

# 農業・建設用車両における 流体起因の騒音源と遮音に関する研究

防衛大学校理工学研究科後期課程

装備・基盤工学系専攻 装備システム工学教育研究分野

中川 修一

平成 29 年 3 月

## 目次

第1章 緒論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 研究の対象	3
1.3 過去の研究	8
1.3.1 油圧音	8
1.3.2 空力音	9
1.3.3 エンクロージング技術	9
1.4 研究の課題と目的	10
1.5 論文の構成	13
第2章 運転状態と作動油中の音速の関係	15
2.1 緒言	15
2.2 油圧管路内における作動油中の音速の測定	16
2.2.1 実験装置	16
2.2.2 作動油中の音速と空気混入率の同定	17
2.2.3 試験条件と作動油	19
2.3 油圧システムの外部から空気の混入がない場合の実験結果および考察	20
2.3.1 作動油中の音速の温度特性	20
2.3.2 作動油中の音速の圧力特性	22
2.3.3 作動油中の音速への寄与度	23
2.4 油圧システムの外部から空気の混入がある場合の実験結果および考察	25
2.4.1 音速に対する外部からの空気混入量の影響	25
2.4.2 作動油中の音速への寄与度	28
2.5 結言	29
第3章 定常運転状態における油圧管路内の圧力脈動の経時変化	30
3.1 緒言	30
3.2 油圧管路内の圧力脈動の考察	31
3.2.1 音圧と圧力脈動の経時変化	31
3.2.2 圧力脈動の数学モデル	31
3.2.3 実稼働中に経時変化する圧力脈動の変数に関する考察	33
3.2.4 実稼働中に経時変化する圧力脈動の考察	35
(a) 終端条件が無反射端の場合	36
(b) 終端条件が絞り端の場合	38
(c) 終端条件が容量端の場合	40

3.3	実験による油圧管路内の圧力脈動の検証	41
3.3.1	実験装置	41
3.3.2	実験結果	42
3.4	結言	44
第4章	半開放形スクロールケーシングを有する回転機械の騒音同定と制御	45
4.1	緒言	45
4.1.1	空力音に関する基礎理論	46
4.1.2	空力音理論の応用研究	47
4.2	研究の対象	49
4.3	実験装置および実験方法	50
4.3.1	音圧の計測	50
4.3.2	ブレードおよびケーシング表面の圧力変動の計測	51
4.3.3	圧力流量特性の計測	51
4.3.4	ブレード周囲の流れの可視化実験	52
4.4	音圧および固体表面の圧力変動の実験結果および考察	52
4.4.1	音圧の実験結果および考察	52
4.4.2	固体表面の圧力変動の実験結果および考察	54
4.5	CFDによる流動様式と音源の考察	55
4.5.1	数値計算モデルと境界条件	55
4.5.2	計算結果および考察	55
4.6	空力音の制御	60
4.6.1	空力音の制御方策	60
4.6.2	効果の確認	60
4.7	結言	61
第5章	ノンパラメトリック感度解析を用いたエンジンルームの遮音	63
5.1	緒言	63
5.2	研究の対象	64
5.3	ノンパラメトリック感度解析の定式化	67
5.3.1	基礎方程式および境界条件	67
5.3.2	目的汎関数および Lagrange 関数	68
5.3.3	目的汎関数の第一変分	68
5.3.4	随伴問題とノンパラメトリック感度	69
5.4	エンジンルームの空気流れとノンパラメトリック感度	71
5.4.1	計算モデル	71
5.4.2	境界条件および計算条件	71
5.4.3	エンジンルームの対流場の計算結果	72

5.4.4 ノンパラメトリック感度解析の結果	73
5.5 設計変更によるノンパラメトリック感度の検証	74
5.5.1 設計変更の内容	74
5.5.2 設計変更の結果および考察	75
5.6 結言	76
第6章 結論	77
付録 A 実稼動中の油圧システムにおける作動油中の音速同定	82
付録 B エンクロージャの開口面積と騒音レベルの関係	88
謝辞	91
参考文献	92
研究業績	98

## 主な記号の説明

$A$	圧力脈動の振幅を表す複素係数
$A_{ij}$	アドミッタンス
$A_o$	開口部の面積
$A_r$	ラジエータの伝熱面積
$A_w$	エンクロージャの面積
$\tilde{\mathbf{A}}$	基準となる対流場の近傍で線形化された微分作用素行列
$\mathbf{A}^*$	$\tilde{\mathbf{A}}$ に対する随伴作用素からなる行列
$a$	空気中の音速
$B$	燃料消費率
$c$	作動油中の音速
$c_A$	冷却風の比熱
$C_f$	圧力損失係数
$c_W$	冷却水の比熱
$D_b$	ブレードの直径
$E$	管材の縦弾性係数
$E_i$	入射する音のエネルギー
$E_t$	透過する音のエネルギー
$E_s$	誤差の二乗和
$e$	誤差
$\bar{e}$	$e$ の共役な数
$F$	関数
$F_{r\_i}$	物体の $i$ 方向に働く力
$f$	周波数
$\mathbf{f}$	外力ベクトル
$f_r$	油柱共鳴周波数
$H$	燃料の低位発熱量
$h$	ヘリシティ
$I$	音の強さ
$J$	目的汎関数
$K$	油圧システムが実稼働時の作動油の断熱正接体積弾性係数
$K_0$	大気圧下での純作動油の体積弾性係数
$K_f$	純作動油の断熱正接体積弾性係数
$\bar{K}_f$	純作動油の断熱平均体積弾性係数
$K_r$	ラジエータの熱通過率
$L$	管路の長さ
$L_O$	機関出力
$L_a$	ラグランジュ関数

$L_r$	脈動源の内部を含む油路の長さ
$l$	圧力脈動の計測点間の距離
$\mathbf{M}$	移動音源のマッハ数ベクトル
$M_r$	観測点向きの移動音源のマッハ数
$m_A$	冷却風の質量流量
$m_W$	冷却水の質量流量
$N$	回転速度
$n$	混入空気のポリトロップ指数
$n_d$	データ数
$n_i$	$i$ 方向の単位法線ベクトル
$P$	圧力脈動
$P_0$	管路始端部における圧力脈動
$P_{abs}$	大気圧 (絶対圧)
$P_b$	終端の平均背圧
$P_m$	平均圧力
$P_{s-i}$	固体壁面上の $i$ 方向の圧力
$p$	空気中での圧力
$\bar{p}$	順解析での圧力の解
$p^*$	随伴圧力
$Q$	流量脈動
$Q_0$	管路始端部における流量脈動
$Q_A$	冷却風の受熱量
$Q_E$	エンジン燃焼室から冷却水へ流れる熱量
$Q_m$	平均流量
$Q_{m-g}$	油圧システムの外部から加えた空気の体積流量
$Q_R$	ラジエータでの交換熱量
$Q_S$	脈動源の流量脈動
$Q_W$	冷却水の放熱量
$R$	相関係数
$R^2$	自由度調整済みの決定係数
$r$	管路の半径
$r_a$	音源からの距離
$S$	境界面
$s$	ラプラス演算子
$\mathbf{T}$	管路の伝達マトリクス
$T$	作動油の温度
$T_{A1}$	ラジエータ出口の冷却風温度
$T_{A2}$	ラジエータ入口の冷却風温度
$TL_a$	総合透過損失

$TL_o$	開口部の音響透過損失
$TL_w$	エンクロージャの音響透過損失
$T_{W1}$	ラジエータ入口の水溫
$T_{W2}$	ラジエータ出口の水溫
$T_{ij}$	Lighthill 応力
$t$	時間
$\mathbf{u}$	流速ベクトル
$\bar{\mathbf{u}}$	順解析での流速ベクトルの解
$\mathbf{u}^*$	随伴流速ベクトル
$u$	流速
$V$	作動油の体積
$V_g$	大気圧下での混入空気の体積
$V_{g\_ref}$	基準温度下での混入空気の体積
$V_{ref}$	基準温度下での作動油の体積
$\mathbf{x}$	位置ベクトル
$x$	位置
$Y$	速度ポテンシャル
$\mathbf{y}$	音源の位置ベクトル
$Z$	インピーダンス
$Z_C$	管路の特性インピーダンス
$Z_L$	管路始端部における負荷インピーダンス
$Z_S$	脈動源の内部インピーダンス
$Z_T$	管路の終端インピーダンス
$z$	脈動源の要素数 (歯数)
$\alpha$	波長比
$\alpha_r$	ラジエータの熱通過率に関する定数
$\beta$	標準偏回帰係数
$\beta_w$	燃料の低位発熱量に対する冷却水熱量の比
$\Gamma$	対象とする領域の境界
$\Gamma_u$	速度境界
$\Gamma_\sigma$	圧力境界
$\gamma$	圧力脈動の減衰を表す複素係数
$\gamma_r$	ラジエータの熱通過率に関する定数
$\Delta P$	絞り弁前後の差圧
$\Delta T$	温度差
$\delta$	管材の厚さ
$\delta_{ij}$	クロネッカのデルタ
$\delta x$	数値計算における格子幅
$\delta f$	体積力変化

$\varepsilon$	空気混入率
$\varepsilon_{ref}$	基準温度下での空気混入率
$\zeta$	開口率
$\eta$	遠距離場音圧と近距離場音圧の比
$\lambda$	波長
$\mu$	作動油の粘度
$\mu_0$	大気圧下での作動油の粘度
$\mu_a$	空気の粘度
$\mu_{ij}$	粘性応力
$\nu$	作動油の動粘度
$\nu_{20}$	大気圧下での 20°C における作動油の動粘度
$\xi$	粘性抵抗を表す複素係数
$\rho$	作動油の密度
$\rho_0$	大気圧下での作動油の密度
$\rho_{15}$	15°C における作動油の密度
$\rho_a$	空気の密度
$\rho_g$	作動油中の混入空気の密度
$\rho_{g-ref}$	基準温度下での作動油中の混入空気の密度
$\rho_{ref}$	基準温度下での作動油の密度
$\sigma$	応力テンソル, 応力ベクトル
$\sigma^*$	随伴応力ベクトル
$\tau_a$	音の平均透過率
$\tau_o$	開口部での音の透過率
$\tau_w$	エンクロージャでの音の透過率
$\Phi$	圧力と速度からなる従属変数ベクトル
$\Phi^*$	質量および運動量保存に対する制約の重み関数ベクトル
$\Omega$	領域
$\Omega_t$	目標領域
$\omega$	渦度ベクトル



# 1

## 緒 論

### 1.1 研究の背景

農業・建設用車両（以後、作業用車両）は、農作物の生産や社会インフラの整備などを支える衣食住に欠かせない車両であり、国内外を問わず広く普及している。これらの作業用車両は、一般的な乗用車両と比較して次のような四つの工学的特徴がある。第一は、定常的に車両にかかる負荷の高さである。高負荷時には、騒音と余剰熱が高いレベルで発生するが、それが定常的に継続する。第二は、一定空間での長時間稼働である。作業の対象である土壌、作物、建築物などに対して仕事を完遂させるまでに、一定の周囲環境への騒音曝露が継続する。第三は、低速もしくは定置での稼働である。低速走行する作業用車両は走行による圧力、すなわちラム圧を獲得できず、冷却システムが大規模化する。第四は、作業機の装備である。作業用車両は、主に油圧アクチュエータや回転機械で作業機を動作させて仕事を行うが、これらは騒音や余剰熱の原因となる。以上の特徴から生じる作業用車両における工学的な問題を整理すると、乗員および周囲環境への騒音曝露と車両の熱管理となる。

工業の発展とともに生じた公害の中で、騒音問題は今なお未解決の問題であり、様々な工業製品において低騒音化が求められている。その要求レベルには、義務化された要求、すなわち騒音規制法をはじめとする行政によって制度化された要求と、付加価値、すなわち商品競争力になり得る市場の要求があり、製造者はそれらに対応するための努力を続けている。

乗員への騒音曝露については、産業衛生医学会が聴力保護の立場から曝露時間に対する騒音レベルの許容値を勧告している<sup>(1)</sup>。1日あたり8時間曝露の場合は85 dB以下、24時間曝露の場合は80 dB以下を許容値としている。図1-1は、トラクターの運転者耳位置での騒音レベルを示している。各騒音レベルの値は、国立研究開発法人農業・食品産業技術総合研究機構、

生物系特定産業技術研究支援センターが発行する 2006 年から 2010 年の検査成績表から得ている。凡例には運転室を有さない機種（Rops : Rollover protection structure）と運転室を有する機種（Cabin）を示しているが、上記の許容値を超過している機種が多数あり、早急な対応が必要である。また、騒音レベルの低減を目的とする研究が求められる一方、運転者のストレス低減の立場から、音質や異音問題に関する研究も進んでいる。

周囲環境の騒音曝露については、例えば国土交通省が低騒音型・低振動型建設機械の指定に関する規定<sup>(2)</sup>を定めており、機械の音響パワーレベルに応じて低騒音認証や超低騒音認証がなされている。これにより、環境保全が必要な地域での工事では、認証に応じた入札制限が行われるなど、製造者への努力が促されている。また、EU 加盟国では CE マーキングが義務化されており、EC 指令で定められた音響パワーレベルの規定値を超過した機械は、流通が制限されている<sup>(3)</sup>。

以上の背景から、本研究の目的は、作業用車両の静粛性に資する工学的知見の獲得と定めている。

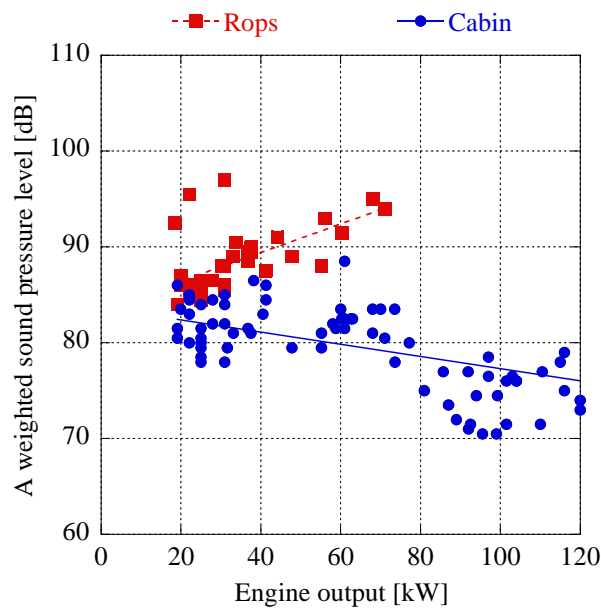


Fig. 1-1 A weighted sound pressure level of agricultural tractors

一方、車両の熱管理では、原動機、油圧機器、電子部品などのオーバーヒートを予防する必要がある。車両の余剰熱は換気によって大気へ放熱されるが、上記のとおり作業用車両ではラム圧が獲得できないために、換気風量はファンに依存している。したがって、ファンから生じる騒音が問題となることがある。また、冷却が必要な機器の多くは、エンジンルームに内包されており、適切な換気風量を得るためには開口部が必要である。しかしながら、エンジンルームは遮音の役割を担っているため、開口部は周囲への騒音曝露につながる。このように、車両の静粛性は熱管理と二律背反の関係にあり、静粛性の向上には適切な熱設計も必要となっている。したがって、本研究では、作業用車両の静粛性向上を目的としながらも、

その実現に必要な熱管理にも着目している。

## 1.2 研究の対象

本研究が対象とする作業用車両の主な構造と音源について述べる。

農業用車両の代表格はトラクターである。担う作業の汎用性から他の農業用車両と比較して普及台数が多い。主な機能として、自走、作業機のけん引、作業機への回転動力の伝達、作業機への油圧動力の伝達がある。ここで作業機とは、図 1-2(a)のようにトラクター本体に取り付けられ、土壌などの作業対象に対して仕事を行う機械である。図 1-2(b)はトラクターの主な構成要素を示している。車両前方のエンジンルームに熱交換器、ファン、ディーゼルエンジンが配置されている。ディーゼルエンジンの出力軸からキャビン下に設けられたトランスミッションケースへと動力が伝達され、トランスミッションケースに取り付けられた油圧ポンプへ動力の一部が伝達される。油圧ポンプで発生した圧力は、油圧管路を介してパワーステアリングや、車両後方の作業機へと伝達される。それと同時に、騒音源となる圧力脈動も伝ばしていく。

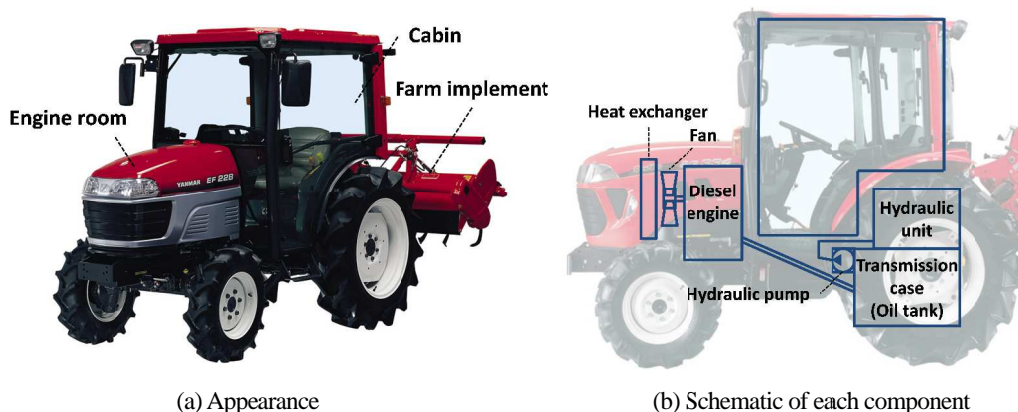


Fig. 1-2 Agricultural tractor

図 1-3 は、原動機の定格出力が 25 kW のトラクターにおける運転者耳元位置での音源の寄与率を示している。寄与率は、騒音を発する各機器を一つずつ停止、もしくはそれらから生じた騒音を消音して各機器の音響エネルギーを計測し、全体に占める割合を求めたものである。音源は、三種類に大別できる。第一は、エンジンシステムである。ディーゼルエンジンの表面からの放射音、ディーゼルエンジンの吸気および排気音、ディーゼルエンジンの振動がトラクターの車体に伝ばして車体から生じる固体伝ば音から成る。第二は、油圧システムである。容積形の油圧ポンプで生じる振動および騒音は、ポンプの機械的な運動に起因する振動が油圧システムなどの構造体を伝ばして空気を加振することで生じる固体伝ば音と、ポンプから生じる圧力脈動が作動油を伝ばして油圧システムを加振し、さらに空気を加振する

ことで生じる流体伝ば音から成る。第三は、送風システムである。トラクターは、熱交換器をファンによって空冷している。熱交換器には、ディーゼルエンジン冷却水用のラジエータ、作動油冷却用のオイルクーラ、燃料冷却用の燃料クーラ、ディーゼルエンジン吸気冷却用のインタークーラなどがあり、これらの熱交換器は、車両の出力などによって装備の有無が決定される。多数の熱交換器を装備する車両では、換気における圧力損失が高くなり、ファンの高速化にともなう騒音の増大を招く傾向にある。同図からトラクターにおいては、油圧システムから発生する音（以後、油圧音）の寄与率が高く、油圧音と送風システムから発生する音（以後、空力音）の寄与率、すなわち流体運動に起因する騒音の寄与率が 60%を超えていることがわかる。

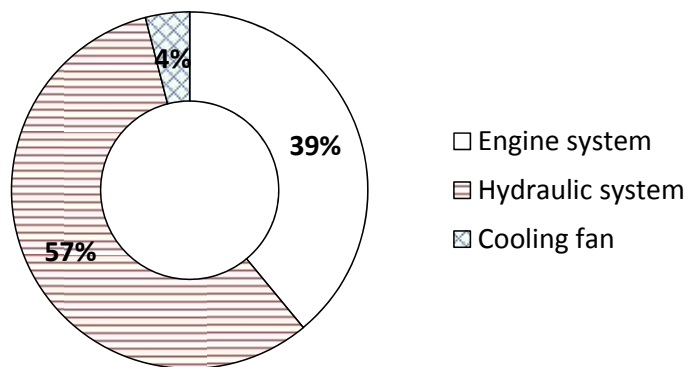


Fig. 1-3 Contribution ratio of each noise source in a cabin of 25kW tractor

また、図 1-4 は、芝生および雑草の刈取りに使用される農業用車両のローンモアを示している。図 1-4(a)のようにトラクターの作業機として取り付けられるアタッチメント型と、図 1-4(b)のような自走する専用車両型がある。また、専用車両型には、図 1-4(c)のように歩行しながら舵をとる種類、いわゆるウォークビハインド型がある。いずれにおいても半開放形のスクロールケーシングと回転運動するブレードを有し、植物の刈取りと植物の空気搬送を行う。



Fig. 1-4 Lawn mowers

欧米ではホームセンターで販売されるなど広く普及しているウォークビハインド型の音響パワーにおける各音源の寄与率は、図 1-5 に示すとおり 90%以上がブレードの回転運動による空力音である。

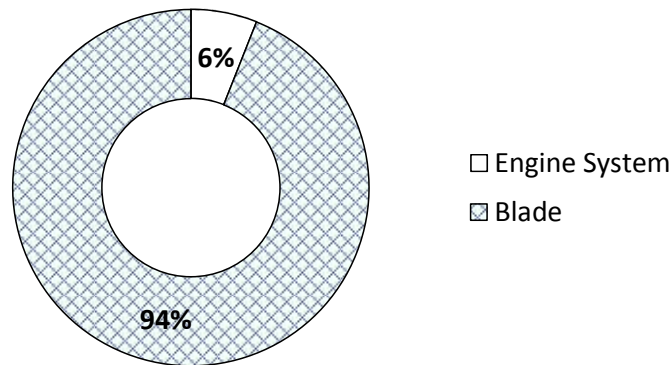


Fig. 1-5 Contribution ratio of each noise source in a walk behind type lawn mower

次に、建設用車両の代表として油圧ショベルについて説明する。図 1-6(a)は、油圧ショベルの外観図である。油圧ショベルでは、図 1-6(b)のように排気管を除くエンジンシステム、油圧システム、送風システムが全てエンジンルームに配置されている。ディーゼルエンジンの動力は、その出力軸に直結されたプランジャポンプによって油圧動力に変換され、作動油を介して作業機および走行用の油圧モータへ伝達される。ここで作業機とは、図 1-6(a)に示すブーム、アーム、バケットから構成される作業対象に対して仕事を行う機械である。冷却システムは、トラクターと同様に熱交換器およびファンから構成されている。油圧ショベルには、図 1-6(b)のように換気風の流動様式が二通りある。一方は、エンジンルームへ流入した空気がラジエータを通過し、冷却ファンで昇圧された後、エンジンルーム内の各部熱源を通過し、エンジンルームの外へ流出する流動様式で、吸込み式と呼ばれている。他方は、エンジンルームへ流入した空気が各部熱源を通過した後、冷却ファンで昇圧された空気がラジエータを通過し、エンジンルームの外へ流出する流動様式で、吐出し式と呼ばれている。なお、上記のトラクターは吸込み式に該当する。各方式によって音響的および熱的に一長一短があり、それらについての研究がなされている。また、音響パワーにおける各音源の寄与率は図 1-7 に示すように最大の寄与率はエンジンシステムであるが、ファンから生じる空力音と油圧音の寄与も高く、流体運動に起因する騒音の寄与率が高いことがわかる。

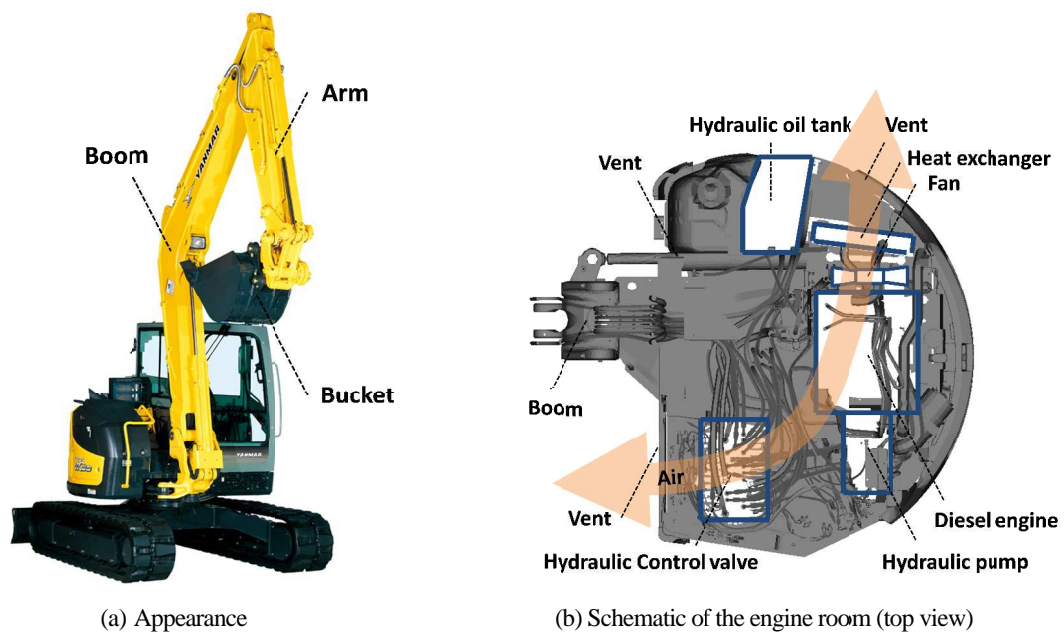


Fig. 1-6 Excavator

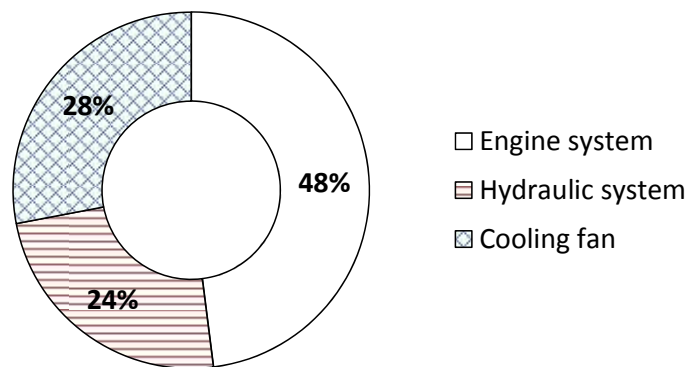


Fig. 1-7 Contribution ratio of each noise source in 41 kW excavator

以上のように、作業用車両では油圧音や空力音などの流体運動に起因して生じる騒音の寄与率が高い。また、近年、動力源が内燃機関から電気モータ、もしくはそれらの複合システムに移行する傾向にあるが、内燃機関から生じる騒音の低減にともない、流体起因の騒音が相対的に顕著化することが予見できる。したがって、作業用車両の静粛性の向上には、油圧音や空力音などの流体起因の騒音源に対する工学的知見が求められている。しかしながら、各音源の寄与率は作業用車両で様々で、油圧工学や空気力学などのひとつの工学分野に特化した知見だけでは不十分であり、広範囲の工学的知見に基づく適材適所の騒音制御が必要である。さらには、音源への対策とともに音源の遮蔽、すなわち遮音が静粛性向上に有効であり、特に設計の終盤において多用されている。

遮音を考えるうえで考慮する必要がある熱源について説明する。作業用車両の熱管理では、オーバーヒートによる短時間故障や熱疲労による長時間故障を避けなければならず、余剰熱を車両系外へ移動させる必要がある。定置型の工業製品、例えば発電機やヒートポンプなどでは、冷却水などの液体冷媒を利用することで余剰熱を系外へ移動できるが、車両においては移動の必要性から大気への放熱、すなわち空冷が必要になる。特に、作業用車両では低速もしくは定置にて高負荷作業を行うため、ラム圧が期待できない状況で多量の余剰熱を処理する必要がある。例えば、図 1-8 は油圧ショベルにおけるディーゼルエンジンシステムの熱収支を示している。燃料である軽油の低位発熱量を 100% とすると、ディーゼルエンジンの軸出力は 37.6%、排気によるエネルギーの損失は 26.9%、冷却水からの放熱によるエネルギーの損失は 26%、機器表面からの放熱によるエネルギーの損失は 9.6% 程度であり、冷却水での放熱分 26% と機器表面での放熱分 9.6% を送風システムで処理する必要がある。さらに、ディーゼルエンジンの軸出力の全てを油圧システムに入力する油圧ショベルでは、油圧システムの効率に応じて、ディーゼルエンジンの軸出力 37.6% から余剰熱が生じ、送風システムで処理する必要がある。空冷には換気用のファンによる強制対流熱伝達が利用されているが、ファンによる空気の加振やエンジンルームの開口部などのために、騒音が車両の周囲へ伝搬している。

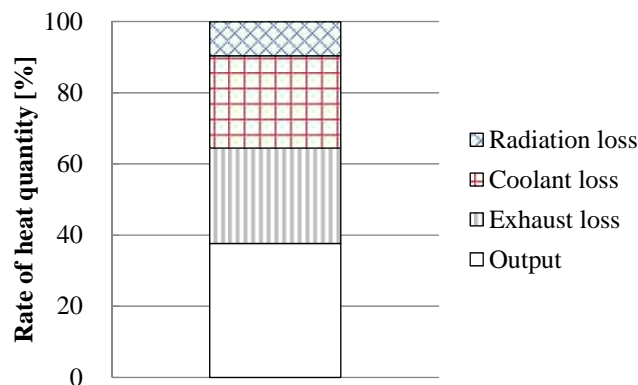


Fig. 1-8 Percentage of heat quantity of a diesel engine system

換気のために、ファンには高い圧力流量特性が求められるが、ファンの高速化は空力音の増大をとまなうため、ファンの低騒音化が進んでいる。一方、換気風量を高くするには、エンジンルームの圧力損失を低減してもよい。図 1-9 はディーゼルエンジンの定格出力が 41 kW の油圧ショベルにおけるファンの圧力流量特性とエンジンルームおよび各熱交換器の圧力損失を示している。全ての圧力損失の合計とファンの圧力流量特性の交点、いわゆる作動点において送風システムの風量と圧力が決定される。したがって、エンジンルームの開口部は圧力損失を低減し、換気風量の増大をもたらすが、周囲環境への騒音曝露を増大させるため、低い圧力損失と遮音を両立したエンジンルームが求められている。

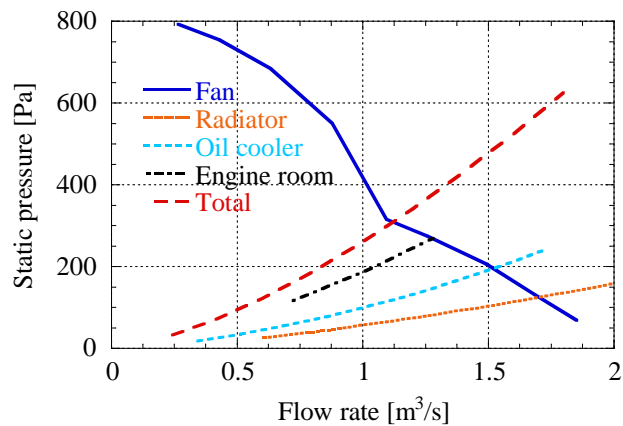


Fig. 1-9 Pressure-Flow rate characteristic of a fan and pressure loss of the cooling system in 41 kW excavator

### 1.3 過去の研究

前節までに、作業用車両の静粛性には、油圧工学、空気力学、遮音など、広範囲にわたる工学分野の知見が必要であることを述べた。本節ではこれらの研究分野に着目して、過去に実施された研究について振り返る。具体的には、流体起因の音源については、油圧音および空力音の音源に着目する。遮音については、エンジンルームの遮蔽、すなわちエンクロージング技術に着目する。

#### 1.3.1 油圧音

油圧音は、次の三つの現象に分類できる。第一は、作動油や弁などの油圧要素による振動系が自励振動して音源となる現象である。第二は、絞り部などでの圧力降下にもなうキャビテーション、すなわち気泡の消滅が音源となる現象である。第三は、油圧ポンプから生じる脈動が管路系の脈動特性と連成し、圧力脈動を発生させて音源となる現象である。第一、第二の現象は、限定的な条件下で発生する現象だが、第三の現象は、容積形の油圧ポンプを油圧源とする油圧システムにおいて必然的に生じる現象であり、本研究はこれに着目する。

油圧システムの圧力脈動については、作動油の粘性および管路半径方向の流速を考慮した波動方程式を四端子法に応用した研究<sup>(4),(5)</sup>が基礎的な理論として知られている。四端子法の入力、すなわち脈動源の脈動特性については、容積形油圧ポンプの流量脈動および内部インピーダンスを同定する方法として、2マイクロホン法<sup>(6)</sup>、2次脈動源法<sup>(7),(8)</sup>、2圧力2システム法<sup>(9),(10)</sup>などが提案されている。また、脈動源の脈動特性を推定する方法については、アキシヤルピストンポンプを対象とした研究<sup>(11),(12)</sup>、ギヤポンプを対象にした研究<sup>(13)-(15)</sup>などが報告されている。油圧機器の脈動伝達特性については、実験的な同定方法を報告した研究<sup>(16)</sup>や数学モデルを提案した研究<sup>(17),(18)</sup>などがあり、管路内の圧力脈動は、多くの場合において実用的な精度で推定が可能になってきている。また、脈動現象の解明については、油圧システムの脈動



特性を考察した研究<sup>(19),(20)</sup>などがあり、現象の理解が進んでいる。脈動の低減化に関する研究では、様々な油圧機器を対象に様々な視点からの報告があるが、圧力脈動の抑制、たとえば予圧縮の利用や、生じた圧力脈動の減衰、たとえば空洞共鳴<sup>(21),(22)</sup>およびサイドブランチ<sup>(23),(24)</sup>に関する研究などがある。以上に述べた油圧システムにおける圧力脈動の分野において、Edge による総括がなされている<sup>(25)</sup>。

### 1.3.2 空力音

空力音の理論に関しては、Navier-Stokes 方程式を厳密に変形し、波動の伝ば項と音源項に分離した Lighthill の研究<sup>(26),(27)</sup>が基礎理論になっている。流れ場中の物体の存在を考慮して Lighthill 理論の拡張がなされ、マッハ数 0.3 程度以下の速度域で支配的な 2 重極音源の基礎理論が Curle によって構築されている<sup>(28)</sup>。流れ場の空間スケールが、生じる音の波長に比べて十分に小さい条件において、Lighthill の理論を近似して渦度と空力音の関係が Powell および Howe によって示され<sup>(29),(30)</sup>、流れの様子と音の発生が関連付けられている。さらに、音源の移動を考慮した理論として、流れ場中の移動物体から生じる遠距離場の音圧を示した研究<sup>(31),(32)</sup>があり、以上の理論を礎に空力音に関する応用研究がなされている。

作業用車両の空力音に着目すると、高速移動をとまなわない作業用車両では、主に回転機械から生じる空力音が問題となっており、エンジンルームの換気用軸流ファンと除草などに用いられるローンモアのブレードが騒音源として知られている。

軸流ファンについては、乗用車両のファンを対象に、実験によってファン周りの風速と音圧分布を求め、ファンに流入する風速の不均一性と音圧の発生場所の相関性を明らかにした研究<sup>(33),(34)</sup>など多くの研究が報告されている。3 次元空間が対象となる空力音では、関連する物理量の空間分布を実験的に得るために多大な工数を要し現象の理解を妨げているが、数値流体解析 (CFD) の発展とともに現象の可視化にもとづく低騒音化が盛んになされている<sup>(35)</sup>。

また、ローンモアは、地面と平行に配置されるブレードの回転運動で植物を刈取り、ブレードが発生させた風力により刈取った植物を機外に排出するが、このときに空力音が生じる。ブレードを覆うケーシング内部の流れを調査した研究<sup>(36)</sup>や計算空力音響 (CAA) を用いてローンモア周囲の音圧を計算した研究<sup>(37)</sup>がある。ただし、これらの研究は、CFD を用いることで複雑な流れ場を可視化しているが、空力音の発生機構については言及していない。

### 1.3.3 エンクロージング技術

エンクロージング技術に関して、音源かつ熱源である内燃機関、油圧システム、それらの冷却システムを内包するエンクロージャ、いわゆるエンジンルームに焦点を当てると、作業用車両を対象に、エンジンルーム内の換気方法を検討し、低騒音化した報告<sup>(38),(39)</sup>は、換気の方法によって騒音が低減できることを示している。しかしながら、これらの報告では、エンジンルーム内の熱流体現象の説明や具体的な低騒音化の方法などは論じられていない。CFD の発展とともにエンジンルームの熱対流場が把握できるようになってきており、建設用車両

のエンジンルームに CFD を適用し、換気口の位置を検討した研究が報告されている<sup>(40)</sup>。CFD が実用化され、熱流体现象が詳細に把握できるようになってきたが、上記の文献<sup>(38)</sup>および文献<sup>(39)</sup>での研究から 40 年程度が経過しており、歴史的に進化してきた設計をさらに最適化することは容易ではなくなっている。

## 1.4 研究の課題と目的

本研究では、作業用車両における乗員ならびに周囲環境の静粛性向上に資するため、流体起因の騒音源と遮音に関する研究課題の解決を研究の目的として定める。以下に、三つの主題（油圧音、空力音、エンクロージング技術）における四つの未解決な研究課題を示し、それぞれの課題に対する具体的な目的を述べる。

油圧音は、油圧ポンプなどから生じる脈動が管路内を縦波として伝ばし、圧力脈動が構造物を加振することで発生する。圧力脈動は、波動方程式として良く知られているように媒質中の音速が影響しており、圧力脈動を抑制するための設計には、作動油中の音速を把握しておく必要がある。しかしながら、作動油中の音速は、計測方法が国際標準化<sup>(41)</sup>されているものの、合理的に見積もることができていない。この主な理由は、作動油中の音速と稼働中の油圧システムにおける運転状態、すなわち温度、圧力、作動油の空気混入率との関係性が十分に示されていないためである。

作動油中の音速は、油圧システムの実稼働時における弾性、すなわち体積弾性係数が影響することが知られている<sup>(42)</sup>。作動油の断熱正接体積弾性係数については、一定温度下の等温平均体積弾性係数と圧力の関係および一定圧力下の等温平均体積弾性係数と温度との関係を実験によって求めた研究<sup>(43)</sup>や、油温 5 °C~100 °C、圧力 80 MPa 以下の実験条件下において、鉱物油の体積弾性係数を温度と圧力の関数として求めた研究<sup>(44)</sup>が、基礎的な資料となっている。また、空気混入の影響を考慮した体積弾性係数については、空気が混入していないときの作動油（以後、純作動油）の体積弾性係数に空気混入率を考慮した数学モデル<sup>(45)</sup>が示されている。さらに、作動油中の空気の溶解を考慮した数学モデル<sup>(46)</sup>も提案されている。しかしながら、これらの研究は、密閉容器内の作動油をピストンで加圧した実験をもとにしており、運転中の作業用車両、すなわち実稼働時の油圧システムにおける空気混入率は明らかにされておらず、作動油中の音速の挙動に直接結び付けることはできない。なお、多くの研究では、実稼働時の体積弾性係数を仮定、もしくは何らかの結果に合致するよう調整している<sup>(47)</sup>。

したがって、作業用車両での油圧音に関する研究課題および目的を次のとおりに定める。

研究課題 I :

実稼働時の油圧システムにおいて、運転状態と作動油中の音速の関係が明らかになっておらず、設計段階で合理的に圧力脈動を予測できていない。

研究課題 I に対する研究目的 :

- (1) 油圧システムの圧力や作動油の温度、空気混入率などの作業用車両における運転状態を制御できる実験装置を構築し、Three transducer method (ISO15086)<sup>(44)</sup>によって実稼働中の油中音速を計測することで、運転状態と油中音速の関係性を明らかにする。
- (2) 密閉容器とピストンを用いた従来の一般的な体積弾性係数の計測<sup>(46)</sup>では求められない実稼働時の体積弾性係数を、上記(1)にて得られる油中音速より同定し、油中音速に影響を及ぼす因子を詳細に調べる。
- (3) 油中音速の式と Hayward が示した断熱正接体積弾性係数の式<sup>(44)</sup>を連立させることで、実稼働時の作動油の弾性に影響を及ぼす空気混入率を同定可能にする。また、計測した油中音速から運転状態と空気混入率の関係性を明らかにする。
- (4) 上記(1)での実験結果を重回帰分析し、標準偏回帰係数を算出することで、運転状態を示す各変数が油中音速に及ぼす影響度を明らかにする。

また、騒音レベルの低減を最終的な目標とする研究がある一方で、機械騒音の音質が問題視されており、音質に関する研究が進んでいる。騒音は、機械の正常運転を知らせる信号の役割を担っているため<sup>(48)-(50)</sup>、機械の実稼働中に発生する騒音の変化は、運転者に不快感やストレスを与えるに加え、故障との誤解にもつながる。油圧音は、油圧システムの実稼働時に経時変化することが知られているが、時間にもなう油温の変化によって作動油の物性が変化することは知られているものの、稼働時間と圧力脈動の因果関係は明らかにされていない。さらに、実稼働時の経時変化は油温変化以外の要因も考えられるが、それについても明らかにされていない。前述した圧力脈動に関するいずれの研究においても、温度条件や物性を一定として取り扱っており、稼働時間にもなう圧力脈動の振る舞いや経時変化の要因については述べられていない。

そこで、作業用車両の油圧音に関する二つ目の研究課題および目的を次のとおりに定める。

#### 研究課題Ⅱ：

定常運転状態の油圧システムにおいて、圧力脈動が経時変化する原因が明らかになっておらず、油圧音の経時変化に関する予測および対策の検討ができていない。

#### 研究課題Ⅱに対する研究目的：

- (1) 油圧音の経時変化に影響を及ぼす要因を解明する。
- (2) 経時変化時の作動油および混入空気の質量保存則と空気混入率の定義式を連立させることで、空気混入率を経時変化する関数として定式化する。
- (3) 四端子法を基礎とする圧力脈動の数学モデルに経時変化を考慮して、経時変化による圧力脈動の挙動を明らかにする。
- (4) 圧力脈動の経時変化には空間依存性や周波数依存性があることを示す。
- (5) 経時変化がもたらす油柱共鳴の特性を明らかにする。

つぎに、空力音の研究課題について述べる。乗用車両の分野では、エンジンルームは様々

な機器が密集していることから、ファンと周囲物体との干渉音の研究<sup>(51)</sup>が盛んである。また、ファン形状の研究についても、空調機の室外機用のファンに関する研究<sup>(52),(53)</sup>などが盛んであり、これらの知見は作業用車両にも応用されている。一方でローンモアは、回転ブレードがスクロール状のケーシングに覆われており、遠心ファンに類似した形状をしているが、植物が生育している地面側は開口されており、ブレードへの空気の流入様式は軸流ファンに類似している。つまり、ローンモアでは、半開放形のスクロールケーシングという独特な流路を有するため、軸流ファンとも遠心ファンとも異なるメカニズムで騒音が発生していると考えられるが、それについては明らかにされていない。

そこで、作業用車両での空力音に関する研究課題および目的を次のとおりに定める。

### 研究課題Ⅲ：

特有な流動様式を持つローンモアは、流動様式と騒音発生機構との関係性が明確になっておらず、低騒音化のための設計指針が乏しい。

#### 研究課題Ⅲに対する研究目的：

- (1) 軸流式および遠心式などの一般的な回転機械とは異なるローンモアに特有な流れと空力音の関係性を明らかにする。
- (2) 半導体圧力変換器を回転運動するブレード表面に埋め込み、スリップリングを介して信号を得ることで、実稼働時のブレード表面の各位置に作用する圧力変動の分布を明らかにする。
- (3) 上記(2)の実験で得た実稼働中のブレード表面の圧力変動の周波数特性と、風洞実験やCFDによる流れの可視化から、互いの関係性を明らかにする。
- (4) 上記(2)の実験で得た実稼働時のブレード表面の圧力変動と、Lowsonによる回転体から生じる空力音の式<sup>(31)</sup>により、ローンモアで生じる空力音の種類別に音圧の大きさを示す。また、それらの音源位置を明らかにする。
- (5) 以上の現象解明を基に、騒音制御の指針を実証実験の結果とともに示す。

最後に、エンクロージング技術の研究課題を述べる。車両の設計では、静粛性を向上させるために音源を内包するエンジンルームを遮蔽することが必要であるが、換気風量を確保するために開口部が不可欠である。したがって、開口部の面積は最小化する必要がある<sup>(54)</sup>。複雑な流れ場となるエンジンルームでは、開口部の位置で圧力損失が左右されるため、開口部位置の最適化が重要となる。最適設計の手段としては、パラメータスタディにより回帰式や応答曲面等を求めて目的関数に対する設計変数の感度を得る方法や勾配法および大域探索法などの最適化アルゴリズムにより最適解を得る方法がある<sup>(55)</sup>。これらのいわゆるパラメトリック手法は、設計指針が得られる一方で、適切な設計変数の選択や多数の試験もしくは数値解析の結果が必要となるなどの課題がある。

したがって、エンクロージング技術に関する研究課題および目的を次のとおりに定める。

研究課題Ⅳ：

流体起因の音源を内包するエンジンルームにおいて、遮音性と冷却性を両立させる開口部の設計指針が無い。

研究課題Ⅳに対する研究目的：

- (1) 冷却性に感度が低い位置を優先的に遮蔽する方法，すなわち感度解析を提案し，遮音による冷却性の低下を最小化するための設計指針を示す。
- (2) その感度を得る方法として，作業用車両の冷却性に関する定式化を行い，冷却性に影響を及ぼす熱交換器の通過風量を目的関数、流体の基礎方程式を拘束条件とする随伴問題を定義すれば，冷却性に対するエンジンルームの開口率の感度が得られることを示す。

## 1.5 論文の構成

本研究論文は，前節 1.4 に示した四つの研究課題に対して章立てを行っており，緒論と結論を合わせて全 6 章で構成している．各章の内容は以下のように要約される．また，各章の位置付けを図 1-10 に図示する．

### 第 1 章

本研究における背景，対象，課題，目的を明示している．

### 第 2 章

本研究論文における三つの主題のうち油圧音について述べている．本章では特に，音源である油圧システムの圧力脈動に影響を及ぼす作動油中の音速に着目している．1.4 節に示した研究課題Ⅰについて，作業用車両で一般的に使用される作動油や運転条件において，作動油中の音速との関係性を調査し，その特性を明らかにすることを目的としている．また，一般的に油圧システムでは，油圧ポンプのサクションラインからの空気混入が考えられる<sup>(56)</sup>．また，トラクターではトランスミッションの潤滑を作動油が兼ねる場合があり，作動油が攪拌される．そこで，油圧システムに空気圧システムを接続し，油圧システムの外部から空気を混入させた実験を行い，作動油中の音速への影響を調査している．

### 第 3 章

本研究論文における三つの主題のうち油圧音について述べている．前章で明らかにした作動油中の音速の特性を 1.4 節で述べた研究課題Ⅱに適用し，圧力脈動が経時変化する要因と経時変化の特性を明らかにしている．まず，油圧管路内の圧力脈動の数学モデルにおいて，各変数の経時変化の特性を解析し，各変数を経時変化する関数として定式化している．つぎに，典型的な管路の終端条件において圧力脈動の計算を行い，経時変化による圧力脈動の挙動を考察している．また，管路内での脈動の空間分布は，実験による検証を行うことで，考察の

妥当性を示している。

#### 第4章

本研究論文における三つの主題のうち空力音について述べている。1.4 節における研究課題Ⅲについて、まず、ローンモアのブレード、すなわち動翼の各点における圧力変動を実験によって求め、最も圧力変動が大きい場所について時間および空間的に着目すべき流体運動を定めている。つぎに、CFD によってケーシング内部の流動様式を把握し、注目すべき流体運動やその運動により生じる音源を可視化している。以上から得られた騒音制御の方策を具現化し、実験による検証を行うことで、現象の考察および設計指針の妥当性を示している。

#### 第5章

本研究論文における三つの主題のうちエンクロージング技術について述べている。1.4 節における研究課題Ⅳについて、少ない工数でエンジンルームの開口部の最適位置を探索するために、ノンパラメトリック感度解析を導入している。まず、作業用車両の設計において評価されているエンジンの冷却水温度を定式化し、冷却水温度を目的関数とする場合の設計変数を検討している。また、エンジンルームの設計者が制御可能な設計変数として換気風量を選定し、これをノンパラメトリック感度解析における目的関数として再定義している。つぎに、ノンパラメトリック感度解析の結果を分析し、それに基づいて開口部の制御を行っている。開口部の制御では、遮蔽面積は同一であるが遮蔽場所が異なる 2 つのケースについて行い、それらを比較することで、感度解析の妥当性および有用性を示している。

#### 第6章

本研究の結論を述べている。

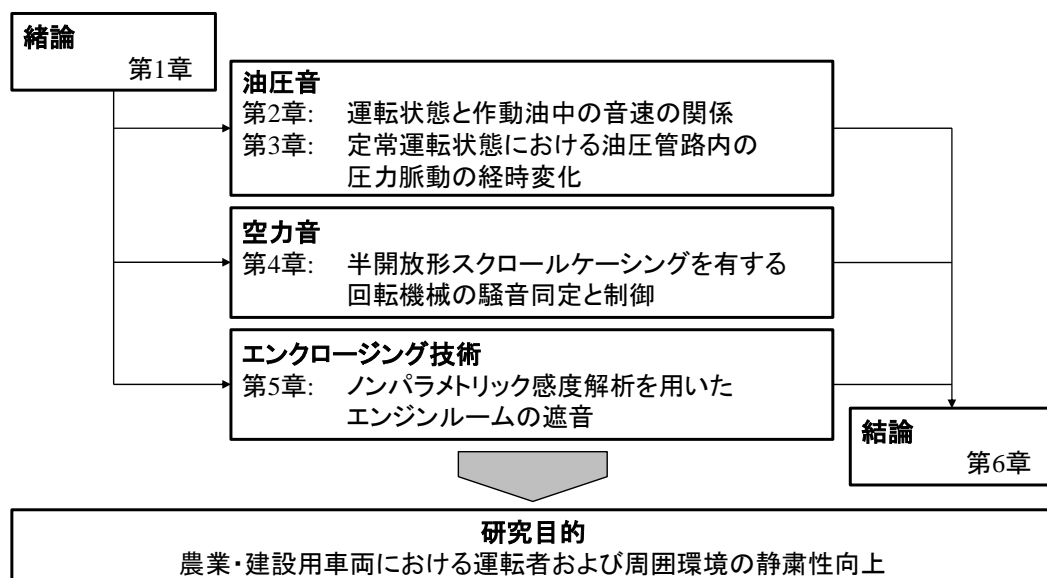


Fig. 1-10 Flow diagram of this study

# 2

## 運転状態と作動油中の音速の関係

### 2.1 緒言

作業用車両の油圧システムから生じる油圧音は、古くから予測や低減化などの研究が数多く報告されているが、近年に見られる原動機の電動化や内燃機関と電気モータの複合化により原動機およびその補器類から生じる騒音が低減し、相対的に顕著化することが予見されるため、いっそうの技術開発が求められている。

油圧音は、固体伝ば音と流体伝ば音に大別することができるが、流体伝ば音は、油圧要素から生じる圧力脈動が、作動油を伝ばして油圧システムを加振し、さらにその油圧システムが空気を加振することで生じるため、油圧システムの広範にわたって発生し得る。そこで、流体伝ば音に焦点を当てると、音源である圧力脈動を予測および制御する必要がある。波動方程式からわかるように、圧力脈動には作動油中の音速が影響しており、音速は、圧力脈動の伝達特性や油柱共鳴の周波数および振幅を決定し、流体伝ば音の特徴を決定するため<sup>(57)</sup>、合理的に把握する必要がある。また、油圧システムの実稼動時に、何らかの原因により作動油中の音速が変化すると、騒音の音質が変化し、運転者のストレスや故障との誤解などにもつながる。

空気中の音速については、状態方程式に基づいた理論が構築され、音響学として広く実用されているが、液体中の音速については、液体の種類や作動条件の多様性、液体中に混入する空気の影響などのために、理論が一般化されているとは言い難い。水中においては、Taitの状態方程式が良く知られており、水中音速の予測に用いられている<sup>(58)</sup>。作動油中においても、体積弾性係数を変数とした状態方程式が存在するが、上記の多様性や空気混入の影響から体積弾性係数は一意に決定できず、確定的な理論には至っていない。

作業用車両の作動油としてよく使用されている鉱物油では、音速の変数である作動油の密度は、作動条件である温度や圧力に関する特性が一般化されている<sup>(59)</sup>。一方、音速の変数である作動油の体積弾性係数は、古くから現在に至るまで様々な研究<sup>(43)-(46)</sup>が継続されている。緒論でも論じたとおり、作動油の弾性問題に資する研究では、一定温度下での体積弾性係数と圧力の関係および一定圧力下での体積弾性係数と温度との関係に関する研究や、特定の実験条件下において、鉱物油の体積弾性係数を温度と圧力の関数として求めた研究がある。また、作動油にはいくらかの空気が混入しているが、空気混入の影響を考慮した体積弾性係数に関する数学モデルが示されている。さらに、作動油には空気が溶解する場合があるが、この溶解を考慮した数学モデルも提案されている。しかしながら、これらの体積弾性係数の研究は、密閉容器内の作動油をピストンで加圧した実験をもとにしており、実稼働中の油圧システムにおける体積弾性係数は明らかになっておらず、作動油中の音速の挙動に直接結び付けることはできない。したがって、油圧音の音源である圧力脈動を求める際には、音速は経験的に取り扱われるか、結果に合致するよう調節されている<sup>(47)</sup>。

様々な油圧システムにおいて、実稼働時の環境や混入空気の状態を一般化することは困難である。したがって、本章では、作業用車両の油圧音を背景として、これらの車両で一般的に使用される作動油や運転状態、すなわち温度、圧力、空気混入率と音速の関係を調査し、音速に影響を及ぼす諸変数の分析とその特性の考察を行う。また、油圧システムでは、システム外からの空気の混入がある。そこで、油圧システムに空気圧システムを接続し、油圧システムの外部から空気を混入させた実験を行い、音速への影響について考察する。

## 2.2 油圧管路内における作動油中の音速の測定

### 2.2.1 実験装置

本研究では、作業用車両における油圧システムの一般的な運転条件の範囲で、作動油の温度 $T$ 、平均圧力 $P_m$ 、油圧システム外部から混入する空気の体積流量 $Q_{m\_g}$ と作動油中の音速 $c$ の関係や寄与度を実験によって調べる。図 2-1 に実験装置の回路図を示す。油圧ポンプは農業用のトラクターに用いられている外接ギヤポンプである。ポンプの回転速度は、電気モータによって、油圧回路の平均圧力 $P_m$ は絞り弁によって調節する。温度 $T$ は、ヒートポンプ式の温度調節器によって制御し、油圧ポンプの吸込みポート付近に設けた T 型熱電対によって計測する。本実験装置が実稼働しているときの作動油中の音速 $c$ は、圧力脈動 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ の計測結果から後述する方法で同定する。本研究では、油圧システムの外部から混入する空気の影響を調査するため、作動油タンクと油圧ポンプの間の管路に空気圧縮機や空気流量制御弁などから構成される空気圧回路を接続する。空気はレギュレータで調圧したのち、絞り弁で体積流量を制御する。その体積流量は、熱線式の流量計で計測する。



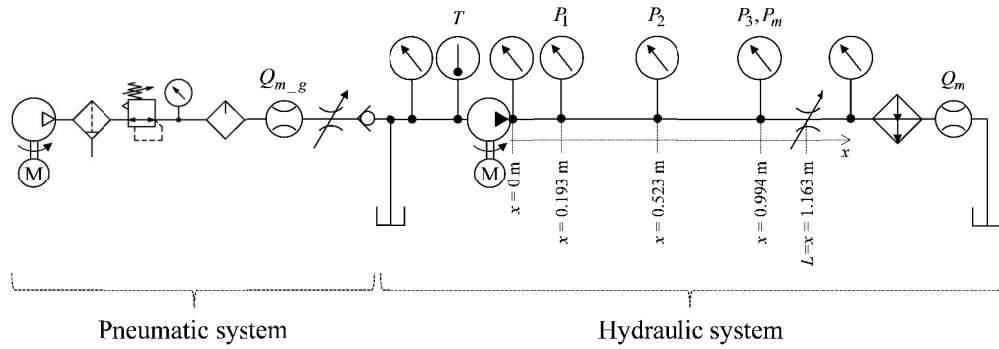


Fig. 2-1 Schematic of the test circuit for this study

## 2.2.2 作動油中の音速と空気混入率の同定

実稼働時の油圧システムにおける作動油中の音速  $c$  の同定方法について説明する。音速  $c$  は、ISO15086 に準拠して計測した圧力脈動  $P$  をもとに同定する。圧力脈動  $P$  の計測に用いる圧電型圧力変換器は、管路の内壁に対して可能な限り段差無きように設置する。圧力脈動  $P$  は、油圧ポンプから生じる脈動の周波数について基本次数から 10 次成分までを計測し、音速  $c$  の同定には、精度を考慮して 2 次成分～7 次成分を用いる<sup>(60)</sup>。なお、付録 A に ISO15086 に準拠した音速  $c$  の同定方法を詳細に示している。

音速  $c$  の同定に用いられる作動油の物性値、すなわち密度  $\rho$  と動粘度  $\nu$  は、作動油の製造元から提供される特性を用いる。本研究では、農業用車両と建設用車両の純正作動油として流通している作動油を用いて実験を行う。密度  $\rho$  を定式化すると次式のとおりである<sup>(59)</sup>。

$$\rho = \rho_0 (1 + 6.4 \times 10^{-10} P_m) \quad (2-1)$$

$$\rho = \rho_{15} [1 - C_0 (T - 15)] \quad (2-2)$$

ここで、 $\rho_0$  は大気圧下の作動油の密度である。 $\rho_{15}$ 、 $C_0$  はそれぞれ、温度 15 °C における作動油の密度、作動油の特性によって決まる係数であり、各値は次節の試験条件に示す。また、作動油の動粘度  $\nu$  の圧力特性は、Kouzel の式から粘度  $\mu$  を求め、密度  $\rho$  との関係式から得られる。動粘度  $\nu$  の温度特性は、Walther の式を用いて定式化すると式(2-4)のとおりとなる<sup>(61)</sup>。

$$\log \left( \frac{\mu}{\mu_0} \right) = 0.145038 \times 10^{-6} P_m \left[ 0.0239 + 0.01638 (\mu_0 \times 10^{-3})^{0.278} \right] \quad (2-3)$$

$$\log \left[ \log (\nu \times 10^6 + 0.7) \right] = C_1 - C_2 \log (T + 273.15) \quad (2-4)$$

ここで、 $\mu_0$  は大気圧下の粘度である。 $C_1$  および  $C_2$  は作動油の特性によって決まる係数であり、それぞれの値は次節の試験条件に示す。

つぎに、音速  $c$  に影響を及ぼす実稼働中の作動油の空気混入率  $\varepsilon$  について同定方法を説明する。音速  $c$  は、次式に示す液体の音速式<sup>(42)</sup>のように、稼働中の作動油の断熱正接体積弾性係数  $K$  の関数であることが知られている。

$$c = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E}\right)\left(\frac{2r}{\delta}\right)}} \quad (2-5)$$

ここで、 $E$ 、 $r$ 、 $\delta$  はそれぞれ、管材の縦弾性係数、管路の半径、管材の厚さである。稼働中の作動油の断熱正接体積弾性係数  $K$  は、圧力  $P_m$ 、純作動油の断熱正接体積弾性係数  $K_f$ 、作動油中の空気混入率  $\varepsilon$  を変数とする次式によって求める<sup>(45)</sup>。

$$K = K_f \frac{\left(\frac{P_{abs}}{P_{abs} + P_m}\right)^{\frac{1}{n}} \varepsilon + 1}{\left(\frac{P_{abs}}{P_{abs} + P_m}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{\varepsilon K_f}{n(P_{abs} + P_m)} + 1} \quad (2-6)$$

$$\varepsilon = \frac{V_g}{V} \quad (2-7)$$

ここで、 $P_{abs}$ 、 $n$  は、それぞれ大気の大気圧、混入空気のポリトロップ指数、 $V$ 、 $V_g$  は、それぞれ作動油の体積、大気圧下の混入空気の体積である。したがって、式(2-5)と式(2-6)を整理して、次式のとおり空気混入率  $\varepsilon$  を定式化できる。

$$\varepsilon = \frac{\frac{1}{\rho c^2} - \frac{2r}{E\delta} - \frac{1}{K_f}}{\left[ \frac{1}{n(P_{abs} + P_m)} - \frac{1}{\rho c^2} + \frac{2r}{E\delta} \right] \left( \frac{P_{abs}}{P_{abs} + P_m} \right)^{\frac{1}{n}}} \quad (2-8)$$

なお、純作動油の断熱正接体積弾性係数  $K_f$  は、次式(2-9)～(2-11)から求める<sup>(44)</sup>。

$$K_f = \bar{K}_f \frac{\bar{K}_f - P_m}{K_0} \quad (2-9)$$

$$\bar{K}_f = K_0 + 5.6P_m \quad (2-10)$$

$$K_0 = (2.47 + 0.15 \log v_{20}) \times 10^{[0.0024 \times (20 - T) + 9]} \quad (2-11)$$

上式中の  $\bar{K}_f$ ,  $K_0$ ,  $v_{20}$  はそれぞれ, 純作動油の断熱平均体積弾性係数, 大気圧下における純作動油の体積弾性係数, 20 °C における大気圧下の動粘度である. 以上により, 実稼働中の油圧システム内における空気混入率  $\varepsilon$  は, 実験によって求めた音速  $c$  から同定できる.

### 2.2.3 試験条件と作動油

本研究では, 作業用車両を想定し, それらにおける典型的な運転状態を試験条件として定める. 作動油の温度  $T$  は, 20 °C から 60 °C, 圧力  $P_m$  は, 7 MPa から 14 MPa の範囲としている. 油圧システムの外部から加える空気の流量については後述する. 作動油は, 農業用および建設用車両の純正作動油から, 図 2-2 および表 2-1 に示す 2 種類を選定し, それぞれ Oil A, Oil B と呼ぶ. 試験装置の詳細は同表 2-1 に示すとおりである. 音速  $c$  の試験精度については, 低温の状態から高温の状態へと試験を進めた場合と, 逆順で試験を進めた場合について各 2 回, 合計 4 回の予備計測を行い, 4 回の平均値に対する各計測結果の最大誤差は 0.39% (5.0 m/s) であることを確認している. この精度は, 本研究の目的である運転状態と音速  $c$  の関係性を明らかにするうえで十分な精度である.

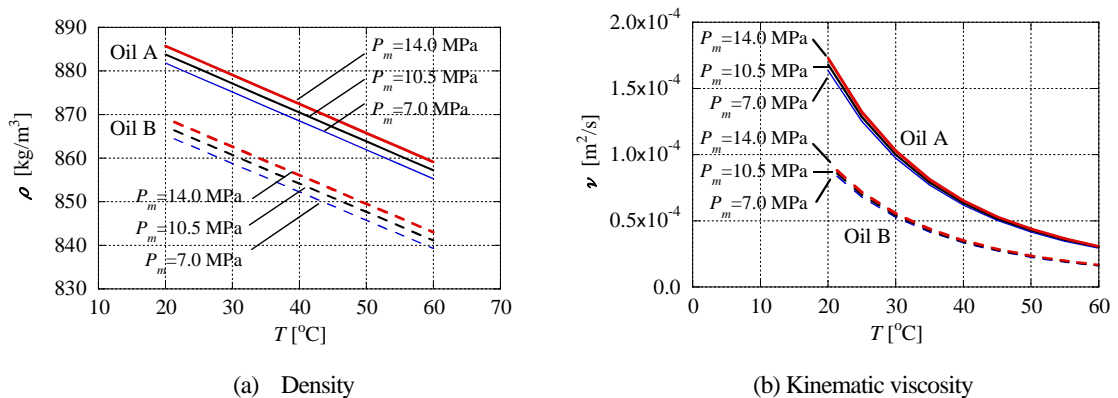


Fig. 2-2 Temperature characteristics of density and kinematic viscosity of each hydraulic oil

Table 2-1 Testing conditions

Length of hydraulic line [mm]	$L$	1163	
Radius of hydraulic line [mm]	$r$	7.15	
Longitudinal elasticity modulus of pipe [GPa]	$E$	206	
Thickness of pipe [mm]	$\delta$	3.7	
Rotational speed of hydraulic pump [ $\text{min}^{-1}$ ]	—	2000	
Fundamental frequency of pressure ripple [Hz]	—	400	
Volume of hydraulic oil in tank at 23 °C [L]	—	45	
Hydraulic oil	—	Oil A	Oil B
Density of hydraulic oil at 15 °C [ $\text{kg/m}^3$ ]	$\rho_{15}$	881.2	865
Kinematic viscosity of hydraulic oil at 20 °C	$\nu_{20}$	$155 \times 10^{-6}$	$84.6 \times 10^{-6}$
Kinematic viscosity of hydraulic oil at 40 °C	—	$59 \times 10^{-6}$	$32 \times 10^{-6}$
Coefficient with respect to density	$C_0$	$7.5 \times 10^{-4}$	$7.5 \times 10^{-4}$
Coefficient with respect to kinematic viscosity	$C_1$	8.27	9.48
Coefficient with respect to kinematic viscosity	$C_2$	3.22	3.73
Viscosity index of hydraulic oil	—	158	105

## 2.3 油圧システムの外部から空気の混入がない場合の実験結果および考察

### 2.3.1 作動油中の音速の温度特性

実稼働中の作業用車両では、作業時の油圧負荷や稼働時間に応じて作動油の温度  $T$  が変化するため、音速  $c$  の温度特性について考察する。図 2-3 に、圧力  $P_m$  が 10 MPa における作動油の温度  $T$  と音速  $c$  の関係を示す。図 2-2 に示した物性値では、2 種類の作動油の温度特性に違いが表れていたが、図 2-3 より音速  $c$  の差は比較的小さくなることがわかる。音速  $c$  に影響を及ぼす密度  $\rho$  に関しては、Oil A は Oil B よりも高いため式(2-5)から音速  $c$  が低くなる傾向にある。一方、実稼働時の断熱正接体積弾性係数  $K$  に関しては、Oil A は動粘度  $\nu$  が Oil B よりも高いため式(2-6)および式(2-9)~(2-11)のとおり実稼働時の断熱正接体積弾性係数  $K$  が高くなる傾向、すなわち音速  $c$  が高くなる傾向にある。したがって、音速  $c$  に関して Oil A および Oil B の密度  $\rho$  および動粘度  $\nu$  の影響が相殺する関係となっているため、用いた 2 種類の作動油では音速  $c$  の差が小さくなっていると考えられる。また、音速  $c$  は温度  $T$  についてほぼ直線的に低下し、40 °C 程度の温度変化で 100 m/s 以上、変化することがわかる。したがって、実稼働中の作業用車両において、作動油の温度  $T$  が上昇すると音速  $c$  が低下し、圧力脈動の伝達特性や油柱共鳴の周波数および振幅が変化する原因となる。

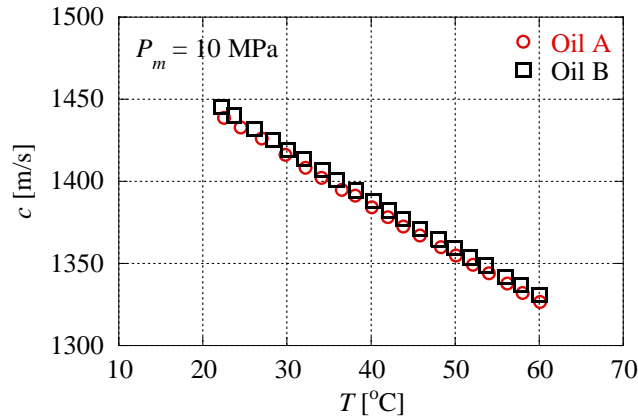


Fig. 2-3 Thermal behavior of speed of sound in operation at 10 MPa

ここで、空気混入率  $\varepsilon$  の温度特性を考察する。図 2-4 において、プロット点の空気混入率  $\varepsilon$  は、実験により得られた音速  $c$  をもとに、式(2-8)から同定したものである。油圧システムの外部から空気の混入が無い場合は、空気混入率  $\varepsilon$  は 0.01 前後、すなわち 1%前後が気泡として作動油中に存在していることがわかる。ただし、この空気混入率  $\varepsilon$  は式(2-8)から同定された値であり、式(2-8)にモデル化誤差がある場合には等価的にその誤差が空気混入率  $\varepsilon$  に加算されることを注記する。同図より作動油の温度  $T$  が上昇すると空気混入率  $\varepsilon$  は増加している。油圧システムの外部から空気の混入が無い場合は、作動油の温度  $T$  が変化しても空気と作動油、それぞれについて質量保存則が成立すると考えられるので、次式のとおりとなる。

$$\rho_g V_g = \rho_{g\_ref} V_{g\_ref} \quad (2-12)$$

$$\rho V = \rho_{ref} V_{ref} \quad (2-13)$$

ここで、 $\rho_g$  は混入空気の密度であり、添え字  $_{ref}$  付きの各変数は、基準温度における各変数を示す。任意の温度における空気混入率  $\varepsilon$  は、式(2-7)に式(2-12)~(2-13)を代入して整理すると次式のように定式化できる。

$$\varepsilon = \frac{\rho}{\rho_g} \frac{\rho_{g\_ref}}{\rho_{ref}} \varepsilon_{ref} \quad (2-14)$$

ここで、 $\varepsilon_{ref}$  は基準温度における空気混入率であり、次式のように定義される。

$$\varepsilon_{ref} = \frac{V_{g\_ref}}{V_{ref}} \quad (2-15)$$

基準温度を 40 °C として  $\epsilon_{ref}$  に実験によって求めた空気混入率  $\epsilon$  を用いると、式(2-14)から求めた空気混入率  $\epsilon$  は、図 2-4 に実線と破線で示すように、温度  $T$  の上昇とともに増大し、実験により得られた空気混入率  $\epsilon$  の温度特性にほぼ合致する。したがって、油圧システムの外部から空気の混入が無い場合では、空気混入率  $\epsilon$  の温度特性は、混入空気と作動油の密度比の温度変化に起因していると考えられ、温度  $T$  の上昇とともに空気混入率  $\epsilon$  は上昇し、音速  $c$  を低下させる要因になっていると考えられる。

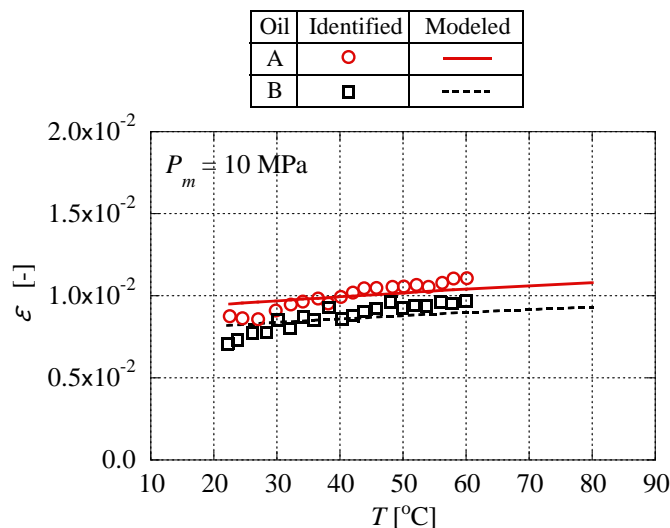


Fig. 2-4 Thermal behavior of specific volume ratio of entrained air at 10 MPa

また、動粘度  $\nu$  は、式(2-5)～(2-7)、式(2-9)～(2-11)のとおり音速  $c$  の変数ではなく、音速  $c$  の温度特性には無関係である。

以上の考察により、音速  $c$  の温度特性は、作動油の密度  $\rho$ 、純作動油の体積弾性係数  $K_0$ 、空気混入率  $\epsilon$ 、これらの温度特性が影響していると考えられる。

### 2.3.2 作動油中の音速の圧力特性

本項では、音速  $c$  の圧力特性について考察する。図 2-5 のプロット点は、実験によって求めた圧力  $P_m$  と音速  $c$  の関係を示している。音速  $c$  は、圧力  $P_m$  に対してほぼ直線的に増大し、圧力が 7 MPa 上昇すると 30 m/s 程度増大している。圧力  $P_m = 10$  MPa のときの空気混入率  $\epsilon$  を図 2-4 より各温度について読み取り、式(2-5)、式(2-6)、式(2-9)～(2-11)から各温度での音速  $c$  を計算すると、図 2-5 の破線で示すとおり実験で求められた音速  $c$  と乖離し、非線形な圧力特性となることがわかる。したがって、実稼働時の油圧システムでは、空気混入率  $\epsilon$  が圧力  $P_m$  に対して一定値ではなく、変化している可能性が示唆される。そこで、実験によって求めた音速  $c$  から式(2-8)を用いて空気混入率  $\epsilon$  を同定すると、図 2-6 のように空気混入率  $\epsilon$  は、圧力  $P_m$  の上昇とともに増加する関係となっている。

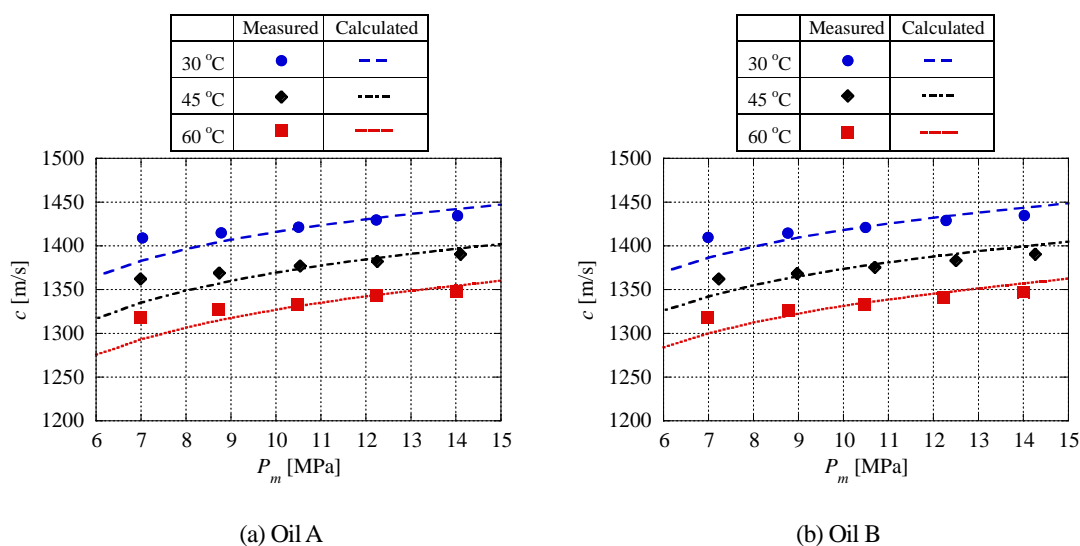


Fig. 2-5 Characteristic of speed of sound in the oil with respect to hydraulic pressure

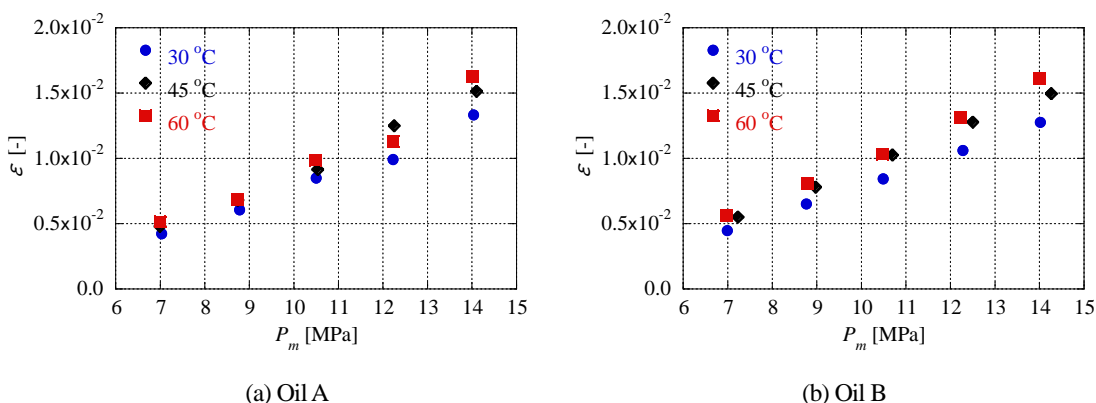


Fig. 2-6 Characteristic of specific volume ratio of entrained air with respect to hydraulic pressure

### 2.3.3 作動油中の音速への寄与度

本研究で定めた運転条件および作動油では、音速 $c$ は温度変化と圧力変化の両者について概ね直線的な傾向となっている。したがって、線形回帰分析<sup>(62)</sup>により、音速 $c$ に対する温度 $T$ と圧力 $P_m$ の寄与度を考察する。今回用いた作動油 Oil A および Oil B は、温度特性および圧力特性が類似していたため、ここでは両方の作動油での実験結果を使用して分析を行う。図 2-7 は、従属変数を音速 $c$ 、独立変数を温度 $T$ と圧力 $P_m$ とした場合の標準偏回帰係数 $\beta$ を示している。自由度調整済みの決定係数 $R^2$ は 0.994、有意確率は 0.001 以下である。同図より音速 $c$ に影響が高い変数は、温度 $T$ であることがわかる。したがって、実稼働中の作業用車両では、圧力変化、すなわち油圧システムの負荷変化よりも作動油の温度変化の方が、圧力脈動の伝達特性や油柱共鳴の周波数および振幅の変化へ顕著に影響を及ぼすと考えられる。

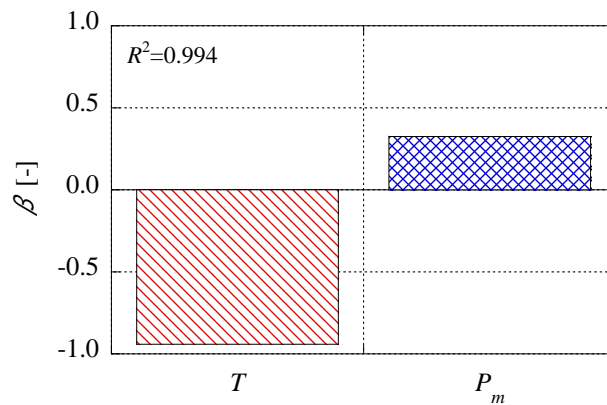


Fig. 2-7 Standard partial regression coefficient regarding speed of sound in operation without entrained air from the outer system

また，線形回帰分析で得られた偏回帰係数から音速  $c$  に関する定式化を行えば，次の実験式が得られる．

$$c = -2.87T + 4.36 \times 10^{-6} P_m + 1457.8 \quad (2-16)$$

上式の妥当性を確認するために，油圧管路（図 2-1）の全長  $L=1163$  mm を 240 mm 延長して音速  $c$  の測定を行い，その実験結果と式(2-16)から求めた音速  $c$  の計算結果を比較する．その結果を図 2-8 に示す．異なる全長の油圧管路でも実験式(2-16)は精度よく音速  $c$  が求められている．なお，ここでの実験では Oil A を用いている．

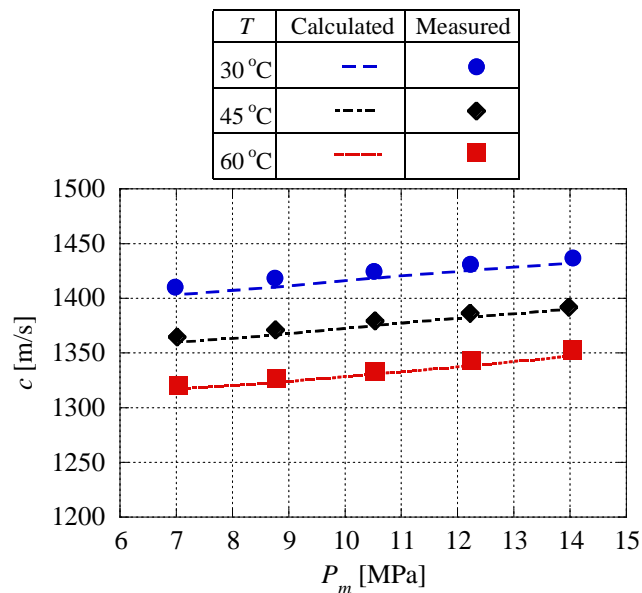


Fig. 2-8 Characteristic of calculated speed of sound in operation without entrained air from the outer system



## 2.4 油圧システムの外部から空気の混入がある場合の実験結果および考察

### 2.4.1 音速に対する外部からの空気混入量の影響

農業用のトラクターではトランスミッションの潤滑を作動油が兼ねる場合があり、作動油が攪拌される。また、一般に油圧システムでは、油圧ポンプのサクシオンラインからの空気混入も考えられる。そこで、油圧システムに空気圧システムを接続し、油圧システムの外部から空気を混入させて実験を行い、音速 $c$ への影響を考察する。

油圧システムの外部から空気の混入がない場合は、空気混入率 $\epsilon$ は図 2-4 や図 2-6 に示したように 0.01 前後である。このときの作動油の平均流量 $Q_m$ はおよそ 24.5 L/min であるから、混入空気の流量 $Q_{m\_g}$ はおよそ 245 mL/min 前後である。この値に近い空気流量 200 mL/min およびその半分の 100 mL/min を油圧システムの外部から加え、音速 $c$ の挙動を調べる。

図 2-9 は、油圧システムの外部から加えた空気の流量 $Q_{m\_g}$ と作動油中の音速 $c$ の関係を示している。それぞれの温度 $T$ 、圧力 $P_m$ において、加えた空気流量 $Q_{m\_g}$ の増加とともに音速 $c$ は低下しており、これは空気混入率 $\epsilon$ の増加によって実稼働時の作動油の断熱正接体積弾性係数 $K$ が低下するためと考えられる。温度 $T$ が高い場合や圧力 $P_m$ が高い場合には、加えた流量 $Q_{m\_g}$ に対する音速 $c$ の変化は小さく、わずかな上昇も見られるが、2.2.3 項で説明した計測の繰り返し誤差と考えられる。

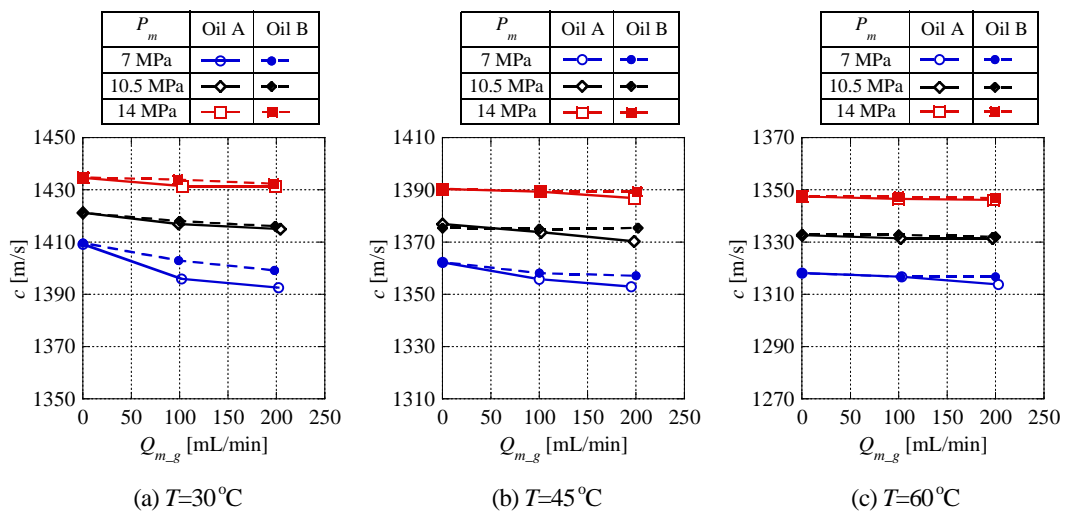


Fig. 2-9 Characteristic of speed of sound with respect to volumetric flow rate of air entrained from the outer system

このときの空気混入率 $\epsilon$ を図 2-10 に示す。加えた空気流量 $Q_{m\_g}$ の増加とともに、作動油の空気混入率 $\epsilon$ は図中のプロット点のように増加している。図 2-9 と同様に、温度 $T$ や圧力 $P_m$ が高い場合には、空気混入率 $\epsilon$ の増加が見られない点があるが、これは上記したように音速 $c$ の変化が小さいことに起因しており、同定の誤差と考えられる。また、図中の各線は、次式から求めた加えた空気流量 $Q_{m\_g}$ に相当する空気混入率 $\epsilon$ を示している。

$$\varepsilon = \frac{Q_g + Q_{m-g}}{Q_m} \quad (2-17)$$

ここで、 $Q_g$  は、油圧システムに空気を加える前の作動油中の空気の流量である。これに対し、実験によって同定された空気混入率  $\varepsilon$  は低い値となっている。したがって、油圧システムの外部から混入する空気の全量が音速  $c$  および実稼働時の断熱正接体積弾性係数  $K$  に寄与していないことがわかる。体積弾性係数に影響を及ぼす気泡の状態は、作動油中に微細な気泡が均質に存在する場合は知られているが、油圧システムの一部から空気を加えた場合に均質化がなされているか、さらには、均質化されず気液分離状態となったときの体積弾性係数への作用については明らかとなっておらず、今後の説明が必要である。

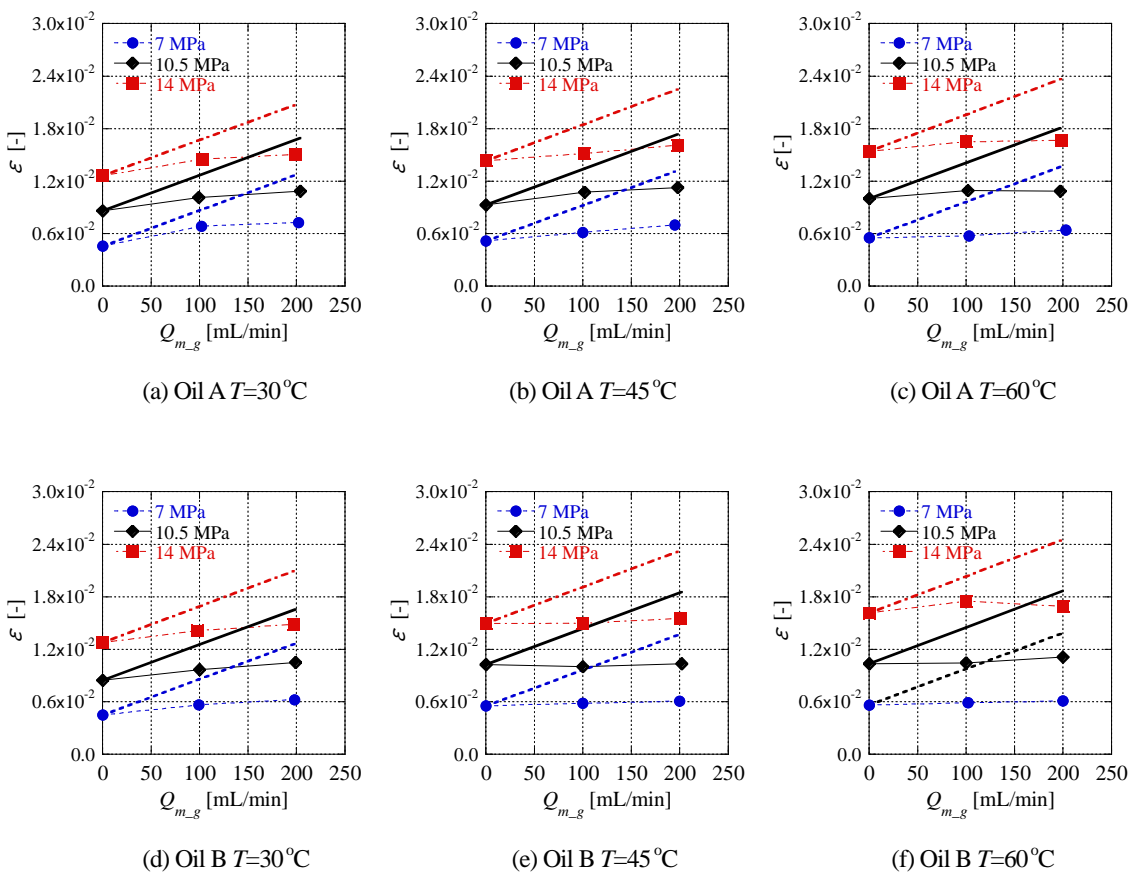


Fig. 2-10 Characteristic of specific volume ratio of entrained air with respect to volumetric flow rate of air entrained from the outer system

図 2-11 は、Oil A の作動油タンクの液面の様子を示している。(a)は油圧システムが稼働していない状態、(b)は油圧システムの外部から空気の混入がない場合、(c)は油圧システムの外部から空気を加えた場合を示している。(a)および(b)は液面に気泡や白濁は見られないが、(c)ではそれらが確認できる。これは、作動油タンクの自由表面において混入空気が大気へ放散されているものと考えられる。したがって、油圧システムの外部から空気が混入する場合に

において、作動油タンクの自由表面に白濁や気泡が観察される場合は、外部からの混入空気は、その一部のみが音速 $c$ に関与すると考えられる。

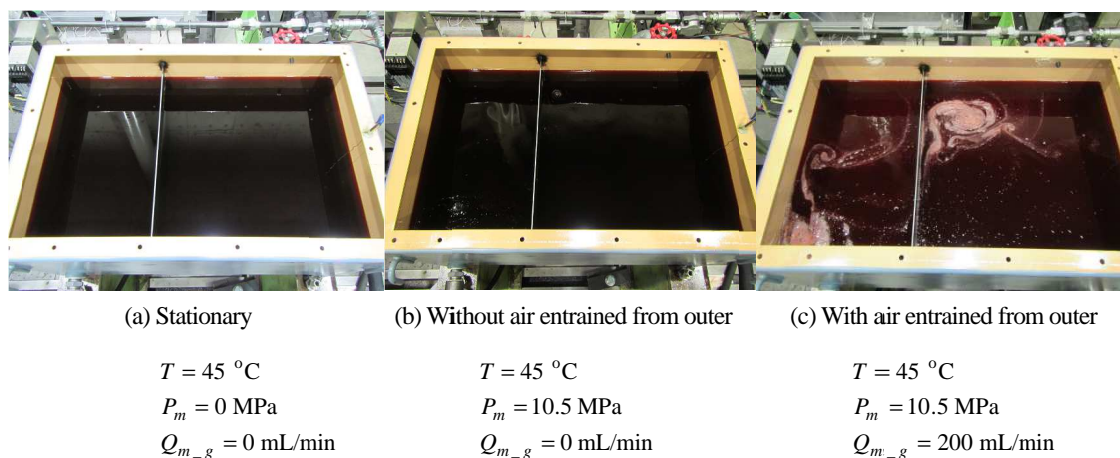


Fig. 2-11 Snapshots of the free surface in the hydraulic tank

ここで、油圧システムの外部から加えた空気流量 $Q_{m\_g}$ の空気混入率 $\epsilon$ に与える影響が小さい結果（図 2-10）に対して、空気混入率 $\epsilon$ の同定方法や実験による誤りの可能性を考察する。

まず、同定の方法では、2.3 節、図 2-4 に示した外部から空気を加えていない場合の空気混入率 $\epsilon$ の温度特性のとおり、数学モデルと同定結果が近似し理論的に妥当な結果であるため、同定の方法は妥当であると考えられる。外部から空気を加えていない場合でも作動油には空気が混入しており、同定に関して外部からの空気混入の有無に本質的な差は無いため、同定方法の誤りはないと考えられる。

つぎに、実験面での誤りについては、単なる計測誤差と、加えたつもりでも空気が加わっていない可能性が考えられる。外部から加えた空気の体積流量 $Q_{m\_g}$ については、流量計の計測レンジ（1000 mL/min）から判断して妥当な計測機の選定ができています。また、空気を加えている場所が油圧ポンプのサクションライン、すなわち負圧の場所であることから、加えた空気が油圧ポンプに吸入され、油圧管路へ供給されていると考えられる。さらに、図 2-11 に示したとおり、外部から空気を加えた場合には、作動油タンクの自由表面に気泡の析出がみられ、外部から空気が加えられていることも目視確認できている。したがって、空気が加わっていないとは考えにくく、このような状況下でも、例えば図 2-9(c)の温度  $60^\circ\text{C}$ 、圧力  $14 \text{ MPa}$  のように、加えた空気が音速 $c$ に与える影響は小さいことが確認されており、以上から実験の誤りではないと考えられる。

## 2.4.2 作動油中の音速への寄与度

油圧システムの外部から空気の混入がある場合における音速 $c$ に関する線形回帰分析を行う。独立変数は温度 $T$ ，圧力 $P_m$ ，油圧システムの外部から混入する空気流量 $Q_{m\_g}$ である。ここでも Oil A, Oil B 両者の作動油を対象にした実験結果を使用して分析を行う。図 2-12 は，標準偏回帰係数 $\beta$ を示している。自由度調整済みの決定係数 $R^2$ は 0.997，有意確率は 0.001 以下である。音速 $c$ に最も影響が高い変数は温度 $T$ であることがわかる。油圧システム外部からの空気流量 $Q_{m\_g}$ の寄与は圧力 $P_m$ よりも小さく，仮に，混入空気量 $Q_{m\_g}$ が数倍になったとしても，音速 $c$ への影響は大きくない。したがって，図 2-11 に示したとおり作動油タンクに白濁が確認できるような場合でも，油圧システム外部からの混入空気が音速 $c$ に与える影響は，温度 $T$ の変化や圧力 $P_m$ の変化と比較して小さいことがわかる。

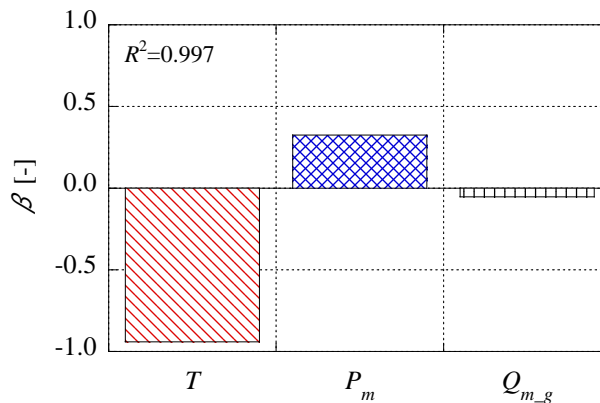


Fig. 2-12 Standard partial regression coefficient regarding speed of sound in operation with entrained air from the outer system

また，線形回帰分析で得られた偏回帰係数から音速 $c$ に関する定式化を行えば，次の実験式が得られる。

$$c = -2.87T + 4.35 \times 10^{-6} P_m - 0.024 Q_{m\_g} + 1460.1 \quad (2-18)$$

上式の妥当性を確認するために，油圧管路（図 2-1）の全長 $L=1163$  mm を 240 mm 延長して音速 $c$ の測定を行い，その実験結果と式(2-18)から求めた音速 $c$ の計算結果を比較する。その結果を図 2-13 に示す。異なる全長の油圧管路でも実験式(2-18)は精度よく音速 $c$ を求められている。なお，ここでの実験では Oil A を用いている。

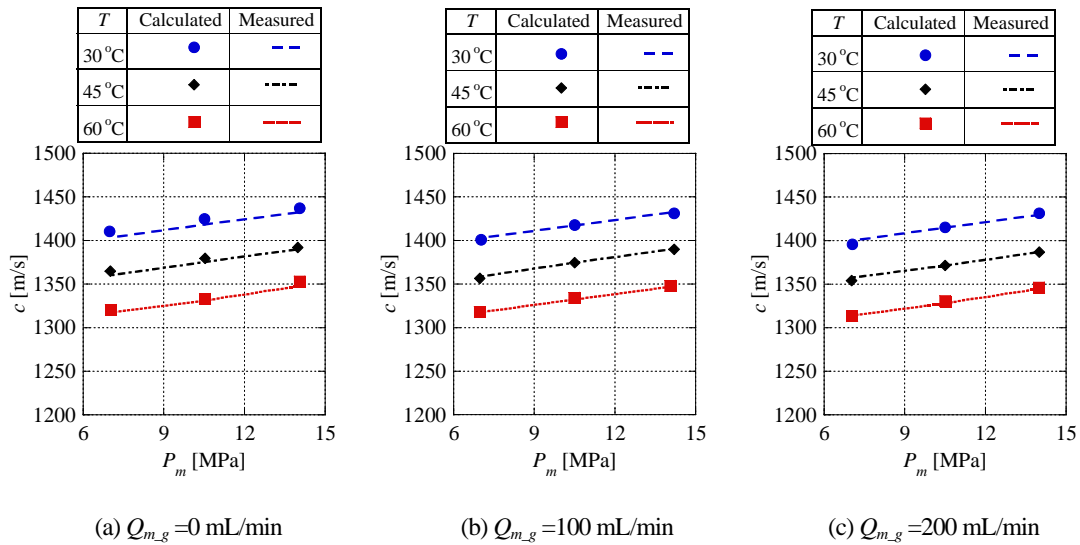


Fig. 2-13 Characteristic of calculated speed of sound in operation with entrained air from the outer system

## 2.5 結 言

本章では、作業用車両の騒音問題を背景として、油圧システムの圧力脈動に影響を及ぼす作動油中の音速について、実稼働時の油圧システムにおける運転状態、すなわち温度および圧力との関係を実験によって調査した。さらに、空気混入率の定式化を行い、実験によって得た作動油中の音速から空気混入率を同定し、音速との関連性を考察した。また、油圧システムに空気圧システムを連結し、油圧システムへ空気を混入させることで、油圧システムの外部から混入する空気の影響について調べた。本章で得られた知見は以下のとおりである。

- (1) 作動油の温度が上昇すると、音速はほぼ直線的に低下する。この温度特性は、密度、純作動油の体積弾性係数、作動油と混入空気の密度比が影響していると考えられる。
- (2) 管路内の圧力が上昇すると、音速はほぼ直線的に増加する。また、空気混入率は圧力について一定ではなく、圧力の上昇とともに増加すると考えられる。
- (3) 実稼働時の油圧システムに外部から空気の混入があると空気混入率は増大し、音速が低下する。しかし、外部から混入する空気量の全てが実稼働時の体積弾性係数に作用するわけではないと考えられる。
- (4) 実稼働時における油圧システムの運転条件のうち、音速に最も寄与度が高い変数は作動油の温度であり、ついで圧力、最も寄与度が低い変数は油圧システム外部からの空気混入の流量である。
- (5) 作動油タンクの自由表面が混入空気により白濁した場合においても、音速への影響は小さい。

# 3

## 定常運転状態における 油圧管路内の圧力脈動の経時変化

### 3.1 緒言

工業製品の騒音問題では騒音レベルの低減を最終的な目的とした研究がある。一方で、近年では機械騒音の音質も問題視されており、様々な研究が行われている。機械の正常運転を知らせる信号の役割を担っている騒音は、機械の実稼働中に変化すると運転者の不快感やストレスに加え、故障との誤解にもつながる。油圧システムでは、時間の経過にともなう油温の変化によって作動油の物性が変化することは知られているものの、油圧音の音源である圧力脈動に関する既往の研究では、温度条件や物性を一定として取り扱っており、稼働時間と圧力脈動の挙動との因果関係は述べられていない。

そこで本章では、実稼働中の油圧システムにおける管路内の圧力脈動に着目し、定常運転状態において圧力脈動が経時変化する要因の分析とその特性の考察を目的とする。まず、管路内の圧力脈動を数学モデルとして定式化する。つぎに、各変数の経時変化の特性を調査し、それらの変数を経時変化する関数として定式化する。さらに、典型的な管路の終端条件において、定式化した数学モデルを用いて圧力脈動を計算し、経時変化と圧力脈動の挙動を調べる。また、その考察のもととなる圧力脈動の空間分布を実験によって求め、経時変化がもたらす圧力脈動の変化について考察の妥当性を示す。なお、管路内の圧力脈動は、油圧ポンプの脈動特性と管路での脈動特性が連成して複雑な特性を有するために、本章では研究の初段階として、脈動源は経時変化が無い定常な特性として扱い、管路内の圧力脈動の特性に焦点を当てる。

## 3.2 油圧管路内の圧力脈動の考察

### 3.2.1 音圧と圧力脈動の経時変化

作業用車両では、例えば暖気運転前後での騒音変化が知られているが、変化の大きさによっては前節の緒言で述べたような工学的な問題となる場合がある。図 3-1 は、原動機の定格出力が 25 kW のトラクターにおける運転者耳位置での音圧レベル(SPL)と油圧管路での圧力脈動レベル(PRL)をエンジン始動からの時刻歴で示している。なお、PRL は次式で求めている。

$$\text{PRL} = 20\log\left(\frac{|P|}{2 \times 10^{-5}}\right) \quad (3-1)$$

図 3-1(a)は、油圧ポンプの要素数  $z$ 、回転速度  $N$  に起因する脈動の基本周波数成分  $1zN$ 、図 3-1(b)および図 3-1(c)はそれぞれ、2 倍次数成分  $2zN$ 、3 倍次数成分  $3zN$  を示しているが、いずれの周波数成分においても、音圧レベルは経時変化していることがわかる。また、経時変化の挙動は、PRL と類似しており、圧力脈動  $P$  が支配的な音源であることが考えられる。したがって、圧力脈動  $P$  の経時変化の要因を考察することで、油圧音の経時変化が明らかになると考えられる。

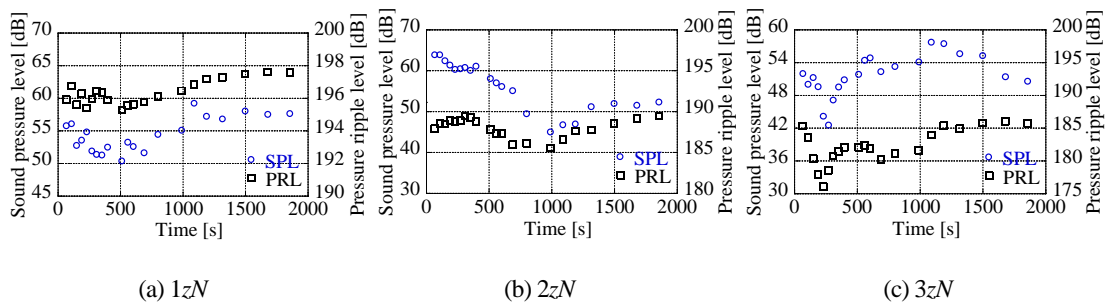


Fig. 3-1 Behavior of sound pressure and pressure ripple with elapsed time

### 3.2.2 圧力脈動の数学モデル

脈動源、管路、終端条件から構成される単純な油圧システムにおいて、管路内を一次元の粘性流れと考えると、管路始端部を原点とする管路軸方向位置  $x$  における圧力脈動  $P$  と流量脈動  $Q$  は、管路始端部における圧力脈動を  $P_0$ 、流量脈動を  $Q_0$  とすれば、以下の関係で表される。

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ Q_0 \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} P \\ Q \end{bmatrix} \quad (3-2)$$

ここで、 $\mathbf{T}$  は管路の脈動伝達特性を表す伝達マトリクスであり、伝達マトリクス要素  $T_{11}$ 、 $T_{12}$ 、 $T_{21}$ 、 $T_{22}$  により次式で与えられる。

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh\left(\frac{\xi_s}{c}x\right) & Z_C \sinh\left(\frac{\xi_s}{c}x\right) \\ \frac{1}{Z_C} \sinh\left(\frac{\xi_s}{c}x\right) & \cosh\left(\frac{\xi_s}{c}x\right) \end{bmatrix} \quad (3-3)$$

ここで、 $s$  はラプラス演算子である。また、管路の特性インピーダンス  $Z_C$  および粘性抵抗を表す複素係数  $\xi$  は、次式のようにそれぞれ定義される<sup>(5)</sup>。

$$Z_C = \frac{\rho c \xi}{\pi^2} \quad (3-4)$$

$$\xi \approx 1 + \sqrt{\frac{\nu}{r^2 s} + \frac{\nu}{r^2 s}} \quad (3-5)$$

図 3-2 のように、油圧回路を電気回路における Norton モデルによって類推すれば<sup>(9)</sup>、管路始端部における圧力脈動  $P_0$  および流量脈動  $Q_0$  は、脈動源の流量脈動  $Q_s$ 、内部インピーダンス  $Z_s$  と次の関係がある。

$$P_0 = \frac{Z_s Z_L}{Z_s + Z_L} Q_s \quad (3-6)$$

$$Q_0 = \frac{Z_s}{Z_s + Z_L} Q_s \quad (3-7)$$

ここで、管路始端部における負荷インピーダンス  $Z_L$  は、式(3-3)にて管路長さ  $x=L$  とした伝達マトリクス要素を用いて以下のように求められる。

$$Z_L = \frac{T_{11} Z_T + T_{12}}{T_{21} Z_T + T_{22}} \quad (3-8)$$

ここで、終端条件を表す終端インピーダンス  $Z_T$  は、以下に示す代表的な 3 つの条件(i)~(iii)を考察の対象とする。



(i) 無反射端：終端インピーダンス  $Z_T$  と管路の特性インピーダンス  $Z_C$  が次式のように等しい。

$$Z_T = Z_C \quad (3-9)$$

(ii) 絞り端：終端インピーダンス  $Z_T$  が管路の特性インピーダンス  $Z_C$  よりも大きいとき、数学モデルは次式の絞り弁モデル<sup>(17)</sup>で表される。

$$Z_T = \frac{2\Delta P_m}{Q_m} = \frac{2(P_m - P_b)}{Q_m} \quad (3-10)$$

ここで、 $\Delta P_m$ 、 $P_b$  はそれぞれ、絞り弁前後の差圧、終端における背圧である。

(iii) 容量端：終端インピーダンス  $Z_T$  が管路の特性インピーダンス  $Z_C$  よりも小さいとき、数学モデルは次式の容量モデルで表される。

$$Z_T = \frac{K}{V_s} \quad (3-11)$$

ここで、 $V$  は終端での作動油の体積、すなわち終端の容量である。

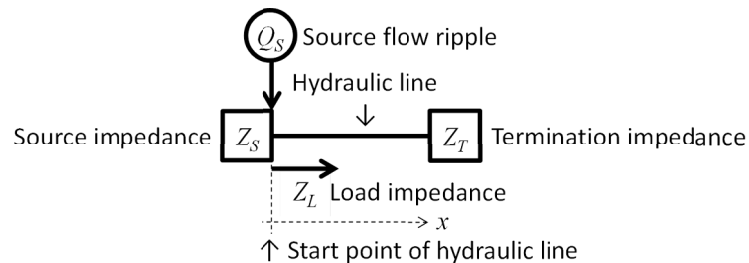


Fig. 3-2 Schematic of a hydraulic system analogized by Norton model

### 3.2.3 実稼働中に経時変化する圧力脈動の変数に関する考察

管路内の圧力脈動  $P$  に関して、実稼働中に経時変化し得る変数について考察する。

まず、作動油の物性値、すなわち作動油の密度  $\rho$  と作動油の動粘度  $\nu$  については、作動油の劣化にともなう組成変化を無視すれば、実稼働中の経時変化は油温  $T$  に起因する変化と考えられる。これらの温度特性は、作動油の製造元が発行する試験検査成績書を利用する。本研究で用いた作動油の密度  $\rho$  を定式化すると第 2 章の式(2-2)で表され、本研究で用いた作動油については、 $\rho_{15} = 883 \text{ kg/m}^3$ 、 $C_0 = 7.5 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$  である。また、動粘度  $\nu$  については、式(2-4)で表され、本研究で用いた作動油については、 $C_1 = 10.49$ 、 $C_2 = 4.11$  である。

つぎに、作動油中の音速 $c$ の経時変化について考える。作動油中の音速 $c$ は、式(2-5)に示した液体の音速式によって表される。同式より、音速 $c$ は実稼働時における作動油の断熱正接体積弾性係数 $K$ の関数となるため、この経時変化について考察する必要がある。実稼働時の作動油の断熱正接体積弾性係数 $K$ は、純作動油の断熱正接体積弾性係数 $K_f$ と作動油の空気混入率 $\varepsilon$ の関数として第2章の式(2-6)、式(2-7)、式(2-9)~(2-11)のように与えられる。これらの式から定常運転中の経時変化では、純作動油の断熱正接体積弾性係数 $K_f$ は油温 $T$ のみの関数であり、実稼働中の経時変化は温度変化であることがわかる。

一方、空気混入率 $\varepsilon$ は、作動油の体積 $V$ に対する大気圧における混入空気の体積 $v_g$ の比として、第2章の式(2-7)のように定義される。定常運転中の油圧システムでは作動油に混入している空気の質量は一定と仮定して質量保存則を考慮すると、任意の油温における空気混入率 $\varepsilon$ は式(2-14)で表わすことができる。したがって、空気混入率 $\varepsilon$ は密度 $\rho$ の関数であり、実稼働中の経時変化は、密度 $\rho$ の温度変化が要因であると考えられる。

式(2-5)~(2-7)および式(2-9)~(2-14)から、作動油中の音速 $c$ を定式化すると、その経時変化として、作動油の密度 $\rho$ 、混入空気の密度 $\rho_g$ 、大気圧における作動油の体積弾性係数 $K_0$ の温度変化が影響すると説明できる。図3-3に定式化、すなわち数学モデル化した音速 $c$ と油温 $T$ の関係を示す。なお、数学モデルにおいて、基準温度における空気混入率 $\varepsilon_{ref}$ は基準温度を $40^\circ\text{C}$ とし、ISO15086により実験で求めた作動油中の音速 $c$ から同定しており、 $\varepsilon_{ref} = 0.01$ である。作動油中の音速 $c$ は、油温 $T$ の上昇とともに低下する温度特性であることがわかる。また、同図には実験によって求めた作動油中の音速 $c$ を併記しているが、計算値と実験値がよく一致しており、管路内の圧力脈動に影響を及ぼす作動油中の音速 $c$ の経時変化、すなわち油温変化が定式化できていると言える。

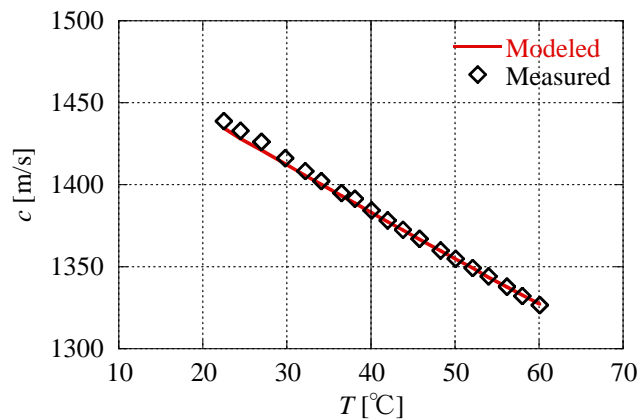


Fig. 3-3 Thermal behavior of speed of sound in the hydraulic oil in operation

### 3.2.4 実稼働中に経時変化する圧力脈動の考察

前項から、管路内の圧力脈動  $P$  の経時変化は、作動油の密度  $\rho$ 、動粘度  $\nu$ 、混入空気の密度  $\rho_g$ 、大気圧における作動油の体積弾性係数  $K_0$  の温度変化、また、これらから決定される作動油中の音速  $c$  の温度変化が支配的と考えられる。圧力脈動  $P$  の数学モデルに、これらの温度特性を考慮し、圧力脈動  $P$  の経時変化について考察する。計算条件は、表 3-1 に示すとおりである。

Table 3-1 Calculation conditions

Length of hydraulic line [mm]	$L$	1163
Radius of hydraulic line [mm]	$r$	7.15
Longitudinal elasticity modulus of pipe [GPa]	$E$	206
Thickness of pipe [mm]	$\delta$	3.7
Mean flow rate [L/min]	$Q_m$	24.1
Differential pressure at valve [MPa]	$\Delta P$	9.8
Amplitude of source flow ripple [L/min]	$ Q_s $	0.75
Phase of source flow ripple [deg.]	$\angle Q_s$	-21.8
Amplitude of source impedance [ $\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$ ]	$ Z_s $	$1.43 \times 10^{10}$
Phase of source impedance [deg.]	$\angle Z_s$	-52.9
Volume for terminal impedance [ $\text{m}^3$ ]	$V$	$6.79 \times 10^{-4}$
Viscosity index of hydraulic oil	—	158

脈動の周波数を例えば  $f = 400 \text{ Hz}$ （外接ギヤポンプの回転速度  $N = 2000 \text{ min}^{-1}$ 、歯数  $z = 12$  枚）とした場合を考える。  $x = 0.523 \text{ m}$  および  $x = 0.174 \text{ m}$  における圧力振幅  $|p|$  の温度特性を図 3-4 に示す。なお、図中の凡例は 3.2.2 項に示した各終端条件を表す。図 3-4(a)の  $x = 0.523 \text{ m}$  では、どの終端条件においても負の勾配を有する温度特性となっている。一方、図 3-4(b)の  $x = 0.174 \text{ m}$  では、絞り端条件(ii)のみ、正の勾配となっている。  $x = 0.523 \text{ m}$  では油温の上昇とともに低下する傾向が得られた圧力脈動の振幅が、異なる位置  $x = 0.174 \text{ m}$  では反対に上昇する結果となっている。このことは、温度特性に関する空間依存性があることを示しており、次項以降では、この特性を検証するために各終端条件において圧力脈動の空間分布（以後、モード）を確認する。

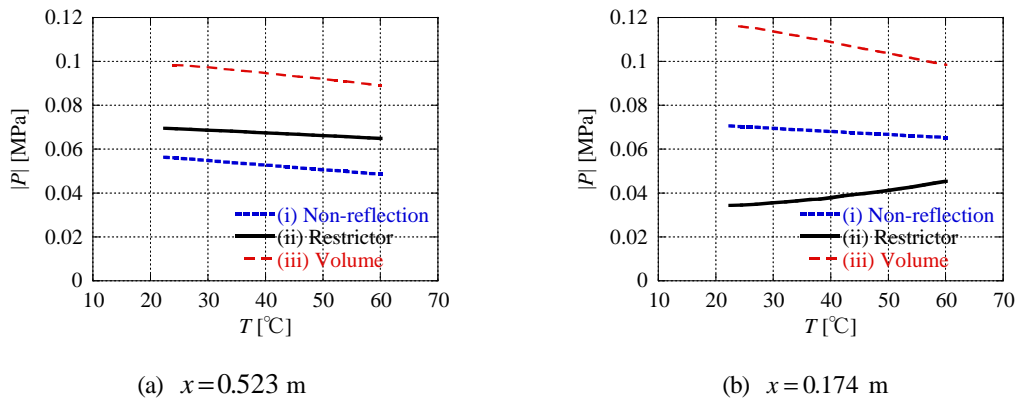


Fig. 3-4 Thermal behavior of pressure amplitude at each termination condition

### (a) 終端条件が無反射端の場合

ここでは、無反射端条件(i)の場合について考察する。圧力振幅 $|P|$ および管路の脈動伝達特性を示すインピーダンスの位相 $\angle Z$ のモードを図 3-5 に示す。図 3-5(a)の圧力振幅 $|P|$ は、管路始端部 $x=0$  m からの距離にともない直線的に減衰し、1 次関数形のモードとなっている。今回の管路長さ $x=1.163$  m の範囲においては、位置 $x$ によって温度特性の符号は正負逆転していないが、距離減衰の傾きが油温 $T$ によって異なっており、管路が長い場合には、各温度の圧力振幅線が交差し得る。したがって、圧力振幅 $|P|$ の温度特性には空間依存性が存在する。一方、図 3-5(b)のインピーダンスの位相 $\angle Z$ は、全ての位置 $x$ において $\angle Z=0$ となっており反射波が存在しないことがわかる。このようにインピーダンスの位相 $\angle Z$ が空間について変化しない状態でも、圧力振幅 $|P|$ の温度特性は、空間依存性を持つことがわかる。

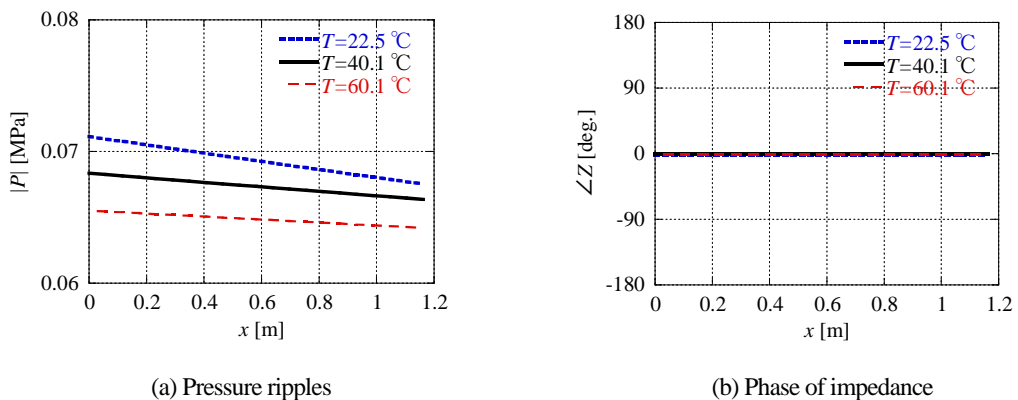


Fig. 3-5 Spatial mode in termination condition (i)

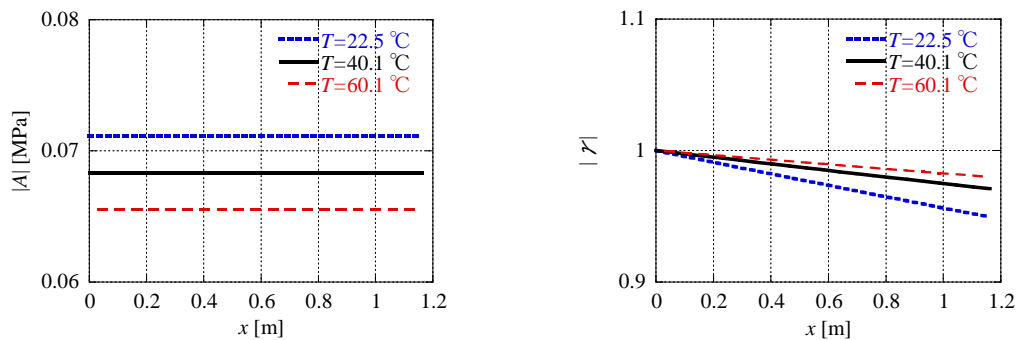
また、1次関数形となる圧力振幅 $|p|$ のモードについて、その切片および傾きの温度特性を考える。式(3-2), (3-3), (3-8)を無反射端条件式(3-9)の下で整理すると、次式のように、圧力脈動 $P$ は、振幅を表す複素係数 $A$ と無次元の複素係数 $\gamma$ の積で表わすことができる。

$$P = A\gamma \quad (3-12)$$

$$A = \frac{Z_s Z_c}{Z_s + Z_c} Q_s \quad (3-13)$$

$$\gamma = e^{-\frac{\xi}{c}x} \quad (3-14)$$

図 3-6 にそれら複素係数の振幅 $|A|$ および $|\gamma|$ のモードを示す。複素係数 $|A|$ は位置 $x$ に関して一定であるため、図 3-5(a)における切片、すなわち管路始端部 $x=0$ における圧力振幅 $|P_0|$ を決定することがわかる。本研究ではポンプの脈動特性（内部インピーダンス $Z_s$ 、流量脈動 $Q_s$ ）の経時変化は考えていないため、油温 $T$ の上昇にともない圧力振幅 $|P_0|$ が小さくなるのは、管路の特性インピーダンス $Z_c$ の温度変化に起因することが式(3-13)からわかる。一方、複素係数 $|\gamma|$ については、式(3-14)が示すとおり、距離減衰を示す関数となる。この距離減衰の度合い、すなわちモードの傾きについては、油温 $T$ の上昇にともなって小さくなっており、表 3-1 の計算条件では、 $T=22.5\text{ }^\circ\text{C}$  の場合は約 4.4 %/m 減衰するのに対し、 $T=60.1\text{ }^\circ\text{C}$  の場合は 1.7% /m 程度の減衰となる。実際の油圧システムにおいて、完全な無反射端条件(i)は存在しないが、終端インピーダンス $Z_T$ と管路の特性インピーダンス $Z_c$ の振幅比が小さい場合や、管路が長く反射波の影響が無視できる場合には、このような特性が現れると考えられる。



(a) Complex coefficient regarding amplitude

(b) Complex coefficient regarding attenuation

Fig. 3-6 Spatial mode of variables which constitute hydraulic pressure ripples in termination condition (i)

## (b) 終端条件が絞り端の場合

絞り端条件(ii)では、図 3-7(a)に示すように圧力振幅 $|P|$ は、終端が自由のモードとなる。また、油温 $T$ の上昇とともに脈動の波長が短くなっており、モードの温度変化が確認できる。これは、油温 $T$ の上昇とともに作動油中の音速 $c$ が低下するためである(図 3-3)。モードの温度変化によって、各油温における圧力振幅線が互いに交差し、交点付近( $x \approx 0.3$  m)を境にして温度特性に空間依存性が存在している。したがって、前述した二つの位置 $x = 0.523$  m と  $x = 0.174$  m で圧力振幅 $|P|$ の温度特性が異なる原因は、作動油中の音速 $c$ の温度変化であることがわかる。また、この空間依存性は、図 3-7(b)に示すインピーダンスの位相 $\angle Z$ の符号が反転する位置と対応しており、管路の脈動伝達特性として現れることがわかる。

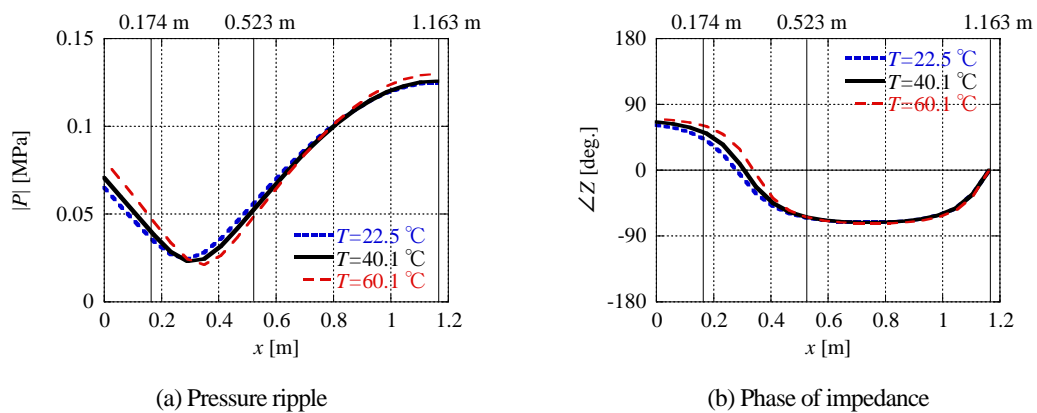


Fig. 3-7 Spatial mode in termination condition (ii)

また、管路内に反射波が存在する場合には油柱共鳴が生じるが、油温 $T$ の変化により油柱共鳴の状態も変化し、圧力振幅 $|P|$ が変化すると考えられる。脈動源を固定端と考え、次式に示すように脈動の波長 $\lambda$ と油路長さ $L_r$ との波長比 $\alpha$ を求めることで、各油温における油柱共鳴の状態を調べる。

$$\alpha = \frac{\lambda}{2L_r} \quad (3-15)$$

ここで、油路長さ $L_r$ は脈動源内部の油路を含める必要がある。複雑な脈動源内部の油路長さを一意に決定することは困難なため、周波数 $f$ に関する圧力振幅 $|P|$ の特性から振幅のピーク値に対応する周波数、すなわち共鳴周波数 $f_r$ を求め、次式によって油路長さ $L_r$ を求める。

$$L_r = \frac{mc}{2f_r} \quad (m=1, 2, \dots) \quad (3-16)$$

図 3-8(a)に圧力振幅 $|p|$ に関する周波数応答関数 (FRF) を示す. なお, 評価点は, モードにおける圧力振幅が最大となる終端, すなわちモードの腹部 $x=1.163$  m での値である. また一般に, FRF は起振力, この場合は脈動源の流量脈動 $Q_s$  で正規化することが多いが, 温度変化による圧力脈動の変化量がどの程度となるか確認するために正規化は施さず, 流量脈動 $Q_s$  を表 3-1 の値で統一している. 同図から油温 $T$ によって油柱共鳴周波数 $f_r$ が変化することがわかる.

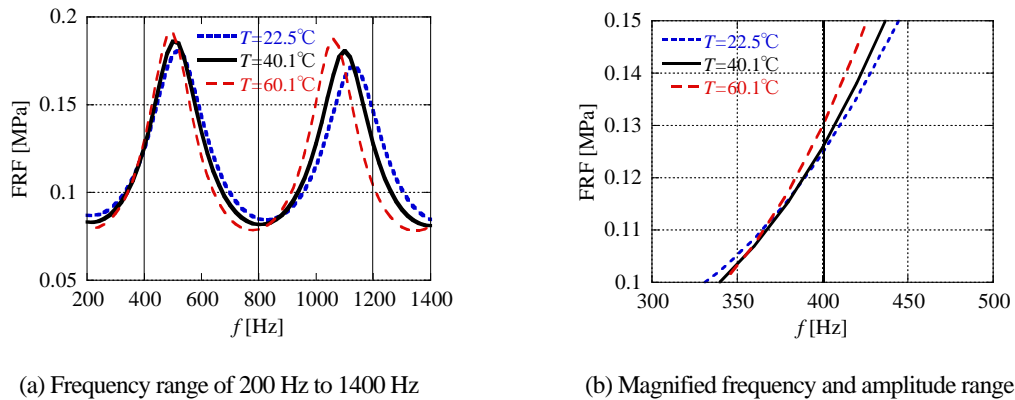


Fig. 3-8 Frequency response functions of pressure amplitude in termination condition (ii)

$f = 400$  Hz における波長比 $\alpha$ の計算結果を図 3-9 に示す. 同図より油温 $T$ の上昇とともに共鳴状態を表す $\alpha=1$ に近づく傾向にあることがわかる. したがって, 圧力振幅 $|p|$ は油温 $T$ とともに増大していくと考えられる. ここで, 図 3-8(a)の拡大図である図 3-8(b)にて圧力振幅 $|p|$ と油温 $T$ の関係を観察すると, 油温 $T$ が高い場合の振幅は, 低い場合の振幅よりも増大しており, 考察を裏付ける結果となっている. ただし, 図 3-8(a)における $f = 800$  Hz 付近のように, 油柱共鳴の周波数 $f_r$ から大きく離れた周波数領域において油柱共鳴の影響は小さくなるため, 圧力振幅 $|p|$ は必ずしも波長比 $\alpha$ には関係しない.

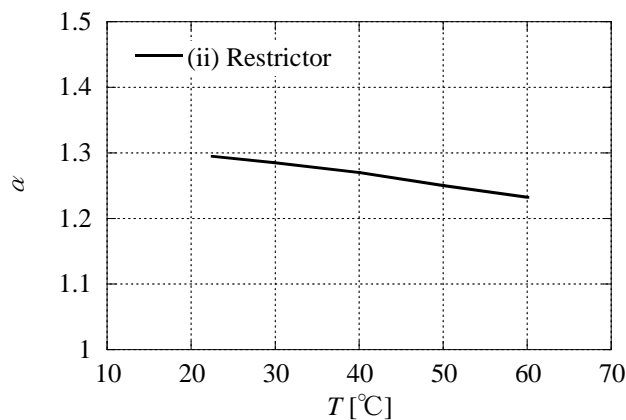


Fig. 3-9 Ratio of wavelength at 400 Hz to length of the hydraulic line

ここでは、温度変化による圧力脈動  $P$  の挙動を説明するために、便宜的に油圧ポンプの脈動の基本周波数である  $f = 400 \text{ Hz}$  に着目しているが、実際には各周波数によって圧力脈動  $P$  の挙動は異なる。例えば図 3-8(a)のように、 $f = 400 \text{ Hz}$  では圧力脈動の温度変化は小さいが、基本周波数の 3 次成分である  $f = 1200 \text{ Hz}$  を見ると、およそ  $40^\circ\text{C}$  の温度上昇で圧力振幅  $|P|$  は  $2/3$  程度まで低下しており、音源のエネルギーが  $2/3$  になることから  $20\log(2/3) = -3.5$  より、温度変化が影響する面積からの放射音は  $3.5 \text{ dB}$  程度低下し得ることがわかる。また同様に、人の可聴周波数域の全体にわたっては、圧力振幅  $|P|$  が大きく温度変化する周波数は数多く存在することになる。ただし、対象とする機械における騒音のオーバーオール値の変化量は、機械の構造系固有の周波数特性や圧力脈動  $P$  の温度変化が影響する面積によることは言うまでもなく、圧力脈動  $P$  を境界条件とする振動応答解析や音響解析を行うことで明らかとなる。

### (c) 終端条件が容量端の場合

容量端条件(iii)では、圧力振幅  $|P|$  は図 3-10(a)に示すとおり、終端が固定となるモードとなる。また、油温  $T$  の上昇とともに脈動の波長が短くなっており、モードの温度変化が確認できる。これは、絞り端条件(ii)の場合と同様に、作動油中の音速  $c$  の温度特性が原因と考えられる。

図 3-10(b)に示すインピーダンスの位相  $\angle Z$  は、位置  $x = 0.2 \text{ m}$  から  $x = 0.3 \text{ m}$  付近で符号の反転があることから、管路の脈動伝達特性としては、圧力振幅  $|P|$  の空間依存性を示唆している。しかしながら、位置  $x = 0.2 \text{ m}$  から  $x = 0.3 \text{ m}$  では圧力振幅  $|P|$  の温度変化が大きく、圧力振幅線が交差しない。これは、位置  $x = 0.2 \text{ m}$  から  $x = 0.3 \text{ m}$  が圧力振幅  $|P|$  のモードの腹部となっており、モードの腹部は油柱共鳴の影響が強いためである。一方、前節の絞り端条件(ii)の場合は、インピーダンスの位相  $\angle Z$  が符号反転する位置は、油柱共鳴の影響が強いモードの節部であるため、圧力振幅  $|P|$  の温度特性に空間依存性が現れる。

したがって、管路内に反射波によるモードが励起される場合には終端条件を問わず、インピーダンスの位相  $\angle Z$  が符号反転し、かつ圧力振幅  $|P|$  の温度変化が小さい位置、すなわちモードの節部となる位置において圧力振幅  $|P|$  の温度特性に空間依存性が現れることがわかる。

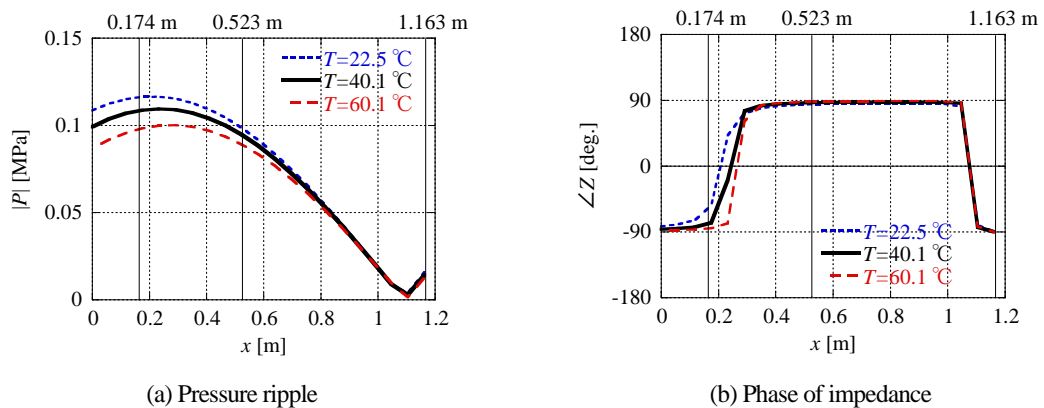


Fig. 3-10 Frequency characteristics of pressure amplitude in termination condition (iii)



### 3.3 実験による油圧管路内の圧力脈動の検証

#### 3.3.1 実験装置

本章では、絞り端条件(ii)に対応する実験を行い、前章での考察について検証する。図 3-11 に実験装置を示す。これは計算モデルに準拠しており、実験条件は前章の計算条件と同一である。

圧力脈動  $P$  の計測には、圧電式の圧力変換器を用い、その受圧面と管路の壁面が段差の無いように取り付けられている。油温  $T$  の計測は、圧力脈動  $P$  を計測する管路での計測が望ましいが、圧力脈動  $P$  の計測部に熱電対を挿入することで生じる流れの乱れを避けるために外接ギヤポンプの吸入口にて T 型熱電対による計測を行い、ポンプ出入り口での温度差については温度の変化に対する圧力脈動  $P$  の変化に主眼を置くため無視する。これによる影響を図 3-3 の音速  $c$  の温度特性から考察すると、ポンプ吸込み口での実測温度  $T$  を用いた計算結果と実験値での差異は無視できることがわかる。設定温度はヒートポンプ式の温度調節機により制御し、設定温度に対する誤差は  $0.3^{\circ}\text{C}$  以内で実験を行っている。

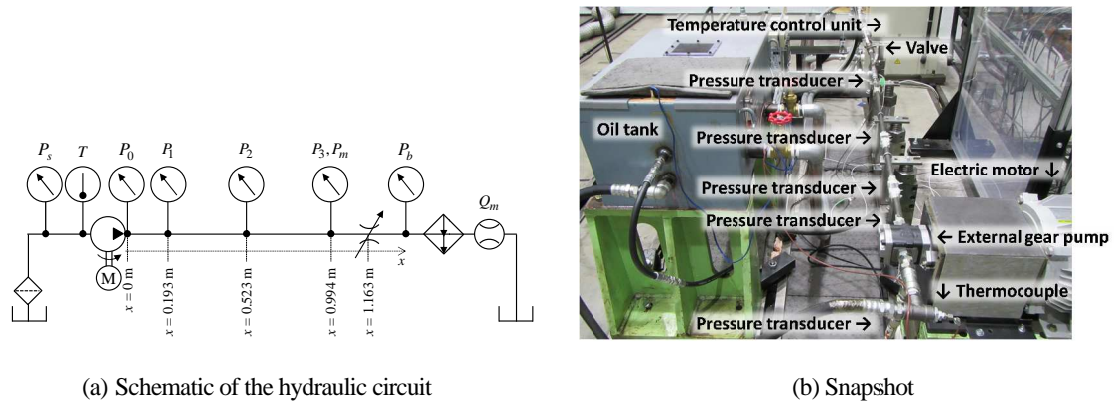


Fig. 3-11 Test rig for this study

一般に、管路内の圧力脈動  $P$  には脈動源の特性が含まれる。前章の計算では、表 3-1 のとおり脈動源の特性を一定として取り扱うため、管路内の脈動は脈動源の温度特性による影響を受けていないが、実験にはその影響が含まれる。したがって、ここでは脈動源の特性を除いた管路のみの脈動伝達特性を表すインピーダンス  $Z$  で評価する。なお、インピーダンス  $Z$  は、圧力脈動  $P$  を計測後、任意 2 点の圧力脈動  $P$  およびその 2 点間の伝達マトリクス要素から次式のように求められる。また、式(3-3)に示しているように、伝達マトリクス要素は音速  $c$  の関数であり、温度  $T$  の影響が考慮されていることがわかる。

$$Z_i = \frac{-T_{12}P_i}{P_{i+1} - T_{22}P_i} \quad (i=0) \quad (3-17)$$

$$Z_i = \frac{T_{12}P_i}{P_{i-1} - T_{11}P_i} \quad (i=1,2,3) \quad (3-18)$$

ここで、添え字  $i$  は圧力脈動  $P$  の計測位置を示す整数である。

### 3.3.2 実験結果

実験装置の脈動源は、歯数  $z=12$  の外接ギヤポンプである。回転速度を  $N=2000 \text{ min}^{-1}$  とし、脈動の基本次数成分を 3.2 節で評価した  $f=400 \text{ Hz}$  に調節している。

図 3-12 に結果の一例として、油温  $40.1 \text{ }^\circ\text{C}$  で測定したインピーダンスの位相  $\angle Z$  を示す。併記した計算結果とよく一致しており、圧力の計測位置  $x=0.193 \text{ m}$  と  $x=0.523 \text{ m}$  の間を境に、位相の符号が反転している。したがって、数学モデルによる検討で現れた  $x=0.3 \text{ m}$  付近を境にした温度特性の空間依存性が示唆されている。

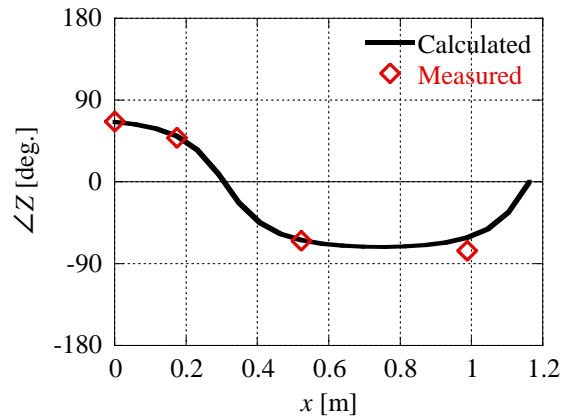


Fig. 3-12 Measured impedance at  $T = 40.1 \text{ }^\circ\text{C}$  and  $f = 400 \text{ Hz}$  in termination condition (ii)

図 3-13 は、インピーダンスの振幅  $|Z|$  の計算結果と実験結果の比較である。脈動源に近い位置ほど、計算結果と実験結果が良好に一致している。同図(d)の終端近傍での振幅  $|Z|$  については計算結果と実験結果に乖離が大きく、式(3-10)に示した絞り弁の数学モデルについて本油圧システムへの適用にあたっての妥当性検証などが今後の課題として残るが、温度特性は計算結果と実験結果で良く一致している。 $\angle Z > 0$  となる  $x=0 \text{ m}$  および  $x=0.193 \text{ m}$  は油温  $T$  に対して正の傾きを有し、 $\angle Z < 0$  となる  $x=0.523 \text{ m}$  および  $x=0.994 \text{ m}$  は負の傾きを有している。したがって、 $x=0.3 \text{ m}$  付近を境として、温度特性が正負反対となっており、3.2 節の計算による考察のとおり  $\angle Z$  が反転する位置を境に、温度特性の空間依存性が確認できる。

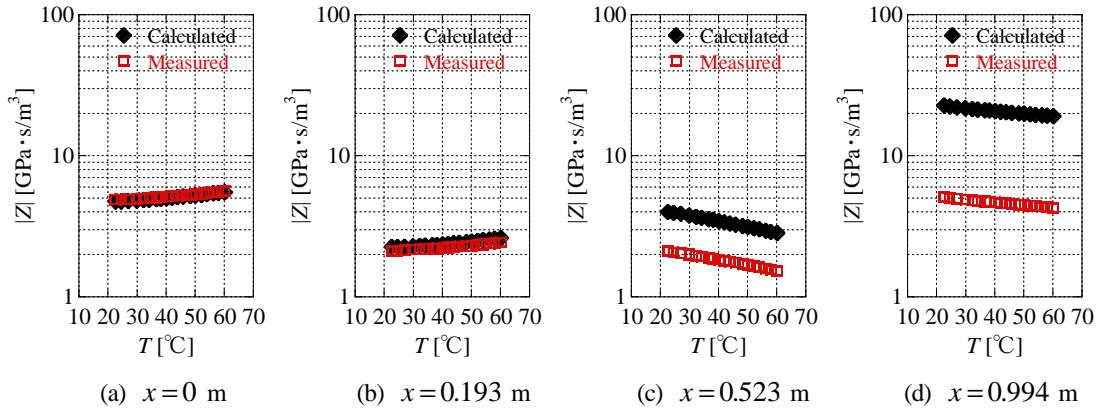


Fig. 3-13 Amplitude of impedance in termination condition (ii)

最後に、前章の計算による考察では、油温 $T$ の変化による油柱共鳴の状態を表す波長比 $\alpha$ と圧力振幅 $|P|$ の関係は、図 3-8(b)および図 3-9 から負の相関関係にあることがわかるが、これを実験によって検証する。

波長比 $\alpha$ と圧力振幅 $|P|$ から相関係数 $R$ を次式にて調べる。

$$R = \frac{\sum_{i=1}^{n_d} (\alpha_i - \alpha_a)(|P_i| - |P_a|)}{\sqrt{\left[ \sum_{i=1}^{n_d} (\alpha_i - \alpha_a)^2 \right] \left[ \sum_{i=1}^{n_d} (|P_i| - |P_a|)^2 \right]}} \quad (3-19)$$

$$\alpha_a = \frac{1}{n_d} \sum_{i=1}^{n_d} \alpha_i \quad (3-20)$$

$$|P_a| = \frac{1}{n_d} \sum_{i=1}^{n_d} |P_i| \quad (3-21)$$

ここで、 $n_d$ は油温 $T$ のデータの数であり、本報では油温 $T$ を 22.5°C, 29.8°C, 40.1°C, 50.1°C, 60.1°C と定めたため、 $n_d=5$ である。また、下付き添え字 $a$ は平均値を表す。なお、前述のとおり圧力振幅 $|P|$ の実験値は脈動源の特性を含むため、実験で得たインピーダンス $Z$ と同じ評価位置 $x$ における流量脈動 $Q$ の計算値を乗じることで、脈動源の特性を含まない圧力振幅 $|P|$ とする。評価位置 $x$ は、モードの腹部となる終端 $x=1.163$  m が理想的であるが、圧力変換器の設置の都合から $x=0.994$  m と定める。したがって、前章で説明したような油温変化によるモードの変化の影響を受けるが、図 3-7(a)のように、 $x=0.994$  m おける圧力振幅 $|P|$ は、 $x=1.163$  m と比較して大差ない。以上の方法により相関係数 $R$ を求めると、波長比 $\alpha$ と圧力

振幅 $|p|$ の関係は $R = -0.99$ と負の高相関となる。したがって、油温 $T$ の上昇にともなって波長比 $\alpha$ が小さくなり、 $\alpha = 1$ に接近するにしたがい、圧力振幅 $|p|$ は大きくなる。これは数学モデルによる考察を裏づける結果である。

### 3.4 結 言

本章では、定常運転状態における油圧システムにおいて、管路内に発生する圧力脈動が経時変化する現象に着目し、その要因の分析と特性の考察を行った。まず、四端子法を基礎とした圧力脈動の数学モデルに作動油中の音速の数学モデルを連立させて、音速変化を考慮した圧力脈動の定式化を行った。同式にて実稼働中に経時変化し得る変数、すなわち圧力脈動の経時変化の要因と挙動を考察した。

その結果、実稼働中の油圧システムにシステム外からの空気の入りがない場合には、経時変化の要因は、作動油の密度、混入空気の密度、大気圧下の作動油の体積弾性係数が温度変化するためであると結論づけた。さらに、これらの温度特性に依存する作動油中の音速の変化は、管路内の圧力脈動のモードや油柱共鳴の状態を変化させ、圧力脈動に経時変化を生じさせることを明らかにした。得られた詳細な知見は以下のとおりである。

- (1) 作動油中の音速の経時変化は、純作動油の断熱正接体積弾性係数と空気混入率の経時変化から実稼働時における作動油の断熱正接体積弾性係数の経時変化を求めることで得られ、実験結果と良好に一致する。
- (2) 管路の終端が無反射端に近い場合または管路が長く反射波が無視できる場合には、管路始端部の圧力脈動は、油温の上昇とともに小さくなる。また、圧力脈動は管路始端部からの距離に比例して減衰するが、その傾きは、油温の上昇にともなって小さくなる。
- (3) 上記(2)より、圧力脈動の温度特性は空間依存性を持ち得る。また、圧力脈動は、振幅を表す複素係数と距離減衰を表す無次元複素係数で表すことができ、振幅を表す複素係数は管路始端部における圧力脈動の温度特性を、距離減衰を表す複素係数は圧力脈動の距離減衰の温度特性を決定する。
- (4) 終端での反射波によるモードが励起される場合には、インピーダンスの位相が符号反転し、かつ圧力振幅の温度変化が小さい位置、すなわちモードの節部付近において圧力振幅の温度特性に空間依存性が現れる。これは、作動油中の音速の温度変化に起因する脈動の波長の変化が原因である。
- (5) 終端での反射波によるモードが励起される場合には、油柱共鳴の状態が油温によって変化し、圧力脈動に温度変化が現れる。これは、考察対象の脈動の波長と管路長さの比が、作動油中の音速の変化によって変化するためである。

# 4

## 半開放形スクロールケーシングを有する回転機械の騒音同定と制御

### 4.1 緒言

作業用車両における流体起因の音源に、送風システムがある。送風システムには、軸流ファンおよび熱交換器から構成される余剰熱の排出を目的とした冷却システムと、芝、穀物、夾雑物などの空気搬送を目的とした搬送システムがある。冷却システムは、乗用車両での研究例に加え、定置型の工業製品であるヒートポンプや電気製品での研究例が多数あり、作業用車両に応用されている。一方、搬送システムは、対象物に応じて様々なシステムが採用されており、静粛性に関する設計指針が乏しい。特に、欧米で広く普及しているローンモアは、芝や雑草の刈取りとその空気搬送のために回転運動するブレードが装備されているが、ブレードのチップ部の周速は 80 m/s 前後と非常に高く、空力音の寄与が高い。そこで本章では、ローンモアの空力音に着目し、低騒音設計に関する工学的知見を示す。

ローンモアは、芝や雑草の切断および空気搬送という基本機能を実現するために、回転運動するブレードが装備されている。ブレードは刈刃としての機能と動翼としての機能を担っており、回転速度の高速化により高性能化が可能である。しかしながら、後述するとおり回転体からの空力音は回転速度の約 6 乗に比例して音響パワーが増大するために、安易な高速化はできない。この空力と騒音の背反問題を解決するには、空気搬送に必要な風速の平均成分を確保しつつ、音源となる風速の変動成分を低減する必要がある。軸流送風機や遠心送風機などの一般的な回転機械では様々な研究が行われている。しかしながら、独特の形状である半開放形のスクロールケーシングとブレードから構成されるローンモアの送風システムでは、ケーシング内部の流動様式や騒音発生の機構に関する現象解明は乏しい。そこで本章では、実験による騒音の分析を行い、その特徴と関連する流体现象について実験と数値解析に

よる考察を行う。これにより同定された騒音の発生機構に基づいて騒音制御の指針を明示し、騒音低減効果を検証することで、作業用車両において空力音が顕著であるローンモアの静粛性向上に資する。

#### 4.1.1 空力音に関する基礎理論

流体の運動に起因する物体表面での圧力変動や流体の速度変動から生じる空力音は、複雑な流体運動を理解する必要性から音響学とは別に、専門的に取り扱われることが多い<sup>(63)-(65)</sup>。

基礎理論では、1900年代後半のジェットエンジンの騒音に関する研究から構築された Lighthill の理論<sup>(26),(27)</sup>が良く知られている。この理論の中で、Navier-Stokes 方程式は次式のように波動方程式と音源項に厳密に分離されており、空力音の伝ばと発生が説明できるようになっている。

$$\frac{\partial^2 \rho_a}{\partial t^2} - a \nabla^2 \rho_a = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (4-1)$$

$$T_{ij} = \rho_a u_i u_j + (p - a^2 \rho_a) \delta_{ij} + \mu_{ij} \quad (4-2)$$

ここで、 $\rho_a$ 、 $t$ 、 $a$ 、 $T_{ij}$ 、 $u$ 、 $p$ 、 $\delta_{ij}$ 、 $\mu_{ij}$  はそれぞれ、空気の密度、時間、空気中の音速、Lighthill 応力、流速、圧力、クロネッカのデルタ、粘性応力である。添え字  $i$ 、 $j$  は、それぞれ各方向の成分を示す。また、Lighthill は、噴き出し速度  $U$  のジェットから放射される音響パワーは  $U^8$  に比例することを次元解析によって示しており、速度の低減が空力音の低減に効果的であることを示している。また、Curle は、Lighthill の理論を発展させ、流れの中に固体壁が存在する場合について次式のように固体表面上の圧力変動が観測点での圧力になることを示している<sup>(28)</sup>。さらに、この音響パワーは  $U^6$  に比例することを示している。

$$p(\mathbf{x}, t) = -\frac{1}{4\pi a} \frac{x_i}{|\mathbf{x}|^2} \frac{\partial}{\partial t} \int_S P_{s-i} \left( \mathbf{y}, t - \frac{|\mathbf{x}|}{a} \right) n_i dS \quad (4-3)$$

ここで、 $\mathbf{x}$ 、 $P_{s-i}$ 、 $\mathbf{y}$ 、 $n_i$  はそれぞれ、観測点の位置ベクトル、境界面  $S$  上の圧力、音源の位置ベクトル、単位法線ベクトルである。しかしながら、Powell は、振動していない固体壁は音波にエネルギーを与えられず見かけの音源に過ぎないとし、流れによる渦こそが真の音源であることを Lighthill 方程式を適切な仮定のもとで変形することで、次のように示している<sup>(29)</sup>。

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \rho_a \nabla \cdot (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}) \quad (4-4)$$

ここで、 $\boldsymbol{\omega}$  は渦度ベクトル、 $\mathbf{u}$  は流速ベクトルである。さらに Howe は、Powell の理論を発展させ、音の波長に対して観測点  $\mathbf{x}$  が音源  $\mathbf{y}$  から十分離れている場合に限定し、グリーンの公式から観測点の圧力と渦度ベクトルの関係性を次のように示している<sup>(30)</sup>。

$$p(\mathbf{x}, t) = -\frac{\rho_a}{4\pi a} \frac{x_i}{|\mathbf{x}|^2} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}) \left( \mathbf{y}, t - \frac{|\mathbf{x}|}{a} \right) \cdot \nabla Y_i dy \quad (4-5)$$

ここで、 $Y_i$  は  $i$  方向に単位速度を持つ理想流体中に置かれた静止物体周りの速度ポテンシャルである。Curle の式と Howe の式はいずれも、流体運動に起因する音圧に関する式であるが、Curle の式は固体表面の圧力が変数であるのに対して、Howe の式では速度が変数となっている。したがって、Curle の式では、実験によって音源と考えられる固体表面の圧力を計測し、面積分することで観測点の圧力が求められる<sup>(66)</sup>。一方、Howe の式では、空間中の速度分布が必要であり、観測点の音圧を求めることは容易でないが、音の発生がどのような流れに起因しているかを考察するのに有効である。また、移動する固体壁から生じる空力音については、Ffocus Williams-Hokings<sup>(32)</sup>や Lawson<sup>(31)</sup>らの理論が良く知られており、移動する固体では、Curle 理論で示されている固体壁面上に作用する圧力に起因した空力音と移動する固体壁のマッハ数の時間変化に起因した空力音が現れることが示されている。これらの理論は、ファンなどの回転機械から生じる空力音の研究に応用されている。

#### 4.1.2 空力音理論の応用研究

本章では、作業用車両を対象としていることから、マッハ数が 0.3 以下の流れ場、すなわち非圧縮性の流れ場に関する空力音について着目する。

比較的単純な流れ場から生じる空力音として、一様流中の柱から生じるエオルス音に関する研究が基礎研究として知られている。この研究については、藤田が Strouhal による 1878 年の研究や Rayleigh の著書である "The Theory of sound" 中での記述について解説を行うとともに、 $Re$  数に応じたカルマン渦の構造と空力音の関係性に関する研究について整理している<sup>(67)</sup>。飯田らは、カルマン渦のスパン方向の相関長とエオルス音を実験によって求め、 $10^3 < Re < 10^5$  の範囲で  $Re$  数と相関長の関係性を示している<sup>(68),(69)</sup>。さらに、実験によって求めた柱の表面圧力変動と相関長を考慮すると、Curle 理論に基づいた空力音は計測された空力音と一致することを示している。高石らは、Howe の理論を円柱からの空力音に適用し、 $i$  方向に単位速度を持つ理想流体中に置かれた静止物体周りの速度ポテンシャル  $Y_i$  を用いた場合と、Curle の理論である物体表面の圧力変動を用いた場合を比較し、数値計算の領域外の渦の影響を適切に取り扱えば両者は一致することを確認している<sup>(70)</sup>。

流れ場の情報から空力音を求めている藤田，飯田，高石らのアプローチは，分離解法と呼ばれている．一方，流れ場と空力音を区別せずに求める方法として，高次精度スキームの数値解析によって Navier-Stokes 方程式や連続の式を解く方法や分子気体力学で用いられるボルツマン方程式に類似の基礎方程式を解く格子ボルツマン法があり，これらは直接解法と呼ばれている(71)．直接解法の優位性は言うまでもないが，空力に対して微小な圧力変動である音波を求めるには，数値計算における位相誤差や散逸誤差を最小化できる数値計算スキームが求められる．

以上のとおり，空力音と流体運動との関係は理論的に示されているし，数値計算をはじめとして流体運動を把握する方法も実用化の段階になっている．本研究に関連する車両における空力音については，次のように大別できる．

- (i) 自走による車体から生じる空力音<sup>(72)</sup>
- (ii) 内燃機関の排気システムから生じる空力音<sup>(73),(74)</sup>
- (iii) 冷却システムの送風機から生じる空力音<sup>(75)-(79)</sup>
- (iv) 農業用の車両における作業機から生じる空力音<sup>(87)</sup>

図 4-1 は，トラクターにおける上記(ii)～(iv)の空力音の発生場所を示している．(i)自走による空力音は，作業用車両では高速移動をとまなわないために寄与が低く，問題となることはない．排気尾管からの空力音である(ii)は，乗用車両と作業用車両では現象に差異はなく乗用車両での研究成果が応用できるうえ，Lighthill や Curle の次元解析から排気尾管からの噴流の流速を低減すれば良いことが知られており，適切に設計をすれば問題とはならない．(iii)は，エンジンルームの冷却用ファンに関する研究が 1990 年頃から実施されている．(iv)農業用車両の作業機から生じる空力音として代表的であるローンモアの騒音に着目すると，半開放形のスクロールケーシングからなる独特な流動様式を CFD により可視化した研究が行われているものの，空力音の発生メカニズムについて考察した研究例は見当たらない．そこで本章では，低騒音化のための設計資料が乏しいローンモアの空力音に着目する．





Fig. 4-1 Flow induced noise emitted from a tractor

## 4.2 研究の対象

本章で対象とするローンモアを図 4-2 に示す。このローンモアは、ウォークビハインドタイプと呼ばれ、ガソリンエンジン駆動で自走を行うが、運転者が車両の背後から歩行し舵取りを必要とする種類である。欧米ではホームセンターなどで販売されている量販機である。住宅や学校などで使用されることから静粛性が求められており、EU 諸国では EC 指令で定められた音響パワーレベルを超過する場合には流通が制限されている。



Fig. 4-2 Object of the study: walk behind type lawn mower

図 4-3 は、研究対象機の構成要素である半開放形スクロールケーシングとブレードの形状を示している。ケーシングは遠心送風機のようなスクロール形状から成るが、地面側に壁面は無く半開放状態である。ケーシングは地面から数十ミリメートル程度の高さに保持され、空気の流入はスクロール半径方向に位置する地面との隙間からとなる。ブレードにはキャン

バーが設けられており，原動機の出力軸の回転運動により鉛直下向きの揚力が作用する．ブレードはケーシングに覆われ，内部流れが形成される．ブレードにより切断した植物を空気搬送する必要があるために，高い圧力流量特性が求められている．本研究では，ブレードの直径  $D_b = 0.53 \text{ m}$ ，ブレード数 2 のブレードを用いている．ローンモアが定格運転時のブレード半径方向の端部，すなわちチップ部でのマッハ数は 0.22 であり，流れは非圧縮性として取り扱うことができる．

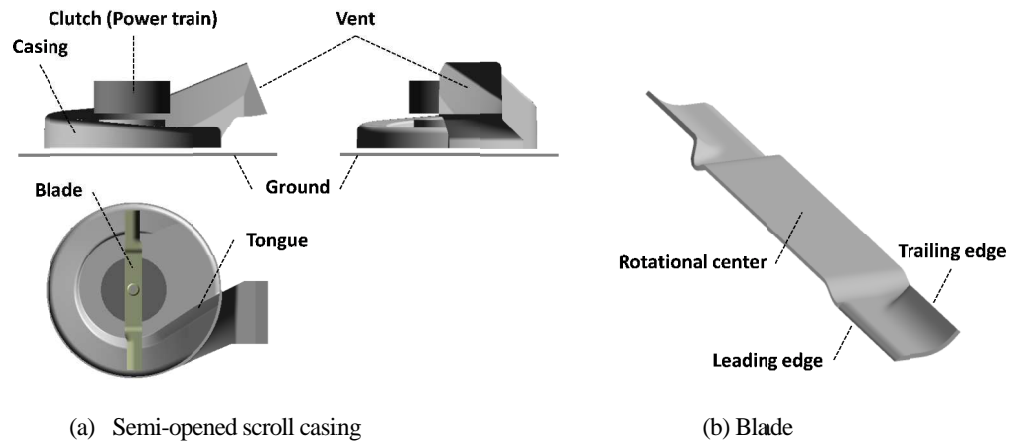


Fig. 4-3 Shape of each component of the lawn mower

### 4.3 実験装置および実験方法

#### 4.3.1 音圧の計測

音圧の計測は，半無響室に人工芝を敷いて行う．計測点は，EC 指令で定められた音響パワーレベルの計測方法に準拠し，ブレードの回転中心から半径 4 m の半球面上の 6 点と定める．加えて，運転者の耳位置を想定したブレードの回転中心から車両の後方 1 m，高さ 1.5 m 位置を計測点に定める．

各計測点における近距離場音，すなわち空力的圧力変動である疑似音の影響を次式にて表される遠距離場音圧と近距離場音圧の比  $\eta$  によって評価する<sup>(80)</sup>．

$$\eta = 20 \log \left( \frac{2\pi r_a}{a} \right) \quad (4-6)$$

ここで， $r_a$  は音源からの距離である．ブレードの回転に起因する基本周波数成分  $f_1 = 93 \text{ Hz}$  において，EC 指令に準拠した計測点では  $\eta = 16.7 \text{ dB}$ ，運転者の耳位置では  $\eta = 9.7 \text{ dB}$  であることから本計測点では疑似音の影響は無視でき，空力音を計測可能であることがわかる．

### 4.3.2 ブレードおよびケーシング表面の圧力変動の計測

図 4-4 に計測システムを示す。ブレード表面およびケーシング内面における圧力変動の計測には、半導体圧力変換器を用いる。半導体圧力変換器は、切削加工したブレードおよびケーシングに埋め込み、段差無きよう高さを調整している。また、切削加工後の隙間は、熱可塑性の工業用粘土で処理している。回転運動するブレードの表面圧力の信号は、スリップリングを介して直流アンプに取り込み、増幅ののち収録装置に取り込む。回転運動するブレードの位置は、レーザ変位計を用いて計測し、半導体圧力変換器の信号と同期させて収録する。

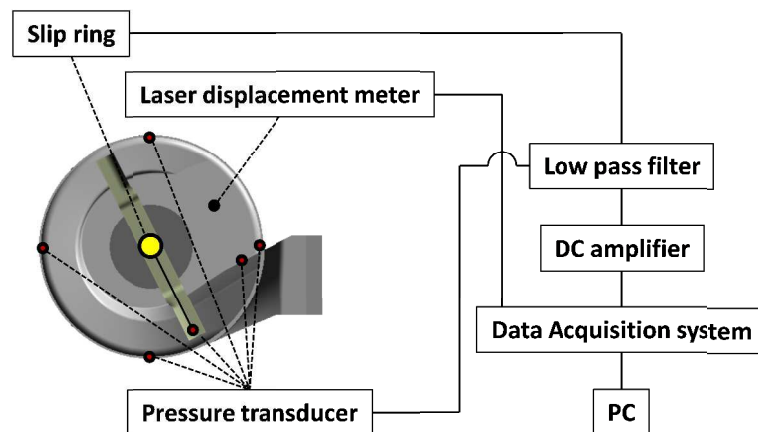


Fig. 4-4 Measurement system for pressure fluctuation

### 4.3.3 圧力流量特性の計測

圧力流量特性の計測は、図 4-5 に示すようにケーシングの排気口に長さ約 1.5 m のダクトを設置し、ダクトに設けた金網の開口率により圧力負荷の調節を行う。空気の流量は、ダクト出口に設けたピトー管で風速を計測し、ダクト面積を乗じて得る。なお、ダクト内での風速の偏りは、金網による整流効果と 1.5 m の計測用ダクトにより無視できる。

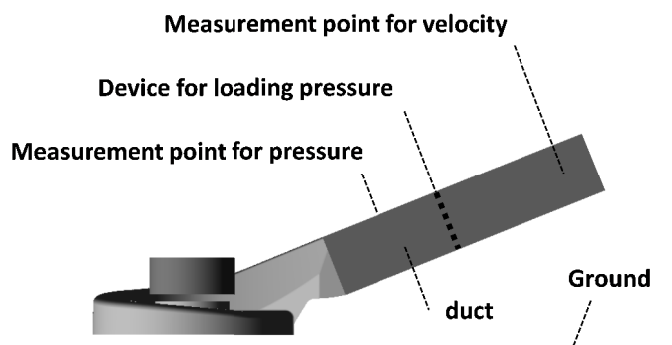


Fig. 4-5 Test rig for pressure-flow rate characteristic of the lawn mower

#### 4.3.4 ブレード周囲の流れの可視化実験

ブレード周囲の流れ場を詳細に把握するために、図 4-6 に示すゲッチング型（Göttinger）の風洞にてスモークワイヤ法によって可視化する。なお、表 4-1 の実験条件に示すとおり、本実験では、風洞の最大風量の制約からチップ部での定格回転速度の約 1/2 に相当する風速約 30 m/s で撮影を行っている。

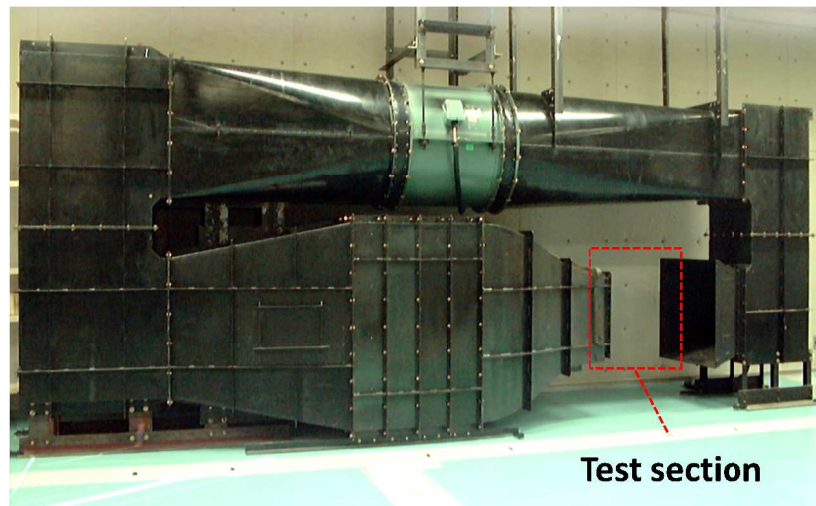


Fig. 4-6 Wind tunnel for visualization of flow around the blades

Table 4-1 Testing conditions

Area of test section	0.25 m <sup>2</sup>
Velocity	30 m/s
Frame rate of camera	1000 s <sup>-1</sup>

### 4.4 音圧および固体表面の圧力変動の実験結果および考察

#### 4.4.1 音圧の実験結果および考察

EC 指令に準拠した計測点 6 点平均の音の強さとブレードの回転速度の関係を図 4-7 に示す。ブレードの回転運動による音の強さ  $I$  が回転速度  $N$  の 5.5 乗に比例している。また、ブレードを取り外した状態では、音の強さ  $I$  は回転速度  $N$  の 2.7 乗に比例している。Lighthill, Curle は、空力音の強さ  $I$  は湧き出し音源について流速の 4 乗、固体表面の圧力変動に起因する音源について流速の 6 乗、乱流の内部応力に起因する音源について流速の 8 乗に比例することを示しており、ローンモアの支配的な音は、エンジンシステムからの音ではなく空力音であり、固体表面の圧力変動に起因していることがわかる。

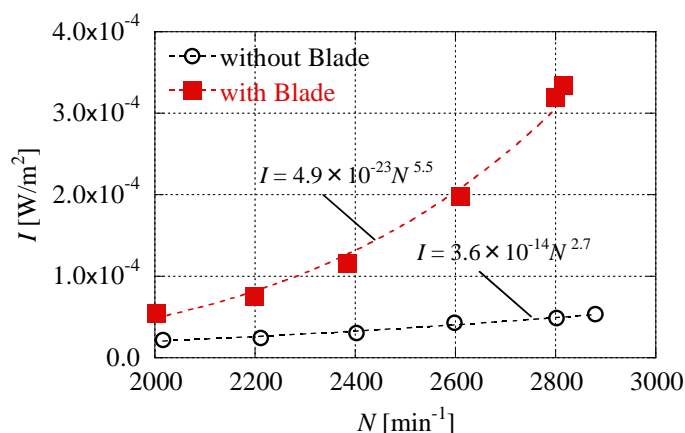


Fig. 4-7 Acoustic power of the lawn mower

つぎに、音圧の周波数を分析し、寄与が高い周波数帯を特定する。図 4-8 は、ブレードの定格回転速度 2800 min<sup>-1</sup> 時における運転者耳位置の A 特性音圧レベル、すなわち騒音レベルである。図 4-8(a)は FFT 変換した結果、図 4-8(b)は 1/3 オクターブフィルタによる処理結果である。ブレードの翼数と回転速度に起因する調和成分、すなわちブレード通過周波数 (BPF : Blade Passing Frequency) 成分が顕著であることがわかる。また、800 Hz 帯域以上の高周波数帯は広帯域周波数 (BBF : Broad Band Frequency) 成分の寄与が大きい。したがって騒音低減には、音源となっている固体の表面圧力における周期的成分 BPF と広帯域成分 BBF の原因を明らかにする必要がある。

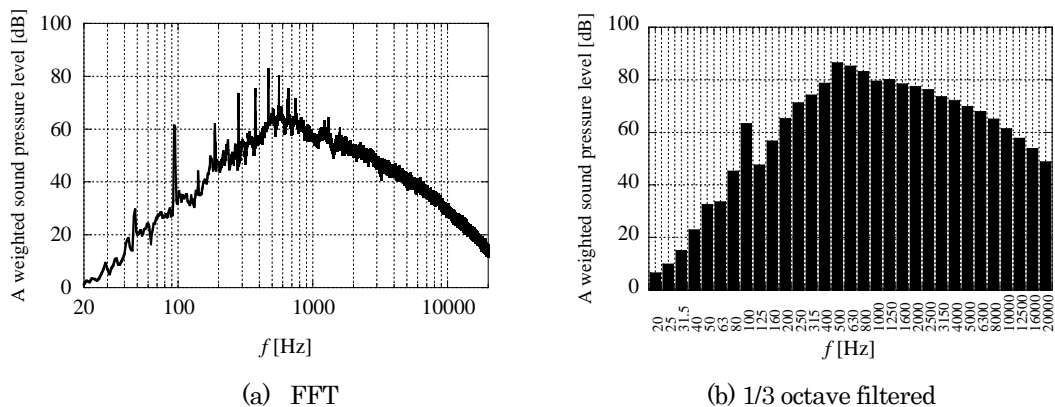


Fig. 4-8 Frequency characteristic of noise emitted from the lawn mower

#### 4.4.2 固体表面の圧力変動の実験結果および考察

ブレード表面の圧力変動レベルとその計測点を図 4-9(a)に示す。なお、計測点の半径方向位置はブレード端から 4 mm である。ブレードの負圧面側の圧力変動が正圧面側よりも総じて高く、特に前縁近傍 (S1) および曲部 (S4) において高い。これら 2 ヶ所における圧力変動の 1/3 オクターブ周波数分析の結果を図 4-9(b)に示す。ブレード一翼あたりの回転基本次数成分である 50 Hz 帯が最も高く、ブレードの 1 回転を 1 周期とする現象が BPF 成分に起因していると考えられる。一方、BBF 成分が支配的となる 1250 Hz 帯以上の高周波数帯においては曲部 (S4) の圧力変動が高く、負圧面剥離による渦構造が BBF 成分を発生していると考えられる。

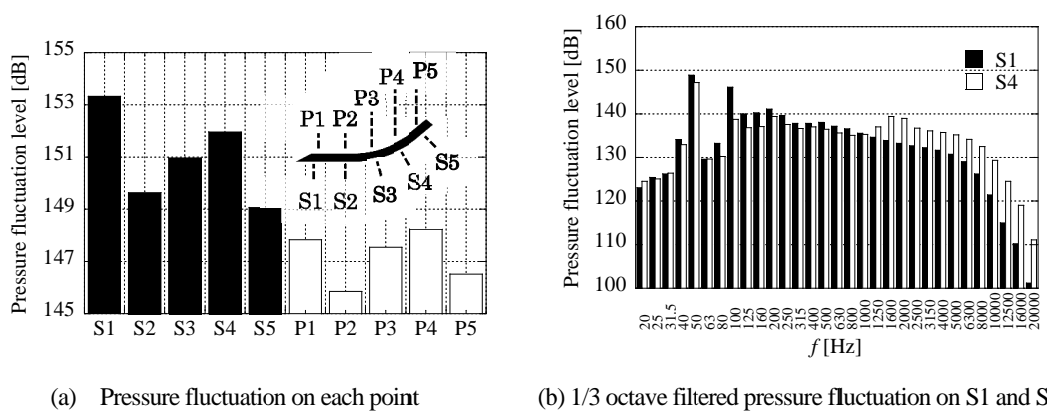


Fig. 4-9 Pressure fluctuation on the blade

つぎに、ブレード負圧面側の前縁近傍 (S1) およびケーシング舌部における表面圧力の時刻歴を図 4-10 に示す。縦軸は、チップ部の周速相当の動圧で除した圧力係数とし、横軸は基準位置に対するブレード位置の位相としている。ケーシング舌部の圧力変動が周期的にピークとなる位相 0.4 rad, 3.9 rad, 7.1 rad, 10.2 rad において、すなわちブレードがケーシング舌部を通過するタイミングにおいて、ブレードの表面圧力は正圧から負圧へと急激に変化し、1 回転を 1 周期とする圧力変動が発生している。圧力波形が三角波状となっていることから高調波成分を含むこともわかる。一方、ケーシング舌部付近の表面圧力は、ブレードの接近にともなう 1 回転を 2 周期とする変動が顕著であり、パルス状の波形であるため高調波成分を多く含んでいる。

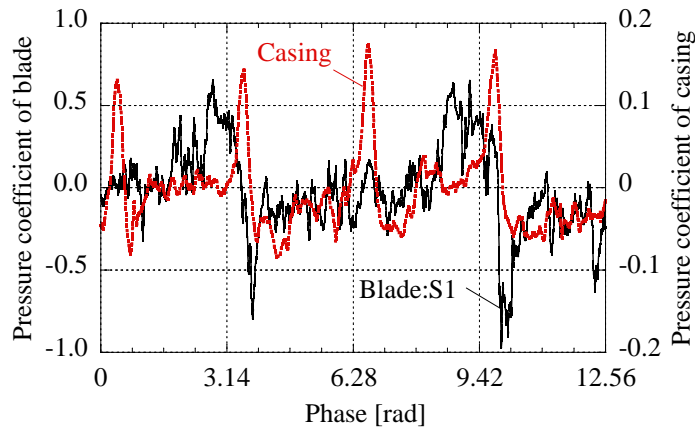


Fig. 4-10 Time history of pressure in two cycle of the blade rotation

## 4.5 CFD による流動様式と音源の考察

### 4.5.1 数値計算モデルと境界条件

CFD は有限体積法の商業ソルバーである FLUENT にて LES (Large Eddy Simulation)を行う。なお、乱流モデルはダイナミックスマゴリンスキーモデルである。圧縮性については非圧縮性として取り扱い、流速と圧力の連成には SIMPLE 法を用いる。時間積分は陰的に 2 次精度で実施している。計算格子はブレード近傍に 6 面体のプリズム格子、その他は 4 面体格子を用いる。ただしプリズム格子と 4 面体格子の間はピラミッド状の格子で接続している。ブレードの回転運動の取り扱いはスライディングメッシュ法である。ローンモア周囲に直方体の計算境界を設け、ローンモアの進行方向前方の境界面は、法線方向にローンモアの走行速度に相当する 1 m/s の速度境界とする。地面に相当するローンモア下方の境界面は、ノンスリップ壁面条件とし、その他の境界 4 面は大気圧相当の圧力境界としている。全ての壁面近傍には壁関数を適用している。総格子数は約  $1.2 \times 10^6$  である。

### 4.5.2 計算結果および考察

まず、流れ場を巨視的に観察する。図 4-11 に流線のスナップショットを示す。底面図におけるブレードの回転方向は反時計回りであり、周囲の空気はケーシングと地面の間（以後、吸気部）からケーシング内部へ流入し、スクロール方向に沿って回流した後、図中右方向に設けられた排出口から流出している。舌部において分流があり、排出口から流出しなかった流れは再回流している。流れがブレード回転軸に対して半径方向、すなわち遠心方向に移動していることから、本半開放形のケーシングは遠心送風機のケーシングに類似した機能を担っている。しかしながら、吸気が軸方向からではなく半径方向からとなる点が典型的な遠心送風機と異なっている。ブレードの回転方向前方、すなわち正圧面では昇圧作用によりスク

ロール半径方向に遠心力が作用し、吸気部からケーシング外への流出が発生している。一方、ブレードの通過後は負圧となり流入が発生している。これを静止系の定点から観察した場合、ブレード数が2枚であることから1回転を2周期とする吸気および排気の交替、換言すると圧力変動が発生することとなり、回転音が生じる。

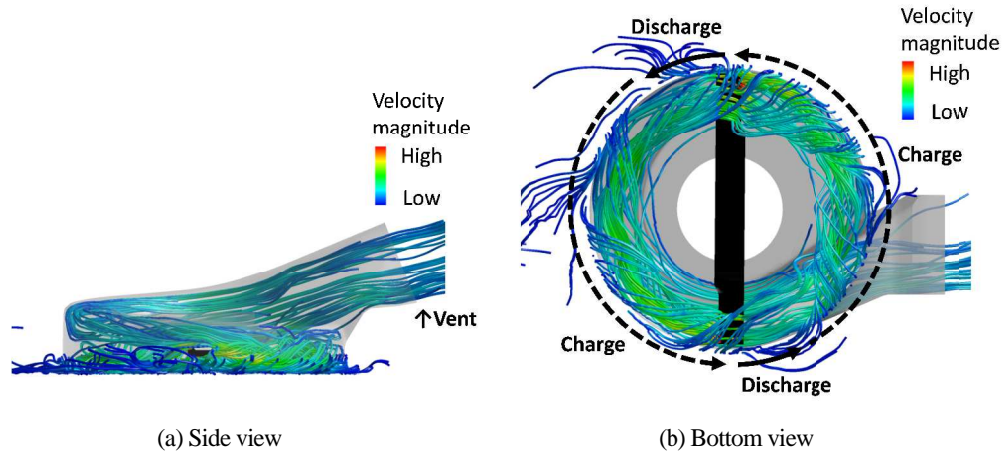


Fig. 4-11 Instantaneous stream lines in the lawn mower

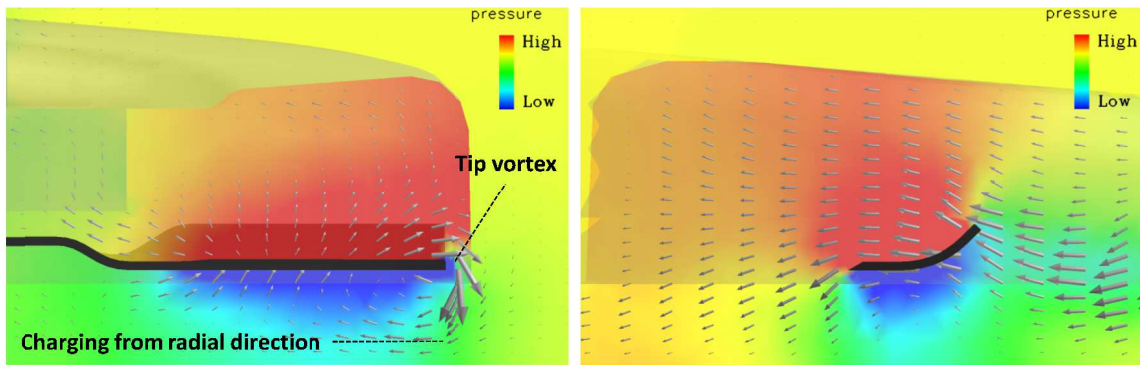
つぎに、ブレード近傍の流れに着目する。図 4-12 は静止系基準の流速ベクトルと圧力のコンターを示している。ブレードのキャンバーによる鉛直方向の揚力が流れの駆動源となっており、その働きは軸流送風機の動翼と類似している。しかしながら、地面が存在するために同図(b)の側面図のように鉛直速度成分は比較的低く、ブレード回転方向の速度成分と同図(a)の前面図のように半径方向の速度成分が高いことがわかる。また、ブレードの正圧面側（図中の上方）にはケーシングが存在するため、ブレードから運動エネルギーを得た流れは鉛直上方向が拘束されており、前面図に示したように自由度がある半径方向に移動しながらスクロールに沿って回流する。前述したとおり、半径方向には吸気部が存在するため、吸気部で定点観測した場合、ブレードが遠方にある時は吸気、接近時は排気が行われる。この非定常性は、マッハ数の時間変化になるが、回転運動する固体から生じる遠距離場音圧の次式<sup>(31)</sup>、右辺第2項に該当する回転音の音源として作用していると考えられる。

$$p(x,t) = \frac{x_i - y_i}{4\pi a_0 r_a^2 (1 - M_r)^2} \left( \frac{\partial F_{r-i}}{\partial t} + \frac{F_{r-i}}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right) \quad (4-7)$$

$$M_r = \frac{\mathbf{M}(\mathbf{x} - \mathbf{y})}{r_a} \quad (4-8)$$

ここで、 $F_{r-i}$  は回転体に働く力、 $M_r$  は観測点向きの移動音源のマッハ数、 $\mathbf{x}$  は観測点の座標、 $\mathbf{y}$  は音源の座標、 $\mathbf{M}$  は移動音源のマッハ数ベクトルである。





(a) Front view (b) Side view

Fig. 4-12 Velocity vectors and pressure contours around the blade

排出口への流れと再回流を分岐している舌部近傍の流れに着目する。図 4-13 は、ブレードが舌部を通過する前後における表面圧力の計算結果である。このタイミングにおいて急激な圧力変化が発生していることがわかる。舌部では流路の断面積が急減少する構造であるため、図 4-10 に観測された 1 回転 1 周期の圧力変動は、いわゆる干渉圧であることがわかる。干渉圧は式(4-7)の右辺第 1 項の物体に作用する力の時間変化に相当し、干渉音の音源として作用する。

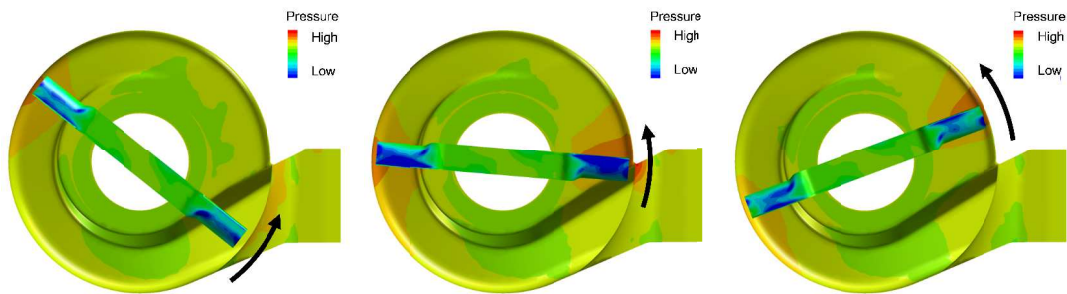


Fig. 4-13 Pressure at passing through the tongue (Bottom view)

ここで、回転音と干渉音の寄与を調べるため、図 4-9(a)に示したブレード表面 10 点の圧力  $P_{s\_i}$  から抗力と揚力を求め、式(4-7)の右辺第 1 項成分と第 2 項成分それぞれの音圧を求める。なお、式(4-7)は自由音場を想定したものであるが、回転音と干渉音のレベル差を定性的に調べることに主眼を置き適用している。図 4-14 にブレード 1 枚あたりから発生する音圧を示す。回転音、干渉音ともに揚力起因の音圧が高い。揚力起因の回転音と干渉音を比較すると後者が 2 桁程度高く、回転音は無視できる。また、干渉音は式(4-7)第 1 項が時間微分項であるため、高周波帯ほど顕著化することがわかる。

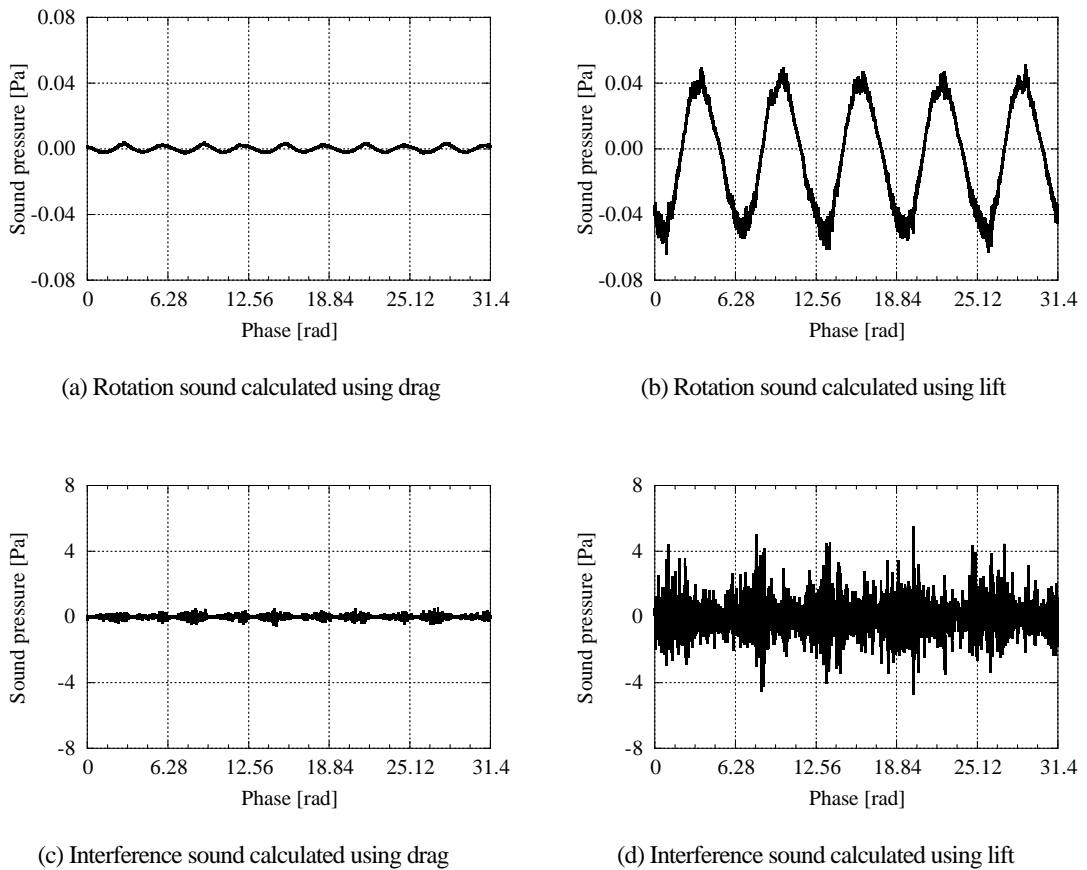


Fig. 4-14 Sound pressure calculated using surface pressure on the blade

BBF 成分の原因である様々なスケールからなる渦構造に着目する。Powell<sup>(29)</sup>によると次式のとおり、渦度ベクトル $\boldsymbol{\omega}$ と流速ベクトル $\mathbf{u}$ の外積の湧き出しが波動方程式における音源項となることを示している。

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \rho_a \nabla \cdot (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}) \quad (4-9)$$

図 4-15(a)および(b)は、式(4-9)の右辺、すなわち音源項の等値面を示している。ブレードのスペン方向の渦は渦糸の方向と主流方向（回転方向）が直交しているため音源項が大きくなるが、特に前縁部 S1, P1 と曲部 S4, P4 において顕著である。正圧面側の曲部付近 P4 が高くなっている理由は、主流が前縁付近から後縁付近へ直線的に流れるために発生する渦、つまりブレードのキャンバーの大きさに起因した正圧面剥離のためである。一方、チップ部においては、ブレードの正圧面側から負圧面側への半径方向の漏れ流れに起因する渦による音源項が確認できる。一般的な軸流送風機における設計点付近ではチップ部の音源項が顕著になるのに対して<sup>(81)</sup>、本ブレードでは前縁および曲部付近が比較的顕著である。チップ部の渦構造は渦糸の方向と主流方向が比較的平行であり、コルクスクリュー状の縦渦構造を形成して

いる。したがって、次式に示す渦度ベクトル $\omega$ と流速ベクトル $\mathbf{u}$ の内積から成るヘリシティ $h$ は、図4-15(c)および(d)に示すとおりチップ部において相対的に顕著となっている。

$$h = \omega \cdot \mathbf{u} \quad (4-10)$$

しかしながら、音源項については、キャンバーおよび迎角が大きいことと、剥離渦のスパン方向と主流方向が直交していることにより、前縁部および曲部が相対的に顕著化することがわかる。これらのことからBBF成分を発生していると考えられる渦構造に着目した場合には、ブレード前縁と曲部における剥離渦の制御と、ブレードのスパン方向と主流方向の直交性を回避することが有効であると考えられる。

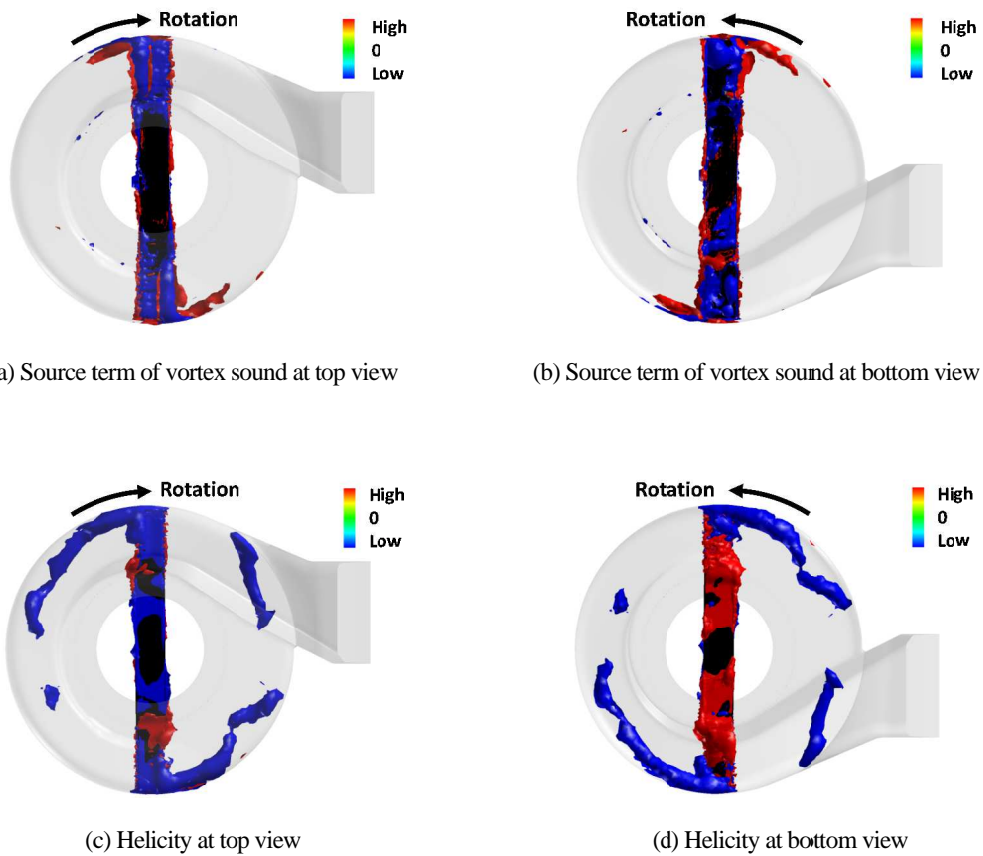


Fig. 4-15 Vortex sound source and helicity radiated from the blade

## 4.6 空力音の制御

### 4.6.1 空力音の制御方策

空力音の主たる原因および対策を表 4-2 のとおり整理する。BPF 成分に支配的な干渉音と BBF 成分に支配的な渦音の両方について、ブレードの正負圧面の差圧低減が空力音制御に有効と考え、キャンバーを低減する。ブレードの前縁部の高さ位置と姿勢はブレード摩耗時における刈り高さ維持の必要性から設計変更しないため、キャンバーの低減により副次的にブレードの迎角が低減している。これらの設計変更は動翼機能が低下するため、コード長を延長し、揚力の有効面積を拡大することで空力を補う。さらに、形状を前進翼化して発生する渦のスパン方向と主流方向の直交性を低減する。この前進翼化は、一般的な軸流ファンで行われている翼端渦の付着による剥離防止<sup>(82)</sup>とは意図が異なる。ケーシングの設計変更としては、干渉圧の低減のためにケーシング高さを延長し、ブレードと舌部の距離を拡大する。

Table 4-2 Identified noise sources and means of noise control

Noise Type	Location	Cause of noise	Target for noise reduction	Means
Interference sound (BPF)	Blade and tongue	Sudden change of section area	differential pressure on blade	Reduction of camber
〃	〃	〃	Pressure around tongue	Extension of casing height
Vortex sound (BBF)	Leading edge of blade	Separation vortex	Separation	Reduction of camber
〃	〃	〃	〃	Low attack angle
〃	〃	〃	Orthogonality between vorticity vector and flow direction	Forward swept wing
〃	Bending portion on blade	Separation vortex	Separation	Reduction of camber
〃	〃	〃	〃	Low attack angle

### 4.6.2 効果の確認

図 4-16 は、設計変更前後のブレードと、スモークワイヤ法による各ブレード周り（チップ部近傍）の流れの可視化結果を示している。形状変更したブレードは、前縁剥離や曲部での剥離が抑制されており、乱れに起因する BBF 成分が低減していると考えられる。また、後縁の剥離渦構造が小さくなっているため、通過したブレードが発生する乱れに次のブレードが突入することで発生する空力音も低減している可能性がある。

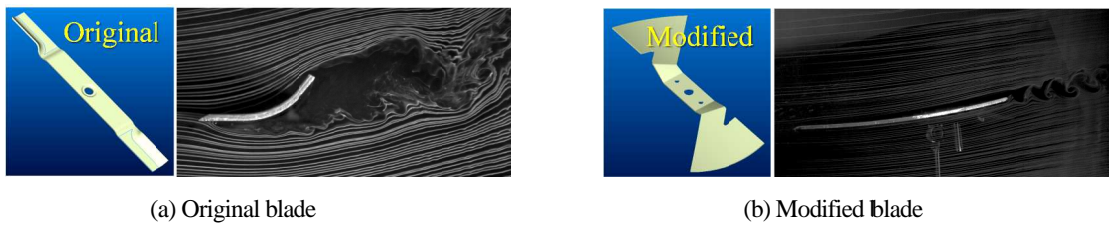


Fig. 4-16 Shape of the blades and stream lines around the blades

設計変更後における運転者耳位置の騒音レベルと圧力流量特性の計測結果を図 4-17 に示す。図 4-8 に示している変更前の騒音レベルと比較して、揚力と直接関係がある BPF の基本次数成分では変化が小さいが、騒音レベルに寄与が高い高調波成分が低減している。また、BBF 成分についても低減が確認できる。なお、オーバーオールでの低減量は 6.0 dB である。一方、圧力流量特性では、図 4-17(b)のように設計変更後は高い圧力係数が得られており、送風機として高性能化していることがわかる。これにより、ローンモアにおいて排出口の開口率が低くなる状態、つまり集草量の蓄積による排出口の開口率低下の際に風量低下にともなう排出不良が少なくなる。

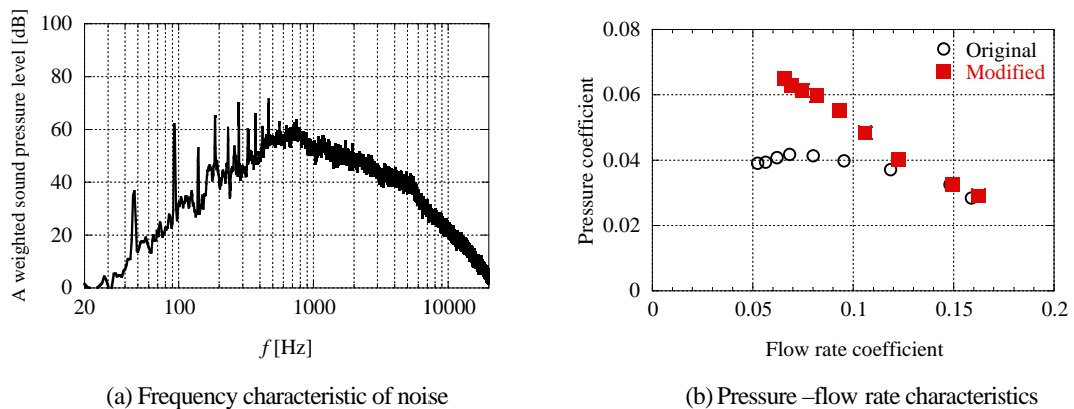


Fig. 4-17 Results of the design change

## 4.7 結 言

農業用車両の代表的な空力音であるローンモアから生じる騒音について、実験的アプローチによって空力音の特徴を分析し、その特徴と関連する流体現象について実験ならびに数値解析を行い空力音の発生機構を同定した。ついで、それにもとづく騒音制御のコンセプトを立案し、効果の検証を行った。本研究によって得られた知見は、以下のとおりである。

- (1) ブレードおよびケーシング、すなわち固体表面での圧力変動の空間的な特徴および時間的な特徴と、その特徴に合致する流れ構造から、ブレードとケーシング舌部の干渉圧に起因する離散的な空力音と、ブレード前縁および曲部周辺の渦構造に起因する広帯域の空力音が支配的であると考えられる。

- (2) 音源であるブレードの揚力変動と抗力変動から音圧を求め、ブレードのマッハ数の時間変動に起因する回転音とブレード表面の圧力変動に起因する干渉音の大きさを比較した。その結果、干渉音が大きく、回転音は無視できると考えられる。
- (3) 空力音の広帯域成分の発生原因と考えられる Powell 音源は、ブレードの前縁、曲部に分布している。これは、流れの主流方向とこれらの形状が直交する関係にあるためであり、Powell 音源の低減にはその直交性の回避が有効と考えられる。
- (4) 干渉音への対策として、ブレードのキャンバー低減によるブレードの正圧面、負圧面の差圧低減とブレード形状の前進翼化による上記(3)の直交性回避により、離散周波数成分および広帯域周波数成分の空力音を低減できる。
- (5) 上記(4)で示した騒音制御によって低下してしまうブレードの揚力を補うために、ブレードのコード長を延長してブレード面積を拡大することで、送風機としての圧力流量特性を維持または向上できる。

# 5

## ノンパラメトリック感度解析を用いたエンジンルームの遮音

### 5.1 緒言

一般に、静粛性へのアプローチとして音源への対策と音場への対策がある。第2章から第4章までは流体運動に起因する音源について論じた。本章では音場への対策として典型的な音源の遮蔽、すなわちエンクロージング技術について述べる。

作業用車両では、音源がエンジンルームに内包されている。また、熱源も内包されているためエンジンルームの設計では、適切な熱管理のもとで音源を遮蔽しなければならない。移動を必然とする車両では、定置型の工業製品ように冷却水などの液体冷媒によって余剰熱を系外へ移動させることはできず、大気への放熱、つまり空冷が求められる。特に、作業用車両では、低速もしくは定置にて高負荷作業を行うため、自走によるラム圧が期待できない状況で換気によって余剰熱を処理する必要がある。したがって、各部品の冷却に必要な換気風量はファンに依存することになるが、ファンの高速化は騒音やファンの駆動動力の増大をとともなうため、エンジンルームの圧力損失の低減が得策となる。乗用車両ではエンジンルームの開口率と周囲騒音の関係<sup>(83)</sup>が示されており、熱管理の立場から許される範囲で開口率の低減による遮音がなされている。

エンジンルームの設計において、CFD を用いてエンジンルームの熱対流場を考察するアプローチ<sup>(84),(85)</sup>がある。CFD は熱対流場が詳細に把握できるが、その設計および制御では、特定の境界条件での熱対流現象の解よりも、理想とする熱流体場を実現するための境界条件が興味の対象となる。また、歴史的に進化してきた設計をさらに最適化するには、熱対流場の把握だけでは改良のヒントは限られてきている。理想とする境界条件の探索、すなわち設計の最適化を支援する技術として、パラメータスタディにより、回帰式や応答曲面等を求めて目

的関数に対する設計変数の感度を得る方法や勾配法および大域探索法等の最適化アルゴリズムにより最適解を得る方法<sup>(86)</sup>がある。これらのパラメトリック手法は設計指針が得られる一方で、適切な設計変数の選択や多数の CFD 結果が必要となる。別のアプローチとして、変分法に基づいて熱対流場の設計問題を定式化し、得られた随伴問題を数値計算によって解くノンパラメトリック感度解析がある。例えば、圧縮性対流場における翼の形状最適化に関する研究<sup>(87)-(89)</sup>や、非圧縮性熱対流場における建築物内部の換気を対象としたレイアウト最適化の研究<sup>(90)-(92)</sup>がある。この手法は、初期解を得るための CFD（順解析）と境界条件の微小変化に対する目的汎関数の変化として定義される感度を得るための数値計算（逆解析）を行うことで、境界面における設計変数の感度が 2 回の数値解析によって得られる。

本章では、農業用車両のトラクターにおけるエンジンルームの熱問題にノンパラメトリック感度解析を適用し、エンジン冷却水温度の制御因子であるボンネット等の開口率に関する設計感度を求め、従来のパラメトリック手法と比較して少ない計算工数でエンジンルームの遮音に関する設計指針が得られることを示す。

## 5.2 研究の対象

本研究の対象は、図 5-1 に示す定格出力 21 kW の水冷ディーゼルエンジンを搭載したトラクターである。ボンネットおよびアンダーボディにより音源ならびに熱源となる部品を遮蔽し、エンジンルームが形成されている。エンジンルームの開口部は、進行方向前方と側方である。本機種的主要な熱源は、エンジンシステムである。冷却水がエンジン内部に設けられたウォータージャケットとラジエータを循環し、エンジンによって発生した余剰熱はラジエータにおいて大気へ放熱される。換気には軸流ファンが用いられており、ファンの圧力流量特性とエンジンルームの圧力損失によって換気風量が定まる。

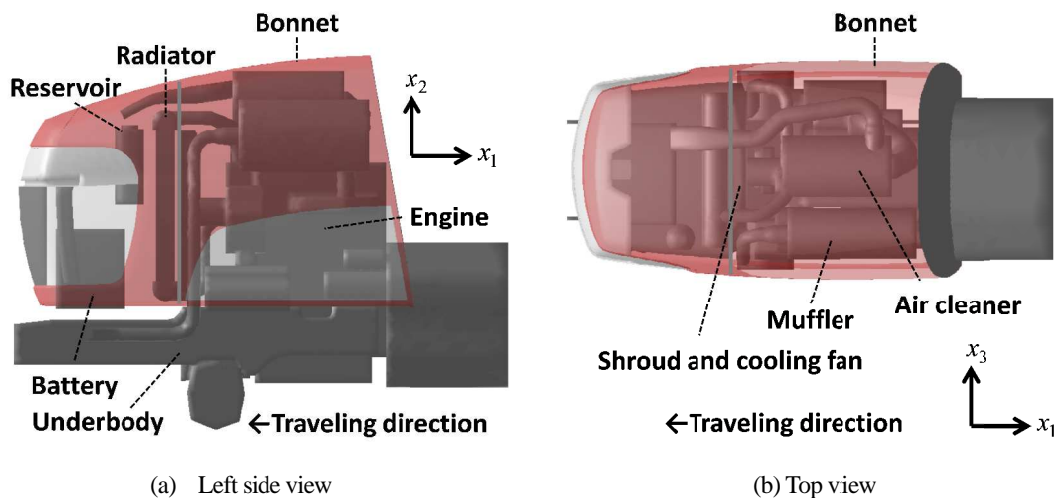


Fig. 5-1 Configuration of the agricultural tractor



一方、遮音に用いるエンクロージャの外部での騒音レベルとエンクロージャの開口率の関係は、乗用車両では例示されている<sup>(83)</sup>。開口率が 0% の場合は、エンクロージャを構成する壁材の透過損失、エンクロージャ内部での吸音率、音源の音響パワーから外部での騒音レベルは定まる。また、開口率が 100% の場合は、音源の音響パワーのみで外部での騒音レベルが定まる。0% < 開口率 < 100% では、線形的ではないものの、開口率の増大とともに騒音レベルは高くなる。エンクロージャの内部が十分な拡散音場となっておらず音波の指向性が強い場合は、開口部の位置が外部の騒音に影響を及ぼす場合もあるが、エンクロージャによる低騒音設計では、適切な熱管理下でのより広範囲の遮蔽が基本となる。

車両の設計者は、エンジンルームの遮音を行うにあたり、エンジンのオーバーヒートを避けるためにラジエータ入口水温  $T_{W1}$  を評価する必要がある。したがって、ラジエータ入口水温  $T_{W1}$  の基礎方程式を考える。エンジンルームが熱平衡の状態にあるときを考えると、エンジン燃焼室から冷却水へ流れる熱量  $Q_E$  は次式のとおりとなる<sup>(93)</sup>。

$$Q_E = \beta_W L_O B H \quad (5-1)$$

ここで、 $\beta_W$ 、 $L_O$ 、 $B$ 、 $H$  はそれぞれ冷却水損失、エンジンの出力、エンジンの燃料消費率、燃料の低位発熱量である。ここで、冷却水損失  $\beta_W$  とは、燃料の低位発熱量に対する冷却水熱量の比である。ラジエータ入口水温  $T_{W1}$  および出口水温  $T_{W2}$  と冷却水の放熱量  $Q_W$  は次式の関係となる。

$$Q_W = m_W c_W (T_{W1} - T_{W2}) \quad (5-2)$$

ここで、 $m_W$ 、 $c_W$  はそれぞれ冷却水の質量流量、比熱である。一方、ラジエータにおいて冷却風が受け取る熱量  $Q_A$  はラジエータ通過前の冷却風温度  $T_{A2}$  および通過後の冷却風温度  $T_{A1}$  と次式の関係がある。

$$Q_A = m_A c_A (T_{A1} - T_{A2}) \quad (5-3)$$

ここで、 $m_A$ 、 $c_A$  はそれぞれ冷却風の質量流量、比熱である。また、ラジエータでの交換熱量  $Q_R$  について次式のニュートンの冷却則が成立する。

$$Q_R = A_r K_r \Delta T \quad (5-4)$$

$$\Delta T = \frac{T_{W1} + T_{W2}}{2} - \frac{T_{A1} + T_{A2}}{2} \quad (5-5)$$

ここで、 $A_r$ 、 $K_r$  はそれぞれラジエータの伝熱面積、熱通過率である。なお、ラジエータ出入口での気水温度差は小さいため、 $\Delta T$  は簡単に算術平均温度差を用いている。エンジンルー

ムが熱平衡の状態では、次式のとおり各熱量が等しくなる。

$$Q_E = Q_W = Q_A = Q_R \quad (5-6)$$

したがって、以上の式を整理するとラジエータ入口水温 $T_{W1}$ は次式のとおり定式化できる。

$$T_{W1} = Q_E \left( \frac{1}{A_r K_r} + \frac{1}{2m_W c_W} + \frac{1}{2m_A c_A} \right) + T_{A2} \quad (5-7)$$

本研究では、エンジンルーム設計の立場から、エンジンに関する変数は設計変数としない。したがって冷却水の質量流量 $m_W$ を定数とすると、熱通過率 $K_r$ は次式のように冷却風の質量流量 $m_A$ の関数として近似できる<sup>(94)</sup>。

$$K_r \approx \alpha_r m_A^{\gamma_r} \quad (5-8)$$

ここで、 $\alpha_r$ 、 $\gamma_r$ はある冷却水量におけるラジエータ固有の定数である。また、対象のトラックはラジエータ風上側に熱源が無いことから、ラジエータ通過前の冷却風温度 $T_{A2}$ を外気温度、すなわち定数とすると、ラジエータ入口水温 $T_{W1}$ の変数は、冷却風の質量流量 $m_A$ のみとなる。したがって、エンジンルームの熱問題において、ラジエータ入口水温 $T_{W1}$ を目的関数とした最小化問題は、冷却風の質量流量 $m_A$ を目的関数とした最大化問題に置換できる。

一方、冷却風の質量流量 $m_A$ の最大化において、騒音の増大をともなう冷却ファンの増速は考えないため、エンジンルームの開口部位置を最適化して圧力損失を最小化する必要がある。以上から、本ノンパラメトリック感度解析における設計変数は、ボンネットなどのエンジンルーム構成部品に関する開口率に帰着する。

開口率は、後述のとおり流体中の体積力変化と結びついており、ラジエータを通過する冷却風の質量流量 $m_A$ に関する流体中の体積力変化の感度が得られれば、冷却風量の増大に最も効果がある、すなわち感度が高い場所が明らかとなるため、ノンパラメトリック感度解析の具体的な目的は、本感度を求めることとなる。

## 5.3 ノンパラメトリック感度解析の定式化

### 5.3.1 基礎方程式および境界条件

トラクターのエンジンルームは、非圧縮性の流れ場であるため基礎方程式は次式の質量保存則および運動量保存則となる。

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (5-9)$$

$$-(\rho_a \mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} - \nabla p + [\nabla \cdot (\mu_a \nabla)] \mathbf{u} + \mathbf{f} = 0 \quad (5-10)$$

ここで、 $\mu_a$ 、 $\mathbf{f}$  はそれぞれ空気の粘度、体積力である。なお、圧力  $p$  と流速ベクトル  $\mathbf{u}$  からなる従属変数ベクトルを次式のように定義する。

$$\Phi = [p, \mathbf{u}]^T \quad (5-11)$$

また、簡略表示のために、基礎方程式をベクトル  $\mathbf{A}$  によって次式のとおり表記する。

$$\mathbf{A}(\Phi) = [0, -\mathbf{f}]^T \quad (5-12)$$

これらの基礎方程式は、初期の設計変数における対流場を得るための CFD、すなわち順解析により求解し、その解を次式のように記述する。

$$\bar{\Phi} = [\bar{p}, \bar{\mathbf{u}}]^T \quad (5-13)$$

ここで、 $\bar{p}$ 、 $\bar{\mathbf{u}}$  はそれぞれ、圧力、流速ベクトルの順解析の解、すなわち初期解である。また、対象とする領域の境界  $\Gamma$  は、速度  $\mathbf{u}$  が与えられる境界  $\Gamma_u$  と応力  $\boldsymbol{\sigma}$  が与えられる境界  $\Gamma_\sigma$  からなるとして、次式のように定義する。

$$\Gamma \equiv \Gamma_u \cup \Gamma_\sigma \quad (5-14)$$

なお、与えられた体積力および境界条件は制御可能であるとみなし、壁面上も流速が制御可能とみなす。

### 5.3.2 目的汎関数および Lagrange 関数

前節の問題設定にもとづき，冷却風の質量流量  $m_A$  を最大化したい場所，すなわち目標領域を  $\Omega_f$ ，この領域を含む全設計空間を  $\Omega$  として目的汎関数  $J$  を次式のとおり定義する．

$$J = \int_{\Omega_f} F(\mathbf{u}) d\Omega \quad (5-15)$$

$$F(\mathbf{u}) = |\mathbf{u}| \quad (5-16)$$

ノンパラメトリック感度解析の目的は，目的汎関数  $J$  を増加させるのに必要な設計変数の修正量を見積もることである．目的汎関数  $J$  の取り得る範囲は対流場の基礎方程式を満足している必要があるため，これを制約条件とした Lagrange 関数  $L_a$  を次式のように定義する．

$$L_a = J + \int_{\Omega} [\Phi^*]^T \{ \mathbf{A}(\Phi) - [0, -\mathbf{f}]^T \} d\Omega \quad (5-17)$$

ここで， $\Phi^*$  は質量および運動量保存に対する制約の重み関数ベクトルで，次式のとおり定義する．

$$\Phi^* = [p^*, \mathbf{u}^*]^T \quad (5-18)$$

これは後述する随伴問題の解となるため，本報では  $p^*$ ， $\mathbf{u}^*$  をそれぞれ，随伴圧力，随伴流速ベクトルと呼ぶ．各物理量が各保存則を満足していれば  $L_a = J$  となり，目的汎関数  $J$  と Lagrange 関数  $L_a$  は一致する．本研究では対流場の保存則は満足されているものとし，以下の記述では Lagrange 関数  $L_a$  を目的汎関数と同値とみなし  $J$  と記す．

### 5.3.3 目的汎関数の第一変分

設計変数，すなわちエンジンルームの開口率が微小変化したとき，対流場の圧力および流速ベクトルも微小変化  $\delta\Phi$  するものとして次式のとおり定式化する．

$$\Phi = \bar{\Phi} + \delta\Phi \quad \text{in } \Omega \quad (5-19)$$

本式を基礎方程式(5-12)に代入すると次式が得られる．

$$\mathbf{A}(\bar{\Phi} + \delta\Phi) = [0, -(\bar{\mathbf{f}} + \delta\mathbf{f})]^T \quad \text{in } \Omega \quad (5-20)$$

本式における二次以上の微小量を無視して線形化すると、次式の摂動方程式が得られる<sup>(90)</sup>。

$$\tilde{\mathbf{A}} \delta \Phi = [0, -\delta \mathbf{f}]^T \quad \text{in } \Omega \quad (5-21)$$

ここで、 $\tilde{\mathbf{A}}$  は基準となる対流場の近傍で線形化された微分作用素行列である。よって、目的汎関数の第一変分  $\delta J$  は次式で与えられる。

$$\delta J = \int_{\Omega} \frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \cdot \delta \mathbf{u} d\Omega + \int_{\Omega} [\Phi^*]^T \left\{ \tilde{\mathbf{A}} \delta \Phi - [0, -\delta \mathbf{f}]^T \right\} d\Omega \quad (5-22)$$

ここに、

$$\frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \equiv \left[ \frac{\partial F}{\partial u_1}, \frac{\partial F}{\partial u_2}, \frac{\partial F}{\partial u_3} \right] = \frac{1}{|\mathbf{u}|} [u_1, u_2, u_3] \quad (5-23)$$

また、 $u_1, u_2, u_3$  はカーテシアン座標系における速度ベクトル  $\mathbf{u}$  の各方向成分である。

### 5.3.4 随伴問題とノンパラメトリック感度

式(5-22)の右辺第 2 項に広義の部分積分を適用すると、次式のとおり領域積分と境界積分に分離できる。

$$\delta J = \int_{\Omega} \frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \cdot \delta \mathbf{u} d\Omega + \int_{\Omega} [\delta \Phi]^T \mathbf{A}^* \Phi^* d\Omega + \int_{\Gamma} (\boldsymbol{\sigma}^* \cdot \delta \mathbf{u} + \mathbf{u}^* \cdot \delta \boldsymbol{\sigma}) d\Gamma + \int_{\Omega} \mathbf{u}^* \cdot \delta \mathbf{f} d\Omega \quad (5-24)$$

ここで、 $\mathbf{A}^*$  は  $\tilde{\mathbf{A}}$  に対する随伴作用素からなる行列であり、 $\boldsymbol{\sigma}^*$  は随伴応力ベクトルである。本式において設計空間内の未知の変化量  $\delta \mathbf{u}$  を含む領域積分項を消去するため、随伴問題の境界条件として次式を設定する。

$$\mathbf{A}^* \Phi^* = \begin{cases} \left[ 0, -\frac{\partial F}{\partial \mathbf{u}} \right]^T & \text{in } \Omega_t \\ 0 & \text{in } \Omega - \Omega_t \end{cases} \quad (5-25)$$

さらに、境界上の制御不可能な変化量である境界  $\Gamma_u$  上の  $\delta \boldsymbol{\sigma}$  および境界  $\Gamma_{\sigma}$  上の  $\delta \mathbf{u}$  を含む境界積分項を消去するため、随伴問題の境界条件として次式を設定する。

$$\mathbf{u}^* = 0 \quad \text{on } \Gamma_u \quad (5-26)$$

$$\boldsymbol{\sigma}^* = 0 \quad \text{on } \Gamma_\sigma \quad (5-27)$$

この設定により，式(5-24)は制御可能な変化量のみを含む次式に示す境界積分方程式となる．

$$\delta J = \int_{\Gamma_u} \boldsymbol{\sigma}^* \cdot \delta \mathbf{u} d\Gamma + \int_{\Gamma_\sigma} \mathbf{u}^* \cdot \delta \boldsymbol{\sigma} d\Gamma + \int_{\Omega} \mathbf{u}^* \cdot \boldsymbol{\mathcal{A}} d\Omega \quad (5-28)$$

したがって，境界条件および体積力の微小変化に対する目的汎関数の変化，すなわち汎関数微分は，制御可能な境界上および全領域内で次式のように与えられる．

$$\frac{\partial J}{\partial \mathbf{u}} = \boldsymbol{\sigma}^* \quad \text{on } \Gamma_u \quad (5-29)$$

$$\frac{\partial J}{\partial \boldsymbol{\sigma}} = \mathbf{u}^* \quad \text{on } \Gamma_\sigma \quad (5-30)$$

$$\frac{\partial J}{\partial \mathbf{f}} = \mathbf{u}^* \quad \text{in } \Omega \quad (5-31)$$

式(5-25)を境界条件式(5-26)，(5-27)のもとで数値計算を援用して求解することで，パラメトリック手法とは異なり，境界条件を変更した数値計算を複数回実行することなく設計感度が得られる．また，体積力変化 $\boldsymbol{\mathcal{A}}$ は，圧力損失係数 $C_f$ を介して流体抵抗の変化，すなわち圧力損失 $\delta p$ と関係付けることができ，さらに圧力損失係数 $C_f$ と開口率 $\zeta$ の関係<sup>(95)</sup>から開口率感度を得ることができる．これらの関係式を次式に示す．

$$\delta f = \frac{\delta p}{\delta x_i} \quad (5-32)$$

$$\delta p = \frac{1}{2} \rho_a C_f u^2 \quad (5-33)$$

$$C_f = \frac{1.7(1-\zeta)}{\zeta^2} \quad (5-34)$$

ここで， $\delta x_i$ は数値計算における計算格子幅である．

## 5.4 エンジンルームの空気流れとノンパラメトリック感度

### 5.4.1 計算モデル

計算モデルを図 5-2 に示す。図 5-2(a)に示すアンダーボディ上に図 5-2(b)の各構成部品がレイアウトされている。また、それらを遮蔽するボンネットおよび図 5-2(c)に示すパンチングメタル材で構成された開口部により、エンジンルームが形成されている。冷却ファンは図 5-2(c)のとおりラジエータ風下側に設けられている。

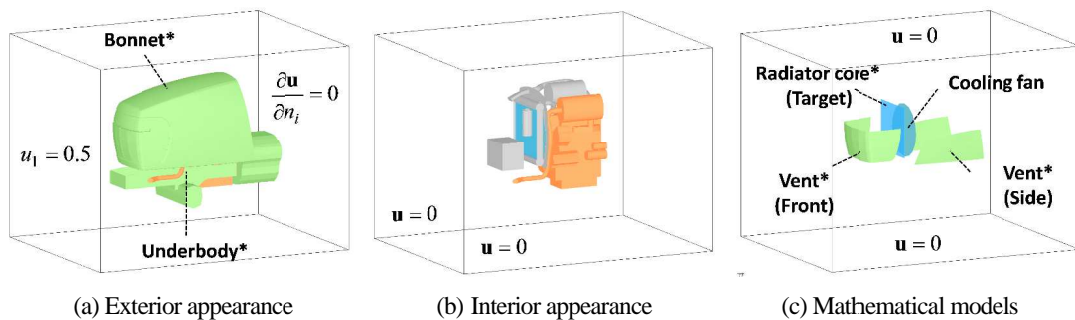


Fig. 5-2 Numerical computation model of the agricultural tractor

### 5.4.2 境界条件および計算条件

数値計算は非圧縮性対流場の定常計算を行う。エンジンルーム (0.93 m×0.53 m×0.62 m) の周囲 6 面に計算境界 (2 m×1.5 m×1.5 m) を設け、車両前後の境界面にそれぞれ走行速度相当の流入境界と流出境界を適用する。その他の四面はノンスリップの壁面として壁関数を適用する。本計算では、図 5-2(c)に示した車両前方の開口部、車両側方の開口部におけるパンチングメタル材は、詳細形状をモデル化せず開口率 59%相当の圧力損失面としてモデル化する。ラジエータコアも同様に、フィン形状はモデル化せず開口率 35%相当の圧力損失面としてモデル化する。冷却ファンについては、図 5-2(c)に示すような円盤面に、ハブ部相当の場所を除いて、圧力流量特性を設定する。今回、ファンの径方向の速度分布は考慮せず簡易に均一とするが、詳細なモデル化が必要な場合、分布を考慮すればよい。また、ファンの後流での風向、すなわち後流の単位ベクトルについても簡単に、円盤面の法線方向を設定するが、任意の単位ベクトルを設定することで旋回流などの表現が可能である。図 5-2(a)のボンネットおよびアンダーボディについては、開口率感度に関する設計変数とするために壁面条件は適用せず、開口率 0.0001%相当の圧力損失を課して壁面をモデル化している。図 5-2(b)に示している内部の構成部品は、開口率感度の設計変数と考えないため、ノンスリップの壁条件を適用し、壁関数を適用する。

離散化は、図 5-3 に示すとおり直交 6 面体格子を用いた有限体積法を用いる。圧力と流速

の連成には SIMPLEC 法, 乱流モデルは標準型  $k-\epsilon$  モデルを選択している. 計算格子数は約  $9.0 \times 10^6$  である.

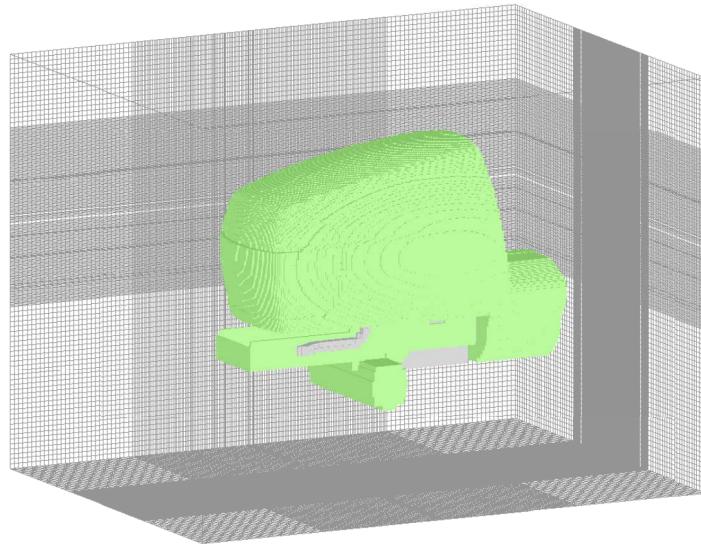


Fig. 5-3 Meshes for the numerical computation of the agricultural tractor

### 5.4.3 エンジンルームの対流場の計算結果

エンジンルームの対流場の初期解  $\bar{\Phi}$  を得るために CFD を実施する. ソルバーは商業コードの FlowDesigner である. 図 5-4(a)は, エンジンルームの中央断面における流速の分布, 図 5-4(b)は圧力の分布を示している. 図 5-4(a)のとおり車両前方の開口部からエンジンルームに流入した空気は, バッテリーを避けてラジエータを通過している. ラジエータを通過した空気は冷却ファンに吸引され, エンジンおよびその補機類を避けて車両側方の開口部やボンネットの隙間などからエンジンルーム外部へ流出している. 図 5-4(b)において開口部, バッテリー, ラジエータに起因する圧力損失が観察できる. 当然であるが, 圧力損失はエンジンルームが内部流れを形成するが故に発生するため, 適切なエンジンルームの開口部位置を知ることができれば, 開口面積を小さくしても圧力損失の増大が抑制可能と考えられる.



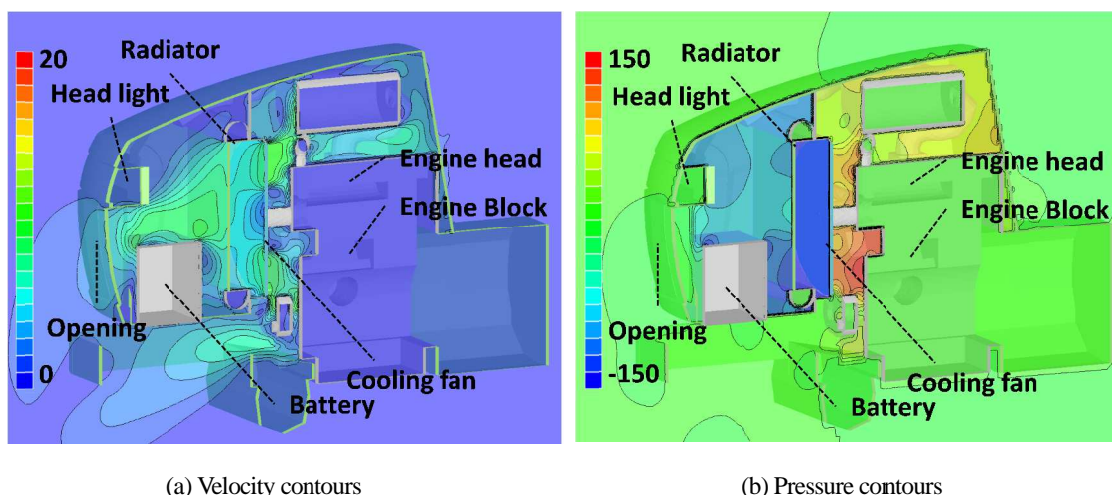


Fig. 5-4 Initial convective flow in the agricultural tractor

#### 5.4.4 ノンパラメトリック感度解析の結果

5.2 節の問題設定のとおり，ラジエータの冷却風の質量流量 $m_A$ の増大が目的である．したがって目標領域 $\Omega_f$ の場所は，図 5-2(c)に示したラジエータコアの前面とする．開口率の感度は，5.4.2 項に示したとおり，ボンネット，ボンネットの開口部，ラジエータのコア，アンダーボディ上で得られる．なお，これらは，図 5-2(a)および(c)において図示した各名称の横にアスタリスク\*を表記している．また，本感度解析は FlowDesigner をソルバーとしている．

図 5-5 は開口率感度の分布を示している．赤色は冷却風の質量流量 $m_A$ の増大と正の関係にある感度を示し，青色は負の関係にある感度を示している．ボンネットおよび開口部において質量流量 $m_A$ の増大に対して高感度となっている場所は，車両前方に設けられた開口部の側方（図 5-5 (a)点 a）とボンネット天井面の一部である．ラム圧の影響が小さいため車両前方面（図 5-5(a)点 b）は低感度となっている．最大感度は図 5-5(b)のとおりラジエータ面である．これはエンジンルームにおいてラジエータの圧力損失が大きいためであるが，正負両方の感度が高い．負の感度を示した場所（図 5-5(b)点 c）は，冷却ファン近傍である．一方，正の感度を示した場所（図 5-5(b)点 d と e）はラジエータにおける四隅とバッテリー後方付近である．圧力損失は速度に比例するため，速度が高い場所は負の感度，即ち開口率の低減が提案され，速度が低い場所は正の感度，すなわち開口率の増大が提案されたと解釈できる．

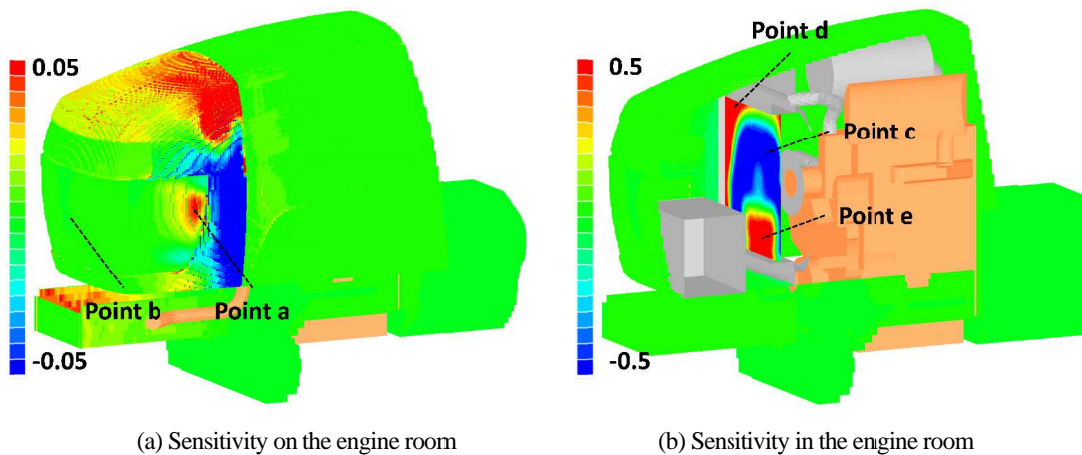


Fig. 5-5 Sensitivity of open area ratio with respect to flow rate of cooling air

## 5.5 設計変更によるノンパラメトリック感度の検証

### 5.5.1 設計変更の内容

騒音問題を背景に、初期設計の開口部を遮蔽し、冷却風の質量流量  $m_A$  および冷却水温度  $T_{W1}$  を評価することでノンパラメトリック感度解析の結果を検証する。

目的関数である冷却風の質量流量  $m_A$  の増大について高感度である場所と低感度である場所をそれぞれ遮蔽し、冷却風の質量流量  $m_A$  およびラジエータ入口水温  $T_{W1}$  を評価する。ボンネットの開口部において正の高感度を示した図 5-5(a)点 a 付近に図 5-6(a)に示すような開口率ゼロの物体を配置し、エンジンルームを遮蔽する。これをモデル A とする。一方、開口率感度が低い図 5-5(a)点 b 付近に、モデル A に設けた開口率ゼロの物体と同一の物体を配置する。これをモデル B とする。

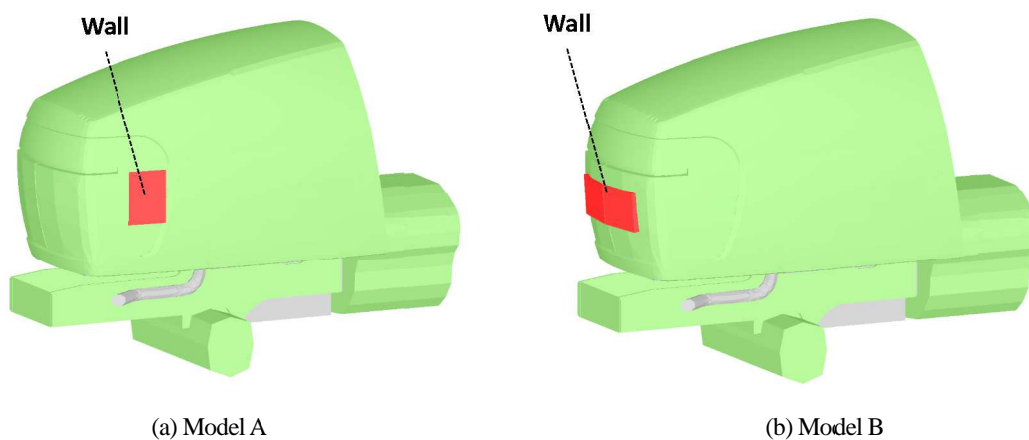


Fig. 5-6 Design changed models

## 5.5.2 設計変更の結果および考察

設計変更後の各モデルについて、CFD によって冷却風の質量流量  $m_A$  を求め、初期設計との比較を行う。冷却風の質量流量  $m_A$  とエンジンルームの圧力損失の計算結果を図 5-7 に示す。モデル A は初期設計と比較して冷却風の質量流量  $m_A$  が 6.2% 低減し、モデル B は 1.3% 低減している。モデル A は、モデル B と同じ部品で遮蔽したにもかかわらず、冷却風の質量流量  $m_A$  の低減量の比は 4.8 倍となっている。また、エンジンルームの圧力損失については、冷却ファンの風上側近傍と風下側近傍の差圧で評価しているが、モデル A の圧力損失が最も大きく、冷却風の質量流量  $m_A$  の低減は、エンジンルームの圧力損失が増大したことともなう冷却ファンの作動点の移動に起因していることがわかる。

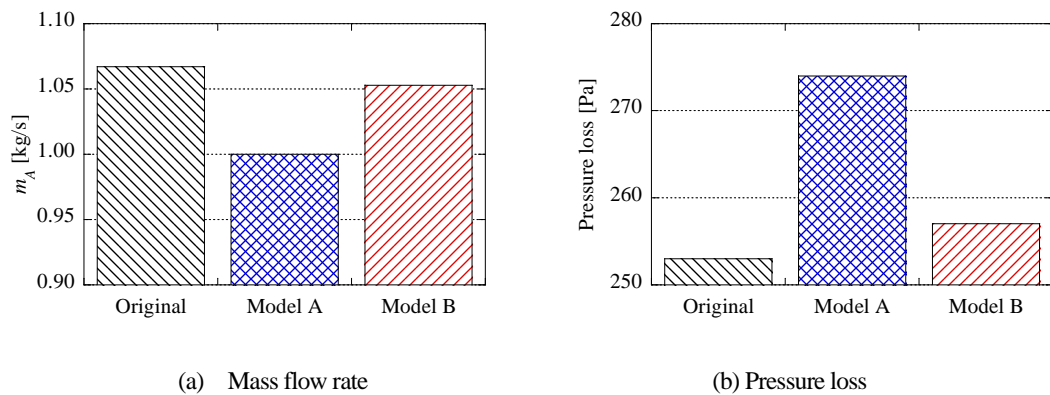


Fig. 5-7 Comparison among the models with respect to the internal flow of the engine room

設計変更前後の各モデルにおける冷却風の質量流量  $m_A$  と式(5-7)からラジエータ入口水温  $T_{W1}$  を評価する。図 5-8 に示すとおり、設計変更後はモデル A および B のどちらも水温  $T_{W1}$  が上昇しているが、モデル A がより上昇している。初期設計のエンジンルームの開口部を同一面積で遮蔽したにもかかわらず、遮蔽する場所に応じてラジエータ入口水温  $T_{W1}$  に  $2^\circ\text{C}$  程度の差が生じる結果となることから、本ノンパラメトリック感度解析の結果が妥当であると考えられる。

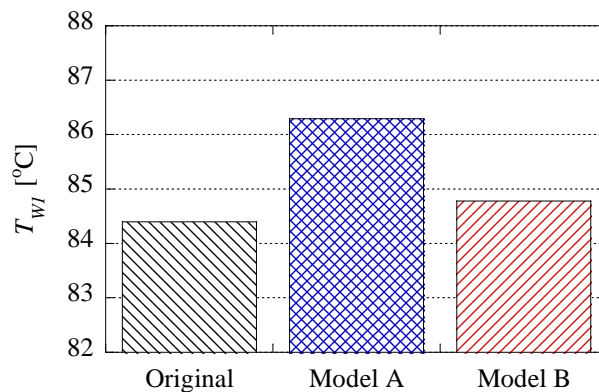


Fig. 5-8 Comparison with respect to coolant temperature at inlet of the radiator

## 5.6 結 言

本章では、作業用車両のエンジンルームの遮音に関する設計指針を得るために、対流場の支配方程式を制約条件とした目的汎関数の第一変分から初期設計における対流場近傍で線形化された随伴問題を定義するノンパラメトリック感度解析をエンジンルームの熱問題に適用した。得られた結論は以下のとおりである。

- (1) 目的関数に対する設計変数の感度，すなわちラジエータの冷却風の質量流量に対するエンジンルームの開口率感度を得るために，開口部をパラメトリックに決定することなく，開口率感度に関する全境界を設計変数として評価することが可能となった。したがって，パラメトリック手法と比較して，設計者による設計変数の選定が必要なくなり，目的関数に対する重要な設計変数を選択し損じることが無くなった。
- (2) 初期設計における対流場の計算と，ノンパラメトリック感度解析の合計二回の数値計算から開口率感度を求めることが可能となり，パラメトリック手法と比較して少ない工数でエンジンルームの開口部を設計すること，すなわち騒音問題と熱問題を両立する効率的なエンクロージングの評価技術が確立できた。
- (3) 実稼動時の走行速度が低い作業用車両では，ラム圧が低いために，乗用車両によく見られる車両前方の開口部は冷却性に感度が低く，換気用の軸流ファン負圧面側近傍の感度が高くなる。

# 6

## 結 論

世界規模では人口増大による食糧難に警鐘が鳴らされており，耕地面積の拡大や効率的な食料生産が急務である．日本国内では農業の衰退傾向が指摘されているが，開発途上国では機械化が進んでいる．これらの背景から，今後，農業用車両がさらに普及することは明らかであり，運転者の安全や疲労低減，周囲環境への配慮のために，静粛性を向上させていく必要がある．一方，建設用車両においても，世界各地での都市化，災害復興などでの活躍は拡大の方向であり，運転者および周囲環境のための静粛性向上は益々求められる．

これら作業用車両の騒音は流体運動に起因する騒音が 50%以上の寄与率を占めており，静粛性の向上には，音源である流体现象の把握と制御が必要である．また，近年では原動機が多様化してきており，内燃機関から生じる騒音が低減し，流体起因の騒音の寄与率が相対的に増大する傾向にある．以上の背景から本研究では，作業用車両における流体起因の音源と発生した騒音を遮音するためのエンクロージング技術を研究の対象として，作業用車両の静粛性に資する工学的知見を示している．

本研究論文では，第 1 章，緒論において，作業用車両に特徴的な技術課題を明示し，乗用車両と比較して過酷な騒音問題と熱問題が存在することを述べた．また，それらには技術的な背反関係があることを示した．ついで，作業用車両の構造を示し，音源および余剰熱について説明した．ここで，作業用車両における流体起因の騒音には，油圧システムから生じる油圧音と送風システムから生じる空力音があることを示し，これらの研究分野における既往の研究について述べ，本研究の位置づけおよび目的を定義した．なお，本研究論文では，作業用車両の静粛性を目的としていることから広範囲にわたる工学的内容を論じているため，

工学的な新規性が不明瞭にならぬよう、1.4 節、研究の課題と目的において各章での研究内容の新規性を要約した。

第 2 章、運転状態と作動油中の音速の関係性では、油圧音の予測や制御に資するために、音源である圧力脈動に影響を及ぼす作動油中の音速について、作業用車両における一般的な運転状態、具体的には油温、負荷圧力、系外からの混入空気量との関係性を明らかにした。これにより、作業用車両の油圧音対策に資する以下の工学的な知見を得た。

- (1) 油中音速の温度特性は、密度および純作動油の断熱正接体積弾性係数に加え、作動油の密度に対する混入空気の密度の比から定まる空気混入率の温度特性が影響を与えており、線形的な特性であることを明らかにした。また、良く知られている音速の式に Hayward の断熱正接体積弾性係数の式を連立させ、空気混入率の温度特性を考慮すれば、油中音速の温度特性が説明できることを示した。
- (2) 油中音速の圧力特性も同様に、特性は線形的であり、密度および純作動油の断熱正接体積弾性係数に加え、空気混入率の影響を受けることを示した。
- (3) 油圧ポンプのサクションラインから混入する空気は油中音速を低下させるが、混入する空気量、音速の式、Hayward の体積弾性係数の式から求められる音速ほどには低下しないことを示した。この一因として、加わった空気の全量が均質な状態で作動油に存在しておらず、実稼働時の断熱正接体積弾性係数にあまり作用していない可能性を示唆した。
- (4) 作業用車両の運転中での空気混入率は 1%前後であり、運転状態で 0.5%程度変化することを示した。
- (5) 作業用車両の運転状態のうち、油中音速への寄与度が最も高い変数は温度であり、圧力、油圧システムへ混入してくる空気量の順で影響を及ぼすことを示した。
- (6) 油中音速を運転状態の関数として定式化が可能となったため、作業用車両の運転状態に応じた合理的な油中音速、さらには油圧音の音源である圧力脈動の予測を可能にした。

第 3 章、定常運転状態における油圧管路内の圧力脈動の経時変化では、同じく油圧音の予測や制御に資するために、定常運転中に経時変化する油圧管路内の圧力脈動について、変化の原因と変化時の挙動を明らかにした。これにより、作業用車両の油圧音対策に資する以下の工学的な知見を得た。

- (1) 作業用車両の定常運転時では、油圧音の経時変化に影響を及ぼす要因は、作動油の密度および動粘度の温度変化と油中音速の温度変化であることを示した。
- (2) 経時変化時の作用油および混入空気の質量保存則と空気混入率の定義式から経時変化を考慮した空気混入率の定義式を示した。
- (3) 圧力脈動の経時変化には、空間依存性や周波数依存性があることを示した。
- (4) 経時変化がもたらす油柱共鳴の特性を波長比ならびに油圧ポンプの流量脈動に対する管路内の圧力脈動の比である周波数応答関数を用いて示した。
- (5) 以上により、圧力脈動の経時変化が大きな位置や周波数を見極めることが可能となり、

そこでの構造物の質量や剛性の制御，すなわち音響放射効率の制御で，油圧音の経時変化の影響を小さくできると考えられる．

第 4 章，半開放形スクロールケーシングを有する回転機械の騒音同定と制御では，空力音の静粛性に資するために，作業用車両のうち特に空力音の寄与が高いローンモアについて騒音の発生機構と制御方法について示した．作業用車両の送風システムには，軸流ファンおよび熱交換器から構成される余剰熱の排出を目的とした冷却システムと，芝，穀物，夾雑物などの空気搬送を目的とした搬送システムがあるが，冷却システムは，乗用車両での研究例に加え，定置型の工業製品であるヒートポンプや電気製品での研究例が多数あり，作業用車両に応用されている．一方，搬送システムは，対象物に応じて様々なシステムが採用されており，静粛性に関する設計指針が乏しい．特に欧米で広く普及しているローンモアは，回転運動するブレードのチップ部の周速が東海道新幹線の最高速度に匹敵し，空力音の低減が求められており，本論文では，ブレードに起因する流体现象と騒音発生機構を明らかにした．これにより，作業用車両の空力音対策に資する以下の工学的な知見を得た．

- (1) ローンモアの騒音では，ブレードの枚数と回転速度に起因する離散的なブレード通過騒音とランダムな渦運動に起因する広帯域騒音の両方が高いことを示した．
- (2) 典型的なローンモアのブレードでは，負圧面側の圧力変動が高く，特に前縁部と曲部での圧力変動が高いことを明らかにした．
- (3) ブレード表面の各位置での圧力変動を周波数分析し，曲部において広帯域にわたる周波数で圧力変動が高いことを示した．また，風洞での可視化実験により，前縁剥離した流れが曲部付近で乱れている様子が確認され，広帯域にわたる周波数で圧力変動を発生させていることを明らかにした．
- (4) ブレードのチップ速度がマッハ数 0.22 程度の半開放形スクロールケーシングを有するローンモアのブレード通過騒音では，干渉音の大きさが回転音の 100 倍程度になることを示した．
- (5) CFD により Powell 音源項の分布を調査し，周速が速いブレードのチップ部での Powell 音源項に加え，ブレードの前縁部および曲部に広く分布していることを示した．
- (6) 前縁部および曲部では，ブレードのスパン方向に渦糸をもつ渦度ベクトルが生じるため，ブレードの進行方向の速度ベクトルとの外積，すなわち Powell 音源項が比較的大きくなることを示した．
- (7) 以上のような軸流式および遠心式の回転機械とは異なる特有な流れと空力音の関係性から，具体的な設計指針を実証による効果とともに示した．

第 2 章から第 4 章までは音源に関する研究について論じたが，第 5 章，ノンパラメトリック感度解析を用いたエンジンルームの遮音では，騒音を遮蔽するためのエンクロージング技術に着目した．音場としてトラクターのエンジンルームを研究対象として，エンジンルームの開口面積を最小化しながらも熱管理に必要な換気風量を維持するために，ノンパラメトリ

ック感度解析を援用する方法について述べた。これにより、作業用車両の遮音に資する以下の工学的な知見を得た。

- (1) 作業用車両では、乗用車両で採用されている進行方向前方の開口部は冷却性への感度は低く、換気ファン近傍の感度が高いことを示した。これは、乗用車両と比較して自走速度が低く、ラム圧での冷却効果が低いためである。
- (2) 初期設計での流れの計算と随伴方程式の計算の合計 2 回の計算で感度が得られるため、実験計画法をはじめとするパラメトリック的なアプローチと比較して少ない工数で設計指針が得られるようになった。
- (3) パラメトリック的なアプローチでは、具体的な複数の設計変数を定義する必要があり、時に重要な設計変数を見落とす可能性があるが、本ノンパラメトリック感度解析では、具体的な設計変数の定義は不要であり、重要な設計変数の見落としが無くなった。

最後に今後の展開について述べる。各章に対応した技術的な課題は表 6-1 のとおりである。

Table 6-1 Technical issue in the future

章	今後の課題
第 2 章	作動油中の音速に影響を及ぼす空気混入率と圧力の関係
第 3 章	脈動源、すなわち各容積形油圧ポンプの脈動特性の経時変化
	各容積形油圧ポンプ内部の等価体積弾性係数
第 4 章	格子ボルツマン法を用いた空力音の直接的な可視化
第 5 章	騒音の指向性を考慮したエンジンルーム開口部位置の最適化

第 2 章での課題である実稼働中の油圧システムにおける空気混入率と圧力の関係は、図 2-6 で示したように圧力の上昇とともに空気混入率が增大する傾向が得られている。この傾向は、実験によって得られた音速と式(2-8)から同定された結果であり、空気混入率の直接的な計測や、圧力と空気混入率の因果関係の理論的考察など、何らかの検証が必要と考える。

第 3 章では、油圧管路系での脈動特性の経時変化の要因が明らかになったため、脈動源の脈動特性が入力として得られれば、管路内の圧力脈動が応答として得られる。一方で、作業用車両に装備されている容積形油圧ポンプの脈動特性は一般に、機構に基づく流量脈動、非定常漏れに起因する流量変動、内部インピーダンスが知られているが、これらの経時変化の要因分析が今後の課題として残る。また、内部インピーダンスには、体積弾性係数が影響するが、容積形油圧ポンプ内部の等価体積弾性係数は、作動油の体積弾性係数と比較して低いことが知られている<sup>(96)</sup>。しかしながら、その原因については明らかにされておらず、経時変化の考察には重要になると考えられる。

第 4 章では、空力音の周波数特性から考察される流体運動を CFD など特定することで、騒音制御の指針を示した。換言すれば、流体運動の一つである騒音の発生と因果関係がある



流体運動を考察および制御することで、騒音の制御ができることを示した。別のアプローチとして、音圧は流体運動の変動成分に起因しているため、音波を CFD で直接的に捉えることができれば問題となる騒音の発生場所や原因が一目瞭然となる。しかしながら、微弱な圧力変動である音圧を減衰させることなく捉えるには、数値粘性が低い高次精度のスキームを有する CFD が必要であり、円柱などの単純形状では実施されているが、作業用車両では実用化されていない。一方、近年、数値粘性が低いアルゴリズムとして格子ボルツマン法が商業コードとして実用化されてきており、車両に応用されている。本手法を作業用車両に適用することで、騒音発生機構に関するさらなる知見の獲得が期待できる。

第 5 章では、作業用車両のエンジンルームにおける換気風量を目的関数に、開口率を設計変数としたノンパラメトリック感度解析の有用性を述べた。これにより、換気風量を維持したままの遮音面積の拡大が検討可能になるが、騒音の指向性までは考慮できず、音響解析などを援用して音波の伝ば経路を考慮したアプローチが今後の課題である。

# 付録 A

## 実稼働中の油圧システムにおける 作動油中の音速同定

本付録 A では、第 2 章、運転状態と作動油中の音速の関係、第 3 章、定常運転状態における油圧管路内の圧力脈動の経時変化の中で示した作動油中の音速の同定方法について詳細を示す。

### A.1 概要

作動油中の波の伝ば速度である音速  $c$  は、油圧管路の二点間での圧力脈動の遅れ時間を計測できれば求めることができる。しかしながら、単に進行波しか存在しない場合には遅れ時間の計測が可能だが、実稼働中の油圧システムでは反射波が存在し、定在波場が形成されるために、精度の高い計測ができない。一方、何らかの共振周波数から音速  $c$  を同定する方法もあるが、本研究では ISO15086 にて標準化された 3 圧力変換器法を採用している。

### A.2 3 圧力変換器法による測定方法

3 圧力変換器法は、管路内での平面波伝送理論を基に実稼働中の圧力脈動  $P$  から音速  $c$  を求める方法である。図 A-1 は本研究で使用した油圧回路を示している。

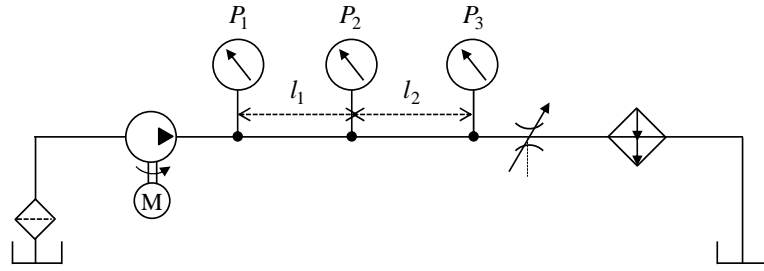


Fig. A-1 Schematic of the test rig

図中の  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  に圧力変換器を設置して圧力脈動  $P$  の計測を行う．油温  $T$  の調整はヒートポンプ式の温度調節器，管路内の圧力調整はボールバルブで行っている．各計測点間の関係は，アドミッタンス  $A_{ij}$  を用いて次のとおり表される．

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ Q_{i+1} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11}(l_i) & A_{12}(l_i) \\ A_{21}(l_i) & A_{22}(l_i) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} P_i \\ P_{i+1} \end{pmatrix} \quad (i=1, 2) \quad (\text{A-1})$$

ここで， $l_i$  は圧力脈動の各計測点間の距離である．剛体と近似できるパイプを管路に用いれば，アドミッタンスは次のとおりに定めることができる．

$$A_{11}(l_i) = -j \frac{1}{Z_c} \cot \left[ \frac{\xi(\omega)\omega}{c} l_i \right] \quad (i=1, 2) \quad (\text{A-2})$$

$$A_{12}(l_i) = j \frac{1}{Z_c \sin \left[ \frac{\xi(\omega)\omega}{c} l_i \right]} \quad (i=1, 2) \quad (\text{A-3})$$

$$A_{21}(l_i) = -A_{12}(l_i) \quad (i=1, 2) \quad (\text{A-4})$$

$$A_{22}(l_i) = -A_{11}(l_i) \quad (i=1, 2) \quad (\text{A-5})$$

式(A-1)～(A-5)を整理すると次式が得られる．

$$\frac{P_1}{P_2} \sin \left[ \frac{\xi(\omega)\omega}{c} l_2 \right] + \frac{P_3}{P_2} \sin \left[ \frac{\xi(\omega)\omega}{c} l_1 \right] - \sin \left[ \frac{\xi(\omega)\omega}{c} (l_1 + l_2) \right] = 0 \quad (\text{A-6})$$

実験によって伝達関数  $P_1/P_2$ ,  $P_3/P_2$  を求めれば本式から音速  $c$  が定まる．しかしながら，実際には伝達関数  $P_1/P_2$ ,  $P_3/P_2$  誤差が生じるために，次式のとおり誤差  $e$  が生じる．

$$\frac{P_1}{P_2} \sin \left[ \frac{\xi(\omega)\omega}{c} l_2 \right] + \frac{P_3}{P_2} \sin \left[ \frac{\xi(\omega)\omega}{c} l_1 \right] - \sin \left[ \frac{\xi(\omega)\omega}{c} (l_1 + l_2) \right] = e \quad (\text{A-7})$$

そこで、3 圧力変換器法では、誤差  $e$  が最小となるときの音速  $c$  を求める。精度よく音速  $c$  を求めるために、圧力脈動  $P$  の複数の調和成分について、次式の誤差の二乗和  $E_s$  が最小化するときの音速  $c$  を求める。

$$E_s = \sum e \bar{e} \quad (\text{A-8})$$

ここで  $\bar{e}$  は  $e$  の共役な数である。したがって、次式を満たすときの音速  $c$  の値のうち、誤差の二乗和  $E_s$  が最小のときの値が実稼働中の音速  $c$  となる。

$$\frac{\partial E_s}{\partial c} = 0 \quad (\text{A-9})$$

誤差  $e$  は複素数となるため、誤差  $e$  の実部を  $e_r$ 、虚部を  $e_i$  とすれば式(A-9)は次式のように定式化できる。

$$\frac{\partial E_s}{\partial c} = \sum \left( e_r \frac{\partial e_r}{\partial c} + e_i \frac{\partial e_i}{\partial c} \right) = 0 \quad (\text{A-10})$$

本式にニュートンの1次補間式を適用すれば、次式のように音速  $c$  が逐次的に得られる。

$$c_k = c_{k-1} - \frac{\sum \left( e_r \frac{\partial e_r}{\partial c} + e_i \frac{\partial e_i}{\partial c} \right)}{\sum \left[ \left( \frac{\partial e_r}{\partial c} \right)^2 + \left( \frac{\partial e_i}{\partial c} \right)^2 \right]} \quad (\text{A-11})$$

ここで、 $k$  は繰り返し計算の回数であり、 $c_0$  は初期値である。

### A.3 実験装置

3 圧力変換器法は、管路内の圧力脈動  $P$  から音速  $c$  を同定する方法であるため、圧力変換器の選定ならびに圧力変換器を設置するための計測用ブロックの設計を適切に行う必要がある。上記のとおり、圧力脈動の計測では、複数の調和成分を計測する必要があるため、圧力変換器には広いダイナミックレンジが求められる。したがって、本研究では圧電型の圧力変換器を用いている。また、データ収録器においても同様に広いダイナミックレンジが必要であり、本研究では 160 dB の AD コンバータを用いている。表 A-1 に、音速  $c$  の計測に使用した計測器を示す。

Table A-1 Measurement equipment

Pressure transducer	PCB	102B06
Data acquisition system	Brüel & Kjær	LAN-XI 3160 LAN-XI 3050

図 A-2 は圧力変換器の計測用ブロックと管路の接続の概略図である。管路には、呼び径 15A, Sch80 のスチールパイプを用いており、ブロックと段差無きようにするために、平行ネジ (G1/2) で接続している。なお、平行ネジで接続することによる作動油の漏れを防ぐため、熱硬化性のエポキシ樹脂によりシールを行っている。また、本研究で用いた計測ブロックの図面を図 A-3 に示す。

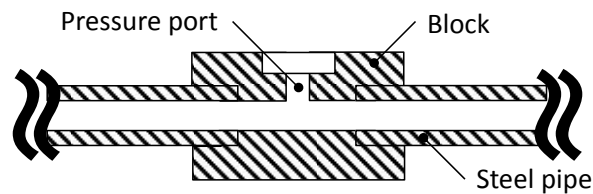


Fig. A-2 Schematic of the connection

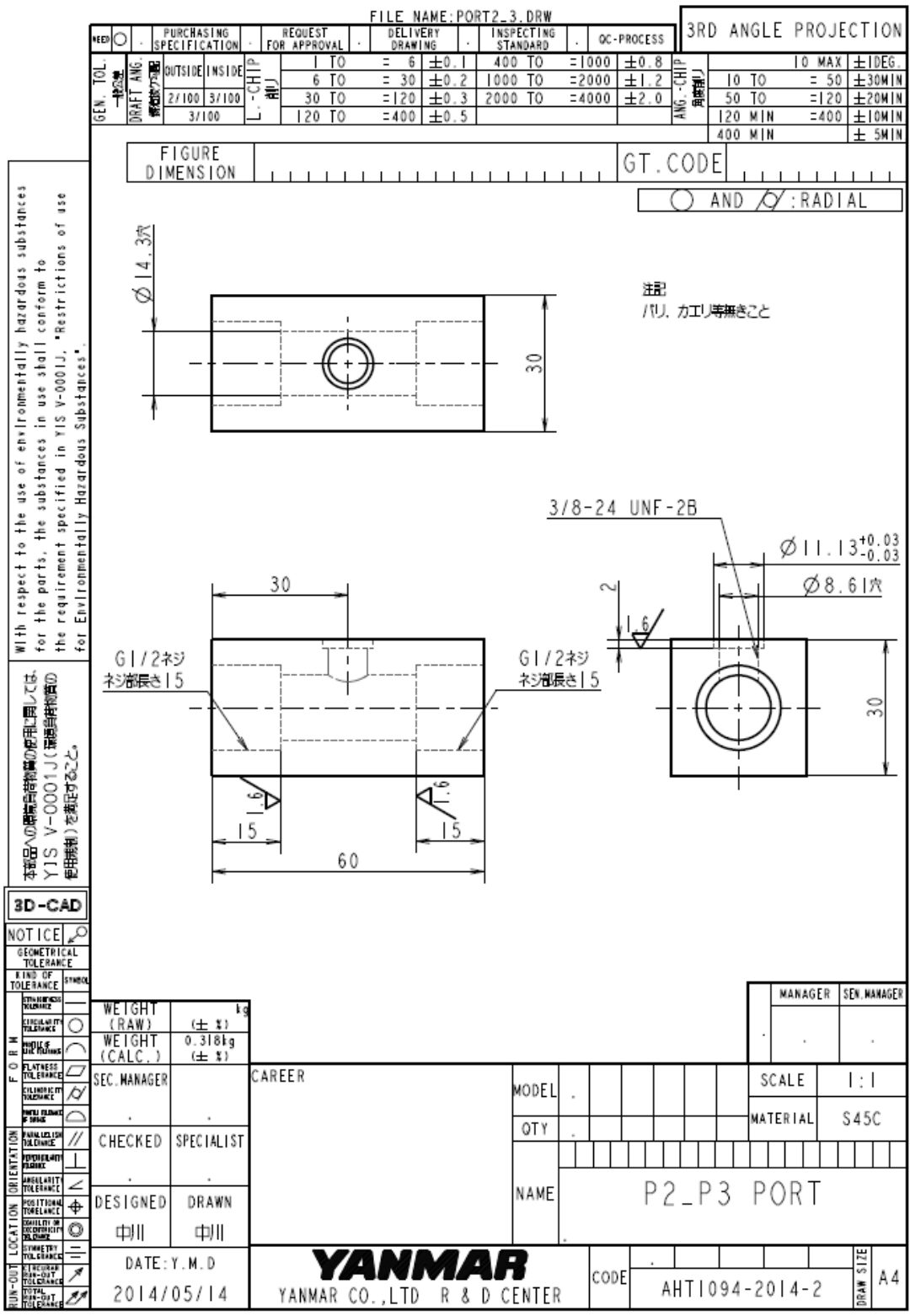


Fig. A-3 Drawing of the pressure block

## A.4 計測結果

3 圧力変換器法によって同定した音速  $c$  の一例を図 A-4 に示す。油圧システムの運転状態は、油温 40 °C、圧力 2 MPa である。図 A-4(a) は圧力脈動  $P$  の各周波数成分における二乗誤差  $e\bar{e}$  を示している。ここでは奇数の次数成分のみ結果を示しているが、様々な音速  $c$  において極小値が存在しており、音速  $c$  を一意に決定できないことがわかる。一方、図 A-4(b) は複数の周波数成分での誤差  $e$  の二乗和  $E_s$  を示している。ここでは 1 次成分のみ、1 次～3 次、1 次～5 次、1 次～7 次成分を用いた結果を示しているが、誤差  $e$  の二乗和  $E_s$  の極小値は約 1350 m/s となっており、誤差  $e$  の二乗和  $E_s$  を求めることで音速  $c$  を一意に決定できていることがわかる。

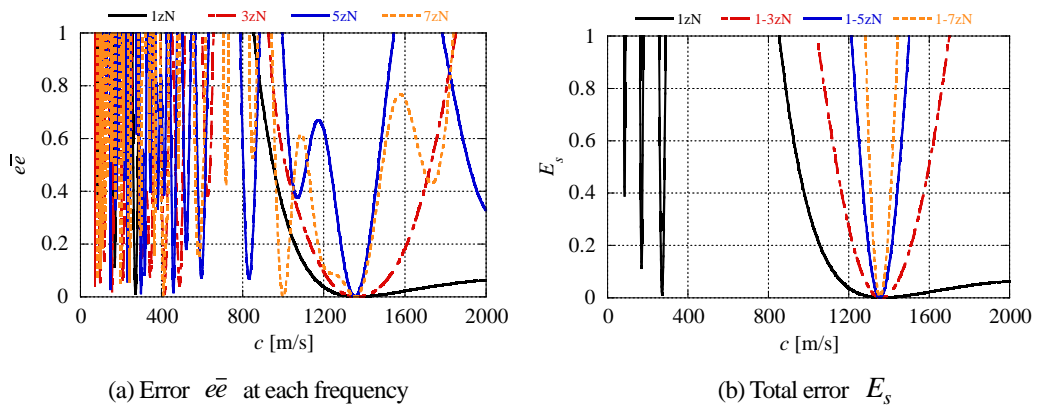


Fig. A-4 Identified speed of sound

# 付録 B

## エンクロージャの開口面積と騒音レベルの関係

付録 B では、第 5 章、ノンパラメトリック感度解析を用いたエンジンルームの遮音の中で示した音源を内包するエンクロージャの開口面積と騒音レベルの関係について詳細を示す。

### B.1 概要

一般に、音源を遮蔽する筐体はエンクロージャと呼ばれている。開口部を持たないエンクロージャではエンクロージャ外部の騒音は、音源の音響パワーとエンクロージャの音響透過損失  $TL_w$  から定まる透過音のみとなる。一方、開口部を有する場合には、透過音に加えて、いわゆる開口部音の影響を受けるため、開口部の面積  $A_o$  とエンクロージャ外部の騒音との関係性が重要となる。

### B.2 理論

エンクロージャを透過する音のエネルギーを考察する。図 B-1 はエンクロージャの壁面における音の入射、反射、吸収、透過を模式的に示している。透過の現象に着目すると壁面での音の透過率  $\tau_w$  は次式で定義されている。

$$\tau_w = \frac{E_t}{E_i} \tag{B-1}$$



ここで、 $E_i$ 、 $E_t$  はそれぞれ壁面へ入射する音のエネルギーと透過する音のエネルギーである。音響透過損失 $TL_w$ は次式のように透過率 $\tau_w$ の逆数を対数化して表される。

$$TL_w = 10 \log \left( \frac{1}{\tau_w} \right) \quad (\text{B-2})$$

一方、開口部では、入射する音のエネルギー $E_i$ と透過する音のエネルギー $E_t$ が等しくなるため、開口部での透過率 $\tau_o$ は1となる。したがって、開口部での音響透過損失 $TL_o$ は0となる。

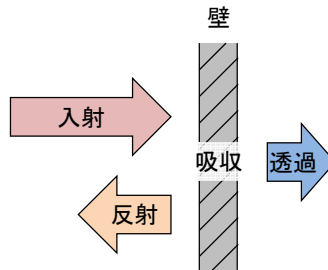


Fig. B-1 Schematic of sound wave around a wall

ここで、異なる音響透過損失を有するエンクロージャの場合は、次式のとおり、総合透過損失として取り扱うことができる<sup>(97)</sup>。

$$TL_a = 10 \log \left( \frac{1}{\tau_a} \right) \quad (\text{B-3})$$

ここで、 $\tau_a$ は平均透過率である。また、平均透過率 $\tau_a$ は、複数の透過率 $\tau_i$ の有効面積を $A_i$ とすれば、次式で表される。

$$\tau_a = \frac{\sum \tau_i A_i}{\sum A_i} \quad (\text{B-4})$$

したがって、エンクロージャにおける壁面の透過率 $\tau_w$ と面積 $A_w$ 、開口部の面積 $A_o$ からエンクロージャの総合透過損失 $TL_a$ が求められる。

### B.3 エンクロージャの開口面積と騒音レベルの関係

B.2 節で説明した理論を図 B-2 に示すエンクロージャに適用し、開口部の面積  $A_o$  と総合透過損失  $TL_a$  の関係を求める。エンクロージャ壁面の音響透過損失  $TL_w$  は表 B-1 に示す A~C の 3 種類とする。

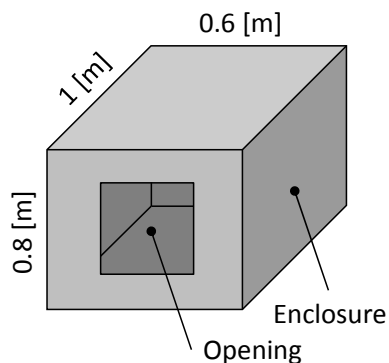


Fig. B-2 Schematic of an enclosure

Table B-1 Transmission loss of the enclosure

	$TL_w$
A	30 dB
B	20 dB
C	10 dB

図 B-3 は、エンクロージャの全面積に対する開口部の面積  $A_o$  と総合透過損失  $TL_a$  の関係を示している。開口部の面積  $A_o$  の増加とともにエンクロージャの総合透過損失  $TL_a$  が低下していることがわかる。したがって、エンクロージャ外部の騒音レベルは増大する。開口部の面積  $A_o$  がほぼ 0 の場合は、壁面の透過損失  $TL_w$  による差が大きいですが、開口部の面積  $A_o$  が大きくなるとその影響は小さくなっている。

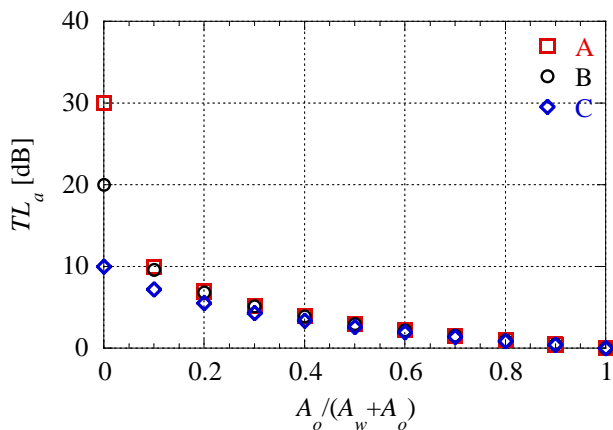


Fig. B-3 Over-all transmission loss with respect to area of opening

## 謝 辞

本研究論文は、防衛大学校システム工学群機械システム工学科、准教授、一柳隆義先生より賜りましたご指導、ご鞭撻のもとにまとめることができました。2012年に作業用車両の油圧音に関する技術指導を賜るために西海研究室の門戸をたたいてからの約5年間、一柳先生には流体システムの静粛性に資する多くの知識をいただきました。ここに深甚なる謝意を表します。

防衛大学校システム工学群機械システム工学科、教授、西海孝夫先生には、同2012年より共同研究をご快諾いただき、2014年からは博士後期課程の学生として温かく迎えてくださいました。また、論文推敲などにより研究者としての素養を授けてくださいました。さらには、学会活動の機会などを設けてくださり、様々な研究者の方々と知り合うことができました。厚く御礼申し上げます。

防衛大学校システム工学群機械工学科、教授、中村元先生、同教授、山川淳也先生、東北大学流体科学研究所、教授、早瀬敏幸先生には、ご多忙中のところ、最終試験委員および卒業論文審査委員をお引き受けいただき、本研究論文について有意義なご指導を賜りました。心よりお礼を申し上げます。

防衛大学校第13期博士後期課程卒業生、栗林哲也博士には、研究室の先輩としてご指導いただき、先例として様々なことを参考にさせていただきました。ここに感謝の意を表します。

JX エネルギー株式会社中央技術研究所潤滑油研究所、置塩直史氏には作動油や試験設備に関する情報提供を頂き、研究の参考とすることができました。お礼を申し上げます。

株式会社アドバンスドナレッジ研究所、桃瀬一成技術フェロー、池島薫代表取締役には、ノンパラメトリック感度解析の理論をご教示くださり、大変勉強になりました。誠にありがとうございました。

ヤンマー株式会社、荻田広代表取締役、同中央研究所、川建治所長、同基盤技術研究部、伊賀淳朗部長、同技術企画部、齋藤昌弘主席研究員には、同社への入社よりご指導、ご鞭撻を賜り、また、博士後期課程入学の機会や活動の自由を与えてくださいました。厚く御礼申し上げます。本研究論文は、同社の培ってきた技術を礎にまとめることができました。同基盤技術研究部ダイナミクスグループの研究員各位およびOB各位に感謝の意を表します。

平成29年3月

## 参考文献

- (1) 産業衛生学会, 許容濃度の勧告 (2016年度) 産業衛生学雑誌, Vol.58 (2016), pp180-212.
- (2) 国土交通省, 低騒音型・低振動型建設機械の指定に関する規定, 平成十三年四月九日改定国土交通省告示第四百八十七号 (2001).
- (3) 日本貿易振興機構, CE マーク 詳細, 日本貿易振興機構ホームページ, [https://www.jetro.go.jp/ext\\_images/jfile/country/eu/trade\\_02/pdfs/eu\\_p04\\_2B040\\_CEmark.pdf](https://www.jetro.go.jp/ext_images/jfile/country/eu/trade_02/pdfs/eu_p04_2B040_CEmark.pdf).
- (4) D'Souza, A. F. and Oldenburger, R., Dynamic response of fluid lines, Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.86, No.3 (1964), pp.589-598.
- (5) Brown, F. T. and Nelson, S. E., Step response of liquid lines with frequency dependent effects of viscosity, Journal of Basic Engineering, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Series D, Vol.87, No.2 (1965), pp.504-510.
- (6) Weddfelt, K., On modeling, simulation and measurements of fluid power pumps and pipelines, Linkoping Studies in Science and Technology, No. 268, Dissertation (1992).
- (7) Edge, K. and Johnston, D., N., The secondary source method for the measurement of pump pressure ripple characteristics, Part 1: Description of method, Proc. of Institution of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 204 (1990), pp.33-40.
- (8) Edge, K. and Johnston, D., N., The secondary source method for the measurement of pump pressure ripple characteristics, Part 2: Experimental results, Proc. of Institution of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 204 (1990), pp.41-46.
- (9) 小嶋英一, 油圧ポンプの流体伝ば振動特性の新しい測定法 (第 1 報, 測定法の原理), 油圧と空気圧, Vol.24, No.2 (1993), pp.269-274.
- (10) 小嶋英一, 油圧ポンプの流体伝ば振動特性の新しい測定法 (第 2 報, 試験結果と考察), 油圧と空気圧, Vol.24, No.2 (1993), pp.275-282.
- (11) Edge, K.A. and Darling, J., A Theoretical Model of Axial Piston Pump Flow Ripple, First Bath International Fluid Power Workshop (1988), pp.113-136.
- (12) 小嶋英一, 山田隆裕, 成川純央, 森山健二, アキシヤルピストンポンプの吐出し流量脈動のシミュレーションモデル, 日本油空圧学会論文集, Vol.29, No.4 (1998), pp.14-20.
- (13) 市川常雄, 歯車ポンプの吐出し圧力の変動について, 日本機械学会論文集, Vol.22, No.113 (1956), pp.44-48.
- (14) 小嶋英一, 品田正昭, 油圧ポンプの流体伝ば騒音に関する研究 (第 3 報, 外接歯車ポンプの吐出し圧力の脈動特性), 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.50, No.450 (1984), pp.406-414.
- (15) 山口健二, 市川常雄, 歯車ポンプの吐出し圧力の脈動特性, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.50 No.460 (1984), pp.2968-2976.
- (16) 小嶋英一, 松原昇, 須藤繁, 油圧ポンプに起因する油圧システム内の圧力脈動の発生と伝ば (第 1 報, システム構成機器の伝達マトリクス係数の測定と全般的考察), 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.61, No.583 (1995), pp.221-229.

- (17) Johnston, D. N. and Edge, K., A., The impedance characteristics of fluid power components : Restrictor and flow control valves, Proceedings of International Mechanical Engineers, Part I, Vol. 205 (1991), pp.1-10.
- (18) Edge, K. A. and Johnston, D. N., The impedance characteristics of fluid power components : relief valves and accumulators, Proceedings of International Mechanical Engineers, Part I, Vol. 205 (1991), pp.11-22.
- (19) 一柳隆義, 栗林哲也, 西海孝夫, 油圧管路内に生起する圧力脈動の定在波に関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.42, No.5 (2011), pp.81-88.
- (20) 一柳隆義, 栗林哲也, 西海孝夫, 正規化終端インピーダンスの複素パラメータと油圧管路内圧力脈動の定在波の関連性, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.44, No.5 (2013), pp.102-109.
- (21) 鷺尾誠一, 高橋智, 向畑和男, 山口智史, ヘルムホルツ共鳴器型油圧脈動フィルタの研究, 油圧と空気圧, Vol.24, No.6 (1993), pp.729-735.
- (22) 栗林哲也, 一柳隆義, 西海孝夫, ヘルムホルツ型油圧サイレンサの減衰特性に関する研究 (容量およびネックの寸法形状が減衰特性に及ぼす影響), 日本機械学会論文集, Vol.80, No.814 (2014), pp.1-16.
- (23) 一柳隆義, 小嶋英一, 竹下清一郎, 実システムにおける"可変共振モード形サイドブランチ"共鳴器の最適設定, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.67, No.659 (2001), pp.2204-2211.
- (24) 一柳隆義, 西海孝夫, 小嶋英一, 油圧回路の脈動特性を考慮したサイドブランチの最適設計, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.74, No.740 (2008), pp.833-840.
- (25) Edge, K. A., Designing quieter hydraulic systems - some recent developments and contributions, Proceedings of 4th JHPS International Symposium on Fluid Power (1999), pp.3-26.
- (26) Lighthill, M. J., On sound generated aerodynamically I. General theory, Proceedings of the Royal Society, Vol.211, No.1107 (1951), pp. 564-587.
- (27) Lighthill, M. J., On sound generated aerodynamically II. Turbulence as a source of sound, Proceedings of the Royal Society, Vol.222, No.1148 (1954), pp. 1-32.
- (28) Curle, N., The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound, Proceedings of the Royal Society, Vol.231, No.1187 (1955), pp. 505-514.
- (29) Powell, A., Theory of vortex sound, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.36, No.1 (1964), pp. 177-195.
- (30) Howe, M. S., Theory of Vortex Sound (2003), Cambridge University Press.
- (31) Lowson, M.V., "The sound field for singularities in motion", Proceedings of the Royal Society, Vol.286, No.1407 (1965), pp. 559-572.
- (32) Ffowcs Williams, J. E. and Hawkings, D. L., Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion, Philosophical Transactions of the Royal Society, Vol.264, No.1151 (1969), pp.321-342.
- (33) 赤池茂, 黒木伸也, 菊山功嗣, 車両用冷却ファンの低騒音化研究 (第 1 報), 日本機械学会論文集 (B編), Vol.58, No.550 (1992), pp.164-169.

- (34)赤池茂, 北田基博, 松島尚義, 菊山功嗣, 車両用冷却ファンの低騒音化研究 (第 2 報), 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.59, No.558 (1993), pp.131-136.
- (35)加藤千幸, 穴戸進一郎, 藤井亮輔, 伊藤博幸, 坪田晴弘, プロペラファン内部流れの LES 解析と空力音源の可視化, 可視化情報学会誌, Vol.23, No.91 (2003), pp.192-198.
- (36)Chon, W. and Amano, R. S., Investigation of Flow Behavior around Corotating Blades in a Double-Spindle Lawn Mower Deck, International Journal of Rotating Machinery (2005), pp.77-89.
- (37)Timuchev, S., Gamarnik, A. and Tsipenko, A., Numerical Modeling of Air-Grass Flow and BPF Noise in Lawn Mowers, Proceedings of FEDSM2007 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference (2007), pp.1-4.
- (38)鈴木保男, 低騒音ブルドーザ, 騒音制御工学会誌, Vol.1, No.3 (1977), pp.15-18.
- (39)松居勝広, 近江谷和彦, トラクタの騒音とその低減対策, 農業機械学会誌, Vol. 40, No. 2 (1978), pp241-244.
- (40)中西利和, 下田三四郎, 矢部充男, 草場泰介, 藤原英晃, 建設機械のエンジンルーム内流れ解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.7-01 (2001), pp.1-4.
- (41)International Organization for Standardization, Hydraulic Fluid Power – Determination of fluid-borne noise characteristics of components and systems - Part 2: Measurement of Speed of Sound in a Fluid in a Pipe, ISO 15086-2 (2000).
- (42)Wylie, E. B. and Streeter, V. L., Fluid Transients (1990), FEB Press.
- (43)Klaus, E. E. and O'Brien, J. A., Precise measurement and prediction of bulk-modulus values for fluids and lubricants, Transaction of the ASME, Journal of Basic Engineering, Vol. 86, No.3 (1964), pp.469-474.
- (44)Hayward, A. T. J., How to estimate the bulk modulus of hydraulic fluids, Hydraulic Pneumatic Power, Vol.16, No.181 (1970), pp. 28-40.
- (45)Hayward, A. T. J., Aeration in hydraulic systems – Assessment and control, Proceedings of the conference on oil hydraulic power transmission and control (1961), pp. 216-224.
- (46)Gholizadeh, H., Bitner, D., Burton, R. and Schoenau, G., Modeling and Experimental Validation of the Effective Bulk Modulus of a Mixture of Hydraulic Oil and Air, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.136 (2014), pp.1-14.
- (47)Johnston, D. N. and Edge, K. A., In-situ measurement of the wavespeed and bulk modulus in hydraulic lines, Proceedings of the International Mechanical Engineers, Part I, Vol.205 (1991), pp.191-197.
- (48)鈴木英男, 音響法と振動法による診断, 日本騒音制御工学会, 騒音制御, Vol.22, No.5 (1998), pp.283-287.
- (49)高田正幸, 音質評価に基づいた騒音対策と音のデザイン, 日本騒音制御工学会, 騒音制御, Vol.29, No.4 (2005), pp.247-252.
- (50)鶴飼義雄, 岡野勝夫, 鈴木昭次, 流体機械の騒音による異常診断, 日本騒音制御工学会, 騒音制御, Vol.10, No.5 (1986), pp.231-235.
- (51)赤池 茂, 菊山 功嗣, 自動車用冷却ファン騒音の低減について, ターボ機械協会誌,

- Vol.21, No.9 (1993), pp.558-566.
- (52) 多久島朗, 石原滋規, エアコン室外機用プロペラファン, ターボ機械協会誌, Vol.26, No.9 (1998), pp.527-531.
- (53) 近藤文男, 山口信行, 青木美昭, 新田堯, 空調用プロペラファンの騒音低減, ターボ機械協会誌, Vol.19, No.6 (1991), pp.333-340.
- (54) 藤本義二, 建設機械の低騒音化の現状, 騒音制御工学会誌, Vol.5, No.4 (1981), pp.174-180.
- (55) 大林茂, CFD 利用の新段階 数値最適化, 日本機械学会誌, Vol.105, No.999 (2002), pp. 64-73.
- (56) 坂間清子, 田中豊, 油圧作動油と気泡, 日本フルードパワーシステム学会誌, Vol.47, No.4 (2016), pp.174-177.
- (57) Nakagawa, S., Ichiyangi, T. and Nishiumi, T., A consideration on the behavior of hydraulic pressure ripples in relation to hydraulic oil temperature, Proceedings of the ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power & Motion Control (2015), (ASME Online Conference Papers)
- (58) 山崎隆介, 流体音場の基礎方程式について, 日本造船学会論文集, No.170 (1991), pp.137-141.
- (59) 小波倭文朗, 西海孝夫, 油圧制御システム (1999), 東京電機大学出版局.
- (60) 小嶋英一, 一柳隆義, ISO/CD15086-2 に定める「剛体管路内流体中の音速の測定法」の精度に関する実験的検討, 日本油空圧学会論文集, Vol.31, No.2 (2000), pp.20-27.
- (61) 油圧技術便覧編集委員会編, 油圧技術便覧 (1976), pp.63-64.
- (62) ベンダット, J. S. and ピアソル, A. G., ランダムデータの統計的処理, 培風館 (1981), pp.123-131.
- (63) Goldstein, 流体音響学, 協立出版 (1991).
- (64) 日本音響学会編, 音源の流体音響学, コロナ社 (2007).
- (65) 望月修, 丸田芳幸, 流体音工学入門, 朝倉書店 (1996).
- (66) 神部勉, 流れと音の物理, 日本流体力学会誌, Vol.20 (2001), pp.174-186.
- (67) 藤田肇, 二次元円柱から発生するエオルス音の特性, 日本流体力学会誌, Vol.20 (2001), pp.196-203
- (68) 飯田明由, 藤田肇, 加藤千幸, 高野靖, 空力音の発生機構に関する実験解析: 第 1 報, 円柱表面圧力変動の空間構造について, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.61, No.592 (1995), pp.139-146.
- (69) 飯田明由, 藤田肇, 加藤千幸, 大田黒俊夫, 空力音の発生機構に関する実験解析: 第 2 報, 表面圧力変動と空力音の相互相関について, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.62, No.604 (1996), pp.146-153.
- (70) 高石武久, 加藤千幸, 有限な計算領域における二重極音の評価手法, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.70, No.698 (2004), pp.33-40.
- (71) 加藤千幸, ターボ機械から発生する流体騒音の数値解析, ターボ機械協会誌, Vol.31, No.5 (2003), pp.258-265.
- (72) 飯田明由, 小久保あゆみ, 塚本裕一, 本田拓, 横山博史, 貴島敬, 加藤千幸, ドアミラ

- ーから放射される空力・音響フィードバック音の発生条件, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.73, No.732 (2007), pp.53-62.
- (73) 福田基一, 小嶋直哉, 岩石徹, 気流を伴う消音器に関する研究: 第 1 報, 気流による消音器からの騒音の発生, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.48, No.432 (1982), pp.1586-1594.
- (74) 木村敦典, 岩本順二郎, 高速脈動噴流から生じる騒音に関する研究, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.67, No.664 (2004), pp.57-64.
- (75) 中島伸治, 低圧軸流ファンの低騒音化と離散周波数騒音の発生機構, 騒音制御工学会誌, Vol.27, No.5 (2003), pp.331-336.
- (76) 池上聡一郎, 榎進矢, 中川修一, 産業車両における静粛性と熱管理に関する研究 (エンジンルームの換気方法の違いによる騒音発生機構の考察), 日本機械学会九州支部第 69 期定時総会講演会論文集, No.168-1 2016, pp.287-288.
- (77) 青木美昭, 自動車用冷却ファン, ターボ機械協会誌, Vol.15, No.9 (1987), pp.553-558.
- (78) 島田行太, 萩原久雄, 坂井耐事, 大山耕一, 軸流ファン構造の斜流ファンの設計における可視化手法の応用, 可視化情報学会誌, Vol.18 (1998), pp.37-40.
- (79) 猪口雄三, 岩下公彦, 山崎伸彦, 中西利和, 建設機械エンジンルームの冷却ファン周りの流れに関する実験研究, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.70, No.689 (2004), pp.109-116.
- (80) 横野泰之, 藤田肇, スーパーコンピュータを用いたステアリングシステムによる角柱から放射される空力音の数値解析, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.61, No.583 (1995), pp.163-168.
- (81) 坪田晴弘, リングファンの研究・開発, コマツテクニカルレポート, Vol.53, No.159 (2007), pp. 2-9.
- (82) 藤田肇, 山崎進, 小形ファンの騒音とその対策, ターボ機械協会誌, Vol.19, No.3 (1991), pp.150-154.
- (83) 大島恵, 自動車の低騒音化への取組み, 騒音制御工学会誌, Vol.27, No.6 (2003), pp.399-406.
- (84) 安部静生, 鈴木誠, CFD 応用によるエンジンルーム内風流れの可視化, 可視化情報学会誌, Vol.15 (1995), pp.229-232.
- (85) Kohri, I. and Kobayashi, Y., "Vehicle Thermal Management with CFD", Proceedings of JSAE Annual Congress, No.72-12 (2012), pp. 9-12.
- (86) 大林茂, 進化的計算法による空力設計の最適化, ターボ機械協会誌, Vol.30, No.5 (2002), pp.257-262.
- (87) Jameson, A., Aerodynamics Design via Control Theory, Journal of Scientific Computing, Vol.3, No.3 (1988), pp.233-260.
- (88) Jameson, A., Aerodynamic Shape Optimization Using the Adjoint Method, Lecture Note at the Von Karman Institute (2003).
- (89) 雷忠, 牧野好和, 岩宮敏幸, Adjoint 感度解析を用いた勾配法による空力形状最適設計, 宇宙航空研究開発機構研究報告, JAXA-RR-07-049 (2008), pp. 1-21.
- (90) 桃瀬一成, 池島薫, 感度解析に基づく熱対流場設計支援システムの開発(変分法に基づく



- 感度解析), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, Vol.2006, No.1 (2006), pp. 403-406.
- (91)池島薫, 桃瀬一成, 感度解析に基づく熱対流場設計支援システムの開発(システムの概要と応用例), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, Vol.2006, No.1 (2006), pp. 407-410.
- (92)Momose, K. and Ikejima, K., Optimization of Convective and Mass Transfer using Nonparametric Sensitivity Analysis, Proceedings of 20th International Symposium on Transport Phenomena CD-ROM, No.162 (2009).
- (93)秋山幸文, 池上聡一郎, 中川修一, ラジエータの風上側に複数熱源を有する産業車両の冷却風温度推定, 日本機械学会関西支部講演会講演論文集, No154-1 (2015), p.122-125.
- (94)日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改訂第5版 (2009), pp.225-231.
- (95)日本機械学会編, 機械工学便覧 (流体工学), p.78.
- (96)Nakagawa, S., Ichiyangi, T., Nishiumi, T., Experimental investigation on effective bulk modulus and effective volume in an external gear pump, Proceedings of the ASME/BATH 2016 Symposium on Fluid Power & Motion Control (2016).
- (97)前川純一, 森本政之, 阪上公博, 建築・環境音響学, 第2版 (2005), 共立出版株式会社.

## 研究業績

### 学術論文

- (1) 中川修一, 齋藤昌弘, 半開放型スクロールケーシングを有する回転機械の騒音同定と制御に関する研究, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.79, No.803 (2013), pp.1232-1242.
- (2) 中川修一, 桃瀬一成, 池島薫, ノンパラメトリック感度解析を用いた産業車両におけるエンジンルームの熱管理手法, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.79, No.805 (2013), pp.1774-1783.
- (3) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 油圧管路内のポンプ誘起の圧力脈動に及ぼす油温の経時変化の影響, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.845 (2017), pp.1-18.
- (4) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 実稼働中の油圧システムにおける作動油中の音速に関する研究, 日本機械学論文集, Vol.83, No.847 (2017), pp.1-16.

### 国際会議発表

- (1) Nakagawa, S., FSI computation for Time Domain Acoustic Analysis, Proceedings of 38th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (INTER-NOISE) (2009), pp.4446-4452.
- (2) Nakagawa, S., Numerical Analysis of Sound Transmission Using Fluid and Structure Interactions Computation, Proceedings of 13th Asia Pacific Vibration Conference in JSME Dynamics Measurement and Control Division (2009), CD-ROM.
- (3) Nakagawa, S., Ichiyanagi, T., Nishiumi, T., A consideration on the behavior of hydraulic pressure ripples in relation to hydraulic oil temperature, Proceedings of the ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power & Motion Control (2015).
- (4) Nakagawa, S., Ichiyanagi, T., Nishiumi, T., Experimental investigation on effective bulk modulus and effective volume in an external gear pump, Proceedings of the ASME/BATH 2016 Symposium on Fluid Power & Motion Control (2016).

### 国内学会等発表

- (1) 中川修一, 産業車両エンジンルーム内の冷却問題における Flow Designer 逆解析の活用事例, 株式会社アドバンスドナレッジ研究所 2013 年 Flow Designer ユーザーフォーラム資料 (2013), pp.21-34.
- (2) 中川修一, 逆解析技術を援用した産業車両の低騒音熱設計, 日本能率協会 TECHNO-FRONTIER 2014 第 14 回熱設計・対策技術シンポジウム講演予稿集 (2014), pp. F1-2-1-F1-2-6.
- (3) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 圧力脈動の温度変化に関する一考察, 日本機械学会関

西支部第 90 期定時総会講演会論文集, No.154-1 (2015), pp.238-241.

- (4) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 油圧システムの温度変化による圧力脈動の挙動, 日本フルードパワーシステム学会平成 27 年春季フルードパワーシステム講演会論文集 (2015), pp.97-99.
- (5) 秋山幸文, 池上聡一郎, 中川修一, ラジエータの風上側に複数熱源を有する産業車両の冷却風温度推定, 日本機械学会関西支部第 90 期定時総会講演会論文集, No.154-1 (2015), pp.122-125.
- (6) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 外接ギヤポンプの内部インピーダンスに関する考察, 日本機械学会関西支部第 91 期定時総会講演会論文集, No.164-1 (2016), pp.133-136.
- (7) 池上聡一郎, 榎進矢, 中川修一, 産業車両における静粛性と熱管理に関する研究 (エンジンルームの換気方法の違いによる騒音発生機構の考察), 日本機械学会九州支部第 69 期定時総会講演会論文集, No.168-1 (2016), pp.287-288.
- (8) 榎進矢, 池上聡一郎, 中川修一, 産業車両における静粛性と熱管理に関する研究 (エンジンルームの換気方法の違いによる熱収支の考察), 日本機械学会九州支部第 69 期定時総会講演会論文集, No.168-1 (2016), pp.301-302.
- (9) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 油圧ポンプ内部の体積弾性係数に関する研究, 日本機械学会東海支部第 65 期総会講演会論文集, No.163-1 (2016), USB 論文集.
- (10) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 外接ギヤポンプの構成要素および作動条件が有効体積弾性係数に与える影響, 日本フルードパワーシステム学会平成 28 年春季フルードパワーシステム講演会論文集 (2016), pp.11-13.
- (11) 中川修一, 車両のエンジンルームにおける静粛性を背景とした熱設計, 株式会社アドバンスドナレッジ研究所 Flow Designer 熱設計フォーラム講演集 (2016).
- (12) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 油圧管路内の作動油中の音速に関する研究, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集, 講演番号 110 (2016).
- (13) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 作業用車両の流体システムから生じる騒音, 日本フルードパワーシステム学会平成 28 年度第 2 回油圧機器のトライボロジーなど基盤技術に関する研究委員会 (2016).
- (14) 中川修一, 一柳隆義, 西海孝夫, 農業・建設用車両における作動油中の音速変化とその影響, 日本機械学会関西支部第 92 期定時総会講演会論文集, No.165-1 (2016).

## 総説等

- (1) 中川修一, 農業機械における油圧技術, 日本フルードパワーシステム学会学会誌, Vol.47, No.1 (2016), pp.7-11.

### 各章と関連する学術論文

章番号	章の題目	学術論文番号
第2章	運転状態と作動油中の音速の関係	(4)
第3章	定常運転状態における油圧管路内の圧力脈動の経時変化	(3)
第4章	半開放形スクロールケーシングを有する回転機械の騒音同定と制御	(1)
第5章	ノンパラメトリック感度解析を用いたエンジンルームの遮音	(2)