

サイレンサ排水異音メカニズムの研究

Study of Mechanism of Silencer Drainage Noise

松 田 修*
Osamu MATSUDA

徳 永 道 広*
Michihiro TOKUNAGA

要 旨

アイドリング時に排気口から発生する、サイレンサ内部に溜まった凝縮水に起因する異音は、車両の商品性を低下させる要因となっている。異音の発生メカニズムの解明と防止検討を、サイレンサを模擬した可視化実験と1次元モデルの予測計算によりおこなった。その結果、排水異音はエンジンからの脈動圧と排気管の内部共鳴が要因となり、アウトレットパイプ内の粒子速度が最大となる箇所での水の膜が発生し管が閉塞した後、この水の膜が下流へ移動し、破裂する際に発生していることがわかった。

また、異音防止のためにアイドリング時の排水性をよくするには、水の膜前後圧力差 ΔP を大きくとることが有効である。

ABSTRACT

Noise occurring at the exhaust outlet during idling and originating in condensate water accumulating in the silencer reduces the commercial appeal of vehicles. Visualization tests reproducing a silencer and predictive calculations based on a one-dimensional model were conducted in order to elucidate the mechanism of occurrence of this noise and study measures to prevent it. The results showed that pulsative pressure from the engine and the internal resonance of the exhaust pipes were factors in drainage noise, and the noise occurred when water films that had been generated and blocked the outlet pipe in areas in which the particle velocity was highest migrated downstream and broke up.

In addition, in order to prevent drainage noise, increasing the pressure differential before and after the formation of the water film, ΔP , is an effective measure in increasing drainage performance during idling.

1. まえがき

自動車の排気システムは、エンジンの燃焼ガスにより高温になるが、排気ガスが排出方向に進むにつれ、外気により冷却されることで、激しいサーマルショック条件下となる。そのため温度の変化が要因となってさまざまな異音が生じることがある。異音は自動車の商品性を低下させる要因であるため、改善が求められている。

排気系で発生する異音の一つに、サイレンサ排水異音がある。排水異音とは、ガソリンに含まれる水素成分が空気中の酸素と結合することにより水蒸気化し、サイレンサ内で冷却されることで凝縮水（以後、水と呼ぶ）化し、その水と排気ガスの流れに起因して発生する異音のことである。

このような気体と液体が混ざり合った流れ場を気液二相流と呼び、ボイラーをはじめとする工業機器、設備に関する多くの研究がなされている⁽¹⁾。清水らは⁽²⁾、用水や排

水システムなどで用いられているサイフォン管内で、水と空気が混合した際の碎波発生メカニズムを明らかにしている。これらの研究は、液体の輸送を主とした際の事象解明である。一方、自動車用排気管は、長時間のアイドリング保持などの条件下でサイレンサに多量の水が溜まり、気液二相流状態となるが、熱、気流、エンジンからの脈動圧が複雑に絡み合った現象であるため、理論的な解析が難しく、主に経験にもとづいたトラブルシューティングがおこなわれてきた。しかしながら近年、低排圧化によりサイレンサ内に水が滞りやすく、排水異音の発生状況はより厳しくなっている。

本研究では、実験により水の挙動を把握することで排水異音が発生するメカニズムの解明をおこなった。また、1次元モデルの予測計算を実施し、排水異音の防止検討をおこなったので、その内容について報告する。

*四輪 R&D センター

2. 排水異音発生メカニズム

2.1. 排水異音現象

排水異音は常に発生する事象ではなく、特定の条件下においてのみ発生する現象である。先ずその特徴を把握し、水の挙動を可視化する。

2.1.1. 排水異音の特徴

サイレンサに溜まる水は多くなればなるほど重量が増し、錆、排気系部品強度の観点からは好ましくない。そのため、サイレンサに滞留する水の量を減らすために積極的に排水させるレイアウトを採用している。しかしながら、アイドリング状態においては、排気圧力が低くサイレンサ内に水が多く溜まりやすい条件となる。特に、長時間アイドリング状態を維持し、サイレンサに水が溜まり続けた時に、排気口から排水異音が生じる頻度が高まる。Fig. 1 に排水異音が発生するまでのプロセスを示す。Fig. 1 (A) と (B) のように、溜まり続けた水がアウトレットパイプ内に浸入した時、テールパイプ出口からすぐに排水されると異音は発生しづらいが、テールパイプ出口から排水されない場合は、排水異音の発生する可能性が高くなる。また排水異音は、ゲロゲロといった擬音語で表現される間欠的な異音であり、商品性を害する音質である。Fig. 2 に排水異音が発生していない時と発生した時の周波数分析結果を示す。

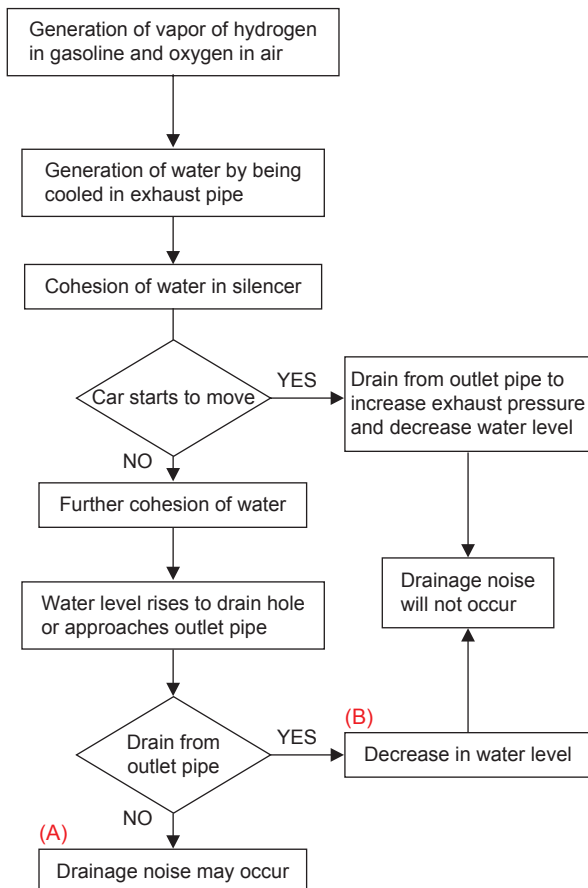


Fig. 1 Occurrence conditions of drainage noise

す。低周波から主に 1.5 kHz までの周波数成分が励起され排水異音となっていることがわかる。

2.1.2. 排水異音発生時における水の挙動

Fig. 1 (A) の状態において、排水異音が生じている際の水の挙動を確認するために、排水異音が発生したサイレンサを、透明なアクリル板を用いて可視化した (Fig. 3)。

その結果を Fig. 4 に示す。排水異音が発生している時の水の挙動は、アウトレットパイプ入り口付近に生じた噴水により水の膜が生成され、その水の膜が破裂しながら下流へ移動する現象が繰り返されていることがわかった。また、この水の膜が破裂した時に異音が発生していることを確認した。

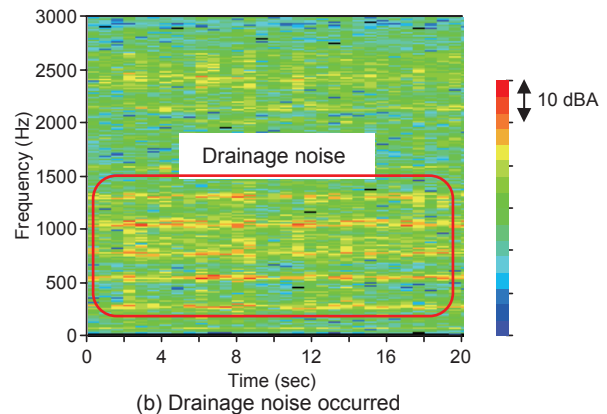
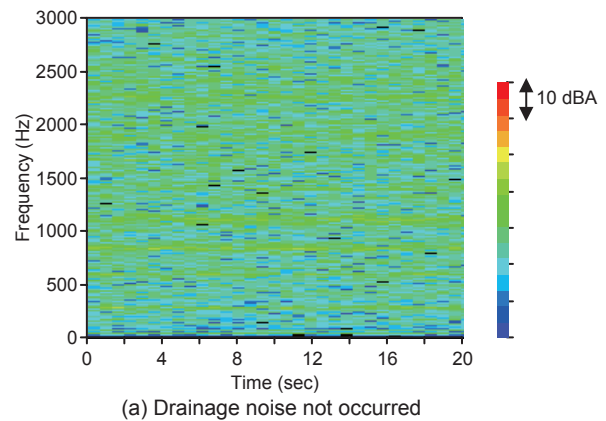


Fig. 2 Exhaust sound when drainage noise not occurred and occurred

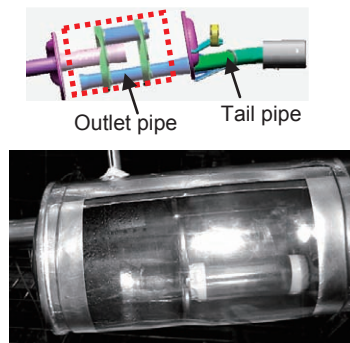


Fig. 3 Visualized silencer model

2.2. 排水異音を引き起こす水の挙動解析

2.2.1. 入力因子の特定

排水異音が発生する際の入力には排気圧力であるが、排気圧力は変動成分と定常成分から成る。それらの成分のうちどちらの成分が排水異音発生にあたり主要因であるかを検証するため、Fig. 5に示すように、定常成分にはブロウを入力とし、変動成分はスピーカによる圧力変動を入力として与え、水の挙動と排水異音発生有無を確認した。

その結果、Fig. 6に示すように定常成分入力では水の波立ちは生じたが排水異音は発生せず、変動成分入力の時、アウトレットパイプ入り口近くにおいて 22 Hz で噴水が生じ、管の閉塞現象と排水異音の発生が確認された。

2.2.2. 直管モデル内部の水の挙動

圧力成分を切り分けるテストにおいて、特定の周波数 (22 Hz) の変動成分入力時に排水異音が発生したことから、排水異音の発生には周波数依存性があることが確認された。管の共鳴と噴水については、クント管という管内の気

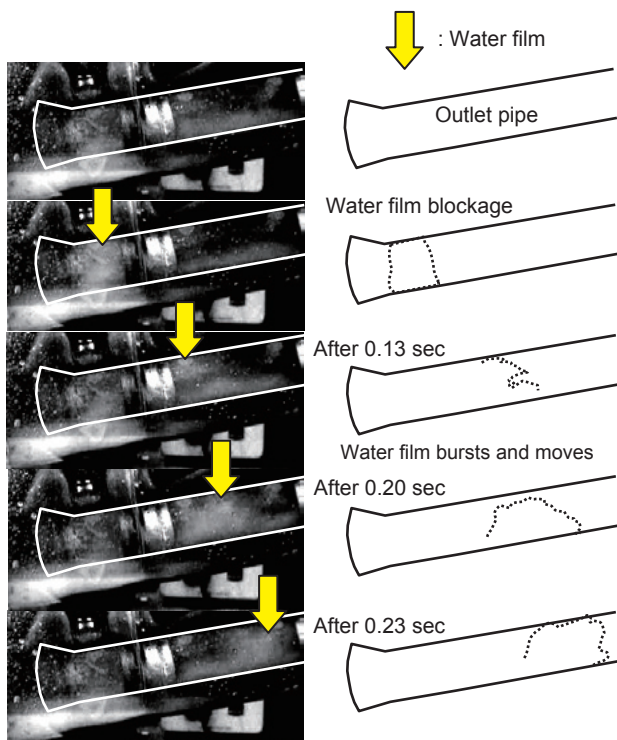


Fig. 4 Visualization of water behavior when drainage noise occurred

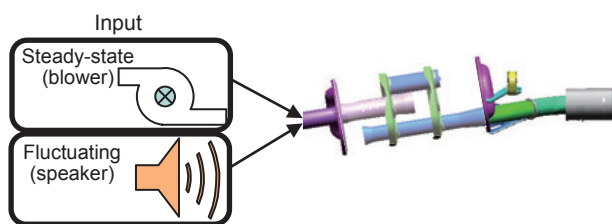
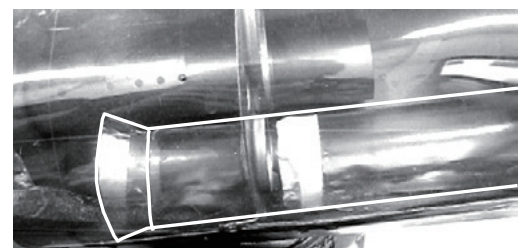
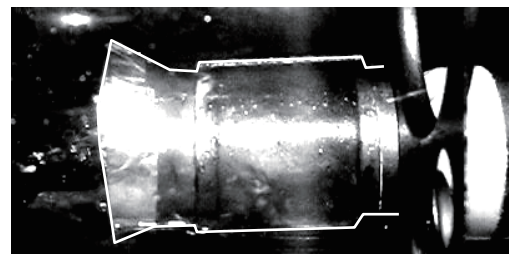


Fig. 5 Separation of influence of input components on drainage noise

柱共鳴に関する実験が昔から知られている。辰野⁽³⁾は実験にて音圧の低い箇所で噴水が生じることを立証した。これは、粒子速度の高いところで管の中に入れた水が噴水のように持ち上げられることを意味する。これらを確認するため、Fig. 7に示す $\phi 41 \times 5000$ mmの透明なアクリルパイプに音響粒子速度ブロープを用い、スピーカで入力を与えた時の1次共鳴 33 Hzと2次共鳴 66 Hz時の管内音圧と粒子速度を測定した。また、管に水を入れ、28 Hz、56 Hzの時の水の挙動についても確認した。この時の共鳴周波数が粒子速度を測定したときに対し低下したのは、管に入れた水が漏れないようにするため、管端を上方に曲げた管を追加したためである。



(a) Steady-state input component



(b) Fluctuating input component

Fig. 6 Results of separation of input components

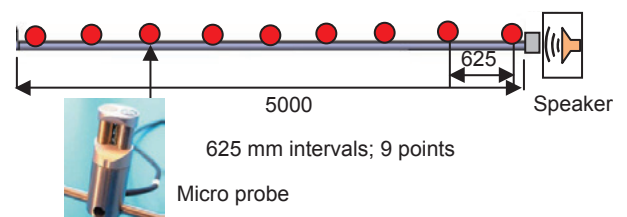


Fig. 7 Simple straight pipe model

Fig. 8 に管内の圧力、粒子速度測定結果と、Fig. 9 に水の挙動確認結果を示す。28 Hz では粒子速度の高い管の両端付近で噴水が生じ、管の軸方向に揺れながら移動し噴水が掃滅するという挙動が繰り返された。56 Hz でも、粒子速度の高い管の中央付近で、管軸方向に揺れながら噴水が生じた。

これらの実験の結果より、管内の粒子速度が高いところ

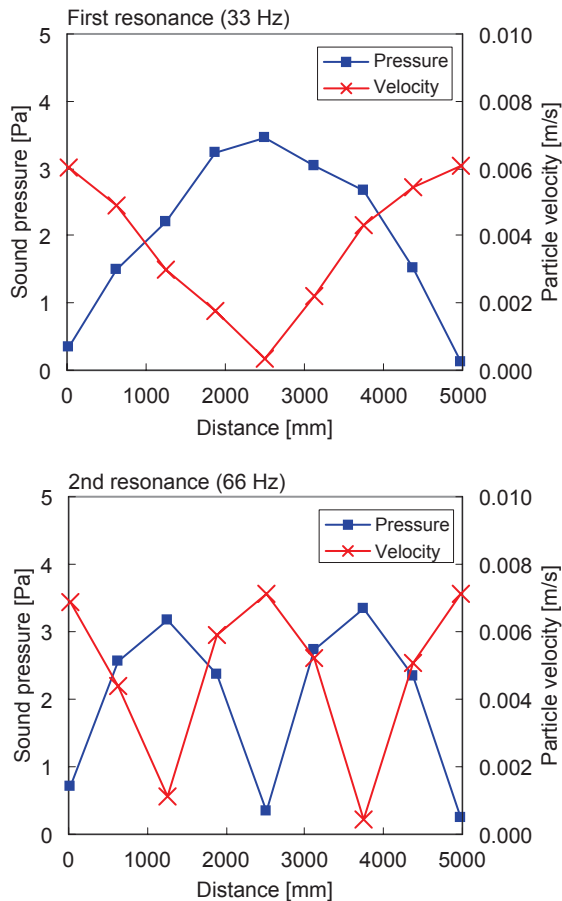


Fig. 8 Measurements of pressure and particle velocity in straight pipe

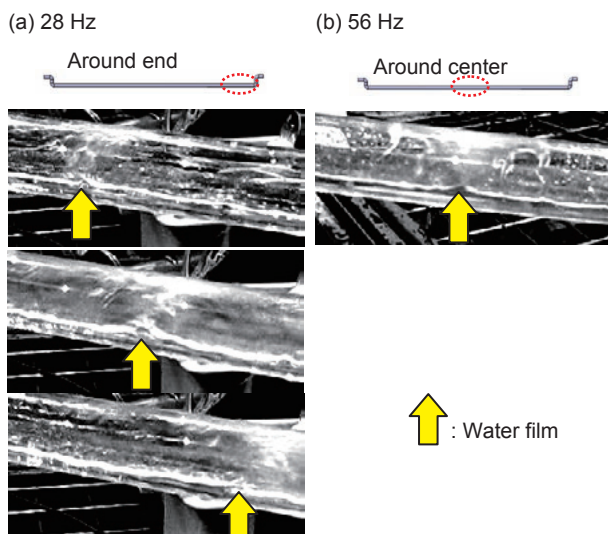


Fig. 9 Water behavior in straight pipe

で水が持ち上げられ噴水となり、管が閉塞することが明確となった。

2.2.3. 実機モデルによる検証

直管モデルでは粒子速度の高い箇所にて水の噴水や閉塞が生じることが確認されたが、複雑な構造のサイレンサにおいても、粒子速度の高い箇所で水が閉塞するのかを調べるため、実機構造のサイレンサをスピーカで加振した。粒子速度測定箇所を Fig. 10 に示す。測定点 A, B, C はアウトレットパイプ内を、測定点 D, E はサイレンサの内部とした。

Fig. 11 に入力 90 dB, サイレンサの共鳴周波数 30 Hz 時の粒子速度測定結果を示す。この結果より、実機の閉塞が生じた箇所 (Fig. 10 A 点) と粒子速度が最大となる箇所が一致しており、実機サイレンサで排水異音が発生している状態においても、粒子速度が最大となる箇所にて水が噴水となり閉塞が起きていることがわかった。このことから、排水異音の発生原因として以下のことが明確になった。

サイレンサの共鳴周波数において粒子速度が最大値となる部位に水があると噴水が生じ、その水の膜で排気管が閉塞した後、異音の発生に至る。

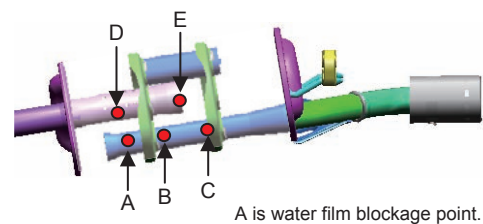


Fig. 10 Measurement points in silencer

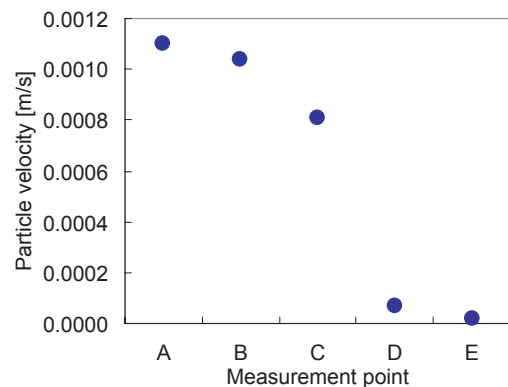


Fig. 11 Measurements results for particle velocity in silencer

3. 排水異音の防止検討

2章で示した排水異音の発生メカニズムから、異音の防止対応として、次の3手法が考えられる。

- (1) サイレンサの共鳴周波数をエンジンのアイドル回転域より外す

- (2) 粒子速度を小さくする
- (3) サイレンサに溜まる水の量を減らす
(水がなければ排水異音は発生しない)

(1)の低周波の共鳴周波数を変更するには、排気システムの長さや消音器の容量を大きく変えなければならず、現実的には難しいことがわかっている。(2)の具体的手法としては、サイレンサ内部のアウトレットパイプで粒子速度の最も高い箇所付近に穴を追加し、粒子速度を落とすという手法をすでに用いている。(3)については、溜まる水の量が減れば、排水異音防止に加え錆や強度の観点からも優位性がある。そのため、この章では、Fig. 1 (B)の状態のサイレンサに溜まった水をテールパイプ出口から排水させるメカニズムとその予測手法について、実験により証明をおこなった内容を述べる。

3.1. 排水性能の予測

排水性能の影響因子を確認するため、Fig. 12に示すテストモデルを用いて水の挙動可視化と、図中に示す位置での圧力測定をおこなった。エンジンは直列4気筒を用い、アイドリング状態で使用した。このテスト結果から、水の膜が大きく移動し排水する時、アウトレットパイプの圧力差($\Delta P: P_1 - P_2$)の正圧ピークが瞬間的に大きくなっていることが確認された (Fig. 13 ○箇所)。また、サイレンサの上流

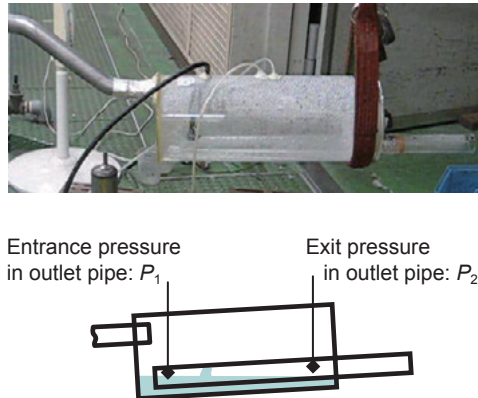


Fig. 12 Test model for study of drainage noise and drain performance

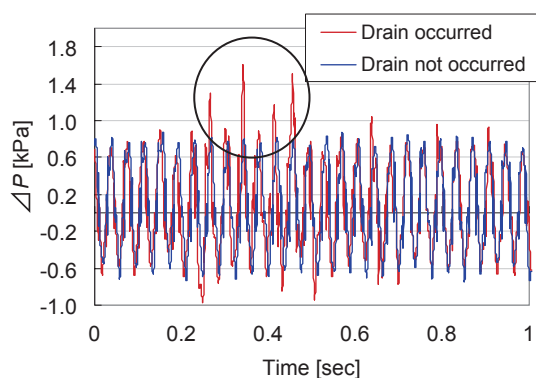


Fig. 13 Difference in pressure in outlet pipe

側にバイパス管を設け、その管径を変化させることでサイレンサアウトレットパイプ内の圧力差 ΔP を変化させ、サイレンサ内に溜まった水の量を測定した。Fig. 14に圧力差 ΔP の正圧ピーク平均値とサイレンサに溜まった水の量を示す。この結果より、 ΔP のピーク値が大きいほどサイレンサに溜まる水の量が減少することがわかった。

これらのことより、水の膜が下流に移動しテールパイプより排水されたのは、アウトレットパイプ内の脈動圧変動成分に瞬間的な非定常成分が加わり、圧力差 ΔP が大きくなったためと推察する。

サイレンサ内に溜まる水の量が少なくなると排水異音は発生しなくなることから、アイドリング状態でサイレンサに溜まる水の量を予測する物理モデルの定式化とその実験での検証を実施し、排水性能を良くする対策指針の検討をおこなった。

3.1.1. 排水モデル構築と定式化

気体と液体の混在する気液二相流体の気液界面の挙動は複雑な様相を呈するため、理論解析で正確に予測することは難しい。近年では、MAC法、VOF法、CIP法などによるナビエーストックスの数値解法や高速度カメラでの可視化実験による現象解明が報告されている⁽²⁾。

排水異音を予測するためには気液界面の挙動を計算する必要があるが、水の膜の移動量に限定した場合はもっと簡単なモデルが適用できる可能性がある。筆者は前記の実験結果から、水の膜が移動するときには必ず ΔP が上昇することに着目し、管内で閉塞した水の膜と排気ガスの流れの二つのモデルで説明できると考え、その定式化を試みる。

まず、水が排出されるモデルとしては、閉塞した水の膜がその前後の圧力差 ΔP によって管内から押し出される力学モデルを考える。すなわち、Fig. 15に示すように、水の膜を内径 d 、質量 m とし、この膜に力 F が働いたときの膜の移動速度を V_f 、管内を移動したときの距離 L 、その時の高さを H とする。膜に働く力 F は、膜前後の圧力差 ΔP に管の面積 S をかけたものに等しい。

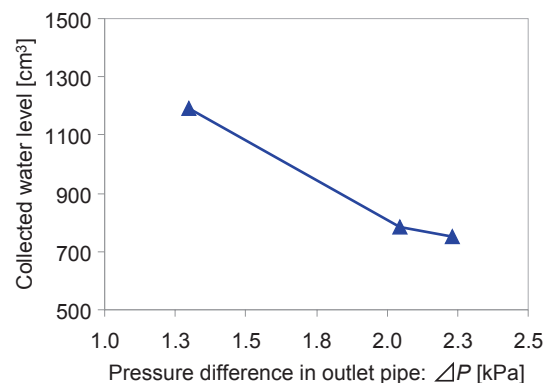


Fig. 14 Relation between ΔP and collected water level

水の膜の移動速度 V_f は運動方程式から

$$\begin{aligned} m \cdot \frac{dV_f}{dt} &= F \\ &= (P_1 - P_2) \cdot S \\ V_f &= \frac{1}{m} \cdot \Delta P \cdot S \cdot \Delta t \end{aligned} \quad (1)$$

となる。 ΔP は水の膜前後圧力差である。またエネルギー保存則から、重力加速度 g 、管路摩擦損失を ΔH 、管摩擦抵抗係数を λ とすると、式 (1) で求めた速度により

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_f^2 &= m \cdot g \cdot H + m \cdot g \cdot \Delta H \\ H &= \left(\frac{1}{2g} \right) \cdot V_f^2 - \Delta H \\ &= \left(\frac{1}{2g} \right) \cdot V_f^2 - \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V_f^2}{2g} \end{aligned} \quad (2)$$

となり、閉塞した水の膜がアウトレットパイプ内を駆け上がることでできる高さ H が求まる。ここで、 ΔH はダルシー・ワイスパッハの式と呼ばれ、以下を用いた。これは摩擦損失が、流速に大きく影響することを意味する。

$$\Delta H = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V_f^2}{2g} \quad (3)$$

次に、ガスの流れについては Fig. 16 に示す静止流体中に微小な圧力波が伝播する流体モデルを用いた。

静止流体中に X 軸の負の方向に圧力波が伝播することを考えると、波面の通過によって圧力が dP 、密度が $d\rho$ だけ変化する。圧縮波を外から観察し運動している圧縮波を解析するのは困難なので、圧縮波に乗って速度 a で移動する観測者を考えると、波面を通過する流れの速度は a から $a-du$ に減少し、圧力は P から $P+dP$ 、密度は ρ から $\rho+d\rho$ へ増加する。ここで運動量の保存則を適用するため、波面を囲む検査体積を考え、この検査体積に働く力を左辺に、運動量の出入りを右辺にすると、圧力変化量は

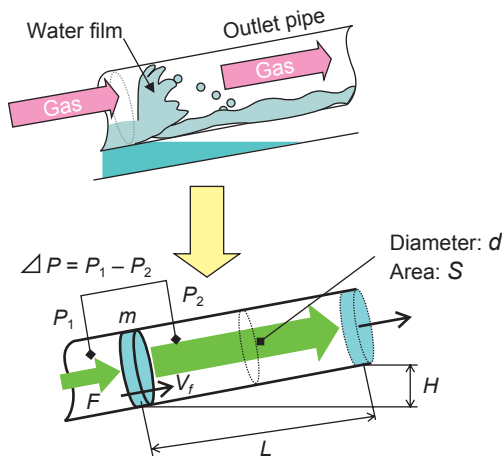


Fig. 15 Model of water film

$$\begin{aligned} S \cdot [P - (P + dP)] &= \rho \cdot a \cdot S \cdot [(a - du) - a] \\ dP &= \rho \cdot a \cdot du \end{aligned} \quad (4)$$

となる。ここで、アウトレットパイプが水の膜により閉塞し、速度 u のガスが瞬間的に塞き止められ静止すると仮定すると、速度変化 du は

$$\begin{aligned} du &= u - 0 \\ &= u \end{aligned} \quad (5)$$

となるので、式 (4) と式 (5) から、管が閉塞した時の水の膜前後の圧力差 ΔP は以下となる。

$$\Delta P = \rho \cdot a \cdot u \quad (6)$$

これは、水撃現象における圧力上昇として知られている⁽⁴⁾。また、ガスの流速 u は次式で求まる。

$$u = \frac{Q}{S} \quad (7)$$

Q は体積流量であり、主にエンジン排気量で求まる。

3.1.2. 排水モデルの検証

アウトレットパイプ内部で閉塞した水の膜前後の圧力差 ΔP とガス流速はそれぞれ式 (6) と (7) で得られる。この計算値と実験値を比較したものを Fig. 17 に示す。ガス流速の測定にはピトー管を用いた。また、この圧力差 ΔP を用いて、式 (1) と (2) から、水の膜がアウトレットパイプ内を上昇できる高さを算出し、実験値と比較した結果を Fig. 18 に示す。実験値は Fig. 12 のモデルにおいて径が異なる 3 種類のアウトレットパイプを用い、サイレンサの角度を 6 度ずつ変更しテストをおこなった。そして実験画像より水の膜が移動した高さを求めた。ここで計算条件には、密度 ρ : 1.164 kg/m³、音速 a : 348.9 m/s、膜の質量 m : 0.005 kg (実験中測定した質量)、摩

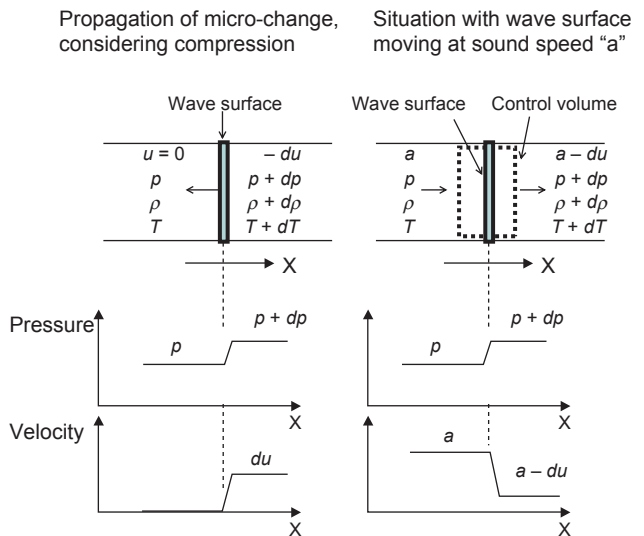


Fig. 16 Model of gas flow

擦係数 $\lambda : 0.027$, $\Delta t : 0.038$ s (アイドリング回転数 800 rpm は爆発 2 次成分が 26.6 Hz であり, その 1 回の爆発時間) とした. 摩擦係数は管内面が滑らかであり, レイノルズ数が 10^5 より小さいため, プラジウスの式⁽⁵⁾を用い算出した.

3.2. 考察

Fig. 17 のガス流速と圧力差 ΔP の実験値 2 点は, 計算値とよく一致している.

Fig. 18 からは, アウトレット径が小さいほど圧力差 ΔP が大きく, 水の膜が移動できる高さ H も大きくなるのがわかる. 同じパイプ径でも異なった ΔP となっているのは, 水の膜の生成が不安定な気液界面現象にもとづいているため, 水の膜の厚さにばらつきが生じたためと考えられる. しかしながら, ΔP と H の関係については, 計算式との良好な相関性が保たれている.

前章で作成した単純モデルの計算結果により実用的な精度で水膜の上昇高さ, すなわち, 排水能力が表現できることが確認できた.

排水性能を高める指針としては, ガス流速はエンジンの排出ガス量やアウトレットパイプ径で決まるため, まずは排気口音や排気ガス流れによる圧力損失の観点からパイプ径を適切な値に決める. その上で, アウトレット

パイプの出入り口間の高さを, サイレンサに溜まる水の量を考慮しながら水の膜の上昇できる高さ以下に設定することが有効である.

4. まとめ

サイレンサ排水異音の発生メカニズム解明と発生予測をするため, サイレンサ内部の可視化と排気管内圧力測定および 1 次元モデルの予測計算により以下の結論を得た.

- (1) 排水異音はエンジン稼動時の脈動圧と, 排気系の共鳴が要因となり, 主にアイドリング時に発生する.
- (2) 排気管の水による閉塞は, 管内における粒子速度の最大箇所で生じる.
- (3) 排気管を閉塞した水の膜は, 破裂しながら下流へ移動することを繰り返し, 水の膜が破裂する際に排水異音は発生する.
- (4) アウトレットパイプ内での水膜による閉塞前後圧力差 ΔP が大きいほど水の膜は下流へと移動し, 排水性能が向上するため, 排水異音対策に有効であることが確認された.

参考文献

- (1) 日本機械学会編: 改訂 気液二相流技術ハンドブック, コロナ社, 604p.(2006)
- (2) 清水文雄: サイフォン管における気液二層流の流動解析, 第 18 回数値流体力学シンポジウム, C7-4(2004)
- (3) 辰野正和: クント管内での噴水の形成, 九州大学応用力学研究所所報, 第 128 号, p.31-36(2005)
- (4) 松尾一泰: 圧縮性流体力学, 理工学社, p.29-31(1998)
- (5) 西川進栄, 平岡克己: 流体力学, 培風館, p.105(1998)

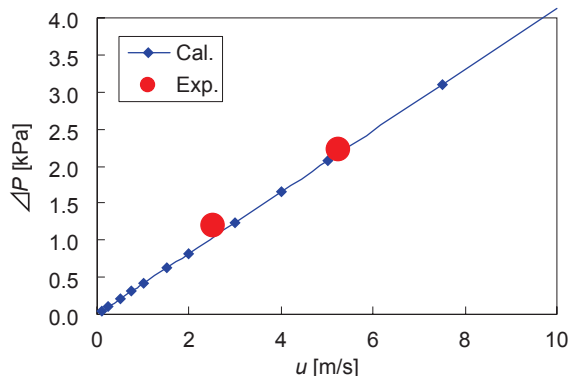


Fig. 17 Relation between u (gas velocity) and ΔP (pressure difference in outlet pipe)

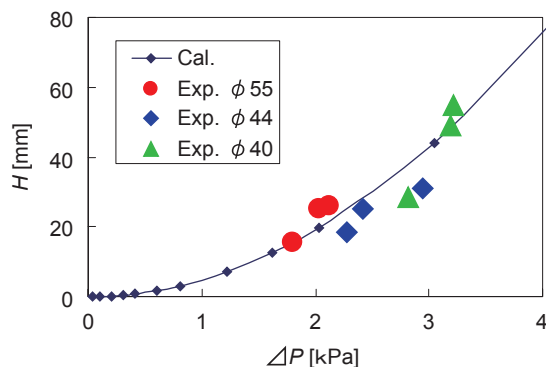


Fig. 18 Relation between ΔP (Pressure difference) and H (height reached by water film)

■ 著 者 ■



松田 修



徳永道広