

【整番】EE-01-QA-002	防音ラギングの範囲について	
分類：環境(騒音)/種別：Q&A	作成年月：H17.5/改訂：Ver0.0 (H19.8)	作成者：N.Miyamoto

全7枚

Q： 誌運転の結果、ライン弁などにかなり騒音がでて防音ラギングの追加を考えているが、どこまでラギングしたらいいのか？ 一般論でもいいから、考え方を知りたい。

A： この種の話は防音工事業者のノウハウになっているようで具体的な情報の持ち合わせていないが、手持ちの文献/資料に基づき、以下のように。

1. 配管各部では、流体抵抗(エネルギーの消散)によってそれなりに騒音を発生するが、ここでは

ある**卓越した音源**(絞り弁/オリフィス/エジェクタなど)があって、そこから音響が管中を伝播する過程で、どの程度、**減衰**するか？

ということで検討してみる。なお管路の中に卓越した音源がある時、他の部分で生じる騒音は一応無視できると考える。

2. 配管中の音の伝播には、**壁面を経由する固体音の伝播**と**流体柱を経由する流体音の伝播**がある。

前者は騒音源が機械振動のような形をとる場合で EXJ/ダンパ/防振ゴムなどで遮音している。通常、管路で騒音が問題になるのは、後者の流体音伝播である。この場合、

- (a) 流体音伝播の際の減衰は、主に壁面の境界層内の乱流や曲がり部の反射/干渉によって起きる。
- (b) 径が大きくなると減衰は小さくなる(レイノルズ数依存といえる)。
- (c) マッハ数/流体圧には余り依存しない(資料①参照)。
- (d) 騒音源に縮流部分がありそれが亜音速である時は、騒音源の前後(上下流)に伝音する。然るに縮流部分でチョーキング(気体流れのとき)やスーパーキャビテーション(液流れのとき)がおきているなら音は下流側に伝播し、上流側に伝播することは少ない(資料⑤参照)。
- (e) 直管では減衰が少なく、曲がり/分岐では減衰が大きい(圧損に似ている)。
- (f) 壁の振動などによる自然減音は、矩形ダクトに比べて小さく無視される。

3. 正確には管路の音響伝播解析を実施すればいいが、実際これは厄介である。エンジニアリング上は、経験則的に減衰量をそこそこ安全側に見積もればよい(防音ラギングは外面の工事であって足場さえあれば拡張修正は可能)。

4. 減衰量を距離部分(端的には直管部分)と流れ変化部分(曲管/分岐管)に分けて考える。通常、距離部分の減衰量 ΔL_p は、次式で見積もられる。

$$\Delta L_p = \beta (L/D) \quad \text{-----(1)}$$

ここで ΔL_p = 距離減衰量(dB)、 β = 減衰係数、 L = 音源からの管路長さ、 D = 管径
 D が分母にくるのは、前述の(b)に由る。問題は β の設定になる。

資料①によれば減衰量は図1のようになる。 β は 0.065~0.1175 程度になる。しかし資料②によれば図2のようになり $\beta = 0.0167$ であり相当の開きがある(資料②は原典からの引用であって何か間違いが

あるような気がする)。

資料③では $\beta=0.06$ (ガス/水蒸気)。資料④では推定ながら $\beta=0.045\sim 0.09$ 。まとめて、

資料①：0.065～0.1175、 資料②：0.0167(?)、

資料③：0.06、 資料④：0.045～0.09

資料②は、他でもよく引用される ASME 論文に基づいている。従ってその乖離をよく調べておく必要があるが、ここでは $\beta=0.05\sim 0.12$ 、設計値としては下限側(安全側)に、 $\beta=0.06$ を採る。

5. 曲がり部の減衰については現場経験で 5dB という説もあるが、ここでは資料④より 2～3 dB 程度とする。分岐管は直角曲がり近く減衰が期待できるので 3～4dB 程度を採る。

6. 縮流部でチョークするような場合は、主に下流側に施工する。亜音速ならば、資料⑤から、上流と下流で 5～10dB の差をとって(但し上流<下流)、上流/下流で別々に目標減衰量を設定する。

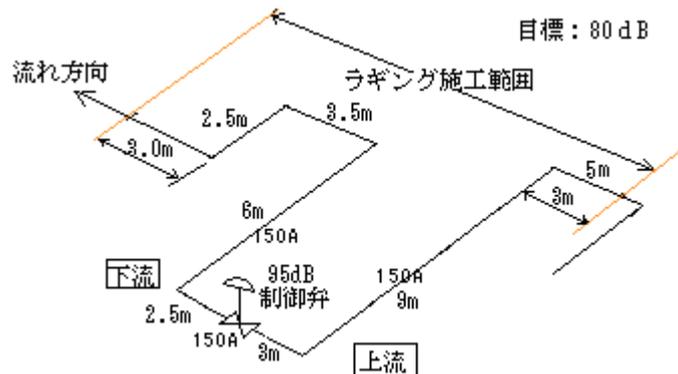
7. 手順としては次のようになる。但し口径 400mm を越えるような大径管には適用しない。

ステップ 1. まず、卓越音源の騒音レベル(機側 1m)を調べる。

ステップ 2. ラギングなしの裸管状態で卓越音源の上流/下流方向に次の減衰をとる。

直管=0.06L/D、曲がり=2～3dB/1 個、分岐=3～4 dB/1 個

ステップ 3. 騒音レベルが許容程度に収まったところをラギング範囲とする。



上図の例では、上流側/下流側で 5dB の音源の差異があるものとし、上流側で 10dB(=95-5)-80)、下流側で 15dB(=95-80)を減音量の目標とする。この場合、許容レベル 80dB を満足する施工範囲は略々、上流側 15m+下流側 17.5mになる。即ち、

$$\text{上流側：} \Delta L_p = 0.06 \times (15/0.15) + 2 \times 2 \text{dB} = 10 \text{B}$$

$$\text{下流側：} \Delta L_p = 0.06 \times (17.5/0.15) + 4 \times 2 \text{dB} = 15 \text{dB}$$

なお、ラギング範囲で一率のラギング仕様にするると安全側になるので、音源から遠ざかる部分を 1 ランク落とした仕様にするとも考えられる。

8. 以上は、デフォルト(あるいは参考)である。実施に当たっては施工業者と範囲を協議して施工する。なお、今後設計のために騒音データを採るのが望ましい。

図1 管長による減衰(資料①による) by Moore

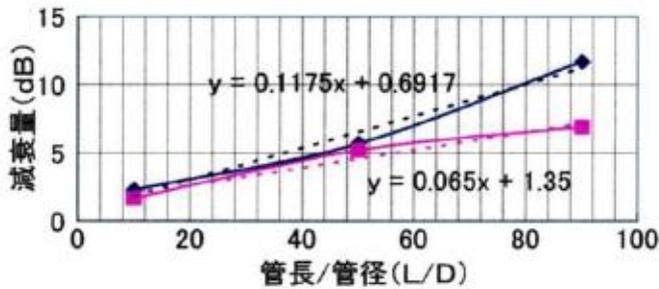
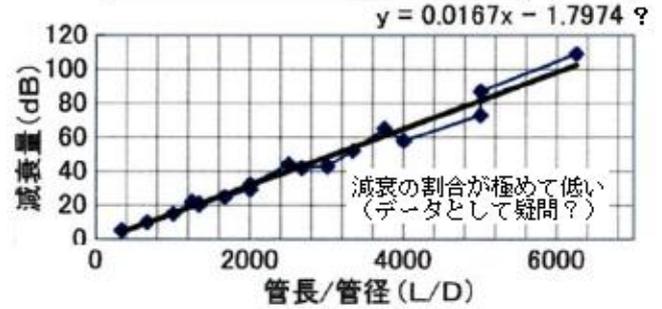


図2 管長による減衰(資料②による) by Sawley



資料①

6.2 Attenuation

The noise generation of control valves is usually given by a local sound pressure level measurement, most often given at a location 1 m downstream of the valve, 1 m from the pipe. In order to determine the radiated noise at more remote locations, it is necessary to know how rapidly the noise energy within the pipe is being attenuated. Figure 15 shows the results from some preliminary measurements. Somewhat surprisingly, neither the gas pressure nor the flow Mach number appeared to have appreciable effect on the results.

圧力/マッハ数の影響はあまりない。

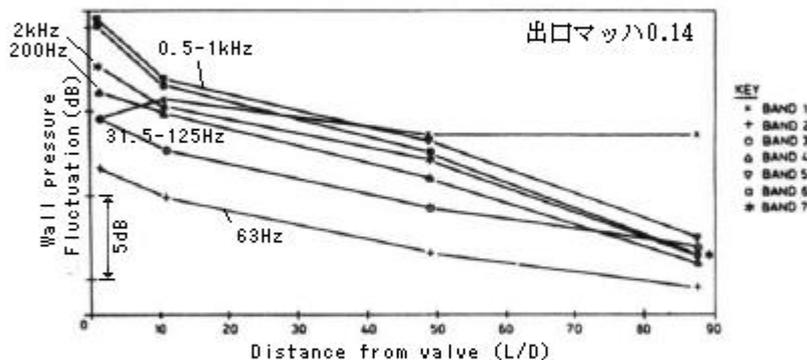


Figure 15 Attenuation of internal noise energy for each frequency band; $M_2=0.14$ 内部騒音エネルギーの消散

The noise actually radiated from the pipework may show a more complex variation with distance from the valve than that for the internal noise. There is a tendency for the pipework to be in resonant vibration between the pipe flanges and for the radiated noise to vary discontinuously across the flanges.

出典: "Valve noise research" by Moore
(Gas Engineering & Management Jul/Aug.1984)

資料②

配管系を伝搬する騒音の減衰については乱流領域の場合、その要因として

- (1) Viscothermal effect
- (2) Turbulence effect
- (3) Sound transmission effect

Sawley 文献より

の合成とする考え方がある。

配管のスケジュール番号および流体の条件（温度、圧力、流速等）が同一であれば、音源から配管に沿った距離減衰量は配管径が大きくなるに従い総減衰量は小さくなる。これは総減衰量が配管径に反比例することに大きく依存するが、上記成分比で考えれば、(1)による減衰量は変わらず、(2)による分は減少、(3)による分は増加する傾向にある。

総減衰量の変化傾向とTurbulence effectによる減衰傾向が一致することから、配管騒音の減衰は境界層近傍の分子衝突によるエネルギーロスが支配的であることが示唆される。

配管サイズによる距離減衰量の例を図2-2に示す。この他にガス配管中の減衰を求める推定式として減衰率、始点からの距離、配管径をパラメーターとした

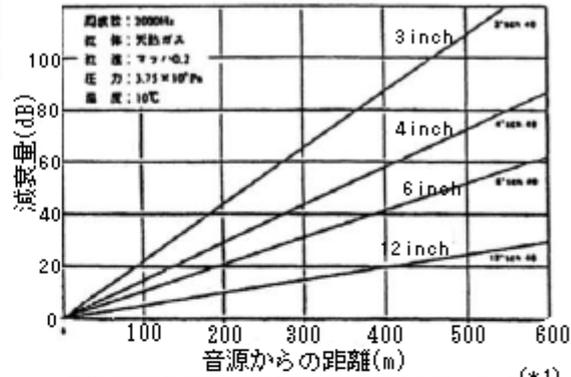


図2-2 配管騒音の距離減衰例(R. J. Sawley) (*1)

EEMUA (The Engineering Equipment and Material Users Association) (*2) の式があるが、減衰率を一律としたり、周波数特性が加味されていない等簡易法であり、上記の考え方に基づく方法が実際により近いことが実験的に確認されている。

但し、固体伝搬音が発生している場合は減衰量が小さくなることがあるので注意を要する。

出典：千代田化工技報”プラントにおける配管系の騒音とその対策”磯部
 (*1) Acoustical Energy Decay in Piping System: ASME Publication 75-WA/pet-6 p1(1975)
 (*2) EEMUA No 142 Acoustic Insulation of Pipe, Valve and Flanges

資料③

2-1 計算により配管系のパワーレベルを算出する方法

配管のパワーレベル(L_p) は、配管の中心から r (m) 離れた地点での音圧レベル(L_p) から次のように導かれる。

$$L_w = L_p + 10 \log_{10}(2\pi r L) + E_1 \text{ (dB)} \quad \dots (2.2)$$

(注1) L_p を決めるのに好ましい位置は、音源より 1 m の地点である。

(注2) この関係式は計算によって求められた音圧レベル (例えば機器メーカーのデータ) にのみ適用され、測定によって音圧レベルを求めたときには、近接音場補正をしなければならない。ここで近接音場補正とは、寸法の大きな音源に対し近接して測定した音圧レベルをもとにパワーレベル換算する場合に適用する補正のことであり、それぞれの Q に対し、次に示す E_1 (近接音場補正係数) 値をとる。

$$0.9 < Q \leq 1 : 3 \text{ dB}, \quad 0.7 < Q \leq 0.9 : 2 \text{ dB}$$

$$0.4 < Q \leq 0.7 : 1 \text{ dB}, \quad 0 < Q \leq 0.4 : 0 \text{ dB}$$

ガス配管で配管長が配管直径の20倍以上の場合には配管の長さ方向における減衰効果が考えられ、これは次式で与えられる。

$$L_p(\ell) = L_p(1) - \beta \ell / D \text{ (dB)} \quad \dots (2.3)$$

ここで

$L_p(\ell)$: 配管の中心から半径方向に r (m)、音源から配管に沿って ℓ 離れた地点での音圧レベル (dB)

$L_p(1)$: 配管の中心から半径方向に r (m)、音源から配管に沿って 1 (m) 離れた地点での音圧レベル (dB)

D : 配管直径 (m)

β : 減衰率。ガス、水蒸気配管では $\beta = 0.06$

(2.3)式に示される配管の長さ方向における減衰効果を加味したパワーレベルは次のように求められる。

$$L_w = L_p(1) + 10 \log(2\pi r D / 0.23\beta) + 10 \log \{1 - \text{anti log}(0.1\beta \ell / D)\} \text{ (dB)} \quad \dots (2.4)$$

β が十分に小さいときは、(2.2)式に近似される。

プラントの騒音対策(配管を中心に) 千代田・古沢 (配管技術 84.10. 111)

資料④

2. 自然減音量 ダクト(管)系下は、とくに減音装置などを用いなくても標のダクトや曲り、分岐などによっても、音の性質から自然に伝搬される音は減衰してゆく。これを自然減音という。

自然減音には次のようなものがある。

- (i) 未処理直管ダクトによるもの
- (ii) 曲りによるもの
- (iii) 分岐によるもの
- (iv) ダクト(管)開口端における音の反射によるもの

これらによる減音量の和が、とくに減音処理をしないでも自然に得られる減音量である。

α. 未処理直管ダクトによる減衰 この値は一般に小さいので、通常の消音計画に於ては省略される。しかし、ダクトの全長が長いときには有効となる。とくに鉄板製角ダクトでは、板振動によって低周波域の減衰が大きくなる^{(1),(2)}。表1は、実用値としての概略を示す⁽¹⁾。

丸形ダクトに関しては、ほとんど資料がないが、減衰量はさきわめて小さい。

表1 鉄板製未処理角ダクトの自然減音量の概略値 (ASHRAE Guide)

ダクト寸法(mm)	中心周波数, Hz			
	63	125	250	500以上
	減衰量, dB/m			
150×150	0.6	0.6	0.45	0.3
600×600	0.6	0.6	0.3	0.15
1800×1800	0.3	0.3	0.15	0.03

[註] ダクトが保温材でおおわれている場合には、減衰量は上記の値の約2倍になる。

β. 曲りによる減衰 音響減衰を目的としない通常用いられる曲率を有する曲り、またはベン付さの曲りの場合の減衰は概略 表2のようになる。大きいダクトほど低周波から効くが、その値は3dBを超さない程度である。

表2. 曲率を有する曲りまたはベンを有する直管曲りの減音量の概略値 (ASHRAE Guide)

直径または 一辺長(mm)	中心周波数, Hz						
	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
	減衰量, dB						
125~250	0	0	0	1	2	3	3
250~500	0	0	1	2	3	3	3
500~1000	0	1	2	3	3	3	3
1000~2000	1	2	3	3	3	3	3

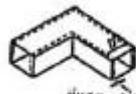
曲率を有しない直角曲りでは、音は反射し、干渉して有効な減音効果を示す。正方形断面の直角曲りについて、理論解析⁽¹⁾と実験値は一致するが、平面波の範囲を超えより高次のモードの伝達域では減衰は低下する。その特性はダクト辺長(a)と波長(λ)したがって周波数(f)との関係によってさまじり、例えば図-1のようになる⁽²⁾。減衰の最大となるのは、 $\lambda = 2a$ となる周波数より10%ほど低いところで、これより周波数が高くなると急速に減衰量が低下する。これを実用的な形で用いられてい

るのが図-2である⁽¹⁴⁾。直角曲りが二段連続する場合には、相互の影響をうけ、その連結距離が関係する⁽¹⁵⁾。しかし、オクターブ・バンド特性では大差なく、近似的に図-3の特性が用いられる⁽¹⁵⁾。ここで、二段目の曲りの方向は関係なく、また二つの曲りが重なるようになるると著しく減音効果が著る。

C. 分岐による減衰 波長の長いところでは複雑な反射現象などを起こすはずであるが、実用上は音のエネルギーが分岐部において、その断面積に比例して分配されるものとして取り扱う。

したがって、音源のパワーレベルは図-4の値のように低下する。室内送排風のときには、さらにその配管比によって近似計算してもさしつかえない。

d. 開口端反射による減衰 管が広い空間に開放されているとき、波



注意 内径の平均値は直径の10%として算出する(不足とも過剰とも)。外径の平均値は、径さその割合に比して増す。

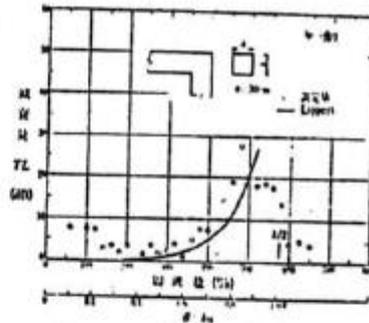


図-1 直角曲りによる減音

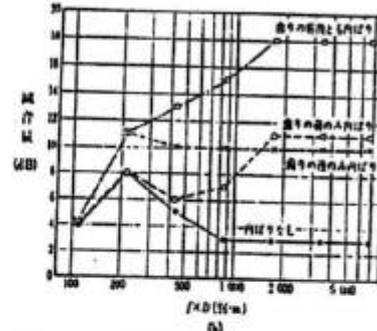


図-2 直角曲りによる減音 (Guide)

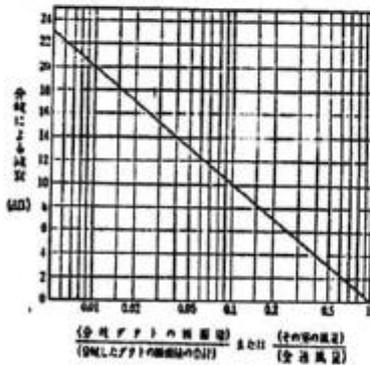


図-4 分岐による減音

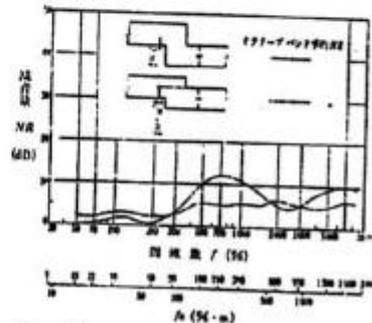


図-3 二直角曲りによる減音 (平均値) (参考)

長の長い音は開口端において大部分が反射してもどり、開口から外部に放射する量はわずかとなる。これによる減衰量(透過損失)は開口端の寸法と音の波長に關係し、理論上⁽¹⁶⁾図-5のようになる⁽¹⁾。減衰量は周波数の低いほど、また開口寸法の小さいほど大きい。開口端にグリルやエアディフューザーが取り付けられていても、ほとんどその影響はなく、ダクト寸法を考慮すればよい⁽¹⁷⁾。

講演会テキスト“ダクト系の騒音とその制御”後藤(横浜国大)

4-2 経路処理

資料⑤

経路処理とは、何らかの理由により音源処理を施すことができない場合あるいは音源処理による減音では不十分な場合に行われるものである。

流体はそれ自身が音を非常に伝達しやすいものである。ペナコトラクタにおいて流速が音速並みの状態である臨界流れで流れる場合には、ペナコトラクタは流体を媒体として上流に伝わる音に対し、遮断的ふるまいをする。しかし、亜臨界流れにおいては流体を媒体とする音の伝達は自由であり、下流側に存在する音が上流側に伝達され、下流側とほぼ同等の音を上流側においても有することになる。亜臨界流れでは、上流側への音の伝達を妨げるものは弁の形状であり、グローブバルブの場合上流側の音は下流側の音に比べて約10dB低い音となる。経路処理により騒音対策を行う場合、この理由により上流側に対しても十分な考慮が必要となる。経路処理の根本概念は、音を受けるものに対して伝わる音のエネルギーの伝達率を下げることにある。

4-2-1 流路内処理

吸音材を騒音が問題となっているバルブの流路且つ弁直後に装着することは非常に有効な騒音対策の一つといえる。この場合、吸音材の装着はできるだけバルブの近くとし、必要な範囲に施行する。気体を取扱う配管でインラインサイレンサーを使うことは、流路内

で非常に効果的に音を減らすことができ、当然、配管表面から出て聞こえる騒音も減らすことができる。大流量、高差圧比の流体条件にインラインサイレンサーを装着することは、騒音対策として最も現実的で且つ経済的な手法の一つといえる。このタイプのサイレンサーは期待する減音程度のほとんどに対し、それを実現できるように製作することができるが、現実的には、経済的観点で約25dBの減音までに限られているようである。

4-2-2 流路外処理

流路内処理が何らかの理由によりできない場合、騒音対策は流路外から施す処理に頼ることになる。すなわち、騒音が問題となるバルブに接続している配管のスケジュールを上げ肉厚を厚くしたり、配管表面に遮音材を取り付け受音者に対し音源をできるだけ遮断することである。配管内厚の上昇あるいは配管表面への遮音材の装着等の経路処理は、局所的な減音を期待する場合には非常に経済的且つ効果的な手法である。しかし、音は下流側配管の長距離に亘り流体流れに沿って伝達されるので、減音効果が得られるのは経路処理が施された範囲のみで、経路処理が切れた地点では、減音されない騒音を聞くことになる。

“コントロールバルブに於ける騒音対策” 国府田
(配管技術’ 88.9.99)