

ジェットエンジン燃焼試験設備排気消音塔の 低周波音低減技術

Reduction Technology of the Low Frequency Sound from an Exhaust Stack of the Jet Engine Combustor Test Facility

東川 孝 株式会社アイ・エヌ・シー・エンジニアリング 技術本部環境技術部
 齋藤 崇洋 株式会社アイ・エヌ・シー・エンジニアリング 技術本部環境技術部 課長
 横山 晴雄 株式会社アイ・エヌ・シー・エンジニアリング 技術本部環境技術部 部長
 井上 保雄 株式会社アイ・エヌ・シー・エンジニアリング 技術本部環境技術部 部長

ジェットエンジン燃焼試験設備の排気消音塔から放射される低周波音を低減するため、排気消音塔の音響モード解析およびスピーカ試験、圧力調整弁の数値流体解析を実施し、低周波音の発生原因を究明した。また、解析結果に基づき、消音効果改善のため排気消音塔の構造を膨張型サイレンサ構造に変更し、さらに音源対策として圧力調整弁に多段ディフューザを取り付けた。この結果、40 Hz 成分の音圧レベルは 109 dB から 63 dB に低減し、設計どおりの結果が得られた。

To reduce low frequency noise emanating from the exhaust stack of a jet engine combustor test facility, the cause of the noise's generation was investigated by means of acoustic mode analysis of the exhaust stack, a speaker test and CFD of the pressure control valve. Based on the results of the analysis, the structure of the exhaust stack was changed to an expansion-type silencer structure for a noise reduction effect improvement, and, in addition, a multistage diffuser was installed in the pressure control valve as a countermeasure for the source of the noise. As a result, the sound pressure level at 40 Hz has been reduced from 109 dB to 63 dB, in accordance with the intentions behind the acoustic design.

1. 緒 言

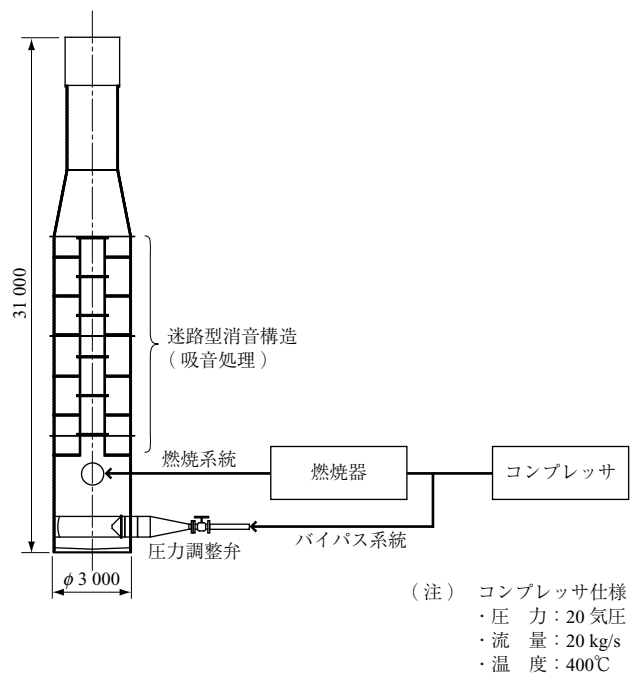
一般に、低周波音対策は騒音対策に比べ技術的に難しく、対策も大掛かりとなる。

今回、ジェットエンジン燃焼試験設備の排気消音塔から放射される 20～60 Hz に卓越成分をもつ低周波音が、近隣地域で影響が見られた。そこで、原因究明および検討を行い、対策を実施した。この結果、良好な結果が得られたので概要を紹介する。

2. ジェットエンジン燃焼試験設備および排気消音塔の概要

調査対象となったジェットエンジン燃焼試験設備はコンプレッサから吐出される高温高圧空気を使用する。

排気消音塔には燃焼器排ガスが流れる燃焼系統と、余剰空気を流すためのバイパス系統の 2 系統がある。燃焼系統に流す流量はバイパス系統に設けられた圧力調整弁で制御している。排気消音塔（対策前）の概略構造を第 1 図に示す。排気消音塔は、高さ 31 m、底部直径 3 m（上部直径 2 m）で、内部は迷路型消音構造になっている。



第 1 図 排気消音塔の概略構造（対策前）（単位：mm）
 Fig. 1 Structure of exhaust stack (before application of countermeasures) (unit : mm)

3. 低周波音発生原因の調査

3.1 対策前測定結果

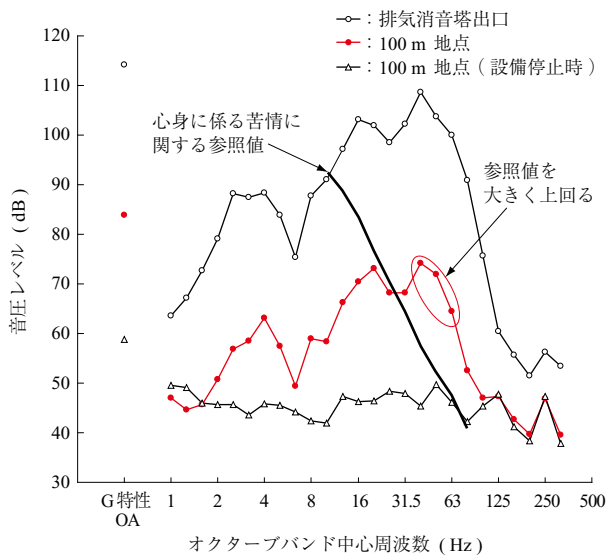
第2図に各地点の1/3オクターブバンド音圧スペクトルを示す。排気消音塔出口で16 Hzと40 Hzのバンドレベルが卓越している。100 m地点でも排気消音塔出口と類似のスペクトルになっており、排気消音塔からの影響であることが明確である。

また、100 m地点で40 Hz付近のバンドレベルが「心身に係る苦情に関する参照値」⁽¹⁾を大きく上回っていたため、40 Hz付近で卓越した原因と対策について検討を行うこととした。

3.2 低周波音発生原因の推定

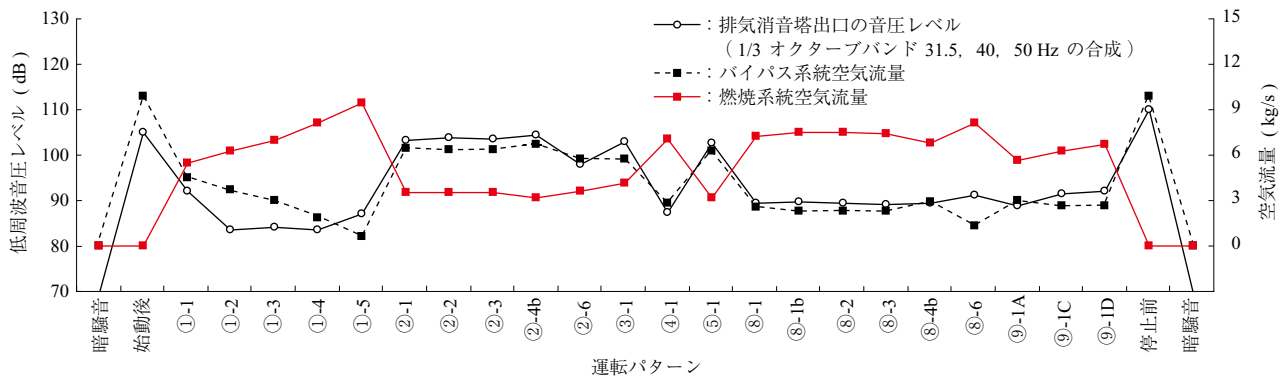
燃焼系統とバイパス系統の流量分配を変化させて排気消音塔出口の音圧レベルを測定した。

第3図に空気流量の変化に対する排気消音塔出口の音圧レベル（1/3オクターブバンド、31.5, 40, 50 Hzの合



第2図 音圧スペクトル（対策前）

Fig. 2 Sound pressure spectrum (before application of countermeasures)



第3図 空気流量に対する音圧レベルの変化

Fig. 3 Sound pressure levels by air mass flow

成)の変化を示す。第3図の結果から、発生する音圧レベルとバイパス系統の空気流量に相関関係が見られた。また、バイパス経路の音圧を調査した結果、排気消音塔直近に設けられた圧力調整弁近傍のレベルが大きいことが分かった。圧力調整弁は燃焼系統の流量を調整するために設けられており、弁部で20気圧から大気圧近くまで急激に減圧される。弁下流では衝撃波を伴う超音速流れとなると想定され、音の発生源はバイパス系統に設けられた圧力調整弁の噴流音の可能性が大きいと判断した。

さらに、排気消音塔出口で特定の周波数（特に40 Hz付近）が卓越していることから、排気消音塔の構造が原因で共鳴が起こり、低周波音領域の消音性能が見掛け上、小さくなっていると推察した。

これらの仮定を確認するため、圧力調整弁に関する数値流体解析、排気消音塔の音響モード解析および実機スピーカ試験を実施した。

3.3 圧力調整弁に関する数値流体解析

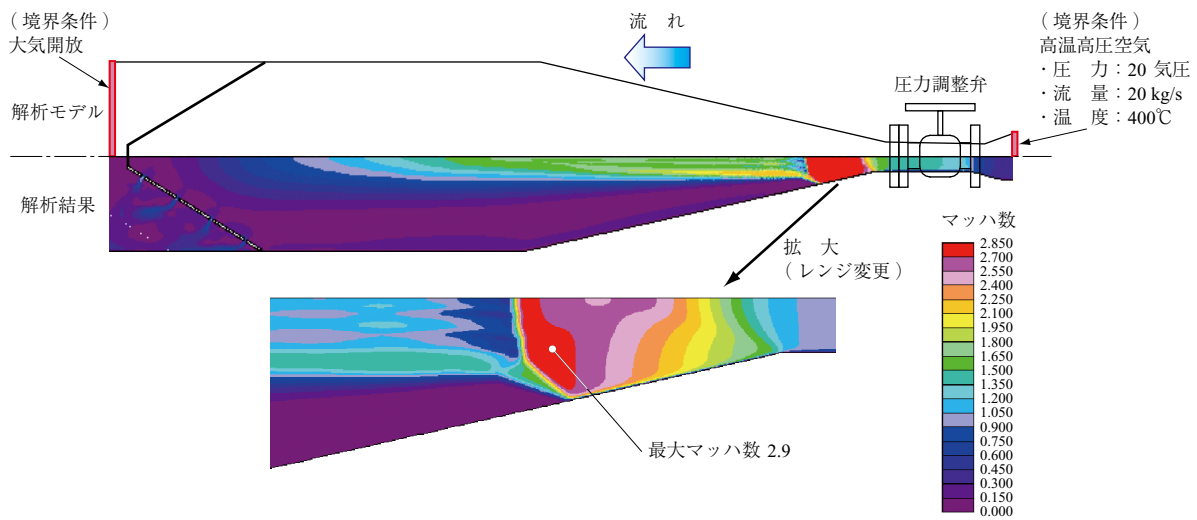
圧力調整弁近傍の流れを把握するため、数値流体解析（CFD：Computational Fluid Dynamics）を実施した。解析ソフトはSTAR-CDを用いた。第4図にCFD結果（マッハ数分布）を示す。解析の結果、圧力調整弁の下流で最大マッハ数約3.0の衝撃波を伴う超音速流れとなっていることが分かった。一般にジェット騒音（噴流音）は流速の約8乗に比例して増加することが知られており⁽²⁾、音の発生源はバイパス系統に設けられた圧力調整弁の噴流音であると分かった。

3.4 排気消音塔の音響解析

共鳴の影響の有無を確認するため、排気消音塔の音響解析を実施した。音響解析条件を次に示す。

ソフトウェア SYSNOISE ver 5.6

流体条件 空気（温度20℃）



第 4 図 CFD 結果
Fig. 4 CFD result

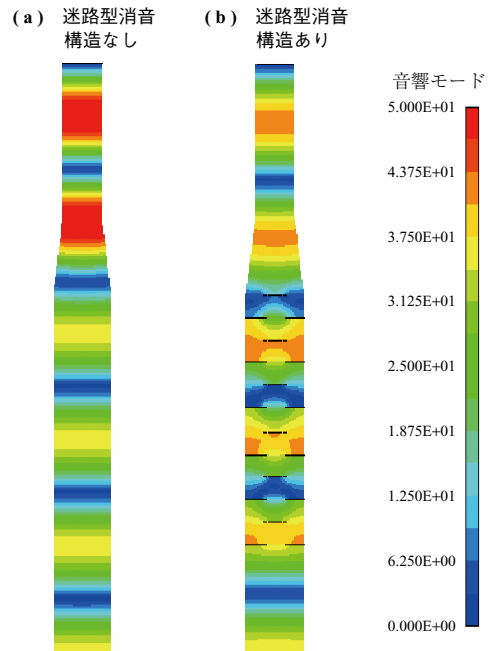
音源 ホワイトノイズ（排気消音塔底部）
音響パワー： 10^{-12} W（音響パワーレベル：0 dB）

周波数範囲 1～90 Hz（1 Hz 刻み）

また、迷路型消音構造の影響を確認するために、迷路型消音構造があるモデルとないモデルの両方に関して音響解析を実施した。

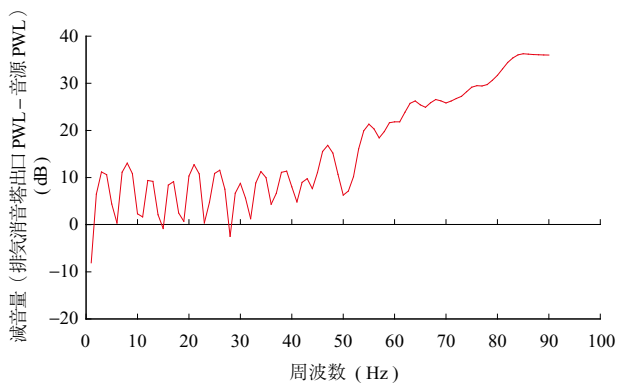
ここで、音源の音響パワーレベルは、排気消音塔の減音量として考えやすくするため、0 dB とした。

排気消音塔（迷路型消音器があるモデル）の周波数応答解析値を第 5 図に示す。50 Hz 以下で共鳴とみられるピークが見られ、減音量が得られていないことが分かった。また、第 6 図に迷路型消音構造がないモデルと迷路型消音構造があるモデルの 27.7 Hz における音響モードを示す。この音響モードは実機運転時（温度 250℃）では 37.4 Hz の音響モードに相当する。第 6 図から迷路型消



（注） 実機運転時 37.4 Hz（温度 250℃）

第 6 図 27.7 Hz の音響モード
Fig. 6 Acoustic mode at 27.7 Hz



（注） PWL：音響パワーレベル

第 5 図 排気消音塔の周波数応答解析結果
Fig. 5 Frequency response of exhaust stack

音構造の有無にかかわらず音響モードを確認できた。

これらのことから、今回問題となっている 40 Hz の卓越周波数は、排気消音塔全体の構造に起因する共鳴であることが音響解析によって確認できた。

3.5 スピーカ試験による検討

音響解析によって得られた結果を検証するためスピーカ試験を行った。スピーカとしてウーハー 3 台を排気消音塔底部に設置し、ピンクノイズ（パワーが周波数に反比例する雑音）を放射した。また、排気消音塔内の音圧分布を観測するため、低周波音圧レベル計のマイクロホンを

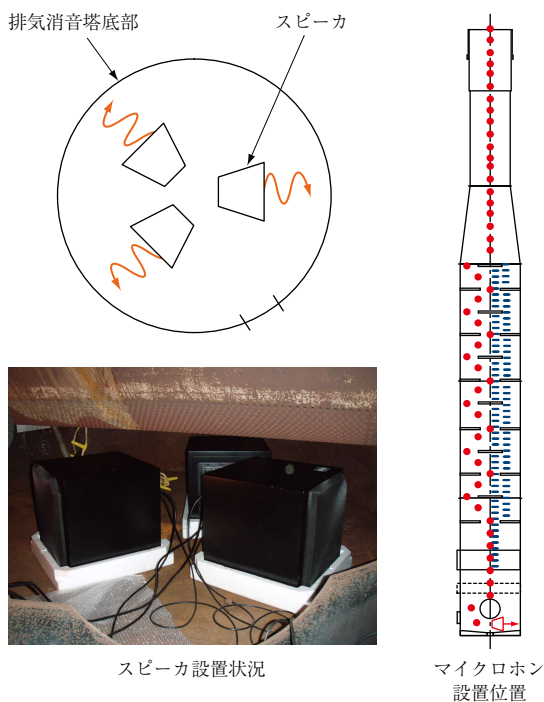
60 cm 間隔で排気消音塔内に設置し、各点において測定を行った。スピーカの設置状況およびマイクロホン設置位置を第 7 図に示す。得られた結果をパワーレベルに換算し、あらかじめ測定しておいたスピーカのパワーレベルとの比をとることで、各点でのパワーレベル差をグラフ化した。第 8 図にパワーレベル分布 (1/3 オクターブバンド, 25 Hz) を示す。スピーカ試験でも音響解析と同様な音響モードが確認でき、両者で良く一致した。

以上のことから、圧力調整弁直後に発生した衝撃波が基になり、排気消音塔の共鳴の影響によって 40 Hz 付近の低周波音が低減されないまま、排気消音塔から放射されたと考えられる。

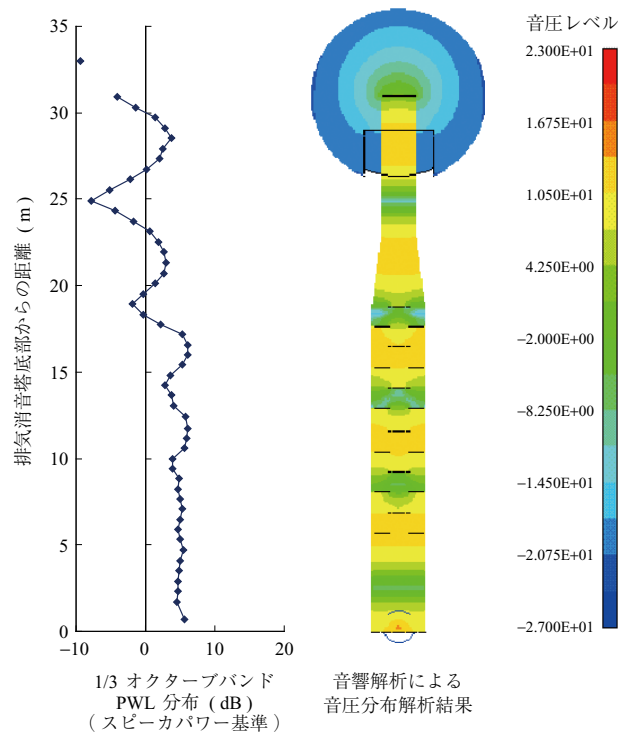
4. 低周波音対策

4.1 多段ディフューザの追加 (発生源対策)

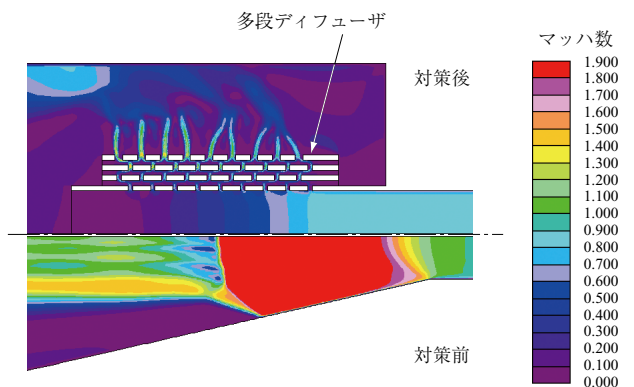
発生源対策として圧力調整弁から発生する噴流音の低減を検討した。噴流音を低減するには、流れを拡散、減速させることが重要である。第 9 図上段に多段ディフューザを設置した場合の CFD 結果 (マッハ数分布) を示す。多段ディフューザは弁の流量特性が変化しないように流路面積を確保し、かつ多段にすることで急激な圧力勾配を緩和して出口で亜音速まで減速させる性能をもっている。多段ディフューザによって小スペースで効率良い拡散減速が可能である。多段ディフューザ設置によって、圧力調



第 7 図 スピーカおよびマイクロホン設置状況
Fig. 7 Setting of speaker and microphone



第 8 図 パワーレベルの分布 (25 Hz)
Fig. 8 Power level distribution (25 Hz)



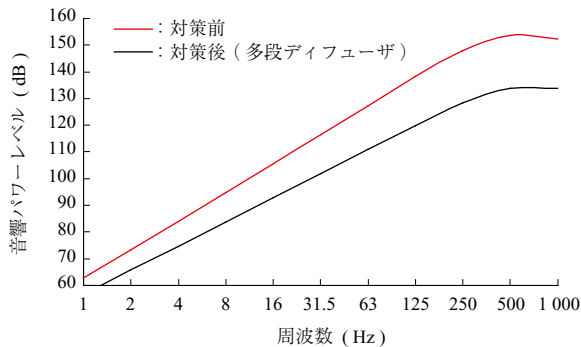
第 9 図 CFD 結果 (対策後)
Fig. 9 CFD results (after application of countermeasures)

整弁直後は亜音速 (マッハ数 < 1), ディフューザ出口の最大マッハ数は 1.5 と、設置前に比べ大幅に改善 (減速) され、噴流音の減音効果は約 15 dB と予測された⁽²⁾。第 10 図に多段ディフューザの効果予測を示す。

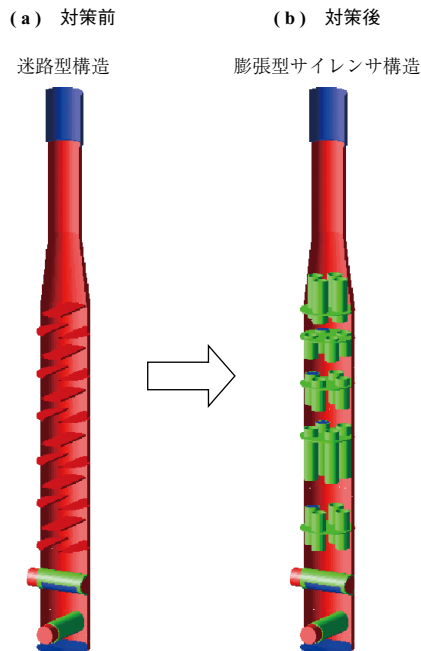
4.2 排気消音塔の構造変更

既設の迷路型消音構造は、音響解析およびスピーカ試験によって、低周波音に対しては消音性能をもたないことが実証された。したがって、低周波音対策としては一般的である膨張型サイレンサを排気消音塔内部に設けることとした。第 11 図に概念図を示す。膨張型サイレンサは 4 段型とし、40 Hz において最も高い低減効果を得られるように設計した。四つの膨張室の長さが異なるのは、試験状態

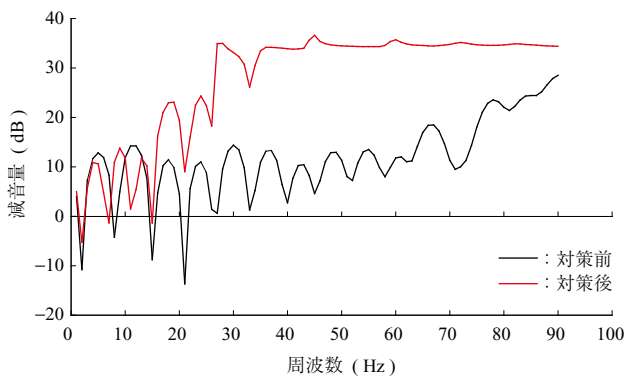
によって流体の温度が異なり、幅広い温度に対応するためである。膨張型サイレンサ構造に変更したときの低周波音低減効果を第12図に示す。40 Hzで20 dB程度の低減効果向上が図れる。



第10図 多段ディフューザの効果予測
Fig. 10 Effect prediction of multistage diffuser



第11図 排気消音塔の構造変更概念図
Fig. 11 Changed structure conception diagram of exhaust stack

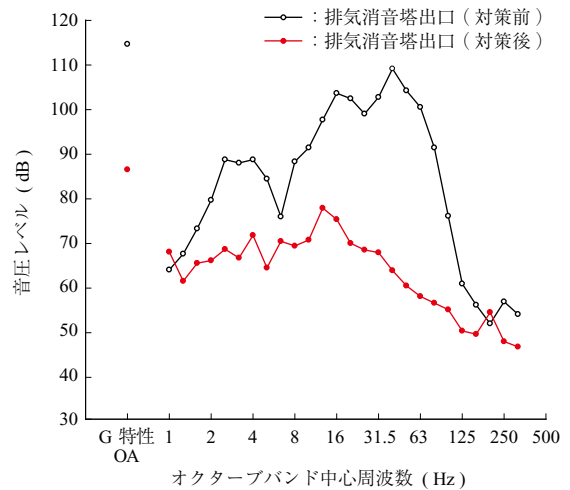


第12図 膨張型サイレンサ構造による低周波音低減効果
Fig. 12 Low frequency noise reduction using expansion-type silencer

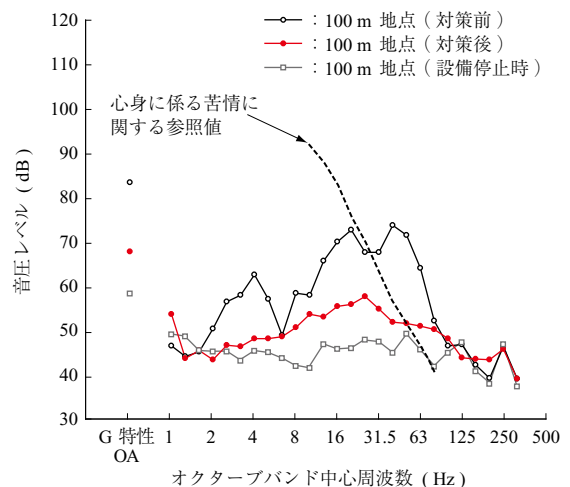
5. 対策後低周波音測定結果

対策後の排気消音塔出口の1/3オクターブバンド音圧スペクトルを第13図に示す。40 Hz成分の音圧レベルは109 dBから63 dBに低減した。また、対策後の100 m地点の1/3オクターブバンド音圧スペクトルを第14図に示す。問題となっていた40 Hz付近の周波数成分が参照値以下(もしくは暗騒音と同等)となり、効果を確認できた。

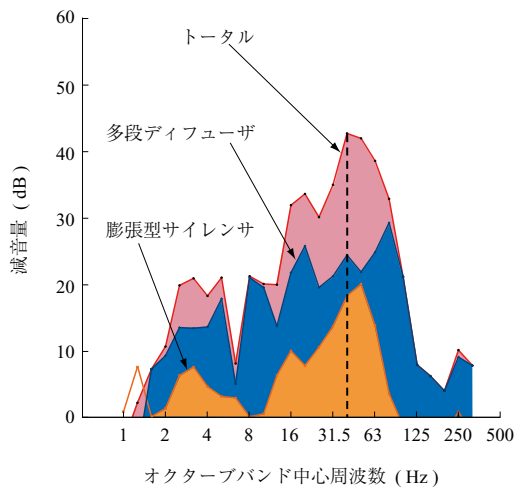
第13図の測定結果は膨張型サイレンサと多段ディフューザの二つの対策の効果が足し合されている。多段ディフューザはバイパス系統に取り付けられていることから、ほぼ全量燃焼系統にガスが流れる試験状態において対策前後の低周波音を評価することで、膨張型サイレンサのみの対策効果を求め、それぞれの対策効果を分離し



第13図 排気消音塔出口音圧スペクトル (対策後)
Fig. 13 Sound pressure spectrum at exhaust stack exit (after application of countermeasures)



第14図 100 m 地点音圧スペクトル (対策後)
Fig. 14 Sound pressure spectrum at 100 m point (after application of countermeasures)



第 15 図 低周波音低減効果内訳
Fig. 15 Breakdown of low frequency noise reduction effect

た。この結果を第 15 図に示す。膨張型サイレンサにおいては 40 Hz で 20 dB の低減効果が見られ、設計どおりの結果になった。また、多段ディフューザに関しては 8 ~ 100 Hz と比較的広い周波数範囲で 20 dB 程度の低減効果が得られた。

6. 結 言

低周波音の主たる発生原因は、圧力調整弁直後において発生した噴流音であり、排気消音塔の共鳴とも相まって問題が発生した。今回、弁直後に多段ディフューザを設置することで弁直後の流れを減速し、発生源（噴流音）を低減するとともに排気消音塔を対象周波数に的を絞った膨張型サイレンサ構造にすることで、問題を解決できた。

今後の課題としては、膨張型消音器はほぼ設計どおりの減音が得られたが、多段ディフューザについては設計値を上回る低減効果が得られており、予測手法の修正、ディフューザ形状の最適化など検討を進める予定である。

参 考 文 献

- (1) 環境省環境管理局大気生活環境室：低周波音問題対応のための「評価指針」 2004 年 6 月 p. 1
- (2) LEO L. BERANEK : NOISE AND VIBRATION CONTROL Chapter 16 Noise of Gas Flows (1971) pp. 514 - 515