

膜加圧を利用した遮音構造に関する基礎的研究

A BASIC STUDY ON SOUND INSULATION STRUCTURE BY USING INFLATED MEMBRANE

小泉穂高*¹, 松岡明彦*², 小林正明*³, 石田琢志*¹, 西村正治*⁴

Hodaka KOIZUMI, Akihiko MATSUOKA, Masaaki KOBAYASHI, Takushi ISHIDA, and Masaharu NISHIMURA

It is difficult to insulate facility noise which contains much energy at low frequencies because heavy and stiff insulation structure is required. Insulation performance of a single wall generally becomes the lowest at first resonance frequency and increases depending on mass at higher frequencies and stiffness at lower frequencies. In recent years, focusing on the stiffness, insulation structure using inflated membrane has been proposed to improve insulation performance at low frequencies. In this paper, we have researched to combine a single wall and insulation structure by using inflated membrane for the purpose of improving insulation walls and doors.

Keywords : Inflated membrane, Insulation performance, Low frequency, Mass law, Stiffness law

膜加圧, 遮音性能, 低周波, 質量則, 剛性則

1. はじめに

送風機や空気圧縮機, ボイラーといった設備機器の騒音やトンネル工事の発破音等には, 低周波数成分が非常に多く含まれ, 遮音対策が困難であることが多い。一般に板材の遮音性能は質量則¹⁾に従うことが知られており, 低周波数において高い透過損失を得るためには相応の重量が必要となるためである。一方で, 有限な大きさの板の透過損失は, 板の 1 次共振周波数において最小となり, それより低い周波数では剛性に依存し上昇することが知られ剛性則と呼ばれる²⁾。遮音板が軽量な場合, 一般に 1 次共振周波数は低くなり, 低周波数領域において高い透過損失はなかなか得られないのが通常である。

西村³⁾は金網で挟み込んだ薄膜の袋に空気圧を加えることで, 軽量でありながら高い剛性を有する遮音構造を提案しており, 広い周波数範囲において高い遮音性能を得ることができると述べている。これは空気圧によって膜の張力が増加し遮音構造の剛性が高まることを利用したものであり, 既にその遮音メカニズムも解明されている。定性的には 3 自由度振動系と伝達マトリックス法を用いて遮音効果を表現することができ, 任意の周波数範囲を対象に遮音構造の設計が可能であるとされている。さらにこの構造を 2 枚の板材で挟み込むことで, 高周波数の遮音性能を確保しながら, 低周波数の遮音性能を高める使い方も可能であると述べている。

この原理を応用し構造体の剛性を向上させることで, 従来よりも簡便に, 低周波数領域の遮音性能を高めることが可能であると考えられる。そこで筆者らは, 本技術を遮音壁や防音扉に適用することを目的として, 膜加圧を利用した遮音構造に関する実験的検討を行った。本報ではその基礎的研究として, 単層の板材に袋状膜を密着させて加圧する場合において, 膜の固定方法や設置範囲, 圧力といった要素が及ぼす影響を検証し, 膜加圧を利用した遮音構造の有効性について議論する。

2. 実験概要

2.1 測定方法

実験は戸田建設(株)音響実験棟⁴⁾内の隣接する残響室と無響室で実施した。試験体は両室の界壁として施工された厚さ 150 mm のコンクリートブロック壁(幅 3.6 m, 高さ 3.0 m)の開口部(1.2 m 角)に設置した。

遮音性能に関する測定として, 残響室内で音源を発生させ, 無響室内の音圧レベルを測定した。図-1 に音圧レベル測定時の音源および測定点の配置を示す。音源はスピーカから発生させるピンクノイズ, および破膜による衝撃音⁵⁾である。衝撃音による測定は, スピーカでは SN 比の確保が困難な低周波数領域について検証するために行った。無響室内の測定点は試験体の正面 1.0 m 点であり, 大音圧低周波騒音

*1 戸田建設株開発センター 修士(工学)

*2 戸田建設株開発センター

*3 戸田建設株開発センター 博士(工学)

*4 鳥取大学大学院工学研究科 工学博士

Research and Development Center, TODA CORPORATION, M.Eng.

Research and Development Center, TODA CORPORATION

Research and Development Center, TODA CORPORATION, Ph. D.

Dept. of Mechanical and Aerospace Engineering, Tottori Univ., Dr. Eng.

計を設置した。音源がピンクノイズの場合は定常状態における 20 秒程度の等価音圧レベル、衝撃音の場合は最大音圧レベルを測定した。いずれも動特性 Slow, 1/3 オクターブバンドによる測定である。

また試験体の振動特性について検証するため、コンクリートブロック壁および試験体中央（鋼板面上）において常時微動時の面外方向加速度を 3 分間測定した。なお後述の試験体において溶接金網を設置する条件では、溶接金網上の中央位置の加速度も同時に測定した。図-2 に加速度の測定点を示す。

2.2 試験体

実験条件は表-1 に示す 9 通りである。条件 1~8 に示す 8 種類の試験体の設置状況を図-3 に示す。鋼板、溶接金網、鋼管はコンクリートブロック壁に固定し、袋状薄膜に空気を注入することで所定の内圧まで加圧した。鋼板の厚さは 1.6 または 3.2 mm であり、寸法はコンクリートブロック壁の開口面積と同じ 1.2 m 角である。鋼管は直径 48.6 mm、長さ 1.2 m であり、袋状薄膜を拘束し溶接金網が過剰にはらむことを防止する目的で設置した。溶接金網の線径は 5 mm、網目の間隔は 50 mm である。袋状薄膜の形状は、条件 4~6 では鋼板と同様の 1.2 m 角である。条件 7 は 0.6 m 角であり鋼板中央に設置した。条件 8 は棒状(直径 80 mm、長さ 1.2 m)であり 4 本を均等に配置した。条件 7, 8 では袋状薄膜の設置範囲は鋼板面積の約 1/4 である。表-2 にこれらの構成部材の質量を示す。

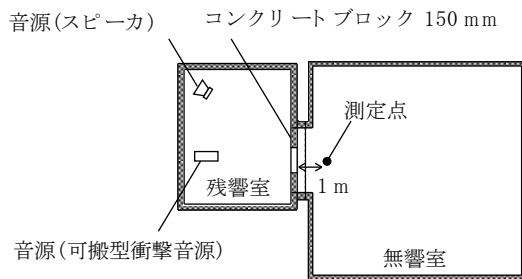


図-1 音圧レベル測定時の音源と測定点（平面）

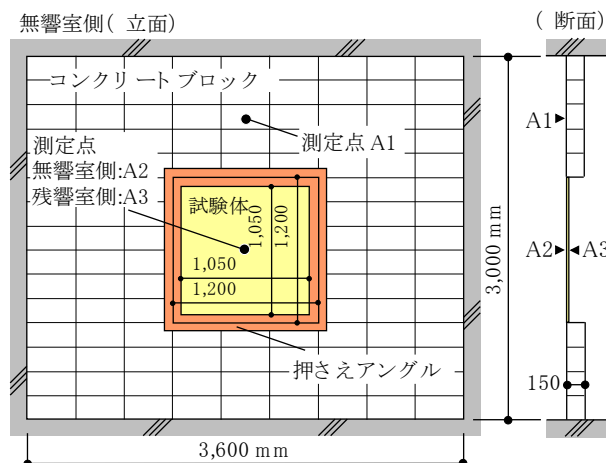


図-2 振動加速度の測定点

表-1 実験条件

条件	試験体の構造
0	試験体なし
1	鋼板 1.6 mm
2	鋼板 3.2 mm
3	鋼板 1.6 mm + 空気層 50 mm + 鋼板 1.6 mm
4	鋼板 1.6 mm + 袋状薄膜 4k Pa + 溶接金網 + 鋼管
5	鋼板 1.6 mm + 袋状薄膜 4k Pa + 鋼管
6	鋼板 1.6 mm + 袋状薄膜 1k Pa + 溶接金網 + 鋼管
7	鋼板 1.6 mm + 袋状薄膜(小型) 4k Pa + 溶接金網 + 鋼管
8	鋼板 1.6 mm + 袋状薄膜(棒状) 18k Pa + 溶接金網 + 鋼管

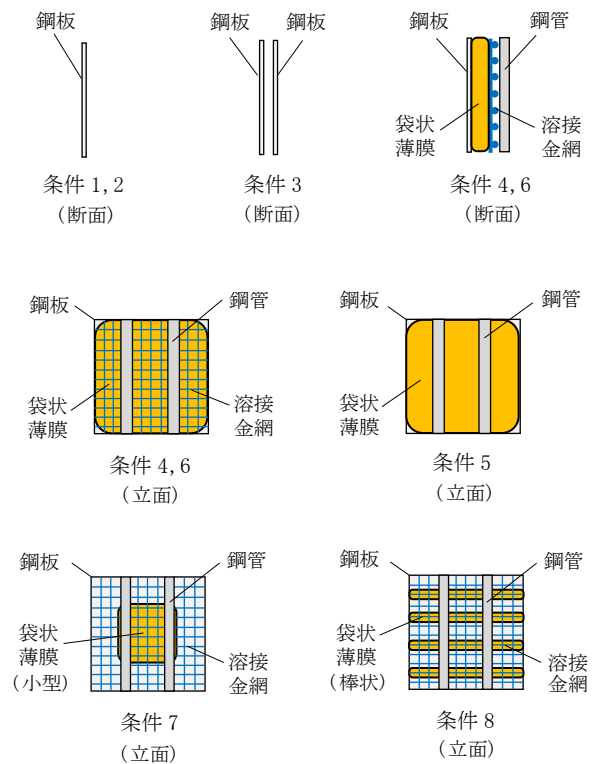


図-3 試験体の設置状況

表-2 構成部材の質量

部材	質量
鋼板 1.6 mm	17.5 kg
鋼板 3.2 mm	35.0 kg
袋状薄膜	5.0 kg
袋状薄膜(小型)	1.5 kg
袋状薄膜(棒状) 4本	2.4 kg
溶接金網	8.3 kg
鋼管 2本	4.8 kg

3. 実験結果

試験体の遮音性能を評価する指標として、試験体なし (条件 0) と試験体あり (条件 1~8) の音圧レベル差、すなわち挿入損失を算出した。なお測定した音圧レベルの SN 比が 10 dB を下回る周波数帯域は算出から除外した。

また加速度の測定結果から、コンクリートブロック壁側 A1 を入力、鋼板側 A2 および溶接金網側 A3 を出力とした伝達関数を算出した。これによりコンクリートブロック壁の影響を排除して試験体の振動特性を評価することが可能である。伝達関数は FFT の 1 区間を 8192 点、オーバーラップ率 90 % で生成した各小サンプルをアンサンブル平均処理し算出した。

3.1 音源の違いによる影響

条件 1 (鋼板 1.6 mm) について、音源が衝撃音およびピンクノイズの場合における挿入損失の測定結果を図-4 に示す。両音源において SN 比が確保される 31.5 Hz 以上の帯域での比較となるが、音源の違いに

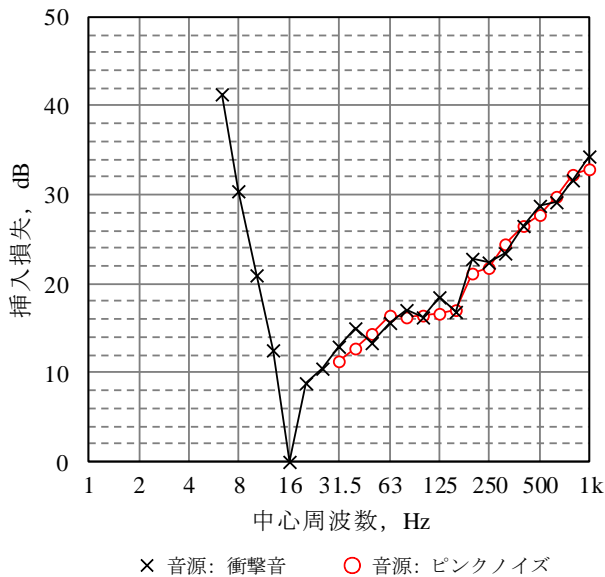


図-4 異なる音源を用いて得られた挿入損失 (条件 1)

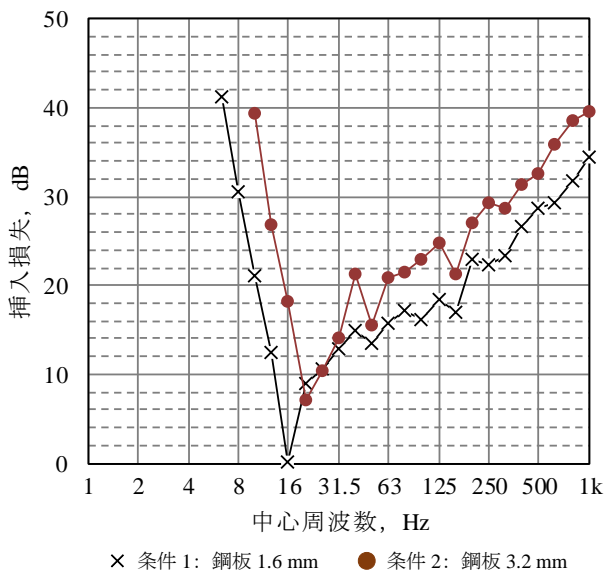


図-5 厚さの異なる鋼板の挿入損失

よって得られる挿入損失に差は見られない。音源が衝撃音の場合、16 Hz で挿入損失は最小となり、それより周波数が高いほど、あるいは低いほど挿入損失が増加する。すなわち鋼板の遮音性能が質量則および剛性則に従っていることを確認できる。

なお、表-1 に示した全条件について両音源による測定を実施しているが、条件 1 以外においても、31.5 Hz 以上の帯域で得られた挿入損失に差は見られなかった。従って、以降の結果は音源が衝撃音の場合について述べるものとする。

3.2 単一板における検討

厚さが異なる単一板における比較として、条件 1, 2 の挿入損失を図-5 に示す。鋼板 3.2 mm の場合、挿入損失は 20 Hz で最小となり、それより低い周波数および高い周波数においては 1.6 mm の場合と同様に増加する傾向が見られた。40 Hz 以上の周波数帯域では、鋼板 1.6 mm に比べ 3.2 mm の方が挿入損失は 5 dB 程度大きいことから、質量則との対応が確認できる。また 16 Hz 以下の帯域では、鋼板 3.2 mm の挿入損失は 1.6 mm に比べ 20 dB 程度大きい。鋼板の剛性は 3.2 mm の方が当然高いため、剛性の向上によって低周波数の遮音性能が上昇することが単一板条件において確認されたと言える。

条件 1, 2 の伝達関数の測定結果を図-6 に示す。鋼板の 1 次共振周波数は 1.6 mm の場合 16 Hz、3.2 mm の場合 22 Hz であり、挿入損失が最小となる周波数と一致している。この結果から、板材の遮音性能が理論通りに 1 次共振周波数において最小となることが確認された。

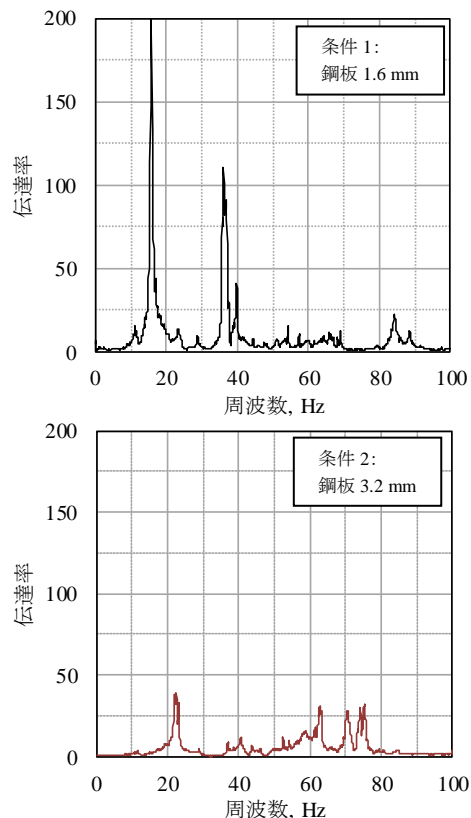
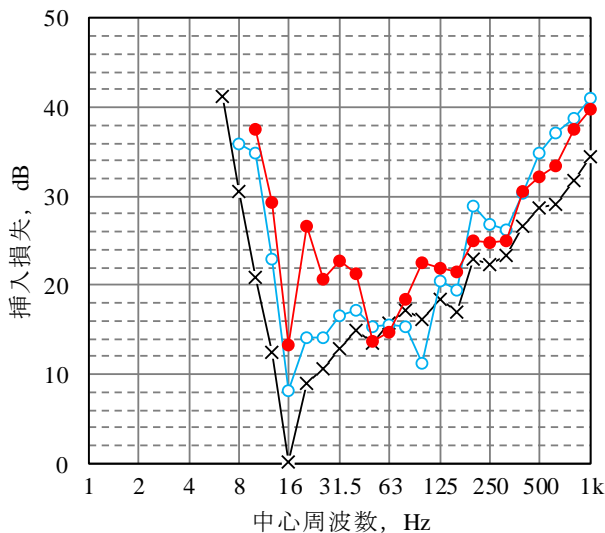


図-6 鋼板の伝達関数 (条件 1, 2)

3.3 中空二重板と膜加圧遮音構造の比較

条件 1, 3, 4 の挿入損失の測定結果を図-7 に示す. 2 枚の鋼板の間に 50 mm の空気層を有する条件 3 の場合, 条件 1 に比べて 100 Hz の挿入損失が顕著に低下しており, 明らかに共鳴透過現象が発生している. また挿入損失が最小となる周波数は条件 1 と同様の 16 Hz であり, 遮音構造全体として剛性は向上していないと考えられる. 一方, 膜加圧を利用した遮音構造体である条件 4 の場合, 挿入損失が条件 1 に比べ顕著に落ち込む周波数は見られず, 共鳴透過は発生しにくい構造であることが伺える. また 16 Hz および 50 Hz が極小値となっているが, その間の周波数帯域の挿入損失は明らかに上昇しており, 1 次共振周波数は約 50 Hz であると考えられる. 16 Hz の挿入損失の低下については, コンクリートブロック壁の共振に起因するものと考えられる.

条件 4 の伝達関数の測定結果を図-8 に示す. 伝達率に多数のピークが見られるが, 1 次共振周波数は 50 Hz 付近であると考えられ, 挿入損失の測定結果と対応する. 16 Hz 付近でのピークは見られないことから, 16 Hz における挿入損失の低下要因はやはり試験



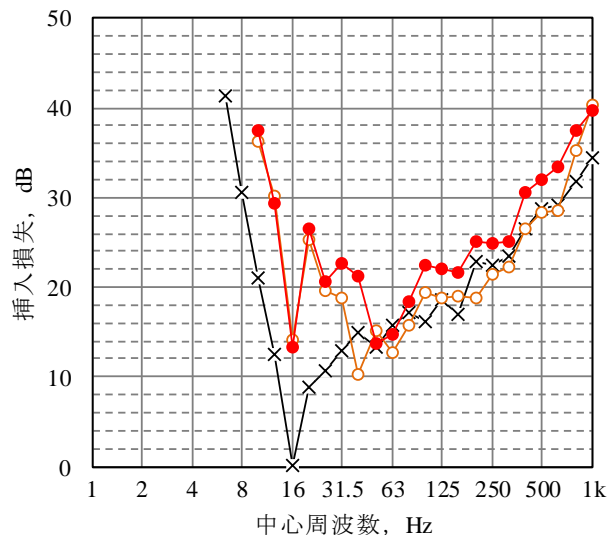
- × 条件 1: 鋼板 1.6 mm
- 条件 3: 鋼板 1.6 mm + 空気層 50 mm + 鋼板 1.6 mm
- 条件 4: 鋼板 1.6 mm + 袋状薄膜 4k Pa + 溶接金網 + 鋼管

図-7 中空二重板と膜加圧遮音構造の挿入損失

体以外にあることが考えられる. また鋼板側と溶接金網側で伝達率がピークとなる周波数が一致しており, 鋼板と袋状薄膜および溶接金網が加圧によって一体化していると言える.

3.4 袋状薄膜の拘束方法による影響

条件 1, 4, 5 の挿入損失の測定結果を図-9 に示す. 先述の通り, 条件 4 の 1 次共振周波数は 50 Hz 付近であると推測される. 一方, 袋状薄膜の内圧は同様の 4k Pa であるが溶接金網が設置されていない条件 5 においては, 挿入損失は 40 Hz が極小値となり, 25 ~ 40 Hz では明らかに条件 4 を下回っている. 従って, 袋状薄膜の内圧が一定の条件においては, 袋状薄膜が拘束で強固であるほど, 遮音構造全体の剛性は高くなり 1 次共振周波数が上昇し, それより低い周波数の遮音性能は向上すると言える. また 63 ~ 1k Hz の挿入損失に着目すると, 条件 4 は条件 1, 5 に比べ 4 dB 程度高い傾向にある. これは袋状薄膜および溶接金網の付加による質量効果であると考えられる. 条件 5 では袋状薄膜を付加した質量効果が見られないが, 膜の拘束が弱いため板状の動きをしにくいことが要因として考えられる.



- × 条件 1: 鋼板 1.6 mm
- 条件 4: 鋼板 1.6 mm + 袋状薄膜 4k Pa + 溶接金網 + 鋼管
- 条件 5: 鋼板 1.6 mm + 袋状薄膜 4k Pa + 鋼管

図-9 袋状薄膜の拘束方法と挿入損失の関係

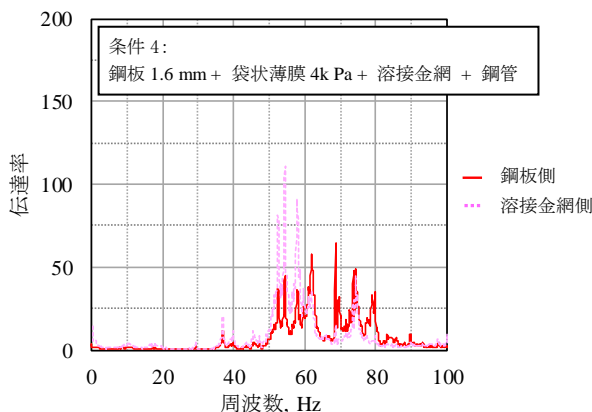


図-8 膜加圧遮音構造の伝達関数 (条件 4)

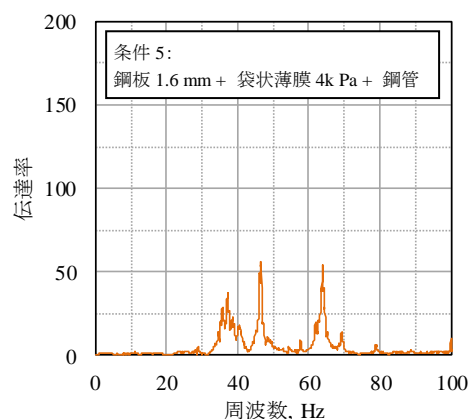


図-10 膜加圧遮音構造の伝達関数 (条件 5)

条件 5 の伝達関数の測定結果を図-10 に示す。1 次共振周波数は 37 Hz 付近であると考えられ、図-8 に示した条件 4 に比べ明らかに低い。また挿入損失が極小となった周波数とも対応する。この結果からも、袋状薄膜を拘束が強固であるほど、1 次共振周波数は上昇するものと言える。また、条件 4 に比べて伝達率のピークが少なく明確である。このことから、溶接金網を付加する場合、鋼板と袋状薄膜の密着性が向上し遮音構造が複雑化するため、単純な板の振動特性を示しにくくなることが考えられる。

3.5 袋状薄膜の内圧による影響

条件 1, 4, 6 の挿入損失の測定結果を図-11 に示す。条件 4 と同様の拘束条件において内圧を 1k Pa に低下させた条件 6 の場合、挿入損失は 40 Hz が極小値となり、25~40 Hz では明らかに条件 4 を下回る。従って、袋状薄膜の内圧が高いほど、遮音構造全体の剛性は高くなり一次共振周波数が上昇し、それより低い周波数の遮音性能は向上すると言える。また 63~1k Hz に着目した場合、条件 4, 6 ともに条件 1 に比べ挿入損失は高くなり、溶接金網が付加された膜面の質量効果が働いているものと考えられる。

条件 6 の伝達関数の測定結果を図-12 に示す。1 次共振周波数は 38 Hz であり、挿入損失が極小となる周波数と対応する。図-8 に示した条件 4 との比較により、袋状薄膜の内圧が低い場合は 1 次共振周波数が低くなることを確認できる。条件 6 の鋼板側と溶接金網側の伝達率を比較すると、1 次共振周波数においてはよく一致しているが 60 Hz では差異が見られる。また条件 4 に比べると伝達率のピークは明確である。これらの結果から、内圧が増加するほど鋼板と袋状薄膜や溶接金網の密着性が向上し複雑な遮音構造となり、1 次共振周波数は不明確になると考えられる。

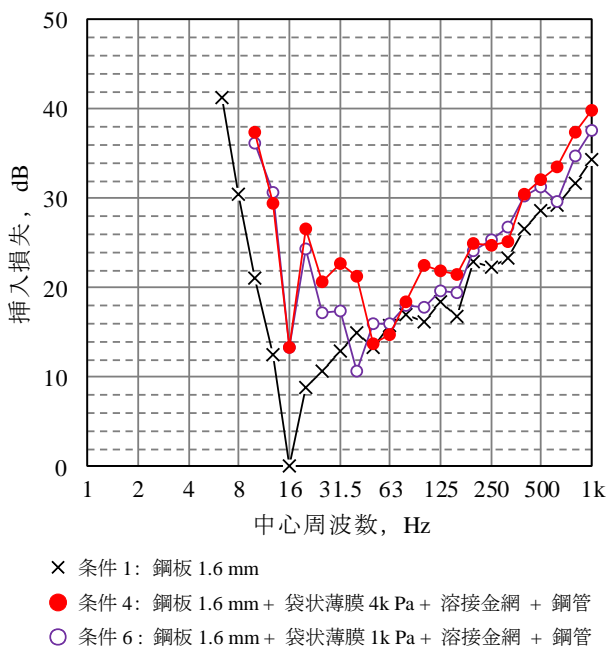


図-11 袋状薄膜の内圧と挿入損失の関係

3.6 袋状薄膜の形状による影響

条件 1, 4, 7, 8 の挿入損失の測定結果を図-13 に示す。条件 7 は袋状薄膜の設置範囲が鋼板面積に対し約 1/4 であるが、挿入損失が極小となる周波数は全面設置の条件 4 と同様の 50 Hz である。また袋状薄膜を棒状とした条件 8 についても、設置範囲は鋼板面積の約 1/4 であるが、挿入損失は 50 Hz で極小となった。なお 63~1k Hz に着目した場合、条件 7, 8 では挿入損失が上昇する様子は見られない。これは袋状薄膜の設置面積が小さいため、溶接金網が付加された膜面の質量効果が表れにくくなっていると考えられる。

条件 7, 8 の伝達関数の測定結果を図-14 に示す。条件 7 の 1 次共振周波数は 37 Hz または 58 Hz、条件 8 では 47 Hz 付近であると考えられ、挿入損失が極小となる周波数と概ね対応する。鋼板側と溶接金網側の伝達率については、条件 7 ではよく一致しているが条件 8 では 50 Hz 以上において差異が見られる。これは条件 8 の袋状薄膜が棒状であり大きく膨らみにくい形状をしているため、条件 4 や条件 7 に比べると、鋼板と袋状薄膜および溶接金網が密着しにくい構造であることが影響していると考えられる。また条件 7 は伝達率のピークが比較的明確であるのに対し、条件 8 の鋼板側では多数のピークが見られる。条件 4 においても多数のピークが見られたことから、袋状薄膜の設置範囲の広範さが影響していると考えられる。

以上述べたように、袋状薄膜の形状や設置範囲によって、加圧時の共振周波数の変化傾向には多少の差異が見られる。しかし共振周波数がピークとなる周波数と挿入損失が落ち込む周波数はいずれの条件においても概ね対応しており、1 次共振周波数以下の範囲では加圧によって挿入損失が大きく向上することが確認された。従って、袋状薄膜の設置範囲が鋼板面積に対し明らかに小さい場合であっても、遮音構造の剛性を高め 1 次共振周波数を上昇させることができ、低周波数の遮音性能を向上させることは可能であると言える。

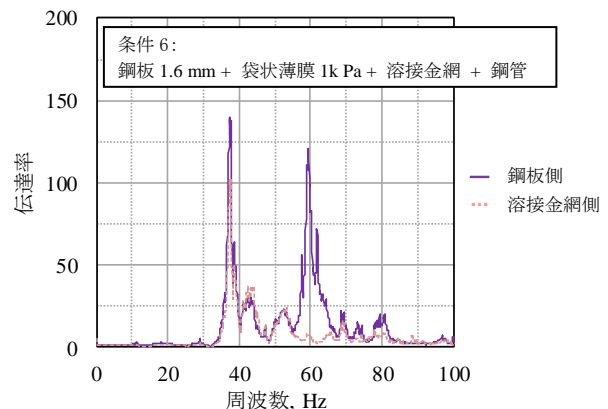


図-12 膜加圧遮音構造の伝達関数 (条件 6)

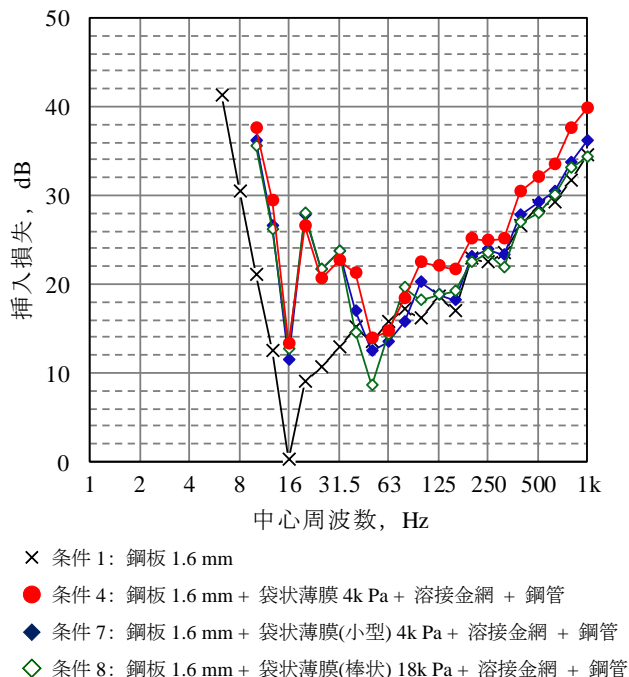


図-13 袋状薄膜の形状と挿入損失の関係

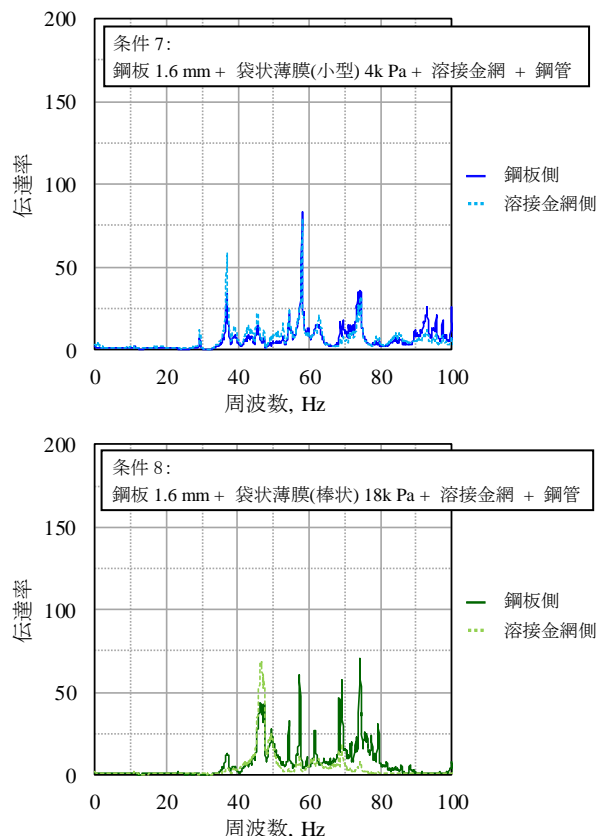


図-14 膜加圧遮音構造の伝達関数 (条件 7, 8)

4. まとめ

板材に袋状薄膜を密着させ加圧する遮音構造について、袋状薄膜の拘束方法や内圧、形状がその遮音性能に及ぼす影響を検討し以下の知見を得た。これらは膜加圧を利用した遮音構造が遮音壁や防音扉に適用可能であることを示唆するものと言え、引き続き実用化に向けた検証を進める所存である。

- 1) 膜加圧を与えることで遮音構造の1次共振周波数は上昇し、それより低い周波数における遮音性能が向上する。
- 2) 中空二重板構造に比べると、明確な共鳴透過現象は発生しにくい。
- 3) 内圧が一定の場合、袋状薄膜の拘束が強固であるほど1次共振周波数は上昇する。
- 4) 袋状薄膜の拘束条件が一定の場合、内圧が高いほど1次共振周波数は上昇する。
- 5) 袋状薄膜の設置範囲が広範であり板材との密着性が高い場合、1次共振周波数は不明確となる。
- 6) 袋状薄膜の設置範囲を板材の一部とした場合においても、加圧によって1次共振周波数は上昇し、低周波数領域の遮音性能向上が可能である。

参考文献

- 1) 前川純一, 森本政之, 阪上公博, “建築・環境音響学,” 共立出版, 2000
- 2) 白木万博, “騒音防止設計とシミュレーション,” 応用技術出版, 1987
- 3) 西村正治, 薄膜と空気圧を利用した遮音量可変型軽量遮音構造, 音響学会誌 vol. 71, 546-553, 2015
- 4) 土屋裕造ほか, 戸田建設新音響実験施設の音響特性, 日本音響学会講演論文集, 1263-1264, 2012. 9
- 5) 土肥哲也, 可搬型低周波音発生装置の開発, 騒音制御 vol. 37, No. 2, 84-89, 2013