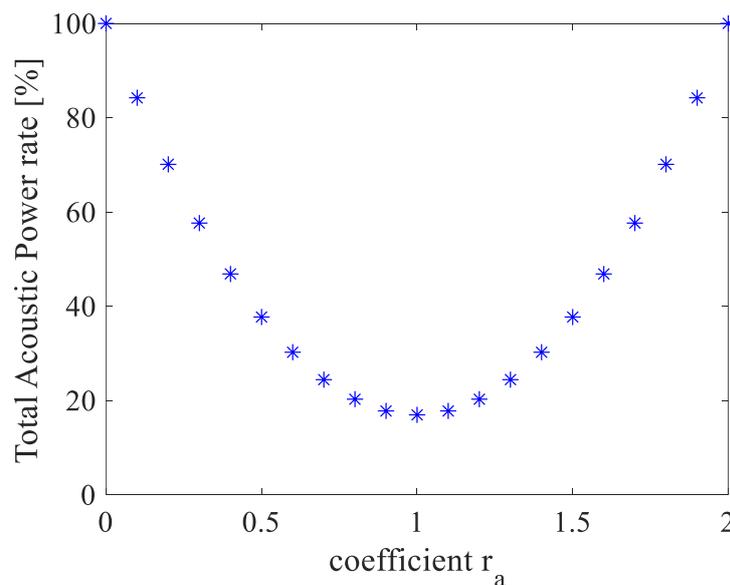


Fig.2. 7 The relationship between coefficient r_a changes and total acoustic power late.

最適制御状態， $1 < r_a$ の値では最適状態よりも大きい体積速度を与えた区間を表す。図中の極値を持つ位置が $r_a = 1$ であることから読み取れるように，最適状態で音響パワーが最小値を示し，その値を境に抑制効果が低下することが分かる。Fig. 2. 8 は，Fig. 2. 7 と同様の横軸をとり，縦軸は制御パワーの値を示す。係数 $r_a = 0$ の場合では制御を行っていない（非制御）状態であるため制御音源は駆動しない。そのため制御音源の音響パワーは 0 W を示している。 $r_a = 1$ の点においても，制御パワーが 0 W を示すが，この点では最適制御入力が増加されているにもかかわらず，制御パワーが 0 W になっていることが分かる。また， $0 < r_a < 1$ の値の区間において制御パワーは負の値を示し， $1 < r_a$ の値の区間では正の値を示していることがわかる。これらの数値変化から，最適状態を境界として，係数 r_a の変化に伴って，制御音源近傍における音響エネルギーの流れが，吸い込みから吹き出しに変化していることを示す。この音響エネルギーの流れは，音響インテンシティの分布図を見ることで容易に理解できる。

2.5.2 音響インテンシティ

音響インテンシティとは，単位時間あたりに，単位面積を通過する音響エネルギーのベクトル量であり，音響エネルギー流束密度とも呼ばれる⁽³⁶⁾。エネルギーの流れは方向があるため，音響インテンシティは方向の指標も併せ持つ。したがって，音響インテンシティは，音の進行する方向性と音の大きさを表す指標で，周波数，波形という情報だけでなく，音の方向性も含んだベクトル量であるといえる。前述で計算した音響パワーは，方向の概念のないスカラー量であるため，音の大きさに関する情報は含まれていても，音がどこから到来しているかという情報は含まれていない。しかし

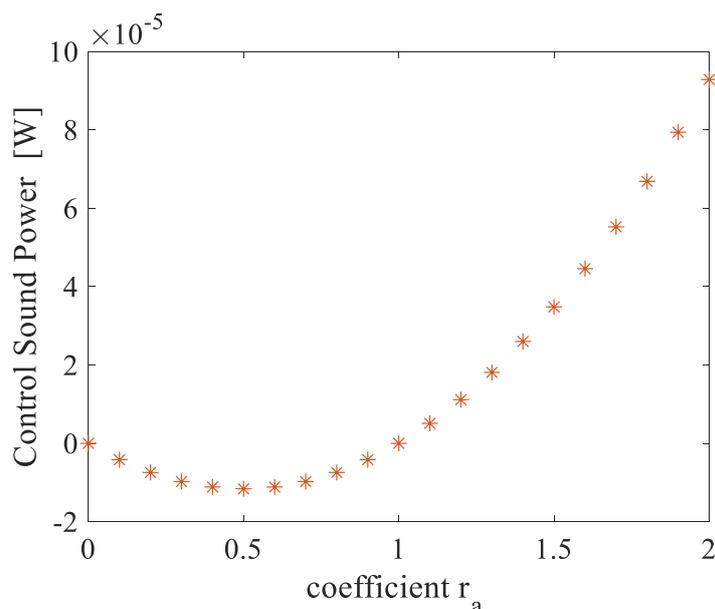


Fig. 2. 8 The relationship between coefficient changes and control sound power.

ながら、音響インテンシティはベクトル量であるため、数値シミュレーション上では点 (x,y) で成分 (u,v) をもつ矢印として平面座標系に速度ベクトルを表示して可視化することができる。

Fig. 2. 9～2. 12 は、Fig. 2. 5 で示す条件において、音源の配置された座標周辺（xy 座標の指定区間）における音圧レベルのカラーマップと音響インテンシティマップを示す。本図における、矢印は音響インテンシティを表し、その長さはインテンシティレベルを示す。本論文においてインテンシティを示す矢印は、主に音の方向性についてのみで議論する。また、矢印の背景にあたる、音圧レベルカラーマップは、各色間の等高線で囲まれた範囲で、5 dB ごとに変化し、全体では 0 ~ 100 dB の範囲でレンジが統一されている。各図共通して、騒音源 P (図中、左側“◎”で表記)と制御音源 S (図中、右側“●”で表記)の、音源中心間の距離 d を 0.4 m とした場合に、騒音源 P が Table. 2. 1 で示す条件で音を放射し、制御音源 S によって音響パワーを最小化した際に、最適制御側の右辺に係数 r_a 乗じた条件で数値シミュレーションを実行した。

Fig. 2. 9 は、 $r_a = 0$ の場合、つまり非制御状態における、音圧レベルおよび音響インテンシティ分布図を示す。結果より、非制御時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源 P の中心から放射状に音が放射され、制御音源 S の上を矢印が通過しているような分布が確認できる。また、音圧レベル分布に着目すると、騒音源 P の中心に近い位置ほど、大きい音圧レベルを確認できる。一方、制御音源 S の上では音圧分布に変化は確認できないことから、制御音源 S は駆動していないことが確認できる。つまり、 $r_a = 0$ において、制御音源 S の体積速度 $q_s = 0$ となり、入力信号は印加されていないため、騒音源 P のみが駆動する状態である。制御音源自体が駆動しないため、当然ながら、Fig. 2. 9 における解析条件の制御パワーの値は 0 W である。

Fig. 2. 10 は、 $r_a = 1$ の場合、つまり最適制御状態における、音圧レベルおよび音響インテンシティ分布図を示す。音響インテンシティについて着目すると、騒音源 P の近傍では、音源の中心から放射状に音が放射されることが確認できる。一方で、制御音源 S の近傍で矢印を観察すると、音源の直上を矢印が通過しているように見える。この矢印の特性より、矢印の置かれた制御音源付近での音響パワーは正とも負でもない値、つまりゼロであると判断できる。実際に、制御パワーの値を計算すると、 8.27×10^{-25} W という値を示した。当該数値シミュレーションで使用したソフトの、浮動小数点演算の丸めによる相対近似誤差の上限は 10^{-16} であるため、制御パワーの値は 0 W とみなせる。音圧レベル分布に着目すると、騒音源 P と制御音源 S とともに音源の中心に近い位置ほど、大きい音圧分布の変化が確認できることから、2つの音源がともに駆動していることが確認できる。また、2つの音源の位相干渉によって、非制御時と比較して、音圧レベルが低下している箇所が見た目の上でも判断することができる。当該条件における、解析範囲内の非制御時と最適制御時の騒音源が発する音響パワー

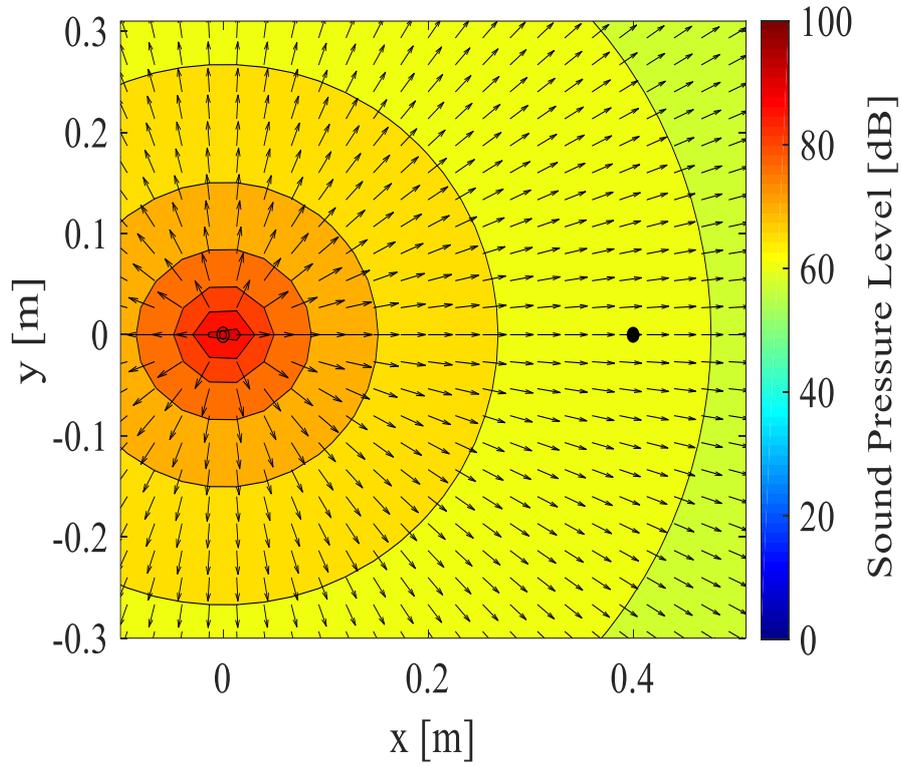


Fig. 2. 9 Minimization of the two monopole sound sources at $r_\alpha = 0$ (uncontrolled).

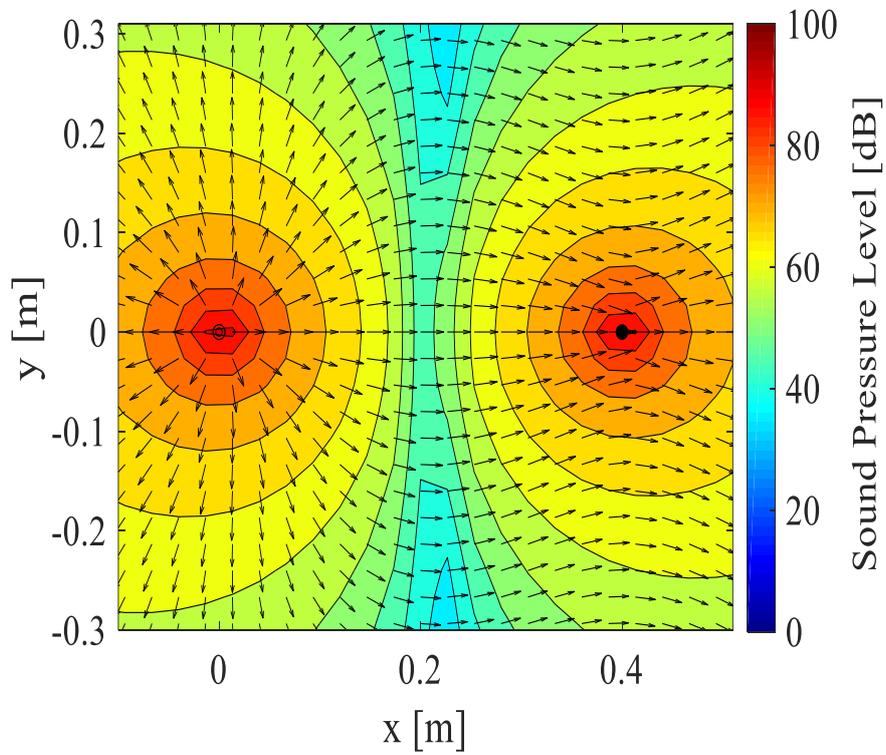


Fig. 2. 10 Minimization of the two monopole sound sources at $r_\alpha = 1$ (optimally controlled).

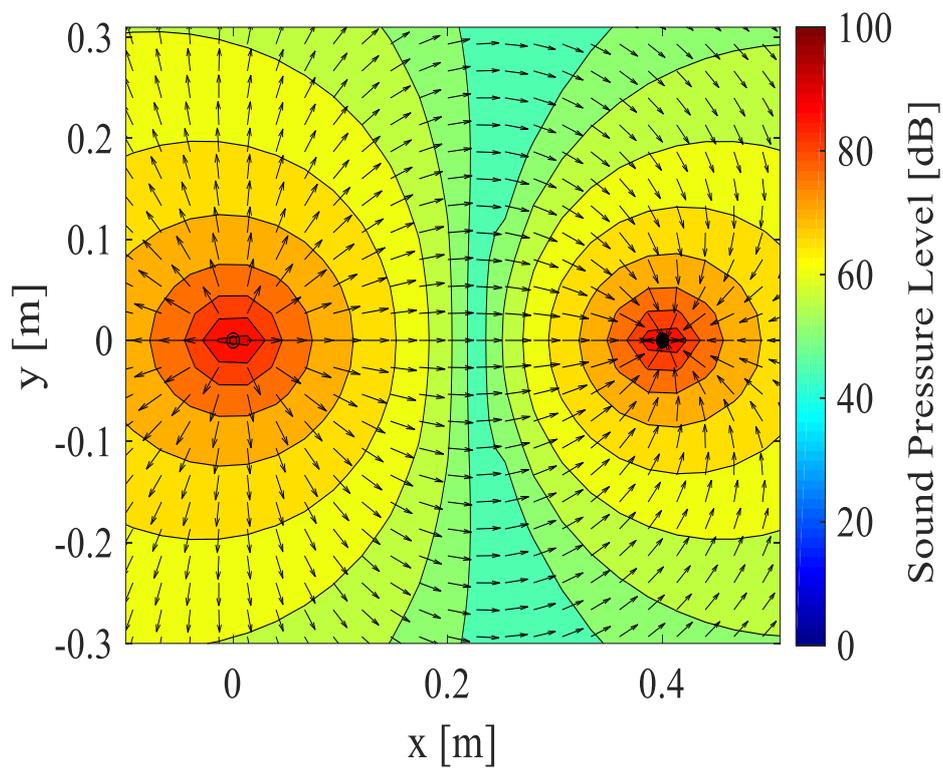


Fig. 2. 11 Minimization of the two monopole sound sources at $r_\alpha = 0.5$.

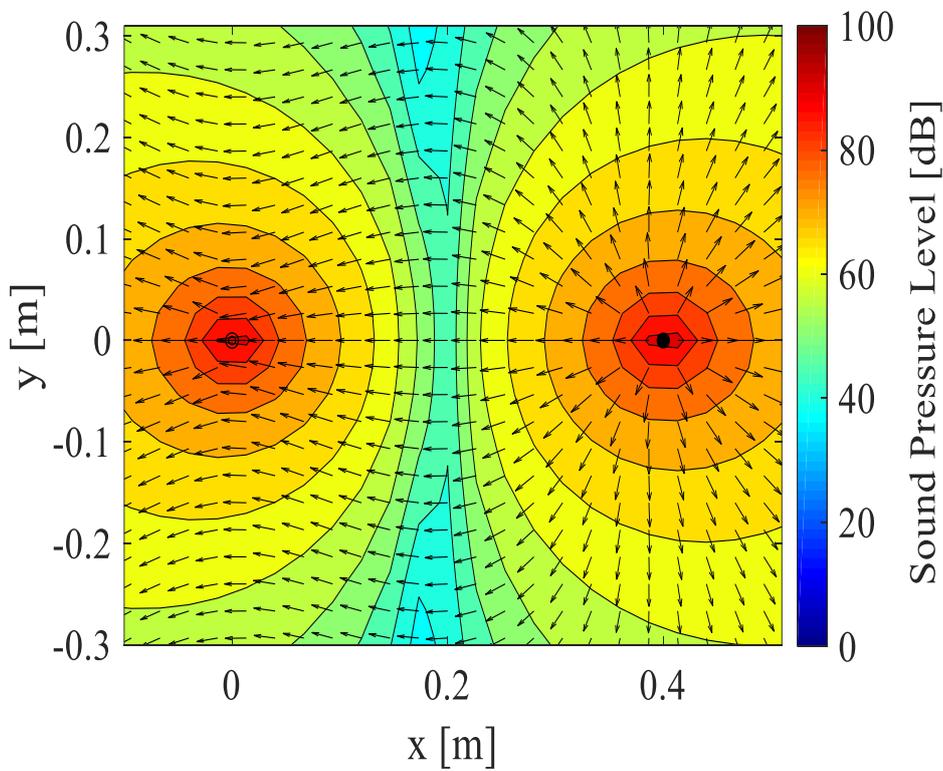


Fig. 2. 12 Minimization of the two monopole sound sources at $r_\alpha = 1.5$.

レベルの差は、約 15.4 dB の低下を確認できた。以上の解析結果から、 $r_a=1$ （最適制御時）において、音響パワー最小化時に、制御パワーがゼロとなるゼロ制御パワー現象の発生が確認できた。ここで重要なのは、音響パワーは瞬時値を時間平均して得られる値という点である。したがって、制御パワーの値は常にゼロではなく、正の音響パワーと負の音響パワーを瞬間的に繰り返し、完全に釣り合った時間平均がゼロのとき全音響パワーが最小となる。

次に、ゼロ制御パワー現象と認められない状態について議論する。Fig. 2. 11 は、 $r_a=0.5$ の場合、つまり制御音源Sの体積速度 q_s の値が、最適制御入力 q_{s0} の1/2である条件における、音圧レベルおよび音響インテンシティ分布図を示す。音響インテンシティについて着目すると、騒音源Pの近傍では、音源の中心から放射状に音が放射されることが確認できる。一方で、制御音源Sの近傍では、矢印が音源の中心に向かって吸収されるような音響インテンシティの流れが確認できる。このような、矢印の分布を示す状態を音響インテンシティの”吸い込み”の状態という。反面、騒音源Pのように、音源の中心から放射状に音が放射するような、矢印の分布を示す状態を音響インテンシティの”吹き出し”の状態という。制御音源Sが、吸い込みを示すときに、制御パワーの値を計算すると、 $-1.43 \times 10^{-9} \text{ W}$ という値を示し、 0 W とはみなせない大きさで負の値を示した。 $r_a=0.5$ の場合に、音響パワーが負の値を示すことは、Fig. 2. 8からも確認できる。音圧レベル分布に着目すると、騒音源Pと制御音源Sの位相干渉によって、非制御時と比較して、音圧レベルが低下している箇所が視認できる。当該条件における、解析範囲内の非制御時と最適制御時の騒音源が発する音響パワーレベルの差、約 8.5 dB の低下を確認できた。本結果は、最適値からバイアスをかけた状態で、音響パワーの低下は確認できたが、最適制御時の値よりも劣る低減量であり、制御パワーが 0 を示す音響インテンシティ分布、計算値ともに示さなかったため、ゼロ制御パワー現象を満たさない結果である。次に、Fig. 2. 12 は、 $r_a=1.5$ の場合、つまり制御音源Sの体積速度 q_s の値が、最適制御入力 q_{s0} の1.5倍である条件における、音圧レベルおよび音響インテンシティ分布図を示す。音響インテンシティについて着目すると、騒音源Pの近傍では、矢印が音源の中心に向かって吸収され、制御音源Sの近傍では、音源の中心から放射状に音が吹き出す音響インテンシティ分布が確認できる。制御音源Sが、吹き出しを示すときに、制御パワーの値を計算すると、 $4.26 \times 10^{-9} \text{ W}$ という正の値を示した。 $r_a=1.5$ の場合に、音響パワーが正の値を示すことは、Fig. 2. 8からも確認できる。音圧レベル分布に着目すると、騒音源Pと制御音源Sの位相干渉によって、非制御時と比較して、音圧レベルが低下している箇所が視認できる。当該条件における、解析範囲内の非制御時と最適制御時の全音響パワーレベルの差を約 8.5 dB 確認できた。したがって、Fig. 2. 11と同様に、Fig. 2. 12の条件においても、ゼロ制御パワー現象を満たさない結果を示した。

以上の4つの解析条件における全音響パワーの変化量の結果は、Fig.2.7で示した、値の割合と一致することが確認できる。また、Fig.2.11とFig.2.12における全音響パワー低減量の値が等しいこともFig.2.7に対応することも確認できた。また、全音響パワーの低減量が等しいにも関わらず、音圧レベル分布は、Fig.2.11とFig.2.12で線対称とならない点は興味深い事象である。いずれにしても、制御音源周辺の吸い込みの音響パワーと吹き出しの音響パワーが完全に拮抗した状態でなければ、ゼロ制御パワー現象は発生せず、全音響パワーも最小（最適制御）とならないことがFig.2.9～2.12より確認できた。

2.6 ゼロ制御パワー現象の条件

前節の解析結果より、ゼロ制御パワー現象は、ある音場に騒音源と制御音源を配置し、それぞれに入力を印加した状態で制御を行った際に、制御音源周辺の吸い込み音響パワーと吹き出し音響パワーとが完全に釣り合い、音響インテンシティが制御音源を通過するような分布であった状態である。また、全音響パワーが最小値をとった場合に、制御音源からの音響パワーがゼロになる。言い換えれば、音場全体を静粛化するためには、当該現象を積極的に発生させることによって、制御パワーがゼロになるような制御を行い、制御音源周辺の情報のみで音響パワー最小化を達成する手法の確立が期待できる。

第1章で述べたように、ANC制御の分野で多く用いられている、適応フィードフォワード制御では、センサ点近傍のみといった狭い範囲でしか制御できないため、広範囲にわたる制御を行いたい場合には、多くのセンサやアクチュエータが必要となる。これに対して、本手法では、制御音源付近に設置した1個のセンサやインテンシティ可視化装置から得た情報を解析し、制御音源の音響パワーの値がゼロとなる（あるいは音響インテンシティ分布が制御音源近傍で通過を示す）抑制方策をとれば、音場全体の広い範囲で音響パワー抑制できる可能性がある。

ここで、ゼロ制御パワー現象が発生する必要条件、制御パワーがゼロとなるために制御音源の体積速度 q_s がとるべき条件について考える。はじめに、制御パワーを示す式の左辺を0と置き、右辺における制御音源の体積速度 q_s に、最適制御則である式(2.38)を代入する。このとき、最適制御則の実部 G_r 、虚部 G_i とすると、制御音源の体積速度は次式のように記述できる。

$$q_s = q_p(G_r + jG_i) \quad (2.41)$$

制御パワーを示す数式は、式(2.39)で示している。したがって、式(2.39)に、式(2.41)を代入すると、次式のように記述できる。

$$\begin{aligned}
P_{ws} &= \frac{\omega\rho_0}{8\pi d} \operatorname{Re} \left[j q_p q_s^* e^{-jkd} \right] + \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} |q_s|^2 \\
&= \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} q_p^2 \left(\frac{\sin kd}{kd} G_r + \frac{\cos kd}{kd} G_i + G_r^2 + G_i^2 \right) = 0
\end{aligned} \tag{2.42}$$

上式を整理すると、次式のように記述できる。

$$\left(G_r + \frac{\operatorname{sinc} kd}{2} \right)^2 + \left(G_i + \frac{\operatorname{cosec} kd}{2} \right)^2 = \frac{1}{4k^2 d^2} \tag{2.43}$$

ただし、

$$\operatorname{cosec} kd = \frac{\cos kd}{kd} \tag{2.44}$$

式 (2.43) の形式より、Fig. 2.13 で示すような、ある G_r, G_i 平面における、座標 $(G_r, G_i) = \left(-\frac{\operatorname{sinc} kd}{2}, -\frac{\operatorname{cosec} kd}{2} \right)$ を中心とする、半径 $\frac{1}{2kd}$ となる円の式となることが分かる。したがって、制御音源の体積速度 q_s の情報が円上のいずれかの点であれば、ゼロ制御パワー現象が発生する。言い換えれば、制御音源の音響パワーの時間平均がゼロとなるゼロ制御パワー現象を示す音響インテンシティ分布であった場合でも、必ずしも全音響パワーは最小化されないことがわかる。しかしながら、体積速度 q_s が複素数

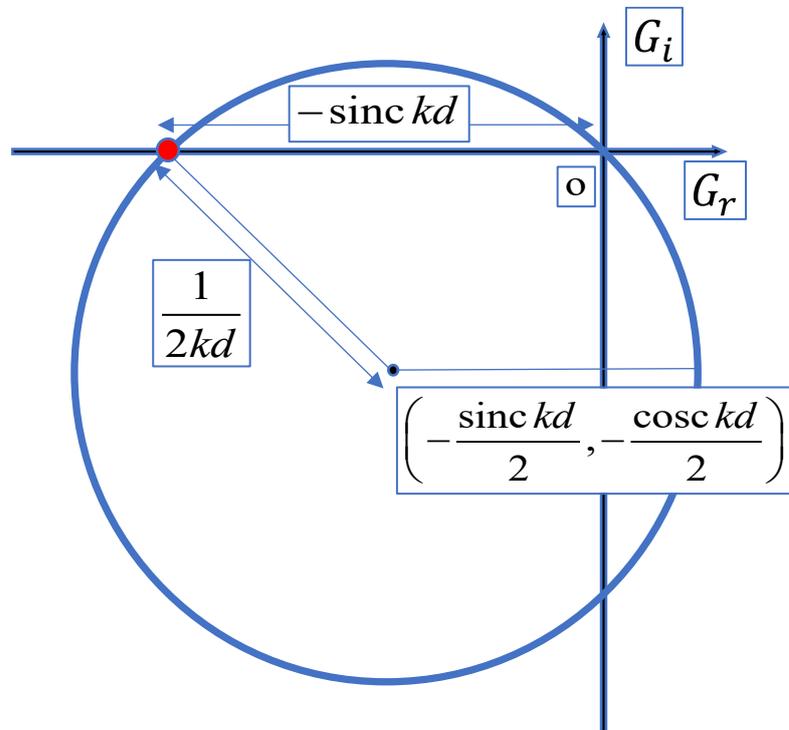


Fig. 2.13 The conditions for the optimal control law (Eq. 2.40).

を含まない任意の実数である場合にのみ検討すると、対象の座標は $(G_r, G_i) = (0, 0)$ および $(G_r, G_i) = (-\text{sinc}kd, 0)$ の 2 点のみである。このとき、 $(x, y) = (0, 0)$ は、最適制御則の実部と虚部ともに 0、すなわち制御音源に入力信号が与えられない非制御時状態であるため不適であるため、もう一方の $(x, y) = (-\text{sinc}kd, 0)$ 条件が、式 (2. 38) と一致し、最適制御則であることが分かる。体積速度 q_s が実数であるためには、騒音源の体積速度 q_p についても実数である必要がある。したがって、最適条件はゼロ制御パワー条件式の円と G_r 軸の交点のため、全音響パワーを最小化した際の全音響パワーは最小値か非制御時の値のいずれかである。この交点について、Fig. 2. 13 における円の中心点から、 G_i 軸への直交線と最適点 $(x, y) = (-\text{sinc}kd, 0)$ がなす角を θ とすると、最適制御則の実部 G_r と虚部 G_i と θ の関係式は次式のように記述できる。

$$G_r = \frac{1}{2kd} \cos\theta - \frac{\text{sinc}kd}{2} \quad (2. 45)$$

$$G_i = \frac{1}{2kd} \sin\theta - \frac{\text{cosec}kd}{2} \quad (2. 46)$$

上述の関係式と三角関数の定義より、最適値と非制御時の値は θ の実数値の変化で求めることが可能である。たとえば、非制御時は $\theta_{non} = 0.809885\dots$ の値であり、このとき Fig. 2. 9 と全く同じ音圧・音響インテンシティレベル分布が確認できる。また、最適制御時は $\theta_{opt} = 2.332632\dots$ の値であり、Fig. 2. 10 と全く同じ音圧・音響インテンシティレベル分布が確認できる。

ここで、最適値の数値からずれた、ある円上の適当な点における条件（音響パワー最小化制御入力が複素数を含む値の場合）において数値シミュレーションを検討し、その音響インテンシティ分布がゼロ制御パワー現象を示すか検討する。最適値の円と G_r 軸の交点条件 θ_{opt} から、適当な点における角度 θ_a の条件は、 $\theta_a = 2.126416\dots$ であった。このときの、音圧・音響インテンシティレベルマップを Fig. 2. 14 に示す。はじめに、音響インテンシティについて着目すると、騒音源 P の近傍では、音源の中心から放射状に音が放射されることが確認できる。一方で、制御音源 S の近傍で矢印を観察すると、音源の上下方向から音源の中心に向かい、音源の中心から左右方向に矢印が通り抜けるような分布が確認できる。この矢印の特性は、Fig. 2. 8 で示した最適制御状態と異なる分布図であるが、制御音源周辺で上下方向の負の値（吸い込み）、左右方向で正の値（吹き出し）の音響エネルギーの流れが均衡し、結果的に時間平均がゼロとなったゼロ制御パワー現象を示す音響インテンシティ分布の一種と判断できる。実際に、制御パワーの値を計算すると、 $-1.31 \times 10^{-19} \text{ W}$ という値を示したため制御パワーはゼロとみなせる。音圧レベル分布に着目すると、騒音源 P と制御音源 S とともに音源の中心に近い位置ほど、大きい音圧分布の変化が確認できることから、2つの音源がともに駆動していることが確認できる。また、2つの音源の位相干渉によって、非制御時

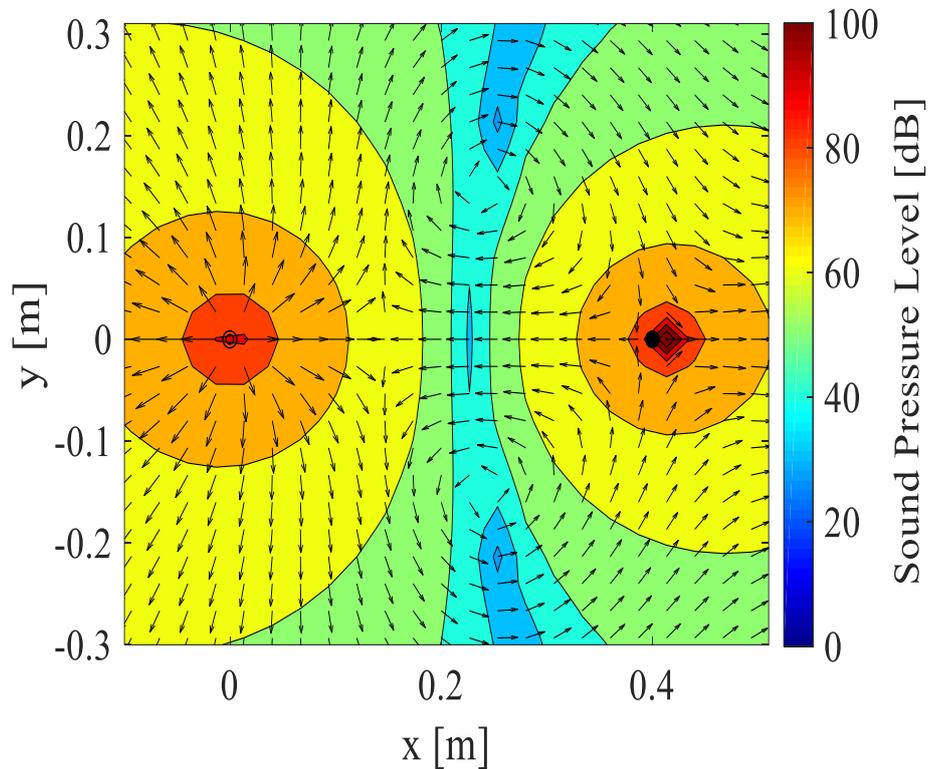


Fig. 2.14 Minimization of the two monopole sound sources at θ_a .

と比較して、音圧レベルが低下している箇所が見た目の上でも判断することができる。当該条件における、非制御時と最適制御時の騒音源が発する全音響パワーレベルの差は、約 11.3 dB であった。Fig. 2.10 で示した最適制御則における全音響パワーレベルの差は、約 15.4 dB であったため、最適値より制御効果が悪化していることが確認できる。

以上の解析結果から、ゼロ制御パワー条件を円の式にあてはめ、最適値の数値からずれた、ある円上の点 a の条件における、音響パワー最小化時に制御パワーがゼロとなるゼロ制御パワー現象の発生が確認できた。その際の、音響インテンシティ分布は最適値と異なる分布が確認できた。しかしながら、ゼロ制御パワー現象が発生しているにも関わらず全音響パワーレベルが最小とならないことが確認できた。

本節の内容をまとめると、騒音源の情報から、音響パワー最小化制御則を導出した際、ゼロ制御パワー現象の発生のためには、全音響パワーの最小化は必要条件である。しかしながら、全音響パワーの最小化のためにゼロ制御パワー現象の発生は必ずしも必要ではない。すなわち、ゼロ制御パワー現象の発生条件として、音場全体の全音響パワーの最小化は必要条件ではあるが十分条件ではないといえる。また、制御音源の音響パワーをゼロにできても、そのとき得られた制御音源の振幅は全音響パワー最小化の必要十分条件とはならない。したがって、ゼロ制御パワー現象を用いた、広範囲に及ぶ制御の実現のためにはこれらの問題の解決も必要である。

上述の問題解決の必要性は否めないものの、騒音源および制御音源に与える入力に虚数を含まない任意の実数である場合に限定すれば、音響パワーを最小化した結果、非制御時の値もしくは最小値に帰結するため、音響インテンシティ分布と制御時と非制御時のパワーレベル値の比較との併用によって音響パワー最小化の確認が可能である。そのため、本論文の次章以降の、数値シミュレーションにおいては、音源の体積速度を実数と仮定し、音源の個数や形状・種類を拡張しつつ、複数個のモノポール音源が集積した分布音源を対象とした場合について検討する。この場合、本章で示したような音響パワー最小化時に、ゼロ制御パワー現象の発生および発生条件、音響パワーレベルの抑制効果について重点を置き検討する。また、開空間と閉空間では理論展開が根本から異なるため、次章以降においても、本論文では開空間における音響パワー最小化を前提とする。しかしながら、壁面付近にある音源を仮定して反射音を考慮した計算を行う鏡像音源法等を用いることで、室内空間を考慮した空間における音響パワー最小化に関しては、本章の理論展開を応用することで導出可能である（付録 A 参照）。さらに、モノポール制御音源の個数を 1 個から複数個に増加させた場合に関しても、本章の理論展開を応用することで導出可能である（付録 B 参照）。

2.7 結言

本章では、次章以降の理論展開を容易にするために、1 個のモノポール騒音源と 1 個のモノポール制御音源における音響パワー最小化制御について説明し、それに付随するゼロ制御パワー現象の特性を明らかにした。また、数値シミュレーションによって、具体的な音圧分布レベルと音響インテンシティマップを可視化し、当該手法が音響パワー最小化に有意であることをあわせて検証した。本章で得られた成果を以下に要約する。

- (1) 1 個のモノポール騒音源と 1 個のモノポール制御音源を用いて、音場全体の音響パワーを最小化するフィードフォワード制御則を導出した。
- (2) 2 つのモノポール音源を用いた音響パワー最小化に伴い、ゼロ制御パワー現象が発生することを理論的および数値的に明らかにした。さらに、音響インテンシティ分布によって当該現象の特性を明らかにした。
- (3) 2 つのモノポール音源の音響パワー最小化した際、ゼロ制御パワー現象の発生のためには、全音響パワーの最小化は必要条件である。しかしながら、全音響パワーの最小化のためにゼロ制御パワー現象の発生は必ずしも必要ではない。すなわち、ゼロ制御パワー現象の発生条件として、音場全体の全音響パワーの最小化は必要条件ではあるが十分条件ではないことを確認した。

- (4) ゼロ制御パワー現象において、(3)のような問題点があるが、騒音源および制御音源に与える入力を実数のとき、ゼロ制御パワー現象が発生する場合、非制御時の値もしくは全音響パワーの最小値に帰結することを明らかにした。
- (5) (4)の前提条件であれば、当該現象を積極的に発生させることによって、制御音源周辺の情報のみで音響パワー最小化を達成する手法の確立が期待できる。

第 3 章

複数の分布音源における 音響パワーの最小化

3.1 緒言

本章では、第 2 章の理論展開の問題設定を一般化し、任意の分布音源が複数個設置された場合の音響パワー最小化について検討する。はじめに、1 個の騒音源と複数個の制御音源を任意の分布音源として、振動放射音の音響パワー最小化するゼロ制御パワー制御則の導出過程を示す。つぎに、最適制御則より、ゼロ制御パワー現象が発生する条件を示し、音源が分布音源の場合における、ゼロ制御パワー条件の核心となる音響インピーダンスの相反性と音源間モビリティの相反性について検討する。また、巡回行列を用いた音響パワー最小制御則の簡素化について検討する。さらに、数値シミュレーションより、音源間モビリティを用いた最適制御則によって音響パワーを最小化した際に、ゼロ制御パワー現象の発生を可視化する。具体的には、1 個の騒音源と 3 個の円形ピストン制御音源を用いた解析を行う。はじめに、騒音源と各制御音源の音源中心間距離が等しい場合において、制御音源の最適配置を検討する。つぎに、数値シミュレーションにより、制御音源の個数を拡張した際に、最適配置の条件下において、周波数や音源間距離、音源の半径などを変更した場合について検討する。最後に、1 個の騒音源と 3 個の制御音源を不規則的に配置した場合のシミュレーションを行い、ゼロ制御パワー現象が音源の配置によらず発生することを示す。なお、本章の数値シミュレーションにおける円形ピストン音源は、半径方向、円周方向に離散化して各要素の分割音源（モノポール音源の集合）で近似して解析を行う。また、モノポール音源については上記の円形ピストン音源を十分に小さい円として解析を行う。

3.2 音響パワー最小化制御の一般化と音源間モビリティについて

3.2.1 音響パワー最小化制御則の導出

前章では、理想音源と呼ばれるモノポール音源を対象とした音響パワー最小化について検討した。一方で、多くの技術的騒音制御問題では、振動する構造物からの音の伝搬や振動放射音の抑制を検討することが一般的である。本論文における振動放射音は、任意の形状の有限振動平板から開空間に放出される場合として想定する。この理論展開を応用することで、多くの実用化されている円形ピストン音源によるスピーカーはモノポール音源が無数に集積したシステムとみなせる。

はじめに、Fig. 3.1 に示すように、無限大バッフル内に埋め込まれた複数個の振動平板より放出される音響パワーを考える。本論文では、振動平板の表面における音響インテンシティを振動場で面積分する方法（付録 C 参照）で音響パワーを導出する。これらの振動平板のうち、騒音源を p 、 i 番目の制御音源を s_i とする。この複数個の制御音源に直接作用する制御力を加え、振動平板全体より放射される全音響パワー P_{wt} を最小化する。図 1 の条件における全音響パワー P_{wt} は次式で表現できる。

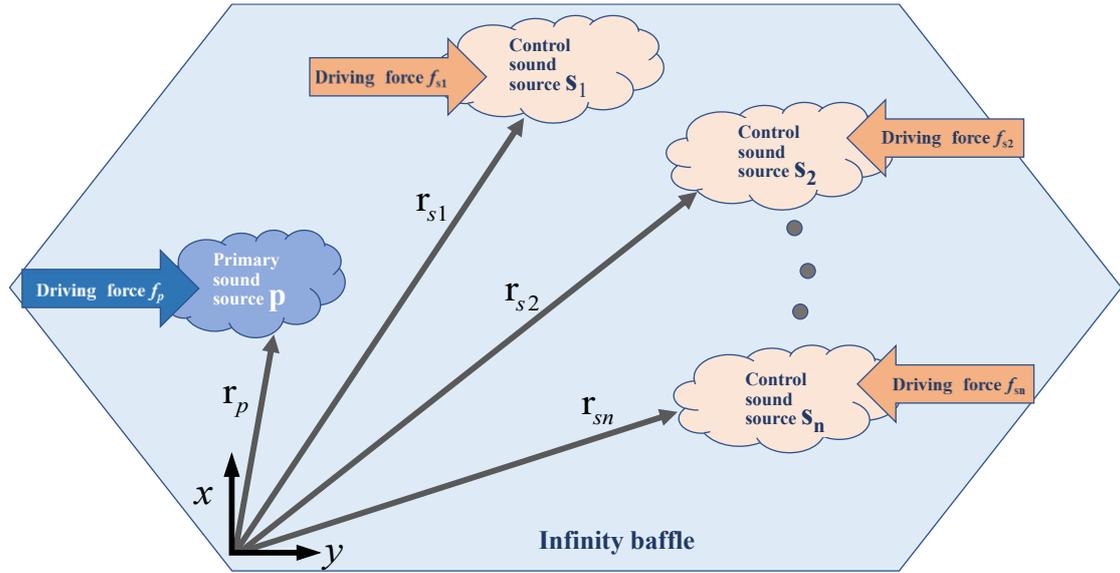


Fig. 3.1 Vibrating plates embedded in an infinite baffle. one noise source and n control sources are placed. A driving input is given to each of the control sound sources to minimize the acoustic power.

$$P_{wt} = P_{wp} + \sum_{i=1}^n P_{wsi} \quad (3.1)$$

ただし、 P_{wp} は、騒音源 p の音響パワーを表し、 P_{wsi} は i 番目の制御音源の音響パワーを表す。このうち、騒音源の音響パワー P_{wp} は次式のように記述できる。

$$P_{wp} = \frac{1}{2} \text{Re} \left[\int_p v_p(\mathbf{r}_p) p_p(\mathbf{r}_p) d\mathbf{r}_p \right] \quad (3.2)$$

ただし、 $v_a(\mathbf{r}_a)$ は音源 a 上の任意点 \mathbf{r}_a における振動速度、 $p_a(\mathbf{r}_a)$ は音源 a の表面における音圧である。式 (3.2) における $p_p(\mathbf{r}_p)$ は、騒音源 p の音圧 $p_{pp}(\mathbf{r}_p)$ と他の制御音源 S_i から発する音圧の影響 $p_{sip}(\mathbf{r}_si)$ の和である。したがって、 $p_p(\mathbf{r}_p)$ は音響インピーダンスと各音源の振動速度より次式のように記述できる。

$$\begin{aligned} p_p(\mathbf{r}_p) &= p_{pp}(\mathbf{r}_p) + \sum_{i=1}^n p_{sip}(\mathbf{r}_si) \\ &= \int_p z(\mathbf{r}_p | \mathbf{r}_p) v_p(\mathbf{r}_p) d\mathbf{r}_p + \sum_{i=1}^n \int_{si} z(\mathbf{r}_si | \mathbf{r}_p) v_{si}(\mathbf{r}_si) d\mathbf{r}_si \end{aligned} \quad (3.3)$$

上式における $z(\mathbf{r}_a | \mathbf{r}_b)$ は、分布音源内におけるモノポール音源 a 上の任意点 \mathbf{r}_a からモノポール音源 b 上の任意点 \mathbf{r}_b までの音響インピーダンスを表す。式 (3.3) の第1項は騒音源と騒音源自身の音圧を示し、第2項は騒音源と i 番目の制御音源との音圧を示す。式 (3.3) は、音源 a の駆動力 f_a とモビリティ $G_a(\mathbf{r}_a)$ を用いて次式のように記述できる。

$$p_p(\mathbf{r}_p) = \int_p z(\mathbf{r}_p | \mathbf{r}_p) G_p(\mathbf{r}_p) d\mathbf{r}_p f_p + \sum_{i=1}^n \int_{s_i} z(\mathbf{r}_{si} | \mathbf{r}_p) G_{si}(\mathbf{r}_{si}) d\mathbf{r}_{si} f_{si} \quad (3.4)$$

式 (3.1) から式 (3.4) までの手順と同様に, i 番目の制御音源の音響パワー P_{wsi} について検討する. i 番目の制御音源の音響パワー P_{wsi} は次式のように記述できる.

$$P_{wsi} = \frac{1}{2} \text{Re} \left[\int_p v_{si}(\mathbf{r}_{si}) p_{si}(\mathbf{r}_{si}) d\mathbf{r}_{si} \right] \quad (3.5)$$

上式における $p_{si}(\mathbf{r}_{si})$ は, ある制御音源 S_i の音圧 $p_{sisi}(\mathbf{r}_{si})$ と騒音源と制御音源 S_i から発する音圧の影響 $p_{sip}(\mathbf{r}_{si})$ の和である. したがって, $p_{si}(\mathbf{r}_{si})$ は音響インピーダンスと各音源の振動速度より次式のように記述できる.

$$\begin{aligned} p_{si}(\mathbf{r}_{si}) &= p_{sisi}(\mathbf{r}_{si}) + \sum_{i=1}^n p_{sip}(\mathbf{r}_{si}) \\ &= \int_{s_i} z(\mathbf{r}_{si} | \mathbf{r}_{si}) v_{si}(\mathbf{r}_{si}) d\mathbf{r}_{si} + \sum_{i=1}^n \int_{s_i} z(\mathbf{r}_p | \mathbf{r}_{si}) v_p(\mathbf{r}_p) d\mathbf{r}_p \end{aligned} \quad (3.6)$$

式 (3.6) の第1項は i 番目の制御音源と i 番目の制御音源自身の音圧を示し, 第2項は i 番目の制御音源と騒音源との音圧を示す. 式 (3.6) についても, 駆動力 f_a とモビリティ $G_a(\mathbf{r}_a)$ を用いて次式のように記述できる.

$$p_{si}(\mathbf{r}_{si}) = \int_s z(\mathbf{r}_{si} | \mathbf{r}_{si}) G_{si}(\mathbf{r}_{si}) d\mathbf{r}_{si} f_{si} + \sum_{i=1}^n \int_p z(\mathbf{r}_p | \mathbf{r}_{si}) G_p(\mathbf{r}_p) d\mathbf{r}_p f_p \quad (3.7)$$

式 (3.4) を式 (3.2) に代入, 式 (3.7) を式 (3.5) に代入すると, 騒音源 P と i 番目の制御音源の音響パワーが, 後述する音源間モビリティ g_{ab} を含む形式でそれぞれ次式のように記述できる.

$$P_{wp} = \frac{1}{2} \text{Re} \left[f_p^* g_{pp} f_p + \sum_{i=1}^n f_p^* g_{sip} f_{si} \right] \quad (3.8)$$

$$P_{wsi} = \frac{1}{2} \text{Re} \left[f_{si}^* g_{psi} f_p + \sum_{i=1}^n f_{si}^* g_{sisi} f_{si} \right] \quad (3.9)$$

ただし,

$$g_{pp} = \int_p G_p^*(\mathbf{r}_p) \int_p z(\mathbf{r}_p | \mathbf{r}_p) G_p(\mathbf{r}_p) d\mathbf{r}_p d\mathbf{r}_p \quad (3.10)$$

$$g_{sip} = \int_p G_p^*(\mathbf{r}_p) \int_{s_i} z(\mathbf{r}_{si} | \mathbf{r}_p) G_{si}(\mathbf{r}_{si}) d\mathbf{r}_{si} d\mathbf{r}_p \quad (3.11)$$

$$g_{psi} = \int_{s_i} G_{si}^*(\mathbf{r}_{si}) \int_p z(\mathbf{r}_p | \mathbf{r}_{si}) G_p(\mathbf{r}_p) d\mathbf{r}_p d\mathbf{r}_{si} \quad (3.12)$$

$$\mathbf{g}_{sisi} = \int_{s_i} G_{s_i}^*(\mathbf{r}_{s_i}) \int_{s_i} z(\mathbf{r}_{s_i} | \mathbf{r}_{s_i}) G_{s_i}(\mathbf{r}_{s_i}) d\mathbf{r}_{s_i} d\mathbf{r}_{s_i} \quad (3.13)$$

式 (3.10) から式 (3.13) の右辺である \mathbf{g}_{ab} は、音響パワーを導出する際に必要となる、ある a と b 音源間の関係性を表す、本論文で新た々に提案する物理量である。形式としては、分布音源の任意点間の音響インピーダンスと各音源上の任意点におけるモビリティを含む 2 重積分形式であり、その次元は電気工学分野のモビリティと同じ $[L^0 M^{-1} T^{-2}]$ となる。したがって、本論文ではこれを音源間モビリティと呼称する。したがて、音源間モビリティ自体は、駆動力間の音の影響度合いを示す指標と考えられる。音源間モビリティを表す式 (3.8) と式 (3.9) を、式 (3.1) に代入すると、Fig. 3.1 の条件下における全音響パワー P_{wt} は行列形式で次式のように記述できる。

$$P_{wt} = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \begin{bmatrix} f_p^* & \mathbf{f}_s^H \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{g}_{pp} & \mathbf{g}_{ps}^T \\ \mathbf{g}_{sp} & \mathbf{g}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_p \\ \mathbf{f}_s \end{bmatrix} \right\} \quad (3.14)$$

ただし、

$$\mathbf{f}_s^H = \begin{bmatrix} f_{s1}^* & f_{s2}^* & \cdots & f_{sn}^* \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$\mathbf{g}_{ps} = \begin{bmatrix} g_{ps1} & g_{ps2} & \cdots & g_{psn} \end{bmatrix}^T \quad (3.16)$$

$$\mathbf{g}_{sp} = \begin{bmatrix} g_{s1p} & g_{s2p} & \cdots & g_{snp} \end{bmatrix}^T \quad (3.17)$$

$$\mathbf{g}_{ss} = \begin{bmatrix} g_{s1s1} & g_{s1s2} & \cdots & g_{s1sn} \\ g_{s2s1} & g_{s2s2} & \cdots & g_{s2sn} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{sns1} & g_{sns2} & \cdots & g_{snsn} \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

式 (3.15) から式 (3.18) が示すように、各制御音源への駆動入力を表すベクトル \mathbf{f}_s^H とある a と b 音源の音源間モビリティの情報を表すベクトル \mathbf{g}_{ab} の行および列数は制御音源の合計個数 n により変動する。式 (3.14) の右辺における、音源間モビリティを含む項を実部と虚部に分離すると、次式のように記述できる。

$$P_{wt} = \frac{1}{2} \text{Re} \left[\begin{bmatrix} f_{pr} - jf_{pi} & \mathbf{f}_{sr} - j\mathbf{f}_{si} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_{pp} + j\mathbf{x}_{pp} & \mathbf{r}_{ps}^T + j\mathbf{x}_{ps}^T \\ \mathbf{r}_{sp} + j\mathbf{x}_{sp} & \mathbf{r}_{ss} + j\mathbf{x}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{pr} + jf_{pi} \\ \mathbf{f}_{sr} + j\mathbf{f}_{si} \end{bmatrix} \right] \quad (3.19)$$

ただし、 r_{pp} は、 g_{pp} の実部、 x_{pp} は、 g_{pp} の虚部を表す。また、 \mathbf{r}_{ab} は、 \mathbf{g}_{ab} の実部、 \mathbf{x}_{ab} は、 \mathbf{g}_{ab} の虚部を表す。式 (3.19) を展開すると、全音響パワー P_{wt} は次式のように記述できる。

$$\begin{aligned}
P_{wt} = & (f_{pr}^2 + f_{pi}^2)r_{pp} + \mathbf{f}_{sr}^T (\mathbf{r}_{sp}f_{pr} + \mathbf{x}_{sp}f_{pi} + \mathbf{r}_{ps}f_{pr} - \mathbf{x}_{ps}f_{pi}) \\
& + \mathbf{f}_{si}^T (-\mathbf{x}_{sp}f_{pr} + \mathbf{r}_{sp}f_{pi} + \mathbf{x}_{ps}f_{pr} + \mathbf{r}_{ps}f_{pi}) \\
& + \mathbf{f}_{sr}^T \mathbf{r}_{ss} \mathbf{f}_{si} + \mathbf{f}_{si}^T \mathbf{r}_{ss} \mathbf{f}_{sr} - \mathbf{f}_{sr}^T \mathbf{x}_{ss} \mathbf{f}_{si} + \mathbf{f}_{si}^T \mathbf{x}_{ss} \mathbf{f}_{sr}
\end{aligned} \tag{3.20}$$

全音響パワー P_{wt} を最小化するための最適条件を，フィードフォワード制御則によって求める．全音響パワー P_{wt} を表す式 (3.20) は， \mathbf{f}_s に関する二次形式になっている．そのため，音響パワーを最小化する最適制御入力 \mathbf{f}_s は $\partial P_{wt} / \partial \mathbf{f}_s = \mathbf{0}$ より求められる．したがって，式 (3.20) を \mathbf{f}_s の実部 \mathbf{f}_{sr} と虚部 \mathbf{f}_{si} でそれぞれ偏微分すると次式のように記述できる．

$$\frac{\partial P_{wt}}{\partial \mathbf{f}_{sr}} = (\mathbf{r}_{ss} + \mathbf{r}_{ss}^T) \mathbf{f}_{sr} + (\mathbf{x}_{ss}^T - \mathbf{x}_{ss}) \mathbf{f}_{si} + (\mathbf{r}_{sp} + \mathbf{r}_{ps}) f_{pr} + (\mathbf{x}_{sp} - \mathbf{x}_{ps}) f_{pi} = \mathbf{0} \tag{3.21}$$

$$\frac{\partial P_{wt}}{\partial \mathbf{f}_{si}} = (\mathbf{x}_{ss} - \mathbf{x}_{ss}^T) \mathbf{f}_{sr} + (\mathbf{r}_{ss} + \mathbf{r}_{ss}^T) \mathbf{f}_{si} + (\mathbf{x}_{ps} - \mathbf{x}_{sp}) f_{pr} + (\mathbf{r}_{ps} + \mathbf{r}_{sp}) f_{pi} = \mathbf{0} \tag{3.22}$$

式 (3.21) と式 (3.22) を行列形式にまとめると，次式のように記述できる．

$$\begin{bmatrix} \mathbf{f}_{sr} \\ \mathbf{f}_{si} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \mathbf{r}_{ss} + \mathbf{r}_{ss}^T & \mathbf{x}_{ss}^T - \mathbf{x}_{ss} \\ \mathbf{x}_{ss} - \mathbf{x}_{ss}^T & \mathbf{r}_{ss} + \mathbf{r}_{ss}^T \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} f_{pr} (\mathbf{r}_{sp} + \mathbf{r}_{ps}) + f_{pi} (\mathbf{x}_{sp} - \mathbf{x}_{ps}) \\ f_{pr} (\mathbf{x}_{ps} - \mathbf{x}_{sp}) + f_{pi} (\mathbf{r}_{ps} + \mathbf{r}_{sp}) \end{bmatrix} \tag{3.23}$$

ここで，右辺の逆行列部分に着目する．理論展開中において，簡素化のため，元の行列を次式のように記述する．

$$\begin{bmatrix} \mathbf{r}_{ss} + \mathbf{r}_{ss}^T & \mathbf{x}_{ss}^T - \mathbf{x}_{ss} \\ \mathbf{x}_{ss} - \mathbf{x}_{ss}^T & \mathbf{r}_{ss} + \mathbf{r}_{ss}^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{X} \\ -\mathbf{X} & \mathbf{R} \end{bmatrix} \tag{3.24}$$

上式の右辺における， \mathbf{R} は対称行列， \mathbf{X} は歪対称行列となる．このとき，式 (3.24) の右辺の逆行列は次式のように記述できる．

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{X} \\ -\mathbf{X} & \mathbf{R} \end{bmatrix}^{-1} &= \begin{bmatrix} \mathbf{S}^{-1} & -\mathbf{R}^{-1} \mathbf{X} \mathbf{S}^{-1} \\ \mathbf{S}^{-1} \mathbf{X} \mathbf{R}^{-1} & \mathbf{S}^{-1} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} \mathbf{G}_1 & \mathbf{G}_2 \\ -\mathbf{G}_2 & \mathbf{G}_1 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.25}$$

ただし，

$$\mathbf{S}^{-1} = (\mathbf{R} + \mathbf{X} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{X})^{-1} \tag{3.26}$$

式 (3.23) に式 (3.25) を適用すると，次式のように記述できる．

$$\begin{bmatrix} \mathbf{f}_{sr} \\ \mathbf{f}_{si} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\{\mathbf{G}_1(\mathbf{r}_{sp} + \mathbf{r}_{ps}) + \mathbf{G}_2(\mathbf{x}_{ps} - \mathbf{x}_{sp})\} f_{pr} - \{\mathbf{G}_1(\mathbf{x}_{sp} - \mathbf{x}_{ps}) + \mathbf{G}_2(\mathbf{r}_{ps} + \mathbf{r}_{sp})\} f_{pi} \\ \{\mathbf{G}_2(\mathbf{r}_{sp} + \mathbf{r}_{ps}) - \mathbf{G}_1(\mathbf{x}_{ps} - \mathbf{x}_{sp})\} f_{pr} + \{\mathbf{G}_2(\mathbf{x}_{sp} - \mathbf{x}_{ps}) - \mathbf{G}_1(\mathbf{r}_{ps} + \mathbf{r}_{sp})\} f_{pi} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

最適制御入力 \mathbf{f}_s は, \mathbf{f}_{si} に虚数 j を掛け合わせたものと \mathbf{f}_{sr} の和より求めることができる. したがって, 1 個の騒音源に対して複数個の分布音源を用いて全音響パワー P_{wt} を最小化する最適制御入力 \mathbf{f}_s は次式のように記述できる.

$$\mathbf{f}_s = \left\{ -\mathbf{G}_1(\mathbf{r}_{sp} + \mathbf{r}_{ps}) - \mathbf{G}_2(\mathbf{x}_{ps} - \mathbf{x}_{sp}) + j(\mathbf{G}_1(\mathbf{x}_{sp} - \mathbf{x}_{ps}) + \mathbf{G}_2(\mathbf{r}_{ps} + \mathbf{r}_{sp})) \right\} f_p \quad (3.28)$$

3.2.2 ゼロ制御パワー現象の発生条件

次に, 1 個の騒音源と複数個の制御音源の場合に, 式 (3.28) で求めた音響パワー最小化制御入力を与えた際に, 各制御音源の制御パワーの値がゼロとなるか確認する. この場合, 各制御音源のパワー $P_{ws1} \sim P_{wsi}$ はベクトル形式にて次式のように記述できる.

$$\begin{bmatrix} P_{ws1} \\ P_{ws2} \\ \vdots \\ P_{wsi} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[\begin{bmatrix} \mathbf{e}_1^T (\mathbf{g}_r - j\mathbf{g}_i) \mathbf{e}_1^T \\ \mathbf{e}_2^T (\mathbf{g}_r - j\mathbf{g}_i) \mathbf{e}_2^T \\ \vdots \\ \mathbf{e}_n^T (\mathbf{g}_r - j\mathbf{g}_i) \mathbf{e}_n^T \end{bmatrix} (\mathbf{r}_{ps} + \mathbf{r}_{ss} \mathbf{G}_r - \mathbf{x}_{ss} \mathbf{G}_i + j(\mathbf{x}_{ps} + \mathbf{r}_{ss} \mathbf{G}_r + \mathbf{x}_{ss} \mathbf{G}_i)) \right] |f_p|^2 \quad (3.29)$$

ただし,

$$\begin{bmatrix} \mathbf{e}_1^T \\ \mathbf{e}_2^T \\ \vdots \\ \mathbf{e}_n^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

$$\mathbf{G}_r = -\mathbf{G}_1(\mathbf{r}_{sp} + \mathbf{r}_{ps}) - \mathbf{G}_2(\mathbf{x}_{ps} - \mathbf{x}_{sp}) \quad (3.31)$$

$$\mathbf{G}_i = \mathbf{G}_1(\mathbf{x}_{sp} - \mathbf{x}_{ps}) + \mathbf{G}_2(\mathbf{r}_{sp} + \mathbf{r}_{ps}) \quad (3.32)$$

上式における, \mathbf{G}_r は最適制御入力の実部, \mathbf{G}_i は最適制御入力の虚部を示し, それぞれの値は音源間モビリティを含む. 式 (3.14) において, $\mathbf{g}_{sp} = \mathbf{g}_{ps}$ を満たし, 音源間モビリティの相反性が成立する場合を考える. 具体的に述べると, 騒音源 \mathbf{p} から各制御音源 s_i へ向かう音源間モビリティと, 各制御音源 s_i から騒音源 \mathbf{p} へ向かう音源間モビリティが双方向で等しいという条件である. 音源間モビリティ全体で相反性が成立する場合, 音源間モビリティの実部においても相反性が成立する. したがって, $\mathbf{r}_{sp} = \mathbf{r}_{ps}$ となり, \mathbf{r}_{ss} は対称行列となる. 同様に, 虚部についても $\mathbf{x}_{ps} = \mathbf{x}_{sp}$ の関係が成立し, 式

(3. 31) と式 (3. 32) に含まれる $(\mathbf{x}_{ps} - \mathbf{x}_{sp})$ および $(\mathbf{x}_{sp} - \mathbf{x}_{ps})$ はゼロとなる. また $\mathbf{x}_{ps} = \mathbf{x}_{sp}$ であるため, \mathbf{x}_{ss} は対称行列となる. したがって, 式 (3. 24) で示した \mathbf{X} はゼロとなる. このとき, \mathbf{X} を含む \mathbf{G}_2 についてもゼロとなる. これらの関係を考慮すると, 式 (3. 29) における i 番目の制御音源の音響パワー P_{wsi} は次式のように記述できる.

$$P_{wsi} = \frac{|f_p|^2}{2} \left\{ \mathbf{e}_j^T (2\mathbf{G}_1 \mathbf{r}_{ps}) \mathbf{e}_j^T (\mathbf{r}_{ps} + \mathbf{r}_{ss} (2\mathbf{G}_1 \mathbf{r}_{ps})) \right\} \quad (3. 33)$$

式 (3. 25) の関係式より, \mathbf{X} がゼロの場合, \mathbf{G}_1 は次式のように記述できる.

$$\mathbf{G}_1 = (1/2) \mathbf{r}_{ss}^{-1} \quad (3. 34)$$

式 (3. 34) の条件を, 式 (3. 33) に適用して整理すると i 番目の制御音源 s_i における制御パワー P_{wsi} 次式のように記述できる.

$$\begin{aligned} P_{wsi} &= \frac{|f_p|^2}{2} \left\{ \mathbf{e}_j^T (-\mathbf{r}_{ss}^{-1} \mathbf{r}_{ps}) \mathbf{e}_j^T (\mathbf{r}_{ps} - \mathbf{r}_{sp}) \right\} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (3. 35)$$

$\mathbf{r}_{sp} = \mathbf{r}_{ps}$ より, 上式における $(\mathbf{r}_{ps} - \mathbf{r}_{sp})$ によって, 右辺の項が打ち消され, 制御パワーがゼロになることが分かる. したがって, 音源間モビリティの相反性が成立するとき, i 番目の制御音源における制御パワー P_{wsi} がゼロになるゼロ制御パワー現象が発生する. 音源間モビリティの相反性が成立する場合, 全音響パワーを最小化する式 (3. 28) は次式のように記述できる.

$$\mathbf{f}_s = -\mathbf{r}_{ss}^{-1} \mathbf{r}_{ps} f_p \quad (3. 36)$$

したがって, 式 (3. 36) がゼロ制御パワー現象を発生させる音響パワー最小化制御則となる.

ゼロ制御パワー現象の発生条件となる音源間モビリティの相反性が示す具体的な意味に関しては考察する. Fig. 3. 1 における任意の分布音源 a , b の 2 点間の音源間モビリティの関係式を積分形式で表すと次式のように記述できる.

$$\int_b G_b^*(\mathbf{r}_b) \int_a z(\mathbf{r}_a | \mathbf{r}_b) G_a(\mathbf{r}_a) d\mathbf{r}_a d\mathbf{r}_b = \int_a G_a^*(\mathbf{r}_a) \int_b z(\mathbf{r}_b | \mathbf{r}_a) G_b(\mathbf{r}_b) d\mathbf{r}_b d\mathbf{r}_a \quad (3. 37)$$

任意の分布音源内のある任意のモノポール音源間の音響インピーダンスは相互で等しくなる. したがって, 式 (3. 37) において, 音響インピーダンスの相反性を適用すると, 以下の関係式に帰着する.

$$G_a(\mathbf{r}_a) G_b^*(\mathbf{r}_b) = G_a^*(\mathbf{r}_a) G_b(\mathbf{r}_b) \quad (3. 38)$$

上式が成立するためには、音源 a のモビリティ G_a と音源 b のモビリティ G_b の値がともに任意の実数、ともに任意の純虚数、複素数とその複素数の実数倍、あるいは共役複素数と共役複素数の実数倍となる必要がある。以下に各条件について記述する。 G_a と G_b が、ともに任意の実数あるいはともに任意の純虚数の場合では、分布音源 a と分布音源 b における各音源内の個々の点で振動速度が同相あるいは逆相となることを示している。 G_a と G_b が、複素数とその複素数の実数倍の場合、各音源内の任意点におけるモビリティは基準となる複素数の実数倍となる。これは、上記の条件と同様に、各音源内の個々の点で振動速度が同相あるいは逆相となる事を示している。 G_a と G_b が、複素数とその共役複素数と実数倍の場合においても、同様の状態を示す。ただし、分布音源が 3 個以上ある場合、すべての音源の組み合わせについてこの条件を成立させることは不可能である。以上より、音源間モビリティの相反性が成立するためには、各分布音源内の相対的な位相分布が同相あるいは逆相になる必要がある。これに該当する分布音源の形態としては、ピストン音源や非減衰の平板などが考えられる。また、ここで注意すべきは、音源の形状についての条件が存在しない点である。すなわち、式 (3. 37) において両辺の積分範囲は等しいため、音源間モビリティの相反性に音源の形状は影響しない。したがって、どのような形状の分布音源だったとしても、音源間モビリティの相反性が満たされる限り、ゼロ制御パワー現象は発生する。先行研究⁽²⁷⁾では、音源間の音響インピーダンスの相反性のみがゼロ制御パワー現象発生のための条件と主張しており、内容が不十分であることが理論的に明らかになった。

3.2.3 音源間モビリティの相反性と巡回行列を利用した制御則の簡素化

音源間モビリティの相反性を考慮して、式 (3. 18) における右辺の正方行列に着目する。当該の正方行列の特徴として、最初の列 (行) に対して他の列 (行) はそれを回転させた形式となっていることが確認できる。したがって、この行列は巡回行列もしくは循環行列 (Circulant matrix) と呼ばれる行列の条件を満たす。巡回行列の特性については、種々の研究が既に行われている⁽³⁸⁾。ここでは、巡回行列の固有ベクトルは離散フーリエ変換行列 (DFT 行列) の列ベクトルになる⁽³⁹⁾、という性質を利用し、一般化した任意の分布音源における全音響パワー最小化制御則の簡素化を検討する。そのため、前提条件として、音源間モビリティの相反性が成立した場合について検討する。

式 (3. 36) で示した全音響パワー最小化制御則 \mathbf{f}_s において、 \mathbf{r}_{ss} が巡回行列となれば、逆行列を解析的に解くことが可能になる。まず、 \mathbf{R}_{ss} が巡回行列となる条件を考察する。 \mathbf{r}_{ss} は、式 (3. 14) における制御音源間の音源間モビリティ \mathbf{g}_{ss} の実部で表現できるため、正方行列 \mathbf{g}_{ss} が巡回行列となる条件を考察する。特別な巡回行列 $\mathbf{\Pi}$ を利用すると、 n 次元の巡回行列 \mathbf{C} は次式のように記述できる。

$$\begin{aligned}
\mathbf{C} &= \begin{bmatrix} c_0 & c_1 & c_2 & \cdots & c_{n-1} \\ c_{n-1} & c_0 & c_1 & \cdots & c_{n-2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ c_2 & c_3 & \cdots & c_0 & c_1 \\ c_1 & c_2 & \cdots & c_{n-1} & c_0 \end{bmatrix} \\
&= \text{circ}(c_0 \ c_1 \ \cdots \ c_{n-1}) \\
&= c_0 \mathbf{I}_n + \sum_{i=1}^{n-1} c_i \mathbf{\Pi}^i
\end{aligned} \tag{3.39}$$

ただし,

$$\mathbf{\Pi} = \text{circ}(0 \ 1 \ 0 \ \cdots \ 0) \tag{3.40}$$

式 (3.39) を式 (3.18) に適用すると, 制御音源間の音源間モビリティ \mathbf{g}_{ss} が巡回行列となる条件は次式のように記述できる.

$$\mathbf{g}_{ss} = \text{circ}(g_0 \ g_1 \ \cdots \ g_{n-1}) = g_0 \mathbf{I}_n + \sum_{i=1}^{n-1} g_i \mathbf{\Pi}^i \tag{3.41}$$

ただし,

$$g_i = \begin{cases} g_{sjs(j+i)} & j=1, \dots, n-i \\ g_{sjs(j-n+i)} & j=n-i+1, \dots, n \end{cases} \tag{3.42}$$

また, 音源間モビリティの相反性が成立するとき, 次式を満たす必要がある.

$$g_{sisj} = g_{sjsi} \quad (i \neq j) \tag{3.43}$$

騒音源および制御音源が 1 個の場合の音響インピーダンスの相反性は 1 個であることは既知である. また, モノポール音源の場合に, 制御音源が 2 個に増加した場合には, 関係式が 3 個に増加することが明らかとなっている (付録 B 参照). これは関係式の個数が騒音源を含む各音源間をつなぐ経路の個数に対応するといえる. 音源間モビリティについてもこれと同様である. したがって, 式 (3.43) で表されるように, 音源が n 個の場合にある 2 音源間の相反性を示す式の個数は ${}_n C_2$ となる. 式 (3.43) を式 (3.41) に代入すると, 制御音源の個数が奇数と偶数の場合でそれぞれ次式のように記述できる.

$$\mathbf{g}_{ss} = g_0 \mathbf{I}_n + \sum_{i=1}^{m-1} g_i (\mathbf{\Pi}^i + \mathbf{\Pi}^{n-i}) \quad (n = 2m - 1) \tag{3.44}$$

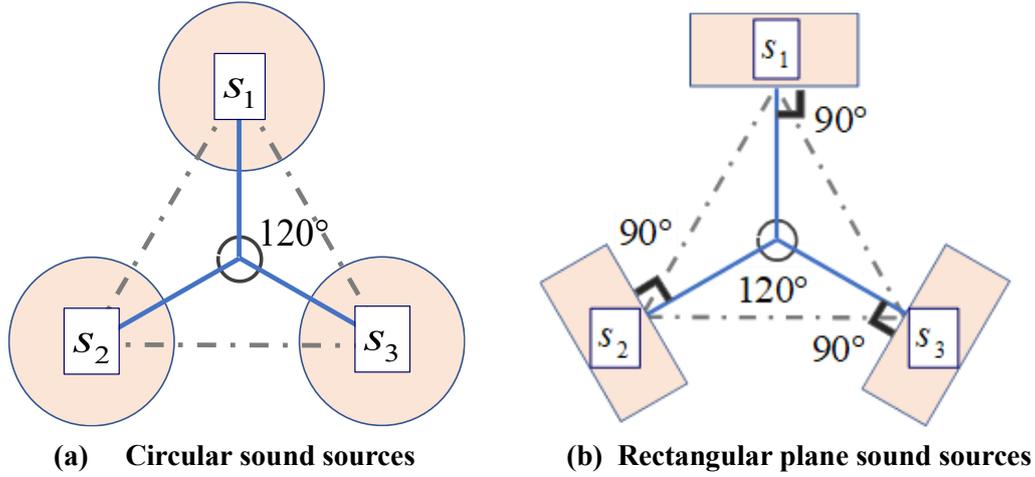


Fig. 3. 2 Optimal positions of control sound sources where the matrix Z_{ss} satisfies condition of the circulant matrix.

$$\mathbf{g}_{ss} = g_0 \mathbf{I}_n + \sum_{i=1}^{m-1} g_i (\mathbf{\Pi}^i + \mathbf{\Pi}^{n-i}) + g_m \mathbf{\Pi}^m \quad (n = 2m) \quad (3.45)$$

ただし、 m は $n/2$ 以下の自然数である。式 (3.44) あるいは式 (3.45) のために、式 (3.42) と式 (3.43) を同時に満たす配置は、各制御音源内の音源群を正多角形の頂点に配置する場合に限られる。具体例として Fig. 3.2 に、制御音源が 3 個の場合を例とした配置図を示す。仮に制御音源内の音源群が構成する形状が、矩形（四辺形）のような場合では、Fig. 2 (b) で示すように、音源全体の中心に対して制御音源個々の各辺を揃えて配置することで音源間モビリティの相反性を成立させることが可能である。また、任意の個数の分布音源における全音響パワーが最小となる条件を考える場合、騒音源と各制御音源間の音源間モビリティの相反性が成立するための条件は、騒音源を正多角形の重心に配置し、制御音源の形状を同一（音の吹き出し面が正多角形の場合は各辺を揃えて配置）とする必要がある。制御音源間の音源間モビリティ \mathbf{g}_{ss} が巡回行列となる条件が判明したため、式 (3.36) の全音響パワー最小化制御則 \mathbf{f}_s を、 \mathbf{g}_{ss} を用いた場合で検討すると、次式のように記述できる。

$$\mathbf{f}_s = -\text{Re}[\mathbf{g}_{ss}]^{-1} \mathbf{r}_{ps} f_p \quad (3.46)$$

\mathbf{g}_{ss} が巡回行列の条件を満たす場合、式 (3.46) における逆行列を含む項は、離散フーリエ変換行列（DFT 行列）を用いることで対角化が可能である。また、音源間モビリティが成立するとき、 $\mathbf{x}_{ss} = \mathbf{0}$ のため $\text{Re}[\mathbf{g}_{ss}]^{-1}$ は \mathbf{g}_{ss}^{-1} である。したがって、 \mathbf{g}_{ss}^{-1} は次式のように記述できる。

$$\begin{aligned}\mathbf{g}_{ss}^{-1} &= (\mathbf{H}_n \mathbf{\Lambda} \mathbf{H}_n^H)^{-1} \\ &= \mathbf{H}_n^H \mathbf{\Lambda}^{-1} \mathbf{H}_n\end{aligned}\quad (3.47)$$

上式における $\mathbf{\Lambda}$ は、 \mathbf{g}_{ss} の固有値が対角に並んだ行列である。 $\mathbf{\Lambda}$ の逆行列は、 $\mathbf{\Lambda}$ の対角成分の逆数を並べることで容易に計算できる。 \mathbf{H}_n および $\mathbf{\Lambda}$ は、以下のように解析的に表せる。

$$\mathbf{H}_n = \frac{1}{\sqrt{n}} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & \cdots & 1 \\ 1 & a & a^2 & \cdots & a^{n-1} \\ 1 & a^2 & a^4 & \ddots & a^{2(n-1)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & a^{n-1} & a^{2(n-1)} & \cdots & a^{(n-1)^2} \end{bmatrix}\quad (3.48)$$

$$\begin{cases} \mathbf{\Lambda} = \text{diag}(f(1) & f(a) & f(a^2) & \cdots & f(a^{n-1})) = \text{diag}(\lambda_0 & \lambda_1 & \lambda_2 & \cdots & \lambda_{n-1}) \\ f(a^i) = \begin{cases} Z_0 + 2 \sum_{j=1}^{m-1} Z_j a^{ij} & (n = 2m - 1) \\ Z_0 + 2 \sum_{j=1}^{m-1} Z_j a^{ij} + Z_m a^{im} & (n = 2m) \end{cases} \end{cases}\quad (3.49)$$

$$a = \exp\left(j \frac{2\pi}{n}\right)\quad (3.50)$$

上式における、 $f(a^i)$ は、式 (3.41) の係数を並べたベクトルに対する Z 変換に対応するため、 \mathbf{g}_{ss} の固有値を含んだ $\mathbf{\Lambda}$ は比較的容易に求められる。また、DFT 行列はユニタリ行列のため、 $\mathbf{H}_n^H = \mathbf{H}_n^{-1}$ を利用すると、式 (3.47) は次式のように記述できる。

$$\mathbf{g}_{ss}^{-1} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \boldsymbol{\eta}_i \boldsymbol{\eta}_i^H\quad (3.51)$$

ただし、 $\boldsymbol{\eta}_i$ は \mathbf{H}_n の i 行目である。以上より、任意の個数の分布音源において、音源の中心に n 個の制御音源を任意の半径の円周上に等間隔で配置し、音源間モビリティの相反性を適用させた場合、音響パワー最小化制御則 \mathbf{f}_s の簡素化が次式のように可能である。

$$\mathbf{f}_s = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \boldsymbol{\eta}_i \boldsymbol{\eta}_i^H \mathbf{r}_{ps} f_p\quad (3.52)$$

上式が必要となる場合は、制御音源および分布音源を組織するモノポール音源の個数が膨大な個数が想定される解析条件であるが、逆行列を含む項が存在しないため、数値シミュレーション上での計算コストを軽減することが可能だと考えられる。

3.3 平板型分布ピストン音源による音響パワー最小化の数値解析

3.3.1 最適な制御音源の配置

前節では、任意の分布音源がどのような形状であっても音源間モビリティの相反性が成立する場合には、想定しうる条件で全音響パワーが最小化され、ゼロ制御パワー現象が発生することを数学的に示した。本節では、数値シミュレーションによる具体例を通して、分布音源において音響パワー最小化を行い、付随してゼロ制御パワー現象について議論する。はじめに、1個騒音源と複数個の各制御音源間の音源間中心距離が全て等しいと仮定した場合の制御音源の最適配置について検討する。解析の概略図を Fig. 3.3 に示す。想定する空間には合計4個の音源があり、1個の騒音源 p を中心に制御音源 s_1, s_2, s_3 が同一円周上のいずれかに設置された状態である。騒音源と各制御音源の周波数は 100 Hz に設定し、音速は 340 m/s に設定した。また、騒音源 p から各制御音源 s_1, s_2, s_3 の中心間の距離は 0.4 m、制御音源の直径は 0.1 m とした。騒音源 p は他の制御音源と同じ個数の要素音源を含む分布音源であるが、十分小さな半径としたためモノポール音源として近似することができる。ここで、制御音源 s_3 を騒音源 p の直上に固定した状態で、制御音源 s_1, s_2 を任意の角度で移動させる。具体的には、3 個の音源 $s_1 - p - s_3$ のなす角 θ_A と $s_2 - p - s_3$ のなす角 θ_B をそれぞれ変化させる。今回の解析条件では、同一平面に全ての音源が設置されるため、音源同士が重なる条件の際に物理

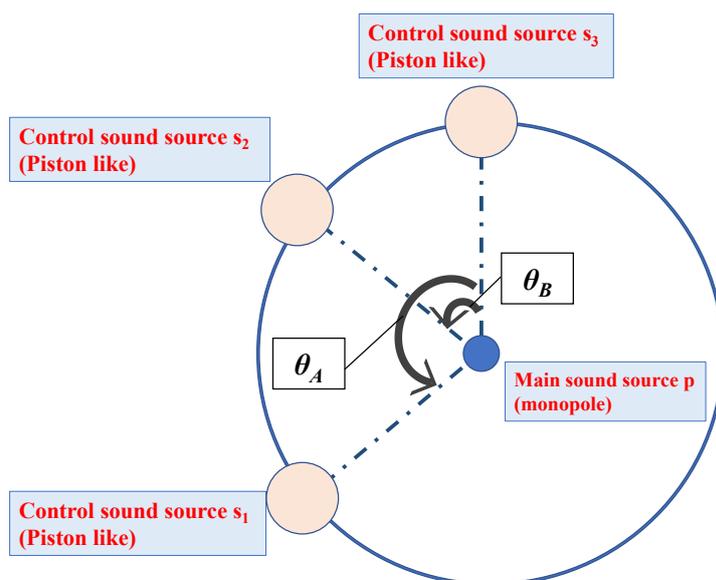


Fig. 3.3 Outline of the analysis on optimization of control sound sources position.

的に実装は困難といえるが、この点は考慮しないものとする。なお、同座標に複数個の音源が設置される場合に関しては、1個の音源とみなす。種々の条件で、初期条件の音源配置を変更させながら、式(3.36)によって最適制御入力を計算し、最も制御効果が高くなる音源の配置について検討する。最適制御入力算出の際に逆行列を用いる際、本解析プログラムでは `pinv` 関数 (Moore-Penrose 疑似逆行列⁽⁴⁰⁾) を利用する。疑似逆行列を用いることで、想定した音源配置のある条件で、ランク落ち等で逆行列が存在しない場合等に、解析プログラム結果にて異常な数値の算出を防ぐ期待ができる。

Fig. 3.3の解析において、 θ_A, θ_B を1°刻みで変更しながら最適制御を行った結果を Fig. 3.4 に示す。本図におけるカラーバーでは非制御時と最適制御時の全音響パワーレベルの差を示す。横軸は θ_A 、縦軸は θ_B として、対象の座標の条件で最小化制御した場合の数値計算結果を図示した。本図のカラーレンジは、1個の制御音源における最適制御時近傍の減衰量 10 dB を下限とし、3個の制御音源による最適制御時近傍の減衰量 60 dB を上限とした。図より、角度 (θ_A, θ_B) が、 $(120^\circ, 240^\circ)$ もしくは $(240^\circ, 120^\circ)$ となる地点に制御音源 s_1, s_2 が配置された場合に、最も高い抑制効果を示すことが明らかである。この配置は、3個の制御音源の間を結ぶと、音源の位置を正三角形の頂点とした配置に一致する。また、極値が2つ図示される結果であったが、当該の条件ではすべての制御音源の駆動入力と同じ値であり、制御音源 s_1, s_2 の位置を入れ替えただけの条件

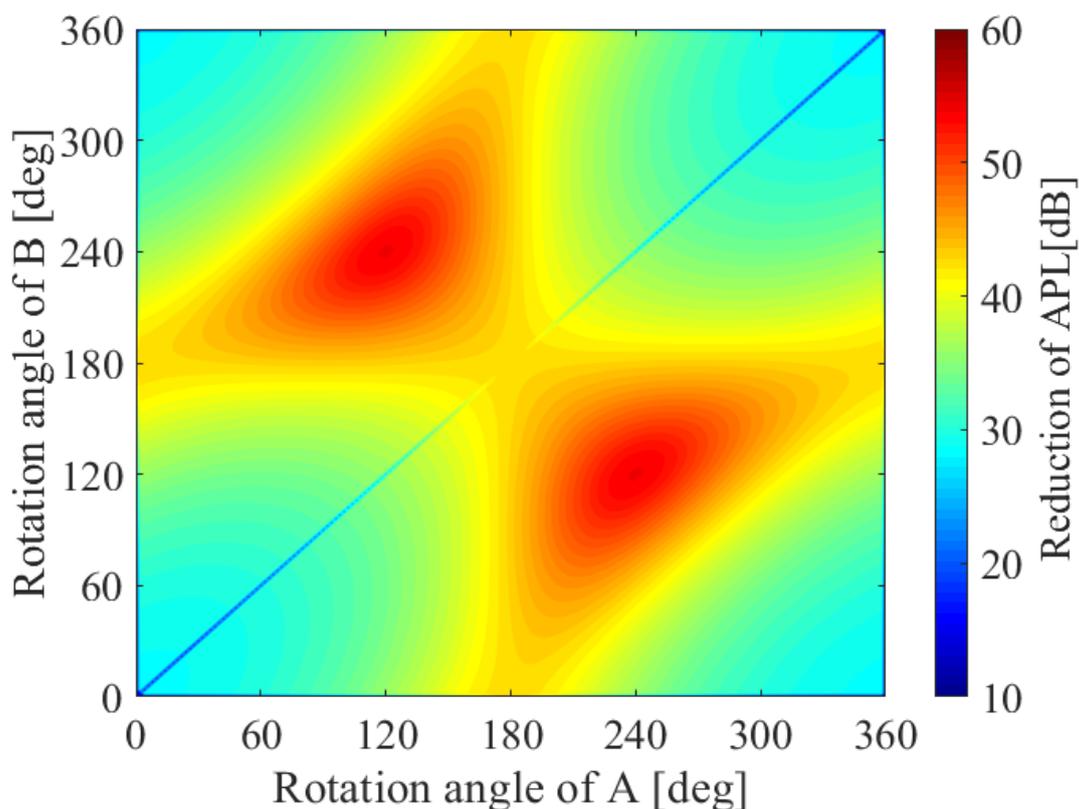
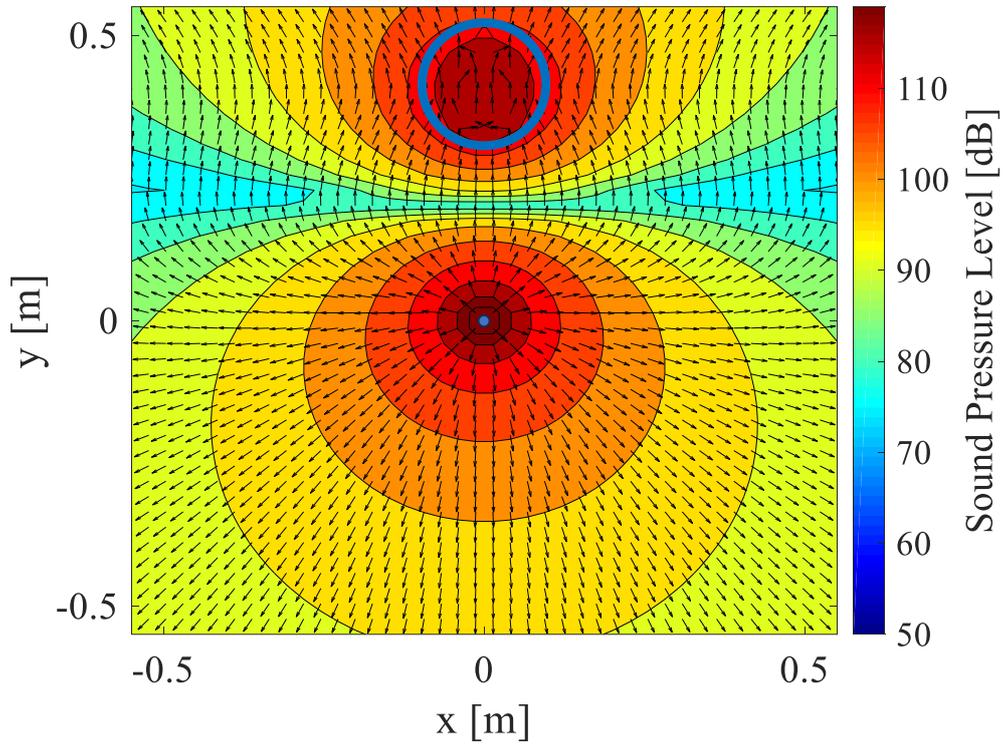


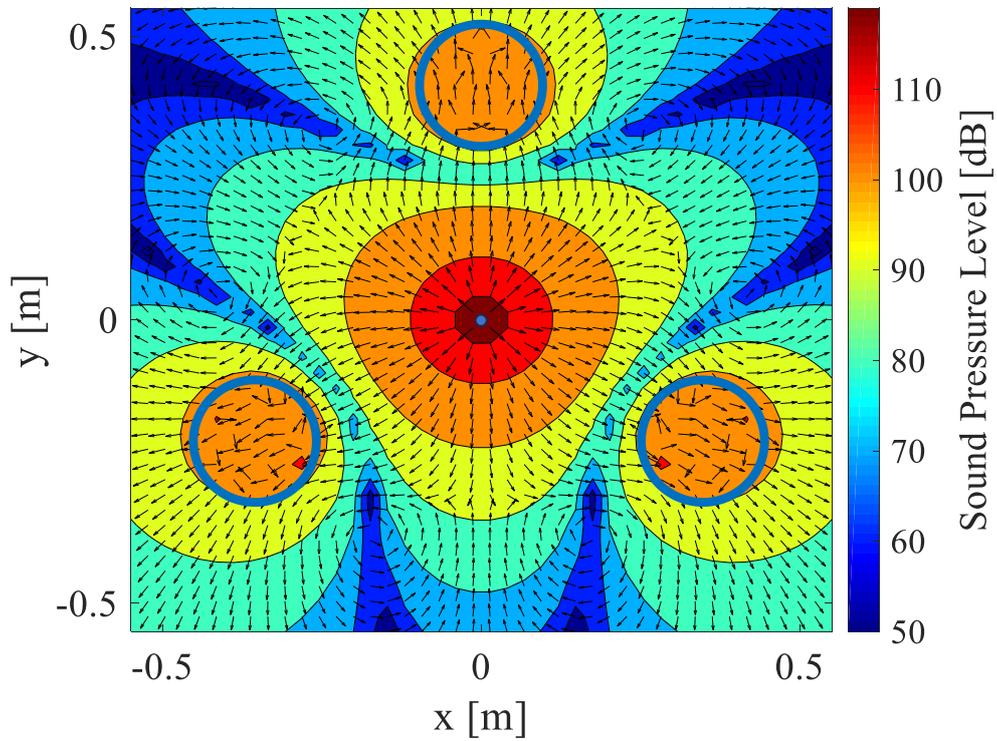
Fig. 3.4 The influence of the position of the 3 control sound sources on the control

である。したがって、本質的には $(120^\circ, 240^\circ)$ と $(240^\circ, 120^\circ)$ の条件は同じである。このとき、騒音源のみ音が駆動する状態（制御前）と3個の制御音源を最適制御則で駆動させた場合（制御後）の全音響パワーレベルの差は53.8 dBと計算された。本図では制御音源が1個や2個の場合の結果も兼ねる。たとえば、角度 (θ_A, θ_B) が $(0^\circ, 0^\circ)$ となる配置（Fig. 3.4における4隅）は、制御音源が全て同じ座標に配置された状態を示す。このときの、全音響パワーレベルの値は制御音源が1個の解析結果と等価である。また、図における4隅を除く4端辺上と対角線、非対角線は、制御音源2個の解析結果と等価である。したがって、角度 (θ_A, θ_B) が、 $(0^\circ, 180^\circ)$ のとき、騒音源を挟むように直線上に配置された状態を示し、この条件は制御音源2点における最適配置を示す。制御音源が1個の場合と2個の場合の最適配置における制御効果を比較すると、レベル値で約27.1dBの音響パワーレベルの差が確認できる。制御音源が2個の場合と3個の場合の最適配置における制御効果の音響パワーレベルの差は約12.0 dB確認できることから、それぞれの制御音源の個数における最適配置を比較した際に、音源増加による制御効果の向上が明らかである。また、全ての制御2個の条件において、制御1個の抑制効果を上回る結果が図から確認できる。しかしながら、制御音源を2個から3個に増加させた場合では、必ずしも制御効果が向上しない。例として、Fig. 3.4において制御音源2個の最適配置の場合である (θ_A, θ_B) と $(0^\circ, 180^\circ)$ の条件に対し、制御音源3個の座標が全て異なる場合の (θ_A, θ_B) と $(60^\circ, 90^\circ)$ の条件を比較する。カラーマップに対応する値が示すように、制御音源2個の方がより良い抑制効果を示すことが色覚的にも分かる。このときの音響パワーレベルの差は約10.1 dBであった。これは、図において4隅に近づくほど制御効果が悪化する傾向が読み取れることから、制御音源間の距離が近づくにつれて距離の近い音源が干渉しあうことが原因と考えられる。以上より、制御音源の個数と配置は抑制効果に大きな影響を及ぼすことが確認できる。このため、制御音源2個から3個に増加するにあたって各制御音源同士の間隔を十分に取ることが抑制効果の向上のために必要であると考えられる。そのため、個数が増えることで、制御音源同士の間隔を十分に保つことが困難となるため、個数の増大による抑制効果の増大にも限度があることが推察できる。これらの傾向はモノポール音源の個数を拡大した場合にも確認されており（付録B参照）、分布音源に関しても同様であると推察できる。

制御音源3個の場合における最適配置が確認できたため、当該の条件にて、音圧レベル・音響インテンシティ分布を確認する。Fig. 3.5は、音源の配置された座標周辺（xy座標-0.5から0.5の区間）における音圧レベルのカラーマップを示す。矢印は音響インテンシティを表す。また、青枠内の領域は制御音源を表し、本来は円中に無数にモノポール音源が集積し、円形を形成しているが、インテンシティ分布の観察のために、全体図においてこちらの表示は割愛する。Fig. 3.5 (a)は制御音源1個の場合



(a) $\theta_A = 0^\circ$ and $\theta_B = 0^\circ$ (one control source)



(b) $\theta_A = 240^\circ$ and $\theta_B = 120^\circ$ (optimal condition)

Fig. 3. 5 Distribution of sound pressure power levels when the optimal control law is applie.

の最適配置である角度 (θ_A, θ_B) の値が, $(0^\circ, 0^\circ)$ における条件を示す. また, Fig. 3.5 (b) は制御音源3個の場合の最適配置である角度 (θ_A, θ_B) の値が, $(120^\circ, 240^\circ)$ における条件を示す. 音圧レベル分布を示すカラーマップを比較すると制御音源3個の場合では, 1個の場合よりも音圧レベルが全体的に低下することが色覚的にも確認できる. 音響インテンシティの流れを示す矢印の向きに着目すると, 両図ともに騒音源付近から放射状に矢印が吹き出すことで音の流れが発生している. また, 青枠円の外周で見れば, 音響インテンシティは制御音源を通過するような形となっており, 制御音源全体ではゼロ制御パワー現象を示すと判断できる. この, 最適制御時の制御音源内の様子をさらに観察する. Fig. 3.6は, Fig. 3.5 (b) の制御音源 s_2 (右下) にあたる制御音源付近を拡大した図である. 黒丸は, 分布音源を離散化して要素音源 (モノポール音源) の集合で表した際の各モノポール音源の配置位置を示す. 各要素音源について確認すると, 要素音源単独では吸い込みや吹き出しが発生している箇所が存在する. 要素1個あたりの音響パワーを計測すると, それぞれで正負異なる数値を示し, 最大で 1.0×10^3 倍ほどの差が確認できた. したがって, 各制御音源内の要素音源個々ではゼロ制御パワー現象を示さないが, 各制御音源全体のエネルギーの収支がゼロとなりゼロ制御パワー現象を示したと考えられる. このとき各音源における音響パワーの合計値を計算すると, 騒音源では 1.40×10^{-9} W に対して, 各制御音源はそれぞれで -6.29×10^{-17} W を示

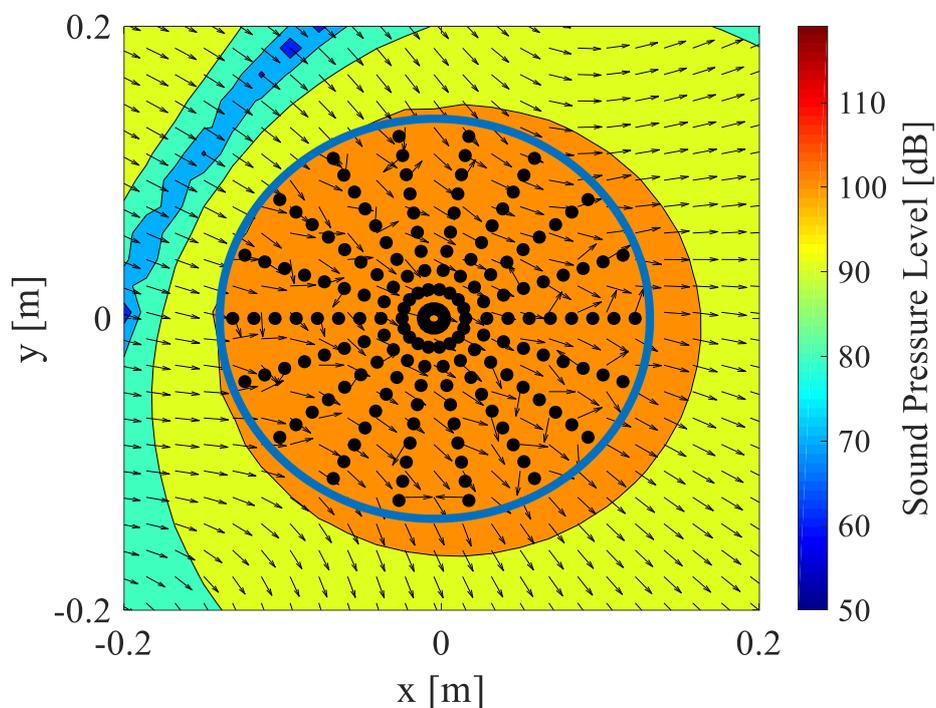


Fig. 3. 6 Enlarged view around the control sound source 3 in Fig. 5 (b). The black circles are the point sound sources by discretized distributed sound source.

し、騒音源に対して十分小さな音源パワーを示した。本解析で用いた解析ソフトの浮動小数点数の指数部は基数 16 であるため、制御パワーの値は 0 とみなせる数値である。

以上の結果より、前節で導出した複数の分布音源を想定した音響パワー最小化制御則を用いて解析を行った際に、制御音源周辺の音響パワーが 0 となるゼロ制御パワー現象を数値シミュレーションで確認できた。また、数値解析的に制御音源 3 個における最適配置を確認した。同時に、制御音源 1 個から 3 個で必ず制御効果が上昇することに対し、制御音源の個数が 2 個から 3 個に増大に伴う場合、全音響パワーレベルの低減量は必ずしも増大しないことが、Fig. 3.4 における $(0^\circ, 180^\circ)$ と $(60^\circ, 90^\circ)$ の比較より明らかとなった。

3.3.2 音源の配置条件が制御効果に与える影響

複数の分布音源を用いた、最適制御によって音響パワーレベルが 10 dB 以上軽減できることが分かった。レベル値が 10 dB 以上変化した場合、音の大きさは明確に区別できると言われている⁽⁴¹⁾。実際の音響パワーレベルの指標で用いられるデシベル値における音響パワーレベルは、一般的に 3 dB のレベル差は「辛うじて」区別でき、5 dB では「おおむね」区別でき、10 dB 以上では「明確に」区別できる違いと言われている⁽⁴¹⁾。実際の制御すべき音量の目安は状況に依るため一概に判断できかねないが、低減量は 3 dB 程度の値でも確保できれば十分といわれる。これは、音響パワー値で換算すると約 1/2 倍、音圧は約 0.7 倍の大きさである。そのため、3.3.1 において検討した解析条件に限った結果では、全ての条件における最適制御で十分な制御量であったといえる。しかしながら、3.3.1 の結果が得られる条件は、周波数 100 Hz の騒音源を制御対象とした場合に限られる。周波数を変更した場合、あるいは音源の設置位置等を変化させた場合も同程度の結果が得られるかは定かではない。したがって、周波数の設定値を変更し、制御手法として有用な範囲を見極める必要がある。また、3.3.1 の解析条件はモノポール音源の騒音源に対し、半径 0.4 m 圏内に制御音源として半径 0.1 m の円形音源を配置した場合の検討であったが、波長が同じ場合でも分布音源の大きさや音源中心間の距離によって特性は異なる。そこで 3.3.1 で示した制御音源が 1 個の場合と制御音源が 3 個の最適配置の場合において、音源間の距離と騒音源の周波数を変更した場合に最適制御則を与え、解析結果から波長と抑制効果の関係について検討する。なお、本節の数値シミュレーションにおいても、十分に小さい半径の分布騒音源をモノポール音源とみなして解析する。

Fig. 3.7~3.9 は、音源間の距離、制御音源の半径および、騒音源の周波数を変更した場合に、全音響パワーを最小化した際の、全音響パワーレベルを示している。各図において、左で示す (a) が制御音源 1 個、右で示す (b) が制御音源 3 個による制御結果を示す。Fig. 3.7 は、音源の半径を 0.05 m に固定した状態で、騒音源の発する周波

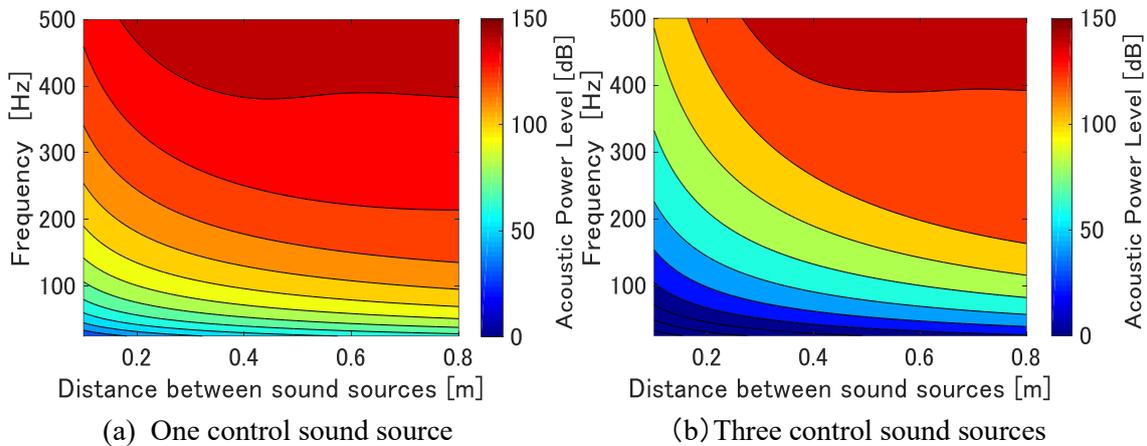


Fig. 3. 7 The influence of frequency and distance between sound sources on the control effect.

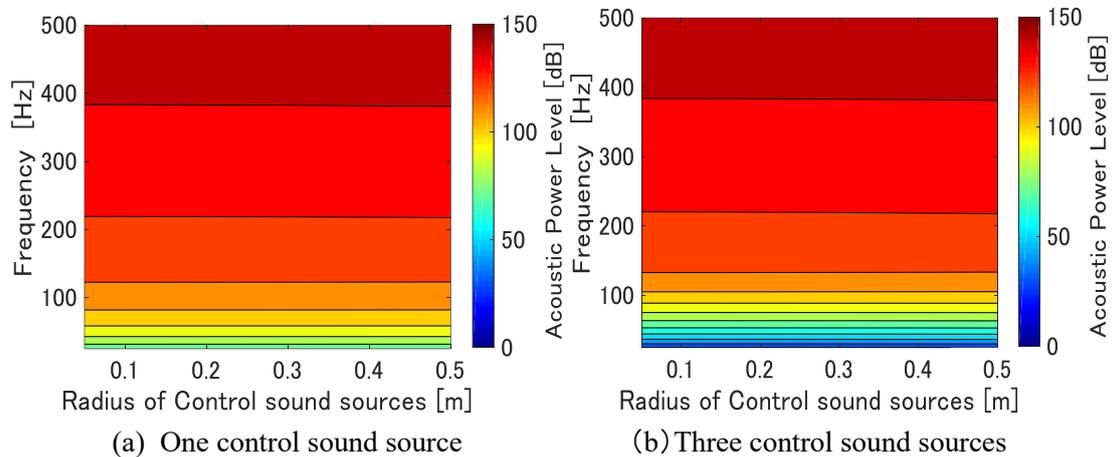


Fig. 3. 8 The influence of frequency and distance between sound sources on the control effect.

数を 25 Hz から 500 Hz，音源中心間距離を 0.1-0.8 m（最短距離が縁で密着）の範囲で変更した場合の結果である．左右の図を比較すると，制御音源を 3 個用いた場合にはすべての条件で制御音源 1 個の場合を上回る効果が確認できる．また，最上段の等高線は他と異なり，音源中心間距離に対して単調減少の波形を示してないことが分かる．つまり，ある周波数帯では，距離減衰によって音源中心間距離が長いほど制御効果が低下するはずが，音源中心間距離が長い条件で制御量が上回る区間が発生する．このような，単調減少が崩れる 400 Hz，0.4 m から 0.8 m 付近のプロットにおいて，等高線の頂点付近の帯域は半波長にあたり，同様の傾向がモノポール音源-モノポール音源の条件の先行研究⁽²⁵⁾からも確認できる．

Fig. 3. 8 は，音源中心間距離を 0.5 m で固定（音源の半径 0.5 m で密着）し，騒音源の周波数を 25 Hz～500 Hz，制御音源を半径 0.05 m～0.5 m（総分割音源数 180 個に固定）の範囲で変化させた場合の結果である．当該の条件では，横軸の値が大きくなる

ほど、騒音源と制御音源の端の距離自体は密接になるものの、音源中心間の距離は変わらないといった解析条件である。分布図からは、分布音源が大きくなる条件でも制御効果には影響がほとんど無いことが確認できる。したがって、本図より音源の中心間距離が一定ならば、音源の半径を変化量は制御効果に影響しないことが確認できる。本条件においても、制御音源を 3 個用いた場合にはすべての条件で制御音源 1 個の場合を上回るもしくは同等の効果が確認できた。

Fig. 3. 9 は、制御音源 s_n を騒音源 p と密着した状態で固定し、騒音源の周波数を 25 Hz~500 Hz, 制御音源を半径 0.05 m~0.5 m (総分割音源数 180 個) の範囲で変化させた場合の結果である。当該の条件では、横軸の値が大きくなった場合でも、騒音源と制御音源の端が接する。また、横軸で示す制御音源の半径サイズの拡大に伴って、音源中心間の距離も比例して長くなる解析条件である。結果より音源の半径サイズが拡大するほど制御効果が低くなる傾向が確認できる。また、分布図の全体としては Fig. 3.7 と同様の傾向が確認できる。この要因として、騒音源に密着させた状態を保って制御音源のサイズが同時に拡大するといった条件は、結果として音源中心間の距離が拡大するため、本質的には距離減衰の影響が発生し、制御効果が低下した可能性が考えられる。しかしながら、このような条件下でも制御音源 3 個の場合の方が制御音源 1 個の場合よりも大きな制御効果が確認できる。

以上より、円形音源における全音響パワー最小化の場合、全ての解析条件で制御音源を 1 個から複数個に増やしたことによって、音場全体で制御効果が向上することが数値シミュレーションで確認できた。また、音源間の波長が長くなる条件ほど抑制効果が高まる。くわえて、制御音源に用いる分布音源の大きさの違いによる制御効果への影響は本質的に重要ではなく、制御効果は音源中心間の距離に依存することが明らかとなった。この特性の利点としては、実際に制御に適用することを想定した場合に、

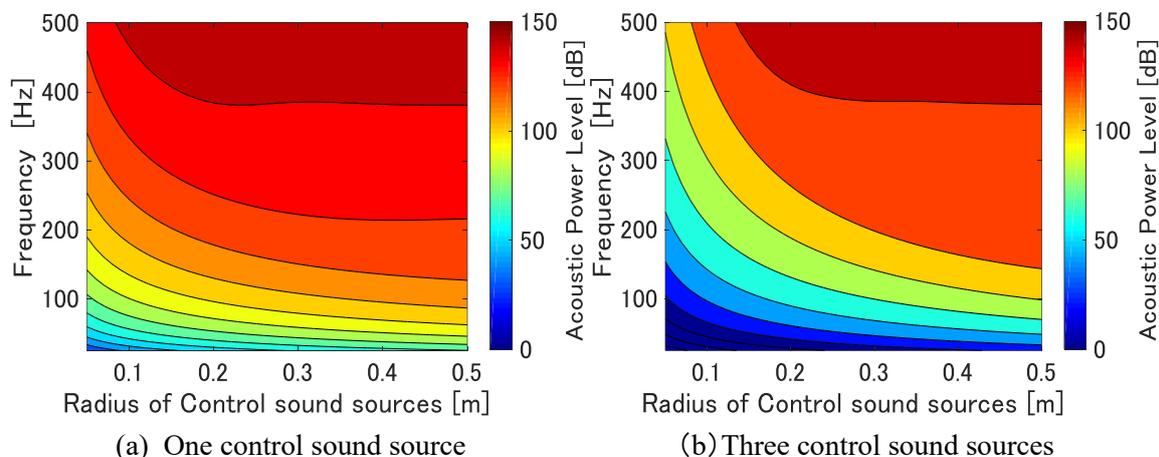


Fig. 3.9 The influence of frequency and distance between sound sources on the control effect.

制御音源に用いるスピーカーのサイズによって抑制効果が変わらないため、円形ピストン音源の自由度が高いことを示している。

3.3.3. 制御音源が矩形音源で配置された場合（音源設置角度の考慮）

複数の円形ピストン音源を用いた最適制御の場合では、分布音源自体の大きさの変更や騒音源から音源の端までの距離の変化は制御効果に影響しないことが 3.3.2 の解析より明らかとなった。また、これまでの解析で用いた円形ピストン音源の場合、十分に分割数を確保した場合において音源の設置角度の影響がほとんどない。解析モデルで設定した円形ピストン音源は、半径方向に対して n 分割、円周方向に対して m 分割としている。そのため、円形の外周付近ほど、モノポール音源 1 個あたり間隔が中心付近より広がる。モノポール音源 1 個あたりに同じ大きさの駆動入力を与えると中心ほど大きな入力をもつことになるが、各要素音源あたりの微小要素の面積を、駆動入力の算出にともない、各分割音源に割り与えることで、円形ピストン音源全体を駆動させた場合においても、一樣な大きさとなる。そのため、ある二次元平面上における音圧分布としては 1 個のモノポール音源を駆動させた場合とほぼ同等の結果を示す（付録 C 参照）。モノポール音源の場合、設置角度の影響を持たないことは自明であるため、これまでの同一平面上における数値シミュレーションで用いた円形ピストン音源の場合、音源設置角度の影響を考慮に入れなかったのはこのためである。しかしながら、実環境においてはどのような音源も少なからず指向性を持っている。特に分布音源内部の要素音源の並びが四辺形のような矩形ピストン音源の場合では、指向性の考慮をしなければならない。矩形ピストン音源に代表されるような、平板領域内に等間隔で音源が集積し、なおかつ音源が同軸上に横並びに配置された場合については、音源を配置したときの角度によって放出面が変化する影響から制御効果変動することが予想される。音の指向性の発生は、分布音源内部の分割音源の個数が十分であり一定の周波数に達すると発生する。総面積約 $3.0 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ の平板上に総分割数 196 個の分割音源を一定間隔で四辺形状に集積した音源の場合では、約 3000 Hz の帯域以降で音の指向性が確認できた。一例として、Fig. 3.10 では、音源の周波数が 3500 Hz、縦方向と横方向の音源分割数 14 に設定し駆動させた音圧レベル分布を示す。Fig. 3.10 (a) と (b) が示すように、十字と X が組み合わさる方向に高い音圧が確認できる。また、(a) と (b) の比較により、回転角の変化により領域内の音圧レベル分布の違いが確認できる。このような、特定方向に強い音圧分布を持ち、音がビーム上に伸びるような特性を持った音源を指向性音源と呼ぶ。一例である本図の帯域自体は、ANC の一種であるゼロ制御パワー現象となるような音響パワー最小化に適さない条件であるが、低周波帯においても音圧分布図からは読み取れない角度変化による影響と音源の設置位置の変化は検討すべきである。

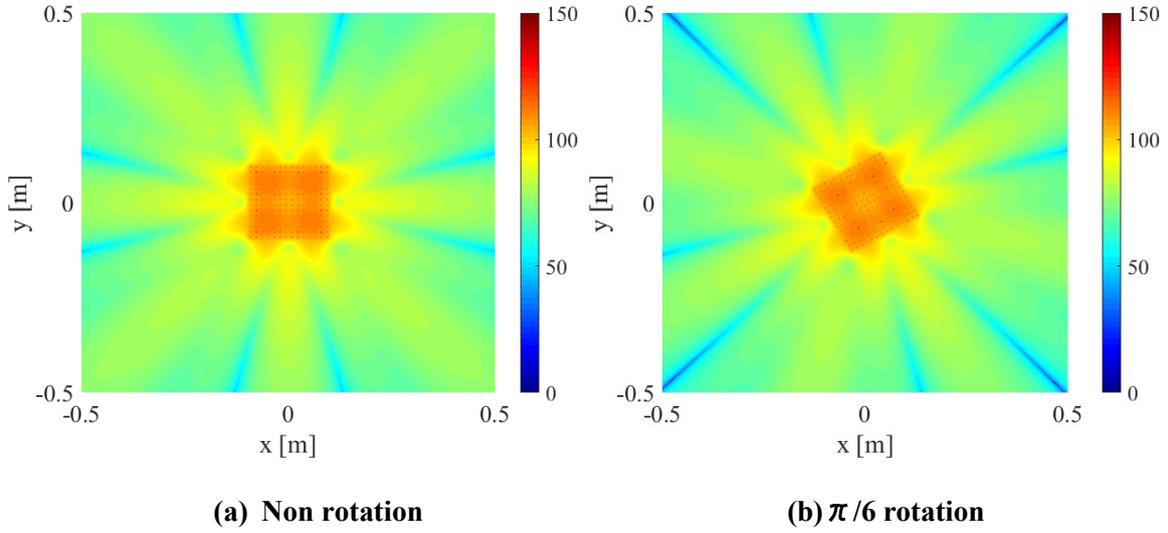


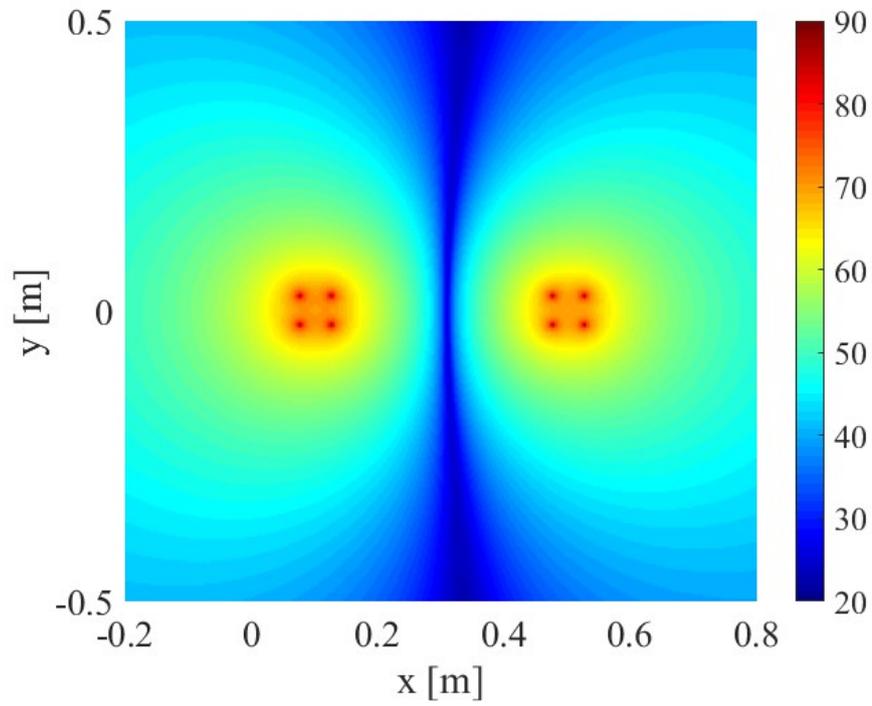
Fig. 3.10 The examples of directional sound sources (3500 Hz)

矩形ピストン音源の音圧レベル分布から考察する限り，四辺形の音源同士の位相干渉の際に，角度変化を考慮する場合，最も影響がある条件は45°回転した状態であると推察できる．そこで，はじめに1個の騒音源と1個の制御音源の双方が正方形ピストン音源とし，制御音源を0度あるいは45度回転させた場合について検討する．全音響パワー最小化に際して，解析プログラムは円形ピストン音源と同様のものとするが，音源を回転させた状態を解析するためには，分割音源の座標位置が確定した時点で，回転後の座標に変換する必要がある．本解析ではこの操作に，回転行列の特性を利用した⁽⁴²⁾．一例を挙げると，制御音源の中心座標を (x_2, y_2) としたときに，制御音源のある分割音源 (x_{s1}, y_{s1}) を，45°(1/4ラジアン)回転させた，ある制御音源の分割音源 (x'_{s1}, y'_{s1}) の座標は次式のように記述できる．

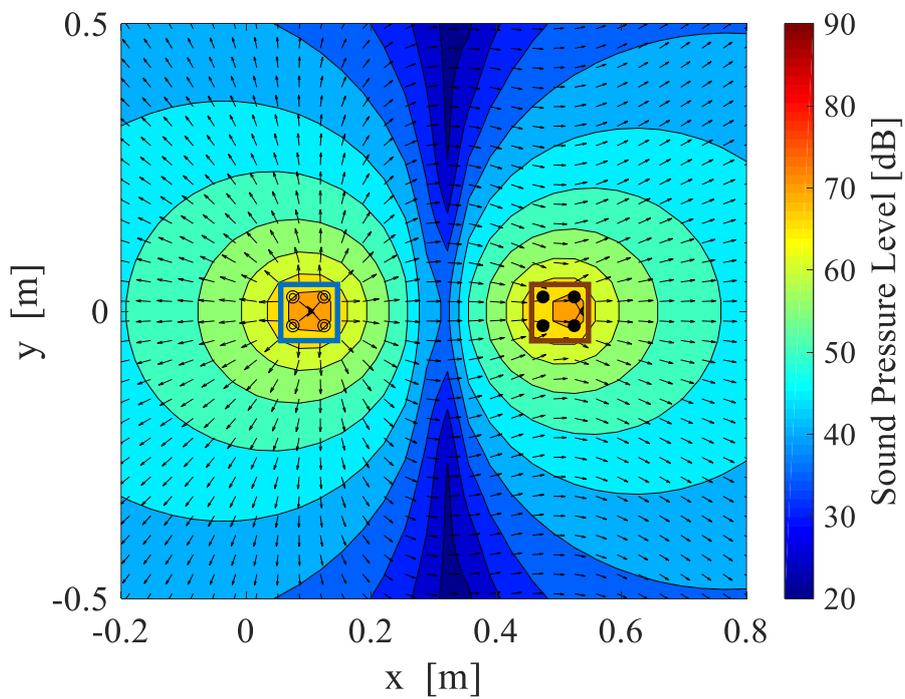
$$\begin{pmatrix} x'_{s1} \\ y'_{s1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\pi/4) & -\sin(\pi/4) \\ \sin(\pi/4) & \cos(\pi/4) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{s1} \\ y_{s1} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \cos(\pi/4) & \sin(\pi/4) \\ \sin(\pi/4) & -\cos(\pi/4) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} \quad (3.53)$$

上式を用いることで，残りの分割音源に関しても，45°回転後の座標が決定する．

1個の騒音源と1個の制御音源がともに正方形ピストン音源で，同じ姿勢の場合における解析条件をCase1とする．また，Case1から制御音源が45度回転した条件をCase2とする．双方の解析条件は，音源の周波数は100 Hz，音源中心間距離は0.4 mとした．また，分割音源数は水平方向に2個，垂直方向に2個の計4個のモノポール音源の集合とし，全て同相で駆動する剛体ピストンとした．Fig. 3.11は，Case1の数値シミュレーション結果である．Fig. 3.11 (a)は，全音響パワー最小化後の音圧レベル分布を，XY平面上より見た図である．本図において，それぞれの音源中心付近における，ある



(a) sound pressure level ($\theta = 0^\circ$)



(b) sound intensity level map ($\theta = 0^\circ$)

Fig. 3. 11 Distribution of sound pressure levels and sound intensity map when the optimal control law is square flat-plate sound sources. (Case1)

4点だけ突出してレベル値が高くなっている点を確認できる。この点は、正方形ピストン音源内の要素音源の設置座標と合致している。また、Fig. 3.11 (b) は、全音響パワー最小化後の音圧・音響インテンシティレベル分布図である。図中の左側の青枠で囲まれた音源が騒音源、右側の橙枠で囲まれた音源が制御音源である。実際に音を発する要素音源は、騒音源は“◎”，制御音源は“●”で表わす。このとき、音響インテンシティの矢印に着目する。左側の騒音源付近では、分割音源個々から、放射状に矢印が吹き出すことで音が発生する。一方で、右側の制御音源周辺では、右側2点でやや吸い込み、左側2点ではやや吹き出しと判断できる。しかしながら、正四辺形で囲った制御平板の範囲全体で見れば音響インテンシティは通過するようなゼロ制御パワー現象といえるインテンシティ分布と判断できる。つまり、矩形平板においても、円形平板同様に音源内の分割音源個々ではゼロ制御パワー現象を示さないが、制御音源全体でゼロ制御パワーを示すと推察できる。次に、Case 2 の条件について解析する。Fig. 3.12 は、Case 2 の数値シミュレーション結果である。Fig. 3.12 (a) は、全音響パワー最小化後の音圧レベル分布を、XY 座標-1 から 1 の区間において平面上で見た図である。本図においても正方形ピストン音源の要素音源が設置される4点だけ突出してレベル値が高くなることが確認できる。また、左側の騒音源の突出した4点は、Fig. 3.11 (a) の分割音源の座標位置の一致を確認できるが、右側の制御音源内で突出した点の座標位置は異なり、回転行列により要素音源の設置座標が変化したことが確認できる。また、Fig. 3.12 (b) は、全音響パワー最小化後の音圧・音響インテンシティレベル分布図である。制御音源付近の、音響インテンシティの矢印に着目すると、右側1点でやや吸い込み、左側1点ではやや吹き出し、上下の2点で通過の流れが確認できる。しかしながら、制御音源が回転した場合であっても、四辺形で囲った制御平板の範囲全体で見れば音響インテンシティは通過するゼロ制御パワー現象といえる音響インテンシティ分布と判断できる。ここで、Case1 と Case2 の数値シミュレーションにおける、非制御時と最適制御時の全音響パワーレベルの計算結果を Table. 3.1 に記載した。表中にて、要素分割数を400個（100倍）に拡張した場合の計算結果についても併記する。表

Table3.1 Control effects when the optimal control sources are square flat plates.

Analysis conditions	Total number of divided sound sources	Controlled acoustic power [dB]	Uncontrolled acoustic power [dB]
Case1 (No rotation)	4	79.396757816	94.81808352
Case2 (45° rotation)	4	79.396757811	
Case1 (No rotation)	400	79.391910897	94.81808352
Case2 (45° rotation)	400	79.391910891	

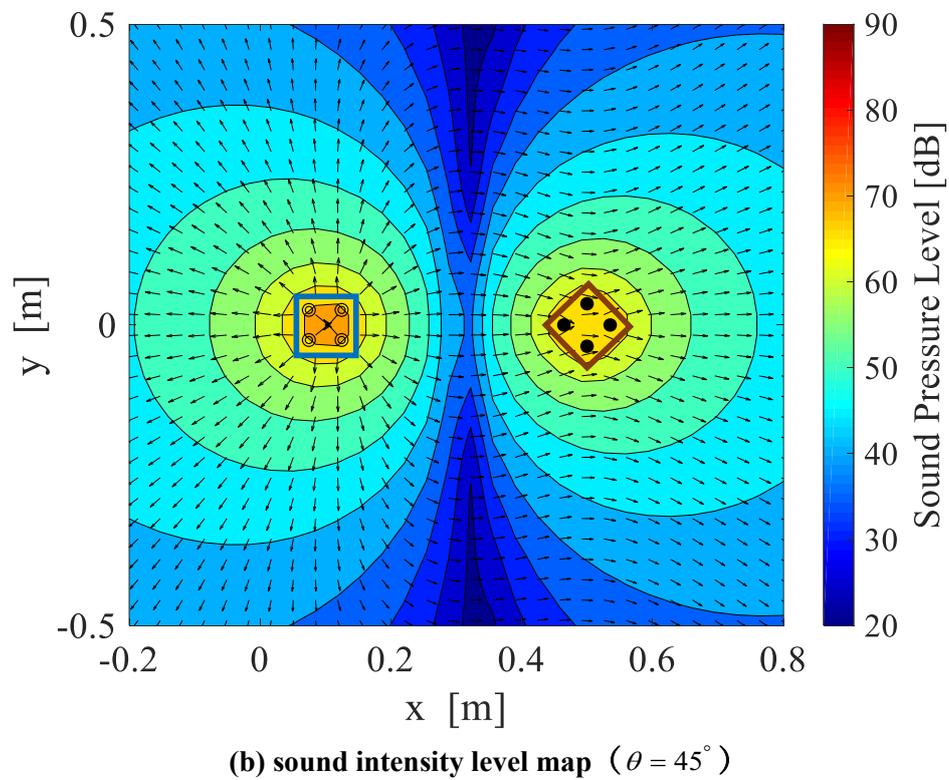
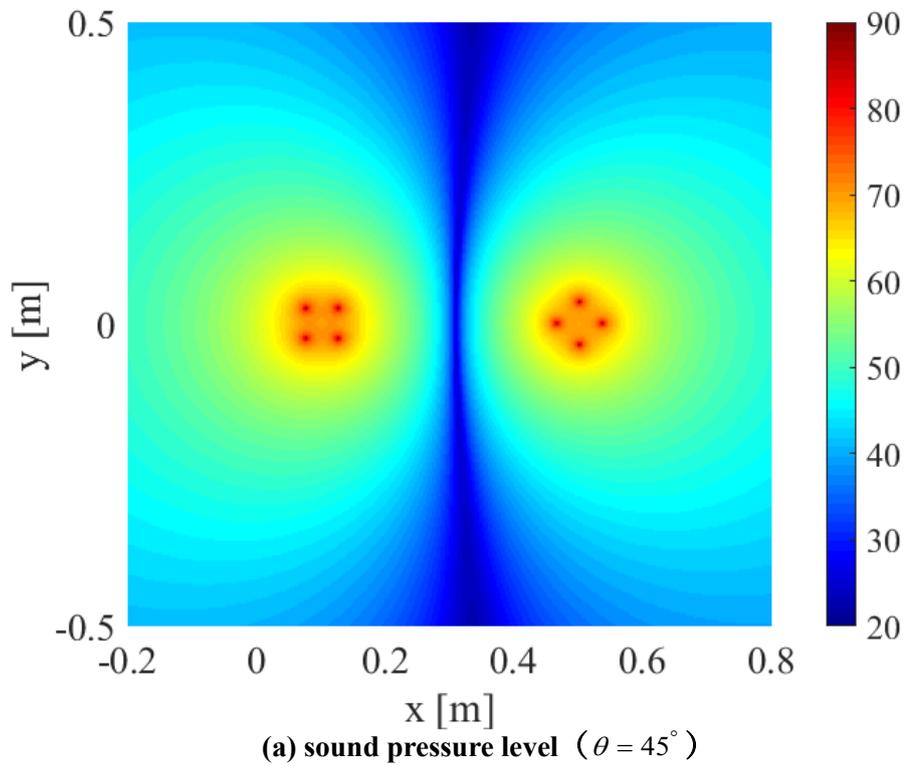


Fig. 3. 12 Distribution of sound pressure levels and sound intensity map when the optimal control law is square flat plate sound sources. (Case2)

中の要素分割数4個の場合に着目すると、制御後の全音響パワーレベルは小数点以下9位の値まで計算すると数値に差が生じた。この結果は、分割数の増減に関わらず、回転前の配置において制御効果がわずかに上回った。したがって、制御音源の配置を回転させたことによる影響は無いとは言い切れないがその差はごく微小なものである。矩形平板の回転の有無によって解析で微小な差が出た要因は、音源全体が四辺形の場合に、低周波帯であっても指向性を持つことが考えられる。Case1とCase2の数値解析における 1.0×10^{-9} dB の音響パワーレベルの差を一般的な人の耳では差異として認識できる数値とは言えないため、正方形の形状における矩形平板音源を回転させることによる影響はほぼなかったと結論付けられる。

次に、長方形の矩形平板における音響パワー最小化について検討する。1個の騒音源と1個の制御音源がともに長方形平板で、同じ姿勢の場合における解析条件をCase3とする。また、Case3から制御音源が45度回転した条件をCase4、90度回転した条件をCase5とする。3つの解析条件は、音源の周波数は100 Hz、音源中心間距離は0.4 m、分割音源数は水平方向に4個、垂直方向に4個の計16個のモノポール音源の集合とし、全て同相で駆動する剛体ピストン音源とした。縦方向と横方向の分割数が同じのため、分割音源1個あたりは長方形の微小要素の中心で駆動する。Fig. 3. 13は、Case1の全音響パワー最小化後の音圧レベル・音響インテンシティ分布を表した図である。図中

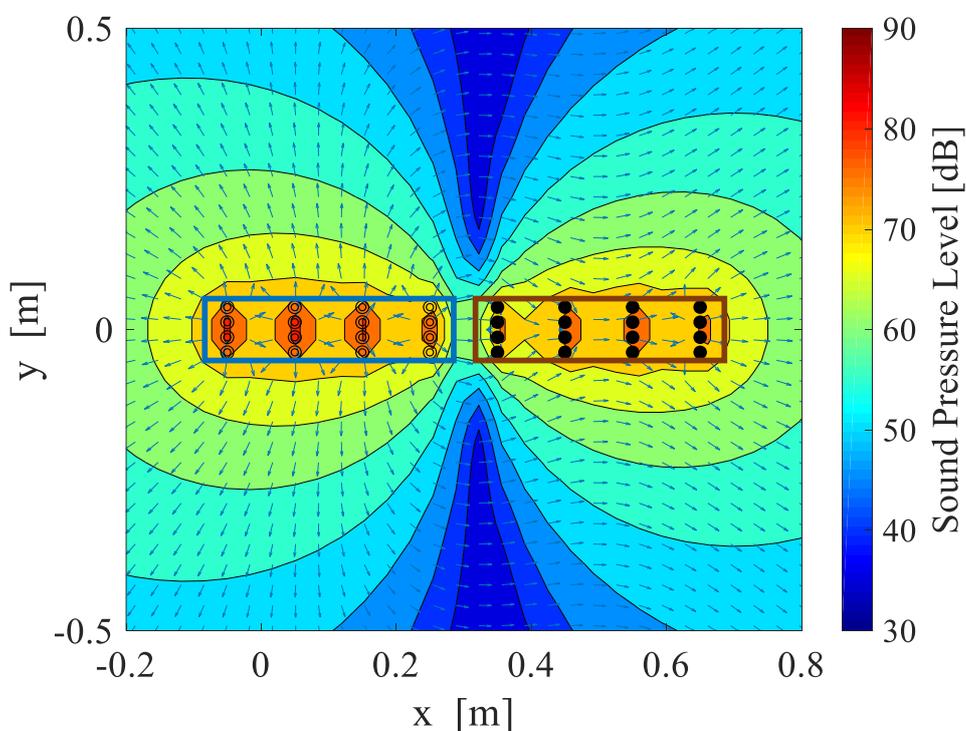


Fig. 3. 13 Distribution of sound pressure levels and sound intensity map when the optimal control law is rectangular flat-plate sound sources. (Case3)

の左側の青枠で囲まれた音源が騒音源，右側の橙枠で囲まれた音源が制御音源である。このとき，音響インテンシティの矢印に着目する。左側の騒音源付近では，分割音源個々から，放射状に矢印が吹き出すことで音が発生する。一方で，右側の制御音源周辺では，制御音源内部ではわずかなインテンシティの変調が確認できる。しかしながら，四辺形で囲った制御平板の範囲全体で見れば音響インテンシティは通過するようなゼロ制御パワー現象といえる音響インテンシティ分布であると判断できる。これらの傾向は Fig. 3.14 で示す Case4, Fig. 3.15 で示す Case5 でも同様の傾向が確認できる。

ここで，Case3～Case5 の数値解析における，非制御時と最適制御時の全音響パワーレベルの計算結果を Table. 3.2 にまとめた。表中では，分割数を 100 倍に拡張した場合の計算結果についても併記する。表中で示すように，制御後の全音響パワーレベルの数値は，小数第 2 位以下の数値で差が生じ，その差はわずかだが最大で 0.7 dB 確認できた。このような結果は，音源の分割数の増減に関わらず，音源を回転させるほど制御効果が悪化した。Case3 では 2 つの音源の縁がほぼ密着した状態であるが，Case5 では音源縁間の距離が離れている。そのため，回転角の変化にともなって，騒音源の右縁と制御音源の左側の最短距離が相対的に離れ，音源間の距離の変化による影響が生じているかのように見えるが，分割音源個々の平均距離はどの条件でも等しい。したがって，制御音源の配置を回転させたことによる影響が生じたと考えられるべきである。長方形形状に配置された音源の場合，長方形の辺に沿った楕円状に音圧分布が確認できる。騒音源の場合，長方形の縦方向に比べ横方向への指向性が高い音源といえる。制御音源は回転角の変化に伴い，音源の指向性が変化した影響が制御効果に差が生じた要因と考えられる。最も制御効果の高かった Case3 の条件を踏まえると，同相に加振する指向性を持った音源の場合，同じ姿勢に配置した場合が最適配置といえる。

以上より，音源が矩形ピストン音源の場合に，音源の設置角度の影響は発生しないとは言いきれないが，その差はごく微小なものであった。正方形や長方形等，四辺形の形状に関わらず，矩形平板の回転の有無によって解析で微小な差が出た要因として

Table. 3.2 Control effects when the optimal control law is rectangular flat plates.

Analysis conditions	Total number of divided sound sources	Controlled acoustic power [dB]	Uncontrolled acoustic power [dB]
Case3 (No rotation)	16	81.5073	96.9507
Case4 (45° rotation)	16	81.4721	
Case5 (90° rotation)	16	81.4368	
Case3 (No rotation)	1600	81.5063	96.9507
Case4 (45° rotation)	1600	81.4687	
Case5 (90° rotation)	1600	81.4308	

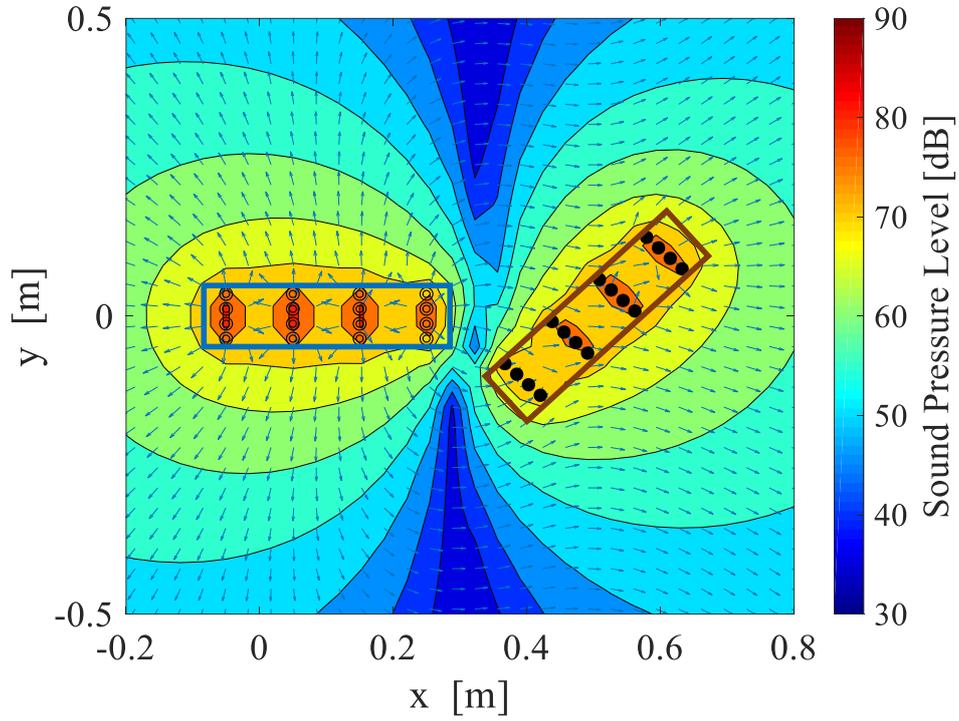


Fig. 3. 14 Distribution of sound pressure levels and sound intensity map when the optimal control law is rectangular flat-plate sound sources. (Case4)

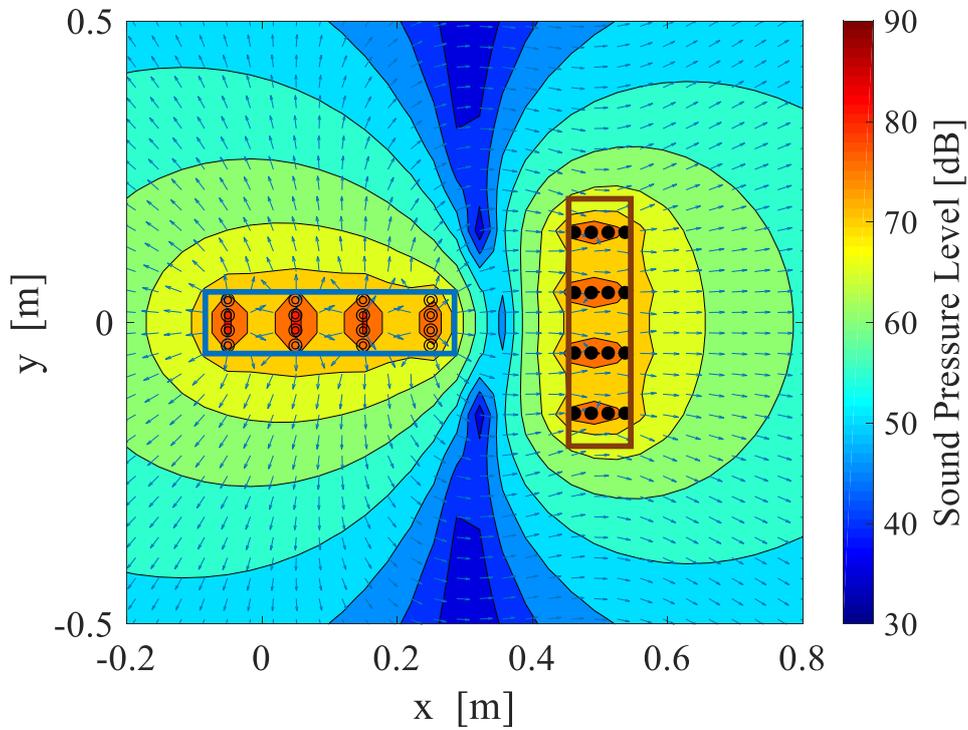


Fig. 3. 15 Distribution of sound pressure levels and sound intensity map when the optimal control law is rectangular flat-plate sound sources. (Case5)

音源全体が四辺形の場合に、低周波帯であっても指向性を持つ影響が生じたと考えられる。また、円形平板における Fig. 3.7~Fig. 3.9 の結果から推察すると、分布音源における制御効果への影響は音源中心間の距離に依存することが明らかであるため、矩形平板が長方形のような形状であっても、重心間の距離が回転前と回転後で、変化が無ければ制御効果への影響は微小と考えられる。

3.3.4 制御音源が不規則に配置された場合

本章ではこれまで、騒音源と各制御音源間の音源中心間の距離を一定として解析を行ったが、式 (3. 28) で導出した音響パワー最小化制御則は、制御音源が不規則な配置においても有効であり、この場合においてもゼロ制御パワー現象が発生する。Fig. 3. 16 は 1 個の騒音源と 3 個の制御音源をそれぞれ不規則に設置し、式 (3. 28) で示した全音響パワー最小化制御則を与えた数値シミュレーション結果である。本図は、XY 平面-0.5 から 0.5 の区間において、合計 4 個の音源の配置された座標周辺における音圧レベルのカラーマップと音響インテンシティ分布図を示す。青点は騒音源のモノポール音源、矢印は音響インテンシティ、青枠は制御音源の外縁を表している。青枠円内の領域内は無数にモノポール音源が集積し、円形を形成しているが、インテンシティ分布の観察のために、こちらの表示は割愛する。図が示すように、このような不規則な配置であっても、各制御音源の要素全体の周辺の音響インテンシティの流れを確認す

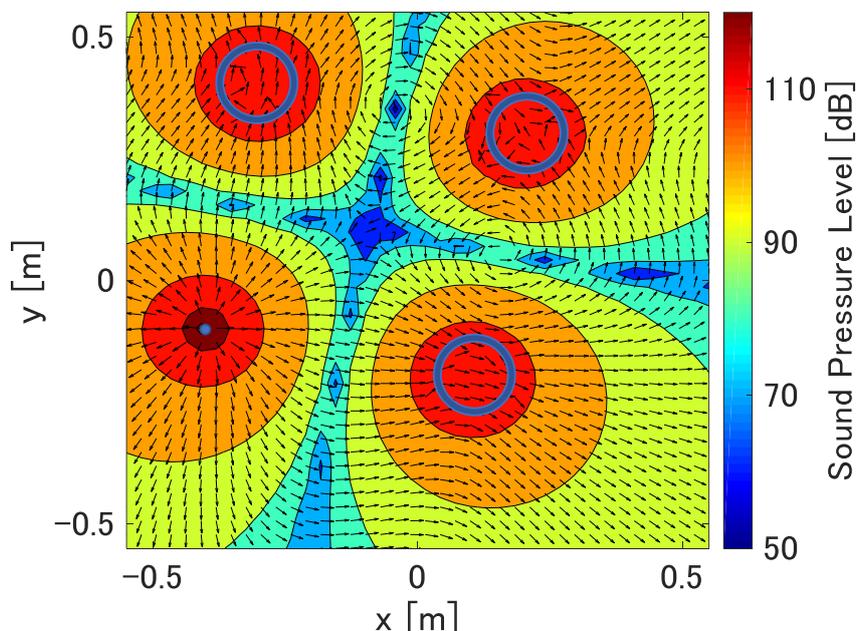


Fig. 3. 16 Distribution of acoustic power levels when the optimal control law is applied to three control sound sources.

ると、音源上を通過するような音響インテンシティ分布を確認できる。また、右上の制御音源に着目すると、左上と右下方向から、音源中心に向かってきた音響インテンシティの矢印が、音源の中心から右上と左下方向へ、抜けていくような矢印の分布が確認できる。このような、音響インテンシティの分布に関しても、第2章2.6で示した場合と同様のゼロ制御パワー現象と判断できるインテンシティの流れと判断できる。本解析条件のとき、各制御音源の音響パワーを計算すると騒音源に対して十分小さい値を示し、制御パワーの値を鑑みてもゼロ制御パワー現象とみなせる状態であった。一概に比較はできないが、このときの全音響パワーは、Fig. 3.5 (b)で示した最適配置の場合と比較して約5倍の大きさを示した。

以上より、本論文における任意の分布音源群の全音響パワーを最小化する最適制御則は、原理的にはいかなる位置に制御音源を設置しても、全音響パワー最小化とゼロ制御パワー現象が成立することを示した。しかしながら、より高い制御効果を達成するためには、騒音源を中心として制御音源を正三角形の頂点に配置することが望ましいことが確認できた。

3.4 結言

本章では、開空間の音場に任意の分布音源が複数個設置された場合の全音響パワー最小化について検討し、その際に本研究で新たに提案した物理量である音源モビリティについて説明した。また、全音響パワー最小化時にゼロ制御パワー現象が発生するために十分条件となる、音源間モビリティの相反性について考察を行った。本章で導出した全音響パワー最小化制御則を用いて数値シミュレーションを行い、種々の条件下において制御効果を検討し、ゼロ制御パワー現象を確認した。本研究で得られた成果を以下に要約する。

- (1) 先行研究の音源の個数や種類に関する問題設定を一般化し、制御音源が複数個の任意の分布音源群を対象とした音場において、全音響パワーを最小化するフィードフォワード制御則を導出した。
- (2) 任意の分布音源を対象とした音響パワー最小化に伴い、ゼロ制御パワー現象が発生する場合において、十分条件となる音源間モビリティの相反性について明らかにした。また、音源間モビリティの相反性が成立するためには、各分布音源内の相対的な位相分布が同相あるいは逆相になる必要が生じることを明らかにした。
- (3) 本章で示した、全音響パワー最小化制御則は逆行列の計算が必要であるが、音源間モビリティの相反性が成立する前提条件の場合に限り、巡回行列の特性を用いた簡素化が可能である。当該手法を用いることで、音源の数あるいは分割音源の

個数が膨大となった場合に、数値解析において計算上の無駄を省くことが可能である。

- (4) 本章で示した、全音響パワー最小化制御則より3個の制御音源を円形音源とした場合の、制御音源の最適配置について、数値シミュレーションより検討した。解析結果より、制御音源が3個の場合の最適配置は、正三角形の頂点に制御音源を配置することが明らかになった。
- (5) 制御音源の各要素1個あたりの音響パワーを計測すると、それぞれで正負異なる数値を示し、最大で 1×10^3 倍程度の差が確認できた。上記の解析結果より、分割音源の場合、各音源内の分割音源個々ではゼロ制御パワー現象を示さないが、各制御音源全体のエネルギーの収支の和はゼロとなるためゼロ制御パワー現象を示すことを明らかにした。
- (6) 制御音源1個から3個に増やした場合に、同等の制御効果が得られる条件として波長や音源サイズを変化させ解析結果を比較した。結果より、音源中心間の距離や周波数によらず制御音源を1個から複数個に増やすことによって、抑制効果が必ず向上することが数値的に明らかになった。また、いずれの解析条件においてもゼロ制御パワー現象の発生を確認した。
- (7) 矩形平板の場合、設置角度に伴う指向性の影響が懸念されるため、矩形平板を対象とした音響パワー最小化を数値シミュレーションの観点より検討した。結果より、制御音源の配置を回転させたことによる影響は無いとは言い切れないが、その差はごく微小なものであることを明らかにした。
- (8) 任意の（不規則な）位置に制御音源を設置しても音響パワー最小化とゼロ制御パワー現象が成立したが、より高い制御効果を得るためには、騒音源を中心とする正 n 角形の頂点に制御音源を配置すべきである。

第4章

多重極子音源を対象とした 音響パワーの最小化

4.1 緒言

空調機のファンやジェットエンジンを起動させた際に発生する空力騒音の場合、その媒質の速度によってダイポール音源やクアドラポール音源といった多重極子音源の音圧分布に近似できる。多重極子音源は、モノポール音源や分布ピストン音源と異なり、低周波帯でも指向性を持つ音源である。これらの制御対象を想定した場合には、前章までで記述した全音響パワー最小化制御則では有効な制御手法として十分でない可能性がある。くわえて、モノポール騒音源に対して、重極子音源を制御音源と想定した場合についても先行研究では十分に検討されていない。

多重極子音源は分布音源の特殊なケースとして位置付けられている。第 3 章の結果を踏まえると、音響インピーダンスの相反性と音源間モビリティの相反性が成立するのであれば、対象の音源が多重極子音源であった場合でも全音響パワー最小化時にゼロ制御パワー現象が発生する。そこで、本章では、モノポール音源あるいは多重極子音源を騒音源、制御音源とした場合の音響パワー最小化について検討する。はじめに、騒音源あるいは制御音源として起用する多重極子音源について説明する。多重極子音源は当該音源内に存在するモノポール音源の個数によって種類が存在するが、このうちダイポール音源とクアドラポール音源について言及する。次に、騒音源 1 個と制御音源 1 個の場合に、全音響パワー最小化制御則を導出し、全音響パワーが最小化されたときに制御パワーがゼロになる条件を示す。このとき、各音源はモノポール、ダイポール、クアドラポールの 3 種に対応する最小化制御則を示す。また、騒音源と制御音源がモノポールあるいは種々の多重極子音源を想定した場合における数値シミュレーションを行い、音圧分布と音響インテンシティの分布を確認する。さらに、騒音源と制御音源に多重極子音源を用いた場合において、音源間の距離と制御音源の設置角度を変化させた場合における全音響パワーレベルの制御効果の変化量を明らかにし、最適条件を算出する。最適条件における全音響パワーレベルの抑制効果について比較し、音源の種類によって、全音響パワー最小化時の制御効果にどの程度、影響を及ぼすか明らかにする。なお、本章の数値シミュレーションにおける多重極子音源は、各要素音源（モノポール音源の集合）を特定の座標に配置し、各要素音源に正負の極性を与え、全体で 1 個の音源として解析を行う。また、モノポール音源については、特に記述のない場合では各要素の分割音源数が 1 個の場合として解析を行う。

4.2 多重極子音源の基礎

4.2.1 空力騒音

騒音対象として、多重極子音源のような場合を想定する事例としては回転翼から発せられる、いわゆる風切音とよばれる空力騒音が代表的である。空力騒音の対策で問題となる原因の一つは、音源と音を伝える媒質が同じという点あげられる。振動騒

音の場合、対策すべき対象は既知である。たとえば、道路騒音の場合、原因が自動車のタイヤと路面の摩擦関係にあることが推察できる。一方、空力騒音の場合ではこの限りでない。たとえば自動車のマフラーの吹き出し口から騒音が発生する場合、マフラー内部のどの部位から発生しているのか定かでない。仮にマフラー内部を改良して発生する空力音に変化したとしても、流れの非線形性から必ずしもその改良箇所が音源であったとは言えない可能性がある。このため、ゼロ制御パワー現象に着目した音響パワー制御によって、空力騒音の発生源自体の音響パワーを抑制できれば、騒音対策の抜本的改善が可能である。

はじめに、空力騒音の特性について述べる。空力騒音は、空気の慣性と弾性の影響により生じた流体中の圧力変動が、音波として周囲に伝播したものである。このようなケースの場合においても、基礎方程式の出発点は式 (2.1) で示した波動方程式である。一般に、空力騒音が問題となるような遠方への騒音を検討する際、密度 ρ の変動が音速 c で伝播する様子を表す波動方程式、Lighthill 方程式が基礎方程式となる⁽⁴³⁾。当該の式より、遠方への騒音を検討すると、モノポール音源の強さは、速度の 4 乗、運動量変化による音源の強さは速度の 6 乗、乱れの非定常運動による騒音の音源の強さは速度の 8 乗に比例することがわかり、空力騒音においては基本的には 3 種類の音源しかないということが示されている。ここでは、速度の 4 乗に比例する音圧分布をモノポール音源の他、速度の 6 乗に比例する音圧分布はダイポール音源、速度の 8 倍に比例する音圧分布はクアドラポール音源となることが明らかにされた。したがって、空力騒音を検討する際に、流速によって、その音圧分布がダイポール音源やクアドラポール音源に変化する⁽⁴⁴⁾。空力騒音に限定するケースの場合、空気中の音速は固定のため、流速との比で求まるマッハ数の大小によって、ダイポール音源かクアドラポール音源に大別できる。

ダイポール音源で近似できるような、低マッハ数流れの風切音の発生個所は様々で、自動車や鉄道などの輸送機関、ノートパソコンやエアコンなどの電子機器・家電製品内部の機構、屋上やベランダに設置される室外機など様々な工業製品が予想される。また、流体力学の分野においては円柱に一樣流がぶつかることでカルマン渦が発生する条件において、円柱から一樣流とは垂直方向に発生する音波がダイポール音源の音圧分布で近似できる。クアドラポール音源で近似できるようなマッハ数の大きな流れの騒音で想定するケースは、航空機のジェット騒音等が挙げられる。流速と騒音レベルの関係より、ジェット騒音を低減するには、ジェットエンジンの吹き出し口を大きくし、平均流速を下げるのが本質的に重要である。ジェット騒音が騒音問題として挙がる代表周波数は、1k Hz を超えるようなアクティブノイズコントロールの適応外と思われるが、発生源には低周波ノイズも含むため、憂慮すべき課題である。ダイポール音源とクアドラポール音源の特性については後述で詳しく記述する。

4.2.2 ダイポール音源

二重極子音源(以降, ダイポール音源)は, 2つのモノポール音源の体積速度の振幅が等しく, 逆位相で, 無限小の距離 d だけ離れた位置に存在する音源と定義される⁽⁴⁵⁾⁽⁴⁶⁾. したがって, 数値解析的には 2つの近接するモノポール音源の和によって求めることが可能である. ダイポール音源としての条件を満たすためには, 2つのモノポール音源の体積速度としては同じ値で, 一方が正の値とすればもう一方で負の値を持つ必要がある. ダイポール音源の性質を Fig. 4.1 とあわせて記述する. Fig. 4.1 は, 周波数 500 Hz で, 2つの近接するモノポール音源の体積速度を $5.0 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ とした場合に, 右方のモノポール音源の入力に -1 を乗じた場合における音圧レベル分布図である. 互いの音源が干渉することによって, “∞”の字状の音圧分布が確認できる. また, 2つの音源の中心を境に音圧が急激に小さくなるノードライン(音圧が 0 となる線)が確認できる. このように, ダイポール音源は, 縦軸に沿った領域で音圧がキャンセルされ, すべての方向に等しく音を放射するわけではないことが音圧レベル分布図から読み取れる. ダイポール音源の近傍では, 音圧は音源からの距離の二乗に反比例して小さくなる. モノポール音源の音圧が距離に反比例して小さくなることを考えると, 音を放射する方法としては放射効率が非常に悪いことがわかる. 騒音対象としてダイポール音源を想定する物体は, 低マッハ数流れの空力騒音等である. 一方で, 制御音源としてダイポール音源を用いる場合を想定すると, 制御入力を与える際の電気信号によって駆動

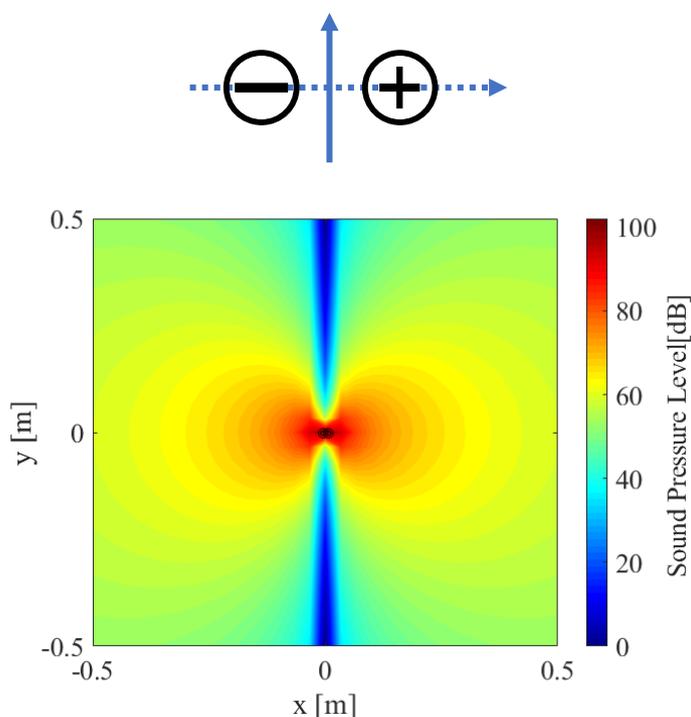


Fig. 4.1 Dipole sound sources (500 Hz) .

入力を与える観点から、電力効率がモノポール音源等に比べ悪化することが懸念される。

モノポール音源の説明の際に、Fig. 2.2で示したような呼吸球という、球体が同じ速度で内側または外側に移動するモデルを示した。二次元平面で言い換えれば音源全体の円の半径が拡大および縮小する状態である。ダイポール音源を、同じように二次元平面で説明すると、音源全体の円が前後に振動し、円柱のすべての部分が同時に同じ方向に動く。Fig. 4.1ならば、音源がX軸上で左右に反復するような動きである。このため、X軸上に沿った左右方向に非常によく音を放射するが、Y軸上にはまったく音を放射しないことが確認できる。

4.2.3 クアドラポール音源

四重極子音源(以降、クアドラポール音源)は、体積速度の絶対値が等しいダイポール音源が2つ近接し、2つのダイポールの極性が反対方向を向けて存在する場合の音源である。このとき、音源内部には4つのモノポール音源の体積速度の振幅が等しく、無限小の距離 d だけ離れた位置に存在する音源と定義される⁽⁴⁷⁾⁽⁴⁸⁾。Fig. 4.2で示すように、クアドラポール音源は、その4つのモノポール音源の極性配置と音圧分布によって2種類に大別される。どちらの種類も周波数 500 Hz で、2つの近接するダイ

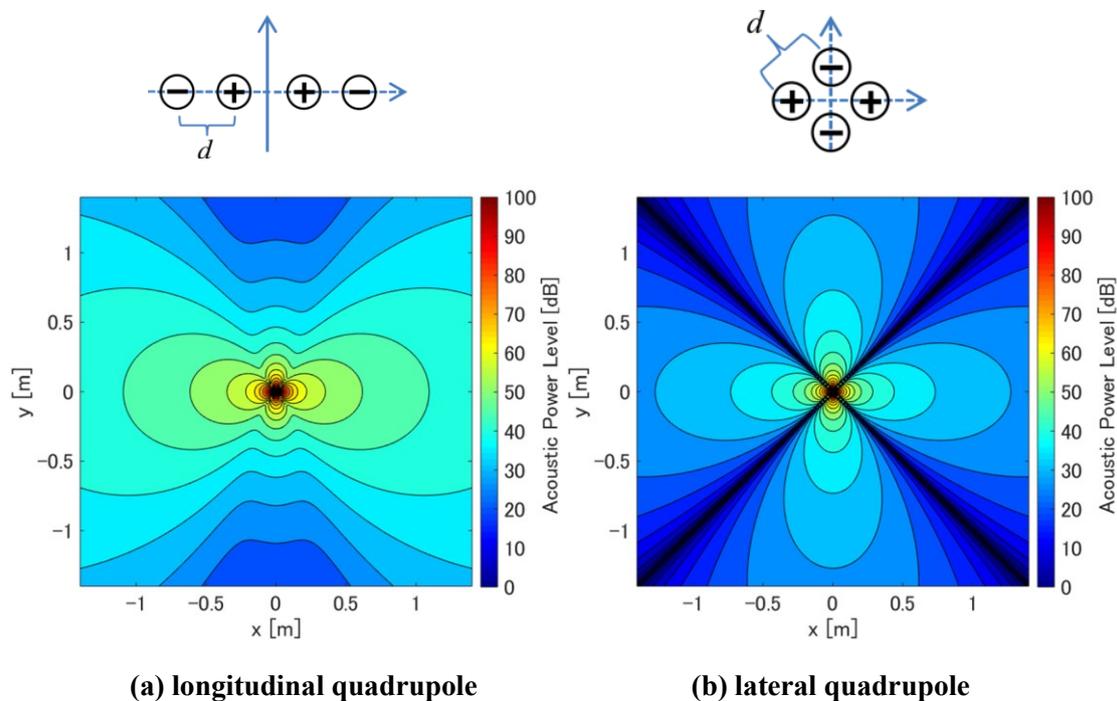


Fig. 4.2 Sound pressure distribution diagrams of the quadrupole sound source.(500 Hz)
 (a) longitudinal quadrupole, (b) lateral quadrupole.

ポール音源の体積速度を $5.0 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ とした場合における音圧レベル分布図であるがその特性は異なる。

Fig. 4.2 (a) で示すようなクアドラポール音源を縦型四重極子音源 (Longitudinal Quadrupole ロンギテューディナル・クアドラポール) という。ロンギテューディナル・クアドラポールは、2つのダイポール音源が逆位相で同じ線上に近接して設置されたものである。ロンギテューディナル・クアドラポールの特徴は、近距離場と遠距離場で音圧分布に明白な違いが観察できる。この音圧分布の特徴は、後述する 4.2 (b) の横型四重極子音源 (Lateral Quadrupole ラテラル・クアドラポール) と比べると明確である。ラテラル・クアドラポールでは、4方向に等しい音圧分布を示す一方で、ロンギテューディナル・クアドラポールは遠距離場において縦方向の音が横方向より弱く、X 軸方向への指向性が確認できる。しかしながら、音源設置位置である原点周辺の近距離場に注目すると、“∞”と“8”の字の組み合わせられた 4 方向の指向性が確認できる。近距離場においても、四重極軸に沿った方向の音圧レベル値と四重極軸に垂直な方向の音圧レベル値を比較すると約 5 dB 程度の差が確認できる。したがって、ロンギテューディナル・クアドラポールでは音波が 4 方向に広がるにつれて、相対する 2 方向への減衰が他の相対する 2 方向よりも大きいため、遠距離場ではダイポール音源と似たような音圧分布を示す。この特性は音源の周波数が高いほど顕著である。ダイポール音源と似たような 2 方向への指向性を持つ音源であるものの、ロンギテューディナル・クアドラポールでは左右に進む波面が同位相であるため、ダイポール音源とは対称的という点で注意すべきである。ロンギテューディナル・クアドラポールのような音場を示す音源の対象例は、音叉における基本振動である。低周波数で響く音叉が叩かれると、フォークの 2 本の歯が位相をずらして振動し、各歯は前後に振動するときダイポールとして機能し、2 本の歯は反対方向にも振動するため、近距離場と遠距離場の放射パターンに明確な遷移を伴うためロンギテューディナル・クアドラポールで示すような音圧分布を示す。

一般的に媒質が速い速度を持つ (特に乱流といった速度勾配のある流れ) 空力騒音における音圧分布は、Fig. 4.2 (b) で示すようなラテラル・クアドラポールである。図の配置図が示すように、ラテラル・クアドラポールは、2つのダイポール音源が逆位相で向かい合うように近接して正方形の頂点に設置されたものである。ラテラル・クアドラポールが生成する音の指向性は、図のように 4 葉のクローバー状のような音圧分布となる。また、各モノポール音源の正面で十分に音が放射されるが、隣接する反対側のモノポールから等距離の点では音が相殺されることが確認できる。言い換えれば、音源の指向性を示す方向を正面に 90° の範囲では、均一に音が広がるといえる。ラテラル・クアドラポールの場合、周波数の大小によって基本的な音圧分布の形状に変化はないが、高周波帯ほどモノポール音源 1 個あたりから放出される音のビームが細長く

なる傾向にある。第 4 章 4.2.1 で記述したように、ラテラル・クアドラポールのような音場を示すためには媒質の速度が重要であり想定されるような音源の対象例は少ないが、ジェット機のエンジン吹き出し口における騒音が典型的な例である。国内で一般的な亜音速（マッハ数 1 未満）ジェット機のエンジンの場合、流れが乱流となるため、音源の放射方向はよりランダムに近くなるが、高い速度勾配と高い乱流を持つジェットエンジンのノズル出口下流の領域ではラテラル・クアドラポールの放射パターンに近い音圧分布が発生する。その他の特徴として、低周波数帯だと放射効率がダイポール音源より悪い点が挙げられる。このため、実際の環境下で制御入力としてラテラル・クアドラポールを用いる際には、ダイポール音源以上に電力効率に注意が必要である。

このように、制御音源としてクアドラポール音源の採用を検討する場合には、その種類の違いによって制御性能に影響を与える可能性がある。数値シミュレーションにおいて、クアドラポール音源を起用した際の、種類の違いによる制御効果の差異については後述の第 4 章 4.4.1 にて記述する。

4.3 音響パワー最小化制御則の導出

4.3.1 音響パワー最小化制御則

第 3 章では、無数のモノポール音源によって構成された任意形状の有限振動平板から、開空間に音が放出される場合を想定して全音響パワー最小化制御を講じた。また、第 4 章 4.2 で示したように、ダイポール音源やクアドラポール音源自体もモノポール音源が 2 個もしくは 4 個で形成されるため、多重極子音源は分布音源の特殊なケースであるといえる。したがって、全体の理論展開の流れとしては第 3 章と同様であるが、要所で前提条件が異なるため、あらためて理論展開を記述する。ここでは、代表して 1 個のクアドラポール騒音源と 1 個のクアドラポール制御音源による音響パワー最小化制御について検討するが、理論展開の一部を修正することで、騒音源と制御音源がそれぞれモノポール、ダイポールもしくはクアドラポール音源である場合の音響パワー最小化制御則の導出が可能である。この方法については、最小化制御則導出後に記述する。

はじめに、Fig. 4.3 に示すように、ある平面上にある 1 個の騒音源 p と 1 個の制御音源 s がクアドラポール音源の場合を考える。これらの音源は、座標系の原点からそれぞれ距離 r_p と距離 r_s に位置し、2 つの音源中心間の距離は d である。騒音源 p 内のモノポール音源の体積速度の絶対値は q_p 、制御音源 s 内のモノポールの体積速度の絶対値は q_s と定義する。全音響パワー最小化制御則を導き出すために、音場全体の音響パワーを求める必要がある。騒音源 p と制御音源 s の両音源をひと塊の音源とみなすと、全

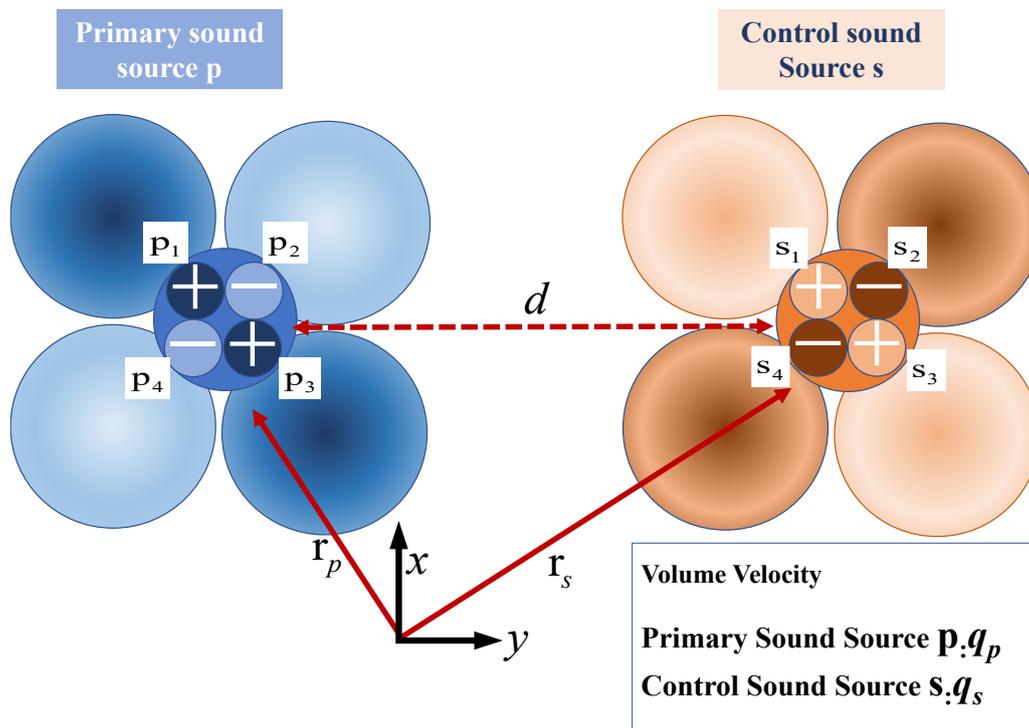


Fig. 4.3 Two quadrupole sound sources placed in an open space. One primary sound source and one control sound source are positioned.

体の音響パワーを求める手法は第2章 (2.3) や第3章 (3.2) と同様の流れである。したがって、2つのクアドラポール音源が存在する音場における全音響パワーを求める場合、各音源から放射される音響パワーの2要素と、自身を除く他の音源からの影響を考慮したパワーの2要素を合算する必要がある。また、クアドラポール音源が作り出す音はモノポール音源個々が作り出す和である。音源がモノポールの場合では、式 (3.2) ~ 式 (3.7) のような面積分は不要となり、振動速度は体積速度に置換できるため、音響パワーは音響インピーダンスと体積速度の関係式で求まる。また、各音源におけるモビリティの値を1とみなすことで、音源間モビリティは2点間の音響インピーダンス Z のみで構成される。よって、全音響パワー P_{wt} は、次式のように記述することができる。

$$P_{wt} = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \begin{bmatrix} q_p^* & q_s^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{pp} & Z_{ps} \\ Z_{sp} & Z_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_p \\ q_s \end{bmatrix} \right\} \quad (4.1)$$

まず、右辺の行列部分について整理する。右辺の行列部分はモノポール音源の集合で形成されたクアドラポール音源をひと塊の音源とみなした場合における2つの音源間の音響インピーダンスを表す。したがって、 Z_{ab} は、音源 a から音源 b までの音響イン

ピーダンスを表す．各クアドラポール音源をひと塊とした場合の 2 音源間の音響インピーダンス Z_{ab} は次式のように記述できる．

$$Z_{pp} = Z_{p^+p^+} - Z_{p^-p^+} - Z_{p^+p^-} + Z_{p^-p^-} \quad (4.2)$$

$$Z_{ps} = Z_{sp} = Z_{p^+s^+} - Z_{p^+s^-} - Z_{p^-s^+} + Z_{p^-s^-} \quad (4.3)$$

$$Z_{ss} = Z_{s^+s^+} - Z_{s^-s^+} - Z_{s^+s^-} + Z_{s^-s^-} \quad (4.4)$$

式 (4.2) における左辺の Z_{pp} は，騒音源から騒音源自身の音源までの音響インピーダンスを示す．式 (4.3) における左辺の Z_{ps} は，騒音源から制御音源までの音響インピーダンスを示し， $Z_{ps} = Z_{sp}$ である．式 (4.4) における左辺の Z_{ss} は，制御音源から制御音源自身の音源までの音響インピーダンスを示す．また，各クアドラポール音源内の 4 つのモノポール音源は，それぞれの間で微小な距離が存在するため，各音源の自身から自身までの音響インピーダンスも微小な値を示す．つぎに，式 (4.2) ～式 (4.4) 右辺の各項について着目する．これらの右辺は，クアドラポール音源内部の特定の 2 個あるいは 4 個のモノポール音源間の音響インピーダンスの和を表す．一例をあげると，式 (4.2) における， $Z_{p^+p^+}$ は，Fig. 4.3 における p_1 と p_3 の 2 個の音源が関り， p_1 から p_1 ， p_1 から p_3 ， p_3 から p_1 ， p_3 から p_3 の合計 4 つの音響インピーダンスの総和となる．また，各モノポール音源はそれぞれ同じ体積速度で振動するが，それぞれに正か負の極性を与え，同相と逆相を作り出す．つまり， $Z_{p^-p^+}$ のような 2 つのモノポール音源間の音響インピーダンスを含む項は総和を求める際に，符号を反転させることで表現できる．したがって，式 (4.2) ～式 (4.4) の右辺における騒音源のクアドラポール音源と制御音源のクアドラポール音源間の音響インピーダンスおよび各クアドラポール音源自身の音響インピーダンスは合計 12 種の項の和で求められる．Fig. 4.3 で示す，クアドラポール音源内部のモノポール音源の場合，式 (4.2) ～式 (4.4) の右辺の各項は次式のように記述できる．

$$Z_{p^+p^+} = z_{p_1p_1} + z_{p_1p_3} + z_{p_3p_1} + z_{p_3p_3} \quad (4.5)$$

$$Z_{p^-p^+} = z_{p_2p_1} + z_{p_2p_3} + z_{p_4p_1} + z_{p_4p_3} \quad (4.6)$$

$$Z_{p^+p^-} = z_{p_1p_2} + z_{p_1p_4} + z_{p_3p_2} + z_{p_3p_4} \quad (4.7)$$

$$Z_{p^-p^-} = z_{p_2p_2} + z_{p_2p_4} + z_{p_4p_2} + z_{p_4p_4} \quad (4.8)$$

$$Z_{p^+s^+} = z_{p_1s_1} + z_{p_1s_3} + z_{p_3s_1} + z_{p_3s_3} \quad (4.9)$$

$$Z_{p^+s^-} = z_{p1s2} + z_{p1s4} + z_{p3s2} + z_{p3s4} \quad (4.10)$$

$$Z_{s^+p^-} = z_{s1p2} + z_{s1p4} + z_{s3p2} + z_{s3p4} \quad (4.11)$$

$$Z_{p^-s^-} = z_{p2s2} + z_{p2s4} + z_{p4s2} + z_{p4s4} \quad (4.12)$$

$$Z_{s^+s^+} = z_{s1s1} + z_{s1s3} + z_{s3s1} + z_{s3s3} \quad (4.13)$$

$$Z_{s^-s^+} = z_{s2s1} + z_{s2s3} + z_{s4s1} + z_{s4s3} \quad (4.14)$$

$$Z_{s^+s^-} = z_{s1s2} + z_{s1s4} + z_{s3s2} + z_{s3s4} \quad (4.15)$$

$$Z_{s^-s^-} = z_{s2s2} + z_{s2s4} + z_{s4s2} + z_{s4s4} \quad (4.16)$$

ただし、式 (4.5) ～式 (4.16) における z_{ab} は、クアドラポール音源内のモノポール音源 a からモノポール音源 b までの音響インピーダンスを表す。

式 (4.1) で示した、全音響パワー P_{wt} において、右辺第 2 項の音響インピーダンス Z_{ab} を含む行列部分は、実部 R_{ab} と虚部 X_{ab} に分離して、次式のように展開することができる。

$$\begin{aligned} P_{wt} &= \frac{1}{2} \text{Re} \left[\begin{bmatrix} q_p^* & q_s^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{pp} + jX_{pp} & R_{sp} + jX_{sp} \\ R_{sp} + jX_{sp} & R_{ss} + jX_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_p \\ q_s \end{bmatrix} \right] \\ &= \frac{1}{2} \begin{bmatrix} q_p^* & q_s^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{pp} & R_{sp} \\ R_{sp} & R_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_p \\ q_s \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{2} \left(q_p^* R_{pp} q_p + q_p^* R_{sp} q_s + q_s^* R_{sp} q_p + q_s^* R_{ss} q_s \right) \end{aligned} \quad (4.17)$$

ただし、 R_{pp} は Z_{pp} の実部、 R_{sp} は Z_{sp} の実部であり、 R_{ss} は Z_{ss} の実部である。式 (4.17) より、全音響パワーを最小化するクアドラポール制御音源 s の体積速度は、以下のように導かれる。

$$q_s = -2R_{ss}^{-1} R_{ps} q_p \quad (4.18)$$

4.3.2 ゼロ制御パワー現象の発生条件

クアドラポール騒音源 1 個とクアドラポール制御音源 1 個の場合に、音響パワー最小化制御入力を、制御音源に与えた際に、制御パワーの値がゼロとなるか確認する。全音響パワーを最小化する式 (4.18) に対して、クアドラポール制御音源 s の制御パワ

ー P_{ws} がゼロになることを示すことで、多重極子音源における音響パワー最小化時にゼロ制御パワー現象が発生することを数学的に証明する。クアドラポール制御音源 S の音響パワーは、制御音源 s から発する音響パワーと制御音源 s の音響パワーに対する騒音源 P の影響の和である。したがって、式 (4. 1) から抜粋する形で、制御パワー P_{ws} は、次式のように記述できる。

$$P_{ws} = \frac{1}{2} \text{Re} \left[q_s^* (Z_{ps} q_p + Z_{ss} q_s) \right] \quad (4. 19)$$

次に、上式を展開すると、次式のように記述できる。

$$\begin{aligned} P_{ws} &= \frac{1}{2} \text{Re} \left[q_s^* \left((r_{sp} + jx_{sp}) q_p + (R_{ss} + jx_{ss}) q_s \right) \right] \\ &= \frac{1}{2} \left[q_s^* (r_{sp} q_p + R_{ss} q_s) \right] \end{aligned} \quad (4. 20)$$

ここで、式 (4. 18) の最適制御則を、式 (4. 20) に代入すると、次のように記述できる。

$$\begin{aligned} P_{ws} &= \frac{|q_p|^2}{2} \left[(-R_{ss}^{-1} r_{sp}) (r_{sp} - r_{sp}) \right] \\ &= 0 \end{aligned} \quad (4. 21)$$

上式より、右辺の右項が打ち消され、制御パワー P_{ws} がゼロになることが分かる。式 (4.21) までの理論展開が成立するためには、騒音源 p から制御音源 s と、制御音源 s から騒音源 p までの音響インピーダンスが等しいことが条件となる。Fig. 4. 3 は自由空間を前提にしているため、当該の条件は 2 つ音源をどこに設置しても満たすため、クアドラポール騒音源 1 個に対してクアドラポール制御音源 1 個を用いて音響パワーを最小化しても、制御音源の音響パワーがゼロとなるゼロ制御パワー現象が発生する。

上述の導出過程で示した全音響パワー最小化制御則は、2 つの音源がクアドラポール音源の場合を想定した理論展開である。しかしながら、式 (4. 2) から式 (4. 17) までの内容を修正することで、騒音源と制御音源がモノポール、ダイポールもしくはクアドラポール音源である場合の音響パワー最小化制御則の導出が可能である。一例をあげると、Fig. 4. 3 における騒音源 p がモノポールであった場合、騒音源内部の極性を持った分割音源は p_1 のみである。このとき、式 (4. 5) ～式 (4. 16) における分割音源内部の音響インピーダンスの式は、 p_1 と制御音源内の極性を持った分割音源 $s_1 \sim s_4$ を含む項について検討すれば、モノポール騒音源 1 個に対してクアドラポール制御音源 1 個の最小化制御則が導出可能である。また、式 (4. 17) 以降に、修正はないためモノポール騒音源 1 個に対してクアドラポール制御音源 1 個による音響パワー最小化の場合にも、制御音源の音響パワーがゼロとなるゼロ制御パワー現象が発生する。同様の手順で、騒音源と制御音源がそれぞれモノポール、ダイポールもしくはクアドラポール

音源に変更も可能である。したがって、数学的には騒音源 1 個と制御音源 1 個の音響パワー最小化において、2 音源間の音響インピーダンスが等しければ、2 音源がモノポール、ダイポールもしくはクアドラポール音源のいずれの場合であっても音響パワーを最小化した際に、ゼロ制御パワー現象が発生する。これらの数値シミュレーションにおける解析結果については次節にて記述する。

4.4 多重極子音源による音響パワー最小化の数値解析

4.4.1 抑制対象がモノポール音源の場合

騒音源と制御音源にモノポールあるいは多重極子音源が使用される場合を想定し、全音響パワー最小化時の特性を数値シミュレーションにより明らかにする。はじめに、騒音源がモノポール音源と仮定したとき、制御音源に多重極子音源（ダイポールもしくはクアドラポール音源）を用いた場合における制御効果について検討する。騒音源（図中、左側”◎”で表記）が 100 Hz で駆動するモノポール音源（他のパラメータは Table. 2. 1 に記載）の場合に、制御音源（図中、右側”●”で 2 個もしくは 4 個で表記）にダイポールもしくはクアドラポール音源を用いて、音源中心間距離が 0.1 m とした条件下で音響パワー最小化を行う。モノポール音源を抑制対象とした場合の音響パワー最小化の際に示す解析条件を以下に記述する。

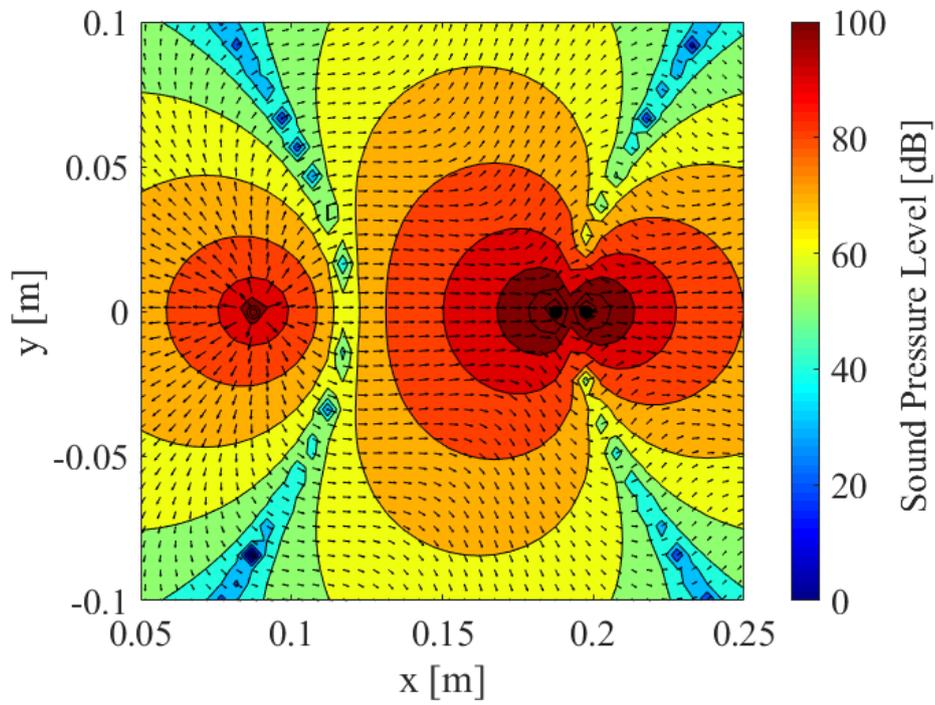
解析条件1-1：騒音源がモノポール，制御音源がダイポール

解析条件1-2：騒音源がモノポール，制御音源がラテラル・クアドラポール

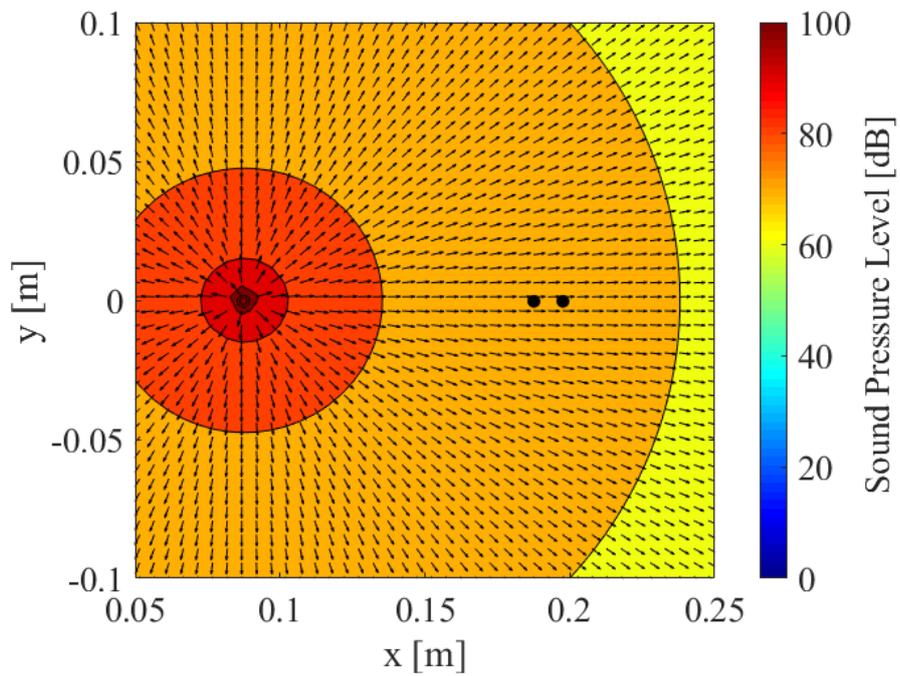
解析条件1-3：騒音源がモノポール，制御音源がロンギチューディナル・クアドラポール

いずれの条件でもモノポール音源を騒音源とした場合において、多重極子音源（初期値は設置角度 $\theta=0^\circ$ ）による全音響パワー最小化制御時に、ゼロ制御パワー現象の発生の有無を数値シミュレーション上で確認し、制御前後の全音響パワーレベルを評価することを主目的とする。本章の数値シミュレーションにおいても、ゼロ制御パワー現象の発生を確認する際には、音響インテンシティ分布を利用する。

Fig. 4. 4 は解析条件 1-1 の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. 4. 4 (a) は、ダイポール制御音源の設置角度 $\theta=0^\circ$ における最適制御時を示す。最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印に着目する。騒音源の近傍ではモノポール音源の中心から放射状に音が放射される。一方で、制御音源の近傍では、ダイポール音源の左側では吹き出し、右側では吸い込みと捉えられる分布ではある。しかしながら、ダイポール音源全体では、左方向から右方向へ、制御音源全体を通過するような音響インテンシティ分布を確認することができる。



(a) With optimal control ($\theta = 0^\circ$)

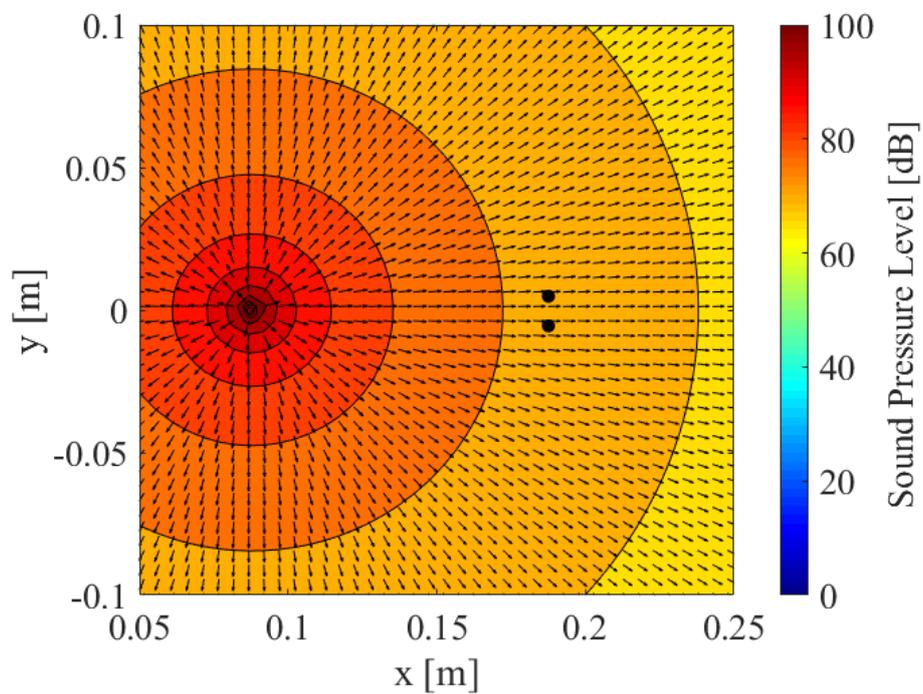


(b) Without control ($\theta = 0^\circ$)

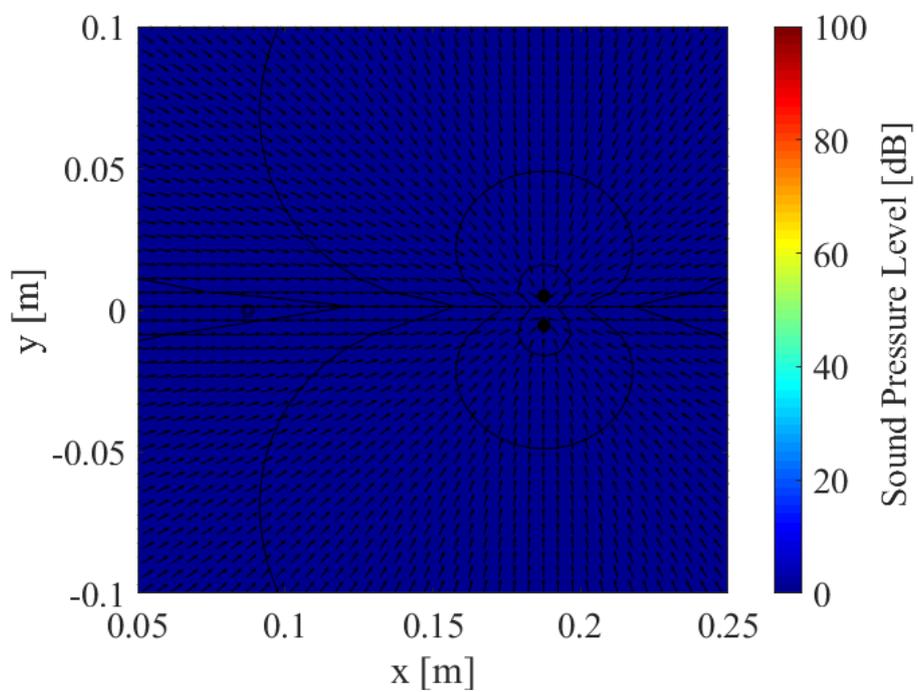
Fig. 4.4 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source is a monopole and the control source is a dipole sound source.

このため、制御音源近傍の音響エネルギーの流れは、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。実際に、制御音源のパワーの合計値は $9.0 \times 10^{-19} \text{ W}$ を示し、ほぼゼロである。また、Fig. 4.4 (b) で示される非制御時の音圧・音響インテンシティ分布と比較すると、音響インテンシティ、音圧分布とともに大きな違いが生じることが明らかである。当該条件における、非制御時と制御後の音響パワーレベルの差は約 45.1 dB であった。次に、制御音源の回転角の影響を考慮する。Fig. 4.5 (a) は、Fig. 4.4 で示した状態から制御音源のダイポール音源の姿勢を 90 度回転させた場合において、全音響パワー最小化を講じた音圧・音響インテンシティレベル分布図である。この場合、モノポール騒音源が設置された点は、ダイポール制御音源によって生じるノードライン（音圧が 0 となる線）上にある。この条件下では、制御音源が駆動されず、制御不能な状態になることが音圧分布より確認できる。実際に、Fig. 4.5 (b) に示される、最適制御時の制御音源のみを駆動させた場合の音圧・音響インテンシティ分布を確認すると、音圧分布を示す等高線はダイポール音源を示す、8 の字状のような音圧分布を示す一方で、音圧レベルは、非制御時の騒音源と比較して非常に小さい値を示すことが分かる。

Fig. 4.6 は、解析条件 1-2 の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. 4.6 (a) は、モノポール騒音源に対して、ラテラル・クアドラポール制御音源の設置角度 $\theta = 0^\circ$ における最適制御時を示す。この場合、モノポール騒音源の設置座標とラテラル・クアドラポール音源の重心の設置座標は同一軸上にあり、4つのモノポール音源の頂点を、結ぶと「+」字型に配置される。最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印に着目する。騒音源の近傍ではモノポール音源の中心から放射状に音が放射される。Fig. 4.6 (a) に示すように、騒音源近傍では音響インテンシティを表す矢印が放射状に広がっている。一方、制御音源の近傍では、矢印は垂直方向に放出され、水平方向に吸収される。放出される矢印と吸収される矢印が釣り合っているため、制御パワーはプラスでもマイナスでもないと判断でき、制御パワーがゼロになるゼロ制御パワー現象が発生する。実際に、制御音源の総制御パワーの合計値は $8.4 \times 10^{-17} \text{ W}$ とゼロに近い値である。しかしながら、ラテラル・クアドラポール音源を構成する 4 つのモノポール音源は、それぞれ異なる正負のパワーを示すため、それらのモノポール音源が個別にゼロ制御パワー現象を示すことはない。このような事象は、円形ピストン音源の個々の要素音源やダイポール制御音源の場合でも同様の状況が確認できた。したがって、多極子音源内の各モノポール音源で、個別にゼロ制御パワー現象は発生しないと考えられる。また、Fig. 4.6 (b) で示される非制御時の音圧・音響インテンシティレベル分布と比較すると、音響インテンシティ、音圧分布とともに大きな違いが生じることが確認できる。当該条件における、非制御時と最小化制御後の音響パワーレベルの差は、約 46.1 dB であった。ラテラル・



(a) With optimal control ($\theta = 90^\circ$)



(b) Only control sound source ($\theta = 90^\circ$)

Fig. 4. 5 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a monopole and the control source is a dipole sound source.

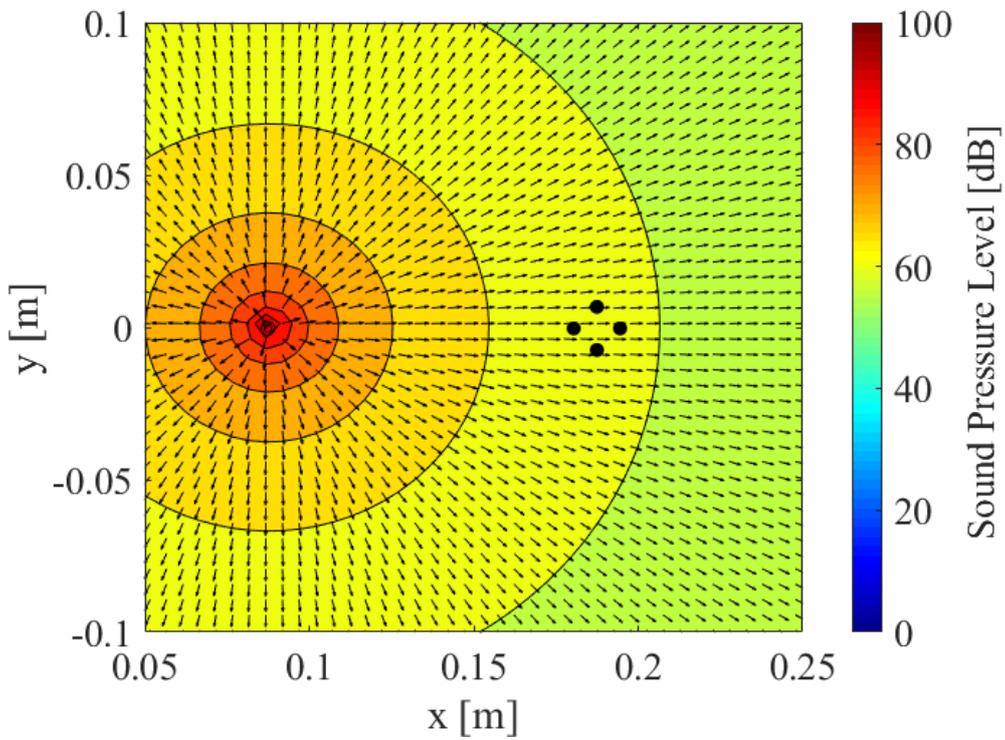
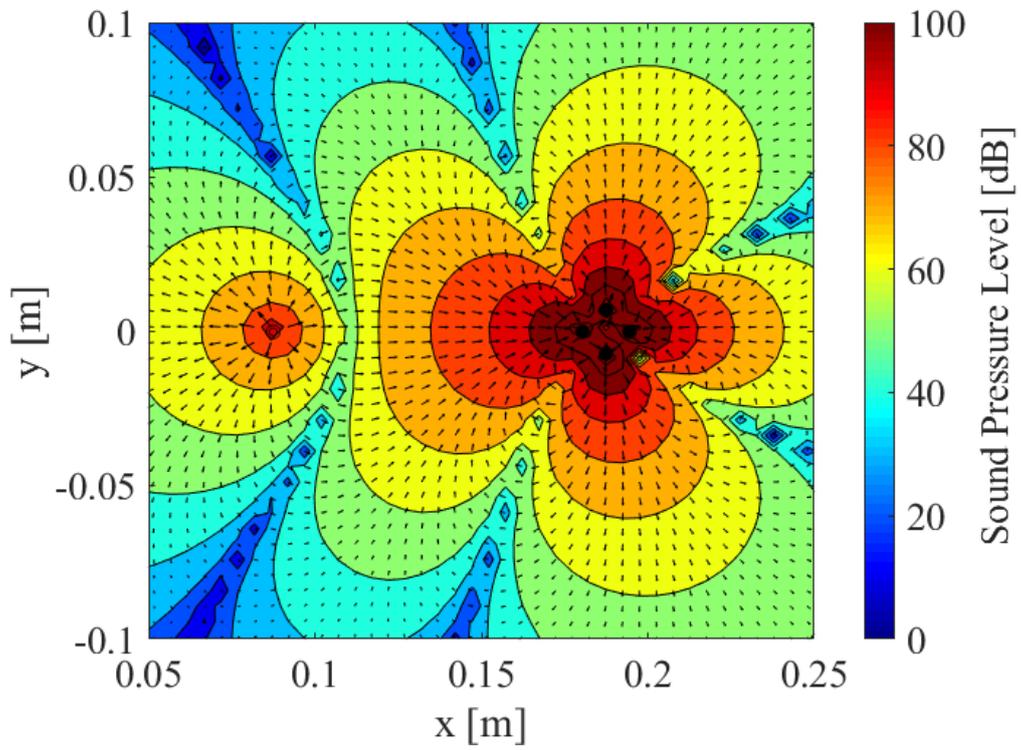
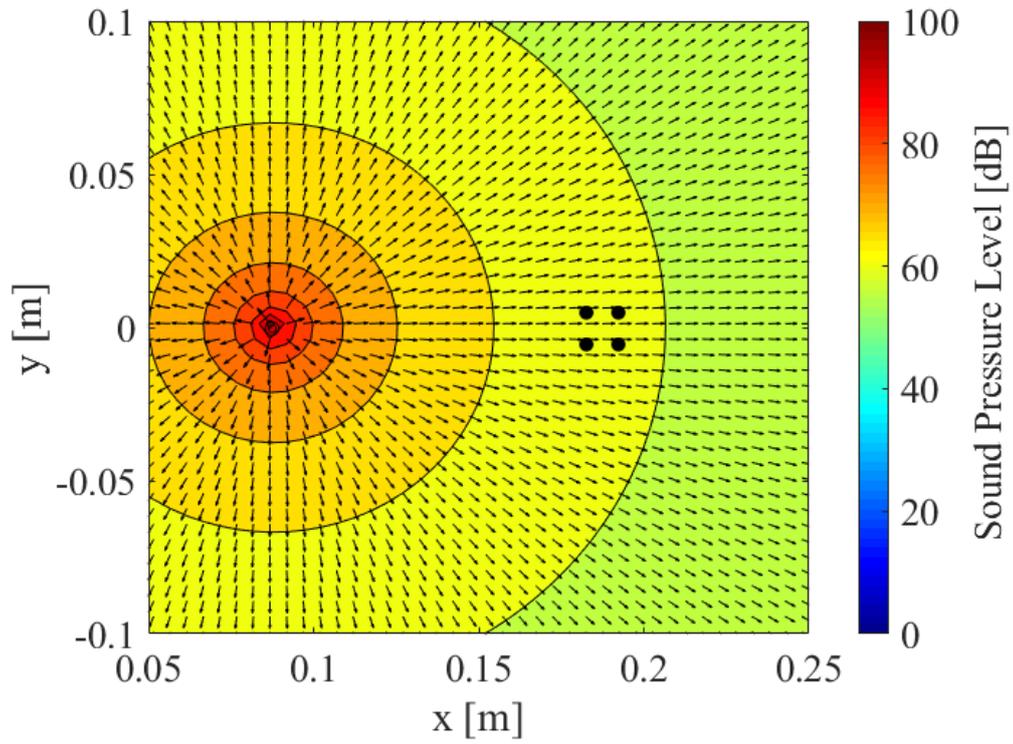


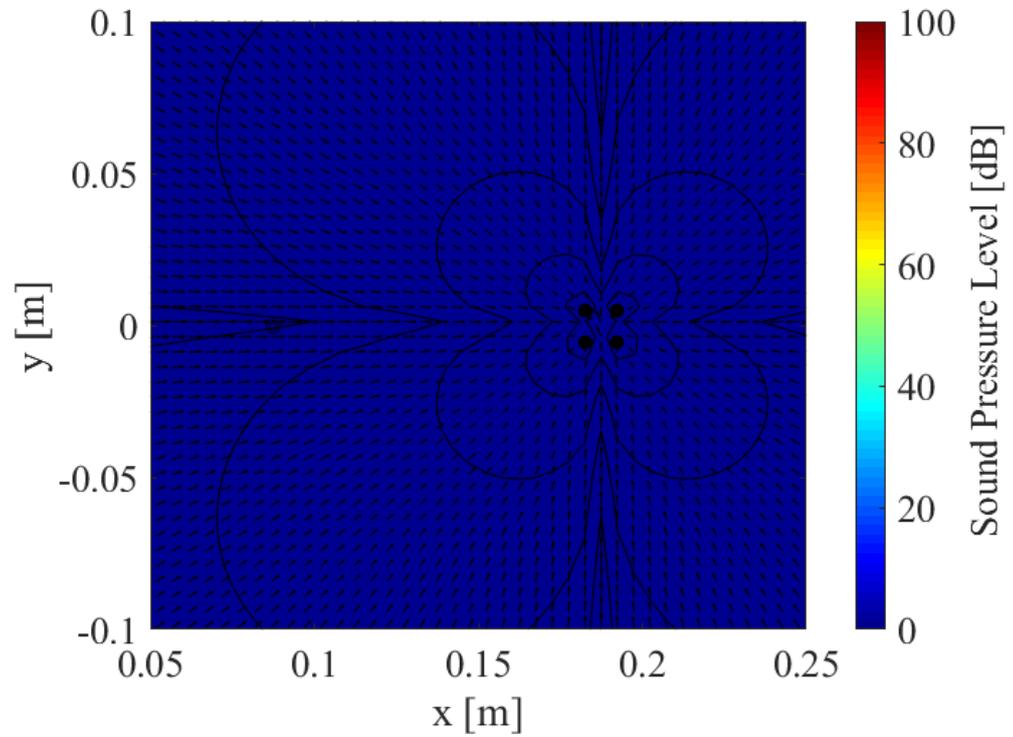
Fig. 4.6 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source is a monopole and the control source is a lateral

クアドラポール制御音源に関しても回転角の影響を考慮する。Fig. 4.7 (a) は、Fig. 4.6 で示した状態からラテラル・クアドラポール音源を 45 度回転させた場合の最適制御時の結果を示す。この場合、ラテラル・クアドラポール音源内の 4 つのモノポール音源の頂点同士を結ぶと、「X」字型に配置されている。Fig. 4.7 (a) に示すように、全音響パワー最小化の結果によって、制御パワーがゼロになる現象は発生するものの、その音圧分布は非制御時の Fig. 4.6 (b) の結果と酷似していることが確認できる。Fig. 4.7 (b) で示す、最適制御時の制御音源のみを駆動させた場合の音圧・音響インテンシティレベル分布より明らかなように、ラテラル・クアドラポール制御音源はほとんど駆動されず、無制御状態となることが確認できる。

Fig. 4.8 は、解析条件 1-3 の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. 4.8 は、モノポール騒音源に対して、ロンギチューディナル・クアドラポール制御音源の設置角度 $\theta=0^\circ$ における最適制御時を示す。この場合、モノポール騒音源の設置座標とロンギチューディナル・クアドラポール音源内部の 4 つのモノポール音源の設置座標は同一軸上にあり、一直線上に配置される。最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印に着目する。Fig. 4.8 に示すように、騒音源近傍では音響インテンシティを表す矢印が放射状に広がっている。一方、制御音源の近傍では、矢印は垂直方向に放出され、水平方向に吸収される。放出される矢印と吸収される矢印が釣り合っているため、制御パワーはプラスでもマイナスでもない判断でき、制御パワーがゼロになるゼロ制御パワー現象が発生する。このような音響インテンシティ分布は、ラテラル・クアドラポール音源と同様である。しかしながら、全体の音圧分布を観察すると、ラテラル・クアドラポール音源の場合と異なる分布であることがわかる。全音響パワーの抑制は、ラテラル・クアドラポール音源の場合よりも悪化する。当該条件における、当該条件における、非制御時と最小化制御後の音響パワーレベルの差は、約 44.0 dB であった。解析条件 1-2 と解析条件 1-3 は、4 つのモノポール音源に同じ制御入力を加えるという意味では同じであるが、クアドラポール音源内の各モノポール音源と音源の中心までの距離が異なるため、解析 1-2 とは根本が異なる。また、4.2.3 で述べたように、ロンギチューディナル・クアドラポールは Fig. 4.8 の設置条件の場合に、上下方向より左右方向に強い指向性を示し、ダイポール音源に近い音圧分布を示す。このような、音源の特性の違いが制御性能に影響すると考えられるが、いずれにしてもクアドラポール音源の中でもラテラル・クアドラポール音源の方が優れた結果を示したことは明らかである。したがって、後節以降でクアドラポール音源を記述する際には基本的にラテラル・クアドラポール音源のことを示す。



(a) With optimal control ($\theta = 45^\circ$)



(b) Only control sound source ($\theta = 45^\circ$)

Fig. 4.7 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a monopole and the control source is a lateral quadrupole.

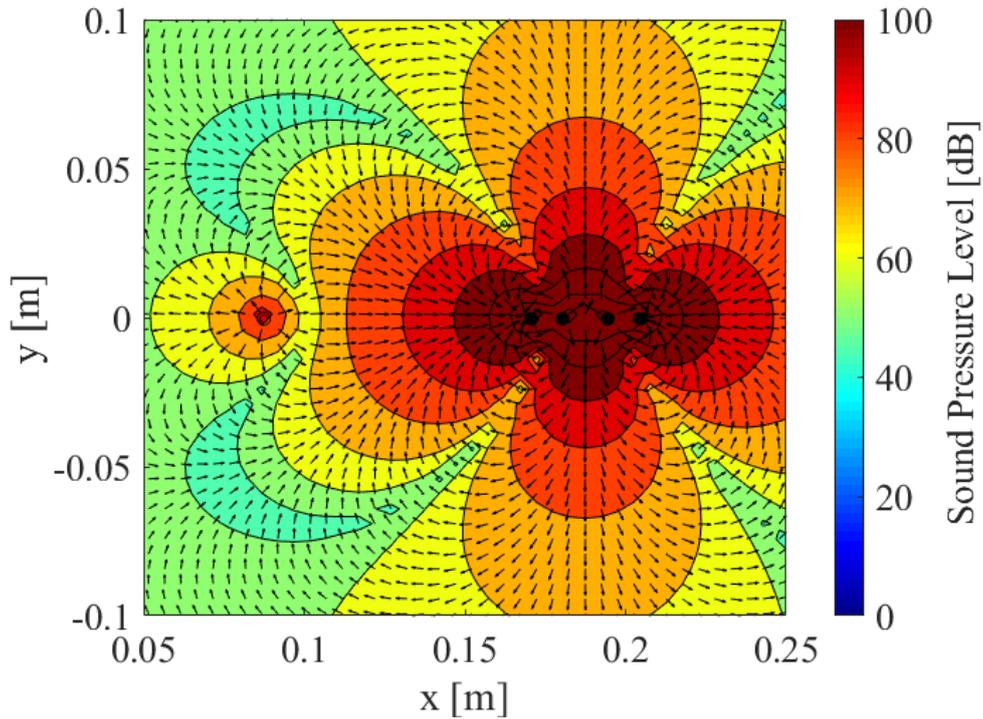


Fig. 4.8 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a monopole and the control source is a longitudinal quadrupole.

4.4.2 抑制対象がダイポール音源の場合

次に、騒音源がダイポール音源の場合に、制御音源にモノポール音源もしくは多重極子音源（ダイポールもしくはクアドラポール音源）を用いた場合における制御効果について検討する。本節においても、騒音源（図中、左側”◎”で表記）が 100 Hz で駆動するダイポール音源の場合に、制御音源（図中、右側”●”で表記）にモノポール音源もしくは多重極子音源を用いて、音源中心間距離が 0.1 m とした条件下で全音響パワー最小化を行う。この際に、ダイポール音源を構成する 2 つのモノポール音源が横軸上に並ぶ設置角度を θ_p とし、このとき初期値 $\theta_p = 0^\circ$ とする。また、制御音源が多重極子音源の場合に、ダイポール音源あるいはクアドラポール音源を構成する 2 つのモノポール音源が横軸上に並ぶ設置角度 θ_s とし、このとき初期値 $\theta_s = 0^\circ$ とする。ダイポール音源を抑制対象とした場合の本節における音響パワー最小化の解析条件を以下に記述する。

解析条件2-1： 騒音源がダイポール，制御音源がモノポール

解析条件2-2： 騒音源がダイポール，制御音源がダイポール

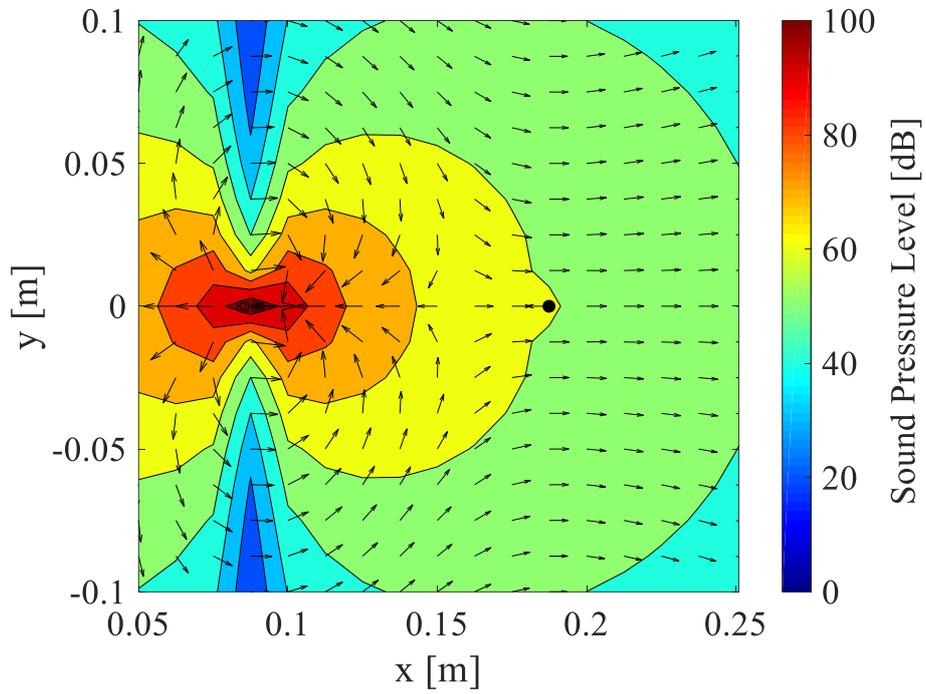
解析条件2-3： 騒音源がダイポール，制御音源がクアドラポール

いずれの条件でもダイポール音源を騒音源とした場合において、全音響パワー最小化制御時に、ゼロ制御パワー現象の発生の有無を数値シミュレーション上で確認し、全音響パワーレベルを評価することを主目的とする。

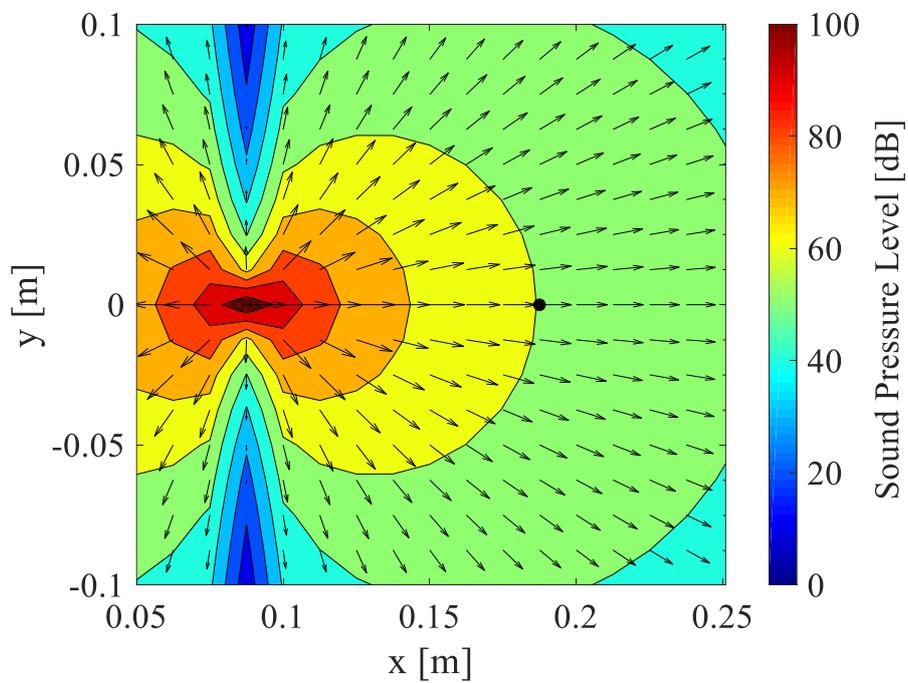
Fig. 4. 9は解析条件 2-1 の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. 4. 9 (a) に示すように、最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではダイポール音源の左側から放射状に放射される一方で、右側の音源に吸い込まれるような分布を示す。制御音源の近傍では、左方向から右方向へ、制御音源上を通過するような音響インテンシティの分布を確認することができる。このため、制御音源近傍の音響エネルギーの流れは、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。実際に、制御音源のパワーの値は $8.6 \times 10^{-19} \text{ W}$ を示し、ほぼゼロである。音圧分布に着目すると、騒音源側ではダイポール音源を示す、無限大記号 (∞) のような音圧分布を示す。しかしながら、制御音源の点付近ではモノポール音源を示すような音圧分布を確認できない。このときの最適制御入力 of の計算結果は騒音源が体積速度 $100 \text{ m}^3/\text{s}$ に対して $9.9 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ であった。つまり、最適制御時において、制御音源の体積速度が騒音源に対して約 10 万分の 1 の大きさであるため、騒音源に大きな影響を与えることはできない。したがって、解析結果は妥当と判断できる。上述の裏付けとして、Fig. 4. 9 (b) で示される非制御時の音圧・音響インテンシティレベル分布と比較する。非制御時において、騒音源から発する音響インテンシティ分布の流れに違いが生じるものの、音圧分布には大きな違いが生じてないことを確認できる。

Fig. 4. 10 は、Fig. 4. 9 で示した状態から騒音源のダイポール音源の姿勢を 90 度回転させた場合において、音響パワー最小化を講じた音圧・音響インテンシティレベル分布である。この場合、モノポール制御音源が設置された点は、ダイポール音源によって生じるノーダルライン（音圧が 0 となる線）上にある。この条件下において、制御音源が駆動されず、制御不能な状態（非制御時と等価）になっていることが音圧分布より確認できる。これらの結果から、ダイポール音源に近似できるような騒音対象に対して、モノポール音源による音響パワー最小化制御を与えた場合においてもゼロ制御パワー現象を確認できる。しかしながら、制御効果がほとんど得られない結果となった。換言すれば、全音響パワー最小化制御のために、モノポール制御音源を駆動させることは非制御時よりさらに悪化するため、入力信号が与えられないということである。したがって、ダイポール音源に代表されるような指向性が高い騒音源に対して十分な抑制効果を得るためには、制御音源側も指向性を持つことが必要とされる可能性がある。

Fig. 4. 11 は解析条件 2-2 の最適制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. 4. 11 (a) は、騒音源の設置角度 θ_p と制御音源の設置角度 θ_c を共に 0 度



(a) With optimal control ($\theta = 0^\circ$)



(b) Without control ($\theta = 0^\circ$)

Fig. 4.9 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source is a dipole and the control source is a monopole.

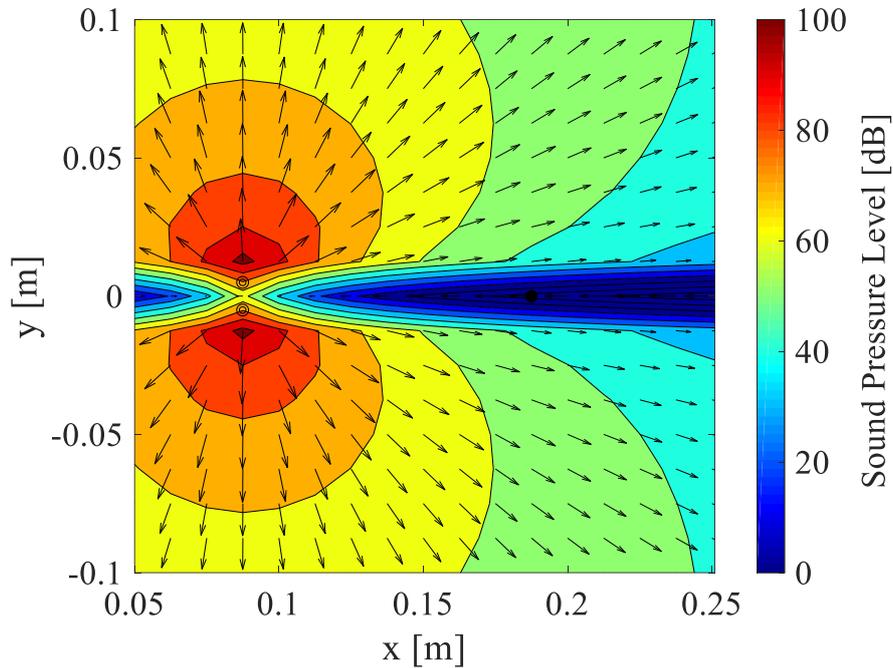
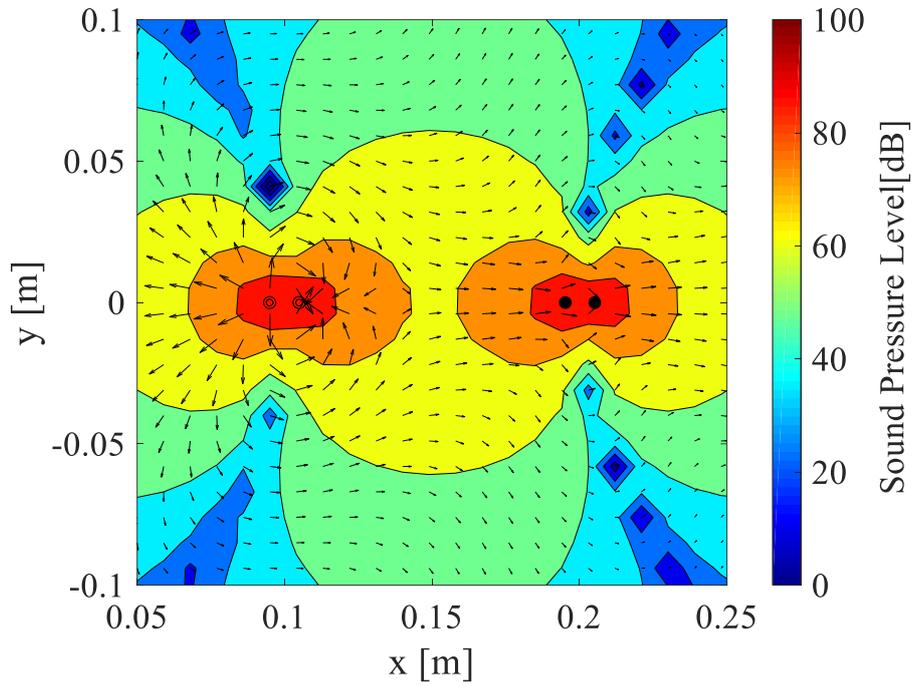
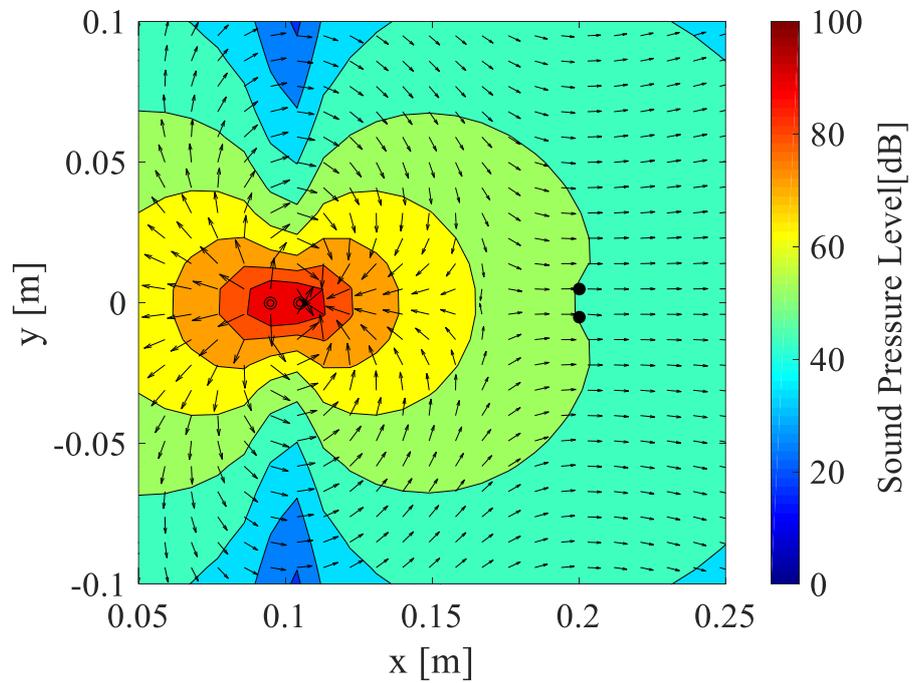


Fig. 4.10 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a dipole and the control source is a monopole ($\theta = 90^\circ$)

で設置した場合の条件である。音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではダイポール音源の左側から放射状に放射される一方で、右側の音源に吸い込まれるような分布を示す。制御音源の近傍に着目すると、ダイポール内のモノポール単独では吸い込みや吹き出しが発生している。モノポール 1 個あたりの音響パワーを計算すると、それぞれで符号が異なる数値を示した。しかしながら、ダイポール全体では騒音源の方向から、制御音源上を通過するような音響インテンシティの分布と判断できる。したがって、各音源内のモノポール音源個々ではゼロ制御パワーを示さないが、制御音源全体のエネルギーの収支がゼロとなりゼロ制御パワー現象が発生する。実際に、制御パワーは $7.8 \times 10^{-19} \text{ W}$ である。また、制御音源にダイポール音源を用いたことで、音圧分布でも 2 音源の干渉を確認できる。このときの解析条件では、非制御時と最適制御の音響パワーレベルの差は約 38.9 dB であった。Fig. 4.9 (b) で示す非制御時の音圧・音響インテンシティレベル分布と比較すると、ダイポール制御音源を使用した場合に、解析範囲内の音圧レベルが全体的に低下することが確認できる。また、Fig. 4.11 (b) は、Fig. 4.11 (a) で示した状態から、制御音源のダイポール音源の姿勢を 90 度回転させた場合において、音響パワー最小化を講じた際の音圧・音響インテンシティレベル分布である。このとき、音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではダイポール音源の左側から放射状に放射される一方で、右側の音源に吸い込まれるような分布を示す。制御音源の近傍では、左方向から右方向へ、制御音源上を通過する



(a) With optimal control ($\theta_p = 0^\circ$, $\theta_s = 0^\circ$)

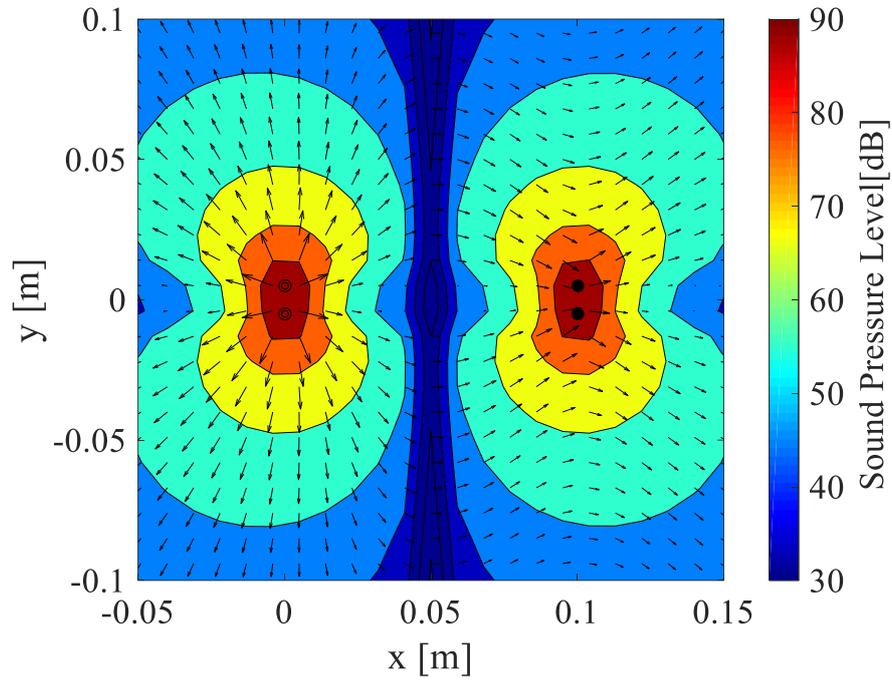


(b) With optimal control ($\theta_p = 0^\circ$, $\theta_s = 90^\circ$)

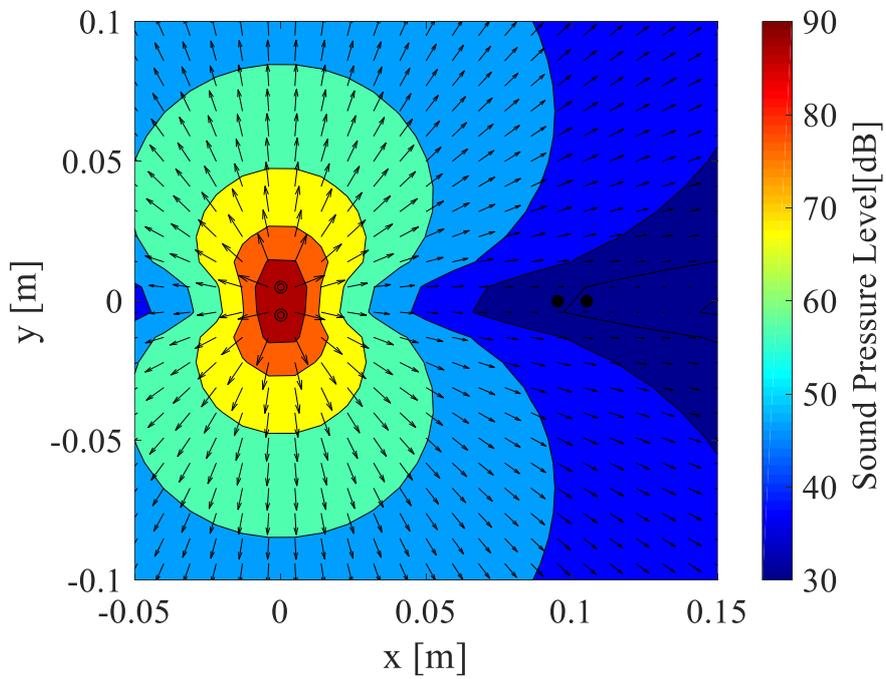
Fig. 4. 11 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a dipole and the control source is a dipole.

音響インテンシティの分布を確認することができる。制御パワーの値は $8.6 \times 10^{-19} \text{ W}$ を示し、ほぼゼロである。これらの結果、当該の条件でもゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。しかしながら、音圧分布に着目すると、騒音源側ではダイポール音源を示す、無限大記号 (∞) のような音圧分布を示す一方で、制御音源側ではダイポール音源を示すような音圧分布を確認できない。このときの最適制御入力の本積速度の値は騒音源に対し、限りなく 0 に近い値であった。Fig. 4. 11 (b) は、ダイポール騒音源の 2 つのモノポール音源が設置された直線上に、ダイポール制御音源によって生じるノーダルラインと一致する設置条件である。仮に、制御音源を駆動させた場合でも、騒音源のダイポール音源によって生じる音圧分布に影響を与えることができないため、このような制御音源が駆動しない結果となったといえる。

Fig. 4. 12 は、Fig. 4. 11 (a) で示した状態から騒音源と制御音源のダイポール音源の姿勢を共に 90 度回転させた場合において、音響パワー最小化を講じた音圧・音響インテンシティ分布である。最適制御時には音響インテンシティを表す矢印に着目する。Fig. 4. 12 (a) に示すように、最適制御時には音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではダイポール音源の上下方向に、それぞれ吹き出し、音源中心と直交する線上では音の方向性が確認できない。制御音源の近傍では、騒音源の上下それぞれ方向から伸びてきた矢印が、制御音源上下それぞれのモノポール音源の上を左方向から右方向へ通過するような音響インテンシティの分布を確認することができる。このため、制御音源近傍の音響エネルギーの流れは、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。実際に、制御音源のパワーの値は $8.6 \times 10^{-19} \text{ W}$ を示し、ほぼゼロである。音圧分布に着目すると、騒音源と制御音源それぞれでダイポール音源を示す、8 の字状の音圧分布を示す。本条件では、騒音源の作り出すノーダルライン上に制御音源が位置しているが、ノーダルラインを境に上側と下側それぞれ独立し 2 つの音源同士が位相干渉し、抑制効果を得られたと考えられる。当該条件における、非制御時と最小化制御後の音響パワーレベルの差は、約 38.9 dB であった。また、Fig. 4. 12 (b) は、Fig. 4. 12 (a) で示した状態から、制御音源のダイポール音源の姿勢を 90 度逆回転させた場合において、音響パワー最小化を講じた音圧・音響インテンシティ分布である。このとき、音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではダイポール音源の上下方向に、それぞれ吹き出す一方で、制御音源の近傍では、左方向から右方向へ、制御音源上を通過するような音響インテンシティの分布を確認することができる。制御音源のパワーの値は $8.6 \times 10^{-19} \text{ W}$ を示し、ほぼゼロである。これらの結果からは、当該の条件でもゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。しかしながら、音圧分布に着目すると、騒音源側ではダイポール音源を示す、8 の字状の音圧分布を示す一方で、制御音源側ではダイポール音源を示すような音圧分布を確認できない。このときの制御入力の本積速度の



(a) With optimal control ($\theta_p = 90^\circ$, $\theta_s = 90^\circ$)



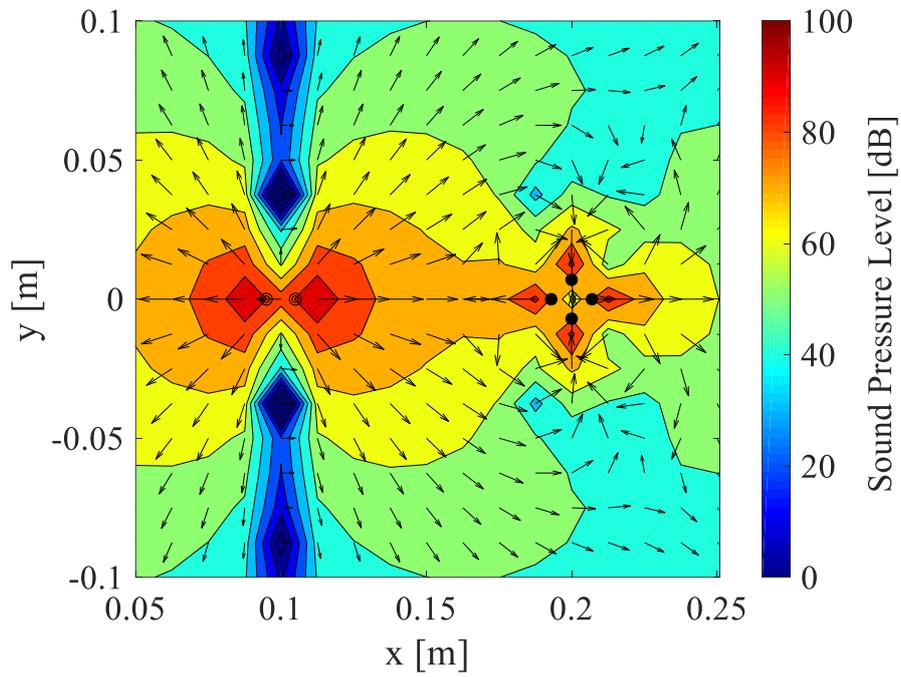
(b) With optimal control ($\theta_p = 90^\circ$, $\theta_s = 0^\circ$)

Fig. 4.12 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a dipole and the control source is a dipole.

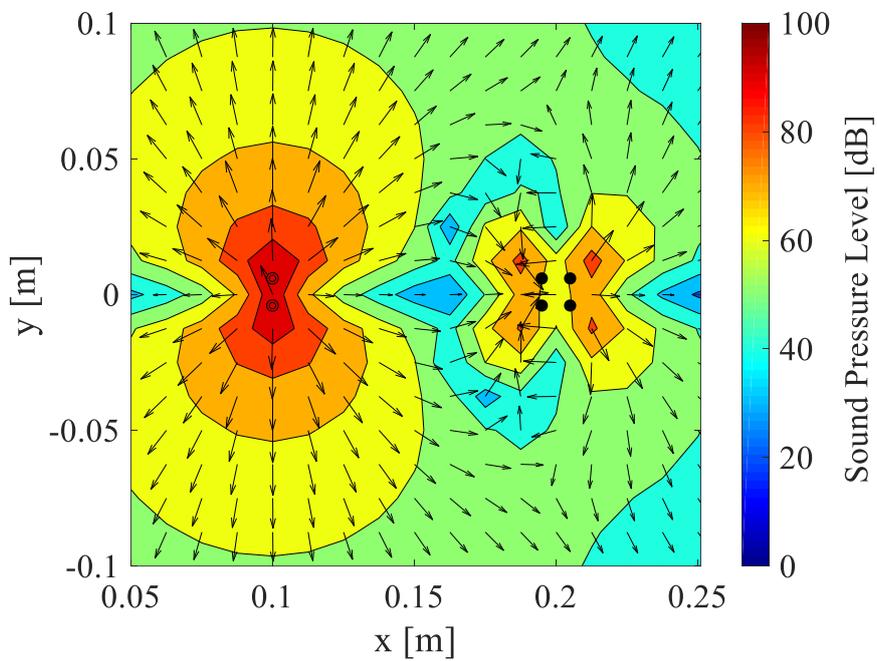
値は騒音源に対し、限りなく 0 に近い値であった。Fig. 4.12 (b) は、ダイポール騒音源によって生じる音圧が 0 となるノーダルライン上に、制御音源のモノポール双方が設置されているため制御音源は駆動しない。Fig. 4.11 (b) で示した、ダイポール騒音源の回転角を 0 度に対し、制御音源のダイポール音源の回転角を 90 度とした場合についても制御効果を得られなかった結果を踏まえると、2つの多重極子音源のノーダルラインが直交するような配置の場合には、音響パワーを最小化しても制御音源が駆動されず、無制御状態と等価と考えられる。制御音源が駆動されないため、当然ながら制御音源のパワーが 0 になり、音響インテンシティ分布も見た目の上では音源付近を通過するようなゼロ制御パワー現象と同じ分布を示したと考えられる。

Fig. 4.13 は解析条件 2-3 の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. 4.13 (a) は、ダイポール騒音源の 2 つのモノポール音源を x 軸上に設置し、音圧分布が無限大記号 (∞) 状となるように配置した。また、クアドラポール制御音源の 4 つのモノポール音源の頂点を結ぶと「+」字型となるよう配置し、4 つのうち 2 つのモノポール音源がダイポール音源と同じ軸上となるように設置した。最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではダイポール音源の左右それぞれ吹き出す。一方で、制御音源の近傍では、矢印は垂直方向に吸収され、水平方向に放出される。放出される矢印と吸収される矢印が釣り合っているため、制御パワーがゼロになるゼロ制御パワー現象が発生する。実際に、制御音源の総制御パワーの合計値は $8.4 \times 10^{-17} \text{ W}$ とゼロに近い値である。また、制御音源にクアドラポール音源を用いた場合においても、2音源の干渉を確認できる。このときの解析条件では、非制御前と最適制御の音響パワーレベルの差は 42.4 dB であり、解析条件 2-2 のケースより制御効果が 3.5 dB 上回った。また、クアドラポール音源の場合は、回転角度 45 度ごとにノーダルラインが直交する。Fig. 4.13 (a) の制御音源の設置角度を 45 度回転させると、制御音源を駆動させない状態が最適値であるため、制御入力は限りなく 0 に近い値が算出される。そのため、当該条件の音圧および音響インテンシティレベル分布はとしては Fig. 4.9 と同様の傾向となる。

Fig. 4.13 (b) は、ダイポール騒音源の 2 つのモノポール音源を y 軸と平行に設置し、音圧分布が 8 の字状となるように配置した。また、クアドラポール制御音源の 4 つのモノポール音源の頂点を結ぶと「X」字型となるよう配置する。このとき、クアドラポール音源内のモノポール音源 4 つのうち 2 つのモノポール音源は、それぞれ上下でダイポール音源と同じ軸上となるように設置した。最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印に着目する。騒音源の近傍ではダイポール音源の上下方向に、それぞれ吹き出す。一方で、制御音源の近傍では、騒音源の上下それぞれ方向から伸びてきた矢印が、制御音源の上下それぞれにおいてモノポール音源の左方向では吸収され、右方向では放出される。放出される矢印と吸収される矢印が釣り合っているため、制御パワーはプラスでもマイナスでもない判断できない。したがって、音響インテ



(a) With optimal control ($\theta_p = 0^\circ$, $\theta_s = 0^\circ$)



(b) With optimal control ($\theta_p = 90^\circ$, $\theta_s = 90^\circ$)

Fig. 4.13 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a dipole and the control source is a lateral quadrupole.

ンシティの分布は、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象の発生といえる状態である。実際に制御パワーの値は $2.6 \times 10^{-16} \text{ W}$ を示し、ほぼゼロである。音圧分布に着目すると、騒音源と制御音源それぞれでダイポール音源を示す、8の字状とクローバー状の音圧分布を示す。本条件では、騒音源の作り出すノーダルライン上に制御音源の重心が位置しているが、ノーダルラインを境に上側と下側それぞれ独立し2つの音源同士が位相干渉し、音響パワーレベルの低減が可能であったと考えられる。また、Fig. 4.13 (a)と同様にFig. 4.13 (b)の制御音源の設置角度を45度回転させると、制御音源を駆動させない状態が最適値であるため、制御入力は0に限りなく近い値が算出される。

以上より、制御対象がダイポール音源の場合に、制御音源にモノポール音源を設置した場合ではどのような位置であっても、音響パワーレベルの低減にはつながらなかった。また、ダイポール音源の音響パワーレベルの低減のためには、同等のダイポール音源あるいはクアドラポール音源による制御が有効であった。特に、クアドラポール音源を採用した場合に、より良い制御効果を確認できた。しかしながら、ダイポール音源を用いる場合に、騒音源あるいは制御音源によって生じるノーダルライン上に音源の重心が設置される場合において、制御効果を得られないことが明らかとなった。

4.4.3 抑制対象がクアドラポール音源の場合

次に、騒音源がクアドラポール音源と仮定したとき、制御音源にモノポール音源もしくは多重極子音源（ダイポールもしくはクアドラポール音源）を用いた場合における制御効果について検討する。4.3.1の検討結果より、本節の騒音抑制対象のクアドラポール音源の種類は、ラテラル・クアドラポールとする。騒音源(図中、左側“◎”で表記)が100 Hzで駆動するクアドラポール音源の場合に、制御音源(図中、右側“●”で表記)にモノポール音源もしくは多重極子音源を用いて、音源中心間距離が0.1 mとした条件下で音響パワー最小化を行う。この際に、クアドラポール騒音源を構成する4つのモノポール音源の頂点を結ぶと「+」字型となるよう配置した設置角度を θ_p とし、このとき初期値 $\theta_p = 0^\circ$ とする。また、制御音源が多重極子音源の場合に、ダイポール音源あるいはクアドラポール音源を構成する2つのモノポール音源が横軸上に並ぶ設置角度 θ_s とし、このとき初期値 $\theta_s = 0^\circ$ とする。以上を踏まえて、クアドラポール音源を抑制対象とした場合の本節における音響パワー最小化の解析条件を以下に記述する。

解析条件3-1：騒音源がクアドラポール、制御音源がモノポール

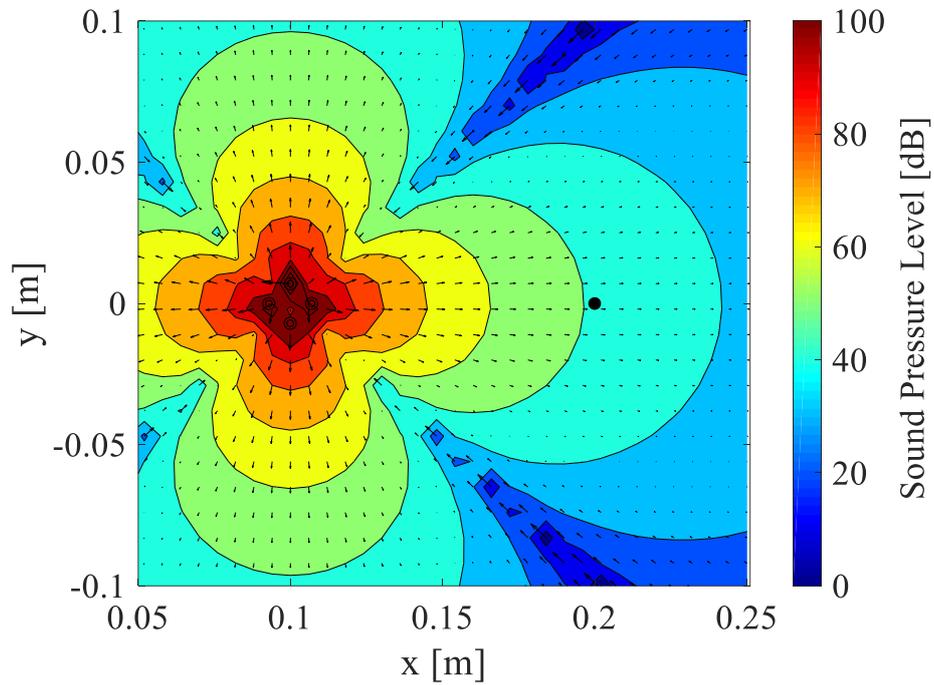
解析条件3-2：騒音源がクアドラポール、制御音源がダイポール

解析条件3-3：騒音源と制御音源が、共にクアドラポール

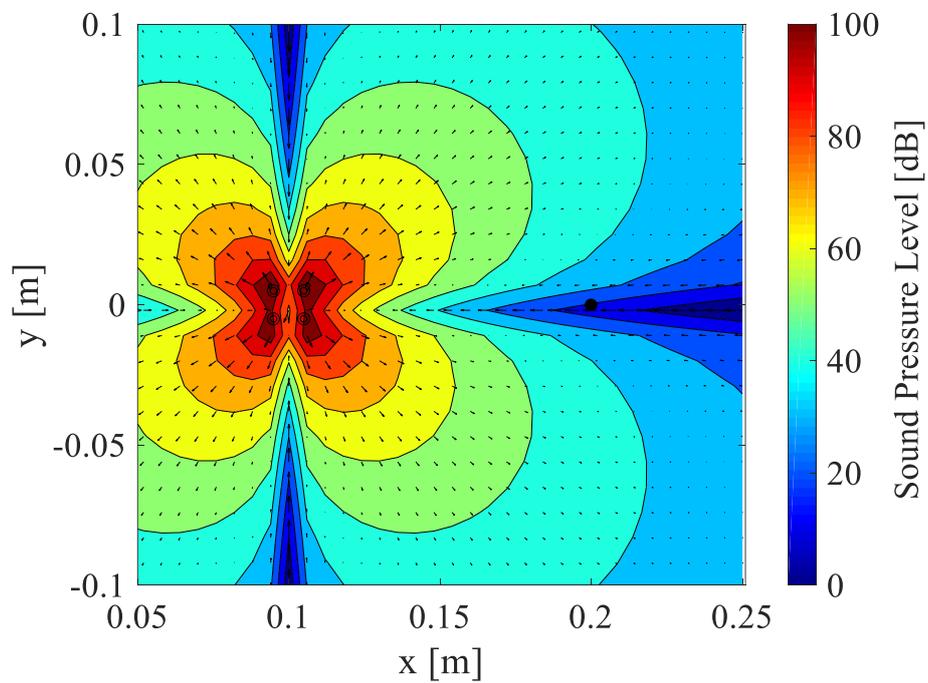
いずれの条件でもクアドラポール音源を制御対象とした場合において、全音響パワー最小化制御時に、ゼロ制御パワー現象が発生の有無を数値シミュレーション上で確認し、全音響パワーレベルを評価することを主目的とする。

Fig. 4.14は解析条件3-1の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印に着目する。Fig. 4.14 (a)に示すように、最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではクアドラポール音源内の各モノポール音源から放射状に放射され、直交するノードライン上では吸い込みのインテンシティの流れが確認できる。一方で、制御音源の近傍では、右方向から左方向へ、制御音源上を通過するような音響インテンシティの分布を確認することができる。音圧分布に着目すると、騒音源側ではクアドラポール音源を示す、十字型のような音圧分布を示す。しかしながら、制御音源の点付近ではモノポール音源を示すような音圧分布を確認できない。このときの最適制御入力の計算結果は騒音源の体積速度 $100 \text{ m}^3/\text{s}$ に対して $0.7 \times 10^{-17} \text{ m}^3/\text{s}$ であった。本解析プログラムの浮動小数点演算の丸めによる相対近似誤差の上限は 10^{-16} であるため、制御音源の体積速度が騒音源に対してほとんど 0 に近い値である。制御音源に入力がほとんどない以上、非制御と同様であるため、音響インテンシティ分布も通過するような分布を示したと判断できる。次に、Fig. 4.14 (b)は、Fig. 4.14 (a)で示した状態から騒音源のクアドラポール音源の姿勢を 45 度回転させた場合における、音響パワー最小化を講じた音圧・音響インテンシティレベル分布である。この場合、モノポール制御音源が設置された点は、クアドラポール音源によって生じるノードライン（音圧が 0 となる線）上にある。この条件下において、最適制御入力の計算結果は、 $0.4 \times 10^{-17} \text{ m}^3/\text{s}$ とほとんど 0 に近い値で駆動されず、制御不能な状態（非制御時と等価状態）になっていることが音圧分布より確認できる。

上述のような結果は、クアドラポール音源の姿勢に関わらず、制御音源を他のいかなる座標に設置した場合でも同様の結果であった。したがって、モノポール制御音源を駆動させ、クアドラポール騒音源を音響パワー最小化制御則に抑制することはできない。前節の解析条件2-1において、ダイポール音源に近似できるような騒音対象に対して、モノポール音源による音響パワー最小化制御を与えた場合においても、計算された最適制御入力は非常に小さい値で、制御効果がほとんど得られない結果であった。ダイポール音源の結果を含めて、多重極子音源に対して、モノポール音源による音響パワー制御は不可能であり、モノポール制御音源を駆動させることによって非制御時より、音場全体の音響パワーレベル値がさらに悪化するため、入力信号が与えられないということが考えられる。すなわち、空力騒音が制御対象である場合、制御音源で用意する音源はモノポール音源や通常のピストン音源等では抑制出来ないことが数値シミュレーションより明らかになった。



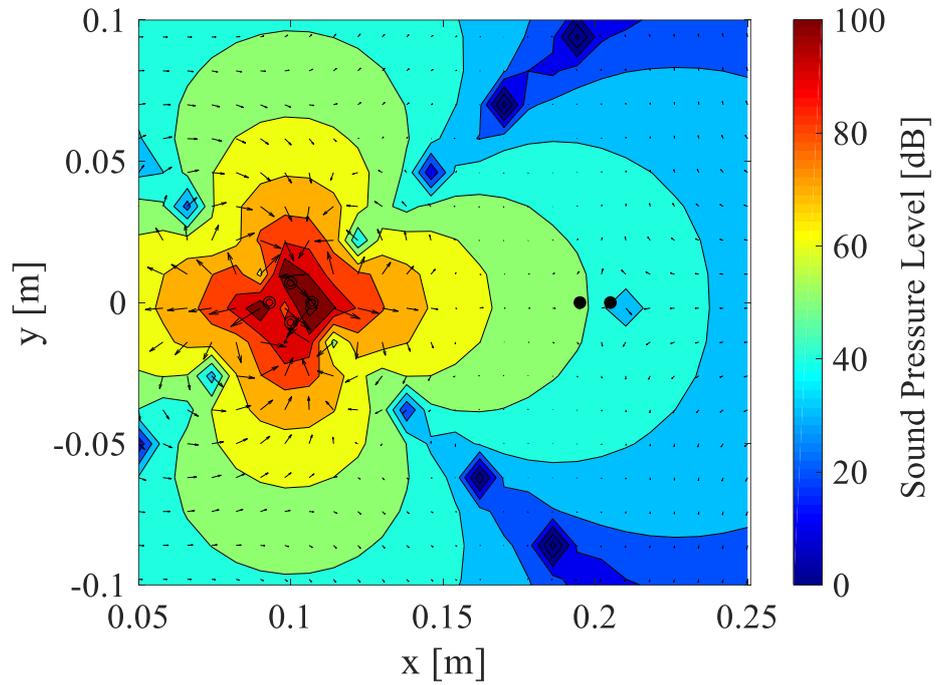
(a) With optimal control ($\theta = 0^\circ$)



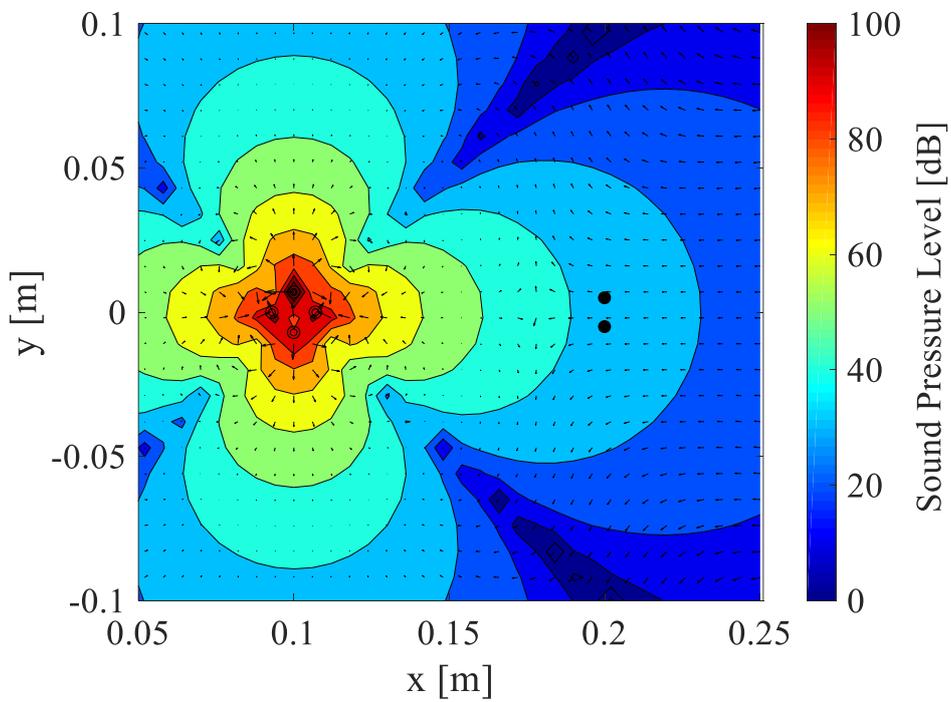
(b) With optimal control ($\theta = 45^\circ$)

Fig. 4. 14 Distribution of sound pressure levels without optimal control when the primary source is a lateral quadrupole and the control source is a monopole.

Fig. 4.15は解析条件3-2の最適制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. 4.15 (a)は、騒音源と制御音源を共に0度で設置した場合の条件である。このとき、クアドラポール音源のx軸上の2音源とダイポールが一直線上で設置される。音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではクアドラポール音源の左右側から放射状に放射される一方で、上下側の音源に吸い込まれるような分布を示す。また、非制御時のクアドラポール騒音源の音圧・音響インテンシティ分布と等価であるFig. 4.14 (a)と比較すると、ノードライン上で音源へ吸い込みを示すような矢印の流れは確認できない。そのため、少なからず制御音源の影響を受けたことが確認できる。次に、制御音源の近傍に着目すると、音響インテンシティを示す矢印が、ダイポールの左右から音源中心に向かい、音源の上下に抜けるような傾向を確認できる。制御音源のダイポール全体では、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象のインテンシティ分布といえる。実際に、制御パワーの値は $8.6 \times 10^{-19} \text{ W}$ と計算されほぼゼロに近い値であった。音圧分布に着目すると、制御音源にダイポール音源を用いた場合に、ダイポール音源付近で音圧分布に変動が生じており、2つの音源の干渉自体は確認できる。しかしながら、全体的な音圧分布は非制御時と大きく変わらないことがFig. 4.14 (a)との比較より確認できる。実際に、このときの解析条件では、非制御時と最適制御時の、音響パワーレベルの差は0.03 dBと微小な変化量であった。このときの最適制御入力の計算結果は騒音源が体積速度 $100 \text{ m}^3/\text{s}$ に対して $0.06 \text{ m}^3/\text{s}$ であった。最適制御時において、制御音源の体積速度がおも騒音源に対して約1500分の1の大きさであるため、騒音源に大きな影響を与えることはできないため、計算結果としては妥当と判断できる。当該の設置条件における結果の要因として、ダイポール制御音源が指向性を持つ方向に騒音源によって生じる音圧分布の左右方向のみにしか影響を与えられないため、騒音源の音響パワーを効果的に制御できないことが考えられる。Fig. 4.15 (b)は、Fig. 4.14 (a)で示した状態から、右側のダイポール音源の回転角を90度回転させた場合において、音響パワー最小化を講じた音圧・音響インテンシティ分布である。このとき、クアドラポール音源のy軸と平行に位置する2音源とダイポールが同じ姿勢で設置される。当該条件では、クアドラポール音源の持つ4方向の指向性のうち2方向と同じ姿勢を持つ配置にも関わらず、ダイポール音源はほとんど駆動されず、音響パワーレベル値は非制御時の値と一致した。このときの最適制御入力の計算結果は騒音源が体積速度 $100 \text{ m}^3/\text{s}$ に対して $1.9 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ であった。最適制御時の、制御音源の体積速度が騒音源に対して約527万の1の大きさであるため、騒音源に大きな影響を与えることはできず、計算結果としては妥当と判断できる。制御入力の値も非常に小さい値であるため、制御結果が得られなかった。当該の設置条件における結果の要因として、ダイポール制御音源が指向性を持つ方向に騒音源によって生じる音圧分布の右側のみにしか影響を与えられないため、騒音源



(a) With optimal control ($\theta_p = 0^\circ$, $\theta_s = 0^\circ$)



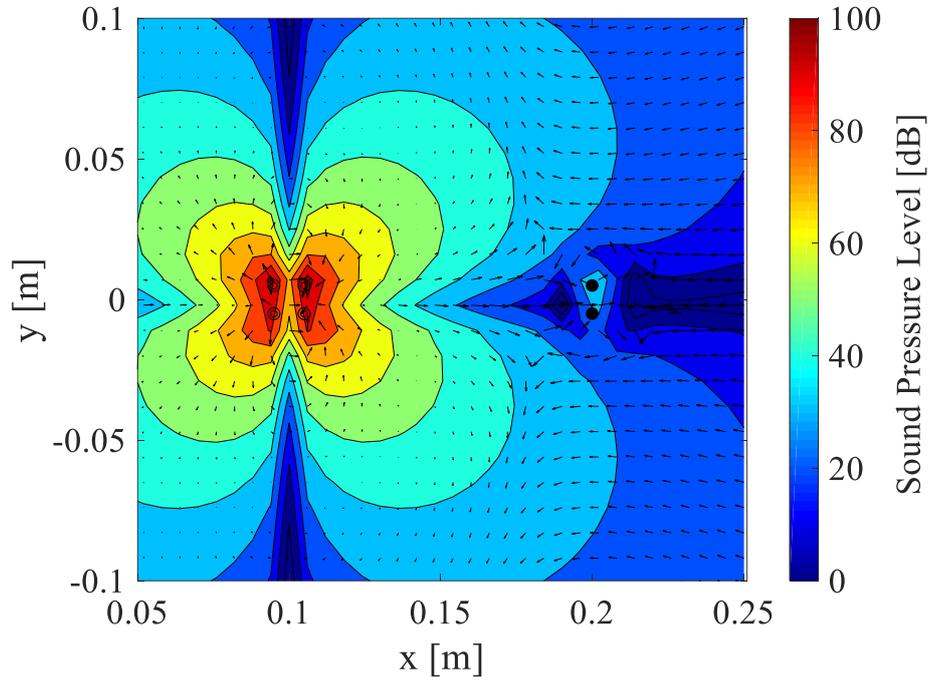
(b) With optimal control ($\theta_p = 0^\circ$, $\theta_s = 90^\circ$)

Fig. 4. 15 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a lateral quadrupole and the control source is a dipole.

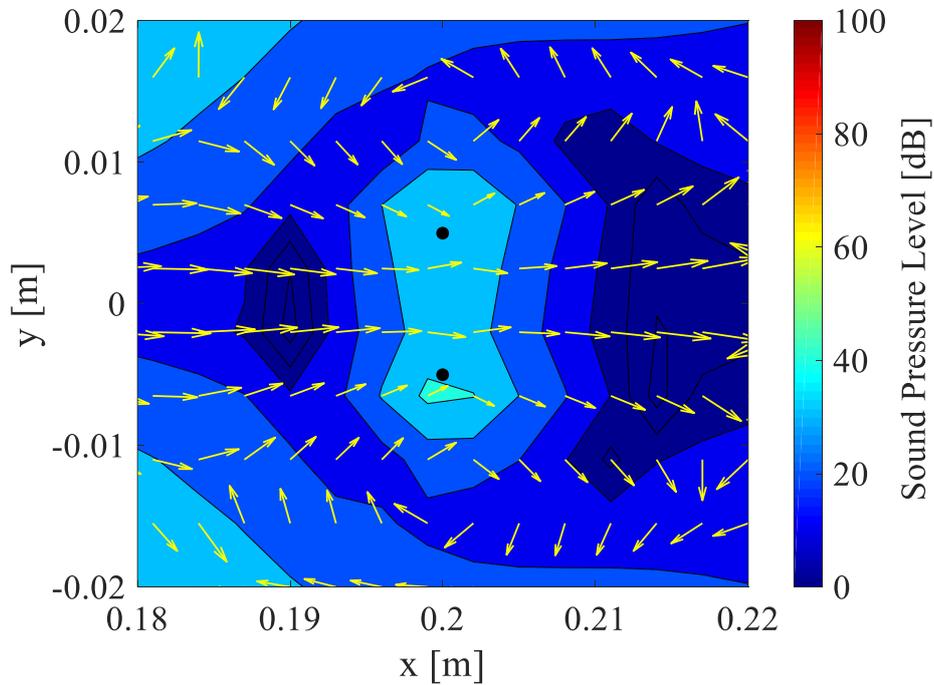
の音響パワーを効果的に制御できないことが考えられる。

Fig. 4.16 (a) は解析条件 3-2 において、騒音源を右に 45 度回転、制御音源を右に 90 度回転し、設置した場合における最適制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。また、Fig. 4.16 (b) は最適制御時において、制御音源近傍の音圧および音響インテンシティ分布を拡大した図である。本解析条件では、クアドラポール音源の上下 2 音源とダイポール音源の上下の各音源は一直線上で設置される。最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印に着目する。Fig. 4.16 (a) より、音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではクアドラポール音源の左側の 2 音源から放射状に放射される一方で、右側の 2 音源に吸い込まれるような分布を示す。騒音源全体としては制御音源の方向へ向かう流れが確認できる。また、制御音源近傍ではダイポール音源上を通過するような音響インテンシティの流れを確認できる。制御音源のダイポール全体では、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象のインテンシティ分布といえる。実際に、制御パワーの値は 6.6×10^{-21} W と計算され、ほぼゼロに近い値であった。音圧分布に着目すると、ダイポール音源付近で音圧分布に変動が生じており、2つの音源の干渉は確認できる。しかしながら、全体的にはクアドラポール音源によって生じる音圧分布の形状が崩れていないことが確認できる。本解析条件では、非制御前と最適制御の、音響パワーレベルの差は 0.05 dB と微小な変化量であった。このときの最適制御入力の実計算結果は騒音源が体積速度 $100 \text{ m}^3/\text{s}$ に対して $0.07 \text{ m}^3/\text{s}$ であった。最適制御時において、制御音源の体積速度が騒音源に対して約 1400 分の 1 の大きさであるため、騒音源に大きな影響を与えることはできないため、計算結果としては妥当と判断できる。当該設置条件における結果の要因として、ダイポール制御音源が指向性を持つ方向に騒音源が生み出す音圧分布の右側方向のみにだけ影響を与えられないため、騒音源の音響パワーを効果的に制御できないことが考えられる。

Fig. 4.17 は、解析条件 3-2 において、騒音源を右に 45 度回転した場合に最適制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。このとき、クアドラポール音源の生み出す、 x 軸方向のノーダルラインにダイポール音源が設置される。この条件下において、最適制御入力の計算結果は 0 となり、制御音源は駆動されず、制御不能な状態（非制御時と等価）となった。制御音源が駆動されないため、当然ながら制御音源のパワーが 0 になり、音響インテンシティ分布も見た目の上では音源付近を通過するようなゼロ制御パワー現象と同じ分布を示した。当該の設置条件における結果の要因として、ダイポール制御音源が指向性を持つ方向は、騒音源が音圧を 0 とする線上であるため、制御音源を駆動させることが、非制御時よりも悪化するためと考えられる。



(a) With optimal control ($\theta_p = 45^\circ$, $\theta_s = 90^\circ$)



(b) A point view with optimal control ($\theta_p = 45^\circ$, $\theta_s = 90^\circ$)

Fig. 4. 16 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a lateral quadrupole and the control source is a dipole.

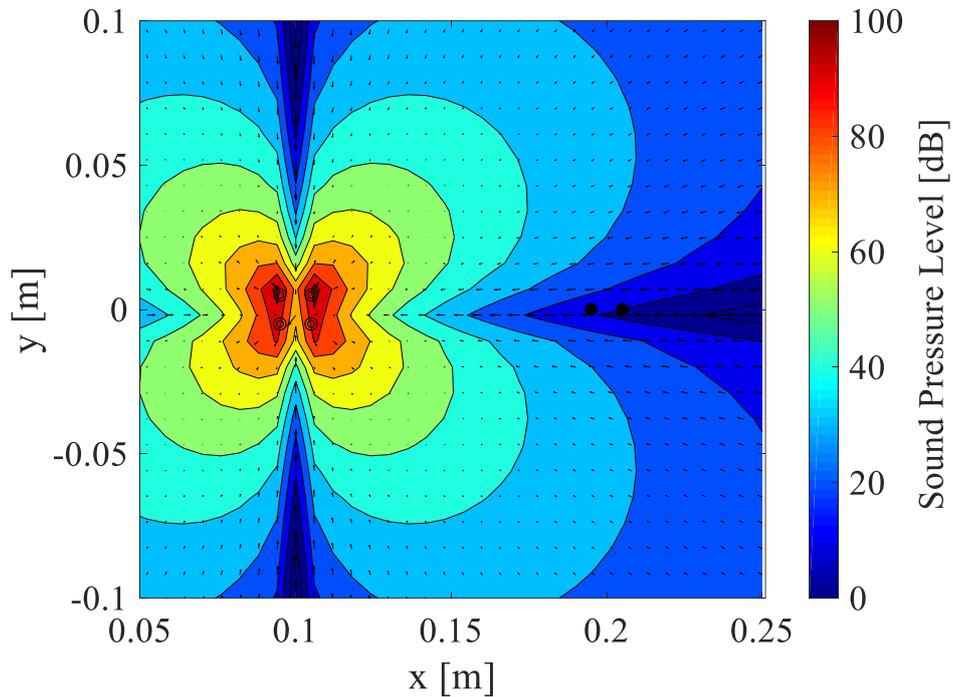


Fig. 4.17 Distribution of sound pressure levels without optimal control ($\theta_p = 45^\circ, \theta_s = 0^\circ$) when the primary source is a lateral quadrupole and the control source is a dipole.

Fig. 4.18 は解析条件 3-3 の最適制御時における全体と制御音源周辺を拡大した音圧・音響インテンシティ分布図である。Fig. 4.18 (a) に示すように、最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではクアドラポール音源の上下側から放射状に放射される一方で、左右側の音源に吸い込まれるような分布を示す。騒音源全体としては上下方向に放出された矢印が、制御音源の方向へ向かう傾向が確認できる。

また、Fig. 4.18 (b) は最適制御時において、制御音源近傍の音圧および音響インテンシティ分布を拡大した図である。本図の青枠内はクアドラポール音源全体の領域を示す。制御音源のクアドラポール音源近傍において、 $x=0.2$ 上に位置する2つの音源ではそれぞれ音源を避けて通過するような音響インテンシティの流れを確認できる。また、騒音源からの流れが、制御音源の右側に回り込み、制御音源の左方向に抜ける矢印の流れの傾向を確認できる。青枠内の外周で見れば、音響インテンシティは制御音源の上下方向を避けて、右側から左側へ通過するような分布となっており、制御音源全体ではゼロ制御パワー現象を示すと判断できる。また、青枠内の内面では、吸い込みや吹き出しが発生している箇所を確認できる。制御音源内のモノポール音源個々について確認する。 $x=0.2$ 上に位置する2つの音源では $-8.8 \times 10^{-15} \text{ W}$ と負の値を示した。 x 軸上に位置する右側の音源では、 $4.5 \times 10^{-15} \text{ W}$ と正の値を持ち、左側

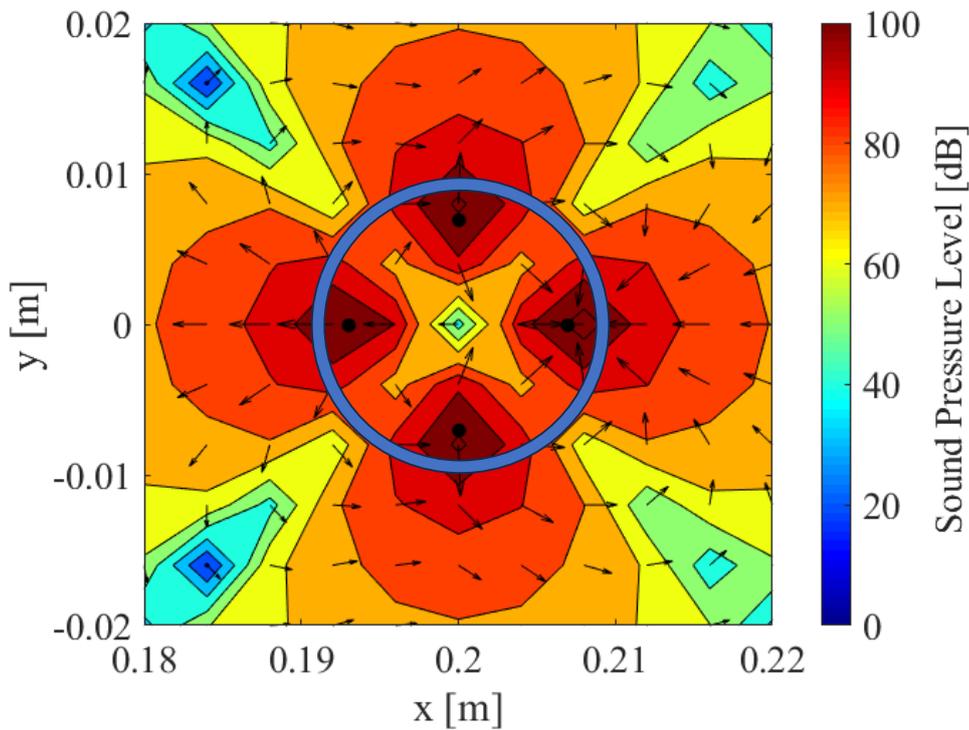
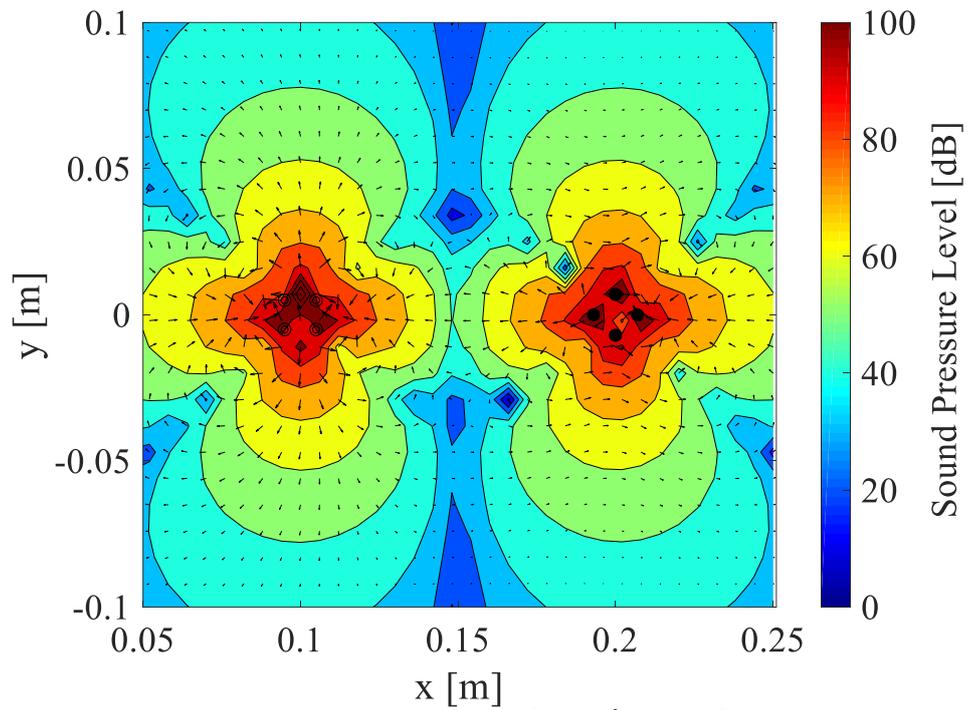
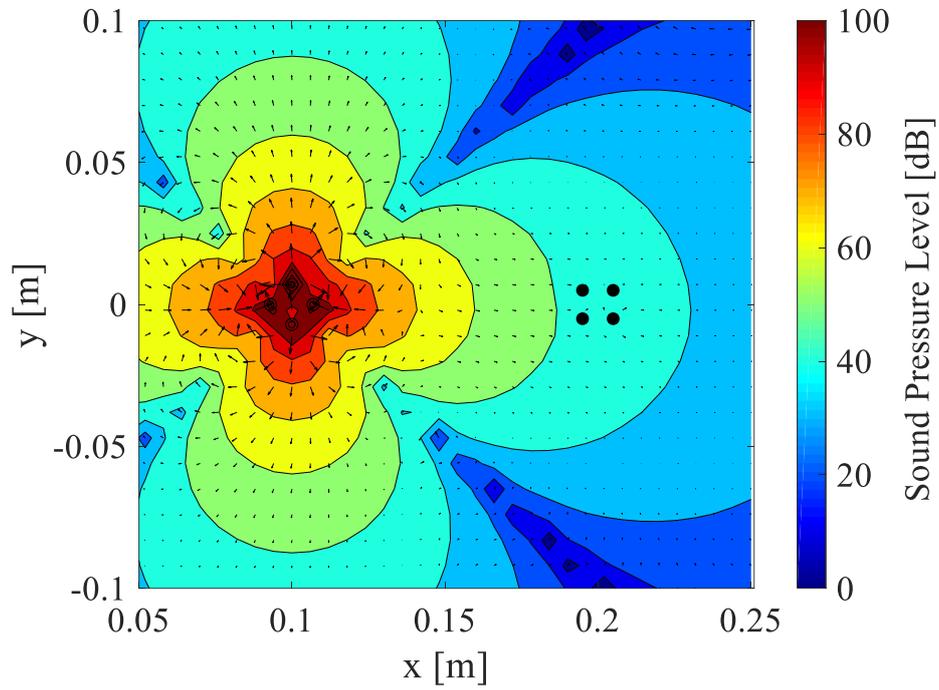


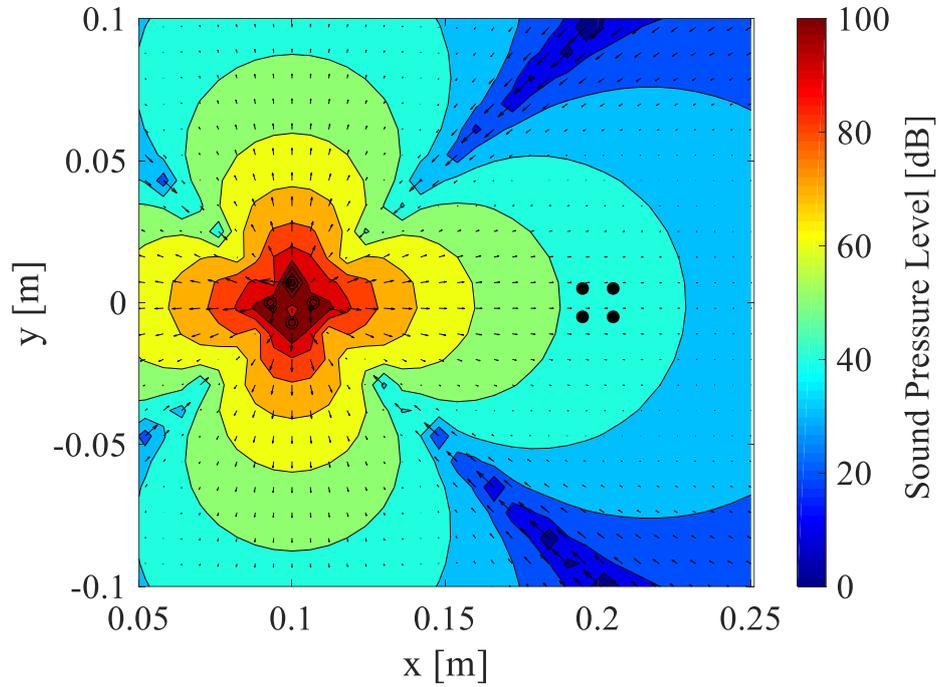
Fig. 4. 18 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a lateral quadrupole and the control source is a lateral quadrupole.

の音源では、 $1.3 \times 10^{-14} \text{ W}$ と正の値を示した。つまり、クアドラポール音源内の4つのモノポール音源は絶対値の異なる正負のパワーを示したため、モノポール音源が個別にゼロ制御パワー現象を示さない。4個のモノポール音源の総和である制御パワーの値は、打ち消し合いの結果、 $-3.5 \times 10^{-17} \text{ W}$ と計算されほぼゼロに近い値であった。したがって、クアドラポール音源内の各モノポール音源では、個別にゼロ制御パワー現象は発生しないが、制御音源全体のエネルギーの収支がゼロとなり制御音源全体ではゼロ制御パワー現象を示したと考えられる。クアドラポール音源は分布音源の一種であるため、第3章・Fig. 3.6で示した、円形ピストン音源を対象とした数値シミュレーションにおいて、分割音源個々ではゼロ制御パワー現象を示さないが、制御音源全体のエネルギーの収支がゼロとなり制御音源全体ではゼロ制御パワー現象を示した場合と同様の結果といえる。

Fig. 4.19は、Fig. 4.18(a)で示した解析条件から、右側のクアドラポール制御音源を45度回転させた場合において、音響パワー最小化を講じた音圧・音響インテンシティレベル分布である。このとき、騒音源のクアドラポール音源によって生じる、 x 軸方向のノードライン上に制御音源のクアドラポール音源の重心が設置される。Fig. 4.19(a)は、最適制御状態、Fig. 4.19(b)は、最適制御則に係数0を乗じて、制御入力を0とした非制御状態を示す。最適制御時において、音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではクアドラポール音源の上下側から放射状に放射され、左右側の音源に吸い込まれるような分布を示す。騒音源全体としては上下方向に放出された矢印が、制御音源の方向へ向かう傾向が確認できる。騒音源から放たれた音響インテンシティが、制御音源の右側に回り込み、制御音源のクアドラポール音源上を右方向から左方向に通過するような流れを確認できる。制御音源の全体では、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象のインテンシティ分布といえる。一方で、非制御時の音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではクアドラポール音源内の各モノポール音源から放射状に放射され、直交するノードライン上では吸い込みのインテンシティの流れが確認できる。制御音源が駆動されないため、当然ながら制御音源のパワーが0になり、音響インテンシティ分布も見た目の上では音源付近を通過するようなゼロ制御パワー現象と同じ分布を示した。また、最適制御時と非制御時の音圧分布に着目し比較する。非制御時との比較より、最適制御時において制御音源近傍では僅かな音圧分布の変化が確認できるが、全体の傾向としても非制御時と変わらない音圧分布といえる。また、クアドラポール音源としてクローバー状の音圧分布を確認することはできない。実際に、このときの最適制御入力の値は微小でありほとんど音を発していない状態である。したがって、Fig. 4.19の解析条件において、音圧分布は非制御時と等価であるといえる。このため、騒音源のクアドラポール音源によって生じるノードラインと、制御音源のクアドラポール音源によ



(a) With optimal control ($\theta_p = 0^\circ$, $\theta_s = 45^\circ$)



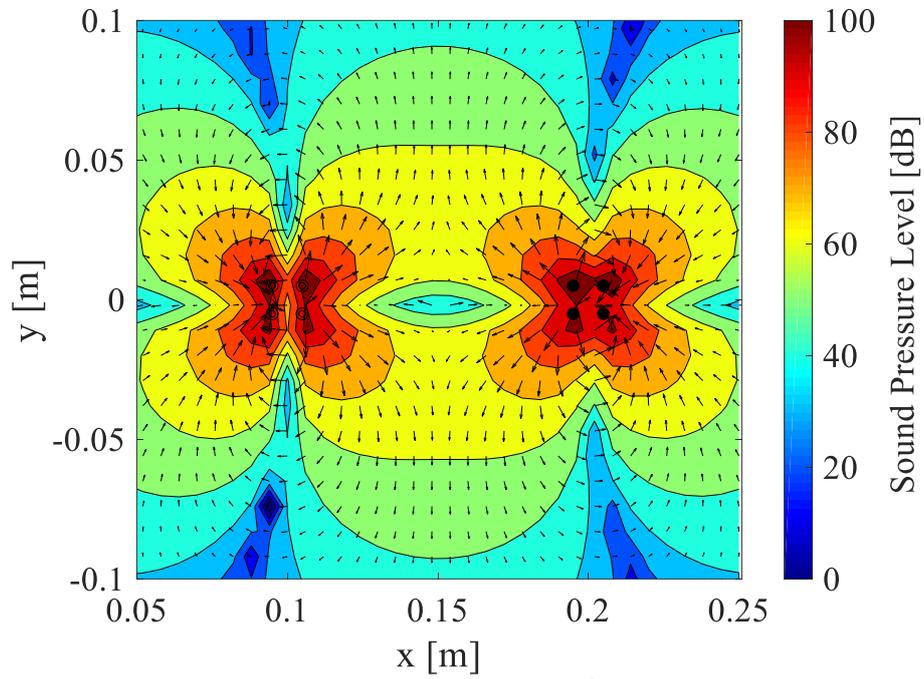
(b) Without control ($\theta_p = 0^\circ$)

Fig. 4. 19 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source and the control source are lateral quadrupole sound sources.

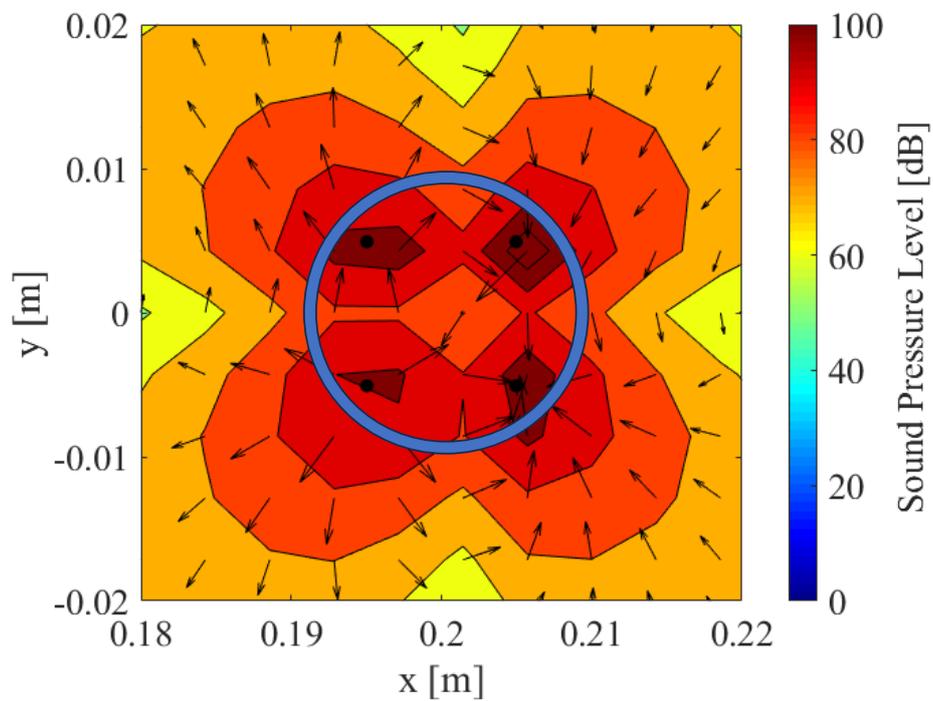
って生じるノーダルラインが直交し、直角二等辺三角形を形成する設置条件において、制御音源が駆動されず制御不能状態となる可能性がある。

Fig. 4. 20 (a) は解析条件 3-3 において、騒音源を右に 45 度回転、制御音源を右に 45 度回転し設置した場合における最適制御時の音圧・音響インテンシティレベル分布図である。また、Fig. 4. 20 (b) は最適制御時において、制御音源近傍の音圧および音響インテンシティ分布を拡大した図である。本図の青枠内はクアドラポール音源全体の領域を示す。本解析条件では、双方のクアドラポール音源の上下 2 音源がそれぞれ一直線上で設置される。Fig. 4. 20 (a) より、音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではクアドラポール音源の右側の 2 音源から上下方向に放射される一方で、左側の 2 音源に吸い込まれるような分布を示す。騒音源全体としては、右側から放出された音響インテンシティが制御音源の方向へ向かう流れが確認できる。制御音源のクアドラポール音源近傍において、右下のモノポール音源から左上のモノポール音源へ通過し、右上のモノポール音源から左下のモノポール音源へ通過する傾向が確認できる。青枠内の外周で見れば、音響インテンシティは吸い込みとも吹き出しとも言えない状況であり、制御音源全体では吸い込みと吹き出しのエネルギーが均衡し、ゼロ制御パワー現象を示すと判断できる。このときの、制御音源内のモノポール音源個々の音響パワーについて確認する。はじめに、左側の 2 つのモノポール音源の音響パワーの絶対値は等しく、 $5.8 \times 10^{-15} \text{ W}$ であった。また、左上のモノポール音源は正の値を持ち、左下のモノポール音源は負の値を示した。つぎに、右側の 2 つのモノポール音源の音響パワーの絶対値は等しく、 $1.2 \times 10^{-14} \text{ W}$ であった。また、右上のモノポール音源は負の値を持ち、右下のモノポール音源は正の値を示した。そのため、クアドラポール音源内の 4 つのモノポール音源は絶対値の異なる正負のパワーを示したため、モノポール音源が個別にゼロ制御パワー現象を示さない。4 個のモノポール音源の総和である制御パワーの値は、打ち消し合いの結果、 $7.2 \times 10^{-18} \text{ W}$ と計算されほぼゼロに近い値であった。したがって、クアドラポール音源内の各モノポール音源では、個別にゼロ制御パワー現象は発生しないが、制御音源全体のエネルギーの収支がゼロとなり制御音源全体ではゼロ制御パワー現象を示したと考えられる。回転角の変化によって、音響インテンシティの傾向こそ異なるものの、これは Fig. 4. 18 の数値シミュレーションと同様の結果である。Fig. 4. 18 と Fig. 4. 20 の数値シミュレーションにおいて、非制御時と最適制御の音響パワーレベルの差は約 37.8 dB であった。

Fig. 4. 21 は、解析条件 3-3 において、騒音源を右に 45 度回転した場合の最適制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。このとき、騒音源のクアドラポール音源によって生じる、 x 軸方向のノーダルラインに制御音源のクアドラポール音源の重心が設置される。Fig. 4. 21 (a) は最適制御状態、Fig. 4. 21 (b) は最適制御則に係数 0 を乗じて、制御入力を 0 とした非制御状態を示す。最適制御時と非制御



(a) With optimal control ($\theta_p = 45^\circ$, $\theta_s = 45^\circ$)



(b) A point view with optimal control ($\theta_p = 45^\circ$, $\theta_s = 45^\circ$)

Fig. 4. 20 Distribution of sound pressure levels with optimal control when the primary source is a lateral quadrupole and the control source is a lateral quadrupole.

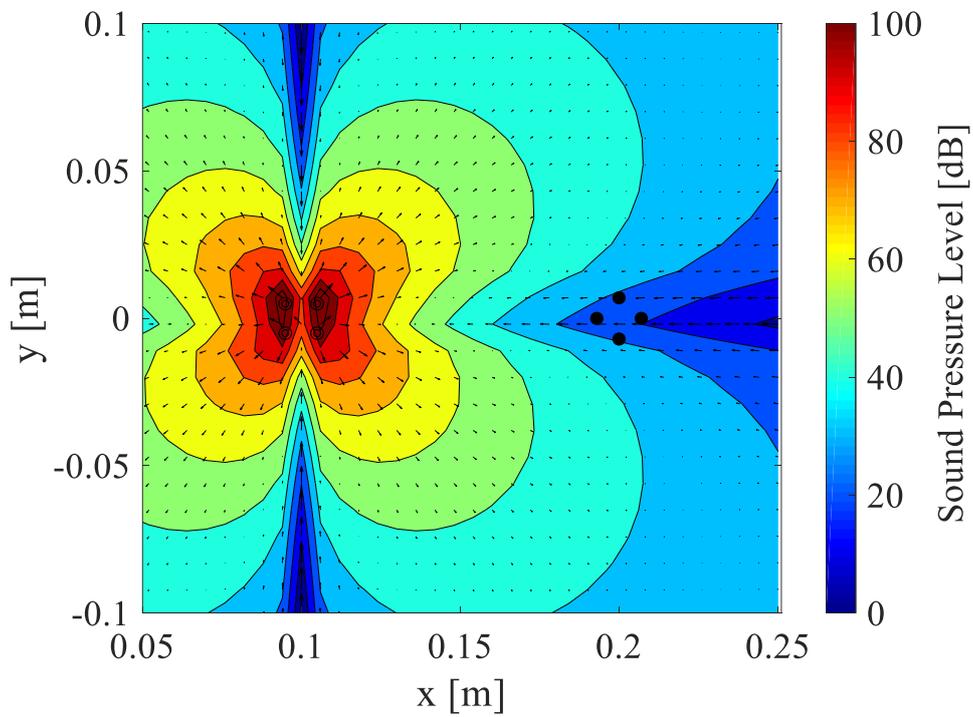
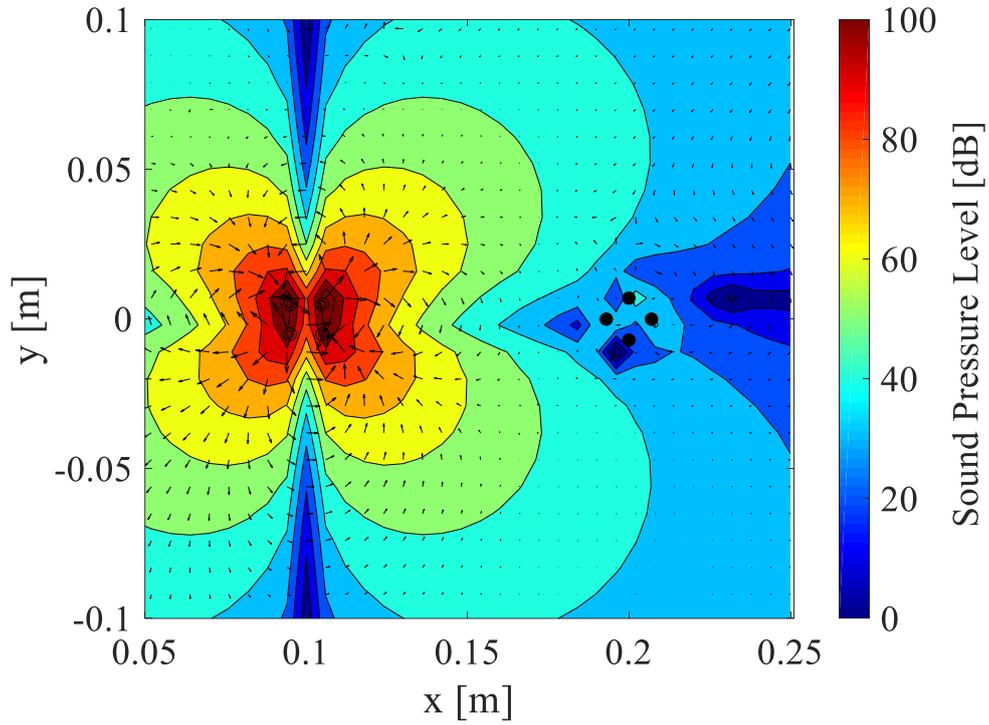


Fig. 4. 21 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source and the control source are lateral quadrupole sound sources.

時ともに、音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の近傍ではクアドラポール音源内の各モノポール音源から放射状に放射され、直交するノーダルライン上では吸い込みのインテンシティの流れの傾向としては同様である。一方で、制御音響付近の音響インテンシティの流れの傾向は異なる。Fig. 4. 21 (b) より、非制御時における制御音源近傍の音響インテンシティを表す矢印は、制御音源が駆動されないため、当然ながら制御音源のパワーが 0 になり、音響インテンシティ分布も見た目の上では音源付近を通過するようなゼロ制御パワー現象と同じ分布を示した。最適制御時における制御音源付近の流れは上記と異なる。Fig. 4. 22 は、Fig. 4. 21 (a) の制御音源近傍の音圧および音響インテンシティ分布を拡大した図である。本図の青枠内はクアドラポール音源全体の領域を示す。最適制御時において、騒音源から放たれた音響インテンシティは、制御音源全体の右側に回り込み、 $x = 0.2$ 上に位置する 2 つの音源では、下側のモノポール音源から上側のモノポール音源に通過するような音響インテンシティの流れを確認できる。また、制御音源の左右側では、制御音源の上方向から下方向に通過する矢印の流れを示す傾向が確認できる。青枠内の外周で見れば、音響インテンシティは吸い込みとも吹き出しとも言えない状況であり、制御音源全体では吸い込みと吹き出しのエネルギーが均衡し、ゼロ制御パワー現象を示す分布といえる。このときの、制御音源内のモノポール音源個々の音響パワーについて確認する。左部のモノポール音源の値は $-1.9 \times 10^{-11} \text{ W}$ 、上部のモノポール音の値は $1.9 \times 10^{-11} \text{ W}$ を示し、両者の和は $1.1 \times 10^{-14} \text{ W}$ であった。また、右部のモノポール音源の値は $-1.9 \times 10^{-11} \text{ W}$ 、上部のモノポール音源の値は $1.9 \times 10^{-11} \text{ W}$ を示し、両者の和は $-1.1 \times 10^{-14} \text{ W}$ であった。4 個のモノポール音源の総和である制御パワーの値は、打ち消し合いの結果、 $-1.8 \times 10^{-18} \text{ W}$ と計算されほぼゼロに近い値であった。したがって、本解析条件においても、クアドラポール音源内のモノポール音源は個々にゼロ制御パワー現象を示さないものの、クアドラポール音源全体としてはゼロ制御パワー現象が発生する。次に、最適制御時と非制御時の音圧分布に着目し比較する。非制御時との比較より、最適制御時において制御音源近傍では僅かな音圧分布の差異が確認できるが、全体の傾向としても非制御時と同様の音圧分布といえる。Fig. 4. 21 の数値シミュレーションにおいて、非制御時と最適制御の音響パワーレベルの差は $3.0 \times 10^{-3} \text{ dB}$ であった。このときの最適制御入力の実験結果は騒音源が体積速度 $100 \text{ m}^3/\text{s}$ に対して $0.03 \text{ m}^3/\text{s}$ であった。最適制御時において、制御音源の体積速度が騒音源に対して約 3333 分の 1 の大きさである。このため、騒音源に大きな影響を与えることはできないため、計算結果としては妥当と判断できる。したがって、Fig. 4. 21 の解析条件において、制御音源として微小に駆動するため、騒音源付近で音響インテンシティの傾向に変化が生じるものの、駆動入力としての値は騒音源に影響与えられる大きさではないため、音圧分布としては非制御時と等価であるといえる。また、音響パワー最小化に伴ってゼロ制御パワー現象は発生するが、図

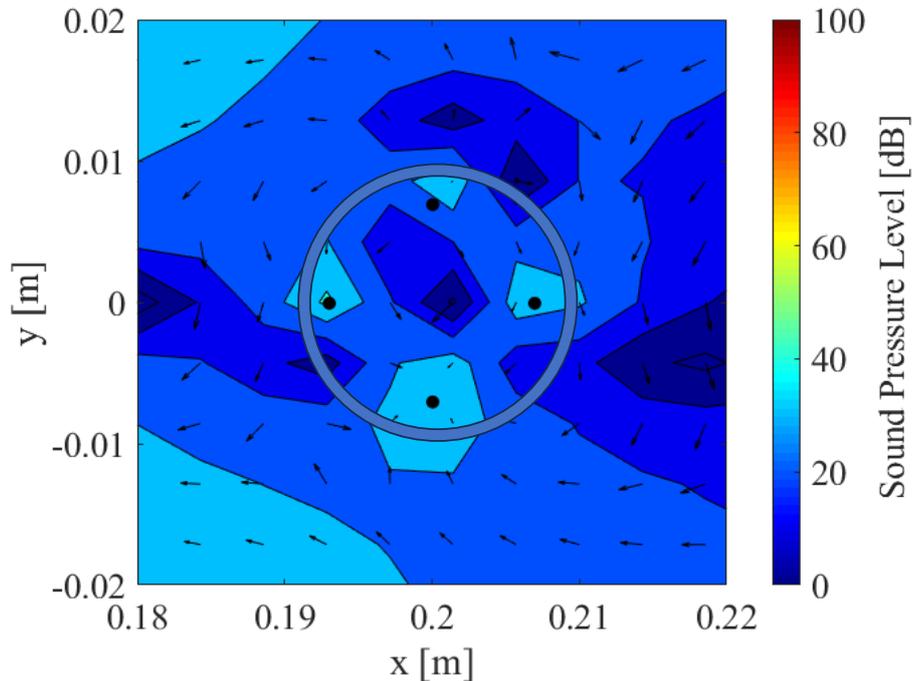


Fig. 4.22 A point view Distribution of sound pressure levels with optimal control ($\theta_p = 45^\circ$, $\theta_s = 0^\circ$) when the primary source and the control source are lateral quadrupole sound sources.

の音圧分布が示すように、クアドラポール音源はほぼ駆動されず、音響パワーレベル値は非制御時の値と一致した。Fig. 4.21 と Fig. 4.19 における解析結果を総括すると、騒音源と制御音源が共にクアドラポール音源である場合、クアドラポール音源によって生じるノーダルラインが直交し、直角二等辺三角形を形成する設置条件において、制御音源が駆動されず制御不能状態となる。

以上より、制御対象がクアドラポール音源の場合に、制御音源にモノポール音源もしくはダイポール音源を設置した場合ではどのような位置であっても、音響パワーレベルの低減にはつながらなかった。したがって、クアドラポール音源の音響パワーレベルの低減のためには、クアドラポール音源による制御のみが有効であった。しかしながら、クアドラポール音源を用いる場合に、騒音源あるいは制御音源の生み出すノーダルライン上に音源の中心が設置される場合において、音響パワーの制御効果が得られないことが明らかとなった。

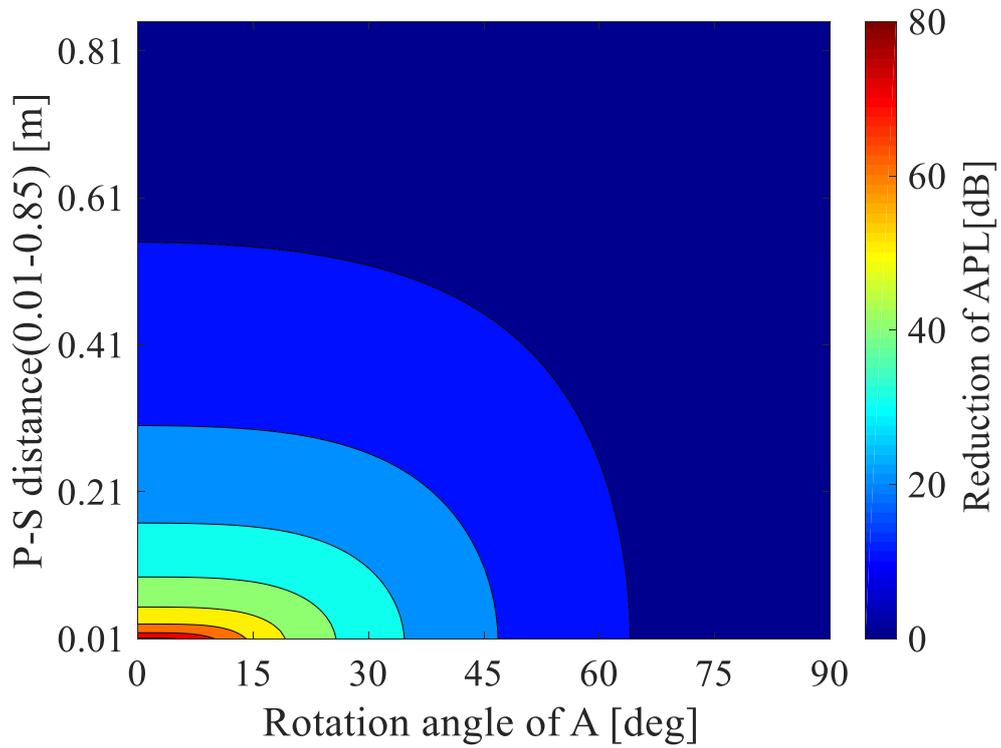
4.4.4 音源間距離と回転角の影響

多重極子音源の音響パワー最小化において、音源の設置角度の変化に伴い、多重極子音源の生み出すノーダルラインが、抑制効果に影響を与えることを確認した。実際に、2個の多重極子音源において、最も回転角の影響が大きいと考えられる、双方のノ

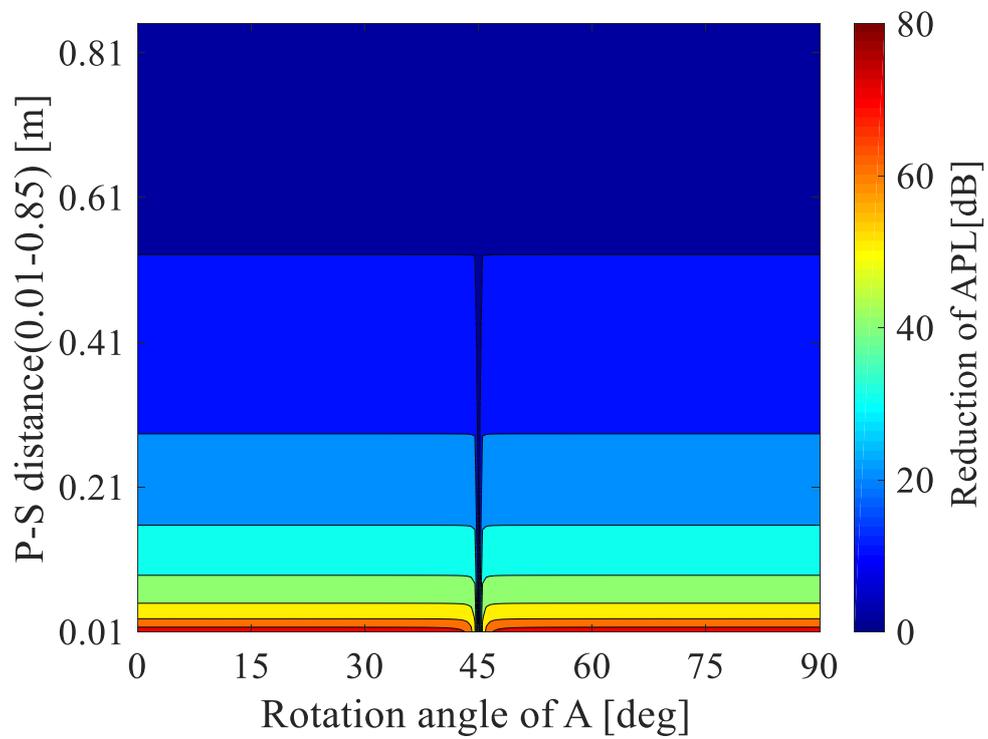
一ダルラインが直交する条件では制御効果がなかった。しかしながら、前節における数値シミュレーション結果は、騒音源と制御音源の音源中心間距離を 0.1 m として配置し、多重極子音源の回転角を 0°あるいはノードルライン上に音源が設置される角度に設置した条件で行われたものであり、限定的である。そのため本節では、騒音源と制御音源の距離と回転角度が音響パワー最小化に及ぼす影響について数値解析的に考察する。

これまでの矩形平板ピストン音源における音響パワー最小化の研究より、音源が一定の指向性を持つ場合には、音源間の距離と設置角度による変化が抑制効果に大きく影響することが予想できる。したがって、必要な変化のパラメータは角度と音源中心間距離である。はじめに、抑制対象が多重極子音源の分布で近似できる場合に、制御音源に同等の多重極子音源を用いた場合の、最適配置（全音響パワーレベルが最小値となる条件）について検証する。

Fig. 4.23 は、多重極子音源の音響パワー最小化における、制御音源の回転角度 θ と騒音源までの距離 m が、制御効果に及ぼす影響を示す。Fig. 4.23 (a) は、騒音源と制御音源がダイポール音源であった場合（解析条件 2-2 に該当）の、制御音源の回転角と音源中心間距離に対する音響パワーレベルの低減量を示す。音源の周波数は前節までと同様に 100 Hz に固定した。騒音源の回転角は 0 度かつ同じ位置で固定した状態で、制御音源の回転角を 0 度から 90 度、音源中心間距離を 0.01-0.85 m（音源がモノポール音源の場合に音源放射パワー最小化制御が有効とされる 1/4 波長程度の範囲内）の範囲で変更した。既に説明した数値解析結果と照らし合わせると、Fig. 4.11 (a) は ($\theta=0^\circ$, $m=0.1$) 付近、Fig. 4.11 (b) は ($\theta=90^\circ$, $m=0.1$) 付近となる。また、本図では等高線の色が 10 dB ごとに変化する。Fig. 4.23 (a) の解析結果より、制御音源の回転角が 0 度に近づき、且つ図の下部の中央付近で音響パワーレベルの抑制効果が最も高くなることが明らかである。つまり、ダイポール制御音源をダイポール騒音源に近づけ、騒音源と制御音源を同じ姿勢に設置する条件が最適配置である。さらに、回転角は約 60 度付近から 90 度までの区間では、制御音源の設置箇所に関係なく、ほとんど非制御状態と同じ音響パワーレベルを示す。また、図上の左右端上では共に低減量 0 dB を算出した。この条件は、ダイポール制御音源が加振した際に、ダイポール制御音源が生み出すノードルラインと直交する向きに、ダイポール騒音源の指向性を持つ場合に設置された条件である。本条件において、制御不能となるのは、Fig. 4.11 (b) より明らかであるため、Fig. 4.23 (a) における数値シミュレーション結果は妥当であると判断できる。Fig. 4.23 (b) は、騒音源と制御音源がラテラル・クアドラポール音源であった場合（解析条件 3-3 に該当）の、制御音源の回転角と音源中心間距離に対する音響パワーレベルの変化を示す。音源の周波数および 2 つの音源中心間距離の変更範囲は、Fig. 4.23 (a) のダイポール音源の場合と同様である。制御音源の回転角に関しては 0 度か



(a) Primary dipole and control dipole



(b) Primary quadrupole and control quadrupole

Fig. 4.23 The influence of the rotation angle and distance between the primary and control sound sources on the control effect.

ら 90 度の範囲で変更した。縦軸と横軸に対応する制御音源の設置条件において音響パワー最小化を行った。その際に、非制御時と最適制御時における騒音源の音響パワーレベルの差である低減量を算出し、カラーマップで示す。例を挙げると、Fig. 4.18 は ($\theta=0^\circ, m=0.1$) 付近、Fig. 4.19 は ($\theta=45^\circ, m=0.1$) 付近となる。本図においても等高線の色を 10 dB ごとに変化させ表示した。Fig. 4.23 (b) の解析結果より、制御音源の設置座標を騒音源になるべく近い条件で音響パワーレベルの抑制効果が高いことが確認できる。また、回転角の変化による制御効果への影響はほとんど無いように視認できる。実際に、($\theta=0^\circ, m=0.1$) の条件において、低減量 37.78 dB に対して、回転角を 40 度変更した ($\theta=40^\circ, m=0.1$) の条件における低減量は 37.77 dB であり、その差はわずか 0.01 dB である。数値計算上は、回転角が 0 度もしくは 90 度付近に近づく条件、すなわち図の下部の隅付近で音響パワーレベルの抑制効果が最も高い値が算出された。つまり、クアドラポール制御音源をクアドラポール騒音源に近づけ、騒音源と制御音源を同じ姿勢に設置する条件が最適配置である。この点はダイポール音源と同様である。また、回転角 45 度付近で制御効果が急激に悪化することが確認できる。この特徴に関して着目する。Fig. 4.24 は Fig. 4.23 (b) において回転角を 42 度から 48 度の範囲、音源中心間距離を 0.01 m ~ 0.20 m の範囲に絞った図である。本図より、騒音

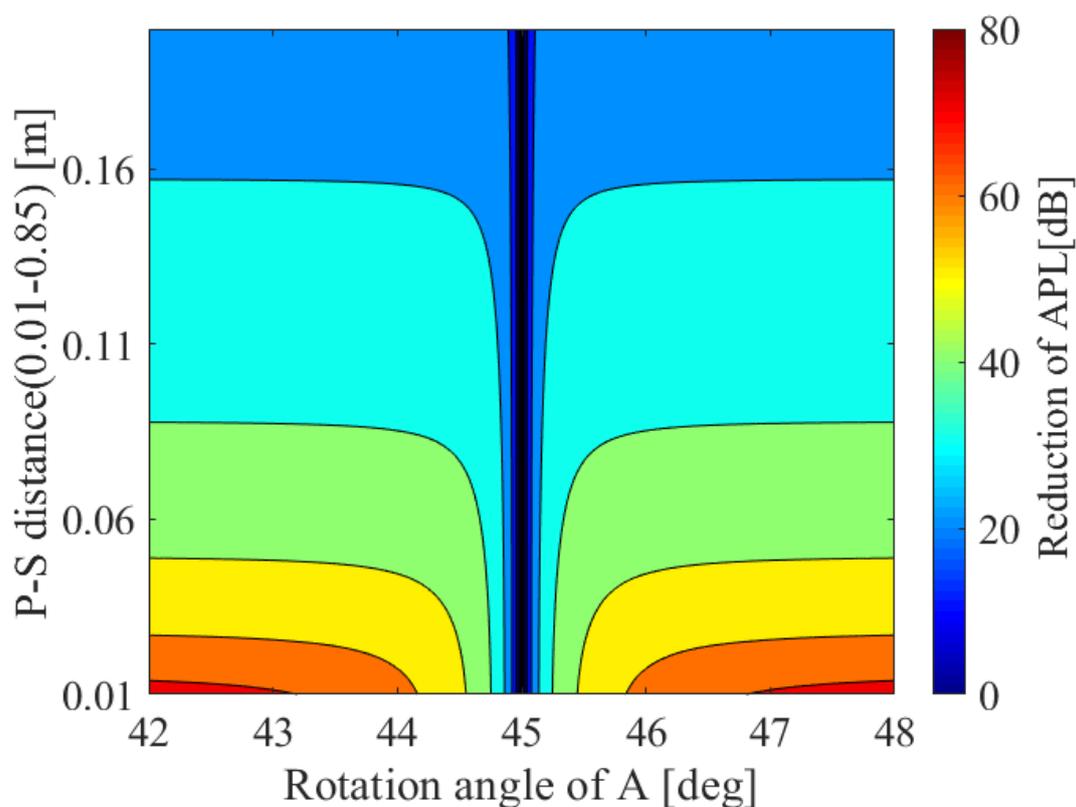


Fig. 4.24 The influence of the rotation angle and distance between the quadrupole control sound sources on the control effect.

源と制御音源の距離が近接する条件ほど、制御効果が悪化する曲線が緩やかであることが確認できる。具体的には、音源中心間距離が 0.1 m の場合において、回転角 42 度から 44 度の差は 0.35 dB に対して、0.01 m の場合における回転角 42 度から 44 度の差は 11.45 dB である。いずれにしても、図上の y 軸に平行な中心線では、どの音源中心間距離においても低減量 0 dB を算出した。この条件は、クアドラポール制御音源が加振した際に、クアドラポール制御音源が生み出すノーダルラインと直交する向きに、騒音源のクアドラポール音源のノーダルラインが存在し、それぞれのノーダルラインによって直角二等辺三角形を形成するように設置された条件である。本条件において、制御不能となることは、Fig. 4.19 (b) より明らかであるため、Fig. 4.23 (b) における数値シミュレーション結果は妥当であると判断できる。また、ダイポール音源の場合の音源中心間距離 0.85 m の条件における最適配置において、音響パワーレベルの低減量が 3.47 dB であることを確認した。クアドラポール音源の場合では、音源中心間距離 0.85 m の条件における最適配置において、低減量が 3.77 dB であることを確認した。したがって、距離減衰による制御効果の影響はダイポール音源とクアドラポール音源の間に大きな差はないものと考えられる。

以上より、同一の多重極子音源を用いた音響パワー最小化において、音源中心間距離が短く、且つ両者の音源の姿勢が等しいほど抑制効果が高まる。この特徴に関しては、矩形平板型ピストン音源でも同様であるため、指向性を持った音源における共通した最適配置条件であると考えられる。また、音源の設置角度変化による影響は、ダイポール音源に関しては、音源の設置角度の増大が制御効果へ悪化に大きく影響するが、その反面、クアドラポール音源に関しては、制御不能となる特定の条件を除き、設置角度の影響は本質的に重要ではなく、制御効果の増減は音源中心間の距離に大きく依存することが明らかとなった。

上述のような、クアドラポール音源におけるシミュレーションはあくまで、騒音源の周波数が 100 Hz に限った数値解析である。この場合、クアドラポール音源を対象とした音響パワー最小化において、制御音源の設置角度が 45 度周辺で急落し、制御不能領域が確認できた。しかしながら、クアドラポール音源は高周波ほど、モノポール音源 1 個あたりから放出される音のビームが細長くなり、ノーダルライン周辺の音圧が 0 となる領域が拡大する傾向にある (4.2.3 にて記載)。つまり、クアドラポール音源が抑制対象である場合、騒音源が高周波帯であるほど 45 度周辺の制御不能領域が拡大することが想定できる。したがって、クアドラポール音源において、設置角度の影響は本質的に重要ではないという特性は、あくまで ANC が得意とする低周波帯に限る特性であることを留意しなければならない。

4.4.5 n 次の多重極子音源の影響

本研究で想定する空力騒音は Lighthill 方程式で示される，空力騒音は基本的にモノポール音源，ダイポール音源，クアドラポール音源の 3 種類である．当該の知見より，これら 3 種類の数値シミュレーションを試みた．一方で，空力騒音に限定せず一般環境では，クアドラポール音源より高次の多重極子音源のケースも考えられる．ダイポール音源やクアドラポール音源を含む高次の指向性音源モデルの再現の場合，球面調和関数を利用した手法⁽⁴⁹⁾⁽⁵⁰⁾が存在する．当該手法は，音源の入力条件に球面調和関数を使用し，任意の次数の指向性音源のモデリングが可能である．この場合，モノポール音源は 0 次の指向性音源，ダイポール音源は 1 次の指向性音源，クアドラポール音源は 2 次の指向性音源となる．

本章の理論展開の出発点は，第 3 章における任意の分布音源群における音響パワー最小化制御則が元となるため， n 次の指向性音源に対する音響パワー最小化制御則の一般化も球面調和関数を応用する手法で可能と考えられる．しかしながら，仮に 3 次の 6 重極子音源を想定した場合に，ノーダルラインは 30 度刻みで存在する．ノーダルラインの増大と，回転角の変化による制御不能領域に関しても，クアドラポール音源の場合より拡大する．したがって， n 次の指向性音源を想定する場合には音響パワーが最小化されても，音源間モビリティおよび音響インピーダンスの相反関係が崩れ，ゼロ制御パワー現象となりうる条件が限定的となる可能性がある．また，高次の多重極子音源の場合では次数が上がるにつれて，すなわち指向性が特定方向に鋭くなるにつれて，低周波数帯域の成分が減少する．

上述のように，高次の多重極子音源を想定した場合，音響パワーが最小化となっても，音源モビリティおよび音響インピーダンスの相反性が崩れ，ゼロ制御パワー現象が発生しない，あるいは現象として発現しても非制御時と変わらない結果が想定される． n 次の指向性音源に対する音響パワー最小化については研究することについて意義はあるが，本研究における空力騒音を対象とした場合にゼロ制御パワー現象の発生条件の解明とは逸脱するため，本事項に関しては今後の課題にしたい．

4.4.6 ゼロ制御パワー現象の発生と抑制効果の非対称性について

第 4 章 4.4.4 において，同一の多重極子音源を用いた音響パワー最小化において，音源中心間距離が短くなる条件且つ，両者の音源の姿勢が等しい条件が最適配置と判明した．ここで，各種音源の最適配置における数値シミュレーション結果を総括する．Table.4.1 は 1 個の騒音源と 1 個の制御音源がそれぞれモノポール音源，ダイポール音源，ラテラル・クアドラポール音源である場合に，最適配置で音響パワーを最小化した際の結果である．騒音源の対象が多重極子音源，制御音源がモノポール音源である

Table 4.1 Summary of asymmetric relationships in control effects.

Type of noise source Type of control source	Monopole	Dipole	Quadrupole
Monopole	38.8 dB	0.0 dB	0.0 dB
Dipole	45.1 dB	38.9 dB	0.0 dB
Quadrupole	46.1 dB	42.4 dB	37.8 dB

場合は、騒音源の生み出す指向性と同軸に設置し、音源中心間距離を 0.4 m とした。その際の、非制御時と最適制御時の騒音源の音響パワーレベルの差を低減量で算出した。

はじめに、騒音抑制対象がモノポール音源の場合に着目すると、制御音源が多重極子音源となり、その次数が増えるほど抑制効果が增大することが確認できる。第 3 章において、音源がピストン音源であった場合に、制御音源が 1 個から 2 個に増大する際に、どのような設置条件であっても抑制効果が增大することが明らかであった。ダイポール音源は近接する逆位相のモノポール音源が 2 個でひとまとまりであることを考慮すると、実質的に制御音源の個数が増えたのであれば、抑制効果が增大することは理解ができる。結果として、抑制対象がモノポール音源や同相で加振するピストン音源である場合、制御音源に多重極子音源を採用した場合に、より高い制御効果を得られることが明らかである。しかしながら、前述のとおり多重極子音源は放射効率が悪いいため、電力消費量がモノポール音源に比べ増大する懸念点が挙げられる。実条件で制御音源に多重極子音源を採用する際には、電力消費量の問題点でコストに対して抑制効果が見合わない可能性も考慮すべき課題である。なお、Table.4.1 で示す条件で音響パワー最小化を講じた場合において、数値シミュレーション上でゼロ制御パワー現象の発生は、どのような設置条件でも確認できた。

次に騒音抑制対象が、ダイポール音源もしくはクアドラポール音源の多重極子音源であった場合に着目する。ダイポール音源やクアドラポール音源を騒音源とし、制御音源にモノポール音源あるいは騒音源よりも次数の少ない多重極子音源とした場合で、双方の音源の姿勢と設置座標に関わらず、いかなる位置に音源を配置しても制御効果はほとんど効果を得られなかった。なお、Table.4.1 で示す条件で音響パワー最小化を講じた場合において、数値シミュレーション上でゼロ制御パワー現象の発生は、どのような設置条件でも確認できた。

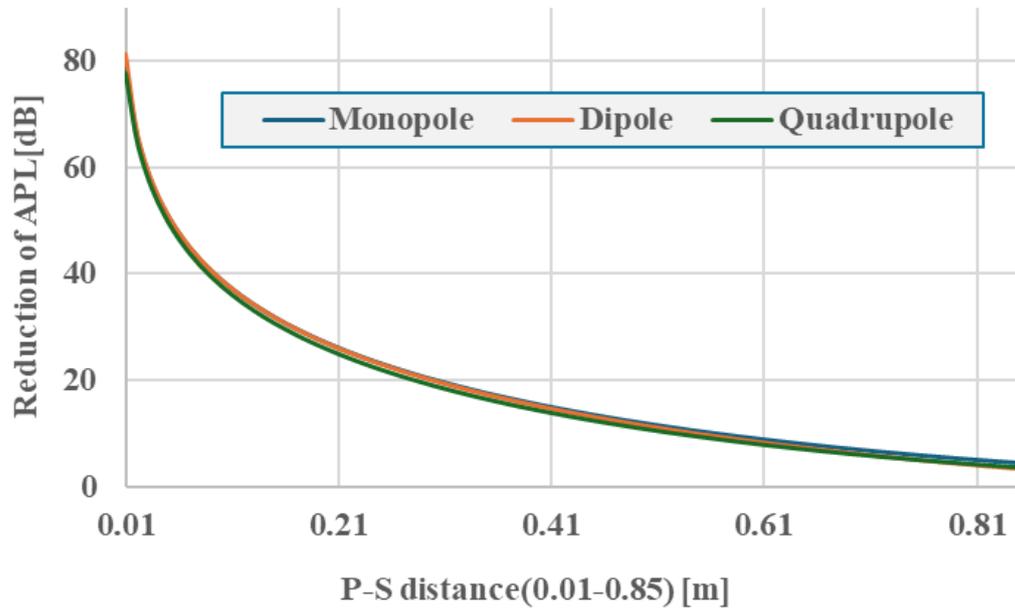
上述のように、多重極子音源に相当する空力騒音が制御対象である場合、騒音源が1次のダイポール音源に対し、制御音源にモノポール音源を用いて、騒音源の音響パワー制御を試みても制御効果は得られない。また、騒音源が2次のクアドラポール音源に対し、制御音源に1次のダイポール音源あるいは0次のモノポール音源を使用した場合、騒音源の音響パワー最小化制御を試みても制御効果は得られない。つまり、2つの音源 a と音源 b がモノポール、ダイポール、クアドラポール音源のいずれかである場合に、2つの音源のどちらが騒音源と制御音源であっても、音響パワー最小化をした際にゼロ制御パワー現象は発生する。しかしながら、騒音源の次数に対して、制御音源の次数が下回る指向性音源の場合では音響パワー最小化制御を講じても制御効果がほとんど得られない。したがって、多重極子音源に相当する空力騒音が制御対象である場合に制御効果を得るためには、騒音源の多重極子音源の次数と同等あるいはそれ以上の次数を持つ多重極子音源を、制御音源に用いなければいけない。

このように、騒音源1個と制御音源1個の音響パワー最小化の際に、音源の種類に関して抑制効果の非対称性が存在することが数値シミュレーションより明らかとなった。このため、騒音抑制対象の音圧分布が、多重極子音源の音圧分布に近似できる状況で、音響パワー最小化し抑制効果を得るためには、制御音源に騒音源と同等の次数の多重極子音源もしくはそれ以上の多重極子音源を採用する必要がある。

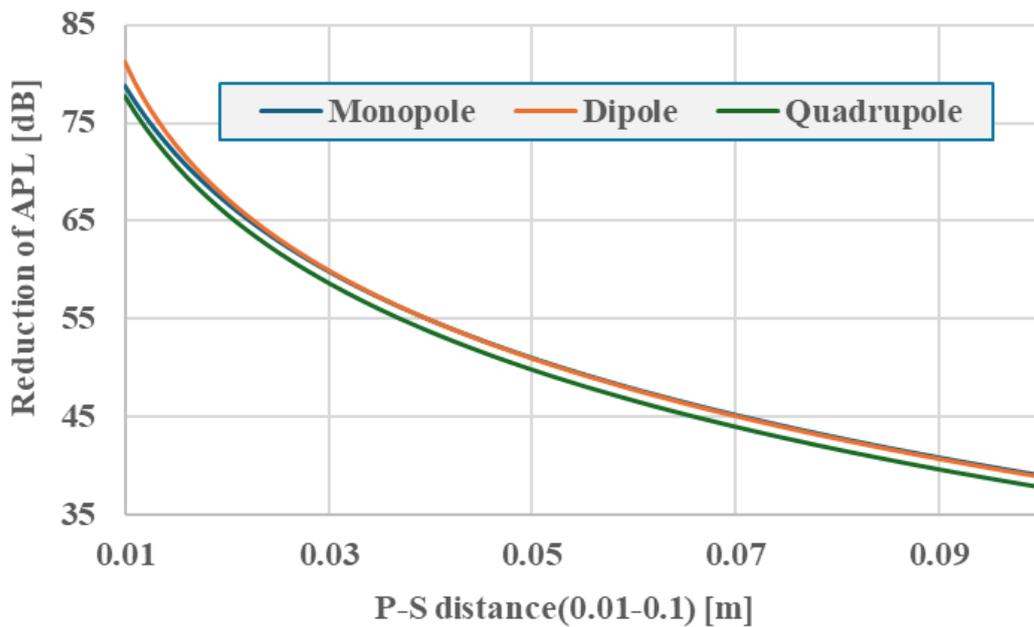
最後に、Table.4.1の条件において、左から右方向への対角線部分に着目する。騒音源と制御音源が共にモノポール音源、ダイポール音源、クアドラポール音源の場合における低減量を比較すると、最大で3.6 dBの音響パワーレベルの差が確認できる。音響パワーレベルにおいて3 dBの差は、約1/2の倍率と大きな差といえるが、いずれにしても、1個の同一の音源同士の音響パワー制御の場合に、多重極子音源の場合で制御効果がモノポール音源の場合と大きく逸脱するような事象は確認できなかった。反面、抑制対象がクアドラポール音源の場合に、制御音源側もクアドラポール音源を採用しなければ、十分な抑効効果を得られないため、当該の条件に関しても、実条件で実装を考慮する場合に、電力効率の観点でコストに対し、抑制効果が見合うかという懸念点を考慮する必要がある。

4.4.7 各種音源の音響パワーレベル低減量の比較

4.5.3におけるTable.4.1で示したように、1個の騒音源と1個の制御音源が、共にモノポール音源、ダイポール音源あるいはクアドラポール音源で同じ姿勢で設置される場合、多少のばらつきはあるものの低減量の傾向に差があることが明らかとなった。Table.4.1のデータは2音源間の距離が0.4 mの場合に限るが、これは他の条件であっても音源の種類によって差が確認できる。Fig. 4.25は1個の騒音源と1個の制御音源が回転角0度の場合において、音源中心間距離の変化に対する音響パワーレベルの低減



(a) The influence of distance between sound sources (up to 0.85 m) .



(b) The influence of distance between sound sources (up to 0.10 m) .

Fig. 4. 25 Comparison of the control effects of various sound sources under optimal control.

量を示す。音源の周波数は前節までと同様に 100 Hz に固定した。Fig. 4.25 (a) における図の横軸は、音源中心間距離を表し、0.01 m～0.85 m（音源がモノポール音源の場合に音源放射パワー最小化制御が有効とされる 1/4 波程度の範囲内）の範囲で変更した。横軸で示す設置条件における音響パワーの低減量をプロットする。既に説明した数値解析結果と照らし合わせると、橙色で示したダイポール音源のデータは、Fig. 4.23 (a) における回転角 0 度から垂直な線分のデータに対応する。図より、最適配置において、音響パワーレベルの抑制効果は各種音源共通して、同程度の曲線を描くことが確認できる。そのため、全体の傾向としては 2 つの音源が共にモノポール音源、ダイポール音源、クアドラポール音源の場合に音響パワー最小化手法した場合において、制御効果に関しては各種音源で差は生じない。また、音源が指向性を持った場合においても、その種類に限らず距離減衰の影響を受けることが確認できた。しかしながら、各種音源の制御効果の差は、近接時と遠隔時で比較すると僅かに異なる。具体的には、最近接時（音源中心間距離：0.01 m）において、ダイポール音源、モノポール音源、クアドラポール音源の順で抑制効果が大きく、最遠隔時（音源中心間距離：0.85 m）において、モノポール音源、クアドラポール音源、ダイポール音源、の順で制御効果が大きくなる。これらの特徴は、とりわけ近接時において顕著である。Fig. 4.25 (b) は、各軸に対応するパラメータと各色のデータは Fig. 4.25 (a) と同様のものであるが、音源中心間距離を、0.01 m～0.10 m の区間に絞り、再解析した図である。本図より、最近接時の条件で、ダイポール音源とクアドラポール音源で 3.6 dB の差、ダイポール音源とモノポール音源で 2.6 dB の差が確認できた。音響パワー的には最大で 2 倍以上の差が生じる計算値である。また、ダイポール音源とモノポール音源の制御効果の差も 0.03m 付近では、ほぼ同等となる。このような結果は、低減量のカラーマップを拡大し比較すると明らかとなる。Fig. 4.26 は、1 個の騒音源と 1 個の制御音源が、ともに (a)～(c) で示す各種音源の場合に音響パワー最小化し、制御音源の回転角度と騒音源までの距離が制御効果に及ぼす影響を示す。各図共通して、音源の周波数は 100 Hz に固定した。騒音源の回転角は 0 度かつ同じ位置で固定した状態で、制御音源の回転角を 0 度から 30 度、音源中心間距離を 0.01-0.10 m の範囲で変更した。縦軸と横軸に対応する制御音源の設置条件において音響パワー最小化を行い、非制御時と最適制御時における騒音源の音響パワーレベルの差である低減量を算出し、カラーマップで示した。また、本図では等高線の色が 5 dB ごとに変化させ表示した。なお、モノポール音源は回転角による影響を示さないため横軸の値は全て同一となるが、比較のため便宜上、横軸に回転角の変化としてデータを表示する。(a) モノポール音源、(c) クアドラポール音源と (b) ダイポール音源の比較より、制御音源の回転角を 0 度かつ最近接時において等高線の本数より、ダイポール音源が上回るため、より制御効果が高いことは明らかである。また、モノポール音源とダイポール音源は 0.03 m 以降の条件において、

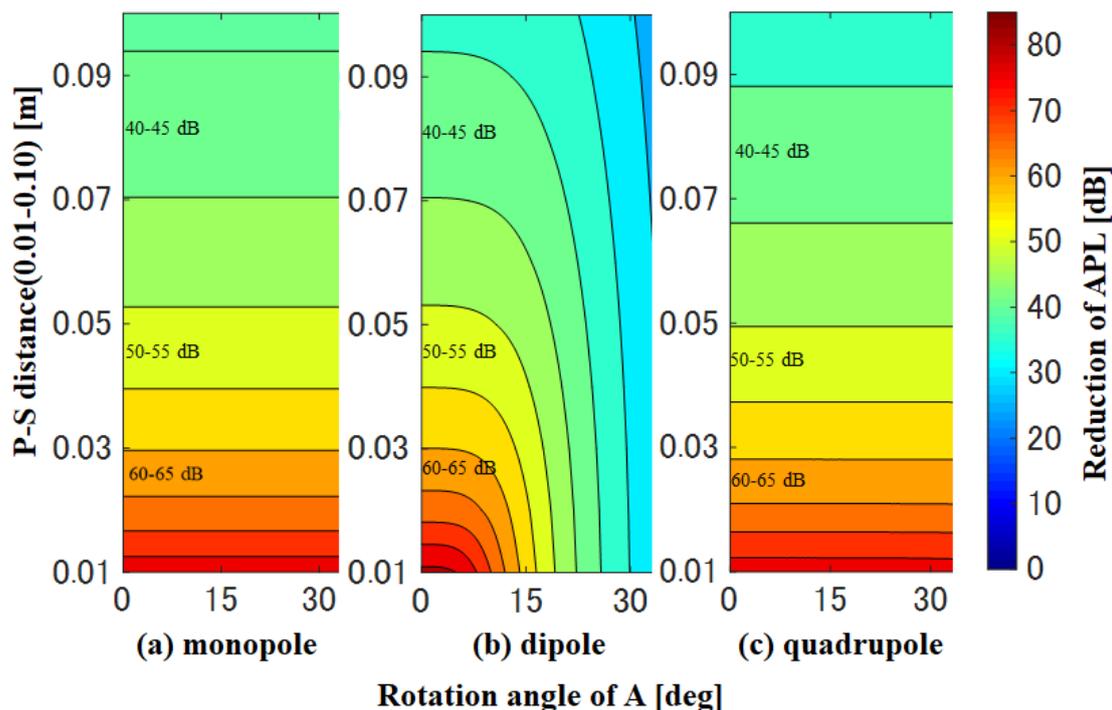


Fig. 4.26 The influence of the rotation angle and distance between the various control sound sources on the control effect.

等高線の本数および間隔にほとんど差が生じないことが確認できる。本解析条件はあくまで 100 Hz の条件であるが、騒音源がより高周波となった場合でも、音源が同じ姿勢であれば同様の傾向が確認できる。

以上より、同一の各種音源を用いた音響パワー最小化において、近接時においてはダイポール音源が最も高い抑制効果を示し、モノポール音源やクアドラポール音源の制御効果を上回る条件が確認できたが、十分に距離を取れば両者の制御効果の差はほぼ無視できることが数値シミュレーションより明らかとなった。近接時において、ダイポール音源が他の 2 種類の音源より抑制効果が上回った要因として、ダイポール音源の音圧分布は近接場において、位相干渉可能な領域が広く、モノポール音源にない指向性を持つ影響が考えられる。そのため、面に近い距離の範囲内では音が減衰しないため、モノポール音源を上回る抑制結果を得られたと考えられる。一方で、ダイポール音源の音圧は音源からの距離の二乗に反比例して小さくなるが、モノポール音源の音圧は距離に反比例して小さくなることを考慮すると、遠隔場においてモノポール音源を下回る抑制結果になったと考えられる。また、クアドラポール音源同士の音響パワー最小化時、その特性上、両者の音源は 4 方向の指向性のうち 1 方向の指向性の方向の領域にのみ影響を与えることができない。そのため、近接場においてモノポー

ル音源よりも位相干渉可能な領域が小さくなるため、モノポール音源を下回る計算結果を得られたと考えられる。

4.6 結言

本章では、開空間に 1 個の騒音源と 1 個の制御音源が設置された条件を想定し、騒音源がモノポール音源あるいは多重極子音源で近似できる場合に、制御音源をモノポールあるいは多重極子音源とした際の音響パワー最小化制御を検討した。まず、1 個の騒音源と 1 個の制御音源をクアドラポール音源とした場合において、音響パワー最小化制御則を導出し、音響パワーを最小化した場合のゼロ制御パワー現象の発生条件について考察を行った。また、得られた最適制御則を用いて数値シミュレーションを行い、種々の条件下において制御効果を検討し、多重極子音源を用いた場合においてもゼロ制御パワー現象が発生することを確認した。本章で得られた成果を以下に要約する。

- (1) 分布音源の特別なケースである多重極子音源について検討し、クアドラポール音源 1 個に対してクアドラポール制御音源 1 個を用いて音響パワーを最小化するフィールドフォワード制御則を導出し、ゼロ制御パワー現象が発生することを理論的に明らかにした
- (2) (1) の結果より、ダイポール音源やクアドラポール音源の音圧分布に近似できるような空力騒音の低周波帯に対し、ゼロ制御パワー現象に着目した音響パワー最小化手法が有効である可能性を示した。
- (3) 騒音源がモノポール音源の場合に、制御音源にダイポールもしくはクアドラポール音源とした条件で、音響パワー最小化について数値シミュレーションを行った。解析結果より、制御音源に多重極子音源を用いた場合は、騒音源と同じ姿勢かつ次数の大きい多重極子音源がより高い制御効果を得られることを明らかにした。
- (4) 騒音源がダイポール音源の場合に、制御音源がモノポール音源もしくは多重極子音源とした条件で、音響パワー最小化について数値シミュレーションを行った。解析結果より、制御音源にモノポール音源を用いた場合では非制御時と音響パワーレベルがほぼ等価となった。多重極子音源を用いた場合は、騒音源と同じ姿勢かつ次数の大きい多重極子音源がより高い制御効果を得られることを明らかにした。
- (5) 騒音源がクアドラポール音源、制御音源がモノポール音源もしくは多重極子音源とした条件で、音響パワー最小化について数値シミュレーションを行った。解析結果より、制御音源にモノポール音源を用いた場合では非制御時と音響パワーレベルがほぼ等価となった。制御音源に多重極子音源を用いた場合では、騒音源と同

じ姿勢が最適配置と明らかになった。なお、ダイポール音源の場合の変化量はごく微小であった。

- (6) 上記 (3) ~ (5) より、騒音源が多重極子音源の場合、制御音源に同等以上の多重極子音源を用いなければ制御効果が得られない。つまり、制御効果には音源の種類
の非対称性が存在する。しかしながら、いずれの条件でもゼロ制御パワー現象の
発生は確認できた。
- (7) 騒音源と制御音源が多重極子音源の場合に、音源中心間の距離や音源の設置角度
を変化させ音響パワーレベルの低減量を比較した。いずれの場合においても制御
音源を騒音源に近づけ、回転角 0 度に近づけることで制御効果が向上した。
- (8) (7) の結果において、ダイポール音源の場合では、設置角度の変化による制御効
果の悪化が顕著で、回転角 60 度を超える場合ほとんど制御不能状態と同じ数値を
示した。
- (9) (7) の結果において、クアドラポール音源の場合では、回転角 45 度付近で急激
に悪化する結果を示した。また、回転角は 45°付近を除いてほとんど影響を及ぼさ
なかった。つまり、制御効果は回転角の影響は本質的に重要ではなく、音源中心
間の距離に依存することが明らかとなった。
- (10) 騒音源と制御音源が共に各種音源の場合に、最適配置の音源中心間距離を変化さ
せ音響パワーの抑制効果を比較した。結果より、近接時においてダイポール音源
で最も高い抑制効果を示し、モノポール音源やクアドラポール音源の制御効果が
上回る条件が確認できたが、十分に距離を取ればどの次数の音源であってもその制
御効果の差はほぼ無視できることが数値シミュレーションより明らかとなった。

第 5 章

結 論

本研究では、低周波帯の生活騒音や空力騒音を能動的制御する手法として音響パワー最小化制御の適用を目標とした。本研究を遂行するにあたり、開空間における任意の形状の分布音源群を用いて、音響パワー最小化を講じた際に発生するゼロ制御パワー現象の条件として音源間モビリティの相反性を明らかにした。また、分布音源の特殊なケースである多重極子音源の音響パワー最小化手法について取り組んだ。以下に各章毎の結果についてまとめる。

第2章

本章では、次章以降の理論展開を容易にするために、1個のモノポール騒音源と1個のモノポール制御音源における音響パワー最小化制御について説明し、それに付随するゼロ制御パワー現象の特性を明らかにした。また、数値シミュレーションによって、具体的な音圧分布レベルと音響インテンシティマップを可視化し、当該手法が音響パワー最小化に有意であることをあわせて検証した。本章で得られた成果を以下に要約する。

- (1) 1個のモノポール騒音源と1個のモノポール制御音源を用いて、音場全体の音響パワーを最小化するフィードフォワード制御則を導出した。
- (2) 2つのモノポール音源を用いた音響パワー最小化に伴い、ゼロ制御パワー現象が発生することを理論的および数値的に明らかにした。さらに、音響インテンシティ分布によって当該現象の特性を明らかにした。
- (3) 2つのモノポール音源の音響パワー最小化した際、ゼロ制御パワー現象の発生のためには、全音響パワーの最小化は必要条件である。しかしながら、全音響パワーの最小化のためにゼロ制御パワー現象の発生は必ずしも必要ではない。すなわち、ゼロ制御パワー現象の発生条件として、音場全体の全音響パワーの最小化は必要条件ではあるが十分条件ではないことを確認した。
- (4) ゼロ制御パワー現象において、(3)のような問題点があるが、騒音源および制御音源に与える入力を実数のとき、ゼロ制御パワー現象が発生する場合、非制御時の値もしくは全音響パワーの最小値に帰結することを明らかにした。
- (5) (4)の前提条件であれば、当該現象を積極的に発生させることによって、制御音源周辺の情報のみで音響パワー最小化を達成する手法の確立が期待できる。

第3章

本章では、開空間の音場に任意の分布音源が複数個設置された場合の音響パワー最小化について検討し、その際に発生するゼロ制御パワー現象の発生条件について説明した。また、音響パワーを最小化制御則とゼロ制御パワー現象には、本研究で新たに提案する音源間モビリティの相反性について考察を行った。得られた最適制御則を用いて数値シミュレーションを行い、種々の条件下において制御効果を検討し、ゼロ制御パワーを確認した。本研究で得られた成果を以下に要約する。

- (1) 先行研究の音源の個数や種類に関する問題設定を一般化し、制御音源が複数個の任意の分布音源群を対象とした音場において、全音響パワーを最小化するフィードフォワード制御則を導出した。
- (2) 任意の分布音源を対象とした音響パワー最小化に伴い、ゼロ制御パワー現象が発生する場合において、十分条件となる音源間モビリティの相反性について明らかにした。また、音源間モビリティの相反性が成立するためには、各分布音源内の相対的な位相分布が同相あるいは逆相になる必要が生じることを明らかにした。
- (3) 本章で示した、全音響パワー最小化制御則は逆行列の計算が必要であるが、音源間モビリティの相反性が成立する前提条件の場合に限り、巡回行列の特性を用いた簡素化が可能である。当該手法を用いることで、音源の数あるいは分割音源の個数が膨大となった場合に、数値解析において計算上の無駄を省くことが可能である。
- (4) 本章で示した、全音響パワー最小化制御則より3個の制御音源を円形音源とした場合の、制御音源の最適配置について、数値シミュレーションより検討した。解析結果より、制御音源が3個の場合の最適配置は、正三角形の頂点に制御音源を配置することが明らかになった。
- (5) 制御音源の各要素1個あたりの音響パワーを計測すると、それぞれで正負異なる数値を示し、最大で 1×10^3 倍程度の差が確認できた。上記の解析結果より、分割音源の場合、各音源内の分割音源個々ではゼロ制御パワー現象を示さないが、各制御音源全体のエネルギーの収支の和はゼロとなるためゼロ制御パワー現象を示すことを明らかにした。
- (6) 制御音源1個から3個に増やした場合に、同等の制御効果が得られる条件として波長や音源サイズを変化させ解析結果を比較した。結果より、音源中心間の距離や周波数によらず制御音源を1個から複数個に増やすことによって、抑制効果が

必ず向上することが数値的に明らかになった。また、いずれの解析条件においてもゼロ制御パワー現象の発生を確認した。

- (7) 矩形平板の場合、設置角度に伴う指向性の影響が懸念されるため、矩形平板を対象とした音響パワー最小化を数値シミュレーションの観点より検討した。結果より、制御音源の配置を回転させたことによる影響は無いとは言い切れないが、その差はごく微小なものであることを明らかにした。
- (8) 任意の（不規則な）位置に制御音源を設置しても音響パワー最小化とゼロ制御パワー現象が成立したが、より高い制御効果を得るためには、騒音源を中心とする正 n 角形の頂点に制御音源を配置すべきである。

第4章

本章では、開空間に 1 個の騒音源と 1 個の制御音源が設置された条件を想定し、騒音源がモノポール音源あるいは多重極子音源で近似できる場合に、制御音源をモノポールあるいは多重極子音源とした際の音響パワー最小化制御を検討した。まず、1 個の騒音源と 1 個の制御音源をクアドラポール音源とした場合において、音響パワー最小化制御則を導出し、音響パワーを最小化した場合のゼロ制御パワー現象の発生条件について考察を行った。また、得られた最適制御則を用いて数値シミュレーションを行い、種々の条件下において制御効果を検討し、多重極子音源を用いた場合においてもゼロ制御パワー現象が発生することを確認した。本章で得られた成果を以下に要約する。

- (1) 分布音源の特別なケースである多重極子音源について検討し、クアドラポール音源 1 個に対してクアドラポール制御音源 1 個を用いて音響パワーを最小化するフィールドフォワード制御則を導出し、ゼロ制御パワー現象が発生することを理論的に明らかにした
- (2) (1) の結果より、ダイポール音源やクアドラポール音源の音圧分布に近似できるような空力騒音の低周波帯に対し、ゼロ制御パワー現象に着目した音響パワー最小化手法が有効である可能性を示した。
- (3) 騒音源がモノポール音源の場合に、制御音源にダイポールもしくはクアドラポール音源とした条件で、音響パワー最小化について数値シミュレーションを行った。解析結果より、制御音源に多重極子音源を用いた場合は、騒音源と同じ姿勢かつ次数の大きい多重極子音源がより高い制御効果を得られることを明らかにした。

- (4) 騒音源がダイポール音源の場合に，制御音源がモノポール音源もしくは多重極子音源とした条件で，音響パワー最小化について数値シミュレーションを行った．解析結果より，制御音源にモノポール音源を用いた場合では非制御時と音響パワーレベルがほぼ等価となった．多重極子音源を用いた場合は，騒音源と同じ姿勢かつ次数の大きい多重極子音源がより高い制御効果を得られることを明らかにした．
- (5) 騒音源がクアドラポール音源，制御音源がモノポール音源もしくは多重極子音源とした条件で，音響パワー最小化について数値シミュレーションを行った．解析結果より，制御音源にモノポール音源を用いた場合では非制御時と音響パワーレベルがほぼ等価となった．制御音源に多重極子音源を用いた場合では，騒音源と同じ姿勢が最適配置と明らかになった．なお，ダイポール音源の場合の変化量はごく微小であった．
- (6) 上記 (3) ～ (5) より，騒音源が多重極子音源の場合，制御音源に同等以上の多重極子音源を用いなければ制御効果が得られない．つまり，制御効果には音源の種類非対称性が存在する．しかしながら，いずれの条件でもゼロ制御パワー現象の発生は確認できた
- (7) 騒音源と制御音源が多重極子音源の場合に，音源中心間の距離や音源の設置角度を変化させ音響パワーレベルの低減量を比較した．いずれの場合においても制御音源を騒音源に近づけ，回転角 0 度に近づけることで制御効果が向上した．
- (8) (7) の結果において，ダイポール音源の場合では，設置角度の変化による制御効果の悪化が顕著で，回転角 60 度を超える場合ほとんど制御不能状態と同じ数値を示した．
- (9) (7) の結果において，クアドラポール音源の場合では，回転角 45 度付近で急激に悪化する結果を示した．また，回転角は 45°付近を除いてほとんど影響を及ぼさなかった．つまり，制御効果は回転角の影響は本質的に重要ではなく，音源中心間の距離に依存することが明らかとなった．
- (10) 騒音源と制御音源が共に各種音源の場合に，最適配置の音源中心間距離を変化させ音響パワーの抑制効果を比較した．結果より，近接時においてダイポール音源で最も高い抑制効果を示し，モノポール音源やクアドラポール音源の制御効果が上回る条件が確認できたが，十分に距離を取ればどの次数の音源であっても制御効果の差はほぼ無視できることが数値シミュレーションより明らかとなった．

参考文献

参考文献

- (1) 環境局環境総合研究所, “川崎市公害研究所年報 第 39 号 (2012 年)”, 公害研究所年報, (2012), pp.1-3
- (2) 大島堅一, 除本理史, 浅妻裕, “川崎臨海部の「環境再生を通じた地域再生」に向けて (特集 環境再生の地域計画)“, 環境と公害 28(3), (1999), pp.15-20
- (3) 永井進, “川崎市における地域環境再生”, 特集 地域環境再生の社会学(5), (1999), pp.5-20
- (4) 川崎市環境局環境対策部地域環境共創課, “令和 4 (2022) 年度 環境局事業概要 (公害編)”, 令和 4 年度市政資料, (2023), pp.120-132
- (5) 落合博明, 山崎邦彦, 高橋尚人, “低周波音の苦情の現状”, 日本騒音制御工学会 第 4 回 研究会論文集, (1995), pp.5-12
- (6) 落合博明, “低周波音の物的苦情に関する参照値の科学的知見“, 騒音制御, Vol.30, No.1, (2006), pp.43-47
- (7) 町田信夫, “低周波音の心身に係る苦情に関する参照値の科学的知見 II”, 騒音制御, Vol.30, No.1, (2006), pp.36-42
- (8) 町田信夫, “身体の動きと視・聴覚刺激の複合による人体影響について”, 人間工学, Vol.41,(2005), pp.284-285
- (9) 子安勝, “騒音の防止対策技術”, 計測と制御, Vol.16, No.5, (1977), pp.407-418
- (10) 西村正治, “ANC 実用化の現状と将来”, 騒音制御, Vol.27, No.4, (2003), pp.223-225
- (11) 西村正治, “アクティブノイズコントロールの現状”, 計測と制御, Vol.51, No.12, (2012), pp.1105-1109
- (12) Paul Lueg, “Process of Silencing Sound Oscillations”, United States Patent 2043416, US71458234A, (1936)
- (13) H. F. Olson and E. G. May, “Electronic Sound Absorber”, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.25, No.6, (1953), pp.1130-1136
- (14) William. B. Conover, “Fighting noise with noise”, *Noise control*, Vol. 2, No. 2, (1956), pp.78-92
- (15) 城戸健一, 斧田誠一, “変圧器騒音自動制御の実施予備実験”, 電気音響研究会資料, EA69, No.6, (1969)
- (16) Texas Instruments, “Intelligent programmable process control system”, United States Patent 4215396, US4215396A, (1978)
- (17) Intel Corporation, “Input/output data processing system”, United States Patent 4315310, US4315310A, (1979)

- (18) P.A. Nelson, S.J. Elliott, "Active Control of Sound," Academic Press, London, (1992)
- (19) P. A. Nelson, A. R. D. Curtis, S. J. Elliott, and A. J. Bullmore, "The Minimum Power Output of Free Field Point Sources and The Active Control of Sound", *Journal of Sound and Vibration*, 116-3, (1987), pp.397-414
- (20) S. J. Elliot, P. A. Nelson, I. M. Stothers, and C. C. Boucher, "In-flight Experiments on the Active Control of Propeller-induced Cabin Noise", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 140, No. 2, (1990), pp.219–23
- (21) Bose Corporation, "Earphoning", United States Patent 5305387, US5305387A, (1989)
- (22) ソニー株式会社, "ノイズキャンセル装置, ノイズキャンセル方法", 特許庁 4881896, JP4881896B2, (2008)
- (23) S. J. Elliott, J. M. Stothers, and P. A. Nelson, "A Multiple Error LMS Algorithm and Its Application to the Active Control of Sound and Vibration", *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Processing*, Vol. ASSP-35, No. 10, (1987), pp.1423-1434
- (24) 田中信雄, Snyder D. Scott, 菊島 義弘, 黒田 雅治, "能動騒音・振動制御による音響放射パワーの最小化：零制御パワーについて", *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.60, No.569, (1994), pp.86-93
- (25) S. J. Elliott, P. Joseph, P. A. Nelson, and M. E. Johnson, " Power Output Minimization and Power Absorption in the Active Control of Sound", *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.90, (1991), pp.2501-2512
- (26) 田中信雄, 菊島義弘, 黒田雅治, "能動騒音・振動制御による音響パワーの最小化 (ゼロ制御パワーと音響放射インピーダンスについて) ", *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.62, No.594, (1996), pp.615-621
- (27) Snyder, S. D., and Tanaka, N., "To Absorb or Not to Absorb: Control Source Power Output in Active Noise Control Systems", *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.94, (1993), pp.185-195
- (28) Snyder, S. D., and Hansen, C.H., "Mechanisms of Active Noise Control by Vibration Sources", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.147, No.3, (1991), pp.519-525
- (29) 江波戸明彦, 松倉国男, "音響パワーを最小とする能動騒音制御の研究：ゼロ制御パワーに着目した音響パワー最小化(音・振動の制御技術(2),騒音・振動評価・改善技術)", *環境工学総合シンポジウム講演論文集*, Vol.16, No.104, (2006), pp.33-36
- (30) 江波戸明彦, 田中信雄, 西村修, 塩山勉, "音響パワーを最小とする能動騒音制御の研究 (ゼロ制御パワーに着目した音響パワー最小化) ", *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.73, No.729, (2007), pp.1376-1383
- (31) 田中信雄, 小林こずえ, "平板振動放射音のアクティブ・ノイズ・コントロール (ゼ

- ロ制御パワーについて) ”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.660, (2001), pp.2528-2535
- (32) 小林こずえ, 田中信雄, “能動騒音制御および能動振動制御による振動放射音響パワーの最小化”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.669, (2002), pp.1420-1427
- (33) Kobayashi, K., and Tanaka, N., “Minimization of Acoustic Potential Energy in Enclosure Using both Active Noise Control and Active Vibration Control”, JSME International Journal vol.47, No.4, (2004), pp.1133-1139
- (34) 田中信雄, “振動音響制御”, コロナ社, (2009)
- (35) 大野進一, 山崎 徹, “機械音響工学”, 森北出版, (2010).
- (36) 尾本章, “波動方程式から理解する音響学”, 日本音響学会誌, Vol.66, No.9, (2010) pp.451-457.
- (37) 田中信雄, “振動平板における振動インテンシティと音響インテンシティについて”, 騒音制御, Vol.17, No.3, (1993), pp.144-147.
- (38) 張賢達 (著), 和田清 (訳), “信号処理のための線形代数”, 森北出版, (2008).
- (39) Robert M. Gray, “Toeplitz and Circulant Matrices: A review”, Foundations and Trends® in Communications and Information Theory, Vol. 2, No. 3, (2006), pp 155-239.
- (40) Harville, David A, “Matrix algebra from a statistician's perspective”, Springer-Verlag, (1997),
- (41) 加来治郎, “等価騒音レベルとアノイアンス”, 騒音制御, Vol.31, No.6, (2007), pp.431-434
- (42) Herbert Goldstein, Charles P. Poole, John L. Safko, “Classical Mechanics (3rd Edition)”, Addison Wesley, (2001)
- (43) Lighthill, M. J., “On Sound Generated Aerodynamically. Part I: General Theory” ,Proc. Roy Soc. London., A221, (1952), pp.564-587
- (44) 石井克哉, “空力音響学” 日本流体力学会誌 「ながれ」, Vol.15, (1996), pp.291-294.
- (45) Yousri, S. N., Fahy, F. J., “An Analysis of the Acoustic Power Radiated by a Point Dipole Source into a Rectangular Reverberation Chamber”, Journal of Sound and Vibration, Vol.25, Issue 1, (1972), pp. 39-50
- (46) 今井章久, 小西睦男, “残響室における双極子音源の音響パワーの分散”, 日本音響学会研究発表会講演論文集, 1999 (1), pp.661-662
- (47) Daniel A. Russell, “On the Sound Field Radiated by a Tuning Fork”, American Journal of Physics, Vol.68, No.12, (2000), pp.1139-1145.
- (48) 田野井淳一, 今井章久, 小西睦男, “残響室における四重極子音源の音響パワーの分散”, 日本音響学会研究発表会講演論文集, 2004(2), pp.827-828,
- (49) 坂本慎一, 高橋 莉紗, “球面調和関数を利用した音響 FDTD 解析における指向性音源

モデル”, 生産研究, Vol. 65, No. 3, (2013), pp.287-294

- (50) 羽田陽一, 古家賢一, 島内末廣, “球調和関数展開に基づく多重極音源を用いた指向性合成”, 日本音響学会誌, Vol. 69, No. 11, (2013), pp.577-588
- (51) 平田 能睦, “矩形室音場の音像法による解析”, 日本音響学会誌, Vol. 33, No. 9, (1977), pp.480-485
- (52) 尾本章, “「簡単な」幾何音響理論”, 日本音響学会誌, Vol.62, No.10, (2006) pp.738-743
- (53) S. J. Elliott; M. E. Johnson, “Radiation Modes and the Active Control of Sound Power”, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 94, No. 4, (1993), pp.2194-2204

付録

付録A 鏡像音源法に基づいたゼロ制御パワー現象について

本論文の本編における理論展開は、いずれも無限に広い自由空間（開空間）であることを前提とした。しかしながら、実生活における種々の音源の周りでは、壁面のある空間（閉空間）が一般的であり、周囲を壁面に囲まれた室内空間においても、音響パワー最小化に伴いゼロ制御パワー現象が確認できなければ実用化は難しい。閉空間における幾何音響解析手法として鏡像音源法（Image Source Method）という、音の反射を考慮したモデル化手法がある^{(51) (52)}。鏡像音源法は、ある音源に対し、反射面を境に同じ距離だけ離れた位置に、仮想音源を設置し、それらの総和を算出することにより、壁面の反射音を考慮した解析手法である。本付録では、この鏡像音源法を用いて、剛壁のある空間においても、音響パワー最小化によってゼロ制御パワー現象が成立するか検討する。はじめに、鏡像音源法の基礎的な事項について記載する。つぎに、鏡像音源法に基づき、1個の騒音源と1個の制御音源がモノポール音源の場合を想定し、音響パワー最小化時にゼロ制御パワー現象が発現する最適制御則を導出する。最後に、数値シミュレーション上でその特性と妥当性を検討し、剛壁のある空間内においてもゼロ制御パワー現象に着目した音響パワー最小化手法が有効であることを示す。

A.1 鏡像音源法

本節では、鏡像音源法について簡単に示す。本手法の概要は、音の波動性を無視して、音響エネルギーの伝播を、光と同じように直進および幾何学的反射のみで扱う手法のことである。計算が容易である一方で、音の波動性を無視しているため、本来の波動現象である音の回折や干渉は考慮しない。そのため、ANCにおいて得意とする低周波帯において誤差が生じる可能性が高い。しかしながら、後述する原理は非常に直感的で理解しやすい方法であり、現在も建築や環境音響学における音場シミュレーションにおいて広く用いられている手法である。また、実条件と誤差が生じる可能性を考慮しても、剛壁のある空間においても、全音響パワー最小化によってゼロ制御パワー現象が成立するか確認することには意義がある。

鏡像音源法とは、閉空間の音場において、離散的に分布する実音源及び鏡像音源群のそれぞれの寄与が各反射音の強さになり、それらの総和を算出することにより、ある受音点での音の強さを求めることを可能とする手法である。一般的には、矩形室内の平面の壁面において、その壁面の中に鏡像音源が生じるものと考えられる手法である。そのため、基本的には、壁面ごとに鏡像を生成する必要があり式が煩雑となる。ここでは、Fig.

A. 1 で示すような、モノポールの騒音源 P から距離 d だけ離れた位置に剛壁が存在する場合を想定する。このような条件は、床面が平滑で硬い半無響室などが想定できる。このとき、騒音源 P が発した音が、観測点 (x, y, z) に達したときの音圧 P_{obs} を検討する。

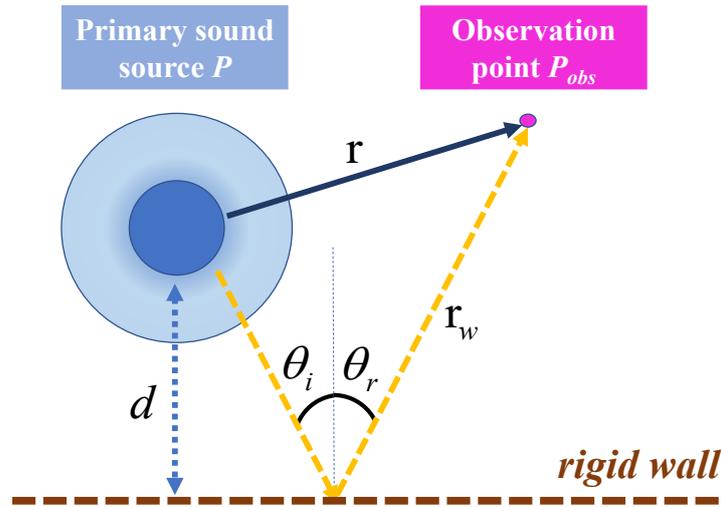


Fig. A. 1 The space with a primary sound source with a rigid wall.

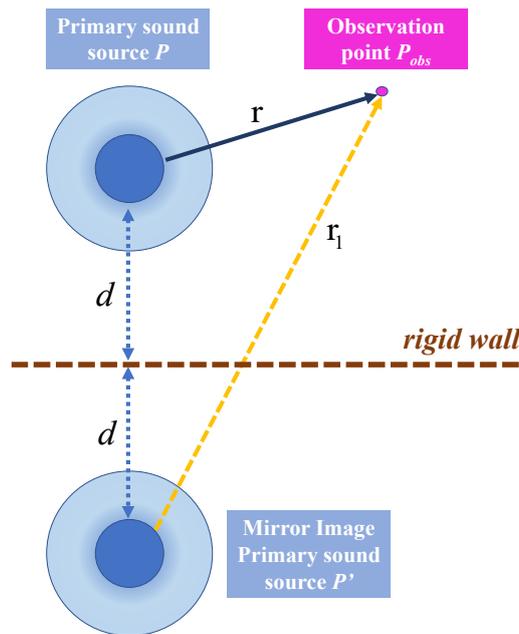


Fig. A. 2 The space with a mirror image sound source across a rigid wall.

はじめに、騒音源から観測点まで向かう音波を考えると2種類の波動が存在する。1つ目は、騒音源 P から直接、観測点 $P_{obs}(x, y, z)$ 向かう直接波 r である。2つ目は、剛壁で反射したのちに観測点 $P_{obs}(x, y, z)$ へ向かう反射波 r_w である。その際、反射波は壁面で鏡面反射すると仮定する。鏡面反射では反射の法則が成り立ち、入射角 θ_i と反射角 θ_r が等しくなり、反射波 r_w 図の黄色の破線となる。反射波の影響は、剛壁を中心とした距離 d の対称な位置に配置した“鏡像音源”（虚音源と呼ぶ場合もある）で表すことができる。Fig. A. 1 に示す剛壁を挟んだ距離 $2d$ に、鏡像音源 P' を設置した場合を Fig. A. 2 で

示す．壁面の反射率を 1 とした場合において，Fig. A. 2 の鏡像音源 P' から観測点 $P_{obs}(x,y,z)$ への直接波 \mathbf{r}_1 と，Fig. A. 1 の黄色の破線で示す反射波 \mathbf{r}_w は等価である．したがって，騒音源 P が発した音が，観測点 $P_{obs}(x,y,z)$ に達したときの音圧は，騒音源 P の直接波による音圧と，鏡像騒音源 P' からの等価的な直接波の音圧の和と考えられる．騒音源 P と鏡像音源 P' の体積速度を共に q_r とした場合，観測点 $P_{obs}(x,y,z)$ の音圧 $p(x,y,z,t)$ は次式のように記述できる．

$$p(x,y,z,t) = \frac{j\omega\rho_0}{4\pi r} q_r e^{-jkr} e^{j\omega t} + \frac{j\omega\rho_0}{4\pi r_1} q_r e^{-jkr_1} e^{j\omega t} \quad (\text{A. 1})$$

また，鏡像音源法を用いて，壁面に埋め込まれたモノポール音源を想定することも可能である．Fig. A. 1 において，騒音源 P を壁に密着させた場合を想定する．このとき，壁までの距離 d は 0 となる．すなわち，鏡像音源 P' の位置が騒音源 P と重なるため，鏡像音源 P' から観測点 $P_{obs}(x,y,z)$ までの直接波 \mathbf{r}_1 は観測点 $P_{obs}(x,y,z)$ 向かう直接波 \mathbf{r} と等しくとなる．したがって，騒音源 P を壁に密着させた場合の，観測点 $P_{obs}(x,y,z)$ の音圧 $\Delta p(x,y,z,t)$ は次式のように記述できる．

$$\begin{aligned} p(x,y,z,t) &= \frac{j\omega\rho_0}{4\pi r} q_r e^{-jkr} e^{j\omega t} + \frac{j\omega\rho_0}{4\pi r} q_r e^{-jkr} e^{j\omega t} \\ &= \frac{j\omega\rho_0}{2\pi r} q_r e^{-jkr} e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (\text{A. 2})$$

式 (A. 2) と式 (2. 14) より，剛壁に音源が埋め込まれた場合では，同じ音源が自由空間に設置された場合の 2 倍の音圧になることが分かる．

A.2 剛壁のある空間を想定した音響パワー最小化制御則

前述のように，壁面がある空間を考慮した条件にて，音響パワー最小化した際にゼロ制御パワー現象が確認できないと実用化および半無響室における実験は難しい．そこで，鏡像音源法に基づき，床面が剛壁と仮定した場合に，1 個の騒音源と 1 個の制御音源を設置し，音響パワー最小化を講じた際にゼロ制御パワー現象が発生するか確認する．

Fig. A. 3 は，鏡像音源を想定した音場における各音源の配置条件を示す．空間には騒音源 P と剛壁を挟んで鏡像騒音源 P' が，それぞれ剛壁から d_1 の位置に存在する．また，騒音源 P から d_2 の位置には制御音源 S が存在し，鏡像騒音源 P' から d_2 の位置には鏡像制御音源 S' が存在する．また，制御音源 S と剛壁を挟んで鏡像制御音源 S' が，それぞれ剛壁から d_3 の位置に存在する．騒音源 P から鏡像制御音源 S' までの対角距離と，鏡像騒音源 P' から制御音源 S までの対角距離は，ともに d_4 となる．これらの 4 つのモノポール音源は，観測点からの距離をそれぞれ \mathbf{r}_p , \mathbf{r}_s , \mathbf{r}_p' , \mathbf{r}_s' とする．騒音源 P の体積速度を q_p ，制御音源 S の体積速度を q_s とする．また，鏡像騒音源 P' の体積速度を q_p' ，

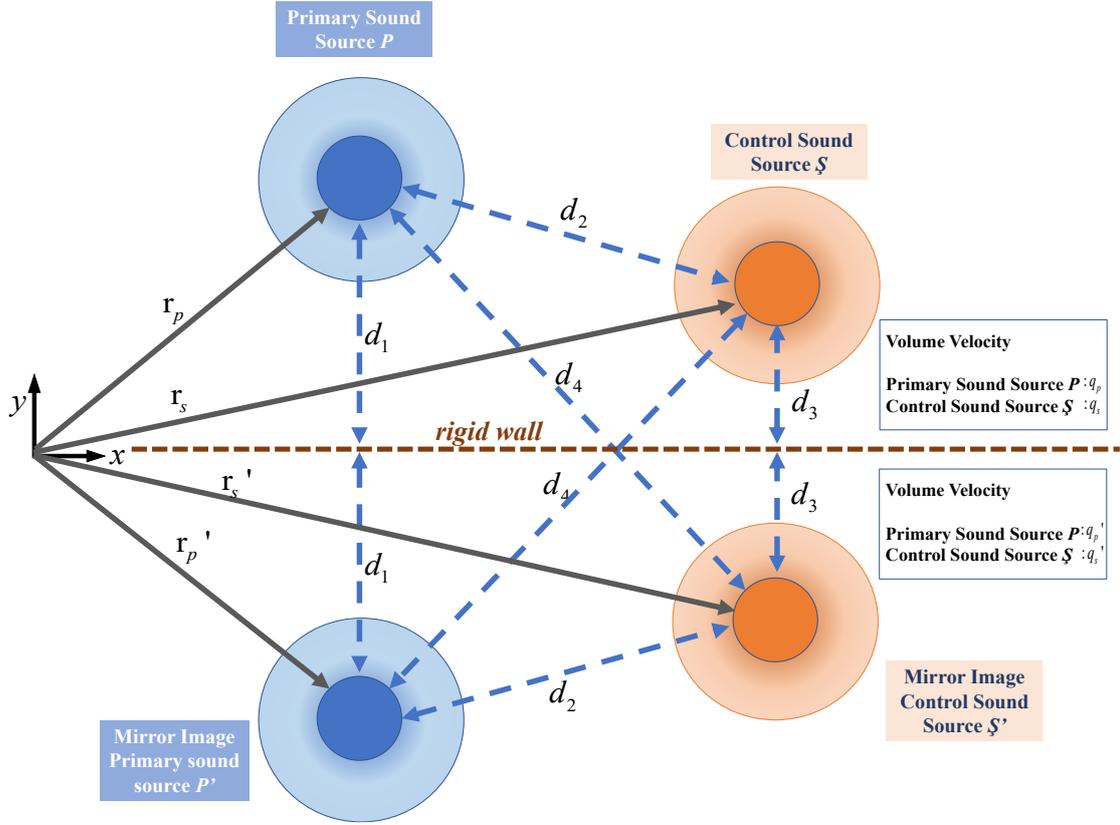


Fig. A. 3 The sound field for simulating two sound sources in half free space.

鏡像制御音源 S' の体積速度を q_s' とする。これらの条件下において、音響パワーを最小化する。本条件は、基本的に第 2 章のモノポールの理論展開に音源の個数が増えた場合と同様に可能である。Fig. A. 3 に示す音場の各モノポール音源の音響パワーの式は次式のように記述できる。

$$\begin{aligned}
 P_{wp} = & \frac{\omega\rho_0 k(q_p)^2}{8\pi} + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_1}{kd_1} + j \frac{\cos kd_1}{kd_1} \right) q_p q_p^* \right] \\
 & + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_2}{kd_2} + j \frac{\cos kd_2}{kd_2} \right) q_s q_p^* \right] + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_4}{kd_4} + j \frac{\cos kd_4}{kd_4} \right) q_s q_p^* \right]
 \end{aligned} \tag{A. 3}$$

$$\begin{aligned}
 P_{wp}' = & \frac{\omega\rho_0 k(q_{p'})^2}{8\pi} + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_1}{kd_1} + j \frac{\cos kd_1}{kd_1} \right) q_p q_{p'}^* \right] \\
 & + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_4}{kd_4} + j \frac{\cos kd_4}{kd_4} \right) q_s q_{p'}^* \right] + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_2}{kd_2} + j \frac{\cos kd_2}{kd_2} \right) q_s q_{p'}^* \right]
 \end{aligned} \tag{A. 4}$$

$$P_{ws} = \frac{\omega\rho_0 k(q_s)^2}{8\pi} + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_3}{kd_3} + j \frac{\cos kd_3}{kd_3} \right) q_s q_s^* \right] \\ + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_2}{kd_2} + j \frac{\cos kd_2}{kd_2} \right) q_p q_s^* \right] + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_4}{kd_4} + j \frac{\cos kd_4}{kd_4} \right) q_p q_s^* \right] \quad (\text{A. 5})$$

$$P_{ws}' = \frac{\omega\rho_0 k(q_{s'})^2}{8\pi} + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_1}{kd_1} + j \frac{\cos kd_1}{kd_1} \right) q_p q_{p'}^* \right] \\ + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_4}{kd_4} + j \frac{\cos kd_4}{kd_4} \right) q_s q_{p'}^* \right] + \frac{\omega\rho_0}{8\pi} \operatorname{Re} \left[\left(\frac{\sin kd_2}{kd_2} + j \frac{\cos kd_2}{kd_2} \right) q_s q_{p'}^* \right] \quad (\text{A. 6})$$

ただし、 P_{wp} は、騒音源Pの音響パワー、 P_{wp}' は、鏡像騒音源P'の音響パワー、 P_{ws} は制御音源Sの音響パワー、 P_{ws}' は鏡像制御音源S'の音響パワーを表す。式 (A. 3) ~ (A. 6) で示した、各音源の音響パワーを全て足し合わせた和が全音響パワーとなる。したがって、Fig. A. 3の条件下における全音響パワー P_{wt} は次式のように記述できる。

$$P_{wt} = \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \left(|q_p|^2 + |q_s|^2 + |q_{p'}|^2 + |q_{s'}|^2 \right) \\ + \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} (q_p q_p^* + q_p q_{p'}^*) \frac{\sin kd_1}{kd_1} + \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} (q_s q_p^* + q_p q_s^* + q_s q_{p'}^* + q_{p'} q_s^*) \frac{\sin kd_2}{kd_2} \quad (\text{A. 7}) \\ + \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} (q_s q_s^* + q_s q_{s'}^*) \frac{\sin kd_3}{kd_3} + \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} (q_{s'} q_p^* + q_p q_{s'}^* + q_{s'} q_{p'}^* + q_{p'} q_{s'}^*) \frac{\sin kd_4}{kd_4}$$

音響パワー最小化時に制御パワーが 0 となるために、全音響パワー P_{wt} を q_s と $q_{s'}$ について最小化する。各音源の体積速度の実部と虚部でそれぞれ分離すると、式 (A. 7) は次式のように記述できる。

$$P_{wt} = \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \left[\left(|q_p^r|^2 + |q_p^i|^2 + |q_{p'}^r|^2 + |q_{p'}^i|^2 + |q_s^r|^2 + |q_s^i|^2 + |q_{s'}^r|^2 + |q_{s'}^i|^2 \right) \right. \\ \left. + 2(q_p^r q_p^r + q_p^i q_p^i) \frac{\sin kd_1}{kd_1} + 2(q_p^r q_s^r + q_p^i q_s^i + q_s^r q_{p'}^r + q_s^i q_{p'}^i) \frac{\sin kd_2}{kd_2} \right. \\ \left. + 2(q_{s'}^r q_s^r + q_{s'}^i q_s^i) \frac{\sin kd_3}{kd_3} + 2(q_{s'}^r q_p^r + q_{s'}^i q_p^i + q_s^r q_{p'}^r + q_s^i q_{p'}^i) \frac{\sin kd_4}{kd_4} \right] \quad (\text{A. 8})$$

上式における、制御音源Sの体積速度 q_s の実部 q_s^r と虚部 q_s^i および、鏡像制御音源S'の体積速度 $q_{s'}$ の実部 $q_{s'}^r$ と虚部 $q_{s'}^i$ についてそれぞれ偏微分する。はじめに、体積速度 q_s の実部 q_s^r について左辺の全音響パワー P_{wt} の値を 0 と置くと、次式のように記述できる。

$$\frac{\partial P_{wt}}{\partial q_s^r} = \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \left(\left[2q_s^r + 2q_p^r \frac{\sin kd_2}{kd_2} + 2q_{s'}^r \frac{\sin kd_3}{kd_3} + 2q_{p'}^r \frac{\sin kd_4}{kd_4} \right] \right) = 0 \quad (\text{A. 9})$$

上式を実部 q_s^r について展開すると、次式のような結果を得られる。

$$q_s^r = - \left(q_p^r \frac{\sin kd_2}{kd_2} + q_{p'}^r \frac{\sin kd_4}{kd_4} + q_{s'}^r \frac{\sin kd_3}{kd_3} \right) \quad (\text{A. 10})$$

同様の手順によって、体積速度 q_s の虚部 q_s^i および鏡像制御音源 S' の体積速度 $q_{s'}$ の実部 $q_{s'}^r$ と虚部 $q_{s'}^i$ を偏微分した結果が次式のように記述できる。

$$q_s^i = - \left(q_p^i \frac{\sin kd_2}{kd_2} + q_{p'}^i \frac{\sin kd_4}{kd_4} + q_{s'}^i \frac{\sin kd_3}{kd_3} \right) \quad (\text{A. 11})$$

$$q_{s'}^r = - \left(q_p^r \frac{\sin kd_2}{kd_2} + q_{p'}^r \frac{\sin kd_4}{kd_4} + q_s^r \frac{\sin kd_3}{kd_3} \right) \quad (\text{A. 12})$$

$$q_{s'}^i = - \left(q_p^i \frac{\sin kd_2}{kd_2} + q_{p'}^i \frac{\sin kd_4}{kd_4} + q_s^i \frac{\sin kd_3}{kd_3} \right) \quad (\text{A. 13})$$

式 (A. 11) に虚数 j を掛け、式 (A. 10) と足し合わせることによって、モノポール騒音源 P に対して、モノポール制御音源 S を用いて全音響パワーを最小化する、体積速度 q_s についての最適フィードフォワード制御則が次式のように記述できる。

$$q_s = - \left(q_p \frac{\sin kd_2}{kd_2} + q_{p'} \frac{\sin kd_4}{kd_4} + q_{s'} \frac{\sin kd_3}{kd_3} \right) \quad (\text{A. 14})$$

同様に、式 (A. 13) に虚数 j を掛け、式 (A. 12) と足し合わせることによって、モノポール鏡像騒音源 P' に対して、モノポール制御音源 S' を用いて音響パワーを最小化する、体積速度 $q_{s'}$ についての最適フィードフォワード制御則が次式のように記述できる。

$$q_{s'} = - \left(q_p \frac{\sin kd_2}{kd_2} + q_{p'} \frac{\sin kd_4}{kd_4} + q_s \frac{\sin kd_3}{kd_3} \right) \quad (\text{A. 15})$$

ここで、鏡像音源法において実音源と鏡像音源の体積速度は等しくなければ、鏡面反射による反射音は成立しない。したがって、 $q_p = q_{p'}$ および、 $q_s = q_{s'}$ となる。鏡像音源の条件式を踏まえると、体積速度 q_s についての最適フィードフォワード制御則が次式のように記述できる。

$$q_s = \frac{-q_p (\text{sinc} kd_2 + \text{sinc} kd_4)}{(1 + \text{sinc} kd_3)} \quad (\text{A. 16})$$

式(A. 16)を制御音源および鏡像制御音源に与えることで、制御音源の音響パワーが0となりゼロ制御パワー現象を示すか確認する。式(A. 5)で記述した制御パワー P_{ws} の式に

において、体積速度 $q_p = q_p'$ および $q_s = q_s'$ とし、式(A. 16)で求めた最適制御則を代入すると、制御パワー P_{ws} は次式のように記述できる。

$$P_{ws} = \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} \left(\begin{aligned} &\left(\frac{-q_p(D_2 + D_4)}{(1 + D_3)} \right)^2 + D_2 \left(\frac{-q_p q_p^*(D_2 + D_4)}{(1 + D_3)} \right) \\ &+ D_3 \left(\frac{q_p q_p^*(D_2 + D_4)^2}{(1 + D_3)^2} \right) + D_4 \left(\frac{-q_p q_p^*(D_2 + D_4)}{(1 + D_3)} \right) \end{aligned} \right) \quad (\text{A. 17})$$

ただし、

$$D_2 = \text{sinc} kd_2 \quad (\text{A. 18})$$

$$D_3 = \text{sinc} kd_3 \quad (\text{A. 19})$$

$$D_4 = \text{sinc} kd_4 \quad (\text{A. 20})$$

式を (A. 17) を整理すると、次式のように記述できる。

$$P_{ws} = \frac{\omega\rho_0 k}{8\pi} D_T \quad (\text{A. 21})$$

ただし、

$$\begin{aligned} D_T = & \frac{(q_p^2 D_2^2 - q_p'^2 D_2'^2) + (2q_p^2 D_2 D_4 - q_p'^2 D_2 D_4 - q_p^2 D_2 D_4)}{D_3^2 + 2D_3 + 1} \\ & + \frac{(q_p^2 C^2 - q_p'^2 C^2) + (q_p^2 D_2^2 D_3 - q_p'^2 D_2^2 D_3)}{D_3^2 + 2D_3 + 1} \\ & + \frac{(2q_p^2 D_2 D_3 D_4 - q_p'^2 D_2 D_3 D_4 - q_p^2 D_2 D_3 D_4) + (q_p^2 D_3 D_4^2 - q_p'^2 D_3 D_4^2)}{D_3^2 + 2D_3 + 1} \end{aligned} \quad (\text{A. 22})$$

式 (A. 22) より、分子の項が全て打ち消しあい、 $D_T = 0$ となることがわかる。そのため、式 (A. 21) で示す、制御パワー P_{ws} の値は 0 となる。以上より、Fig. A. 3 で示すような音場において、反射音を考慮した場合においても、音響パワー最小化時にゼロ制御パワー現象が成立する。

式 (A. 16) の剛壁がある空間における音響パワー最小化制御則は、Fig. A. 3 以外の特殊な条件 3 種類にも対応する。

1 つ目の特別な条件は、1 個の騒音源が空間中、1 個の制御音源が壁面に設置された場合である。当該条件は、Fig. A. 3 を参照すると、制御音源 S と剛壁を挟んで鏡像制御音源が、それぞれ剛壁上 ($d_3 = 0$) の位置に存在する場合を考える。このとき、音源間の距離 d_2 と d_4 は等価となる。つまり、 $D_2 = D_4$ 、 $D_3 = 1$ となる。この条件下を前提に、式 (A. 17) ~ 式 (A. 22) まで、同様に式を展開すると最終的な制御パワー P_{ws} の値は 0 となることが分かる。

次に、2 つ目の特別な条件は、1 個の騒音源と 1 個の制御音源が、ともに壁面に設置された場合である。当該条件は、Fig. A. 3 を参照すると、騒音源 P と剛壁を挟んで鏡像

制御音源 P' が、それぞれ剛壁上 ($d_1=0$) の位置に存在し、制御音源 S と剛壁を挟んで鏡像制御音源 S' が、それぞれ剛壁上 ($d_3=0$) の位置に存在する場合を考える。このとき、音源間の距離 d_2 と d_4 は等価となる。つまり、 $D_2=D_4$ 、 $D_3=1$ となる。そのため、音響パワー最小化制御則に関わる条件式は、1つ目の特別な条件と同じである。したがって、この場合においても音響パワー最小化制御時にゼロ制御パワー現象が発生する。

最後に、3つ目の特別な条件は、1個の騒音源が壁面に設置され、1個の制御音源が空間中に設置された場合である。当該条件は、Fig. A.3を参照すると、騒音源 P と剛壁を挟んで鏡像制御音源 P' が、それぞれ剛壁上 ($d_1=0$) の位置に存在する場合を考える。このとき、音源間の距離 d_2 と d_4 は等価となる。つまり、 $D_2=D_4$ となる。この条件下を前提に、式 (A.17) ~ 式 (A.22) まで、同様に式を展開すると最終的な制御パワー P_{ws} の値は 0 となることが分かる。

ここで、1つ目と2つ目の特別な条件において式 (A.16) を整理すると、体積速度 q_s についての最適フィードフォワード制御則が次式のように記述できる。

$$q_s = \frac{-q_p (\text{sinc}kd_2 + \text{sinc}kd_2)}{1 + \lim_{d_3 \rightarrow 0} \text{sinc}kd_3} = \frac{-2q_p (\text{sinc}kd_2)}{2} \quad (\text{A.23})$$

$$= -q_p \text{sinc}kd_2$$

上式は、式 (2.32) で示した、騒音源1個と制御音源1個がモノポール音源の場合における、音響パワー最小化制御則と同様の形式であることが分かる。したがって、剛壁のある空間において、2個のモノポール音源がともに剛壁内に設置された場合は、開空間における条件式と同様の式に帰着することが確認できた。なお、騒音源が空間中、制御音源が剛壁内の条件に関しても、数式上は同様の形式であったが、数値解析上では実音源と鏡像音源が同じ位置であっても、双方が同じ位置で音を発する場合と想定しなければならないことに注意すべきである。

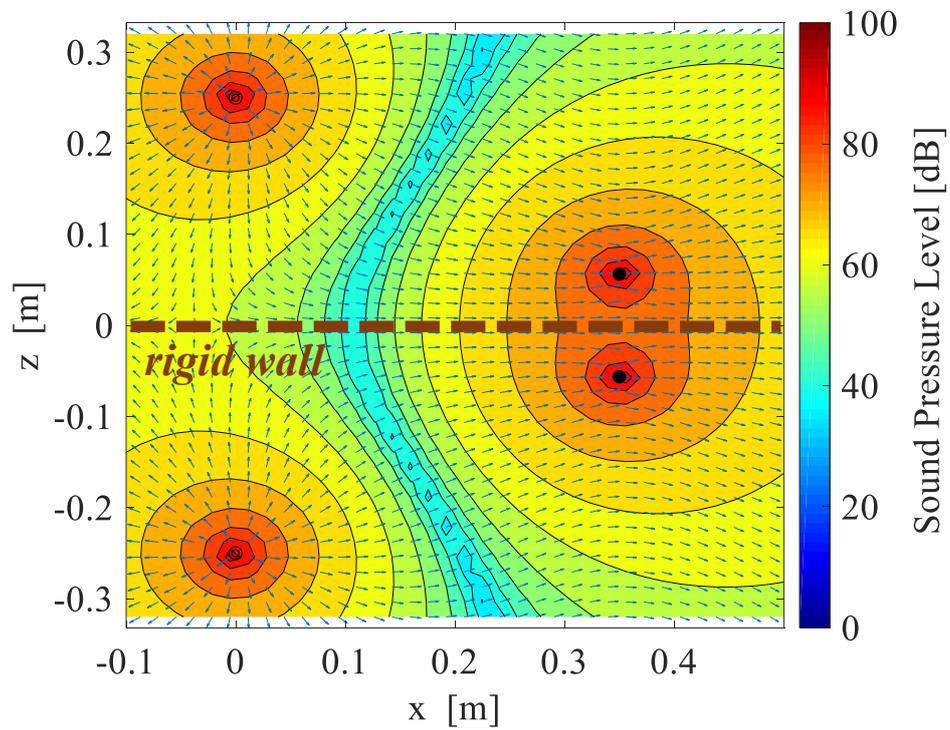
A.3 数値シミュレーションによる検証

前節では鏡像音源法に基づいた音響パワー最小化制御の結果、ゼロ制御パワー現象が発生することを理論的に示した。本節では、2個のモノポール騒音源（うち1個は鏡像音源）と2個の制御音源（うち1個は鏡像音源）を、鏡面反射を前提とした配置条件とした場合において、音響パワー最小化制御を講じた際に、数値シミュレーション上でゼロ制御パワー現象の発生の有無を確認し、全音響パワーレベルの変化量を評価する。本節の解析条件では、騒音源 P と鏡像制御音源 P' (図中、左側”◎”で表記) が 100 Hz で駆動するモノポール音源の場合に、制御音源 S と鏡像制御音源 S' (図中、右側”●”で表記) にモノポール音源を用いた条件下で音響パワー最小化を行う。この際

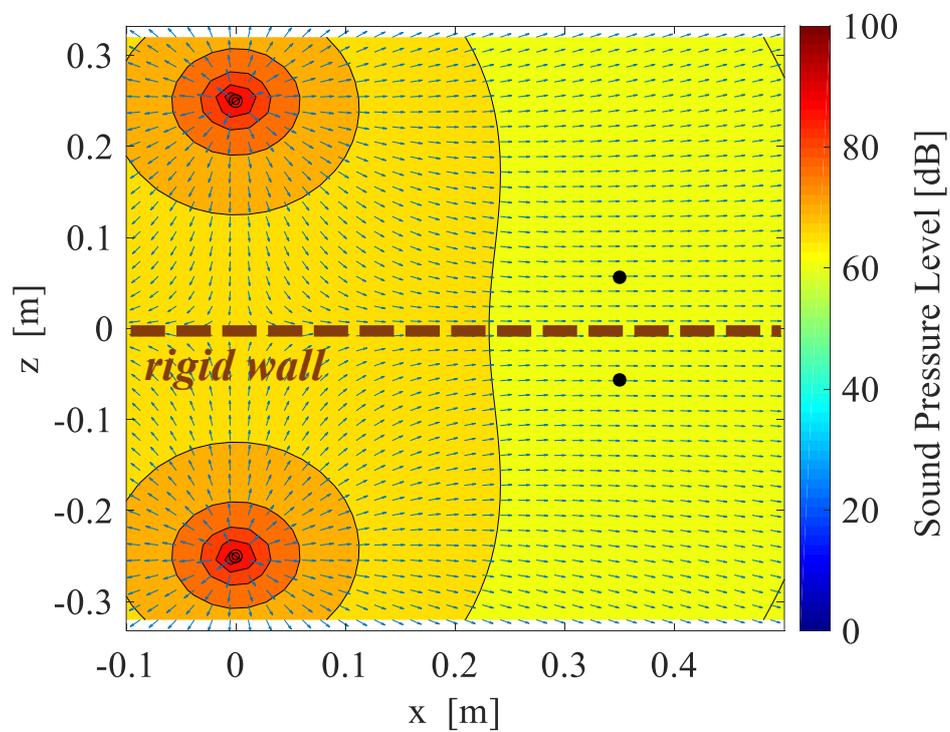
に、剛壁を挟んで X - Z 軸平面において、X 軸上を剛壁として、剛壁より上側の領域を実音源、下側の領域を鏡像音源とした。解析条件は 3 種類を想定し、Fig. A. 3 と同様の音源の配置を A-1 とした。また、Fig. A. 3 において制御音源 S（鏡像制御音源 S'）を剛壁中に埋め込んだ配置を A-2 とし、騒音源 P（鏡像騒音源 P'）を剛壁中に埋め込んだ配置を A-3 とした。

Fig. A. 4 は、解析条件 A-1 の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. A. 4 (a) に示すように、最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の中心から放射状に噴き出され、剛壁に到達すると、壁に沿う流れを確認することができる。制御音源の近傍では、左方向から右方向へ、制御音源上を通過するような音響インテンシティの分布を確認することができる。このため、制御音源近傍の音響エネルギーの流れは、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。実際に、制御音源のパワーの値は $6.8 \times 10^{-21} \text{ W}$ を示し、ほぼゼロである。音圧分布に着目すると、騒音源と制御音源ともに音を放出し、2 音源の干渉を確認できる。そのため、制御音源は駆動しているにも関わらず、制御パワーの値が 0 になったことが確認できる。Fig. A. 4 (b) で示す非制御時の音圧・音響インテンシティレベル分布と比較すると、制御音源を駆動した場合に、解析範囲内の音圧レベルが全体的に低下することが確認できる。また、音響インテンシティ分布について比較すると、騒音源の直下の剛壁付近で壁に沿って、インテンシティが左右に分かれる位置が、制御後ではわずかに左にずれることは確認できる。この要因で考えられる事項の一つは、制御音源の反射音による影響である。2 つ目は、制御音源が駆動した結果、制御音源自身は音響パワーの時間平均は 0 となっても、瞬間的に吸い込みと吹き出しを繰り返すため、制御音源側の吸い込みエネルギーの影響が生じている可能性が考えられる。また、本解析条件において、非制御前と最適制御の全音響パワーレベルの差は 17.4 dB であった。

Fig. A. 5 は、解析条件 A-2 の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. A. 5 (a) に示すように、最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の中心から放射状に噴き出され、剛壁に到達すると、壁に沿う流れを確認することができる。制御音源の近傍では、左方向から右方向へ、制御音源上を通過するような音響インテンシティの分布を確認することができる。制御音源のパワーの値は $6.8 \times 10^{-21} \text{ W}$ を示した。したがって、本条件でもゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。音圧分布に着目すると、騒音源と制御音源ともに音を放出し、2 音源の干渉を確認できる。そのため、制御音源は駆動しているにも関わらず、制御パワーの値が 0 になったことが確認できる。Fig. A. 4 (b) で示す非制御時の音圧・音響インテンシティレベル分布と最適制御時を比較すると、制御音源を駆動した場合に、解析範囲内の音圧レベルが全体的に低下することが確認できる。音響インテンシ

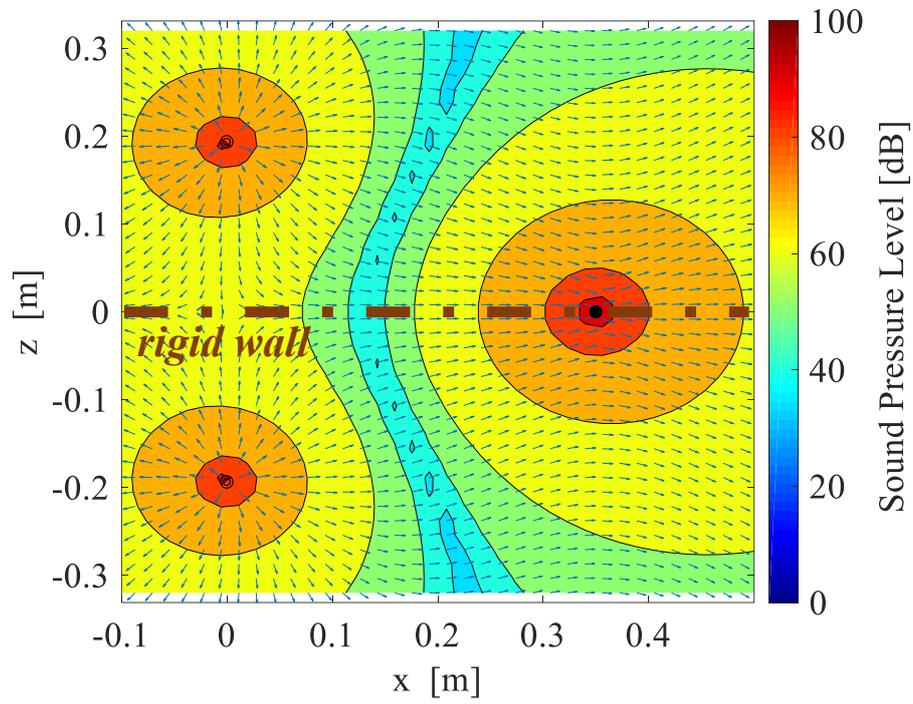


(a) With optimal control

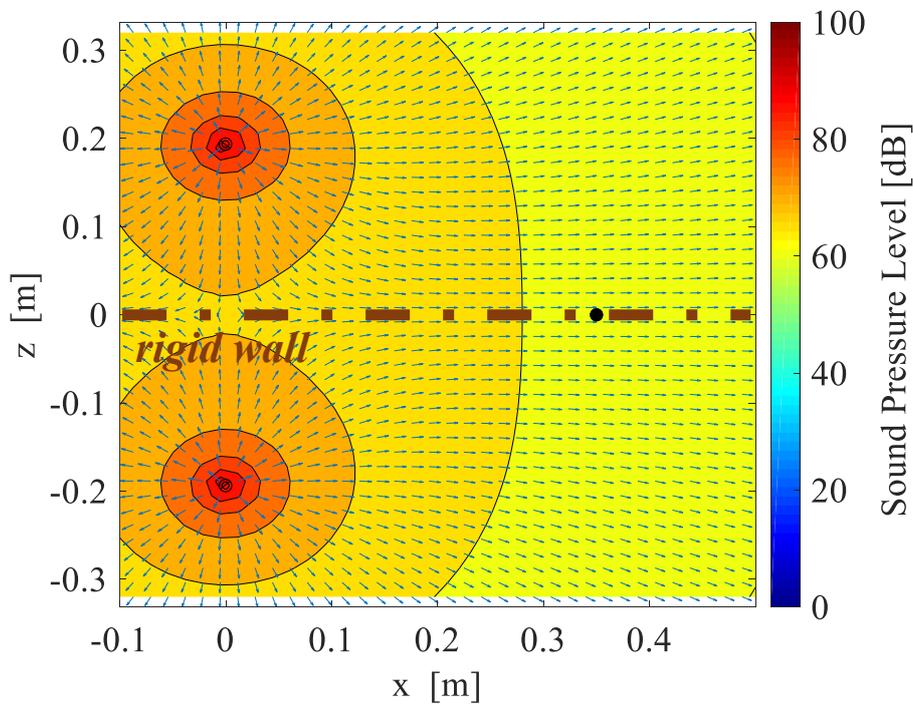


(b) Without control

Fig. A. 4 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source and the control source are monopole sound sources. (case A-1)



(a) With optimal control



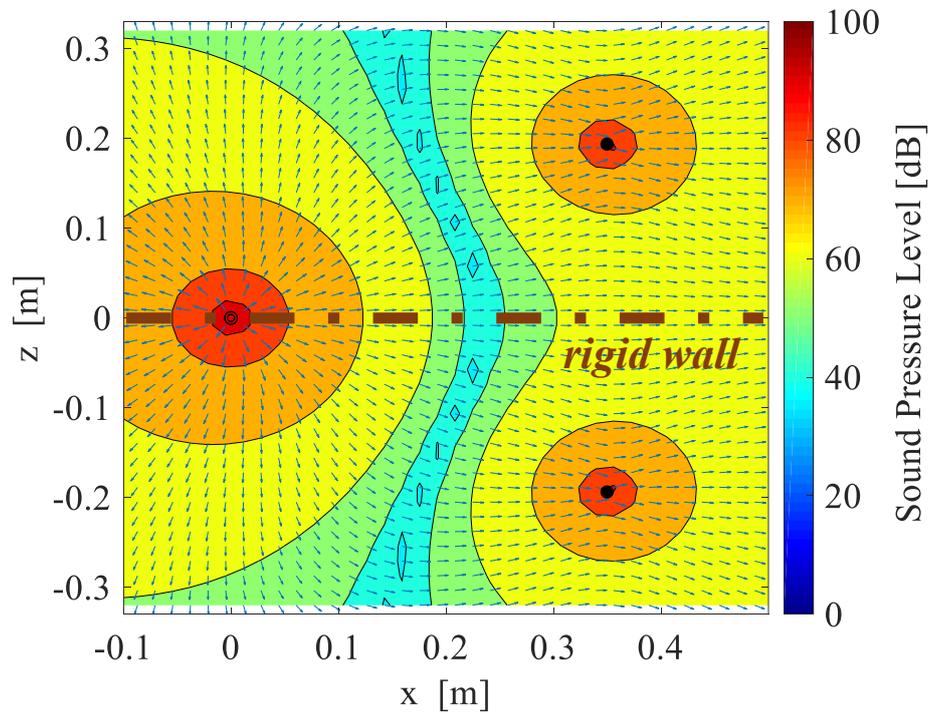
(b) Without control

Fig. A. 5 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source and the control source are monopole sound sources. (case A-2)

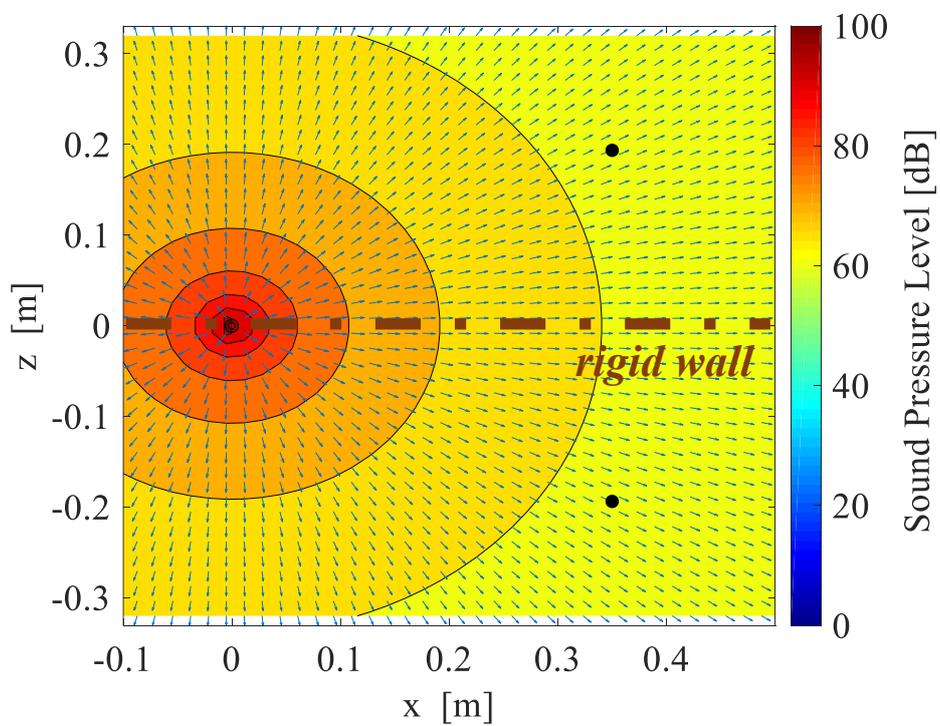
ティ分布については非制御時と最適制御時で似た分布を示した。そのため、解析条件 A-2 では、解析条件 A-1 で確認できた騒音源の直下の剛壁付近の音響インテンシティの変化が確認できない。解析条件 A-2 では、制御音源が剛壁内に埋め込まれているため、制御音源自身の反射音は発生しない。つまり、本解析条件の結果をふまえると、解析条件 A-1 で確認できた、騒音源の直下の剛壁付近の音響インテンシティの変化の要因は制御音源の反射音が要因である可能性が考えられる。本解析条件において、非制御前と最適制御の全音響パワーレベルの差は 17.5 dB であった。

Fig. A. 6 は、解析条件 A-3 の最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. A. 6 (a) に示すように、最適制御時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の中心から放射状に噴き出され、剛壁に沿って左右へ進む流れを確認できる。制御音源の近傍では、左方向から右方向へ、制御音源上を通過するような音響インテンシティの分布を確認することができる。制御音源のパワーの値は 6.8×10^{-21} W を示した。したがって、本条件でもゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。音圧分布に着目すると、騒音源と制御音源ともに音を放出し、2音源の干渉を確認できる。そのため、制御音源は駆動しているにも関わらず、制御パワーの値が 0 になったことが確認できる。Fig. A. 6 (b) で示す非制御時の音圧レベル分布と最適制御時を比較すると、制御音源を駆動した場合に、解析範囲内の音圧レベルが全体的に低下することが確認できる。また、音響インテンシティ分布について比較すると、非制御時では騒音源の右下方向から左上方向へ通過する分布に対して、最適制御時では x 軸と平行に矢印が左方向から右方向へ通過する分布が確認できる。このため、制御音源の駆動によって騒音源の放射パターンが影響を受けたことが確認できる。本解析条件において、非制御前と最適制御の全音響パワーレベルの差は 17.5 dB であった。

以上より、剛壁のある空間の場合において音響パワー最小化によって、ゼロ制御パワー現象と抑制効果を確認できた。本付録の想定条件は、ある一面（底面）が無限に広い壁面と限定された条件であるが、想定する壁面の個数（あるいは鏡面反射以外の位置における反射音）に対して鏡像音源を追加し、その音響パワーの和を求めることで、原理的にはさらなる反射音の検討も可能である。また、前後左右および直上方向は距離減衰により影響と吸音材による敷設の効果で無視できるとみなせば、半無響室を想定した条件に対応する。また、解析条件 A-2 で示した結果は有用である。一例をあげると、騒音源が地上から離れた位置で音を放出している場合において、地面に設置した制御音源を駆動させることで騒音を抑制できる可能性がある。今後の課題としては、同様の理論展開がモノポール音源の他、任意の分布音源でも反射音の検討は可能か、可能な場合に抑制効果がどの程度あるか等の検証が挙げられる。



(a) With optimal control



(b) Without control

Fig. A. 6 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source and the control source are monopole sound sources. (case A-3)

付録 B 制御音源が n 個のモノポール音源の場合における一般化について

本論文の第 3 章 3.2.3 において、複数のモノポール音源が存在する音場において、音源が 2 個に増加した場合では、各音源間の音響インピーダンスの関係式が 3 個に増加し、これは関係式の数が騒音源を含む各音源間をつなぐ経路の数に対応すると示した。この経路の数だけ、音響パワー最小化制御則は煩雑となるが、複数の制御音源によって正 n 角形を形成するように配置し、その正 n 角形の重心に騒音源を設置した場合に、最適値となることを示した。本付録では、本編において省略した事項である、1 個のモノポール騒音源と n 個の制御音源が規則的に配置された場合の、音響パワー最小化制御則について記述する。はじめに、第 2 章で示したモノポール音源における音響パワー最小化を拡張し、制御音源を 2 個あるいは 3 個を、騒音源を中心に等間隔で配置した場合における数値シミュレーション結果を記載し、音源の増加に伴って抑制効果が増加することを記載する。つぎに、制御音源を等間隔に配置した場合の音響パワー最小化制御則を行列形式とした場合に、規則性があることを示す。その結果、騒音源を中心とした場合に、任意の個数の制御音源を等間隔に設置した条件における、音響パワー最小化制御則が一般化可能であることを示す。最後に、複数の制御音源を設置することによって、制御効果がより高まることが期待できるが、具体的な抑制効果と制御音源を増やすことによるコストに関して、具体的な数値シミュレーション結果より検討した結果を示す。

B.1 制御音源の個数増加に伴う結果

本節では、本論文の第 2 章における理論を拡張し、モノポール制御音源 2 個あるいは 3 個を、騒音源を中心に等間隔で配置した場合において、数値シミュレーションより、解析的に音源の増加に伴って抑制効果が増加することを記載する。

Fig. B. 1 は、モノポール騒音源 1 個に対し、モノポール制御音源 2 個の音場を示す。騒音源 P から d_1 の位置には制御音源 S_1 が存在し、騒音源 P から d_2 の位置には制御音源 S_2 が存在する。また、制御音源 S_1 と制御音源 S_2 は d_3 の位置に存在する。これらの合計 3 個のモノポール音源は、観測点からの距離をそれぞれ r_p , r_{s1} , r_{s2} とする。騒音源 P の体積速度を q_p , 制御音源 S_1 の体積速度を q_{s1} , 制御音源 S_2 の体積速度を q_{s2} とする。これらの条件下における、音響パワーを最小化する。ある平面の音場において、モノポール制御音源の個数が増加した場合においても、基本的に第 2 章のモノポールの理論展開を拡張することで対応が可能である。実際に、付録 A における鏡像音源法に基づく理論展開は、鏡面の存在を考慮しなければモノポール音源が複数個に増えた場合と等価であり、ここで導出過程は示した。そのため、具体的な導出過程は省略するが、Fig. B. 1 における音響パワー最小化制御則は次式のように記述できる。

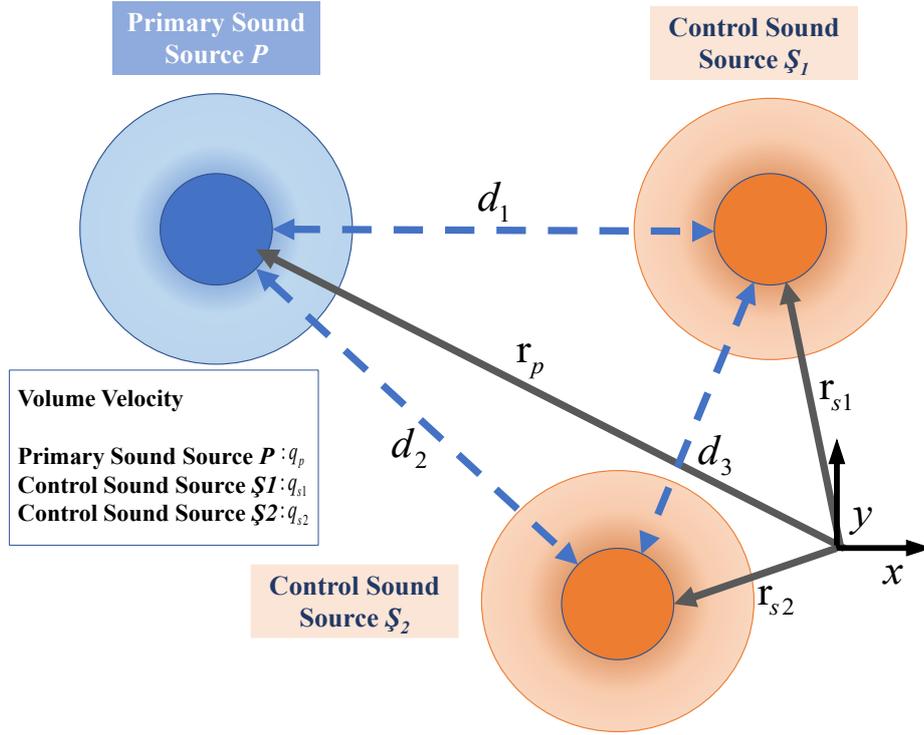


Fig. B. 1 The Sound field of three monopole sources in free space.

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} q_{s1} \\ q_{s2} \end{bmatrix} &= - \begin{bmatrix} 1 & \text{sinc} kd_3 \\ \text{sinc} kd_3 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} q_p \text{sinc} kd_1 \\ q_p \text{sinc} kd_2 \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} \frac{-q_p (\text{sinc} kd_1 - \text{sinc} kd_2 \text{sinc} kd_3)}{1 - \text{sinc} kd_3^2} \\ \frac{-q_p (-\text{sinc} kd_1 \text{sinc} kd_3 + \text{sinc} kd_2)}{1 - \text{sinc} kd_3^2} \end{bmatrix} \tag{B. 1}
 \end{aligned}$$

また、騒音源 P を中心とする同一円周上に、制御音源 S₁ と制御音源 S₂ が設置された場合、 $d_1 = d_2$ となる。この際に、ある一定の変化を制御音源に与え、制御効果の比較を行う。基本的には任意の音源間距離で構成される Fig. B. 1 の状況と同様であるが、騒音源 P -制御音源 S₁ の距離 d_1 、騒音源 P -制御音源 S₂ の距離 d_1 として、制御音源 S₁-制御音源 S₂ の距離 d_3 を $0 \sim 2d_1$ m の範囲で変化を与える。つまり、各音源を正多角形の頂点と解釈すると、制御音源 S₁-制御音源 S₂ の距離 d_3 は、 d_1 を斜辺とする二等辺三角形の底辺となる。このとき、斜辺どうしがなす角を $0 \sim 180^\circ$ まで変化させた場合の制御効果について検討する。なお、斜辺である d_1 が既知である場合、制御音源 S₁--制御音源 S₂ の距離 d_3 は次式で表すことができる。

$$d_3 = 2d_1 \cos \theta \tag{B. 2}$$

上述の内容をふまえて、各モノポール音源が頂角に対する配置の場合に、 $d_1 = 0.4$ として、音響パワー最小化制御をおこなった。Fig. B. 2の横軸は、騒音源 P-制御音源 S_1 の線分と騒音源 P-制御音源 S_2 の線分が、騒音源を中心に交わり、そのときになす角度を A とした場合の配置条件、縦軸は制御後の音響パワーレベルを示す。角度 A の増加に伴う音響パワーレベルの変化を確認すると、その値が大きくなるにつれて抑制効果が高まることが確認できる。角度 $A = 0^\circ$ における配置は制御音源 1 個の場合と等価となる観点より、二等辺三角形形状に配置した場合において、制御音源を増やすことで抑制効果は必ず上昇するといえる。くわえて、抑制効果は単調増加し角度 $A = 180^\circ$ のとき、最大の抑制効果を示す。すなわち、騒音源 P を中心に、2 個の制御音源で挟む直線配置の場合に、最大の抑制効果を得られる。また、騒音源 P を中心に、制御音源 S_1 と制御音源 S_2 が、一直線上に設置された場合、 $d_3 = 2d_1$ となる。したがって、制御音源 2 個における最適配置における音響パワー最小化制御則は行列形式で、次式のように記述できる。

$$\begin{bmatrix} q_{s1} \\ q_{s2} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} 1 & \text{sinc } 2kd_1 \\ \text{sinc } 2kd_1 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} q_p \text{sinc } kd_1 \\ q_p \text{sinc } kd_1 \end{bmatrix} \quad (\text{B. 3})$$

同様に、制御音源が 3 個に増加した場合について検討する。Fig. B. 3 は、モノポール騒音源 1 個に対し、モノポール制御音源 3 個の音場を示す。基本は、Fig. B. 1 の状況に制御音源 S_3 を加えた状況である。制御音源 S_3 は騒音源 P から d_4 の位置に存在し、体積速度を q_{s3} とする。また、制御音源 S_2 と制御音源 S_3 は d_5 、制御音源 S_3 と制御音源 S_1 は d_6 の位置に存在する。観測点からの制御音源 S_3 の距離は r_{s3} とする。これらの条件下における、制御音源 3 個の音響パワー最小化制御則は次式のように記述できる。

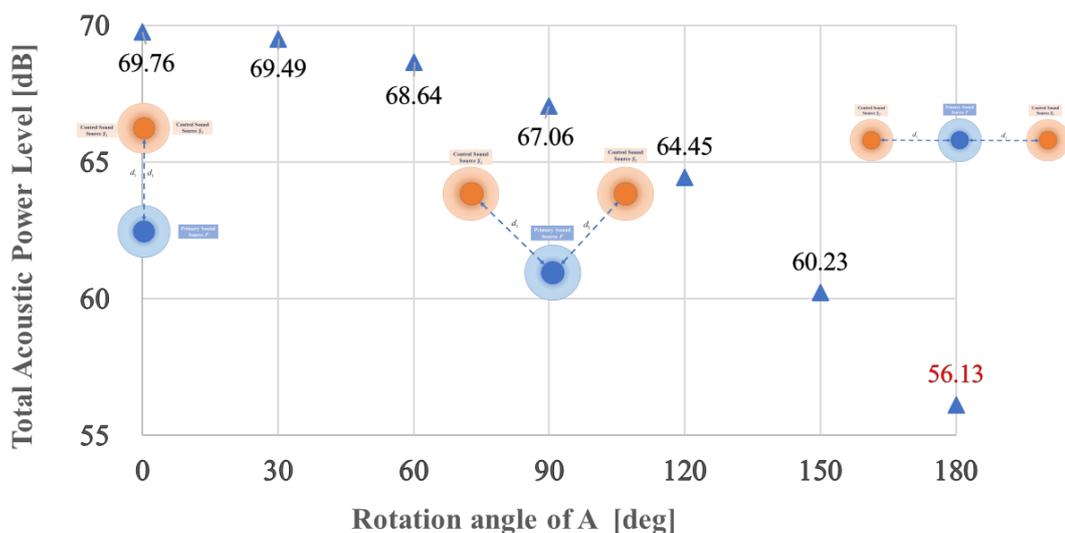


Fig. B. 2 Numerical analysis of total acoustic power level versus rotation angle of A.

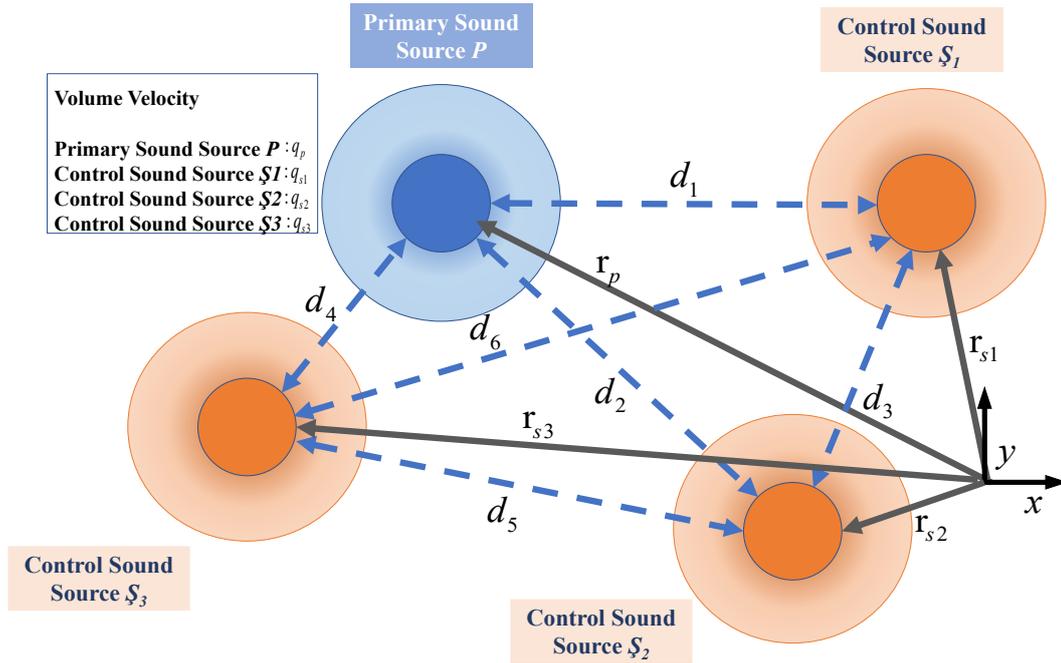


Fig. B.3 The Sound field of four monopole sources in free space.

$$\begin{bmatrix} q_{s1} \\ q_{s2} \\ q_{s3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(q_p \operatorname{sinc} kd_1 + q_{s2} \operatorname{sinc} kd_3 + q_{s3} \operatorname{sinc} kd_6) \\ -(q_{s3} \operatorname{sinc} kd_5 + q_p \operatorname{sinc} kd_2 + q_{s1} \operatorname{sinc} kd_3) \\ -(q_{s2} \operatorname{sinc} kd_5 + q_{s1} \operatorname{sinc} kd_6 + q_p \operatorname{sinc} kd_4) \end{bmatrix} \quad (\text{B.4})$$

上式を騒音源 P の体積速度 q_p について解くのは省略するが，騒音源 P を中心とする同一円周上に，制御音源 $S_1 \sim$ 制御音源 S_3 が設置された場合， $d_1 = d_2 = d_4$ となる．この際に，ある一定の変化を制御音源に与え，制御効果の比較を行う．数値シミュレーションの概略は第 3 章 3.3.1 における Fig. 3.3 と基本的には同様であるが，ここでは，3 個の音源 $s_1 - p - s_3$ のなす角 θ_A と $s_2 - p - s_3$ のなす角 θ_B が同値の場合 ($\theta_A = \theta_B$) についてのみ検討する．騒音源 P と各モノポール制御音源間の距離 d_1 を 0.4 m として，音響パワー最小化制御をおこなった．Fig. B.4 の横軸は，音源 $s_1 - p - s_3$ のなす角と $s_2 - p - s_3$ のなす角が共に角度 A であった場合の配置条件を示し，縦軸は制御後の音響パワーレベルを示す．配置角度の増加に伴う音響パワーの変化を確認すると，その値が大きくなるにつれて抑制効果が高まることが確認できる．配置角度 $A = 0^\circ$ における条件は制御音源 1 個の場合と等価となる観点より，制御音源 3 個に増やすことで抑制効果は必ず上昇するといえる．配置角度 $A = 180^\circ$ における配置は，制御音源 2 個の場合と等価である観点より，制御音源 2 個から 3 個への増加は必ずしも抑制効果が高まらない．しかしながら，配置角度 $A = 120^\circ$ において最大の抑制効果を示す．すなわち，騒音源 P を重

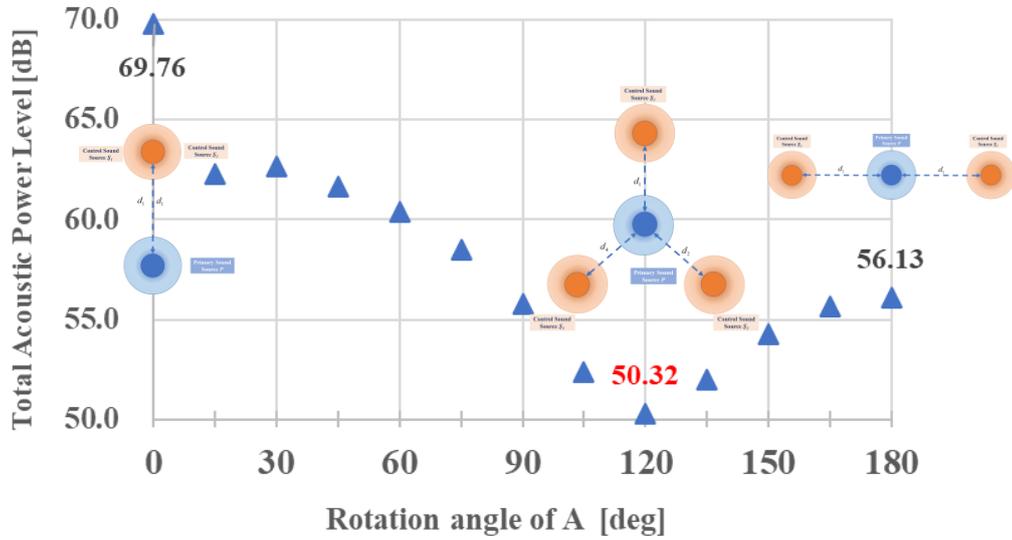


Fig. B. 4 Numerical analysis of total acoustic power level versus rotation angle of A.

心とする 3 個の制御音源の位置が正三角形の頂点とした配置に一致する．当該条件の場合， $d_3 = d_5 = d_6$ となる．また，正三角形の頂点から重心までの距離（騒音源 P から各制御音源までの距離 d_1 ）が既知である場合，正三角形を形成する辺は次式で表すことができる．

$$d_3 = \frac{3}{\sqrt{3}} d_1 \quad (\text{B. 5})$$

以上より，制御音源 3 個における最適配置における音響パワー最小化制御則は行列形式で，次式のように記述できる．

$$\begin{bmatrix} q_{s1} \\ q_{s2} \\ q_{s3} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} 1 & q_p \operatorname{sinc} \frac{3}{\sqrt{3}} kd_1 & q_p \operatorname{sinc} \frac{3}{\sqrt{3}} kd_1 \\ q_p \operatorname{sinc} \frac{3}{\sqrt{3}} kd_1 & 1 & q_p \operatorname{sinc} \frac{3}{\sqrt{3}} kd_1 \\ q_p \operatorname{sinc} \frac{3}{\sqrt{3}} kd_1 & q_p \operatorname{sinc} \frac{3}{\sqrt{3}} kd_1 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} q_p \operatorname{sinc} kd_1 \\ q_p \operatorname{sinc} kd_1 \\ q_p \operatorname{sinc} kd_1 \end{bmatrix} \quad (\text{B. 6})$$

B.2 最適制御則の導出と一般化

前節において，制御音源を複数個設置した場合における，最適配置の制御則を行列形式で式 (B.3) および式 (B.6) で示した．2つの式における音響パワー最小化制御則において3つの規則性が確認できる．1つ目は，各制御音源における体積速度への入力はいずれも等しくなる．2つ目は，公式内における逆行列部分に，制御音源の個数 n に対応する n 次正方行列を含んでいることが確認できる．3つ目は，行列形式にした場合，その要素には音場の波数 k と騒音源から各制御音源までの距離を乗じた値が， sinc 関数の

引数となる規則性が確認できる．これらの規則性を具体的に示す．式 (B.3) で示した制御音源 2 個における音響パワー最小化制御則の逆行列部分に注視する．1 行 1 列目は，制御音源 S_1 -制御音源 S_1 の距離 0 に対して波数 k を乗じた値を sinc 関数の引数としているため“1”となり，1 行 2 列目は，制御音源 S_1 から制御音源 S_2 までの距離に対し波数 k を乗じた値を sinc 関数の引数としているため “ $\text{sinc}2kd_1$ ” となる．また，2 行 1 列目は，制御音源 S_2 から制御音源 S_1 までの距離に対し波数 k を乗じた値を sinc 関数の引数としているため “ $\text{sinc}2kd_1$ ” となり，制御音源 S_1 -制御音源 S_1 の距離 0 に対して波数 k を乗じた値を sinc 関数の引数としているため“1”となる．式 (B.6) で示した制御音源 3 個の場合も同様に，1 行目から順に S_1, S_2, \dots と 1 列目から順に S_1, S_2, \dots と各行列は割り振られ，その値は各制御音源の組み合わせの音源間距離と波数 k 掛けた値に依存することが分かる．

以上までの記述を踏まえると，騒音源 P を中心とする半径 d の同一円周上に， n 個の制御音源をそれぞれ等間隔の距離 $d_{m(n)}$ に配置した場合において，最適配置となる．その際，各制御音源に印加する音響パワー最小化制御は次式のような規則性を持つ．

$$\begin{bmatrix} q_{s1} \\ q_{s2} \\ \vdots \\ q_{s(n-1)} \\ q_{sn} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} 1 & \text{sinc} kd_{m(1)} & \cdots & \text{sinc} kd_{m(n-2)} & \text{sinc} kd_{m(n-1)} \\ \text{sinc} kd_{m(n-1)} & 1 & \text{sinc} kd_{m(1)} & \cdots & \text{sinc} kd_{m(n-2)} \\ \vdots & \text{sinc} kd_{m(n-1)} & 1 & \ddots & \vdots \\ \text{sinc} kd_{m(n-2)} & \vdots & \ddots & \ddots & \text{sinc} kd_{m(1)} \\ \text{sinc} kd_{m(n-1)} & \text{sinc} kd_{m(n-2)} & \cdots & \text{sinc} kd_{m(1)} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} q_p \text{sinc} kd \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ q_p \text{sinc} kd \end{bmatrix} \quad (\text{B.7})$$

上式における， n は音場における制御音源の総数， m は基準点となる制御音源から数えた m 番目の制御点を表す．また，sinc 関数の引数である距離 $d_{m(n)}$ は次式のような条件となる．

$$d_{m(n)} = 2d \cos \theta \quad (\text{B.8})$$

上式は基準の制御音源の位置から m 番目の制御音源の位置までの距離を表す．正 n 角形における重心から頂点へ向かって引かれる斜辺はすべて同じ距離 d になる．そのため，2 個の制御音源の位置と騒音源 P の位置によって構成される二等辺三角形の底辺となる．これは，式 (B.8) が，式 (B.2) と同様の形式となることより確認できる．また，式 (B.8) における θ は基準点と騒音源 P の位置と m 番目の制御音源の位置を結ぶ二等辺三角形の関係式より次式で表せる．

$$\theta = \frac{\pi(n-2m)}{2n} \quad (\text{B.9})$$

式 (B.7) における，逆行列部分の正方行列について着目すると，最初の列(行)に対して他の列(行)はそれを回転させた形式となっていることが確認できる．この行列は巡回行列の条件を満たす．そのため，巡回行列の固有ベクトルは DFT 行列の列ベクトル

になる性質を利用することで、式の簡素化が可能 (3.2.3 で記述) である。DFT 行列を \mathbf{F} ，式 (B. 7) の左辺のベクトルを \mathbf{q} ，右辺の逆行列ベクトルを \mathbf{C} ，騒音源と制御音源の関係を含んだ縦ベクトルを \mathbf{D} とすると、式 (B. 7) は次式のように記述できる。

$$\mathbf{q} = \mathbf{C}^{-1}\mathbf{D} \quad (\text{B. 10})$$

すなわち \mathbf{C} は、次式のように記述できる

$$\mathbf{C} = \mathbf{F}\mathbf{L}\mathbf{F}^{-1} \quad (\text{B. 11})$$

ただし、上式の \mathbf{L} は、 \mathbf{C} の固有値の並んだ対角行列であり、その逆行列は対角成分の逆数を並べることで容易に計算できる。また、 \mathbf{F} は直交行列のため、逆行列は転置行列となる。そのため、式 (B. 11) の逆行列は、次式となる。

$$\mathbf{C}^{-1} = \mathbf{F}^T\mathbf{L}^{-1}\mathbf{F} \quad (\text{B. 12})$$

上式を、式 (B. 10) に代入すると、次式のように記述できる。

$$\mathbf{q} = \mathbf{F}^T\mathbf{L}^{-1}\mathbf{F}\mathbf{D} \quad (\text{B. 13})$$

ここで、 \mathbf{C} の固有ベクトルである $\mathbf{F} = \mathbf{a}_n$ と定義すると、最適制御則は次のように書き換えられる。

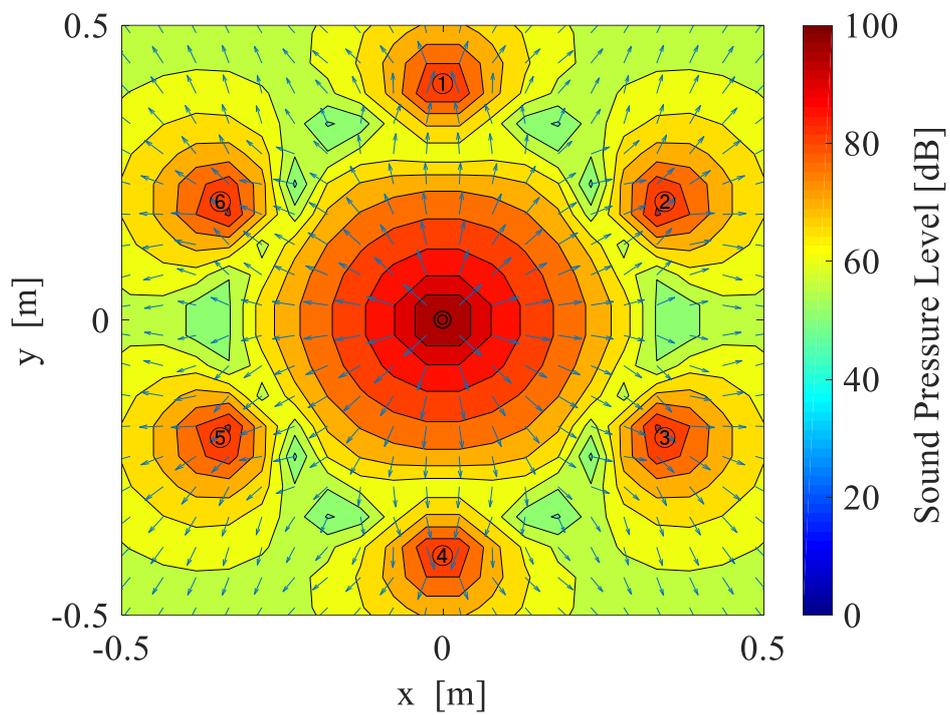
$$\mathbf{q} = \begin{pmatrix} -\mathbf{a}_1^T\mathbf{L}^{-1}\mathbf{a}_1 & \cdots & -\mathbf{a}_1^T\mathbf{L}^{-1}\mathbf{a}_n \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -\mathbf{a}_n^T\mathbf{L}^{-1}\mathbf{a}_1 & \cdots & -\mathbf{a}_n^T\mathbf{L}^{-1}\mathbf{a}_n \end{pmatrix} \mathbf{D} \quad (\text{B. 14})$$

上式において、 \mathbf{L} は逆行列形式ではあるが \mathbf{L} は対角行列のため、その解は数値解析上では容易に計算できる。

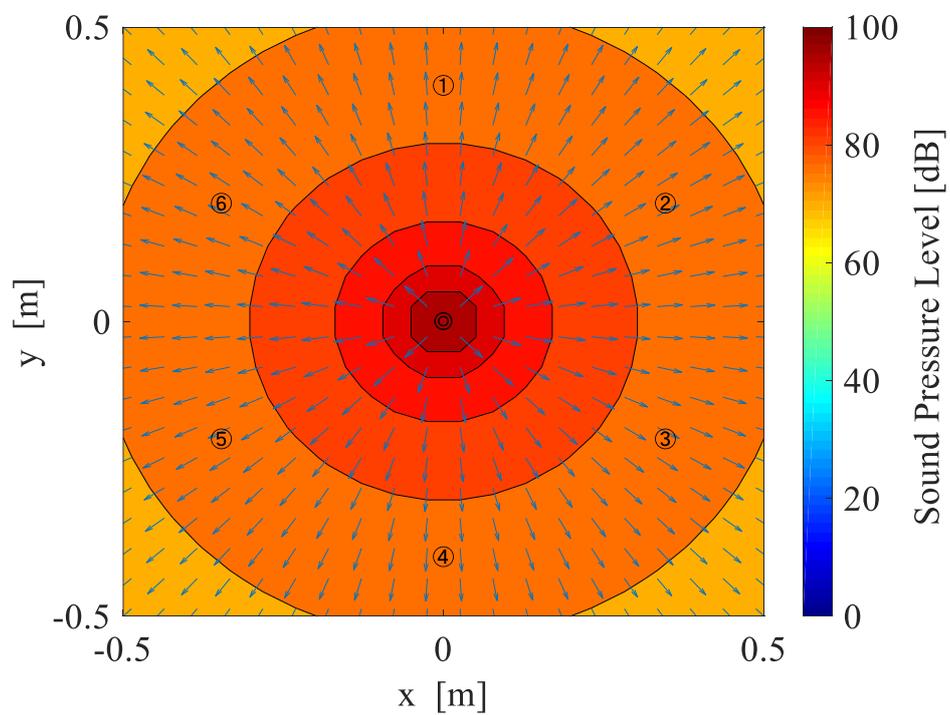
以上より、制御音源の個数が膨大な場合、数値シミュレーション上での計算コストを軽減することが可能だと考えられる。

B.3 複数の制御音源を設置することによる影響

前節で導出した、音響パワー最小化制御則を制御音源が 6 個の場合に数値解析し、ゼロ制御パワー現象の確認および制御後の音響パワーレベルを検証する。解析条件は、騒音源 P (図中、"◎" で表記) が 100 Hz で駆動するモノポール音源の場合に、制御音源 (図中、"①~⑥" で表記) にモノポール音源を用いて音響パワーを最小化する。この際、騒音源 P を中心とする半径 0.4m の同一円周上に 6 個の制御音源をそれぞれ等間隔で配置した。Fig. B. 5 は、上述の解析条件における、最適制御時及び非制御時における音圧・音響インテンシティレベル分布図である。Fig. B. 5 (a) に示すように、最適制御



(a) With optimal control



(b) Without control

Fig. B. 5 Distribution of sound pressure levels with and without optimal control when the primary source and the 6 control sources are monopole sound sources.

時においては音響インテンシティを表す矢印は、騒音源の中心から放射状に噴き出され、各制御音源の近傍では、制御音源上を通過するような音響インテンシティの分布を確認することができる。このため、制御音源近傍の音響エネルギーの流れは、放出される矢印と吸収される矢印の均衡がとれているため、ゼロ制御パワー現象の発生が確認できる。実際に、各制御音源のパワーの値は 7.2×10^{-20} W を示し、ほぼゼロである。音圧分布に着目すると、騒音源と制御音源ともに音を放出し、音源の干渉を確認できる。そのため、制御音源は駆動しているにも関わらず、制御パワーの値が 0 になったことが確認できる。Fig. B. 5 (b) で示す非制御時の音圧・音響インテンシティレベル分布と比較すると、制御音源を駆動した場合に、解析範囲内の音圧レベルが全体的に低下することが確認できる。また、音響インテンシティ分布について比較すると、制御後で各制御音源近傍の矢印に変調が確認できる。したがって、制御音源自身は瞬間的に吸い込みと吹き出しを繰り返し、時間平均が 0 となって音響パワーが 0 になったと考えられる。また、本解析条件において、非制御前と最適制御の全音響パワーレベルの差は 48.0 dB であった。制御音源 1 個の場合とのパワーレベルの差は、32.3 dB である。上述の制御音源の増大に伴う音響パワーレベルの抑制効果を Fig. B. 6 示す。本図の縦軸は、最適制御時での音響パワーレベル、横軸は制御音源の合計個数を示す。図で示すように、制御音源の増加に伴い音響パワー抑制効果は上昇するが、制御音源 5 個と制御音源 6 個の差が 3.3 dB である結果がように、一定の個数で収束が予想される。

制御音源の増加によって、音響パワー抑制効果の上昇は確認できたが、制御音源の増大に伴い、制御音源全体の体積速度の増大によるコストが懸念される。Fig. B. 7 は、音響パワー最小化時に、制御音源を増加させた場合に必要となる、制御音源の体積速度の計算結果を検証した。本図の縦軸は、体積速度の値、横軸は制御音源の個数をと

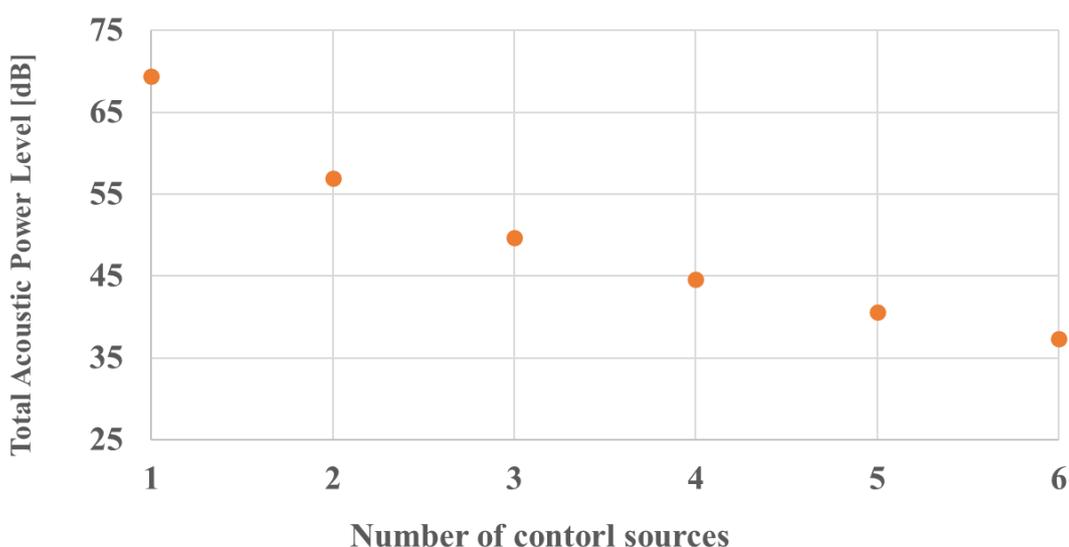


Fig. B. 6 Total acoustic power level versus the number of control sound sources.

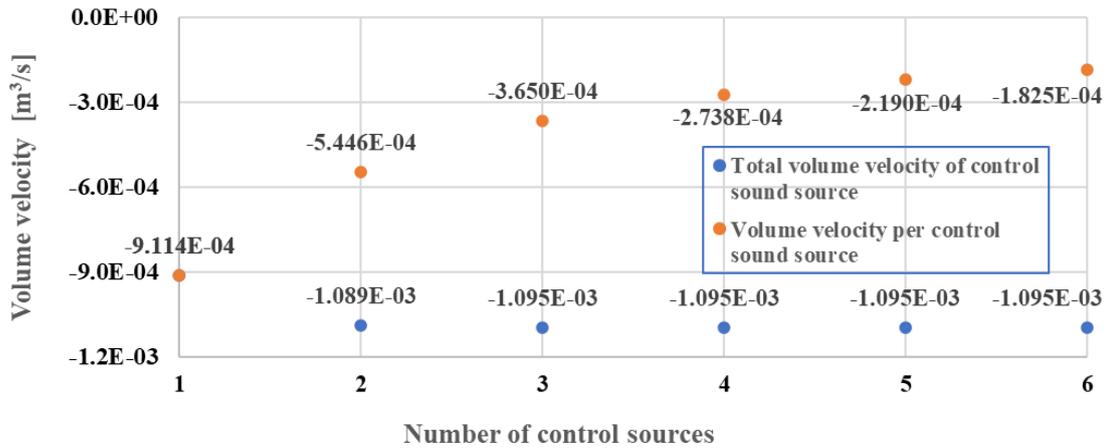


Fig. B. 7 Influence of increase in volume velocity of control sound sources.

り、橙色のデータは制御音源 1 個あたりの体積速度の値、青色のデータは制御音源の合計の体積速度の値を示す。検証結果より、制御 1 個あたりの体積速度の値は個数に比例するため、制御音源 3 個以降においても、1 個あたりに必要な入力値を抑えられる。対して、制御音源全体の体積速度の合計値は、制御音源 3 個以降において、個数の増加による必要な体積速度の入力値の増加はごく微小ということが解析的に明らかになった。この結果は、制御音源の増加により懸念される、制御音源を駆動させるために必要な全体のエネルギー量は一定の値で早期に収束することを示す。また、制御音源の個数増加によって 1 個あたりに入力電力等を抑えることが可能であることを示唆する。音源の個数増加自体が資材のコスト増加に繋がることは否めないが、制御音源が増加するほど大きい抑制効果が得られかつ、必要な電力等は抑えられるのであれば有意な結果といえる。

今後の課題としては、制御音源にモノポール音源のような無指向性音源の個数の増加させた場合と多重極子音源の次数あるいは個数の変化による抑制効果と電力効率の関係性を明らかにし最適な条件や個数を示すことが考えられる。

付録 C 平板の音響パワーについて (Elementary Radiator 法)

本論文の本編における平板型ピストン音源における数値シミュレーションでは、平板を微小要素に分割して考える Elementary Radiator 法を用いた音響パワー算出手法を採用した。本付録では、はじめに Elementary Radiator 法の基礎的な事項について記載する。つぎに、本論文の矩形平板および円形平板を数値シミュレーション上で再現する際の、適用事例を記載する。

C.1 Elementary Radiator 法

音響パワーの物理的意味は、音源が単位時間に放射する音響エネルギーである。その計算方法は音源を囲む閉曲面における、法線方向の音響インテンシティ $\mathbf{I}(x, y, z)$ を面積分することによって求められる⁽⁵³⁾。本論文第 2 章 2.1 における、モノポール音源から放射される球面波の音響インテンシティ $I(r)$ は次式のように記述できる。

$$I(r) = \frac{\omega^2 \rho}{32\pi^2 r^2 c} q_r^2 \quad (\text{C. 1})$$

第 2 章 2.1 において、モノポール音源を囲む閉曲面を呼吸球 (Fig. 2. 2) で表現できることを示した。呼吸球の球面上の法線方向における音響インテンシティは一定値となり、その音響パワーは式 (2. 19) で示したものと同様となる。また、複数の音源音響パワーはそれぞれの音源単独の音響パワーの和で表現できることを 2.3 で示した。平板を微小要素に分割し、要素 1 個にそれぞれ音源として音響パワーを算出する Elementary Radiator 法についても基本の考え方は同様である。

平板を R 個の微小要素に分割し、それぞれの要素がピストン振動している条件を考える。このとき、要素 1 個目の振動速度を v_{e1} とし、合計 R 個の微小要素の振動速度をひとまとまりの列ベクトルで表現すると次式のように記述できる。

$$\mathbf{v}_e = (v_{e1} \quad v_{e2} \quad \cdots \quad v_{eR})^T \quad (\text{C. 2})$$

また、要素 1 個目の音圧を Δp_{e1} とすると、合計 R 個の微小要素の音圧をひとまとまりの列ベクトルで表現すると次式のように記述できる。

$$\mathbf{p}_e = (p_{e1} \quad p_{e2} \quad \cdots \quad p_{eR})^T \quad (\text{C. 3})$$

平板のある微小要素 r 番目の音響パワー W_{er} は、次式のように計算できる。

$$W_{er} = \frac{1}{2} A_e \operatorname{Re} \left[v_{er}^* p_{er} \right] \quad (\text{C. 4})$$

ただし、 A_e は要素の面積を表し、その算出方法は矩形平板の場合と円形平板の場合で異なる。この要素の面積の算出は次節で記述する。したがって、平板全体の音響パワーは次式となる。

$$W = \frac{1}{2} A_e \operatorname{Re} \left[\mathbf{v}_e^H \mathbf{p}_e \right] \quad (\text{C. 5})$$

また，平板のある微小要素 r 番目の音圧 p_{er} は，各要素からの音圧の和として，以下のように計算できる．

$$\begin{aligned} p_{er} &= \frac{j\omega\rho}{2\pi r_{r1}} A_e v_{e1} e^{-jkr_{r1}} + \frac{j\omega\rho}{2\pi r_{r2}} A_e v_{e2} e^{-jkr_{r2}} + \dots + \frac{j\omega\rho}{2\pi r_{rR}} A_e v_{eR} e^{-jkr_{rR}} \\ &= \begin{pmatrix} \frac{j\omega\rho A_e e^{-jkr_{r1}}}{2\pi r_{r1}} & \frac{j\omega\rho A_e e^{-jkr_{r2}}}{2\pi r_{r2}} & \dots & \frac{j\omega\rho A_e e^{-jkr_{rR}}}{2\pi r_{rR}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{e1} \\ v_{e2} \\ \vdots \\ v_{eR} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (\text{C. 6})$$

ただし， r_{rR} は r 番目の要素から R 番目の要素の距離を表す．式 (C. 6) における行ベクトルは音響インピーダンス \mathbf{z}_r^T を表す．したがって， r 番目の音圧 p_{er} は \mathbf{z}_r^T と \mathbf{v}_e により求められる．したがって，平板全体の音圧 \mathbf{p}_e は次式となる．

$$\begin{aligned} \mathbf{p}_e &= \begin{pmatrix} \mathbf{z}_1^T \\ \mathbf{z}_2^T \\ \vdots \\ \mathbf{z}_R^T \end{pmatrix} \mathbf{v}_e \\ &= \mathbf{Z} \mathbf{v}_e \end{aligned} \quad (\text{C. 7})$$

ただし， \mathbf{Z} は音響インピーダンスマトリクスと呼ばれ，対称行列となる．式 (C. 7) を式 (C. 5) に代入すると，平板全体の音響パワー次式のように記述できる．

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{2} A_e \operatorname{Re} \left[\mathbf{v}_e^H \mathbf{Z} \mathbf{v}_e \right] \\ &= \mathbf{v}_e^H \mathbf{R} \mathbf{v}_e \end{aligned} \quad (\text{C. 8})$$

ただし， \mathbf{R} は放射抵抗マトリクスと呼ばれ，以下の式となる．

$$\begin{aligned} \mathbf{R} &= \frac{1}{2} A_e \operatorname{Re} [\mathbf{Z}] \\ &= \frac{\omega^2 \rho A_e^2}{4\pi c} \begin{pmatrix} 1 & \frac{\sin kr_{12}}{kr_{12}} & \dots & \frac{\sin kr_{1R}}{kr_{1R}} \\ \frac{\sin kr_{21}}{kr_{21}} & 1 & \ddots & \frac{\sin kr_{2R}}{kr_{2R}} \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \frac{\sin kr_{R1}}{kr_{R1}} & \frac{\sin kr_{R2}}{kr_{R2}} & \dots & 1 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (\text{C. 9})$$

C.2 数値解析における適用事例

前節で示した定義より，音響パワーの数値計算において必要な情報は，各要素における振動速度，面積，および各要素間の距離である．音源が同相で駆動するピストン音源である場合，放射面は表面で平均化されなければならない．そのため，要素の駆動入力に要素の微小面積 A_e を割る必要がある．矩形平板の場合に，微小要素の面積は全て同一面積の四辺形のため，面積の算出は比較的容易であるが，本論文で想定した円形音源の場合には，円形の外側と内側で各微小要素の面積が異なるためこの限りではない．本節ではこの円形平板の微小要素 1 個当たりの面積に関する算出方法について具体例とともに記載する．

Fig. C.1 に，本論文における円形音源の簡単なモデルを示す．図における円形音源は，半径 R の円において，その中心から半径方向に 2 分割，回転方向に 4 分割の計 8 個のモノポール音源が集積したモデルであることが分かる．はじめに半径方向の分割音源の設置座標について検討する．2 分割の場合には，円の中心から始点が $R/4$ ，終点が $3R/4$ の距離の位置に音源が設置され，その間隔（要素 1 個あたりの半径の平均）は $R/2$ であることが分かる．つまり，2 分割の場合，初項が $R/4$ ，公差が $R/2$ の等差数列である．ただし，数列の終点の値は，半径 R から初項を引いた値である．したがって，半径方

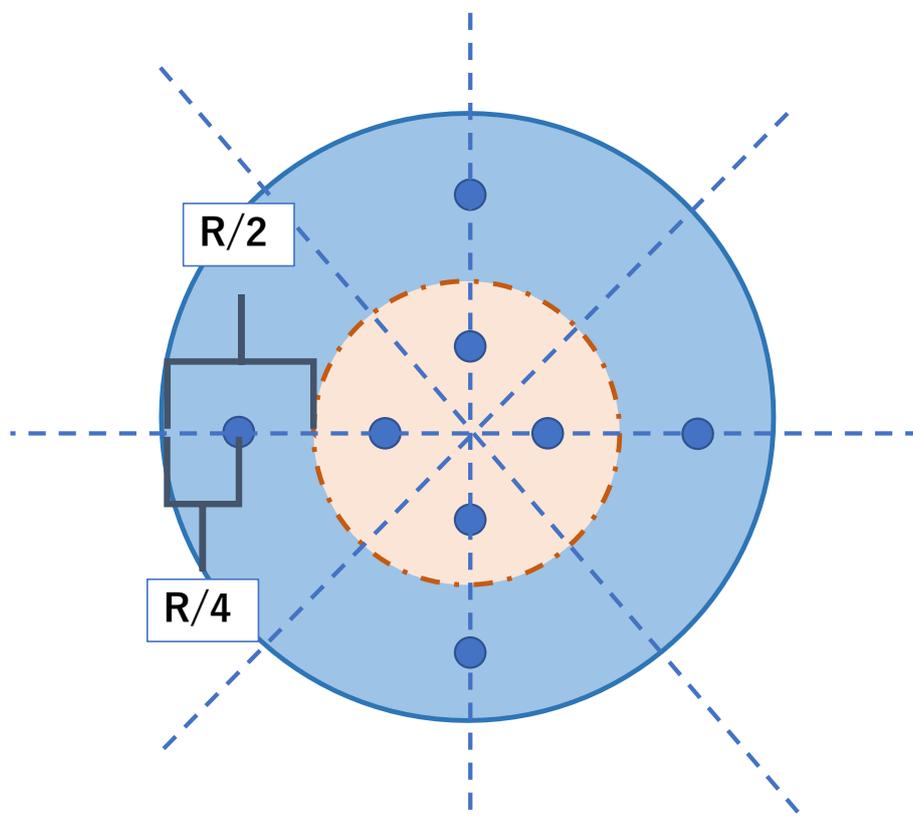


Fig. C.1 Arrangement of each monopole source in a circular sound source.

向の分割数 r が N の場合、半径 R 方向の分割音源の設置位置は、[始点：公差：終点]とすると、以下の数列になる。

$$r = \left[\frac{R}{2N} : \frac{R}{N} : R - \frac{R}{2N} \right] \quad (\text{C. 10})$$

次に、回転方向の分割音源の設置座標について検討する。4分割の場合には、円の左方を基準 (0) とすると、 $\pi/2$ ごとの間隔の位置に音源が設置され、終点が $3\pi/2$ の位置に音源が設置されることが分かる。つまり、4分割の場合、初項が 0、公差が $\pi/2$ 、の等差数列である。ただし、数列の終点の値は、 2π から初期の変化量を引いた値である。したがって、回転方向の分割数 m が M の場合の分割音源の設置位置は、[始点：公差：終点]とすると、以下の数列になる。

$$m = \left[0 : \frac{2\pi}{M} : 2\pi - \frac{2\pi}{M} \right] \quad (\text{C. 11})$$

つぎに、各音源の領域面積を算出する。各音源の領域面積は、内側の分割音源と外側の分割音源で異なる。Fig. C. 1 に準拠して、一例をあげると、内側 (橙色の領域) の要素 1 個あたりの微小要素の面積は、橙色で示した円の面積の $1/4$ である。また、外側 (青色の領域) の要素 1 個あたりの微小要素の面積は、音源全体の円の面積から橙色で示した円の面積を引いた値の $1/4$ である。したがって、円の中心から i 番目の領域の円内における、各微小要素 1 個あたりの領域面積 S_i は、次式の関係が成立する。

$$S_i = \frac{1}{M} \pi (i - 0.5) \left(\frac{R^2}{N} \right) \quad (\text{C. 12})$$

ただし、 i は半径方向の分割数 N に対応する。上式を適応すると、橙色で示した 1 番目の要素 ($i=1$) 1 個あたりの領域面積が $\pi R^2/16$ となり、青色で示した 2 番目の要素 ($i=2$) 1 個あたりの領域面積が $3\pi R^2/16$ となる。8 要素の合計面積が円全体の面積 πR^2 を満たすことから、式 (C. 12) が、微小面積の計算を満たすことが確認できる。

以上で求めた各要素あたりの微小要素の面積を、駆動入力 of 算出にともない、各分割音源に割り与えることによって、一様な音源の生成が可能である。当該円形音源の具体的な分布例は本論文の第 3 章・Fig. 3. 6 で示している。また、当該手法によって音の放射面における音圧分布が、モノポール音源と同等な音圧分布となることが第 2 章と第 3 章の数値シミュレーション結果より確認できる。しかしながら、本論文で提案する円形平板では、円形音源の中心座標には音源が設置されない。したがって、完全なモノポール音源の音圧分布を再現できる手法とは言い切れない。今後の課題として、よりモノポール音源に近い分布を円形平板によって再現を見据えるのであれば、円形音源全体の中心座標にも音源が設置可能な手法と、その手法とモノポール音源の差異を検証することがあげられる。

研 究 業 績

A. 査読付き筆頭論文

- (1) Yuta Ogasawara, Hiroyuki Iwamoto, Shotaro Hisano, “Zero Control Power Phenomena in the Minimization of Sound Power Using Multiple Control Sources” , In book: Vibration Engineering for a Sustainable Future, Vol. 1, Springer, (2021), pp.359-365. 【B.(1)出版後査読】
- (2) 小笠原雄太, 岩本宏之, 久野翔太郎, “複数の分布音源を用いた開空間における音響パワーの最小化 (制御効果の検証とゼロ制御パワー現象について) ” , 日本機械学会論文集, Vol.88, No.915 (2022), p. 22-00217
- (3) 小笠原雄太, 岩本宏之, 久野翔太郎, “多重極子音源を対象とした開空間における音響パワー最小化制御”, 日本機械学会論文集, (2023), 投稿予定

B. 国際会議発表論文・口頭発表

- (1) Yuta Ogasawara, Hiroyuki Iwamoto, Shotaro Hisano, “Minimization of Sound Power Using Multiple Control Sources on The Zero Control Power Phenomenon”, The 18th Asia-Pacific Vibration Conference (APVC 2019), 2019/11/18, The University of Technology Sydney 【査読あり】
- (2) Yuta Ogasawara, Hiroyuki Iwamoto, Shotaro Hisano, “Minimization of Acoustic Power in Free Space Using Dipole Sound Sources”, The 7th conference in the NOVEM2023, 2023/1/12, The University of Auckland
- (3) Yuta Ogasawara, Hiroyuki Iwamoto, Shotaro Hisano, “Minimization of Acoustic Power in Free Space Using Quadrupole Sound Sources”, 52nd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (Inter-Noise 2023), 2023/08/21, Makuhari Messe, Chiba, 【招待あり】

C. 国内会議発表論文

- (1) 小笠原雄太, 岩本宏之, 久野翔太郎, “多音源におけるゼロパワー現象の一般化 (音響パワーの最小化とゼロパワー現象の発生条件について) ”, Dynamics and Design Conference 2019, 2019/08/27, 九州大学
- (2) 小笠原雄太, 岩本宏之, 久野翔太郎, “無限大バッフルに埋め込まれた平板構造物における音響パワーの最小化 (ゼロパワー現象の発生条件について) ”, Dynamics and Design Conference 2020, 2020/09/03, 大阪府立大学 Zoom オンライン講演
- (3) 小笠原雄太, 岩本宏之, 久野翔太郎, “重極子音源を制御対象とした音響パワー最小化制御” , Dynamics and Design Conference 2023, 2023/08/29, 名古屋大学

謝 辞

本論文は、筆者が成蹊大学工学部システムデザイン学科および成蹊大学大学院理工学研究科理工学専攻システムデザインコース，振動音響制御研究室において在籍期間（2018年4月～2024年3月）中に遂行した研究成果をまとめたものです。

本研究の遂行ならびに本論文・関連する学術論文の執筆にあたり，成蹊大学工学部理工学科（機械システム専攻）教授 岩本宏之 先生には指導教官として，本研究の実施の機会を与えていただき，御多忙の中，公私に渡り熱意あるご指導やご助言をいただき，学位審査の際に，主査をしていただきました。ここに同先生に深謝の意を表します。同学科専攻教授 小川隆申 先生，弓削康平 先生，ならびに東京大学生産技術研究所教授 坂本慎一 先生には副査としてご助言いただき，本論文の細分に渡りご助言いただきました。ここに同先生方に深謝の意を表します。

本論文に関連する学術論文・国際会議 Proceedings の執筆に際しては，北九州工業高等専門学校生産デザイン工学科知能ロボットコース助教 久野翔太郎 先生に，貴重なご助言をいただくと共に有益なご指導をいただきました。ここに同先生に対して感謝の意を表します。本論文に関連して，株式会社東芝 研究開発センター 知能化システム研究所 江波戸明彦 氏に，国際会議の招待講演としてお誘いいただき，本論文の本審査会において貴重なご助言をいただきました。ここに同先生に対して感謝の意を表します。

本研究を所属研究科の振動音響制御研究室にて遂行するにあたって，同期の田中裕貴君には学士と修士あわせて3年半日々の研究室生活，学会発表等でお世話になり，特に就職活動等の資料は，筆者にとって大変参考になりました。また，後輩の關龍平君，普入大輝君，安岡武朗君には学生実験やオープンキャンパス等の業務を共に携わったことをはじめ，お互いの研究のみならず，公私関係なく共に過ごし，嗜好が一致する著作物等の展開における議論等は有意義でした。さらに，普段の進捗報告や筆者の本審査会に同席してくださり，研究のみならず大学生活においてお世話になった，岩本研究室諸氏に感謝します。ここに同氏達に対して謝意を表します。

所属研究室の前身の先輩であり，株式会社 セキソー 東京研究所 所長 小美戸樹宏 氏，同社 取締役 常務執行役員 常務 高尾秀男 氏には，博士号取得を前提とした就職活動に際して，ご相談に載っていただき，特に，小美戸氏には，御多忙の中，筆者の学会発表，博士論文本審査会等に出席していただき，ご助言いただきました。ここに謝意を表します。また，お会いする機会に恵まれ，博士号取得を目標に有益なご助言をいただきました成蹊大学名誉教授 橋本竹夫 先生に謝意を表します。

最後になりましたが，学事・私事にわたることをご容赦頂き，経済的援助をしていただいた父母 ならびに，筆者の就学に際して多大なるご支援をいただいた伯父，大叔母に深謝の意を表します。