

論文 / 著書情報  
Article / Book Information

題目(和文)	ディーゼルエンジンの振動騒音起振力に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	中田輝男
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第3262号, 授与年月日:1999年2月28日, 学位の種別:論文博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第3262号, Conferred date:1999/2/28, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

ディーゼルエンジンの  
振動騒音起振力に関する研究

機械工学専攻

中田 輝男

# ディーゼルエンジンの振動騒音起振力に関する研究

## 第1章 緒論

1.1. 本研究の背景	1
1.2. ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの騒音の比較	4
1.3. 本研究の目的	8
1.4. 本論文の構成	10

## 第2章 低周波数領域でのエンジン振動の解析

2.1. 緒言	12
2.2. 低周波数領域エンジン振動の車内音への影響	14
2.2.1. 車室内騒音とエンジンマウント振動の解析	14
2.2.2. 低周波数領域騒音の音質への影響	17
2.2.3. 低周波数領域エンジン振動に関する従来報告	19
2.3. パワープラント系のモード解析	21
2.3.1. 加振条件の検討	21
2.3.2. モード解析の結果	24
2.3.3. 固有振動と実稼働時エンジン振動の対応	26
2.4. 実稼働時振動モードの解析	27
2.4.1. O.D.S.解析の方法	27
2.4.2. O.D.S.解析の結果	28
2.4.3. 剛体運動成分の分離	31
2.4.4. O.D.S.の結果の解析	33
2.5. 結言	36

## 第3章 低周波数領域での振動発生メカニズムと低減の検討

3.1. 緒言	38
3.2. 実働時のエンジン起振力計測	40
3.2.1. エンジン起振力計測の原理	40
3.2.2. エンジン起振力計測の方法	42
3.2.3. エンジン起振力の計測と精度検証	44
3.3. エンジン起振力の解析	46
3.3.1. 上下起振力の解析	46
3.3.2. クランク軸まわりの起振モーメントの解析	48
3.4. 気筒毎の起振モーメントの合成	51
3.4.1. 起振モーメントの合成	51
3.4.2. 起振モーメントによるねじり	54
3.5. 起振力発生メカニズムの考察	57
3.5.1. 起振モーメントとエンジン振動の対応	57
3.5.2. ねじりモーメントとエンジン振動の対応	59
3.6. 有限要素法を用いたパワープラント振動シミュレーション	61
3.6.1. パワープラントの有限要素モデル	61
3.6.2. 有限要素法の振動応答解析	64
3.7. 振動低減に関する検討	67
3.8. 結言	69

## 第4章 高周波数領域でのエンジン起振力の解析

4.1. 緒言	71
4.2. 燃焼に起因する直接的な起振力の解析	72

4.2.1. 燃焼起振力の低減	72
4.2.2. 燃焼起振力の分離評価	74
4.2.3. エンジン構造の騒音特性評価	79
4.2.4. 燃焼起振力に対するエンジン構造応答系の改善	82
4.3. 燃焼に起因する間接的な起振力の解析	87
4.3.1. 間接的起振力によるエンジン騒音	87
4.3.2. ピストンスラップ音の分離評価	89
4.3.3. クランク軸系振動による騒音	93
4.4. 機械的起振力によるエンジン騒音	99
4.4.1. 機械的起振力	99
4.4.2. ギアトレーンで発生する騒音	100
4.4.3. 燃料噴射ポンプを発生源とする騒音	105
4.4.4. 列型噴射ポンプの起振力発生メカニズム	108
4.5. 結言	112

## 第5章 ピストンスラップの数値シミュレーションによる解析

5.1. 緒言	114
5.2. 計算の方法	116
5.2.1. 計算モデルの概要	116
5.2.2. ピストンのシリンダ軸方向の運動	118
5.2.3. ピストンに作用する力	119
5.2.4. スカート部の衝突力と油膜反力	122
5.2.5. 摩擦力	126
5.2.6. 計算の方法	129

5.3. ピストン挙動の実測値と計算値との対応	134
5.3.1. ピストンの運動挙動の測定	134
5.3.2. 計算結果の実測値との比較	136
5.3.3. 潤滑油中への気泡混入の考慮	139
5.3.4. ピストンスラップ振動と計算値との対応	144
5.4. ピストン設計諸元の最適化の検討	150
5.4.1. エンジン回転によるピストン挙動の違いの解析	150
5.4.2. ピストンスラップに対する設計パラメータの影響	156
5.4.3. 実験計画法による解析	158
5.5. エンジンの燃焼状態のピストンスラップに及ぼす影響の解析	162
5.5.1. 噴射タイミングを変えたときの運動エネルギーの変化	162
5.5.2. 筒内圧力変化の影響について考察	165
5.4.3. 燃料噴射タイミングに対するピストンスラップ音の関係	167
5.6. 結言	169
<b>第6章 結論</b>	171
6.1. 本研究のまとめ	171
6.2. ディーゼルエンジン騒音への将来の展望	177
<b>参考文献</b>	179
<b>謝辞</b>	185

# 記号

## 第 2 章

- $G_{ij}$  : 計測点  $i$  と基準点  $j$  でのクロススペクトル  
 $G_{jj}$  : 基準点  $j$  でのオートスペクトル  
 $[F]$  : 実稼働時の変形モードマトリクス  
 $[f]$  : 剛体運動の変形モードマトリクス  
 $[y]$  : 残差の変形モードマトリクス  
 $\{F\}_m$  :  $m$  番目の実稼働時の変形モードベクトル  
 $\{f\}_m$  :  $m$  番目の剛体運動変形モードベクトル  
 $\{y\}_m$  :  $m$  番目の残差の変形モードベクトル  
 $\{X\}, \{Y\}, \{Z\}$  : 各軸に沿った単位変位ベクトル  
 $\{YZ\}, \{XZ\}, \{XY\}$  : 各軸まわりの単位回転ベクトル  
 $a_m, b_m, c_m, d_m, e_m, f_m$  :  $m$  番目のモードベクトルの線形結合係数

## 第 3 章

- $a_{jk}$  :  $j$  番目の気筒のエンジン回転の  $k$  次成分の起振モーメントの振幅  
 $B$  : シリンダ軸中心間距離  
 $f_r$  : リングギアの一歯ごとに発生する電気的パルスの周波数  
 $F_g$  : 圧縮圧力による力  
 $F_{rec}$  : 往復慣性力による力  
 $G$  : 一様断面の棒の横弾性係数  
 $G_B$  : シリンダブロックの横弾性係数  
 $I_B$  : シリンダブロックのクランク軸まわりの断面二次極モーメント  
 $I_p$  : 一様断面の棒の断面二次極モーメント  
 $J$  : 回転運動部の慣性モーメント  
 $l$  : コンロッド長さ  
 $L$  : 一様断面の棒の長さ  
 $L_j$  :  $j$  番目の気筒の起振モーメントの作用点までのクランク軸方向の距離  
 $m_{rec}$  : 往復運動部質量  
 $M_y$  : クランク軸まわりの起振モーメント  
 $N_e$  : エンジン回転数  
 $N_r$  : リングギアの歯数  
 $r$  : クランク半径  
 $t_r$  : パルス間の周期  
 $T$  : 一様断面の棒に作用するねじりモーメント

$T_{jk}$	: $j$ 番目の気筒のエンジン回転の $k$ 次成分の起振モーメント
$T_{sk}$	: 4 気筒の合成起振モーメント
$z$	: クランク軸中心からピストンピン中心までの距離
	: コンロッド傾き角
	: クランク軸角度
	: 棒のねじれ角
$sk$	: シリンダブロックの合成ねじり角
$j$	: 起振モーメントの位相
$1$	: 合成起振モーメントの位相角
$2$	: 合成ねじりモーメントの位相角
	: クランク軸回転角速度

#### 第 4 章

$C_c$	: クランク軸の半径隙間
$CNL$	: 燃焼騒音
$CPL$	: 筒内圧力
$D_c$	: クランク軸の軸受け直径
$do$	: クランク軸の軸受け無次元油膜減衰
$Do$	: クランク軸の軸受け油膜減衰
$f_c$	: クランク軸の軸受け摩擦係数
$INL$	: 間接的燃焼騒音
$L_c$	: クランク軸の軸受け幅
$L_f$	: 所定量の燃料を噴射させた状態での騒音レベル
$L_{ip}$	: 燃料噴射ポンプに起因する騒音
$L_m$	: 燃料を無噴射の状態での騒音レベル
$MNL$	: 機械騒音
$N$	: 軸回転速度
$R_c$	: クランク軸の軸受け半径
$S$	: ゾンマーフェルド数
$SA$	: ストラクチャアッテネーション
$so$	: クランク軸の軸受け無次元油膜剛性
$So$	: クランク軸の軸受け油膜剛性
$SPL$	: エンジン騒音
$W_c$	: クランク軸の軸受け荷重
$\mu$	: 潤滑油の動粘度

## 第 5 章

- $A_s$  : ピストンとシリンダーの接触部分の面積
- $C$  : シリンダ内の円筒の半径隙間
- $C_0$  :  $C_1$  の上死点での最小値
- $C_1$  : みかけの油粘度のピストン位置の関数としての係数
- $C_2$  : みかけの油粘度の、ピストンとシリンダライナーとのクリアランスの関数としての係数
- $c_e$  : ライナー壁の等価減衰
- $C_p$  : ピストンピンとピストンおよびコンロッド間の隙間
- $D$  : ピストンの直径
- $D_r$  : ピストンリングの直径
- $F_g$  : 筒内ガス圧力
- $F_f$  : ピストンに作用する摩擦力
- $F_{ix}$  : ピストンに作用する慣性力 ( $x$  方向)
- $F_{iy}$  : ピストンに作用する慣性力 ( $y$  方向)
- $F_l$  : コンロッド反力
- $F_{pl}$  : ピストン - シリンダ間摩擦力
- $f_{pp}$  : ピストンピンとピストンおよびコンロッド間の摩擦係数
- $f_{rl}$  : ピストンリングの摩擦係数
- $F_{rl}$  : ピストンリング - シリンダ間摩擦力
- $F_s$  : ピストンスカート反力
- $F_x$  : ピストンに作用する  $x$  方向の力
- $h$  : シリンダと円筒の隙間
- $I_g$  : ピストンの重心まわりの慣性モーメント
- $I_p$  : ピストンのピストンピンまわりの慣性モーメント
- $k_e$  : ライナー壁の等価剛性
- $k_s$  : ピストンスカート部のバネ常数
- $l$  : コンロッド長さ
- $L$  : 内部円筒のシリンダ軸方向長さ
- $L_p$  : ピストンピンとピストンおよびコンロッド間の軸受け幅
- $l_x$  : ピストンピン中心 - 重心間距離  $x$  成分
- $l_y$  : ピストンピン中心 - 重心間距離  $y$  成分
- $m_e$  : ライナー壁の等価質量
- $m_p$  : ピストン質量
- $M_p$  : ピストンピンまわりに作用する慣性モーメント
- $m_r$  : ピストンピンとコンロッド往復運動部質量

$m_{rg}$	: ピストンリング質量
$M_r$	: ピストンに作用するピストンピン回りのトルク
$p$	: 潤滑油の圧力分布
$P$	: 筒内圧力
$r$	: クランク半径
$R$	: 内部円筒の半径
$R_p$	: ピストンピンの半径
$S$	: ゾンマーフェルド数
$T_p$	: ピストンピンとピストンおよびコンロッド間の摩擦トルク
$U$	: 内部円筒のシリンダ軸方向速度
$U_{pl}$	: ピストンとシリンダライナーのシリンダ軸方向の相対速度
$U_{rl}$	: ピストンリングとライナーの相対速度
$W$	: 油膜の絞り作用に対する荷重
$W_r$	: ピストンリングの張力
$x_{OB}$	: クランク軸中心に対するボア中心の $x$ 方向のオフセット量
$x_{OP}$	: ピストンピン中心のピストン中心に対する $x$ 方向のオフセット量
$x_l$	: ライナーのピストンとの接触点における $x$ 方向の変位
$x_p$	: ピストンピン中心 $x$ 座標
$x_{s0}$	: ピストンスカート部各接触点での $x$ 方向変位
$x_s$	: ピストンスカート部各接触点でのピストン作用力によって弾性変形したときの $x$ 方向変位
$y_p$	: ピストンピン中心 $y$ 座標
$y_s$	: ピン中心 - スカート衝突点間距離 $y$ 成分
$\theta$	: クランク回転角
$\phi$	: コンロッド揺動角
$\alpha$	: ピストンピン中心とクランク軸中心を結ぶ線分の、シリンダ軸となす角度
$\theta_0$	: ピストン中心がボア中心位置にあるときの $\theta$ の値
$\epsilon$	: シリンダ内の円筒軸の偏芯率
$\beta$	: ピストンのピンまわりの回転角度
$\mu$	: 潤滑油の動粘度
$\omega$	: クランク軸の回転角速度

# 第1章 緒論

## 1.1. 本研究の背景

ディーゼルエンジンは本質的に熱効率が高いことから、自動車用としては特に大型のトラックやバスを中心に多用されてきている。ルドルフ・ディーゼルの発明以来およそ100年を経過し、この間にディーゼルエンジンに対して数多くの改良が積み重ねられてきた。たとえば正味熱効率ではおよそ30% から45% 程度への向上であるが、比出力では1kW/l 以下であったのが、エンジン回転数の上昇もあり、近年発表された乗用車用ディーゼルエンジンでは50kW/l にもなっている。さらには小型、軽量、取り扱いの容易さ、多種燃料性などでの改良も進み、現存の熱エネルギー変換装置の中で最高の熱効率を持つ機械として普及している。

最近の地球温暖化への懸念に対して、自動車から排出されるCO<sub>2</sub>の削減が求められている。ディーゼルエンジンは燃費がよいことから、CO<sub>2</sub>排出量としてガソリンエンジンに比べて10～20%程度少ない。CO<sub>2</sub>低減の有力な手段として期待されており、乗用車の分野においても特に欧州を中心に普及が進んできている。

ディーゼルエンジンは以上のようなメリットを有する反面、排気ガスや騒音上の問題がある。高圧縮比の下での自己着火という燃焼方式であるために、燃焼温度が高くNO<sub>x</sub>の生成量が多い。燃料の噴射から着火までの時間がきわめて短かく、空気と燃料との混合は不均一であるため、すずくに代表される粒子状物質(PM)が発生する。NO<sub>x</sub>とPMは、一方を減らすと他方が増えてしまうといういわゆるトレードオフ関係にあり、両者を同時に低減することを難しくしている。しかしディーゼルの代替となるエンジンはなく、CO<sub>2</sub>の削減も必要であることから、ディーゼルエンジンの排出ガス対策は世界中で多くの研究開発が活発に行われている。

ディーゼルエンジンのもう一つの大きな問題が、騒音である。自動車の普及すなわち走行台数の増加に伴って、特に都市部での環境騒音は悪化の一途にある。改善の施策として、低騒音路面への変更や交通流の誘導・分散化・都市部乗り入れ抑制などが行われている。これと同時に発生源での対策として、自動車走行騒音の規制強化が行われてきた。図1-1はこの中の加速時の走行騒音の規制値について、日本および欧州での変遷を示

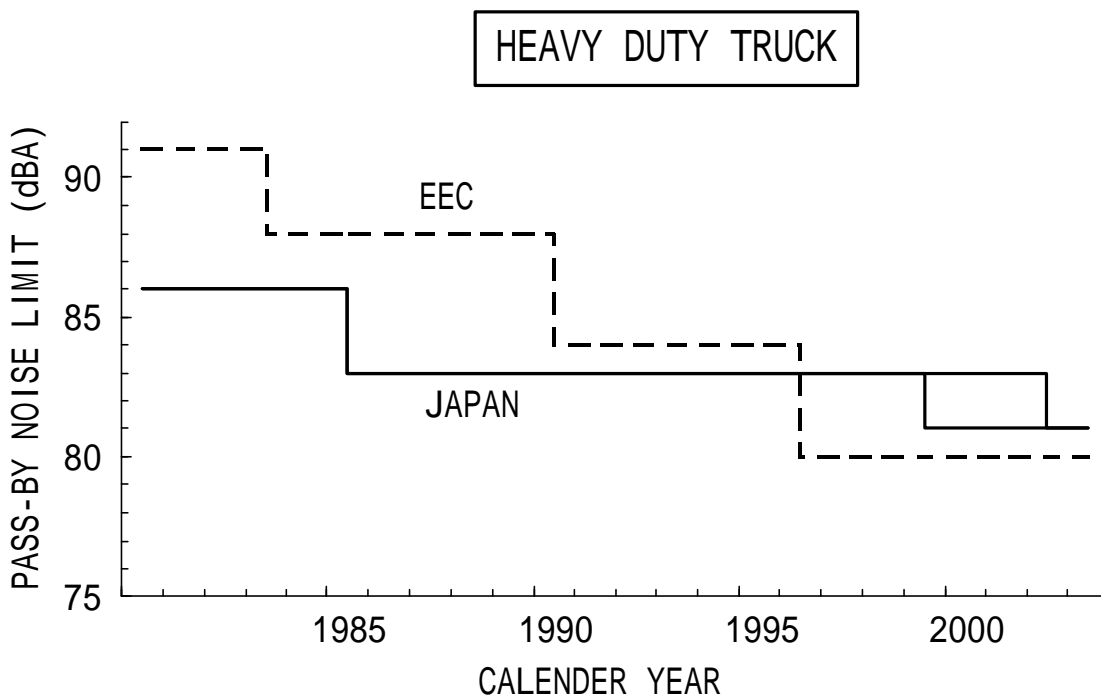
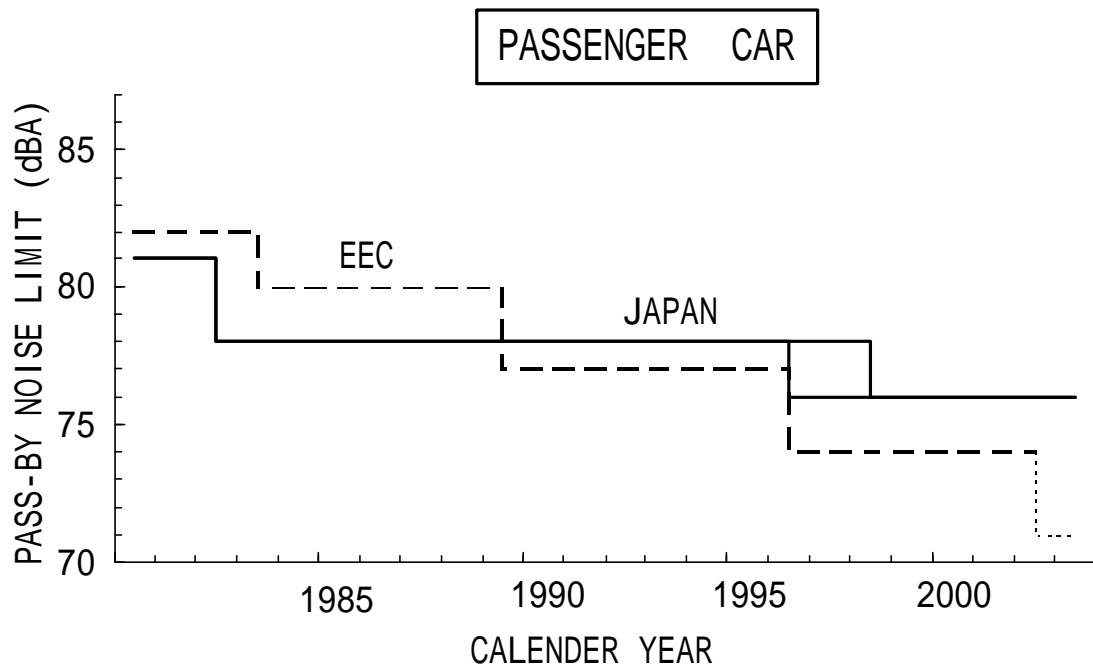


図1-1 自動車の加速時車外騒音規制の推移

したものである。

試験法の違いにより単純に比較するわけにはいかないものの、かつては日本国内での規制値がもっとも低かったが、近年は欧州の方が騒音レベルの低い規制が施行されている。しかし1台の自動車から発生する騒音としては低減する一方で、これを相殺してあまりあるほどの量で自動車の走行台数が増加しており、環境騒音としての改善はあまり進んでいないのが実状である。このために自動車から発生する騒音のよりいっそうの低減が求められており、排気ガス対策と同時に大きな課題になっている。特に騒音上問題となる加速時の走行騒音では、図1-2に示すように概してエンジンの寄与率が高い。エンジンで発生する騒音エネルギーが大きいディーゼルエンジンでの騒音低減は、環境騒音対策推進上きわめて重要である。

ディーゼルエンジンの振動騒音問題は、車室内への影響も大きく乗員への快適性向上の点からも重要である。運転者への長時間にわたる過大騒音の暴露は、特に高速道路の長距離トラック輸送などにおいて、疲労を増大する要因になるとも言われている。運転中の安全確保をはかるためにも、車室内の騒音環境の向上が望まれてきている。

また同一の車両でガソリンエンジンとディーゼルエンジンを搭載している乗用車などでは、ディーゼルエンジン搭載車が振動騒音対策のためにコスト高や重量増加などの問題をかかえ、ディーゼルエンジン搭載車選択上の障害になっていることも否めない。CO<sub>2</sub>削減対策の有力な手段でありながら普及を阻む一要因になっていることから、ディーゼルエンジン搭載車の振動騒音のよりいっそうの改善が望まれる。

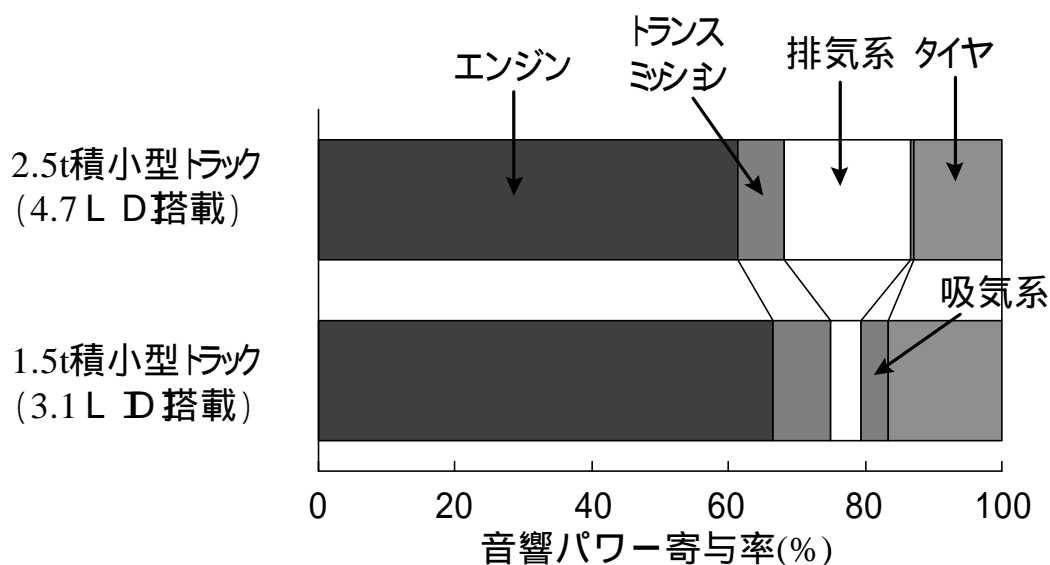


図1-2 加速時車外騒音の各音源別寄与率

## 1.2. ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの騒音の比較

乗用車やRV車においては、最近のディーゼルエンジンは燃料噴射系やターボチャージャーなどの技術向上により、出力面ではもはやガソリンエンジンにひけをとらない水準に達している。エンジン騒音の寄与率が比較的低くなる走行中の車室内騒音でも、もはやディーゼルを感じさせるほどの過大な振動騒音はほとんどないレベルになってある。今や唯一最大の違いは、アイドリングや低速回転域でのエンジンに起因する振動騒音だけと言っても過言ではない。

図1-3は、ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの騒音を比較したものである。排気量1.5～3ℓ程度の何台かのエンジンの放射音について、全負荷運転時にエンジンベンチで計測した騒音データの中から、最大値と最小値をプロットした。横軸のエンジン回転数は、定格回転数で正規化した上で整理した。定格回転数域では、ディーゼルとガソリンの最大値同士及び最小値同士がほぼ等しく、ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの騒音の差はないといえる。これに対して低速回転域では、ディーゼルの最小値とガソ

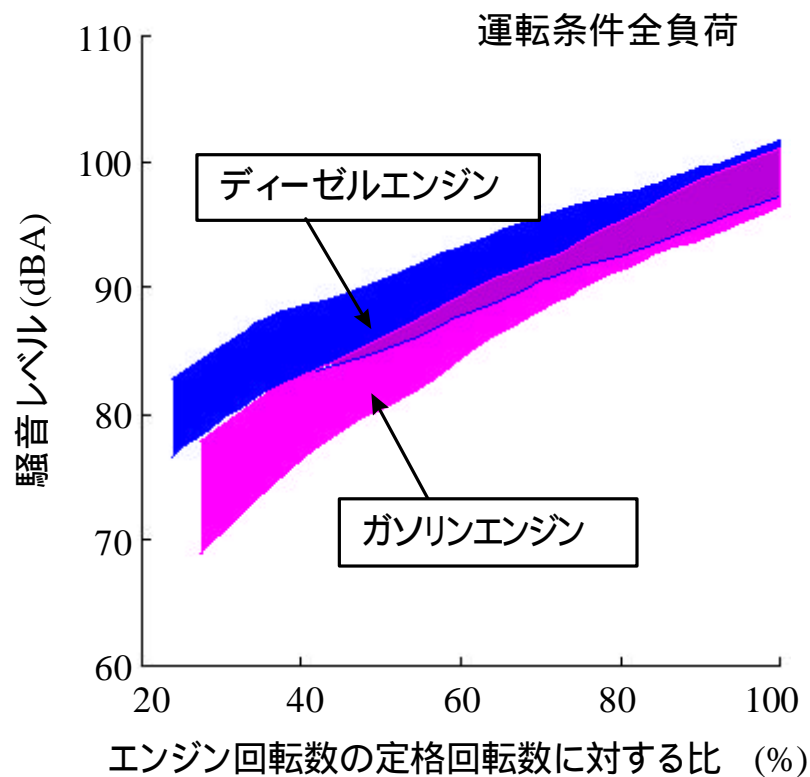


図1-3 ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの騒音レベルの比較

リンの最大値がほぼ等しい値である。すなわちディーゼルでもっともよいエンジンで、ようやくガソリンのもっとも悪いレベル並と言うことである。

ほぼ同一のボア径を持つディーゼルエンジンとガソリンエンジンにおいて、同一のエンジン回転数で全負荷運転した時の筒内圧力を比較した結果を図1-4に示す。筒内最大圧力及び圧力上昇率最大値で、ディーゼルエンジンはガソリンエンジンの約2倍の値である。筒内圧から計算した燃焼音レベルでは、およそ10dBAの差になる。エンジン放射音としてはこれほどの差が生じないが、これはエンジンの伝達放射系での騒音低減量の差であり、ディーゼルエンジンでは重く剛性のあるエンジン構造をとる所以でもある。それにしても、ディーゼルエンジンで燃料噴射をカットしたモータリング運転状態であっても、燃焼音レベルはガソリンエンジンよりも既に約3dBA高い値である。燃焼コントロールなどによってディーゼルエンジンの燃焼音をガソリンエンジン並にすることが、相当に困難であることを物語っている。

部分負荷状態ではガソリンエンジンでは吸入空気量を絞るが、ディーゼルエンジンでは常に最大量の空気を吸入しているため、筒内圧力の差はさらに大きくなる。図1-5は、

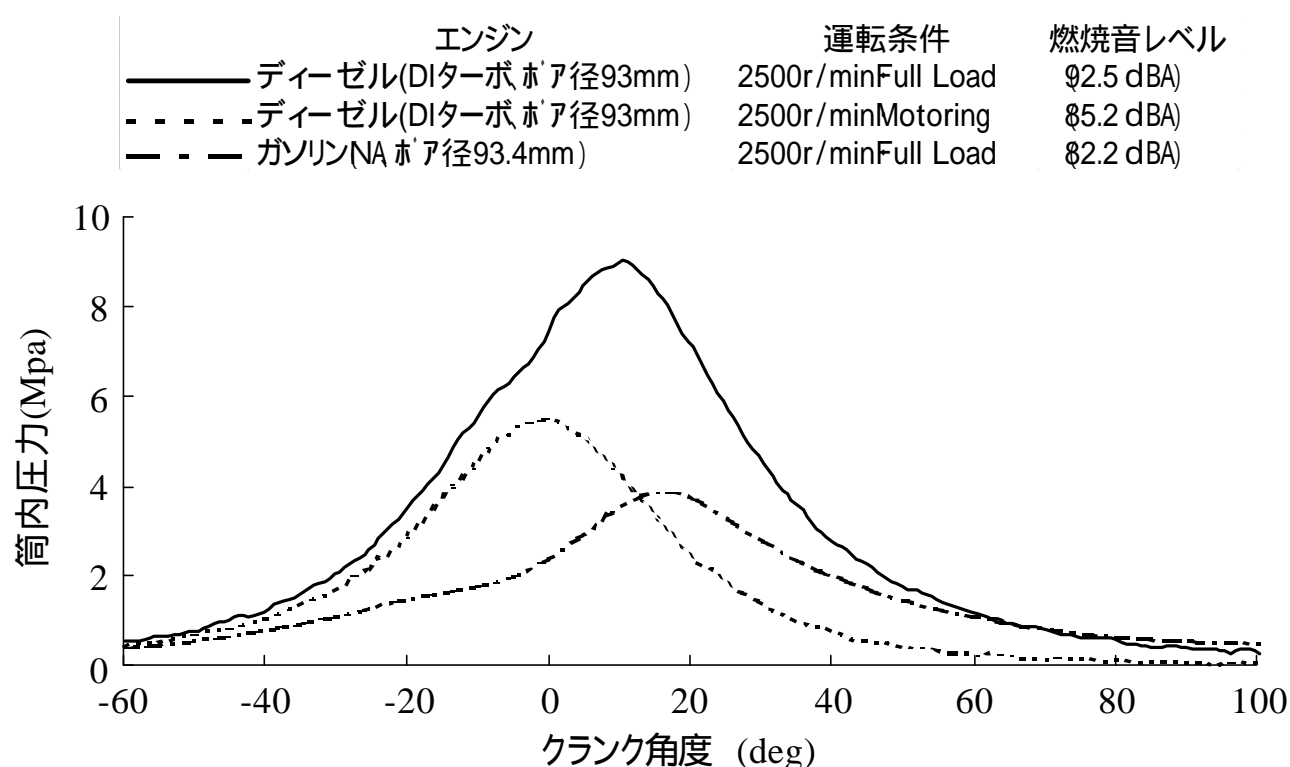


図1-4 ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの筒内圧力の全負荷運転時の比較

アイドリング状態でのディーゼルエンジンとガソリンエンジンとの筒内圧力の比較である。筒内圧力最大値ではおよそ一桁の違いがあり、圧力上昇率最大値はいずれも圧縮時の圧力上昇によって決定されるレベルにある。ディーゼルエンジンではアイドリング状態であっても筒内圧力が高いことによって、振動騒音の点からは種々の問題を生じることになる。その一つはトルク変動振幅が大きくなることであり、したがってその反力としてエンジン全体の振動が大きい。また回転変動も大きくなるために、回転軸系のねじり振動が大きくなり、ギア音の増大を招く等の影響が出てくる。さらに筒内圧力が高いことにより、エンジン構造も堅牢である必要がある。このことからピストンなど往復運動部分の重量としても増加することになり、それによる慣性力に伴う振動も増大することになる。

以上のようにディーゼルエンジンでは、圧縮自着火燃焼に伴い筒内圧力および圧力上昇率が高く、その結果として振動騒音も増大することは避けがたい。この様子を要因系統図としてまとめたものを図1-6に示す。ディーゼルエンジンにおいて振動騒音を低減するためには、発生源であるディーゼル燃焼の改善とともに、燃焼に伴って副次的に振動騒音を発生するピストンやギアなどでの改良、そして高い入力に対応した伝達放射系での低減量の増大を併せて行っていくことが必要である。<sup>(1)</sup>

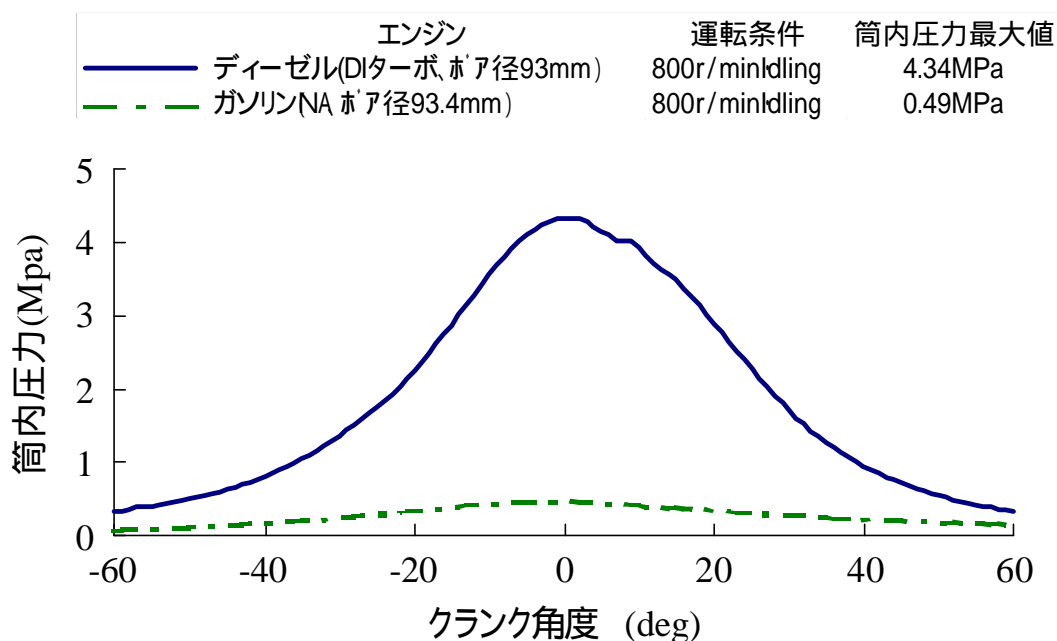


図1-5 ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの筒内圧力のアイドリング運転時の比較

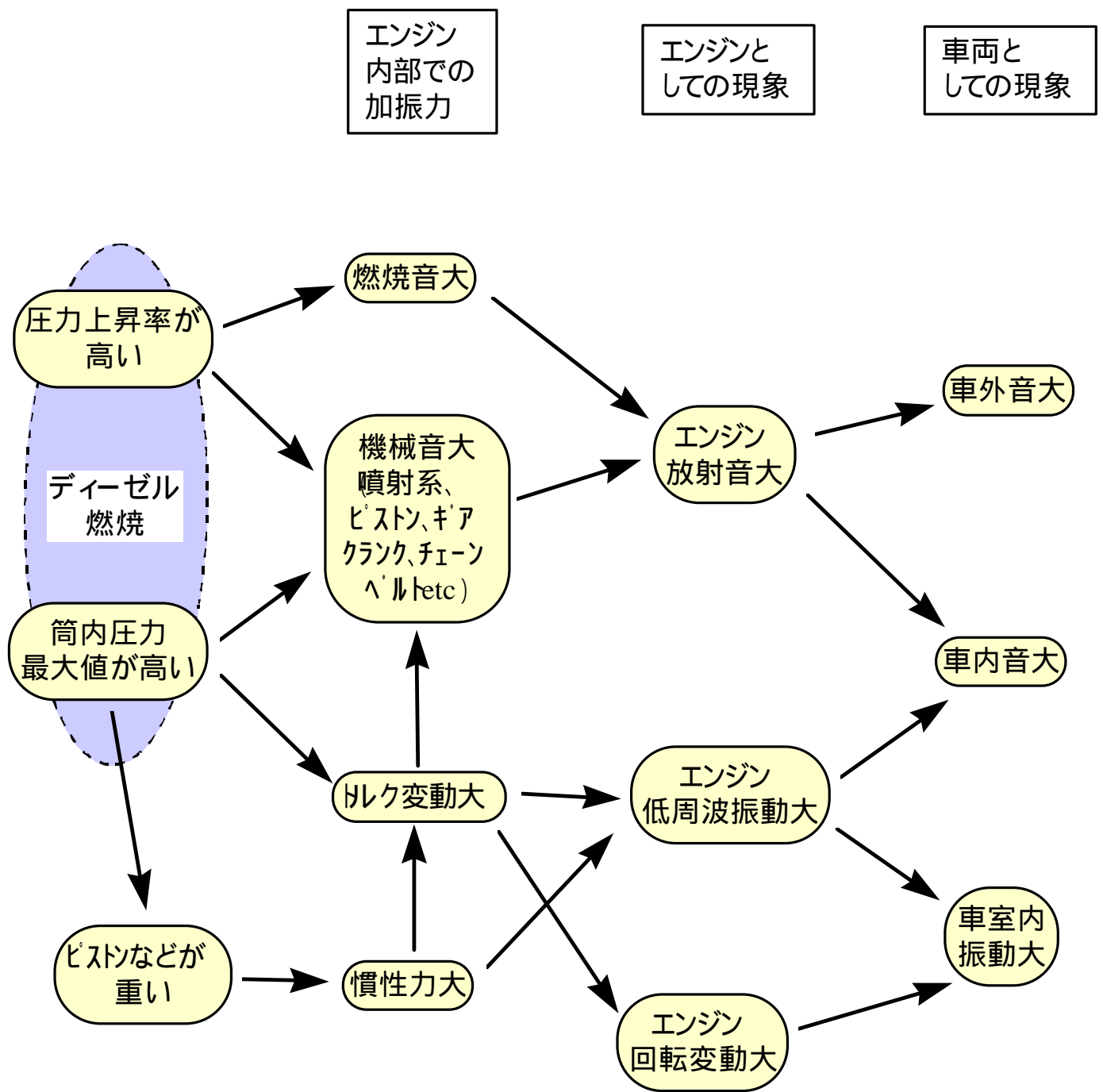


図1-6 ディーゼルエンジンにおける振動騒音の要因系統図

### 1.3. 本研究の目的

ディーゼルエンジンの騒音低減は、ルドルフディーゼルの発明以来行われてきたともいえる。特に昭和50年前後に開始された車外騒音の規制強化以降、エンジンを中心として車両全般にわたって騒音対策が推進されてきている。中でもディーゼルエンジンを音源とする騒音がもっともレベルが高いことから、きわめて多くの騒音対策が行われてきている。燃焼系では燃料噴射時期遅延やエンジン回転速度の低速化などであり、機械音対策としてはピストンクリアランス詰めによるピストンスラップ音対策などがある。これだけでは騒音低減量としては十分でないことから、エンジン各部の剛性増大による振動伝達の低減とともに、遮蔽や振動遮断（浮かし）など騒音を放射する部位での対策がかなり行われている。

しかし遮蔽や振動遮断による騒音対策では、重量増加やコストの増大、エンジン放熱性や整備性の悪化などの問題が生じるため、できるだけ採用を控えたいところである。燃焼系での対策では、燃焼音低減の対策が同時に出力の低下や燃費の悪化を招くこと、さらに排気ガス規制強化への対応も併せて行っていく必要があることから、限定的にしか実施できていない。

以上のような事情から、燃焼系以外の副次的な騒音発生源であるピストンやギア系での騒音対策、シリンダブロックに代表される振動伝達系での騒音対策などのよりいっそうの推進が望まれている。本研究ではディーゼルエンジンの騒音において、これらの副次的な騒音発生源での起振力特性や発生源から放射面にいたる振動伝達系の特性に着目して、騒音の発生および伝達のメカニズムを明らかにし、さらにその低減についての検討を行った。

一方車室内騒音についても、運転者の疲労軽減・快適性向上のために騒音低減の努力が続けられ、騒音レベルは継続的に下がってきている。図1-7は、自動車の各カテゴリーごとの一定速走行時の車室内騒音レベルの推移を示したものである。不断の改良により、10年程度のスケールで見ると、大幅に騒音レベルが下がっていることがわかる。大型トラックの走行時の車内音はもはや乗用車並とも言える。

さらに近年の研究から、単に騒音レベルを下げればよいと言うわけではなく、音質の向上という視点からの改良も重要であることが認識されるようになってきた。特にガソリンエンジンを搭載車では、騒音レベルが低くなってきたことで、レベルは低くとも不

快に感じる騒音にいつその注意が向けられるようになった。最近ではディーゼルエンジンを搭載した乗用車でも、騒音レベルとしてはかなり低くなり、同様に音質への関心が高まってきた。一般的にはこの分野で先行してきたガソリンエンジンでの音質向上対策を参考にして、改良が施されてきているが、これだけでは必ずしも十分とは言えない。本研究ではディーゼルエンジン搭載車に特有の音質問題に着目して、その発生メカニズムを明らかにし、さらにその低減について検討を行った。

ディーゼルエンジンの振動騒音問題に関して、ディーゼルエンジン特有の燃焼特性である筒内圧力や圧力上昇率が高い状態を前提として、それに伴って発生する副次的な振動騒音起振力の発生メカニズムや伝達特性に着目して研究を推進してきた。ディーゼル燃焼自体での大幅な騒音改善が望めない一方、騒音放射系での対策では二次的問題も多く、単に騒音レベルを下げるだけでは音質面での向上も期待できない。ディーゼルエンジンの特質を保持しつつ、音色も含めて振動騒音特性の向上に至る知見を得ることが、本研究の目的とするところである。

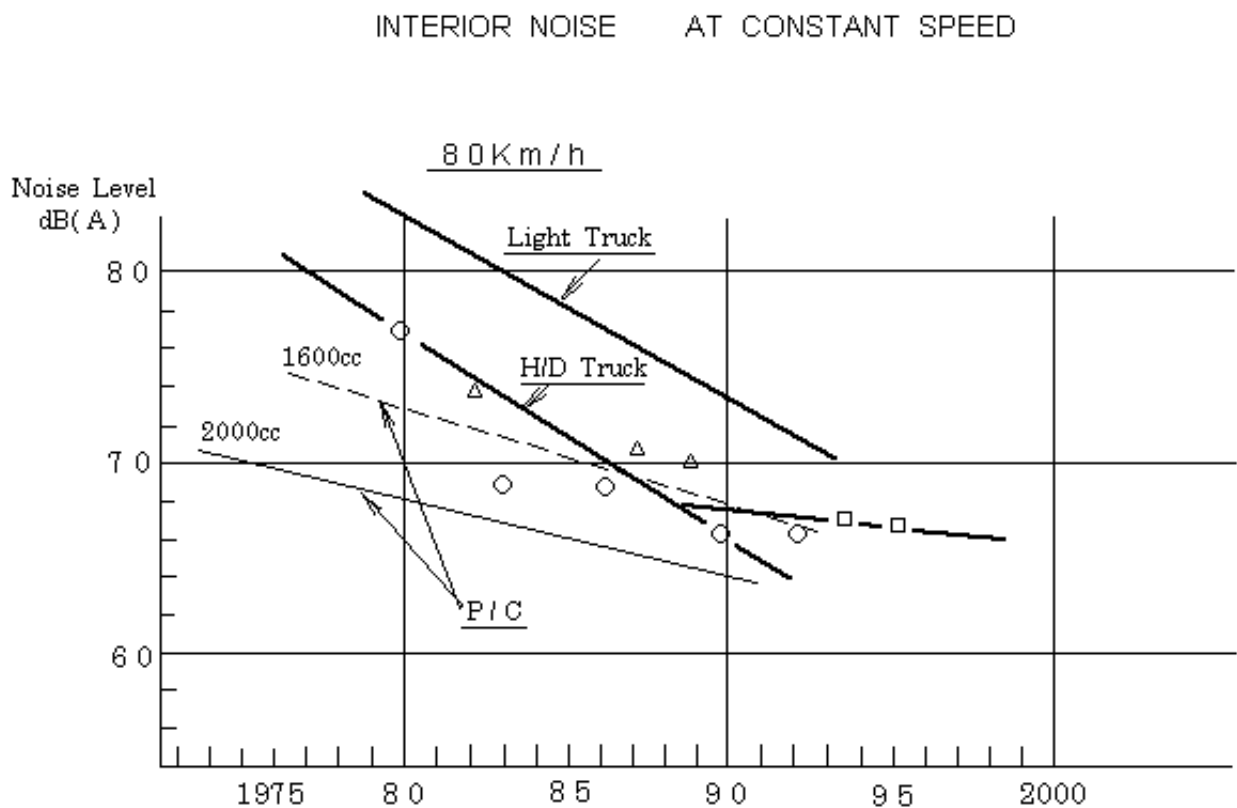


図1-7 車室内騒音レベルの推移

## 1.4. 本論文の構成

自動車用ディーゼルエンジンの振動騒音問題に対して、大きくは車室内騒音への影響と、車外騒音に直接影響するエンジン放射音とに分けて論じることとする。車室内騒音ではエンジン放射音も当然ながら影響をもっているが、最近の乗用車では車両としての遮音特性の向上もあり、問題となっているのは低周波数の固体伝播音である。

第2章では、車室内騒音に影響を及ぼしている低周波数域のエンジン振動について、問題点を明確にしエンジンでの現象の解析を行った。車室内騒音のレベルを高めるのみならず、音質面での影響も大きい成分として、ハーフ次成分<sup>(注)</sup>と呼ばれるエンジン回転の周波数の2.5倍や3.5倍の周波数成分があることを示した。さらにパワープラント全体でのモード解析や、O.D.S.解析という実働状態での振動モードを可視化する解析を行うことで、低周波数領域でのエンジン振動について各次数成分ごとの違いを明らかにした。これらの結果から、音質上の問題として指摘した比較的低い周波数のハーフ次成分の振動は、発生している周波数や振動モードから見て、ガソリンエンジンでの解析から従来報告されていた振動とは異なるメカニズムで発生している可能性を示した。

第3章では、エンジンの慣性力とトルク変動による起振力に着目して、低周波数領域でのエンジン振動の発生メカニズムの解明を試みた。実働時の角速度変動からエンジン起振力を計測する方法を提案し、各気筒ごとの起振力特性を明らかにした。この結果を元に、トルク変動によって発生する各気筒ごとの起振モーメントとその合成についての考察を行った。その結果、ハーフ次成分に特有のねじり形状になる振動モードと、その時の位相特性に着目して、理論的考察とO.D.S.解析の結果とがよく一致していることから、本研究で提案した発生メカニズムが妥当であることを示した。

車外騒音の主たる要因であるエンジンからの放射音に関して、本論文ではその起振力の観点からの研究を行った。第4章では、エンジン放射音の発生原因である高周波数域でのエンジンの起振力について、直接的に燃焼に起因する起振力、燃焼が間接的に関与す

(注)4サイクルエンジンにおいて低周波数領域で発生する振動・騒音は、周波数軸上で見るとエンジン回転数の $n/2$ 倍ごとの周波数成分が存在する。 $(n$ は正の整数である) 本論文では、このうち $(2n)$ 倍の周波数成分を偶数次成分、 $(2n \pm 1)$ 倍の周波数成分を奇数次成分、 $(n \pm 1/2)$ 倍の周波数成分をハーフ次成分と呼ぶこととする。

る起振力、燃焼の有無に関わらず発生する機械的起振力の3つに分けて論じた。燃焼による直接的な起振力は、それ自体での大幅な低減が望めないことから、エンジン構造伝達系での評価手法確立と改善検討を中心に述べた。間接的に燃焼の影響を受ける起振力としては、ピストンスラップやクランク軸系などがあるが、燃焼に対して非線形な関係にあるために評価すら困難である。実験的な分離評価の試みと、これを補完するものとしてのシミュレーション計算による挙動解明手法を示した。特にピストンスラップ音のシミュレーション計算については、第5章で詳細に論じた。機械的起振力については、起振源が多岐にわたることから主要なものを概観した上で、まずギアトレーンの騒音の解析例と歯打ち音低減を狙いとしたバックラッシュエリミネータの効果を確認した。さらに排気ガス対策に伴って騒音上の問題が大きくなってきた噴射ポンプについて、その起振力発生メカニズムをシミュレーション計算を用いて明らかにした内容を示した。

第5章では、間接的に燃焼の関与する起振力であるピストンスラップ音の、シミュレーション計算による解析について論じた。計算手法は新規に開発したものであり、計算精度の確保上きわめて重要であるスカート部の油膜の取り扱いについて新たに提案を行った。従来の報告では、単純な線形バネとして扱うか、または充満した油膜の圧力分布をレイノルズ方程式から解いて適用する方法がとられている。本研究では、油膜中への気泡混入の影響を考慮する必要であることを示し、これを簡略な形式で表現することで計算精度が格段に向上することを示した。計算精度の検証では、ピストンの横方向の挙動の実測結果、およびピストンピンオフセット変更時のライナー側壁振動の変化との比較を行い、十分な相関のあることを確認した

さらに本計算手法の応用事例として、ピストン設計諸元の最適化検討を行い、実験計画法の導入によって、相互作用も含めた各設計パラメータの影響の全体像を明らかにした。さらに燃料噴射タイミングを変更による燃焼状態の変化に対するピストンスラップ音の変化の解析を行い、ピストンピンオフセットが異なった場合に、燃焼状態の影響が全く逆の傾向になることを示した。

第6章では、以上の結果をまとめ、さらにディーゼルエンジンの騒音についての展望に言及する。

## 第2章 低周波数領域でのエンジン振動の解析

### 2.1 緒言

低周波数領域におけるエンジン振動としては、まずピストンなど往復運動部質量の慣性力があり、多気筒エンジンではできるだけこれが互いに相殺するようなクランク配置を取ることは言うまでもない。例えば自動車用でもっとも多用される直列4気筒エンジンでは、エンジン回転数の2倍の振動数である2次成分の慣性力が相殺されないで残存起振力として残るため、これによる振動および騒音が大きな問題であった。近年は特に比較的排気量の大きい4気筒エンジンでは、バランスシャフトを付加することによってこの2次の起振力をキャンセルする例が増えてきている。図2-1に直列4気筒エンジンにおける、2次バランス適用時の振動低減効果を示す。排気量2.2lのガソリンエンジンであり、全回転域にわたって振動が約1/10になっている。

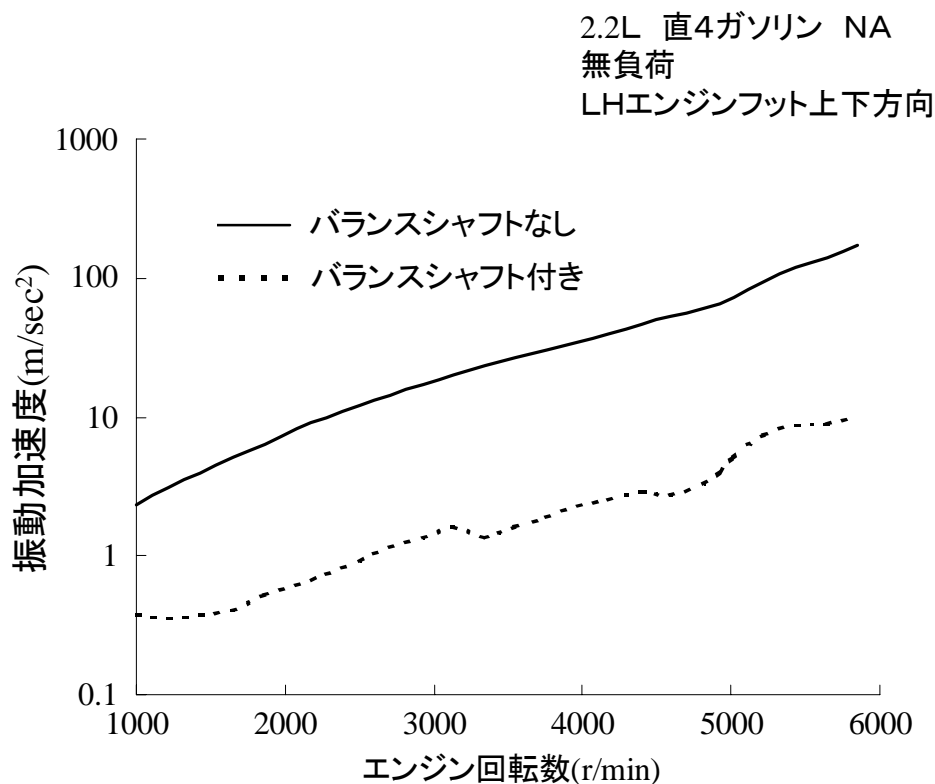


図2-1 2次バランスによる振動低減効果

往復慣性力により起振力は、基本的にはクランク機構によって発生する回転の1次と2次成分の各気筒毎起振力の合成で求めることが出来る。理論的にも明快でありほぼ予測通りの挙動を示すため、取り扱いはそれほど難しくはない。振動数としてもエンジンの固有振動数より低いため、エンジンとしては剛体としての取り扱いで十分である。

往復動ピストンエンジンでのもう一つの起振力発生源として、筒内ガス圧力によるトルク変動の反力として発生する起振モーメントがある。特にディーゼルエンジンでは常に高い筒内最高圧力下で運転されるため、慣性力の影響の小さい低速回転域では大きな問題になる。一つの気筒で発生するトルク変動は、4サイクルエンジンでは2回転に一回ずつ圧縮上死点まわりで発生する。これをフーリエ展開すると2回転につき1回の振動数の整数倍の振動数成分として、かなり高い振動数まで連続的に生じていることになる。多気筒エンジンでは一般に各気筒毎の爆発間隔を等間隔にすることで、各気筒のトルク変動を相殺するように配慮している。しかしトルク変動による振動を積極的に低減することはほとんどなされていない。4気筒エンジンで先に述べたバランスシャフトを2本上下方向にオフセット配置することによって、トルク変動による起振モーメントを相殺するようなモーメントを発生させている例があるが、その有効性は限定的である。

本章では直列4気筒ディーゼルエンジンを搭載した乗用車で、これらに起振力によるエンジン振動と車室内の騒音が問題になり、解析を行った結果を述べる。騒音レベルが高いことも問題であったが、音質上の問題も指摘されたため、音色の観点からも解析を行った。この結果、エンジン回転の2.5次や3.5次のハーフ次と呼ばれる成分の騒音が、レベルが高く音質上も影響が大きいことが明らかになった。発生源はエンジン内部にあるとみられ、その発生原因解明のために、まずパワープラント全体でのモード解析を実施した。アセンブリ状態では減衰が大きくなることから、電磁シェーカを2個使って2点加振モード解析を行うことで測定精度の向上を図っている。さらにエンジン実稼働状態での振動の挙動について、O.D.S.(Operating Deflection Shape)解析を行って可視化を試みた。O.D.S.解析は市販のモード解析ソフトでは実行できないので、自作ソフトとの組み合わせで解析を行っている。これらの結果から、ここで問題にしているハーフ次成分の振動が、従来報告されてきたクランク軸系やパワープラント系の固有振動に伴う現象とは異なることを明らかにした。<sup>(2)</sup>

## 2.2. 低周波数領域エンジン振動の車内音への影響

### 2.2.1. 車室内騒音とエンジンマウント振動の解析

直列4気筒エンジン搭載の乗用車等で発生する騒音において主要成分となるのは、周知のようにエンジン回転数に相当する周波数の偶数倍の周波数成分、すなわち $n$ を正の整数とすると $2n$ 次成分である。しかしこれ以外の、 $(2n \pm 1)$ 次（奇数次）や $(n \pm 1/2)$ 次（ハーフ次）成分の騒音成分が、音質上の影響が大きい事が従来から指摘されてきた。ここで $n$ はおよそ10以下で、比較的低い周波数の騒音の問題である。これらの騒音は主としてエンジン本体の振動がマウントなどを介して車両に振動伝達し、車体のパネルなどを励振することで騒音となる固体伝播音である。

車両の加速運転中の、車室内で騒音の問題について以下解析した内容を述べる。供試車は前輪駆動の乗用車であり、排気量1.7lの直列4気筒ディーゼルエンジンを横置きに搭載している。車室内騒音は、運転席の左耳位置に固定したマイクロフォンにて計測した。図2-2は、騒音レベルが高い値になるエンジン回転数の時に周波数分析した結果である。4気筒エンジンであるから、エンジン回転の2次成分が高いのは当然であるが、この場合は3.5次成分のレベルがもっとも高くなっている。

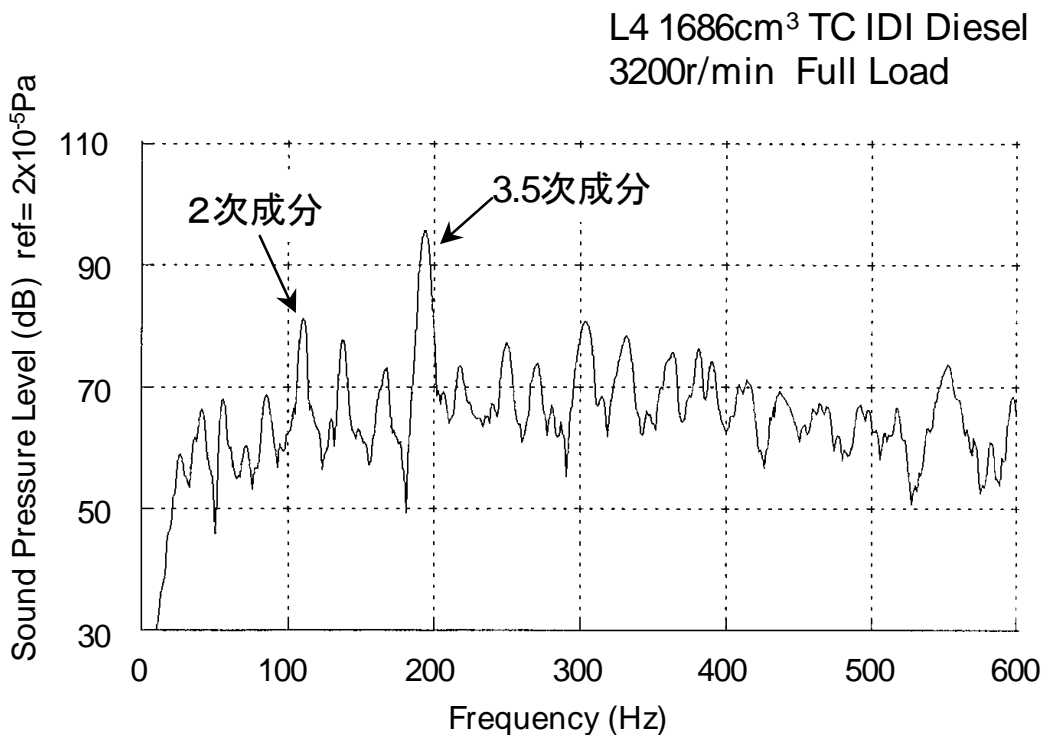


図2-2 車室内騒音の周波数スペクトル

図2-3はさらにキャンベルプロットと言われる解析を行ったもので、横軸は周波数であり、縦軸はエンジン回転数である。エンジン回転数が徐々に増加していく時に、ちょうど100r/minの整数倍の回転数になったところでデータをサンプリングする。これをフーリエ変換して、騒音レベルがピークとなる周波数のところで、そのピークのレベルに応じた大きさの円を作図してある。あわせてエンジン回転の2,4,6次に相当する周波数の変化を直線で示してある。

このデータを見ると、4気筒エンジンの主要成分である2次や4次成分が大きな値を示している。さらにこれらと並んで、2.5次や3.5次などのハーフ次成分がかなり高いレベルで生じていることが分かる。またいずれの次数成分においても、およそ200Hz付近で騒音レベルが高くなっている。これは発生源から最終的の騒音になるまでの伝達経路において、200Hz付近に固有振動数を持った系が介在していて、各次数成分の起振力の周波数と一致したところで共振現象が生じているためと考えられる。

図2-4はエンジンのマウント部の振動を計測した結果である。図2-3の車室内騒音と同時に測定したものであり、同様にキャンベルプロットで表してある。エンジンマウント振動のデータにおいても、主要な成分はエンジン回転の2次や4次の偶数次成分である

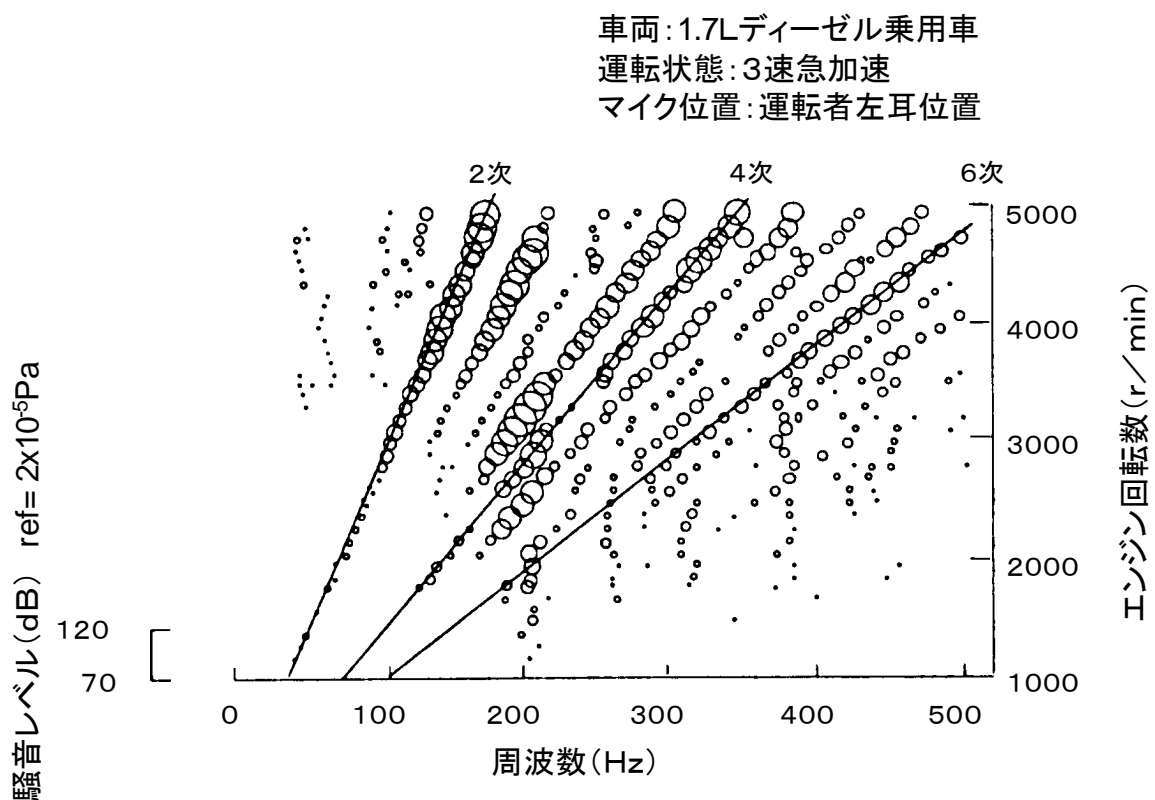


図2-3 車室内騒音のキャンベルプロット

が、2.5次や3.5次などのハーフ次成分の振動も生じている。車室内騒音に見られた200Hz付近での共振と思われるピークは、エンジンマウントの振動には生じていない。このことから、車室内騒音にみられる200Hz付近のピークは、エンジンマウント以降の伝達経路のどこかに共振系とみられる原因があるといえる。それにしてもこれらの騒音の元々の発生源としては、エンジン内部にその原因があると考えられる。振動レベルとしても、主要成分である偶数次成分に比べて極端に小さいわけではなく、無視することは出来ない。

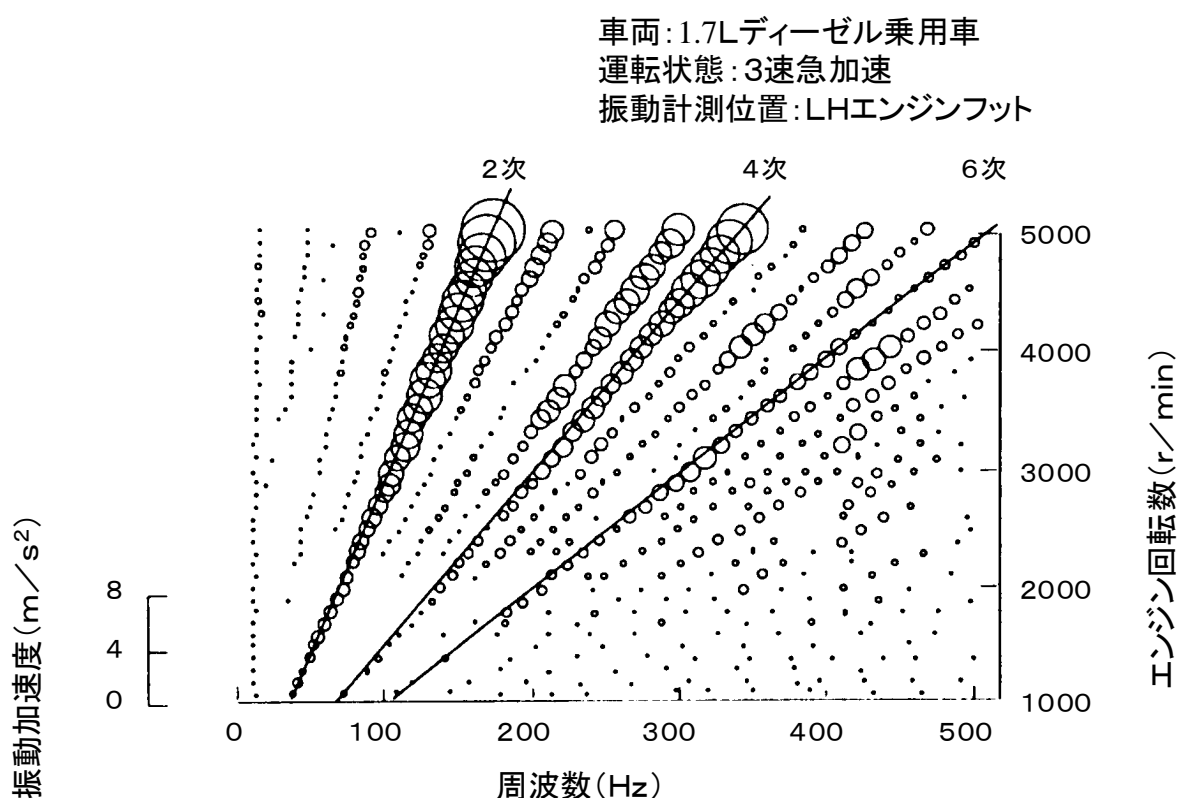


図2-4 エンジンフット振動のキャンベルプロット

### 2.2.2. 低周波数領域騒音の音質への影響

この車両では、車室内騒音のレベルが高い事に加えて、その音質が良くないことも問題として指摘されていた。そこで車室内騒音について、音質解析装置を用いて解析を行うこととした。音質解析装置の大まかな構成を図2-5に示す。本装置では録音した車室内音を、デジタルデータとしていったんハードディスクに蓄積する。アナログ再生した上でAD変換器によってデジタルデータとすることも可能だが、DATからはデジタルデータのままハードディスクに格納することができ、DAおよびAD変換を繰り返すことによる音質劣化を防止できる。このデータからCPUおよびDSPを使用したデジタル演算操作によって、特定の周波数成分を除去する等の加工を施したデータをつくり、これを再生し聴取することが可能である。

加速状態では時事刻々と音質が変化してしまうため、録音は一定の車速での走行状態で行った。図2-3の結果から、エンジン回転数は車内音において2.5次や3.5次などのハーフ次成分のレベルの高かった3200r/minとした。変速機は3速ギアであり、平坦路でこのエンジン回転数を保持するように一定速で走行している状態で録音を行った。マイクroフォンは運転席左耳位置に設置し、DATにて収録したのち、デジタルデータ転送にて音質解析装置のハードディスクに格納した。

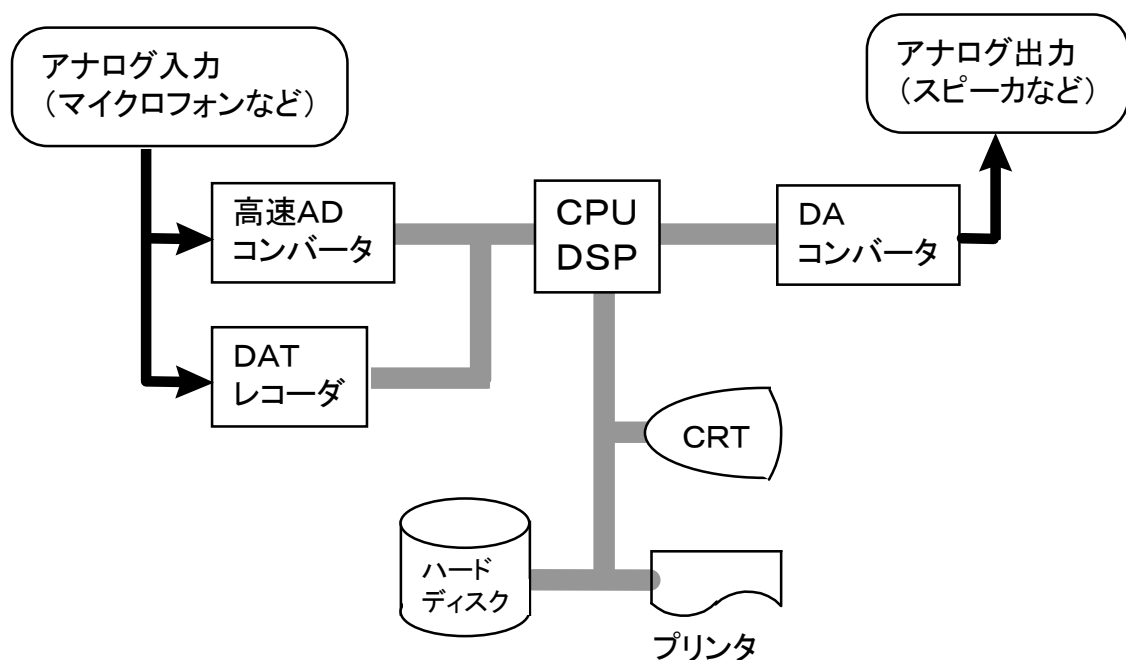


図2-5 音質解析装置の構成

録音したオリジナルの騒音に対して、種々の周波数成分を除去した音を再生し、10点法による官能評価を行った。官能評価は音質の主観的な印象を0～10の間で数値化したものであり、図2-6に評価結果を示す。オリジナル状態に対して、特に2.5次や3.5次の相当する周波数成分のレベルを1/10に低減することで、音質の向上が見られた。さらに2.5次と3.5次の両者を10dBずつ低減した時には、音質は大幅に向上することが確認できた。これらのハーフ次成分の騒音の車内音への影響は、音質も含めて大きなものがあるといえる。さらにその低減のためには、発生源であるエンジン内部での発生メカニズムの解明が必要である。

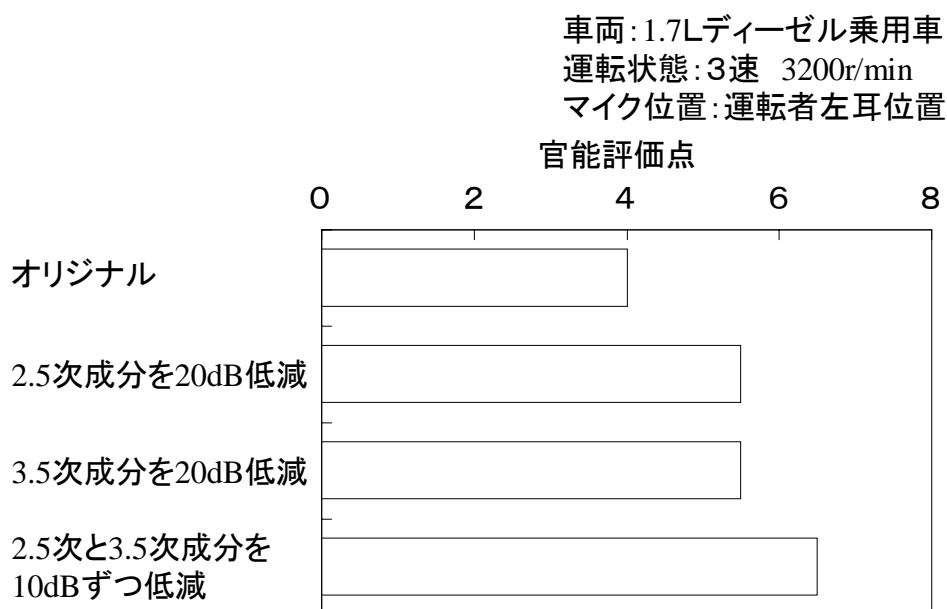


図2-6 車内音に加工した音の官能評価結果

### 2.2.3. 低周波数領域エンジン振動に関する従来の報告

低周波数領域でのエンジン振動に起因する騒音が車室内騒音の音質を悪化させる要因として重要であることは従来から指摘されており、その発生要因として時間的変動を伴った騒音の研究が近年活発に行われてきた。よく知られた例として、クランク軸系の振動によるランブル音がある。図2-7は、その発生メカニズムを簡単に説明するものである。クランクプリー部が曲がる前端曲げモードの固有振動では、第1気筒の爆発による加振によってこの振動モードが励起される時にもっとも振幅が大きくなる。同様にフライホイール部が曲がる後端曲げモードの固有振動が励起されるときには、第4気筒の爆発時に振幅が大きくなる。その結果として、各気筒ごとに異なる振幅で励振されることになるため、固有振動の周波数での振動ではあるが、2回転に1周期の振幅変調を受けた振動となる。

この振動をフーリエ変換して周波数軸で見ると、曲げモードの固有振動数にもっとも近い次数成分の周波数が主成分であるが、0.5次の振幅変調を受けていることから主成分に対して0.5次に相当する周波数だけ高い成分と低い成分を含むことになる。この周波数間隔が、人間の耳が異なる周波数の音として分離して聞くことのできる周波数の幅である臨界帯域幅よりも小さいときに、このような周波数成分の組み合わせの音はゴロゴロした感覚の不快な音として聞こえることになるというものである。<sup>(3-5)</sup>

点火タイミングの最適化などによる燃焼特性の改善や、クランクシャフト軸受けのクリアランスや支持剛性など伝達系の改善によっても、ある程度の効果を得ることが出来る。しかし有効性の高い手段として、曲げダンパー付きクランクプリー、フレキシブ

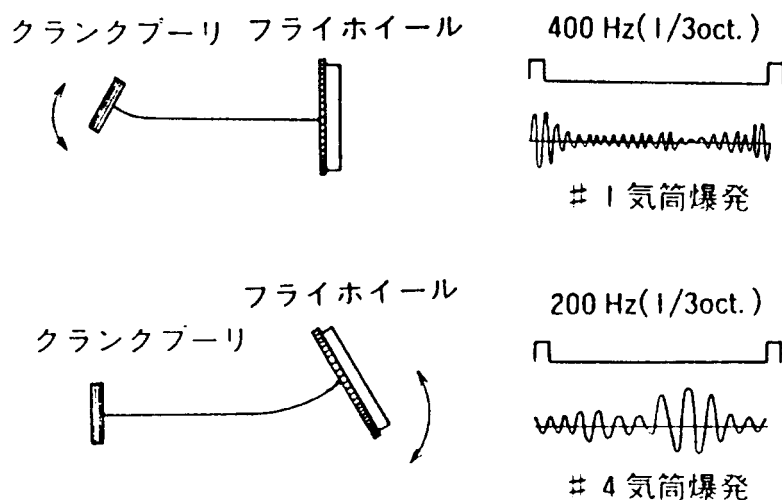


図2-7 クランク軸系の曲げ振動によるランブル音の発生メカニズム

ルフライホイールなどが実用化されている。<sup>(6,7)</sup>

同様にパワープラント系の振動においても、パワープラント系全体の上下や左右の曲げモードの固有振動に対して、各気筒ごとに加振位置が異なることによって振幅変調が生じ、その結果として曲げの固有振動数近傍の周波数で0.5次ごとの差を持った周数数の振動が発生することが指摘されている。<sup>(8)</sup>

その対策として、シリンダブロックそのものの曲げ剛性や、シリンダブロックとトランスミッションとの結合部の曲げ剛性を向上するような形状のエンジンが提案されている。<sup>(9)</sup>

また、吸気系騒音において、吸気管路長が気筒毎に等しくない場合にも振幅変調を受け、時間的変動を伴う騒音が発生することが報告されている。ただし、今回問題にしている騒音はエンジンマウント振動との相関が強い上に、吸気系騒音の車室内騒音への影響は少ないことを確認した。

そこでクランク軸系及びパワープラント系の共振周波数を調べ、上に述べたようなメカニズムによって2.5次や3.5次成分のハーフ次振動が発生する可能性があるのかを調べてみることにした。

## 2.3. パワープラント系のモード解析

### 2.3.1. 加振条件の検討

まずパワープラント系の基本的な振動特性の把握と、パワープラント系共振の影響の確認のために、パワープラントアセンブリ状態でのモード解析を行った。本車両に搭載されたパワープラントを構成しているエンジンとトランスミッションの仕様を 表2-1に示す。

加振方法として、インパルスハンマーによる加振と電磁シェーカーによる加振を比較検討した。パワープラントアセンブリ状態では減衰が大きいいため、波高率の大きいインパルスハンマ加振では加振エネルギーとしては小さく適当でない。より大きい加振エネルギーの得られる、電磁シェーカーによる加振方法を採用することとした。<sup>(10)</sup>

加振方法の予備的な検討として、パワープラントの各計測点の間で相反性が成立しているかを調査した。特にエンジン側とトランスミッション側では、従来の経験からも相反性が成立しないことが懸念される。そこでシリンダブロックを加振してトランスミッション側の応答を計測し、次に加振点と応答点を逆にして、トランスミッション加振時のシリンダブロック側の応答を計測した。図2-8に、この二つの条件での周波数応答関数の測定結果を示す。明らかに相違した結果であり、エンジン側またはトランスミッション側のいずれかを加振する1点加振では、パワープラント全体の振動モードを精度よく同定することは困難である。そこで図2-9に示すような構成で、シリンダブロックとトラン

ENGINE	
Cycle	4
Type of Engine	Turbo-intercooled IDI Diesel
Number of Cylinder	In-Line 4
Displacement	1686cm <sup>3</sup>
Bore and Stroke	79 × 86mm
Compression Ratio	22
TRANSAXLE	
Type	5 Speed, FWD
Final Gear Ratio	3.833

表2-1 エンジンおよびトランスミッションの仕様

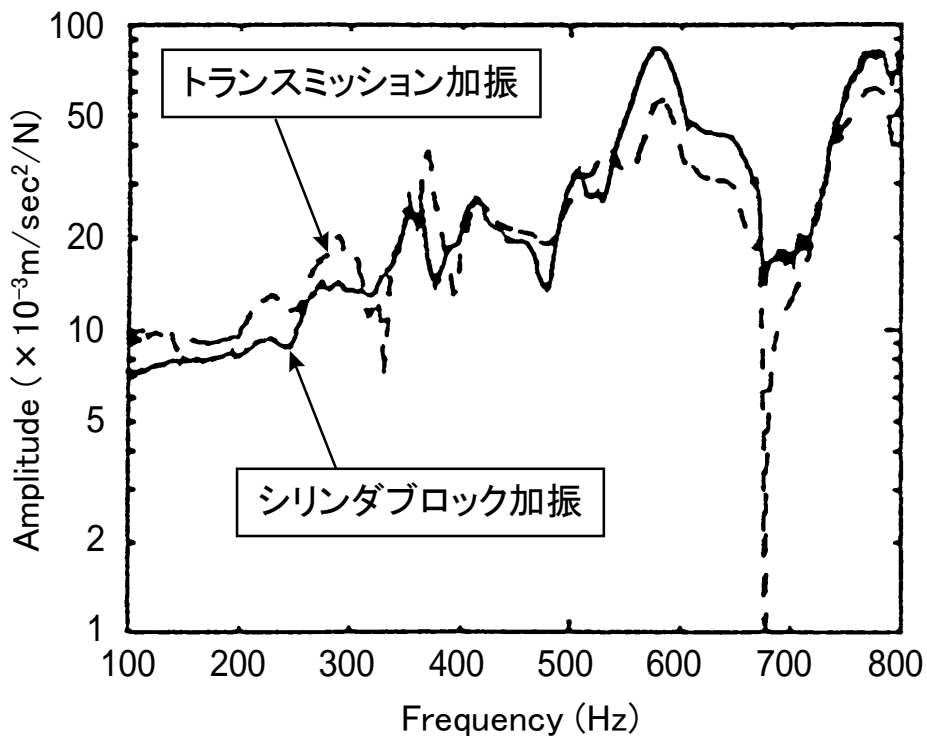


図2-8 加振点と応答点を交換したときの周波数応答関数の測定結果

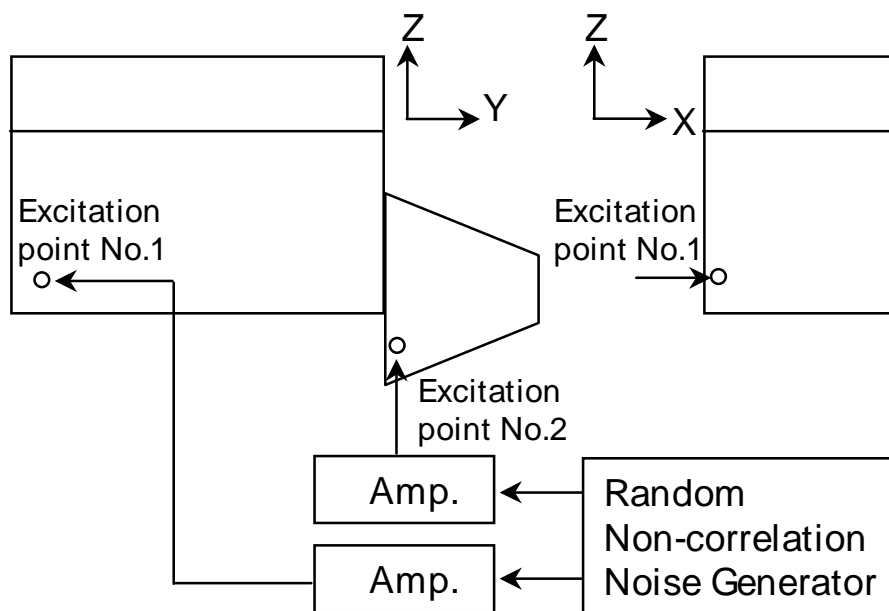


図2-9 2点加振モード解析の概略の構成

スミッションの2カ所を同時に加振する2点加振モード解析手法を採用した。加振信号としては互いに無相関なランダム信号を使用することとして、多チャンネルランダムノイズジェネレーターを用いた。解析に不要な周波数の信号を除去するため、100Hzから800Hzまでのバンドパスフィルターを通した上で電磁シェーカーを駆動した。2個の電磁シェーカーは互いに加振方向が直行するように配置し、特定の振動モードのみが励起されることの無いようにした。

図2-10にコヒーレンス関数を示す。上側はシリンダブロックとトランスミッションのいずれかの1点加振時のコヒーレンス関数であり、下側は2点同時加振時の多重コヒーレンス関数である。1点加振時には反共振点などでのコヒーレンスの落ち込みが見られ、相反性が低いことの証明にもなっている。2点同時加振では狙いとする100から800Hzの範囲でコヒーレンスの値はおよそ1.0になっており、計測精度の向上がはかられていることを示している。

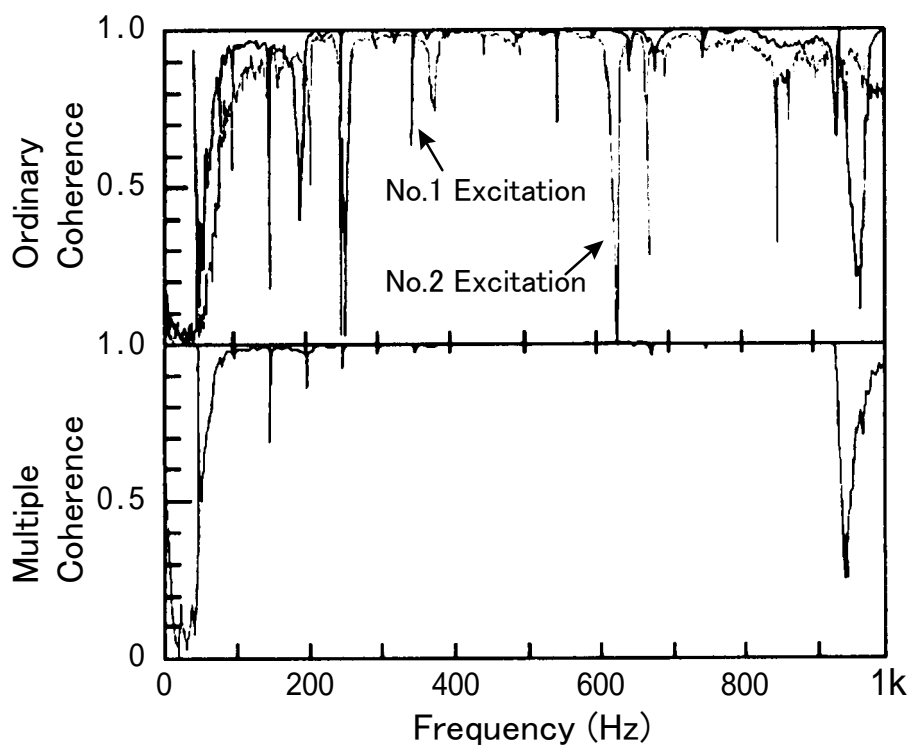


図2-10 1点加振と2点加振でのモード解析のコヒーレンス関数の比較

### 2.3.2. モード解析の結果

振動応答は、エンジンとトランスミッション上の計26点で計測した。いずれの点においても3軸加速度計を使用し、3方向の振動加速度を同時測定した。図2-11は2点同時加振時における周波数応答関数であり、計測点全点の振幅の加算値である。周波数応答関数の各ピークで振動モードを抽出した。パワープラント全体の横曲げモードの固有振動数がもっとも低く、次いで縦曲げモード、ねじりモードの順である。それぞれ図2-11に示す周波数範囲で、基本的には曲げまたはねじりモードであるが、わずかず異なるモードがいくつか存在している。図2-12に抽出した固有モードのモード図の例を示す。

クランク軸系の固有振動については、フライホイール側とクランクプリー側でハンマ加振によって固有振動数を調査した。

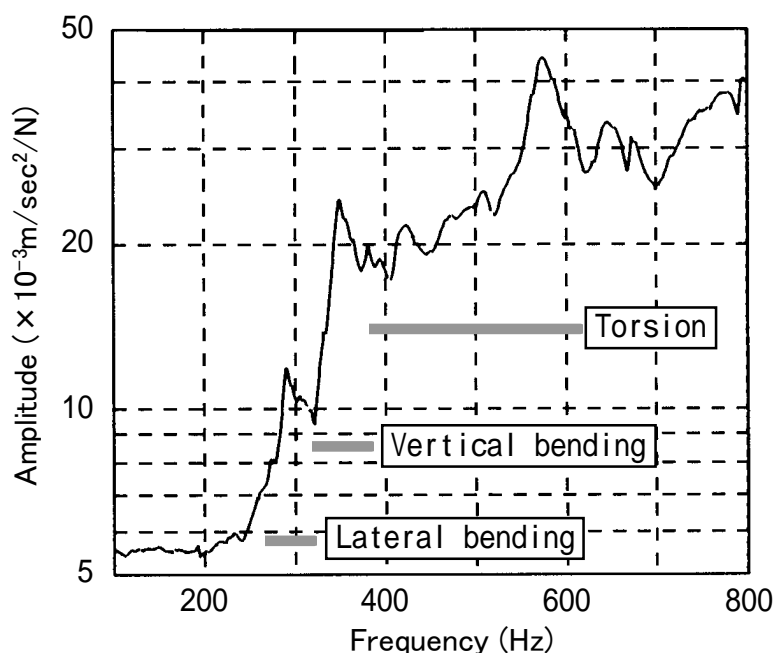


図2-11 2点加振による周波数応答関数の全計測点の加算値

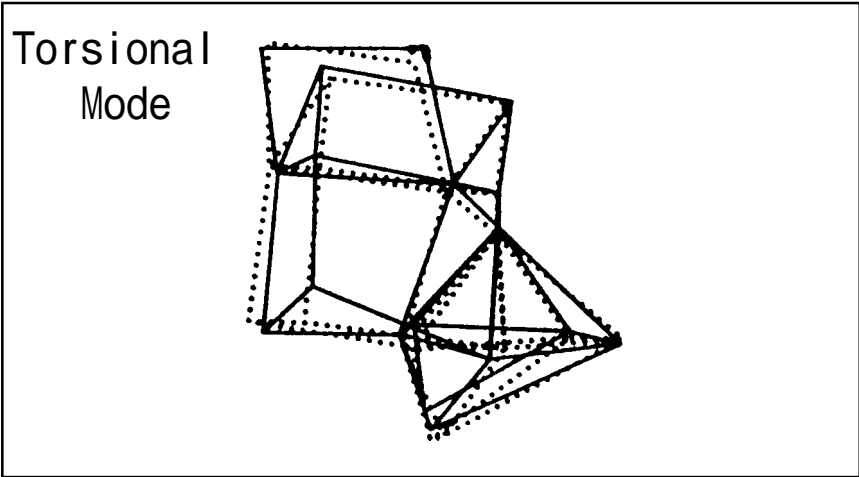
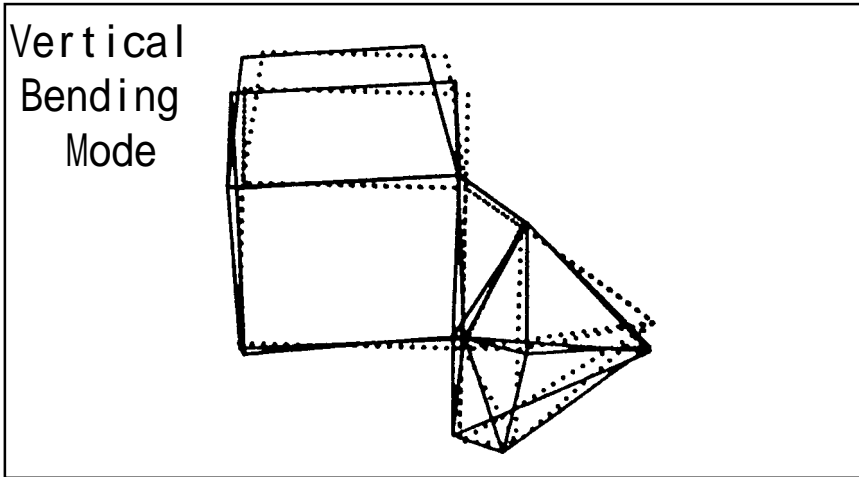
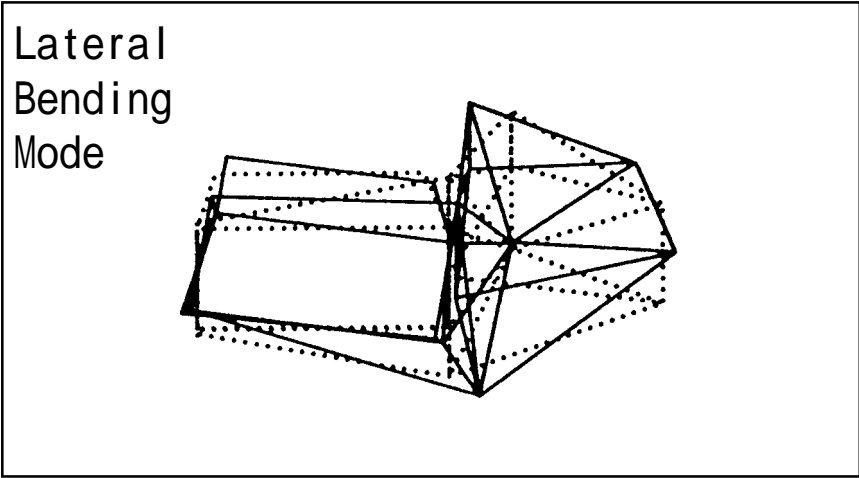


図2-12 パワープラントの主な固有モードの形状

### 2.3.3. 固有振動と実働時エンジン振動の対応

図2-13は、これらのパワープラント系およびクランク軸系共振の固有振動数を、2.5次と3.5次成分の周波数範囲と合わせて示した。これらのハーフ次成分の振動は、パワープラント系やクランク軸系の固有振動数よりもずっと低い周波数であることがわかる。また図2-4のエンジンマウントでの振動測定結果において、2.5次や3.5次成分の振動は特定のエンジン回転数でピークを生じるようなことはない。従ってこれらのハーフ次振動は、エンジン内部に発生源を持っているものの、クランク軸系やパワープラント系での共振を伴ったものではないといえる。

以上のように今回着目した2.5次や3.5次のハーフ次振動は、従来から報告されてきた発生要因からは説明できない現象である。次のステップとして、実際にエンジン運転状態での振動挙動を調べてみることにした。

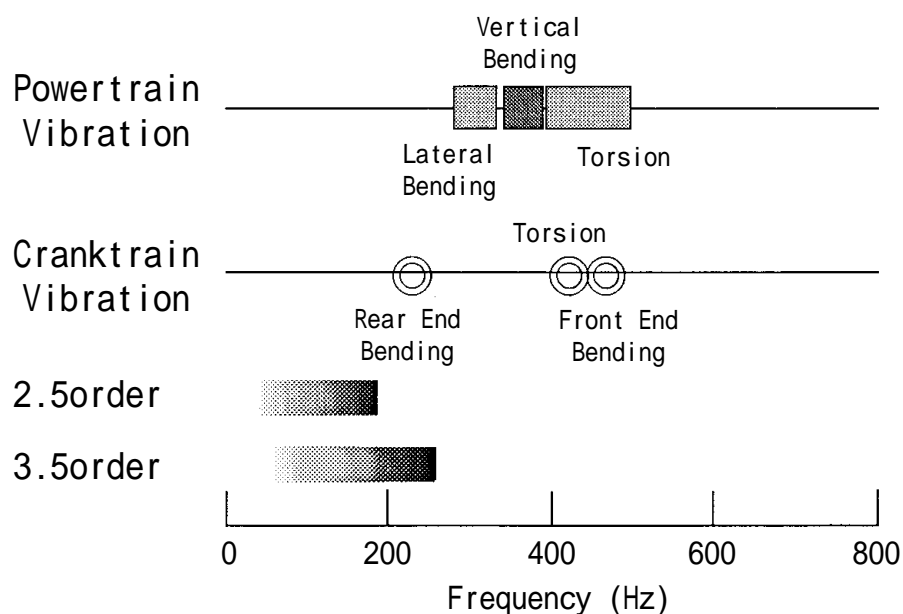


図2-13 パワープラントおよびクランク軸系固有振動の周波数と、2.5次と3.5次成分の周波数範囲

## 2.4. 実稼働時振動モードの解析

### 2.4.1. O.D.S. 解析の方法

エンジンの実際に運転中の振動挙動を明らかにするために、O.D.S.(Operating Deflection Shape)解析を行った。O.D.S.解析は近年適用例の報告が増えてきているが、その手法としては種々の提案がある。今回は以下の説明するクロススペクトル法を採用したが、O.D.S.解析法はツールとして市販されたものは存在していない。そこで一般的なモード解析ソフトに、内製ソフトを組み合わせることで以下の手順で実施した。<sup>(11,12)</sup>

- (1) パワープラントアセンブリ上に、通常モード解析と同様に計測点を設定する。今回は2.3節で説明したモード解析と同一の計測点とした。
- (2) このうちの任意の一点を基準点として選定し、その他の点は応答点とする。
- (3) エンジンを定常状態で運転した状態で、基準点と応答点の振動を同時に計測する。
- (4) モード解析プログラムを使用して、基準点でのオートスペクトルと、計測点と基準点とのクロススペクトルを計算する。
- (5) 自作プログラムを用いて、次式により疑似周波数応答関数を計算する。

$$quasiFRF_{ij}(\omega) = \frac{G_{ij}(\omega)}{\sqrt{G_{ii}(\omega)}} \quad (2-1)$$

ここで

$G_{ij}$  : 計測点  $i$  と基準点  $j$  でのクロススペクトル

$G_{jj}$  : 基準点  $j$  でのオートスペクトル

- (6) 疑似周波数応答関数の計算結果をモード解析プログラムに渡し、各計測点の任意の周波数での振幅と位相のデータを抽出することで、モードシェイプを算出し、アニメーション表示としてO.D.S.を可視化できる。

## 2.4.2. O.D.S. 解析の結果

計測はまず実際の車両をシャシーダイナモ上に設置し、3速ギア位置で2.2.節で音質の評価をしたときと同一のエンジン回転数3200r/minでの一定速運転状態で、走行抵抗相当の負荷を設定して行った。しかし車両状態での計測は作業性が悪いため、次にパワープラントをエンジンベンチ上に設置し、車両での振動と比較してみた。エンジンベンチでは、同一のエンジン回転数であるが、燃焼の影響を排除することをねらいとして燃料噴射をカットしたモータリング状態で計測を行った。図2-14は、疑似周波数応答関数の計算結果の例を示す。

シャシーダイナモ上の車両状態とエンジンベンチでのモータリング状態の双方の条件において、同一箇所測定した疑似周波数応答関数について、各次数ごとの振幅の合計値を比較した結果を図2-15に示す。基本的な傾向はほぼ同じであることがわかる。今着目しているハーフ次の振動レベルでも、モータリング状態でありながら、次数によってはかなり高いレベルにある。エンジンベンチでのモータリング状態での試験では、試験が容易であることはもちろん、着火運転をしないために燃焼の不安定などによる再現性の低下を除去できるという利点がある。以降の試験は、エンジンベンチでモータリング状態で行った。

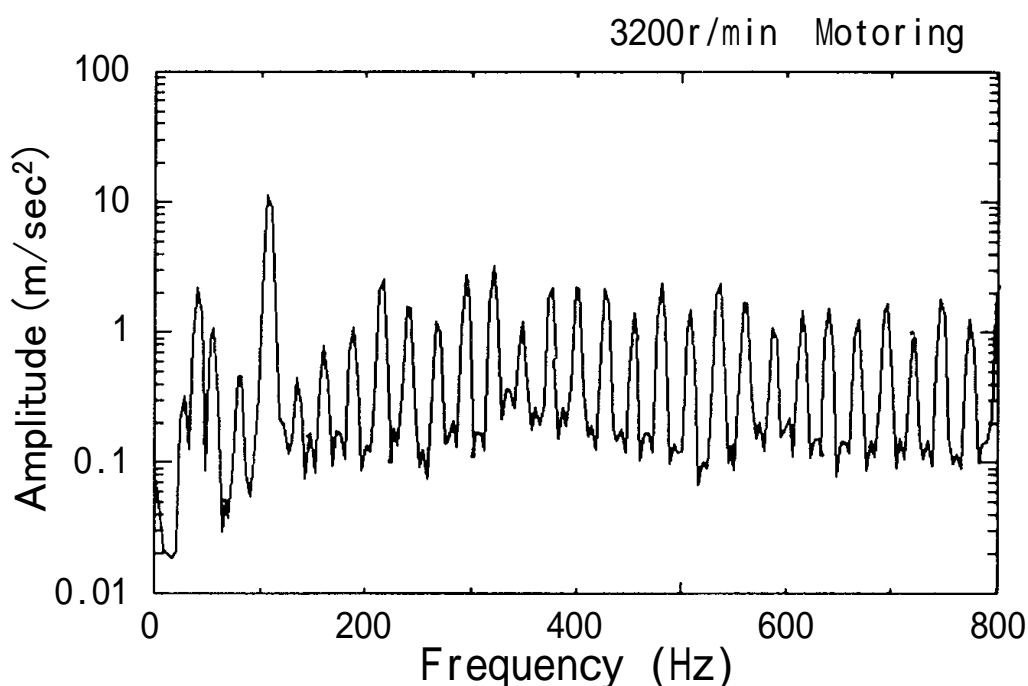


図2-14 疑似周波数応答関数の計算出力結果の例

図2-16に、モータリング状態でのO.D.S.解析結果の例を示す。回転の1次では前後方向回転であるピッチング振動が主であり、回転の2次では上下方向とローリング方向の振動が主である。これらのモードではパワープラント全体として一様に動いており、変型のない剛体振動である。これに対して2.5次や3.5次などのハーフ次成分の振動では、O.D.S.は複雑な形状をしており、モードの判定は困難である。剛体振動とともに弾性変型振動が重ね合わせになっている事が考えられる。そこで次にO.D.S.から剛体運動成分と弾性変型成分を分離することを試みた。

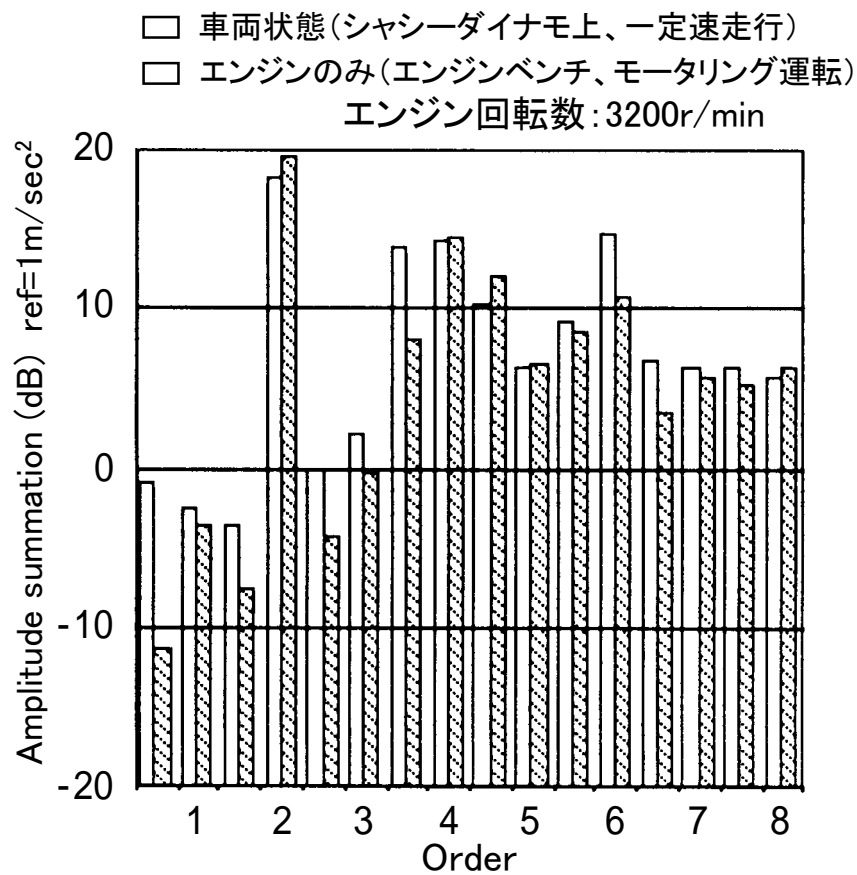


図2-15 疑似周波数応答関数の各次数成分ごとの比較

3200r/min Motoring

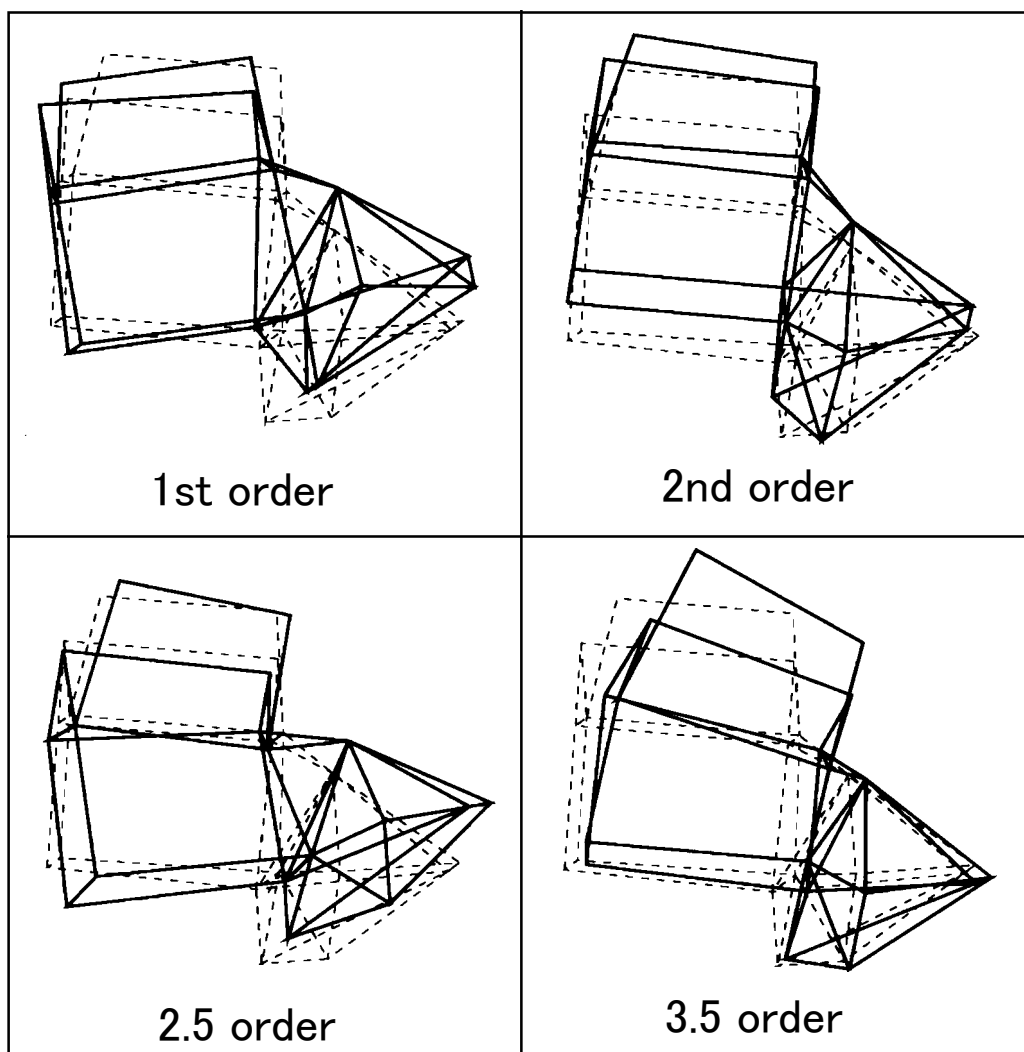


図2-16 各次数ごとのO.D.S.解析結果の例

### 2.4.3. 剛体運動成分の分離

O.D.S.を剛体運動成分と何らかのそれ以外の成分の重ね合わせとして、以下の関係を仮定する。

$$[\Phi] = [\phi] + [\psi] \quad (2-2)$$

ここで

$[\Phi]$  : Operating deflection shape matrix

$[\phi]$  : Rigid body shape matrix

$[\psi]$  : Residual shape matrix

剛体モードのシェイプベクトルは、以下のように6自由度のシェイプベクトルの線形和として表わすことができる。

$$\{\phi\}_m = a_m \{X\} + b_m \{Y\} + c_m \{Z\} + d_m \{YZ\} + e_m \{XZ\} + f_m \{XY\} \quad (2-3)$$

ここで

$\{\phi\}_m$  : Rigid body shape vector of  $m$  - th mode

$\{X\}, \{Y\}, \{Z\}$  : Unit translation vector along each axis

$\{YZ\}, \{XZ\}, \{XY\}$  : Unit rotation vector around each axis

$a_m, b_m, c_m, d_m, e_m, f_m$  : Factors in linear combination on  $m$  - th mode

$a$ から $f$ の重み係数は、構造物の座標データと併せて算出することができ、市販のモード解析ソフトを使用して計算した。剛体運動のモードシェイプが求めれば、レジデュアルシェイプは、以下によって求められる。

$$\{\psi\}_m = \{\Phi\}_m - \{\phi\}_m \quad (2-4)$$

ここで

$\{\psi\}_m$  : Residual shape vector of  $m$  - th mode

$\{\Phi\}_m$  : Operating deflection shape vector of  $m$  - th mode

$\{\phi\}_m$  : Rigid body shape vector of  $m$  - th mode

以上のようにして求めた剛体モードが、O.D.S.の中でどの程度の寄与率があるのかを調べるため、モードシェイプ相関係数(MAC)を使うことにした。剛体モードのシェイプベクトルと、O.D.S.のベクトルとの間のMAC値を求めることで、O.D.S.の中での剛体モードの影響の大きさをある程度判断することが可能と考えられる。MAC値は、次式によって計算した。

$$MAC_{mm} = \frac{(\{\Phi\}_m^h \cdot \{\phi\}_n)^2}{(\{\Phi\}_m^h \cdot \{\Phi\}_n) \cdot (\{\phi\}_m^h \cdot \{\phi\}_n)} \quad (2-5)$$

式(2-5)で計算されるMAC値が1.0であれば、それはO.D.S.が剛体モードそのものである。MAC値が1より小さい値になる場合は、剛体モード以外の成分がO.D.S.に含まれていることになる。式(2-4)で算出したレジデュアルシェイプを調べることで、何らかの弾性変形が生じているかを解析することができる。

0.5次ごとの各次数成分に相当する周波数で求めたO.D.S.について、O.D.S.と剛体モードとの間のシェイプベクトルのMAC値の計算結果を図2-17に示す。エンジン回転の4次以下の次数では、2.5次や3.5次などのハーフ次を除くとMAC値はほぼ1に近い値である。すなわちこれらの次数成分での振動は、ほとんどが剛体モードであるといえる。

一方5次以上ではMAC値はかなり低くなり、従って剛体モードの寄与は小さいといえる。すなわち弾性変形モードが大きな寄与を持っていることになる。この弾性変形モードがどのようなものであるかを調べるために、2.3節で行った2点加振モード解析で得られた各固有モードシェイプとの相関を調べてみた。

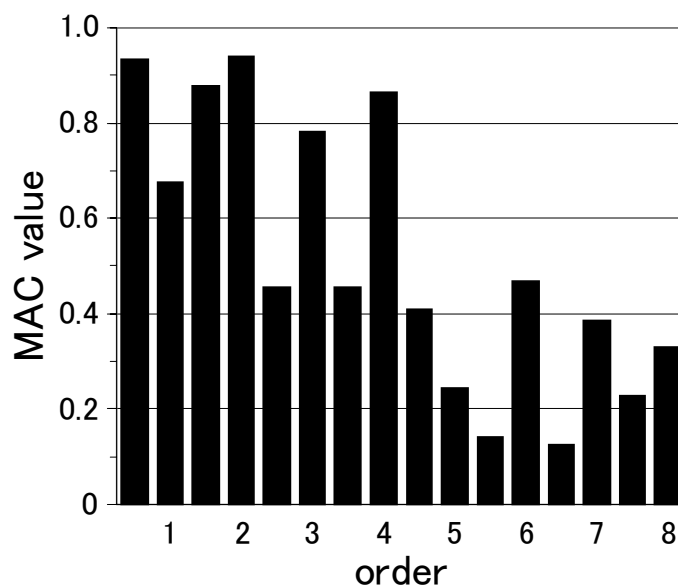


図2-17 O.D.S.と剛体モードのシェイプとのMAC値

#### 2.4.4. O.D.S.の結果の解析

5次以上のO.D.S.と、モード解析で得られた代表的なモードシェイプとの間の、モードシェイプ相関係数であるMAC値の計算結果を表2-3に示す。次数によって高いMAC値をもつモードシェイプは異なっており、モード解析における各固有モードの周波数と、実稼働時の各次数成分の周波数が近い場合に、MAC値が比較的大きな値になる傾向がある。パワープラントの固有振動数域においては、実稼働時のO.D.S.は、複数の固有振動のモードシェイプの重ね合わせとして成り立っていると見える。図2-18に、比較的高いMAC値を示した5次のO.D.S.と、289Hzの横曲げモードのモードシェイプを示す。

			Power Plant Modal Analysis		
			Lateral Bending	Vertical Bending	Torsion
			289.1Hz	335.9Hz	370.9Hz
Operating Deflection Shape	5 ordr	265.5Hz	0.595	0.028	0.028
	5.5	293.5	0.406	0.102	0.062
	6	320.3	0.189	0.142	0.165
	6.5	347.7	0.069	0.015	0.033
	7	373.6	0.068	0.233	0.061
	7.5	400.3	0.009	0.501	0.435
	8	427.1	0.013	0.045	0.106

表2-2 各次数ごとのO.D.S.とパワープラントモーダル解析のモードシェイプとの間のMAC値

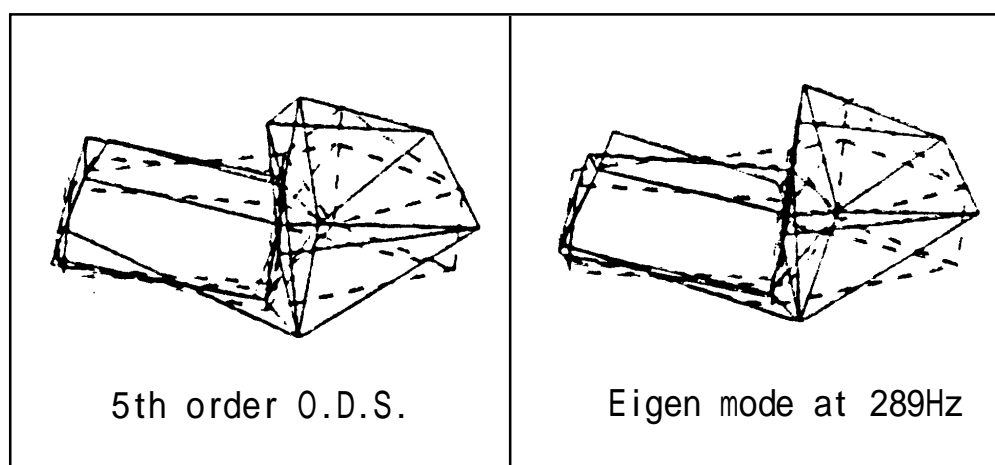


図2-18 5次成分のO.D.S.と横曲げ固有モードのモードシェイプの比較

2.5次、3.5次、4.5次成分では、O.D.S.と剛体モードとのシェイプベクトルのMAC値は0.5程度である。すなわちこれら次数におけるO.D.S.では、剛体モードシェイプとレジデュアルシェイプがほぼ等分の大きさを重ね合わせていることを示している。

図2-19に、2次成分O.D.S.とレジデュアルシェイプを示す。2次のO.D.S.では、MAC値からもわかるように剛体運動がほとんどであり、レジデュアルシェイプの振幅は相対的に非常に小さい。剛体運動は残存起振力によるものであり、そのモードシェイプは上下起振力による上下運動と、起振モーメントによるローリング運動の重ね合わせである。

図2-20は、2.5次成分のO.D.S.とレジデュアルシェイプである。2.5次のO.D.S.では、剛体運動とレジデュアルがほぼ等分の大きさを存在している。剛体運動のシェイプとしては、ローリング運動が生じている。一方レジデュアルシェイプの形状は、シリンダブロックのねじりモードである。3.5次や4.5次のO.D.S.でもレジデュアルシェイプは、同様にねじりモードであった。

エンジン回転数が高くなるにつれて、パワープラントの固有振動数領域に重なる次数は次第に低くなっていく。そこでエンジン回転数の低い条件で、固有振動数から大きく離れた周波数域での挙動も調べてみた。エンジン回転数を1200r/minとした時のO.D.S.を調べてみたところ、ほとんど同じ結果が得られ、ハーフ次成分のO.D.S.は同様にねじりモードであった。

パワープラントのねじりモードの固有振動数は2.3節で調べたように、375Hz以上である。一方ハーフ次成分の振動では、例えば1200r/minの2.5次は50Hzである。パワープラントの固有振動数領域よりもはるかに低い周波数であってもねじりモードでの振動をしていることから、発生メカニズムは全く別であると考えざるを得ない。

3200r/min Motoring

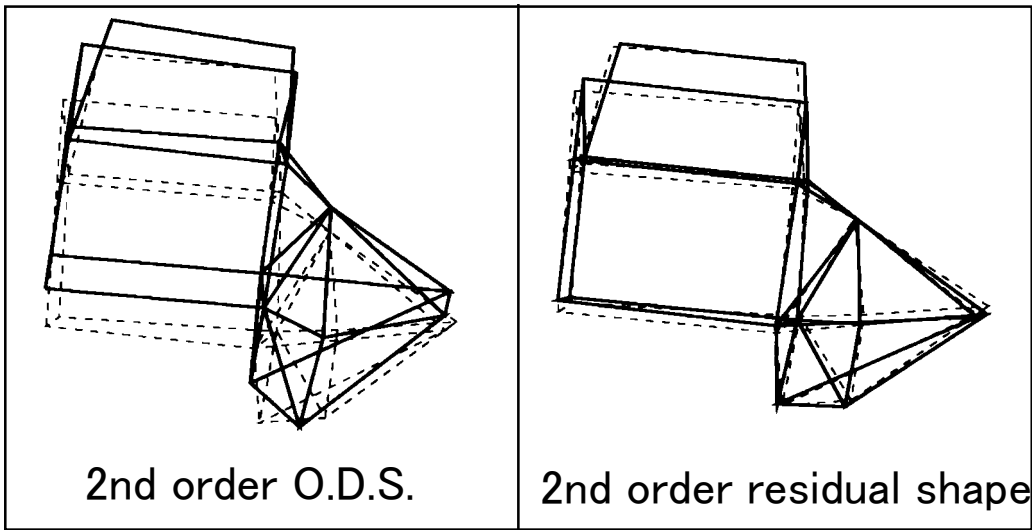


図2-19 2次成分のO.D.S.とレジデュアルシェイプの比較

3200r/min Motoring

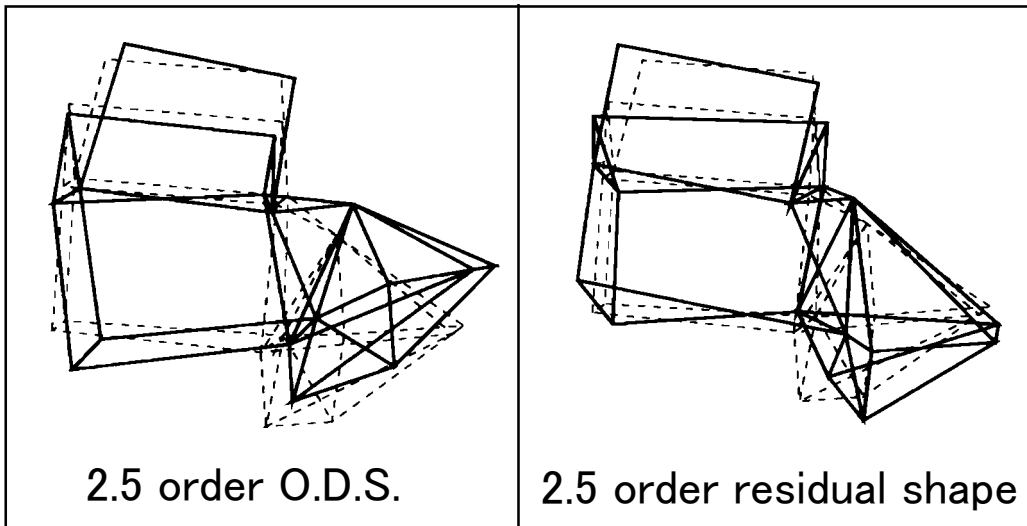


図2-20 2.5次成分のO.D.S.とレジデュアルシェイプの比較

## 2.5 . 結言

低周波数領域でのエンジン振動について、特に車室内騒音への影響という観点から調査した。車室内騒音では騒音レベルのみならず音質面での影響も大きい成分として、ハーフ次成分と呼ばれるエンジン回転の周波数に対して $n+1/2$ 倍の周波数成分に着目して研究を進め、以下の知見を得た。

- (1)音質の改善も考えた場合に、エンジン回転数の2.5次や3.5次成分など比較的低い周波数のハーフ次成分の騒音低減は影響も大きく非常に重要である。
- (2)時間的変動を伴ったエンジン振動に対して、クランク軸系やパワープラント系の固有振動が加振する気筒によって異なる振幅で応答することがその原因として従来報告されてきた。しかしここで着目した2.5次や3.5次など低い周波数成分のハーフ次振動は、エンジンのほぼ全回転域で恒常的に発生しており、また周波数範囲も全く異なっていることから別の原因があると考えざるを得ない。
- (3)このような状態でのエンジン振動挙動を解明するために、実稼働時の振動モードを調べるO.D.S.解析を行った。エンジンの実稼働時のO.D.S.は、剛体モードと何らかの弾性変型モードのシェイプの重ね合わせになっており、O.D.S.と剛体モードのシェイプベクトルのモード相関係数(MAC)を調べることで、両者の寄与の大きさを見ることができる。
- (4)パワープラントの固有振動の周波数域よりも低い次数成分では、実稼働時のO.D.S.は剛体モードが主である。固有振動周波数域に入る次数成分ではO.D.S.は弾性変型が主となり、O.D.S.と固有モードのシェイプベクトルとのMACを調べた結果から、O.D.S.は固有モードの重ね合わせとして表現できる。
- (5)問題としている2.5次や3.5次など低い周波数のハーフ次成分でのO.D.S.は、剛体モードと弾性変型モードとを重ね合わせになっている。この場合の弾性変型はねじりモードであるが、モード解析でのねじりモードの固有振動周波数に比べて大幅に低い。こ

これらのハーフ次振動に対しては何か別のメカニズムが作用していると考えられる。

以上のように比較的低い周波数のハーフ次成分のエンジン振動は、メカニズムは不明であるが低減の必要性が大きいことが明らかになった。次章では発生メカニズムの解明と低減の検討について述べる。

## 第3章 低周波数領域での振動発生メカニズムと低減の検討

### 3.1. 緒言

前章ではエンジン回転の2.5次や3.5次など比較的低い周波数のハーフ次成分のエンジン振動について、車室内騒音に対して大きさのみならず音質上も影響が大きいにもかかわらず、その発生原因については従来からの報告では説明できないことを示した。これらのハーフ次成分の振動は、その特徴を以下のように整理できる。

- ・ エンジンの全回転域でほぼ恒常的に発生している。
- ・ 特定の周波数での共振のような現象はない。
- ・ 実稼働時の振動では剛体モードと弾性変型モードの重ね合わせになっており、弾性変型はねじりモード形状になっている。

発生メカニズムを調べるに当たって、以下の理由からエンジン起振力とりわけトルク変動の観点から検討を行うこととした。

- (1) 低回転域のモータリング運転時でも発生し、特定のエンジン回転数でのピークの発生もないので、共振を伴わない強制振動と考えられる。
- (2) このような周波数域で起振源として残るのは、ピストン系の往復運動による慣性力と圧縮圧力によるトルク変動などである。
- (3) 往復運動の慣性力による上下起振力は回転数の1次と2次成分が主であり、ハーフ次成分は非常に小さい。しかも上下方向の起振力であるからねじりモードの振動の原因とは考えにくい。
- (4) トルク変動によるクランク軸まわりのローリング方向の起振モーメントは、エンジン回転数の0.5次ごとにすべての次数で発生している。しかもローリング方向であるからねじり振動を励起する可能性は大である。

本章では、まず実稼働状態におけるエンジンの慣性力による上下起振力やトルク変動による起振モーメントについて、実測したクランク軸の回転角速度変動から計測する方法を説明する。簡便な計測法でありながら、摩擦損失の考慮もなされることで、有限要素法によるシミュレーションの入力値としても使用可能な、きわめて精度の高い起振力計測法である。

次にこの方法を用いて、エンジン振動のハーフ次成分発生メカニズムを調べるために、各気筒ごとにエンジン起振力を調べた結果を述べる。これらの計測結果をもとに、前章での振動モードなどから理論的にハーフ次振動の発生するメカニズムについての検討を行なった。各気筒毎に起振モーメントの作用位置が異なることによって、ねじりモーメントが発生する。ハーフ次成分ではこのねじりモーメントが気筒間で相殺されないために、シリンダブロックをねじる力が発生することになる。さらに実測した起振モーメントを入力として、パワープラント全体の有限要素法を用いた計算を行ない、ハーフ次成分の振動発生の現象を再現できた。最後にここで提案したメカニズムに基づき、ねじり剛性の向上によってこのようなハーフ次成分の振動低減について計算と実験で検討し、その効果を確認した。<sup>(13-16)</sup>

## 3.2. 実働時のエンジン起振力計測

### 3.2.1. エンジン起振力計測の原理

直列4気筒エンジンでは、ピストンなどの往復運動慣性力による上下起振力と、圧縮圧力によるトルク変動の反力として発生するクランク軸まわりの起振モーメントが残存起振力として存在する。これらは、エンジン内部の往復および回転運動系がある加速度をもって運動する際に、その反作用を受けることによるものである。従って、クランク軸を剛体と見なせば、クランク軸系の角速度変動を計測し、各運動部分の加速度を導出することによって、以下のようにこれらの起振力を算出することが可能である。<sup>(17)</sup>

(1) 上下方向起振力:

図3-1に示すクランク機構において、クランク軸中心からピストンピン中心までの距離  $z$  は次式で表現できる。

$$z = r \cos \theta + \sqrt{l^2 - (r \sin \theta)^2} \quad (3-1)$$

これを級数展開せずにそのまま2階時間微分して加速度とし、往復運動部質量を乗ずることで上下方向の起振力は以下ようになる。

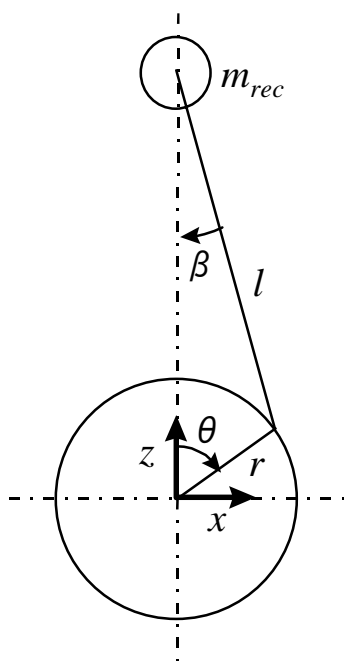


図3-1 クランク機構概念図

$$\begin{aligned}
F_z &= -m_{rec} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} \\
&= m_{rec} \cdot r \cdot \left[ \frac{d^2 \theta}{dt^2} \left\{ \sin \theta + \frac{\sin \theta \cdot \cos \theta}{\sqrt{(l/r)^2 \cdot \sin^2 \theta}} \right\} + \omega^2 \left\{ \cos \theta + \frac{(l/r)^2 (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) + \sin^4 \theta}{[(l/r)^2 \cdot \sin^2 \theta]^{3/2}} \right\} \right] \quad (3-2)
\end{aligned}$$

ただし

- $m_{rec}$  : 往復運動部質量
- $r$  : クランク半径
- $l$  : コンロッド長さ
- $\theta$  : クランク軸回転角度

## (2) クランク軸まわりの起振モーメント

一般的にクランク軸まわりの発生するトルク変動は、クランク軸角速度を一定とし、圧縮圧力による力  $F_g$  と往復慣性力による力  $F_{rec}$  を考えて次式で計算されることが多い。

$$T = (F_g + F_{rec}) \cdot r \cdot \sin(\theta + \beta) \quad (3-3)$$

ただし  $\beta$  はコンロッド傾き角である。

しかしこの計算では、角速度が一定でありながらトルクが変動するという矛盾がある。さらに摩擦トルクの影響は考慮できていないなどの問題がある。角速度変動を微分して角加速度を導出し、回転運動部の慣性モーメントとの積を取れば、これがすなわちクランク軸まわりのトルク変動そのものである。エンジンが受けるクランク軸まわりの起振モーメント  $M_y$  はその反作用であるから、回転運動部の慣性モーメントを  $J$  として、以下で表すことができる。

$$M_y = -J \frac{d^2 \theta}{dt^2} \quad (3-4)$$

この方法であれば、実測の角速度変動からきわめて簡単に求めることができ、しかも摩擦トルクも考慮できることになる。

### 3.2.2. エンジン起振力計測の方法

クランク軸系の角速度変動を検出するために、フライホイール上のリングギア近傍に電磁ピックアップを設置する。この電磁ピックアップからは、リングギアの一歯ごとにほぼ正弦波に近い形の電気的パルスが発生する。その周波数 $f_r$ (Hz)は、リングギアの歯数を $N_r$ とし、エンジン回転数を $N_e$ (r/min)とすると以下の式で表される。

$$f_r = \frac{N_r \cdot N_e}{60} \quad (3-5)$$

クランク軸の瞬時角速度  $d\theta/dt$  (rad/sec)は、電磁ピックアップより発生した電気的パルスの各パルス間の周期  $t_r$ (sec)を測定することで、以下のように算出することができる。

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} &= 2\pi \frac{N_e}{60} \\ &= \frac{2\pi}{N_r \cdot t_r} \end{aligned} \quad (3-6)$$

電磁ピックアップで発生するパルスは、十分高い周波数で直接デジタルサンプリングして計算機に送る。以降の計算処理は、FORTRANによるプログラムを作成して実行した。式(3-6)によって $d\theta/dt$ を求め、さらに式(3-2)(3-4)によって上下起振力と起振モーメントを算出するものである。概略のフローチャートを図3-2に示す。サンプリング周波数はエンジン回転数に応じて30～40kHzに設定した。シャノンの定理の従えば、リングギアの歯数 $N_r$ に対して、 $N_r/2$ 次の成分まで検出可能であるが、実際には高次成分ではノイズが多くなるため、ローパスフィルターにより8次以上の成分はカットした。

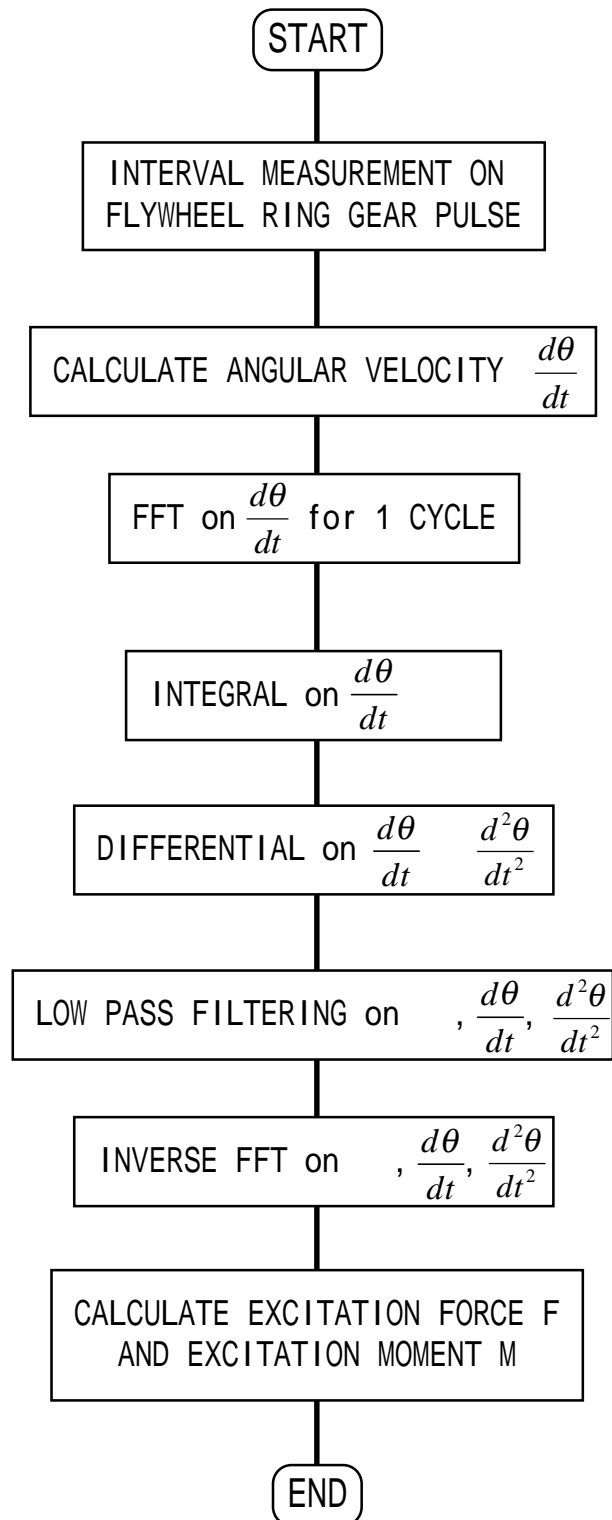


図3-2 起振力算出プログラムのフローチャート

### 3.2.3. エンジン起振力の計測と精度検証

運転条件は第2章で述べたO.D.S.解析と同様、燃料噴射をカットしたモータリング状態とし、エンジンベンチで計測を行った。エンジン回転数は、第2章において低い回転でも現象としては変わらないことから、1200r/minでのみ行うこととした。起振力の計算に必要な重量などのデータは、あらかじめエンジンを分解し計測した。クランク軸系の慣性モーメントは2点吊り法によって測定した。

図3-3に起振力の計測結果を示す。上下起振力では式(3-2)に基づいて一つの気筒の起振力が算出されるため、これを合成したものが4気筒全体での起振力となる。一方トルク変動による起振力は、すでに合成されたトルク変動によって生じる角速度変動から算出しているため、式(3-4)で算出されるのは合成された起振モーメントである。

計測した起振力の精度検証は、パワープラント全体の1質点モデルにこの起振力を入力としたときの振動応答を計算することで行った。入力には式(3-2)の結果から4気筒分を合成した上下起振力と、式(3-4)による起振モーメントである。入力位置は、クランク軸中心の第3ジャーナル中央の点である。ヘッドカバー上の点での振動応答を計算し、実際の測定値との比較を図3-4に示す。振幅、波形ともによく一致しており、エンジン起振力を正しく計測できていることが確認できた。

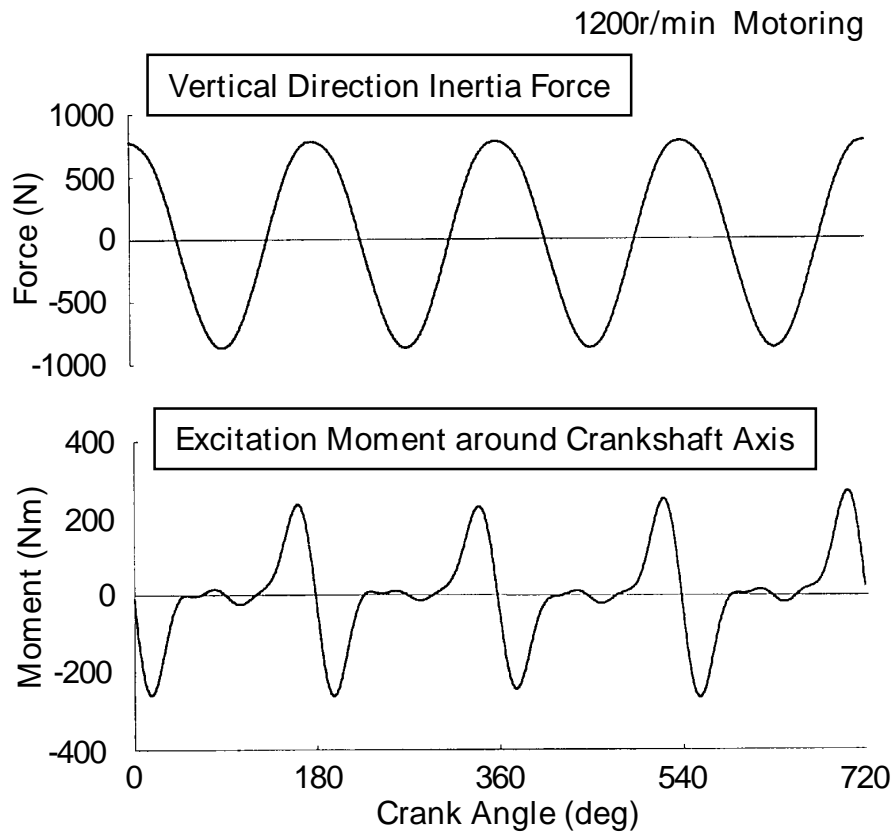


図3-3 エンジン起振力の計測結果

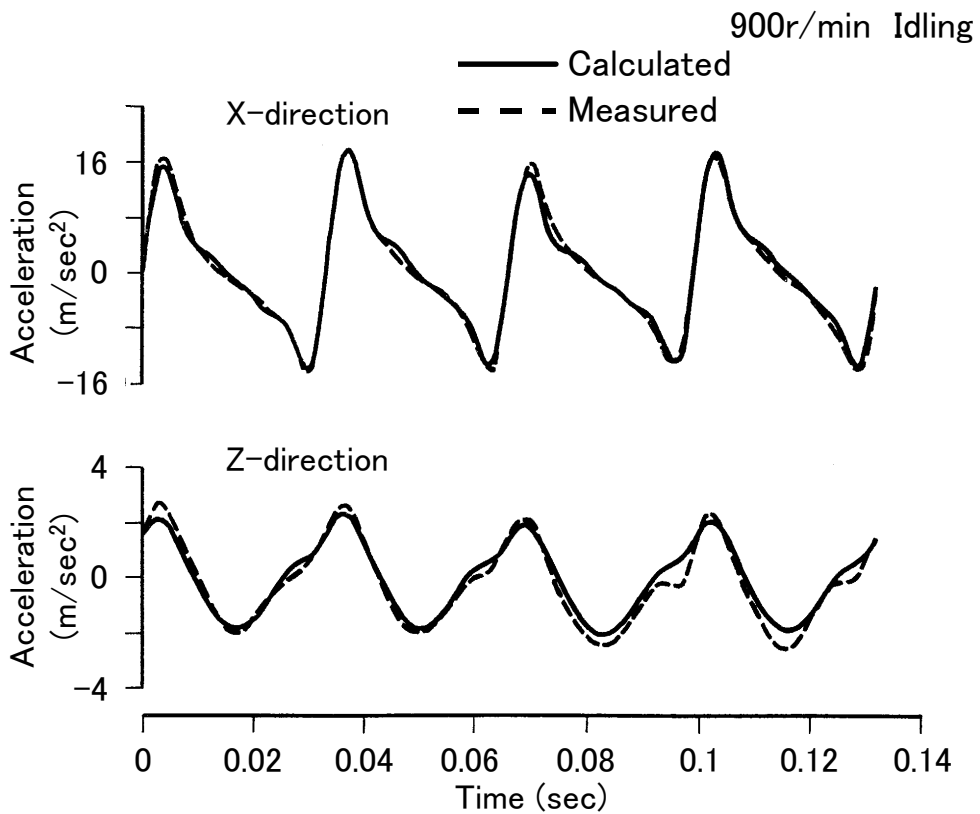


図3-4 エンジン振動の起振力に基づく計算値と実測値との比較

### 3.3. エンジン起振力の解析

#### 3.3.1. 上下起振力の解析

式(3-2)で求められる上下起振力は、前節でも述べたように本来一つの気筒のものであるが、図3-3では4気筒分の上下起振力の合計値を示している。元々の一つの気筒で発生する上下起振力の時間軸波形を、図3-5に示す。図3-6は、2回転1サイクルの間でこれをフーリエ変換したもので、各回転次数ごとの振幅と位相を示している。クランク軸の回転角速度が一定で変動がないものとするれば、原理的にはエンジン回転の1次と2次成分しか発生しないはずである。しかし実際にはクランク軸回転角速度は変動するため、図3-6からわかるようにレベルは小さいとはいえ0.5次ごとに各次数成分の起振力が発生している。起振力のレベルが高いのは、当然ながら回転の1次と2次成分である。次いで大きいのは3次以上の整数次成分であるが、振幅は2次成分の1/10以下である。ハーフ次成分の振幅は、さらにその1/10以下である。エンジン全体への影響としては無視して差し支えないと考えられる。

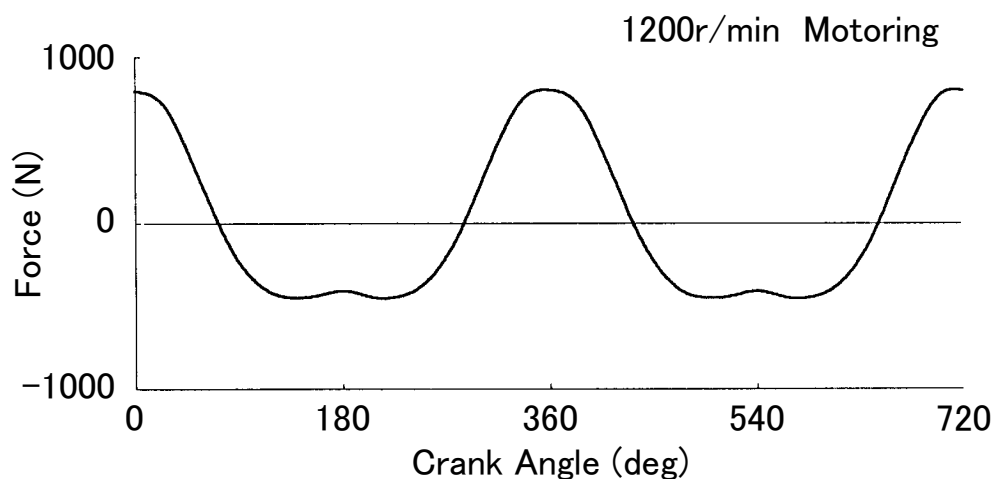


図3-5 一気筒分の上下起振力の時間軸波形

1200r/min Motoring

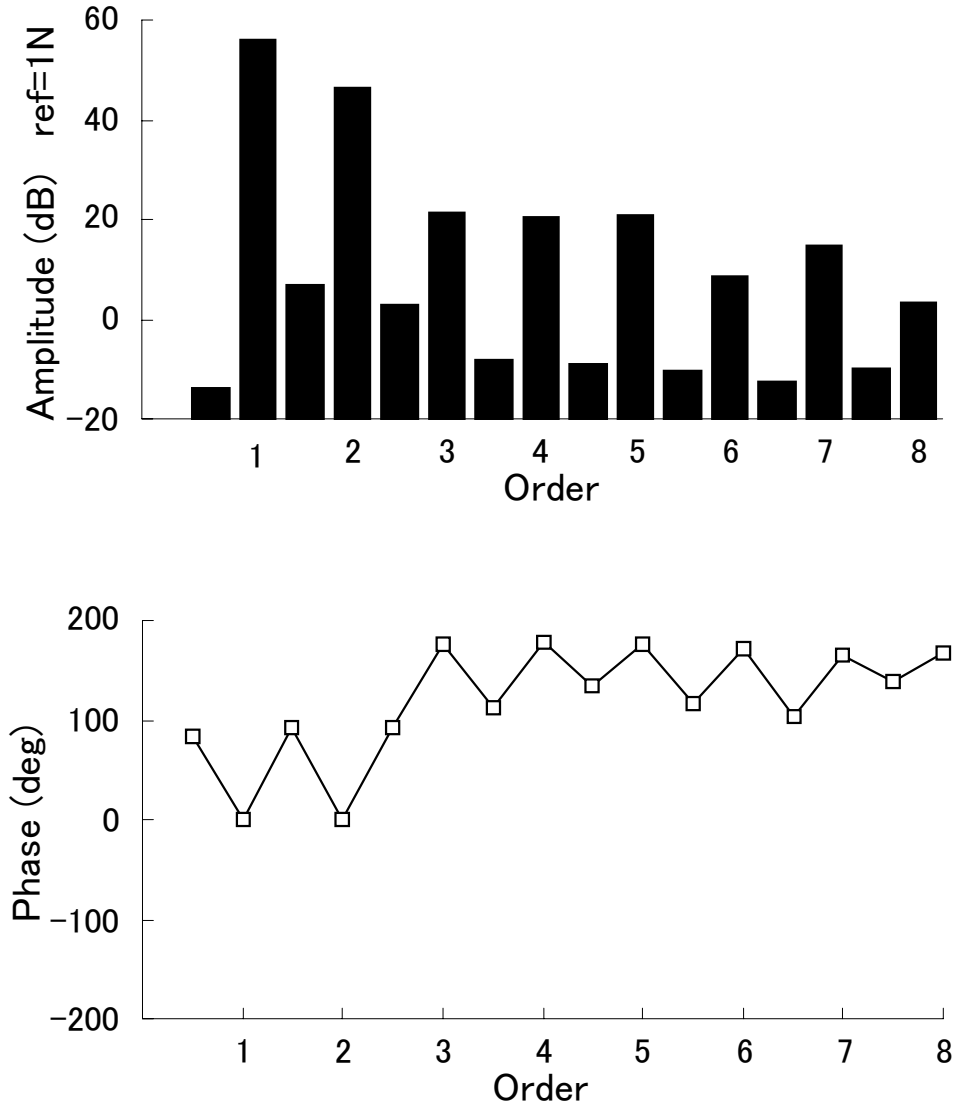


図3-6 一気筒分の上下起振力の各回転次数ごとの振幅と位相

### 3.3.2. クランク軸まわりの起振モーメントの解析

クランク軸まわりの起振モーメントでは、式(3-4)で算出できるのは全気筒の起振モーメントを合成したものである。振動のハーフ次成分に起因する起振力を調べるには、まず各気筒ごとの起振力特性を明らかにし、さらにその合成についての検討が必要と考えられる。そこで各気筒ごとに起振モーメントを調べることにした。

一つの気筒での起振モーメントを調べるには、実際に一つの気筒でのみ発生するようにする必要がある。そこで4気筒のうち一つの気筒にのみピストン、コンロッドを組み込んだ状態で角速度変動を測定した。他の気筒には、クランク軸回転系のバランスをとり、慣性モーメントを一定に保つために、コンロッド大端部質量相当のダミーウェイトをクランクピンに装着した。4気筒について順次ピストンを組み込んで、測定を繰り返した。位相についての比較も行うため、第1気筒圧縮上死点位置で2回転に1回のわりあいパルスが発生するように電磁ピックアップを取り付けた。

図3-7は、各気筒ごとにピストンを組み込み、角速度変動の測定値から算出した起振モーメントの時間軸波形である。ピストンを組み込んだ気筒が圧縮上死点位置に来たときにのみ大きな起振モーメントが発生している。また図3-3に示した4気筒合成の起振

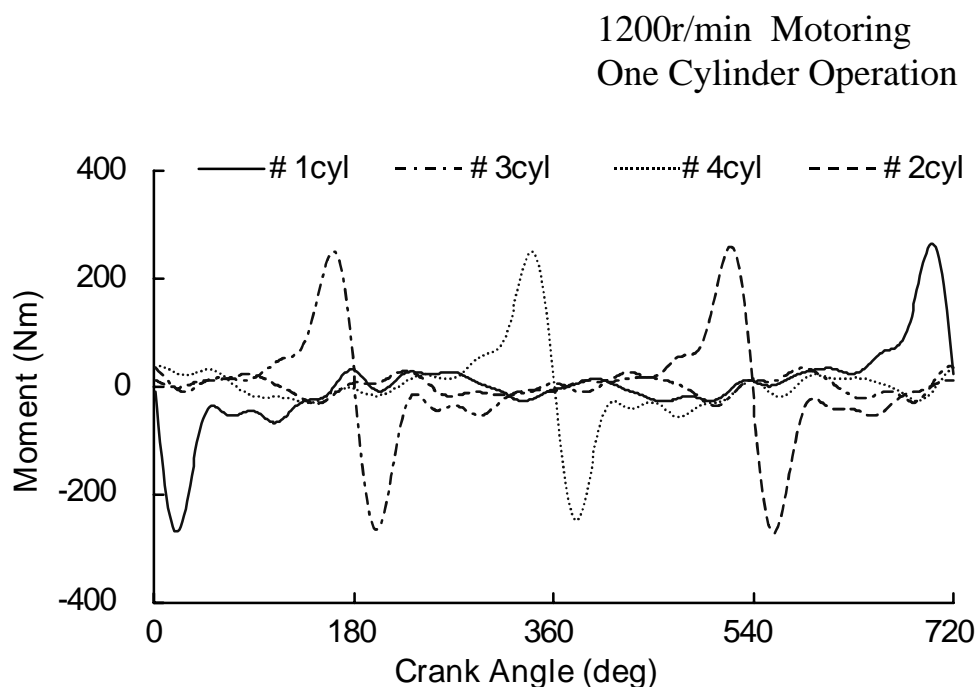


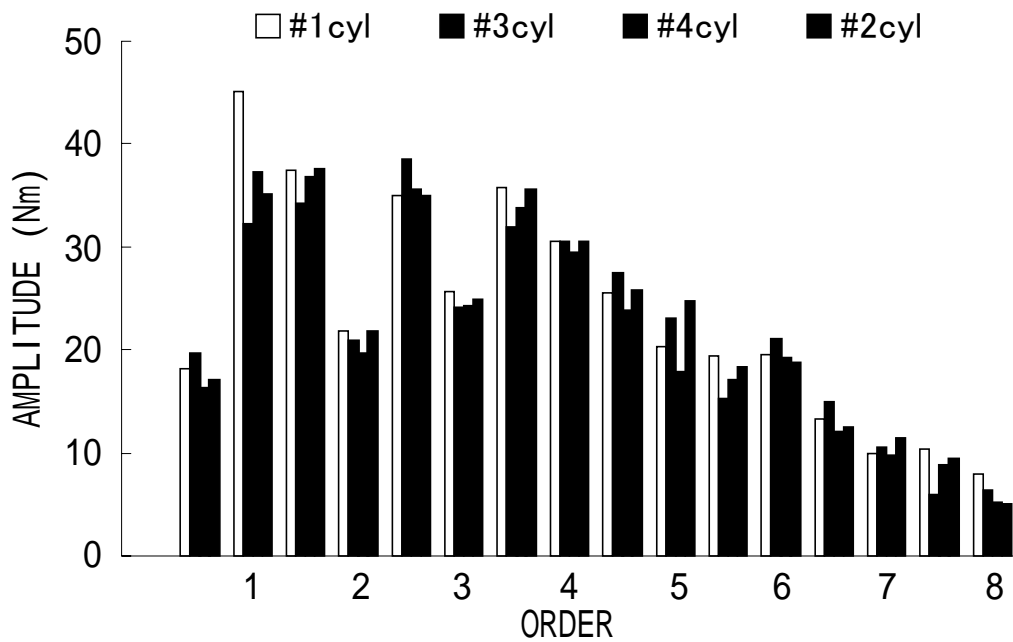
図3-7 1気筒のみピストン組み込み運転時の起振モーメントの時間軸波形

モーメントが、おおむね各気筒ごとの起振モーメントの合計値になっていることもわかる。さらに図3-8には、これを2回転1サイクルについてフーリエ変換した結果を示す。各回転次数ごとに、(a)には振幅を、(b)には位相を示している。振幅をみると、0.5次から6次まで0.5次ごとのすべての成分でおよそ20から40Nmの値をもっており、どの成分も無視することはできない。振幅の気筒ごとの差としては少しはあるものの、基本的傾向は気筒によって変わらない。位相は基準とした第1気筒ではすべての次数でおよそ $90^\circ$ であり、他の気筒ではおよそ $90^\circ$ の整数倍の値になっている。

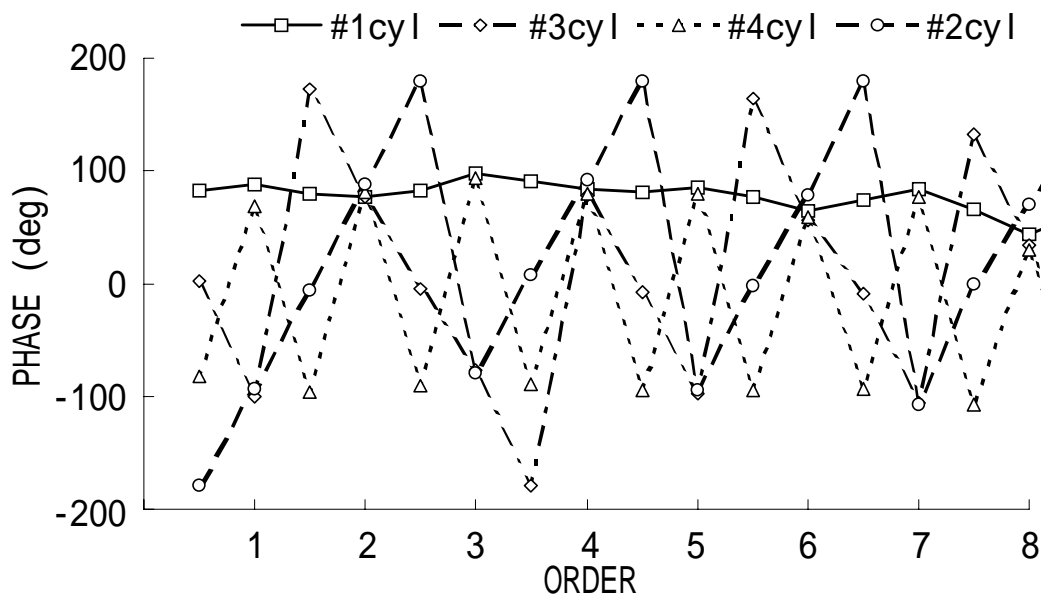
一つの気筒にのみピストン、コンロッドを組み込んだ状態でのO.D.S.解析も行った。O.D.S.の計測における基準点として、ピストン組み込み気筒に関わらず常に同一の位相基準であることが必要である。基準点での計測値の代わりに、第1気筒の圧縮上死点位置で発生するようにしたパルス信号を用いた。上死点信号パルスは、周波数によらない一定の位相をもっているため、位相基準として都合がよい。また式(2-1)からわかるように、基準点信号の振幅は疑似周波数応答関数の計算結果には無関係であるから、上死点信号パルスでも差し支えない。

エンジン回転2次成分のO.D.S.は、ローリング振動と上下やピッチング振動の合成したものであるが、ピストン組み込み気筒によって少しずつ異なるものとなった。これはピストン組み込み気筒がすなわち作用点であり、この作用点とパワープラント全体の重心位置距離が変化するためである。一方2.5次や3.5次などのハーフ次成分のO.D.S.は、すべてローリングモードであった。これらのハーフ次成分では上下起振力は非常に小さな値であり、一方クランク軸周りの起振モーメントは図3-8に示すような値であることから、ローリング振動が主要なシェイプであるのは妥当な結果である。

1200r/min Motoring  
One Cylinder Operation



(a)各次数成分の振幅



(b)各次数成分の位相

図3-8 1気筒のみピストン組み込み運転時の起振モーメントの各次数ごとの振幅と位相

### 3.4. 気筒ごとの起振モーメントの合成

#### 3.4.1. 起振モーメントの合成

各気筒ごとの起振モーメント特性が明らかになったので、次にその合成について考察する。今  $j$  番目の気筒の起振モーメントの、エンジン回転の  $k$  次成分を  $T_{jk}$  とし、その振幅を  $a_{jk}$ 、位相を  $\phi_j$  とすると、 $T_{jk}$  は次式で表すことができる。

$$T_{jk} = a_{jk} \cdot e^{ik(\omega t - \phi_j)} \quad (3-7)$$

ここで  $k$  は 0.5 の整数倍の正の値をとる。  $\omega$  はクランク軸回転角速度であり、エンジン回転数を  $N_e$  (r/min) として次のようになる。

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} = \frac{2\pi N_e}{60} \quad (\text{rad/s}) \quad (3-8)$$

4気筒エンジンでは着火順序は 1-3-4-2 であるから、各気筒ごとの位相は第1気筒を基準にとると以下のようになる。

$$\phi_1 = 0, \quad \phi_2 = 3\pi, \quad \phi_3 = \pi, \quad \phi_4 = 2\pi \quad (3-9)$$

従って4気筒の合成起振モーメント  $T_{sk}$  は次式で与えられる。

$$T_{sk} = a_{1k} \cdot e^{ik\alpha} + a_{2k} \cdot e^{ik(\alpha-3\pi)} + a_{3k} \cdot e^{ik(\alpha-\pi)} + a_{4k} \cdot e^{ik(\alpha-2\pi)} \quad (3-10)$$

これを  $k$  が偶数、奇数、ハーフ次数の場合に応じて、分けて表現すると次のようになる。

$$T_{sk} = (a_{1k} + a_{2k} + a_{3k} + a_{4k}) \cdot e^{ik\alpha} \quad : \quad k = 2n \quad (3-11a)$$

$$T_{sk} = (a_{1k} - a_{2k} - a_{3k} + a_{4k}) \cdot e^{ik\alpha} \quad : \quad k = 2n - 1 \quad (3-11b)$$

$$T_{sk} = \sqrt{(a_{1k} - a_{4k})^2 + (a_{2k} - a_{3k})^2} \cdot e^{i(k\alpha - \psi_1)} \quad : \quad k = 2n \pm 0.5 \quad (3-11c)$$

ここで  $n$  は正の整数である。式(3-11c)において、位相角  $\psi_1$  の値は各気筒の起振モーメントの振幅  $a_{jk}$  の大きさによって変化するため、一義的には定まらない。

各気筒ごとの起振モーメントの振幅  $a_{jk}$  が全気筒で同一の値  $a_k$  と仮定すると、式(3-11)

は次のようになる。

$$T_{sk} = \begin{cases} 4a_k \cdot e^{ik\alpha} & : k = 2n \\ 0 & : k = 2n - 1 \\ 0 & : k = 2n \pm 0.5 \end{cases} \quad (3-12)$$

式(3-12)は、4気筒エンジンの起振モーメントにおいて、偶数次成分のみが残って外力として作用するという周知の結果を示している。 $T_{sk}$ がクランク軸まわりに作用することによって、エンジン全体のローリング振動が発生する。

しかし各気筒ごとの起振モーメントの振幅 $a_{jk}$ が同一の値でない場合には、式(3-11)によって気筒ごとの振幅の違いに応じて $T_{sk}$ の奇数次及びハーフ次の成分が残る。この結果として、奇数次やハーフ次成分の振動が生じる。クランク軸まわりに作用する外力であるから、その振動モードはやはりエンジン全体のローリング振動である。この原因は気

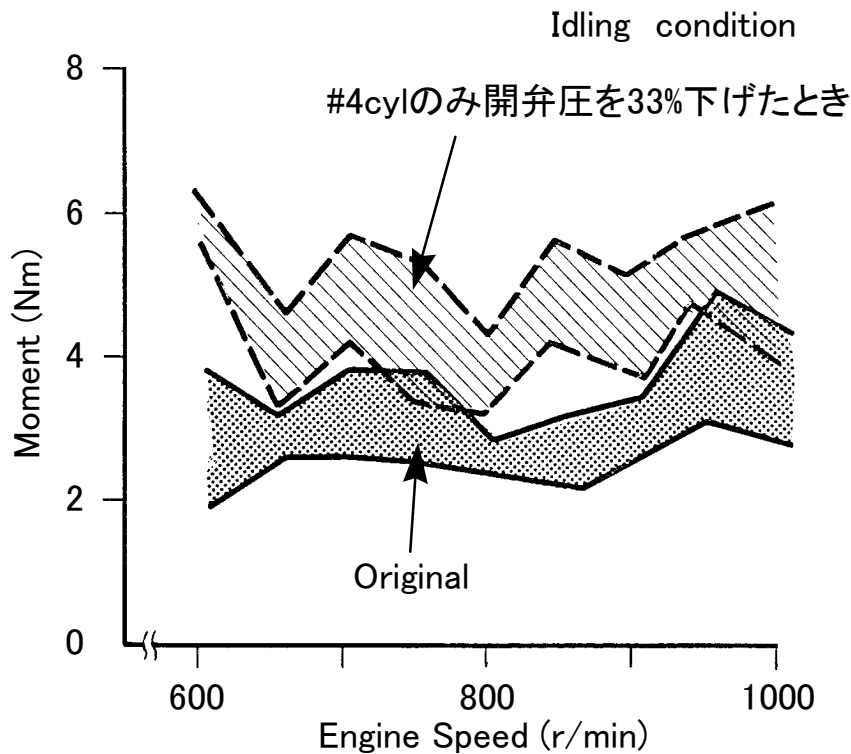


図3-9 燃料噴射料の気筒間ばらつきによる起振モーメント0.5次成分の変化

筒ごとに発生トルクに差異が生じるためであり、往復運動部の重量、圧縮比、燃焼状態などの気筒間でのばらつきがある場合に発生する。図3-9は、ディーゼルエンジンで燃料噴射量に気筒間でばらつきがある場合の起振モーメントの0.5次成分の変化を調べた例である。アイドリング運転状態で、一つの気筒のみ噴射ノズル開弁圧を下げても噴射量を変化させた時に、起振モーメントの0.5次成分が増加した結果を示している。図の中で幅を持ったデータになっているのは、サイクルごとのばらつきである。

### 3.4.2. 起振モーメントによるねじり

各気筒ごとに発生する起振モーメントは、クランク軸に沿って異なった位置に作用するため、起振モーメントの合成を検討する際にはねじりについても検討する必要がある。

今長さ $L$ の一様断面の棒にねじりモーメント $T$ が作用したとすると、このときのねじれ角  $\Theta$  は、棒の断面二次極モーメントを $I_p$ 、横弾性係数を $G$ とすると次式のようにになる。

$$\Theta = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} \quad (3-13)$$

シリンダブロックのクランク軸まわりの断面二次極モーメント $I_B$ と横弾性係数 $G_B$ を一定と仮定すると、各気筒に $k$ 次の起振モーメント $T_{jk}$ が加わったときに生じる合成ねじり角  $\Theta_{sk}$  は次式で表される。

$$\Theta_{sk} = \sum_{j=1}^4 \frac{T_{jk} \cdot L_j}{G_B \cdot I_B} \quad (3-14)$$

各気筒の起振モーメントは、その気筒に隣接する二つのジャーナルに等分に作用するものとする。これは両ジャーナルの midpoint に作用することと等価である。このときの各気筒の作用点までのクランク軸方向の距離 $L_j$ は、中央の第3ジャーナルを基準にとると、シリンダピッチを一定値 $B$ とすれば、以下のようにになる。

$$\left. \begin{array}{l} L_1 = 1.5B \\ L_2 = 0.5B \\ L_3 = -0.5B \\ L_4 = -1.5B \end{array} \right\} \quad (3-15)$$

式(3-14)に式(3-7)と式(3-15)を代入することにより、 $\Theta_{sk}$  は次のようになる。

$$\Theta_{sk} = \frac{B}{G_B \cdot I_B} \left\{ 15a_{1k} \cdot e^{ik\alpha} + 0.5a_{2k} \cdot e^{ik(\alpha-3\pi)} - 0.5a_{3k} \cdot e^{ik(\alpha-\pi)} - 15a_{4k} \cdot e^{ik(\alpha-2\pi)} \right\} \quad (3-16)$$

さらに式(3-16)を、 $k$ が偶数、奇数、ハーフ次数の場合によって分けて表現すると以下のようにになる。

$$\Theta_{sk} = \frac{B}{G_B \cdot I_B} (1.5a_{1k} + 0.5a_{2k} - 0.5a_{3k} - 1.5a_{4k}) \cdot e^{ik\alpha} \quad : k = 2n \quad (3-17a)$$

$$\Theta_{sk} = \frac{B}{G_B \cdot I_B} (1.5a_{1k} - 0.5a_{2k} + 0.5a_{3k} - 1.5a_{4k}) \cdot e^{ik\alpha} \quad : k = 2n - 1 \quad (3-17b)$$

$$\Theta_{sk} = \frac{B}{G_B \cdot I_B} \left\{ (1.5a_{1k} + 1.5a_{4k}) \cdot e^{ik\alpha} + (0.5a_{2k} + 0.5a_{3k}) \cdot e^{i(k\alpha \pm \pi/2)} \right\} : k = 2n \pm 0.5 \quad (3-17c)$$

さらに各気筒ごとの起振モーメントの振幅  $a_{jk}$  を同一の値  $a_k$  と仮定すると、式(3-17)は以下となる。

$$\Theta_{sk} = \begin{cases} 0 & : k = 2n \\ 0 & : k = 2n - 1 \\ \frac{a_k \cdot B}{G_B \cdot I_B} \sqrt{10} \cdot e^{i(k\alpha \pm \psi_2)} & : k = 2n \pm 0.5 \end{cases} \quad (3-18)$$

ここで  $\psi_2$  は次のようになる。

$$\psi_2 = \tan^{-1} \frac{1}{3} \approx 18^\circ \quad (3-19)$$

この結果は、起振モーメントによる合成ねじり角が偶数次と奇数次では互いに相殺されてゼロになるが、ハーフ次では相殺されないことを示している。すなわちハーフ次成分の起振モーメントを全気筒について合成したねじりモーメントは、シリンダブロックに内部力として作用する。これは強制変形力であり、シリンダブロックにねじり変形を生じることになる。この時の位相は、式(3-19)のように第1気筒を基準として約  $18^\circ$  のずれになる。

$a_{jk}$  の値が気筒ごとに同一でない場合には、式(3-17)において偶数次及び奇数次成分もゼロにはならない。しかし全く相殺されないハーフ次成分に比べると十分小さいはずであり、無視しても差し支えないと考えられる。

以上の結果をまとめ、起振モーメントの合成を複素平面上のベクトルとして表現したものを図3-10に示す。各気筒ごとの起振モーメントの振幅が同一の値であれば、合成起

振モーメントでは偶数次成分のみが残って外力となる。一方合成ねじりモーメントとしては、ハーフ次成分のみが残って内部力として作用することを示している。

	EVEN(2n)	ODD(2n+1)	HALF(2n+0.5)	HALF(2n-0.5)
OUTPUT TORQUE				
TORSIONAL MOMENT				

図3-10 起振モーメントの合成のベクトル表現

### 3.5. 起振力発生メカニズムの考察

#### 3.5.1. 起振モーメントとエンジン振動の対応

3.4節の考察から、ハーフ次数成分のねじり合成モーメントは約 $18^\circ$ の位相差をもって作用するはずである。そこでこの位相差に着目して、実際のハーフ次成分の振動を改めてチェックしてみた。図3-11は起振力や振動の実測値から2次、2.5次、3.5次成分について、複素平面上にプロットしたものである。左側の列はピストンを一気筒のみ組み込んだときの起振モーメントである。図3-8の結果と同一であり、ベクトルで表現したものである。図3-10に示した起振モーメントと同一の傾向であり、計測上のわずかな位相ずれがあるだけで理論どおりである。

中央の列は、ピストンを一気筒のみ組み込んだ状態でのO.D.S.解析から、代表値として取り上げたシリンダブロック上の点での振動加速度である。代表値とした点の測定位置は図3-12に示すA点であり、シリンダブロック左側前端のオイルパンレール部で $x$ 方向の振動データである。

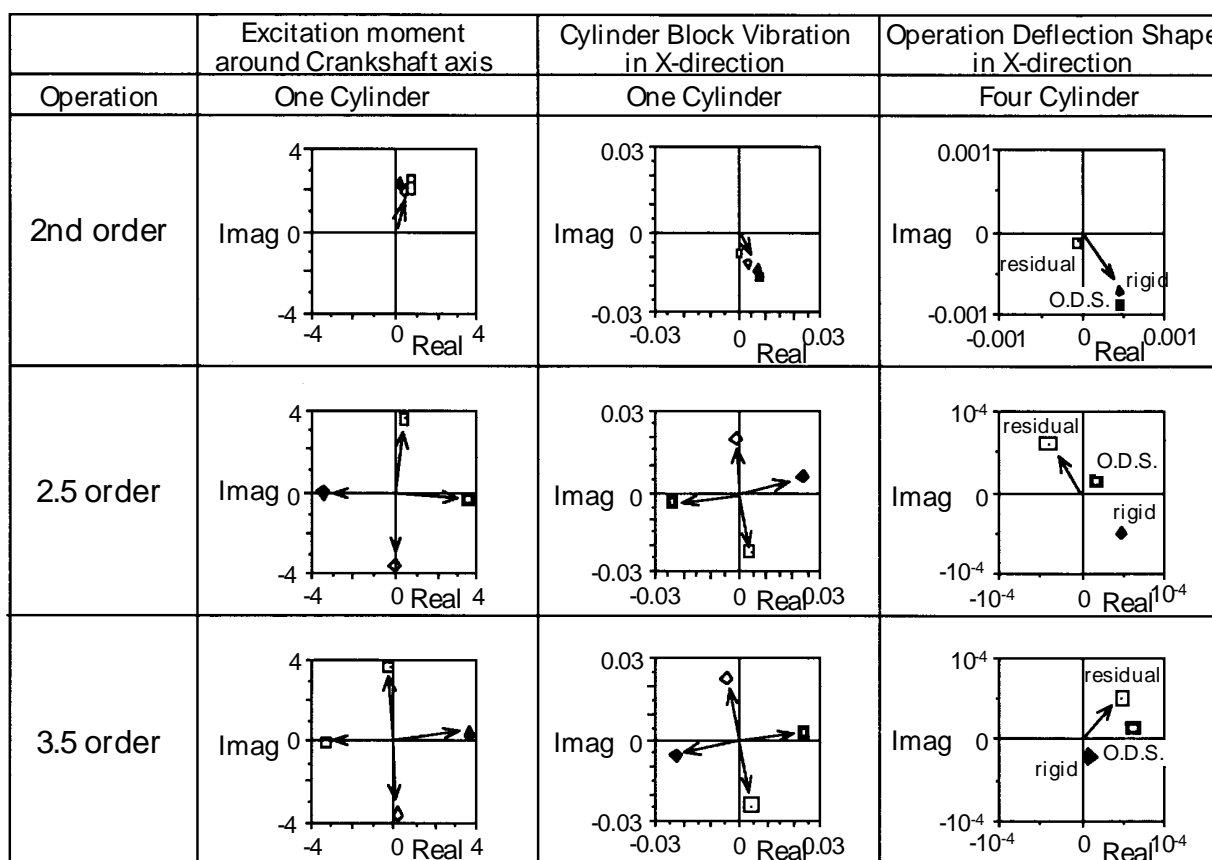


図3-11 起振モーメント、振動、O.D.S.実測値のベクトル表現

図3-11の右側の列には全気筒ピストン組み込み状態でのO.D.S.解析の結果から、やはりA点x方向の振動加速度のデータをプロットした。O.D.S.計測値に加え、第2章で説明した剛体モードとレジデュアルモードでの値もプロットしてある。

次に起振力の理論的な考察の結果と、実測したO.D.S.の結果とを比較検討する。図3-13は2次成分についての比較である。左側は図3-9でも示した理論的に予測される合成起振モーメントベクトルであり、中央はこの時にA点に発生する左右方向の振動のベクトルの予測値である。右側の列は、O.D.S.の結果で図3-11と同じである。エンジン回転2次成分では、全気筒合成した起振モーメントによって、剛体運動としてのクランク軸まわりのローリング振動が励起される。この時の点Aでの振動加速度は、図3-12に示す座標系では、起振モーメントと逆の位相になる。O.D.S.解析の実測結果においても、ほぼ同一の位相で剛体モードの振動が生じている。

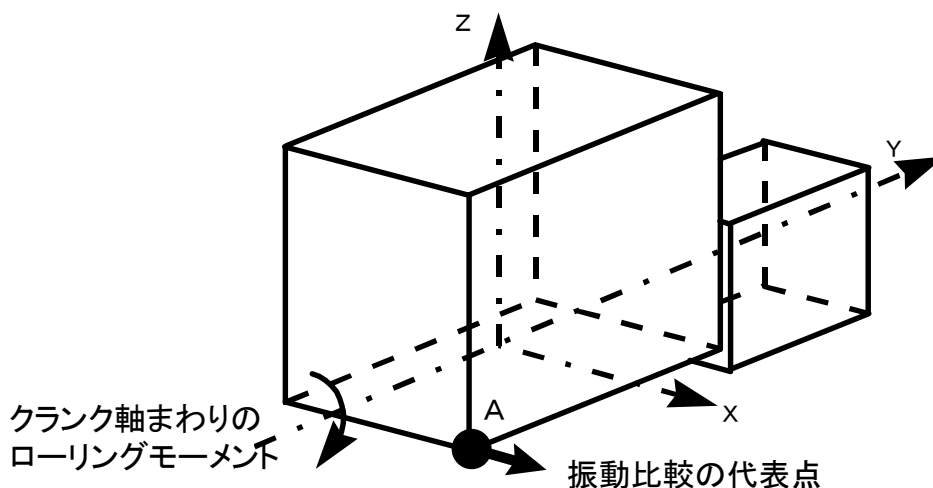


図3-12 考察のためのエンジン全体の概念図

	Theoretical torque fluctuation	Theoretical vibration at point A	Measured O. D. S
2nd order			

図3-13 2次成分の起振力理論値と実測O.D.S.のベクトル表現での比較

### 3.5.2. ねじりモーメントとエンジン振動の対応

図3-14では、ハーフ次成分について同様に比較検討した結果を示す。左側の列は、理論的に予測される合成ねじりモーメントのベクトルである。2.5次では $+18^\circ$ 、3.5次では $-18^\circ$ の位相ずれが生じている。中央の列には、この合成ねじりモーメントによって、点Aで発生する左右方向の振動のベクトルの予測値を示した。式(3-16)に従えば、ハーフ次成分の合成ねじりモーメントによって、シリンダブロックにねじりの強制変位が生じるはずである。この場合に図3-12に示す座標系では、点Aでの $x$ 方向の変位は、破線で示したベクトルとなる。実験では加速度を測定しているため、変位を2回微分すなわち $180^\circ$ 位相を回転させて実測値との比較を行う必要がある。この結果を図3-14の右側に列に示したO.D.S.解析と比較する。O.D.S.解析から得られたレジデュアルシェイプの位相は、2,5次と3,5次ともに理論上予測される振動加速度の位相と一致していることが確認できた。

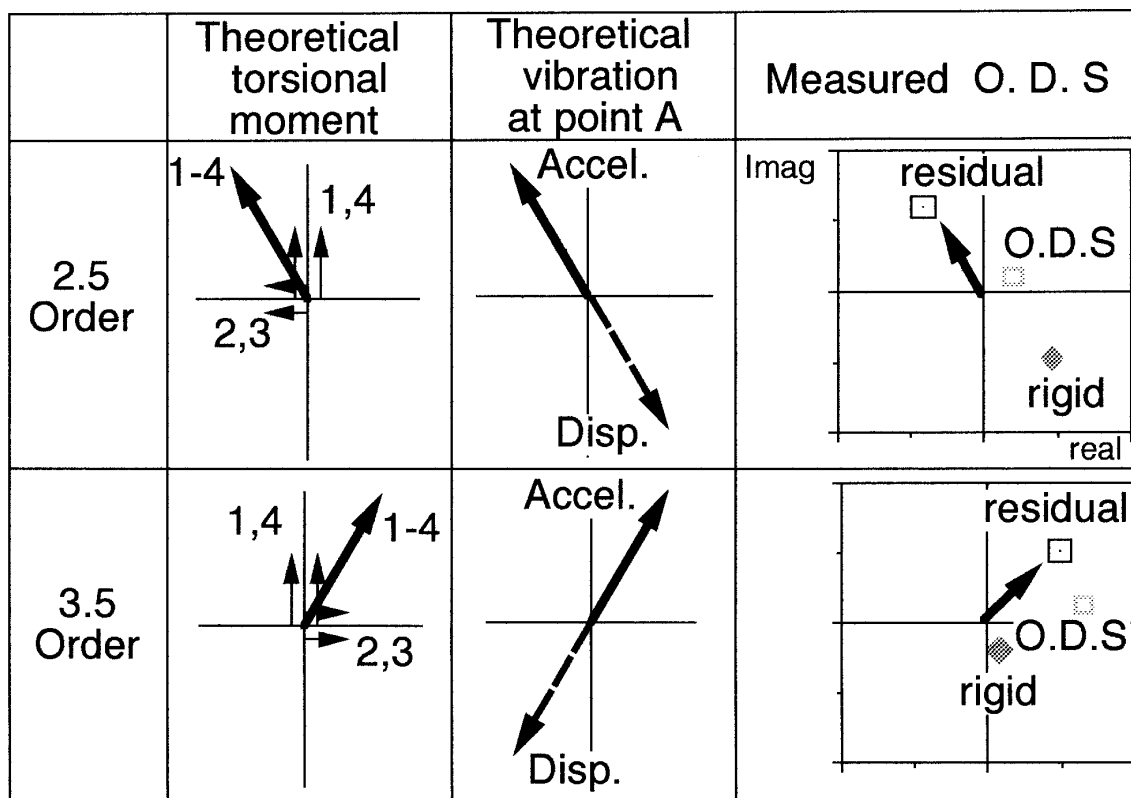


図3-14 2.5次および3.5次成分の起振力理論値と実測O.D.S.のベクトル表現での比較

以上のことから、ハーフ次のねじり振動は、気筒ごとの起振モーメントを合成したねじりモーメントによって励起される強制振動であることが証明できた。第2章での実験的解析の結果も、すべて矛盾なく説明可能である。

ここで得られた結論に従うと、原理的にはどのようなシリンダ配置のエンジンであっても、多気筒エンジンであれば同様な現象が起きており、ハーフ次のねじり振動が発生する可能性がある。各気筒ごとの起振モーメントの位相、着火順序、気筒配列などが決まれば、合成ねじりモーメントの大きさや位相は推定可能である。図3-15に代表的なシリンダ配置での推定結果を示す。今回対象とした直列4気筒ディーゼルエンジンで顕著であったのは、ディーゼルであるから圧縮比が高く従ってトルク変動振幅が大きいこと、小型乗用車用でありトラック用エンジンに比べるとねじり剛性が低かったことなどによると考えられる。

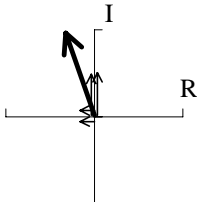
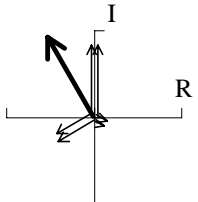
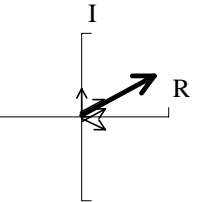
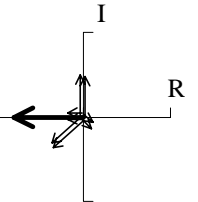
Cylinder Configuration	L4	L6	V6	V8
Combined Torsional Moment Vector				
Amplitude	$\sqrt{10} \frac{B \cdot a_k}{G_B \cdot I_B}$	$\sqrt{12} \frac{B \cdot a_k}{G_B \cdot I_B}$	$3 \frac{B \cdot a_k}{G_B \cdot I_B}$	$2.42 \frac{B \cdot a_k}{G_B \cdot I_B}$

図3-15 シリンダ配置とハーフ次合成ねじりモーメントの関係

### 3.6. 有限要素法を用いたパワープラント振動シミュレーション

#### 3.6.1. パワープラントの有限要素モデル

パワープラント全体の有限要素モデルに実測した起振力を加えて、NASTRANを用いて振動応答解析を行った。計算モデルではシリンダブロックを中心に、シリンダヘッド、トランスミッション、クランクケース、吸排気マニホールドなどを要素分割しモデル化した。エンジンマウント部もモデル化し、防振ゴムに相当するバネを介してモデル全体を支持している。要素としては、板要素を中心に必要に応じてソリッド要素やバー要素などを用いている。解析周波数範囲は上限を1000Hz程度までに限定することで、必要以上に細かいモデル化は行わずに、計算時間短縮に配慮した。

主な構成部品について、各部品ごとの有限要素モデルの精度を、実験モード解析の結果と比較検証した。固有振動数やモードシェイプ、周波数応答関数などの計算結果を、実

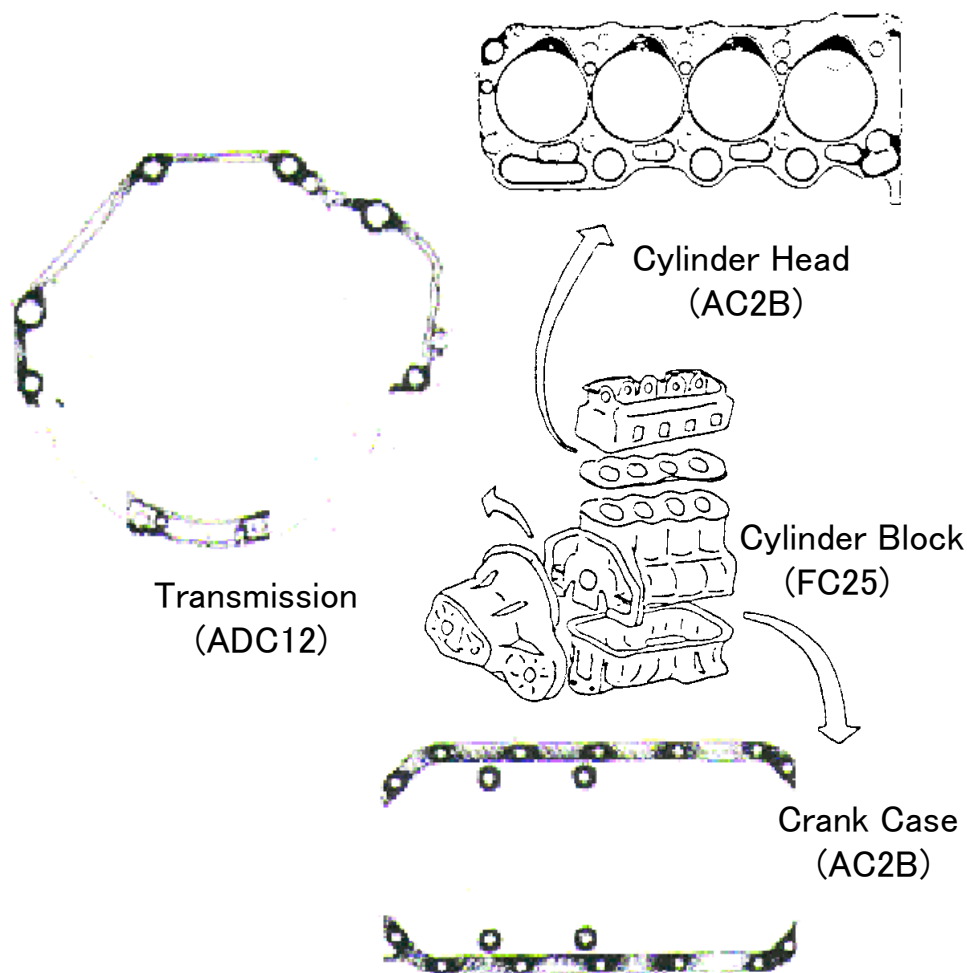


図3-16 各接合部での面圧分布の計測結果

験結果と比較し、十分な計算精度を有するモデルであることを確認した上で全体モデルに組み込んでいる。

次にこれらの部品を接合して、パワープラント全体の有限要素モデルとする。部品間の接合部については、接合面圧によって接合部剛性が変化することが指摘されている。接合部の面圧が臨界面圧と言われる一定の面圧よりも低い場合に、真接触面積が実際の接触部面積よりも小さくなり、接合部剛性としては低くなる。圧力感応発色紙を使用して、実際にシリンダブロックと他の部品の接合部の面圧分布を計測した。図3-16に各部の面圧分布計測結果を示す。

この結果からシリンダブロックとシリンダヘッドやトランスミッションとの接合面での高面圧部位は、前者ではボアグロメット部、後者ではボルト締結部周辺に限られていることがわかる。これ以外の部位ではきわめて低面圧であり、上記高面圧部位のみで結合していると考えて良さそうである。一方シリンダブロックとクランクケースの結合面では、ボルト締結部まわりで高面圧から徐々に低面圧に移行していく中間面圧部位が見られる。しかし今回のモデルでは、中間面圧になる部位は接点間距離に比べてかなり短

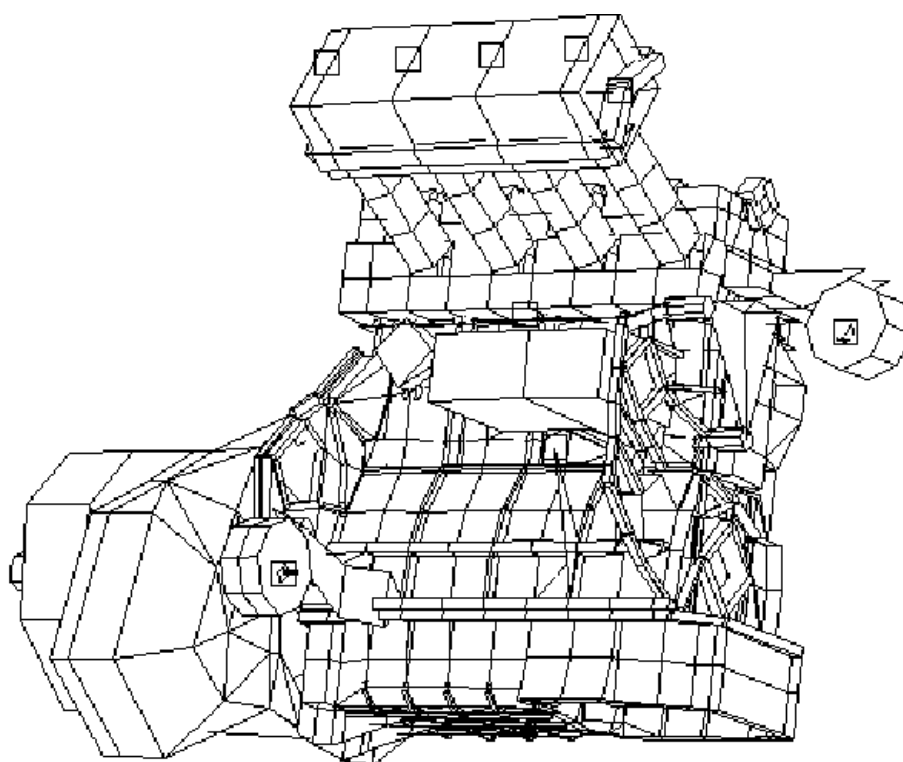


図3-17 パワープラント全体のFEM計算モデル

いため、その影響は小さいと考えられる。以上のようなことを考慮して、各構成部品を接合し全体モデルを作成した。図3-17に計算モデルを示す。

第2章で示したパワープラント全体のモード解析の結果と対比して、周波数応答関数の計算結果を図3-18に示す。いくつかの代表的なモードシェイプについても、計算結果と実験結果を比較して示した。共振周波数、モードシェイプともによく一致しており、接合部のモデル化によって精度のよい有限要素モデルとすることができた。<sup>(18)</sup>

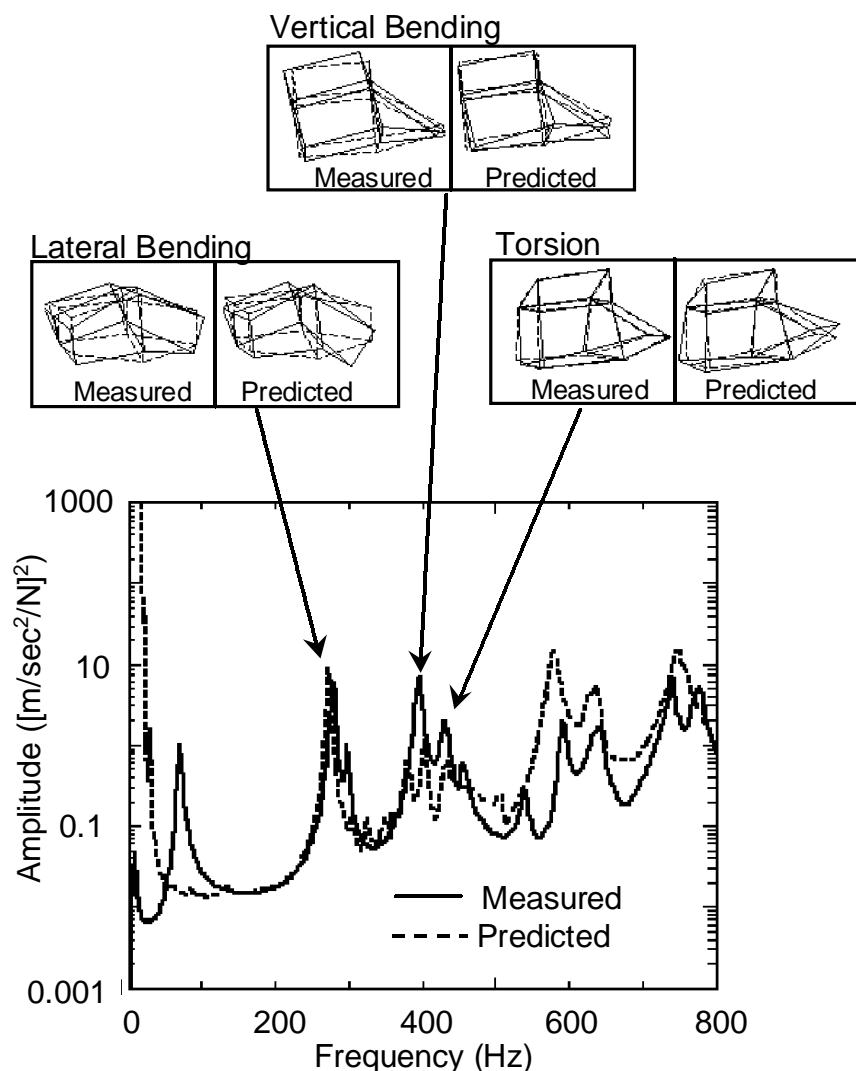


図3-18 周波数応答関数の計算値と実験値との比較

### 3.6.2. 有限要素法の振動応答解析

計算の入力として、3.3節で計測した各気筒ごとの起振モーメントの各次数成分の値を用いて、NASTRANにより振動応答解析を行った。ただし図3-8に示す結果を基にして、各次数成分ごとに振幅は4気筒の平均値とし、同一の値とした。位相も実測値ではわずかなずれがあるが、式(3-9)に示したように着火順序に応じて $90^\circ$ の整数倍とした。図3-19に入力値の振幅と位相を示す。入力位置は各気筒のジャーナル部中心であり、各気筒ごとに前後のジャーナルに等分に割り振り、クランク軸まわりのモーメントとして加えた。

図3-20に回転の2次と2.5次に相当する周波数での変形図を示す。2次は変形を伴わない剛体モードであり、上下とローリング方向の振動である。2.5次ではねじりモードの変形を示している。このほかのハーフ次に相当する周波数での振動でも、同様にねじりモー

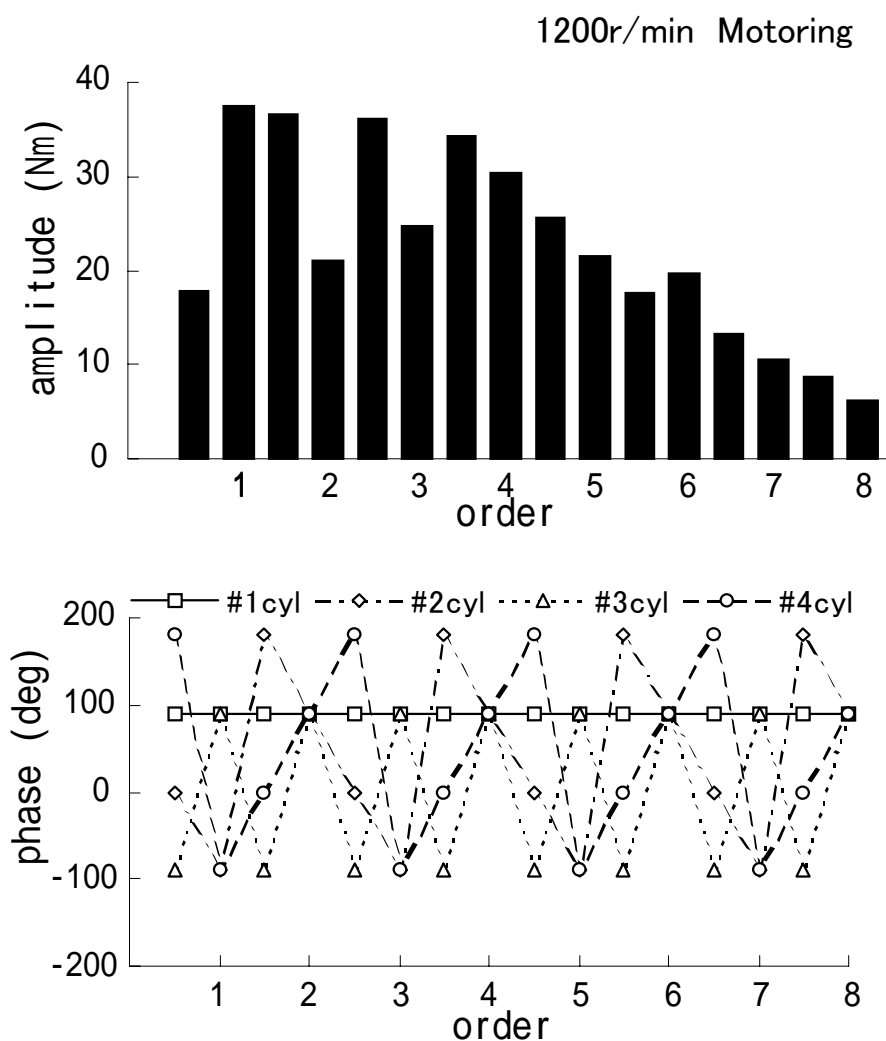


図3-19 起振モーメントのFEM振動応答解析入力値

ドになっていることを確認した。いずれも第2章で行ったO.D.S.解析の結果とよく一致している。

図3-21は振動レベルの有限要素モデルによる計算結果と、モータリング運転での振動加速度の実測値とを、各次数ごとに示した結果である。計算と実験で傾向はよく一致している。全体に計算値の方がレベルが高いのは、計算モデルでの減衰係数の設定の問題であり、0.5次や1次が計算で低いのはエンジンマウントの特性のモデル化の問題である。

振動レベル、モードシェイプともに、実験結果をよく再現する結果が得られた。前節で述べたハーフ次数成分の振動発生メカニズムが妥当であることを実証するものといえる。

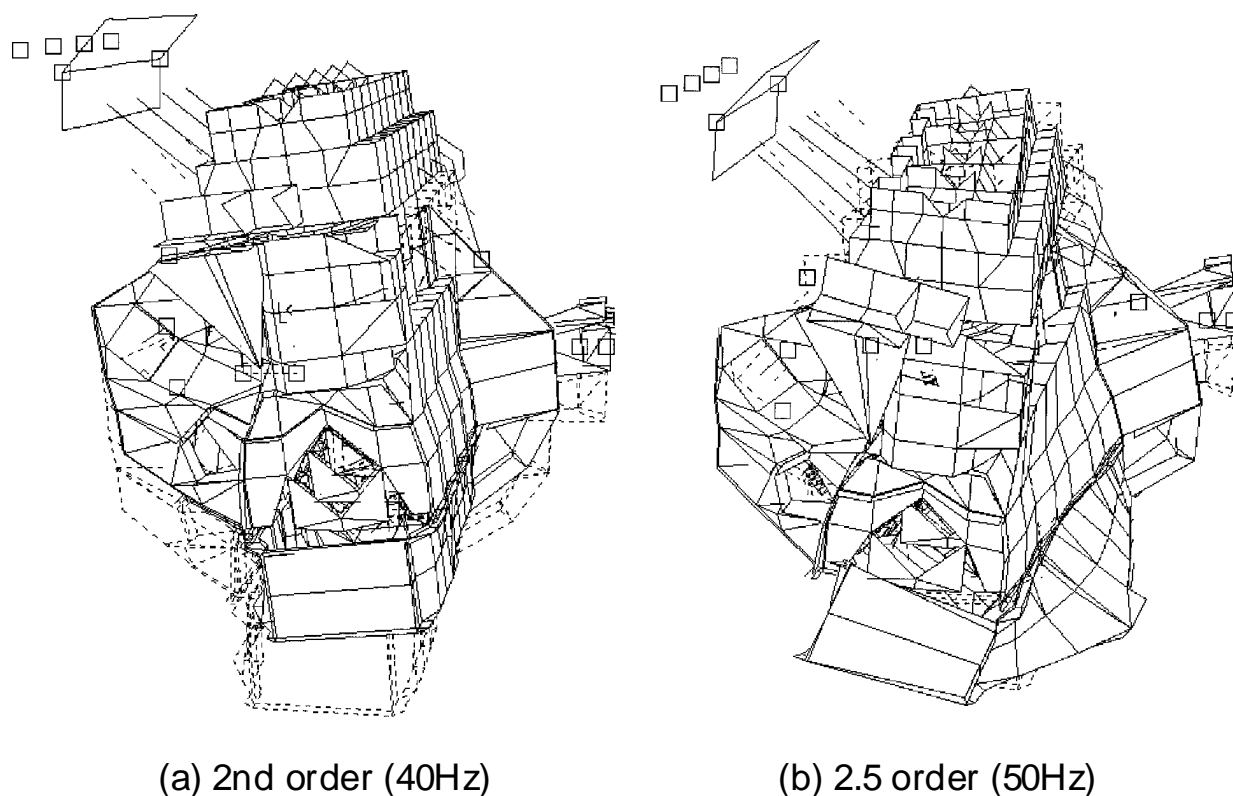


図3-20 FEM振動応答解析による変形図

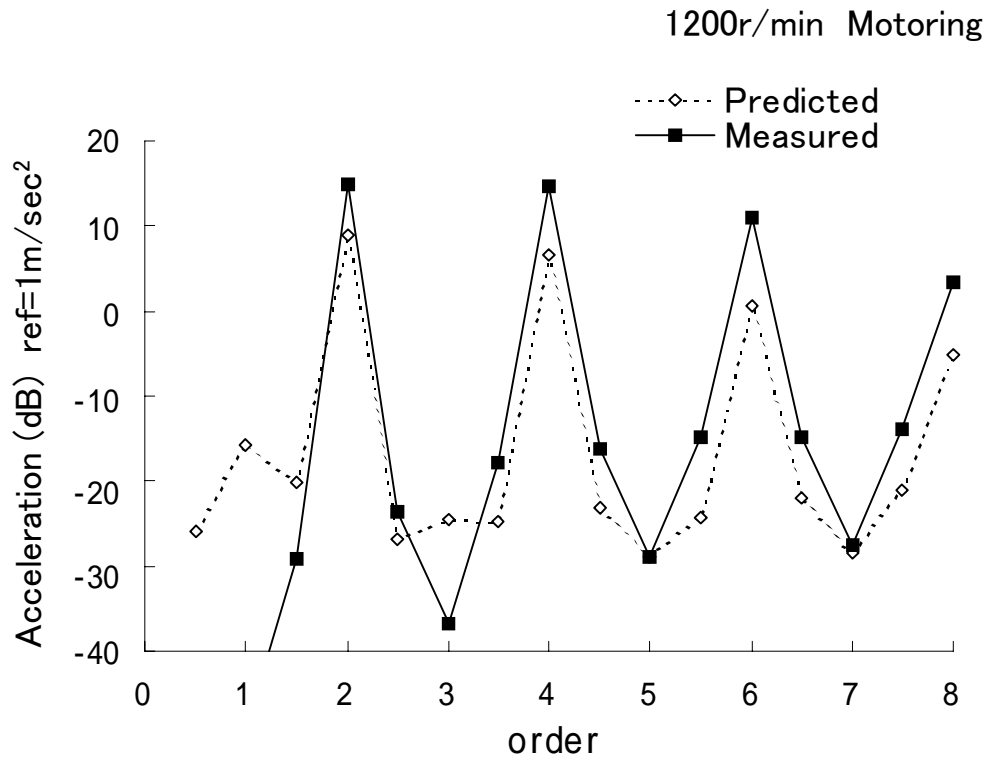
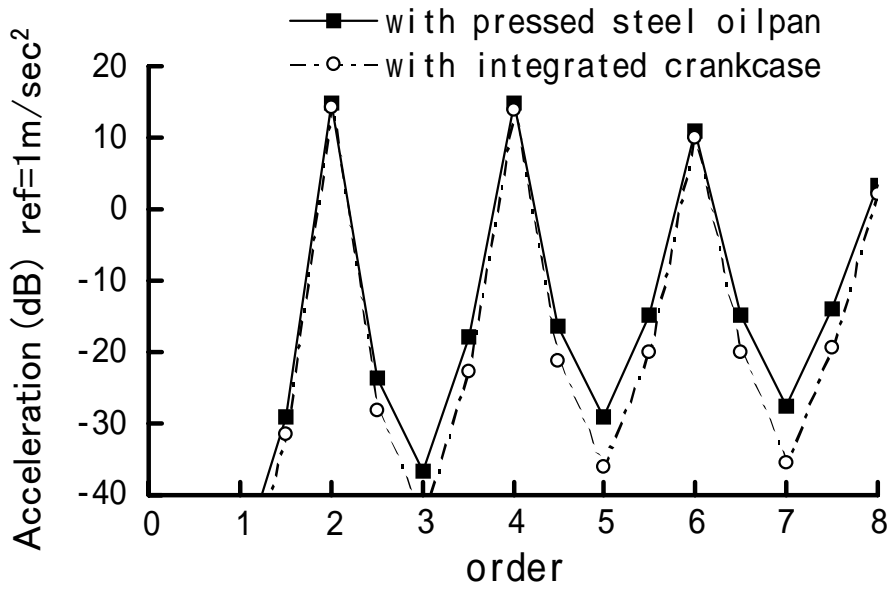


図3-21 FEM振動応答計算値と実測値との比較

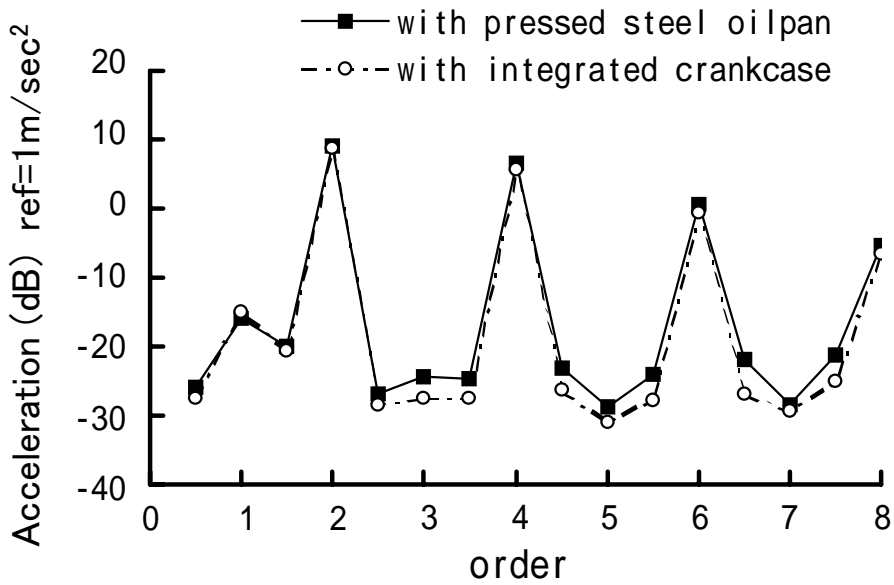
### 3.7. 振動低減に関する検討

以上のようなメカニズムによってハーフ次数成分の振動が発生しているのであれば、その低減策としてはねじり剛性の向上が有効であると考えられる。これは式(3-18)において、シリンダブロックの断面二次極モーメント $I_B$ を増大することによって、 $\delta_{sk}$ を小さくすることである。 $I_B$ を変化させるものとして、オイルパンにスチール製の代わりにアルミダイキャスト製を採用し、ねじり剛性を変化させたときの効果を実験で確認するとともに、3.6節で示した有限要素法の計算でも効果の確認を行った。

図3-22において、(a)の計算結果と(b)の振動加速度の実測結果で、それぞれオイルパンをスチール製からアルミダイキャスト製に交換したときの違いを示した。アルミダイキャスト製オイルパン装着の効果は、計算と実験のいずれにおいても2次や4次のようなレベルの高い偶数次成分よりも、ハーフ次成分の方が大きい。偶数次成分では、基本的に弾性変形のない剛体モードが主であるから、効果が小さいのは当然である。一方ハーフ次成分では予想通りにねじり剛性の向上によって、シリンダブロックの強制変形が抑制され、その結果として振動が低減したものと解釈できる。周波数としても2.5次は50Hzであり、このような低い周波数での低減は、固有モードの周波数の変化による効果では説明できないものである。



(a)FEM Calculation results



(b)Experimental Measurement results

図3-22 アルミクランクケース装着時の振動低減効果

### 3.8. 結言

直列4気筒エンジンにおいて比較的低い周波数域で発生するハーフ次成分の振動について、従来からの報告ではその発生原因を説明できなかった。エンジン起振力の気筒ごとの特性に着目して理論的考察と実験的解析を行い、以下の結論を得た。

- (1) ハーフ次成分のエンジン振動は、ローリングの剛体振動とシリンダブロックのねじり振動の重ね合わせである。
- (2) ローリング振動は、トルク変動の反力として生じるクランク軸まわりの起振モーメントが、気筒毎に振幅差を持つことによるものである。往復運動部重量や圧縮比、燃焼状態などの気筒間のばらつきの結果として発生する。
- (3) 起振モーメントは、気筒ごとに異なった点に、異なった位相で作用する。その結果としてハーフ次成分では合成ねじりモーメントは相殺されずに残り、シリンダブロックに対して強制振動としてのねじり振動を励起する。
- (4) O.D.S.解析から得られたレジデュアルシェイプがねじりモード形状であり、その位相が理論的考察と一致することからこの発生メカニズムの妥当性を示した。
- (5) 多気筒エンジンでは本質的に必ず発生する性質のものであり、パワープラントのねじりモード固有振動数より十分低い周波数であっても励振されることになる。
- (6) パワープラント全体の有限要素法解析を行い、ハーフ次数に相当する周波数では同様にねじりモードであることを確認した。
- (7) ハーフ次成分の振動低減のためにねじり剛性を向上したときの効果を、実験と有限要素解析で調べてみた。両者はよく一致した結果であり、ハーフ次成分の振動に対して低減効果が大きく、ここで提案した発生メカニズムが妥当であることが検証できた。

以上のように、パワープラントの固有振動数領域よりも低い周波数で発生するハーフ次のエンジン振動について、トルク変動に起因する強制振動であることを明らかにした。これは、従来の研究では報告されていなかったものである。エンジンの小型軽量化、高出力化、小排気量への適用、アルミのような軽量材料への置換など、本研究に視点に立つと不利な方向への展開が進められているなかで、本研究で得られた知見が、ディーゼルエンジン搭載車の低周波数領域での音質も含む騒音問題の解決に貢献できるものと確信する。

## 第4章 高周波数領域でのエンジン起振力の解析

### 4.1. 緒言

高周波数域でのエンジン起振力とは、すなわちエンジン騒音の音源であり、一般に燃焼による起振力と、ピストンスラップ・動弁系・ギアトレーンなどの機械的起振力などに分けられる。ところが燃焼騒音と言っている中にも、燃焼起振力に対して線形な関係にある騒音と、燃焼に起因する騒音でありながら直接的な線形関係にない騒音に分けるべきであることが指摘されている。前者は従来から言われてきた燃焼騒音であり、筒内圧力からその大きさを評価する燃焼騒音メーターなどの応用もなされている。後者に属するのは、ピストンスラップやクランク軸振動などで、筒内圧力もこれらの振動や騒音の要因の一つであるが、関係としては非線形である。このほかの音源としては、動弁系、噴射系、ギアトレーンなどがあるが、燃焼の影響は小さく機械的起振力として分類できる。

4.2節では、直接的な燃焼音について、その発生源である燃焼そのものでの低減の検討、燃焼音と機械音の分離、燃焼音に対するエンジン構造系での低減の検討について述べる。

4.3節では、間接的な燃焼音について論ずるが、この分野はいまだ明確に評価できていないのが実状である。ピストンスラップ音について、これを分離評価する試みについて述べる。一方でクランク軸系やピストン系については、運動シミュレーションを通して起振力特性を明らかにする試みが数多くなされている。ピストン系の運動シミュレーションによる解析については第5章で詳述するが、クランク系の運動シミュレーションについても4.3節で概観する。

4.4節では、このほかの機械的起振力である動弁系、噴射系、ギアトレーンなどの起振力について述べる。この分野でも運動シミュレーションによる解析が盛んである。その一例として、列型噴射ポンプについての、燃料噴射圧力と噴射ポンプ騒音の関係と、騒音発生メカニズムのシミュレーションを用いた解析について述べる。

## 4.2. 燃焼に起因する直接的な起振力の解析

### 4.2.1. 燃焼起振力の低減

燃焼起振力は、筒内圧力およびその圧力上昇率の高いディーゼルエンジンでは特に大きな騒音源である。とりわけ無過給直噴のディーゼルエンジンでは加速時などにおいて、燃焼騒音の寄与率がエンジン騒音全体の50%以上を占めている。近年の排出ガス規制強化に対して、排出ガスを低減するための有力な手段として燃料噴射圧力は高まる方向にある。しかし高圧噴射では同時に燃焼起振力も増加するため、燃焼騒音はますます悪化する傾向にある。

燃焼騒音低減の手段としては、燃焼初期における予混合燃焼時の燃焼率を下げるのが有効である。このために着火遅れ時間の短縮や初期噴射率の制御などの対策が試みられている。着火遅れ時間短縮には圧縮端温度を上げることが有効であり、高圧縮比化、断熱化、過給などが行われている。初期噴射率制御のためには、2段開弁圧ノズルや可変噴射率噴射ポンプなどが実用化されている。しかし排出ガス悪化とトレードオフ関係にあ

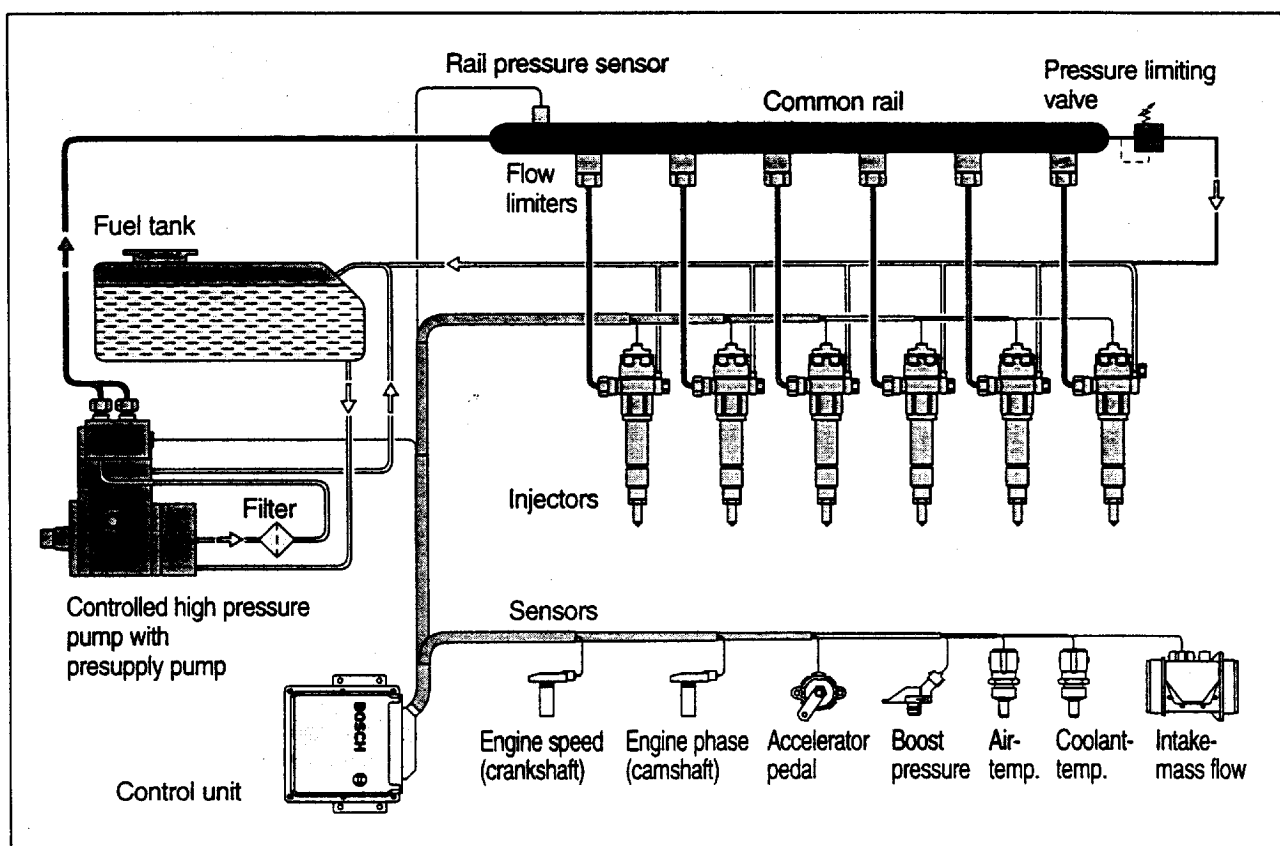


図4-1 コモンレール式電子制御燃焼噴射装置の例

ることが多く、大幅な低減は見込めないのが実情である。

最近図4-1に示すような、コモンレール式電子制御燃料噴射装置が実用化され始めたことにより、きわめて制御自由度の高い燃料噴射が可能になってきた。特に、主噴射の直前に少量の燃料を噴射するパイロット噴射は、燃焼騒音低減の手段としてきわめて有効であることが報告されている。図4-2にパイロット噴射による筒内圧力とシリンダブロック振動の低減効果を示す。最適な噴射量と噴射時期でパイロット噴射を行うことにより、 $\text{NO}_x$  やHCなどの排気ガスを低減しつつ燃料消費率も改善されるとしている。スモークに対しても、パイロット噴射により予混合燃焼を抑制しつつ、高圧噴射による噴霧の微粒化や噴射期間の短縮により改善可能との報告もある。(19,20)

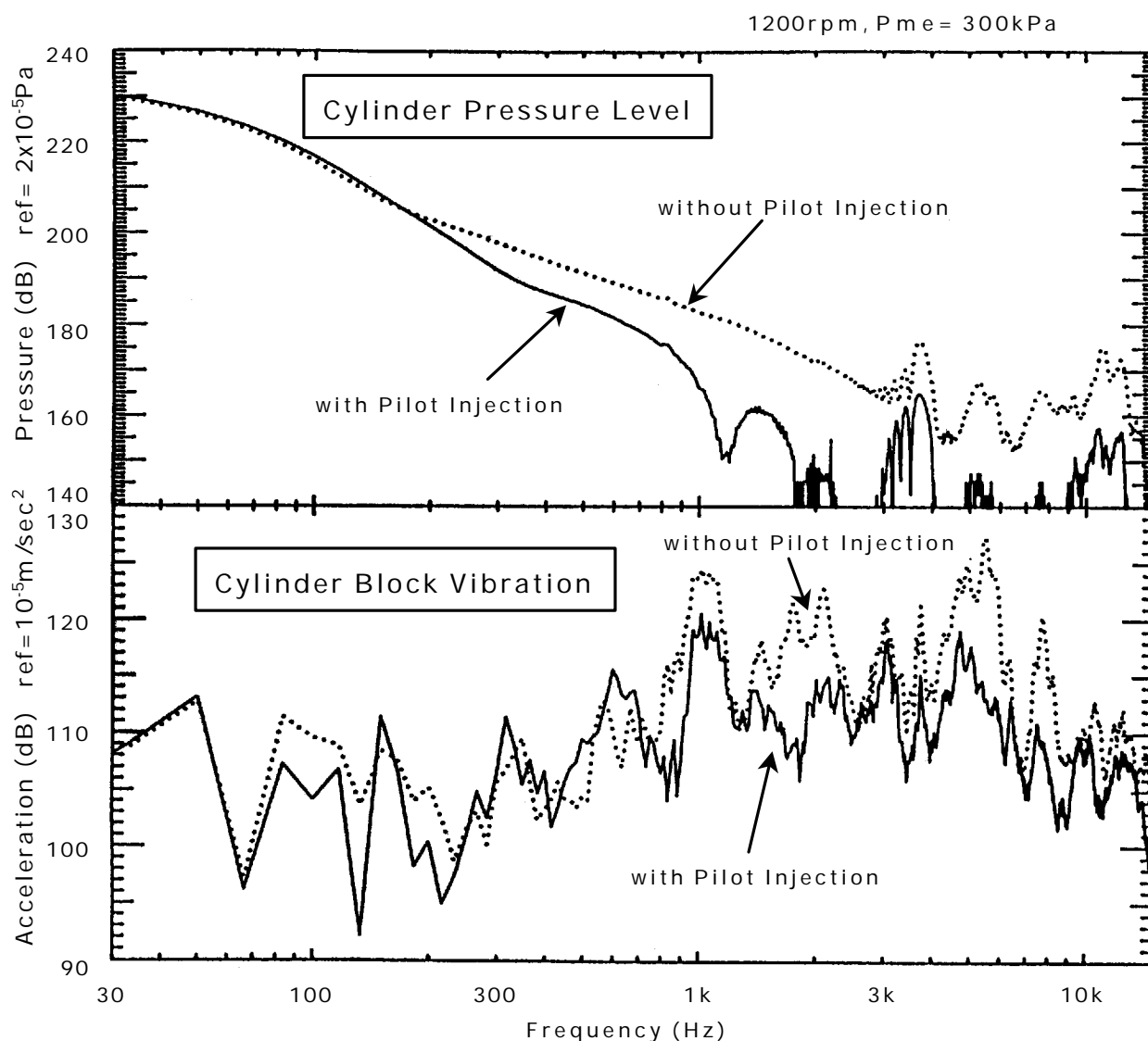


図4-2 パイロット噴射による筒内圧力とシリンダブロック振動の低減効果の例

燃焼起振力の低減はエンジン騒音低減上不可欠であるが、コモンレール式燃料噴射装置を用いることにより、木目細かい噴射特性や燃焼特性の制御が可能になった。排出ガスの低減対策と燃焼音の低減が、より高い次元で両立できるブレークスルー技術であるといえる。

#### 4.2.2. 燃焼起振力の分離評価

ディーゼルエンジンでの最も大きな騒音源は燃焼起振力であるが、これをエンジン放射音の中で精度よく評価するのは容易ではない。いまエンジン騒音(*SPL*)を、燃焼騒音(*CNL*)と機械騒音(*MNL*)に分け、燃焼騒音を筒内圧力(*CPL*)と比例関係にある成分とし、その比例係数をストラクチャアッテネーション(*SA*)とすると以下の式が成り立つ。

$$\begin{aligned}
 SPL &= CNL + MNL \\
 &= CPL / SA + MNL
 \end{aligned}
 \tag{4-1}$$

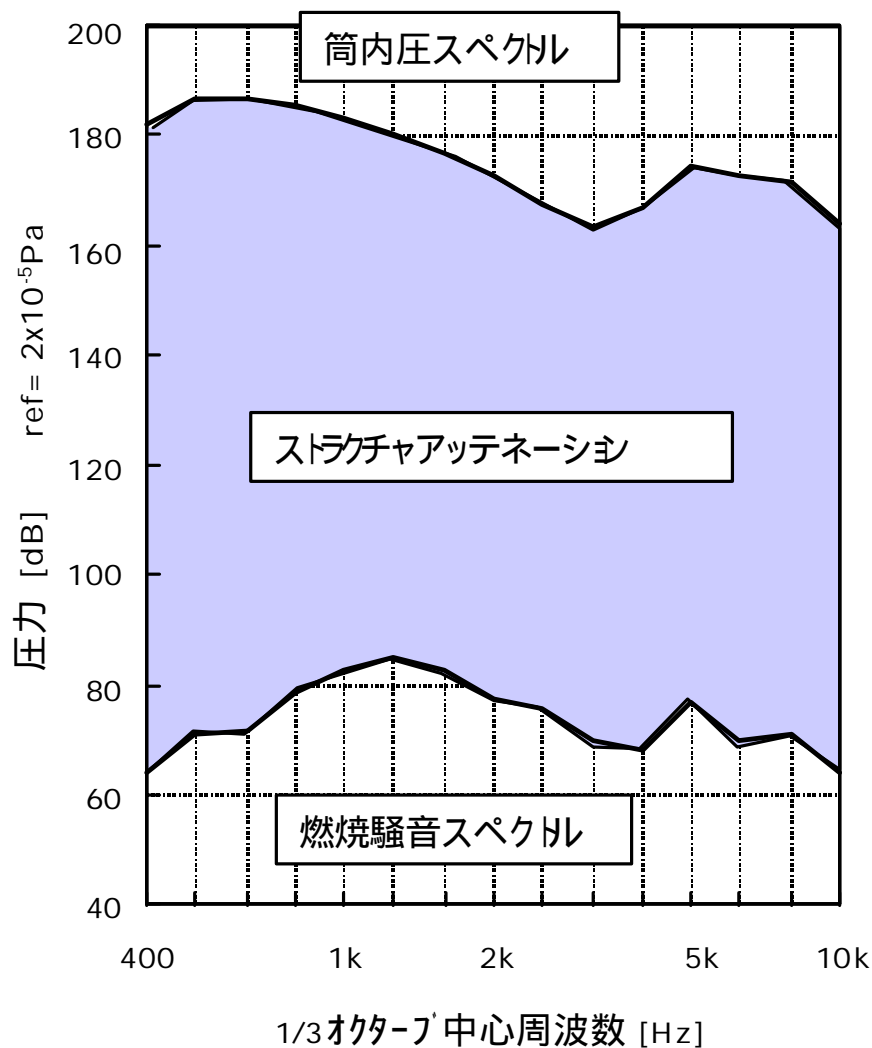


図4-3 dB表現でのストラクチャアッテネーション

SAはCPLからCNLへの減衰量であり、エンジン構造の燃焼による加振に対する騒音特性の良し悪しの評価指標となる。dBで考えると、図4-3に示すようにCPLとSPLの差がSAということになる。<sup>(21)</sup>

実際のエンジンでSAを評価するには、MNLを一定に保持した状態でCPLを変化させ、2つ以上の条件でSPLとCPLを同時計測する。未知数はSAとMNLであるから、2組以上のSPLとCPLが得られれば式(4-1)を連立させて解くことで、SAとMNLを求めることが出来る。実際にMNLを一定としてCPLのみを変化させる方法として、ディーゼルエンジンの場合には、燃料噴射時期・吸気温度・EGR・燃料性状(セタン指数)などを変化させる方法が採られている。しかし燃料噴射時期の変更は、後述するようにピストンスラップの挙動を変化させる可能性があり、CPLのみの変更とならない場合もあり注意が必要である。

本試験に供試したエンジンの仕様を表4-1に示す。エンジンは、床面以外を吸音処理した半無響室エンジンベンチ内に設置し、プロペラシャフトを介して別室に設置した電気

Cycle	4
Type of Engine	NA DI Diesel
Number of Cylinder	In-Line 4
Displacement	4334cm <sup>3</sup>
Bor and Stroke	112 x 110 mm
Rated Power	96kW at 3200r/min
Rated Torque	304Nm at 1700r/min

表4-1 測定に供試したエンジンの仕様

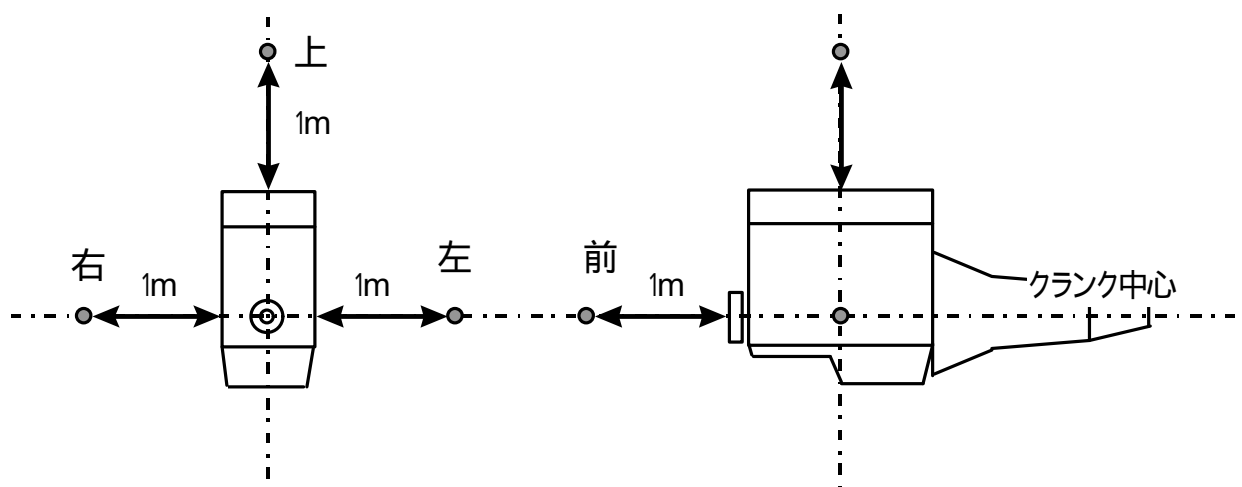


図4-4 エンジン騒音計測時のマイクロフォン設置位置

動力計で運転制御した。吸排気は防音処理したダクトで無響室外に導き、エンジン騒音計測に影響がないようにした。エンジン騒音は、エンジンの左右前上の4カ所で測定した。マイクロフォンの設置位置は、図4-4に示すようにエンジン表面から1m離れた位置である。4カ所で計測したSPLから、以下の式によってパワー平均値を算出し、SAの計算に使用した。

$$SPL_{ave} = 10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{SPL_i/10} \right) \quad (4-2)$$

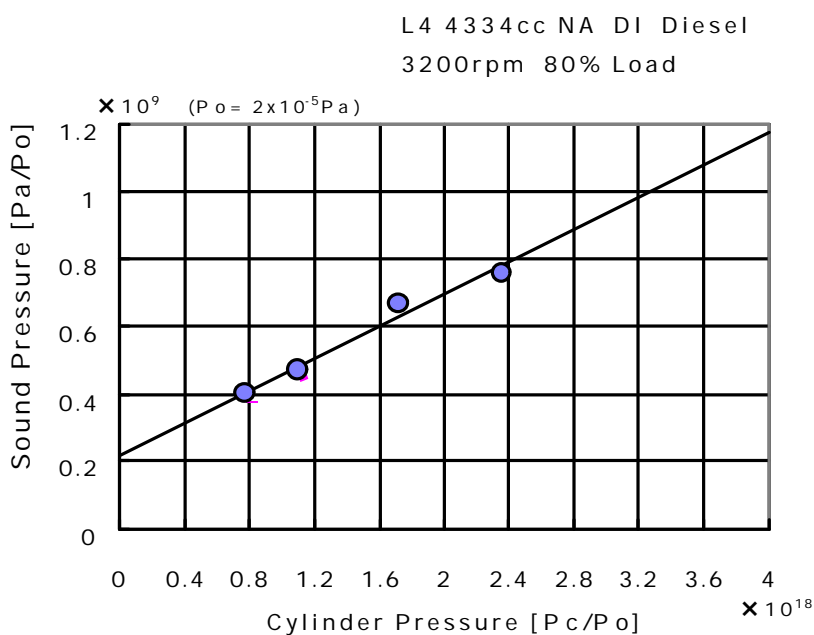


図4-5 CPLとSPLの変化(1.6kHzバンド)

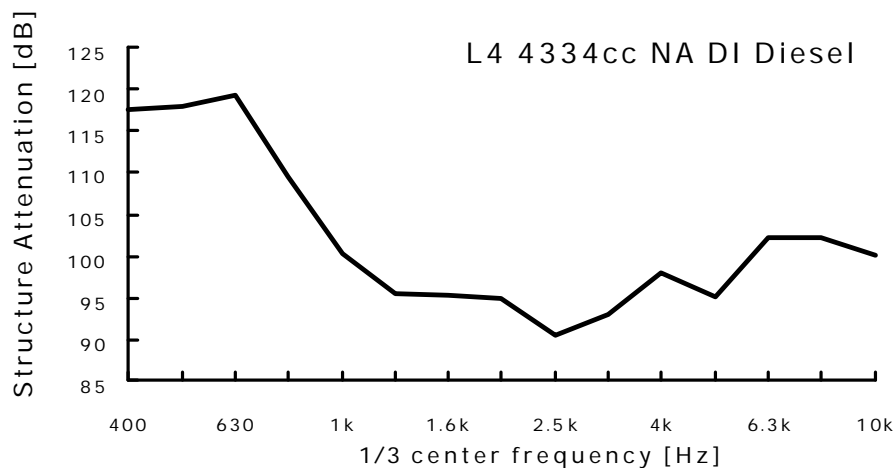


図4-6 ストラクチャアッテネーションの計測結果

吸気温度を2水準とり、EGRの有無と組み合わせて4種類の異なる条件でCPLとSPLを同時に測定し、1/3オクターブ1.6kHzバンドのレベルをプロットした結果を図4-5は、に示す。式(4-1)に従えば、これらのプロットから算出した回帰直線の傾きがSAであり、Y切片がMNLとなる。最小限2点あれば算出可能だが、実験誤差を考慮してそれ以上の点数での計測を行い、最小自乗法による直線回帰を行ってSAとMNLを求めた。

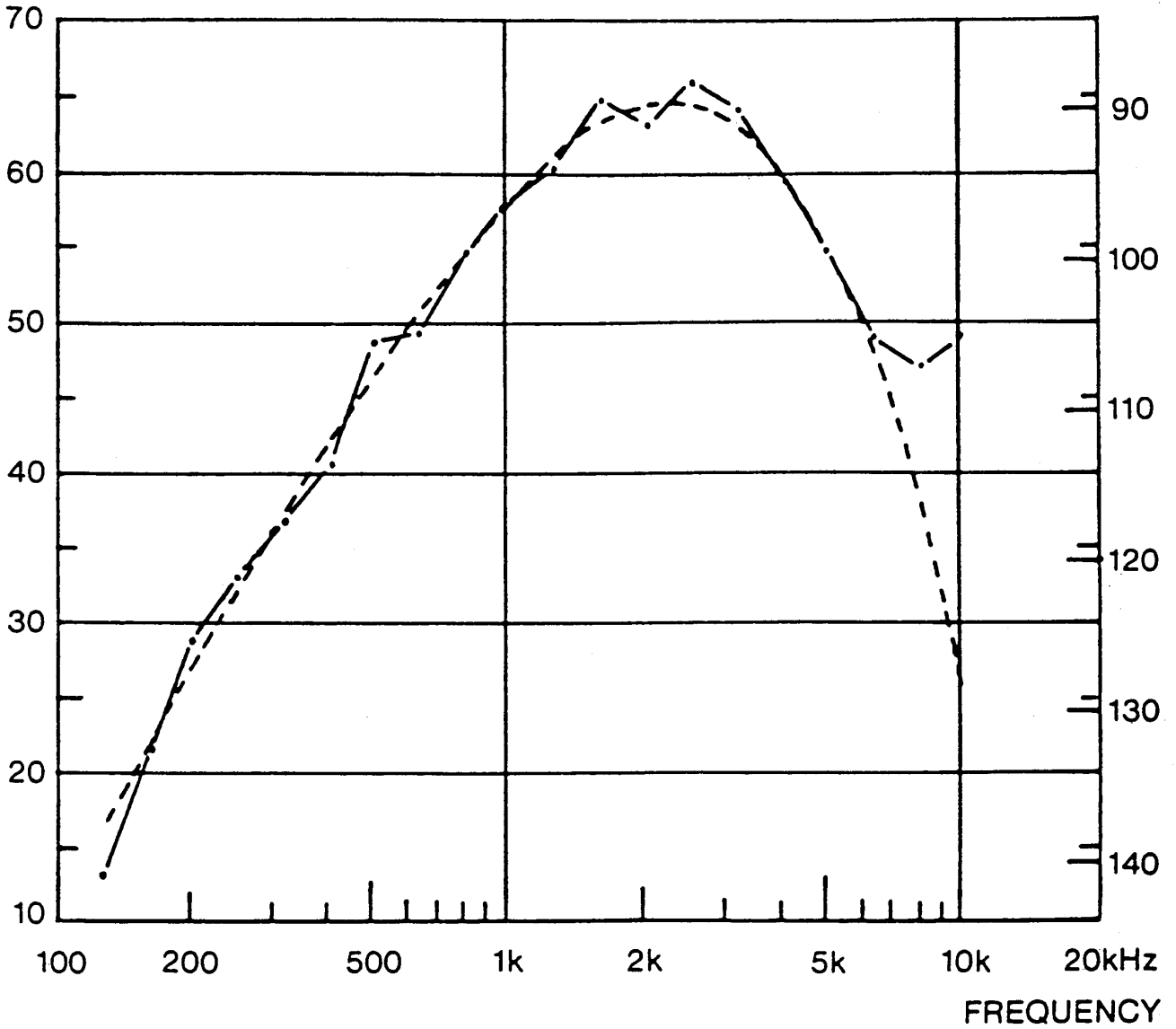
以上の手順により1/3オクターブの各周波数ごとにSAの値を算出した結果を図4-6に示す。1～3kHz付近でSAの値はもっとも小さくなり、この周波数域が燃烧音をもっとも伝えやすいということになる。

Russellらは多数のエンジンでSAの値を調べ、これらの結果からSAの平均的な特性を定めた。さらにこの特性を電氣的フィルターとして組み込み、筒内圧センサのアンプや表示部などを組み合わせて計測器としたものを燃烧音メータとして商品化した。筒内圧信号を入力したときに、SAに相当する特性の減衰量をもったフィルターを通過させた後のレベルによって、燃烧音レベルを直読できるようにしたものである。図4-7にこのフィルターの特性を示す。<sup>(22)</sup>

実際のSAはエンジンごとに異なるものであるが、燃烧音メータのように同一の特性を使うことにより、エンジンの構造に関係なく燃烧そのものの騒音特性を比較評価することが可能になった。コモンレール式燃料噴射装置のような制御自由度の高い燃料噴射系を使用して、燃烧音レベルと排気ガス濃度を同時に計測しながら、両者を勘案して最適な特性にチューニングしていくようなエンジン開発手法がとられるようになった。

STRUCTURE RESPONSE  
S.P.L. in dB re 20 $\mu$ Pa from  
1kPa cylinder pressure

STRUCTURE ATTENUATION  
in decibels



--- Mean response of 8 engines 1984  
---- Mean Free Field Response

**ENGINE STRUCTURE RESPONSE FUNCTIONS**

図4-7 燃烧音メータのフィルター特性

### 4.2.3. エンジン構造の騒音特性評価

前節で述べたように、ストラクチャアッテネーション(SA)は、燃焼騒音の筒内圧力からの減衰量であり、エンジン構造の燃焼起振力に対する騒音特性の評価指標となる。実機運転でのSA評価では、機械騒音(MNL)一定の条件下で筒内圧力(CPL)を変化させてエンジン騒音(SPL)を計測する必要があるが、実際にこの条件を精度良く実現するのは容易ではなく試験も煩雑である。

そこで静止エンジンで燃焼室内に燃焼相当の加振力を与え、SAに相当する特性を評価する試みが、バンガーリグと称して古くから行われている。加振方法としては、LPGなどの可燃性ガスや火薬による単一爆発加振、燃焼室内に燃料を満たしさらに燃料噴射ポンプにより燃料を注入する油圧加振、コンロッドに組み込んだ圧電素子による加振などが提案されている。いずれも燃焼時の圧力上昇の再現に主眼をおいている。また圧縮圧力相当程度の一定圧力を予圧として加えた状態で、圧力上昇に相当する加振を行うことでSAの評価精度向上がはかれるとの報告もある。<sup>(23-26)</sup>

ところで実機運転時の軸受け部振動を時間軸でみたものを、図4-8に示す。エンジンは表4-1に示した仕様である。着火による振動は筒内圧力が降下した後も継続している。実

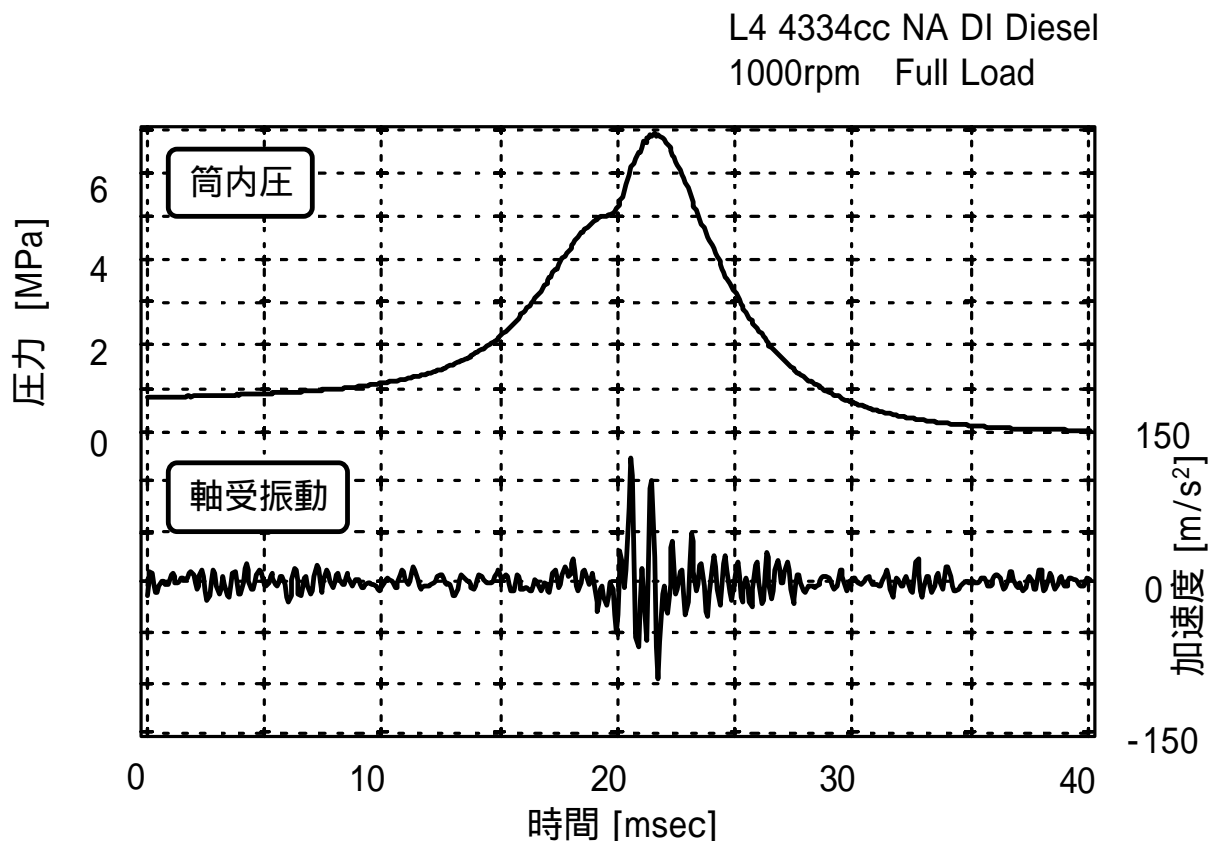


図4-8 軸受振動と筒内圧の時間軸波形

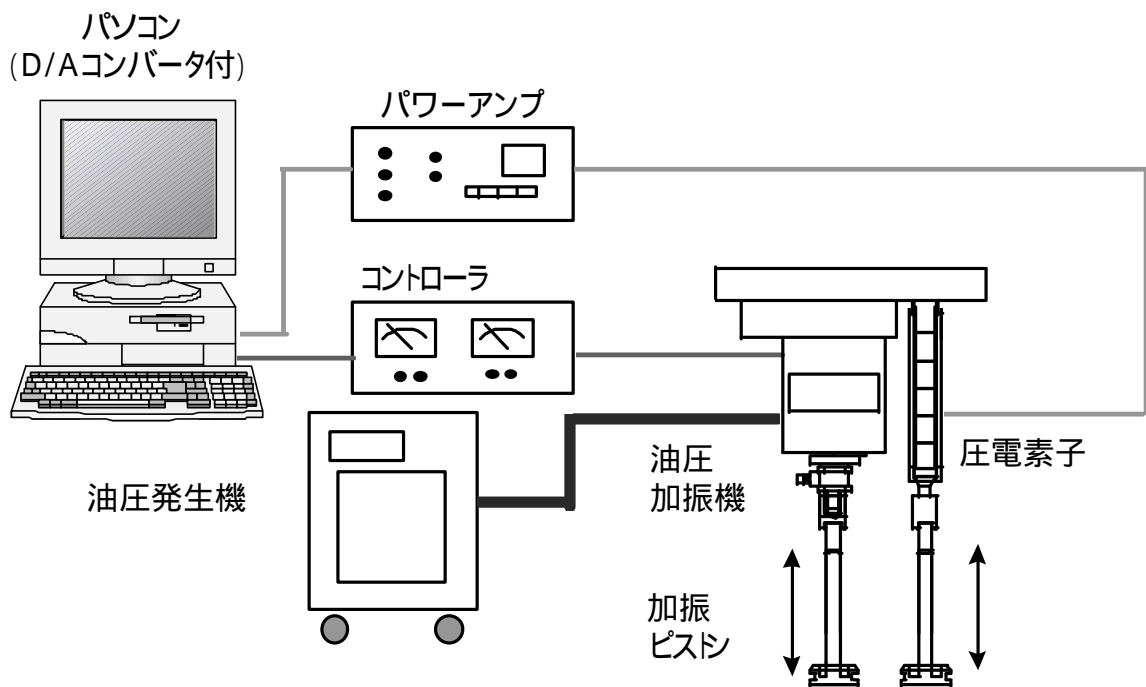


図4-9 疑似筒内加振装置の構成

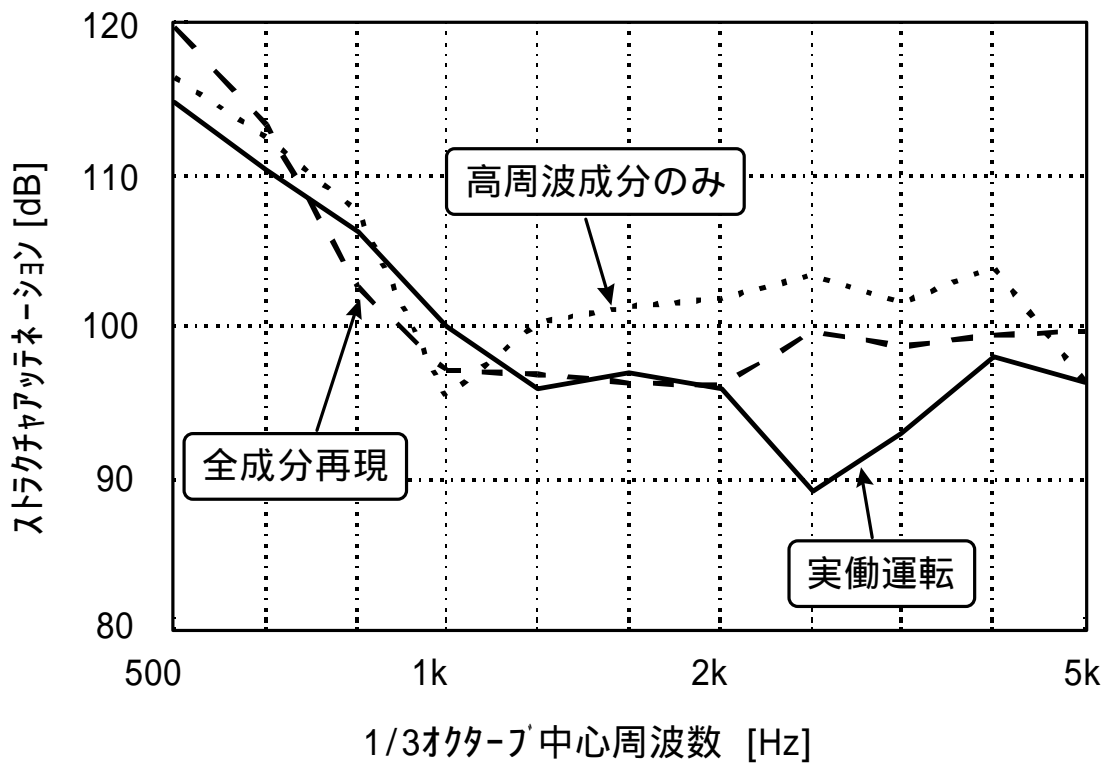


図4-10 疑似筒内加振装置によるSA計測結果の実機運転時との比較

機運転時に近いSAを得るには、圧縮圧力成分を含む筒内圧力全成分を、時間軸でも周波数軸でも忠実に再現することが必要と考えられる。図4-9は、この狙いを実現するために開発した疑似筒内加振装置である。低周波数の大振幅の部分は油圧加振機を使用し、高周波数では圧電素子を併用することで、広い周波数領域で筒内圧を忠実に再現することができた。図4-10は本装置で計測したSAを、実機運転時のものと比較した結果である。一定圧力の予圧を付加した上で高周波成分のみで加振する従来の方法と比べて、今回提案した方法では実機運転時のSAとよく一致していることがわかる。筒内圧の全成分を再現することが、実機相当のSA評価を行う上で重要であることが確認できた。

以上の通り本試験法では、静止エンジンで実機に近い振動騒音特性が再現でき、エンジン振動騒音の評価解析に有用なツールとなっている。<sup>(27)</sup>

#### 4.2.4. 燃焼起振力に対するエンジン構造応答系の改善

燃焼起振力に対するエンジン騒音の減衰係数であるSAを改善する上で、シリンダブロックを中心とする振動伝達系での低減が重要である。エンジンの開発プロセスにおいても、設計の初期段階でシリンダブロックの基本構造を決定した後では、大幅な設計変更は困難である。設計初期のコンセプト段階において、騒音上最適のエンジン構造を選定するためには、精度のよい騒音予測が必要になる。またシリンダブロックはエンジン構成部品中最も重く、騒音対策が概して重量増加を伴うことから、軽量化への要求も極めて強い。

従来のエンジン構造をベースにした改善は、既にその大半が実施されており、更なる低騒音化はほとんど望めなくなってきた。しかし騒音上最適なシリンダブロック構造として結論付けられたものはなく、どのような構造を採用するかは、特に新エンジンを設計する際のコンセプト段階においてもっとも重要な課題の一つである。

振動伝達を大幅に低減するためのシリンダブロック構造変更のアプローチには、特にクランク軸の軸受けまわりのクランクケース構造について、大きく分けて二つの考えかたがある。一つは主軸受けから外壁部への振動伝達を遮断する目的で、主軸受け部とス

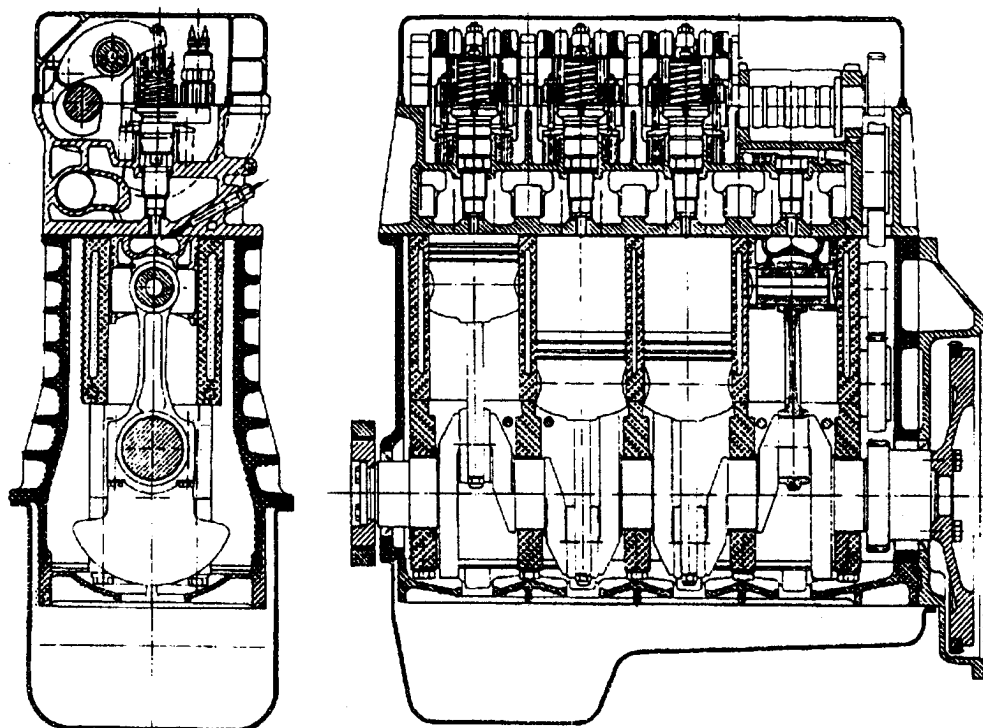


図4-11 主軸受け部とスカート部を切り離したシリンダブロック構造の提案例

カート部の間を分離した構造である。そのうえで、ベアリングビームで一体化したベアリングキャップにより主軸受け部の剛性を、アルミ製ベッドプレートの装着によりスカート部の剛性をそれぞれ確保している。オーストリアにある AVL 研究所などが主として提案しており、図 4-11 に示すような構造である。<sup>(28)</sup>

もう一つの考えかたは、主軸受け部の剛性を上げることによって振動を低減する方法であり、主軸受け部とスカート部を結合または一体化した構造である。その典型例が、ベアリングキャップとスカート部を一体化したうえで、クランクセンターで上下 2 分割にしたラダーフレーム構造である。最近量産する例が増えてきており、図 4-12 のような構造である。<sup>(29-31)</sup>

エンジンを試作して比較する方法では、騒音低減効果を確実に優劣比較できる反面、時間や費用の点からそう多くの種類を試作できない。何種類ものクランクケース構造を比較するには、FEM 解析を行って検討することになる。図 4-13 は、4 種類のクランクケース構造を FEM によって比較検討した例である。この段階で使用するモデルは、比較的少ない

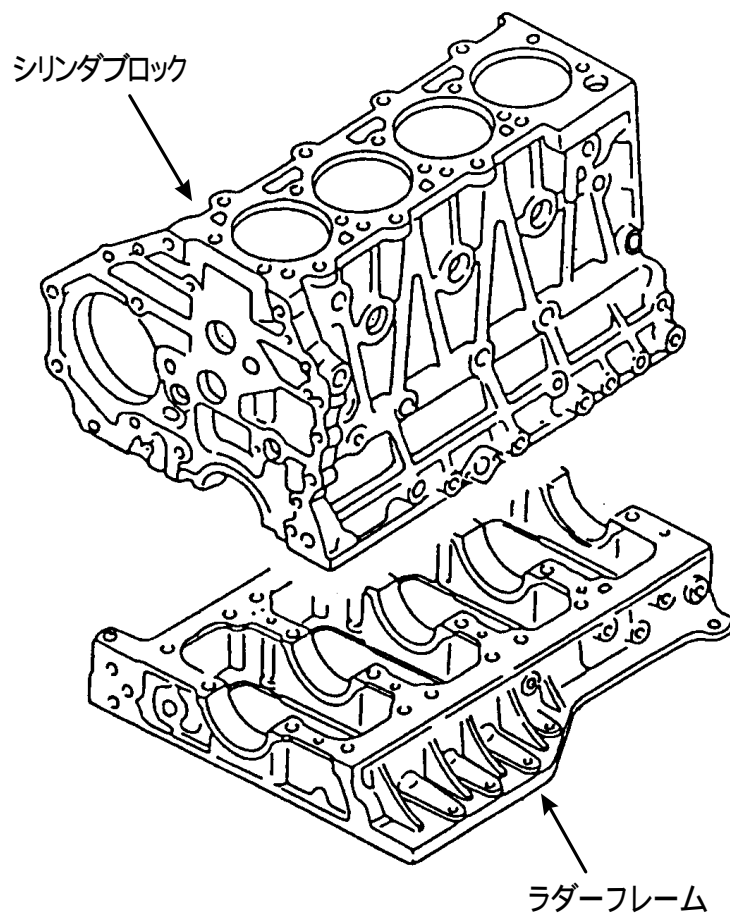


図4-12 ラダーフレーム構造を持つシリンダブロック構造

要素数の簡略なモデルである。a. 従来型のクランクケース構造をベースとして、b. ラダーフレーム構造、c. オイルパンレール部にベッドプレートを装着、d. ベッドプレートを装着したうえでベアリングキャップ部とスカート部の結合リブを削除した構造について比較検討した。<sup>(32)</sup>

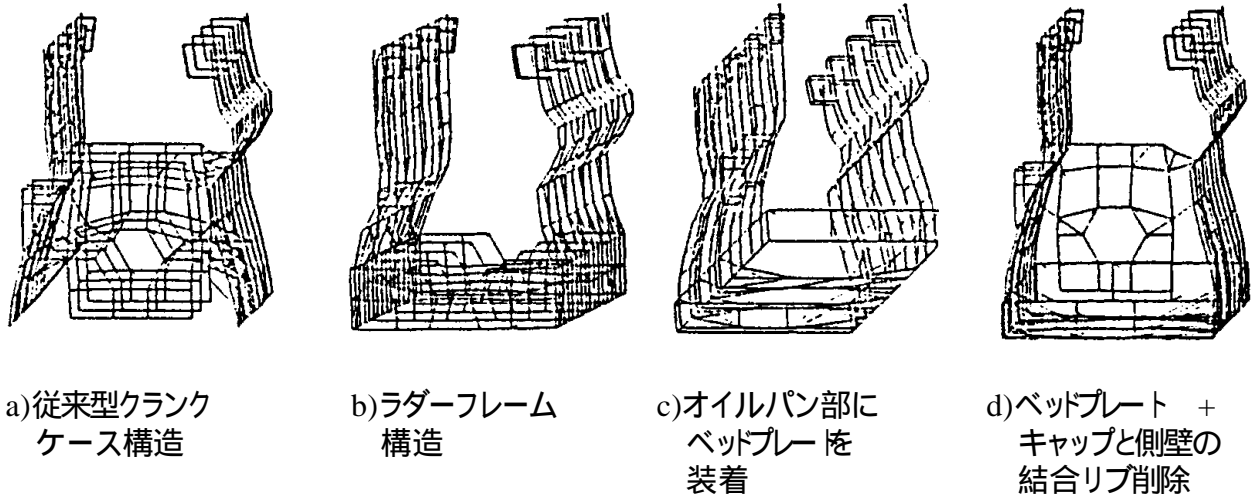


図4-13 FEMによるクランクケース構造の比較検討

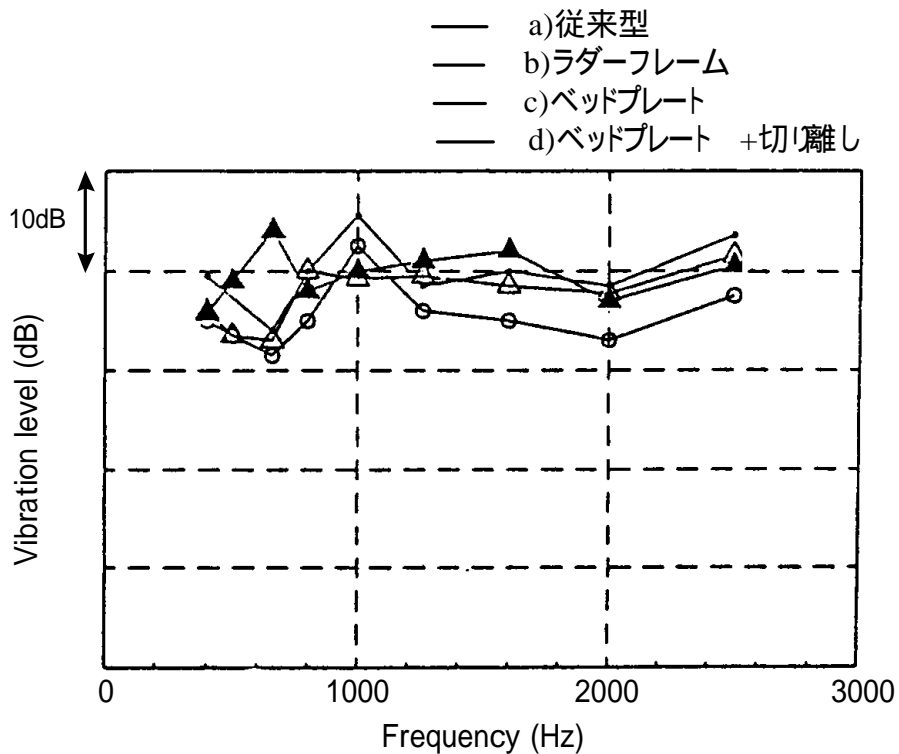


図4-14 4種類のクランクケース構造での FEM周波数  
応答解析計算結果

FEMによる解析としては、静変形解析、固有振動数解析、周波数応答解析を行い、総合的に評価する。静変形解析においてスカート部の変形に着目すると、dのような構造が最も小さくなる。固有振動数解析結果では、aに対してb、cでは基本モードの周波数が高くなるが、dは大幅に低下してしまい問題が出そうである。燃焼起振力を入力とする周波数応答解析の結果を、図4-14に示す。オーバーオールレベルでbが最も低いという結果を得た。これらの解析結果から総合的には、bのラダーフレーム構造が最も優れていると報告されている。

詳細設計の段階では、さらなるリファインのために詳細なモデルによるFEM解析が行われる。形状の細かい差異を忠実に表現し、精度の高い予測精度を得るために、計算モデルとしては、板要素や梁要素、立体要素を併用した要素数の多いモデルになる。

大規模かつ複雑なモデルであっても、計算そのものはスーパーコンピュータを利用することで、比較的容易に行えるようになった。しかし重量の増加を抑えながら、騒音上最適な解を自動的に得ることはいまだ出来ていない。幾つかの手法を併用し、エンジニアリングセンスで補いながら最適形状を探っていくことになる。静変形解析・固有振動数解析・周波数応答解析に加えて、感度解析や歪みエネルギー分布解析、プラスチック簡易モデル解析、レスポンスサーフェス法など種々の手法の応用が提案されている。図4-15に、ひずみエネルギー分布の計算結果を示す。<sup>(33-35)</sup>

分離型クランクケース構造をさらに徹底した構造として、「スケルトンエンジン」が知られている。スカート部全体をラバーなどで振動絶縁支持する構造になっており、大幅な騒音低減が可能と言われているが、生産上の問題も予想され、小型船舶用など少量生産にとどまっている。<sup>(36)</sup>

エンジンの更なる低騒音化のためには、クランクケース構造のみならずエンジン全体として、従来の枠にとらわれない新構造の採用が必要かもしれない。大幅な騒音低減効果を実現しつつ、重量・耐久信頼性・生産性などの問題をいかに克服するかは今後の大きな課題である。

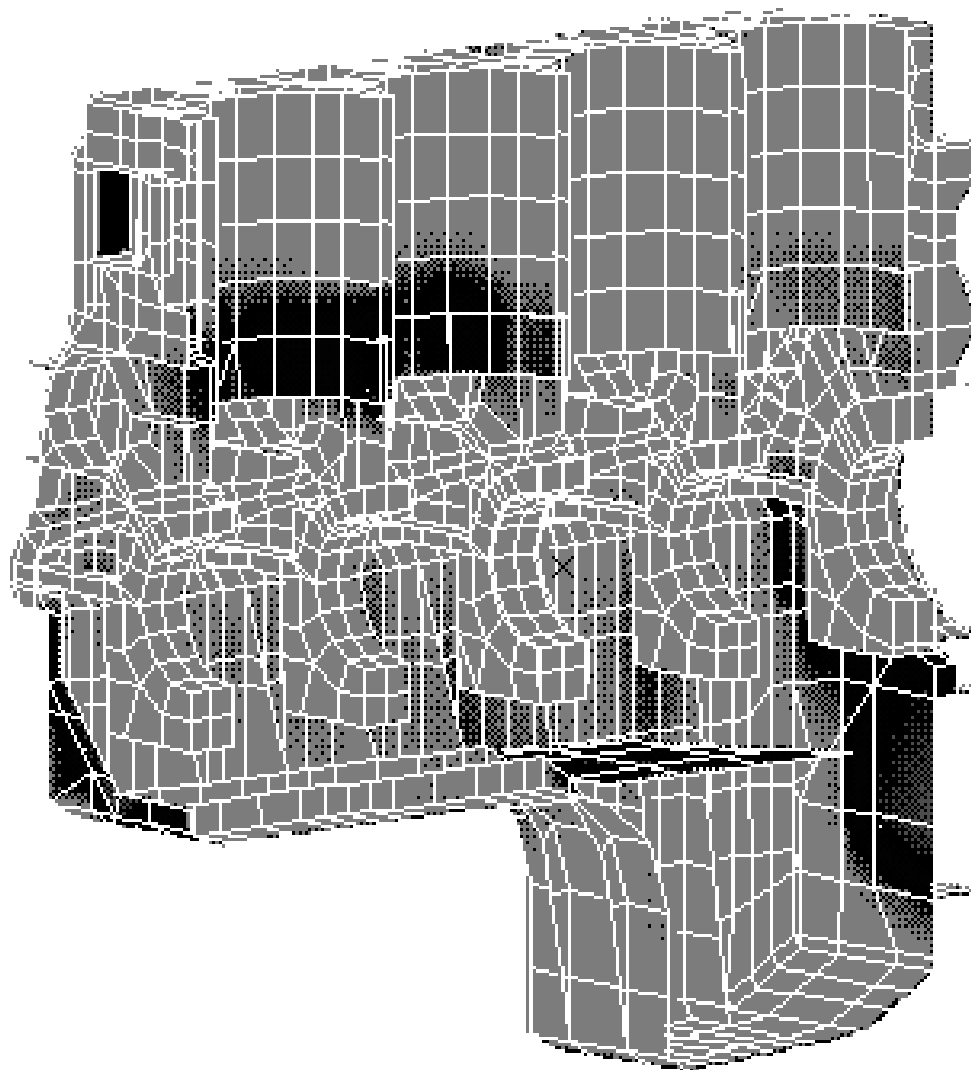


図4-15 シリンダブロックの歪みエネルギー分布計算値

### 4.3. 燃焼に起因する間接的な起振力の解析

#### 4.3.1. 間接的起振力によるエンジン騒音

燃焼騒音とは、エンジン騒音の中で燃焼に起因して発生する騒音であるが、より狭い定義としては2.2節で紹介したように、筒内圧力による起振力に対してその大きさが比例関係にある騒音である。これに対して、例えばピストンスラップ騒音は、筒内圧力によってスラスト力を受け、その結果としてピストンがシリンダ壁に衝突することによって騒音を発生する。燃焼の影響は受けるものの、筒内圧力による起振力と直接的な比例関係にはない。しかし燃焼状態に関わらず常に一定の騒音レベルになるわけではないので、機械的起振力として扱うのは不合理である。以上のことからこの種の起振力による騒音を負荷依存機械音または間接的燃焼音として、区別して扱うべきとの主張が見られるようになった。<sup>(37)</sup> 本論では、以下間接的燃焼音とする。ピストンスラップのほかに、クランク軸系振動による騒音もこの範疇にはいると考えられる。式(4-1)にならって、間接的燃焼騒音(*INL*)を加えると以下のような式で表現できる。

$$\begin{aligned} SPL &= CNL + INL + MNL \\ &= CPL/SA + f(CPL) + MNL \end{aligned} \quad (4-3)$$

ここで *INL* は、*CPL* の関数ではあるが非線形である。

間接的燃焼音の影響が大きく現れていると見られる例を以下に述べる。エンジンは直列4気筒の、副室式ディーゼルエンジンであり、諸元を表4-2に示す。燃料噴射タイミングを変えながら、燃焼音レベルとエンジンから1m離れた点での騒音を同時に評価した結果を図4-16に示す。燃焼音レベルの測定には、4.2.節で説明した燃焼音メータを使用した。ディーゼルエンジンの燃焼音は、燃料噴射タイミングを遅延することによって一般に低くなっていく傾向にあり、この場合も例外ではなく同様の傾向を示している。一方

Cycle	4
Type of Engine	Turbo-Intercooled IDI Diesel
Number of Cylinder	In-Line 4
Displacement	3059cm <sup>3</sup>
Bor and Stroke	95.4 x 107 mm
Rated Power	99kW at 3600r/min
Rated Torque	294Nm at 2000r/min

表4-2 測定に供試したエンジンの仕様

エンジン放射音では、燃焼音と全く異なる傾向を示している。燃焼の影響を受けない機械音が支配的との見方もあるが、噴射タイミングに対して燃焼音レベルと放射音レベルが逆になることは説明できない。

このような例を間接的燃焼音と見なす事により、矛盾を解消できる可能性がある。しかし間接的燃焼音と言われる騒音の起振力を分離評価することは、式(4-1)が成立するような線形な関係がないが故にきわめて困難である。実験的にピストンスラップ音を分離評価する試みについて次に述べる。

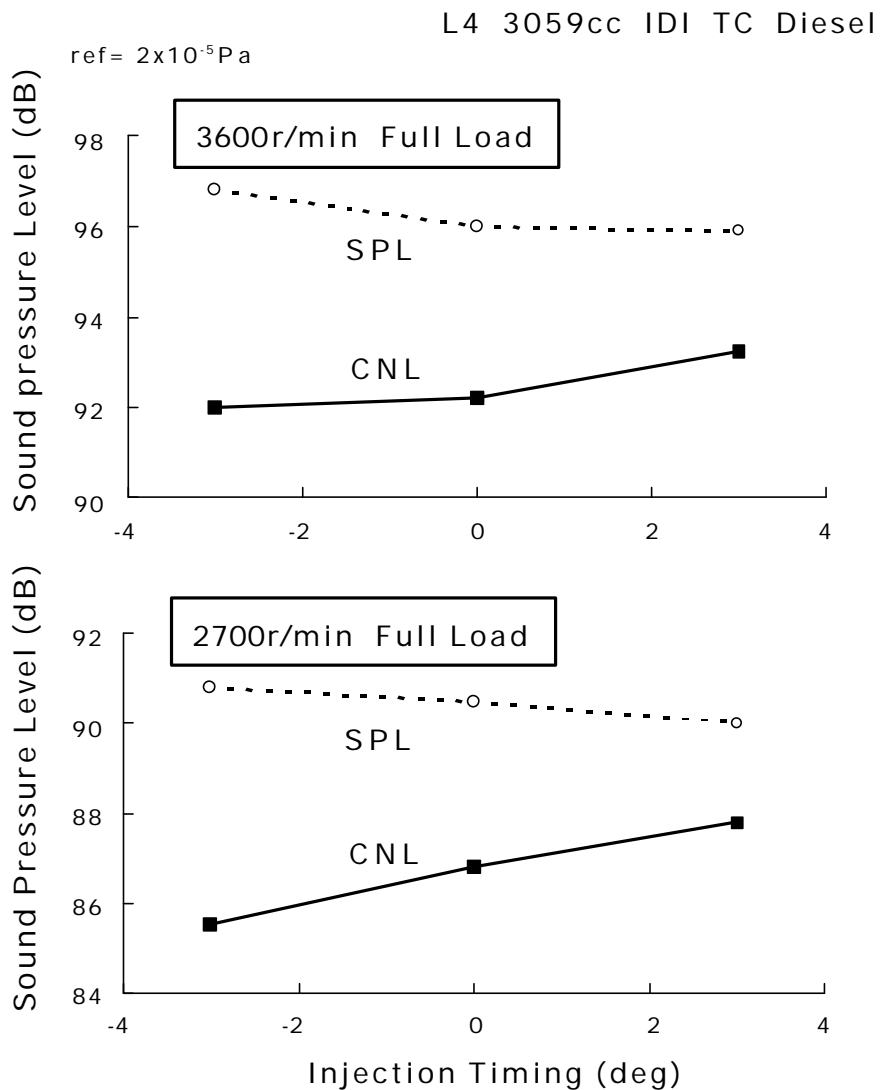


図4-16 燃焼音とエンジン放射音の燃料噴射タイミングに対する変化

#### 4.3.2. ピストンスラップ音の評価

ピストンスラップ騒音の分離評価方法として比較的確実性があると考えられるものに、ピストンスカート部に樹脂パッドなどの弾性体を張り付けてスラップ音を低減させたいいわゆる"ゼロスラップピストン"がある。通常のピストンを組み込んだ状態でのエンジン騒音と、"ゼロスラップピストン"を組み込んだ状態でのエンジン騒音を測定し、その差をピストンスラップ音とするものである。図4-17に適用例を示す。<sup>(38)</sup>

厚さ2mm程度のPTFEのシートを短冊状に切り、ピストンスカート部に形成した同程度の厚さの溝に張り付けてある。供試したエンジンは、表4-1に仕様を示したものである。2種類のピストンを組み込んだ状態で、無響室エンジンベンチで騒音を測定した。1/3オクターブ分析した結果を、図4-18に示す。特に1～2kHzの周波数範囲で、"ゼロスラップピストン"の騒音低減効果があることがわかる。このようにしてピストンスラップ騒音を分離評価することはできるが、この種の方法では騒音低減効果が短時間で減少することも知られている。適切な状態で樹脂パッドが装着された状態にあるときにのみ、ピストンスラップ騒音を低減することが可能である。

ピストンのスカート部に張り付けた弾性体によってスラップを抑制するメカニズムについて、以下検討してみる。筒内圧力や慣性力などのピストンに加わる上下方向の力と、コンロッドの傾斜角によってスラスト力が発生する。いまピストンスカート部に加わったスラスト力を、何枚かのPTFEパッドで均一に受けるものとして、荷重条件を以下のよう

スラスト力	: 8,200 N
PTFE 表面積	: 1,600 mm <sup>2</sup>
PTFE 厚さ	: 2 mm
平均面圧	: 5.1x10 <sup>6</sup> Pa

この荷重によってPTFEが弾性変形すると、変形量は以下のようなになる。

PTFE 縦弾性係数	: 3.98x10 <sup>8</sup> Pa
変形量の見積もり	: 26x10 <sup>-3</sup> mm

変形量はピストンのクリアランス以下であり、PTFEパッドがスラスト力を受けて弾性変形しながらスラップを緩和しているものと考えられる。しかしPTFEパッドは、スラスト荷重を受けながらシリンダライナーと摺動するため、急速に摩耗し、騒音低減効果が短時間で消失することになる。

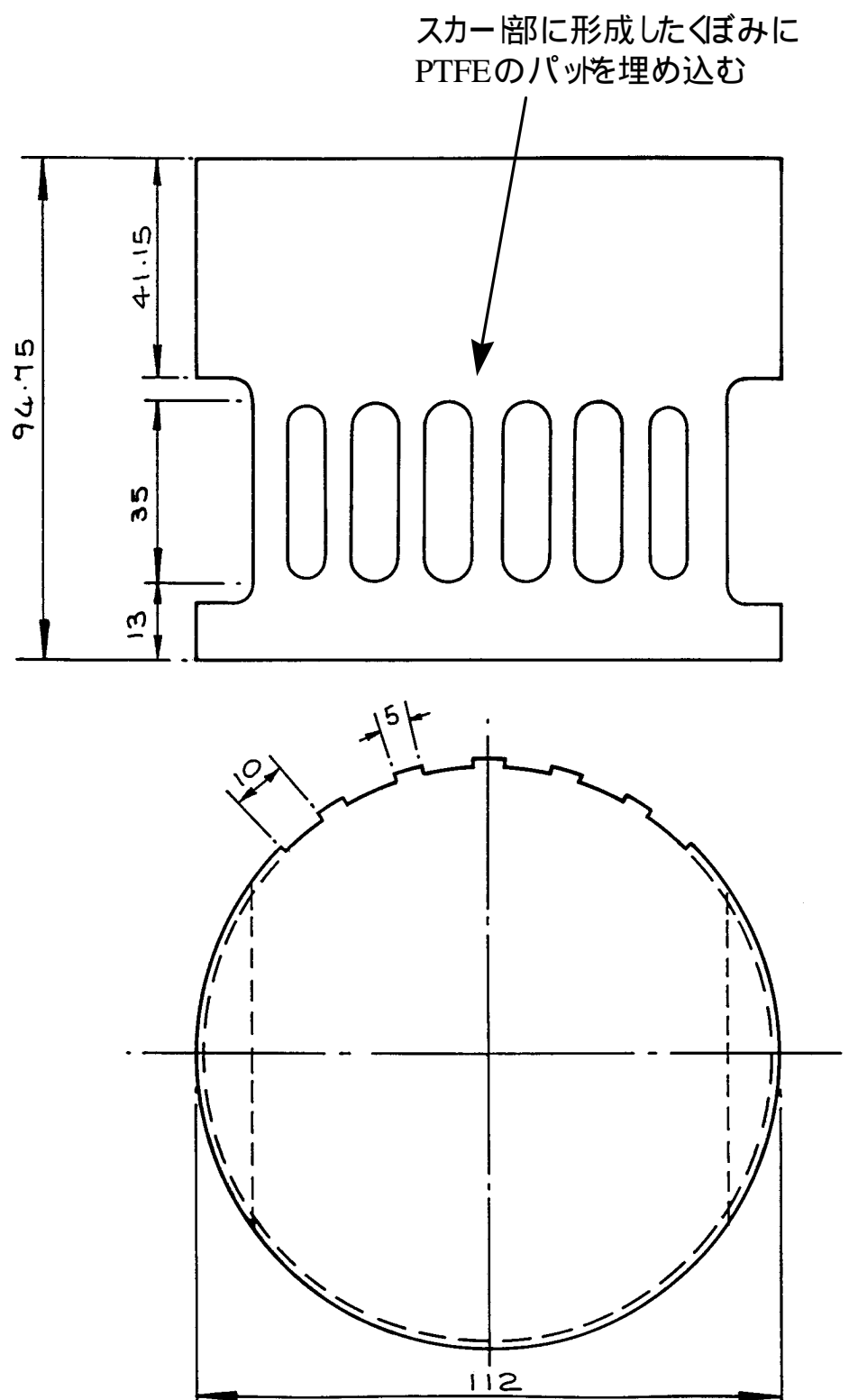
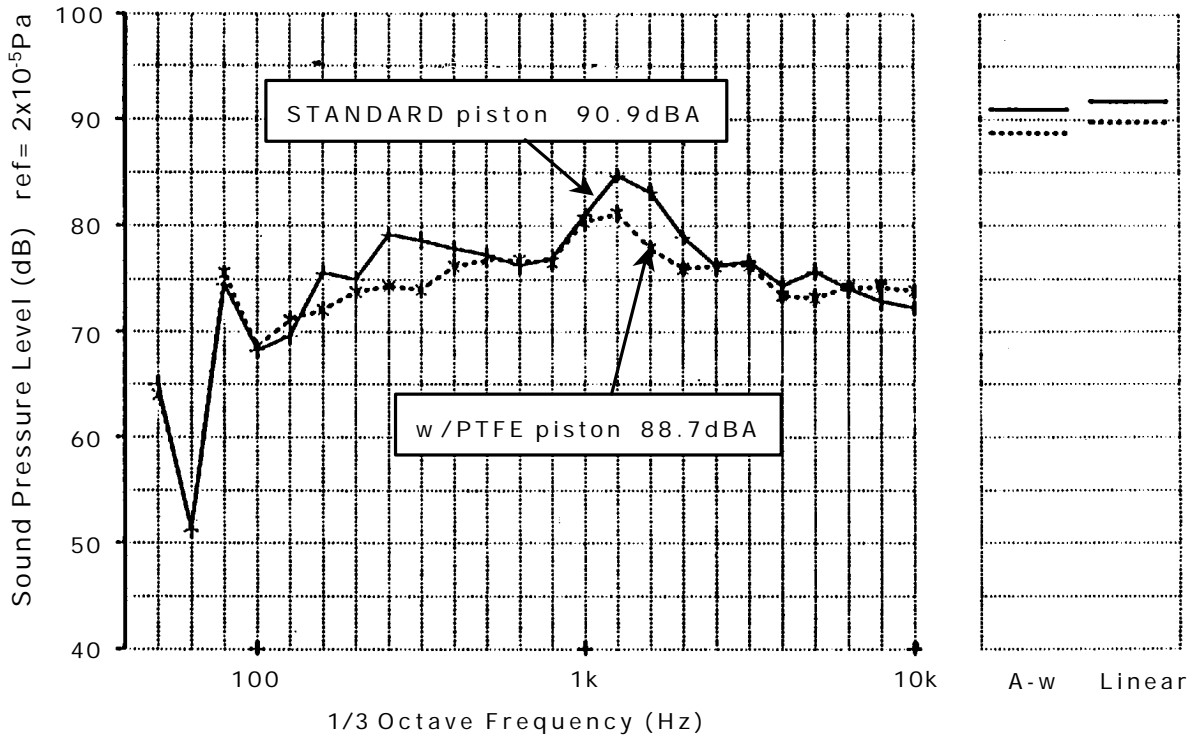


図4-17 ピストンスカー部に PTFEパットを埋め込むことで  
ピストンスラップ騒音低減をねらったピストンの例

L4 4334cc NA DI Diesel  
2600r/min Full Load

Right side



Left side

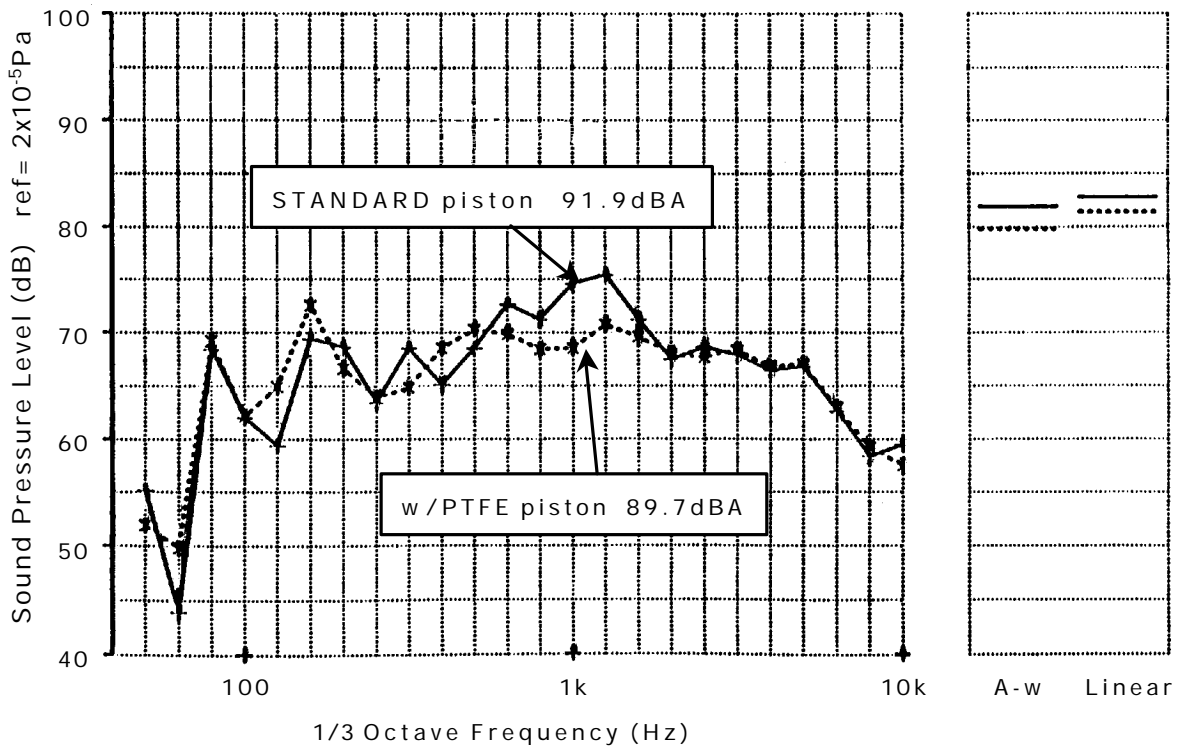


図4-18 PTFE パック埋め込みピストンでの騒音低減効果

またピストンの交換なしには評価できないため、効率的な試験法とは言えない。他の起振力を同一レベルに保持する必要のあることも、精度低下の要因である。通常のピストンのままで、交換することなく分離評価できる手法の開発が望まれる。

以上のように実験的にピストンスラップを分離評価することがきわめて困難であるため、一方でピストン運動系のシミュレーション計算によってピストンスラップ起振力を推定する試みは古くから多くの研究がなされてきた。第5章で、油膜の取り扱いなどに新しい考え方を導入することで、ピストンスラップの予測精度を向上した内容について詳述する。

### 4.3.3. クランク軸系振動による騒音

クランク軸系の振動も燃焼に起因するが、直接的に燃焼との線形な関係はないため、間接的燃焼音の音源の一つという見方もできる。実働状態でのクランク軸系の振動は、筒内圧力と慣性力とを作用力として、クランク軸系とシリンダブロックのおおのこの固有振動や、これらの油膜を介した連成振動などから形成されていて非常に複雑である。ピストンのように、起振力を除去した状態でエンジンを運転することも不可能である。軸受け部に加わる起振力を実験的に評価する試みも行われているが、連成振動系であることからこれもまた容易ではない。一方でシミュレーション計算によって、クランク軸系の振動挙動を明らかにする研究が盛んに行われている。<sup>(39,40)</sup>

油膜の剛性や減衰を考慮しながら、時刻歴の非線形計算を行うことで、クランク軸系の振動シミュレーション手法の確立を試みた。<sup>(41,42)</sup> 図4-19に計算モデルを示す。時刻歴解析では計算量がきわめて多くなることから、できるだけ簡単なモデルとすることが必

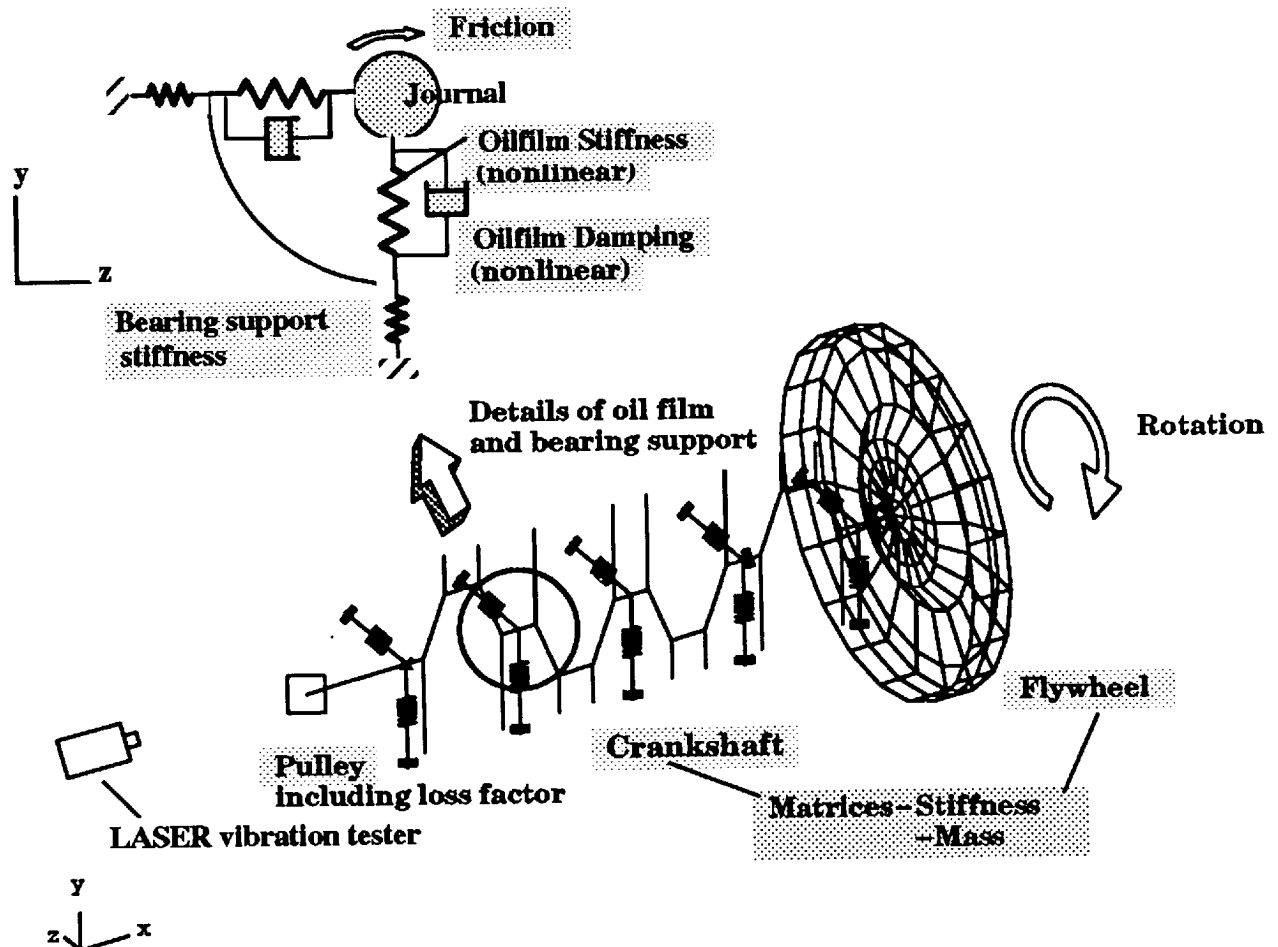


図4-19 クランク軸系振動シミュレーションのモデル

要であり、クランク軸は剛性要素と質量要素で表現した。油膜の剛性と減衰は、あらかじめゾンマーフェルド数と無次元油膜剛性・減衰との関係を軸受け特性データとして解いておき、MATRIX-COLUMN法で求める方法をとった。ゾンマーフェルド数は以下に示す式で表される無次元数であり、計算の各ステップごとに算出した。<sup>(43)</sup>

$$S = \frac{\mu N L_c D_c}{W_c} \left( \frac{R_c}{C_c} \right)^2 \quad (4-4)$$

ここで

$\mu$  : 潤滑油の動粘度

$N$  : 軸回転速度

$L_c$  : 軸受け幅

$D_c$  : 軸受け直径

$W_c$  : 軸受け荷重

$R_c$  :  $D/2$  (軸受け半径)

$C_c$  : 半径すきま

ゾンマーフェルド数から、軸受け特性データによって無次元油膜剛性 $so$ と減衰 $do$ が求められ、さらに油膜剛性 $So$ と減衰 $Do$ は以下の式で得られる。

$$\begin{bmatrix} So_y & So_x \\ Do_y & Do_x \end{bmatrix} = \frac{W_c}{C_c} \begin{bmatrix} so_y & so_x \\ do_y & do_x \end{bmatrix} \quad (4-5)$$

摩擦トルクについても同様に、ゾンマーフェルド数から次式によって決定した摩擦係数 $f_c$ から算出した。

$$f_c = 3\sqrt{2\pi S} \left( \frac{C_c}{R_c} \right) \quad : \left( S < \frac{1}{2\pi} \right) \quad (4-6)$$

$$f_c = 2\pi^2 S \left( \frac{C_c}{R_c} \right) \quad : \left( S > \frac{1}{2\pi} \right) \quad (4-7)$$

非線形運動方程式は、図4-19に示すクランク系のFEモデルから剛性・質量マトリクスを抽出し、計算の付加を軽減するべくできるだけ縮退して表現した。解法としては、Newton-Raphson法を用いた。

計算及び検証実験の供試したエンジンの仕様を、表4-3に示す。実験値との検証では、プーリー側のクランク軸先端の軸方向の速度をレーザー変位計で測定して比較した。図4-20に時刻歴波形の実測値と計算値を示す。複雑な振動挙動を呈しているが、計算結果は実測値とよく一致しており、本シミュレーションは十分な計算精度を有していると言える。

Cycle	4
Type of Engine	Turbo-Intercooled IDI Diesel
Number of Cylinder	In-Line 4
Displacement	1686cm <sup>3</sup>
Bor and Stroke	79 x 86 mm
Rated Power	65kW at 4500r/min
Rated Torque	167Nm at 2500r/min

表4-3 測定に供試したエンジンの仕様

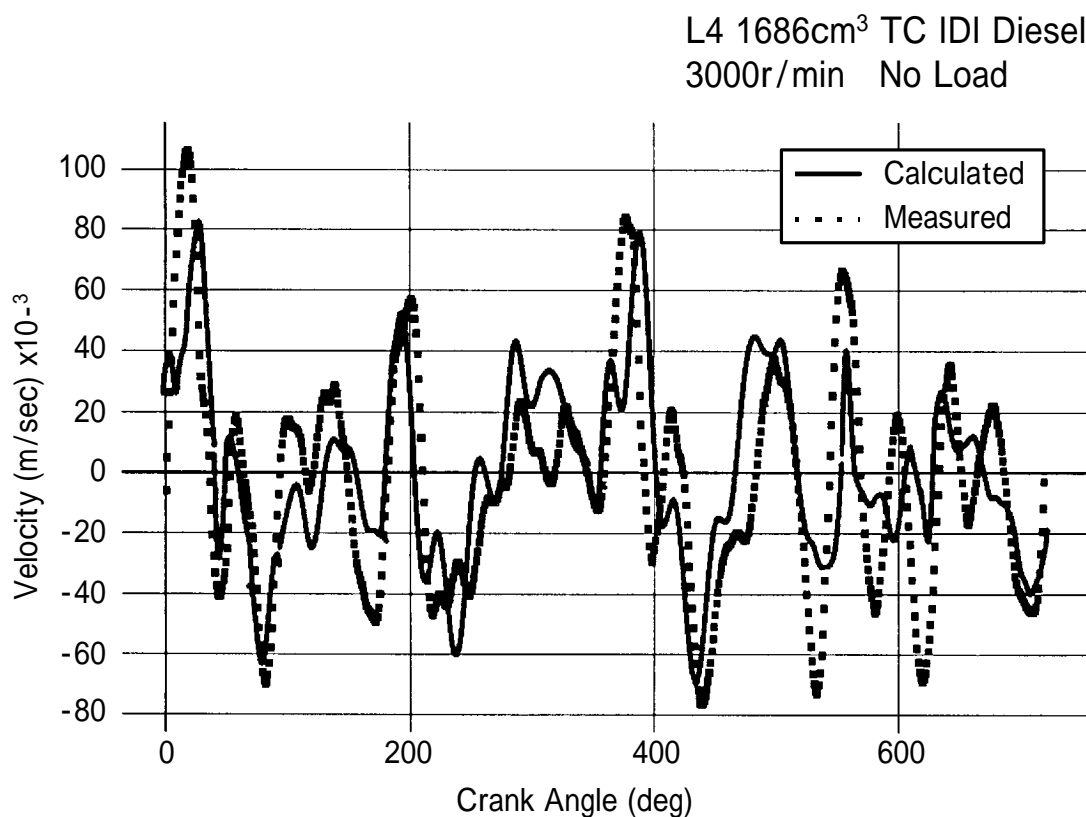


図4-20 クランク軸系振動シミュレーション計算結果の実験値との比較

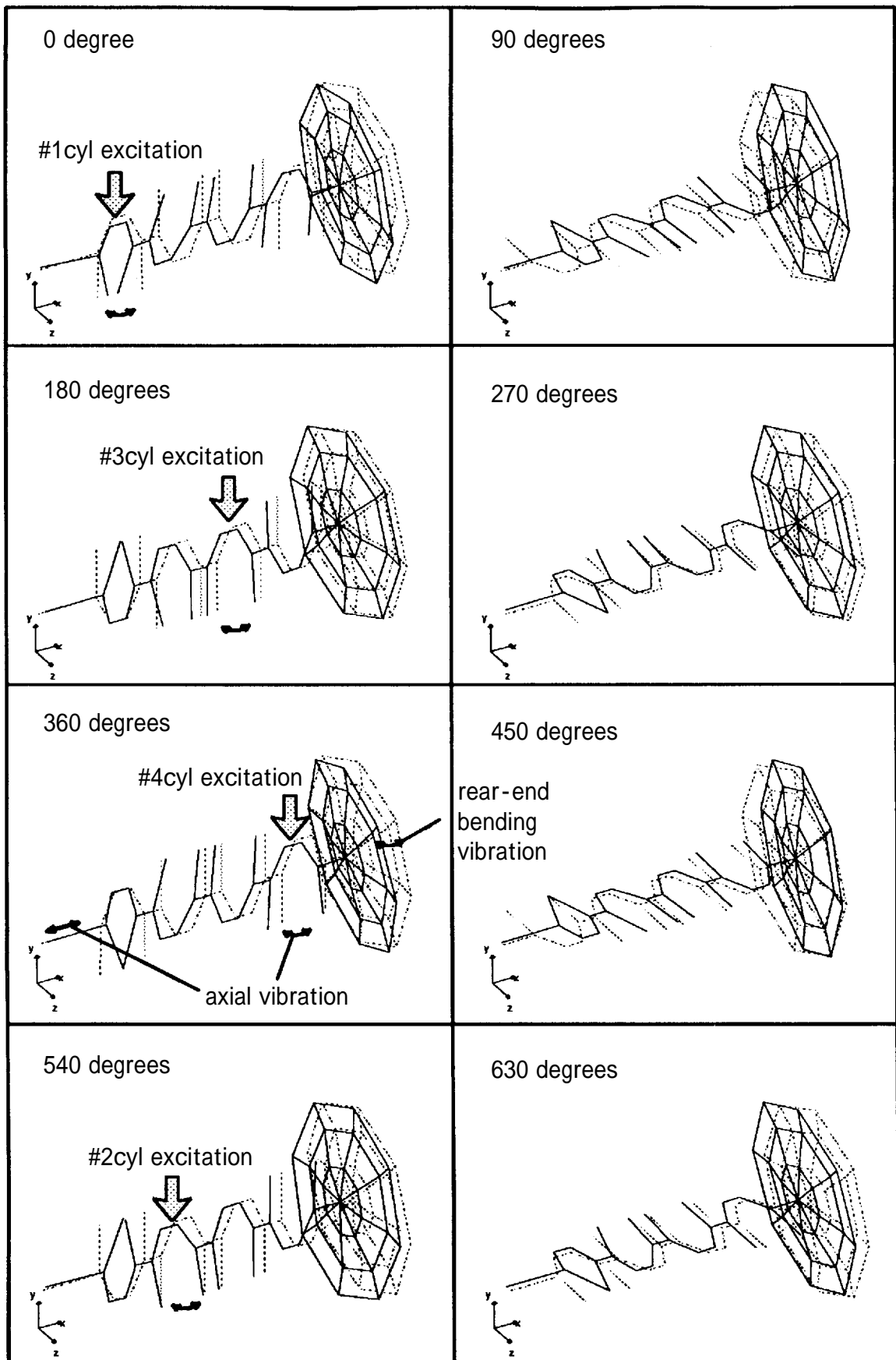


図4-21 クランク軸系振動シミュレーション計算による  
振動挙動のアニメーション表示

図4-21はクランク軸系の振動挙動であり、クランク角度で90度ごとの変形図を示している。実際の変位よりも拡大して表示することで、振動挙動としてわかりやすくした。図中の波線が変形前の状態であり、実線が変形した状態である。各気筒の爆発のタイミングで、クランク軸は軸方向に開くように変形し、これに伴って曲げ振動が発生している。また第4気筒の爆発時にはフライホイールの振れが特に大きくなっており、クランク軸後端曲げモードが大きく励振されていることがわかる。

クランク軸方向およびシリンダ軸方向の振動（変位）の時刻歴波形の計算結果を図4-22に示す。図4-22(a)はクランク軸方向の振動であるが、プーリ部の変位とフライホイールに最も近い5番ジャーナルの変位を比較してみると、フライホイール側の方がプーリ側よりも小さいことが分かる。これはクランク軸方向の振動が、クランク軸系の重心を中心とした振動になってためと考えられる。また図4-22(b)に示すシリンダ軸方向の振動では、基本的には筒内圧力による大きな変形がみられるが、このほかに特に4,5番ジャーナルにおいて筒内圧力の影響のないところでの変形が生じている。これは図4-21で示したクランク軸後端曲げにおいて、フライホイールの振動に伴ってクランク軸での変形が生じているものと考えられる。

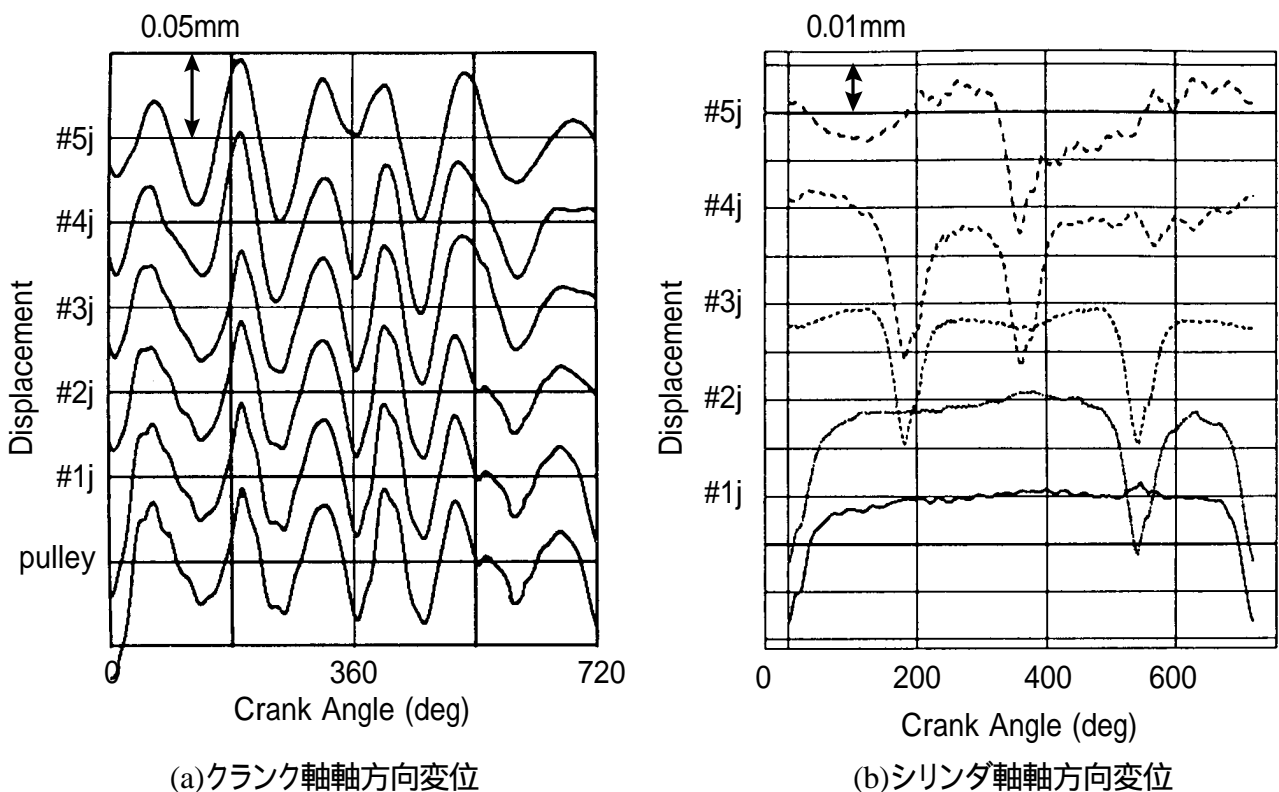


図4-22 クランク軸系振動シミュレーション計算による各方向の変位の時刻歴波形

以上のように、本シミュレーション手法の活用によりクランク軸系の振動挙動を可視化し、振動発生メカニズムを明らかにすることができるようになった。クランクシャフトには、エンジンの高出力化や燃費改善など低騒音化の他にも相反する要求が多い。これらを両立させていくには、シミュレーション計算の活用などによって、クランクシャフト自身の振動挙動、支持側であるシリンダブロックの振動特性、これらの油膜を介した相互作用を一層詳しく解析する一方、新たなブレードスルー技術の開発が必要である。

## 4.4. 機械的起振力によるエンジン騒音

### 4.4.1. 機械的起振力

燃焼の影響が小さく機械的負荷に応じて騒音の発生源となるものとしては、動弁系、燃料噴射系、ギアトレーンなどがあげられる。

動弁系での騒音としては、バルブのリフト中の振動によるもの、着座時の衝撃音、バウンスやジャンプの際に発生する騒音などがある。近年の傾向として、マルチバルブ化や油圧リフタによる可動部質量増加、カム駆動トルク低減のためのスプリング荷重減少、吸排気効率向上のためのカムプロフィール改良（高リフト化、高加速度化等）などがあるが、これらによって動弁系騒音が悪化することがないような配慮が必要である。また音色や異音などの観点からも、動弁系騒音の重要性は高い。対策としては、大型ディーゼルエンジンまで波及したOHC化、直打式の採用、支持剛性の増大、材質や形状による運動部分の軽量化などがあげられる。実稼動時の挙動解析やシミュレーションなどの研究報告も多数見ることが出来る。

動弁系や補機類を駆動するギアトレーンは、特に長期間の耐久性を要求するトラック用ディーゼルエンジンには不可欠の要素であるが、OHC動弁系化によるギア枚数の増加、噴射ポンプの高圧化に伴う駆動トルクおよびその変動の増大等により、相変わらず大きな騒音源である。4.4.2. でギアトレーンで発生する騒音についてのべる。

ガソリンエンジンや小型のディーゼルエンジンでは、ギアに代わって歯付きベルトによる駆動が主に採用されている。タイミングベルトの騒音はギアに比べれば低いレベルにあるが、特に乗用車などでは全体の騒音レベルが下がり、タイミングベルト騒音が気になる異音の一つとして問題になることがある。タイミングベルト騒音は、主に噛み合い衝撃音と弦振動音であるが、詳細には未解明の部分もあり研究も盛んである。

エンジン騒音の起振源としてはこの他に、オイルポンプやウォーターポンプ、噴射ポンプ、ACジェネレータ、ターボチャージャーやスーパーチャージャー、エアコンプレッサ、インジェクタなどの周辺機器類の騒音がある。これらはそれ自身が発音体であるとともに、エンジンを加振する振動源としても作用することが多い。この中でもディーゼルエンジンの噴射ポンプ騒音では、排出ガス対策に伴う高噴射圧化によって、噴射ポンプに起因する騒音が大幅に増加しており、大きな問題になってきた。列型噴射ポンプの騒音発生メカニズムについて、調査した結果を4.4.3. で説明する。

#### 4.4.2. ギアトレーンで発生する騒音

エンジン駆動系ギアトレーンでは、ギアの噛み合いで発生する噛み合い音に加えて、動弁系や噴射ポンプなどトルクが正と負で変動する負荷を駆動するため、駆動トルクの向きが変わるときに発生する歯打ち音が大きな問題である。またクランク軸系のねじり振動がギアトレーンに及ぼす影響も、無視できないとの指摘があり、近年開発されてエンジンでは、クランク軸系ねじり振動の節となるフライホイール側にギアトレーンを配置することによって、その影響を回避することをねらった例が増えている。<sup>(44)</sup>

図4-23は、クランク軸からアイドルギア1枚を介してカム軸を駆動するギアトレーンにおいて、アイドルギアで円周方向の加速度を測定した結果である。180離れた位置に2個の加速度計を埋め込み、接線方向の加速度を測定し、その出力信号をスリップリングを介して取り出した。測定した出力信号の差分を計算することで並進方向成分を相殺し、円周方向の成分のみを残すようにした。さらにカム軸にねじり方向に歪みゲージを貼り付け、駆動トルクを同時に測定した。<sup>(45)</sup>

図中には、アイドルギアの角加速度実測値から、積分して角速度・角変位に変換した結果も併せて示した。カム駆動トルクの符号が変化するタイミングで、角加速度には衝撃的なピークが発生している。角変位に変換した結果で見ると、この時にバックラッシュに相当する変位を急速に移動している。その後ギアが反対側に衝突する事で、歯打ち音が発生することが理解できる。さらに角速度に変換した結果をみると、歯打ちによる衝撃的なピークとピークの間で微少な変動が連続的に発生していることがわかる。この変動の周期はちょうど一歯の周期と一致しており、一歯ごとの噛み合いの周波数で発生する噛み合い音の発生源の振動であると考えられる。

ギア騒音の低減技術を見てみると、噛み合い音に対してはギアの歯形精度向上、小モジュール化による噛み合い率増などがある。歯打ち音に対しては、軸間距離精度向上などによるバックラッシュの低減に加え、バックラッシュエリミネータやフリクションギアなどによるバックラッシュの極少化、ダンピングリングなどによるギア固有振動の制振、樹脂ギアなどによる衝撃音低減などが採用されている。<sup>(46-49)</sup>

バックラッシュエリミネータによる騒音低減の例を以下に説明する。供試エンジンは、クランク軸から噴射ポンプとカム軸をギアで駆動しているディーゼルエンジンである。ピストン系や動弁系を外し、クランク軸からアイドルA、Bの2枚のギアを介して駆動される噴射ポンプのみを負荷として騒音評価を行った。ギアトレーンの構成を図4-24に示す。

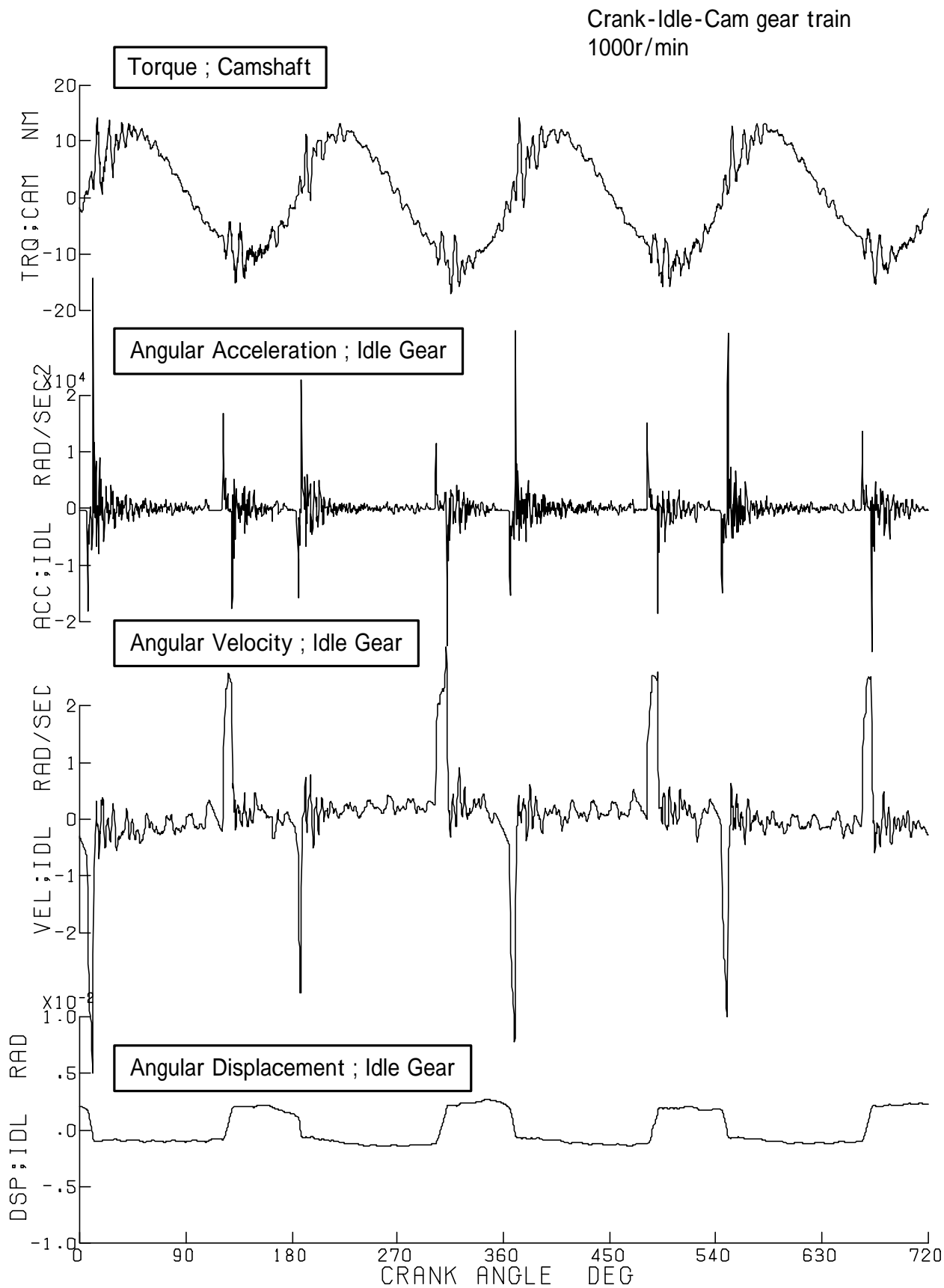


図4-23 カムギアトルクおよびアイドルギアの角加速度、角速度、角変位の時刻歴波形

クランク軸は可変速の電気モータで駆動し、アイドルAギア前方でギアケースカバー表面から 25cm の位置に設置したマイクロフォンによって近接音を測定した。

パラメータとしてはバックラッシュ量を取り、噴射ポンプとかみ合っているアイドルBギアの軸芯位置を移動することで、アイドルAギア - アイドルBギア間およびアイドルBギア - 噴射ポンプギア間バックラッシュ量を変化させた。さらにバックラッシュエリミネータを用いてゼロバックラッシュの状態での評価も行った。バックラッシュエリミネータは、図4-25に示す構造であり、サブギアをスプリングで押しつけることでバックラッシュがゼロになるようにしている。これを噴射ポンプギアと噛み合うアイドルBギアに装着し、アイドルAギアとの噛み合い部のバックラッシュを解消するように設定した。

図4-26に、バックラッシュ違いおよびバックラッシュエリミネータ装着時の騒音測定結果を示す。横軸は、4枚のギアの3箇所のカギ合部のバックラッシュ量合計値である。縦軸は騒音レベルの変化量であり、標準的なバックラッシュ量の時の騒音レベルに対する差をとってある。700r/minから1500r/minまで100r/minごとに騒音レベルを測定し、各回転数ごとの音圧レベルdB値の差を算術平均した。この結果から、騒音レベルはバックラッシュ量の合計値に対して、おおむね比例して増加する関係にあるといえる。

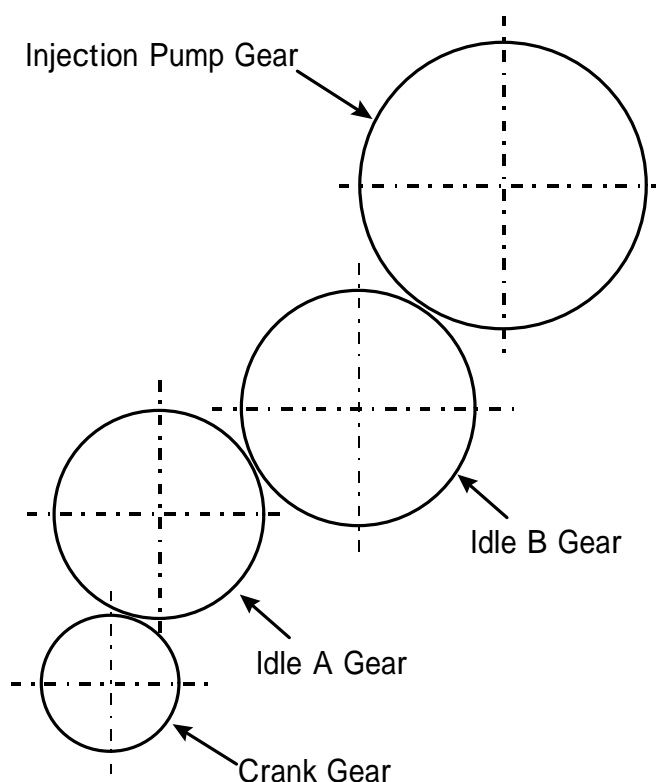


図4-24 供試エンジンのギアトーン配置

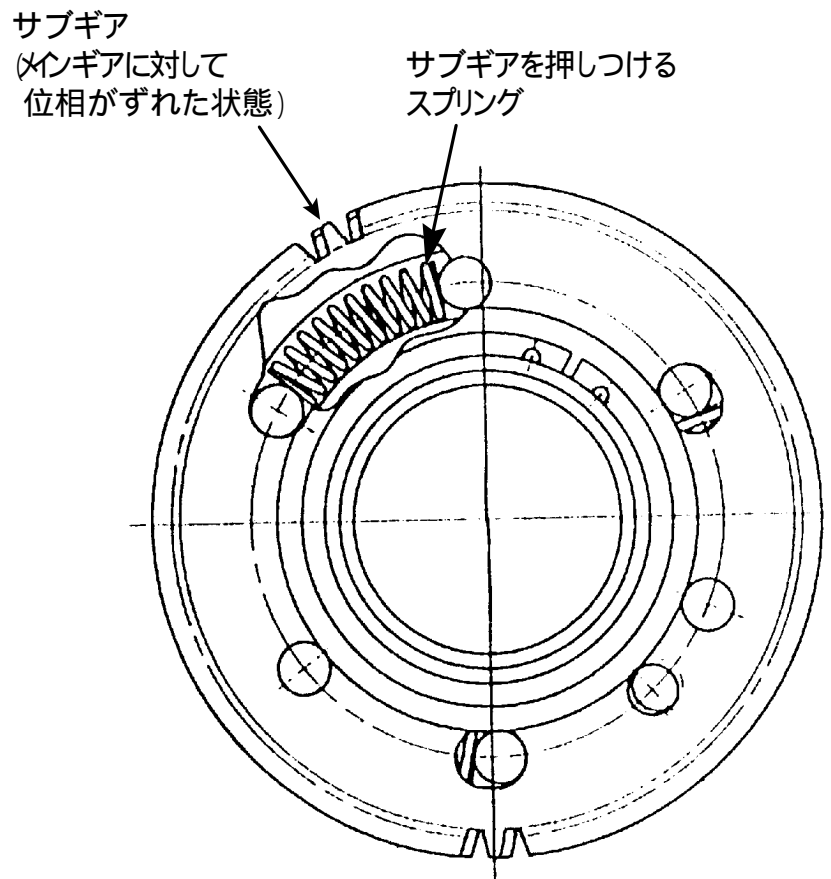


図4-25 バックラッシュエリミネータ付きのギアの構造

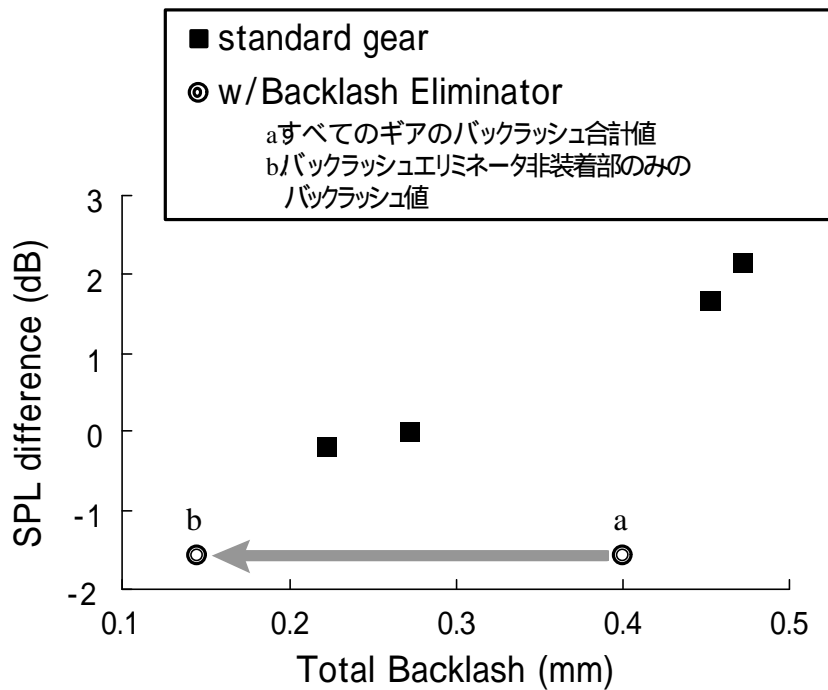


図4-26 バックラッシュエリミネータ装着によるギア騒音の低減効果

バックラッシュエリミネータ装着時の騒音レベルは、一つの測定結果であるが2種の考え方でデータをプロットした。その一つはaの点であり、元々の3箇所バックラッシュの値の合計値を用いてプロットした。これに対してbの点は、バックラッシュエリミネータを作用させたアイドルA-B間のバックラッシュをゼロとみなした時のバックラッシュ値に対してプロットしたものである。この結果から、エリミネータ設定部のバックラッシュをゼロとして整理したb点のデータでは、騒音レベルのバックラッシュに対する変化としては、単純にバックラッシュを変化させた時のデータの延長線上で同列に扱えることがわかる。すなわちバックラッシュエリミネータを作用させることで、その分のバックラッシュがゼロになったと見なして取り扱うことで騒音低減効果を予想することが可能であるといえる。

ギアトレーンのバックラッシュをなくすわけにはいかないが、それに伴って発生する歯打ち音に対して、バックラッシュエリミネータはこれを有効に低減できるため、機構に複雑さにもかかわらず徐々に採用例が増えてきている。

#### 4.4.3. 燃料噴射ポンプを発生源とする騒音

ディーゼルエンジンでは、排出ガス対策として高い圧力で燃料を噴射することがきわめて有効であることから、排ガス規制の強化に伴って順次燃料噴射圧力の高い噴射ポンプが採用されてきている。噴射圧力の高い噴射ポンプの採用に伴って、噴射ポンプに起因する騒音が高くなる傾向にあり、次第に無視できないものになってきた。

燃料噴射ポンプに起因する騒音としては、以下の3項目の騒音が考えられる。

1. 噴射ポンプ本体から発生する放射音
2. 噴射ポンプを起振源として、取り付けブラケットなどを介して振動伝達し、エンジン各部から放射される騒音
3. 噴射ポンプの駆動反力により、ギアトレーンから放射される騒音

この中で第1項は噴射ポンプを単独に駆動しても発生する騒音であり、単体での騒音評価が可能である。しかし第2,3項の騒音は、起振源は噴射ポンプであるにしても、スピーカとなるのはエンジン各部である。したがって、エンジンに装着して駆動しないことには騒音の評価ができない。噴射ポンプから発生する騒音を総合的に評価するには、エンジンに装着した状態で実施することが必要になる。噴射ポンプのエンジン装着状態での騒音評価試験を、無響室内のエンジンベンチにて実施するときの概略を図4-27に示す。エンジン装着状態とはいえ、着火運転すると燃焼に伴う騒音が発生してしまい、4.2.2節で示したように、その分離に伴う問題が発生する。そこで噴射ノズルをエンジンと離して設置し、高圧パイプによって噴射ポンプと接続することで、燃料をシリンダ内に噴射させないようにした。

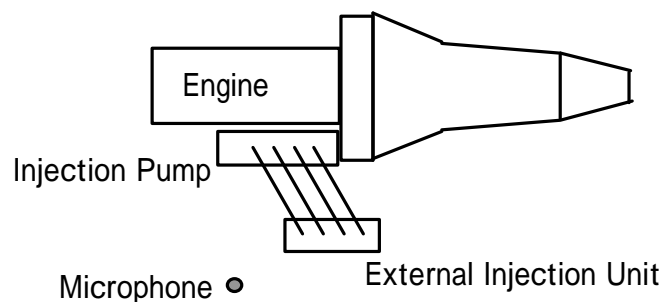


図4-27 噴射ポンプ騒音計測試験の概略

Cycle	4
Type of Engine	NA DI Diesel
Number of Cylinder	In-Line 4
Displacement	4334cm <sup>3</sup>
Bor and Stroke	112 x 110 mm
Rated Power	96kW at 3200r/min
Rated Torque	304Nm at 1700r/min

表4-4 測定に供試したエンジンの仕様

Pump Type	A	AD	MD
Cam	tangential		
Plunger Lift (mm)	9	11	11
Plunger Diameter (mm)	9.5	10	10.5
Max. Injection Pressure (Mpa)	40	45	50

表4-5 測定に供試した噴射ポンプの仕様

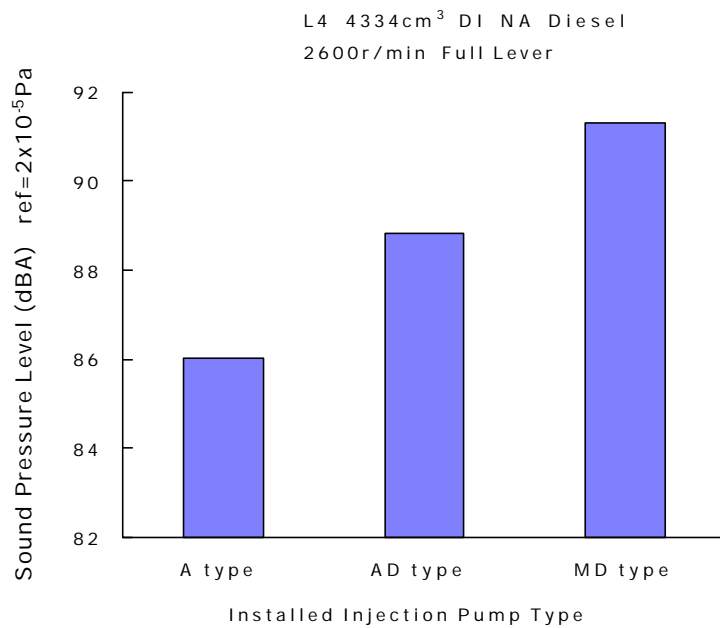


図4-28 エンジン装着状態での噴射ポンプの騒音レベル

この状態でエンジンをモータリング運転し、燃料を筒外噴射させることで、噴射ポンプとしての仕事をさせて起振力を発生させている。騒音計測は、供試エンジンで噴射ポンプの装着されているエンジン左側で、表面から1mの位置にマイクロフォンを設置して行った。燃料噴射ポンプに起因する騒音 $L_{ip}$ (dB)は、所定量の燃料を噴射させた状態での騒音レベル $L_f$ (dB)と、無噴射の状態での騒音レベル $L_m$ (dB)を計測し、以下の式によってその音響パワーの差として求めた。

$$L_{ip} = 10 \cdot \log(10^{L_f/10} - 10^{L_m/10}) \quad (4-8)$$

試験に供試したエンジンの仕様を、表4-4に示す。噴射ポンプは、排気ガスの規制レベルによって順次仕様が変わってきており、表4-5にその仕様を示す。

式(4-8)より求めた噴射ポンプ騒音の計測結果を、図4-28に示す。排気ガス低減対策の有効な手段の一つである燃料噴射圧力の高圧化に伴って、噴射ポンプに起因する騒音が増加していることがわかる。特にMD型噴射ポンプ付きの状態での騒音レベルは、騒音の寄与率としてみると噴射ポンプだけでエンジン全体騒音の半分以上を超える状態になっている。エンジンの騒音対策として、燃焼そのものに伴う騒音と並んで、燃料噴射ポンプに起因する騒音の低減がきわめて重要になってきた。

噴射ポンプに起因する騒音が3項目あることは先に述べたが、このなかで第3項の駆動反力によってギアトレーンから放射される騒音に対しては比較的解析が進んでいる。直列6気筒の中大型エンジンでは噴射ポンプがエンジン前後長のほぼ中央に配置され、駆動ギアと噴射ポンプとが駆動軸を介して接続されたエンジンでの解析を行い、噴射軸系のねじり振動によってギア騒音が増大した例が報告されている。この噴射ポンプ駆動系ギア騒音に対して、ねじりダンパーを装着することで騒音低減効果が得られている。<sup>(50,51)</sup>

これに対し、噴射ポンプ本体からの騒音についての解析例はきわめて少ない。次節ではシミュレーション計算もあわせて解析を行った結果を示す。

#### 4.4.4. 列型噴射ポンプの起振力発生メカニズム

前節で説明したように、燃料噴射ポンプに起因する騒音はその重要性が次第に増してきているにもかかわらず、噴射ポンプ騒音の発生メカニズムについては必ずしも明確になっていないのが実状である。図4-29に、燃料噴射管内で計測した燃料噴射圧力と、噴射ポンプの前面カバーの部分での振動を同時に計測した時刻歴波形を示す。この結果を見ると、管内圧力がピークに達した後、降下を始めた時に噴射ポンプの振動が発生し始めている。振動のはじめのピークになる時間は、管内圧力のピークからは約0.2msec遅れている。これは、噴射ポンプハウジング内の振動伝播遅れとしては長すぎて説明にならない。図4-28の結果である燃料噴射圧力と噴射ポンプ騒音との相関が高いことと、一見矛盾するように見える。

また、従来の噴射ポンプ騒音に関する研究の中では、デリバリバルブの着座音が騒音に寄与していることが報告されている。しかしデリバリバルブを軽量化したときの噴射ポンプ騒音の低減量はわずかであり、デリバリバルブだけを燃料噴射ポンプの起振源としたのでは説明がつかない。<sup>(52)</sup> 以上のような背景より、噴射ポンプ本体のプランジャからカム軸まわりの回転往復運動系に着目して、噴射ポンプ騒音発生メカニズム解明を試みた。シミュレーション計算と実験解析を併用し、噴射ポンプ各部位の振動挙動の詳細な解析を行った。<sup>(53,54)</sup>

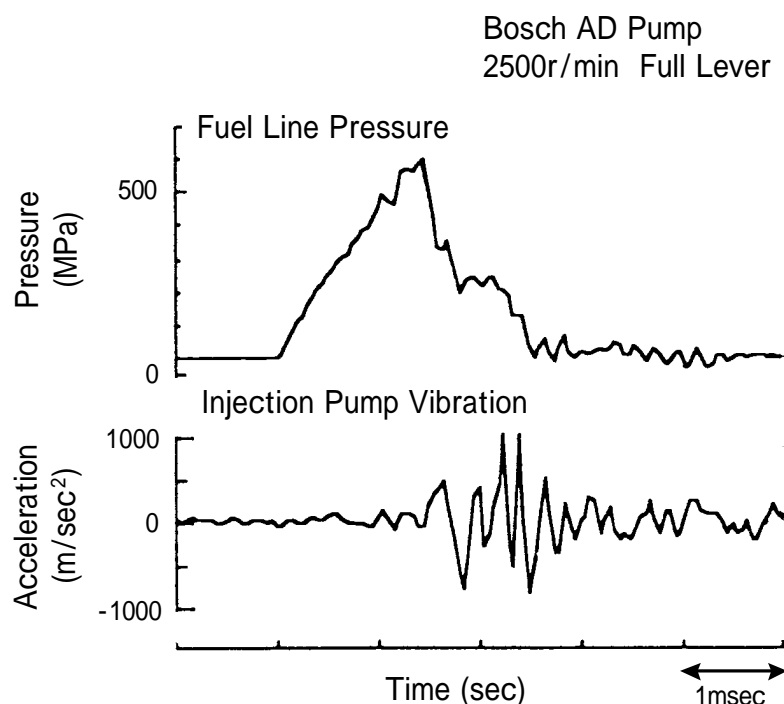


図4-29 噴射管内の圧力と噴射ポンプ振動の時刻歴波形

図4-30に、シミュレーション計算に使用したモデルを示す。カム軸は一定回転とし、プランジャ - 上部に噴射圧力が作用する。プランジャ - からカム軸にいたる往復・回転運動系について、バネ、質量、ダッシュポットで運動方程式を定義し、時刻歴積分で解いている。総自由度数が極めて多く運動方程式が複雑になることから、汎用機構解析ソフトADAMSを用いて解析を行った。外力であるプランジャ上部にかかる力は、燃料噴射の時のプランジャ室内の圧力を実測して算出した。供試した燃料噴射ポンプの仕様は、表4-5に示す中のADと称する形式のものである。

計算により求めた各部位の振動加速度を比較すると、最も振動の大きい部位はタペットまわりの上下振動である。噴射ポンプ音はタペットまわりの振動との関連が強いと推測される。そこでタペットに超小型加速度センサ - を埋め込み、その上下方向の振動を計測して、計算結果との比較検証を行った。

図4-31に、プランジャ - にかかる力、タペット上下方向の速度、加速度の実験値、計算値、設計値を併せて示す。タペットの速度、加速度の計算値は、実験値を良く再現しており、本シミュレーションモデルによる計算は妥当なものといえる。

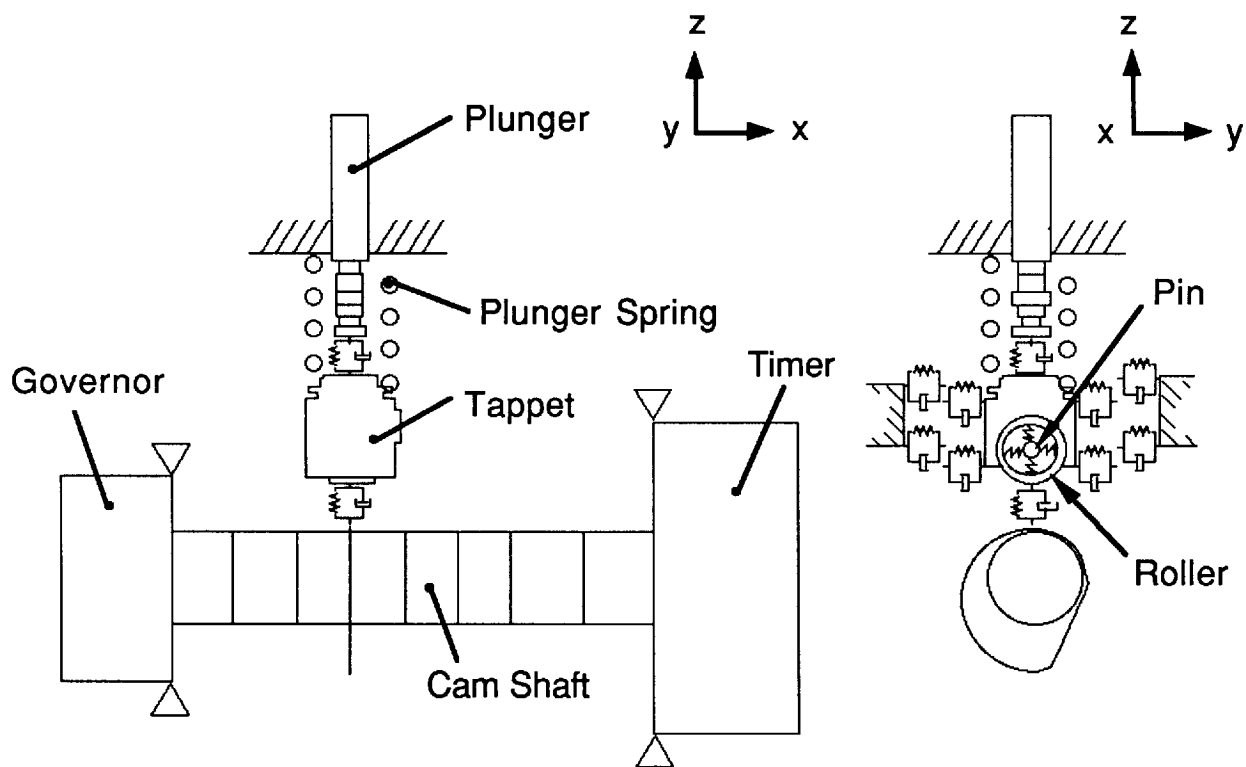


図4-30 噴射ポンプ往復回転運動系のシミュレーション計算モデル

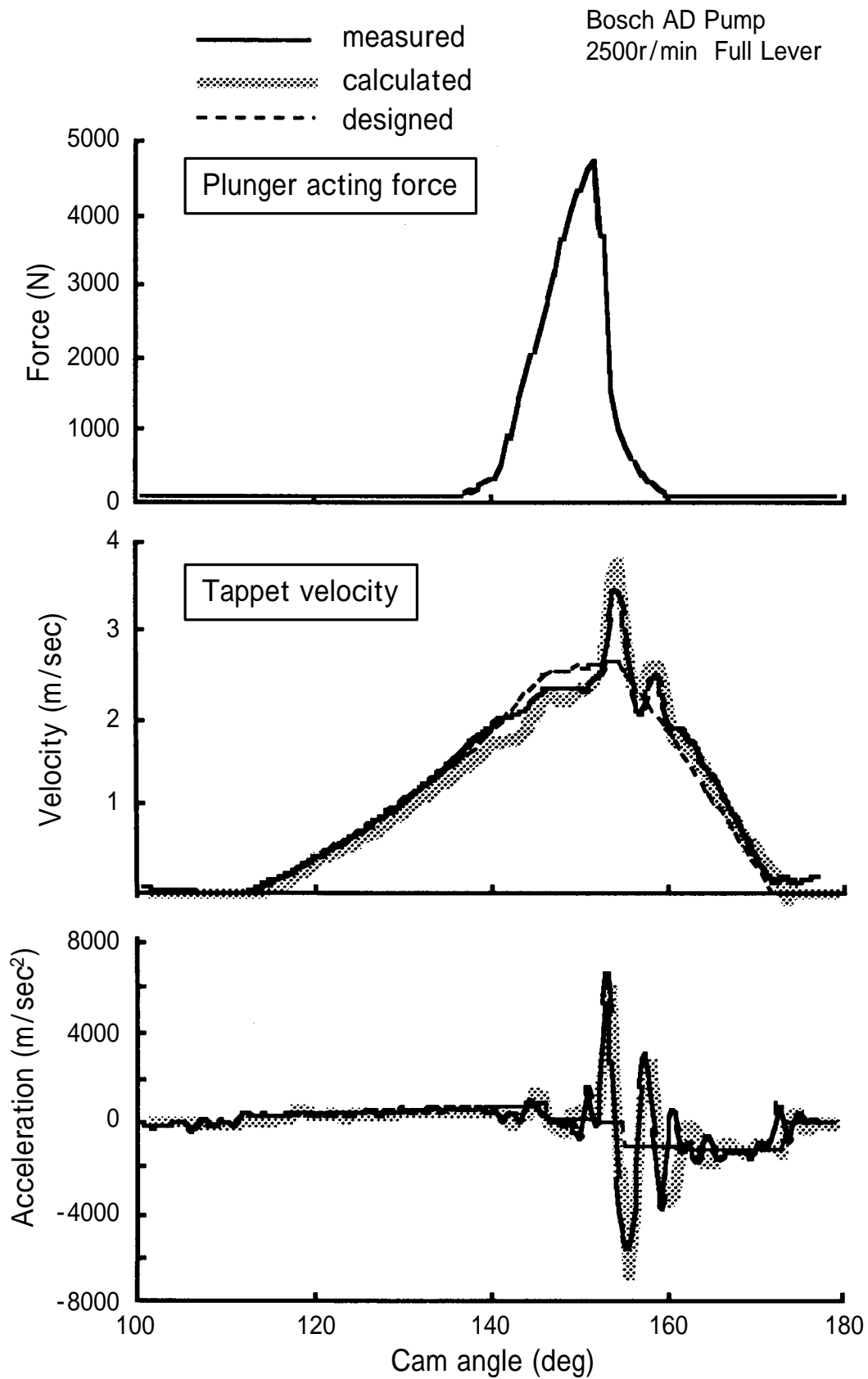


図4-31 プランジャーにかかる力とタペットの速度加速度の実測値計算値設計値の比較

プランジャ - に力がかかり始めるとタペット上下方向の速度が設計値に対して遅れ始める。次に、プランジャ - 室とスピルポ - トが連通するスピルの時に、プランジャ - にかかる力が急速に小さくなる。この時にタペットは急激に増速し、上下方向の加速度が大きくなる。スピル時の急激な圧力低下によりタペットにかかる力が短時間で取り除かれ、タペット、カム軸等に蓄積されたポテンシャルエネルギーが運動エネルギーに変わるため、タペット上下方向の速度が急激に増加するものと考えられる。噴射ポンプ騒音は燃料噴射圧力そのものによるのではなく、噴射終了時のスピルによる急激な圧力低下によって発生する振動がハウジングやガバナ - を加振し、その表面振動が放射音になるといえる。以上の結果をまとめると、噴射ポンプ騒音の発生メカニズムは図4-32のように表すことができる。

本モデルによる計算を元にして、高圧化と両立できる低騒音化を実現するために、有効な指針を得ることができるものとする。

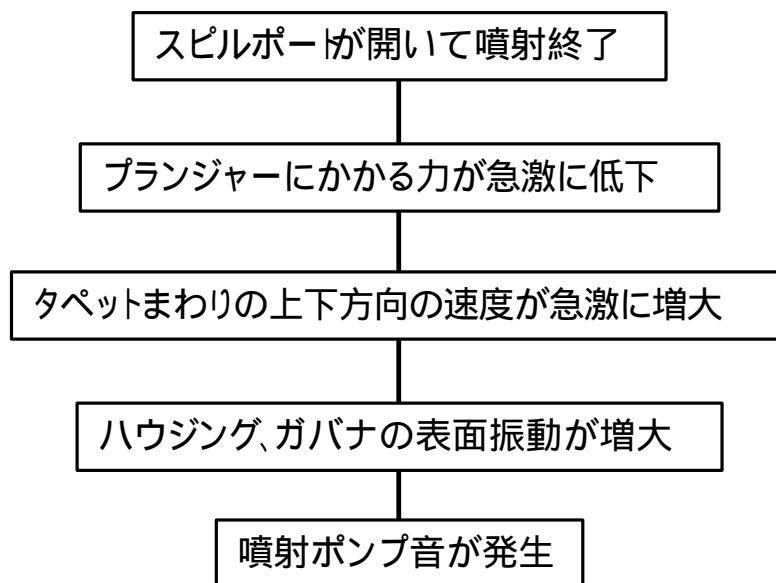


図4-32 列型噴射ポンプ騒音の発生メカニズム

## 4.5. 結言

本章では高周波数域でのエンジン起振力について、燃焼による直接的な起振力と、燃焼が間接的に影響のする起振力、さらに燃焼の影響の小さい機械的起振力の三つに分けて論じ、以下の知見を得た。

- (1)燃焼による直接的な起振力では、まず燃焼の制御による騒音低減の可能性について検討した。ディーゼルエンジンでは特に燃焼騒音が高く大きな問題であるが、近年実用化されてきたコモンレール式電子制御燃料噴射装置では、燃料噴射の制御自由度が高く、パイロット噴射のような燃焼騒音低減に有効な燃料噴射が可能になってきた。一方燃焼起振力に対するエンジン構造の振動伝達特性としては、シリンダブロック基本構造選定がきわめて重要である。実験的検討とFEM解析などを併用してエンジン騒音低減上もっとも有利な構造の検討がなされており、ラダーフレーム構造の優位性を結論づける報告が近年多くみられるようになった。
- (2)燃焼が間接的に関与する起振力としては、ピストンスラップ騒音があげられる。実験的にピストンスラップ騒音を分離評価する試みとして、樹脂パッドをスカート部に張り付けたピストンについて検討した。樹脂パッドの弾性変型を利用してピストンスラップを抑制することが可能であるが、試験精度や効率面では有効な手法とはなりがたい。
- (3)エンジン内部の運動系に起因する騒音の起振力を評価する目的で、多質点系の運動シミュレーション手法の研究が盛んである。油膜などの非線形性を考慮した時刻歴のシミュレーションであり、クランク軸系でのシミュレーションの事例について述べた。ピストン系の運動シミュレーションについては、次章で詳述する。
- (4)機械音の起振力として、ギアトレンに起因する騒音についての解析を行った。ギアに埋め込んだ加速度計の出力から、バックラッシュ分の移動と衝突に伴う振動と、その間での一歯ごとの噛み合いによる振動が検出でき、それぞれが歯打ち音と噛み合い音になることを示した。さらに歯打ち音の対策として、バックラッシュエリミネータ

の騒音評価を行い、バックラッシュをゼロと見なして取り扱うことで騒音低減効果を予想可能であることを示した。

- (5)機械音の音源としてもう一つの大きな音源である燃料噴射ポンプに起因する騒音は、排気ガス対策の有力な手段である噴射圧力の高圧化に伴って、次第に寄与が大きくなってきた。燃料を筒外に噴射しながら騒音を測定することで、噴射圧力と騒音の関係を明らかにした。さらに列型噴射ポンプにおいて、燃料噴射時の往復回転運動系の挙動についてのシミュレーション計算を行うことで、噴射ポンプ騒音の発生メカニズムを明らかにした。

## 第5章 ピストンスラップの数値シミュレーションによる解析

### 5.1. 緒言

エンジン騒音をその発生要因別に見たときに、ピストンのシリンダ側壁への衝突であるピストンスラップによって発生する騒音は、エンジン全体の騒音において燃焼騒音と同程度の大きな寄与率になることもある。ピストンスラップ騒音低減のために、従来よりピストンの形状や材質・表面処理などの改良が行われてきた。しかしピストンスラップに対する最適な諸元を、ピストンの設計段階に一義的に決めることができていない。そのために数値計算によって最適値を見出すべく、計算モデルや計算手法についての研究報告や提案が多数行われている。

ピストン運動の数値計算によってピストンスラップを予測する上で、ピストンのライナーへの衝突エネルギーがピストンスラップ騒音と相関が高いと言われている。ピストンの衝突エネルギーに直接関与するのはピストンの運動速度であるが、従来の報告において、ピストンの衝突速度について実験値との対応を検討した例はほとんどない。またピストンの諸元を変更したときのピストンスラップの変化についても、実験値との相関を調べた例はほとんど報告されていない。すなわち設計段階においてピストン諸元の最適値を選定できるような計算手法は、未だ確立しているとは言い難い状況にある。

ピストン運動の計算モデルとしては、ピストンを2次元の集中質量モデルとして扱う場合が多い。ピストンのライナーへの衝突速度の大きさを左右するのは、スカート部油膜のモデル化の手法であるが、大きく分けて2種類の方法が提案されている。一つはスカート部の剛性を何個かのバネで表現し、油膜をこのバネと並列に配置された比例粘性減衰として扱うモデルである。ピストンがライナーに接触した状態にある時のみ、バネとダッシュポットを作用させる。衝突以前にはピストン運動に対して拘束力が作用しないため、衝突速度は高めになる傾向がある。<sup>(55,56)</sup>

もう一つの方法は、スカート接触面の油膜圧力分布をレイノルズ方程式から解き、スカート部の変形を考慮しながら油膜反力を求めていく方法である。スカート部をメッシュ分割し、各要素毎に油膜圧力を算出する必要があるため、モデル作成および計算の時間

は膨大になる。<sup>(57,58)</sup>

5.2節では以上のような点を踏まえ、簡単なモデルでありながら特にライナー衝突速度を精度よく計算でき、設計段階においてピストンスラップを予測出来ることを狙いとした計算手法の開発について述べる。精度確保上の要点は、ピストンスカートとシリンダーライナー間の油膜のモデル化にある。油膜圧力についてのレイノルズ方程式を基礎として、ある程度簡略化した形式で油膜の反力を表現した。さらに油膜中への気泡混入の考慮の重要性を指摘し、その表現方法を提案した。<sup>(59,60)</sup>

5.3節ではさらにこの計算手法を用いて、ピストン運動が大きく変化する複数の運転条件でのピストン設計諸元の最適化検討を行った内容を述べる。設計パラメータについても、スカート隙間やピストン重量のような画一的な影響を示すものではなく、設計上の重要度が高く予測の困難な複数の相互に影響しあうようなパラメータを選定し、検討の対象とした。<sup>(61)</sup>

5.4節ではエンジンの燃焼状態がピストンスラップに及ぼす影響を調べた結果について述べる。近年のディーゼルエンジンではNO<sub>x</sub>低減のために燃料噴射タイミングをかなり遅延しており、そのためにピストンのスラスト側への移動時期と、着火によって圧力上昇が生じる時期とがきわめて近くなっている。このような場合におけるピストンの運動挙動について調べてみた。

## 5.2. 計算の方法

### 5.2.1. 計算モデルの概要

ピストンの計算モデルを図5-1に示す。シリンダ中心軸を含み、ピストンピンに垂直な平面において、シリンダ軸方向 ( $y$  方向) とこれに直角な方向 ( $x$  方向) の運動、およびピストンピンまわりの回転運動を記述する2次元モデルである。ピストンの左右スカート部上下計4か所でライナーに接触するものとし、スカート剛性に相当する弾性バネを配した。油膜は絞り作用による抵抗力としてモデル化し、スカートのバネと直列に接続した。

作用する力は図5-2に示すように、ピストン頂部に加わる燃焼圧力、ピストンとリング、ピン、コンロッドに作用する慣性力や慣性モーメント、コンロッドからの反力、油膜を介したライナーとの衝突力などがある。この他に摩擦力として、リング - ライナー

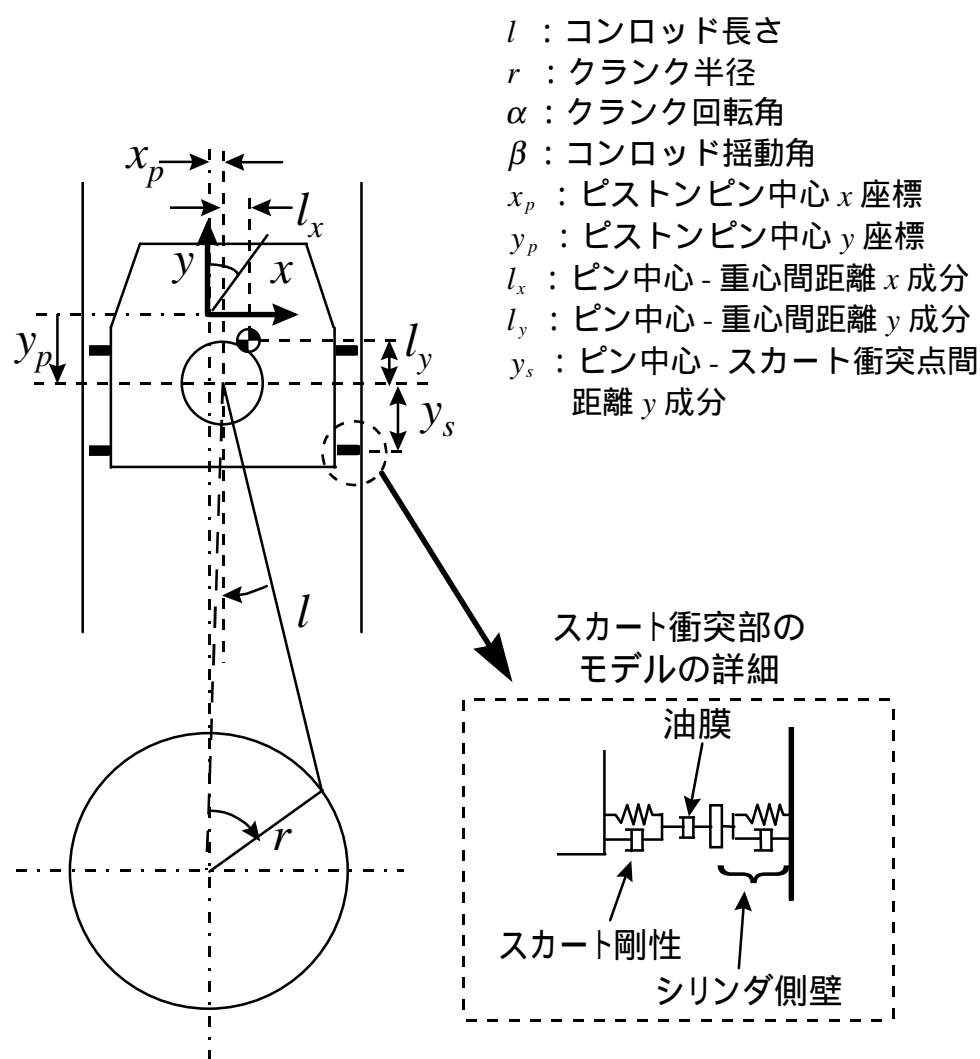
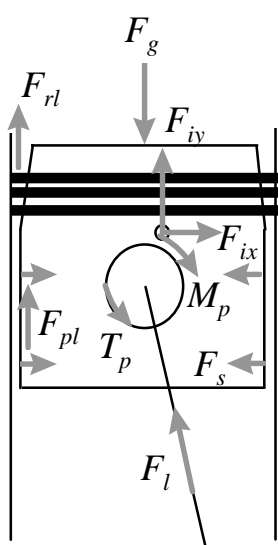


図5-1 ピストン運動シミュレーションの計算モデル

間やピストン - ライナー間の上下方向摩擦力、ピストン - ピン - コンロッド間のピン回りの摩擦モーメントなどを考慮した。

潤滑油はニュートン流体であって、慣性力や重力の影響、滑り面の粗さなどは無視できるものとした。粘度や油膜圧力は、油膜の厚さ方向には一定であると仮定した。



$F_g$  : 筒内ガス圧力

$F_{ix}$  : 慣性力(x方向)

$F_{iy}$  : 慣性力(y方向)

$M_p$  : 慣性モーメント

$F_l$  : コンロッド反力

$F_s$  : ピストンスカート反力

$F_{pl}$  : ピストン-シリンダ間摩擦力

$F_{rl}$  : ピストンリング-シリンダ間摩擦力

$T_p$  : ピストン-ピン-コンロッド摩擦トルク

図5-2 ピストンに作用する力

### 5.2.2. ピストンのシリンダ軸方向の運動

まずピストンのシリンダ軸方向の運動について考察する。ピストンのシリンダ軸方向位置  $y_p$  は、図 5-1 に示すモデルにおいて以下のように一義的に決定できる。

$$y_p = \left\{ \left[ r \cos(\alpha - \gamma) + l \cos(\beta + \gamma) \right]^2 - x^2 \right\}^{0.5} - \left[ (l + r)^2 - (x_{OB} + x_{OP})^2 \right]^{0.5} \quad (5-1)$$

ここで

$x_{OB}$  : クランク軸中心に対するボア中心の  $x$  方向のオフセット量

$x_{OP}$  : ピストンピン中心のピストン中心に対する  $x$  方向のオフセット量

$\gamma$  : ピストンピン中心とクランク軸中心を結ぶ線分の、シリンダ軸となす角度

このときクランク軸の回転角度  $\alpha$  は、クランク軸の回転角速度  $\omega$  を一定として以下で表せる。

$$\alpha = \omega \cdot t + \gamma_0 \quad (5-2)$$

ここで

$\gamma_0$  : ピストン中心がボア中心位置にあるときの  $\gamma$  の値

またコンロッドのシリンダ軸に対する傾き角度  $\beta$  は以下で表せる。

$$\beta = \tan^{-1} \left[ \frac{-A}{(l^2 - A^2)^{0.5}} \right] \quad (5-3)$$

ただし  $A$  は以下のように定義する。

$$A = r \sin \alpha - x_p \quad (5-4)$$

ピストンの  $y$  方向の加速度は、式(5-1)を2階微分することにより近似的に以下のようになる。

$$\frac{d^2 y_p}{dt^2} = -r\omega^2 \cos \alpha - (rl\omega \cos \alpha)^2 (l^2 - A^2)^{-1.5} + r\omega^2 A \sin \alpha (l^2 - A^2)^{-0.5} \quad (5-5)$$

### 5.2.3. ピストンに作用する力

ピストンピン位置での  $x$  および  $y$  方向の慣性力  $F_{ix}$ ,  $F_{iy}$  は以下で表せる。

$$F_{ix} = (m_p + m_r) \frac{d^2 x_p}{dt^2} + m_p l_y \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} \quad (5-6)$$

$$F_{iy} = (m_p + m_r + m_{rg}) \frac{d^2 y_p}{dt^2} - m_p l_x \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} \quad (5-7)$$

またピストンピン回りのモーメント  $M_p$  は次式のようにになる。

$$M_p = I_p \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} + m_p \left( l_y \frac{d^2 x_p}{dt^2} - l_x \frac{d^2 y_p}{dt^2} \right) \quad (5-8)$$

ここで

$m_p$  : ピストン重量

$m_r$  : ピストンピンとコンロッド往復運動部の重量

$m_{rg}$  : ピストンリング重量

$l_x$  : ピストンピン中心からピストン重心位置までの距離の  $x$  方向成分

$l_y$  : ピストンピン中心からピストン重心位置までの距離の  $y$  方向成分

$I_p$  : ピストンのピストンピンまわりの慣性モーメント

さらに  $I_p$  は、ピストンの重心まわりの慣性モーメントを  $I_g$  として以下で表せる。

$$I_p = I_g + m_p (l_x^2 + l_y^2) \quad (5-9)$$

図 5-2 より、ピストンに作用する  $y$  方向の力の釣り合いから以下の式が成り立つ。

$$F_l \cos \beta = F_{iy} - F_g - F_f \quad (5-10)$$

ここで

$F_l$  : コンロッドからの反力

$F_g$  : 筒内圧力による力

$F_f$  : ピストンに作用する摩擦力

さらに  $F_g$  と  $F_f$  は以下のようなになる。

$$F_g = -\pi \cdot P \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (5-11)$$

$$F_f = \sum F_{pl} + \sum F_{rl} \quad (5-12)$$

ここで

$F_{pl}$  : ピストンとライナー間の摩擦力

$F_{rl}$  : ピストンリングとライナー間の摩擦力

したがってコンロッドからの反力  $F_l$  は、式(5-10)に式(5-7)を代入して次のようになる。

$$F_l = \left[ (m_p + m_r + m_{rg}) \frac{d^2 y_p}{dt^2} - m_p l_x \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} - F_g - F_f \right] / \cos \beta \quad (5-13)$$

さらにピストンに作用する  $x$  方向の力の釣り合い、およびピストンピンまわりのモーメントのつりあいから、以下が成り立つ。

$$F_{ix} = F_l \sin \beta + \sum F_s \quad (5-14)$$

$$M_p = F_g (x_p - x_{OB}) + \sum F_s y_s - \sum F_{pl} (x_l - x_p) + T_p \quad (5-15)$$

ここで

$F_s$  : ピストンスカートのライナーとの衝突点においてピストンに作用する力

$y_s$  : ピストンスカートのライナーとの衝突点のピン中心からの高さ

$x_l$  : ライナーのピストンとの接触点における  $x$  方向の変位

$T_p$  : ピストンとびすとんびん・コンロッド間の摩擦力

式(5-14)(5-15)を式(5-7)(5-8)に代入することにより、 $x_p$  と  $\theta_p$  について以下の連立2回微分方程式が得られる。

$$(m_p + m_r) \frac{d^2 x_p}{dt^2} + m_p (l_y + l_x \tan \beta) \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} = F_x \quad (5-16)$$

$$m_p l_y \frac{d^2 x_p}{dt^2} + I_p \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} = M_r \quad (5-17)$$

ここで  $x$  方向の力  $F_x$  と、ピストンピン回りのトルク  $M_r$  は以下ようになる。

$$F_x = \left[ (m_p + m_r + m_{rg}) \frac{d^2 y_p}{dt^2} - F_g - \sum F_{pl} - \sum F_{rl} \right] \tan \beta + \sum F_s \quad (5-18)$$

$$M_r = m_p l_x \frac{d^2 y_p}{dt^2} + F_g (x_p - x_{OB}) + \sum F_s y_s - \sum F_{pl} (x_l - x_p) + T_p \quad (5-19)$$

シリンダ壁のモデルについて従来の研究では、完全剛体として扱っているものや、実測した振動特性を元に連成振動系として計算しているものなどがある。前者では剛性が高すぎて、実測値との対応でよい結果が得られなかった。また後者では計算結果がシリンダの振動特性に左右されることになる。本研究では簡単なモデル化を狙いとするところから、各接点において固有値の十分高い1自由度振動系として、以下により定義した。

$$m_e \frac{d^2 x_l}{dt^2} + c_e \frac{dx_l}{dt} + k_e x_l = F_s \quad (5-20)$$

ここで

$m_e$  : ライナー壁の等価質量

$c_e$  : ライナー壁の等価減衰

$k_e$  : ライナー壁の等価剛性

#### 5.2.4. スカート部の衝突力と油膜反力

各接触点においてピストンスカート部に作用する力は各接触点ごとに、バネ常数を $k_s$ として以下で定義できる。

$$F_s = -k_s(x_s - x_{s0}) \quad (5-21)$$

ここで

$x_{s0}$  : ピストンスカート部各接触点での弾性変形前の  $x$  方向変位

$x_s$  : ピストンスカート部各接触点でのピストン作用力によって弾性変形したときの  $x$  方向変位

$x_{s0}$  はピストンの姿勢から一義的に決定できる。一方  $x_s$  は油膜による反力とのバランスで決まるため、厳密にはスカート部の弾性変形を考慮しつつ、油膜圧力分布をレイノルズ方程式から解いていく必要があり、いくつかの研究報告がある。しかしモデル化および計算がともに膨大であり、本研究の趣旨に添わないため、以下の説明するように、より簡便な手法の検討を行った。

シリンダ内で円筒がシリンダ軸方向に運動し、シリンダと円筒間の隙間に潤滑油が充填して系を考えると、潤滑油の圧力分布  $p$  について以下のレイノルズ方程式が成り立つ。

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial z} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5-22)$$

ここで

$U$  : 円筒のシリンダ軸方向速度

$h$  : シリンダと円筒の隙間

$\mu$  : 潤滑油の粘度

式(5-22)で、右辺第1項は油膜のくさび作用、第2項は絞り作用を示している。ピストンスラップに対する油膜反力の影響を考慮する場合、油膜厚さの減少に伴って発生する絞り作用に伴う反力はきわめて重要である。一方くさび作用による反力は、ピストンの軸方向運動に伴って発生するため、直接にはピストンスラップに関与していないとみなせる。いま問題を簡略化するために、シリンダ軸方向 ( $z$  方向) については一定の油膜厚さであるとして、油膜のくさび作用に対する荷重をゼロとする。式(5-22)において右辺

の第2項のみを考慮することとし、長さ $L$ の円筒の上下端  $z = 0, L$ において境界条件を  $p = 0$ とする。このとき式(5-22)を解いて、 $p$ は以下の式で表せる。

$$p = \frac{6\mu}{h^3} \frac{dh}{dt} z(L-z) \quad (5-23)$$

いまシリンダおよび内部の円筒がともに真円であるとする、油膜厚さ $h$ は周方向について角度  $\phi$  の関数として以下で表現できる。

$$h = C(1 - \varepsilon \cos \phi) \quad (5-24)$$

ここで

$C$ : シリンダ内の円筒の半径隙間

$\varepsilon$ : シリンダ内の円筒軸の偏芯率

また  $h$  の1階微分は以下ようになる。

$$\frac{dh}{dt} = -C \cos \phi \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (5-25)$$

式(5-23)に式(5-24)(5-25)を代入して、 $p$ は以下ようになる。

$$p = -\frac{6\mu}{C^2} \frac{d\varepsilon}{dt} \frac{\cos \phi}{(1 - \varepsilon \cos \phi)^3} z(L-z) \quad (5-26)$$

従って油膜の絞り作用に対する荷重  $W$ は、油膜圧力を円筒の半円周分にわたって積分して以下で表せる。

$$\begin{aligned} W &= \int_0^L \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p \cdot R \cdot d\phi \cdot dz \\ &= -\frac{6\mu R}{C^2} \int_0^L \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\cos \phi}{(1 - \varepsilon \cos \phi)^3} \frac{d\varepsilon}{dt} z(L-z) \cdot d\phi \cdot dz \end{aligned} \quad (5-27)$$

ここで

$R$  : 円筒の半径

$L$  : 円筒の長さ

式(5-27)の積分を解くために、次式で示すゾンマーフェルト変換を適用する。

$$1 - \varepsilon \cos \phi = \frac{1 - \varepsilon^2}{1 + \varepsilon \cos \varphi} \quad (5-28)$$

式(5-28)から、 $\cos \phi$  および  $d\phi/d\varphi$  は  $\varphi$  の関数として以下で表せる。

$$\cos \phi = \frac{\varepsilon + \cos \varphi}{1 + \varepsilon \cos \varphi} \quad (5-29)$$

$$\frac{d\phi}{d\varphi} = \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{1 + \varepsilon \cos \varphi} \quad (5-30)$$

式(5-27)において  $\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\cos \phi}{(1 - \varepsilon \cos \phi)^3} d\phi$  についての積分の項は、式(5-28)(5-29)(5-30)を代入することで以下のように解くことができる。

$$\begin{aligned} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\cos \phi}{(1 - \varepsilon \cos \phi)^3} d\phi &= \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \left( \frac{1 + \varepsilon \cos \varphi}{1 - \varepsilon^2} \right)^3 \frac{(\varepsilon + \cos \varphi)}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)} \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)} d\varphi \\ &= \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{2.5}} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} (1 + \varepsilon \cos \varphi)(\varepsilon + \cos \varphi) d\varphi \\ &= \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{2.5}} [1.5\pi\varepsilon + 2(1 + \varepsilon^2)] \end{aligned} \quad (5-31)$$

式(5-31)の結果を式(5-27)に代入すると、 $z$  についての積分も解けて、 $W$  を以下のように簡単な式で表現することができる。

$$\begin{aligned} W &= \frac{6\mu R}{C^2} \frac{d\varepsilon}{dt} \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{2.5}} [1.5\pi\varepsilon + 2(1 + \varepsilon^2)] \int_0^L z(L - z) dz \\ &= \frac{\mu RL^3}{C^2} \frac{d\varepsilon}{dt} \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{2.5}} [1.5\pi\varepsilon + 2(1 + \varepsilon^2)] \end{aligned} \quad (5-32)$$

以上のようにして求められた油膜の絞り作用による反力は、スカート部の各接触点においてピストンの弾性変形による反力と釣り合っているという考えられる。式(5-21)と式(5-32)を等式化することにより以下のように表せる。

$$-k_s(x_s - x_{s0}) = W \quad (5-33)$$

式(5-33)を解くことで、未知数であった $x_s$ を求めることができる。

油膜の絞り抵抗は、隙間が狭くなっていく方向への移動時にのみ反力が発生する。接触後離れていくときにも何らかの減衰力が作用すると考えられるので、ここでは従来からよく用いられている反撥係数から決定した比例粘性減衰項を加えた。反撥係数は実験結果との対応から決定した。

以上の検討より、以下の等式が成立する。

$$-k_s(x_s - x_{s0}) = W - c_s x_s \quad (5-34)$$

式(5-34)は非線形方程式であり、ニュートン法などによって $x_s$ の近似解を求めることができる。

### 5.2.5. 摩擦力

ピストン回りの摩擦力については、ピストン - ライナー間とピストンリング - ライナー間の摩擦力、ピストン - ピストンピン - コンロッド小端の間の摩擦トルクについて以下のより決定した。<sup>(62)</sup>

ピストン - ライナー間摩擦力 $F_{pl}$ は、ピストンとライナーを同心円筒とし、その隙間は流体潤滑状態にあるとして、以下のように表せる。

$$F_{pl} = -\frac{\mu \cdot A_s \cdot U_{pl}}{h_{pl}} \quad (5-35)$$

ここで

$\mu$  : 潤滑油の粘度

$A_s$  : 接触部分の面積

$U_{pl}$  : ピストンとシリンダライナーのシリンダ軸方向の相対速度

$h_{pl}$  : ピストンとライナーの隙間

またピストンリングの摩擦係数 $f_{rl}$ は、近似的に以下のように表すことができる。

$$f_{rl} = a_0 \cdot \left( \frac{\mu \cdot U_{rl}}{W_r / \pi D_r} \right)^{a_1} \quad (5-36)$$

ここで

$U_{rl}$  : ピストンリングとライナーの相対速度

$W_r$  : ピストンリングの張力

$D_r$  : ピストンリングの直径

比例係数 $a_1$ は理論的には0.5 ~ 0.6であるが、実測値は理論値に対してやや大きい値をとることが報告されている。そこで実測値から決定した比例係数を用いて、ピストンリングの摩擦力 $F_{rl}$ は以下によって算出した。

$$F_{rl} = -\text{sign}(U_{rl}) \cdot \left\{ a_0 \left( \frac{\mu \cdot |U_{rl}|}{W_r / \pi D_r} \right)^{a_1} \right\} \frac{W_r}{\pi} \quad (5-37)$$

ここで、比例係数は文献から直線近似して算出し、以下の値を用いた。

$$a_0 = 20.933 \quad (5-38)$$

$$a_1 = 0.5947 \quad (5-39)$$

また sign は符号を決定する関数であり、以下で定義される。

$$\text{sign}(X) = \begin{cases} 1 & : X > 0 \\ -1 & : X < 0 \end{cases} \quad (5-40)$$

ピストンピンまわりの摩擦トルクは、以下のようにジャーナル軸受けの摩擦特性の考え方を適用した。ジャーナル軸受けの摩擦係数 $f_{pp}$ は、流体潤滑の領域において、ゾンマーフェルト数 $S$ の関数として近似的に次式が成り立つ。

$$f_{pp} = 3\sqrt{2\pi S} \left( \frac{C_p}{R_p} \right) \quad : \left( S < \frac{1}{2\pi} \right) \quad (5-41)$$

$$f_{pp} = 2\pi^2 S \left( \frac{C_p}{R_p} \right) \quad : \left( S > \frac{1}{2\pi} \right) \quad (5-42)$$

ここでゾンマーフェルト数 $S$ は次式で表せる。

$$S = \frac{2\mu \cdot R_p \cdot L_p}{F_l \cdot (C_p/R_p)^2} \frac{1}{2\pi} \left| \frac{d\beta}{dt} - \frac{d\theta_p}{dt} \right| \quad (5-43)$$

ただし  $R_p$  : ピストンピンの半径

$C_p$  : ピストンピンとピンボス部の軸受け隙間

$L_p$  : ピストンピンとピンボス部の軸受け幅

したがってピストンピンまわりの摩擦トルク $T_p$ は次のようになる

$$T_p = \text{sign} \left( \frac{d\beta}{dt} - \frac{d\theta_p}{dt} \right) \cdot f_{pp} \cdot F_l \cdot R_p \quad (5-44)$$

なおピストンとピストンピンの間、ピストンピンとコンロッドの間では潤滑上は特に差

異はないとして、幅の広い一つの軸受けと見なして扱った。

ピストンリングとリング溝との摩擦力については、クーロン摩擦として摩擦係数を仮定している例もあるが、ピストンリングの上下方向の挙動の影響などもあり、定式化できるようなメカニズムは明らかになっていない。リング溝へのデポジット堆積時には、ピストン運動に影響がありうるという報告があるが、通常の状態では影響は小さいとみられる。以上により、本手法中ではリング溝との摩擦力は考慮しなかった。<sup>(63)</sup>

その他に作用する力としては、コンロッドの揺動反力、V型エンジンのようにシリンダが傾斜している場合の重力などが上げられる。いずれも定式化は容易であるが、絶対値としては小さくピストン運動への影響はほとんどないことを確認した上で、考慮の対象外とした。

ピストンスカート上のライナーへの接触点位置は従来からよく用いられているように、ピストンのスラスト側および反スラスト側それぞれのスカ - ト部上下端に計4点設けた。接触点の位置は、エンジン運転時のピストンプロフィールから熱膨張も考慮して設定した。ピストン - ライナー間クリアランスについても接触点位置でのプロフィールと熱膨張量から設定した。

スカート剛性については、ハンマリング法によって測定した接触点におけるコンプライアンス特性から決定した。

熱膨張量やスカート剛性は、ピストンの有限要素モデルから計算によって推定することも可能である。

### 5.2.6. 計算の方法

計算プログラムはFORTRANで作成しており、図5-3に大まかなフローチャートを示す。基本的には式(5-16)(5-17)(5-20)で示した連立2階微分方程式を微小時間ごとの時刻歴積分によって解いている。解法としては、計算の時間と精度との兼ね合いから5次6次のRunge-Kutta-Verner法を適用した。また式(5-34)で示されるスカーツの変位量を求める非線形方程式を解く部分では、Newton法を応用したアルゴリズムを用いた。<sup>(64)</sup>

計算に必要なパラメータを、表5-1に示す。パラメータは全部で31項目であり、元々のねらいである簡単な手法になっている。エンジンの運転条件は、表5-2に示すようにエンジン回転数・負荷・温度の3項目で設定する。エンジン負荷は実測した筒内圧で表現している。温度はオイル粘度で表現するとともに、クリアランス設定において熱膨張の影響を考慮した。筒内圧は2回転1サイクル分の実測値であり、クランク角度で0.5度または1度ごとのデータを入力値とし、その間の値はスプライン補間によって算出した。

計算の対象としては4サイクルエンジンを想定しており、計算結果は2回転を1サイクルとして繰り返す形になる。適当な初期値を設定して数サイクル計算し、その前のサイクルの値と比較する。1サイクル分の計算結果全体にわたって、前サイクルとの差が十分小さくなったところで、安定した解が得られるようになったとして計算を終了した。

時刻歴積分の計算では、微分方程式の変数とした変位および速度と値が各時間ステップごとに求められる。次にこの結果を用いて運動エネルギーなどを含め、計算の過程で使われるすべてのパラメータについての時刻歴の計算結果を得ることができる。今回作成したプログラムで求めることのできる結果を、表5-3に示す。

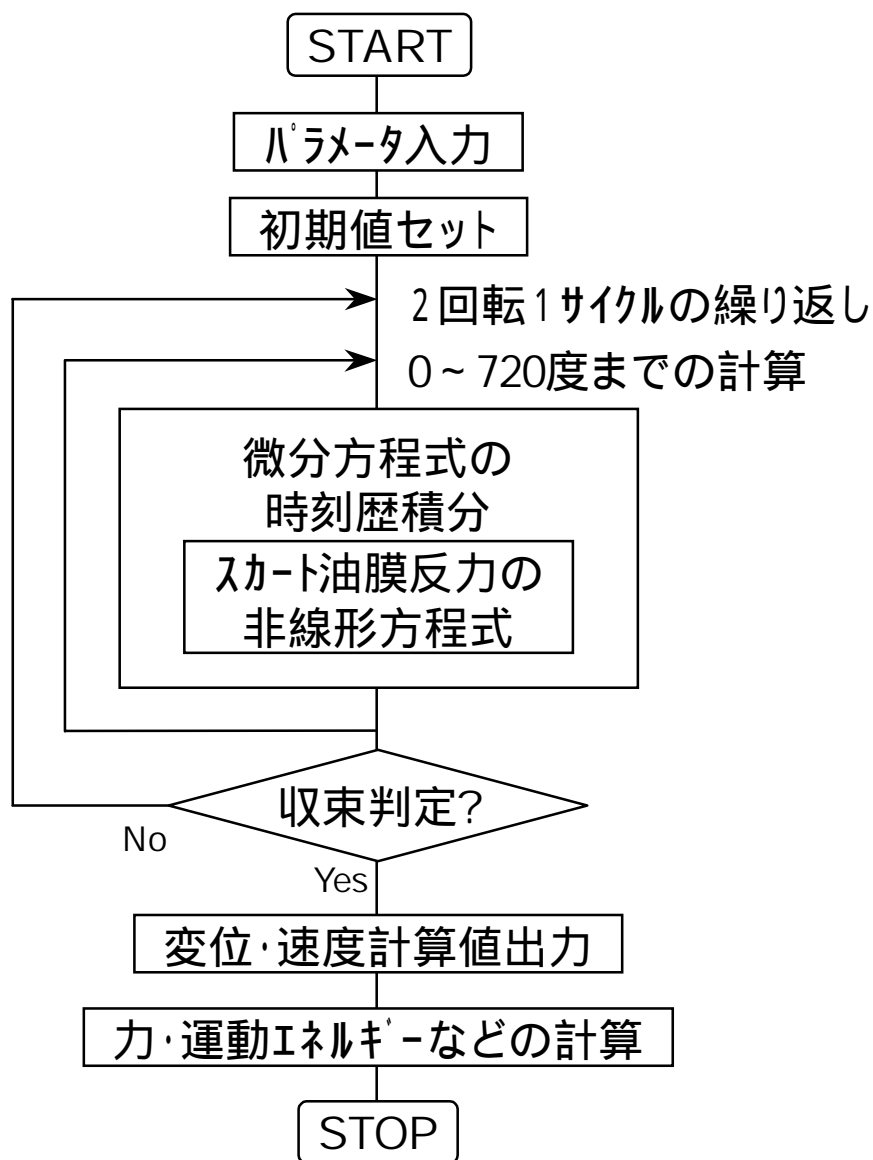


図5-3 ピストン運動シミュレーションプログラムの概略のフローチャート

No	項目	単位	備考
1	シリンダボア径	m	
2	クランク半径	m	
3	コンロッド長さ	m	中心間距離
4	シリンダボアオフセット	m	
5	シリンダ傾斜角	deg	
6	ピストンピンオフセット	m	
7	ピストンピン径	m	
8	ピストンリング位置; 1st	m	ピン中心基準
9	ピストンリング位置; 2nd	m	ピン中心基準
10	ピストンリング位置; oil	m	ピン中心基準
11	ピストンリング張力; 1st	N	
12	ピストンリング張力; 2nd	N	
13	ピストンリング張力; oil	N	
14	ピストンリング幅; 1st	m	
15	ピストンリング幅; 2nd	m	
16	ピストンリング幅; oil	m	
17	ピストンスカート接触点位置; upper	m	ピン中心基準
18	ピストンスカート接触点位置; lower	m	ピン中心基準
19	接触点での接触高さ; upper	m	
20	接触点での接触高さ; lower	m	
21	接触点でのクリアランス; upper	m	
22	接触点でのクリアランス; lower	m	
23	ピストン重量	kg	
24	ピストンピン重量+コンロッド小端部重量	kg	
25	ピストンリング重量	kg	各リングごと
26	ピストンの慣性モーメント	Nms <sup>2</sup>	重心回り
27	ピストンの重心位置;x方向	m	ピン中心基準
28	ピストンの重心位置;y方向	m	ピン中心基準
29	ピストンスカート剛性; upper	N/m	
30	ピストンスカート剛性; lower	N/m	
31	コンロッド修正慣性モーメント	Nms <sup>2</sup>	重心回り

表5-1 計算の入力となるパラメータ

No	パラメータ	計算入力	単位	備考
1	エンジン回転数	同左	r/min	
2	エンジン負荷	筒内圧力	Pa	クランク角度1度ごと
3	温度	オイル粘度	Pas	

表5-2 エンジンの運転条件を設定するパラメータ

No	変数名	単位	内容
1	XP	m	ピストンピン中心のx方向変位
2	THP	rad	ピストンのピン回りの傾き角
3	VXP	m/sec	ピストンピン中心のx方向速度
4	VTHP	rad/sec	ピストンのピン回りの傾き角速度
5	XEA	m	衝突点のライナー側x方向変位:Th,upper
6	XEB	m	衝突点のライナー側x方向変位:Th,lower
7	XEC	m	衝突点のライナー側x方向変位:AT,upper
8	XED	m	衝突点のライナー側x方向変位:AT,lower
9	XPA	m	ピストンスカート衝突点のx方向変位:Th,upper
10	XPB	m	ピストンスカート衝突点のx方向変位:Th,lower
11	XPC	m	ピストンスカート衝突点のx方向変位:AT,upper
12	XPD	m	ピストンスカート衝突点のx方向変位:AT,lower
13	AXP	m/sec <sup>2</sup>	ピストンピン中心のx方向加速度
14	ATHP	rad/sec <sup>2</sup>	ピストンのピン回りの傾き角加速度
15	VXA	m/sec	ピストンスカート衝突点のx方向速度:Th,upper
16	VXB	m/sec	ピストンスカート衝突点のx方向速度:Th,lower
17	VXC	m/sec	ピストンスカート衝突点のx方向速度:AT,upper
18	VXD	m/sec	ピストンスカート衝突点のx方向速度:AT,lower
19	AXA	m/sec <sup>2</sup>	ピストンスカート衝突点のx方向加速度:Th,upper
20	AXB	m/sec <sup>2</sup>	ピストンスカート衝突点のx方向加速度:Th,lower
21	AXC	m/sec <sup>2</sup>	ピストンスカート衝突点のx方向加速度:AT,upper
22	AXD	m/sec <sup>2</sup>	ピストンスカート衝突点のx方向加速度:AT,lower
23	YP	m	ピストンピン中心のy方向変位
24	VYP	m/sec	ピストンピン中心のy方向速度
25	AYP	m/sec <sup>2</sup>	ピストンピン中心のy方向加速度
26	P	Pa	筒内圧力
27	FIX	N	ピストンの慣性力x方向成分
28	FIY	N	ピストンの慣性力y方向成分
29	TI	Nm	ピストンの慣性モーメント
30	FG	N	筒内圧による力
31	FA1	N	ピストンスカート衝突点のx方向の力:Th,upper
32	FB1	N	ピストンスカート衝突点のx方向の力:Th,lower
33	FC1	N	ピストンスカート衝突点のx方向の力:AT,upper
34	FD1	N	ピストンスカート衝突点のx方向の力:AT,lower
35	FAB	N	FA1+FB1
36	FCD	N	FC1+FD1
37	FA2	Nm	FA1によるピン回りのモーメント
38	FB2	Nm	FB1によるピン回りのモーメント
39	FC2	Nm	FC1によるピン回りのモーメント
40	FD2	Nm	FD1によるピン回りのモーメント
41	MURLC1		リング-ライナー間の摩擦係数:1st リング
42	MURLC2		リング-ライナー間の摩擦係数:2nd リング
43	MURLC3		リング-ライナー間の摩擦係数:オイルリング
44	FRL1	N	リング-ライナー間の摩擦力:1st リング
45	FRL2	N	リング-ライナー間の摩擦力:2nd リング

表5-3 (1) 本プログラムで得られる計算結果(1)

No	変数名	単位	内容
46	FRL3	N	リング-ライナー間の摩擦力:オイルリング
47	FRR1	N	リング-リング溝間の摩擦係数:1stリング
48	FRR2	N	リング-リング溝間の摩擦係数:2ndリング
49	FRR3	N	リング-リング溝間の摩擦係数:オイルリング
50	ECCA		衝突点変位から換算した偏心率:Th,upper
51	ECCB		衝突点変位から換算した偏心率:Th,lower
52	ECCC		衝突点変位から換算した偏心率:AT,upper
53	ECCD		衝突点変位から換算した偏心率:AT,lower
54	CCOILA		みかけのオイル粘度変化係数(1);upper
55	CCOILB		みかけのオイル粘度変化係数(1);lower
56	CCEA		みかけのオイル粘度変化係数(2);Th,upper
57	CCEB		みかけのオイル粘度変化係数(2);Th,lower
58	CCEC		みかけのオイル粘度変化係数(2);AT,upper
59	CCED		みかけのオイル粘度変化係数(2);AT,lower
60	MUOLA	Pas	みかけのオイル粘度;Th,upper
61	MUOLB	Pas	みかけのオイル粘度;Th,lower
62	MUOLC	Pas	みかけのオイル粘度;AT,upper
63	MUOLD	Pas	みかけのオイル粘度;AT,lower
64	FPLA	N	ピストンスカート衝突点とライナー間の摩擦力:Th,upper
65	FPLB	N	ピストンスカート衝突点とライナー間の摩擦力:Th,lower
66	FPLC	N	ピストンスカート衝突点とライナー間の摩擦力:AT,upper
67	FPLD	N	ピストンスカート衝突点とライナー間の摩擦力:AT,lower
68	FL1	N	コンロッド反力
69	FTR	N	コンロッド揺動時の慣性力
70	FCRX	N	クランク軸作用力x方向成分
71	FCRY	N	クランク軸作用力y方向成分
72	TORQ	Nm	クランク軸トルク
73	SOM		ピストンピン軸受け隙間のゾンマーフェルド数
74	MUPPS		ピストンピン軸受け隙間の摩擦係数
75	TP	Nm	ピストンピン軸受け隙間の摩擦力
76	FX1	N	スラスト力
77	FX	N	ピストン作用力x方向成分
78	FTH	Nm	ピストン作用トルク
79	KE1	J	ピン中心でのx方向の運動エネルギー
80	KE2	J	ピンまわりの回転方向の運動エネルギー
81	KE	J	KE1+KE2
86	KEA	J	ピストンスカート衝突点での運動エネルギー:Th,upper
87	KEB	J	ピストンスカート衝突点での運動エネルギー:Th,lower
88	KEC	J	ピストンスカート衝突点での運動エネルギー:AT,upper
89	KED	J	ピストンスカート衝突点での運動エネルギー:AT,lower
94	XPS1	m	ピストンスカートの指定した高さでのx方向変位1
95	XPS2	m	ピストンスカートの指定した高さでのx方向変位2
96	VXS1	m/sec	ピストンスカートの指定した高さでのx方向速度1
97	VXS2	m/sec	ピストンスカートの指定した高さでのx方向速度2

表5-3 (2) 本プログラムで得られる計算結果(2)

## 5.3. ピストン挙動の実測値と計算値との対応

### 5.3.1. ピストンの運動挙動の測定

計算結果の検証のため、ピストンの運動挙動を実測して比較することにした。測定に供試したエンジンは、V型6気筒のガソリンエンジンであり、仕様を表5-4に示す。ピストンスカート部に渦電流式の変位センサーを埋め込み、シリンダライナーとのクリアランスを測定した。測定位置はスラスト側と反スラスト側で、ピストンピン中心高さを基準として上方6mmと下方13mmの位置の計4箇所である。変位センサーからの信号線は、図5-4に示すようにコンロッドの大端部にとりつけたリンク機構によってエンジン外部に導き出した。図5-5は、ピストンに組み込んだ状態の変位センサを示している。

測定は燃料カットしたモータリング状態（ただし筒内圧力を上げるためスロットルは全開）において暖機前の状態と暖機された状態にて行い、さらに暖機時には全負荷運転状態での測定もおこなった。

Cycle	4
Type of Engine	NA Gasoline
Number of Cylinder	Vee-6
Displacement	3165cm <sup>3</sup>
Bor and Stroke	93.4 x 77 mm
Rated Power	147kW at 5600r/min
Rated Torque	265Nm at 3600r/min

表5-4 測定に供試したエンジンの仕様

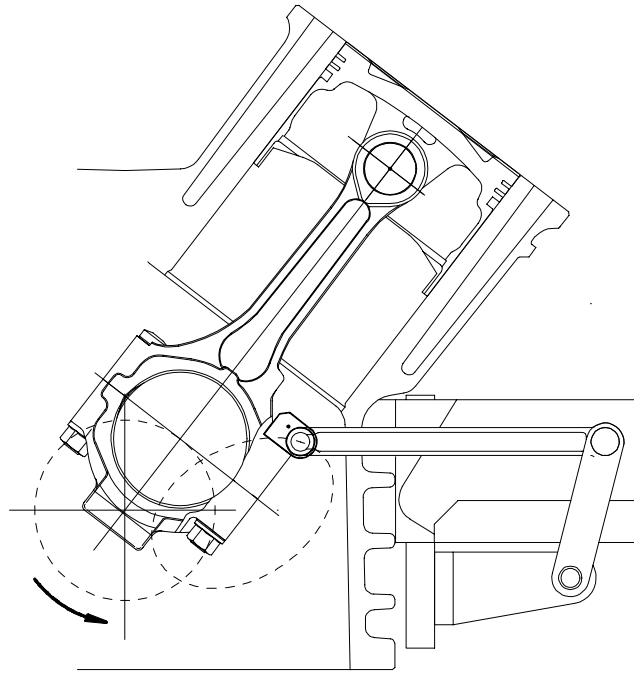


図5-4 ピストン変位計測のためのリンク装置

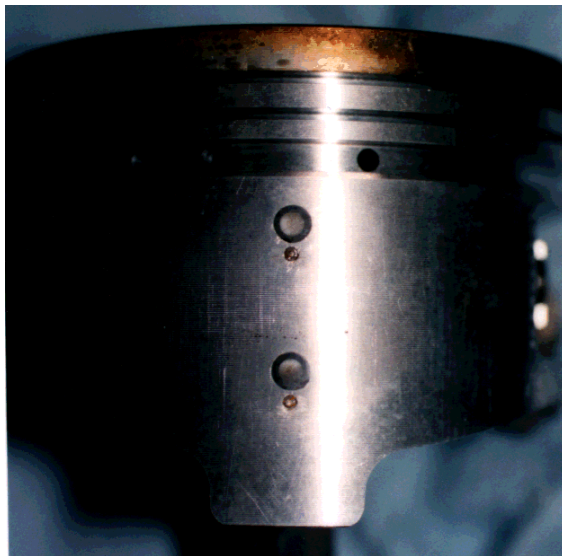


図5-5 ピストンに変位センサーを埋め込んだ状態の外観写真

### 5.3.2. 計算結果の実測値との比較

図5-6に、ピストンスカート部変位の実測した結果の例を示す。上方6mm計測点では元々クリアランスが大きいいため、変位としてかなり大きな値を示している。一方下方13mm計測点では、クリアランスが小さいために変位は小さい。ピストンスラップへの影響も大きいと見られる上方6mm計測点での挙動に重点を置いて、計算値と実測値との比較検討を行うこととした。

一般的には計算値と実験値との比較において、変位を比較していることが多い。本論文では、先に述べたようにピストンスラップへの影響を見る狙いから、実測の変位データを1回微分して速度データを得た上で、速度の計算値との比較も行った。表5-5に、計算に使用したピストンまわりの主なパラメータを示す。

上方6mm計測点における変位と速度の計算結果を、実測値と比較して図5-7に示す。全体的には変位、速度ともにおおむね計算値と実験値は似たような傾向を示している。しかし、圧縮上死点(図中のクランク角度で360度のところ)付近の反スラストからスラストへの移動速度に注目すると、計算値のほうが大幅に小さく、このままではスラップ音の予測には使えない。この原因について以下考察を行った。

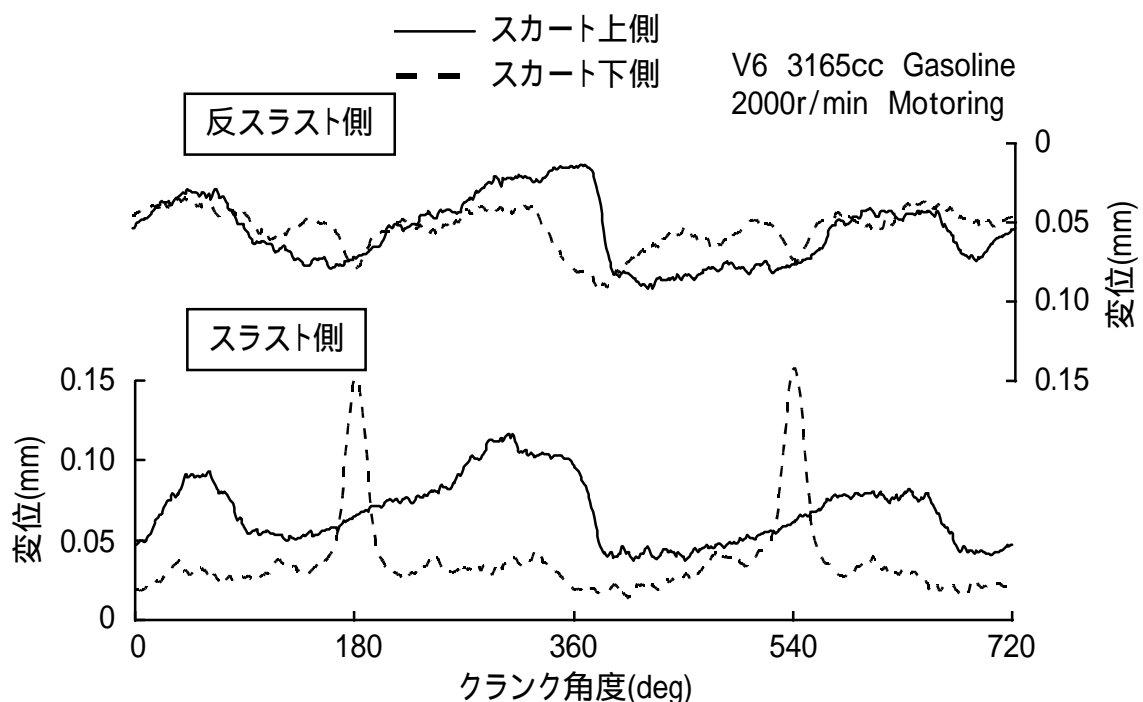


図5-6 ピストンスカート部変位の実測結果

No	項目	単位	数値
1	シリンダボア径	m	0.0934
2	CRANK 半径	m	0.0385
3	コンロッド長さ	m	0.146
4	ピストン重量	kg	0.41189
5	ピストンピン重量+コンロッド小端部重量	kg	0.3328
6	ピストンリング重量	kg	0.034
7	ピストンの重心位置;x方向	m	0.000818
8	ピストンの重心位置;y方向	m	0.009285
9	ピストンの慣性モーメント	Nms <sup>2</sup>	4.02E-04
10	ピストンピンオフセット	m	-0.001
11	ピストンスカート剛性; upper	N/m	4.15E+07
12	ピストンスカート剛性; lower	N/m	8.05E+06
13	接触点でのクリアランス; upper	m	6.00E-05
14	接触点でのクリアランス; lower	m	3.80E-05
15	ピストンスカート接触点位置; upper	m	0.002
16	ピストンスカート接触点位置; lower	m	-0.02225
17	接触点での接触高さ; upper	m	0.002
18	接触点での接触高さ; lower	m	0.0225
19	ピストンピン半径	m	0.011
20	ピストンリング位置; 1st	m	0.02475
21	ピストンリング位置; 2nd	m	0.02005
22	ピストンリング位置; oil	m	0.0148
23	ピストンリング張力; 1st	N	13.729
24	ピストンリング張力; 2nd	N	11.768
25	ピストンリング張力; oil	N	48.543
26	ピストンリング幅; 1st	m	0.0037
27	ピストンリング幅; 2nd	m	0.004
28	ピストンリング幅; oil	m	0.0025
29	シリンダボアオフセット	m	0
30	シリンダ傾斜角	deg	0
31	コンロッド修正慣性モーメント	Nms <sup>2</sup>	0

表5-5 計算に用いたパラメータの数値

V6 3165cc Gasoline  
2000r/min Motoring

— 計算値  
— 実測値

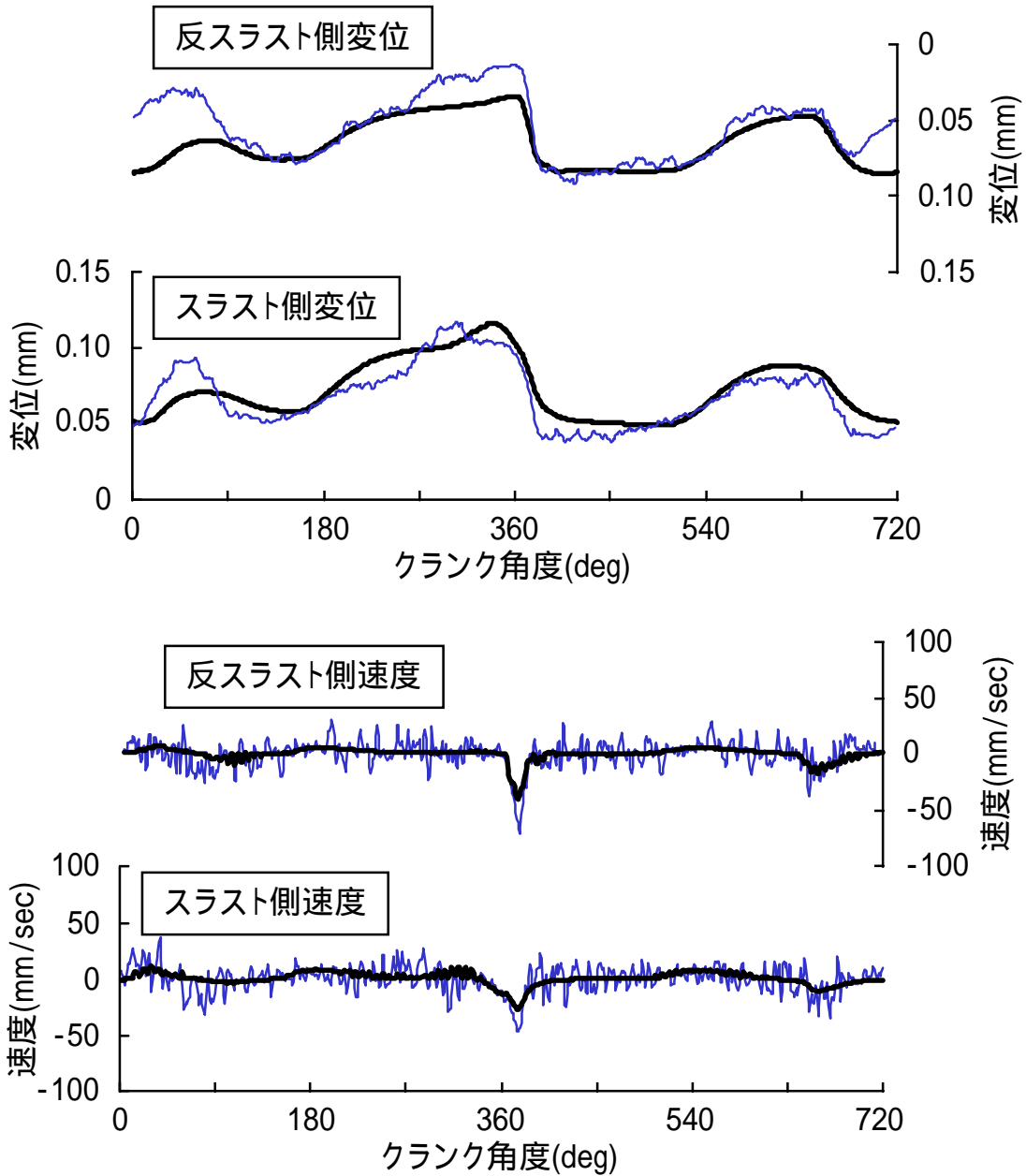


図5-7 変位・速度の計算値と実測値との比較

### 5.3.3. 潤滑油中への気泡混入の考慮

先に計算方法の中で説明したレイノルズ方程式から求めた油膜反力は、実際にはかなり大きな値になる。従ってピストンの動きを大きく拘束することになり、結果として実測値よりも小さくなってしまふことが既に指摘されている。さらに、図5-4に示すようなリンク機構を用いて、外部からピストン隙間に強制的に潤滑油を供給することによって、ピストンスラップ運動が抑制されること、この抑制の程度は潤滑油供給量によって変化することなどが報告されている。<sup>(65)</sup>

また最近のLIF法によるピストンスカート部の油膜分布観察の報告でも、特に圧縮行程においてピストンが反スラスト側に押しつけられている時、スラスト側では潤滑油が充満しておらず気泡が発生していることが示唆されている。<sup>(66)</sup>

図5-8はこの様子を概念図として示したものである。圧縮行程ではピストンは反スラスト側に押しつけられた状態で上昇していくが、この時スラスト側ではピストンとライナーの間に隙間ができた状態にある。ピストンリングでライナーに付着した潤滑油が除去されながら、隙間を保ったままで上昇していくのであるから、いわゆるオイルスタベーションの状態になっていることは十分考えられることである。

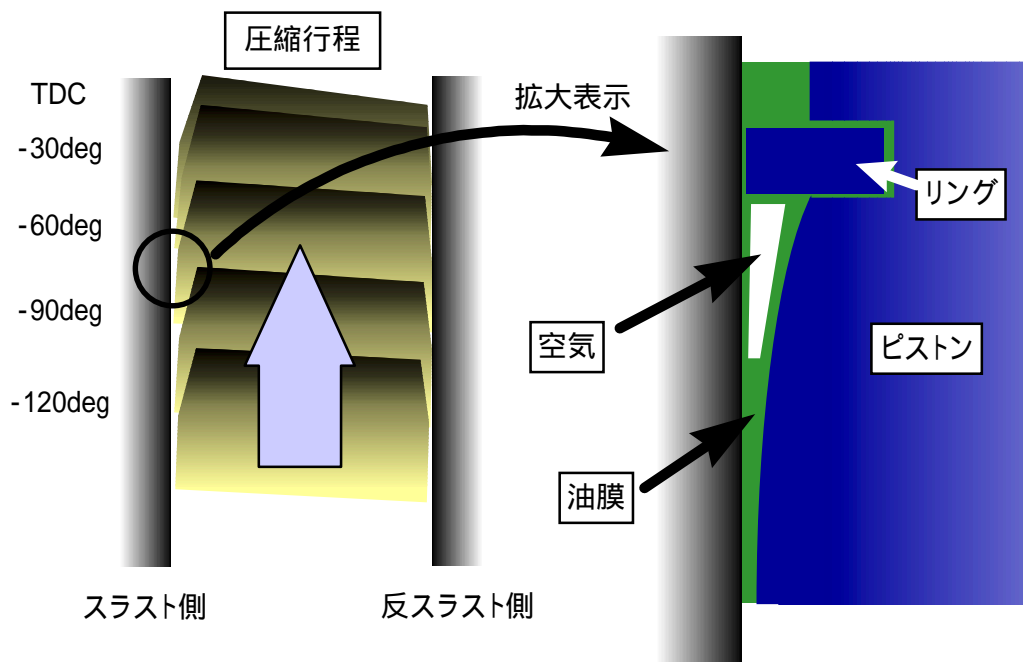


図5-8 圧縮行程におけるスラスト側での気泡混入の概念的説明

図5-7に示した計算結果では、潤滑油が常に充満していると仮定したために、油膜反力を実際よりも大きく見積もってしまい、その結果として圧縮上死点付近でのスラスト側への移動速度が小さすぎる結果になったと考えられる。

潤滑油中に気泡が混入している状態での油膜反力は、計算では求められない。しかし式(5-31)に示したように、油膜反力は油粘度に対して1次の比例関係にある。そこで油粘度をピストン位置とクリアランスの関数として仮定することによって、気泡が混入した状態での油膜反力を表現することを試みた。

まずピストンのシリンダ軸方向の位置に対する見かけの油粘度の関数を、次のように仮定した。ピストンとシリンダライナー間のクリアランスが大きくなっている状態において、ピストンの上昇行程では油粘度を暫減させる。下降行程ではリングによる掻き落としを想定して、ピストンスカート長に相当する距離を下降する間に、油粘度を元の値とする特性として、以下の式のように表せる。

$$C_1 = \begin{cases} (1-C_0) \cdot |y_p|/y_s + C_0 & : |y_p| < y_s \\ 1 & : |y_p| \geq y_s \end{cases} \quad (0 < \alpha \leq \pi, 2\pi < \alpha \leq 3\pi) \quad (5-45)$$

$$C_1 = (1-C_0) \cdot |y_p|/2R + C_0 \quad (\pi < \alpha \leq 2\pi, 3\pi < \alpha \leq 4\pi) \quad (5-46)$$

ここで  $C_0$  は、ピストンのシリンダ軸方向位置の関数  $C_1$  の上死点での最小値である。

ピストンのシリンダライナーとのクリアランスに対する油粘度の変化  $C_2$  は、ピストン位置による係数  $C_1$  とピストンの偏心率  $\epsilon$  との関数として以下のように仮定した。

$$C_2 = 10^{\log(1-C_1)\epsilon^2} \cdot C_1 \quad (5-47)$$

これらの特性をグラフ化したものを、図5-9に示す。

以上のようにして定義した油粘度の変化係数  $C_2$  を用いて、次式によって見かけの油粘度  $\mu_c$  を算出し、これを式(5-32)での絞り作用による反力や、式(5-35)のピストンライナー間摩擦力算出の際の油粘度の値とした。

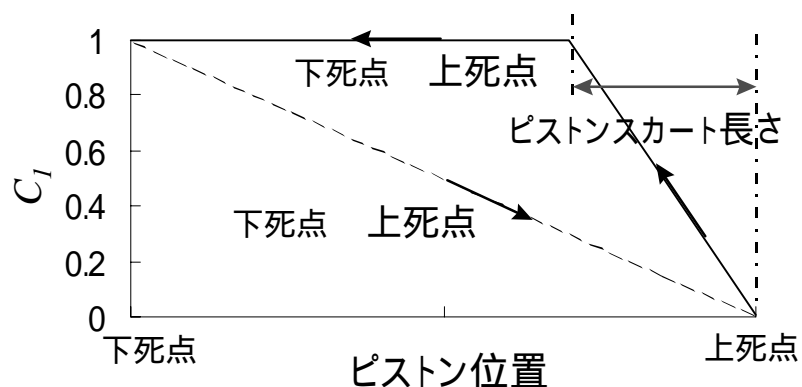
$$\mu_c = C_2 \cdot \mu \quad (5-48)$$

図5-10は、以上説明した方法により見かけの油粘度変化を考慮にいれて、再度シミュ

レーション計算を行った結果である。ねらいどおり、圧縮上死点近傍におけるピストンのスラスト側への移動速度が大きくなり、全体として実測値とよく対応する結果が得られるようになった。

以上の計算手法において、エンジン回転数・エンジン負荷・温度を異なる条件としたときの計算値と実測値との相関を調べてみた。冷寒時と暖気時との温度の違いは、元々の潤滑油粘度と、熱膨張によるピストンとライナー間のクリアランスの違いとして表現した。これ以外の入力パラメータは同一の値である。図5-11は、各計測点での圧縮上死点付近でのスラスト側への移動速度の最大値に着目して、横軸に計算値、縦軸に実測値をとって結果をプロットしたものである。計算値と実測値との相関係数は  $R^2=0.970$  であり、ピストンの挙動をよく再現できる計算手法が得られた。

(a)ピストン位置で定義する係数  $C_1$



(b)ピストンクリアランスで定義する係数  $C_2$

$$C_2 = 10^{\log(1/C_1)\epsilon^2} \cdot C_1$$

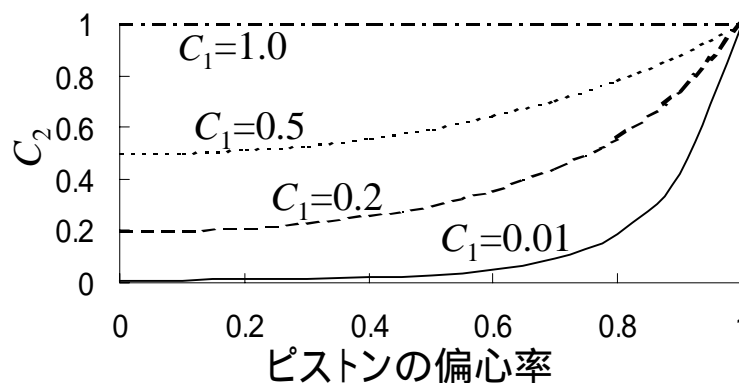


図5-9 みかけの潤滑油粘度変化特性

V6 3165cc Gasoline  
2000r/min Motoring

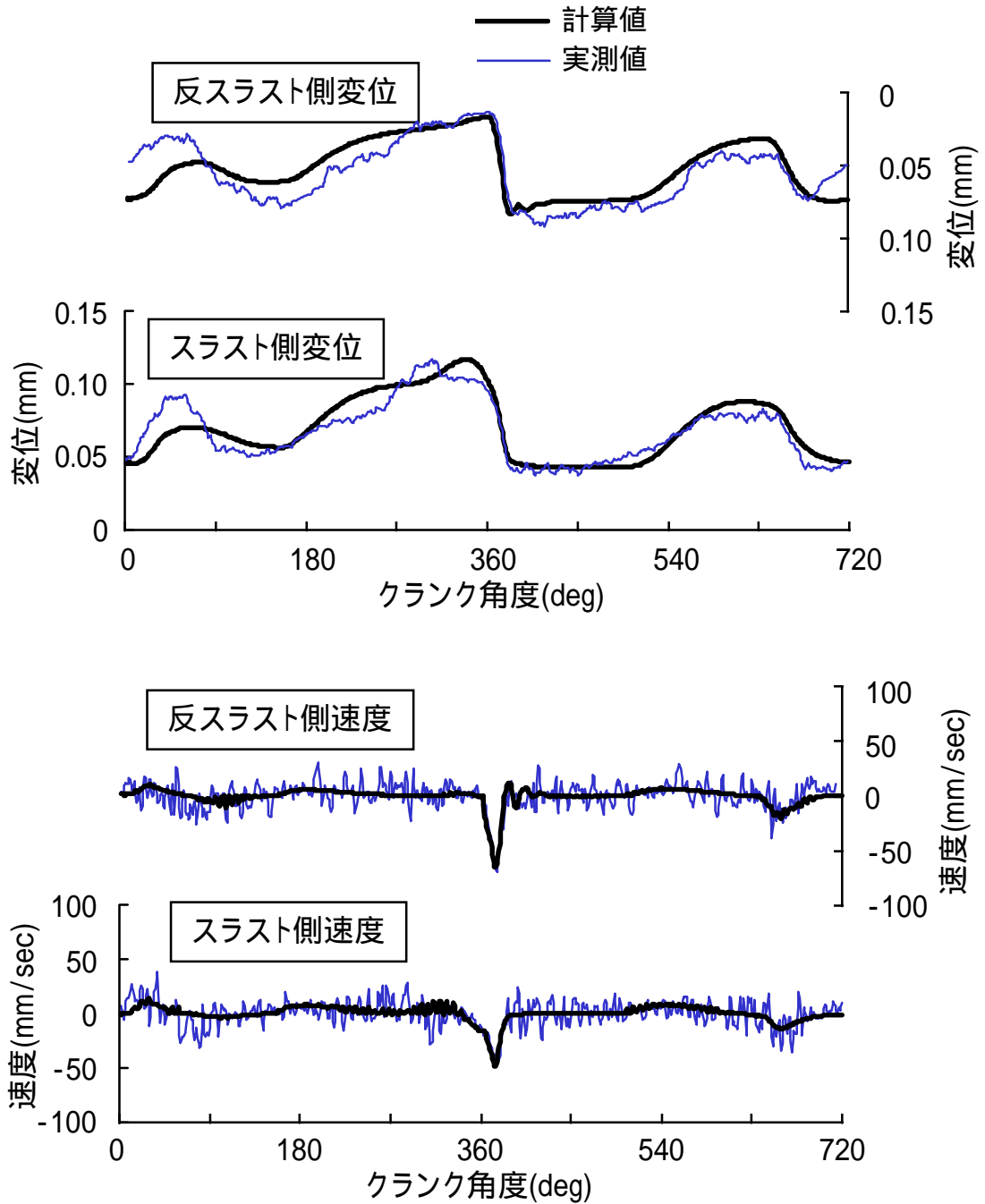


図5-10 みかけの油粘度変化を考慮したときの  
変位・速度の計算値と実測値の比較

V6 3165cc Gasoline  
full load & motoring

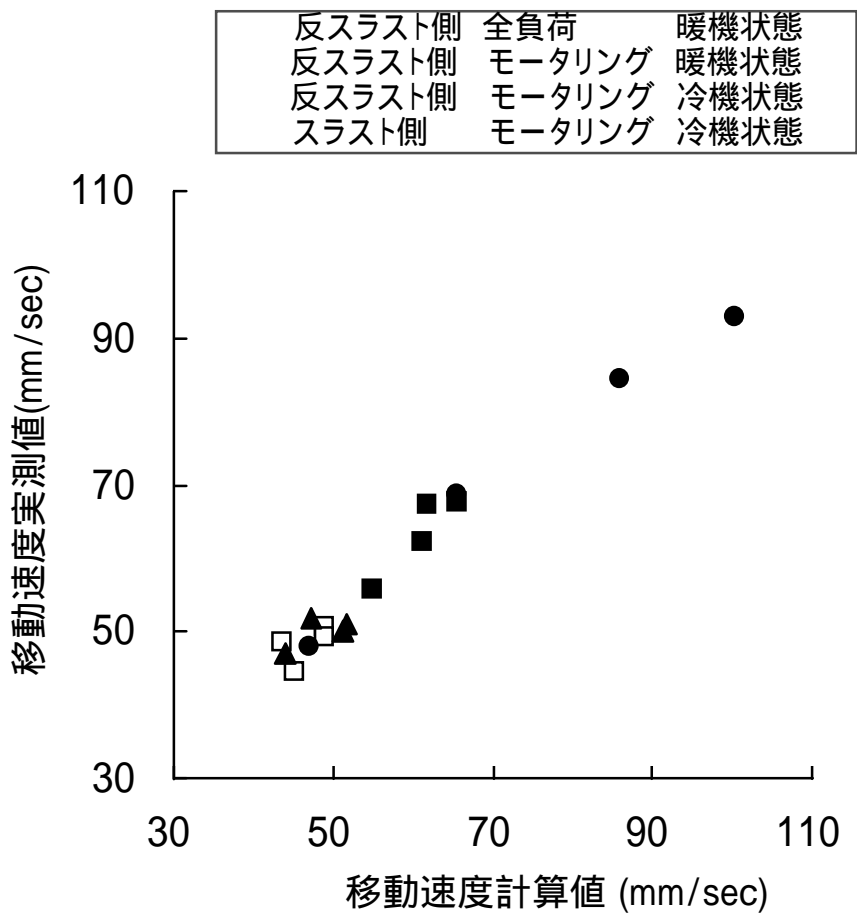


図5-11 ピストン移動速度最大値の計算値と実験値との相関

#### 5.3.4. ピストンスラップ振動と計算値との対応

ピストンスラップ騒音は、ピストンがシリンダライナーに衝突・加振することによって発生する。そこでピストンスラップを代表する特性として一般的にもよく使われている、シリンダ外壁の振動を測定し計算結果との対応を調べてみた。

供試エンジンは、直列4気筒のディーゼルエンジンであり、仕様を表5-6に示す。エンジンは十分暖機された状態で、燃料は無噴射のモータリング運転にて測定を行った。ピストンスラップ運動を変化させるパラメータとして、ピストンピンのスラスト方向の位置すなわちピンオフセット量を用いた。今回の試験では、ピンオフセット量を-1mm(スラスト側オフセット)から+1mm(反スラスト側オフセット)の範囲で0.5mmごとに変化させたものを試作し、試験に供試した。ピストンは試験の都度新品を使用し、所定時間の慣らし運転を行った後に振動測定を行った。振動測定位置はスラスト側のシリンダ

Cycle	4
Type of Engine	Turbo-Intercooled IDI Diesel
Number of Cylinder	In-Line 4
Displacement	1686cm <sup>3</sup>
Bor and Stroke	79 x 86 mm
Rated Power	65kW at 4500r/min
Rated Torque	167Nm at 2500r/min

表5-6 測定に供試したエンジンの仕様

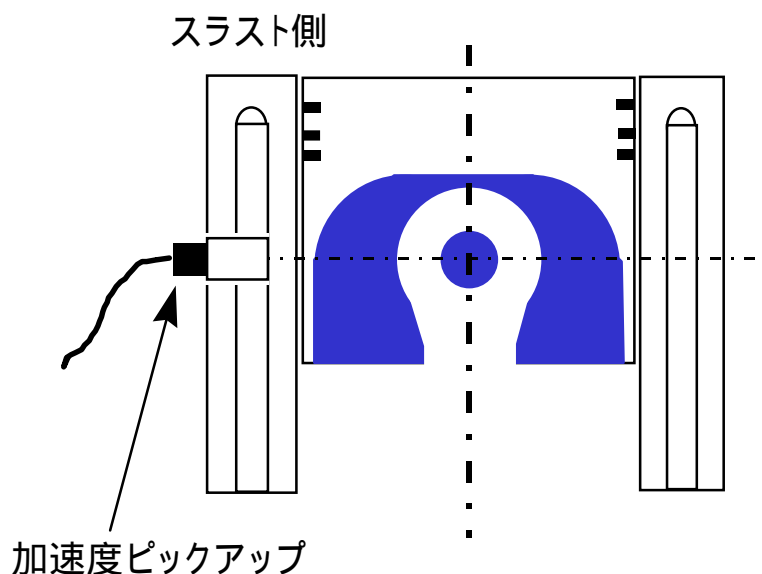


図5-12 シリンダライナー側壁振動の測定

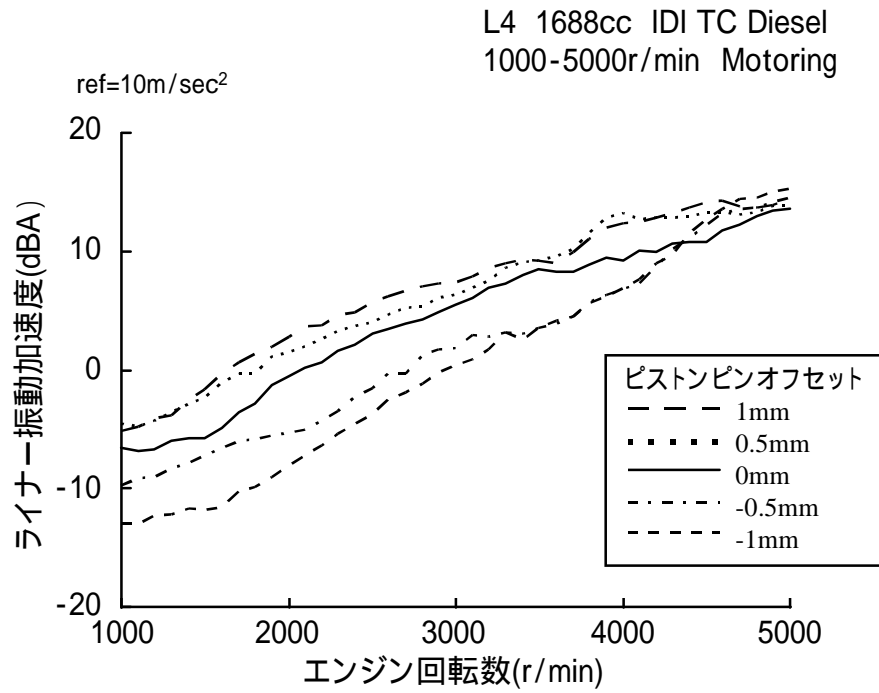


図5-13 シリンダライナー振動加速度 (A特性) の測定結果

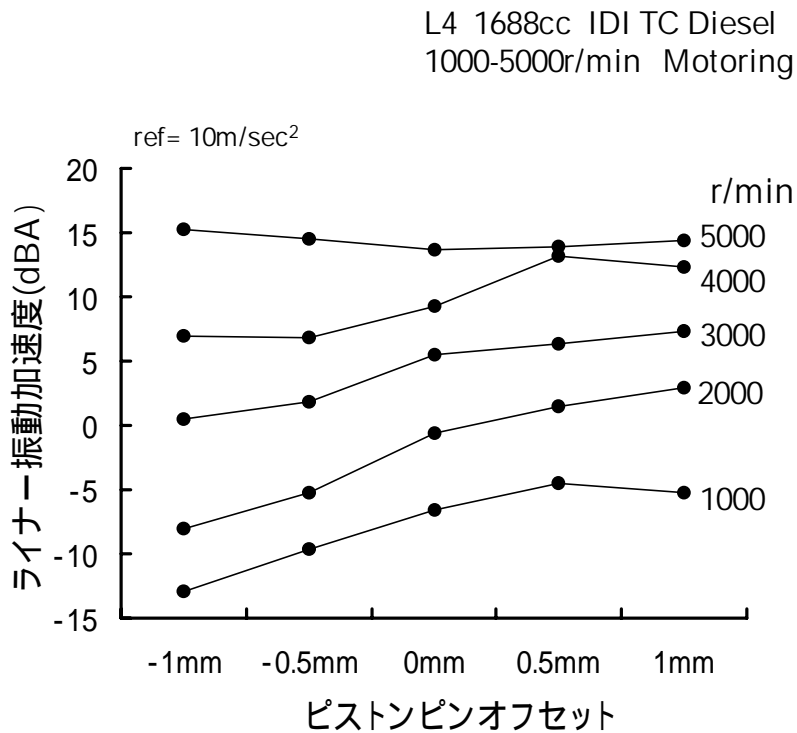


図5-14 シリンダライナー振動加速度 (A特性) の  
ピストンピンオフセットに対する変化

外壁で、シリンダブロックから 40mm 下がった位置である。この測定点は、図 5-12 に示すように、ピストンが上死点位置にある時のピストンピン位置に相当する高さである。

図 5-13 は、シリンダライナー振動加速度を測定した結果である。低周波数域におけるエンジンの剛体運動の影響を排除するために、A 特性のフィルターをかけた上でオーバーオール特性を求めた。図 5-14 はさらに、パラメータであるピストンピンオフセット量を横軸にとって整理し直したものである。

本手法ではシリンダ壁の振動特性はモデル化していないので、シリンダライナーの振動応答そのものでは正当に評価できない。しかしピストンの起振力に対するシリンダライナー振動応答の伝達関数は、一般にほとんど変化しないと考えられる。そこで、衝突によってピストンの運動エネルギーの全部が、シリンダライナー振動エネルギーに変換されるものとして、ピストン運動エネルギーとの比較評価を行った。表 5-7 は、計算に使用したピストンまわりの主なパラメータである。

ピストンの運動エネルギーとしては、ピストンを剛体として扱い、その重心位置での横方向や回転方向の運動エネルギーを採用する場合が多い。しかし本手法においては、ピストンスカートが弾性変形するため、重心位置とスカート接触点では運動エネルギーの値は異なってくる。また衝突に関与する運動エネルギーの成分だけを、評価することも必要である。そこで、ピストンスカートに設定した接触点における、シリンダライナーに衝突する方向の成分のみの運動エネルギーによる評価を検討した。

図 5-15 は重心位置での運動エネルギー計算値であり、ピストン重心位置での横方向と回転方向の運動エネルギー合計値である。また図 5-16 は、4 箇所 of スカート部接触点での運動エネルギーの衝突方向のみの成分の合計値である。これらの結果を図 5-14 の実験結果と比較すると、スカート部接触点での評価値の方が実験値に近い傾向を示していることがわかる。図 5-17 は、振動の実測値と運動エネルギーのスカート部接触点位置での計算値との相関を調べた結果であり、横軸に運動エネルギーの計算値、縦軸に振動加速度のオーバーオール値をとってプロットした。全体に、非常によい相関関係にあることがわかる。相関係数は、重心位置評価では  $R^2=0.918$  であり、接触点位置評価では  $R^2=0.980$  であった。

以上まとめると、本手法による計算の結果から、スカート部接触点位置での運動エネルギーを評価関数とすることにより、ピストンピンオフセットなどの仕様変更に対するスラップ音の変化を、相対的にはあるが定量的に予測可能になった。

No	項目	単位	数値
1	シリンダボア径	m	0.079
2	CRANK 半径	m	0.043
3	コンロッド長さ	m	0.1335
4	ピストン重量	kg	0.46
5	ピストンピン重量+コンロッド小端部重量	kg	0.386
6	ピストンリング重量	kg	0.03
7	ピストンの重心位置;x方向	m	-0.00035
8	ピストンの重心位置;y方向	m	0.018
9	ピストンの慣性モーメント	Nms <sup>2</sup>	4.11E-04
10	ピストンピンオフセット	m	0
11	ピストンスカート剛性; upper	N/m	1.05E+08
12	ピストンスカート剛性; lower	N/m	1.94E+07
13	接触点でのクリアランス; upper	m	6.50E-05
14	接触点でのクリアランス; lower	m	3.50E-05
15	ピストンスカート接触点位置; upper	m	0.0025
16	ピストンスカート接触点位置; lower	m	-0.0205
17	接触点での接触高さ; upper	m	0.003
18	接触点での接触高さ; lower	m	0.011
19	ピストンピン半径	m	0.0135
20	ピストンリング位置; 1st	m	0.02828
21	ピストンリング位置; 2nd	m	0.02128
22	ピストンリング位置; oil	m	0.01678
23	ピストンリング張力; 1st	N	10.094
24	ピストンリング張力; 2nd	N	8.134
25	ピストンリング張力; oil	N	30.38
26	ピストンリング幅; 1st	m	0.0035
27	ピストンリング幅; 2nd	m	0.0035
28	ピストンリング幅; oil	m	0.004
29	シリンダボアオフセット	m	0
30	シリンダ傾斜角	deg	0
31	コンロッド修正慣性モーメント	Nms <sup>2</sup>	-0.0000429

表5-7 計算に用いたパラメータの数値

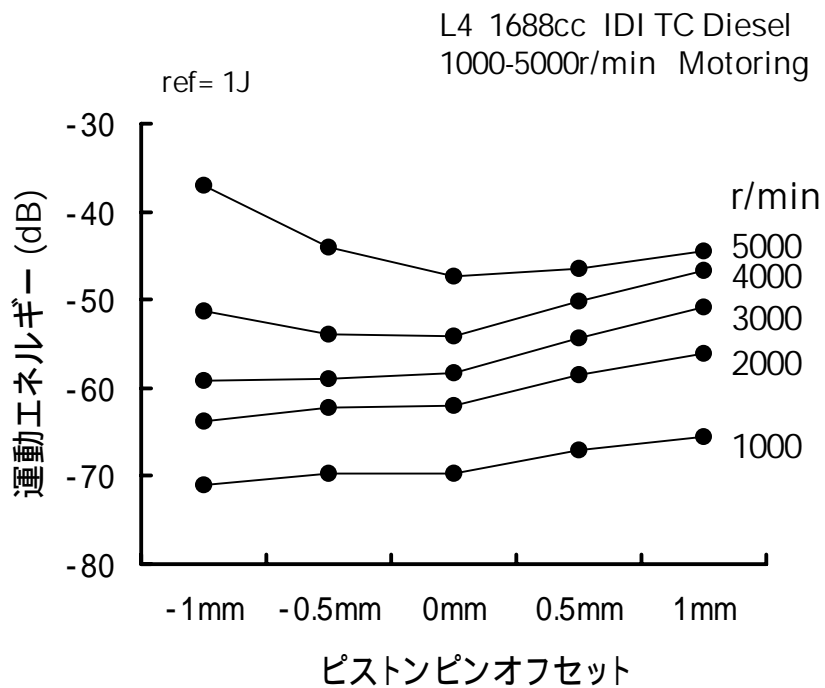


図5-15 ピストンの重心位置での運動エネルギー合計値

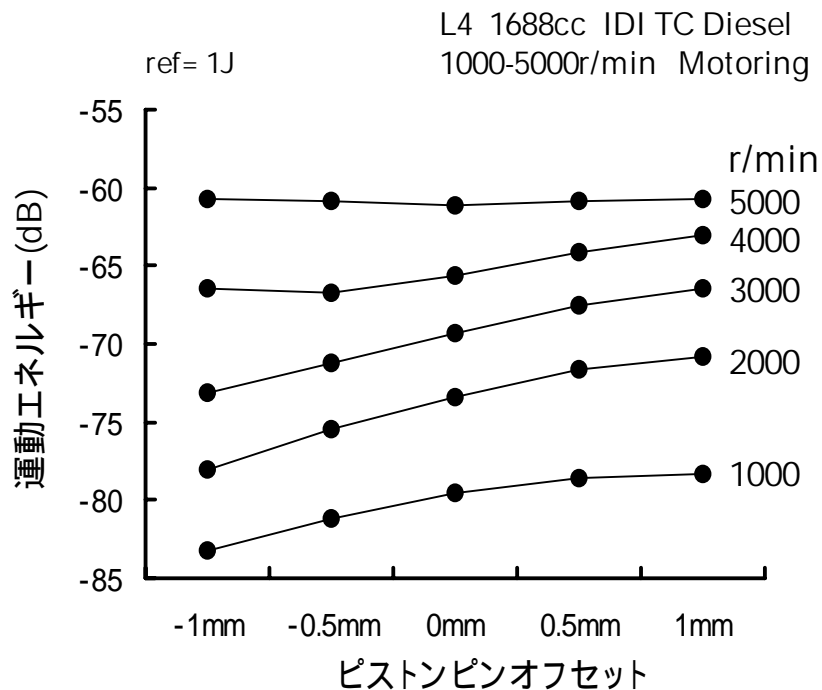


図5-16 ピストンの接触点位置での運動エネルギー合計値

L4 1688cc IDI TC Diesel  
1000-5000r/min Motoring

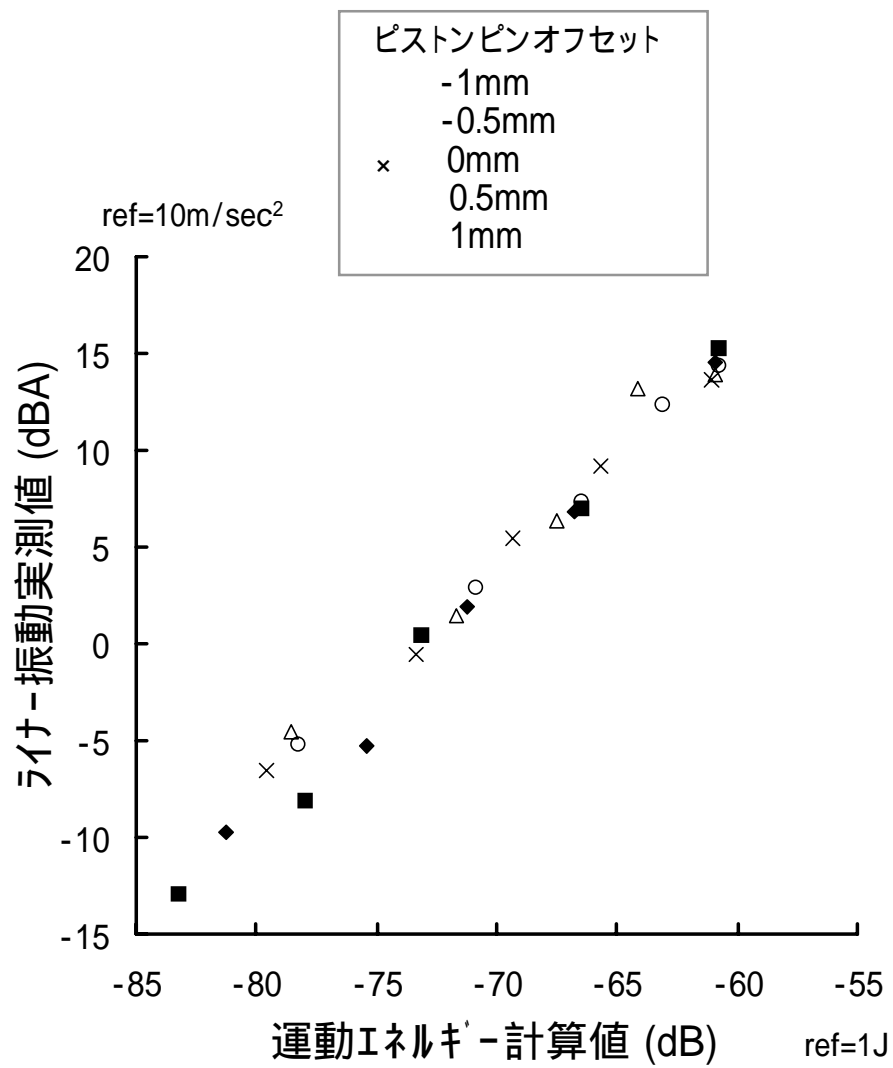


図5-17 運動エネルギー-計算値とライナ-振動実測値との相関

## 5.4. ピストン設計諸元の最適化の検討

### 5.4.1. エンジン回転によるピストン挙動の違いの解析

図5-18は、直列4気筒ディーゼルエンジンにおいて、シリンダ側壁の振動をスラスト側と反スラスト側で計測した結果である。エンジンの仕様を表5-8に示す。振動測定位置は、ピストンが上死点にあるときのピストンピン中心位置に相当する高さである。燃料は無噴射のモータリング状態である。特に反スラスト側において、3000r/min付近から振動レベルが急激に増加し、スラスト側よりもむしろ高くなっていることが注目される。

このような挙動を生じるメカニズムを明らかにするため、圧縮上死点近傍での振動挙動のエンジン回転数に対する変化を詳細に調べてみた。エンジン回転数100r/minごとのスラスト側と反スラスト側の時刻歴の振動波形を、下から順にプロットして図5-19に示

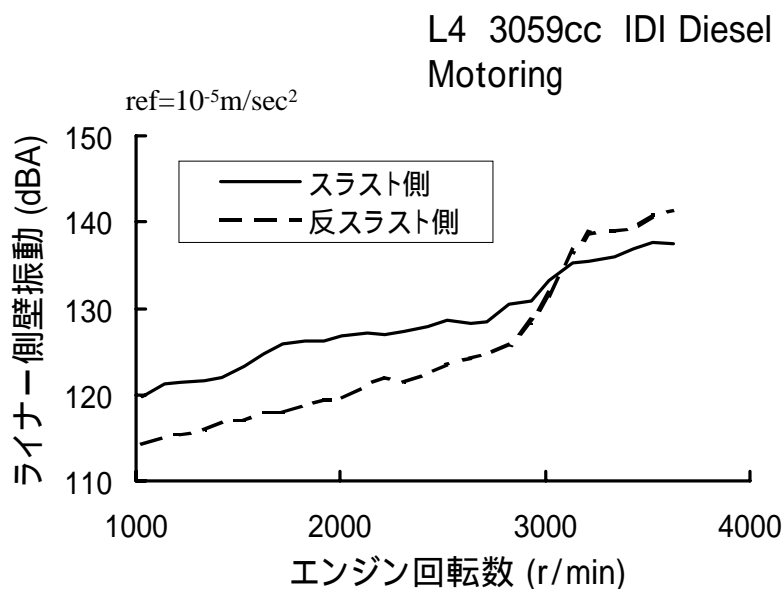


図5-18 スラスト側と反スラスト側のライナー側壁振動

Cycle	4
Type of Engine	Turbo-Intercooled IDI Diesel
Number of Cylinder	In-Line 4
Displacement	3059cm <sup>3</sup>
Bor and Stroke	95.4 x 107 mm
Rated Power	99kW at 3600r/min
Rated Torque	294Nm at 2000r/min

表5-8 測定に供試したエンジンの仕様

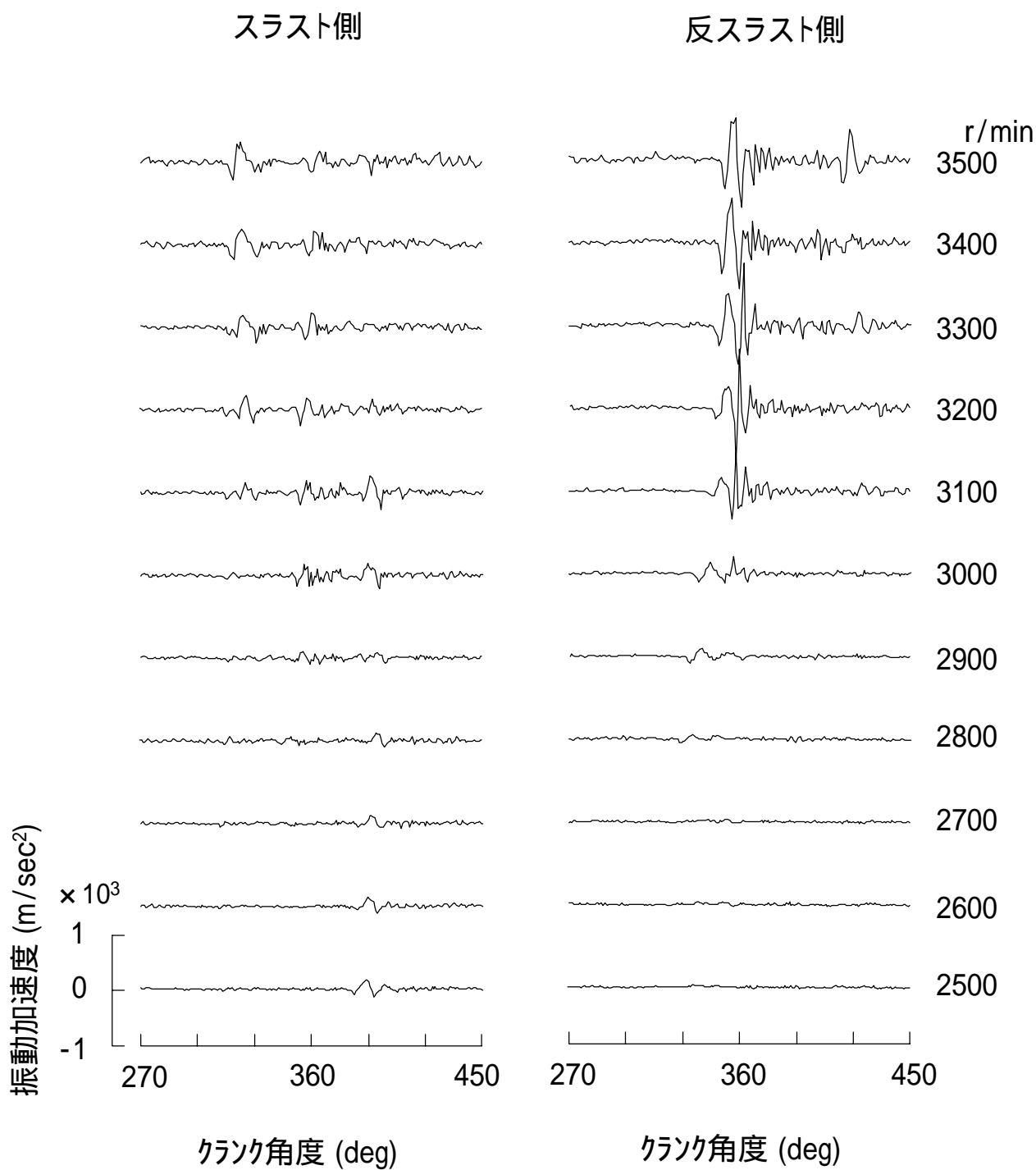


図5-19 シリンダ側壁振動の時間軸波形

す。およそ 3000r/min から振動の様子が大幅に変化している。スラスト側では、およそ 3000r/min 以下では上死点後 30 度付近で 1 回だけ振動が発生しているが、それ以上では上死点前 30 度および上死点付近での振動も見られるようになる。一方反スラスト側では、およそ 3000r/min 以上で上死点付近での大きな振動の発生と、さらに上死点後 60 度付近での振動発生も見られるようになる。

これらの現象から、低速回転域では圧縮上死点近傍において反スラスト側からスラスト側へ移動し衝突するだけであるが、高速回転域では上死点前 30 度付近から上死点後 60 度付近までの間に、数度の移動と衝突を繰り返すようになるものと考えられる。

図 5-20 は、シミュレーション計算によって求めたスラスト力、ピストンの揺動角、スラスト側と反スラスト側のピストンスカート上端部および下端部での変位である。計算に使用したピストンまわりのパラメータを表 5-9 に示す。

特にスカート上端部での圧縮上死点前後の動きをみると、2500r/min においては上死点前までは反スラスト側に押しつけられている。上死点付近でスラスト力の向きが変わることでスラスト側に移動しはじめ、およそ上死点後 30 度付近でスラスト側のシリンダ壁に衝突する。一方エンジン回転が 3500r/min での変化をみると、スラスト力の符号の変化に対応して、左右の移動を頻繁に繰り返すようになる。圧縮上死点前 60 度付近からいったんスラスト側に移動しはじめるが、上死点前 30 度付近で反スラスト側にもどる。上死点通過後、再度スラスト側に移動するが、上死点後 30 度過ぎに反スラスト側にもどり、さらに上死点後 60 度を過ぎてからスラスト側に移るといったような動きをするようになる。これに対してピストン下端部では元々クリアランスが小さく、動きはわずかである。

ピストンの揺動角を見ると、2500r/min と 3000r/min ではスカート上端部が反スラスト側にある上死点過ぎまでは時計方向に傾いたままであり、上端部がスラスト側に移動するときに反時計回りに回転している。3500r/min では上死点前 60 度付近からのスカート上端部の移動と良く対応して、双方向の回転を繰り返している。すなわちピストンは、ピンまわりの回転を伴いつつスラスト方向に移動しているといえる。

ピストンのこのような動きの原因となる作用力として、低速回転域では筒内圧力が支配的である。エンジン回転数が高くなるにつれて慣性力の影響が大きくなり、二つの力の合成によるスラスト力としては向きが頻繁に変わるようになる。計算結果から予想される衝突時期は、ライナー振動実測値での振動発生時期とよく一致しており、本計算では実際の現象を良く再現できているといえる。上死点付近でスラストと反スラストの両

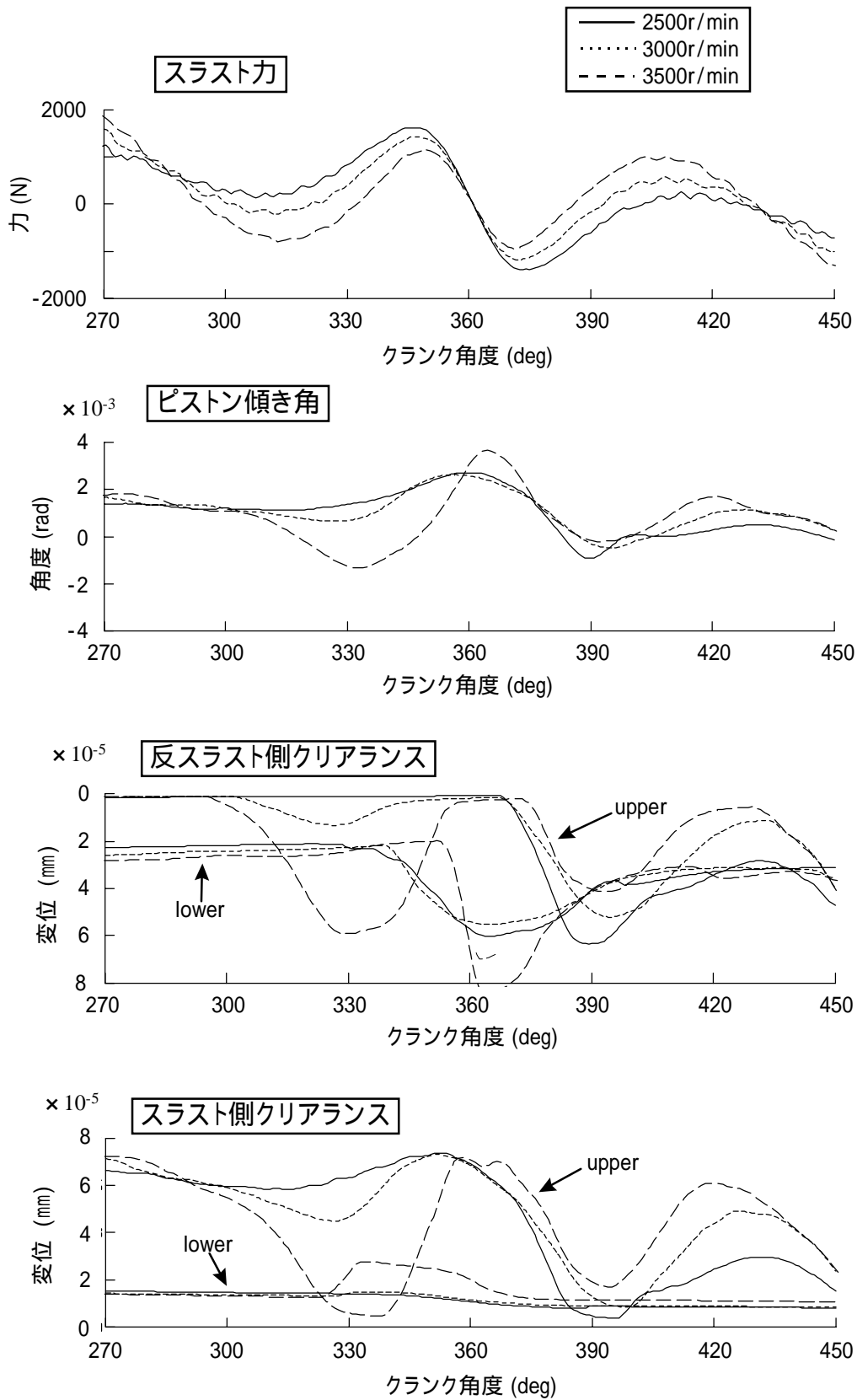


図5-20 スラスト力、ピストン傾き角、反スラスト側およびスラスト側のクリアランス計算値

No	項目	単位	数値
1	シリンダボア径	m	0.0954
2	CRANK 半径	m	0.0535
3	コンロッド長さ	m	0.168
4	ピストン重量	kg	0.793
5	ピストンピン重量+コンロッド小端部重量	kg	0.797
6	ピストンリング重量	kg	0.0496
7	ピストンの重心位置;x方向	m	0.0012
8	ピストンの重心位置;y方向	m	0.0233
9	ピストンの慣性モーメント	Nms <sup>2</sup>	9.44E-04
10	ピストンピンオフセット	m	-0.0007
11	ピストンスカート剛性; upper	N/m	1.34E+08
12	ピストンスカート剛性; lower	N/m	2.54E+07
13	接触点でのクリアランス; upper	m	5.80E-05
14	接触点でのクリアランス; lower	m	3.30E-05
15	ピストンスカート接触点位置; upper	m	0.0015
16	ピストンスカート接触点位置; lower	m	-0.028
17	接触点での接触高さ; upper	m	0.002
18	接触点での接触高さ; lower	m	0.014
19	ピストンピン半径	m	0.017
20	ピストンリング位置; 1st	m	0.036385
21	ピストンリング位置; 2nd	m	0.028185
22	ピストンリング位置; oil	m	0.022185
23	ピストンリング張力; 1st	N	25.5
24	ピストンリング張力; 2nd	N	23
25	ピストンリング張力; oil	N	58.8
26	ピストンリング幅; 1st	m	0.0048
27	ピストンリング幅; 2nd	m	0.0047
28	ピストンリング幅; oil	m	0.0049
29	シリンダボアオフセット	m	0.002
30	シリンダ傾斜角	deg	0
31	コンロッド修正慣性モーメント	Nms <sup>2</sup>	0

表5-9 計算に用いたパラメータの数値

側でほぼ同時に振動が発生しているのは、スカート上端部が反スラスト側で衝突するとき、ピストンが時計方向に回転しており、従って下端部ではスラスト側に衝突しているためと考えられる。

図5-21に運動エネルギー計算値を示す。図5-18の実測値と同様、低回転域ではスラスト側が高いが、3500r/minでは逆に反スラスト側が高くなっており、定量的にも実験結果をよく再現できている。

以上まとめると、シリンダライナー振動で低中速回転域ではスラスト側の方が大きいですが、高速回転域では逆に反スラスト側の振動が急速に大きくなる。このメカニズムをシミュレーション計算と合わせて説明すると以下のようなになる。すなわち、高速回転域では圧縮上死点前後においてスラスト力の向きが頻繁に変わるようになるため、ピストンは回転を伴いながら数度の移動と衝突を繰り返すことになる。この際の、いったんスラスト側に移動した後の反スラスト側への移動では、ピストンスカートの弾性変形の解放による反力の影響も受けるため、移動速度は高くなり従って大きな衝突エネルギーとなる。5.2節で説明した計算手法とあわせて、この現象をよく説明することができた。

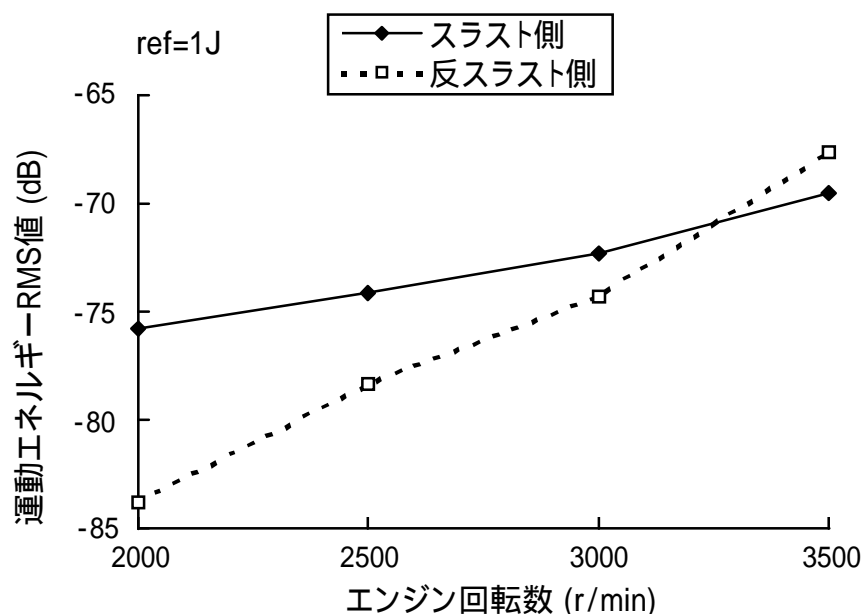


図5-21 ピストンスカート部運動エネルギーの計算値

#### 5.4.2. ピストンスラップに対する設計パラメータの影響

ピストンスラップは、低中速回転域では圧縮上死点直後に反スラスト側からスラスト側へのピストン移動に伴う衝突現象である。一方高速回転域では、圧縮上死点前後で数度にわたって反スラストとスラストの間で移動・衝突を繰り返すという挙動を示している。この違いを以下文献 にならって、前者を "slap" と呼び、後者を "rattle" と呼んで区別する。この2種類のピストンスラップには例えばピンオフセット量を変化させた場合などに、一方が低減すればもう一方は悪化するといういわゆるトレードオフの関係があることが指摘されている。<sup>(67)</sup>

そこで2種類のピストンスラップに対する設計パラメータの影響を検討してみた。パラメータは、エンジン回転数に対して画一的ではない変化という観点で予備計算を行い、a) ピストンピンオフセット量、b) ピストン重心の左右方向のオフセット量、c) シリンダボアのクランク軸に対するオフセット量の3項目の組み合わせとした。特に重心オフセットとボアオフセットのピストンスラップに対する影響は、今までに報告も少なく断片的に

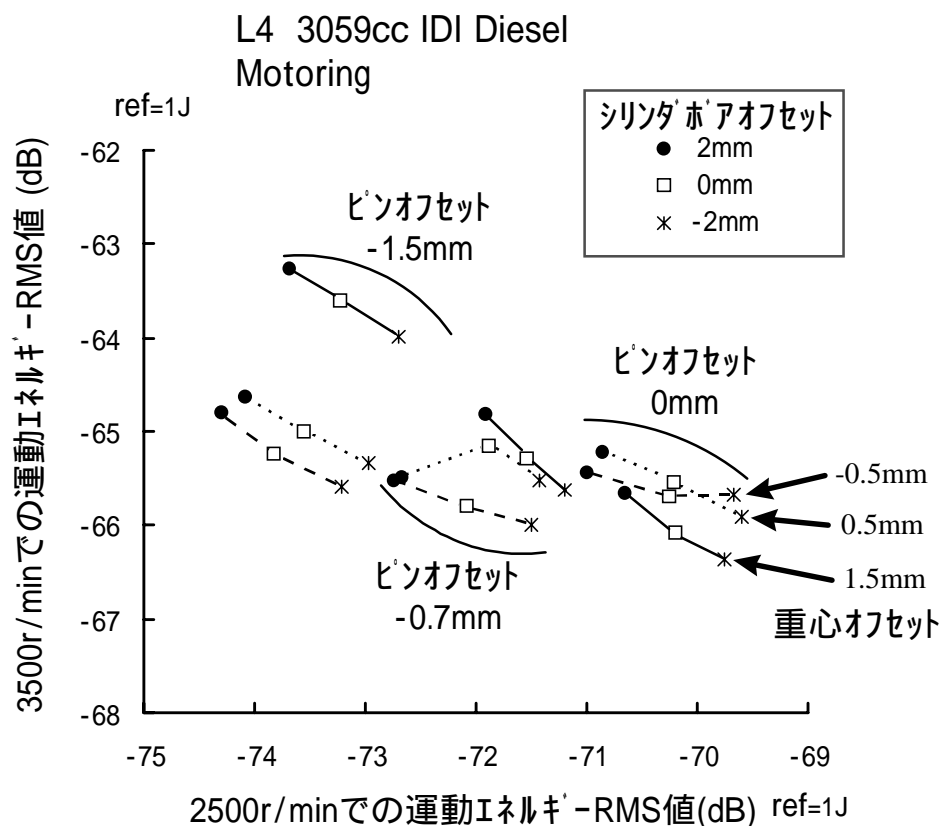


図5-22 シリンダボアオフセット、ピストンピンオフセット、ピストン重心オフセットを変更したときの運動エネルギー計算値

しか検討されていない項目である。<sup>(68)</sup>

これら3項目のパラメータに対しておのおの3水準で変化させ、組み合わせとして計27種類の計算を行った。また"slap"と"rattle"を区別するために、2500,3000,3500r/minの各条件で検討を行った。

図5-22は、横軸に"slap"の代表値として2500r/minの時の値をとり、縦軸には"rattle"の代表値として3500r/minの時の値をとって、衝突エネルギーの計算値をプロットしたものである。この図からピンオフセットに対して、"slap"と"rattle"はおおむねトレードオフ関係にあることがわかる。

ピンオフセットを大きくとった場合、上死点近傍でのピストンの揺動角が大きくなり、オイル消費量の増加を招くことが指摘されている。<sup>(69)</sup> ピストンの揺動角に対する影響も調べてみた。図5-23は、横軸に2500r/minと3500r/minの衝突エネルギーの変化量dB値の和をとり、縦軸はピストンの揺動角最大値である。概略的にはピストンスラップとピストン揺動角の間にもトレードオフ関係があるといえる。しかしこのようなまとめ方では各パラメータの影響は明確にならない。

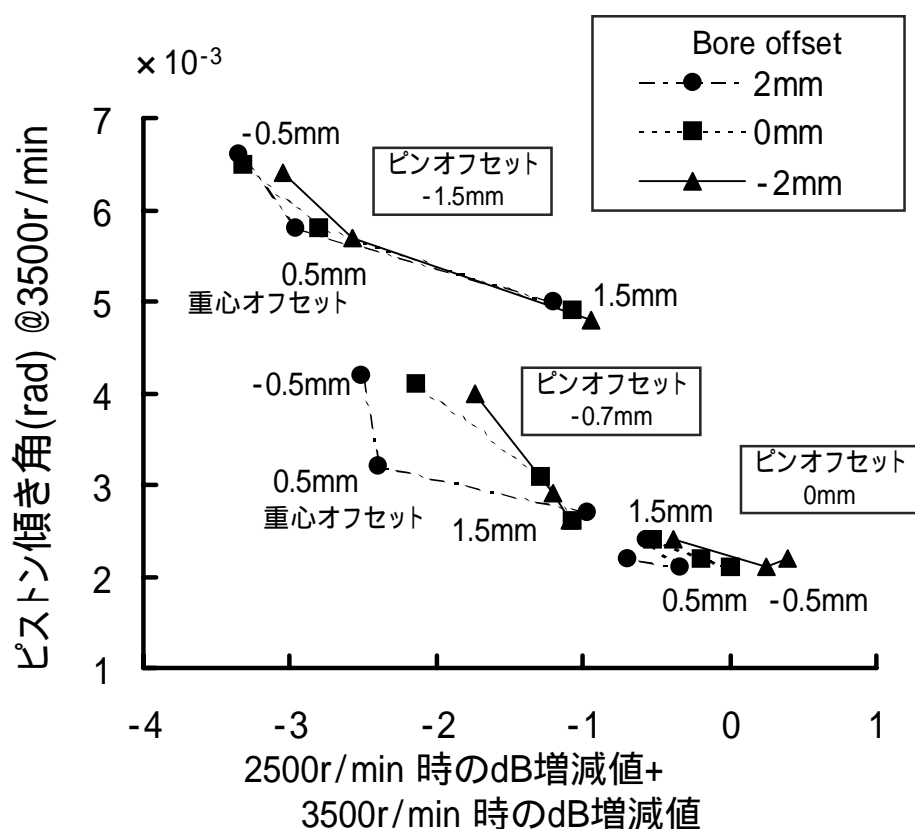


図5-23 各パラメータ変更時の運動エネルギーおよびピストン傾き角計算値

### 5.4.3. 実験計画法による解析

上記の3種類のパラメータに対して、評価値である衝突エネルギーとピストン揺動角に対する影響を明確にするため、直交配列表を用いて実験計画法による解析を行った。各パラメータはおのおの3水準であり、内容を表5-10に示す。交互作用も検討するため、表5-11に示すようにL27直交表にわりつけた。エンジン回転数に対しては影響の違いをみるために、各回転数毎に独立して分析を行った。以下にその結果を述べる。<sup>(70)</sup>

パラメータ	符号	水準数	水準の内容
ボアオフセット	A	3	A <sub>1</sub> :2mm, A <sub>2</sub> :0mm, A <sub>3</sub> :-2mm
重心オフセット	B	3	B <sub>1</sub> :1.5mm, B <sub>2</sub> :0.5mm, B <sub>3</sub> :-0.5mm
ピンオフセット	C	3	C <sub>1</sub> :-1.5mm, C <sub>2</sub> :-0.7mm, C <sub>3</sub> :0mm

表5-10 各パラメータの水準の内容

No	A	B	AxB	AxB	C	AxC	AxC	BxC	e	e	BxC	e	e
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	2
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	2
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	3
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	1
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	1
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	2
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	2
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	3
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	1
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	1
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	3
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	3
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	1
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	2

表5-11 L<sub>27</sub>直交表へのわりつけ

(1)衝突エネルギーに対する各パラメータの効果

- ・2500r/min では、3項目ともに危険率1% で有意であるが、交互作用はない。
- ・3000および3500r/min では、さらに重心オフセットとピンオフセットの交互作用が危険率1% で有意となる。
- ・図5-24 は、衝突エネルギーに対する各パラメータの要因効果を示す。重心オフセットとピンオフセットの関係は、特に3500r/minの時に変化の仕方が一様ではなく交互作用があることがわかる。
- ・表5-12に各パラメータの寄与率を示す。2500r/min ではピンオフセットの寄与率が高いが、エンジン回転数の上昇に伴って他の要因や交互作用の寄与率が上がってくる。

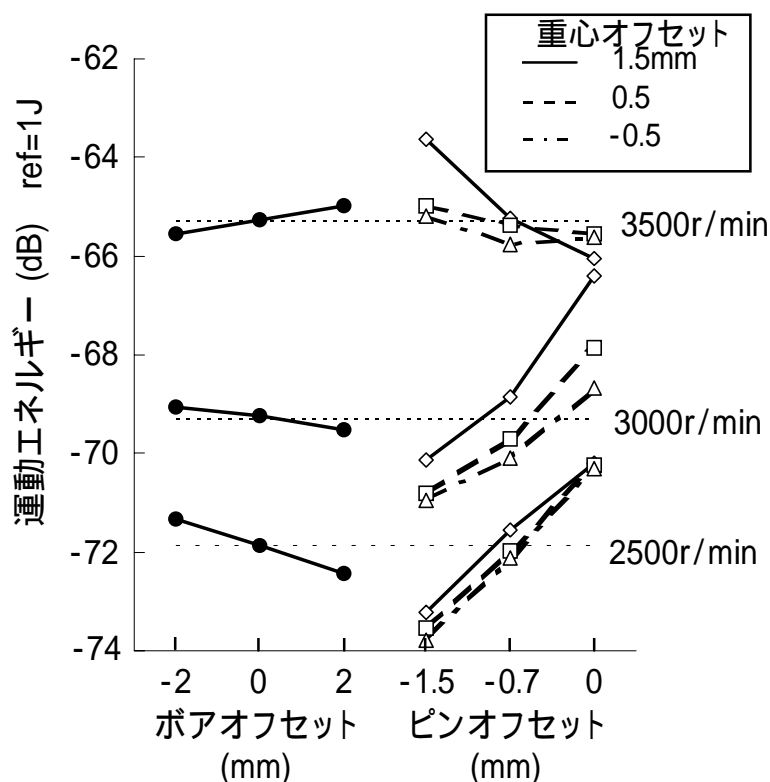


図5-24 衝突エネルギーに対する各パラメータの要因効果

Engine speed	A	B	C	B × C	Others
2500(r/min)	9.9	1.4	87.7		1.0
3000	1.5	17.6	74.6	2.5	3.8
3500	10.8	10.4	46.1	27.9	4.8

表5-12 衝突エネルギーに対する各パラメータの寄与率

(2) ピストン揺動角に対する各パラメータの効果

- ・いずれのエンジン回転数においても、3項目とさらに、重心オフセットとピンオフセットの交互作用が危険率1%で有意である。
- ・図5-25に、各パラメータの要因効果を示す。寄与率からもわかるように全般的にピンオフセットのみが影響が大きい。3500r/minではピンオフセットが0mmでないときに、重心オフセットの影響が現れている。
- ・表5-13に各パラメータの寄与率を示す。ピンオフセットの寄与率が極めて高い。

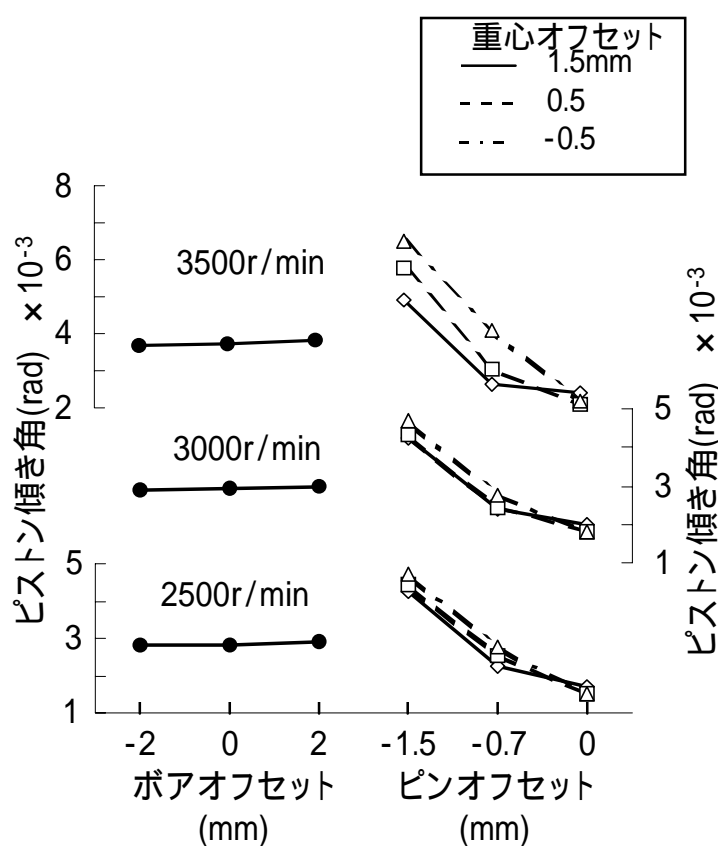


図5-25 ピストン傾き角に対する各パラメータの要因効果

Engine speed	A	B	C	B × C	Others
2500(r/min)	0.1	0.8	97.7	1.3	0.1
3000	0.1	0.7	98.0	1.1	0.1
3500	0.1	6.5	88.5	4.8	0.1

表5-13 ピストン揺動角に対する各パラメータの寄与率

以上のことより次の結論を得ることができる。

- ・ピンオフセットはピストンスラップ音の低減に有効であるが、"slap"を低減すると、"rattle"およびピストン揺動角が悪化するというトレードオフの関係にあり、一概に最適値を見いだしにくい。
- ・重心オフセットもピンオフセットと同様の影響をもち、さらにはピンオフセット量によって重心オフセットの影響が変化するという交互作用がある。従ってピンオフセットと重心オフセットの組み合わせの中で、"slap"と"rattle"およびピストン揺動角に対して最適化をはかる必要がある。
- ・今回の結果では、ピンオフセット-0.7mm、重心オフセット0.5mmの組み合わせが、"slap"ではある程度の効果が得られ、"rattle"やピストン揺動角での悪化が少なく、好ましいと言える。
- ・ボアオフセットは、影響は小さく交互作用もない。スラスト側にとることによって、"slap"に対して若干の低減効果が得られる。"rattle"やピストン揺動角に対しては影響は小さい。

これらの結論は、従来より一部は実験結果を基に指摘されていたものである。しかしここで行ってきた検討内容は、実験で精度良く行うのは非常に難しく、かつ莫大な費用と時間が必要である。シミュレーション計算では、少ない費用と時間で以上のように全体像を掴むことが可能である。

## 5.5. エンジンの燃焼状態のピストンスラップに及ぼす影響の解析

### 5.5.1. 噴射タイミングを変えたときの運動エネルギーの変化

圧縮上死点付近でのスラスト側へのピストンの移動・衝突の時期は、クランク角度で見るとおよそ上死点后10度から20度程度である。一方、近年のディーゼルエンジンでは排気ガス対策の傾向として、NO<sub>x</sub>低減のため着火時期がどんどん遅れていく傾向にある。この結果として、ピストンの移動時期と燃焼による筒内圧力上昇の時期が近接することになる。このことがピストン挙動に対して、どのような影響を及ぼすかを検討してみた。供試エンジンは、直接噴射式のディーゼルエンジンであり、仕様を表5-14に示す。

Cycle	4
Type of Engine	NA DI Diesel
Number of Cylinder	In-Line 4
Displacement	2499cm <sup>3</sup>
Bor and Stroke	93 x 92 mm
Rated Power	58kW at 3600r/min
Rated Torque	167Nm at 2000r/min

表5-14 測定に供試したエンジンの仕様

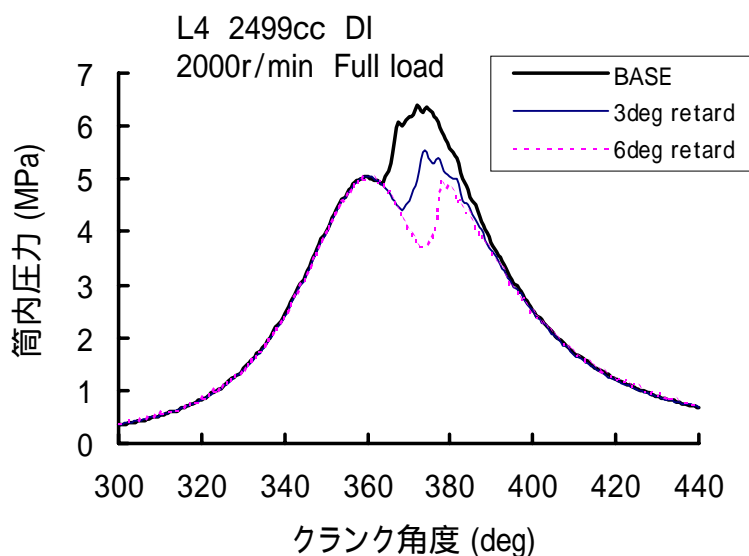


図5-26 噴射タイミングを遅らせたときの筒内圧力線図

図5-26は全負荷運転時の筒内圧線図であり、燃料噴射時期を3度ずつ遅らせていったときの変化を示している。このような筒内圧波形を入力として、ピストンの運動挙動の計算を行った。計算に使用したピストンまわりのパラメータを、表5-15に示す。

ピストンのスラスト方向への移動時期を変化させるために、ピンオフセット量を変化させて計算した。図5-27はそれぞれの筒内圧に対して、ピストンピンオフセットをパラメータとしたときのピストン衝突エネルギー計算値の変化を示している。また燃料を噴射させないモータリング運転時の、ピストン衝突エネルギーも併せて示してある。図からわかるように、モータリング運転時以外は、衝突エネルギーが最大あるいは最小となるピンオフセット量が存在する。しかも最大あるいは最小となるピンオフセット量は、燃料噴射時期に対して同一ではない。モータリング運転時のレベルに対して、着火運転す

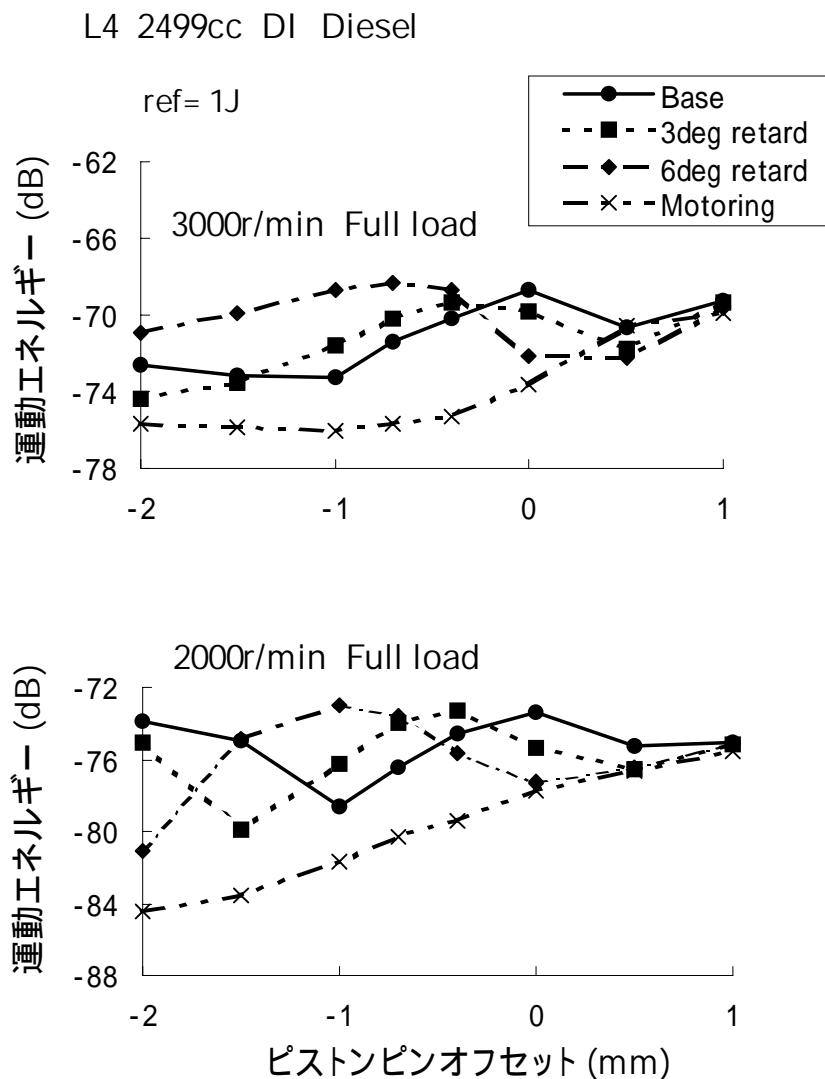


図5-27 噴射タイミングとピンオフセットをパラメータとしたピストンスカート衝突エネルギー計算値

ることによる衝突エネルギーの増加分としてみた結果を図5-28に示す。増加量が最大となるピンオフセット量は、噴射時期の遅れに伴って次第にスラスト側に移動していることがわかる。

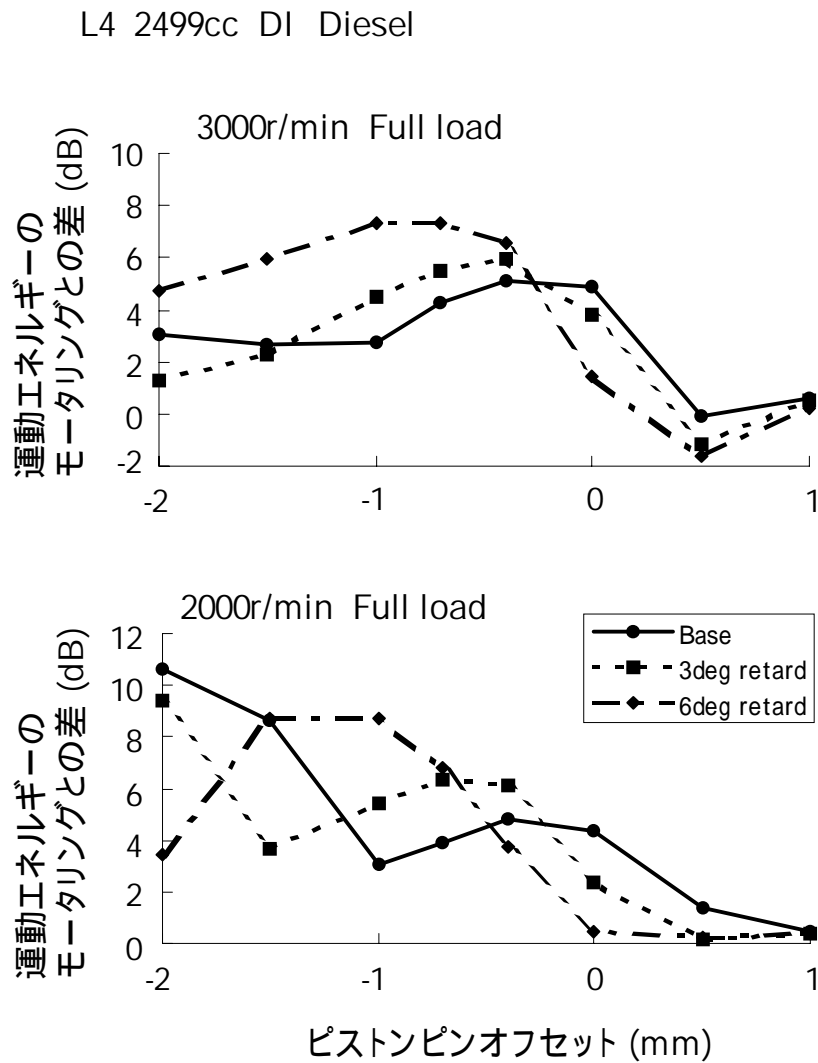


図5-28 全負荷時のピストンスカート衝突エネルギー計算値のモータリングとの差

### 5.5.2. 筒内圧力変化の影響について考察

図5-29はピンオフセットを変えていったときの、スラスト側の変位と運動エネルギーの時刻歴の変化を示したものである。図5-30ではさらに、運動エネルギーのピーク値をその発生時期に対してプロットした。これらに計算結果から、噴射時期あるいは着火時期が固定された条件において、ピンオフセットによってスラップ音の極大値が生じるメカニズムは以下のように説明できる。

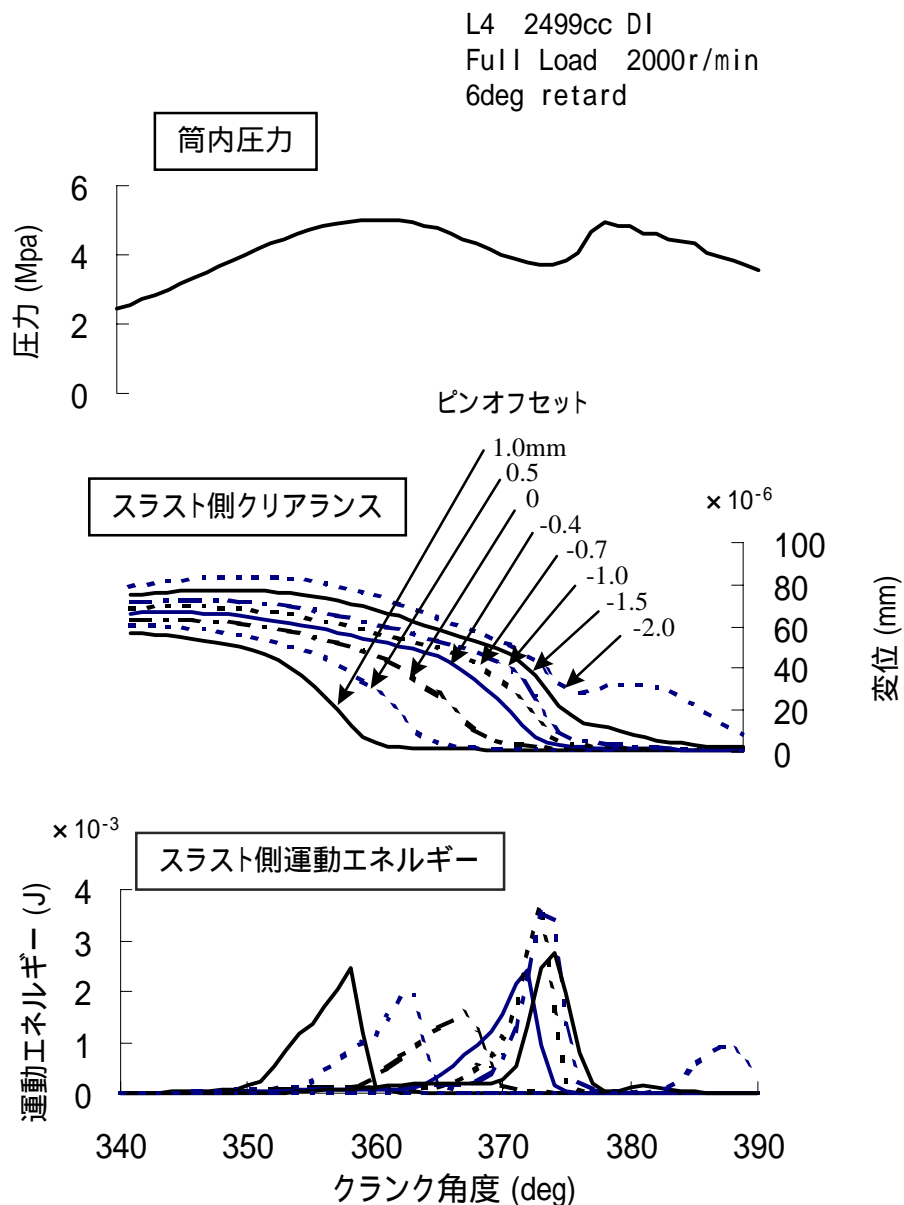


図5-29 スラスト側の変位と運動エネルギーの時刻歴の変化

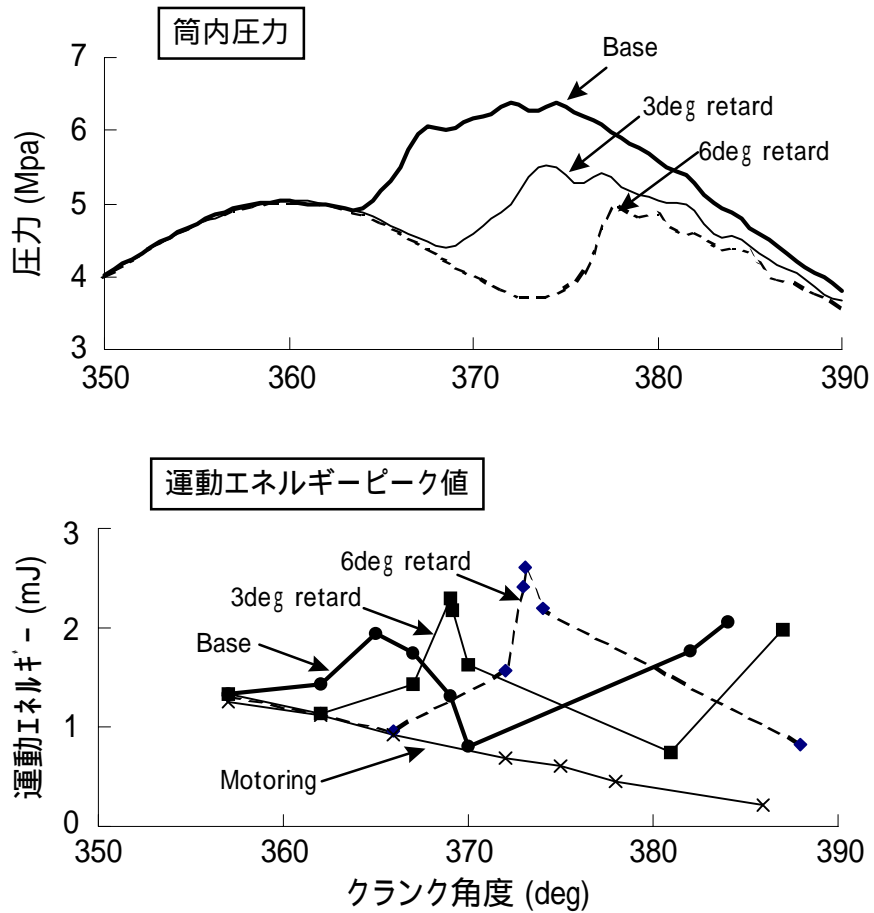


図5-30 運動エネルギーピーク値と発生時期の筒内圧力の関係

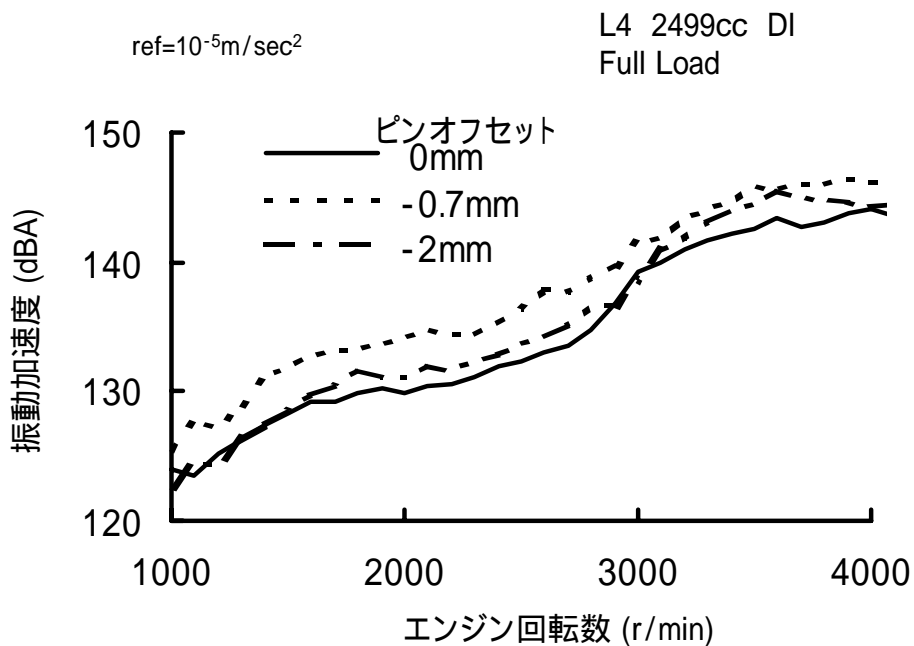


図5-31 噴射時期リタード時のライナー側壁振動へのピストンピンオフセットの影響

上死点付近でのスラスト側へのピストン移動の時期は、ピンオフセット量によって変化する。この移動時期と着火による急速な圧力上昇の時期とが近い時に、ピストンの移動速度が増大し衝突エネルギーが大きくなる。また、反スラスト側にピンオフセットされた状態では、着火の前すなわちモータリングと同じ筒内圧力にあるうちに移動するために、モータリング時と差のない衝突エネルギーレベルになる。

図5-31は、噴射タイミングがかなり遅れていて、およそ6度リタードに相当する燃焼状態で計測されたライナー側壁振動である。ピンオフセット量が-0.7mmの場合に対して、0mmと-2mmの場合ではいずれも振動レベルは低くなっており、上記の計算結果とよく対応する実験結果になっている。

### 5.5.3. 燃料噴射タイミングに対するピストンスラップ音の関係

図5-32は、図5-27と同じデータであるが視点を変えて、噴射タイミングの変化に対する衝突エネルギーの変化として整理したものである。あわせて4.2.節で説明した筒内圧力から算出した燃焼音レベルを示す。

ピンオフセットをしていない場合には、噴射タイミングを遅らすにつれてスラップ音も下がる。しかしスラスト側にピンオフセットした場合には、噴射タイミング遅延とともにスラップ音は逆に増加する特性になる。またこの場合の燃焼音レベルの変化は、ピストンスラップ音の変化に比べてかなり小さい。従ってこのようなケースでは、噴射タイミングの変化に対して燃焼音の変化はわずかであるにもかかわらず、エンジン騒音としては変化が大きく、しかもピストンの仕様によってその変化の仕方が異なるという現象として観測されることになる。

以上みてきたように、ピストンスラップは明らかに燃焼状態によって影響を受けているが、変化のしかたは一様ではない。ピンオフセット量などのピストンの仕様によって、影響の受け方は大幅に異なってくる。一方燃焼条件によってもピストンスラップ騒音は全く違うものになるが、燃焼音レベルなど筒内圧力に関係する指標との相関はない。このことから、実験的にピストンスラップ音を分離抽出することは困難であるといえる。本研究で示したような計算によるピストンスラップ音の評価は、それを補完するものとしてきわめて有力なツールとなるものと考えている。

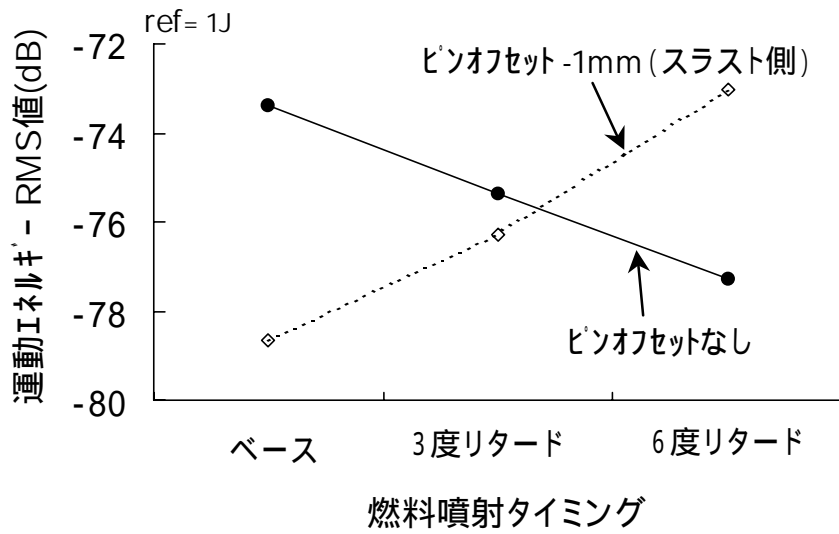
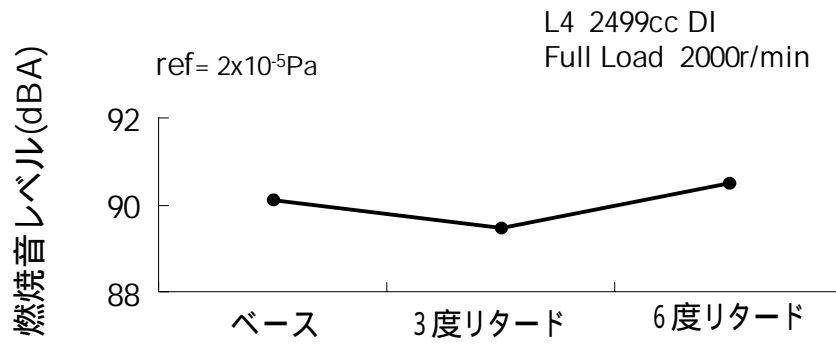


図5-32 燃焼音レベルおよびピストンスカートの運動エネルギーの燃料噴射タイミングによる変化

## 5.6. 結言

高周波数領域でのエンジン騒音起振力の中で、特にピストンスラップ騒音に着目して数値シミュレーションを用いた騒音予測の研究を行い、以下の知見を得た。

- (1) 2次元平面上での極めて簡単なモデルをベースとしているが、スカート部の油膜反力についてレイノルズ方程式に基づいた定式化を行い、摺動部分についても流体摩擦を考慮してモデル化を行った。さらに圧縮上死点近傍において、ピストンスカート部のシリンダライナーとの隙間には潤滑油は必ずしも充満していないと仮定し、ピストンの位置やクリアランスに応じて見かけの油粘度を変化させた。以上により、実測値との相関の良い計算結果が得られる計算手法が確立できた。
- (2) 計算結果の精度検証には、実際にピストンの動的挙動を測定し、特にスラスト方向のピストン移動速度に着目して比較評価した。その結果、エンジン回転数や負荷、温度などの異なる条件下で、ピストンの変位、速度ともに計算値と実測値はよく一致していることを確認した。また、ピストンの衝突エネルギーを評価することにより、ピストンスラップ騒音の代用特性として測定したライナー側壁振動の実測値と極めて高い相関が得られ、高精度の計算予測が可能であることを示した。
- (3) 本計算手法の適用例として、ピストンスラップで特にモータリング時に顕著な差の現れる現象である、中低速回転域における圧縮上死点付近でのスラスト壁への衝突である'slap'と、高速回転域における圧縮上死点前後での数度にわたる両側のライナー壁への衝突である'rattle'があることを示した。さらにピストンまわりの仕様の異なる条件の組み合わせで、実験計画法を応用した計算を行った。これらの結果から、'slap'と'rattle'はトレードオフ関係にあり、ピンオフセットや重心オフセット、ボアオフセットが影響するが、さらにピンオフセットと重心オフセットは交互作用を持つこともわかった。また、オイル消費量に影響を持つと言われているピストン傾き角が、ピストンの衝突エネルギーとトレードオフ関係にあることも明らかになった。このような結果は、今まで断片的に実験的解析から指摘されてきたことであるが、シミュレーション計算によって全体像を把握することができ、結果の精度、費用、時間などの点で優

位性があることを示した。

(4)第2の適用例としては、燃焼状態のピストンスラップに与える影響について考察した。

ピンオフセットなどによって変化する圧縮上死点後のスラスト側への移動時期と、着火による圧力上昇の発生時期との時間的關係は、ピストンの衝突速度に対して強く影響している。ピストンスラップから見た燃焼最適タイミングが存在しているということもでき、燃焼による筒内圧力の変化が、間接的にはピストンスラップ騒音に影響していることを示すものである。しかも燃焼によるピストン挙動の変化は、ピンオフセットの設定値によってその影響の仕方が全く逆の傾向になることも示した。

以上のように、基本的には極めて簡単なモデルでありながら、高い精度でピストンスラップを予測できる計算手法を確立でき、その応用からピストンスラップ騒音に関していくつかの新しい知見を得ることが出来た。ピストンスラップにおける現象解明および、エンジン開発において、短時間で最適なピストン仕様をまとめるうえで極めて有用なツールになるものと確信する。

## 第6章 結論

### 6.1. 本研究のまとめ

ディーゼルエンジンは燃費およびCO<sub>2</sub>排出の点できわめて有望なエネルギー変換機であるが、一方で排気ガスや振動騒音など圧縮着火機関であるが故の問題がある。本研究では、ディーゼルエンジンの振動騒音問題に関して、ディーゼルエンジン特有の燃焼特性である筒内圧力や圧力上昇率が高い状態を前提として、それに伴って発生する副次的な振動騒音起振力の発生メカニズムや伝達特性に着目して研究を推進してきた。ディーゼル燃焼自体での大幅な騒音改善が望めない一方、遮蔽による対策では二次的問題も多く、また単に騒音レベルを下げるだけでは音質面での向上も期待できない。ディーゼルエンジンの特質を保持しつつ、音色も含めて振動騒音特性の向上に至る知見を得ることを、本研究の目的としてきた。

第2章では、車室内騒音への影響という観点から低周波数域のエンジン振動についての解析を行った。騒音レベルのみならず音質面での影響も大きい成分として、ハーフ次成分と呼ばれるエンジン回転の周波数に対して $n \pm 1/2$ 倍の周波数成分に着目して研究を進め、以下の知見を得た。

- (1) 音質の改善も考えた場合に、エンジン回転数の2.5次や3.5次成分など比較的低い周波数のハーフ次成分の騒音低減は影響も大きく非常に重要である。
- (2) これらのハーフ次成分のエンジン振動に対して、クランク軸系やパワープラント系の固有振動が加振する気筒によって異なる振幅で応答することがその原因として従来報告されてきた。しかしここで着目した2.5次や3.5次など低い周波数成分のハーフ次振動では、エンジンのほぼ全回転域で恒常的に発生しており、また周波数範囲も全く異なっていることから別の原因があると考えざるを得ない。
- (3) これらのハーフ次振動の挙動を解明するために、実稼働時の振動モードを調べるO.D.S.解析を行った。エンジンの実稼働時のO.D.S.は、剛体モードと何らかの弾性変

型モードのシェイプの重ね合わせになっており、O.D.S.と剛体モードのシェイプベクトルのモード相関係数(MAC)を調べることで、両者の寄与の大きさを見ることができる。

(4) パワープラントの固有振動の周波数域よりも低い次数成分では、実稼働時のO.D.S.は剛体モードが主である。固有振動周波数域に入る次数成分ではO.D.S.は弾性変型が主となり、O.D.S.と固有モードのシェイプベクトルとのMACを調べた結果から、O.D.S.は固有モードの重ね合わせとして表現できる。

(5) 問題としている2.5次や3.5次など低い周波数のハーフ次成分でのO.D.S.は、剛体モードと弾性変型モードとを重ね合わせになっている。この場合の弾性変型はねじりモードであるが、モード解析でのねじりモードの固有振動周波数に比べて大幅に低い。これらのハーフ次振動に対しては何か別のメカニズムが作用していると考えられる。

以上のように比較的低い周波数のハーフ次成分のエンジン振動は、メカニズムは不明であるがディーゼルエンジン搭載車における振動騒音問題としての重要性は高く、低減の必要性が大きいことが明らかになった。

そこで第3章では、このハーフ次成分のエンジン振動について発生メカニズムの解明を試みた。エンジン起振力の気筒ごとの特性に着目して理論的考察と実験的解析を行い、以下の知見を得た。

(1) 2.5次や3.5次などのハーフ次成分のエンジン振動は、ローリングの剛体振動とシリンダブロックのねじり振動の重ね合わせである。

(2) ローリング振動は、トルク変動の反力として生じるクランク軸まわりの起振モーメントが、気筒毎に振幅差を持つことによるものである。往復運動部重量や圧縮比、燃焼状態などの気筒間のばらつきの結果として発生する。

(3) 起振モーメントは、気筒ごとに異なった点に、異なった位相で作用する。その結果としてハーフ次成分では合成ねじりモーメントは相殺されずに残り、シリンダブロック

に対して強制振動としてのねじり振動を励起する。

- (4) O.D.S.解析から得られたレジデュアルシェイプがねじりモード形状であり、その位相が理論的考察と一致することからこの発生メカニズムが妥当であることを示した。
- (5) 多気筒エンジンでは本質的に必ず発生する性質のものであり、パワープラントのねじりモード固有振動数より十分低い周波数であっても励振されることになる。
- (6) パワープラント全体の有限要素法解析を行い、ハーフ次数相当の周波数では同様にねじりモードであることを確認した。
- (7) これらのハーフ次数の振動低減のためにねじり剛性を向上したときの効果を、実験と有限要素解析で調べてみた。両者はよく一致した結果であり、ハーフ次成分の振動に対して低減効果が大きく、ここで提案した発生メカニズムが妥当であることが検証できた。

以上のように第2、3章では、パワープラントの固有振動数領域よりも低い周波数で発生するハーフ次数成分のエンジン振動が、トルク変動に起因する強制振動であることを明らかにした。これは、従来の研究では報告されていなかったものである。エンジンの小型軽量化、高出力化、小排気量への適用、アルミのような軽量材料への置換など、本研究に視点に立つと不利な方向への展開が進められているなかで、本研究で得られた知見が、ディーゼルエンジン搭載車の低周波数領域での音質も含む騒音問題の解決に貢献できるものと確信する。

次に本研究では、ディーゼルエンジン騒音におけるもう一つの問題であるエンジンから直接放射される騒音に関して、その発生源となる起振力の観点からの研究を行った。

第4章では、エンジン放射音の発生原因である高周波数域でのエンジン起振力について、燃焼による直接的な起振力と、燃焼が間接的に影響する起振力、さらに燃焼の影響のない機械的起振力の三つに分けて論じ、以下の知見を得た。

- (1) 燃焼による直接的な起振力では、まず燃焼の制御による騒音低減の可能性について検討した。ディーゼルエンジンでは特に燃焼騒音が高く大きな問題であるが、近年実用化されてきたコモンレール式電子制御燃料噴射装置では、燃料噴射の制御自由度が高く、パイロット噴射のような燃焼騒音低減に有効な燃料噴射が可能になってきた。一方燃焼起振力に対するエンジン構造の振動伝達特性としては、シリンダブロック基本構造選定がきわめて重要である。実験的検討とFEM解析などを併用してエンジン騒音低減上もっとも有利な構造の検討がなされており、ラダーフレーム構造の優位性を結論づける報告が近年多くみられるようになった。
- (2) 燃焼が間接的に関与する起振力としては、ピストンスラップ騒音があげられる。実験的にピストンスラップ騒音を分離評価する試みとして、樹脂パッドをスカート部に張り付けたピストンについて検討した。樹脂パッドの弾性変型を利用してピストンスラップを抑制することが可能であるが、試験精度や効率面では有効な手法とはなりがたい。
- (3) エンジン内部の運動系に起因する騒音の起振力を評価する目的で、多質点系の運動シミュレーション手法の研究が盛んである。油膜などの非線形性を考慮した時刻歴のシミュレーションであり、クランク軸系でのシミュレーションの事例について述べた。ピストン系の運動シミュレーションについては、次章で詳述する。
- (4) 機械音の起振力として、ギアトレンに起因する騒音についての解析を行った。ギアに埋め込んだ加速度計の出力から、バックラッシュ分の移動と衝突に伴う振動と、その間での一歯ごとの噛み合いによる振動が検出でき、それぞれが歯打ち音と噛み合い音になることを示した。さらに歯打ち音の対策として、バックラッシュエリミネータの騒音評価を行い、バックラッシュをゼロと見なして取り扱うことで騒音低減効果が予想可能であることを示した。
- (5) 機械音の音源としてもう一つの大きな音源である燃料噴射ポンプに起因する騒音は、排気ガス対策の有力な手段である噴射圧力の高圧化に伴って、次第に寄与が大きくなってきた。燃料を筒外に噴射しながら騒音を測定することで、噴射圧力と騒音の関

係を明らかにした。さらに列型噴射ポンプにおいて、燃料噴射時の往復回転運動系の挙動についてのシミュレーション計算を行うことで、噴射ポンプ騒音の発生メカニズムを明らかにした。

第5章では高周波数領域でのエンジン騒音起振力の中で、特にピストンスラップ騒音に着目して数値シミュレーションを用いた騒音予測の研究を行い、以下の知見を得た。

- (1)2次元平面上での極めて簡単なモデルをベースとしているが、スカート部の油膜反力についてレイノルズ方程式に基づいた定式化を行い、摺動部分についても流体摩擦を考慮してモデル化を行った。さらに圧縮上死点近傍において、ピストンスカート部のシリンダライナーとの隙間には潤滑油は必ずしも充満していないと仮定し、ピストンの位置やクリアランスに応じて見かけの油粘度を変化させた。以上により、実測値との相関の良い計算結果が得られる計算手法が確立できた。
- (2)計算結果の精度検証には、実際にピストンの動的挙動を測定し、特にスラスト方向のピストン移動速度に着目して比較評価した。その結果、エンジン回転数や負荷、温度などの異なる条件下で、ピストンの変位、速度ともに計算値と実測値はよく一致していることを確認した。また、ピストンの衝突エネルギーを評価することにより、ピストンスラップ騒音の代用特性として測定したライナー側壁振動の実測値と極めて高い相関が得られ、高精度の計算予測が可能であることを示した。
- (3)本計算手法の適用例として、ピストンスラップで特にモータリング時に顕著な差の現れる現象である、中低速回転域における圧縮上死点付近でのスラスト壁への衝突である'slap'と、高速回転域における圧縮上死点前後での数度にわたる両側のライナー壁への衝突である'rattle'があることを示した。さらにピストンまわりの仕様の異なる条件の組み合わせで、実験計画法を応用した計算を行った。これらの結果から、'slap'と'rattle'はトレードオフ関係にあり、ピンオフセットや重心オフセット、ボアオフセットが影響するが、さらにピンオフセットと重心オフセットは交互作用を持つこともわかった。また、オイル消費量に影響を持つと言われているピストン傾き角が、ピストンの衝突エネルギーとトレードオフ関係にあることも明らかになった。このような結

果は、今まで断片的に実験的解析から指摘されてきたことであるが、シミュレーション計算によって全体像を把握することができ、結果の精度、費用、時間などの点で優位性があることを示した。

- (4)第2の適用例としては、燃焼状態のピストンスラップに与える影響について考察した。ピンオフセットなどによって変化する圧縮上死点後のスラスト側への移動時期と、着火による圧力上昇の発生時期との時間的關係は、ピストンの衝突速度に対して強く影響している。ピストンスラップから見た燃焼最適タイミングが存在しているとも言えることとでき、燃焼による筒内圧力の変化が、間接的にはピストンスラップ騒音に影響していることを示すものである。しかも燃焼によるピストン挙動の変化は、ピンオフセットの設定値によってその影響の仕方が全く逆の傾向になることも示した。

以上のように第4, 5章では、高周波数領域でのエンジン放射音の要因となるエンジン騒音起振力について、発生メカニズムの解明と起振力から見た低減の可能性について論じた。さらにピストンスラップ騒音に着目して数値シミュレーションによる解析を行った。高い精度でピストンスラップを予測できる計算手法を確立でき、その応用からピストンスラップ騒音に関していくつかの新しい知見を得ることが出来た。本手法はピストンスラップにおける現象解明および、エンジン開発において、短時間で最適なピストン仕様をまとめるうえで極めて有用なツールになるものと確信する。

## 6.2. ディーゼルエンジン騒音への将来の展望

ディーゼルエンジン騒音の低減の可能性について将来を展望すると、石油燃料に代表される資源問題、排気ガスや騒音などの地域的環境と地球温暖化のようなグローバル環境問題などからのインパクトがあり、その一方で不断の商品性の向上が継続されており、その両面から以下のような可能性が考えられる。

(1)排気ガスの低減は騒音とならんでエンジンの重要課題であり、ディーゼルエンジンの排ガス改良が燃焼改善を中心に進められていることから、それに伴う騒音への影響も甚大である。NO<sub>x</sub>とパーティキュレートの同時低減のために、燃料噴射圧力は増大する傾向にあり、それに伴って燃焼騒音は一層悪化すると予想されている。

その一方でNO<sub>x</sub>生成を抑制するために初期の燃焼率を下げる検討がなされており、そのために次世代型燃料噴射装置として時々刻々の燃料噴射率を精密に制御する可能性が探られている。燃焼騒音低減にも効果は大きいと期待できる。

NO<sub>x</sub>触媒やDPFなどの後処理対策の技術開発も活発に行われており、近い将来はディーゼルエンジンでも後処理システムに対策の重点が移行していくと予想される。燃焼系にチューニングにおいて、現状とられているような騒音を犠牲にした排気ガス対策からの転換の可能性は高いと考えられる。

(2)石油資源の枯渇の懸念からこれに変わる代替燃料の応用も、徐々にではあるが進行しつつある。軽油に変わるディーゼルエンジン用の燃料としては、圧縮天然ガスやジメチルエーテルなどがあげられるが、いずれも燃焼騒音の点では軽油よりも低騒音化のポテンシャルは高い。インフラの整備が最大の課題ではあるが、これらの代替燃料の普及拡大はディーゼルエンジン騒音の低減にはむしろ好ましいと言える。

(3)自動車から排出されるCO<sub>2</sub>削減の最有力候補と目されているのは、ハイブリッドを含む電気自動車である。航続距離を考えるとハイブリッドが当面の最適解と考えられ、ディーゼルハイブリッドは燃費及び排気ガスの両面で大幅な向上が期待できる。ハイブリッド車用の内燃機関では、車両の大きさの割には小型のエンジンですみ、運転領域も狭い範囲に限定することが可能であることから、騒音対策としてはかなり有利に

なると考えられる。

以上のように、当分の間、すなわち燃料電池のような内燃機関の歴史を覆すような革命的变化が実現するまでの間は、ディーゼルエンジンは依然としてきわめて有効なエネルギー変換機であり続けると考えられる。ディーゼルエンジンのもっとも大きな弱点の一つであった振動騒音問題も、上で述べてような環境の変化と、本研究で得られたような知見の積み重ねによって、近い将来には問題の大きさはきわめて小さくなるものと確信する。

## 参考文献

- (1)中田：ディーゼルエンジン振動騒音低減技術の最近の動向、いすゞ技報 No.99 (1998), p.85-91
- (2)H.Tonosaki, T.Summers, H.Yamashita and T.nakada : Investigations into the Excitation of Low Frequency Half Order Vibrations in a Diesel Passenger Car Powertrain, SAE Transactions - Journal of Passenger Cars, Vol.102, Sec.6, No.931304 (1994), p.1780-1790
- (3)S.A.Andrews, D.Anderton and J.M.Baker : The Analysis and Mechanism of Engine 'Crank Rumble', IMechE C136/79 (1979), p.99-109
- (4)佐々木・田口・小野:加速時のエンジン異音の低減に関する研究、三菱重工技報、Vol.18, No.1 (1981), p.69-75
- (5)柘植・金丸・木戸・増田 : 加速時車内騒音の音色に関する一考察、自動車技術, Vol.39, No.12 (1985), p.1356-1361
- (6)神谷・熱海・田坂 : 新型ダンパ付クランクプーリーの開発、自動車技術会学術講演会前刷集 No.872 (1987)
- (7)井出・内田・小沢 : クランクシャフト - フライホイール系曲げ振動低減によるエンジン加速時音質の改善について、自動車技術会学術講演会前刷集, No.881 (1988), p.73-76
- (8)H.Aoki, M.Ishihama and A.Kinoshita : Effect of Power Plant Vibration on Sound Quality in the Passenger Compartment During Acceleration, SAE paper No.870955 (1987)
- (9)H.Shibuya, H.Ishihama and T.Kubozuka : Improved Passenger Compartment Sound Quality of a Shell-Shaped Power Plant Structure - an Analytical Study with Experimental and Vehicle Verification, IMechE C420/034 (1990)
- (10)Y.Goto, K.Yoshikawa and O.Kuroda : Experimental Analysis of Power Plant Vibration by Shaker Test, SAE paper No.911069 (1991)
- (11)外崎・中田 : 直列4気筒内燃機関の実稼働時振動挙動に関する実験的考察、日本機械学会第71期全国大会講演論文集 Vol.D, No.930-63 (1993), p.364-366
- (12)F.Neyrinck, W.Bakkers, B.Piombo, M.Paradi and G.Turino : Operating Analysis and Problem

Identification of a High Performance Racing Engine, Proceedings of 10th IMAC conference, Vol.2 (1992), p.1399-1405

- (13)中田・外崎：直列4気筒内燃機関におけるハーフ次振動発生機構の研究、日本機械学会論文集(C編), Vo.60, No.577 (1994), p.85-91
- (14)T.Nakada and H.Tonosaki : Excitation Mechanism of Half Order Engine Vibrations, IMechE C487/017 (1994), p.1-7
- (15)中田・外崎・山下：ハーフ次エンジン振動の発生メカニズム、自動車技術, Vol.49, No.6 (1995), p.59-64
- (16)T.Nakada, H.Tonosaki and H.Yamashita : Excitation Mechanism for Engine Vibration of Half-Order Components, JSAE Review No.17 (1996), p.387-393
- (17)相馬・中田・岩原：実測角速度変動を用いた機関起振力算出法とその応用、自動車技術会論文集, No.43 (1990), p.114-118
- (18)山下・中田：部品間接合部特性を考慮したパワープラント振動解析、日本機械学会第72期全国大会講演論文集( ), No.940-30 (1994), p.416-418
- (19)G.Stumpp and M.Ricco : Common Rail - An Attractive Fuel Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines, SAE paper No.960870 (1996), p.183-191
- (20)南・武内・瀬戸：パイロット噴射による直噴ディーゼル機関の排出ガスおよび騒音への影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.951 (1995), p.221-224
- (21)M.F.Russell, D.D.Palmer and C.D.Young : Measuring diesel noise at source with a view to its control, IMechE C142/84 (1984), p.97-105
- (22)Lucas Industries Noise centre : Combustion Noise Meter
- (23)小嶋・清水・小林・伊藤：ディーゼルエンジンの燃焼衝撃音に関する実験的研究、第6回内燃機関合同シンポジウム講演論文集 (1987), p.319-324
- (24)J.Dixon, E.C.Grover and T.Priede : Simulation of Combustion Induced Noise in a Non-running Engine Structure by Impulsive Hydraulic Excitation, SAE paper No.820364 (1982)
- (25)飯泉・中嶋：筒内圧加振によるディーゼルエンジンの騒音低減手法、第7回内燃機関合同シンポジウム講演論文集 (1988), p.139-144

- (26)宮沢：ディーゼルエンジンの振動、騒音解析手法、内燃機関，Vol.26, No.326 (1987)
- (27)小沢・中田：疑似筒内圧加振によるエンジン構造の騒音特性評価、自動車技術会学術講演会前刷集，No.976 (1997), p.331-334
- (28)F.K.Brandl：Design Strategies for Low Noise Engine Concepts, SAE paper No.911070 (1991)
- (29)笠波・中田・柳沢：いすゞ'90.5年式エルフ搭載4HF1エンジンについて、いすゞ技報，No.84 (1990), p.84-90
- (30)前川・中嶋：小型トラック用低騒音ディーゼルエンジンに関する研究、自動車技術会学術講演会前刷集，No.932 (1993), p.191-194
- (31)R.Southhall and M.Trimm：Noise and Vibration Technology for the Perkins V6 HSDI Demonstration Engine, SAE paper No.972044 (1997)
- (32)宮島・中田：低騒音シリンダブロックの最適設計、いすゞ技報、No.84 (1990), p.53-59
- (33)平井・松本・岩原・山川・長松：簡略化モデルによるシリンダブロック固有モードの識別と振動特性の最適化、日本機械学会論文集(C編)，Vol.59, No.567 (1993), p.49-56
- (34)石川・岩原・長松：エンジン構造の改良へ適用した動的最適化手法、自動車技術会論文集，Vol.23, No.1 (1992), p.48-51
- (35)R.A.Hall：Noise Optimization of Engine Structure Using Response Surface Methods, I Mech E C487/008 (1994), p.79-87
- (36)H.J.Oberg, F.Pundt and H.A.Fachbach：Decoupled Engine for Exterior-Noise Reduction in a Lower-Mid-Class Front-Wheel-Drive Passenger Car, SAE paper No.870633 (1987)
- (37)C.G.Knowland, B.J.Challen and R.A.Farnell：Practical and Analytical Studies in Powertrain and Vehicle Refinement, SAE paper No.951295 (1995)
- (38)H.J.Kaiser, K.Schmillen and B.Spessert：Acoustic Optimization of the Piston Slap by Combination of Computing and Experiments, SAE paper No.880100 (1988)
- (39)I.T.Martin and B.Law：Prediction of crankshaft and flywheel dynamics, IMechE C382/046 (1992)

- (40) H.Katano, A.Iwamoto and T.Saitoh : Dynamic behavior analysis of internal combustion engine crankshafts under operating conditions, IMechE C430/049 (1992)
- (41) N.Hariu and T.Nakada : Nonlinear vibration analysis for a rotating crankshaft, I mech E C487/011 (1994), p.199-209
- (42) 針生・中田 : 実働状態でのクランク非線型振動解析、日本機械学会第71期通常総会講演会講演論文集( )、No.940-10 (1994), p.718-720
- (43) T.Morita and H.Okamura : A dynamics stiffness matrix approach to the analysis of three-dimensional vibration of automotive engine crankshaft ; part2 - application to firing condition, The winter annual meeting of ASME, NCA-Vol.9, Vehicle noise book No.G00573 (1990)
- (44) H.Okamura and K.Yamashita : Influence of the Valve and Accessory Gear Train on the Crankshaft Three-Dimensional Vibrations in High Speed Engines, SAE paper No.971967 (1997)
- (45) M.Wilhelm, S.Laurin, K.Schmillen and B.Spessert : Structure Vibration Excitation by Timing Gear Impacts, SAE paper No.900011 (1990)
- (46) 神戸・山本・十河・古賀 : 手動変速機の異音 ( ガラ音 ) 改善の一手法、自動車技術 , Vol.39, No.12 (1985) p.1378-1385
- (47) 児玉・湊・宮谷・細本 : 新 2.5L 直 4 ターボディーゼルエンジン、自動車技術会学術講演会前刷集、No.954 (1995), p.225-228
- (48) H.Okamura, Y.Suzuki and N.Nakano : Experiments and Analysis of Sound-Damping Rings for Gears ; Application of Snap Rings, Proceedings of the 7th. International Power Transmission and Gearing Conference of ASME, DE-Vol.88, Book No.G01009 (1996), p.345-354
- (49) 岡村・川沢・飯泉・上久保 : エンジンのアイドル騒音低減について、自動車技術 , Vol.41, No.13 (1987), p.1488-1495
- (50) 山崎 : 燃料噴射ポンプ駆動系におけるねじり振動低減の一考察、自動車技術会学術講演会前刷集、No.943 (1994), p.41-44
- (51) J.M.Baker, G.Bazeley, R.Harding, D.N.Hutton and P.Needham : Refinement Benefits of Engine Ancillary Dampers, IMechE C487/041 (1994), p.149-158
- (52) K.Z.Zimmermann : The Noise Produced by the Injection and Its Relation to Total Diesel Engine Noise, SAE paper No.690449 (1969)

- (53) 富樫・中田 : 噴射ポンプ音発生メカニズムの研究、自動車技術会論文集, Vol.27, No.1 (1996), p.110-115
- (54) C.Togashi and T.Nakada : A Study on the Noise Generation Mechanism of a Fuel Injection Pump, SAE paper No.951345 (1995)
- (55) W.Sander, W.Steidle and W.Wacker : Piston Movement and its Influence on Noise of Automotive Engines, SAE paper No.790272 (1977)
- (56) 太田・入江・山本・中村 : ピストンスラップによるエンジン振動・騒音に関する研究、日本機械学会論文集(C編), Vol.53, No.493 (1987), p.1935-1941
- (57) D.F.Li, S.M.Rohde and H.A.Ezzat : An Automotive Piston Lubrication Model, ASLE Transaction, Vol.26, No.2 (1982), p.151-160
- (58) 荒井・青山・小林・Y.Hu・H.S.Cheng : 表面粗さ、境界潤滑、弾性変形を考慮したピストンスカート部潤滑解析モデルの開発、第10回内燃機関合同シンポジウム講演論文集, No.35 (1992), p.187-192
- (59) T.Nakada, A.Yamamoto and T.Abe : A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise, SAE Transactions - Journal of Passenger Cars, No.972043 (1998)
- (60) 中田・山本・阿部 : 数値シミュレーションを用いたピストンスラップの研究、日本機械学会論文集(B編), Vol.64, No.619 (1998), p.291-298
- (61) 中田 : 数値シミュレーションを用いたピストンスラップの研究(第2報、設計パラメータの最適化の検討)、日本機械学会論文集(B編), Vol.64, No.628 (1998), p.362-367
- (62) 染谷・古浜 : 内燃機関の潤滑, (1987), p.85-95, 幸書房
- (63) 明本・丸谷・吉田・小林・杉原 : ピストン打音に与えるピストントップリングの影響、自動車技術会学術講演会前刷集、No.955 (1995), p.109-112
- (64) IMSL User's Manual "FORTRAN subroutines for mathematical applications" version 2.0 (1991)
- (65) S.Furuhama and K.Hirukawa : Piston Slap Motion and Engine Noise under Low Temperature Idling Operation of Diesel Engines, SAE paper No.830066 (1983)

- (66)村上・許斐・野平・三田・斉藤・野田：Scanning-LIF法によるピストンの油膜挙動の解析、第10回内燃機関合同シンポジウム講演論文集，No.34(1992), p.181-186
- (67)H.Kamp and J.Spermann：New methods of Evaluating and Improving Piston Related Noise in Internal Combustion Engines，SAE paper No.951238(1995)
- (68)河村・太田：高速ディーゼルエンジンのピストンスラップについて、自動車技術会論文集，No.12(1976), p.49-56
- (69)斉藤・猪頭・中田：エンジンオイル消費現象の解析、第8回内燃機関合同シンポジウム講演論文集(1990), p.387-392
- (70)田口・横山：実験計画法(1987), p.191-234 日本規格協会

## 謝辞

本論文の作成に当たり終始ご指導いただき、また実験モード解析を始め様々な知識を習得させていただいた東京工業大学 長松昭男教授に心よりお礼申し上げます。また、上智大学 岡村秀勇名誉教授には、私がいすゞ自動車に入社して以来長年にわたって研究の折々にご指導、ご助言をいただき深く感謝いたします。

本論文をまとめるに当たり暖かいご援助をいただきました株式会社いすゞ中央研究所の彦坂陞相談役、梶山亨社長、伊藤紀元専務、岡田健治常務、畔柳楯三常務、古林學取締役、横田克彦室長、中野光男部長、いすゞエンジニアリング株式会社高波克治顧問に心から感謝いたします。

また私と共に研究を行ったいただいた、外崎博光氏、山下仁氏、相馬直行氏、岩原光男氏、Tim Summers氏、小沢恒氏、宮島和夫氏、針生暢祐氏、執行英明氏、富樫千晴氏、山本敦氏、阿部健氏をはじめ、常にご指導、ご鞭撻をいただいたいすゞ自動車小型エンジン設計部、エンジンA R部、いすゞ中央研究所の多くの上司、同僚のみなさま、Tim Summers氏との共同研究の機会を与えて下さった英国Ricardo研究所のみなさまに厚くお礼申し上げます。