

自動車用排気系技術マニュアル

(改訂版)

社団法人 日本自動車部品工業会
排気系技術委員会

自動車用排気系技術マニュアル

(改訂版)

社団法人 日本自動車部品工業会

排気系技術委員会

まえがき

自動車は、日常生活において欠くことができない大変便利な道具になっている。また、輸送用機械として物流の上からも重要な役割を担っており、国家・世界の経済を支えている。

現代社会において人が生活する上で不可欠な自動車も、省資源、環境保全・交通安全等の面から様々な制約（規制）があり、解決すべき課題も多い。

消音器（マフラ或いはサイレンサともいう。）を中心とする自動車の排気系は、エンジンから排出される燃焼ガスを冷却させながら安全に外部に導くと共に、排気系の抵抗によるエンジン出力の損失を、できるだけ抑えながら排気騒音を低減させている。また、排気系に付加されている触媒装置等の排気ガス浄化装置は、排気ガス中の CO、HC、NO_x等の有害成分を低減させている。このように重要な役割を担っている排気系も、一部には改造マフラや騒音規制に適合しないマフラが見受けられ、騒音公害の問題が指摘される場合がある。

騒音規制、排気ガス規制は、環境保全の面から強化されてきているが、自動車は便利な道具であると同時に、使い方によっては周囲に迷惑をかける場合もある。社会・環境に優しく、快適に使いたいものである。

本書は、自動車用排気系の機能・構造、設計・製造・取扱い等の基本的事項を取り纏めたものである。(社)日本自動車部品工業会排気系技術委員会が編集し、1990年(平成2年)6月1日に発行した初版を、その後の技術進歩、排気系の変遷を踏まえて加除修正を行って第2版として取り纏めた。

編集に当たっては、次の点を主目的とした。

- ①自動車メーカー、排気系メーカーの新人教育用として役立つように、入門書的なものとする。
- ②排気系への理解を一層深めるのに役立つ内容とする。
- ③排気系の歴史、新しい技術的内容も盛り込んで、専門家にも役立つようにする。
- ④資料をできるだけ多く記載し、読者の参考に供する。

本書が、排気系に関心を持つ方々に入門書、教科書的な役割を果たすことができれば幸甚である。

2000年（平成12年）9月
(社)日本自動車部品工業会
排気系技術委員会

自動車用排気系技術マニュアル

目 次

まえがき

第1章 排気系の機能と構造

1.1 排気系の機能	1
1.2 排気系の変遷	8
1.2.1 騒音規制強化に対応した排気系の変遷	8
1.2.2 排気ガス規制による排気系構成の変化	10
1.3 排気系の構成と各部品機能	11
1.4 排気系各部の材質と耐久性	18

第2章 排気消音系の設計法

2.1 排気消音系の基本設計理論	25
2.1.1 消音系の減衰特性の定義	26
2.1.2 消音器の基本構造と特性	30
2.1.3 消音系の音響特性計算方法	36
2.1.4 消音器の装着位置と消音系の消音特性	45
2.1.5 音響シミュレーションを活用した設計手順（消音・圧力損失）	65
2.2 異音・音色設計技術（音チューニング技術）	66
2.2.1 放射音・気流音低減技術	66
2.2.2 音色評価技術	70
2.3 信頼性設計技術	72
2.3.1 耐久強度設計技術	72
2.3.2 CAE技術の紹介	74
2.4 圧力損失低減技術	78
2.4.1 排気消音構造の圧力損失に与える影響	78
2.4.2 排気系内流れの可視化技術	82
2.4.3 流れ解析技術	85
2.5 排気ガス浄化技術	88
2.5.1 内燃機関の排気ガス浄化	88
2.5.2 排気ガス浄化装置の消音系への影響	95

第3章 排気系の性能試験方法

3.1 騒音試験方法	99
3.1.1 台上試験	99
3.1.2 実車試験	101
3.2 車外騒音試験方法	105
3.2.1 定常走行騒音試験	105
3.2.2 加速走行騒音試験	106
3.2.3 近接排気騒音試験	109
3.3 排気ガス試験方法	110
3.4 耐久試験方法	116

第4章 排気系の生産方法

4.1 排気系の製造工程概要	121
4.2 パイプ加工方法	124
4.2.1 加工方法の分類	124
4.2.2 曲げ加工方法	125
4.2.3 曲げ加工機	128
4.2.4 代表的なパイプ加工方法	132
4.2.5 パイプ製造工程	136

第5章 排気系の取り扱いと整備

5.1 消音器損傷の形態とその原因	139
5.1.1 腐食	139
5.1.2 外部入力	140
5.1.3 その他	140
5.2 消音器損傷の見分け方と対応	141
5.3 消音器交換手順及び注意事項	142

第6章 二輪車の排気系

6.1 排気系の機能	145
6.2 排気系の構成	145
6.3 排気系の設計法	148
6.3.1 設計手順	148
6.3.2 排気系各部の仕様及び構造	149
6.3.3 排気系の材料及び表面処理の選定	152
6.4 排気系の試験方法	154

6.4.1 騒音試験	154
6.4.2 騒音規制値（日本）	154
6.4.3 排気ガス試験	155
6.4.4 排気ガス規制値（日本）	155

参考資料

騒音規制の推移	159
新型自動車試験方法（TRIAS20）	161
機械振動・衝撃用語（JIS B0153）	172
音響用語（JIS Z8106）	205
参考文献	240
排気系に関する文献・資料リスト	241

あとがき	258
------	-----

第1章 排気系の機能と構造

1.1 排気系の機能

1.2 排気系の変遷

1.2.1 騒音規制強化に対応した排気系の変遷

1.2.2 排気ガス規制による排気系構成の変化

1.3 排気系の構成と各 부품の機能

1.4 排気系各部の材質と耐久性

第1章 排気系の機能と構造

1.1 排気系の機能

自動車用の排気系は自動車のエンジンから排出される燃焼ガスをエンジンマニホールドから大気へ排出する装置であり、下記に示す機能を有している。

- (イ) 排気ガスの誘導
- (ロ) 排気ガスによる熱害防止
- (ハ) 排気騒音の低減
- (ニ) 排気ガスの浄化
- (ホ) 排気熱エネルギーの回収

(イ)の排気ガスの誘導、すなわち、エンジンの動力を発生させたエンジンシリンダ内の燃焼ガスを大気へ導く、いわゆるエントツが本来の排気系の役割である。

現在、自動車用エンジンとして用いられている内燃機関では、シリンダ内の既燃焼ガスを効率よく排出することは、動力性能の上で重要課題であり、排気ガスの脈動慣性効果を利用し、動力性能を向上させるために行われる排気系のチューニングは、特に小型2輪車で多く用いられている。

(ロ)の排気ガスによる熱害防止は高温の燃焼排出ガスをシリンダ内から大気へ誘導し、排出する際に人体、及び自動車部品 of 安全確保の面から必要不可欠とされる機能である。

(ハ)の排気騒音の低減は、シリンダ内の高圧燃焼ガスが排気弁を介して、排気管路系に放出されるときに発生する機関の吐出騒音が120dBと大きく、そのまま大気に放出されると騒音公害につながる不快な音であることから要求される機能である。すなわち排気消音系としての要求機能の一つとしてこの排気騒音を減衰しその不快感をなくすことである。

排気騒音は自動車騒音の主要騒音源の一つでもあり、自動車騒音による公害防止の面から車外騒音の低減及び乗員の快適性に関する商品性向上の面からも排気騒音の低減要求は年々強くなっており、排気系の機能向上は重要な課題である。

(二)の排気ガスの浄化は、排気ガス中に含まれている有害物質の大気中への排出量を低減するために要求される機能である。これは自動車の普及に伴い、自動車の排気ガスによる大気汚染が問題となり、触媒コンバータ等の排気ガス浄化装置が排気系に追加され組み込まれるようになったものである。

排気ガスによる大気汚染は、地域的環境問題から出発したが、環境保護の観点から自動車の排気ガス浄化に対する社会的要求は高まる一方であり、各国での法規制も段階的に強化され、今後の自動車用排気系において、不可欠な要求機能である。

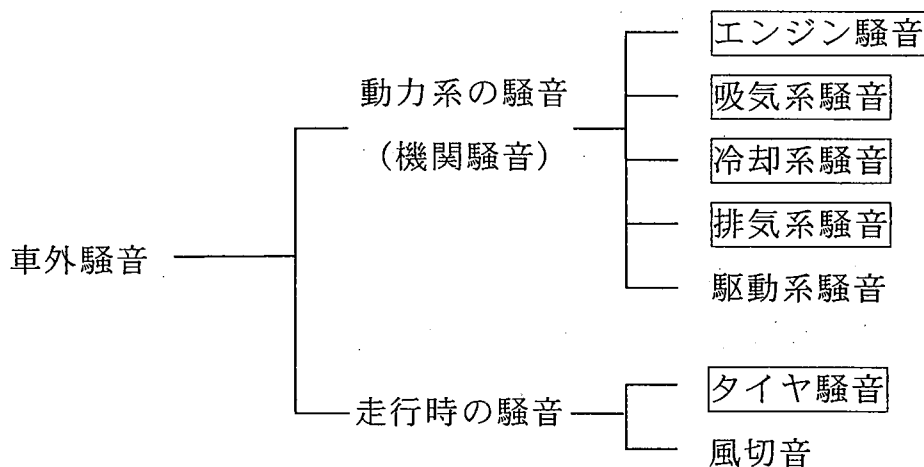
(ホ)の排気熱エネルギーの回収に関しては、現時点においては一般的な要求機能とは言えないが、排気熱を利用して、自動車の室内暖房を行うことは空冷エンジンの車両で多く採用されており、また排気ガスエネルギーを利用したターボチャージ付きエンジン車両も増加してきている。排気系の一部に排気熱エネルギーの回収機構を設けることは省資源の観点から重要である。

以上自動車用排気系に対する要求機能の概要を述べたが、排気系の主機能である排気騒音の低減に関して、以下に示す。

前述したように排気騒音は自動車騒音の主要騒音源の一つである。自動車騒音は車外騒音と車室内騒音に大別される。前者は騒音公害の面から、後者は商品性の面から、それぞれ騒音レベルの低減が重要な課題となっている。

車外騒音については、自動車の普及に伴って、交通量の多い道路沿辺の住民の生活環境が、自動車騒音によって悪化する等、社会問題となって以来、法規制の対象となり、段階的に規制が強化されている。

図 1.1 は車外騒音の発生源を示したもので、現状の車両における車外騒音に対してエネルギー寄与率の大きな騒音源を で囲って次に示す。



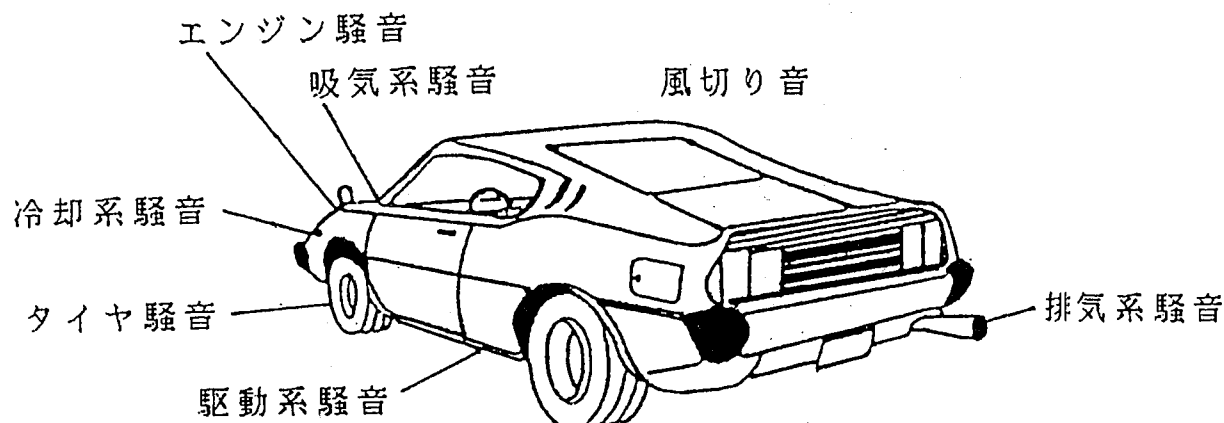


図 1.1 車外騒音の発生源

車外騒音に対するこれらの騒音源のエネルギー寄与率は、個々の車両特性、走行状況、路面状態によって大きく変わってくる。

車外騒音の測定方法については、いくつかの方式がある。代表的な方式としては I S O 方式と S A E 方式がある。欧州及び日本では I S O 方式、米国、カナダでは S A E 方式が採用されている。

日本では、道路運送車両法で車外騒音測定方法により車種別の規制値が定められている。その測定項目は、(1)定常走行騒音、(2)加速走行騒音、(3)近接排気騒音であるが、詳細は第 3 章 車外騒音試験方法の項で述べる。

規制値は段階的に強化されてきており、将来更に規制が強化された場合、技術的対応が更に困難さを増すものと予想される。

加速走行時の通過騒音に対する騒音発生源のエネルギー寄与率の調査結果を、図 1.2 に示す。

主な騒音発生源として、エンジン、冷却系、吸気系、排気系があげられる。排気系騒音の車外通過騒音に対するエネルギー寄与率としては、現状 20～30%となっている。

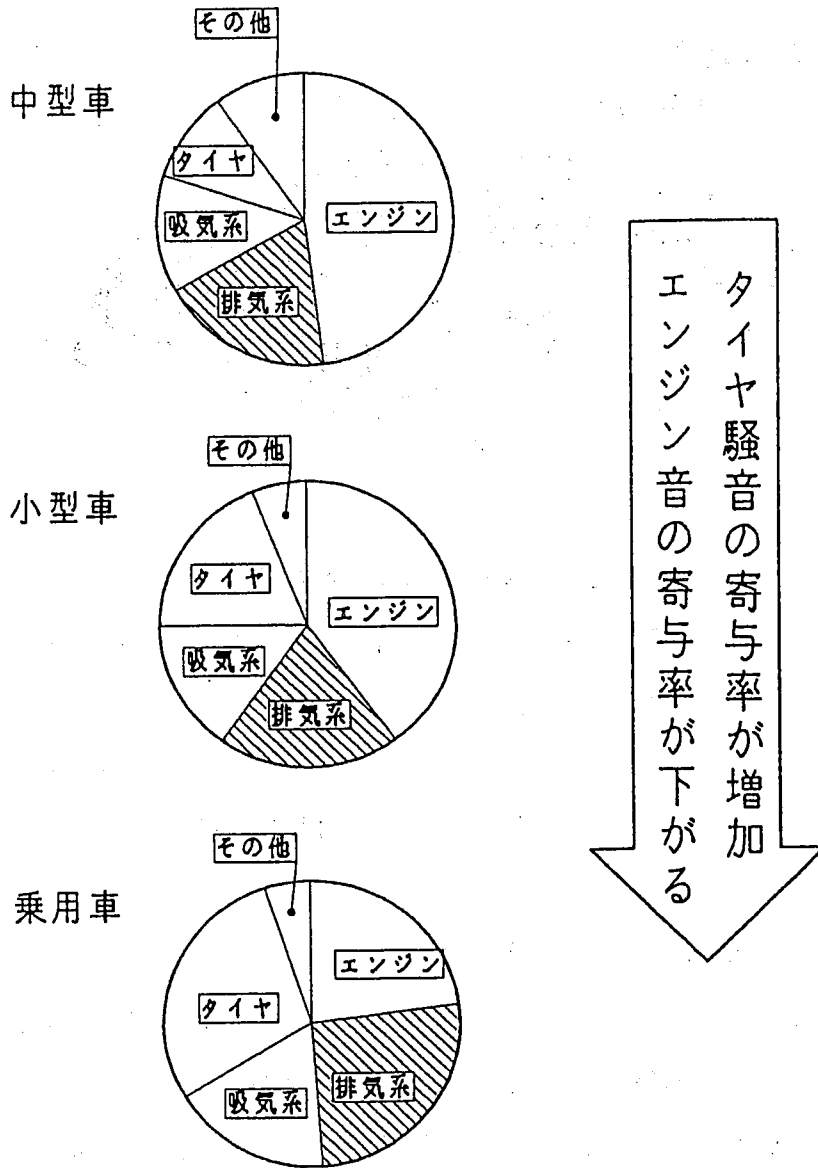


図 1.2 加速騒音における騒音源のエネルギー寄与率 (例)

排気系の発生騒音は、図 1.3 に示すように排気系吐出音と排気系表面放射音（輻射音）に大別される。排気系の吐出音はエンジンの排気行程毎に、すなわち排気弁が開いたときに、シリンダ内の高圧燃焼ガスが急激に噴出されるときに発生する圧力波の成分と、高速ガスが排気弁及び排気系内部を通過し、大気に噴出する過程で発生する気流音に分類することができる。また、排気系壁面からの放射音も、排気系内部から音が透過した透過音と、エンジン振動等に起因する振動放射音に大別することができる。

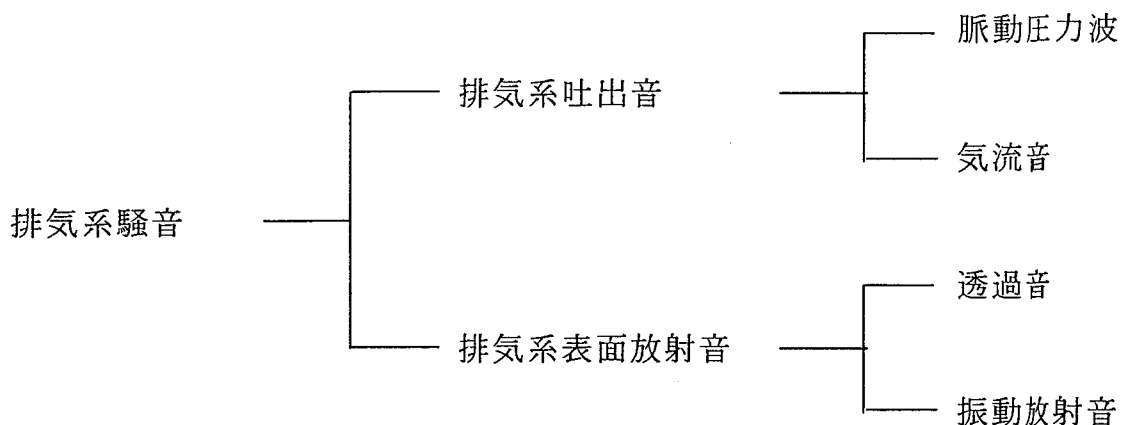


図 1.3 排気系の発生騒音分類

従って、排気系の発生騒音を低減する上では、単に排気系の吐出音の低減だけではなく、表面放射音の低減も併せて考えなければならない。

自動車の商品性の一つである快適性の向上を図る上で、車室内騒音の低減が要求されており、年々車室内の静粛性を高めるために排気系に対する騒音低減の要求は強くなっている。

車室内騒音の静粛性を高める上でよく問題になるのは、「こもり音」である。

「こもり音」とは、走行中ある車速域に限って、比較的低周波数（40～200Hz）の騒音が車室内のフロント・リアガラス間の反射で定在波を形成し共鳴することより発生する騒音のことで、レベルが大きくなると圧迫感を与える。「こもり音」の発生は車体の振動に起因する場合と大気伝播による音に起因する場合があるが、いずれの場合においても車室の空洞共鳴周波数と音波の周波数が一致した場合に発生するので、共鳴周波数帯域の入力騒音レベルの低減が必要である。

図 1.4 は「こもり音」の発生する車室内共鳴定在波のモードとその伝播入力経路を示したものである。

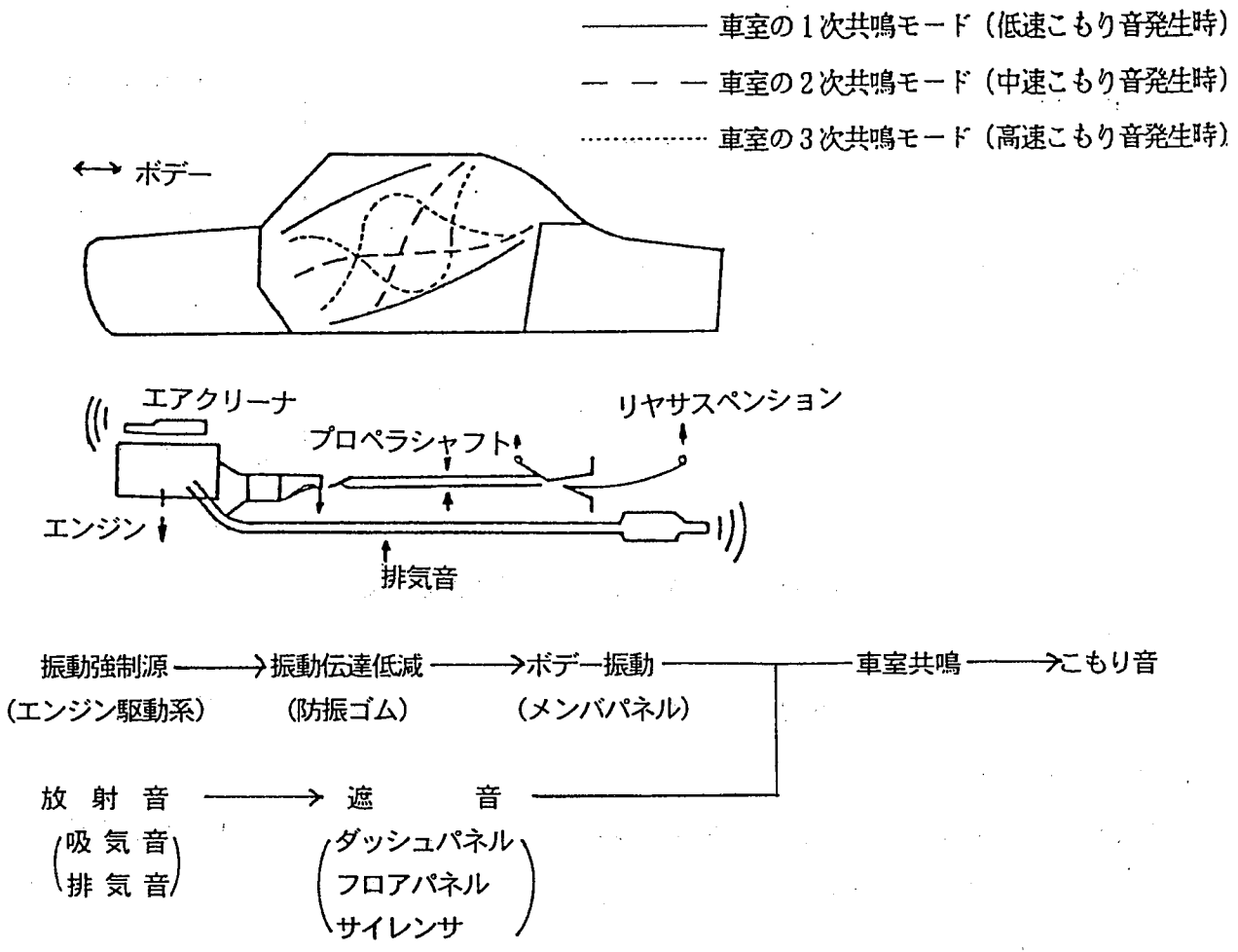


図 1.4 車室内共鳴定在波のモードとその伝播入力経路

排気系が原因となる「こもり音」の発生メカニズムとしては排気系の吐出音が車室内に大気伝播して発生する場合と、排気系の振動が車体マウンティングを介して車体振動によって発生する場合に区分される。

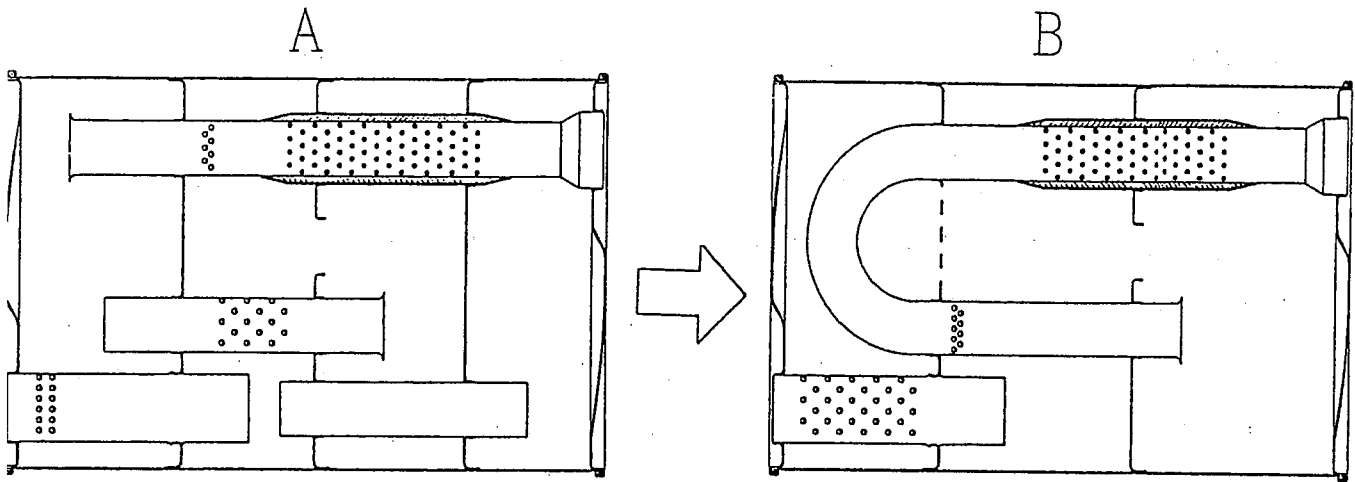
排気系の吐出音が原因の場合、車室内共鳴周波数に一致する排気系の吐出音の周波数成分の音圧レベルが高いため「こもり音」が発生するので、排気系における車室内共鳴周波数近傍の消音特性の改善が必要である。特に排気系の共鳴と車室内共鳴の周波数が一致しないようにすることが重要である。

排気系からの振動伝播が原因となる「こもり音」も同様に排気系の共振周波数と車室の共鳴周波数が一致しないようにすると共に、排気系のマウンティング位置や剛性の検討が重要である。

車室内の「こもり音」となる車室空洞共鳴周波数は、車室内の大きさ、形によって変化すると共に、「こもり音」の発生原因が多岐にわたり、車体の遮音度及び剛性等によっても「こもり音」の程度が異なるため、排気系を設計する時点で、「こもり音」の発生有無を予見することが難しい。

車室内騒音の低減を図る上でエンジン駆動系、車体振動の技術改良が進められているが、排気系に対する技術改良の要求も年々強化される傾向にある。図 1.5 は車室内騒音の低減のための排気系の改良例を示す。

改 良



回転次数比分析データ（排気音）

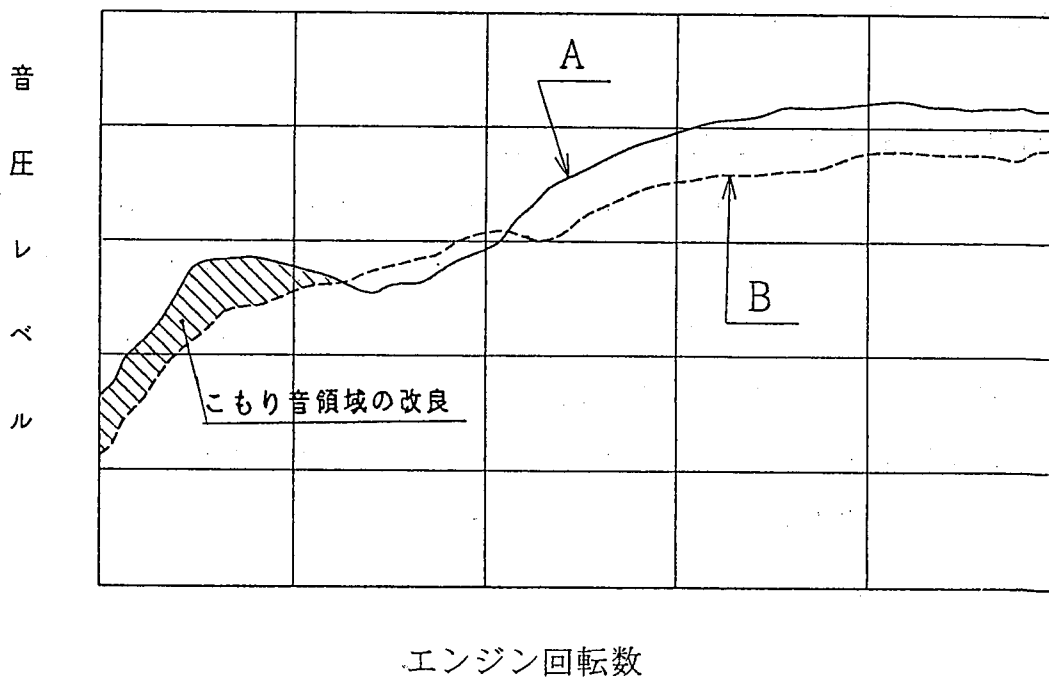


図 1.5 排気吐出音の車室内騒音レベルへの影響

1.2 排気系の変遷

内燃機関の搭載により実用化された自動車は、米国フォード社により量産化され、低価格で販売されるようになって以来普及が進み、現在は陸上交通機関として必要不可欠な地位を占めるに到っている。

自動車用排気系は、自動車に対して本質的に要求されている「迅速で安全で且つ快適な移動装置」であることを満足するために必要不可欠な機能部品でありながら、一般的にはあまり重要視されていなかった感がある。

自動車の普及につれて、自動車による交通事故、騒音、排気ガス汚染等が大きな社会問題となり、これに対応して自動車に対する各種法規制が施行され、その規制も段階的に強化されてきている。

自動車の騒音規制、排気ガス規制の強化に対応して、排気系に対する機能改善要求は年々厳しさを増してきている。しかしながら改善要求の大きさに比較して、排気系の改善のために許されている自由度は、車両側の制約によりあまりにも小さい。

ここでは、自動車騒音規制強化、排気ガス規制強化等の時代の要求に対応して、排気系の構成、消音器（マフラ又はサイレンサともいう。）構造がどう変遷したかを述べて、今後の参考としたい。

1.2.1 騒音規制強化に対応した排気系の変遷

国内における1971年（昭和46年）以降の車種別の加速走行騒音に対する規制値の推移を参考資料（自動車騒音規制の推移）に示す。1971年以前に比較して、自動車の加速走行騒音は6dB～11dB低減されたことになり、騒音エネルギーに換算すると約1/4～1/12に低減されたことになる。

自動車の騒音規制強化に対応して、排気系騒音の低減を図るため、排気系の改良が実施されたが、その代表的なものを以下に示す。

☆ 排気吐出音の低減対策

- ・ 消音器の容量増加
- ・ 消音器内部構造の改良
- ・ 副消音器の装着

- ・デیفューザの改良

- ・吸音材の使用拡大

☆ 排気系放射音の低減対策

- ・排気管及び消音器の板厚アップ

- ・多層管及び消音器シェル、エンドプレートの多層化

- ・ヒートインシュレータの改良

- ・排気系マウンティングの改良

- ・フレキシブルチューブ、フレキシブルジョイントの採用

消音器の容積は当初エンジン排気量の5倍程度であったが、現在では12倍程度となっている。この背景には、車室内居住空間の確保のためのアンダフロア形状のフラット化により、最適な消音器の装着位置、空間が得られず、消音器が消音効果の得にくい後方に置かれるようになった影響もある。

消音器の本体構造は、初期の頃は拡張室と吸音構造の組合せが多かったが、吸音材の飛散、固形化及び腐食の促進等の問題があり、吸音材の採用は一時減少し、いわゆるリアクティブタイプの消音構造が主流となっている。最近では、また吸音構造が材質・構造の改良によって見直されて、採用されてきている。

1.2.2 排気ガス規制による排気系構成の変化

国内外での排気ガス規制以前の排気系の構成は、エンジンマニホールドとエキゾーストパイプ（排気導管）、消音器及び排気系の接続部品と車体へ排気系を取り付けるマウンティング部品が、その構成部品であり、消音器の装着数は小型乗用車及びトラック系では通常 1 個で、中・大型の乗用車系ではメインマフラに加えて小型のサブマフラが装着されているものが主流であった。

排気ガス規制の対策として、エンジン改良のみでは排気ガス浄化が不十分であり、排気ガス浄化装置が排気系に組み込まれるようになった。当初は、カーメーカ各社の排気ガス対策の方式が異なり、排気ガス浄化装置として、触媒コンバータ、サーマルリアクタ等が採用されていたが、現在は各社とも触媒コンバータを採用している。

触媒コンバータの触媒はペレットタイプからモノリスタイプに変更され、エンジン改良技術の向上につれて酸化触媒から三元触媒へと移行してきている。更に触媒コンバータの装着位置も、床下置き（アンダフロア）が主流であったが、大容量エンジン車を除き、マニホールド直後に装着される車種が増加してきている。

排気ガス規制は排気系の熱対策にも大きな影響を与えた。すなわち、エンジンコールドスタート時に触媒コンバータの浄化性能を向上させるために触媒コンバータ前方での排気ガス温度の低下を防止する必要があり、フロントパイプでの放熱を防止するために中空二重管又は保温断熱パイプとした。更に触媒コンバータの後方では、排気ガス温度の上昇による熱害を防止するためにエキゾーストパイプ及び消音器にヒートインシュレータが装着されると共にテール管端にディフューザが装着され大気と排気ガスを混合し排出ガスの温度低下を図るようになった。

排気ガス浄化装置が排気系に組み込まれてから、排気系の吐出音に対する影響として、排気ガス温度上昇に伴う排気系の吐出音の増大及び排気系放射音の増大がある。

1973 年（昭和 48 年）の排気ガス規制への対応は、NO_x 規制に対して EGR（排気還流装置）を採用し、エンジンシリンダ内での最高燃焼温度を低下させ、更に空燃比をリッチの方向に調整して NO_x の発生を抑制した。更に HC、CO の発生が増加したため、HC、CO をサーマルリアクタ又は酸化触媒コンバータで酸化反応させ

除去する方式が採用された。この方式は、酸化反応に必要な二次空気を供給するため、排気ガス流量の増加と共に、反応熱による排気ガスの容積膨張で排気ガスの流速が増加するために、気流騒音が増加して、排気系の吐出音レベルが増大し、その対策が必要となった。

昭和 48 年排気ガス規制対策前と後の車両における排気系の特性を比較すると、排気ガス温度はマフラ出口部で 70～150℃上昇し、排気系の吐出音は約 4～6 dB(A スケール) 程度増加していることが報告されている。

排気系としては気流騒音の発生を低減させるために、消音器内部構造の改良、テールパイプ口径、ディフューザの改良等がほどこされている。

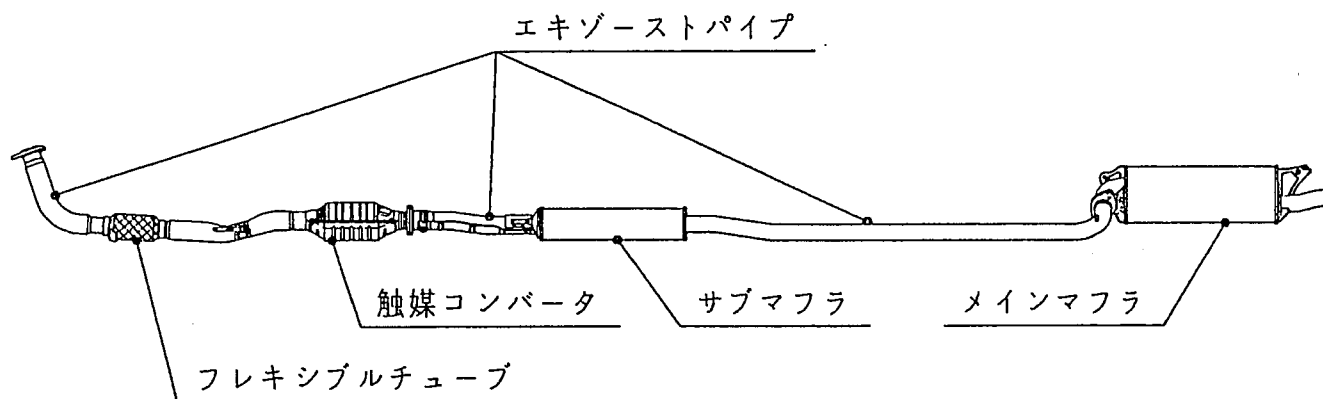
排気系の放射音の増大は熱害対策として追加されたヒートインシュレータ振動放射音が原因であり、放射音を低減させるためにヒートインシュレータの改良が各社で行われた。

1.3 排気系の構成と各 부품の機能

排気系の構成は、自動車の車種別と排気ガス規制対策としての浄化装置の有無によって異なるが、ここでは一般的なガソリンエンジンで乗用車の標準的な排気系の構成と各 부품の機能について述べる。

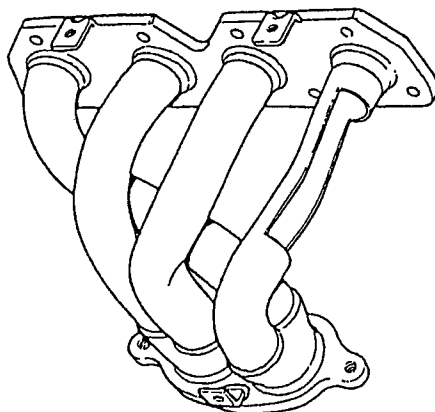
☆ 標準的な排気系の構成

- (イ) エキゾーストマニホールド
- (ロ) エキゾーストパイプ
- (ハ) 触媒コンバータ
- (ニ) サブマフラ
- (ホ) メインマフラ
- (ヘ) テールパイプ
- (ト) ディフューザ
- (チ) ヒートインシュレータ
- (リ) マウンティング部品



(イ) エキゾーストマニホールド

多気筒エンジンにおいて、いくつかの気筒から排気ガスを集合させる機能を有する。一般的には、エンジンと一体化されているため、排気系から省かれる場合も多いが、エキゾーストマニホールドはエンジン出力及び排気系の吐出音への影響が大きく、排気系として無視できない構成部品である。



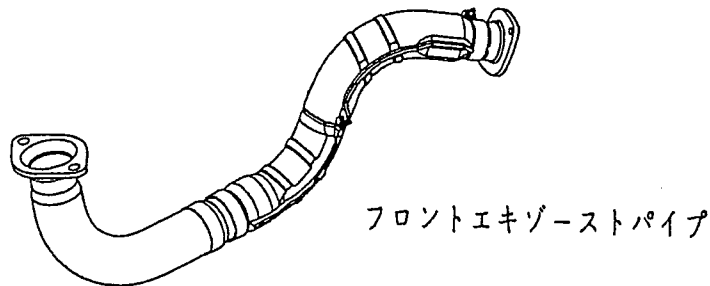
(ロ) エキゾーストパイプ

エキゾーストマニホールドから触媒コンバータ及び消音器に排気ガスを導くパイプであり、エンジンから後方に向かってフロントエキゾースト、センタエキゾースト、リアエキゾーストに区分されている。フロントエキゾーストパイプはエキゾーストマニホールドとフランジ継手で接続されることが多い。また、デュアルエキゾーストマニホールドを有する車両においてはエキゾーストパイプをYパイプとして、排気ガスを集合させたり、Hパイプとしてデュアルマニホールドの排気ガス及び排気騒音のバランスをとらせたりすることがある。

また、排気系の振動を低減する目的でエキゾーストパイプの一部にフレキシブル

チューブを用いたり、或いは、エキゾーストパイプの接続部にフレキシブルジョイントを用いるケースも多くなっている。

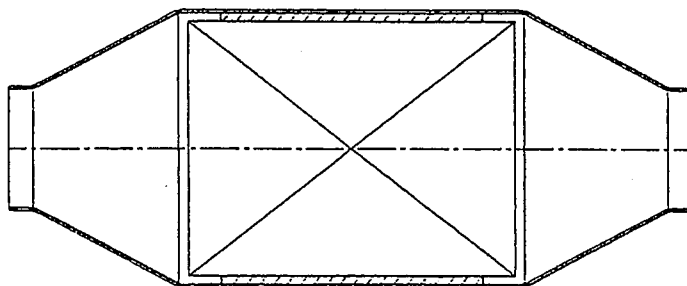
更に触媒コンバータ上流に用いられるエキゾーストパイプは、触媒の活性化を早めるために、触媒反応に必要な排気ガス温度を確保する目的で、中空二重管或いは断熱材を入れサンドイッチ構造とした保温断熱パイプが用いられている。



(ハ) 触媒コンバータ

排気ガスの浄化装置で排気ガス中に含まれている HC、CO、NO_x 等の有害成分を触媒反応により無害な H₂O、CO₂、N₂ に転化させ除去する装置である。又、触媒コンバータは一種の消音器と見なすことができる。

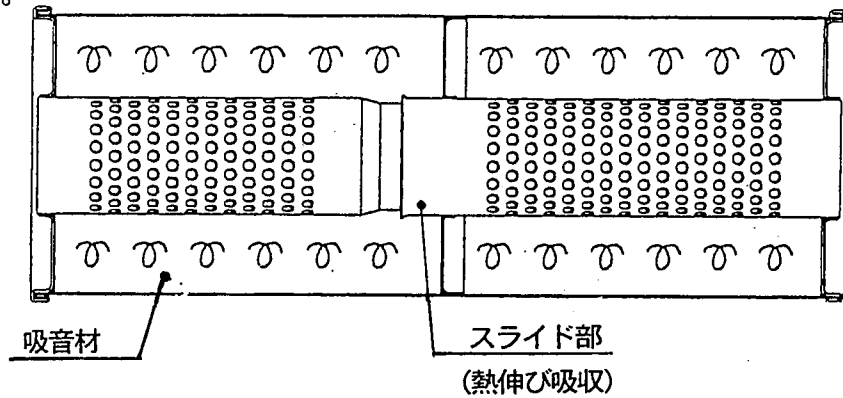
触媒コンバータの装着位置としては、比較的小排気量のエンジン車両では、従来のアンダフロアからエキゾーストマニホールドに直結されるケースが増えている。また、触媒コンバータの前にサブ的なプリコンバータが装着される場合もある。



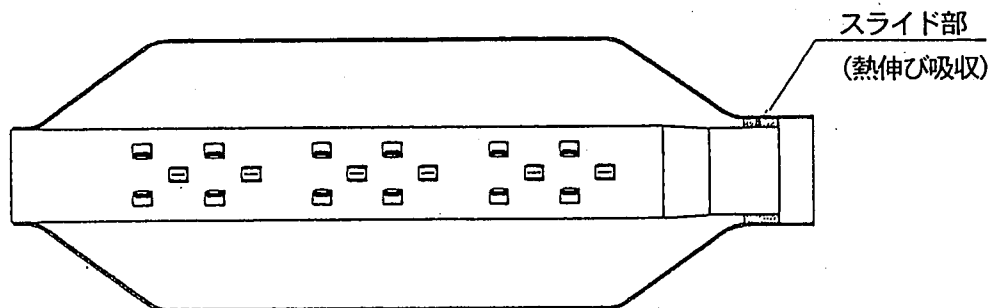
(ニ) サブマフラ

メインマフラの消音量を補足したり、排気系の共鳴特性を改善するために装着される。

メインマフラとサブマフラの区分は消音器の大きさによって区分される。サブマフラの構造としては比較的単純な拡張型、共鳴型、或いは吸音型が用いられることが多いが、容積の大きい場合はいくつかの消音構造を組み合わせたものもある。サブマフラはメインマフラとの位置関係によって、プリマフラ或いはポストマフラとも呼ばれている。



吸音材の飛散防止のため、パイプとの間にステンレスウールを設定する場合もある。



(木) メインマフラ

消音器としての作用の他に排気ガスの冷却も行う。排気ガスの冷却は、消音器内で排気ガスが断熱膨張し、温度が低下する他に、消音器の表面からの放熱により排気ガスの冷却が行われる。

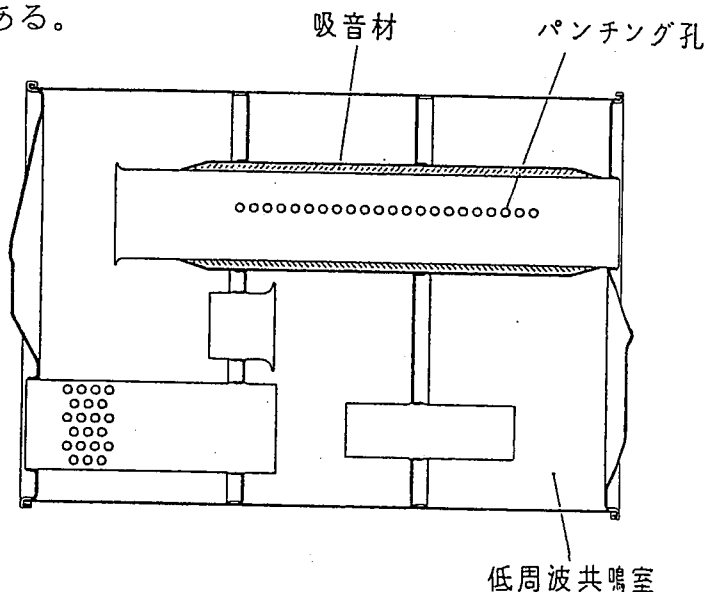
消音構造としては、前述のごとくリアクティブタイプの消音器が現在の主流であるが、吸音材入りのチャンバも一部に採用されている。なお、欧州車では吸音タイプのマフラが主に使用されているが、最近はリアクティブタイプの消音器も増えてきている。

消音構造としては拡張室、共鳴室と分流構造の組合せが主体である。最近では「車室内こもり音」低減のために低周波用共鳴室が設けられていることが多い。吸音タイプ構造は、マフラインナパイプ（パスチューブ）の一部に吸音構造を設けた消音

器、(孔あけした内筒パイプと外筒パイプの間に吸音材を充填したもの)が最近多く用いられている。エンジン出力へ影響する通気抵抗(背圧)の増加を防ぎながら、必要な消音特性を得るために、各社ともそれぞれ消音構造に工夫、改良を行っているが、限られた容積内では限界があり、消音器容積を増加した。

消音器の形状としては、丸形及び楕円形の断面形状のものが多く採用されている。消音器のシェルは通常、二重巻又は二層構造が採用されているが、これはシェルからの放射音の低減及び腐食に対して有利なためである。エンドプレートも放射音対策のためにビードを入れて剛性を増したものが多く、一部にはエンドプレートを二重にし、その間に吸音材を入れた構造もある。

また、マフラの内部腐食の原因となる排気ガスの凝縮液の除去機構や、触媒コンバータが内部破損した場合に破片物がテールパイプより飛散しないようにトラップ構造が設けられているものもある。



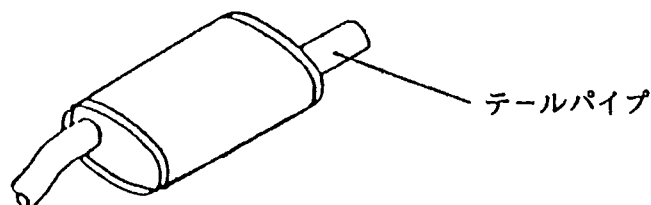
(ハ) テールパイプ

テールパイプは、排気系で冷却、消音、浄化された排気ガスを大気中に排出する機能を有している。テールパイプにはシングル及びデュアルのものがあるがスポーツ車では高性能のイメージを強調するために、デュアルテールパイプ又は大口径テールパイプが採用される傾向にある。

消音機能の面では、テールパイプの長さとお径をチューニングすることによって系の共鳴特性の改善を図ることができる。一般的にはテールパイプを長くした方が低周波の消音には有利である。

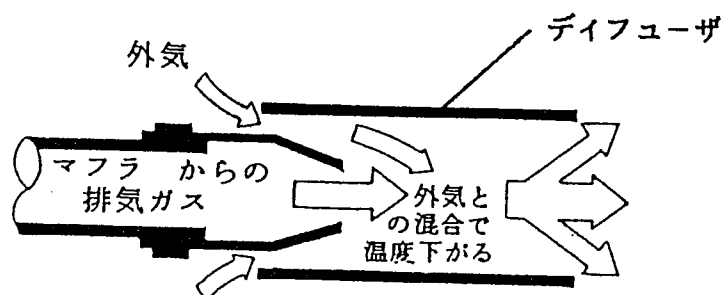
テールパイプ口径が細いと大気中に放出される排気ガスの流速が増し、気流騒音

が大きくなるのでテールパイプ口径は太くする必要はあるが、太くすれば低周波成分のレベルが悪化するため、排気ガス流量に適合したテールパイプ口径を選定することが重要である。



(H) ディフューザ

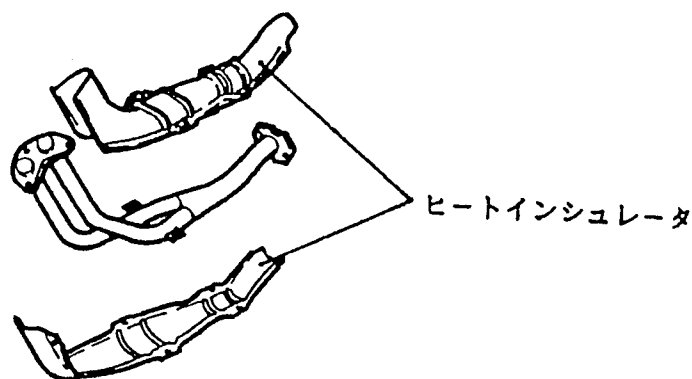
ディフューザの本来の役割は、テールパイプから排出される高温排気ガスを大気中に速やかに拡散させて、排気ガスの温度を低下させ、人体への火傷等の高温排気ガスによる熱害を防止することにある。また、テールパイプの装飾として装着されることも多い。従って、装飾上の観点から車両に適合したデザインが必要とされ、材質、表面処理にも留意されている。ディフューザの構造設計が悪いと二次的な気流騒音が発生し、排気系の吐出音が大きくなるので、設計には注意が必要である。



(I) ヒートインシュレータ

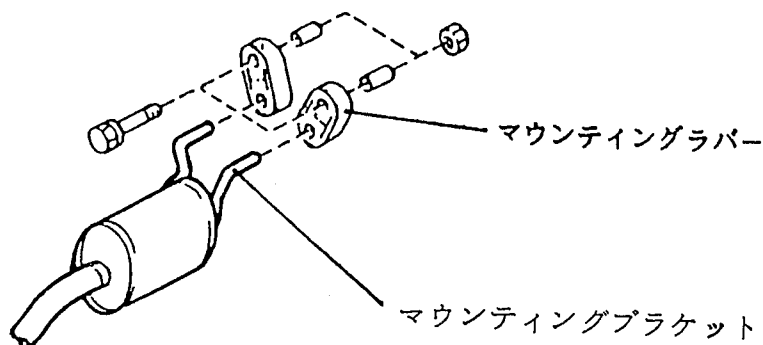
排気系内部は高温の排気ガスが流れているため、排気系の表面もかなりの高温となる。そのため、車両及び外界に対する熱害を防止する目的で、排気系の高音部にヒートインシュレータが、一定の間隔をあけて装着される。一般的には薄い金属板を排気系の形状に合わせてプレス成形したヒートインシュレータが用いられるが、排気系との間隙にグラスウール等の断熱材をはさんだものもある。排気系の振動により、ヒートインシュレータからの振動放射音或いは、排気系との振動干渉による

異音が発生することがあるので、ヒートインシュレータの剛性及び取り付け方法については十分に留意することが必要である。設計的に各種の工夫が図られている。



(9) マウンティング部品

排気系を車体に取り付けるための部品である。構成部品としては、排気系に取り付けられるブラケットと車体側に取り付けられるブラケット及び両者を結ぶマウンティングラバーは最近では排気系に直接溶接付けされるものが増えている。排気系のマウンティング部品の機能として車体への取り付け性を考慮する必要がある。更に、排気系の振動耐久強度及び車室内騒音への影響が大きいので、排気系のマウンティング位置、マウンティング形状及びマウンティングラバーを適切に設定する必要がある。排気系のマウンティング方法が良くないと車室内に「こもり音」が発生したり、排気系振動耐久強度上の問題を生じるため、マウンティング系の設計には消音系の設計と並んで十分に注意を払われなければならない。しかし、車体構造により影響されることが大きいので、車体設計を担当しているメーカーとの緊密な協力が不可欠である。



1.4 排気系各部の材質と耐久性

排気系各部の材質は、排気ガス規制による排気系のシステム構成としての変化及び排気系の耐久寿命に対する市場要求の変化に伴って、大きく変遷してきた。特に排気ガス規制、騒音規制の強化につれて、排気系に対する関心が深まり、排気系部品の耐久性能の向上が強く要求され、排気系各部の材質も見直されてきた。

排気ガス規制が実施されるまでの昭和 40 年代前半まで、排気系構成部品は、一般的には図 1.6 に示すように冷間圧延鋼板（以下 SPC と称する）及び普通鋼板が用いられた。長期的に在庫される交換部品には表面処理として塗装が行われていたが、ライン装着される部品については表面処理を施さずに使用されていた。当時は、排気系の寿命に対する品質保証期間も一年ないし 2 万 km 走行であり、消音器は一種の消耗部品として取り扱われていた。そのため、保証期間を満足していれば、排気系が破損しても市場でのクレーム問題となるようなことはなかった。

しかしながら、高度成長経済の波に乗って自家用乗用車が普及し、通勤用等の短距離走行使用が増え、更に消音器が後方に装着されるようになって、エンジンの暖気時に排気ガスが冷却され、排気ガスの凝縮液が消音器内部に生成し消音器の内部腐食を誘発して市場で問題となった。それを機に消音器の耐食寿命を向上させるために昭和 45 年頃より亜鉛メッキ鋼板及びアルミメッキ鋼板が採用されるようになった。排気ガス凝縮液は酸性（pH 4～7）で、消音器の内部温度が 60～90℃の温度域になると、腐食が促進されることが解明された。

アルミメッキ鋼板は亜鉛メッキ鋼板に比較して優れた耐食性を示すが、亜鉛メッキ鋼板に比べるとアルミメッキ鋼板の歴史は浅く、1939 年米国の ARMC O 社で製造されたものが最初とされている。アルミメッキの製造方式としては、熔融亜鉛メッキと同様に熔融メッキ法が主体となっている。アルミメッキ鋼板の採用により、最悪な腐食環境となるような使い方をして、最低でも一年以上の耐食寿命を保証することができるようになった。しかしながら、アルミメッキ鋼板が排気系材料として、一般的に採用されるようになったのは排気ガス規制が施行されて以降のことである。

排気ガス規制の施行によりエンジン改良と並んで排気系に排気ガス浄化装置が装着され、米国における 5 年、5 万マイル保証の要求基準を満足させるために浄化

装置用材料の検討が行われた。排気ガス規制施行当時は、各社のエンジン改良技術の相違もあって、サーマルリアクタ、酸化触媒コンバータ等、いくつかの浄化方式が採用された。しかし、いずれも、HC、COを二次空気を注入し酸化反応をさせ無害化する方式であり、結果的に排気ガス温度が従来のシステムに比較して上昇し、材料としてステンレススチールを主体とした耐熱合金が採用された。浄化装置以外の排気系の高温部位にも一部ステンレススチールの採用が行われ、更に消音器等の浄化装置以外の排気系構成部品に対して、耐高温酸化性に優れた特性を有するアルミメッキ鋼板の採用が行われた。

既述のごとく、排気ガス規制、騒音規制の強化により排気系へのユーザの関心が高まると同時に、車両全体の品質の向上が行われたこともあって、排気系の耐久寿命延長の要求は強くなる一方であり、現在の排気管及び消音器本体の材料は、アルミメッキ鋼板から SUS409、SUS410 等のステンレス系材料へ移行してきている。

図 1.6 に排気ガス規制以降の排気系及び現在（平成 10 年）の排気系の材質の例を示す。

図 1.7 に SUS 410 を基準とした各材料の寿命比較を示す。

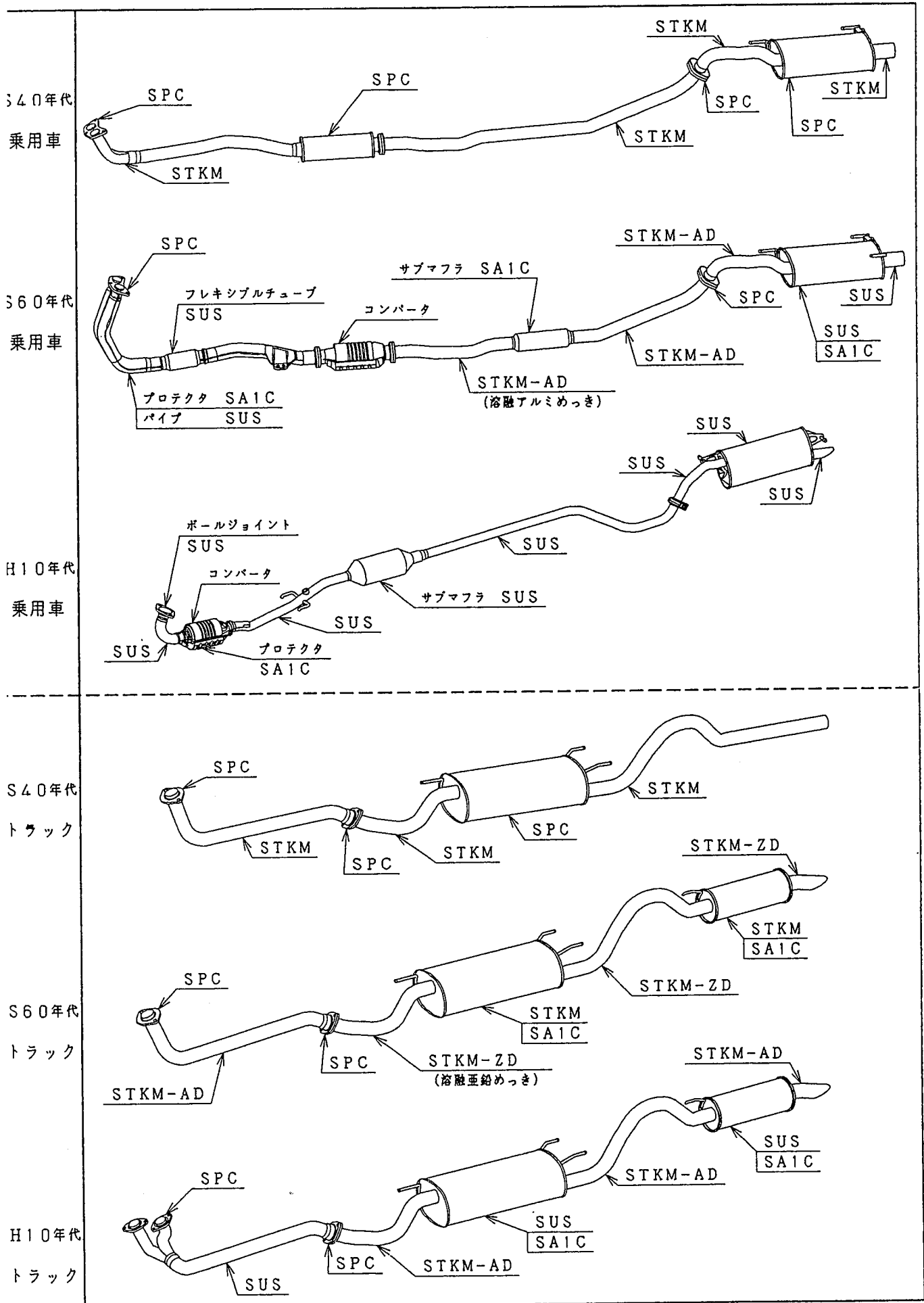


図 1.6 排気系構成部品の材質 (例)

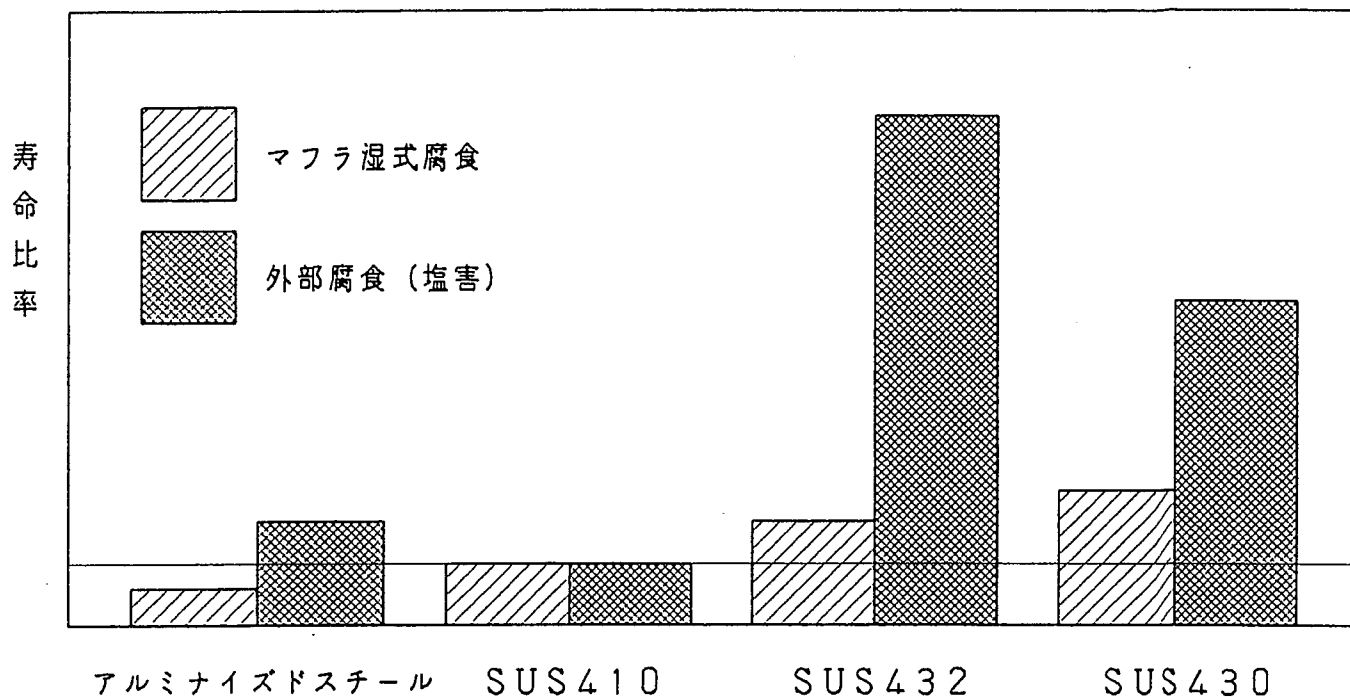


図 1.7 SUS 410 を基準としたときの各材料の寿命比較

第2章 排気消音系の設計法

- 2.1 排気消音系の基本設計理論
 - 2.1.1 消音系の減衰特性と定義
 - 2.1.2 消音器の基本構造と特性
 - 2.1.3 消音系の音響特性計算方法
 - 2.1.4 消音器の装着位置と消音系の消音特性
 - 2.1.5 音響シミュレーションを活用した設計手順
(消音・圧力損失)
- 2.2 異音・音色設計技術 (音チューニング技術)
 - 2.2.1 放射音・気流音低減技術
 - 2.2.2 音色評価技術
- 2.3 信頼性設計技術
 - 2.3.1 耐久強度設計技術
 - 2.3.2 CAE技術紹介
- 2.4 圧力損失低減技術
 - 2.4.1 排気消音構造の圧力損失に与える影響
 - 2.4.2 排気系内流れの可視化技術
 - 2.4.3 流れ解析技術
- 2.5 排気ガス浄化技術
 - 2.5.1 内燃機関の排気ガス浄化
 - 2.5.2 排気ガス浄化装置の消音系への影響

第2章 排気消音系の設計法

2.1 排気消音系の基本設計理論

従来から消音器については消音器単体の消音性能や消音系としての音響特性について、各種の理論的解析方法及び実験結果が報告されている。

即ち、1942年 D. D. Davis によって、1920～1930年代にかけての電気音響学の初期において、Stewart、Mason、Lindsay、小林などによって行われた、分布定数回路或いは四端子回路による音響フィルタに関する研究を基に、エンジンを対象とした一連の消音器に関する研究結果が報告されている。これは、消音器単体での透過損失を、従来の音響フィルタにおける方法を用いて示したものである。

1958年、五十嵐らによって音響管路系を四端子回路に置き換えて、Davisと同じ理論式を導き出し、更にその組合せによる複雑な消音器の特性が明らかにされている。1960年に福田は、Davis、五十嵐らの消音器単体の減衰効果を求める研究に対して、排気消音系全体としての消音効果を求める研究結果を発表し、その後数多くの研究報告を行っている。

また、内燃機関用の排気消音系では無視できない消音系の減衰特性に及ぼす気流の影響に関する研究報告としては、R. F. Lombert、萩、H. Martin、五十嵐、福田、平田、小幡らの研究がある。

排気系全体での音波の減衰特性の計算方法としては、伝達マトリックス法、境界要素法、有限要素法等があるが、一般的には各種基本構造の組み合わせ計算が容易な伝達マトリックス法が用いられているため、本節では壁面摩擦による音波の減衰を考慮した、消音系の伝達マトリックス音響特性計算理論を主体に

- イ) 消音系の減衰特性の定義
- ロ) 消音器の基本構造と特性
- ハ) 消音系の音響特性計算方法

- ハ) 消音系の音響特性計算方法
- ニ) 消音器の装着位置と消音系の消音特性
- ホ) 音響シミュレーションを活用した設計手順

等について順次説明する。消音系の減衰特性に及ぼす気流の影響に関しては、各種の研究報告があるがここでは参考文献紹介にとどめる。

2.1.1 消音系の減衰特性の定義

自動車用内燃機関等の排気消音系に対して既に定義されている“減衰量”として下記のものがある。

(1) 透過損失 TL (Transmission Loss)

消音器の入口及び出口の平均入射音エネルギーと平均通過音エネルギーの比で定まる消音器本体での減衰量。

(2) 減衰量 Att (Attenuation)

消音系を装着しないときの放射音響出力と、消音系を装着したときの放射音響出力の比で定まる減衰量で、消音系を脱着したときの感覚的音圧レベルの差に対応する。

(3) 挿入損失 IL (Insertion Loss)

音源の音響エネルギーと、音源に消音系を装着した場合の消音系出口の音響エネルギーの比で定まる減衰量で、消音系全体でのエネルギー減衰量を表す。また、同義の減衰量として、Att の特殊解としての減衰量。

これ等について、定義の内容と測定方法について触れ、消音基本構造の消音特性、及び消音系の音響特性を理解する上での参考とする。

(イ) 透過損失 TL の定義と測定方法

透過損失 TL は、消音器に入射する音響エネルギーに対する透過音の音響エネルギーの割合を dB で表し、消音器本体でエネルギーが遮音される量を次式で与えている。

$$TL = 10 \log \left| \frac{\text{入射音のエネルギー}}{\text{透過音のエネルギー}} \right|$$

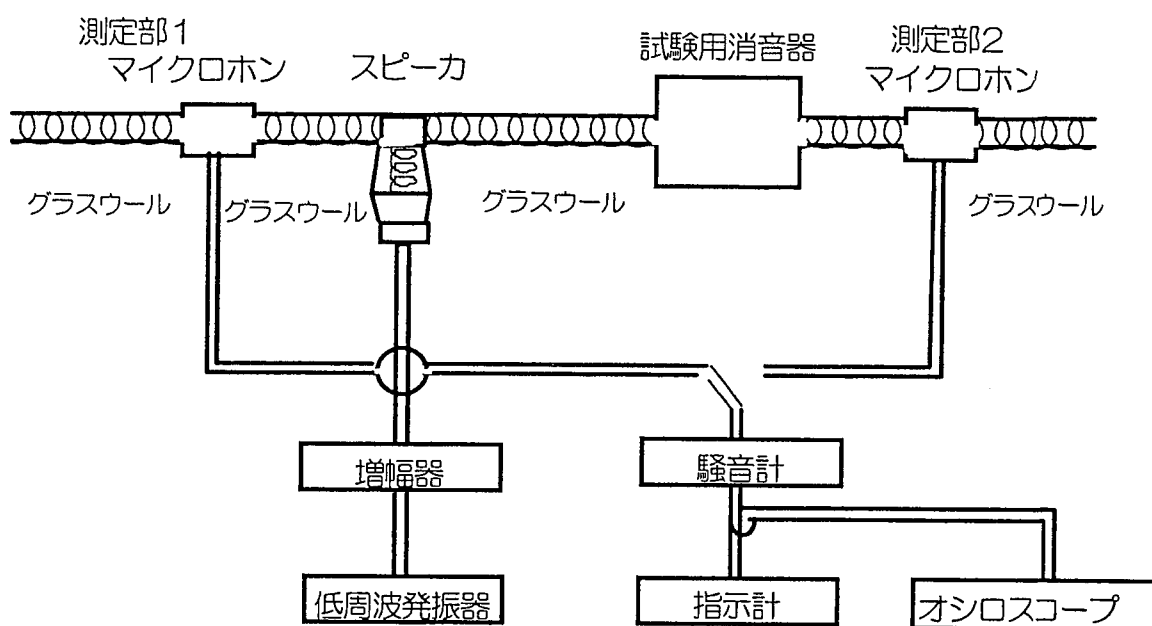


図 2.1 透過損失 TL の消音器本体実験装置

透過損失 TL を実験によって求めるには、図 2.1 に示すごとく、入口管と出口管にマイクロホンを置き、測定系内の反射波の音響エネルギーが入射及び透過音響エネルギーに影響しないように管路系の端部は無反射端にして実験を行わなければならない。

また、透過損失 TL は、あくまでも消音器本体での音響エネルギーの遮音量を示すものであり、実際に内燃機関等の排気系に装着した場合、消音効果は管路系端部等からの反射音の影響によって、遮音量 (TL) とは異なった減衰特性を示す。

(ロ) 減衰量 A_{tt} の定義と測定方法

減衰量 A_{tt} は、図 2.2 の管路系出口から任意距離 r 離れた点における音圧レベル (SPL') と、消音系を装着した場合の消音系出口からの距離 r 離れた点における音圧レベル (SPL) との差で定義される。

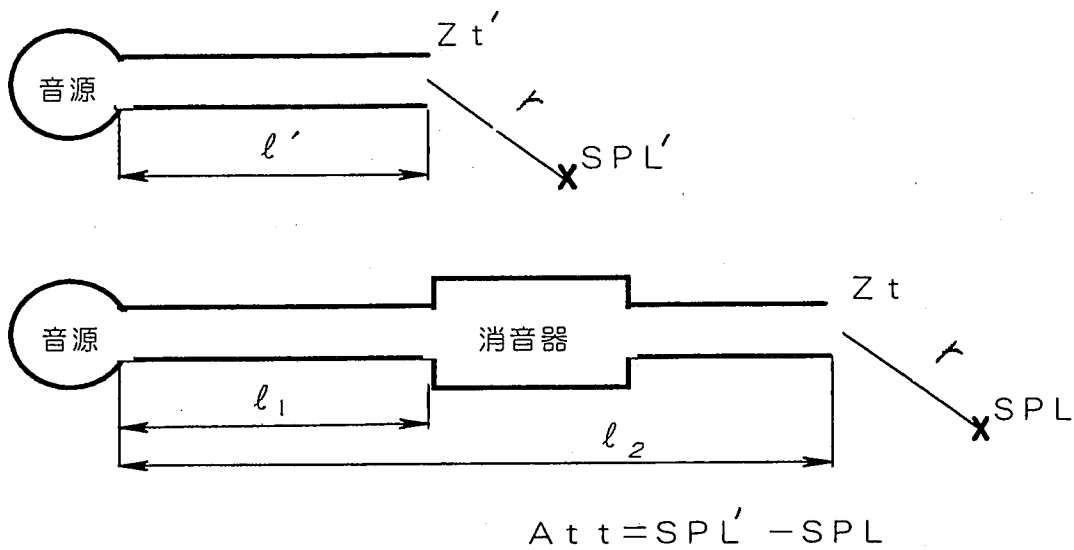


図 2.2 減衰量 A_{tt} の測定方法

なお、各種消音系に対する多くの A_{tt} の理論式が報告されているが、管路系出口の放射インピーダンス Z_t が等しく、かつ音波の指向性が等しいという仮定の基に導かれているものが多いので、実験値との対応を解析する際、十分考慮する必要がある。また、 l' 、 l_1 の設定方法によって、 A_{tt} が示す減衰特性の持つ物理的意味が異なってくることも知る必要がある。

(ハ) 挿入損失 IL の定義

挿入損失 IL は、音源に消音系を装着しないときの音源の音響エネルギーを W_0 、消音系を装着したときの消音系出口の音響エネルギーを W_t としたとき、挿入損失 IL は次式で与えられる。

$$IL = 10 \log \frac{W_0}{W_t}$$

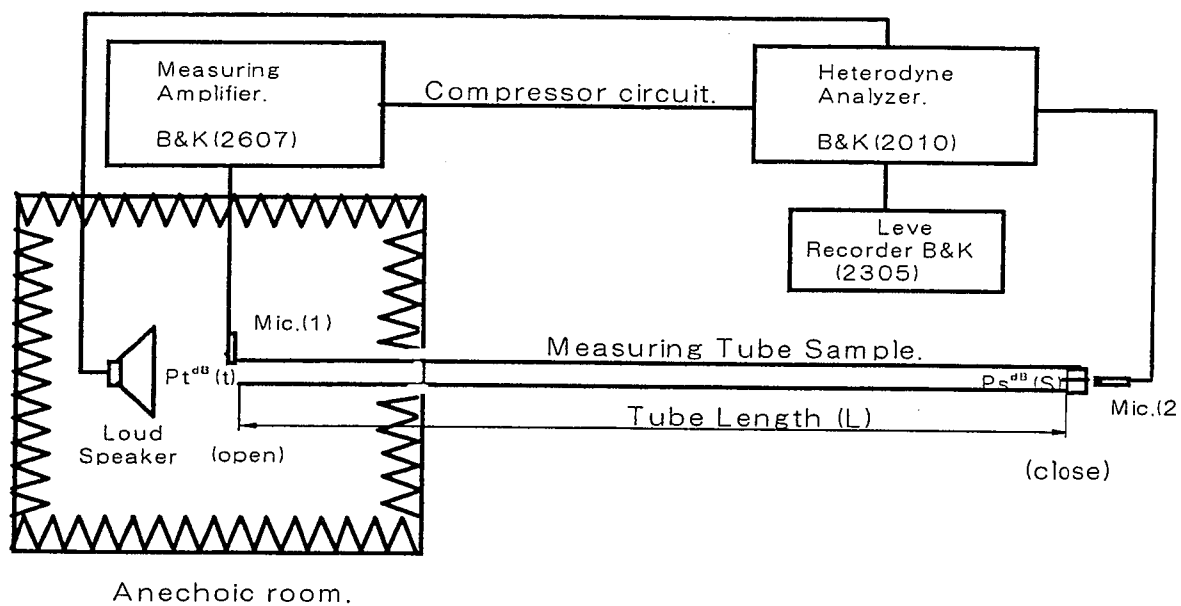


図 2.3 挿入損失 I L の実験装置

また、(口)の減衰量 Att を求める際に、 $l' = 0$ 、 $Z_{t'} = Z_t$ でなおかつ、消音系を装着した場合と、消音系を取り外したときの指向性が等しい場合の Att は挿入損失 I L と同義となる。

以下、本マニュアルでは、消音器単体の消音特性については透過損失 T L で、また消音系としての消音特性は全て挿入損失 I L を用いて示す。

2.1.2 消音器の基本構造と特性

現在実用に供されている消音器は一見複雑で、非常に多くの消音構造があるように思われる。しかし、その構造を分類し機能別に整理すると基本構造として次の6種に集約することができる。

(1) 拡張型

膨張室両端の隔壁板からの反射波が干渉して音波が減衰する。

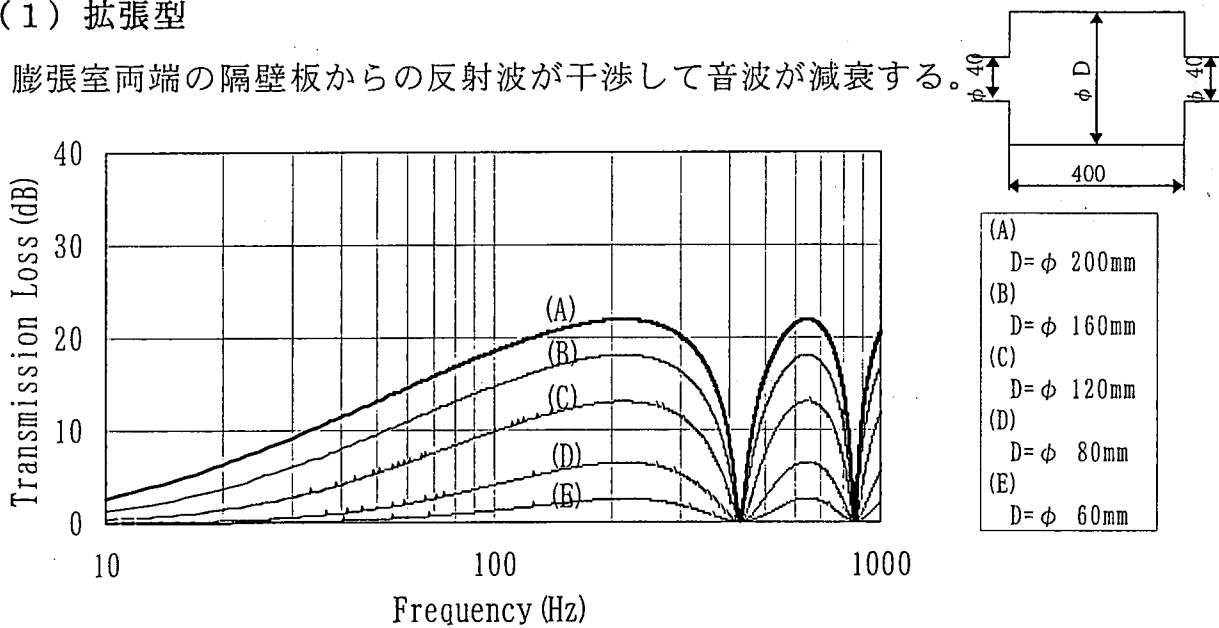


図 2.4 1 段拡張型消音器の透過損失特性

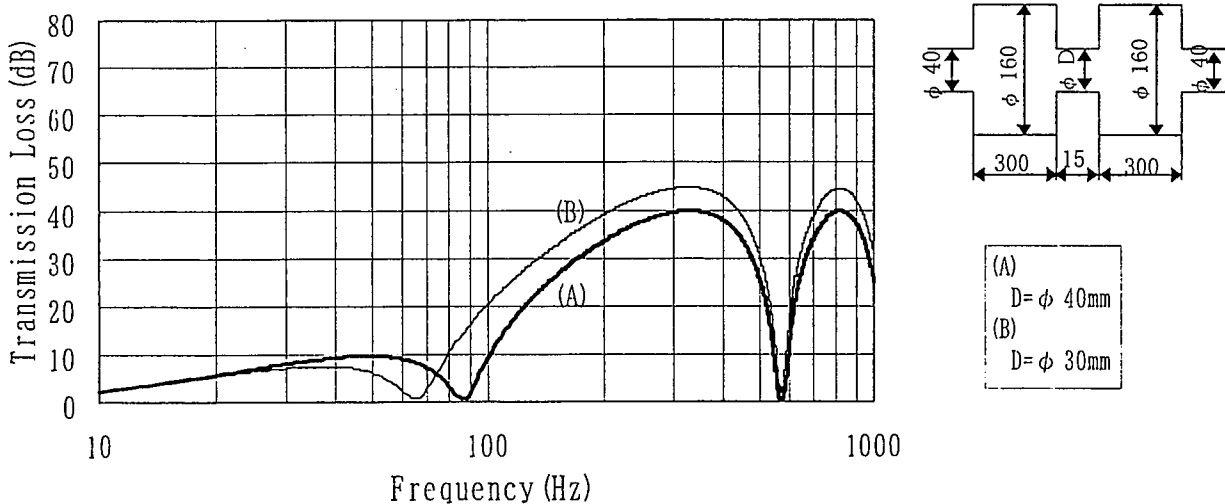


図 2.5 2 段拡張型消音器の透過損失特性

(2) 共鳴型

ヘルムホルツの共鳴器として古くから知られている消音原理で、ガス流れに対して抵抗なく、特定の周波数の音を著しく減衰させる特性をもっている。

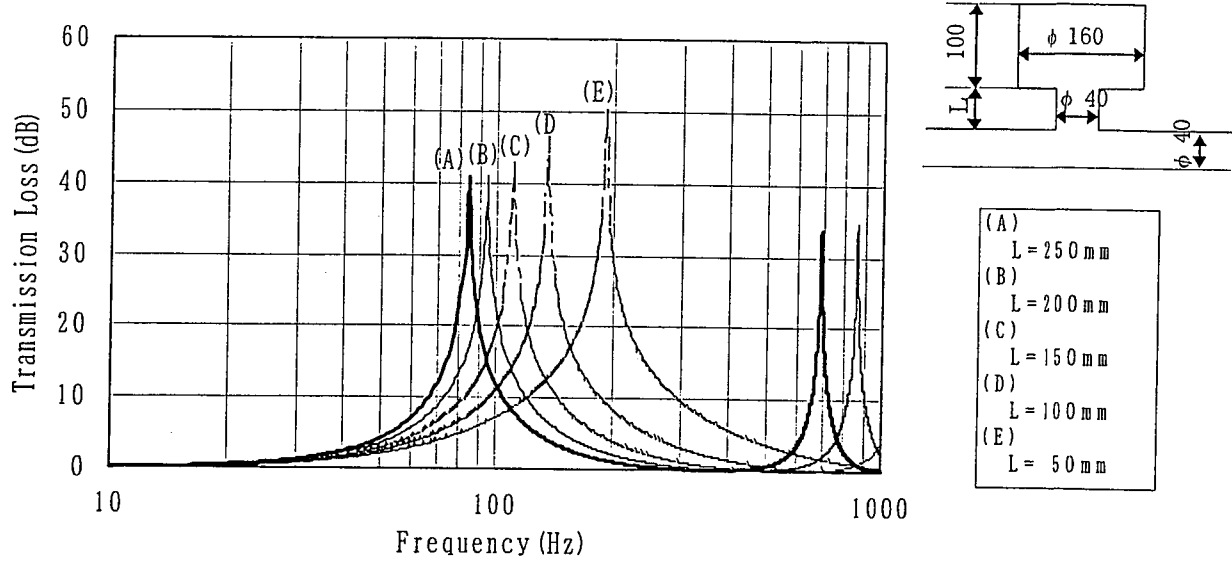


図 2.6 ヘルムホルツ型共鳴器の透過損失特性（共鳴室導管長さの変化）

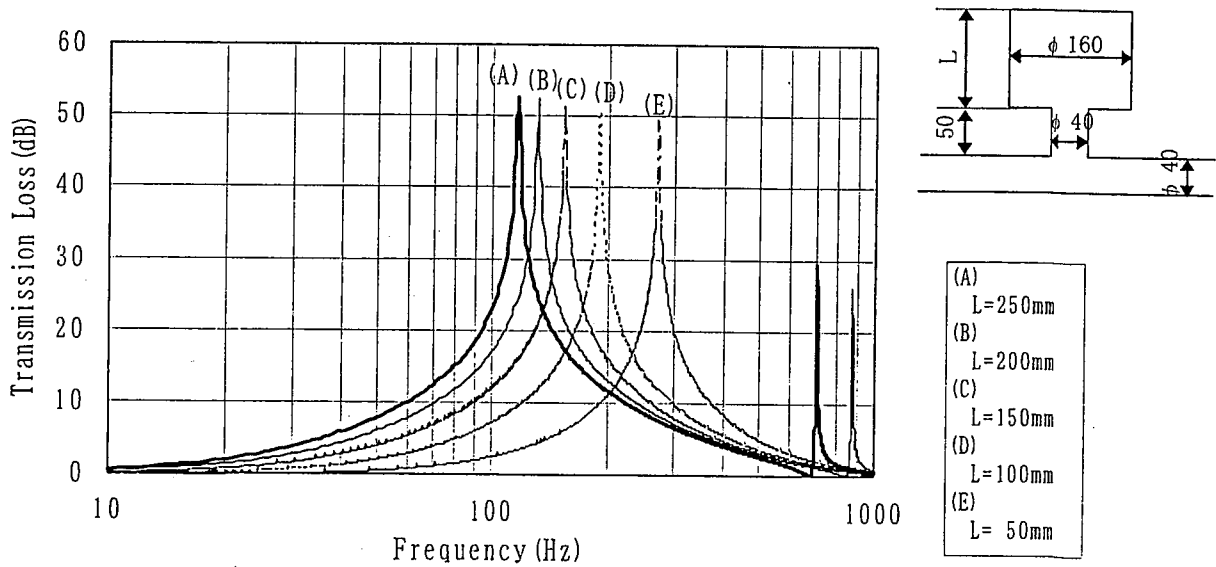


図 2.7 ヘルムホルツ型共鳴器の透過損失特性（共鳴室体積変化）

(3) 拡張共振型 (分岐管)

一端が閉ざされた分岐管の、閉管端からの反射波と分岐管入口からの進入音波との干渉による音波の減衰を行なう。

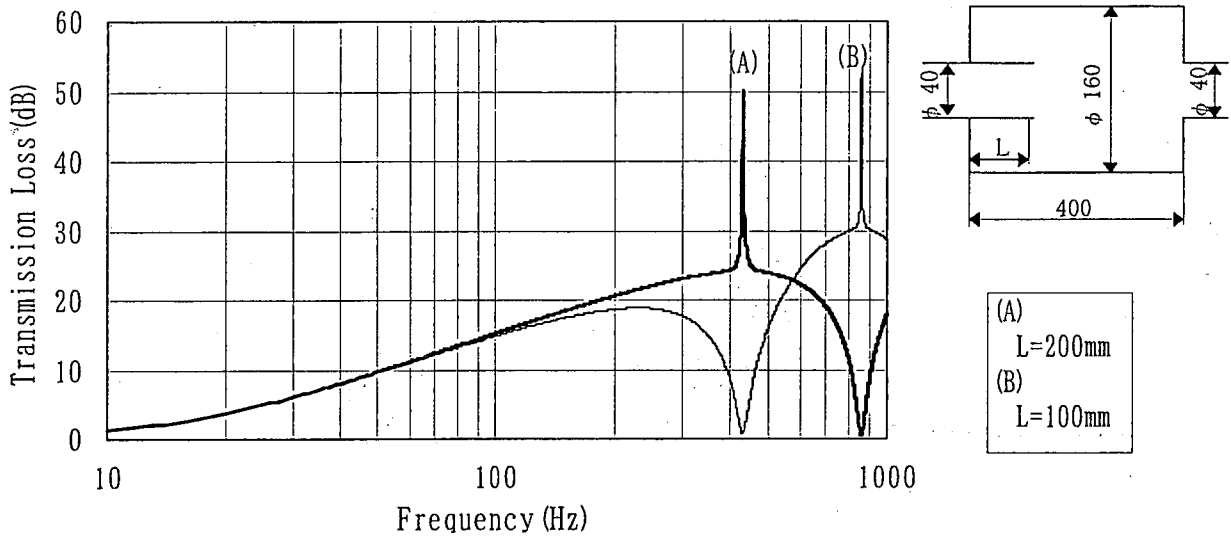


図 2.8 拡張共振型消音器の透過損失特性 (挿入管長さ変化 1)

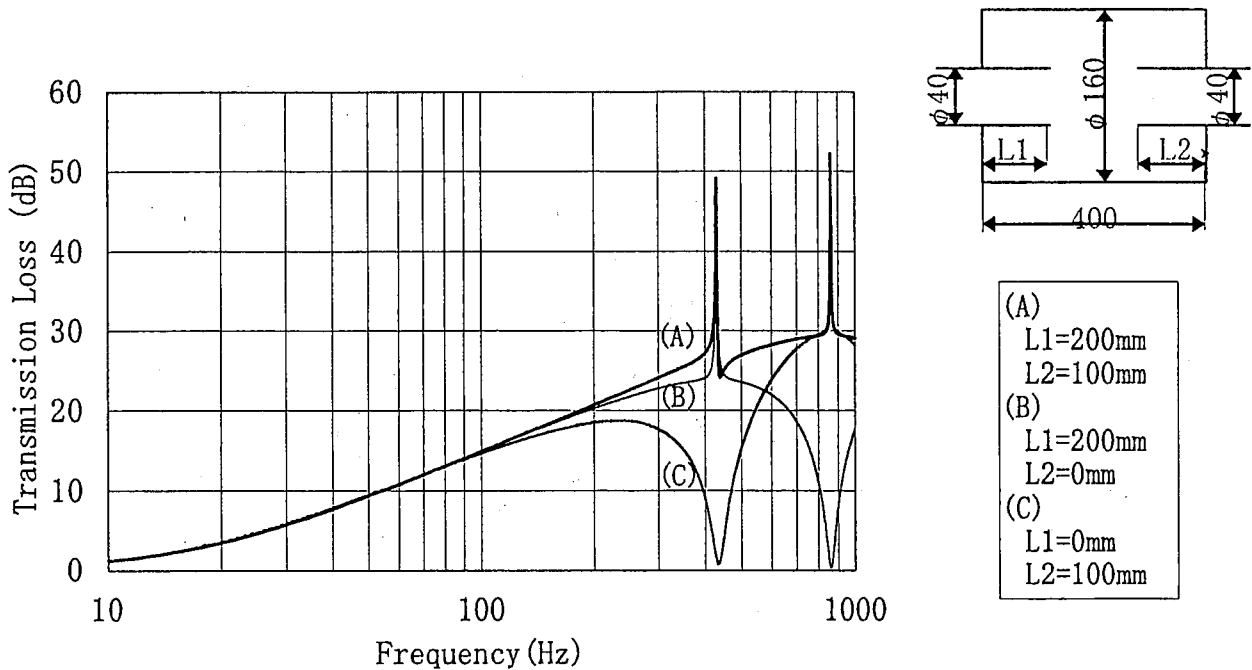


図 2.9 拡張共振型消音器の透過損失特性 (挿入管長さ変化 2)

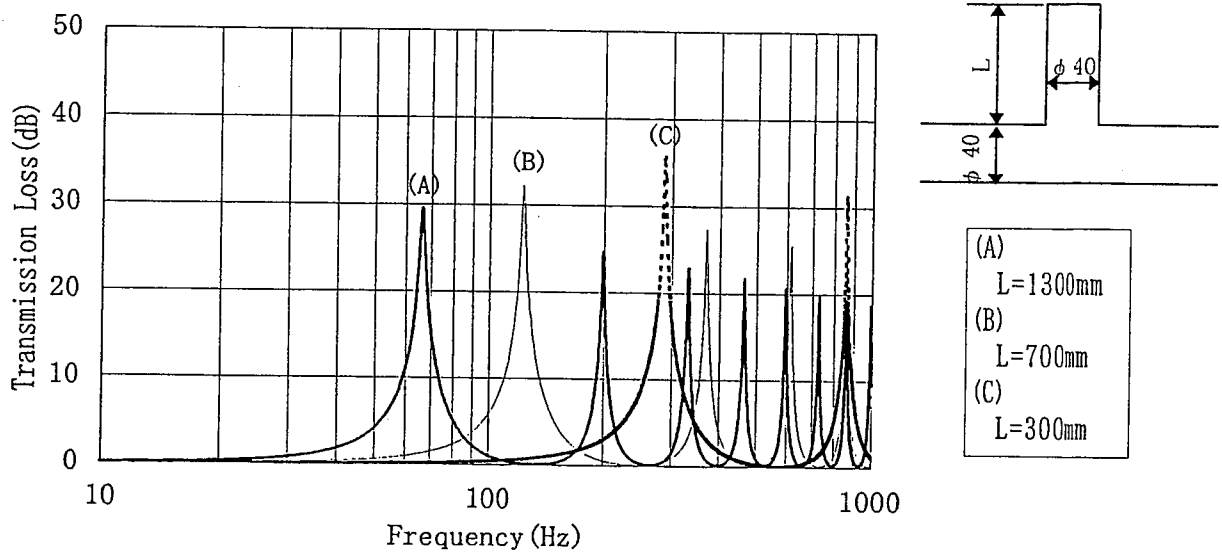


図 2.10 分岐管の透過損失特性 (分岐管長変化)

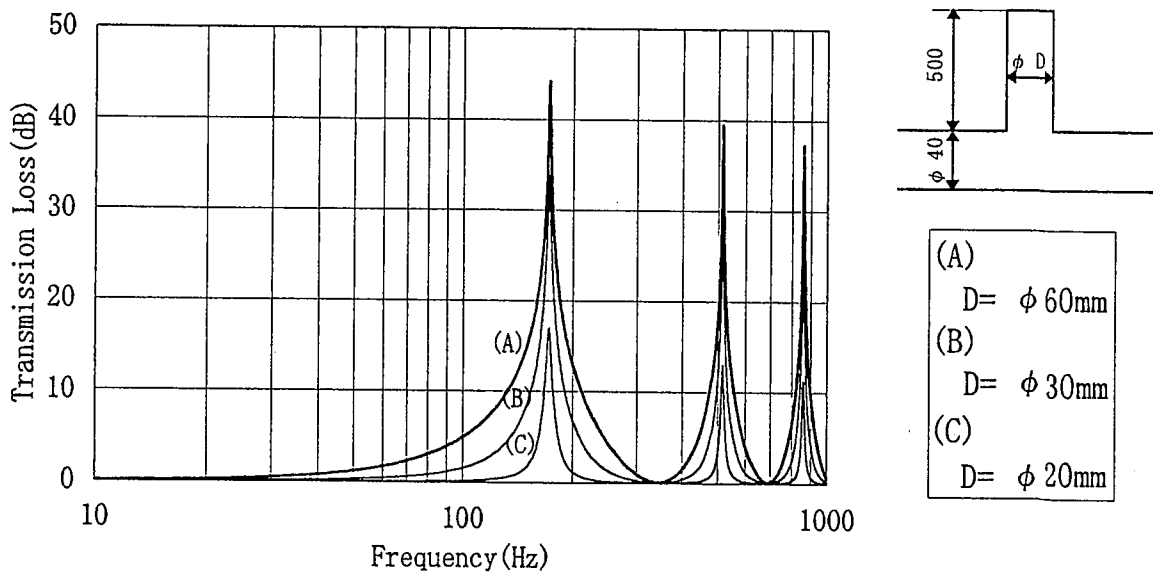


図 2.11 分岐管の透過損失特性 (分岐管断面積変化)

(4) 干渉型

音波の伝播距離を変え位相をずらして干渉させ音波の減衰を行う。

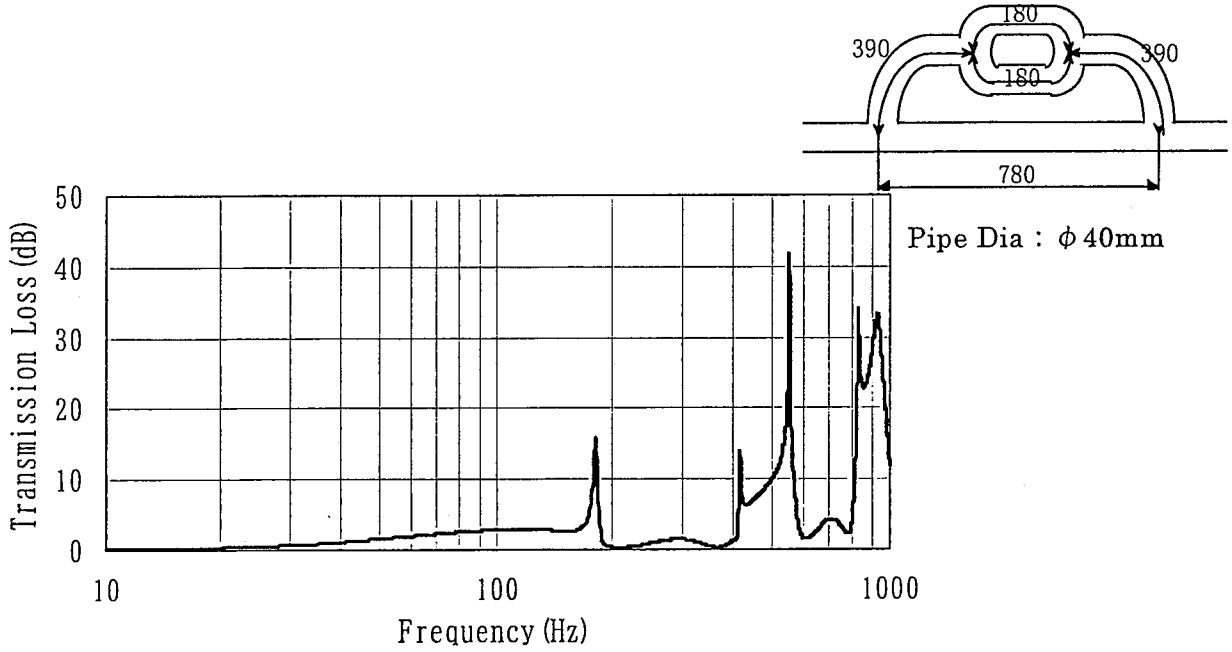


図 2.12 干渉型消音器の透過損失特性

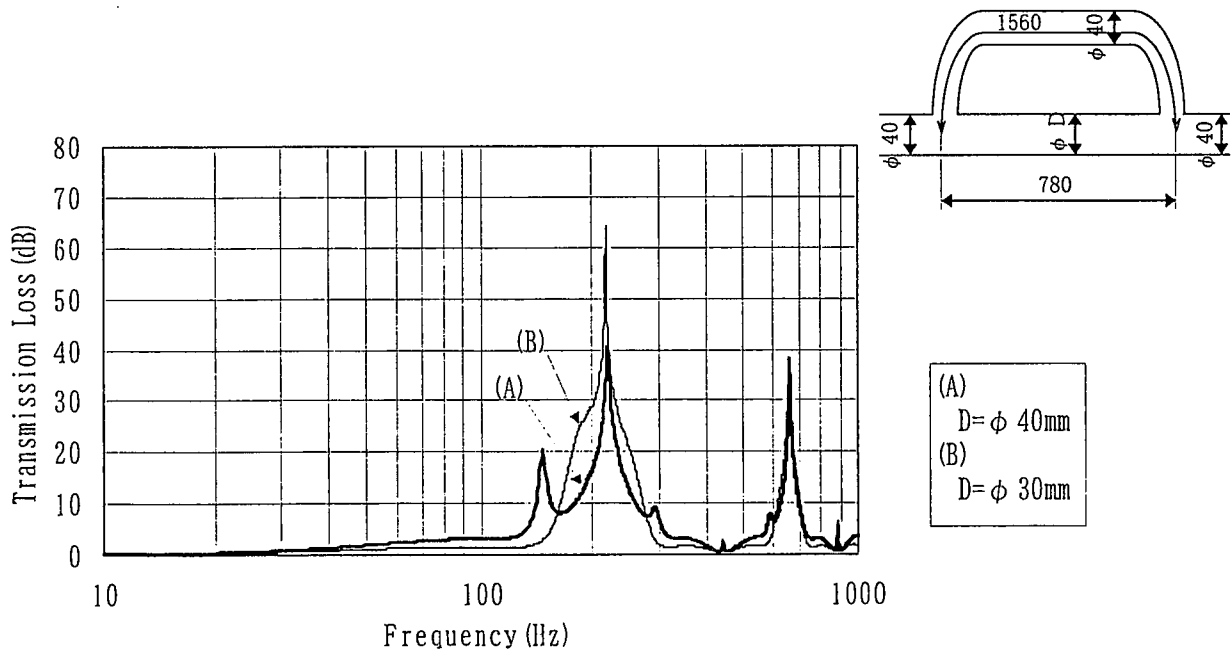


図 2.13 干渉型消音器の透過損失特性 (管断面積変化)

(5) 吸音型

耐熱性の吸音材（グラスウール、シカール等）壁面での摩擦により音波が減衰する。

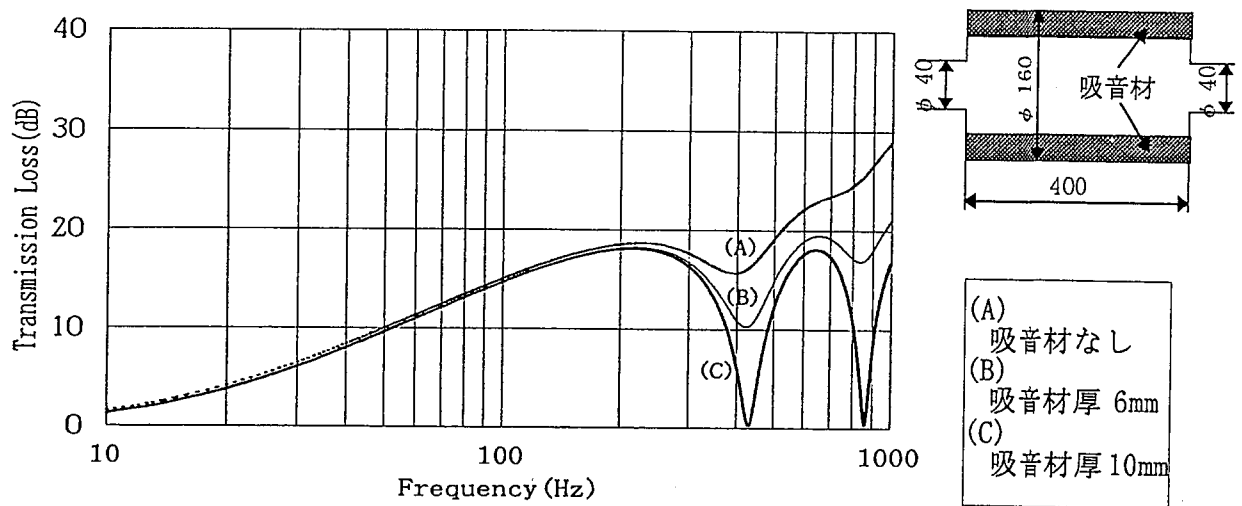


図 2.14 吸音型消音器の透過損失特性

(6) 抵抗型

排気管路系の通路に直流音響抵抗を与えて音波の減衰を行う。

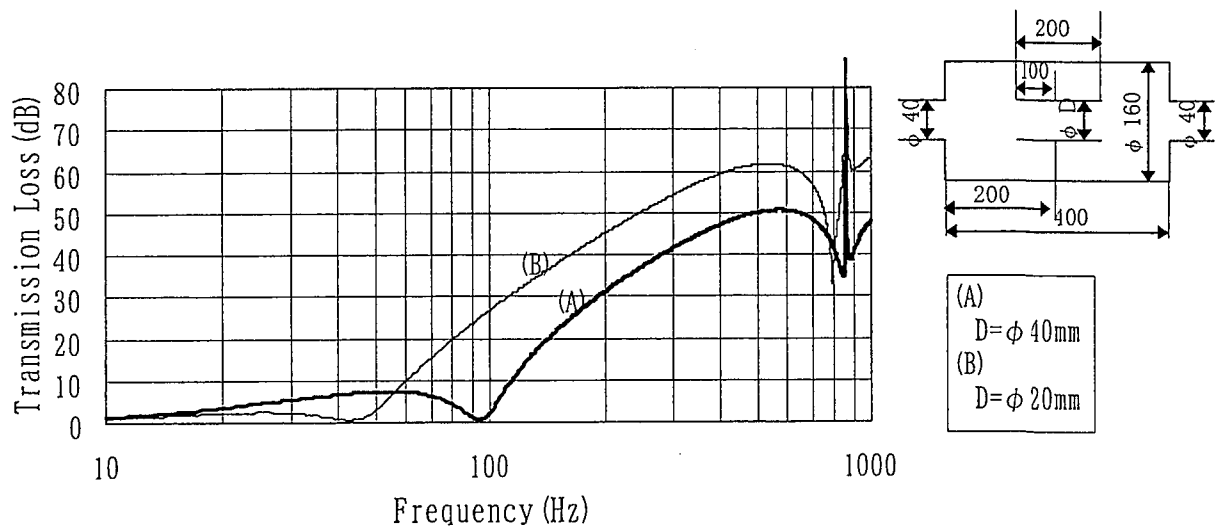


図 2.15 抵抗型消音器の透過損失特性

2.1.3 消音系の音響特性計算方法

(1) 減衰伝播を伴う管路系の伝達マトリックス

図 2.16 に示すように、断面積 S の直管の任意垂直断面における音圧を P とすると、垂直断面 S にかかる力 F (N) は

$$F = S \cdot P \quad (1)$$

で与えられる。

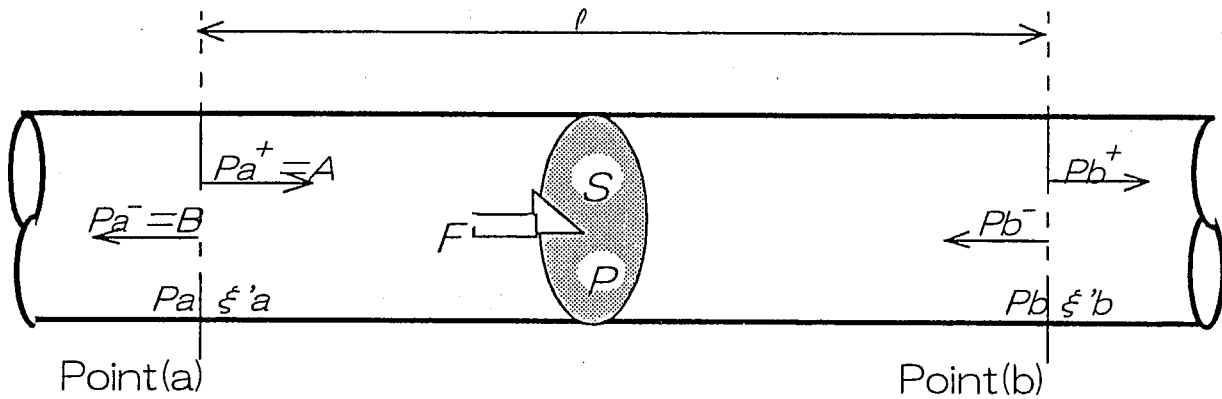


図 2.16 直管管路系の概要図

また、管内平面波の音圧 P は、粒子速度 ξ の関数として $P = \rho \cdot c \cdot \xi$ で与えられるので(1)式に代入すると垂直断面 (m^2) に作用する力 F は次式のごとく書き換えることができる。

$$F = S \cdot P = \rho \cdot c \cdot S \cdot \xi = \rho \cdot c \cdot U \quad (2)$$

ρ : 媒体の密度 (kg/m^3)

c : 音波の伝播速度 (m/s)

$U = S \cdot \xi$: volume velocity (体積速度) (m^3/s)

いま長さ l (m)、断面積 S (m^2) の管路の、入口点 (a)、及び出口点 (b) における音圧、粒子速度、及び体積速度をそれぞれ、図 2.16 に示すごとく、 P_a 、 ξ_a 、 U_a 、 P_b 、 ξ_b 、 U_b とすると、(2)式における定義により

$$U_a = S \cdot \xi_a \quad (3)$$

$$U_b = S \cdot \xi_b \quad (4)$$

で与えられる。また、

$$\text{点 (a) における進行波の音圧を } P_a^+ = A \quad (5)$$

$$\text{点 (a) における反射波の音圧を } P_b^- = B \quad (6)$$

とすると、点 (b) における進行波の P_b^+ 及び反射波 P_b^- は次式で与えられる。

$$P_b^+ = A \cdot e^{-i k \ell} \cdot e^{-\delta \ell} \quad (7)$$

$$P_b^- = B \cdot e^{i k \ell} \cdot e^{\delta \ell} \quad (8)$$

ただし、 δ (1/m) は管内平面波の減衰定数で、位相定数 K と共に次式で与えられる。

$$\delta = \frac{\omega}{c} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\sqrt{1 + \frac{\sigma^2}{\omega^2}} - 1 \right)} \quad (9)$$

$$K = \sqrt{\frac{\omega^2}{c^2} + \delta^2} \quad (10)$$

σ : 摩擦係数

$\omega = 2 \pi f$: 振動角速度

f = 音波の周波数(Hz)

(a) 点及び(b)点における進行波と反射波の合成音圧と体積速度は

$$P_a = P_a^+ + P_a^- = A + B \quad (11)$$

$$P_b = P_b^+ + P_b^- = A \cdot e^{-i k \ell} \cdot e^{-\delta \ell} + B \cdot e^{i k \ell} \cdot e^{\delta \ell} \quad (12)$$

$$U_a = S \cdot \xi_a = \frac{S}{\rho c} (P_a^+ - P_a^-) = \frac{S}{\rho c} (A - B) \quad (13)$$

$$\begin{aligned} U_b = S \cdot \xi_b &= \frac{S}{\rho c} (P_b^+ - P_b^-) \\ &= \frac{S}{\rho c} (A \cdot e^{-i k \ell} \cdot e^{-\delta \ell} - B \cdot e^{i k \ell} \cdot e^{\delta \ell}) \end{aligned} \quad (14)$$

で与えられるので、A、Bは次式で与えられる。

$$A = \frac{1}{2} \left\{ e^{i k \ell} \cdot e^{\delta \ell} \cdot P_b + \frac{S}{\rho c} e^{i k \ell} \cdot e^{\delta \ell} \cdot U_b \right\} \quad (15)$$

$$B = \frac{1}{2} \left\{ e^{-i k \ell} \cdot e^{-\delta \ell} \cdot P_b + \frac{\rho c}{S} e^{-i k \ell} \cdot e^{-\delta \ell} \cdot U_b \right\} \quad (16)$$

ならば、

$$A + B = \frac{1}{2} \left[\left\{ (e^{\delta \ell} + e^{-\delta \ell}) \cos K \ell + i (e^{\delta \ell} - e^{-\delta \ell}) \sin K \ell \right\} P_b + \frac{\rho c}{S} \left\{ (e^{\delta \ell} - e^{-\delta \ell}) \cos K \ell + i (e^{\delta \ell} + e^{-\delta \ell}) \sin K \ell \right\} U_b \right] \quad (17)$$

$$A - B = \frac{1}{2} \left[\left\{ (e^{\delta \ell} - e^{-\delta \ell}) \cos K \ell + i (e^{\delta \ell} + e^{-\delta \ell}) \sin K \ell \right\} P_b + \frac{\rho c}{S} \left\{ (e^{\delta \ell} + e^{-\delta \ell}) \cos K \ell + i (e^{\delta \ell} - e^{-\delta \ell}) \sin K \ell \right\} U_b \right] \quad (18)$$

であるから、(17)、(18)式を(11)、(13)式に代入し、整理すると、

$$P_a = \left\{ \cosh \delta \ell \cdot \cos K \ell + i \sinh \delta \ell \cdot \sin K \ell \right\} P_b + \frac{\rho c}{S} \left\{ \sinh \delta \ell \cdot \cos K \ell + i \cosh \delta \ell \cdot \sin K \ell \right\} U_b \quad (19)$$

$$U_a = \frac{S}{\rho c} \left\{ \sinh \delta \ell \cdot \cos K \ell + i \cosh \delta \ell \cdot \sin K \ell \right\} P_b + \left\{ \cosh \delta \ell \cdot \cos K \ell + i \sinh \delta \ell \cdot \sin K \ell \right\} U_b \quad (20)$$

となる。いま、

$$a = \cosh \delta \ell \cdot \cos K \ell + i \sinh \delta \ell \cdot \sin K \ell \quad (21)$$

$$b = \sinh \delta \ell \cdot \cos K \ell + i \cosh \delta \ell \cdot \sin K \ell \quad (22)$$

とすると、(21)、(22)式によって、(19)、(20)式は

$$P_a = a \cdot P_b + \frac{\rho c}{S} b \cdot U_b \quad (23)$$

$$U_a = \frac{S}{\rho c} b \cdot P_b + a \cdot U_b \quad (24)$$

と書き換えられ、点 (a) と点 (b) の音圧と体積速度に対する (23)、(24) の関係式を、マトリックスの形に書き換えると次式を得る。

$$\begin{bmatrix} P_a \\ U_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a & \frac{\rho c}{S} b \\ \frac{S}{\rho c} b & a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_b \\ U_b \end{bmatrix} \quad (25)$$

いま、点 (a) と点 (b) の音圧と体積速度に対する伝達マトリックスの四端子定数を、

$$\begin{bmatrix} P_a \\ U_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_b \\ U_b \end{bmatrix} \quad (26)$$

とすると、(25) 式より四端子定数は次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} A = a = \{ \cosh \delta l \cdot \cos Kl + i \sinh \delta l \cdot \sin Kl \} \\ B = \frac{\rho c}{S} b = \frac{\rho c}{S} \{ \sinh \delta l \cdot \cos Kl + i \cosh \delta l \cdot \sin Kl \} \\ C = \frac{S}{\rho c} b = \frac{S}{\rho c} \{ \sinh \delta l \cdot \cos Kl + i \cosh \delta l \cdot \sin Kl \} \\ D = a = \{ \cosh \delta l \cdot \cos Kl + i \sinh \delta l \cdot \sin Kl \} \end{bmatrix} \quad (27)$$

なお、減衰伝搬する管内平面波の減衰定数を、 $\delta = 0$ として、伝達マトリックスの四端子定数 (27) 式に代入すると、音波が無損失伝搬すると仮定して得られた四端子定数 (28) 式を得ることができる。

$$\begin{bmatrix} A_{\delta=0} = \cos Kl, & B_{\delta=0} = i \frac{\rho c}{S} \sin Kl \\ C_{\delta=0} = i \frac{S}{\rho c} \sin Kl, & D_{\delta=0} = \cos Kl \end{bmatrix} \quad (28)$$

(2) 減衰伝搬を伴う分岐管の伝達マトリックス

図 2.17 に示すように減衰伝搬 (減衰定数 δ) する分岐管の入口境界点 (a) の、管路入口側の分岐管入口、管路出口側のそれぞれの音圧及び体積速度を、 $\{P_1, U_1\}$

$\{P_2, U_2\}$ 、 $\{P_3, U_3\}$ 、とすると、境界点 (a) における連続の式は次式で与えられる。

$$P_1 = P_2 = P_3 \quad (29)$$

$$U_1 = U_2 + U_3 \quad (30)$$

また、分岐管の入口における進行波の音圧をA、反射波の音圧をBとすると、分岐管末端部の体積速度が0であるという条件からA、Bの関係式(31)を得る。

$$B = A \cdot e^{-2ik\ell} \cdot e^{-2\delta\ell} \quad (31)$$

よって、分岐管の入口境界点 (a) から分岐管をみた音響インピータンZは、(29)~(30)式により、

$$Z = \frac{\rho c}{S} \frac{(e^{2\delta\ell} + e^{-2ik\ell})}{(e^{2\delta\ell} - e^{-2ik\ell})} \quad (32)$$

で与えられるので、(29)、(30)の連続の式及び(32)式より、分岐管の伝達マトリックスは次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \left(\frac{1}{Z}\right) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_3 \\ U_3 \end{bmatrix} \quad (33)$$

ただし、 $(1/Z)$ の実数部を $(1/Z)_R$ 、虚数部を $(1/Z)_I$ とすると、それぞれ次式で与えられる。

$$\left(\frac{1}{Z}\right)_R = \frac{S}{\rho c} \frac{(e^{4\delta\ell} - 1)}{(1 - e^{2\delta\ell})^2 + 4e^{2\delta\ell} \cdot \cos^2 K\ell} \quad (34)$$

$$\left(\frac{1}{Z}\right)_I = \frac{S}{\rho c} \frac{4e^{2\delta\ell} \cdot \sin K\ell \cdot \cos K\ell}{(1 - e^{2\delta\ell})^2 + 4e^{2\delta\ell} \cdot \cos^2 K\ell} \quad (35)$$

なお、管路系の伝達マトリックス同様に、分岐管内平面波の減衰定数を、 $\delta = 0$ として(34)、(35)式に代入すると、無損失伝搬すると仮定して得られる分岐管の伝達マトリックス

$$\left(\frac{1}{Z}\right) = i \frac{S}{\rho c} \tan Kl \quad (36)$$

を得ることができる。

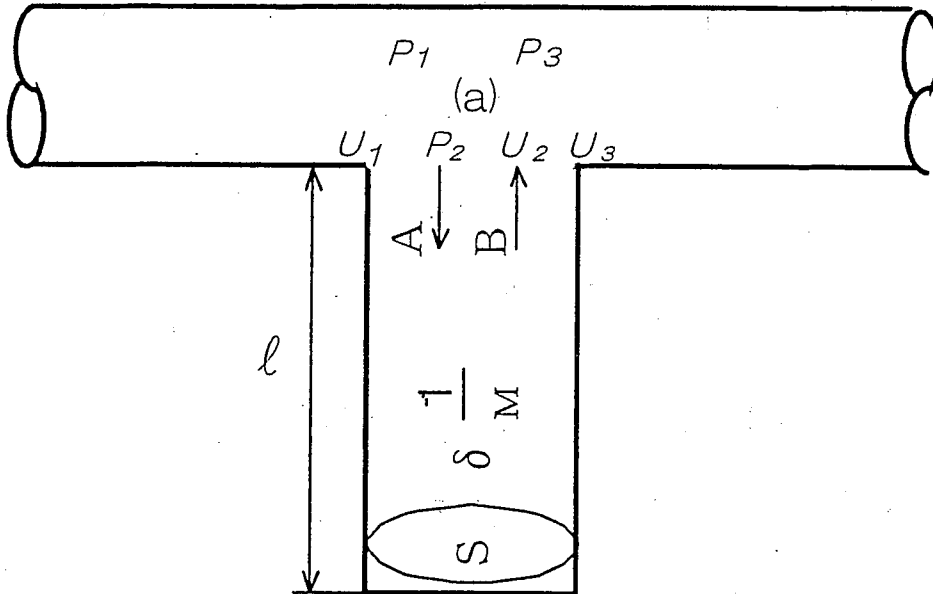


図 2.17 分岐管管路系の概要図

(3) 拡張型消音器の挿入損失

図 2.18 に示すように、入口側閉管の拡張型消音器を有する消音系において管内平面波の減衰定数を δ_n (1/m)、また、各部の管内口径、断面積、管長を、 d_n 、 S_n 、 l_n とし、図 2.18 のごとく定める。

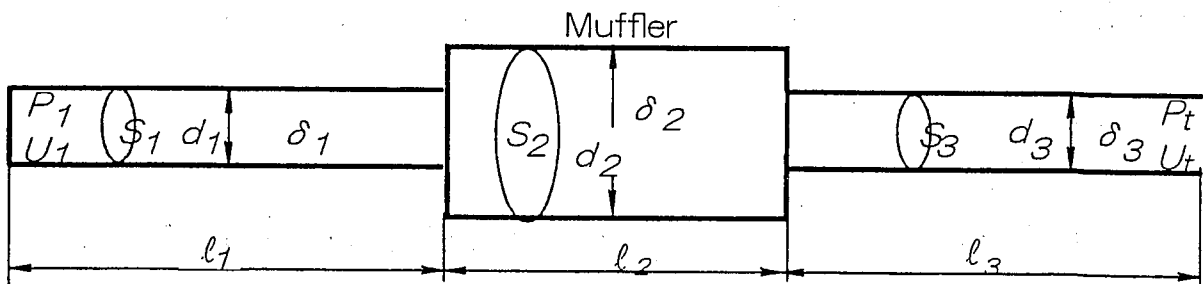


図 2.18 拡張型消音器を有する消音系の概要図

いま、消音系の入口閉管端における音圧、体積速度を、 P_1 、 U_1 、出口開口端における音圧、体積速度を、 P_t 、 U_t とすると、消音系の入口及び出口における音圧

と体積速度に対する連続の式は、(26)、(27)式の管路系の伝達マトリックスによって次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_t \\ U_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ U \end{bmatrix} \quad (37)$$

ただし、 $A_n, B_n, C_n, D_n \{n=1, 2, 3\}$ は(27)式によって

$$\left. \begin{aligned} A_n &= \cosh \delta_n l_n \cdot \cos K_n l_n + i \sinh \delta_n l_n \cdot \sin K_n l_n \\ B_n &= \frac{\rho c}{S_n} \left\{ \sinh \delta_n l_n \cdot \cos K_n l_n + i \cosh \delta_n l_n \cdot \sin K_n l_n \right\} \\ C_n &= \frac{S_n}{\rho c} \left\{ \sinh \delta_n l_n \cdot \cos K_n l_n + i \cosh \delta_n l_n \cdot \sin K_n l_n \right\} \\ D_n &= \cosh \delta_n l_n \cdot \cos K_n l_n + i \sinh \delta_n l_n \cdot \sin K_n l_n \\ K_n &= \sqrt{\frac{\omega^2}{c^2} + \delta_n^2} = \sqrt{\left(\frac{2\pi f}{c}\right)^2 + \delta_n^2} \\ \delta_n &= F(\lambda, Re) \\ f &: \text{周波数(Hz)} \\ c &: \text{音波の伝搬速度 (m/s)} \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

また、消音系の開口端における音響インピーダンスを $P_t/U_t = 0$ とすると、定体積速度音源における消音系の挿入損失 IL (dB)は、次式で与えられる。

$$IL = 10 \log |D|^2$$

ただし

$$D = C_1 \cdot A_2 \cdot B_3 + D_1 \cdot C_2 \cdot B_3 + C_1 \cdot B_2 \cdot D_3 + D_1 \cdot D_2 \cdot D_3 \quad (39)$$

(4) 挿入管型消音器の挿入損失

拡張型消音器を有する消音系と同時に、管内平面波の減衰定数 δ_n (1/m)、管内口径 d_n 、断面積 S_n 、管長 l_n を図 2.19 のごとく定める。

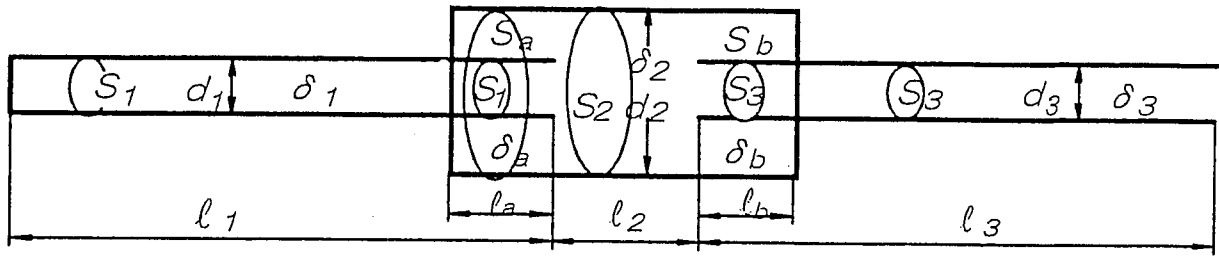


図 2.19 挿入管型消音器を有する消音系の概要図

いま、消音系の入口閉管端、及び出口開口端における音圧と体積速度を、それぞれ、 $P_1, U_1; P_t, U_t$ とすると、(26)、(33)式の伝達マトリックスによって、入口と出口の音圧と体積速度に対する連続の式は次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_a} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_b} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_t \\ U_t \end{bmatrix} \quad (40)$$

ただし、 $A_n, B_n, C_n, D_n, K_n, \delta_n$ ($n=1, 2, 3$) は(38)式によって与えられ、 Z_a, Z_b は(34)、(35)式によって次式で与えられる。

$$\left(\frac{1}{Z_{a,b}} \right)_R = \frac{S_{a,b}}{\rho c} \cdot \frac{\{ \exp(4 \delta_{a,b} \cdot l_{a,b}) - 1 \}}{\{ 1 - \exp(2 \delta_{a,b} \cdot l_{a,b}) \}^2 + 4 \exp(2 \delta_{a,b} \cdot l_{a,b}) \cos^2 K_{a,b} \cdot l_{a,b}} \quad (41)$$

$$\left(\frac{1}{Z_{a,b}} \right)_I = \frac{S_{a,b}}{\rho c} \cdot \frac{4 \exp(2 \delta_{a,b} \cdot l_{a,b}) \sin K_{a,b} \cdot l_{a,b} \cdot \cos K_{a,b} \cdot l_{a,b}}{\{ 1 - \exp(2 \delta_{a,b} \cdot l_{a,b}) \}^2 + 4 \exp(2 \delta_{a,b} \cdot l_{a,b}) \cos^2 K_{a,b} \cdot l_{a,b}} \quad (42)$$

また、(40)式を

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_t \\ U_t \end{bmatrix}$$

と書き換え、消音系の開口端における音響インピーダンス、 $P_t/U_t = 0$ とすると、消音系の挿入損失 IL は次式で与えられる。

$$IL = 10 \log |D|^2 \text{ (dB)} \quad (43)$$

ただし、

$$\begin{aligned} D = & \left(C_1 + \frac{1}{Z_a} D_1 \right) (A_2 \cdot B_3 + B_2 \cdot D_3) \\ & + \frac{1}{Z_b} B_3 (C_1 \cdot B_2 + D_1 \cdot D_2) \\ & + \frac{1}{Z_a \cdot Z_b} D_1 \cdot B_2 \cdot B_3 + D_1 (A_2 \cdot B_3 + D_2 \cdot D_3) \end{aligned}$$

2.1.4 消音器の装着位置と消音系の消音特性

(1) 消音系の共鳴防止に必要な消音器での消音性能

いま仮に、理論的検討を簡素化する目的で図 2.20 に示すように、入口側閉管の消音系において、管路系の断面積を S_n (m²)、管内口径を d_n (m)、管長を l_n (m)、管内平面波の減衰定数を δ_n (1/m) として図のごとく定め、消音系入口完全反射面における音圧と体積速度を $P_1:U_1$ 、出口開口端における音圧と体積速度を $P_t:U_t$ とする。

消音系の開口端における音響インピーダンスを $P_t/U_t \doteq 0$ とすると、減衰伝搬を考慮した管路系の伝達マトリックスによって入口、出口の音圧及び体積速度に対する連続の式、並びに挿入損失 IL は次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_t \\ U_t \end{bmatrix} \quad (1)$$

ただし、

$$D = \frac{S_1}{S_3} b_1 \cdot a_2 \cdot b_3 + \frac{S_2}{S_3} a_1 \cdot b_2 \cdot b_3 + \frac{S_1}{S_2} b_1 \cdot b_2 \cdot a_3 + a_1 \cdot a_2 \cdot a_3$$

$$a_n = \cosh \delta_n l_n \cdot \cos K_n l_n + i \sinh \delta_n l_n \cdot \sin K_n l_n$$

$$b_n = \sinh \delta_n l_n \cdot \cos K_n l_n + i \cosh \delta_n l_n \cdot \sin K_n l_n$$

$$K_n = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 + \delta_n^2}$$

$$\delta_n = A \delta \cdot \lambda^{m_1} \cdot Re^{m_2}$$

$$A \delta = 2.353 \times 10^4$$

$$m_1 = -0.4754$$

ν : 媒体の動粘性係数

c : 音波の伝搬速度 (m/s)

ω : $2\pi f$ f : 周波数 (Hz)

n : 1, 2, 3... の整数

$\lambda = c / f$ $Re = c \cdot d_n / \nu$

$$m_2 = -0.9939$$

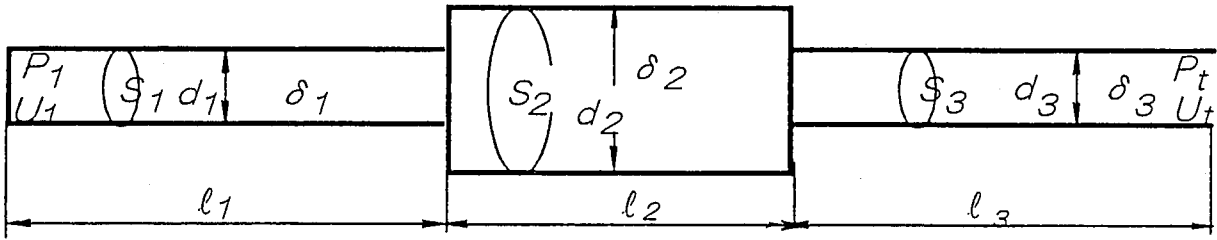


図 2.20 拡張型消音器を有する消音系の概要図

また、

$$D_{RP} = \alpha_1 \cdot \cosh \delta_2 l_2 \cdot \cos K_2 l_2 + \beta_1 \cdot \sinh \delta_2 l_2 \cdot \cos K_2 l_2$$

$$D_{IP} = \beta_1 \cdot \cosh \delta_2 l_2 \cdot \sin K_2 l_2 + \alpha_1 \cdot \sinh \delta_2 l_2 \cdot \sin K_2 l_2$$

$$\alpha_1 = \frac{S_1}{S_3} b_1 \cdot b_3 + a_1 \cdot a_3$$

$$\beta_1 = \frac{S_2}{S_3} a_1 \cdot b_3 + \frac{S_1}{S_2} b_1 \cdot a_3$$

とすると、挿入損失 IL (dB) は、

$$IL = 10 \log_{10} |D|^2 = 10 \log_{10} |D_{RP}^2 + D_{IP}^2| \quad (2)$$

なお、

$$D_{RP}^2 + D_{IP}^2 = \frac{1}{4} \left\{ (\alpha_1 + \beta_1)^2 e^{2\delta_2 l_2} + (\alpha_1 - \beta_1)^2 e^{-2\delta_2 l_2} + 2(\alpha_1^2 - \beta_1^2)(2 \cos^2 K_2 l_2 - 1) \right\} \quad (3)$$

いま、消音系の共鳴現象 ($IL < 0$) を消音器内における音波の減衰のみで防止する、とすると、(2)式において、

$$IL \geq 0 \quad \therefore |D_{RP}^2 + D_{IP}^2| \geq 1 \quad (4)$$

の条件式を満足する必要がある。すなわち拡張型消音器内での音波の減衰定数 δ_2 と

消音器の長さ l_2 の積で定まる、無次元の減衰係数 $\eta = \delta_2 \cdot l_2$ が (5) 式を満足することによって、消音系の挿入損失は常に $IL \geq 0$ となり、共鳴現象はなくなることになる。

$$\eta = \delta_2 l_2 \geq \log_e \left\{ \frac{(\alpha_1^2 - \beta_1^2)(2 \cos^2 K_2 l_2 - 1) - 2 + 2\sqrt{E_1}}{(\alpha_1 + \beta_1)^2} \right\} \quad (5)$$

$$E_1 = \left\{ (\alpha_1^2 - \beta_1^2) \cos^2 K_2 l_2 - 1 \right\}$$

$$\left\{ (\alpha_1^2 - \beta_1^2) \cos^2 K_2 l_2 - \alpha_1^2 + \beta_1^2 - 1 \right\}$$

(5) 式の右辺は周波数の関数となっており、消音系の共鳴防止に必要な減衰係数 η が周波数によって異なることがわかる。 η の周波数特性の概要を知るため、仮に消音器内の音波の減衰定数を $\delta_2 = 0$ として、(2)、(3) 式より挿入損失 $IL_{\delta_2=0}$ を求めると (6) 式を得る。

$$IL_{\delta_2=0} = 10 \log \left| (\alpha_1^2 - \beta_1^2) \cos^2 K_2 l_2 + \beta_1^2 \right| \quad (6)$$

(6) 式において、(7) 式を満足する周波数範囲においては、 $IL_{\delta_2=0} \geq 0$ となり、 $\delta_2 = 0$ でも消音系は共鳴しない。

$$1.0 \leq \left| (\alpha_1^2 - \beta_1^2) \cos K_2 l_2 + \beta_1^2 \right| \quad (7)$$

また、(8) 式を満足する周波数範囲においては、 $IL_{\delta_2=0} < 0$ となり、 $\delta_2 = 0$ ($\eta = 0$) の時、消音系は共鳴する。

$$1.0 > \left| (\alpha_1^2 - \beta_1^2) \cos K_2 l_2 + \beta_1^2 \right| \quad (8)$$

すなわち、消音系の共鳴防止に必要な消音器での減衰係数 $\eta = \delta_2 \cdot l_2$ は、(7) 式を満足する周波数範囲では、 $\eta = 0$ ($\delta_2 = 0$) でも消音系は共鳴せず、(8) 式を満足する周波数範囲においては、減衰係数 η は (5) 式の条件式を満足しなければならない。

図 2.21 に数値計算を行った消音系の形状と、消音系の挿入損失及び共鳴防止に

必要な減衰係数 η の計算結果を示す。この計算結果より、挿入損失が $I L \geq 0$ となる周波数範囲では、 $\eta = 0$ となり、 $I L < 0$ となる周波数範囲で $\eta > 0$ となるようすがよくわかる。

図 2.22 に、図 2.21 に示す消音系の消音器の装着位置を後方に移動した場合の挿入損失と共鳴防止に必要な減衰係数 η の計算結果を示す。

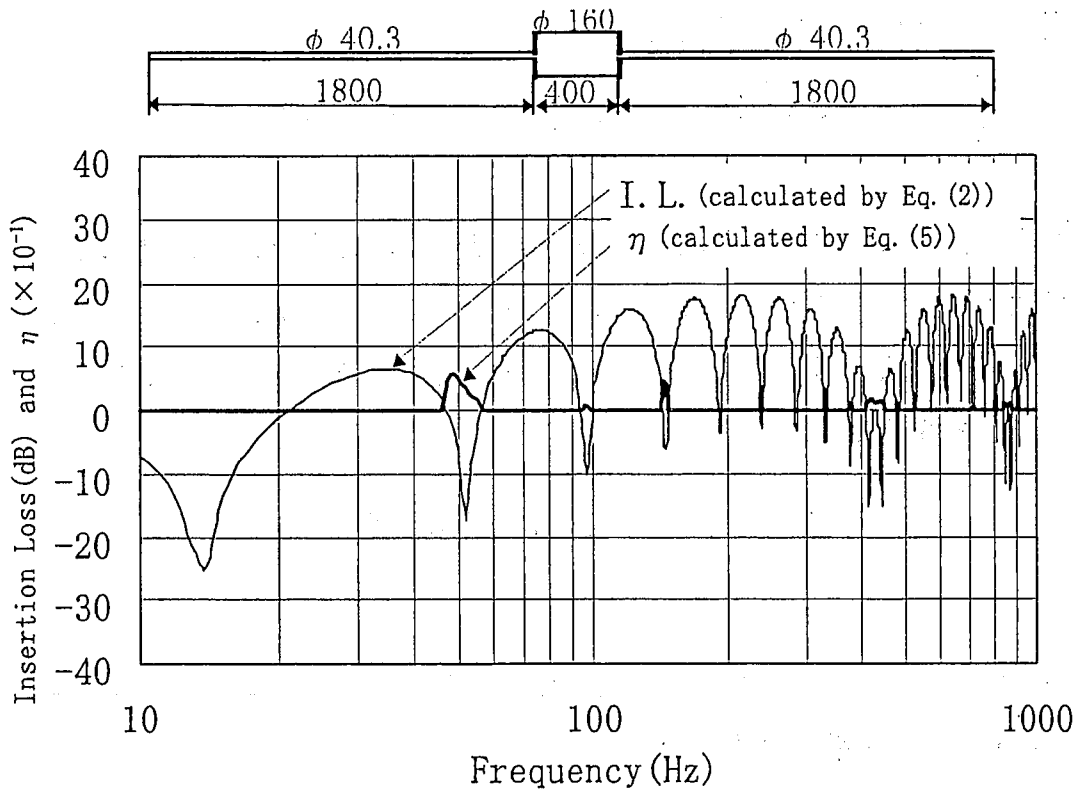


図 2.21 中置き拡張型消音系の挿入損失及び共鳴防止に必要な減衰係数 η の計算値比較

図 2.21, 図 2.22 の計算結果より、消音器の装着位置によって、消音系の挿入損失 $I L$ (dB) の周波数特性が変化すると共に、共鳴周波数域における挿入損失の絶対値も大きく変化し、消音器内の音波の減衰によって消音系の共鳴を防止する場合は、消音器内でのわずかな減衰で共鳴がなくなる周波数域と、そうでない周波数域のあることがわかる。

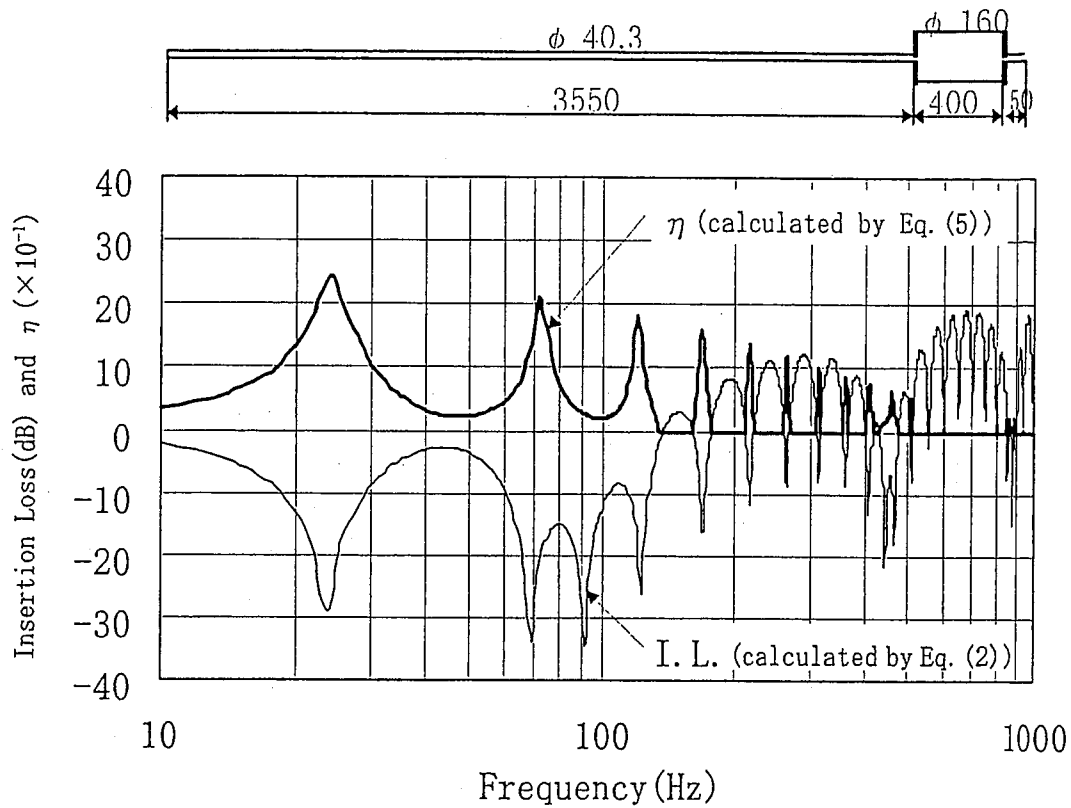


図 2.22 後置き拡張型消音系の挿入損失及び共鳴防止に必要な減衰係数 η の計算値比較

図 2.23 に、消音系の全長を固定にして、拡張型消音器を中央から順次後方に移動させた場合の、各装着位置における、減衰係数 η の周波数特性を (4) 式によって計算した結果を示す。

このように、消音系の共鳴防止に必要な消音器での消音性能は、消音器内の音波の減数定数 δ と消音器の長さ l の積で定まる無次元の減衰係数 η によって表すことができると共に、消音器の装着位置によって減衰係数 η の周波数特性が大きく変化する。

(2) 任意構造の消音系における減衰係数の計算式

いま、 n 個の管路系の直列配置によって構成されている任意構造の消音系において、消音系の入口における音圧、体積速度を P_1 、 U_1 とし、消音系の出口における音圧、体積速度を P_t 、 U_t とする。

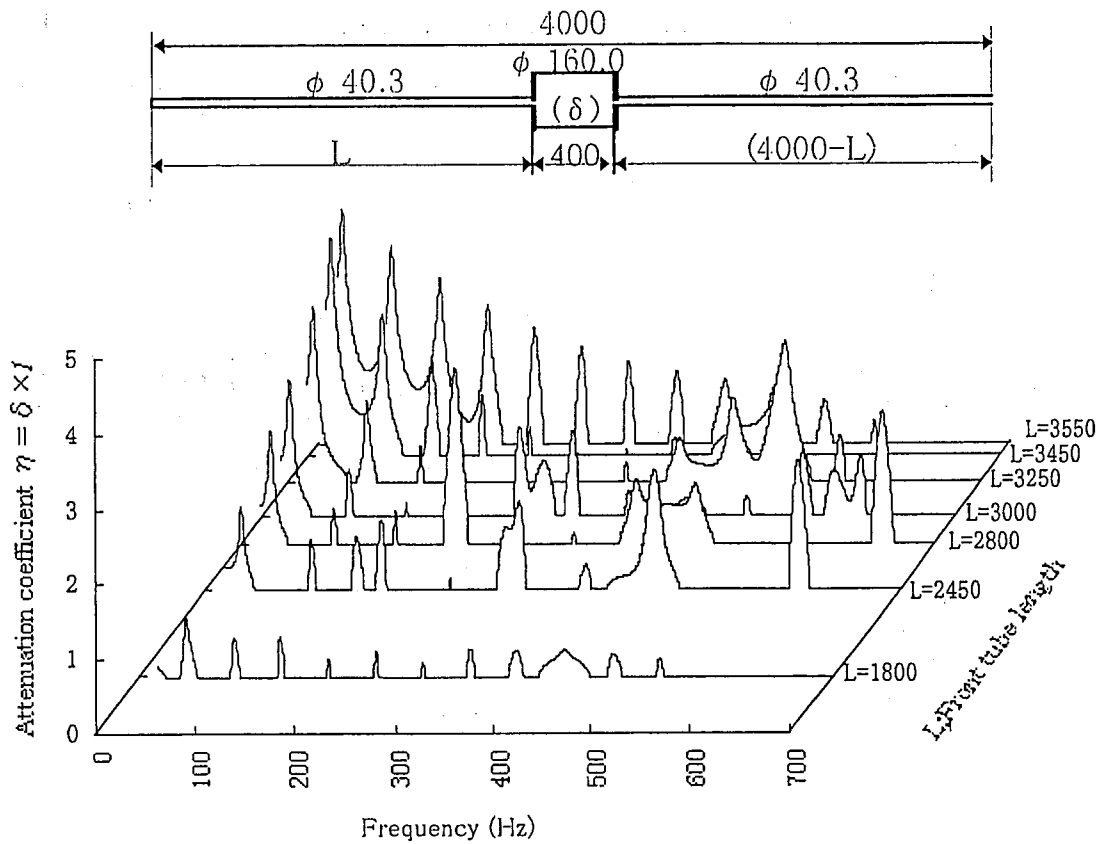


図 2.23 拡張型消音器の装着位置移動に伴う減衰係数 η の変化

また、管路系の m 番目の管内平面波の減衰定数を δ_m ($1/m$)、管長を l_m (m) とし、減衰係数を $\eta = \delta_m \cdot l_m$ として、消音系の共鳴防止に必要な減衰係数 η を求めるものとする。

消音系出口の音響インピーダンス $P_t/U_t = 0$ とすると管路系の伝達マトリックスによって消音系の入口、出口の音圧と体積速度に対する連続の式は、

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_m & B_m \\ C_m & D_m \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_t \\ U_t \end{bmatrix} \quad (9)$$

ただし、

A_n, B_n, C_n, D_n $\{n = 1, 2, \dots, m, \dots, n\}$ は管路系の音圧と体積速度に対する伝達マトリックスの四端子定数であり、 A_m, B_m, C_m, D_m は減衰係数 ($\eta = \delta_m \cdot l_m$) の関数で与えられる。

$$\therefore \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_{m-1} & B_{m-1} \\ C_{m-1} & D_{m-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_F & B_F \\ C_F & D_F \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} A_{m+1} & B_{m+1} \\ C_{m+1} & D_{m+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{m+2} & B_{m+2} \\ C_{m+2} & D_{m+2} \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_R & B_R \\ C_R & D_R \end{bmatrix} \quad (11)$$

とすると、(9)、(10)、(11)式によって、連続の式は次式で書き換えられる。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_F & B_F \\ C_F & D_F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_m & B_m \\ C_m & D_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_R & B_R \\ C_R & D_R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_t \\ U_t \end{bmatrix} \quad (12)$$

また、

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_t \\ U_t \end{bmatrix} \quad (13)$$

とすると、(12)式より

$$D = A_m \cdot C_F \cdot B_R + B_m \cdot C_F \cdot D_R + C_m \cdot D_F \cdot B_R + D_m \cdot D_F \cdot D_R \quad (14)$$

また、

$$D_{RP} = \alpha_2 \cdot \cosh \eta \cdot \cos K_m \ell_m + \beta_2 \cdot \sinh \eta \cdot \cos K_m \ell_m \quad (15)$$

$$D_{IP} = \beta_2 \cdot \cosh \eta \cdot \sin K_m \ell_m + \alpha_2 \cdot \sinh \eta \cdot \sin K_m \ell_m \quad (16)$$

$$\text{位相定数 } K_m = \sqrt{\left(\frac{2\pi f}{c}\right)^2 + \delta_m^2}$$

$$\alpha_2 = C_F \cdot B_R + D_F \cdot D_R$$

$$\beta_2 = \frac{\rho c}{S_m} C_F \cdot D_R + \frac{S_m}{\rho c} D_F \cdot B_R$$

S_m : m番目の管路系の内断面積(m^2)

f : 音波の振動周波数 (Hz)

c : 音波の伝搬速度 (m/s)

とすると、挿入損失は、

$$I L = 10 \log |D|^2 = 10 \log |D_{RP}^2 + D_{IP}^2| \quad (17)$$

なお、(15)、(16)式により

$$D_{RP}^2 + D_{IP}^2 = \frac{1}{4} \left\{ (\alpha_2 + \beta_2)^2 e^{2\eta} + (\alpha_2 - \beta_2)^2 e^{-2\eta} + 2(\alpha_2^2 - \beta_2^2)(2 \cos^2 K_m \ell_m - 1) \right\} \quad (18)$$

で与えられるので、任意消音系の挿入損失が常に $IL \geq 0$ となるための減衰係数 η の条件式は(17)、(18)式によって次式で与えられる。

$$\eta = \delta_m \cdot \ell_m \geq \log_e \left\{ \frac{(\alpha_2^2 - \beta_2^2)(2 \cos^2 K_m \ell_m - 1) - 2 + 2\sqrt{E_2}}{(\alpha_2 + \beta_2)^2} \right\} \quad (19)$$

$$E_2 = \left\{ (\alpha_2^2 - \beta_2^2) \cos^2 K_m \ell_m - 1 \right\} \left\{ (\alpha_2^2 - \beta_2^2) \cos^2 K_m \ell_m - \alpha_2^2 + \beta_2^2 - 1 \right\}$$

(3) 消音器の最適装着位置の予測

前述のごとく、自動車用内燃機関の排気音のように、機関の運転条件に伴い広範囲の周波数域を、基本周波数及びそのハーモニックが連続的に変動する音源に対しては、その周波数変動範囲において消音系の共鳴現象 ($IL < 0$) が極力少ないことが要求される。

また、自動車用排気消音系のように、消音器に比較して導管が十分に長い消音系においては、消音器の装着位置によって消音系の共鳴特性が極端に変化する性質を持っている。

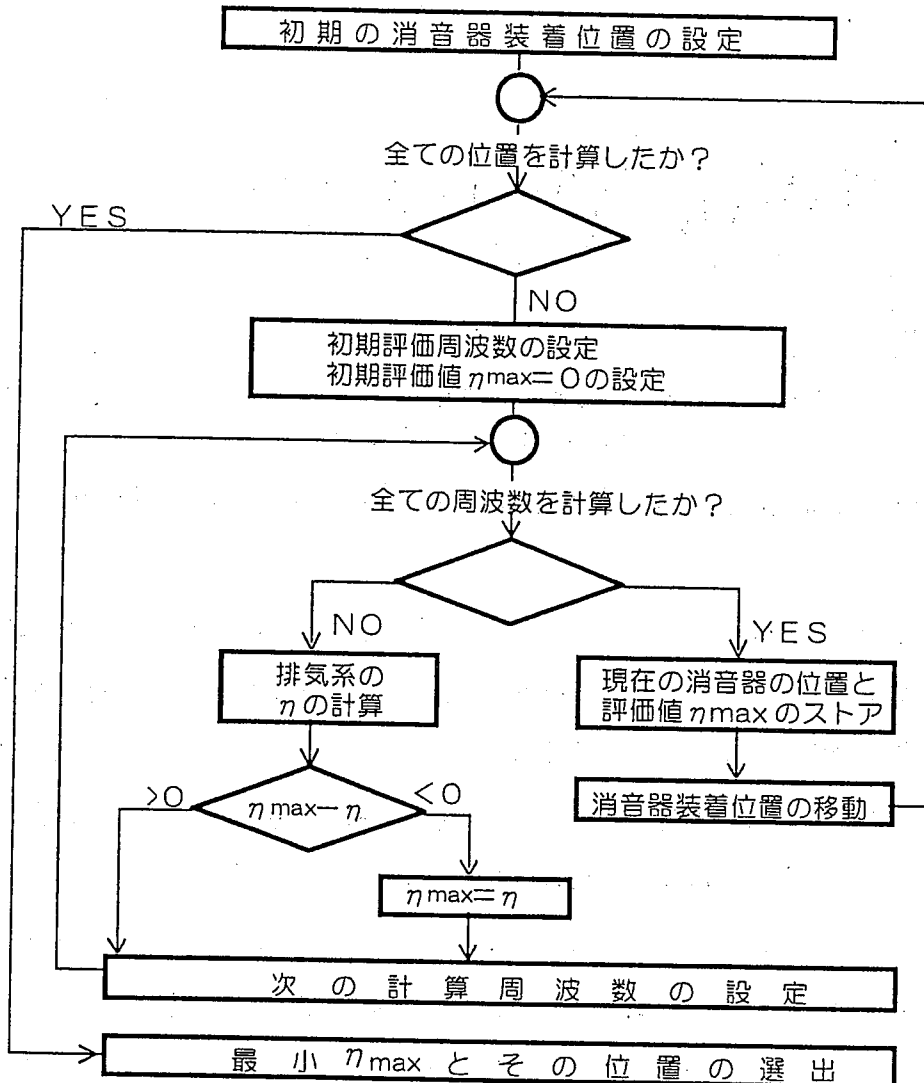
いま、消音器の最適装着位置の評価選定基準として、

- (イ) 音源スペクトルの基本周波数、又はそのハーモニック等、消音系での共鳴増幅を極力避けたい周波数範囲を、評価周波数範囲とする。
- (ロ) 評価周波数範囲で、消音系の共鳴防止のために必要な、消音器内での減衰係数 η の最大値を、消音系の評価値 η_{max} とする。

を定めると、消音系の全長が固定され、消音器の装着位置が定まると、評価周波数範囲における消音系の評価値 η_{max} は、(5)式又は(19)式によって求めることができる。

消音器の最適装着位置の選定は、図 2.24 の計算フローに示すごとく、消音器の

装着位置を連続的に変化させながら、消音器の各装着位置における消音系の評価値 η_{max} を求め、 η_{max} の最も小さな消音器の装着位置を選定することによって、評価周波数に対して最も共鳴増幅の少ない消音器の装着位置を見出すことができる。



2.24 消音系の評価値 η_{max} 計算フローチャート

(4) 拡張型消音器を1個装着した消音系の特性計算結果

図 2.25 に全長 4.0 (m) の消音系に拡張型消音器を任意位置に装着した場合の各装着位置における消音系の評価値 η_{max} の計算結果と、消音系の形状寸法を示す。

なお、評価周波数範囲は、自動車用ガソリン機関の常用回転域における排気音の

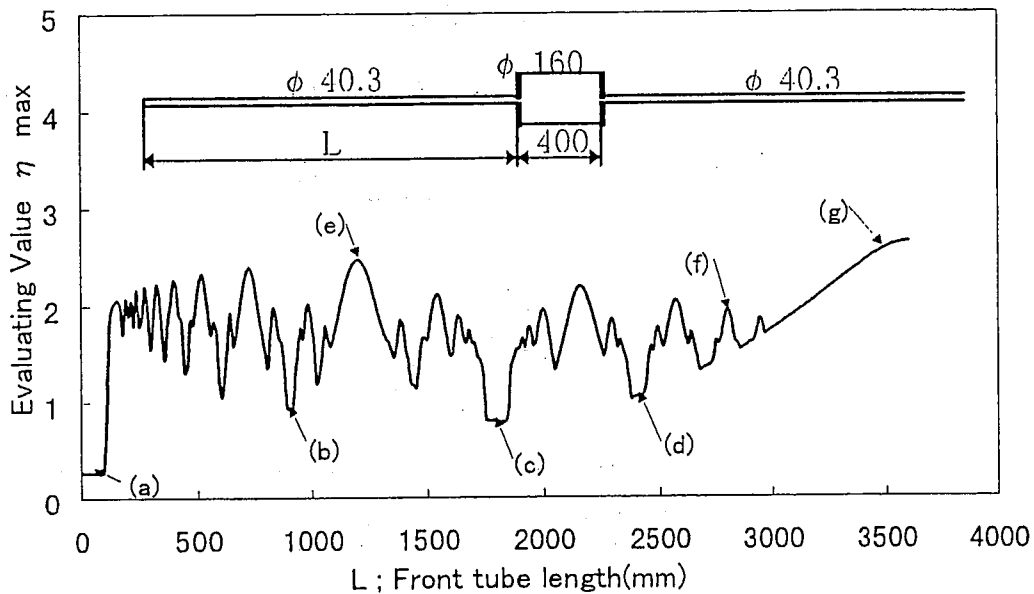


図 2.25 拡張型消音器を有する消音系の評価値 η_{\max} 計算結果

基本周波数、及びその3次ハーモニックまでの周波数で、排気騒音レベルに対するエネルギー寄与率の高い、20 (Hz) ~ 700 (Hz) の周波数とし、消音器の任意装着位置における評価値 η_{\max} の計算は評価周波数範囲 {20 (Hz) ~ 700 (Hz)} を 0.1 (Hz) 間隔で消音系の共鳴防止に必要な減衰係数 η を計算し、その最大値を η_{\max} とした。以下、評価値 η_{\max} の計算はすべて同条件で行う。

評価値 η_{\max} は、いいかえると、評価周波数内の任意周波数での、消音系の共鳴 ($IL < 0$) 度合いの最大値とすることができる。図 2.25 の拡張型消音器の評価値計算結果を、上記の観点からみると、最も共鳴度合いの少ない消音器の装着位置として、図 2.25 の点 (a) . (b) . (c) . (d) が考えられる。

また、その逆に共鳴度合いの大きな消音器の装着位置は、図 2.25 の評価値計算結果の極大点である点 (e) . (f) 及び点 (g) 以後に消音器を装着した場合である。

図 2.26 に図 2.25 に示す評価値計算結果から予測される、評価周波数範囲で共鳴度合いの少ない消音器の装着位置、点 (b) . (c) . (d) に消音器を装着した場合の、各消音系の挿入損失理論計算結果 ((2)式による) を示す。

また、図 2.27 に、図 2.25 に示す評価値計算結果から、評価周波数範囲において、共鳴度合いが大きいと予測される消音器の装着位置点 (e) . (f) . (g) に消音器を装着

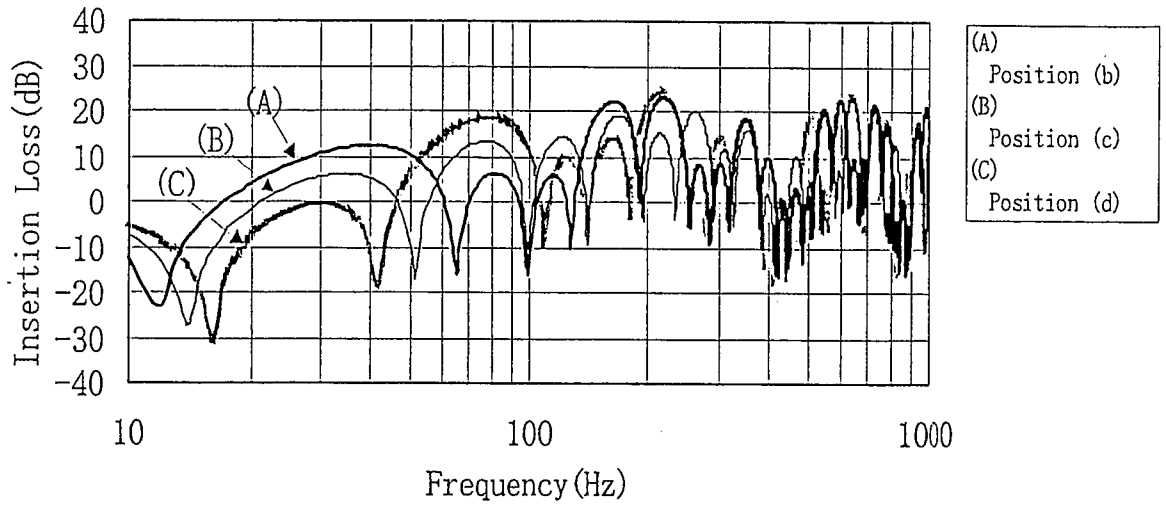


図 2.26 図 2.25 (b), (c), (d) に消音器を装着した場合の挿入損失比較

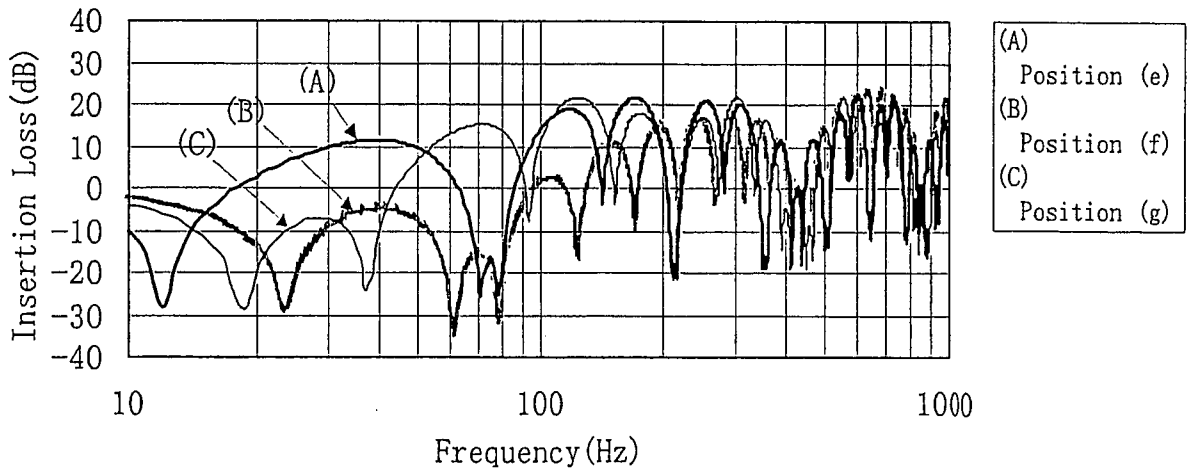


図 2.27 図 2.25 (e), (f), (g) に消音器を装着した場合の挿入損失比較

した場合の、各消音系の挿入損失理論計算結果 (2) 式による) を示す。図 2.26、図 2.27 の比較により、消音系の評価値 η_{\max} の小さな消音系 (図 2.26) は、消音系の共鳴周波数域及び共鳴度合とも少ないが、評価値 η_{\max} の大きな消音系 (図 2.27) は共鳴周波数域の幅及びその周波数域における共鳴度合ともに大きくなることを確認できる。

図 2.28 は、拡張型消音器が 1 個装着された消音系の尾管口径を、 $\phi 35.7$ 、 $\phi 40.3$ 、 $\phi 52.6$ と変化させた場合の、各消音系の評価値 η_{\max} の計算結果である。

これより、拡張型消音器が 1 個装着された消音系においては、消音器の装着位置によってその効果は異なるが、尾管口径を小さくすればするほど評価値 η_{\max} は小さくなり、また消音器の装着位置による評価値の優位差関係は変わらないことがわかる。すなわち、拡張型消音器の装着位置にかかわらず、消音系の尾管口径を細くすることによって、消音系の共鳴度合を小さくすることができる。

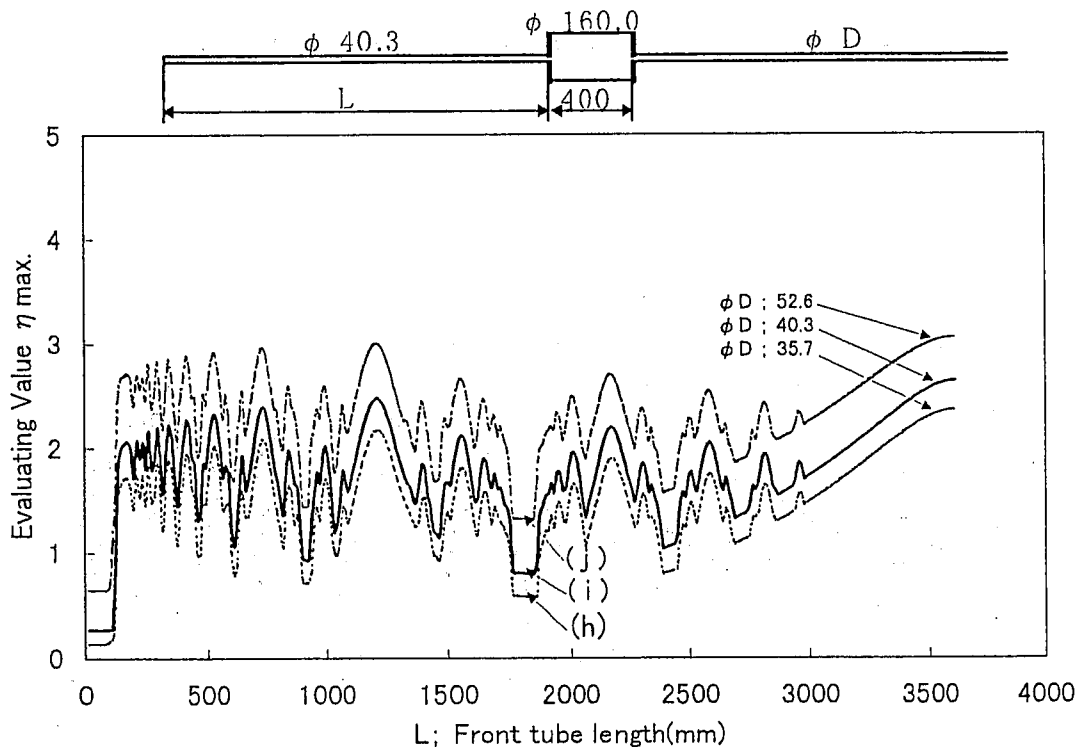


図 2.28 尾管口径変化に対する消音系の評価値 η_{\max} 比較

図 2.29 に、消音系の中央に消音器が装着され、尾管口径を、 $\phi 35.7$ 、 $\phi 40.3$ 、 $\phi 52.6$ と変化させたときの各消音系の挿入損失理論計算結果を示す。これより、評価値計算結果に基づく尾管口径の共鳴度合に及ぼす影響が確認できる。

以上のように、消音系の共鳴特性を主体にした消音器の最適装着位置の予測は、消音系の共鳴防止に必要な、消音器内での音波の減衰定数 δ と、長さ l の積で定まる無地元の減衰係数 η の、評価周波数範囲における最大値 η_{\max} (消音系の評価) に

よって、消音器内で音波を減衰させ消音系の共鳴を防止する難易度をも含め、比較評価をすることができる。

また、拡張型消音器を1個装着した消音系においては、図 2.25～図 2.29 に示すように、前後導管長の等しくなる中央位置（図 2.25 の点(c)）が、評価周波数範囲において最も共鳴が少なく、その共鳴レベルは、尾管口径を細くすることによって挿入損失の周波数特性を変えることなく改善できること等が、同時に評価値 η_{max} の計算結果から予測可能であることが明らかとなった。

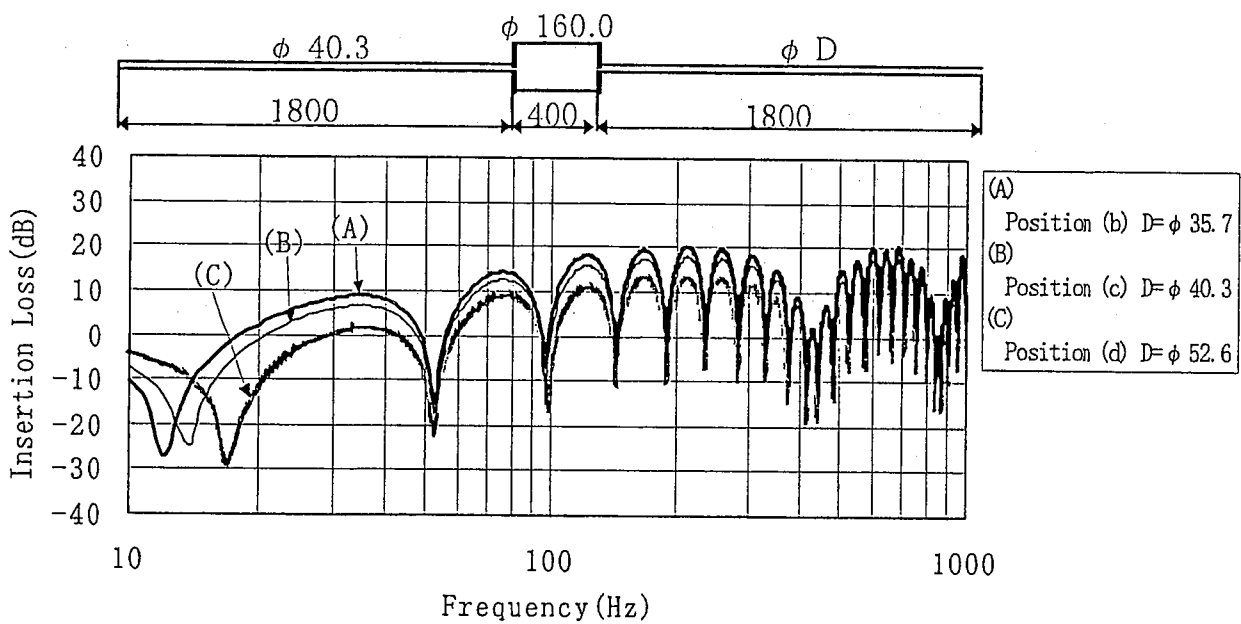


図 2.29 図 2.28 (h), (i), (j) に消音器を装着した場合の挿入損失比較

(5) 拡張型消音器を2個装着した消音系の評価値 η_{max} による特性解析

図 2.30 に示すように、拡張型消音器2個を有する消音系の、各部の管長 l_n 、断面積 S_n 、管内口径 d_n 、管内平面波の減衰定数 δ_n を図のごとく定める。

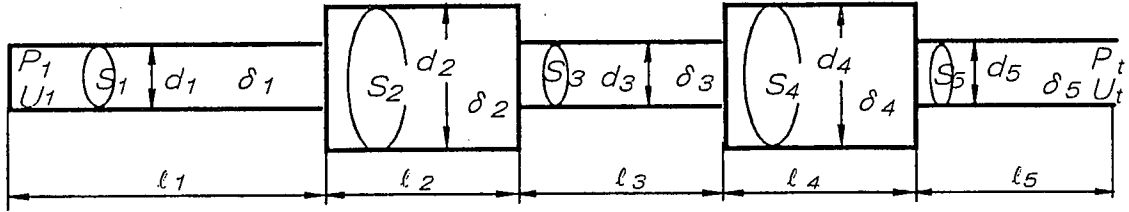


図 2.30 拡張型消音器2個を有する消音系の概要図

消音系の人口閉管端及び出口開口端における音圧と体積速度をそれぞれ P_1, U_1 : P_t, U_t として、その連続の式を次式のごとく定めると、

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_t \\ U_t \end{bmatrix}$$

(14)～(17)式によって消音系の挿入損失 IL (dB) は、次式で与えられる。

$$I L = 10 \log |D|^2 \quad (20)$$

$$|D|^2 = \frac{1}{4} \left| (\alpha_3 + \beta_3)^2 e^{2\eta} + (\alpha_3 - \beta_3)^2 e^{-2\eta} + 2(\alpha_3^2 - \beta_3^2)(2 \cos^2 K_4 \ell_4 - 1) \right|$$

$$\eta = \delta_4 \cdot \ell_4$$

$$\alpha_3 = (C_1 \cdot A_2 + D_1 \cdot C_2)(A_3 \cdot B_5 + B_5 \cdot D_5) + (C_1 \cdot B_2 + D_1 \cdot D_2)(C_3 \cdot B_5 + D_3 \cdot D_5)$$

$$\beta_3 = (C_1 \cdot A_2 + D_1 \cdot C_2) \left(A_3 \cdot D_5 \frac{\rho c}{S_4} + B_3 \cdot B_5 \frac{S_4}{\rho c} \right) + (C_1 \cdot B_2 + D_1 \cdot D_2) \left(C_3 \cdot D_5 \frac{\rho c}{S_4} + D_3 \cdot D_5 \frac{S_4}{\rho c} \right)$$

$n = 1, 2, 3, 4, 5$ とすると

$$A_n = \cosh \delta_n \ell_n \cdot \cos K_n \ell_n + i \sinh \delta_n \ell_n \cdot \sin K_n \ell_n$$

$$B_n = \frac{\rho c}{S_n} \left\{ \sinh \delta_n \ell_n \cdot \cos K_n \ell_n + i \cosh \delta_n \ell_n \cdot \sin K_n \ell_n \right\}$$

$$C_n = \frac{S_n}{\rho c} \left\{ \sinh \delta_n \ell_n \cdot \cos K_n \ell_n + i \cosh \delta_n \ell_n \cdot \sin K_n \ell_n \right\}$$

$$D_n = \cosh \delta_n \ell_n \cdot \cos K_n \ell_n + i \sinh \delta_n \ell_n \cdot \sin K_n \ell_n$$

$$\text{位相定数} : K_n = \sqrt{\left(\frac{2\pi f}{c} \right)^2 + \delta_n^2}$$

いま、消音系の後部に装着されている拡張型消音器内の音波の減衰係数を $\eta = \delta_4 \cdot \ell_4 \geq$ とし、消音系の共鳴防止に必要な減衰係数 η の条件式を求めると、

$$\eta = \delta_4 \cdot l_4 \geq \log_e \left\{ \frac{(\alpha_3^2 - \beta_3^2)(2 \cos^2 K_4 l_4 - 1) - 2 + 2\sqrt{E_3}}{(\alpha_3 + \beta_3)^2} \right\} \quad (21)$$

$$E_3 = \left\{ (\alpha_3^2 - \beta_3^2) \cos^2 K_4 l_4 - 1 \right\} \\ \left\{ (\alpha_3^2 - \beta_3^2) \cos^2 K_4 l_4 - \alpha_3^2 + \beta_3^2 - 1 \right\}$$

で与えられる。

図 2.31 に消音系の評価値 η_{\max} の計算を行った消音系の形状と、後部拡張型消音器の装着位置を $L' = 1.8\text{m}$ に固定し、前置拡張型消音器の装着位置を連続的に変化させ、評価周波数範囲を $20(\text{Hz}) \sim 700(\text{Hz})$ として求めた計算結果を示す。

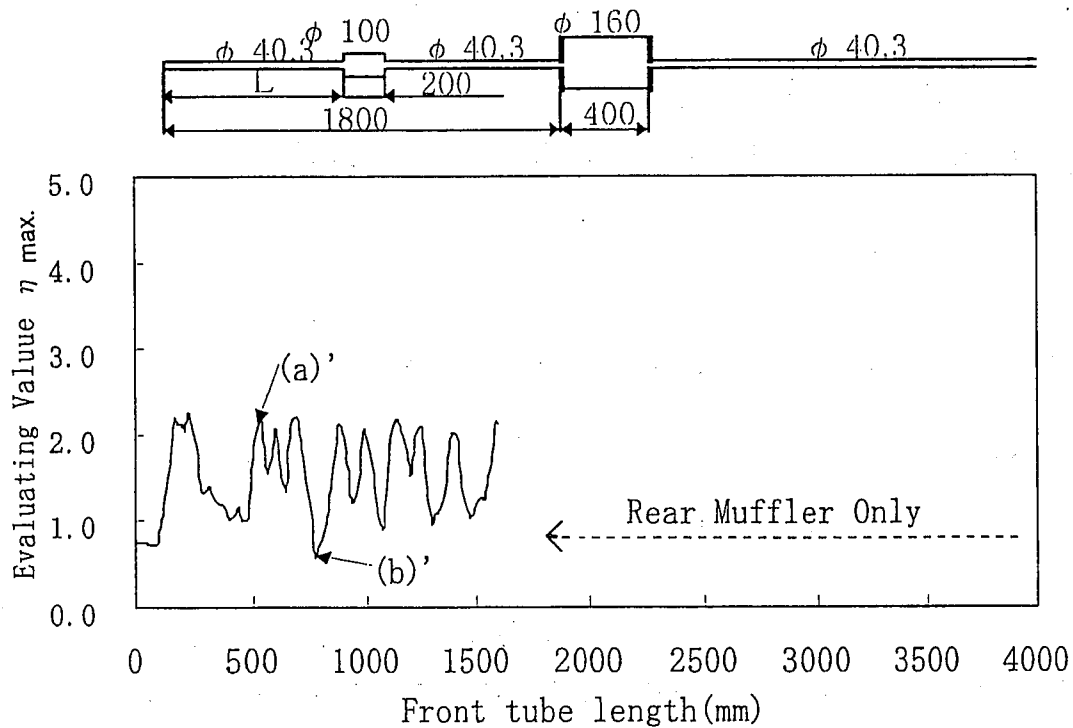


図 2.31 後部拡張型消音器が $L' = 1800\text{ mm}$ の位置に装着された場合の前置拡張型消音器の評価値 η_{\max} 計算結果

図中、破線で示す値は、後部消音器のみが $L' = 1.8\text{m}$ の位置に装着された消音系の評価値 η_{\max} である。

図 2.32 に、図 2.31 に示す評価値の極大及び極小点である点 (a) 及び (b) に前置

消音器が装着された場合と、後部消音器のみが $L' = 1.8\text{m}$ の位置に装着された場合の挿入損失理論計算結果を示す。

この計算結果から明らかなように、拡張型消音器 2 個を装着した消音系においては、消音器 1 個の消音系と比較して、消音系の共鳴周波数域以外の挿入損失は改善される傾向にあるが、共鳴周波数域においては消音器の装着位置によって、逆に悪化する位置のあることがわかる。

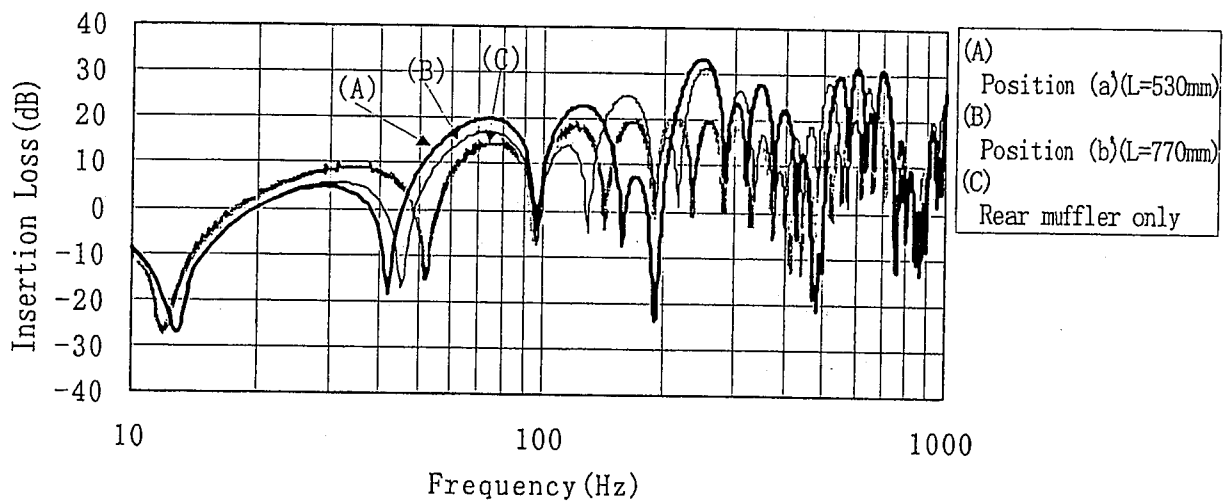


図 2.32 図 2.31(a)' , (b)' に前置拡張型消音器が装着された場合の挿入損失比較

同様に、図 2.33, 図 2.34 に後部拡張型消音器を $L' = 2.8\text{m}$ の位置に固定し、前置消音器を連続的に移動した場合の消音系の評価値 η_{\max} と、その中の代表的な前置消音器の装着位置 (c)' , (d)' 点及び後部消音器 1 個の消音系の挿入損失理論計算結果を示す。

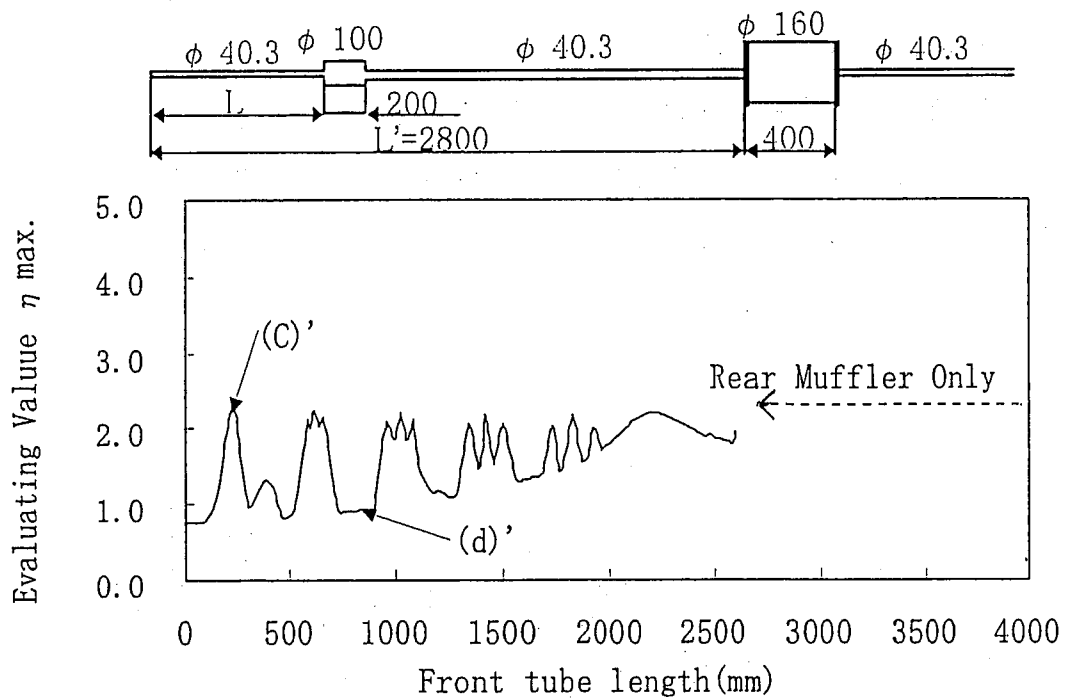


図 2.33 後部拡張型消音器が $L' = 2800$ mm の位置に装着された場合の前置拡張型消音器の評価値 η_{max} 計算結果

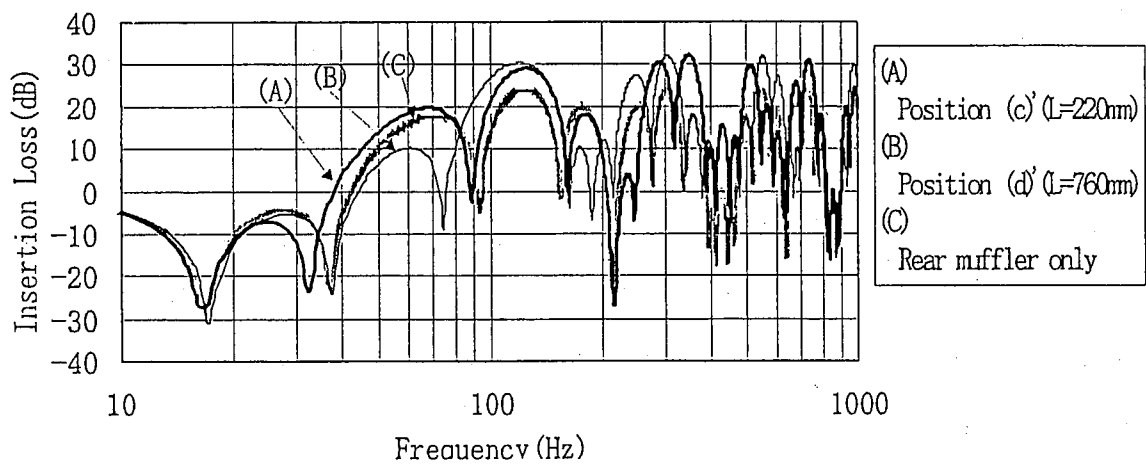


図 2.34 図 2.33(c)', (d)' に前置拡張型消音器が装着された場合の挿入損失比較

また、図 2.35、図 2.36 は $L' = 3.5$ m に固定した場合の消音系の評価値 η_{max} 、及び挿入損失の理論計算結果を示す。

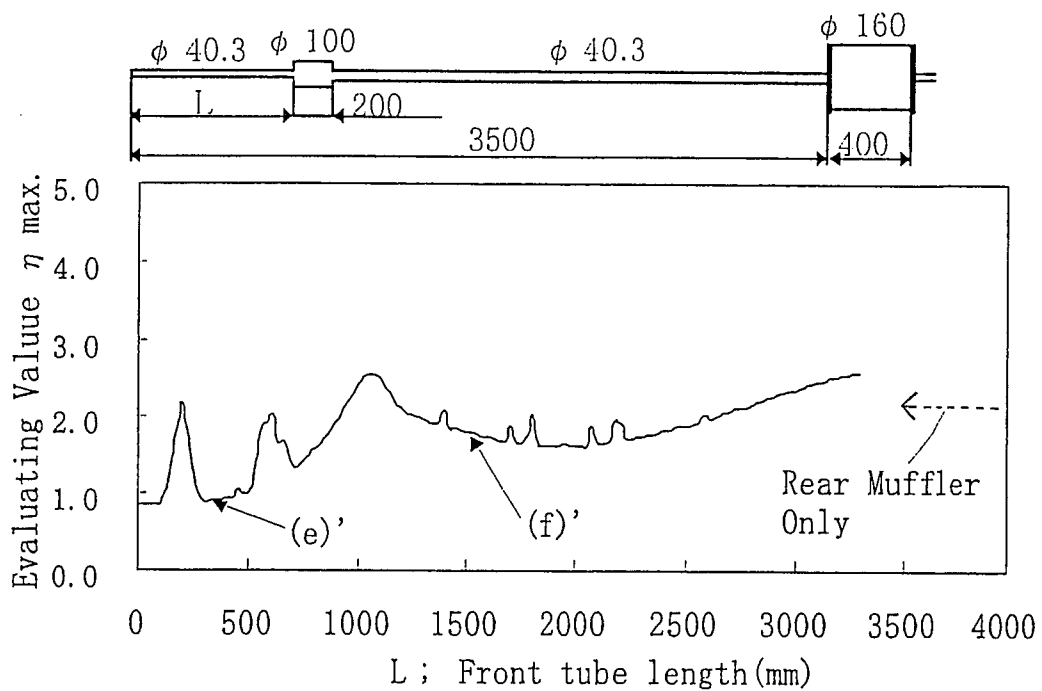


図 2.35 後部拡張型消音器が $L' = 3500$ mm の位置に装着された場合の前置拡張型消音器の評価値 η_{\max} 計算結果

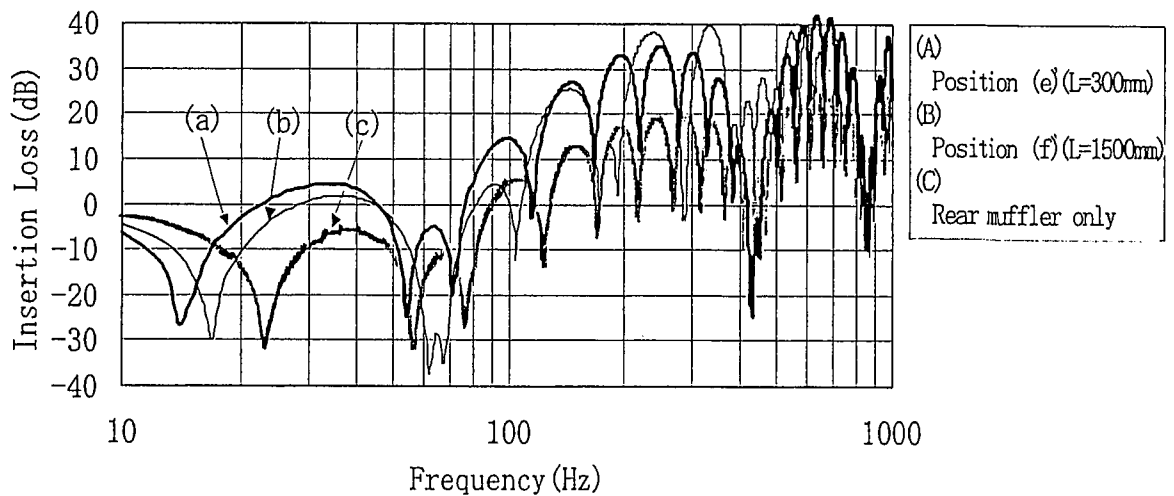


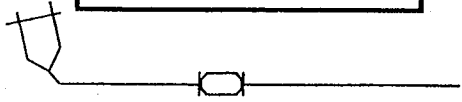
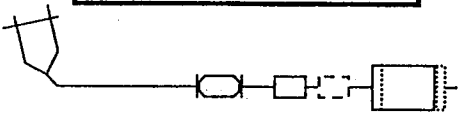
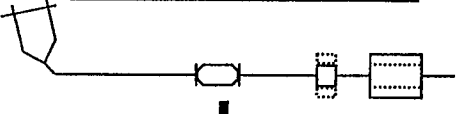
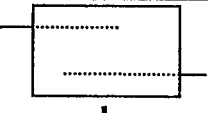
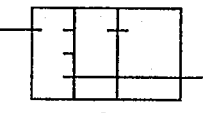
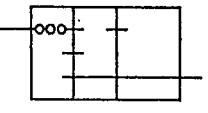
図 2.36 図 2.35(e)' (f)' に前置拡張型消音器が装着された場合の挿入損失比較

以上の計算結果から明らかなように、定体積速度音源の消音系の挿入損失は、消音

器の装着位置によって大幅に変化し、消音系の共鳴周波数においては、その影響がより顕著に現れることが分かる。

また、消音系に拡張型消音器を2個装着した消音系においては、相対的に挿入損失が改善される傾向にあるが消音系の共鳴周波数近傍の挿入損失は、消音器の装着位置の選定を誤ると、むしろ悪化する傾向にある。

2. 1. 5 音響シミュレーションを活用した設計手順(消音・圧力損失)

検 討 内 容	検 討 方 法
<p>A 基本チューブ径の選定</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ・挿入損失計算 ・圧力損失計算
<p>B 消音器位置の選定</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ・消音器最適装着位置計算 ・挿入損失計算
<p>C 消音器容量の選定</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ・挿入損失計算 ・透過損失計算
<p>D 消音器内部構造の選定</p> <p style="margin-left: 20px;">D-1 消音器基本構造選定</p> <p style="margin-left: 40px;">(共鳴) (拡張) (拡張+共鳴)</p> <p style="margin-left: 20px;">D-2 出口、入口パイプの挿入長選定</p>  <p style="margin-left: 20px;">D-3 室割選定</p>  <p style="margin-left: 20px;">D-4 消音器パイプの形状選定 (径、長さ、小孔等)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ・音圧モード計算 ・挿入損失計算 <ul style="list-style-type: none"> ・最適挿入長計算 ・透過損失計算 ・挿入損失計算 <ul style="list-style-type: none"> ・透過損失計算 ・挿入損失計算 <ul style="list-style-type: none"> ・透過損失計算 ・挿入損失計算 ・次数分析計算 ・圧力損失計算

2.2 異音・音色設計技術（音チューニング技術）

2.2.1 放射音・気流音低減技術

(1) 放射音について

排気系放射音とは、排気管、マフラ、及び触媒などの表面から放射される音の総称である。放射音は、車外騒音に影響するだけでなく、車内に伝播して異音になる場合もある。

放射音の発生原因としては、一つは、エンジン振動、排気ガス脈動等のような加振力が排気管、マフラなどの表面を振動させ、これらの表面から音が放射されることである。もう一つは、排気管、マフラなどの内部の音が表面の部材を透過して、外部空間に放射することである。

(a) 排気管、マフラなどの振動による放射音

板が振動する時、音が放射される事がよく分かる。放射する音の音響エネルギーと、振動周波数、振動速度、振動面の面積との関係を式(2.1)に示す。

$$W \propto \omega^2 u^2 s \quad (2.1)$$

ここで W: 音の音響エネルギー w

ω : 角周波数、 $\omega = 2\pi f$ Hz

f: 振動周波数 Hz

u: 振動速度 m/s

s: 振動面の面積 m^2

式より音のエネルギーは、振動周波数と振動速度の2乗に比例する事が分かる。そこで振動速度を押さえると、放射音が低減される。たとえば、振動源であるエンジンからの振動をフレキシブルパイプなどで遮断すると、振動速度が遅くなって、放射音が低減される。また、排気管などの板厚をアップすることにより排気管内部の脈動により生じる振動速度が遅くなるので、放射音が低減される。

(b) 排気管、マフラ内部からの放射音

同じ厚さを持つ壁に垂直に音が入射する場合、入射エネルギーと壁から透過するエネルギーとの比を透過損失と呼ぶ。透過損失が式(2.2)より求められる。

$$TL = 10 \log \left\{ 1 + \left(\frac{\omega m}{2 \rho c} \right)^2 \right\} \approx 20 \log \frac{\pi m f}{\rho c} \quad (dB) \quad (2.2)$$

ここで TL:	透過損失	dB
m:	単位面積当たりの質量	kg/m ²
f:	音の周波数	Hz
ρ :	空気の密度	kg/m ³
c:	空気中の音速	m/s

式より高周波の音における透過損失が大きいので、高周波数の音が透過しにくい事が分かる。逆に低周波数の音が透過しやすい事が分かる。また、板厚を2倍にすると、単位面積当たりの質量が2倍になり、透過損失 TL が 6dB 大きくなる。つまり、放射音としては 6 dB 低減される。

まとめると、放射音の低減方法としては、次の事が考えられる。

振動による放射音を押さえる為には、

- フレキシブルパイプなどの装置による振動遮断
- 板厚アップ
- 振動表面積を減らす
- 振動面にダンピング材を張る（ゴムなど）
- 制振性をもつ材料使用

等が考えられる。

透過損失をアップする為には、

- 板厚をアップ
- 多層巻き
- 2枚の板の間に更にグラスウール類の材料をはさむ

等の方法が有効である。

(2) 気流音について

気流音とは、排気ガスが排気管、マフラ、及び触媒等を通過する時、気流により発生する音である。エンジンは低回転域において排気ガス速度が遅いので、気流音がそれほど問題にならないが、エンジンが高回転数になると排気ガス速度が速いので、気流音が無視できなくなる。気流音は中、高周波数成分の音が主成分であり、

主に排気音のオーバーオールに強く影響するが、爆発次数成分への影響が割合少ない。

ノズルからの高速気流により発生する気流音について Lighthill は音響出力が流速 U の 8 乗に比例し、更に $\rho_0 U^8 c^{-5} A$ (ρ_0 は空気の密度、 c は空気中の音速、 A はノズル出口面積) に比例することを解析している。

しかし、実際消音器の内部構造が複雑であり、理論による計算は困難である為、実験による研究がメインである。図 2.37 に単純空洞型消音器において定常流を導入する時、気流音と流速との関係を示す。図より流速を速くすると、気流音が大きくなる事が分かる。

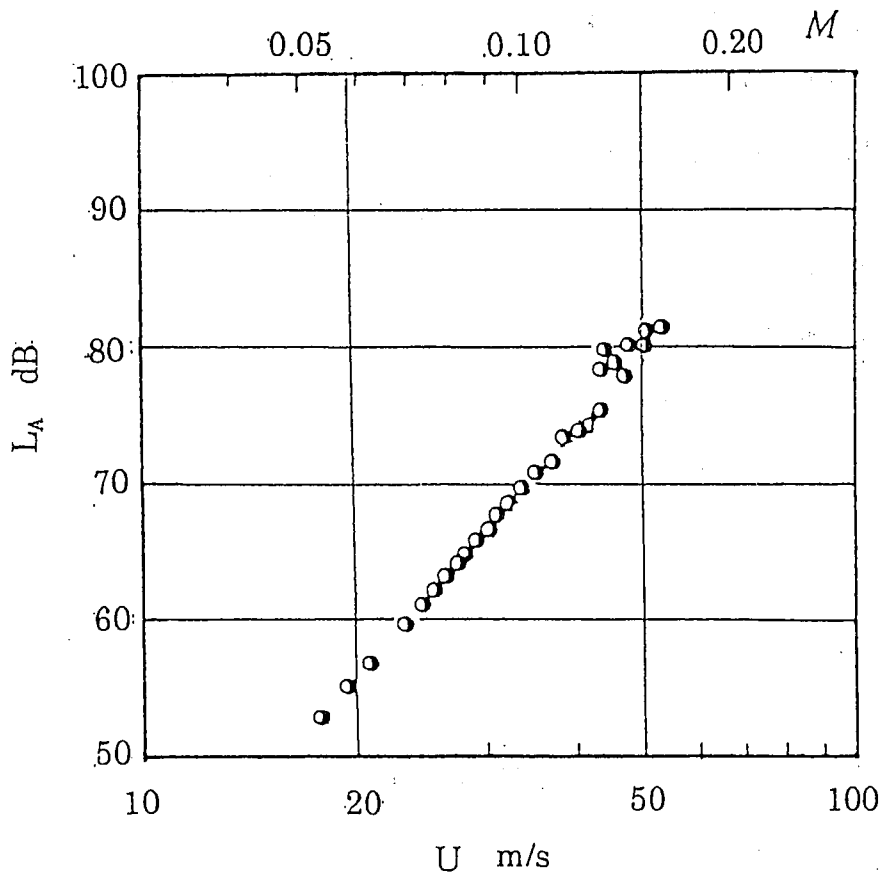


図 2.37 気流速度の気流音への影響

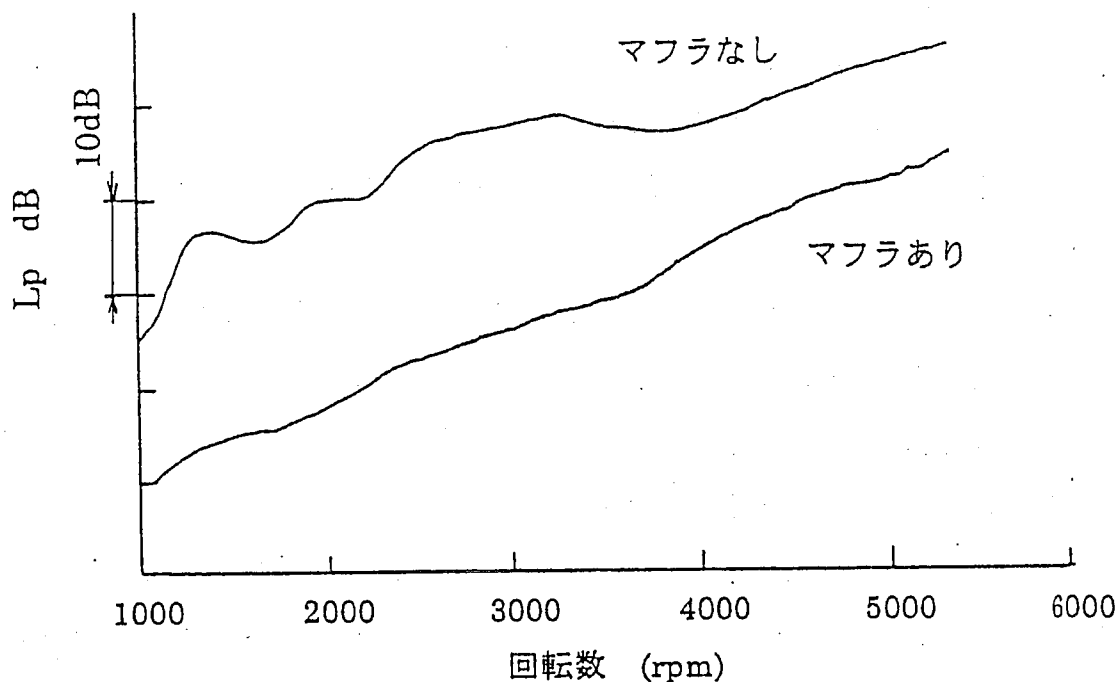


図 2.38 マフラあり、なしの排気音

また、実際の排気系を用いて、マフラがある場合と、ない場合の排気音のオーバーオールを比較を図 2.38 に示す。図より高回転域になると、消音量が小さくなることが分かる。この原因としては、高回転域において気流音が発生して、消音性能が小さくなったと考えられる。

そこで、気流音を低減する為、次の事が考えられる。

- 排気ガス流速の低減、例えば排気管の断面積を大きくする
- 排気管の急曲げ、急拡大、急縮小などを避ける
- 排気ガスの入口部をフレアする

2.2.2 音色評価技術

排気の音色の善し悪しは、人の感じ方によるところが大きく、国や地域、年齢、用途によっても嗜好が異なることが知られている。

一定騒音レベルの枠の中でも、比較的快い音色をもった車、あるいは個性的な音色の車があることは一般的に知られている。

特に、欧米車の排気音は、メーカーごと、車種ごとに一貫した特徴的な音色をもっており、何らかの音色のチューニングが行われているのは明らかである。

排気音色の改善には、その物差しとなる音色の客観的な評価法が必要であるが、評価法そのものについては、公表された例が少ない。

今までの経験からすると、人がいい音色と感じる音を単純な物理量で表わすことができない。しかし、一つの表現方法として、音の大きさ、スペクトル、時間に対する変化の音色の要素をグラフに表わし音色を特徴づける方法があるので紹介する。

図 2.39 はこの装置を示す。図 2.40 はアウトプットされたデータを示す。

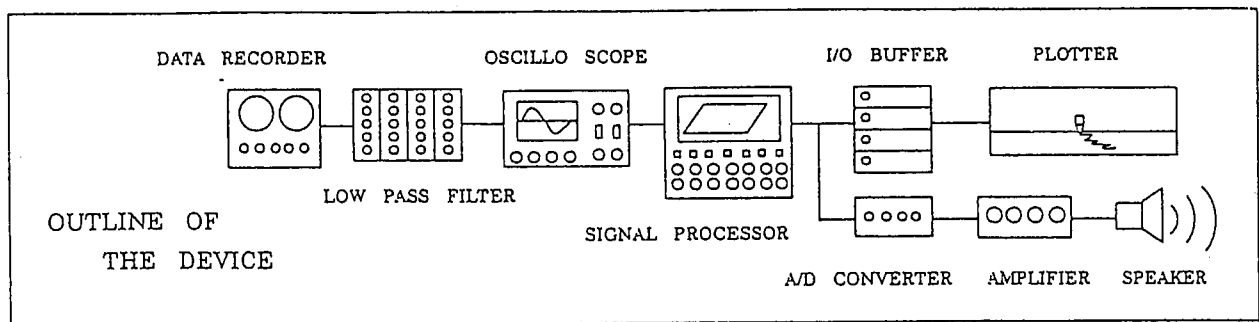


図 2.39 音色解析装置

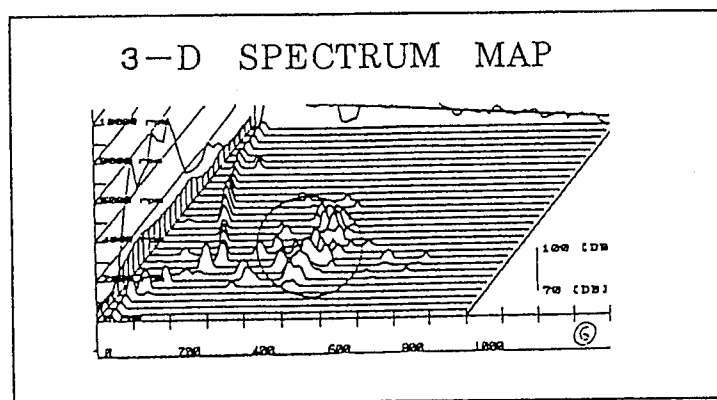


図 2.40 音色解析データ

図 2.41 は音の編集の例を示す。爆発次数成分、単一周波数成分、1/3 オクターブ周波数成分について編集し、図 2.42 のステップで編集した音を聞くことができる。これを繰り返し実施することでいい音色の作り込みができる。

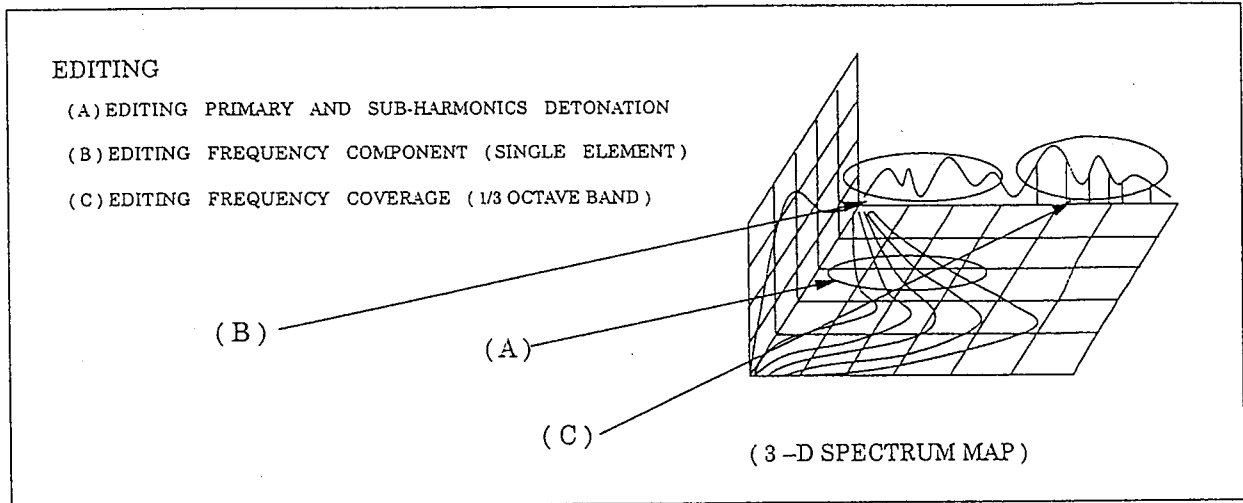


図 2.41 音色の編集

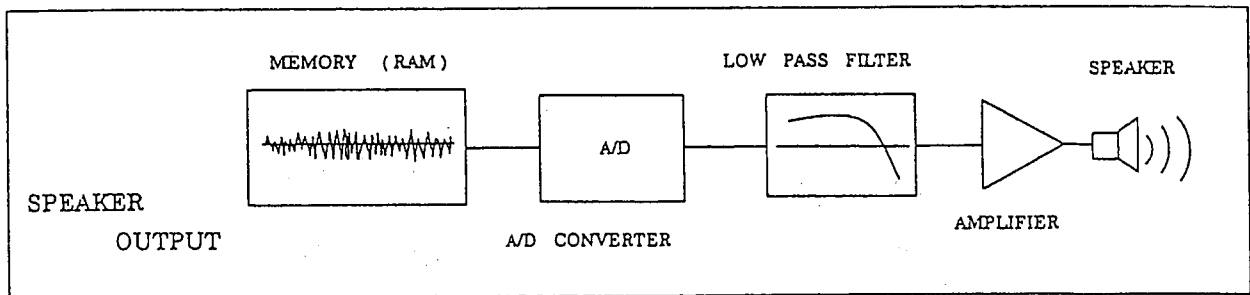


図 2.42 編集した音色の聴感

2.3 信頼性設計技術

2.3.1 耐久強度設計技術

排気系の耐久強度に影響する入力は主としてエンジン振動、路面入力、エンジン揺動、熱サイクルなどがある。それぞれの入力とその影響について解説する。

(a) エンジン振動入力

エンジン振動は低回転域ではエンジンの爆発力による振動が支配的で高回転域はクランクシャフトなど回転体のアンバランスとピストンなどの往復質量の不釣り合いによる振動が支配的である。(図 2.43)

このエンジン振動入力により排気系では、共振が発生する。

排気系の強度から見ると運転状態により図 2.44、図 2.45 で示す2つの条件を考慮すべきである。

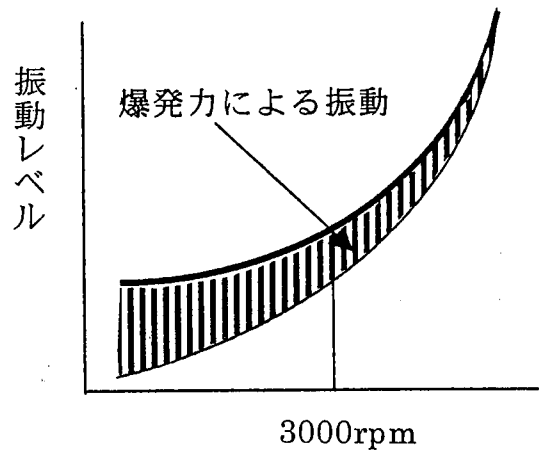


図 2.43 エンジン爆発力による振動

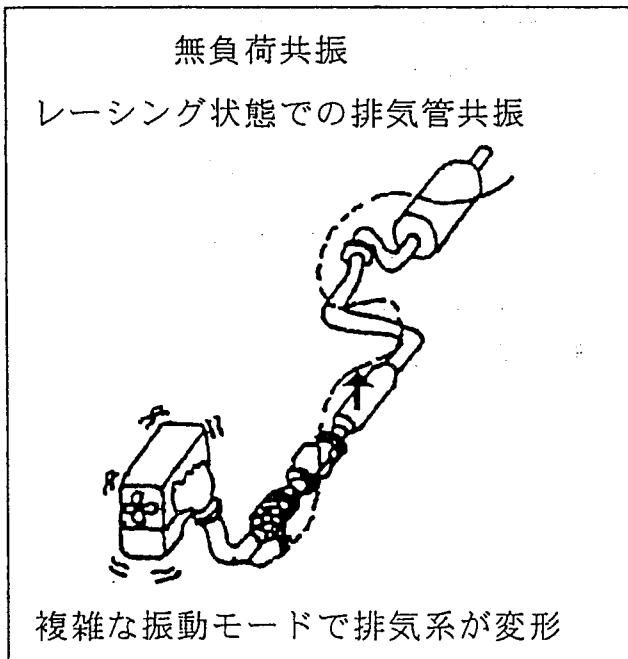


図 2.44 無負荷共振

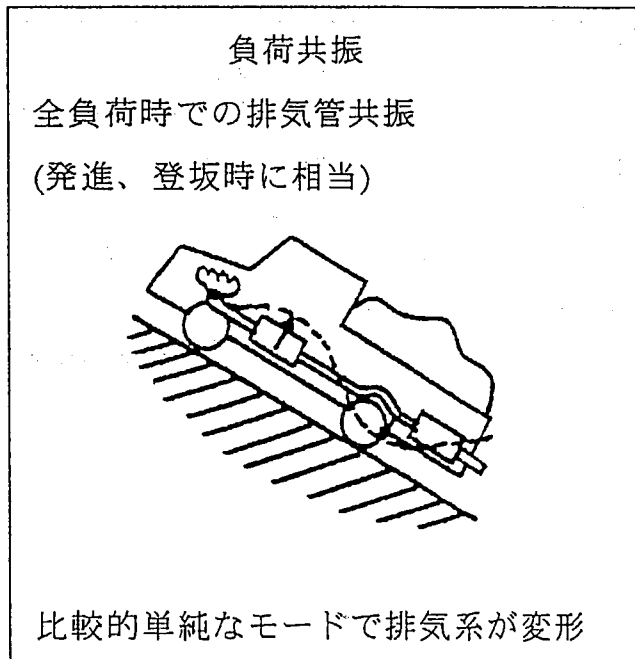


図 2.45 負荷共振

(b) 路面入力

走行時の路面の凹凸によりエンジンや排気系サポートの上下振動が発生し、排気系に応力が発生する場合（図 2.46）と駆動トルクの変動がエンジンのローリング振動に変わり排気系に応力が発生する場合（図 2.47）がある。

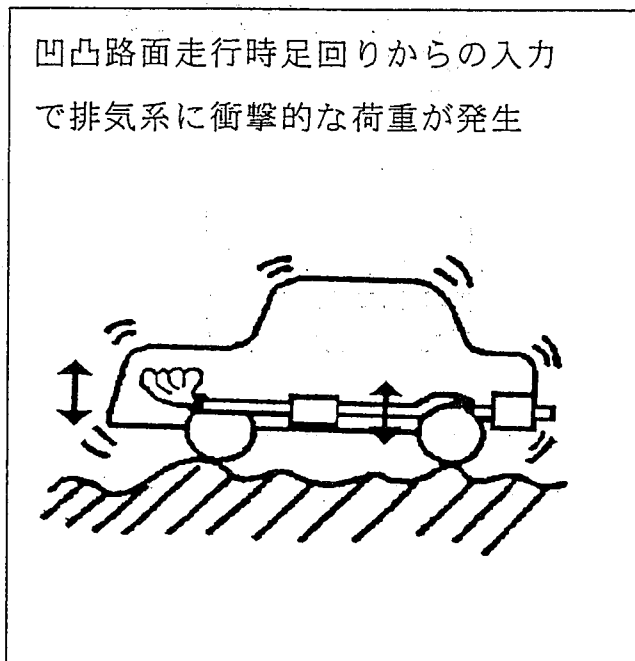


図 2.46 路面入力による応力発生

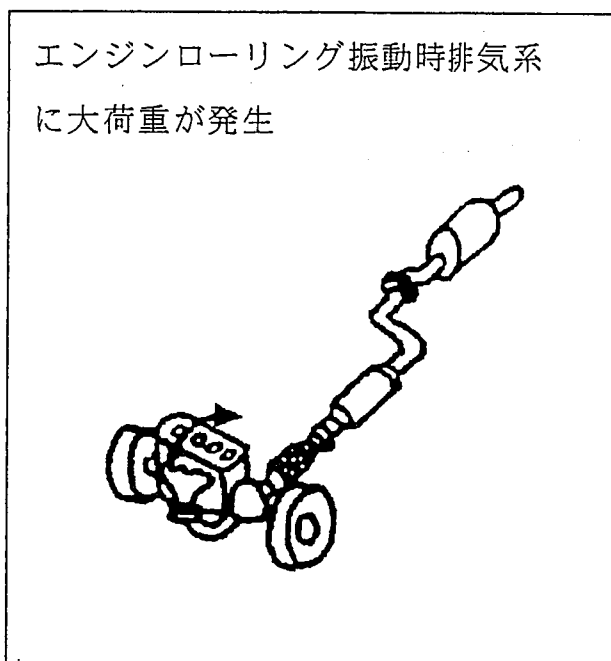


図 2.47 ローリング振動による応力発生

(c) エンジン揺動入力

加速減速時の駆動反力によりエンジンがローリング揺動する時に排気系に応力が発生する場合がある。（図 2.48）特に全開加速全閉減速時排気系に大荷重が発生する。

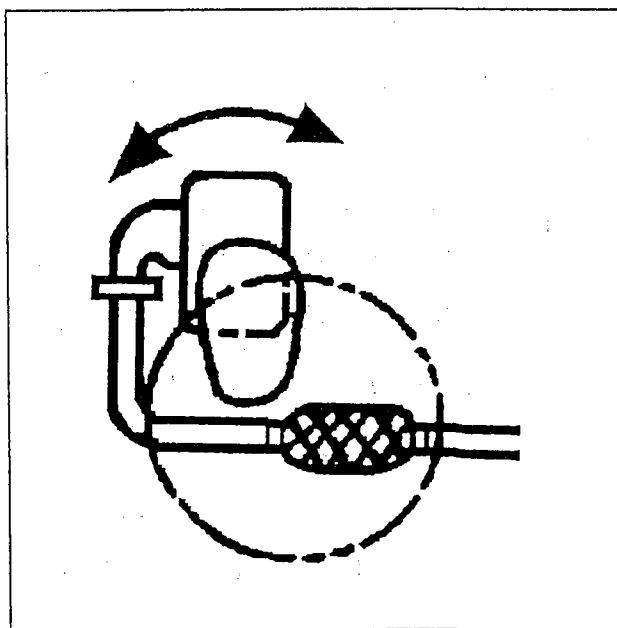


図 2.48 ローリング揺動による
応力発生

(d) 熱サイクル入力

排気ガスの熱による熱膨張により応力が発生する。
温度差、温度分布により熱膨張量がことなることで応力が発生する。特に図 2.49 のような閉じ部位で大荷重が発生する。

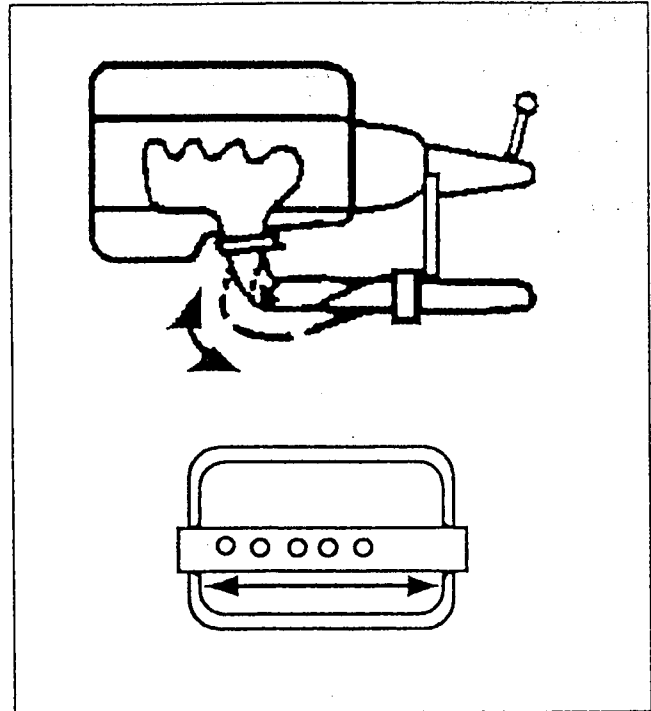


図 2.49 熱膨張による応力発生

2.3.2 CAE技術の紹介

(a) CAEの種類

CAEとは Computer Aided Engineering(計算機を利用した設計)の略である。計算機と各種ソフトウェアにより高度な設計が可能になってきた。

排気系でよく使用されているCAEには目的によって図 2.50 のような種類がある。

- ・有限要素法(Finite Element Method)…構造解析、音響解析
- ・境界要素法(Boundary Element Method)…音響解析、構造解析
- ・有限差分法…流れ解析
- ・数値計算(Simulation)…エンジン性能シミュレーション、機構解析

図 2.50 CAEの種類

(b) 有限要素法(F E M)解析の種類

排気系だけでなく一般的に最も使用されている F E M 解析は目的により図 2.51 のように分けられる。

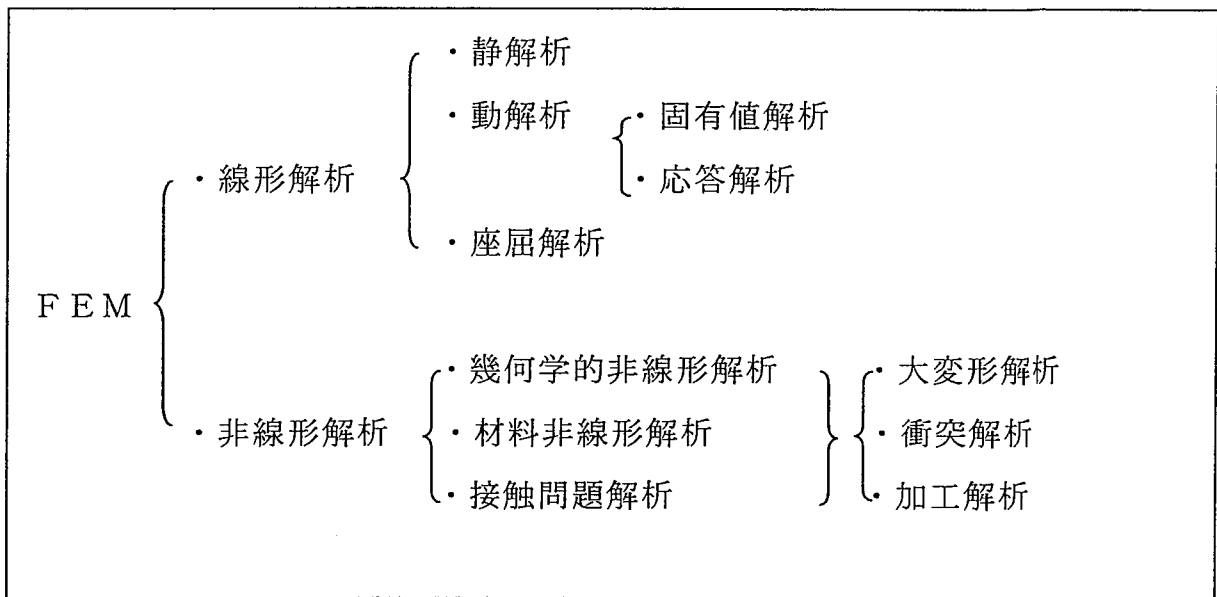


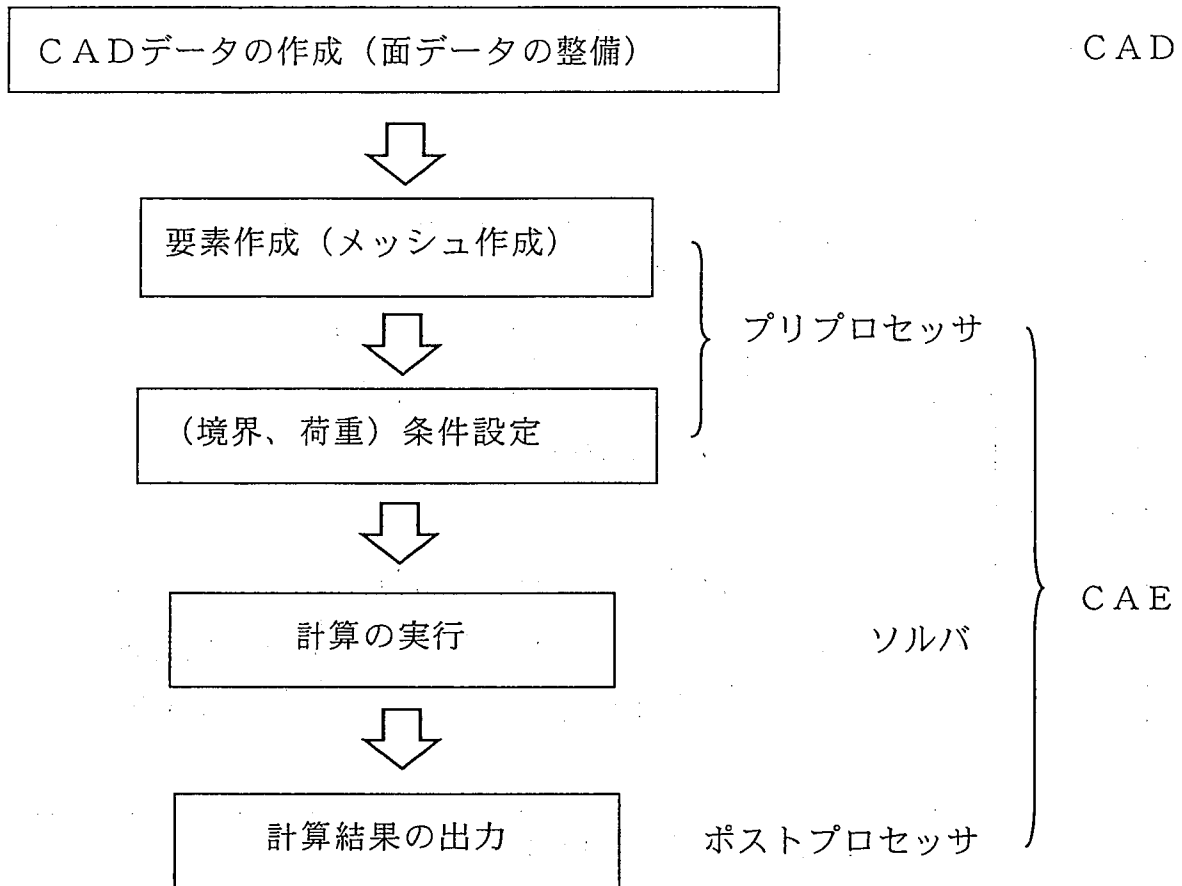
図 2.51 FEM 解析の種類

(c) 有限要素法(FEM)の原理

有限要素法の原理を以下に示す。

- 1) 構造体を要素に分割
- 2) 各要素に加わる力と変位を定義
- 3) 各要素の節点の力と変位の関係を求める。
- 4) 全要素の力と変位の関係をマトリックスに足し合わせる。
- 5) 力と変位の既知、未知変数を指定
- 6) マトリックスを解く
- 7) 各要素の歪み、変形、力を計算

(d) FEM計算の実施手順



(e) CAEで成果を上げるには

1) 固有技術をあげる。

解析体についての知識を深め問題点を的確に予測することで問題部位付近のみ解析精度を上げることで効率的に解析できる。

2) 解析対象を選ぶ

- ・ 対策に苦勞する問題
- ・ 現象解析
- ・ 試験時間の長い耐久問題

3) 繰り返し解析対象品には専用ソフト

(f) 実施例

CAE による排気系インシュレータの亀裂対策(熱応力)の例を次に示す。

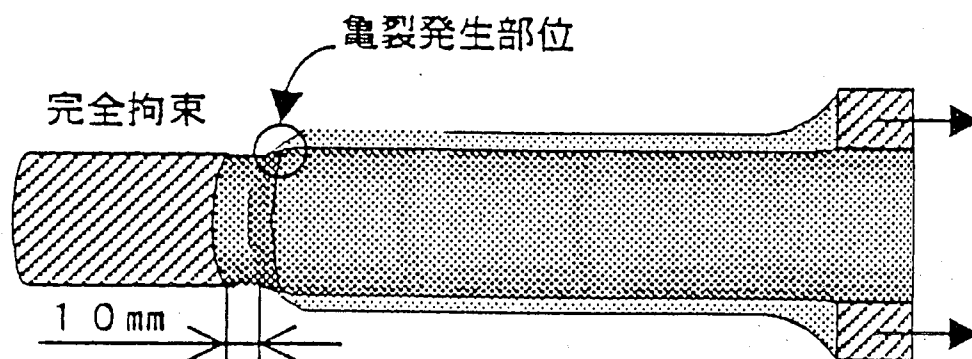


図 2.52 ヒートインシュレータの亀裂を CAE で再現

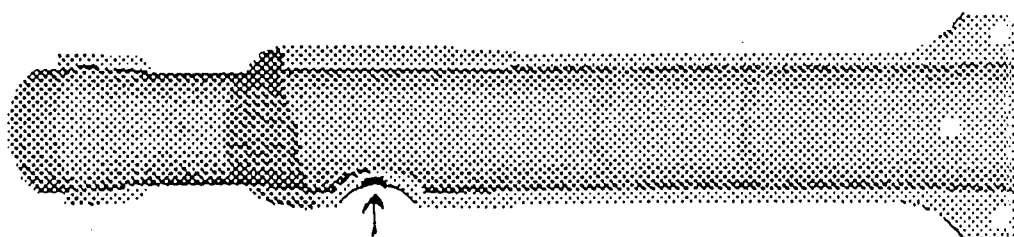


図 2.53 CAE 対策品の効果確認

2.4 圧力損失低減技術

2.4.1 排気消音構造の圧力損失に与える影響

排気系の圧力損失（背圧）とは、排気ガスが排気管、マフラ及び触媒等を通過する時、生じる圧力損失である。圧力損失の発生原因としては、次の事が考えられる。

- 排気管の壁面摩擦損失
- 排気管の急拡大
- 排気管の急縮小
- 排気ガスの壁面への衝突

次にこれらの計算について説明する。

(1) 壁面による摩擦損失

排気ガスが管内を通過する時、壁面の摩擦により圧力損失が生じる。この圧力損失は次式により求められる。

$$\Delta p = \zeta \frac{l}{d} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.3)$$

ここで Δp : 圧力損失 N/m^2

ζ : 摩擦係数

l : 管長さ m

d : 管直径 m

V : 流速 m/s

ρ : 排気ガス密度 kg/m^3

摩擦係数は、流れの状態と管の表面粗さに強く関係し、Moody 線図より求められる。Moody 線図を図 2.54 に示す。

(2) 排気ガスの拡張部における圧力損失

図 2.55 に示すように排気管が急に拡大する場合、排気ガスの圧力損失が生じる。その計算を次式に示す。

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho V_2^2}{2} \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \quad (2.4)$$

ここでは、 A_2/A_1 と関係する係数であるが、ほぼ1に近い値である。

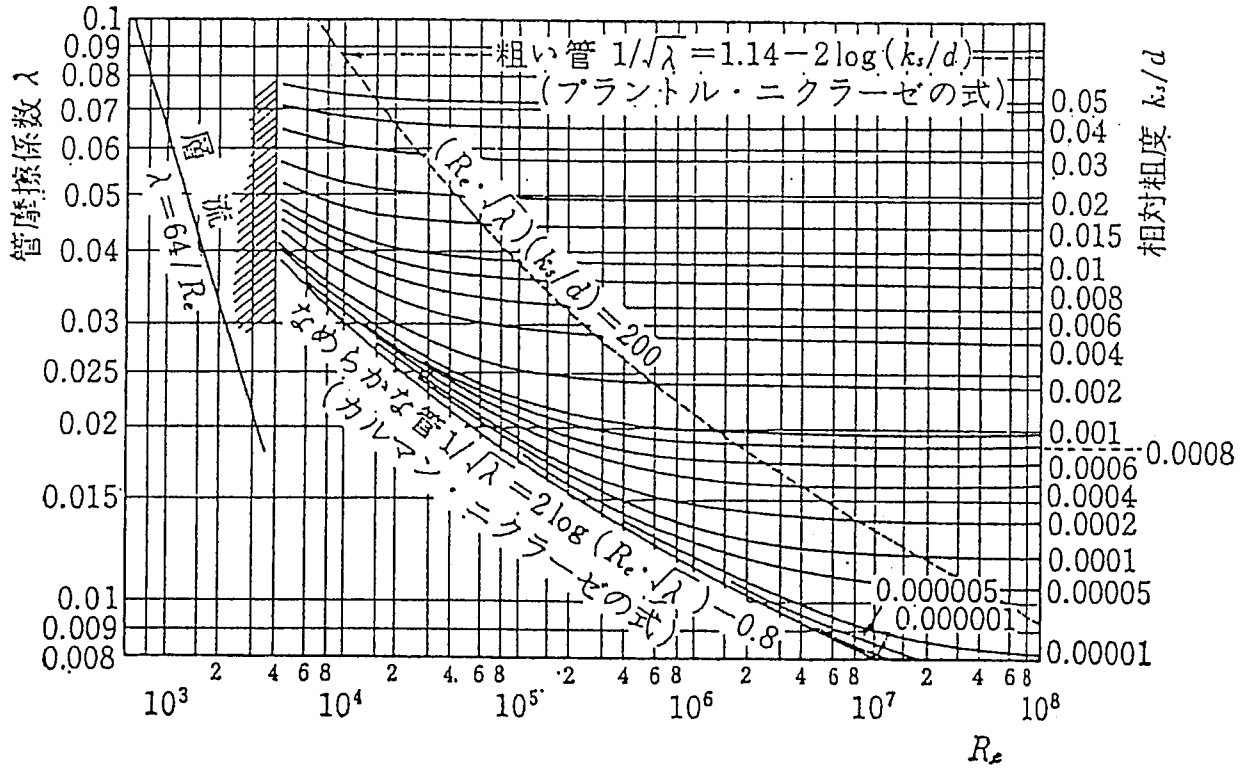


図 2.54 Moody 線図

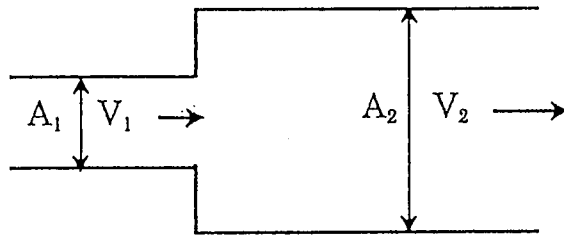


図 2.55 管断面の急拡張

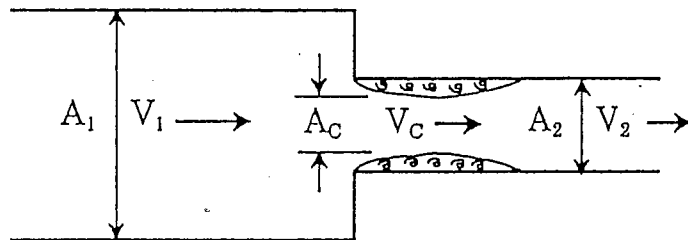


図 2.56 管断面の急縮小

(3) 排気ガスの縮小部における圧力損失

図 2.56 に示すように排気管が急に縮小する場合、排気ガスは縮小したパイプの断面より更に縮小して最少断面 A_c をとる。その後排気ガスは再び管断面積 A_2 になるまで広がる。この時の圧力損失は次式より求められる。

$$\Delta p = \frac{\rho V_2^2}{2} \left(\frac{A_2}{A_c} - 1 \right)^2 = \frac{\rho V_2^2}{2} \left(\frac{1}{c_c} - 1 \right)^2 = \zeta \frac{\rho V_2^2}{2} \quad (2.5)$$

ここで $c_c = A_c / A_2$

$$\zeta = \left(\frac{1}{c_c} - 1 \right)^2$$

円管の直径比 d_2/d_1 と ζ の関係は表のようになる。

D_2/d_1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
ζ	0.47-0.45	0.42	0.39	0.36	0.33	0.28	0.22	0.15	0.06

(4) 排気ガスの壁面への衝突

図 2.57 に示すように噴流が壁面に衝突する時、ノズルから壁面までの距離 L が短くなると、圧力損失が大きくなる。特にこの距離がある程度以上に短くなると、圧力損失が急激に大きくなる。

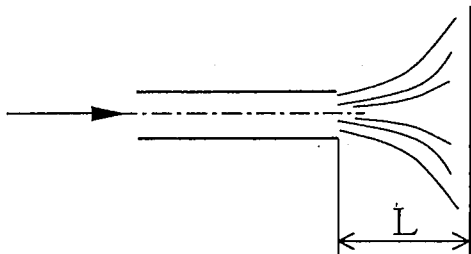


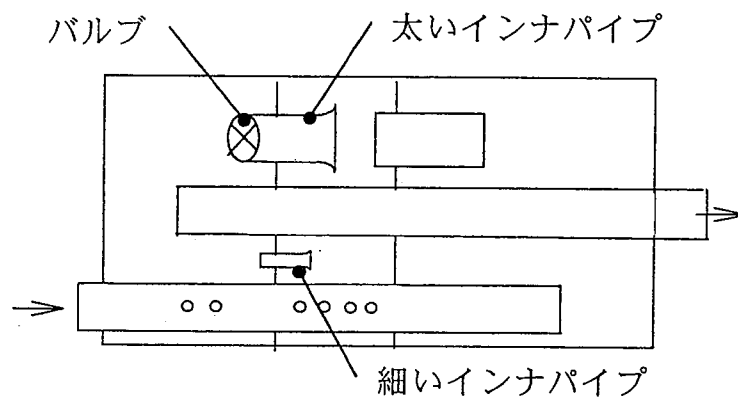
図 2.57 噴流の壁への衝突

(5) 可変バルブの使用

今までの説明によると、排気管断面の急拡大、急縮小を避ければ、背圧低減ができる。そこで、マフラ内での圧力損失を低減する為、マフラ断面積とインナパイプ断面積との比が小さいほうが有利であると考えられる。しかし、この断面積の比を小さくする事により、爆発次数成分のレベルが高くなる。そこで、可変バルブを用

いることにより、爆発次数成分のレベルを高くせず、背圧低減が可能になる。その原理について説明する。

可変バルブを用いる例を図 2.58 に示す。エンジン回転数が低い場合、排気ガスが細いインナパイプを通過するが、エンジン回転数が高い場合、バルブが開いてメインの排気ガスが太いインナパイプを通過する。エンジン回転数が低い時、排気ガスの流量が少ないので、細いパイプを通過しても、大きな圧力損失は生じない。しかも、爆発次数成分は大きく低減する。また、エンジンの回転数が高くなると、排気ガスの流量が多いので、細いインナパイプを通過させる



- 低回転域、バルブ 閉
- 高回転域、バルブ 開

図 2.58 可変バルブを使用するマフラー

と、圧力損失は流速の 2 乗に比例して、急激に増大する。圧力損失の増大で、バルブが開き排気ガスは主として太いインナパイプを通過するようになる。このことにより排気ガスの流速が遅くなり、圧力損失が低減される。

まとめると、圧力損失を低減する為、次のような対策が考えられる。

- 排気管の断面積アップ、排気ガス流速を遅くする
- 排気管の急拡大、急縮小を避ける
- 排気ガスの入口部をフレア加工する
- 排気ガスが壁面に衝突する場合、衝突距離を適正にとる
- 排気管の急曲げを避ける
- 可変バルブを使用する

2.4.2 排気系内流れの可視化技術

流れの可視化は、元来流れの剥離、渦の発生などを含む流れの状態や流れ方向を主な対象とする定性的な観察に留まるものが多かった。しかしながら最近では、十分な確度は期待できないにしても、定量的な計測が可能となりつつある。

また従来の流れの可視化では、その対象が時間的に定常流に限定されることが多かった。ところが照明や高速撮影などの技術が著しく改良され進歩したことや、定量的な観測も可能となってきたことなどあいまって、非定常流れの可視化は一層容易になってきたため、排気系のように非定常流でかつ高速流でも可視化は可能であり、排気系設計開発に役立つものと思われる。

流れの可視化によって観測されるものは、

- ①流れの方向を示す流脈、流跡、又は流線
- ②流速、流速勾配、加速度及びそれらの分布
- ③渦の発生・消滅、層流・乱流の遷移、流れの剥離線と付着線
- ④密度もしくは温度の分布

等があるが、他の流れの計測器による測定と比べて次のような特徴をもっている。

- 1) 従来常用されてきた流れの計測器では、流れの中の特定の一点における状態を計測しうるにすぎないが、流れの可視化においては流れの全領域について、しかも必要な情報を同時に得ることができるので、流れ現象の全貌を把握するのに有効である。
- 2) 計測器を用いるとそれを流れの中に挿入するため、ある程度流れに物理的な乱れを与えることは避けられない。しかるに、流れの可視化においては流れの中にトレーサを投入したとしても、流れを乱す程度は、計測器の挿入に比べてはるかに僅少である。中でも光学的方法では、まったく流れを乱すことがない。代表的な流れの可視化手法とその概要について表 2.1 に示す。また、可視化事例を図 2.59～2.61 に示す。

表 2.1 代表的な流れの可視化手法とその概要

大分類	中分類	概要	適用
壁面トレーサ法	油膜法	流れによって物体表面に塗布した油膜に生じる模様を観察し、表面近傍の流れの方向、境界層の遷移、剥離、流速、二次流れを調べる。	気) 5m/s~M5 水) 0.1~20m/s
	感温塗料法	物体表面に塗布した特殊物質(液晶及び相変化塗料等)が表面の温度変化に応じて呈する色彩変化あるいは相変化を観察し、表面近傍の流れの状態を調べる。	気) 150m/s~M5
タフト法	表面タフト法	物体表面にタフト(適当な長さの糸等)の一端を取り付けてその挙動を観察し、表面近傍の流れの方向、境界層の状態などを調べる。	気) 0.1m/s~M1 水) 0.1~1m/s
	タフトスティック法	細い棒の先にタフトを取り付けてこれを流れの場の任意の点に移動させてタフトの挙動を観察し、その場所での流れの方向を調べる。	気) 0.1m/s~M1 水) 0.1~1m/s
トレーサ法	注入流脈法	トレーサ物質(煙等)を連続的に細い管によって流れの中に注入するか物体表面の小孔や隙間から吐き出し、トレーサ物質が描く筋を観察して流脈を調べる。	気) 0.1m/s~M1 水) 0.001~10m/s
	注入流跡法	トレーサ物質(シャボン玉等)を単独あるいは断続的に流れの中に注入し、個々のトレーサ粒子の運動軌跡を観察して流跡を調べる。	気) 1~20m/s 水) 0.001~10m/s
	表面浮遊法	液体の表面上にトレーサ物質(粉末)を浮遊させ、流れによる粉末の動きを観察し液面における流れの状態を調べる。	水) 0.001~5m/s
電気制御法	火花追跡法	気流中に適当な形状の電極を配置して高電圧のパルス電圧を供給し、気流とともに下流に移動するイオン化された空気の経路を観察して流れの状態を調べる。	気) 2m/s~M5
	水素気泡法	水流中に金属細線を張って陰極とし、これと少し離れて流れを乱さない位置に陽極を置いて電気分解させ、陰極の細線から生じる微細な水素気泡群の動きを観察して流れの状態を調べる。	水) 0.05~5m/s
	スモークワイヤ法	油を塗布した金属細線を気流中に主流と垂直に張り、これに瞬間的に大電流を流し細線近傍から生じる白煙の動きを観察して流れの状態を調べる。	気) 0.3~6m/s
光学的な方法	シャドウグラフィ法	点光源からの発行光又は平行光束を流れの場を通してスクリーン又はフィルム上に投影させ、明るさの変化状態を表す影絵を観察し、流体の密度変化より流れの状態を調べる。	気) 70m/s~M3 水) ----
	シュリーレン法	平行光束を流れの場を通して屈折させ、屈折光を集めてナイフエッジで切断し、ナイフエッジ後方のスクリーン又はフィルム上の明暗の変化を観察し流体の密度勾配より流れの状態を調べる。	気) 2m/s~M3 水) ----
	レーザーホログラフィ法	シャドウグラフィ法やシュリーレン法の光学系に参照光路を付加し、レーザー光源によって和光干渉させた和光乾板を作成し、密度変化より三次元流れの状態を調べる。	気) 50m/s~M5 水) ----

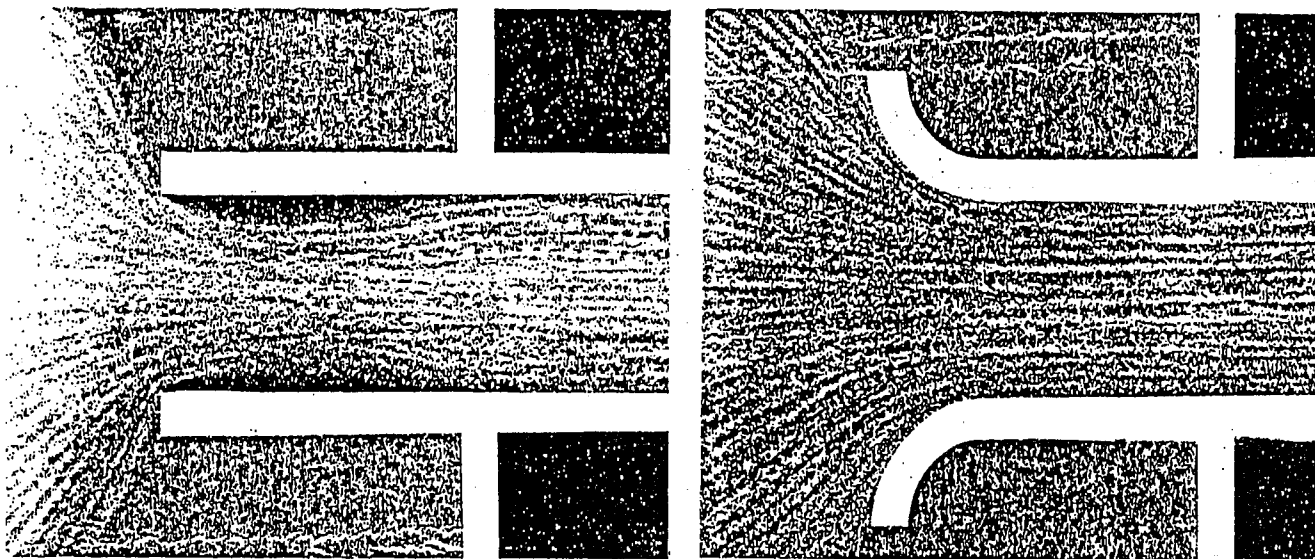


図 2.59 管入り口部の流れ（管入り口部フレアの有無）【水素気泡法】

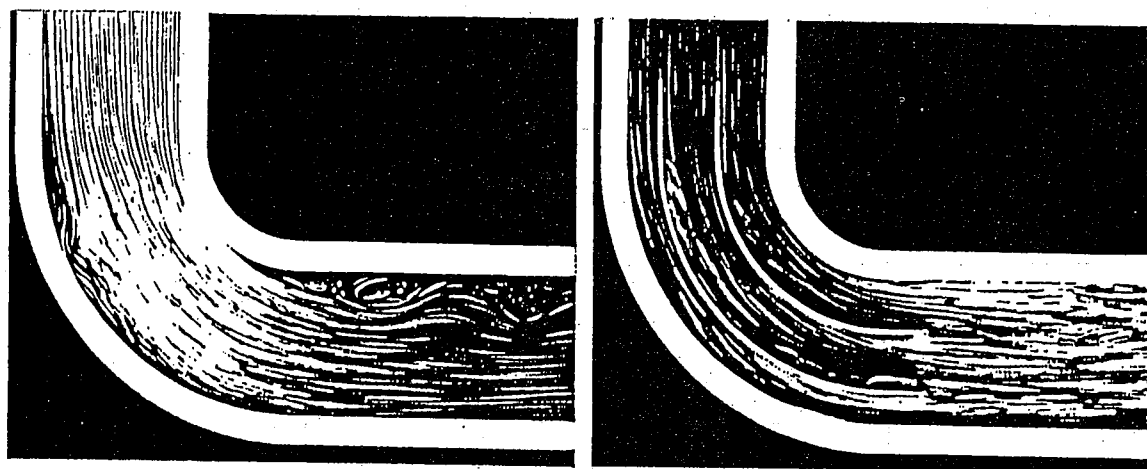


図 2.60 曲がり流路の流れ（案内羽根の有無）【表面浮遊法】

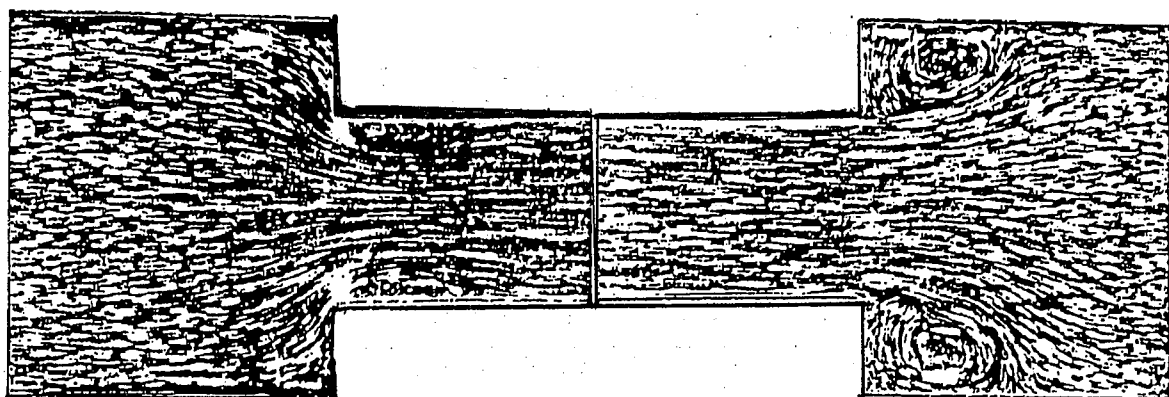


図 2.61 断面変化部の流れ（縮小と拡大）【表面浮遊法】

2.4.3 流れ解析技術

従来、流れの研究は、理論的研究と実験的研究の両面から進められてきたが、近年コンピュータの急速な発達、普及に伴って数値的研究が飛躍的發展を遂げた。

この数値的研究は、流れの数値シミュレーション、計算流体力学、数値流体力学などと呼ばれている。

実験的研究と比較すれば、数値的研究の方が一般に開発に要する期間が短く、経費も少なくてすむ。他方信頼性は実験の方が高いと考えられるが、多くはモデル実験で実在の流れの再現性、実物との換算の問題があり、またデータを取る際の計測誤差、とりわけ非定常3次元流れではその全貌を把握しきれないという難点がある。

流れの数値解法には多種多様なものがあるが、普通用いられているものは大きく次の3グループに分けられる。

- (1) 差分法 (finite-difference method, FDM)
- (2) 有限要素法 (finite element method, FEM)
- (3) 境界積分法 (boundary integral method, BIM)

代表的数値解法の相互の関係を図 2.62 に示す

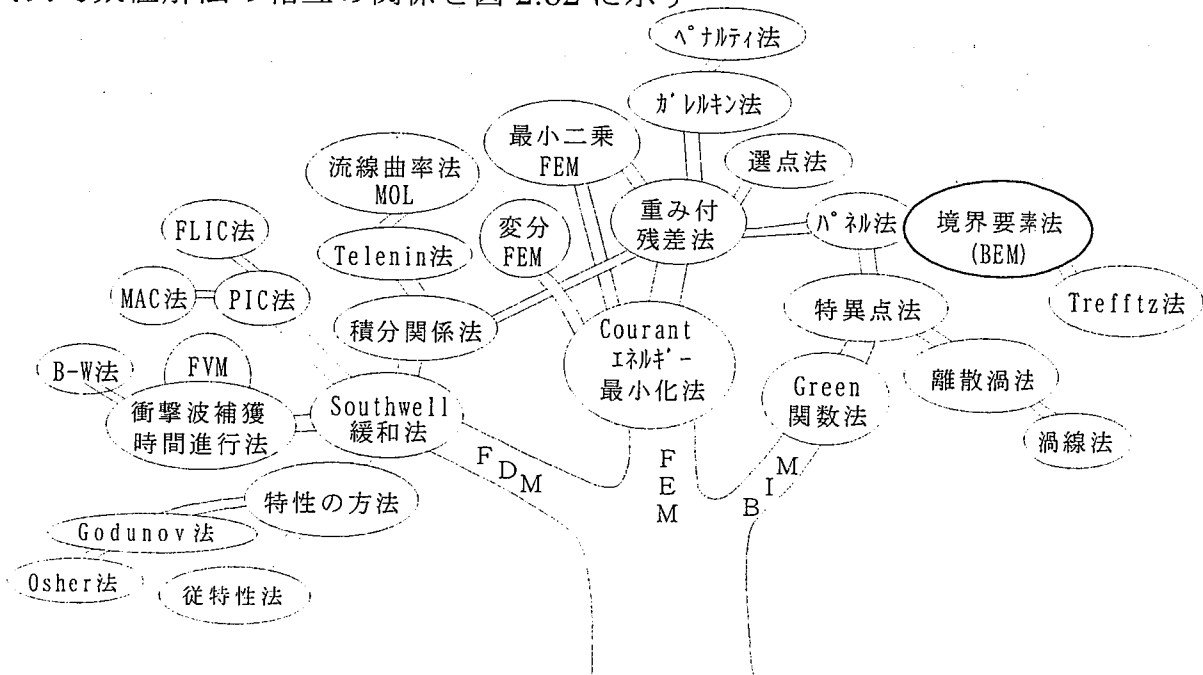


図 2.62 流れの数値解法の系統図

表的流れの数値解法（差分法、有限要素法、境界積分法）の比較を表 2.2 に示し、解析事例を 63 に示す。

表 2.2 流れの数値解法の比較

	差分法 (FDM)	有限要素法 (FEM)	境界積分法 (BIM)
メッシュ分割	規則的格子。最近境界に合わせて作られた格子が普及。	三角形、四角形、三角柱、六面体などの要素に自由に分割できる。	境界のみが初に分割
適用できる微分方程式と流れ	ほとんどすべてのものに適用できるスキームが用意されている。	変分 FEM では汎関数の存在が前提。WRM ではほとんどすべてのものが扱える。	ラプラス、ヘルムホルツなどの方程式ポテンシャル、ストークスなどの流れに限られる。
連立 1 次方程式の係数行列	大型・疎・帯行列。	FDM に同じ。	小型、成分の詰まっている行列。
主な特徴	最も基本的標準的解法。精度の評価確立。目的に合ったスキームが用意されている。	第 2 種境界条件扱いやすい。高精度得やすい。既存プログラムの活用に便利。計算量一般に多い。	境界のみを対象に計算。第 2 種境界条件扱い安い。入力データ少ない。計算量少ない？
適用性	最も適用性広い。衝撃波を伴う遷音速流れ。超音速流れ。LES の計算。	複雑な形状の境界によく適合した適用性広い。非ニュートン流れ	一様流中の物体。自由表面流れに有利。

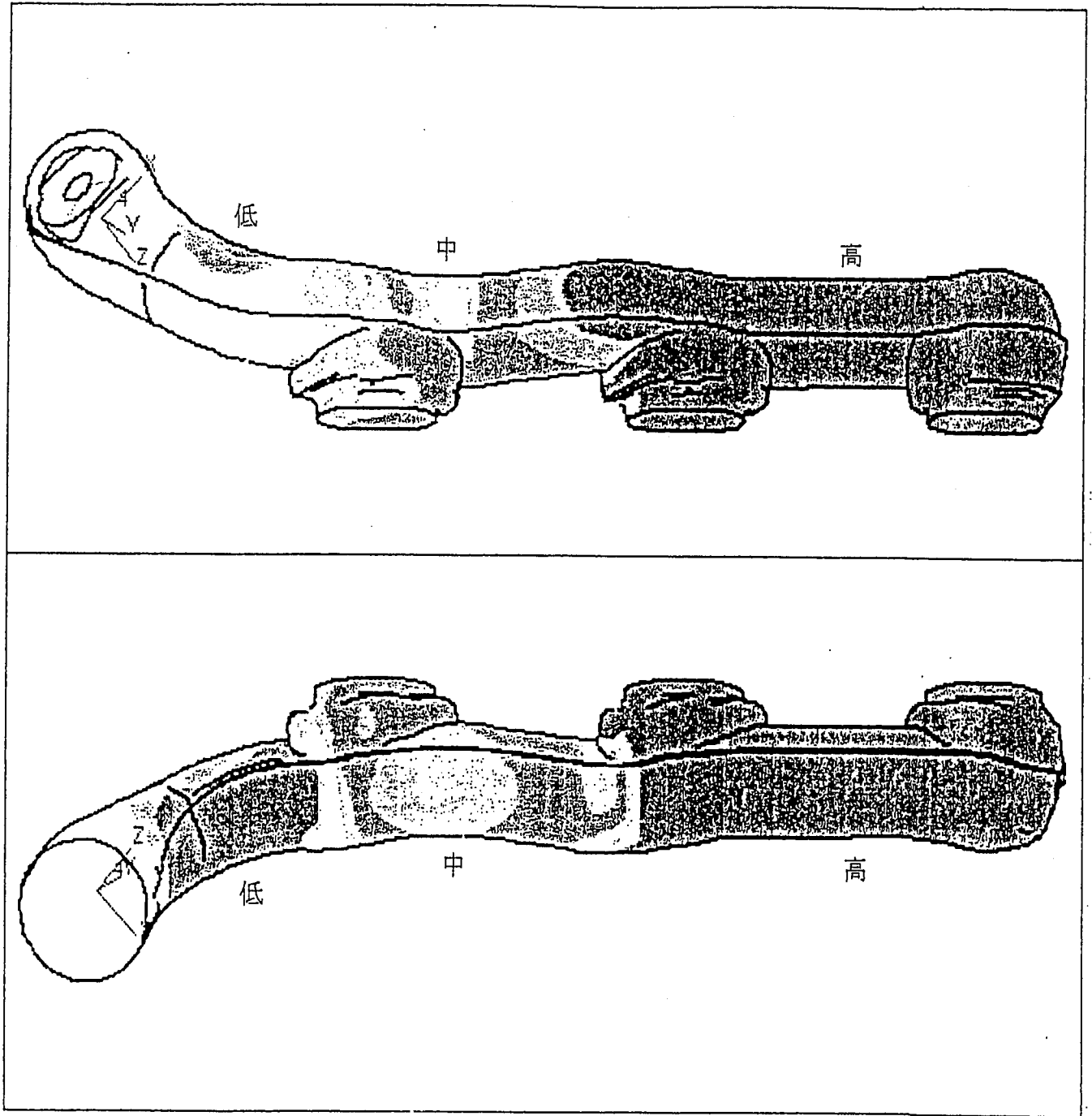


図 2.63 エキマニ圧力分布解析 (FDM)

2.5 排気ガス浄化技術

2.5.1 内燃機関の排気ガス浄化

1970 年米国のマスキー法成立を契機に種々の排気ガス浄化技術が開発されてきた。ガソリン車の排気ガス浄化は、燃焼改善（ダブルプラグ、副室燃焼等）や排気環流（EGR）による燃焼温度緩和及び点火系統改善、燃料制御による燃焼コントロール等のエンジン改良方式とサーマルリアクタ及び触媒コンバータによる後処理方式に大別され、各々は個別技術として開発されてきたが、時代とともに複合化、高度化され発展をしている。

当初の触媒システムは、エンジン改良による NO_x 低減及び二次空気と酸化触媒による HC、CO 低減の二つの技術を併用していた。ところが、酸素センサー、燃料噴射装置の出現と電子制御技術の出現で、エンジンの燃焼状態を精度よくコントロールできるようになった。その結果、NO_x、HC、CO を同時に浄化する三元触媒システム技術に収斂されてきた。

触媒担体もペレット担体からモノリス担体に変革し今日に至っているが、モノリス担体の材料も最近ではセラミック材の他メタル箔材が使われてきている。

1990 年の米国での新たな規制強化は世界的に規制強化に広がり、近年地球環境保全の観点から、有害成分のみならず二酸化炭素の削減要求が強まり、低燃費低公害車、ハイブリッド車、電気自動車などが要求開発されている。

日本、米国(カリフォルニア)、欧州の排気ガス規制と国内のディーゼルトラックの排気ガス規制の推移を図 2.64 及び図 2.65 に示す。なかでも米国(カリフォルニア)の規制は一段と厳しく、94 年型車以降は図 2.64 に示すように排気規制は随時強化されていく。

LEV : Low Emission Vehicle

T : Transient

U : Ultra

ZEV : Zero Emission - Vehicle

HC でみると ULEV は従来規制の 1/10 となる

また、国内についても規制強化は必至であり近々実施される。

こうした時代の要請に応えるために、更に高度化された種々の排気ガス浄化技

術の開発が進められているが、その狙いと主な技術について概要を以下に説明する。

現在最も厳しい北米（カリフォルニア）規制をクリアする排気ガス浄化技術のポイントは、エンジンスタート直後の排気ガス温度がまだ低い状態での浄化性能（コールドエミッション性能）をいかに向上させるかの技術である。エンジンの燃焼改善によるベースエミッション（触媒入口エミッション）の低減は言うまでもないが、早期触媒活性を促すため排気ガス温度の高い排気マニホールドの近くに触媒が付けられる。（図 2.66 参照）

更に、触媒が暖まり易いよう熱容量の小さい触媒担体（メタル担体、薄壁セラミックス担体）が必要とされている。（図 2.67 参照）

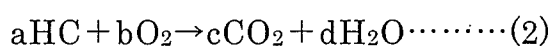
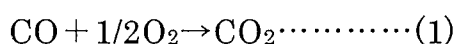
また、メタル担体に通電して直接触媒を加熱する電熱触媒（EHC）も提案されている。（図 2.68 参照）

この他、HC を吸蔵触媒する触媒システムも使われている。これは触媒が温まる間は HC を蓄え、温度が上がって触媒が働きはじめたら HC を酸化させ放出する触媒システムである。

また、地球温暖化防止からの燃費改善技術として開発されたリーンバーンエンジン、気筒内燃料噴射エンジンが実用化され、これに適応した新しい触媒システムとして三元触媒+NO_x吸蔵触媒システムも実用化されてきている。

ディーゼルエンジンについても排気規制は強化されてきており、PM（粒子状物質）の成分である SOF（可溶性有機成分）を処理する酸化触媒を搭載したものもある。更に、規制強化の進展に伴いパティキュレートトラップ触媒やリーン NO_x 触媒の開発が進められている。

次に、触媒の基本的なメカニズムを説明する。主な触媒システムは三元触媒方式、新触媒方式の NO_x 選択還元型触媒（リーン NO_x 触媒）があるが、基本的な反応は、CO、HC、NO_x を無害な CO₂、H₂O、N₂ に変化させるものである。



三元触媒の特性を図 2.69 に示す。触媒の機能は、排気ガスの雰囲気である空気

過剰率（ λ ）によって浄化率が左右される。燃料と空気が過不足なく供給された理論空燃比の状態を空気過剰率 $\lambda = 1$ と言う。これより空気の少ない状態（リッチ状態）では還元雰囲気となり NO_x は浄化されるが、酸化反応は進まず未燃の CO 、 HC が排出してしまう。逆に空気が多い状態（リーン状態）では CO 、 HC は過剰の酸素と反応して浄化されるが、 NO_x は還元する CO 、 HC が不足して未反応のまま排出してしまう。

三元触媒システムは、排気ガス雰囲気を図 2.69 に示す $\lambda = 1$ 近傍の狭い領域に巧みにコントロールして三成分の浄化を成立させている。

リーンバーンシステムでは空気が多い状態で運転されるため、従来の三元触媒では NO_x は処理できない。そこで NO_x 吸蔵還元型三元触媒では、触媒に NO_x を吸放出する物質を添加し、リーン運転時には NO_x を吸収させ、飽和する前に一時的に理論空燃比或いは還元雰囲気にして NO_x を放出還元する機能を持たせている。（図 2.70 参照）

また、銅イオン交換ゼオライトに代表される選択還元触媒では、リーンにおいても HC は酸素だけではなく NO_x とも反応することができ、 NO_x を還元処理することができる。現状ではまだ十分な耐久性と性能が得られていないため、部分的な活用に留まっているが、今後ディーゼルエンジン用触媒として期待されている。

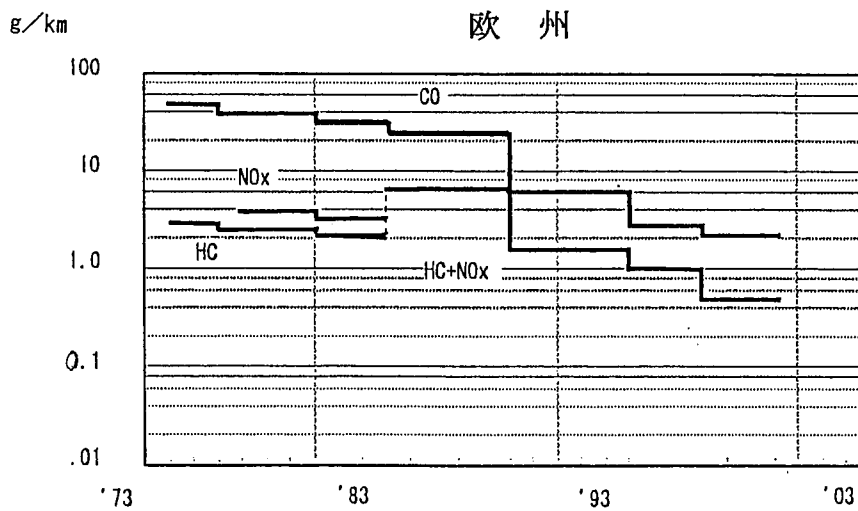
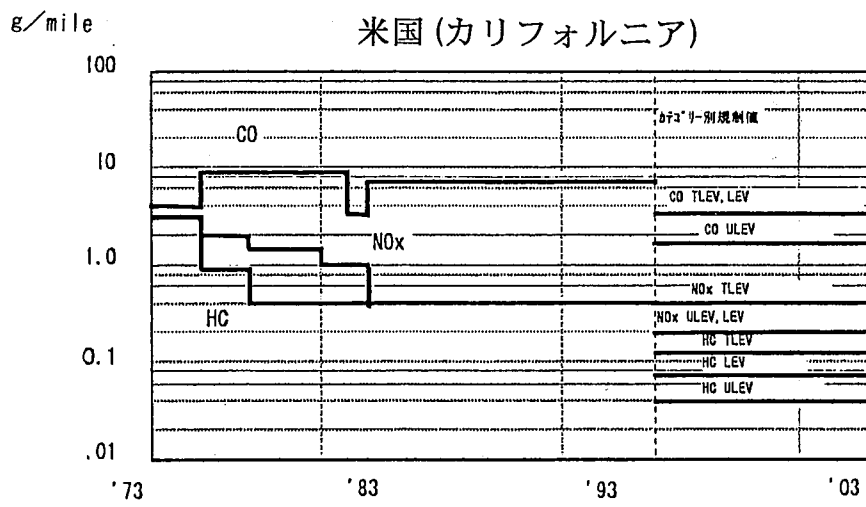
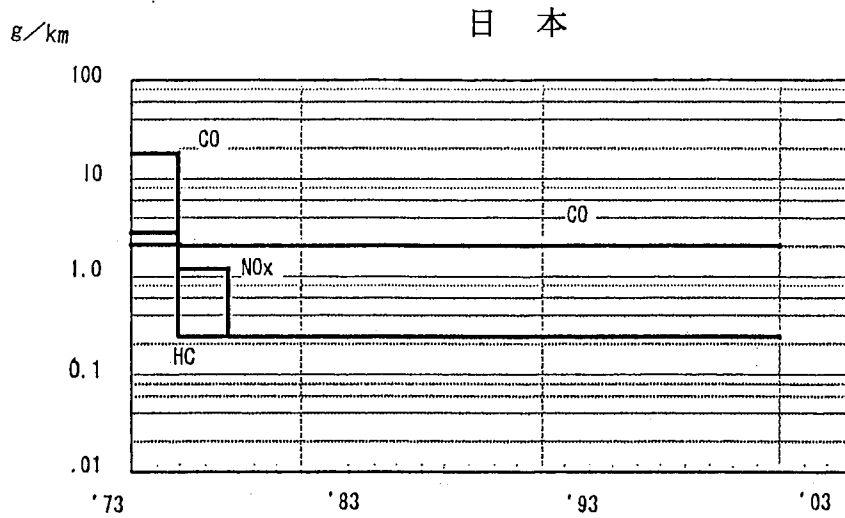


図 2.64 日本、米国(カリフォルニア)、欧州の排気ガス規制

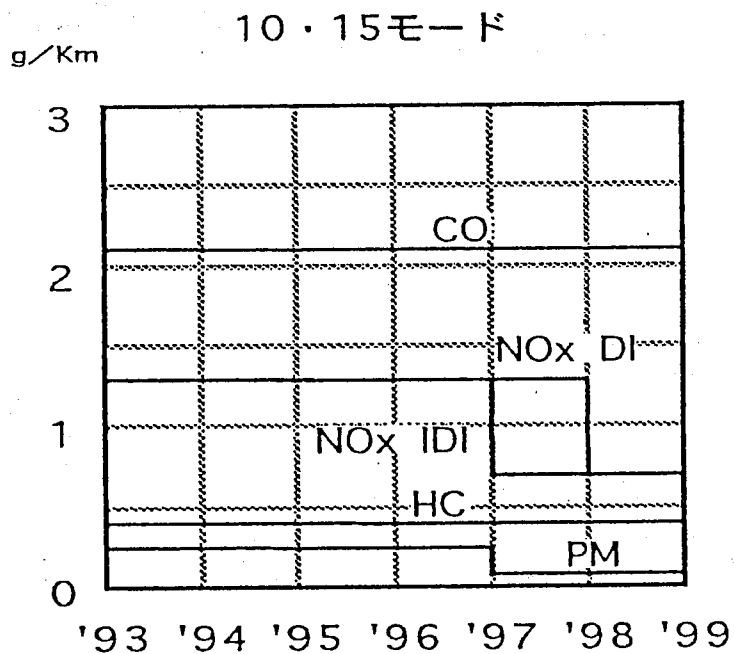
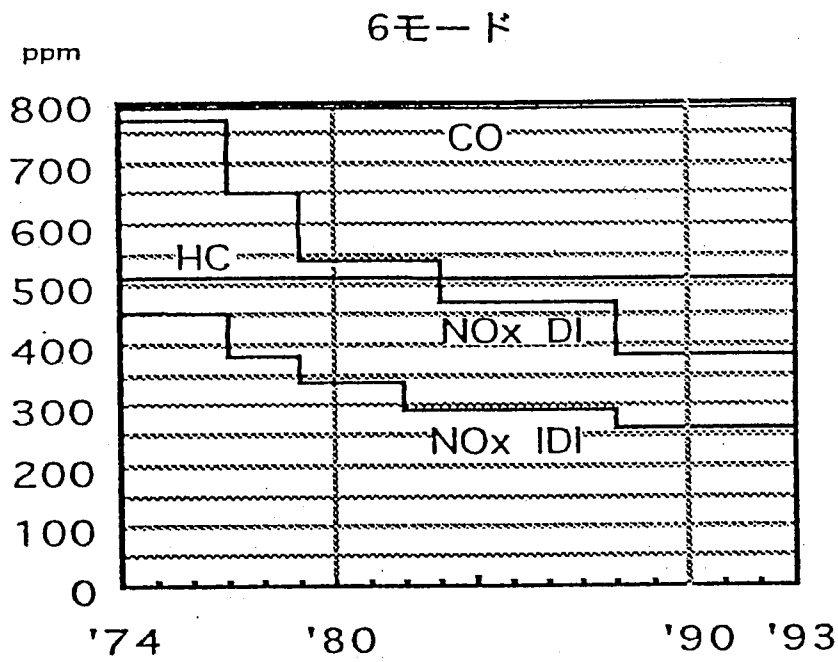


図 2.65 国内ディーゼルトラックの（中量車）の排気ガス規制

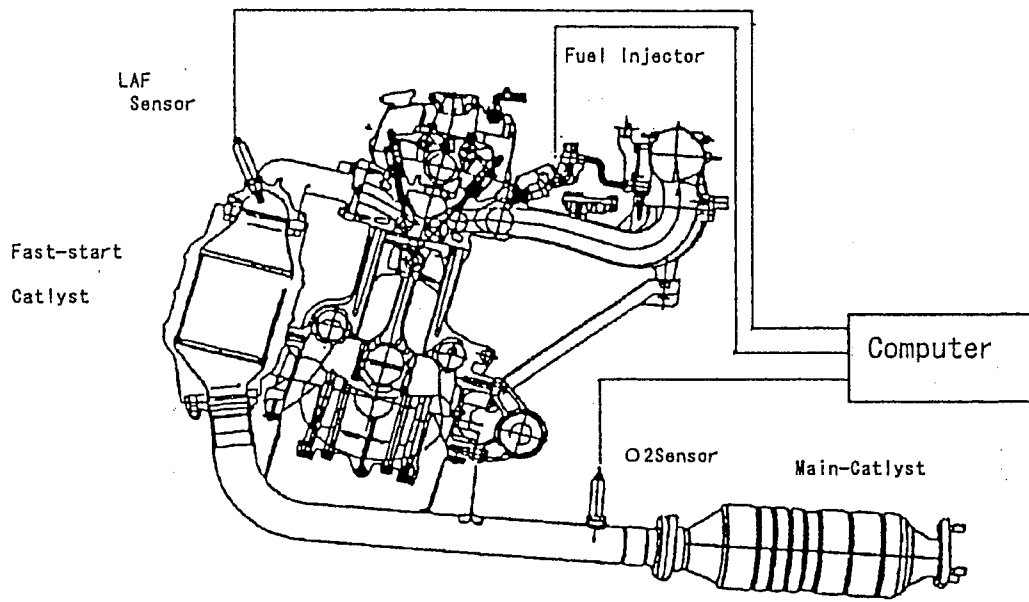


図 2.66 コールドスタート対応触媒システム (例)

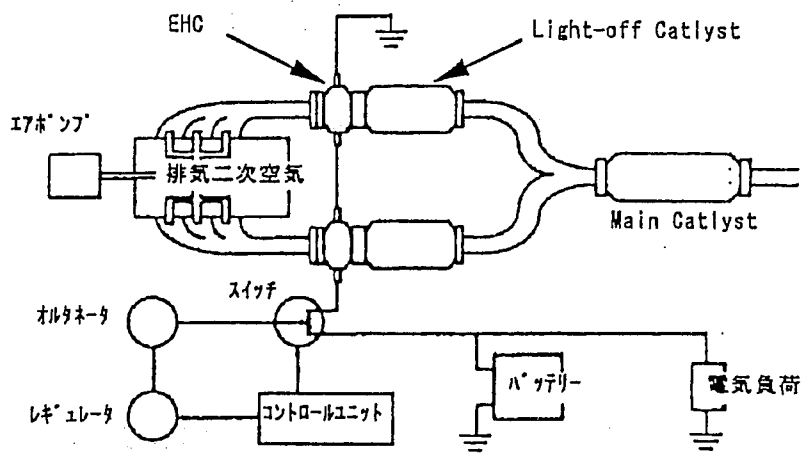
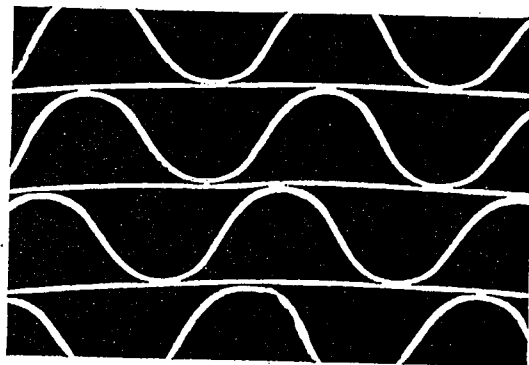
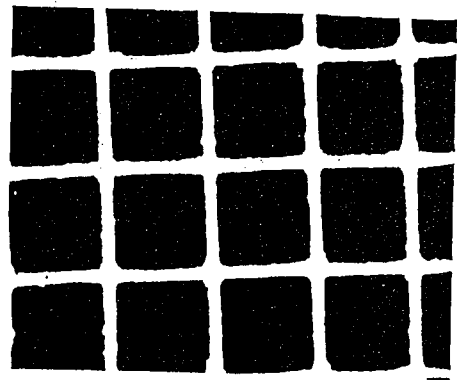


図 2.67 電気加熱触媒 (EHC) システム (例)



メタル触媒担体 壁厚 $50\mu\text{m}$ 400セル/1/4平方



セラミック触媒担体 壁厚 $4\text{mm}(100\mu\text{m})$ 400セル/1/4平方

図 2.68 低熱容量触媒担体

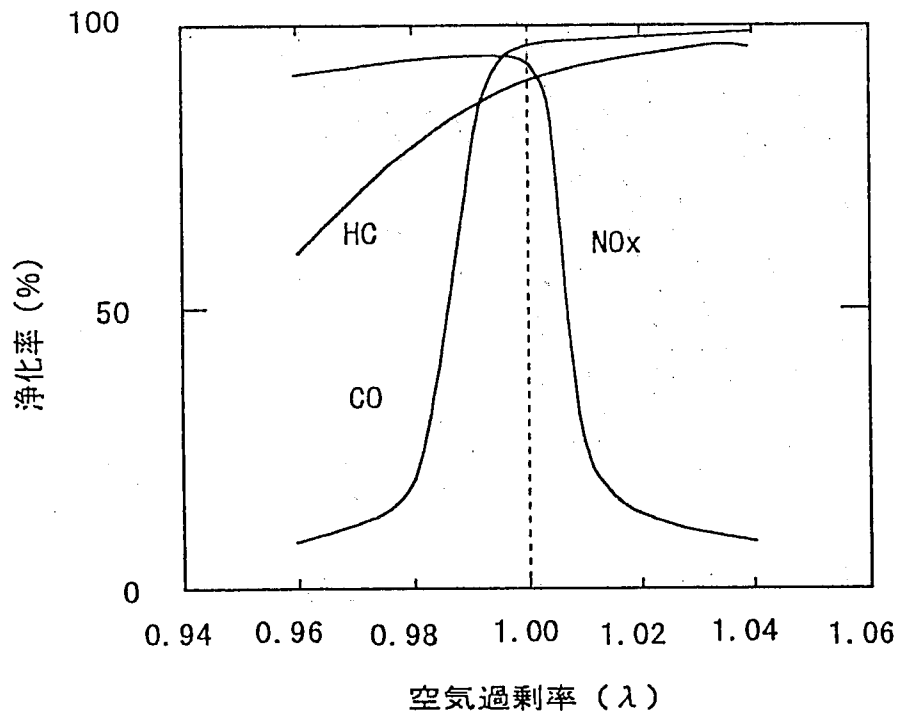


図 2.69 三元触媒の特性 (例)

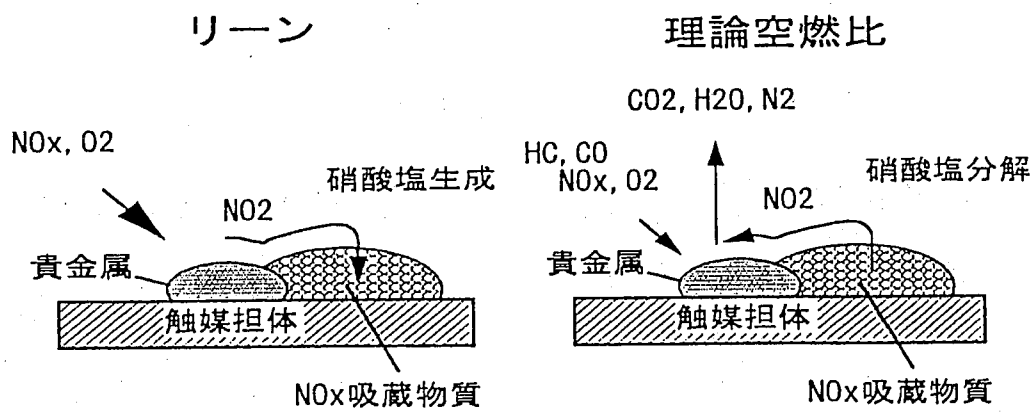


図 2.70 NO_x 吸蔵還元型三元触媒機構

2.5.2 排気ガス浄化装置の消音系への影響

(1) 熱の影響

排気ガス浄化装置は、その機能特性から CO 及び HC を酸化反応により浄化するため、反応熱により排気ガス温度を上昇させる。排気ガス温度の上昇に伴い排気系内を伝搬する音波の速度が(1)式に基づいて変化する。

$$\text{音波の伝搬速度 } C \text{ (m/s)} = 332 \times (T + 273) / 273 \quad (1)$$

T : 排気ガス温度℃(従来のガス温度 t_1 ℃ + 触媒コンバータ発熱温度 t_2 ℃)

音波の伝搬速度の変化に伴い消音系での共鳴周波数は(2)式により変化するので、消音系の共鳴をヘルムホルツの共鳴器を用いて減衰させる構造の場合、共鳴器の共鳴周波数設定にあたって十分考慮する必要がある。

$$\text{消音系の共鳴周波数 } f_r \text{ (Hz)} = C / 4 \times L \cdot (2n - 1) \quad (2)$$

C : 音波の伝搬速度 m/s

L : 消音系の長さ m

N : 1, 2, 3 … , 正の整数

また、排気ガスの温度上昇率が大きい排気系では排気ガス流速が増し、消音系内での気流騒音の発生音圧レベルが増すとともに、条件によっては排気系の熱変形や高温酸化腐食の原因にもなることがある。

(2) 体積の影響

排気ガス浄化装置を排気系に装着するとその形状、大きさ及び装着位置により影響度は異なるが音波の反射境界となり、低～中周波数における排気系の共鳴特性を大幅に変える。

また、浄化装置は基本的に拡張型・抵抗型の消音器としての消音効果を有し、音響特性としては図 2.71 に示すように低～中周波数帯域の挿入損失が改善される。

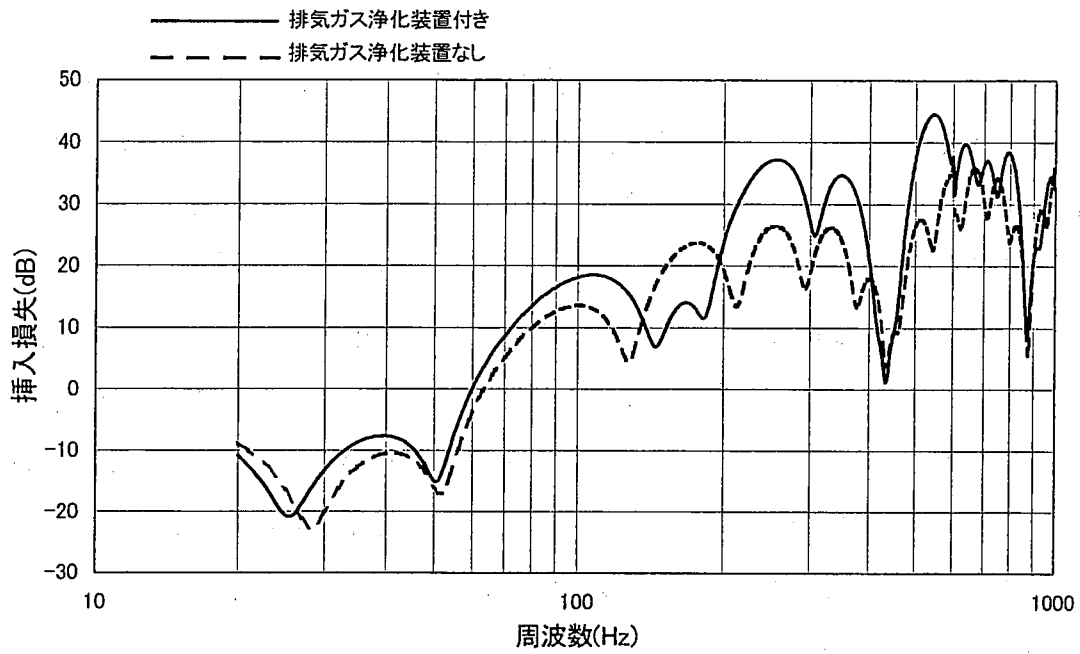


図 2.71 排気ガス浄化装置の消音効果（挿入損失計算結果）

第3章 排気系の性能試験方法

3.1 騒音試験方法

3.1.1 台上試験

3.1.2 実車試験

3.2 車外騒音試験方法

3.2.1 定常走行騒音試験

3.2.2 加速走行騒音試験

3.2.3 近接排気騒音試験

3.3 排気ガス試験方法

3.4 耐久試験方法

ブ分析やトラッキング解析が一般的に行われている。

(注) (*) 暗騒音には、エンジン騒音などを含む。

(b) 軸出力、排気圧及び排気温度

エンジンに排気系を取り付けた状態で、エンジンの種々の回転速度における軸出力、排気圧及び排気温度を測定する。

(c) 排気系放射音 (参考)

排気系放射音は、エンジンに排気系を取り付けた状態で、エンジンの種々の回転速度における排気系放射音及び暗騒音をA特性で測定する。

(2) 試験条件

試験条件は、次の通りとする。

(a) 試験場所

試験場所は、無響室、又はできるだけ反射音及び排気騒音以外の騒音の影響を受けない場所とし、屋外の場合には、風速は5 m/s以下とする。

(b) 排気系の形状

排気系の長さ、形、曲がり、管径などが、できるだけ実際に使用する状態に近いものとする。

(c) マイクロホンの位置

排気騒音測定のマイクロホンの位置は、排気出口から45度の方向に50cm離れた位置とし、その受圧面は、排気出口に向ける(図3.2参照)。ただし、30cm以下の間隔で排気出口が2か所ある場合には、マイクロホンの位置を図3.3のように両排気出口間の midpoint から45度の方向に50cm離れた位置とし、その受圧面を両排気出口の midpoint に向ける。それ以外の場合は受け渡し当事者間の協定による。

排気系放射音測定のマイクロホンの位置は、消音器表面から10cm離れた位置とし、その受圧面を消音器表面に向ける。それ以外の場合は、受け渡し当事者間の協定による。

(d) エンジンの運転

動力計の荷重を調整しながら、エンジンの回転が安定して運転できる最低速度から最高速度までの範囲内で回転速度を変化させる。

3.1.2 実車試験

この試験は、自動車に排気系を装着した状態で走行、又はシャシダイナモメータにより運転し、そのときに発生する排気騒音を測定するもので、マイクロホンの位置、測定方法などは台上試験に準じて行う。

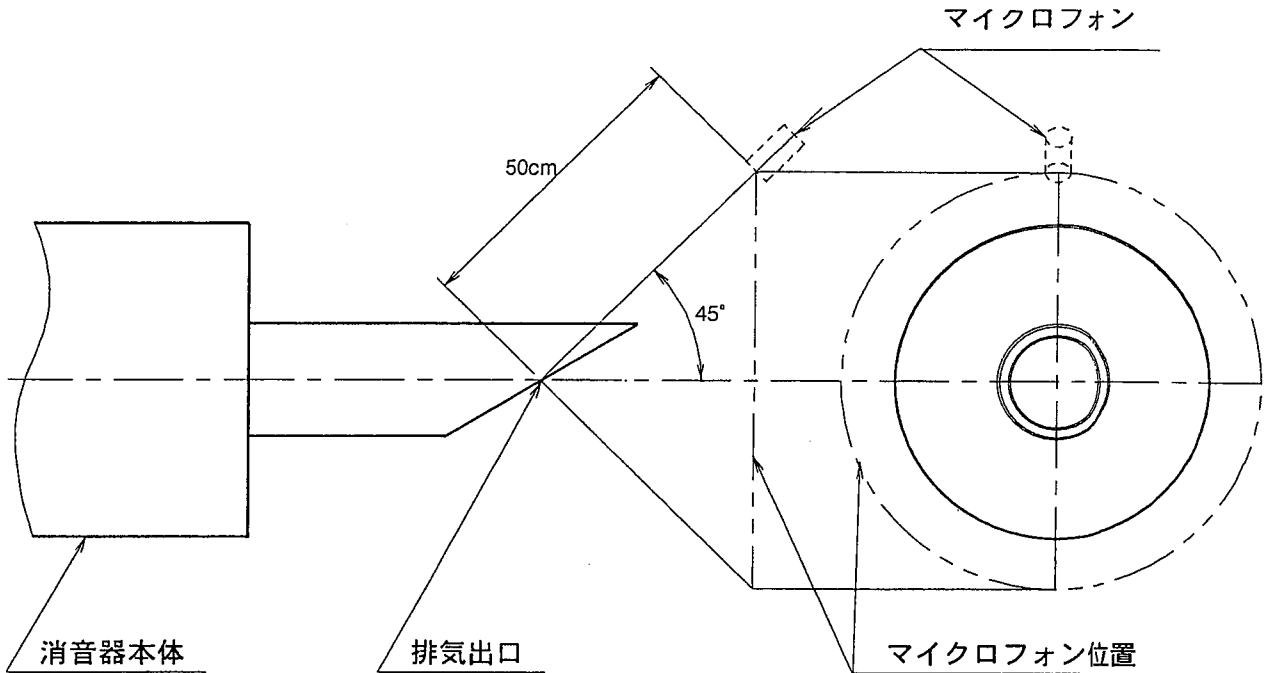


図 3.2 マイクロホンの位置 (排気出口が 1 カ所の場合)

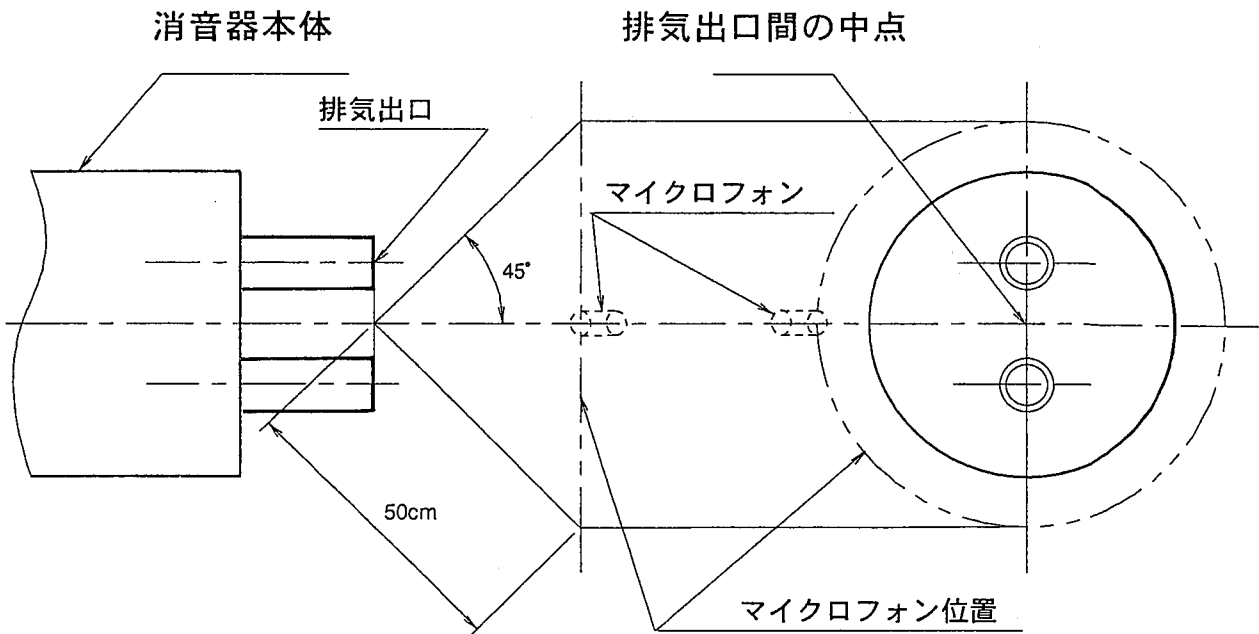


図 3.3 マイクロホンの位置 (排気出口が 2 カ所の場合)

表 3.1 台上排气騒音試験成績表の例 (その 1)

		試験日	年	月	日
		試験時刻			
		試験場所			
		試験担当者			
試験排气系		エンジン名称			
		エンジン型式			
マイクロホン位置		エンジン番号			
		動力計型式			
天候	大気圧	kPa	負荷条件		
温度 (始)	℃, (終)	℃	湿度 (始)	%, (終)	%
風向 (始)	(終)		風速 (始)	(終)	
測定計器					
試験場所及びマイクロホン位置の略図					

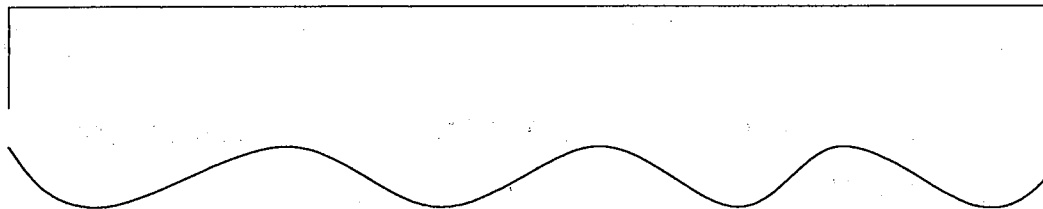


表 3.2 台上排气騒音試験成績表の例 (その 2)

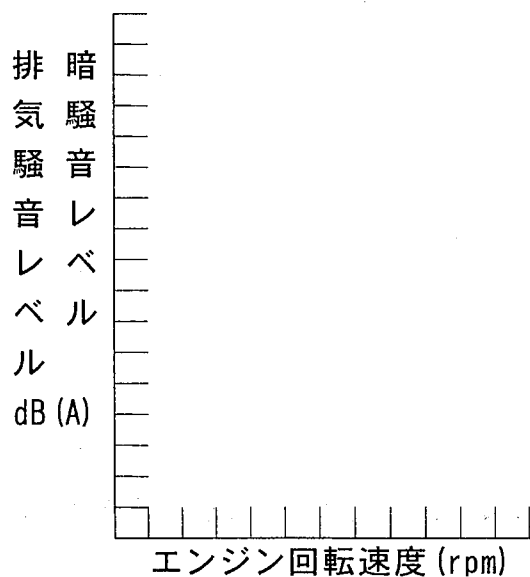


表 3.3 台上軸出力、排気圧及び排気温度試験成績表の例

	試験日	年	月	日
	試験時刻			
試験排気系	試験場所			
	試験担当者			
エンジン名称	動力計型式			
エンジン型式	動力計の腕の長さ			
エンジン番号	動力計係数			
天候	大気圧 (始)	kPa	湿度 (始)	
	大気圧 (終)	kPa	%	
温度 (始)	℃	(終)	℃	湿度 (終)
付属装置	%			

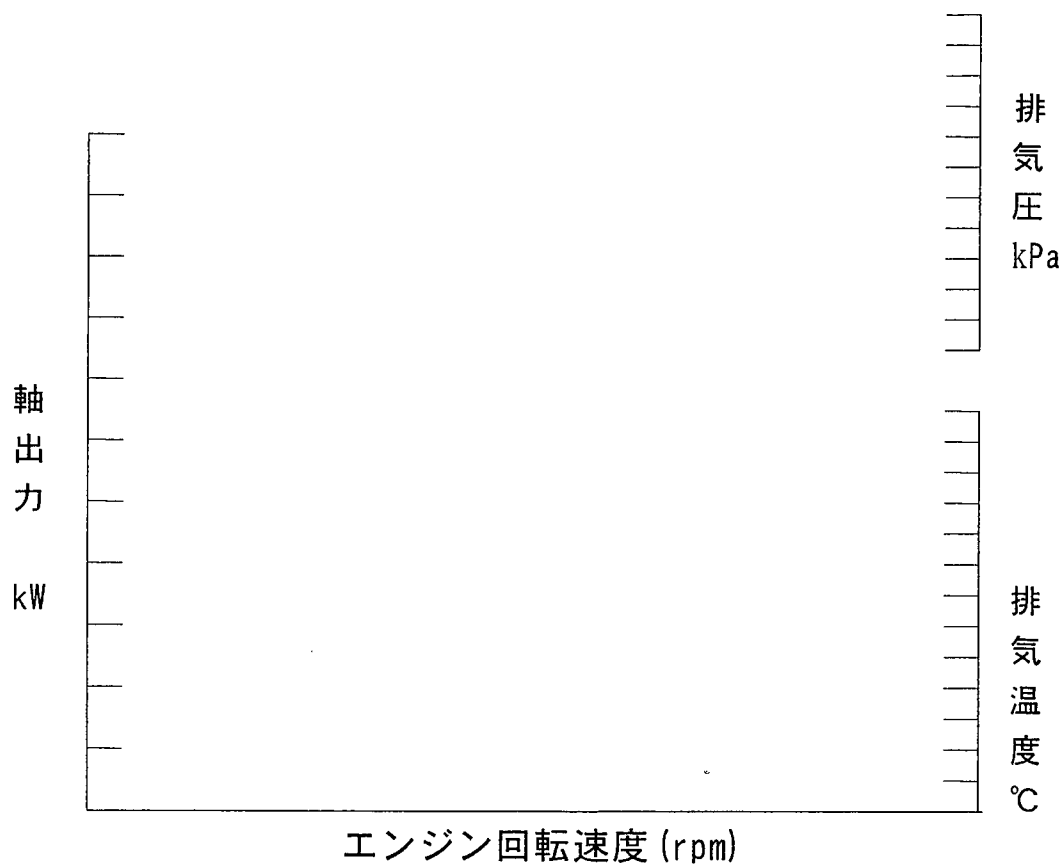
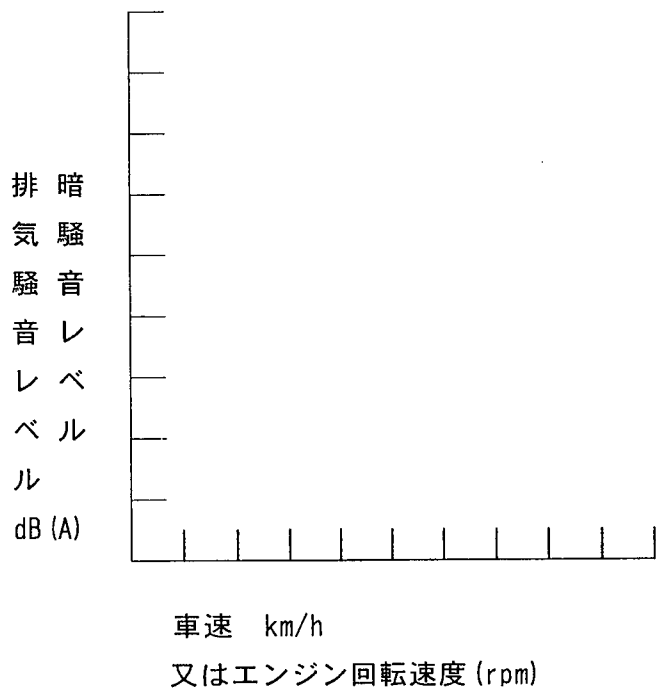


表 3.4 実車排気騒音試験成績表の例

		試験日	年	月	日
		試験時刻			
試験排気系		試験場所			
車名、型式		試験担当者			
エンジン型式		天候	大気圧		kPa
エンジン番号		温度(始)	℃	湿度	%
積車内容人	kg	風向(始)	(終)		
負荷条件		風速(始)	m/s	(終)	m/s
測定機器					
マイクロホン位置					
路面状況					



3.2 車外騒音試験方法

この試験は、自動車から発生する車外騒音を測定するもので、①定常走行騒音試験、②加速走行騒音試験、③近接排気騒音試験の3種類があり、②、③に関してはそれぞれ JIS D 1024「自動車の加速時車外騒音試験方法」及び JIS D 1026「停車中の自動車の車外騒音試験方法」で規定されている。

また、車外騒音における排気騒音の寄与率は、排気騒音を何らかの方法でマスキングすることにより知ることができる。

3.2.1 定常走行騒音試験

図 3.4 に示すように、車両を測定開始地点から測定終了地点の間一定の走行速度で走行させ、マイクロホンで騒音を測定する。

また、平成10年規制以降の新車に対する測定方法は、マイクロホンの位置が7mから7.5mに、測定時の車速が35km/hから50km/hに改正された。

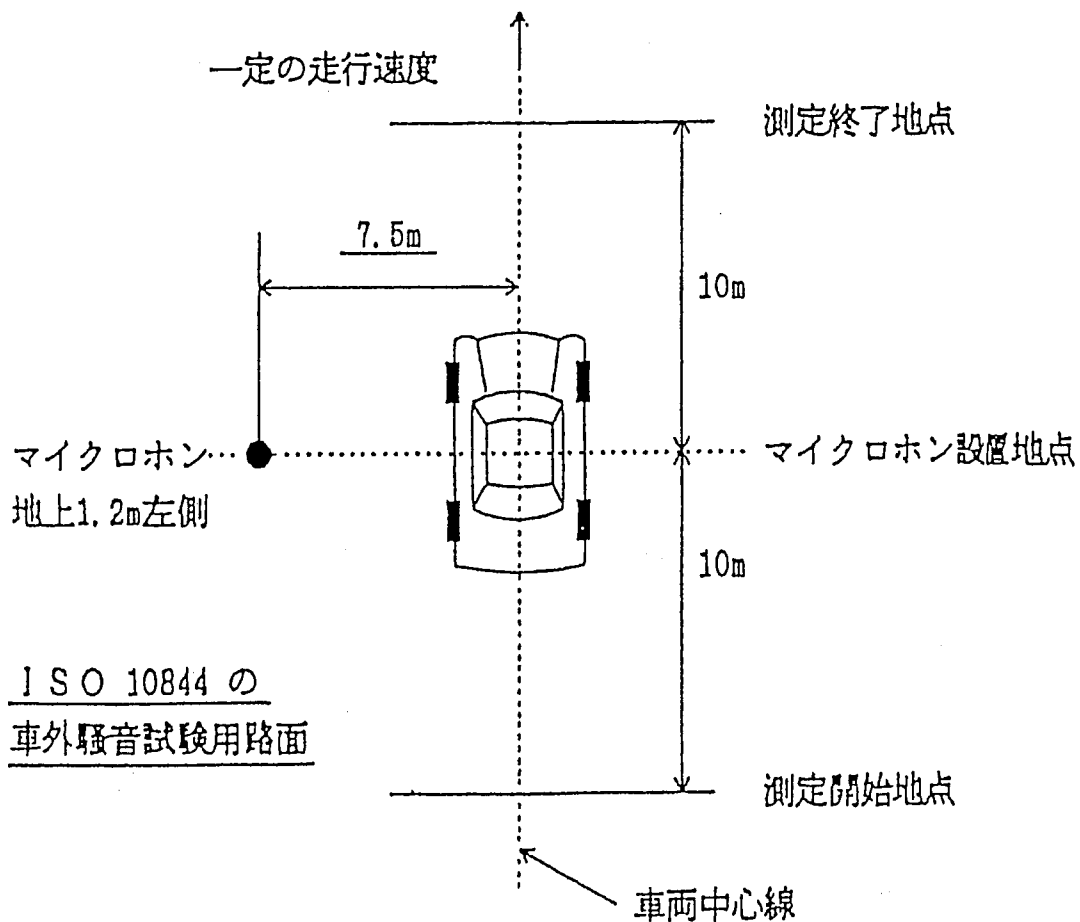


図 3.4 定常走行騒音測定方法

3.2.2 加速走行騒音試験

(1) 試験方法

試験は、20m 区間の加速走行によって行い、試験車の先端が図 3.5 に示す線 A-A に達したときに、できるだけ速く加速ペダルを一杯に踏み込むか、又は絞り弁を全開にして加速走行させ、試験車の後端が線 B-B に達したとき、加速ペダル又は絞り弁をできるだけ速く元に戻す。試験車が線 A-A に接近するときの計器及び変速装置の条件は、試験車の型式に従い設定する。

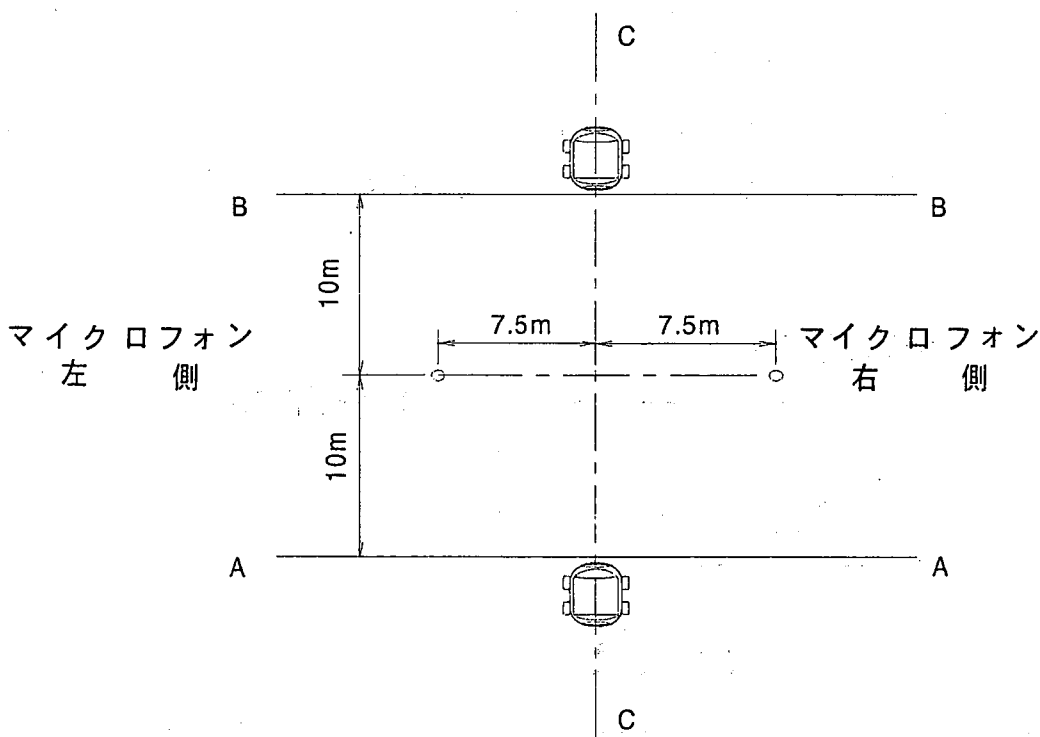


図 3.5 加速走行騒音測定方法

(a) 測定位置

マイクロホンは、試験車の進路中心線 C C に対し、原則として左右両側に置き、その位置は進路中心線 C C から 7.5m、線 A A から 10m、地上高さ 1.2m の位置に置く。

(b) 試験記録及び成績

測定は、少なくとも 2 回行い、各測定回における騒音計の指示の最大値及びその平均値を付表に記入する。

(2) 試験条件及び騒音計

(a) 試験車

試験車は、原則として JIS D 0102〔自動車用語(その2 自動車の寸法、重量及び性能)〕の最大積載状態とする。

(b) 試験場所

試験場所は、できるだけ周囲からの反射音の影響を受けない平らで、しかも水平な直線舗装路とする。

(c) 騒音計

騒音計は JIS C 1502(指示騒音計)によるものを使用し聴感補正回路は A 特性を、指示計器の動特性は速(Fast)を使用する。

(d) 暗騒音

暗騒音は、原則として試験車の騒音測定値より少なくとも 10dB 小さいものとする。

試験記録表 (JIS D 1024 自動車の加速時車外騒音試験方法に記載)

表 3.5 加速時車外騒音試験の記録様式の例

- (1) 試験実施日:平成 年 月 日 (2) 試験場所: _____
- (2) 試験環境 天候: _____ 風速: _____ m/s
路面性状 _____
- (3) 試験車型式: _____ エンジン型式: _____
変速機の種類: _____ 最大出力時の回転速度 (最高出力回転速度) _____ rpm
全負荷ガバナ最高回転速度 _____ rpm
- (5) 測定装置
精密騒音計: _____ 車速測定装置: _____
エンジン回転速度計: _____
- (6) 特殊補助装置の作動状況: 有 ・ 無 _____
- (7) 5 段以上の手動変速機を備える乗用車における確認事項
エンジンの最大馬力 (最高出力): _____ kW
第 3 速の脱出車速: _____ km/h 最大出力 (最高出力) _____
自動車総質量 (車両総重量) : _____ kW/t
- (8) 試験結果

使用変速位置又は使用レンジ	マイクホンの位置	測定回数	進入時の車速 km/h	脱出時のエンジン回転速度 rpm	オーバーランの有・無	案騒音レベル dB (A)	騒音レベル dB (A)		
							測定値	最大値	試験成績
左		1							
		2							
右		1							
		2							
左		1							
		2							
右		1							
		2							

3.2.3 近接排気騒音試験

図 3.6 に示すように車両を定着させ、エンジンの回転数を一定に保った状態からスロットルが急速に閉じられる場合の最大騒音レベルを排気管斜め後方 0.5m（排気管開口部の高さ）に置いたマイクロホンで測定する。

エンジンの回転数

0.75 S（S：最高出力時の回転数）

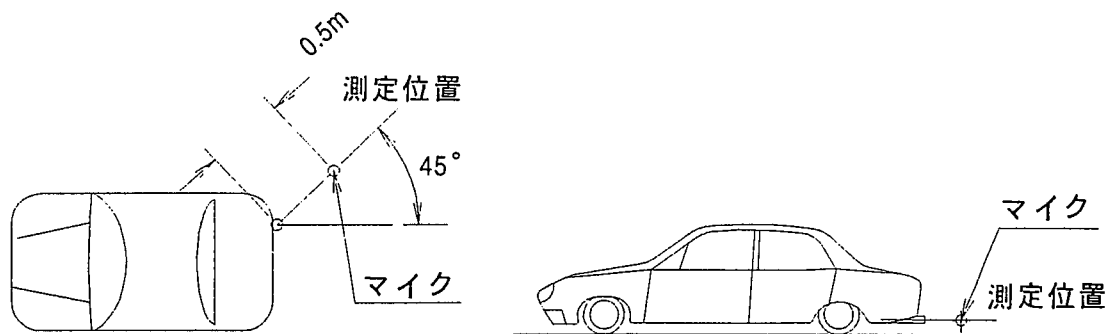


図 3.6 近接排気騒音測定方法

3.3 排気ガス試験方法

(1) 運転モード

自動車の排出ガス規制及び排気制御装置の性能評価の基礎となっている公的な排気ガス試験方法は、昭和 47 年（1972 年）までは、排出ガス規制値が濃度規制であり、日本では 4 モード試験法、米国では 7 モードサイクル試験法で行われていた。

昭和 48 年（1973 年）以降に日本及び米国（連邦及びカリフォルニア州）の規制が質量法に変わり、日本では乗用車に対しては 10 モード試験法（1991 年に 10・15 モードに変更）、11 モード試験法、米国では LA-4 モード法で試験法が行われている。

このような試験法に従って自動車又はエンジンをシャシダイナモメータ又はエンジンダイナモメータ上で運転して排気ガスを測定し、その結果を質量基準又は濃度基準で表示することになっている。

排ガスの排出量や組成は自動車の運転状態によって大きく変化するので、排ガス試験法に採用される運転モードは、排出規制の対象とする地域又は国の自動車走行状況を代表するように設定されている。

表 3.6 自動車排出ガス試験の運転モード表

日 本		米 国	
対象車両	運転モード	対象車両	運転モード
ガソリン又はLPG 乗用車・トラック・バス GVW ≤ 2.5t	10・15 モード 11 モード (過渡モード)	GVW < 8500 ポント	LA-4 モード
軽油の 乗用車・トラック・バス GVW ≤ 2.5t	10・15 モード (過渡モード)	GVW > 8500 ポント	1199 モード
ガソリン・LPG・軽油の トラック・バス GVW > 2.5t	13 モード (定常モード)		

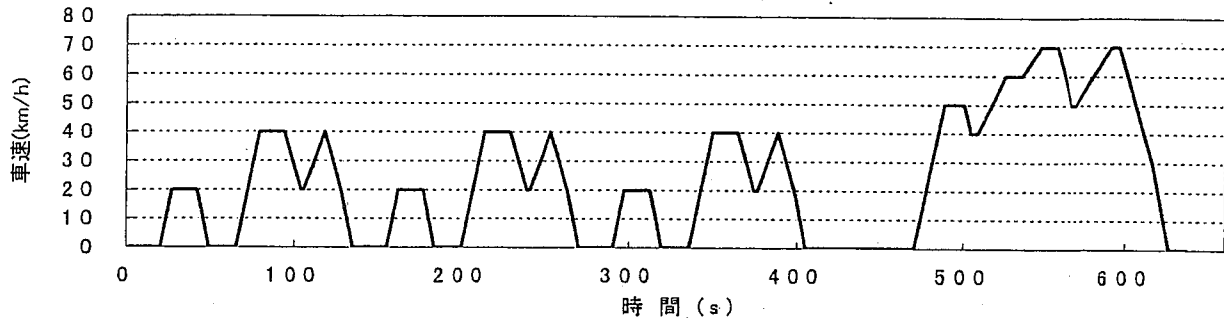
GVW：車両総重量

10・15モード試験

10モード試験に対して、都市部における自動車の走行状態の変化を反映し、都市内高速走行の追加、及びアイドリング走行の増加を行ったもの。

15モード部分を1サイクル走行した後、引き続き24秒間のアイドル運転後に10モード部分を3サイクルと15モード部分を1サイクル走行する。このうち最初の15モードを除くアイドル24秒から15モード運転終了までの排気ガスをCVS法にて採取してHC、CO、NO_xを測定する。

10・15モード測定法

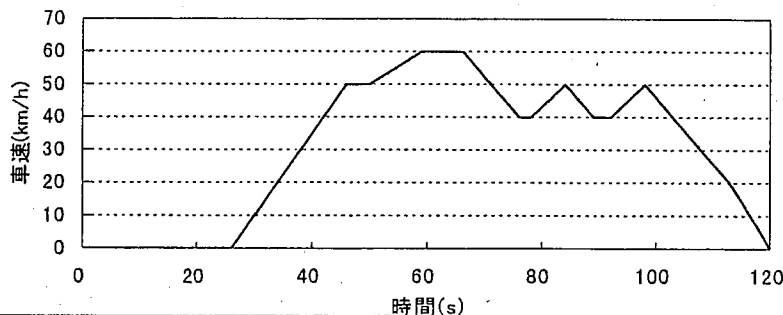


11モード試験

試験モードは朝の冷間始動から始まる郊外から都心に向かう出勤状態を代表させたもので、11のモード(運転状態)より構成される。

冷間始動の後25秒間アイドリングに続いて、11モード走行パターンを4回くり返し、エンジン始動直後からの排気ガスをCVS法により採取してHC、CO、NO_xを測定する。

11モード測定法



13モード試験

6モード試験は、昭和40年代後半の走行状態に基づいて定められたものであるが、その後の都市内高速道路網の発達、渋滞走行の増加などを考慮して、より実態に近い測定モードに改められた。

エンジンダイナモメータ上で運転し、それぞれの運転モードでの排気ガス濃度(HC、CO、NO_x)を測定し、排出質量(g/kWh)を算出し、それに係数を乗じてモード排出量とする。なお、ディーゼルエンジンから排出される粒子状物質についても同モードを用い希釈・フィルタ捕集法によって測定される。

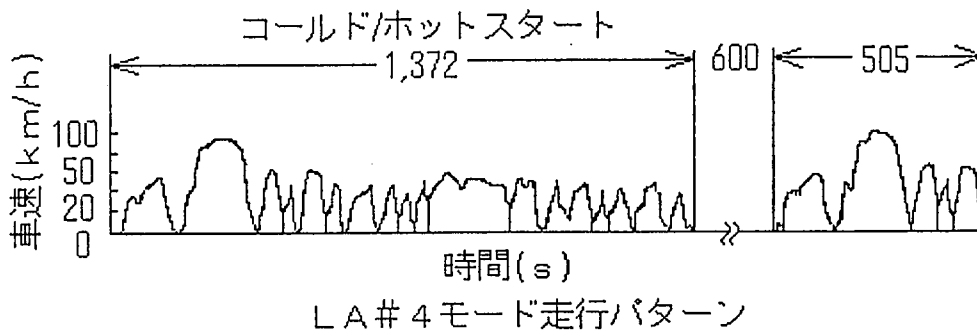
図 3.7.1 自動車排出ガス試験法概略

(参考) 米国連邦規制の排出ガス試験方法

LA #4モード試験

試験モードはロサンゼルスダウンタウンを、朝の通勤時間帯に実際に走行したものであり、LAはロサンゼルス、#4は選定候補ルートNo.4を表している。

冷間始動の後、図の走行パターンを走行し排出ガスを採取する。走行パターンは3つのフェーズに分かれており、(1)コールドトランジェントフェーズ、(2)コールドスタビライズドフェーズと10分間の放置をはさみ温間始動に始まる、(3)ホットトランジェントフェーズ(走行パターンは(1)に同じ)の各フェーズごとに分離して排気ガスをCVS法により採取する。採取した排気ガスは、表に示す重み係数を乗じて加算する。



(参考) 日本自動車排出ガス規制のディーゼル排気煙に関する試験方法

フィルター秤量法(ディーゼル排気煙に関するもの)

ポンプ式の排気煙採取装置により、ろ紙を通して排出物を0.330%吸収し、当該排出物によるろ紙の汚染度合いを反射光式の測定装置により測定する。

(参考) 米国連邦規制のパーティキュレート採取方法

自動車排気ガス中パーティキュレート採取法

パーティキュレートは、ダイリュショントンネル内に設けられた、等速吸引プローブにより試料を等速で吸引し、採取フィルターにパーティキュレートをマイクロ天秤によって質量を測定し、測定された質量、CVSの採取流量とフィルターへの吸引流量とによって排出質量を決める。

図 3.7.2 自動車排出ガス試験法概略

(2) 分析方法

(a) 排気ガスサンプリング方法

定容量サンプリング法
(CVS法)

排気管から出た排気ガスの全量を希釈空気で希釈した後、定量ポンプで吸引し、混合された排気ガスの一部をバッグに捕集しCO、HC、NO_xを分析する方法。

直接サンプリング法

排気管から出る排気ガスを直接サンプリングし、CO、HC、NO_xを分析する方法。

ダイリュージョントンネル法

排気ガス中の微粒子と希釈空気とを混合し、希釈された排気ガスを一定量吸引する資料採取装置により、微粒子の排出質量を測定する方法。

(b) 排気ガス分析装置

排気ガスの分析計は下に示すように、各成分によって使い分けられる。

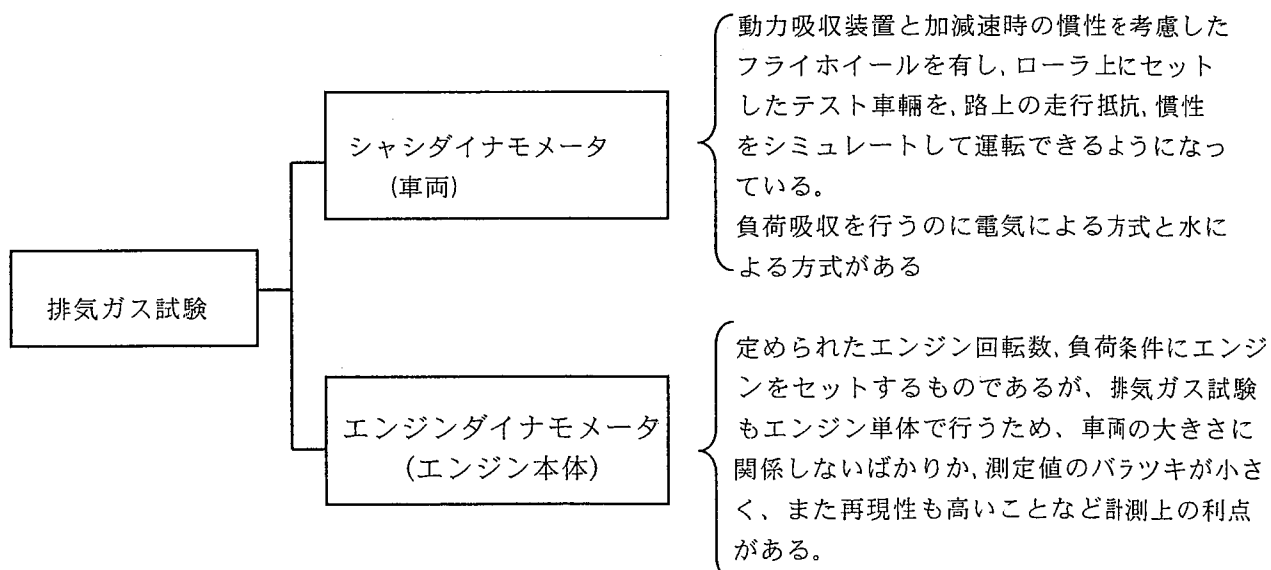
CO : 非分散型赤外線分析器 (NDIR)

HC : NDIR及び水素炎イオン分析計 (FID)

ディーゼル車用の加熱型水素炎イオン化分析計 (HFID)

NO_x : NDIR及びケミルミネッセンス (CLA)

(3) 試験装置



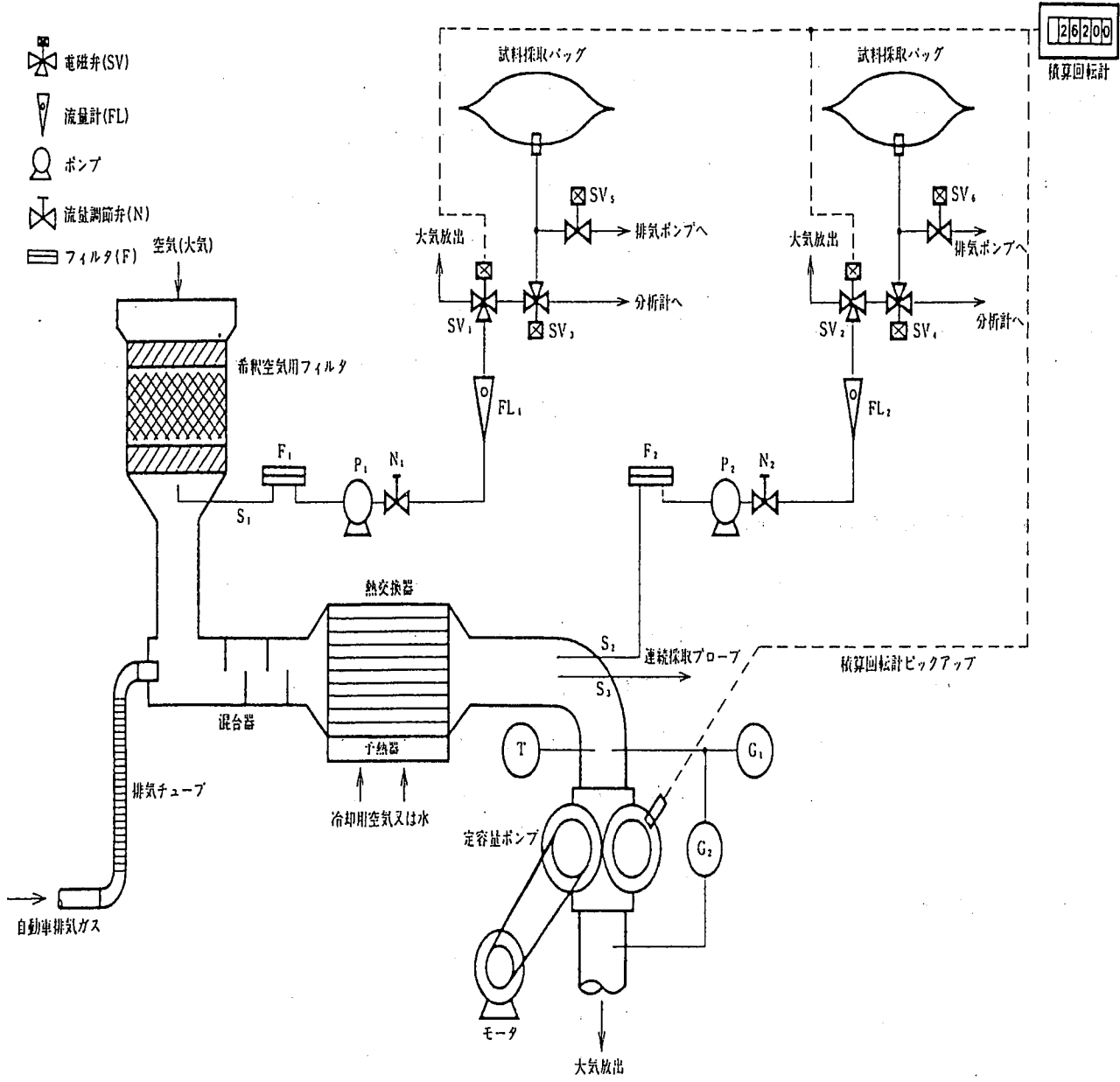


図 3.8 CVS の例 (定容量ポンプ方式定容量試料採取装置、PDP 方式 CVS)

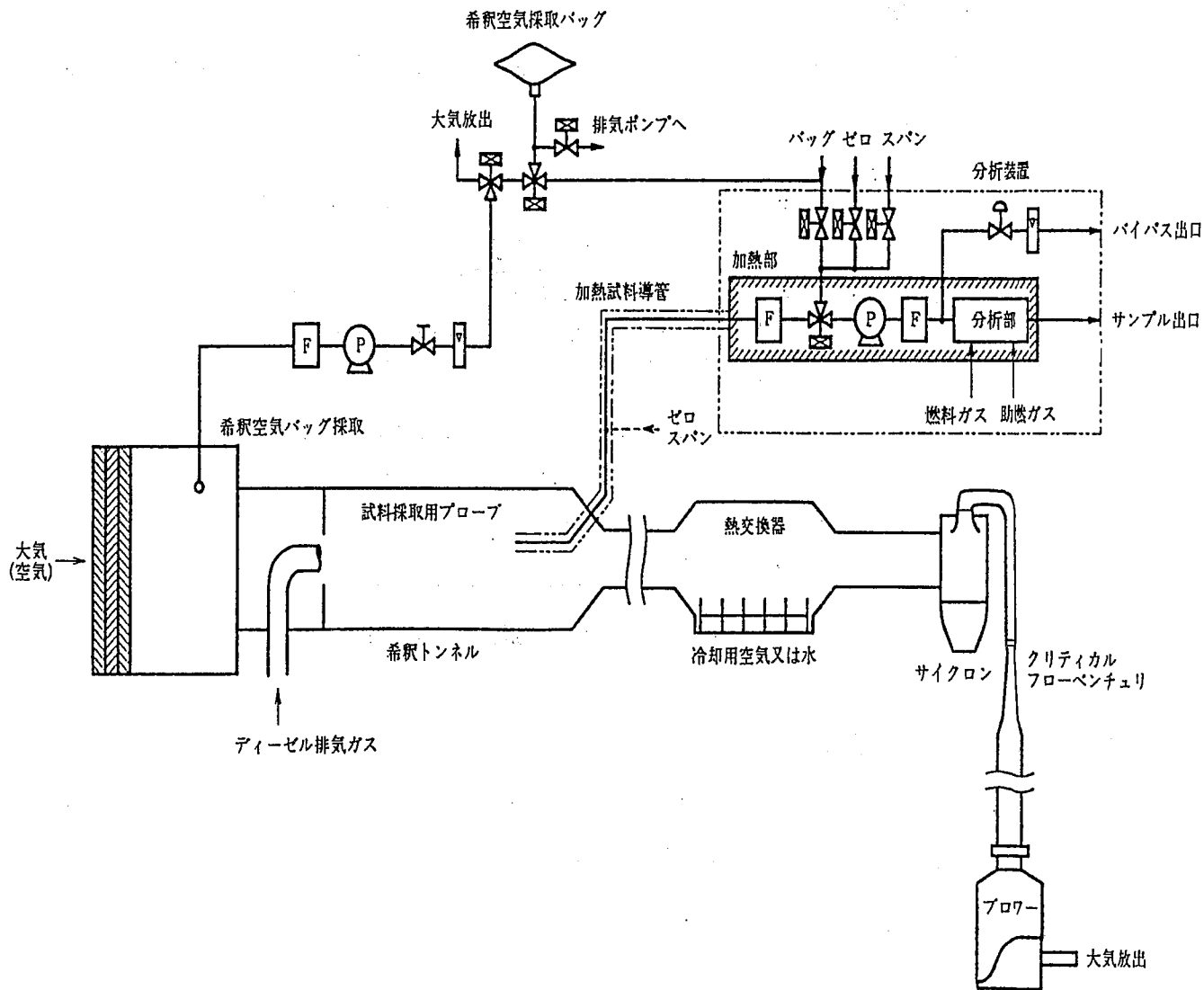


図 3.9 ダイリュージョントンネルの例 (希釈法構成例、希釈トンネル+CFV CVS)

3.4 耐久試験方法

耐久試験方法については、各様の方法があるので、次に一例を示す。

(1) 振動耐久試験

(a) 単体加振試験

消音器に自重相当のおもりを乗せて、振動周波数及び入力加速度一定の条件で加振し、耐久繰り返し回数を確認する。

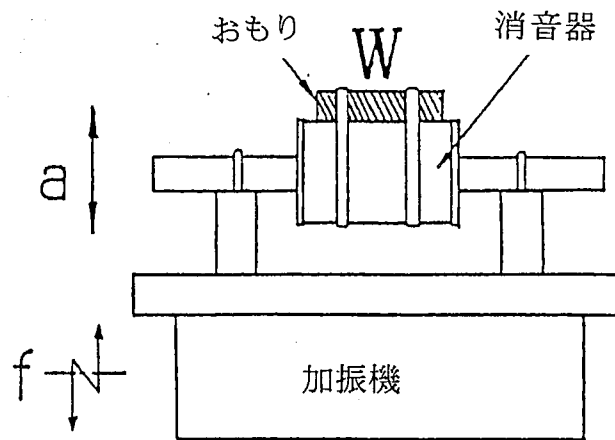


図 3.10 単体加振試験装置

(b) システム加振試験

排気システム形状により振動加速度特性は全く異なった特性となるため、排気系システムとしての振動特性を確認する。

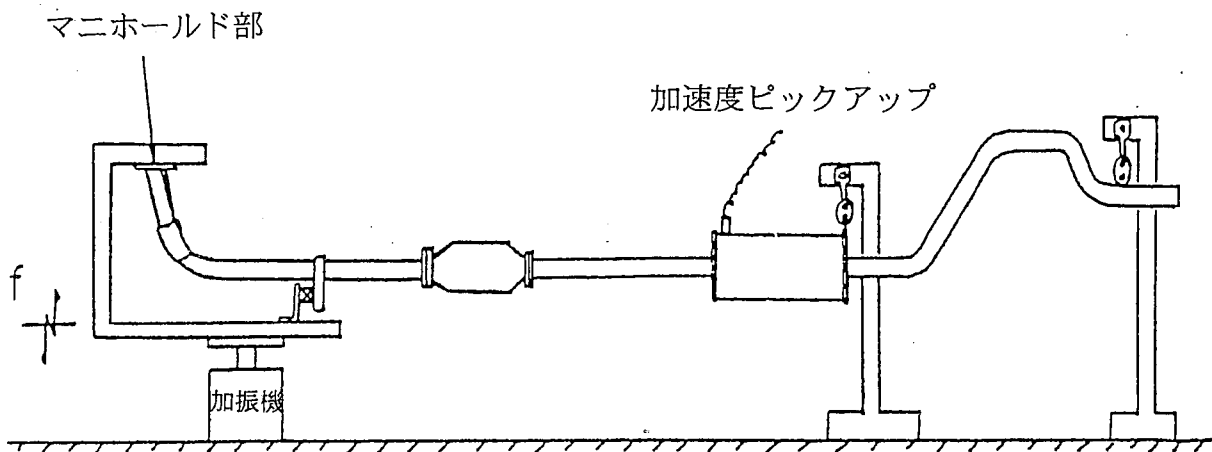


図 3.11 排気システム加振試験装置

(c) 複合加振試験

実際の使用環境では、エンジン振動、エンジンロール振動、路面振動が複合して入力されるため、排気システムの寿命予測精度を更に向上させるために複合加振による特性を確認する。

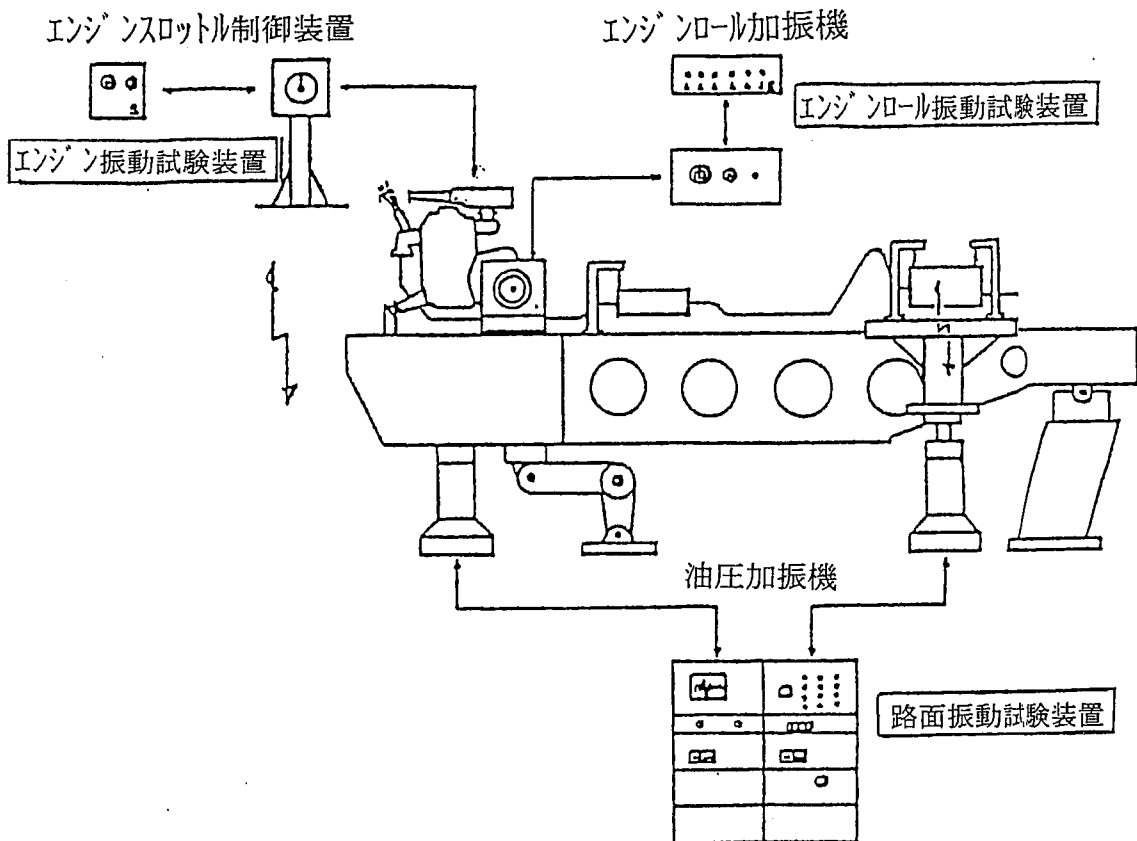


図 3.12 排気システム複合加振試験装置

(2) 耐圧試験

消音器に内圧をかけ破壊圧力を測定する。

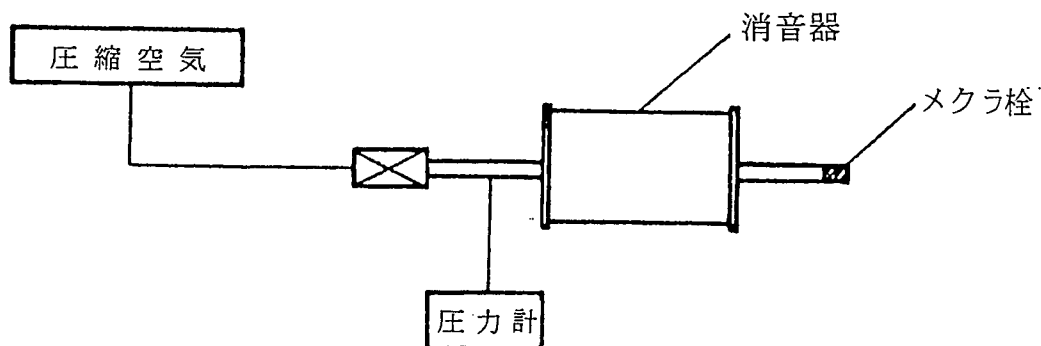


図 3.13 耐圧試験方法

(3) 腐食試験

一般的には、塩水噴霧試験により発錆状況を確認する。

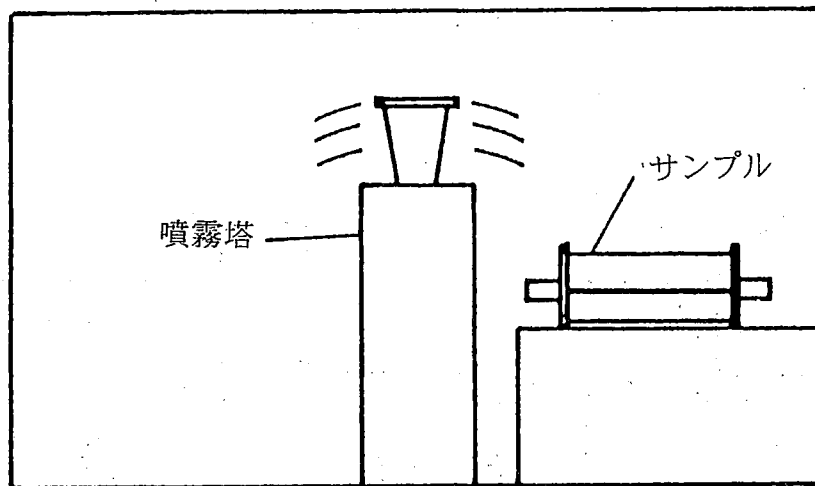


図 3.14 腐食試験方法

(4) 熱応力試験

排気システム及び部品に温度交番を与え変形、亀裂等を確認する。

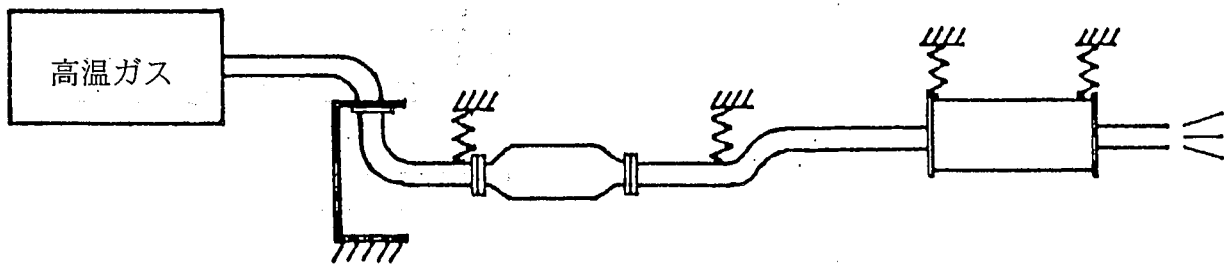


図 3.15 熱応力試験方法

第4章 排気系の生産方法

4.1 排気系の製造工程概要

4.2 パイプ加工方法

4.2.1 加工方法の分類

4.2.2 曲げ加工方法

4.2.3 曲げ加工機

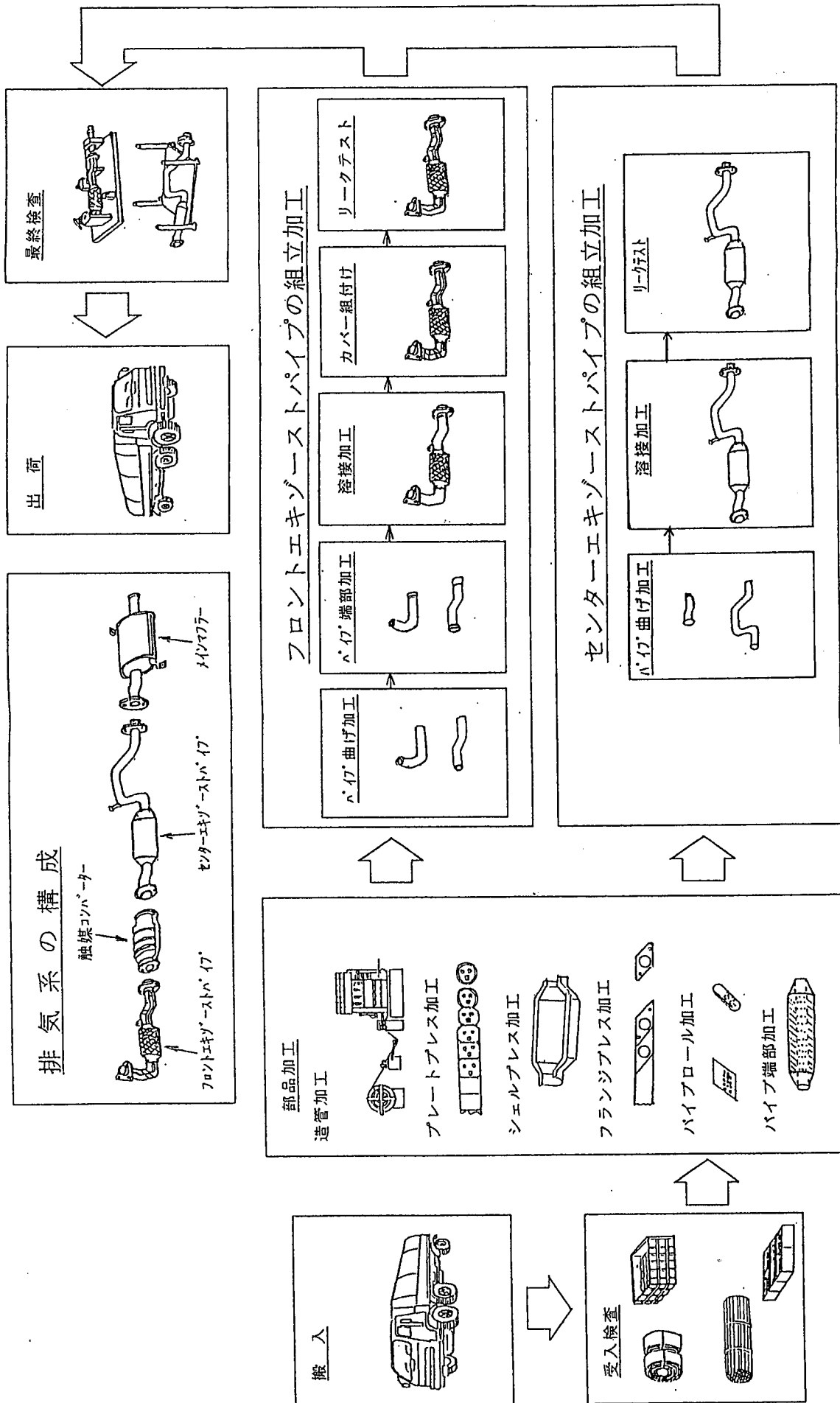
4.2.4 代表的なパイプ加工方法

4.2.5 パイプ製造工程

第4章 排気系の生産方法

4.1 排気系の製造工程概要

排気系の製造工程は、部品加工・パイプ曲げ加工・溶接組立加工・マフラ組立加工に大別され、その概要図を図4.1-1及び図4.1-2に示す。



「メインマフラーの組立」 & 「触媒コンバーターの組立」へ続く

図 4.1.1-1 排気系の製造工程概要 (その1)

「部品加工」より続く

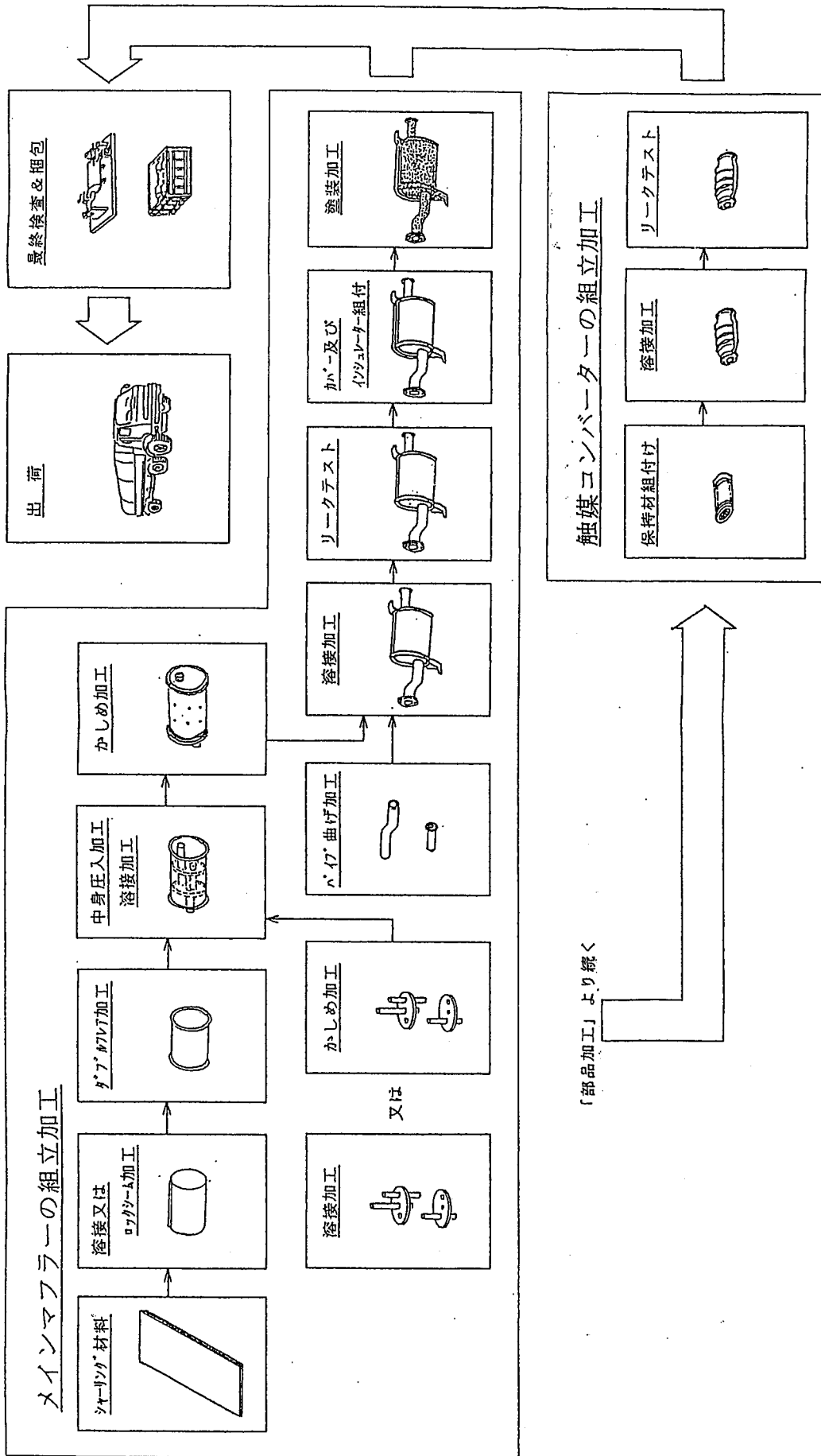


図 4.1-2 排気系の製造工程概要 (その2)

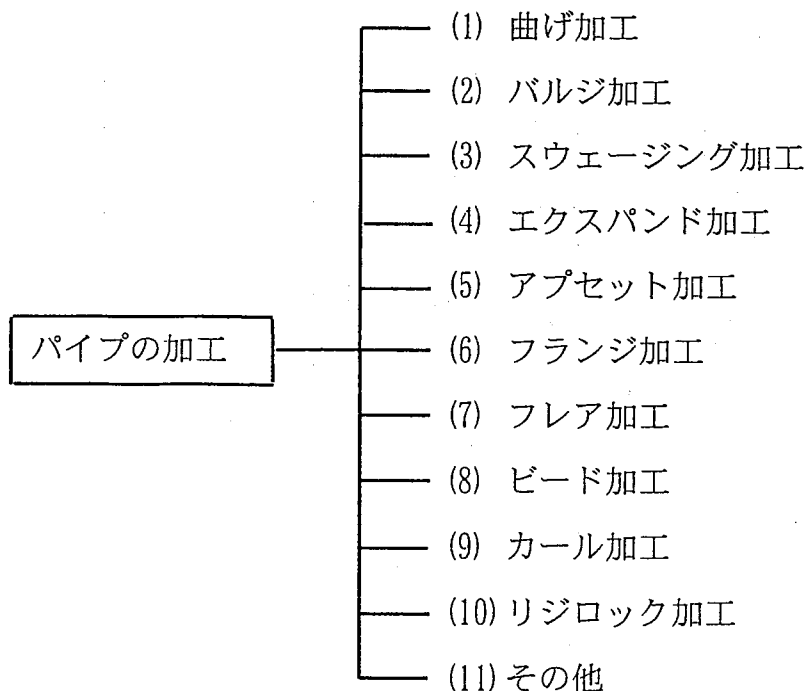
4.2 パイプ加工方法

4.2.1 加工方法の分類

1885年ドイツにおいて無垢の丸鋼より中空の素管を得る方法が、Mannes man 兄弟により発明され、今日の継目無鋼管製造の基礎となつたと言われているが、以来、継目無鋼管に限らず鍛接管、電縫管、ガス溶接管などそれぞれの製管技術の開発発展はめざましいものがある。

一方またパイプの需要も気体、液体、粉体、固体或いはそれらの混相流体などの物量の伝送・エネルギーの伝達など、配管における利用範囲にとどまらず機械、車両部品並びに諸構造物へとますます拡大されている。これらの配管並びに機械構造物への組立過程において、パイプの加工は従来より幾多の方法が行われているが、主として配管における管継手の製造に関し、管の基本的な加工方法を表 4.1 に示す。

表 4.1 パイプ加工方法の分類



4.2.2 曲げ加工方法

(1) 曲げの原理

真直な管を曲げる時を考える。管に曲げの力（曲げモーメント）をかけると 図 4.2 において管の中心 OO' を境にして（厳密には曲げの中立軸を中心にして、これは普通図心とは一致しない。）曲げの外側 AA' は引張られ、曲げの内側 BB' には逆に圧縮される様に力が働く。この力によって生じる管内の応力とその材料の降伏点を越えると、塑性変形が起こり曲げの力を取り去ってももはや管は完全には元に戻らない。

即ち、永久変形を起こして“曲げられた管”になったわけである。ところで曲げられた管について調べると、曲げの外側は元の長さより伸び、内側は反対に短く縮められている。

これは材料の中に塑性的な流れ (Plastic flow) が起こるためであるが、これによって管の曲げの外側は元の肉厚より薄くなり、内側は厚くなる。また同時に管には潰されるような力が働き、普通断面は図 4.3 のようになる。

管を曲げる場合、これに要する曲げモーメント M は、ある仮定のもとに塑性力学的に求めることができ、(1) 式で表わされる。

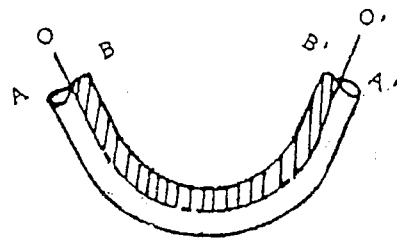


図 4.2 曲げ加工

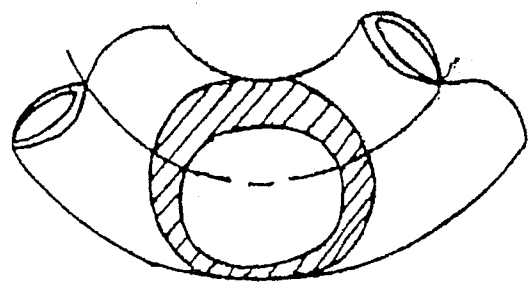


図 4.3 曲げ加工後の変形

$$M = \sigma_e (K_1 \cdot D \cdot Z_D - K_1 \cdot d \cdot Z_d) \dots\dots\dots (1)$$

ここに σ_e : 材料の降伏点

Z_D : 外径 ϕD の丸棒の断面係数

Z_d : 外径 ϕd の丸棒の断面係数

K_1 は管の曲げ半径 R 、外径 D (又は d)、ヤング率 E 、塑性係数 F 、及び降伏点 σ_e 等に関する係数である。

管を曲げた後で曲げの力を取り去ると、管は僅かであるが元の方向に戻ろうとし曲げ半径 R より大きくなる。これをスプリングバック (Spring Back) というが、管を曲げるときはこの分を考慮して予め曲げ角度を多めにする必要がある。また、管の潰れを防止するために心金 (Mandrel) と称する棒を管の中に入れて曲げることが実際的に行われている。

(2) 冷間曲げ加工法

冷間曲げ加工は従来より幾多の方法で行われているが、管の代表的な冷間曲げ加工方法を表 4.2 に示す。

表 4.2 冷間曲げ加工法の分類

曲げ加工法	(a) 押し曲げ方式	(Ram and Press Bending)
	(b) 回転引き曲げ方式	(Rotary Drew Bending)
	(c) 圧縮曲げ方式	(Compression Bending)
	(d) 丸駒回転曲げ方式	(Roll Bending)
	(e) 引張り曲げ方式	(Stretch or Tension Bending)
	(f) 内径ローリング方式	(Internal Roll Bending)
	(g) その他	

(a) 押し曲げ方式

図 4.4 に示すように 2ヶ所の支点とラムの間にパイプを取り付け、徐々にラムを押し出しながら曲げて行く方式であり、比較的厚肉のもの、曲げ半径が大きいもの、精度的要求が少ない場合に適する。形式は簡単で割合量産的な面もある。

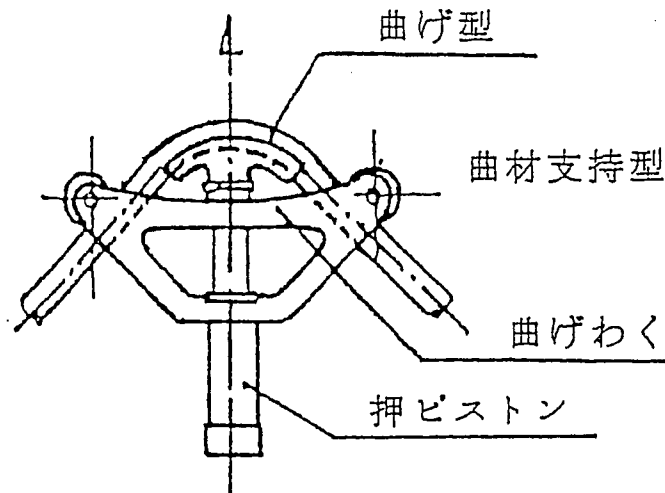


図 4.4 押し曲げ加工

(b) 回転引き曲げ方式

回転曲げ型 (Rotating Bending Form) に締付け型 (Clamp Die) で固定されたパイプを圧力型 (Pressure Die) にてパイプの背部を押え、回転曲げ型を回転していくと、パイプは回転曲げ型の移動に従って引き曲げられる。

圧力型には移動式と固定式とがある。この方式は一般に心金 (Mandrel) を取り付けたものが多い。心金の使用目的はパイプの楕円化、内側のシワ防止にあり、それを調整することや種々の形状の心金を用いることにより、更に小さな曲げ半径の加工を容易にすることができる。

従って、他の曲管方法に比較し、楕円化も少なく、薄肉管の小半径曲げも容易でしかも連続曲げ及び精密曲げに最も広く応用されている。

(c) 圧縮曲げ方式

この方法による曲げ加工は図 4.5 に示すように固定曲げ型 (Stationary Bending Form) の周囲に移動圧力型 (Follow Block) を押し合わせ、回転しながらパイプを曲げる方式である。

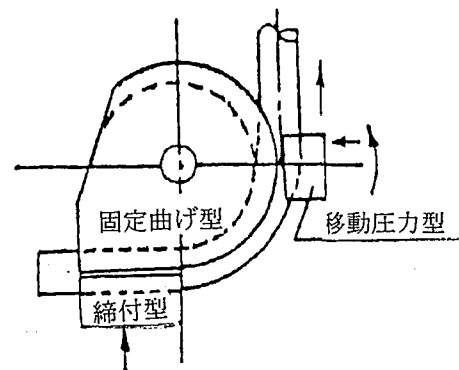


図 4.5 圧縮曲げ加工

(d) 丸駒回転曲げ方式

図 4.6 に示すように、回転駆動の数個のみぞ型ローラの組み合わせにより、パイプをコイル状又はアーチ状に曲げる方式で、被加工物のピッチの変更、或いは円形曲げに適合するが、2ヶ所以上の曲げ個所のあるものには不適當である。

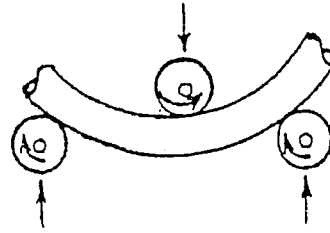


図 4.6 丸駒回転曲げ加工

(e) 引張り曲げ方式

図 4.7 に示すように、固定曲げ型又はプレス曲げ型にパイプが長さ方向に引張られて押し付け曲げる方式である。主に比較的大きな曲率の形状又は不規則曲げ、曲げの修正などに応用されるが、比較的非効率なことが難点である。

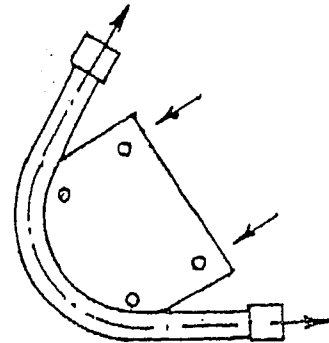


図 4.7 引張り曲げ加工

(f) 内径ローリング方式

図 4.8 に示すように、パイプの中で回転ヘッドを回転し、パイプを所要の圧力で押し進めていく方式でパイプ外径が大きいもので曲げ半径の大きなものに適している。

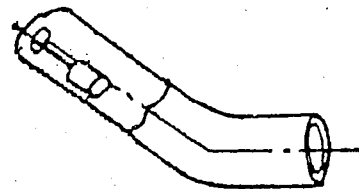
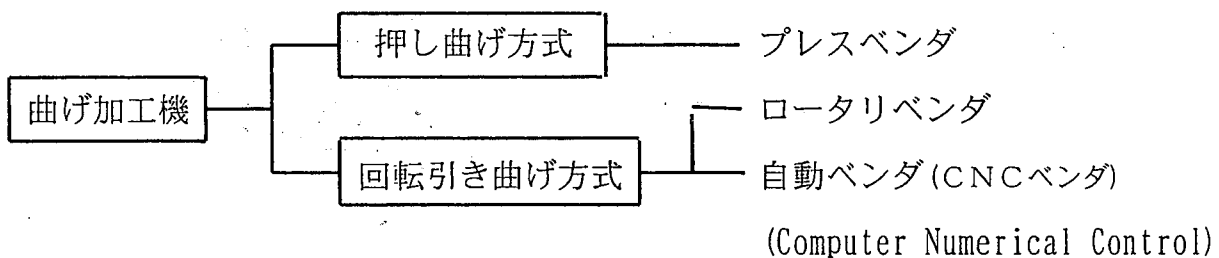


図 4.8 内径ローリング加工

4.2.3 曲げ加工機

パイプ曲げ加工は、曲げ精度が厳しく難しい作業であり、従来は表 4.3 に示すように、プレス式パイプベンダとロータリ式パイプベンダが多く用いられていたが、最近はNC制御による自動ベンダ（CNCベンダ）が普及し、自動化と消人化にその効力を発揮している。

表 4.3 曲げ加工機の分類



(1) プレスベンダ

図 4.9 に示すように管を 2 個の圧力型の上に乘せ、その中心を油圧ラムで押し付けて、所要の曲げ半径及び角度まで曲げる。

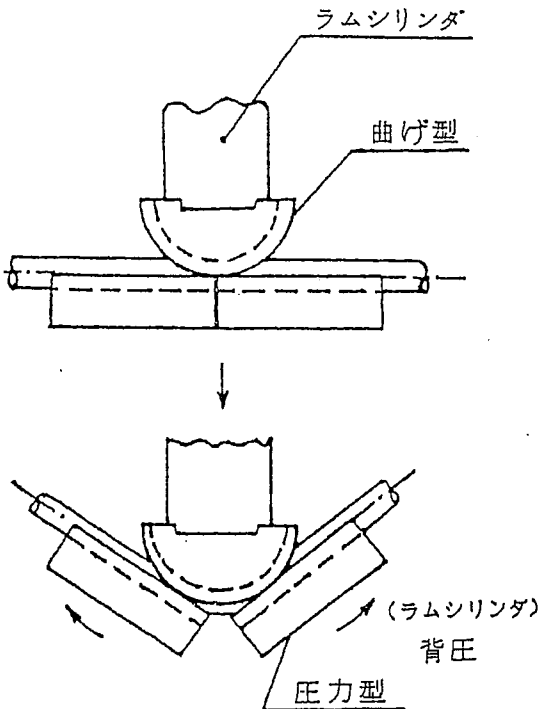


図 4.9 プレスベンダ加工

表 4.4 プレスベンダの特徴

長 所	短 所
1. ロータリベンダ方式の 3～5 倍の作業を行い、この作業能率が極めて優れている点が最大の特徴である。 2. 操作が簡単である。	1. 心金の使用ができないので小曲げ半径の曲げ加工では潰れ易い。 2. 曲げ加工後、内側のストレート部分と R 部分の境に段ができる。 3. 最大曲げ角度は普通 120 度位である。

(2) ロータリベンダ

曲げ型が締付け型と共に回転し、圧力型は軸方向にのみスライドするようになっている。管を曲げ型と締付け型の間でクランプし、両者が曲げ型の曲げ半径を中心として回転する。圧力型は管が曲がるに従い、管を曲げ型の方向に押しながら同時に軸方向に移動する。

表 4.5 ロータリベンダの特徴

長 所	短 所
1. 特殊な管型を適宜に使用することにより薄肉から厚肉まで各種の管を小曲げ半径で曲げることができる。 2. 正確な曲げ加工ができる。	1. 180 度以上の曲げ加工は特殊な管型を使用せねばならない。 2. 管径及び曲げ半径が違ると、管型をかえる必要がある。 3. 曲げ加工速度が遅い。

(a) ロータリドロによる曲げ最小半径の決め方

最小曲げ半径は、材料との伸び率により、幾何学的に決定する。図 4. 10 において外径 ϕD の管を曲げ半径 ρ 、角度 θ で曲げた場合

$$\Delta l = (l + \Delta l - l) = \left(l + \frac{D}{2} \right) \theta - \rho \theta$$

管の伸び率

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{(\rho + D/2) \theta - \rho \theta}{\rho \theta} = \frac{D}{2 \rho}$$

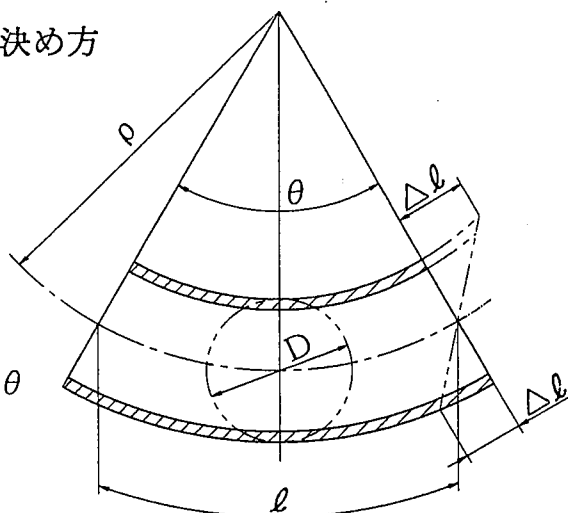


図 4. 10 ロータリドロによる曲げ最小半径

従って材料の伸び率が決めれば、管が破断せずに曲げられる最小半径 ρ_{\min} は

$$\rho_{\min} = \frac{D}{2 \varepsilon}$$

となる。

しかし管の板厚は、同じ伸び率をもったものでも外径により ρ_{\min}/D の比が相当変化することが知られている。

また、実際の管曲げで外側の板厚が伸びて、内側は厚くなることを前提としたが (図 4. 10)、これとは別に図 4. 11 のように内側は肉が逃げ、外側は寄る現象があるため管曲げ加工が可能となる。

比較的板厚の薄い場合は、小半径の曲げ加工をするほど楕円化率が大きく、しわが発生し易い。管の板厚 t と外径 D の比 t/D 及び曲げ半径 R と外径 D の比 R/D が小さいほど曲げ加工は難しい。

これらの曲げ加工を行うには特殊心金やしわ防止などを使い、変形やしわの発生などを防ぐ必要がある。

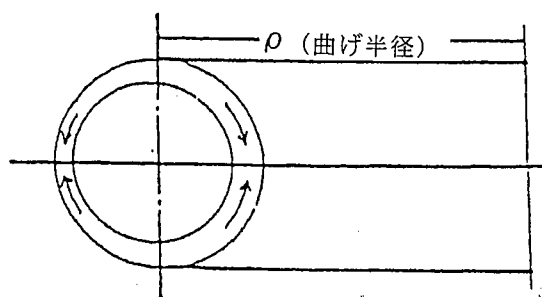


図 4. 11 曲げによる肉寄り現象

(3) 自動ベンダ (CNCベンダ)

基本的には、ロータリベンダ方式を改善したものである。図 4.12 に示すように、最小曲げ半径での曲げが可能ないようにしわ取り型を装着し、送り型及び圧力型にブースタ装置 (Booster) を用いて背圧を付加することによって、曲げ半径 $R=1.0 \sim 1.5 D$ (D : パイプ外径) という厳しい曲げ加工が可能である。ただし、心金送り型、しわ取り型を使用しない場合には曲げ半径 $R=1.5 \sim 2.0 D$ が可能である。その他の特色では、送り、ひねり、曲げの三軸 (三次元曲げ用ベンダの専用コンピュータ採用) をすべて数値制御した全自動ベンダである。特にすべての動作 (送り、ひねり、曲げ) は完全に電子制御されており、各動作の進行位置と速度が絶えずコントローラにフィードバックされ、それぞれのプログラムデータに対して一定の速度と減速カーブで作動するようサーボバルブなどの電子制御を行って、油圧の変化に関係なく動作の繰り返し精度を保証している。

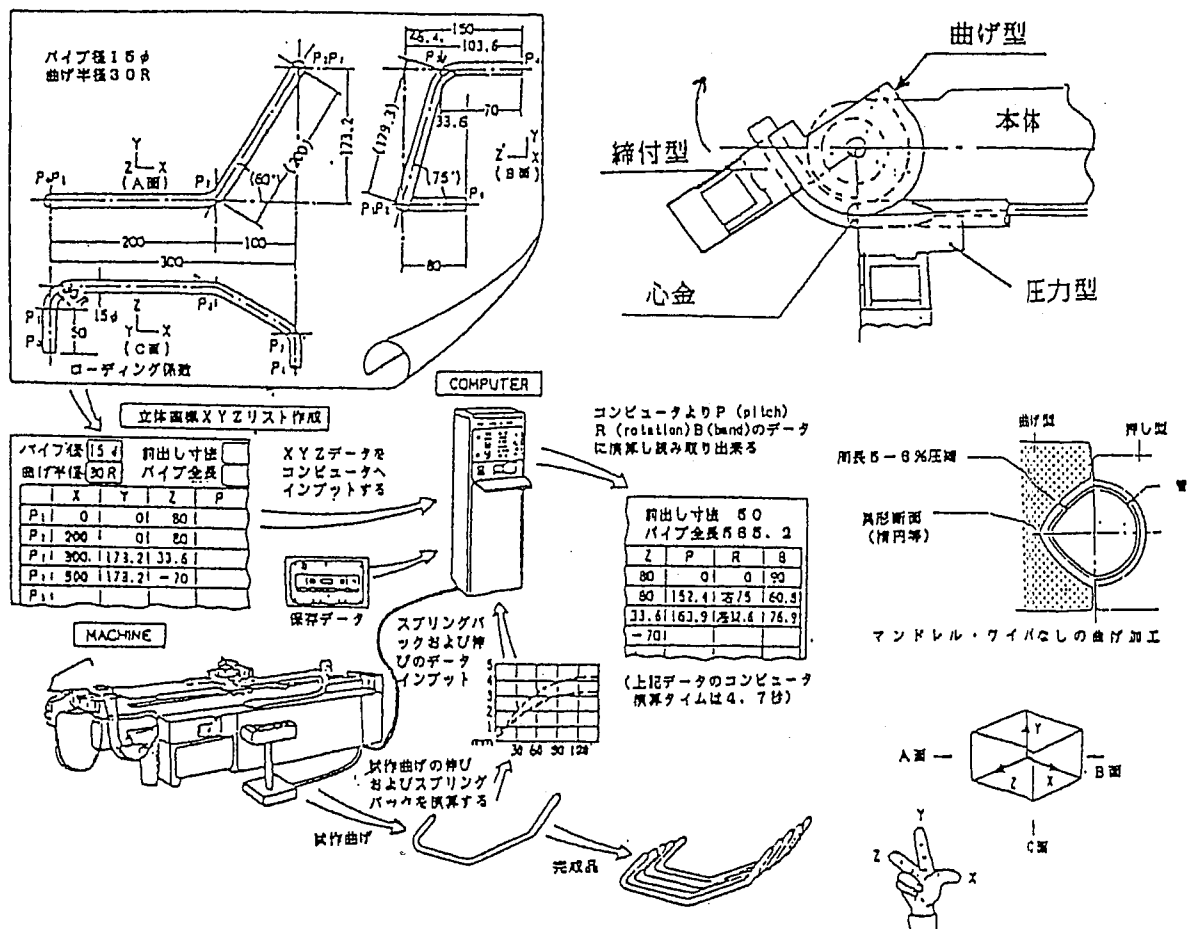


図 4.12 自動ベンダによるパイプ加工方法

4.2.4 代表的なパイプ加工方法

(1) バルジ加工

素材の内側に圧力を加えて素材の部分膨出加工を行うことを一般にバルジ加工と言います。液体、ゴムを利用しパイプの成形を行う。(図 4.13)

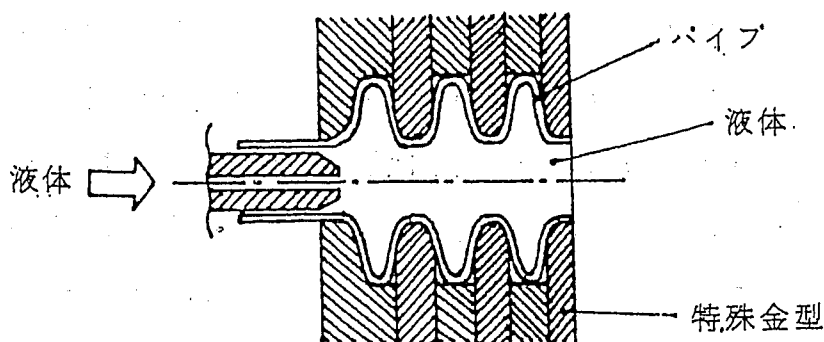


図 4.13 バルジ加工

(2) スウェージング加工

パイプの端部又はその一部の外径を減らす加工を一般にスウェージング加工と言います。熱間でも行われるが最近では冷間で行われる事が多くなり、特に円錐ダイスにより口絞り (Nosing) と管細め (Sinking) の成形を行う。(図 4.14)

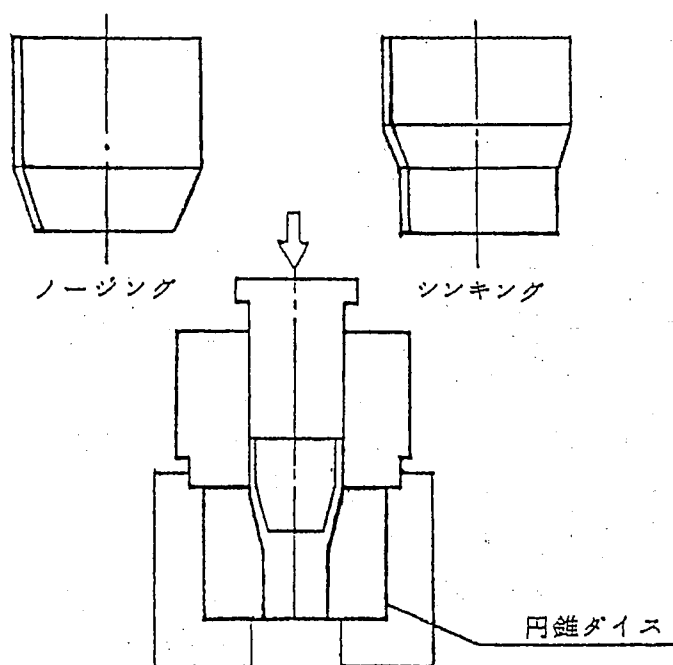


図 4.14 スウェージング加工

(3) エクスパンド加工

スウェーijing加工とは逆に、管端を広げる加工にエクスパンド加工がある。心金又はパンチに押し込んで成形を行う。(図 4. 15)

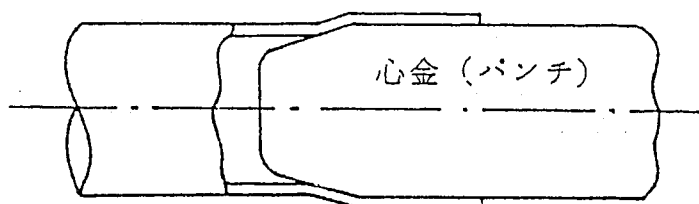


図 4. 15 エクスパンド加工

(4) フランジ加工

パイプの端部をダイスと心金を使ってフランジ成形を行う。(図 4. 16)

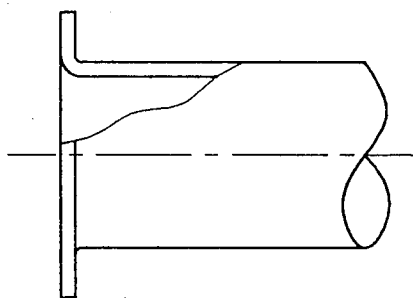


図 4. 16 フランジ加工

(5) フレア加工

パイプの端部を心金又はパンチを押し込んでテーパ状に拡管成形を行う。(図 4. 17)

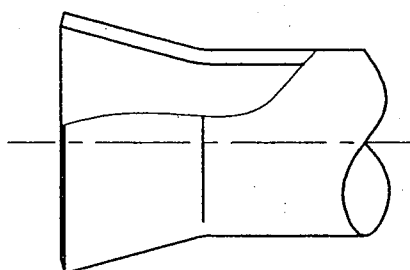


図 4. 17 フレア加工

(6) ビード加工

パイプの中間部をスピニングローラを用いて、外側又は内側にへこみを出すように成形を行う。(図 4.18)

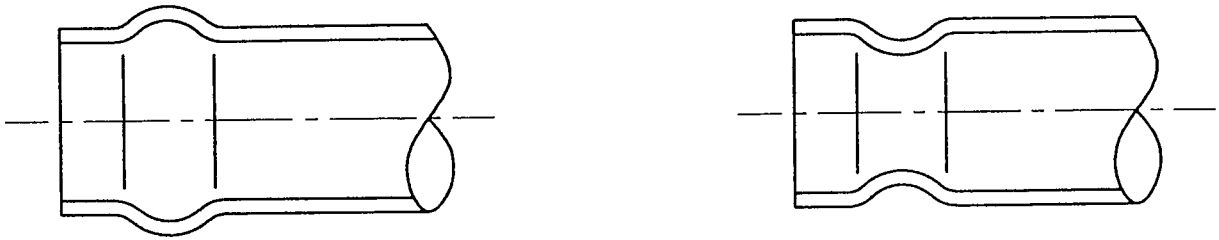


図 4.18 ビード加工

(7) カール加工

パイプの端部をスピニングローラにて外側又は内側に巻き込んで成形を行う。(図 4.19)

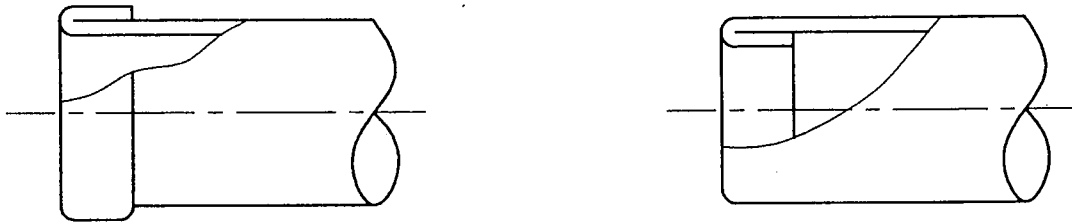


図 4.19 カール加工

(8) リジロック加工

パイプ端部に挿入された4分割の割り型をテーパ型の心金にて押し広げ、節を成形する。(図 4.20)

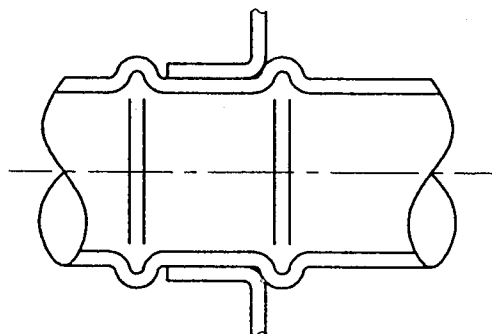


図 4.20 リジロック加工

(9) その他のパイプ加工

(a) リストライク加工

パイプの端部をプレス機台にてリストライク型を使用して真円に修正する。又は規定の外径まで小さくする。(図 4.21)

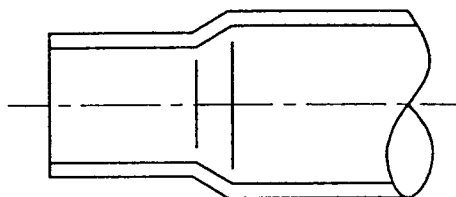


図 4.21 リストライク加工

(b) スリット加工

パイプの端部に細長い裂け目を入れる。(図 4.22)

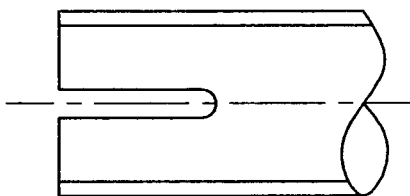


図 4.22 スリット加工

(c) 潰し加工

パイプの一部を局部的に凹凸形状を付ける。(図 4.23)

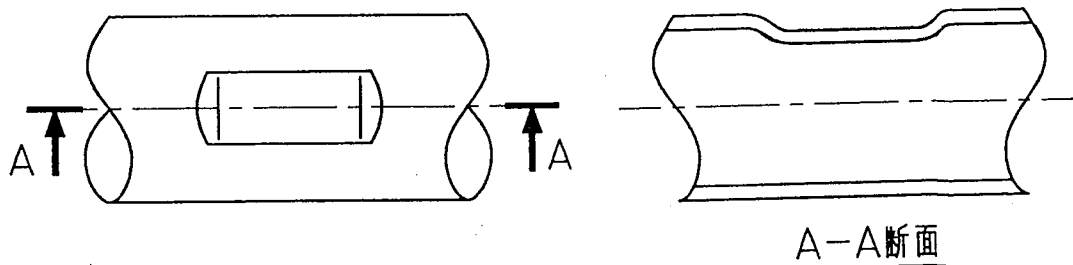


図 4.23 潰し加工

4.2.5 パイプ製造工程

パイプ製造方法には幾多の方法があるが、自動車用排気系に使用されるパイプの代表的なパイプ製造工程概要を図4.24に示す。

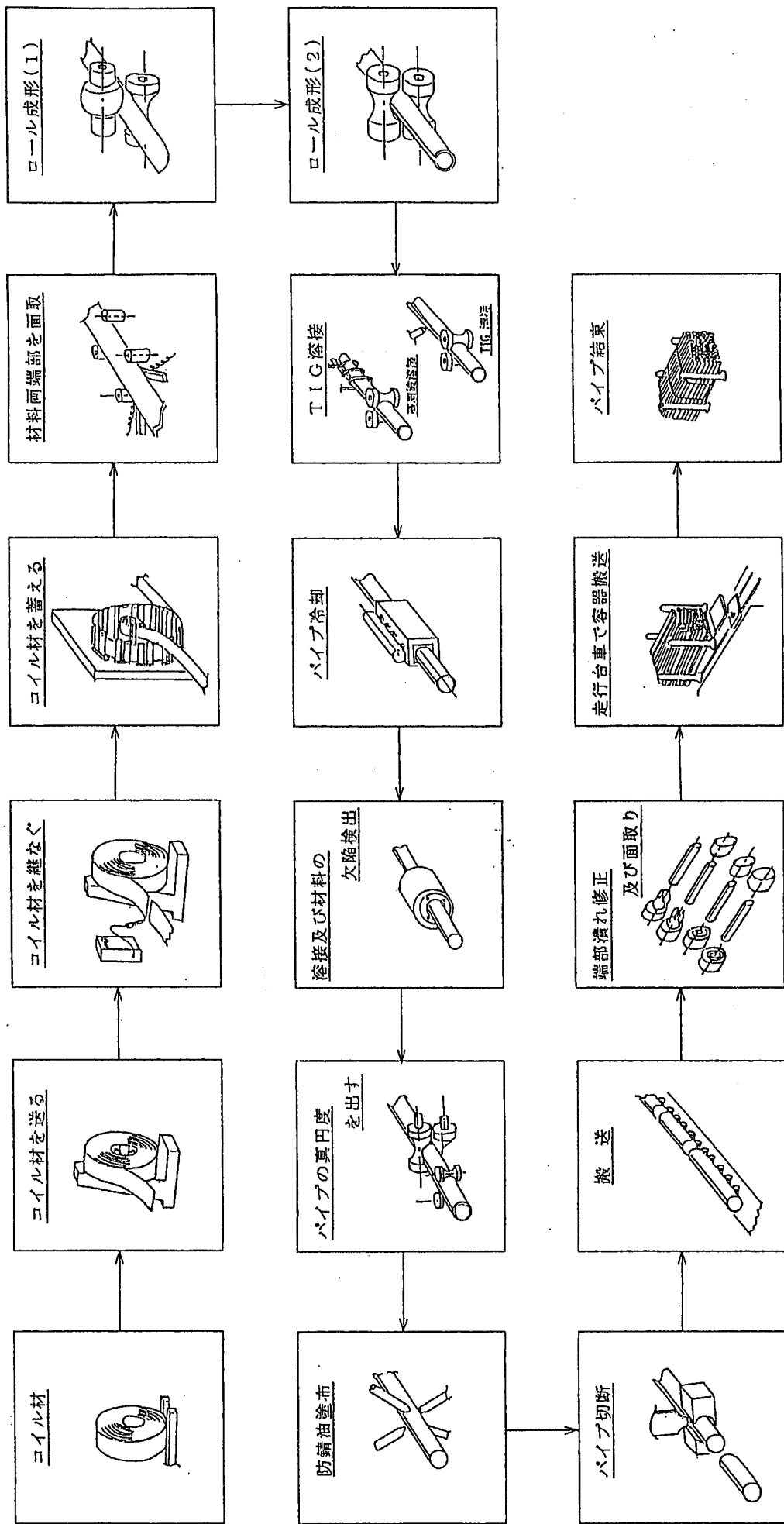


図4.24 パイプ製造工程概要

第5章 排気系の取り扱いと整備

5.1 消音器損傷の形態とその原因

5.1.1 腐食

5.1.2 外部入力

5.1.3 その他

5.2 消音器損傷の見分け方と対応

5.3 消音器交換手順及び注意事項

第5章 排気系の取り扱いと整備

自動車用排気系は、軽量化、保証期間の延長、エンジンの高出力化、低コスト化等のさまざまな市場の要求により変化してきた。

例えば、排気系を構成する材料を例にとっても、亜鉛メッキ鋼板からアルミメッキ鋼板に、更にステンレス鋼板へと大きな変遷の流れがあり、現在はステンレス鋼板が主流となっている。更にそのステンレス鋼板も部品の用途、機能に応じていろいろな種類の材質が使い分けられている。

このような背景の中で、消音器を含む排気系部品は耐久性も飛躍的に向上し、通常の使用状態では殆ど交換の必要もなくなりつつあるのが現状である。

しかし、過酷な腐食環境に曝された場合や外部からの衝撃等によって損傷し、交換作業が必要となった場合、その取り扱いと整備の方法によっては寿命を著しく縮めたり、場合によっては事故や怪我に結びつくことがあるため、正しい方法を遵守することが重要である。

5.1 消音器損傷の形態とその原因

消音器損傷の種類には以下のようなものがある。

5.1.1 腐食

(1) 排気ガス中の水分、化学物質等の凝縮液による消音器内部からの腐食

消音器本体内部部品の腐食は、排気ガスを本体内部でリークさせることになり、排気音が増大する。

消音器からの排気音の大きさは、道路車両運送法で上限を定められており、そのまま放置すると周囲に迷惑がかかるだけでなく、整備不良車として処罰の対象となる。

本体内部部品の腐食が進行するとパイプが本体を支えきれず、パイプが本体から脱着し、爆音を発するようになる。

(2) 塩水、融雪剤等による消音器外部からの腐食

本体の外板やパイプ表面からの腐食は、排気ガスを直接外気に放流するこ

とになり、排気音の増大につながる。

また、停車時には排気ガスがアンダフロア下に停滞することがあり、何らかの要因でこれが車室内に侵入した場合には思わぬ事故となる可能性がある。

5.1.2 外部入力

(1) エンジン、路面からの異常振動入力による疲労破壊

エンジン振動や路面振動入力で破損するケースでは、熱と繰り返し応力による疲労破壊が主になる。

破損する部位は、パイプの溶接ビード止端部のように応力の集中しやすい部分から割れるように始まり急激に進行することが多く、亀裂が発生すると排気音が急激に増加する。

(2) 外部からの衝撃による変形、破損

消音器が路面突起物にぶつかると、変形、破損することがある。若干の変形の場合、実用上は支障のないこともあるが、なかには車体やフレーム、足回りの部品と干渉して走行中にビビリ音やゴツゴツ音を発生する。

変形したままで乗り続けると、排気熱で近接した部品が損傷したり、消音器の取付け部分や溶接部分に過大応力が加わり、パイプや本体の破損につながり、排気音が増大したり消音器が外れたりすることがある。

5.1.3 その他

(1) エンジンの不調、燃料の不良から発生するカーボンによる目詰まり

特にディーゼル車に多く、腐食や外部入力による破損と異なり急激に変化があらわれることはないが、排気が詰まることで出力が徐々に低下し、更に続けるとエンジンの異常加熱や不調の原因になる。

(2) エンジンの調整不良による消音器内爆発（アフタファイヤ）

エンジンの調整不良により消音器内に未燃焼ガスが溜まると、消音器内で爆発を起こすことがあり、これにより消音器が損傷すると、排気漏れや排気音の増加となる。

5.2 消音器損傷の見分け方と対応

消音器が損傷した場合、損傷の状態によって様々な現象が発生する。

異常が発生した場合は速やかに対応しなければならない。

現象		原因	対応
外観	本体やパイプに穴が明き見られる。 テールパイプや消音器本体の垂れ下がり。	1. 腐食、突起物干渉	・消音器の交換
		1. ハンガ等の破損 2. マウンティンググラバーの破損	・消音器の交換 ・マウンティンググラバーの交換
音うるさい (大きい)	フランジ面等接合部からの排気漏れ	1. 締め付け力不足	接合部の増し締め
		2. フランジの変形や接合部の変形	ガスケット又は消音器の交換
	消音器本体の内部の排気漏れ	消音器内部の損傷(腐食等)	消音器の交換
ピピリ音がする	パイプや消音器本体の穴明きによる排気漏れ	1. 腐食 2. 疲労破壊 3. 突起物干渉	消音器の交換
		1. 遮熱板等の接触	消音器修理又は交換
		2. 小石等の混入	消音器の交換
		3. 消音器内部部品の損傷(亀裂、脱落等)	消音器の交換
接触音、干渉音 (パイプや消音器本体の車体への接触)		1. 消音器本体、パイプの変形	消音器修理又は交換
		2. マウンティンググラバーのヘタリ、損傷	マウンティンググラバーの交換
臭い (車室内に排気ガスの臭いがする)		1. 消音器本体、パイプ等の穴あき	消音器の交換
		2. 消音器接合部分のシール不良	接合部の増し締め ガスケットの交換
出力の低下		消音器の詰まり(煤、その他)	消音器の交換

5.3 消音器交換手順及び注意事項

消音器交換手順	交換時注意事項
<p>1) 消音器を冷却する。</p> <p>2) 車両をリフトアップする。</p> <p>3) 消音器を車両から取り外す。</p> <p>4) 交換しない排気系部品をチェックする。 <ul style="list-style-type: none"> ・エキゾーストパイプ等に腐食、穴明き等がないか。 ・触媒のケースや担体が破損していないか。 </p> <p>5) 消音器を取り外した状態で排気系を軽く叩き、空ぶかしをして系内に溜まったカーボンや錆を排出する。</p> <p>6) 車両側の取り付けブラケットや吊りゴムに破損がないかを確認し、異常があれば交換する。</p> <p>7) 新しい消音器を取り付ける。 <ul style="list-style-type: none"> ・ガスケット類は新品と交換する。 </p> <p>8) 取り付けボルト、ナット類を規定の締め付けトルクで締め付ける。</p> <p>9) 軽く揺すり、ボディーや足回り部品との干渉がないかを確認する。</p> <p>10) エンジンをかけ、接合部分から排気漏れがないか、また排気管に異常がないかを確認する。</p> <p>11) リフトを静かに下げる。</p>	<p>1) 消音器は運転直後は非常に高温になるため、点検や取り外しで消音器に触る場合には十分に冷却すること。 火傷や怪我を防止するために、耐熱性のある手袋や肌が露出しない長袖の作業衣を着用する。</p> <p>2) 消音器の交換作業は、リフト設備のある場所でリフトを使用して車両を持ち上げること。 <ul style="list-style-type: none"> ・リフト作業は危険を伴うため、定められた作業基準を遵守すること。 ・やむを得ずガレージジャッキを使用する場合は、水平で固い地面の上でリジットラックを併用すること。 ・パンタグラフ式やボルト式の車載ジャッキは、危険なため使用しないこと。 </p> <p>3) 消音器の取り外しや取り付けは、無理な姿勢で重量物を扱う作業になるため、2名以上でおこなうこと。</p>

第6章 二輪車の排気系

- 6.1 排気系の機能
- 6.2 排気系の構成
- 6.3 排気系の設計法
 - 6.3.1 設計手順
 - 6.3.2 排気系各部の仕様及び構造
 - 6.3.3 排気系の材料及び表面処理の選定
- 6.4 排気系の試験方法
 - 6.4.1 騒音試験
 - 6.4.2 騒音規制値（日本）
 - 6.4.3 排気ガス試験
 - 6.4.4 排気ガス規制値（日本）

第6章 二輪車の排気系

6.1 排気系の機能

二輪車の排気系は、エンジンより排出される燃焼ガスを排気ポートより車体後方へ導き大気へ排出する装置であり、下記にその機能を示す。

- (イ) 排気ガスの誘導（動力性能の確保）
- (ロ) 排気騒音の低減
- (ハ) 排気ガスによる熱害防止
- (ニ) 排気ガスの浄化
- (ホ) 外観デザイン部品としての役割

(イ)～(ニ)については四輪車と同等の機能であるが、(ホ)の内容については二輪車特有の機能が要求される。

二輪車の排気系は、車種や個々の機種により程度の差があるものの、外から見える部分に配置せざるを得ない。その為エンジンからの燃焼ガスの通路という位置づけの他に、積極的に車体の外観デザイン部品としての役割を担っている。排気系による車体のスタイリングに対する影響度は非常に大きいものとなっている。

6.2 排気系の構成

二輪車の分類により、その排気系もそれぞれ特有のスタイルがある。エンジン排気量、気筒数等によっても分類できるが、ここでは二輪車の機能別に分類し、それぞれの排気系の代表的形状を紹介する。

(1) ビジネス車

実用性・経済性を備え、主として商用に用いられる。排気系は一般的にエキゾーストパイプとテーパ状のマフラからなり、クロムメッキが施されている。

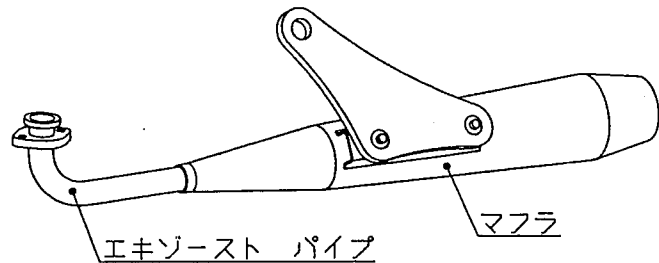


図 6.1 ビジネス車の排気系

(2) スクータ

足元がフロア状になっており、近距離の手軽な足がわりとして用いられる。排気系は、エキゾーストパイプと略円筒状のマフラからなり、黒塗装が一般的でヒートプロテクタが取り付けられるものもある。

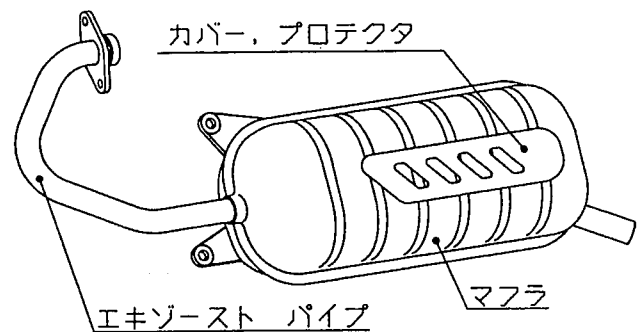


図 6.2 スクータの排気系

(3) オンロード車

・スポーツタイプ

レーサーを意識し走り追求したものの。

排気系は複数のエキゾーストパイプ、それらを集合するジョイント部、円筒形のマフラからなる。エキゾーストパイプの集合形態によりジョイント形状は多岐にわたり、また、材質・表面処理も選択肢が多い。

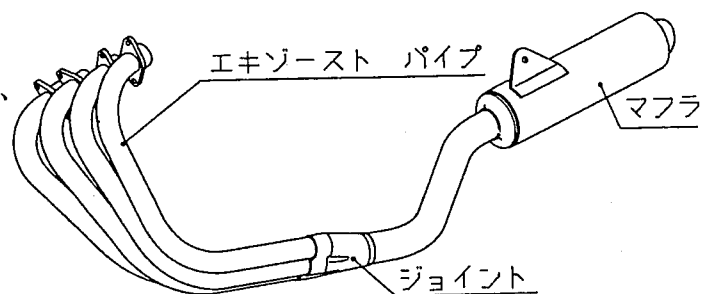


図 6.3 スポーツタイプ車の排気系

・アメリカンタイプ

ゆったりと乗る車種であり、クロムメッキでピカピカにした排気系はデザインの主役を担う。また、マフラの容量不足を補うため、プレス品のチャンバを装着した機種もある。

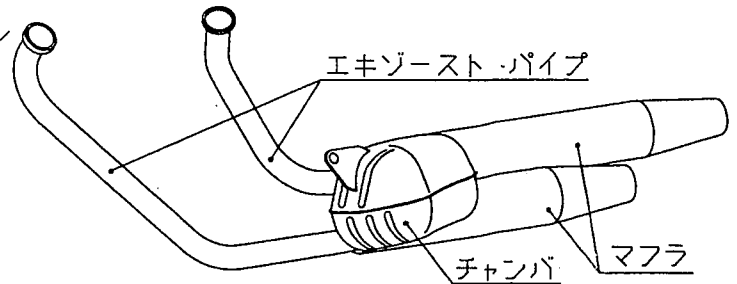


図 6.4 アメリカンタイプ車の排気系

(4) オフロード車

悪路走行に適した造りになっており、地上高が高くタイヤも特殊である。

排気系はエキゾーストパイプ、ジョイント、マフラよりなり、マフラは車体の比較的高い位置にピッタリ貼り付くように配置される。

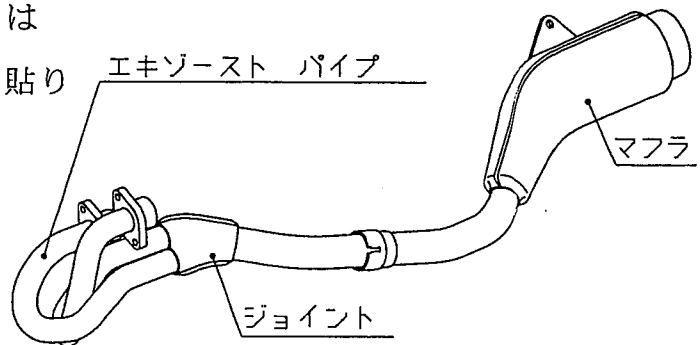
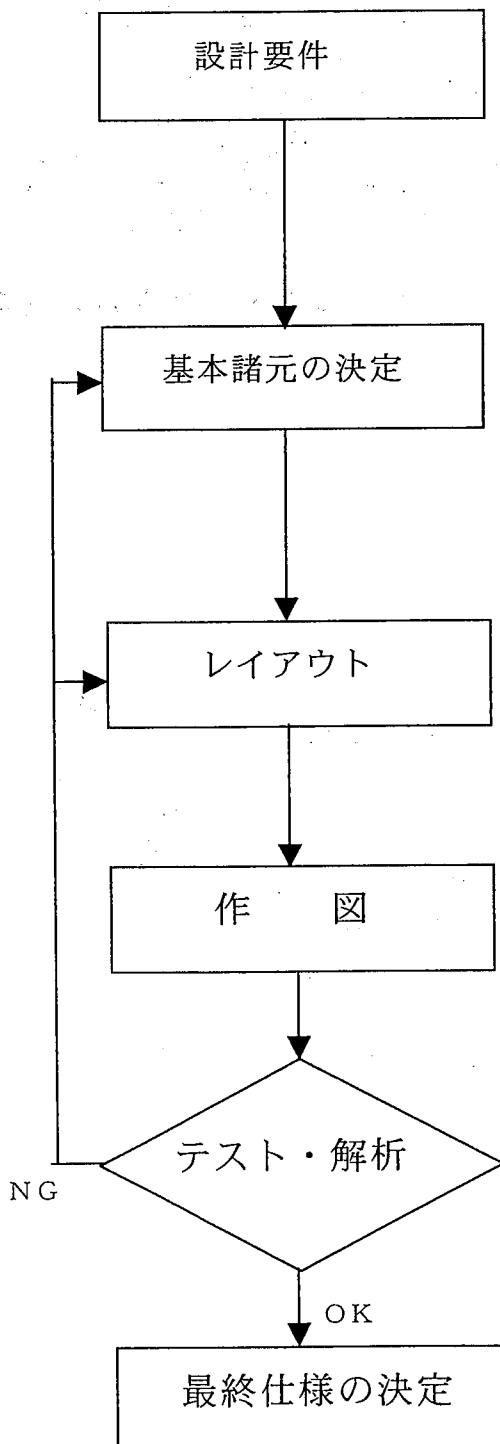


図 6.5 オフロード車の排気系

6.3 排気系の設計法

6.3.1 設計手順

排気系の設計は下記フロー手順を参考に行う。



出力性能、騒音レベル、排気ガス浄化性、安全性（バンク角、最低地上高）、耐久性、商品性(デザイン)、経済性、メンテナンス性、加工性、コスト等の目標値を明確にする。

設計要件の目標値をもとに基本諸元を決定。エキゾーストパイプ径・長さ・集合部位置・形状、マフラ容量・形状・内部構造・デザイン等を決定する。

基本諸元をもとに車体への配置・取り回しの検討を行う。まわりの部品との隙間を確保しながら効率的な設定を行う。

基本レイアウトをもとに、加工性も考慮に入れて最適仕様を追求し、各部品毎の詳細図としてまとめる。

要件毎にテスト確認を行うが、必要に応じ試作品を造り実機テストを行う。コンピュータ解析も有効に活用する。

6.3.2 排気系各部の仕様及び構造

(1) エキゾーストパイプ

エンジンから排出された燃焼ガスをジョイント、チャンバ、マフラに導く。

管長、径による出力特性への影響も大きい。

- ・パイプは市販性のある規格サイズを選定する。
- ・単管、中空2重管の仕様があるが、熱による変色あるいは、まわりへの熱害を防止する時は中空2重管を用いる。
- ・パイプ曲げRはパイプ径をDとすると $R \geq 2.2 D$ (中空2重管)
 $R \geq 2.0 D$ (単管)
が望ましい。
- ・曲げが複数ある場合は、曲げの間に直管部が5mm以上必要である。(1.5D以上が理想)。

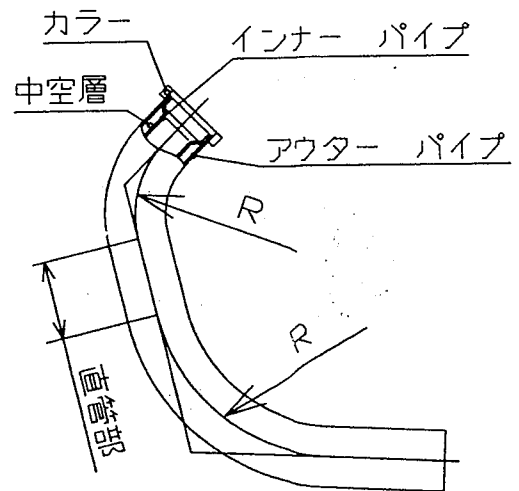


図 6.6 エキゾーストパイプ

(2) ジョイント、チャンバ

エキゾーストパイプからの排気ガスを集合させる部品で、出力性能の向上、また消音効果も有る。

- ・チャンバは表面積が大きく、外板からの透過音対策の為、極力シェルの曲率を小さくすると共に補強リブを設ける。また吸音材をシェル内面に取り付ける方法も効果的である。
- ・ジョイントは出力性能影響が大きく、排気ガスが滑らかに流れるよう、形状的な要求が厳しい。

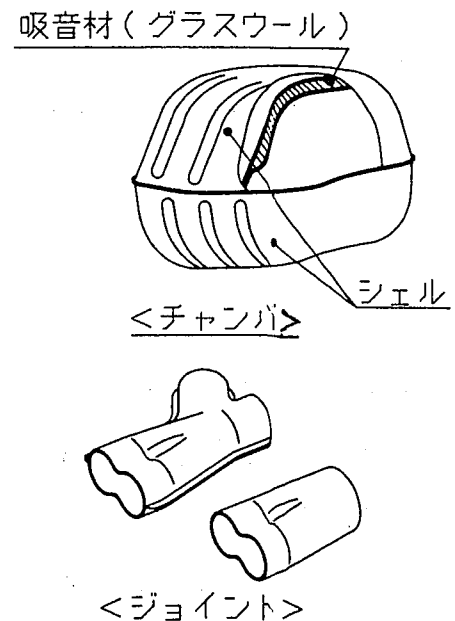


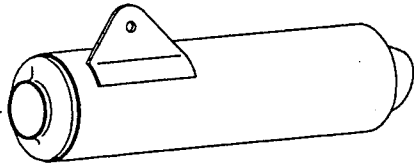
図 6.7 チャンバ、ジョイント

(3) マフラ

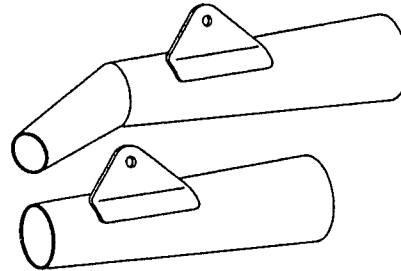
消音器としての作用を担う。基本的にはボディー（外筒）、その内部を何室かに区切る仕切り板、室間を連通させるインナーパイプにより構成される。

また第1膨張室は出力性能への影響も大きい。

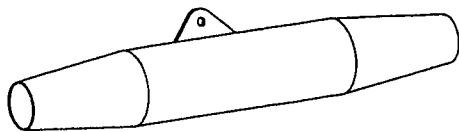
・代表的形状



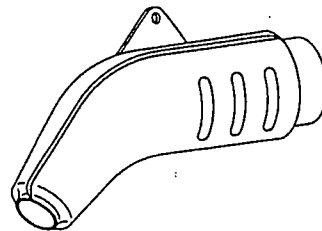
(円筒形)



(テーパ形)



(円筒形+テーパ形)



(シェル合わせ形)

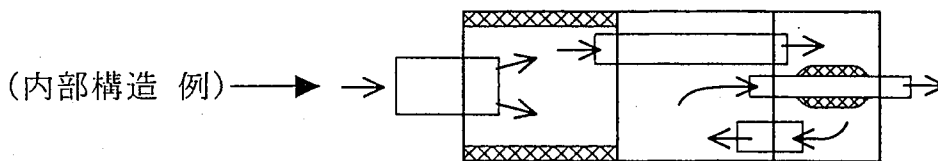


図 6.8 マフラの形状

- ・ エンジン形式、車種により多少差異はあるが、マフラ総容量はエンジン総排気量の5～6倍以上、第1膨張室容量は、エンジン総排気量の2倍程度を目安に設定する。
- ・ 仕切り板位置、インナーパイプ径・長さは出力及び消音性能を考慮に入れ設定する。
- ・ 消音効果を増す為に、ボディー内側（特に第1膨張室）、後端パイプ外側等へ吸音材（グラスウール等）の使用も効果的である。

(4) カバー、プロテクタ

外観向上（デザイン要素としての位置づけ）や熱害防止（手や足のやけど防止、まわりの部品に対する断熱）を目的に設ける。

・実施例

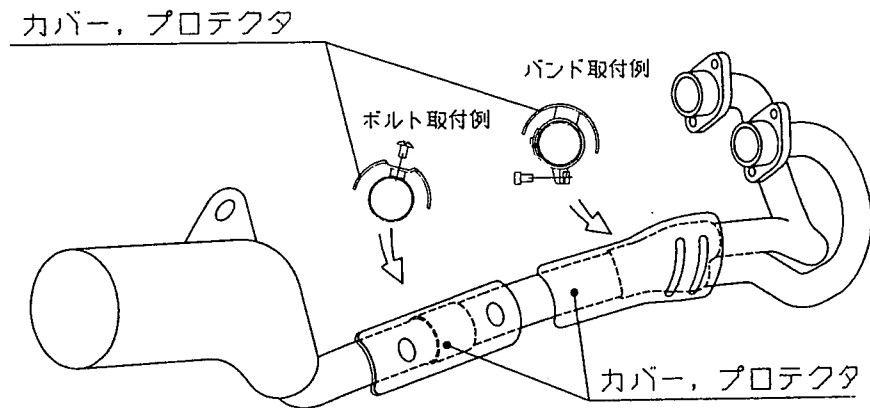


図 6.9 カバー、プロテクタ

- ・取り付けは、相手側に直にネジ固定、あるいは相手側にバンドを介して締め付ける方法等がある。

(5) マウスピース、バンド

部品間の結合に用いる。マウスピース側とパイプ側の2部品をガスケットを介してかん合し、外側からバンドにより締め付ける。

・実施例

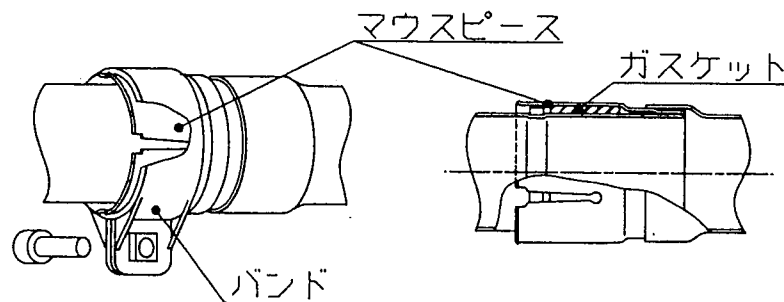


図 6.10 マウスピース、バンド

- ・ボルト結合の為、組み付け、取り外しが可能である。
- ・組み付け性の向上や部品荷姿のコンパクト化が計れる。
- ・一体溶接構造に比較して、振動吸収がしやすく強度に有利な面がある。

6.3.3 排気系の材料及び表面処理の選定

材料及び表面処理の選定は、耐久強度並びに外観デザインを決定づける重要な要素となる。2輪車の排気系材料としては通常の軟鋼の他、ステンレス鋼、アルミ、また特殊な例としてチタンの使用も最近行われている。

(1) 材料

軟鋼：

外装部品としてクロムメッキ等の表面処理を施したり、内部構造部品として内面塗装を施して用いられる事が多い。

アルミメッキ鋼：

軟鋼に溶融アルミメッキを施したもので、耐食性を向上している。見えにくい部分や塗装の下地材として用いられる。

ステンレス鋼：フェライト系

軟鋼に比較し耐食性、高温強度に有利であるが、赤錆の発生等そのまま外観部に使用するのは難しいため、塗装との併用が望ましい。

ステンレス鋼：オーステナイト系

耐食性、高温強度ともにフェライト系より優れ、外観部にも表面処理せずに使用が可能であるが、熱膨張率が大きいので設計的に配慮が必要である。

アルミ：

軽量化、外観商品性向上等の目的で使用されており、鉄系に比べて高温強度が極端に低いため、断熱等の注意が必要である。

チタン：

最近注目されている材料で、アルミと同じ様な目的で使われる。比重4.5と軽いですが、強度・耐食性ともに非常に優れている。

(2) 表面処理

クロムメッキ：

鉄の表面にニッケル、クロムの数十 μm の膜を電氣的に着けており、白色光沢のきれいな表面外観が得られる。

- ・ 電解液に内部まで浸かるため、液抜き構造が必要であり、また原則として内部にグラスウール等があってはならない。
- ・ 形状的に深いへこみがあったり、ものの陰になったりするような場所はメッキ膜厚が薄くなり、錆びやすくなる。
- ・ 表面光沢は、前工程の研磨レベルにより決まる。

塗装：

表面に塗料を吹き付け、焼き付け乾燥させる。各種塗装があるが排気系では一般的に耐熱塗装が行われる。

- ・ 耐食性を考慮して鉄素地上の塗装はなるべく避ける。
(アルミメッキ鋼 or フェライト系ステンレスを使用)
- ・ 耐熱温度は黒塗装で約 650°C まで可能である。

研磨：

表面光沢を出すため、羽布（バフ）による磨きを行うが、主にメッキの下地処理として、あるいはオーステナイト系ステンレスの表面外観用として行われる。また、アルミ、ステンレス等で意識的にバフ目を残すヘアライン研磨も行われる。

(3) 材料、表面処理の主な組み合わせ

軟 鋼	—————>	クロムメッキ
アルミメッキ鋼・ステンレス(フェライト系)	—————>	塗装
ステンレス(オーステナイト系)・アルミ・チタン	—————>	研磨 (素材)

6.4 排気系の試験方法

6.4.1 騒音試験

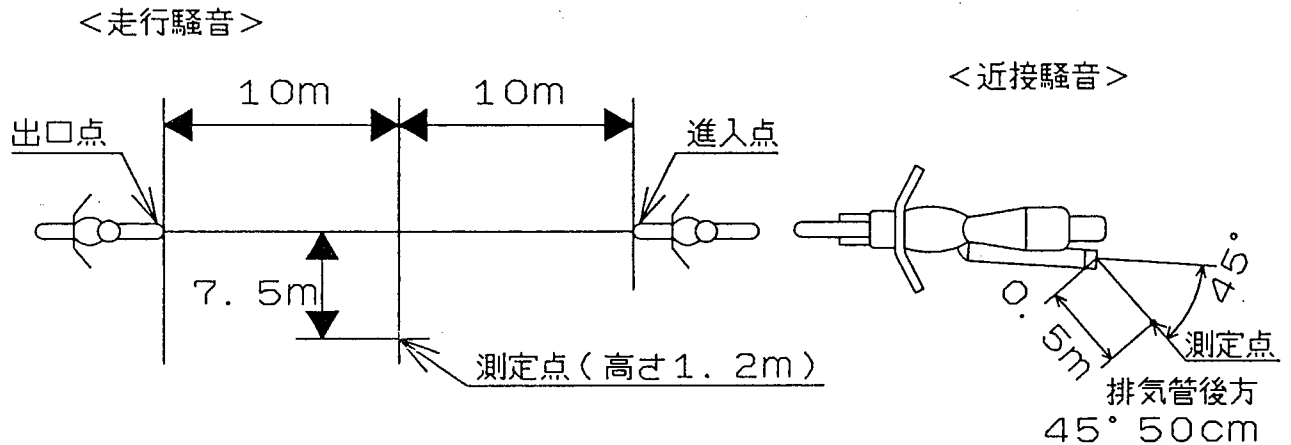


図 6.11 騒音の測定

(1) 定常走行騒音

試験車の最高出力時回転数の 60% の回転数で走行した場合の速度、あるいは 35km/h (50cc 以下は 25km/h) の速度で走行する場合の騒音。

(2) 加速走行騒音

試験車の最高出力時回転数の 75% の回転数で走行した場合の速度、あるいは 50km/h (250cc 以下は 40km/h、50cc 以下は 25km/h) を進入速度とし、20m の区間をアクセル全開で加速した状態で走行する場合の騒音。

(3) 近接排気騒音

試験車の最高出力時回転数の 75% (125cc 以下で最高出力時回転数が 5000 r p m を越える場合は 50%) の回転数で無負荷運転されている状態からアクセルを急速に戻した場合の騒音。

6.4.2 騒音規制値 (日本)

参考資料の騒音規制値一覧表を参照。

6.4.3 排気ガス試験

一定モード走行時の排気ガスをサンプリングし規制対象ガス成分の測定を行う。

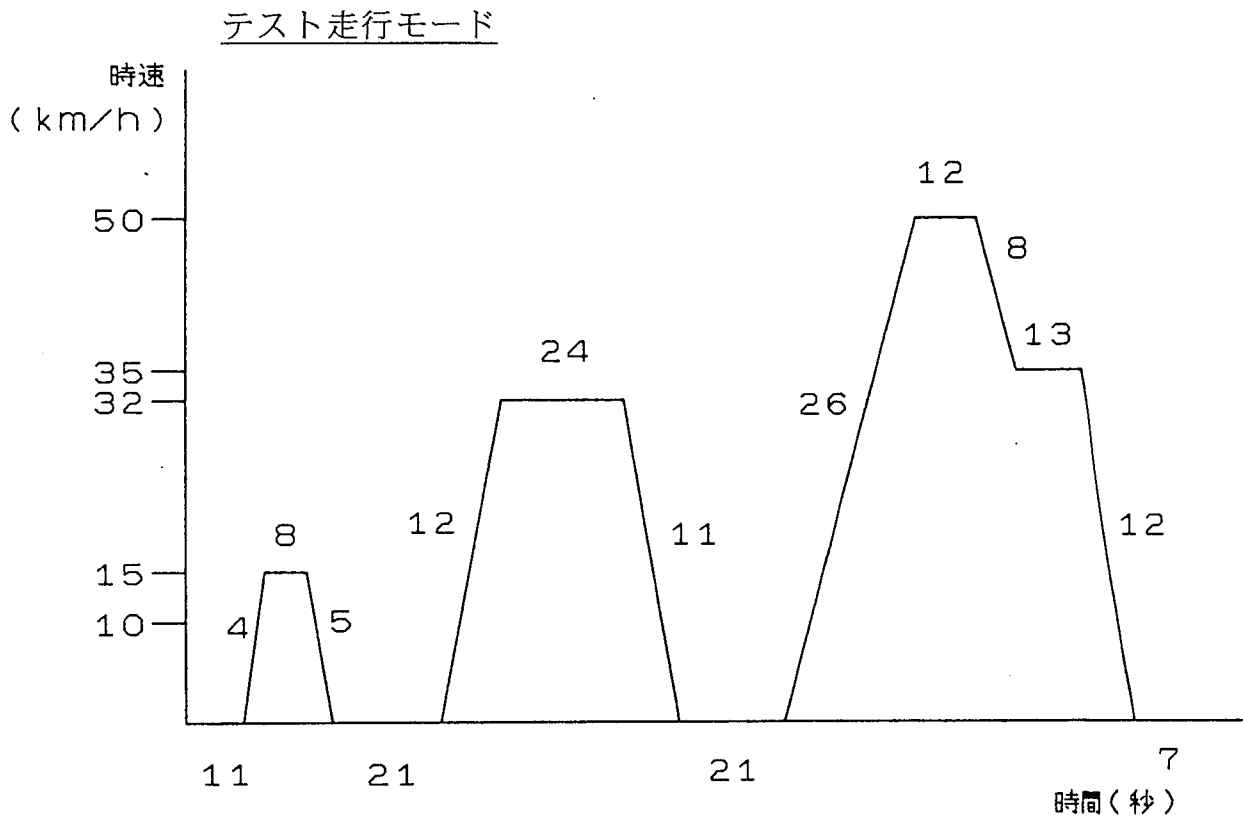


図 6.12 排気ガス測定 of 走行モード

6.4.4 排気ガス規制値 (日本)

	C O	H C	NOx
4サイクル	13.0g/km	2.0g/km	0.3g/km
2サイクル	8.0g/km	3.0g/km	0.1g/km

施行年 (新型車)

平成 10 年 10 月 1 日～： 50cc 以下、125cc 超～250cc 以下

平成 11 年 10 月 1 日～： 50cc 超～125cc 以下、250cc 超

参 考 資 料

騒音規制の推移

新型自動車試験方法 (TRIAS 20)

機械振動・衝撃用語 (JIS B 0153)

音響用語 (JIS Z 8106)

参考文献

排気系に関する文献・資料リスト

自動車騒音規制の推移

[単位：デシベル (A)]

自動車の種別			定常走行騒音					近接排気騒音					加速走行騒音				
			新車					新車・使用過程車					新車				
			昭和46年	平成10年※	11年※	12年※	13年※	平成元年	10年	11年	12年	13年	昭和62年	平成10年	11年	12年	13年
特殊自動車			—					110					—				
大型車	車両総重量が3.5トンを超え、原動機 の最高出力150キロワットを超えるもの	全輪駆動車、 トラクタ及び クレーン車	80		83			107		99			83		82		
		トラック			82										81		
		バス	82					99					81				
中型車	車両総重量が3.5トンを超え、原動機 の最高出力が150キロワット以下のもの	全輪駆動車	78		80			105		98			83		81		
		全輪駆動車以外のもの			79					98					80		
		バス トラック			79					98					80		
小型車	車両総重量が3.5トン以下のもの	車両総重量1.7トンを超えるもの	74		74			103		97			78		76		
		車両総重量1.7トン以下のもの			74					97			76				
軽自動車(総排気量0.66ℓ以下のもの、乗用車を除く)		原動機が運転席の前	74		74			103		97			78		76		
		その他			74					97					76		
乗用車	専ら乗用の用に供する乗車定員10人以下のもの	乗車定員7人以上	70		72			103		100			78		76		
		乗車定員6人以下	72					100					76				
								96									
二輪自動車 (軽二輪を含む)	小型二輪自動車(総排気量0.25ℓを超えるもの)	74		72			99		94			75		73			
	軽二輪自動車(総排気量0.125ℓを超え0.25ℓ以下のもの)	71					94					73					
原動機付自転車	第二種原動機付自転車(総排気量0.05ℓを超え0.125ℓ以下のもの)	70		68			95		90			72		71			
	第一種原動機付自転車(総排気量0.05ℓ以下のもの)	65					84					71					

注1) 平成元年7月よりすべての自動車及び原動機付自転車に消音器の装着を義務付け

2) ※付の新車に対する定常走行騒音の平成10年規制以降の規制値は新しい測定方法

自動車騒音規制の改正内容（平成13年規制）

車 種	測 定 法	規制値(単位:dB(A))		適 用 開 始 期 日
		現行規制	改正規制	
車両総重量3.5t超、原動機最高出力150kw超の全輪駆動車、トラクタ及びクレーン車	加速走行騒音	83	82	国産新型車 平成13年10月1日
	定常走行騒音	80 [84.0]	83	
	近接排気騒音	107	99	国産継続生産車及び輸入車 平成15年9月1日
車両総重量3.5t超、原動機最高出力150kw超のトラック	加速走行騒音	83	81	国産新型車 平成13年10月1日
	定常走行騒音	80 [84.0]	82	
	近接排気騒音	107	99	国産継続生産車及び輸入車 平成15年9月1日
車両総重量3.5t超、原動機最高出力150kw以下の全輪駆動車	加速走行騒音	83	81	国産新型車 平成13年10月1日
	定常走行騒音	78 [82.0]	80	
	近接排気騒音	105	98	国産継続生産車及び輸入車 平成14年9月1日
車両総重量3.5t超、原動機最高出力150kw以下のトラック	加速走行騒音	83	80	国産新型車 平成13年10月1日
	定常走行騒音	78 [82.0]	79	
	近接排気騒音	105	98	国産継続生産車及び輸入車 平成14年9月1日
小型二輪自動車 (総排気量0.25lを超えるもの)	加速走行騒音	75	73	国産新型車 平成13年10月1日
	定常走行騒音	74 [78.1]	72	
	近接排気騒音	99	94	国産継続生産車及び輸入車 平成15年9月1日
第二種原動機付自転車 (総排気量0.05lを超え0.125l以下のもの)	加速走行騒音	72	71	国産新型車 平成13年10月1日
	定常走行騒音	70 [71.1]	68	
	近接排気騒音	95	90	国産継続生産車及び輸入車 平成14年9月1日

注1) 定常走行騒音は、測定方法の変更を伴う。現行規制欄の[]内の数値は、新しい測定方法による現行規制値の換算値である。

2) 新 型 車：当該日以降に新規に道路運送車両法第75条の型式指定を受けた自動車、同法第75条の2の装置型式指定を受けた騒音防止装置を備えた自動車及び道路運送車両法施行規則第62条の3の型式認定を受けた自動車

継続生産車：新型車以外の自動車 — 160 —

自動車騒音試験方法

1. 適用範囲

この試験方法は、自動車の定常走行騒音、加速走行騒音及び近接排気騒音（以下「自動車騒音」という。）の大きさについての試験に適用する。

ただし、大型特殊自動車等この試験方法によることが困難な自動車の試験については、この試験方法によらないことができる。

2. 試験項目

試験は、次の項目について行う。

- (1) 定常走行騒音試験
- (2) 加速走行騒音試験
- (3) 近接排気騒音試験

3. 試験自動車

試験自動車は、定常走行騒音試験においては(1)から(6)まで、加速走行騒音試験においては(1)から(7)まで、近接排気騒音試験においては(1)から(3)までに掲げる状態とする。

- (1) 点検・整備要領等により整備されていること。
- (2) 適当な速度で走行することにより十分暖機されていること。
- (3) タイヤの空気圧は、諸元表に記載された空気圧であること。なお、空気圧は、試験自動車が走行前（冷間）に水平面で静止している状態で測定する。
- (4) 試験自動車の重量は、車両総重量（けん引自動車の種類がセミトレーラをけん引するものである場合は、けん引自動車の車両総重量から第五輪荷重を減じた重量）であること。ただし、連結された試験自動車にあっては、けん引自動車と被けん引自動車の重量の和がそれぞれの車両総重量の和（けん引自動車の種類がセミトレーラをけん引するものである場合はけん引自動車の車両総重量から第五輪荷重を減じた重量と被けん引自動車の車両総重量の和）であればよい。この場合において、重量又は重量の和の許容範囲は、その $\pm 2\%$ （車両総重量が1000kg未満の試験自動車の場合は $\pm 20\text{kg}$ ）以内とする。
- (5) 駆動軸が選択できる自動車にあっては、市街地走行時に通常使用される駆動軸により駆動されていること。
- (6) 光電管のための遮光板は、試験自動車の前部の適当な位置に取付けられている

自動車騒音試験方法

こと。ただし、遮光板によらなくても速度の測定が正確に行われる場合は、この限りでない。

- (7) 加速ランプ等（加速ペダルを一杯に踏込み、又は絞り弁を全開にした状態を試験自動車の外部に対して表示する装置）は、試験自動車の左側方から容易に点灯等が確認できる位置に取付られていること。ただし、加速ランプ等によらなくても加速ペダルを一杯に踏込み、又は絞り弁を全開にしている状態を確認できる場合はこの限りでない。

4. 試験路

- (1) 試験路は乾燥した直線平坦舗装路（道路運送車両の保安基準別表第2に定める特定自動車にあっては、JIS D8301—1993（ISO 10844）に規定された路面）とする。
- (2) 騒音測定を行う場所は、できるだけ周囲からの反射音による影響を受けない場所とし、その場所の暗騒音の大きさは、原則として自動車騒音の大きさより10dB以上小さくしなければならない。
- (3) 騒音の大きさの測定は、風速が5 m/s以下のときに行うものとする。

5. 試験機器の調整等

5.1 騒音測定装置

騒音測定装置（騒音計、自動記録装置及び接続コードをいう。以下同じ。）については、次の規定によるものとする。

5.1.1 騒音計

騒音計はJIS C1505—1988「精密騒音計」によるもの又はこれと同等の性能を有するものとし、次に掲げる状態で用いる。

- (1) 指示機構の動特性は、「速い動特性（FAST）」であること。
- (2) 周波数補正回路の特性は、「A特性」であること。

5.1.2 騒音の自動記録装置

自動記録装置（騒音計の指示値に相当する値を記録紙等にアナログ表示により自動記録する装置）は、騒音計に接続した状態で、精度、動特性等の性能がJIS C1505—1988「精密騒音計」に準じた性能を有するものとし、動特性が選択できるものにあつては、5.1.1(1)に準じた状態で用いる。なお、自動車騒音の大きさは、原則として自動記録装置を用いて記録するものとする。

5.1.3 騒音測定装置の暖機

騒音測定装置の暖機は、騒音の大きさの測定を行えるように接続した後、当該機器の製作者の定める要領により行う。

自動車騒音試験方法

5.1.4 騒音測定装置の校正

騒音測定装置の校正は、暖機後において、ピストンホン又はそれと同等の性能を有するものを用いて騒音計のマイクロホンに一定の音圧を加えることにより行う。

5.1.5 マイクロホン

騒音計のマイクロホンは、試験項目に応じ、それぞれ(1)から(3)までに規定する位置及び向きにウインドスクリーンを装着した状態で設置する。この場合において、マイクロホンの位置とは、マイクロホンの前面の中心の位置をいう。また、マイクロホンの向きについてその製作者が特に指示する場合はその指示による。

- (1) 定常走行騒音試験においては、マイクロホンの位置は図1に示すM1あるいはM2を通る鉛直線からの水平距離が0.05m以下で、かつ、地上高さが 1.2 ± 0.05 mの位置とし、その向きは図1に示す基線に直角、かつ、水平な向きであること。
- (2) 加速走行騒音試験においては、マイクロホンの位置は図1に示すM2を通る鉛直線からの水平距離が0.05m以下で、かつ、地上高さが 1.2 ± 0.05 mの位置とし、その向きは図1に示す基線に直角、かつ、水平な向きであること。
- (3) 近接排気騒音試験においては、マイクロホンの位置等は次によること。
 - ① マイクロホンの位置は、図2に示すM1（排気管の開口部（以下「開口部」という。）が上向き（当該開口部の鉛直線に対する角度が 30° 以下のものをいう。）の場合は、図2に示すM2）で、かつ、開口部中心の高さ（開口部中心の高さが地上高さ0.2m未満の場合は地上高さ0.2m）の ± 0.025 mの位置とする。
 - ② 車両の一部が障害物となり、①の位置にマイクロホンを設置できない場合は、開口部中心から 0.5 ± 0.025 mの距離で、①に最も近い設置可能な位置（排気流の影響を受ける位置及び地上高さ0.2m未満の位置を除く。）をマイクロホンの位置とする。
 - ③ マイクロホンの向きは水平、かつ、開口部中心の方向へ向けるものとする。ただし、開口部が上向きの場合は、マイクロホンを上方に向けるものとする。
 - ④ 開口部を複数有し、その中心間隔が0.3mを超える場合は、それぞれの開口部を計測の対象としてマイクロホンを設置する。また、開口部の中心

自動車騒音試験方法

間隔が0.3m以下の場合、最も後方（最も後方の開口部を複数有する場合は、その外側、最も後方かつ外側の開口部を複数有する場合は、その上方）の開口部を計測の対象としてマイクロホンを設置する。

5.2 車速測定装置

車速測定装置については、次の規定によるものとする。

5.2.1 車速測定装置の性能

(1) 光電管方式の車速測定装置は、試験自動車の前端が図1に示す車速測定区間を通過するに要する時間を1ms以下の単位で測定できる性能を有するものとする。なお、通過時間から換算した速度を表示する場合は、通過時間を表示することを要しない。

(2) 第五輪方式、レーダー方式等の光電管方式以外の車速測定装置は、試験自動車の前端が図1に示す車速測定位置を通過する際における速度を光電管方式と同等の精度で測定できる性能を有するものとする。

5.2.2 車速測定装置の校正

車速測定装置は、必要に応じ、当該装置の製作者の定める方法等適当な方法により校正を行う。

5.2.3 車速測定装置の設置

(1) 光電管方式の車速測定装置は、図1に示す位置に設置する。

(2) 光電管方式以外の車速測定装置は、その測定方法に応じ、車速を正確に測定できるように設置する。

6. 測定及び確認項目

6.1 暗騒音の大きさの測定

暗騒音の大きさの測定は、各項目の試験の実施のたびにその直前又は直後に連続して5秒間程行う。ただし、瞬間的な騒音は、暗騒音として取り扱わない。

6.2 定常走行騒音試験

定常走行騒音試験は、試験自動車を6.2.1の運転方法により定常走行させ、試験自動車が図1に示す騒音測定区間にある間の自動車騒音の大きさの最大値を測定することにより行う。また、6.2.2により試験自動車の速度を測定する。

6.2.1 運転方法

(1) 試験自動車を騒音測定区間の十分前から定常走行させ、試験自動車の後端（連結された試験自動車にあっては、けん引自動車の後端。以下同じ。）が図1に示すD点を通過するまで定常走行を維持する。この場合において、試験自動車の車両中心線が可能な限り図1に示す基線と一致するように走行

自動車騒音試験方法

させるものとする。

(2) 試験速度及び使用変速段等は、次の規定によるものとする。

- ① 試験速度は原動機の最高出力時の回転速度の60%の回転速度で舗装平坦路を定常走行したときの速度のうち最高のものである。又は表1に示す速度のいずれか低い方の速度を指定速度とした場合における指定速度 $\pm 1.5\text{km/h}$ の速度であること。
- ② 使用変速段又は使用レンジは、①に掲げる試験速度で定常走行するとき通常使用される変速段又はレンジであること。

6.2.2 速度の測定

試験自動車の速度は、図1に示すA点、C点及びE点で測定する。

6.3 加速走行騒音試験

加速走行騒音試験は、試験自動車を6.3.1の運転方法により加速走行させ、試験自動車が図1に示す騒音測定区間にある間の自動車騒音の大きさの最大値を測定することにより行う。また、6.3.2により試験自動車の速度を測定する。

6.3.1 運転方法

- (1) 試験自動車を騒音測定区間の十分前から定常走行させ、試験自動車の前端が図1に示すB点に達したときから試験自動車の後端が図1に示すD点に達するまで加速ペダルを一杯に踏込み、又は絞り弁を全開にして加速走行させる。この場合において、試験自動車の車両中心が可能な限り図1に示す基線と一致するように走行させるものとする。
- (2) 試験速度は、表2に掲げる試験自動車の種類に応じ、同表の指定速度欄に掲げる指定速度 $\pm 1.5\text{km/h}$ の速度とし、使用変速段等は、同表に掲げる試験自動車の種類に応じ、同表の使用変速段又は使用レンジ欄に掲げる変速段又はレンジとする。

ただし、試験自動車がオーバーランすると推定される場合は、7.1に掲げる確認方法により確認を行うものとし、その結果が7.2に掲げる判定基準を満たすときは、一段上の変速段を使用変速段とする。ここで、オーバーランとは、試験自動車の後端が図1に示すD点に達したときの速度が当該変速段により試験自動車の原動機の最高出力時の回転速度で走行した場合の速度を超えることをいう。

- (3) 自動変速機を備えた自動車について、(1)に掲げる加速走行を行った場合に機能する変速段が一定しないときは、図1のA点とE点における速度の差が最も大きくなるような変速段が機能した場合の自動車騒音について測定す

自動車騒音試験方法

る。

6.3.2 速度の測定

試験自動車の速度は、図1に示すA点及びE点で測定する。

6.4 近接排気騒音試験

近接排気騒音試験は、試験自動車の原動機をその最高出力時の回転速度の75%の回転速度（最高出力時の回転速度が毎分5000回転を超える二輪自動車にあっては50%の回転速度） ± 100 rpmで、連続して5秒間程度無負荷運転されている状態から、加速ペダルを急速に放した場合又は、絞り弁が急速に閉じられる場合の自動車騒音の大きさの最大値を測定することにより行う。ただし、構造上回転速度が安定しない原動機にあっては、回転速度の平均値が前記の回転速度の範囲内にあればよい。また、原動機の回転速度は、回転計（車載の回転計を除く。）により測定する。

7. オーバーランの確認

7.1 確認方法

- (1) 試験自動車の状態は、加速走行騒音試験における状態とする。ただし、試験自動車の重量又は重量の和の許容範囲は、その $\pm \frac{2}{0}\%$ （車両総重量が1000kg未満の試験自動車の場合は $\pm \frac{20}{0}$ kg）以内とする。
- (2) 運転方法は、6.3.1 ((2)のただし書及び(3)を除く。)に準ずる。ただし、加速ペダルを一杯に踏込み、又は絞り弁を全開にする時点は、試験自動車の前端が図1に示すB点を通過した後とする。
- (3) 試験自動車の速度は、図1に示すA点及びF点で測定する。なお、自動車騒音の大きさについては、測定することを要しない。

7.2 判定基準

試験自動車の図1に示すA点における速度は、表2に掲げる指定速度を超えてはならず、かつ図1に示すF点における速度は、表2に掲げる変速段により原動機の最高出力時の回転速度で走行した場合の速度を超えなければならない。

8. 騒音の測定値の取扱い

- (1) 自動車騒音の大きさの測定値は、騒音計の指示値（自動記録装置を使用する場合は自動記録装置の記録値）の最大値を1dB単位（小数第1位を切り上げる。）で読みとった値とする。また、暗騒音の大きさの測定値は、騒音計の指示値の平均を1dB単位（小数第1位を切り上げる。）で読みとった値とする。
- (2) 自動車騒音の大きさの測定は、2回行う。ただし、測定値に2dBを超える差があるときはその2回の測定値は無効とする。

自動車騒音試験方法

- (3) 自動車騒音と暗騒音の大きさの測定値の差が 3 dB 以上10dB 未満の場合は、自動車騒音の大きさの測定値から表 3 の補正量を差引いた値を補正值とし、3 dB 未満の場合は、測定値を無効とする。
- (4) 自動車騒音の大きさの 2 回の測定値 ((3)により補正した場合は補正值) のうちいずれか大きい方の値を試験の成績とする。

9. 試験成績

- (1) 試験の記録及び成績は、付表の様式に記入する。
- (2) 定常走行騒音試験においては、図 1 に示す C 点における速度を試験速度として記録する。

表 1

	道路運送車両の保安基準 (平成 8 年12月20日運輸 省令第66号) 別表第 2 中 に定める特定自動車	道路運送車両の保安基準 別表第 2 中に定める特定 自動車を除く自動車
普通自動車、小型自動車 (二輪自動車を含む) 及 び軽自動車 (二輪自動車 を除く)	50km/h	35km/h
軽自動車 (二輪自動車に 限る)	40km/h	35km/h
特殊自動車	——	35km/h

自動車騒音試験方法

表 2

試験自動車の種類	使用変速段又は使用レンジ	指 定 速 度
手動変速機（動力伝達系統にトルクコンバータを有さず、かつ、変速段の切換えを手動で行う変速機）を備えた自動車	2段から4段までの変速機は2速、5段以上の変速機は3速の変速段。ただし、二輪自動車の2段又は3段変速機は2速、4段変速機は3速、5段以上の変速機は4速の変速段とする。 なお、補助的な変速装置を備える場合は、当該変速装置の変速段のうち変速比の最も小さいものを使用する。	次のうちいずれか低い方の速度 (1) 使用変速段又は使用レンジ欄に掲げる変速段を使用して原動機の最高出力時の回転速度の3/4の回転速度で走行した場合の速度 (2) 50km/h
半自動変速機（動力伝達系統にトルクコンバータを有し、かつ、変速段の切換えを手動で行う変速機）を備えた自動車	舗装平坦路を加速走行するときに通常使用される変速段（2段又は3段変速機は2速の変速段）	次のうちいずれか低い方の速度 (1) 使用変速段又は使用レンジ欄に掲げる変速段を使用して舗装平坦路を走行した場合の最高速度の3/4の速度 (2) 50km/h
自動変速機（変速段の切換えが自動的に行われる変速機）を備えた自動車	市街地走行時に通常使用されるレンジ（以下「ドライブレンジ」という。）	次のうちいずれか低い方の速度 (1) ドライブレンジを使用して舗装平坦路を走行した場合の最高速度の3/4の速度 (2) 50km/h
変速機を備えない自動車		次のうちいずれか低い方の速度 (1) 原動機の最高出力時の回転速度の3/4の回転速度で走行した場合の速度 (2) 50km/h

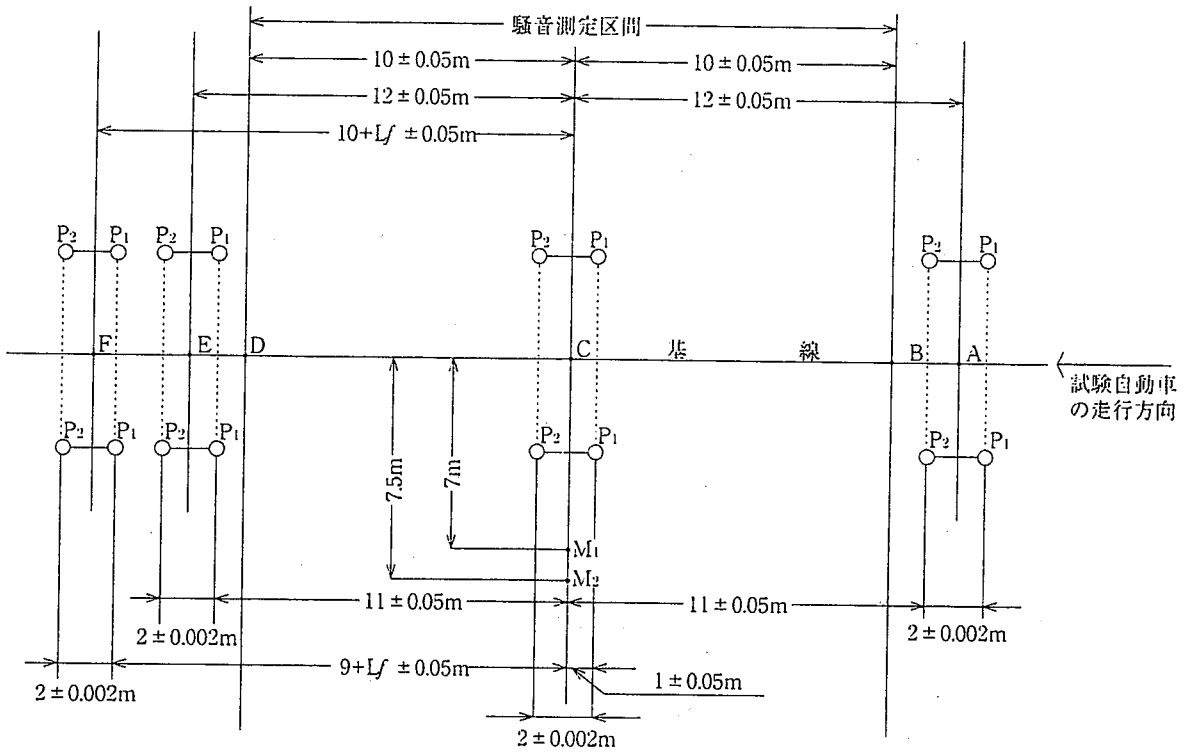
(注) 指定速度欄の最高速度は、原則として走行性能曲線図から求めた速度をいう。

表 3

自動車騒音と暗騒音の大きさの測定値の差 (dB)	3	4～5	6～9
補正量 (dB)	3	2	1

自動車騒音試験方法

図 1



B：騒音測定区間進入点

D：騒音測定区間脱出点

A、C、E 及び F：車速測定位置

- 〔 A、C、E：定常走行騒音試験
- A、E：加速走行騒音試験
- A、F：オーバーランの確認

M₁：定常走行騒音測定基準位置（保安基準別表第 2 中に定める特定自動車以外の場合）

M₂：加速走行騒音測定基準位置及び定常走行騒音測定基準位置（保安基準別表第 2 中に定める特定自動車の場合）

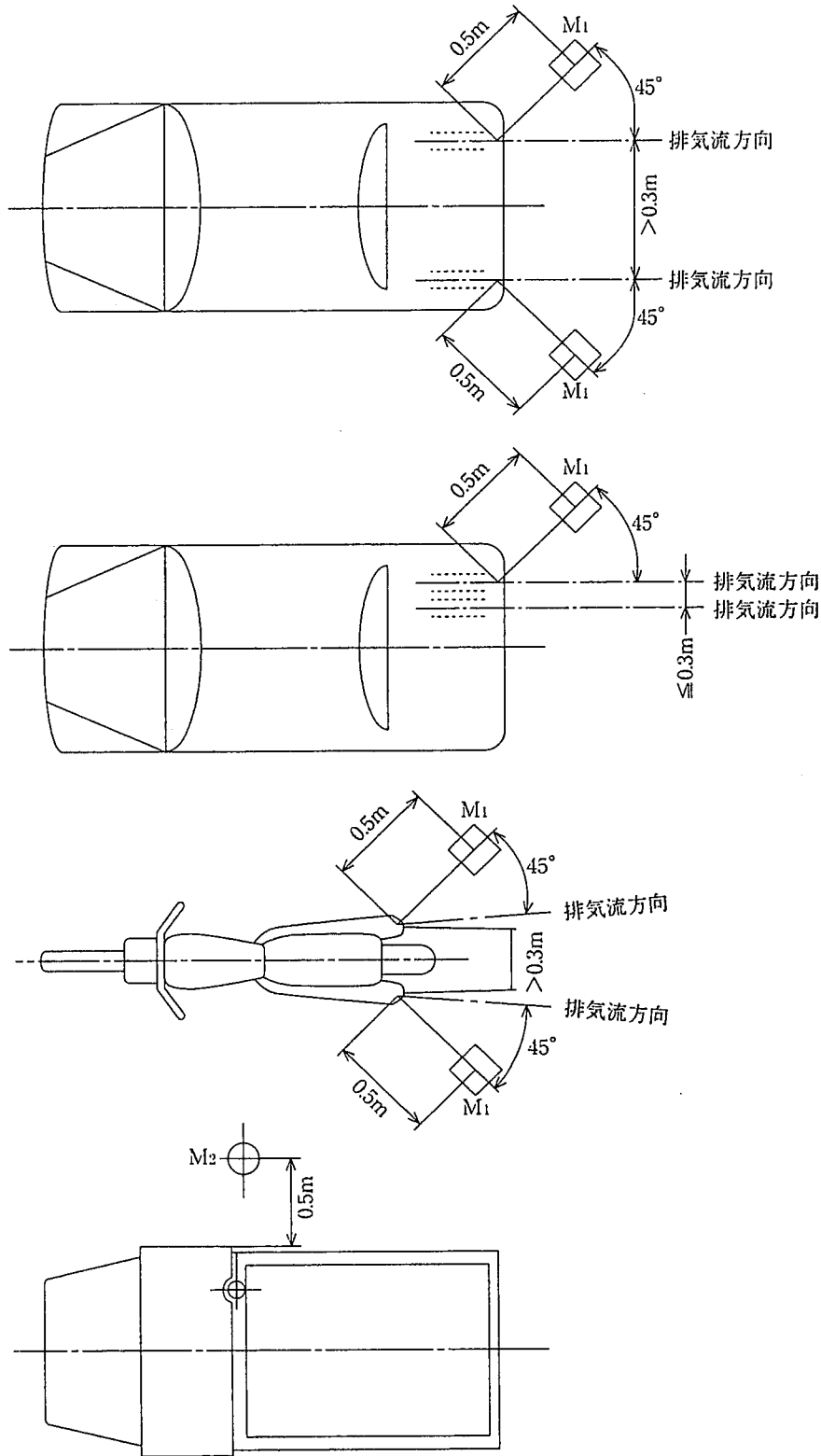
P₁ P₂：光電管方式の場合の車速測定区間

P₁、P₂：光電管方式の車速測定装置の位置

L_f：試験自動車の全長（遮光板を備えた試験自動車にあっては遮光板の前端から当該試験自動車後端までの長さ）。ただし、試験自動車の全長以下の長さとした場合であっても 7.2 に掲げる判定基準を満たすときは、その長さとする事ができる。

自動車騒音試験方法

図 2



排気管の開口部が上向きの場合を示す

M_1 : 排気流の方向を含む鉛直面と外側後方 $45 \pm 10^\circ$ に交わる開口部中心を含む鉛直面上で開口部中心から $0.5 \pm 0.025\text{m}$ 離れた位置

M_2 : 車両中心線に直交する開口部中心を含む鉛直面上で開口部に近い車両の最外側から 0.5m 離れた位置を通る鉛直線からの水平距離が 0.025m 以下の位置

自動車騒音試験方法

付表

自動車騒音試験成績

試験期日： 年 月 日 試験場所： 試験担当者：

◎ 試験自輪車
 車名・型式 (類別) 車両総重量
 車台番号 諸元値 kg
 原動機型式・最高出力 ・ PS/ rpm 実測値 kg
 変速機の種類 手動・半自動・自動・その他 段
 減速比 タイヤの呼び

◎ 試験条件
 天候 風向 風速 m/s

◎ 試験機器
 騒音計 自動記録装置
 車速測定装置 (光電管・第5輪・レーダー・レーザー)

◎ 試験成績

○ 定常走行騒音試験

測定回数	使用変速段又は使用レンジ	指定速度 (km/h)	試験速度 (km/h)		暗騒音の大きさ (dB)	自動車騒音の大きさ (dB)		成績 (dB)	備考
			進入	脱出		測定値	補正值		
1									
2									

○ 加速走行騒音試験

測定回数	使用変速段又は使用レンジ	指定速度 (km/h)	試験速度 (km/h)		暗騒音の大きさ (dB)	自動車騒音の大きさ (dB)		成績 (dB)	備考
			進入	脱出		測定値	補正值		
1									
2									

○ 近接排気騒音試験

測定回数	原動機の最高出力時の回転速度の75% (50%) の回転速度 (rpm)	暗騒音の大きさ (dB)	自動車騒音の大きさ (dB)		成績 (dB)	備考
			測定値	補正值		
右	1					
	2					
左	1					
	2					

注1. 複数の排気口があり記入欄が不足する場合は () で記入し、その旨を備考欄に記入する。

○ オーバーランの確認

変速段	進	入	脱	出
	指定速度 (km/h)		原動機の最高出力時の回転速度で走行した場合の速度 (km/h)	
	実測速度 (km/h)		実測速度 (km/h)	
オーバーランの確認により決定した加速走行騒音試験の使用変速段				

◎ 備考

機械振動・衝撃用語

B 0153-1985

(1995 確認)

Glossary of Terms used in Mechanical Vibration and Shock

1. 適用範囲 この規格は、鉱工業において、機械振動及び衝撃（釣合わせを含む。）に関して用いる主な用語及び意味について規定する。

2. 分類 用語は、次のとおり分類する。

- (1) 一般
- (2) 機械振動
- (3) 衝撃
- (4) 変換器
- (5) 釣合わせ
- (6) 人体関連振動及び衝撃

3. 用語及び意味 用語及び意味は、次のとおりとする。

なお、参考のために対応英語を示す。

- 備考 1. 二つ以上の用語を並べてある場合は、その順位に従って優先的に使用する。
 2. 意味に (1), (2), (3) とあるのは (1), (2) 及び (3) の三通りの意味があることを示す。
 3. 用語の一部に括弧“()”を付けてある場合は、括弧の中の用字を含める用語及び括弧の中の用字を省略する用語の場合又は前の用語を置き換える場合の二通りがある。

(1) 一般

番号	用語	意味	対応英語(参考)
1001	振動	ある座標系に関する量の大きさが、その平均値又は基準値よりも大きい状態と小さい状態とを交互に繰り返す変化。通常、時間に対する変化である。	oscillation, vibration

引用規格：JIS B 0621 幾何偏差の定義及び表示

JIS C 1510 振動レベル計

JIS C 1511 手持工具用振動レベル計

JIS C 6230 情報処理用語

JIS Z 8103 計測用語

JIS Z 8106 音響用語（一般）

JIS Z 8107 音響用語（機器）

対応国際規格：ISO 1925 Balancing—Vocabulary

ISO 2041 Vibration and shock—Vocabulary

ISO 5805 Mechanical vibration and shock affecting man—Vocabulary

番号	用語	意味	対応英語 (参考)
1002	励振	系に作用する外力又は入力。加振ともいう。	excitation, stimulus
1003	応答	入力信号の変化によって生じる出力信号の変化のありさま [JIS Z 8103 (計測用語) 参照]。	response
1004	周波数応答	入力信号の周波数の関数として表された出力信号の量的表現 (1003 応答の項参照)。通常、グラフによって図示する。	frequency response
1005	伝達率	強制振動において、励振振幅に対する応答振幅の無次元比。 備考 伝達率の用語は力に対してだけでなく、変位、速度 又は加速度の無次元比に対しても用いてよい。	transmissibility
1006	行過ぎ量	系の入力の変化に対して、出力が定常値 A から、より大きい 定常値 B に変化する過程で、最大過渡応答が B を超えると き、最大過渡応答と定常値 B との差。	overshoot
1007	負の行過ぎ量 (ふのゆきすぎりょう)	系の入力の変化に対して、出力が定常値 A から、より小さい 定常値 B に変化する過程で、最小過渡応答が B より小さい とき、最小過渡応答と定常値 B との差。	undershoot
1008	線形系 (せんけいけい)	応答が励振の大きさに比例する系。 備考 この定義によれば、系の中の各要素の動特性は一連 の線形微分方程式によって表され、重ね合わせの原 理を適用することができる。	linear system
1009	機械系	質量、ばね、減衰の各要素の組合せによって構成される系。	mechanical system
1010	慣性力	機械系の質量が運動することによって生じる力。質量とその 運動加速度との積の大きさをもつ力。	inertia force
1011	復原力	機械系のばねが変形することによって生じる力。線形系で は、ばね定数とばねのたわみとの積の大きさをもつ力。	restoring force
1012	基礎	機械系を支える構造体。 備考 これは空間に固定されていることもあり、また、運 動を行うことによって支えている機械系に励振を与 えることもある。	foundation
1013	ばね質量系	ばね及び質量によって構成される振動系。	spring-mass system
1014	振り子	質量中心以外の点に支点を設けたとき、重力を復原力として 構成される振動系。	pendulum

番号	用語	意味	対応英語(参考)
1015	サイズモ系	<p>基礎枠とそれに対して1個又はそれ以上のばね要素を介して取り付けられている一つの質量要素からなる系。通常は、減衰要素も含まれている。</p> <p>備考 1. サイズモ系は粘性減衰をもつ1自由度系として理想化されるのが普通である。</p> <p>2. 変位ピックアップとしてサイズモ系を用いるときは、その固有振動数は測定される振動数よりも低く、また、加速度ピックアップとして用いるときは高く選ばれる。</p>	seismic system
1016	等価系	<p>解析の便宜のために等価的に置き換えられた系。</p> <p>備考 振動・衝撃の分野では次のような種々の形の等価又は等価系がある。(1) 等価こわさ、(2) 等価減衰、(3) 並進系に等価なねじり系、(4) 機械系に等価な電気系又は音響系など。</p>	equivalent system
1017	自由度	ある時刻において機械系のすべての部分の位置を完全に決定するのに必要な独立座標の数。この数は、系に可能な独立変位の数に等しい。	degree of freedom
1018	1自由度系	任意の時刻における系の配置を明確にするのに一つの座標を必要とする系。	single-degree-of-freedom system
1019	多自由度系	任意の時刻における系の配置を明確にするのに二つ以上の座標を必要とする系。	multi-degree-of-freedom system
1020	分布系	<p>質量、ばねなどの要素が連続して分布している系。</p> <p>備考 分布系の振動モードの形⁽¹⁾は、空間変数の連続関数として示される。</p> <p>注 ⁽¹⁾ 2073 振動モードの形の項参照。</p>	continuous system, distributed system
1021	集中系	質量、ばねなどの要素が離散的に存在している系。	lumped parameter system, discrete system
1022	弾性中心	互いに直交する3本の弾性主軸の交点。	elastic centre
1023	こわさ、ばね定数(ばねていすう)	力(又はトルク)の変化と、これに対応するばね要素の直線変位(又は回転変位)との比。	stiffness, spring constant

番号	用語	意味	対応英語(参考)
1024	弾性主軸	振動系のばねに、ある一方向に力を加えたとき、力の方向と作用点の変位の方向が等しく、かつ、作用点を含むばねの面が回転しないような軸。	principal elastic axes
1025	コンプライアンス	こわさの逆数。	compliance
1026	伝達関数	系の出力と入力との間の数学的関係。 備考 通常、伝達関数は振動数の関数として与えられ、一般に複素関数である。	transfer function
1027	複素励振	実部と虚部をもつ励振 ⁽²⁾ 。 備考 複素励振及びその応答の概念は、計算の簡単化のために使われるようになったもので、系が線形なら実際の励振及び応答は、複素励振及びその応答の実部である。線形系の場合、重合せの原理が成り立つので複素演算の手法は有効である。 注 ⁽²⁾ 1002 励振の項参照。	complex excitation
1028	複素応答	複素励振 ⁽²⁾ に対する線形系の応答。 注 ⁽²⁾ 1027 複素励振の項参照。	complex response
1029	複素振幅	実部と虚部をもつ振幅。	complex amplitude
1030	インピーダンス	励振の出力に対する比。励振と出力は複素量であり、両者ともその偏角は同じ割合で時間に比例して増加する。 備考1. インピーダンスの用語及びその意味は、単一振動数で変化する量の定常状態に関して適用する。 2. この用語は一般には、線形系にだけ適用する。しかし、インピーダンスの概念は、非線形系における励振と出力との比を説明するのに増加インピーダンス (incremental impedance) という用語が用いられるように、非線形系に対しても拡張して用いることがある。	impedance
1031	機械インピーダンス	単振動をする機械系のある点の力と、同じ点又は異なる点の速度との複素数比。 備考 ねじり振動系に対しては、力及び速度をそれぞれトルク及び角速度に置き換える。	mechanical impedance
1032	自己インピーダンス、 駆動点インピーダンス	単振動をする機械系の同一点の力と速度との複素数比。	direct impedance, driving-point impedance
1033	伝達インピーダンス、 相互インピーダンス	単振動をする機械系のある点の力と他の点の速度との複素数比。	transfer impedance

番号	用語	意味	対応英語(参考)
1034	自由インピーダンス	機械的負荷又は付加構造体のインピーダンスが零のときの入力側から見たインピーダンス。 備考 変換器の自由電気インピーダンスとか、自由駆動点機械インピーダンスのようにいう。	free impedance
1035	負荷時インピーダンス	出力側に負荷をつないだときの入力側から見たインピーダンス。 備考 変換器の負荷時電気インピーダンスとか、負荷時駆動点機械インピーダンスのようにいう。	loaded impedance
1036	固定インピーダンス	出力側に無限大の機械インピーダンスの負荷をつないだときの入力側から見たインピーダンス。 備考 変換器の固定電気インピーダンスとか、固定駆動点機械インピーダンスのようにいう。	blocked impedance
1037	モビリティ	インピーダンスの逆数。単振動をする機械系のある点の速度と同じ点又は異なる点の力との複素数比。	mobility, (mechanical) mobility
1038	自己モビリティ, 駆動点モビリティ	単振動をする機械系の同一点の速度と力との複素数比。	direct (mechanical) mobility, driving-point (mechanical) mobility
1039	伝達モビリティ, 相互モビリティ	単振動をする機械系のある点の速度と他の点の力との複素数比。	transfer (mechanical) mobility
1040	動こわさ, 動ばね定数	(1) 動的条件のもとにおける力の増分と変位の増分との比。 (2) 単振動をしているときの力と変位との複素数比。	dynamic stiffness, dynamic spring constant
1041	スペクトル	振動数又は波長の関数としてのある量の記述。	spectrum
1042	ジャイロモーメント	回転体のスピン軸(5001参照)に直交するある軸周りに外部から強制的に回転運動させるとき、それら両軸に直交する軸周りに発生するモーメント。	gyroscopic moment
1043	ジャーク	振動加速度の時間的変動率。	jerk

(2) 機械振動

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2001	(機械) 振動	機械系の運動又は変位を表す量の大きさが、ある平均値又は基準値よりも大きい状態と小さい状態とを交互に繰り返す時間的变化(*)。 注(*) 1001 振動の項参照。	(mechanical) vibration

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2002	周期振動	<p>独立変数がある一定値増加するごとに、同じ値を繰り返すような関数によって示される振動⁽⁵⁾。</p> <p>注⁽⁵⁾ 2001(機械)振動の項参照。</p> <p>備考 時間tの関数として示される周期量yは、次のように表される。</p> $y=f(t)=f(t+nT)$ <p>ここに、n: 整数、T: 定数、t: 独立変数</p>	periodic vibration
2003	不規則振動	<p>任意の時刻における大きさが正確に予知できない振動。</p> <p>備考 不規則振動の大きさがある範囲内にある確率は、確率密度関数によって決まる。</p>	random vibration
2004	調和励振	<p>時間の調和関数で表される外力又は入力。調和加振ともいう。</p>	harmonic excitation
2005	インパルス励振	<p>瞬間的な外力又は入力。打撃加振ともいう。</p>	impulse excitation
2006	不規則励振	<p>任意の時刻における大きさが正確に予知できない外力又は入力。不規則加振ともいう。</p>	random excitation
2007	雑音, ノイズ	<p>一般に不規則な性質をもち、明確な振動数成分を示さない信号。</p> <p>備考 音響関係では、望ましくない音を騒音⁽⁶⁾(noise)といている。</p> <p>注⁽⁶⁾ JIS Z 8106 [音響用語(一般)]の騒音の項参照。</p>	noise
2008	不規則雑音	<p>任意の時刻における大きさが正確に予知できない雑音。</p>	random noise
2009	ガウス雑音	<p>瞬時値がガウス分布をもつような不規則雑音。</p>	Gaussian random noise
2010	白色雑音	<p>振動数全域にわたる任意の部分で、一定幅の振動数帯域当たり(又は単位幅の振動数帯域当たり)のエネルギーが等しいような雑音。</p> <p>備考 白色不規則振動とは、一般に問題にしている振動数全域にわたって、一定の二乗平均加速度スペクトル密度をもつものをいう。</p>	white noise
2011	ピンクノイズ	<p>問題にしている振動数全域にわたる任意の部分で、ある帯域幅と、その中心振動数との比を一定にとると、その帯域幅当たりのエネルギーが常に一定となるような雑音。</p> <p>備考 ピンクノイズをオクターブ帯域幅(又は何分の一オクターブ帯域幅か)のフィルタを通してエネルギースペクトルを作ると、それは(振動数に無関係な)一定値をとる。</p>	pink noise

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2012	狭帯域不規則振動	ある狭い帯域幅の振動数成分だけをもつ不規則振動(7)。 注(7) 2003不規則振動の項参照。 備考 1. 帯域幅が“狭い”という意味は、問題に応じて相対的に決まることであるが、通常 $\frac{1}{3}$ オクターブ以下を指す。 2. 狭帯域不規則振動は正弦波の様相を呈するが、その振幅が不規則に変動する。	narrow-band random vibration
2013	広帯域不規則振動	振動数成分が広い振動数帯域に広がっているような不規則振動(7)。 注(7) 2003不規則振動の項参照。 備考 帯域が“広い”という意味は問題に応じて相対的に決まることであるが、通常1オクターブ以上を指す。	broad-band random vibration
2014	定常振動	継続的な周期振動。	steady-state vibration
2015	過渡振動 (かとしんどう)	定常状態でない振動。	transient vibration
2016	モードパラメータ	固有振動数、固有モード、モード質量、モード減衰及びモードこわさの総称。多自由度系の振動を主座標について記述するときの各固有モードの特性を表すために用いられるパラメータ。	modal parameter
2017	モード行列, モードマトリックス	n 自由度系における n 個の固有モードの形を列とする、 n 行 n 列の正方行列。	modal matrix
2018	主座標 (しゅざひょう)	互いに独立な一般座標を、モード行列によって一次変換した座標。	principal coordinate
2019	主質量, モード質量	多自由度系における振動を、固有モードごとに分けて論じる場合、ある固有モードに対応する質量。モード行列の選び方によって値が異なる。	principal mass, modal mass
2020	主こわさ, モードこわさ	多自由度系における振動を、固有モードごとに分けて論じる場合、ある固有モードに対応するこわさ。モード行列の選び方によって値が異なる。	principal stiffness, modal stiffness
2021	質量行列, 質量マトリックス	n 自由度系の力の平衡を表す運動方程式を、 n 個の互いに独立な一般座標を用いて記述するときの、加速度ベクトルにかかる係数行列。	mass matrix
2022	こわさ行列, こわさマトリックス	n 自由度系の力の平衡を表す運動方程式を、 n 個の互いに独立な一般座標を用いて記述するときの、変位ベクトルにかかる係数行列。	stiffness matrix

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2023	減衰行列, 減衰マトリックス	n 自由度系の力の平衡を表す運動方程式を、 n 個の互いに独立な一般座標を用いて記述するときの、速度ベクトルにかかる係数行列。	damping matrix
2024	強制振動	励振によって発生する定常振動。 備考 1. 強制振動は、励振と同じ振動数をもつ。 2. 励振によって発生する過渡振動は、強制振動と呼ばない。	forced vibration
2025	自由振動	励振を取り除いた後に起こる振動。 備考 自由振動では、その固有振動数で振動する。	free vibration
2026	減衰自由振動	減衰をもつ振動系の自由振動。	damped free vibration
2027	自励振動	非振動的なエネルギーがその系の内部で、振動的な励振に変換されて発生する振動。	self-induced vibration, self-excited vibration
2028	し(弛)緩振動	変位や速度が小さいときには、負減衰が作用して振幅を増大させ、それらが大きくなると減衰が働いて振幅の増大を制限するような非線形減衰をもつ振動系で、慣性力に比べ非線形減衰力が大きいときに生じ、方形波に近い波形を示す振動。	relaxation vibration
2029	周囲振動, 暗振動 (あんしんどう)	与えられた環境に関連するすべての振動。 備考 1. 通常、遠く又は近くにある多くの振動源からの振動を合成して表される。 2. ここで用いている環境とは、系が受けているすべての外部状況を指す。	ambient vibration
2030	準周期振動	周期振動とわずかに異なる振動。	quasi-periodic vibration
2031	無周期運動	周期的でない運動。	aperiodic motion
2032	サイクル	周期的現象又は周期関数が、ある状態と全く同じ状態を再び取るまでの間にたどるすべての状態、又は値の全範囲。	cycle
2033	基本周期	(1) 周期関数が、ある状態と全く同じ状態を再び取るまでに要する独立変数の最小増加分。 (2) 基本振動数の項の(2)の意味の逆数。	fundamental period
2034	振動数, 周波数	単位時間当たりのサイクル数。	(cyclic) frequency
2035	オクターブ	二つの振動の振動数比が2:1であるときの振動数の間隔。	octave

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2036	周期	振動数の逆数。	period
2037	基本振動数	(1) 基本周期の逆数。 (2) 振動系の最も低い固有振動数。 この振動数に対応する正規モードを基本固有モードという。 (3) 周期量を調和分析したときの基本波の振動数。	fundamental frequency
2038	基本波	基本振動数 ⁽⁹⁾ と同じ振動数をもつ正弦量。 注 ⁽⁹⁾ 2037 基本振動数の項参照。	fundamental
2039	調波	基本振動数の整数倍の振動数をもつ正弦量。 備考 基本振動数の2以上の整数倍の振動数をもつ正弦量を高調波 (higher harmonic) ともいう。	harmonic
2040	分数調波	励振の基本周期の2以上の整数倍の周期をもつ正弦量。	subharmonic
2041	うなり	振動数がわずかに異なった二つの単振動を組み合わせたときに生じる振幅の周期的な変化。	beats
2042	うなり振動数	振動数がわずかに異なった二つの単振動の振動数の差の絶対値。	beat frequency
2043	角振動数, 円振動数	振動数の 2π 倍の量。 備考 角振動数の単位にはrad/sを用いる。	angular frequency, circular frequency
2044	正弦量, 調和量	独立変数の正弦関数として表される周期量。 次のように表される。 $y = A \sin(\omega t + \varphi)$ ここに、 y : 正弦量, t : 独立変数, A : 振幅, ω : 角振動数, φ : 位相角。	sinusoidal quantity, simple harmonic quantity
2045	単振動	時間の正弦関数で表される運動。	simple harmonic motion
2046	準正弦量	見掛けは正弦量であるが、振動数や振幅の一方又は両方が比較的緩やかに変化している量。	quasi-sinusoid
2047	位相角, 位相	独立変数のある値を基準として測った正弦量の進み角。 備考 2044 正弦量の項における φ を通常、位相角という。	phase angle, phase
2048	位相差	振動数が等しい二つの周期量の位相角の差。正弦量の場合には同じ基準値から測った位相角の差。	phase difference
2049	振幅	正弦量の極大値。 備考 “振幅”を正弦量の極大値以外に用いる。例えば、複振幅を表すために用いるのはよくない。	amplitude

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2050	ピーク値	与えられた区間内の極大値。 備考 通常、振動する量のピーク値とは与えられた区間内の平均値からの最大変化量をいい、正の最大変化量を正のピーク値 (positive peak value)、負の最大変化量を負のピーク値 (negative peak value) という。	peak value, peak magnitude
2051	rms値 (あーるえむえすち)	二乗平均値の平方根。 備考 実効値ともいう。	root-mean-square value, rms value
2052	p-p値 (ぴーぴーち)	与えられた区間内の、振動する量の極値間の代数差のうちの最大値。	peak-to-peak value
2053	全行程	変位のp-p値。	total excursion, stroke
2054	波高率	ピーク値のrms値に対する比。 備考 正弦波の波高率は $\sqrt{2}$ である。	crest factor, peak-to-rms ratio
2055	波形率	二つの零点を通る半サイクル中の平均値に対するrms値の比。	form factor
2056	瞬時値	ある時刻における量の値。	instantaneous value, instantaneous magnitude
2057	振動シビアリティ	振動の激しさを包括的に表す量。振動する量の極大値、平均値、rms値、又は振動に関する他の尺度の値で示される。 備考 機械の振動シビアリティは、軸受や取付台上の指定された点で測った振動速度のrms値についての最大値で定義する。	vibration severity
2058	だ円振動	振動している点の軌跡がだ円となる振動。	elliptical vibration
2059	直線振動	振動している点の軌跡が直線となる振動。	rectilinear vibration
2060	円振動	振動している点の軌跡が円となる振動。	circular vibration
2061	リサージュの図形	振動数の割合が簡単な整数比で示される二つの単振動を互いに直角な方向にそれぞれ行わせるときに描く定常な図形。 備考 単振動の位相角の相違によってリサージュの図形は異なる。	Lissajous' figure

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2062	ローリング	航空機・車両・船舶の機体・車体・船体などの前後方向を向く軸周りの振動。	roll
2063	ヨーイング	航空機・車両・船舶の機体・車体・船体などの上下方向を向く軸周りの振動。	yaw
2064	ピッチング	航空機・車両・船舶の機体・車体・船体などの左右方向を向く軸周りの振動。	pitch
2065	節 (ふし, せつ)	定常波の特性を表す量の振幅が零となる点, 線又は面。 備考 節の性質を明らかにしたいときは, 適当な修飾語を用い, 変位の節, 速度の節, 圧力の節などという。	node
2066	節線 (せっせん)	定常波の特性を表す量の振幅が零となる線。	nodal line
2067	節点 (せってん)	定常波の特性を表す量の振幅が零となる点。	nodal point
2068	腹 (はら)	定常波の特性を表す量の振幅が極大となる点, 線又は面。 備考 腹の性質を明らかにしたいときは, 適当な修飾語を用い, 変位の腹, 速度の腹, 圧力の腹などという。	antinode, loop
2069	連成振動	二つ以上の振動系の要素が結合されることによって, 互いに影響し合う振動。	coupled vibration
2070	振動モード	振動している系内の各点が特定の振動数に対し単振動(線形系の場合)をしているとき, 節及び腹の固有な分布を示す振動様式又はそれに相当する減衰振動様式。 備考 多自由度系では同時に二つ以上のモードが重なって振動することがある。	mode of vibration
2071	振動の固有モード	一つの着目する固有振動数に対応する振動モード。 備考 1. 系に減衰がなければ, 固有モードは正規モードと同じである。 2. 振動の固有モードは, 系の各自由度に対応して存在する。	natural mode of vibration
2072	基本固有モード	最低の固有振動数をもつ振動モード。	fundamental natural mode of vibration
2073	振動モードの形	機械系においては, 中立面(又は中立軸)の平均値からの位置の変化によって与えられる形。 備考 振動モードの形は特定の点における変位の大きさが特定の値をもつように正規化して示するのが普通であり, また, 平均値は与えられた振動モードだけについての平均である。	mode shape

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2074	モード数	系の正規モードの関係を表す一組の順序ある整数。	modal numbers
2075	連成モード	一方の振動モードから他の振動モードへエネルギーが移動できるような、互いに独立でなく影響し合う振動モード。	coupled modes
2076	非連成モード	一方の振動モードから他の振動モードへエネルギーが移動することがなく、他のモードと同時に、互いに独立に系に存在することのできる振動モード。	uncoupled modes
2077	正規モード	不減衰機械系の固有モード。 備考 1. 不減衰機械系の運動は、その系に関係する各正規モードの運動の総和からなる。 2. 振動の固有モードを表す natural mode, characteristic mode 及び eigen mode という用語を、しばしば正規モードの同義語として用いる。	normal mode
2078	モード減衰比	振動の固有モードごとの減衰比 (2154 減衰比の項参照)。	modal damping ratio
2079	曲げ振動	弾性体の曲げの変化として現れる振動。	flexural vibration, bending vibration
2080	ねじり振動	弾性体のねじりの変化として現れる振動。	torsional vibration
2081	波動, (はどう) 波 (なみ)	ある点における変位が時間の変数であるとともに、ある時刻における変位が空間座標の関数であるように伝わる現象。 備考 変位以外の量についても上と同じ条件が満たされる場合には、その量の波という。	wave motion, wave
2082	波長	一周期の間に波動が伝搬する距離。	wave length
2083	圧縮波	弾性媒質の圧縮又は引張応力の変化として伝搬する波動。 備考 圧縮波は通常、縦波である。	compressional wave
2084	縦波	変位の方向が伝搬方向と平行な波動。	longitudinal wave
2085	せん断波	せん断応力の変化として伝搬する波動。 備考 1. せん断波は通常、横波である。 2. せん断波は体積の変化を伴わない。	shear wave
2086	横波	変位方向が波の伝搬方向と垂直な波動。	transverse wave
2087	平面波	波面がいたるところで平行な平面になっている波動。	plane wave
2088	球面波	波面が同心球面となっている波動。	spherical wave
2089	波先, (なみさき) 波面 (はめん)	進行波について、与えられた瞬間において同じ位相をもつ点の軌跡からなる連続した面又は線 ⁽⁹⁾ 。 注 ⁽⁹⁾ JIS Z 8106の波先及び波面の項参照。	wave front

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2090	定常波, 定在波	空間に固定された一定の振幅分布をもつ周期的な波動。 備考 1. 定常波は、同一振動数及び同一種類の進行波を重ね合わせた結果、得られると考えることができる。 2. 定常波は、節と腹の位置が固定されていることが特徴である。 3. 定在波は定常波と同義語である。	standing wave, stationary wave
2091	共振	強制振動をしている系において、励振振動数のいずれの方向へのわずかな変化によっても、その応答が減少するときの系の状態又は現象。 備考 共鳴は共振と同義語である。	resonance
2092	共振曲線	共振を含む強制振動の応答を励振振動数に対して示した曲線。	resonance curve
2093	共振振動数	共振しているときの振動数。 備考 1. 共振振動数は、測定される量の性質によって異なることがある。例えば速度共振は、変位共振と異なる振動数のときに起こり得る。 2. どの様式による共振か紛らわしいときは、例えば、速度共振振動数のように明示しなければならない。	resonance frequency
2094	反共振	強制振動をしている系において、励振振動数のいずれの方向へのわずかな変化によっても、その応答が増大するときの系の状態又は現象。	antiresonance
2095	反共振振動数	反共振しているときの振動数。 備考 1. 反共振振動数は測定される量の性質によって異なることがある。例えば、速度反共振は変位反共振と異なる振動数のときに起こり得る。 2. どの様式による反共振か紛らわしいときは、例えば速度反共振振動数のように明示しなければならない。	antiresonance frequency
2096	固有振動数	振動系の自由振動の振動数。 備考 n 自由度系では、一般に n 個の固有振動数が存在する。	natural frequency
2097	不減衰固有振動数	系の慣性力と弾性力とだけによって生じる自由振動の振動数。 備考 紛らわしくない場合は単に固有振動数ともいう。	undamped natural frequency
2098	減衰固有振動数	減衰をもつ線形系の自由振動の振動数。	damped natural frequency

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2099	自己相関関数	時間的又は空間的に変動する量の t における値 $f(t)$ と、 $(t+\tau)$ における値 $f(t+\tau)$ との積 $f(t)f(t+\tau)$ の平均値を τ の関数として表したものの。	auto-correlation function
2100	相互相関関数	時間的又は空間的に変動する二つの量 $f(t)$ 及び $g(t)$ について、 t における値 $f(t)$ と $(t+\tau)$ における値 $g(t+\tau)$ との積 $f(t)g(t+\tau)$ の平均値を τ の関数として表したものの。	cross-correlation function
2101	パワースペクトル	時間的又は空間的に変動する量の二乗平均値を振動数成分の分布として表したものの。	power spectrum
2102	パワースペクトル密度	ある振動数の帯域幅における不規則振動の振幅の二乗平均値をその帯域幅で割った値。	power spectral density
2103	相互スペクトル密度	相互相関関数をフーリエ変換したものの。	cross spectral density
2104	コヒーレンス関数	二つの信号の相互スペクトル密度の二乗と各々のパワースペクトル密度の積との比を振動数の関数として表したものの。 備考 2 信号 $x(t)$, $y(t)$ の相互スペクトル密度 $G_{xy}(f)$ と各々のパワースペクトル密度 $G_{xx}(f)$, $G_{yy}(f)$ によってコヒーレンス関数 $\gamma^2(f)$ は $\gamma^2(f) = \frac{ G_{xy}(f) ^2}{G_{xx}(f) \cdot G_{yy}(f)}$ で表される。	coherence function
2105	ケプストラム	パワースペクトル密度の対数のパワースペクトル。 備考 1. 信号 $x(t)$ のパワースペクトル密度を $G_{xx}(f)$ とすると、ケプストラム $C_x(\tau)$ は $C_x(\tau) = \left \int_{-\infty}^{\infty} \{\log G_{xx}(f)\} \times e^{-j2\pi f\tau} df \right ^2$ で表される。 2. 変数 τ はケフレンシイ (Quefrensy) と呼ばれる。	cepstrum
2106	卓越振動数	パワースペクトルにおいて最大値を示す振動数。	dominant frequency
2107	不安定	振動系の静的な釣合い位置からの時間とともに増大する現象又は振動系の振幅が時間とともに増大する現象。	instability

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2108	危険速度	回転系が共振しているときの回転速度。 備考 幾つかの回転系からなる系では、全体の系の各固有モードに対応する危険速度がある。	critical speed
2109	ふれまわり	軸中心線 ⁽¹⁰⁾ の旋回運動 注 ⁽¹⁰⁾ 5009 軸中心線の項参照。	whirling
2110	オイルホイップ	十分に潤滑されたジャーナル軸受の油膜の性質のために起こるジャーナルの自励的な振れ回り。	oil-whip
2111	サージング	(1) 流体機械で、配管を含めた系が一種の自励振動を起こし、特有の定まった周期で吐出し圧力及び吐出し量の変動する現象。 (2) コイルばねなどにおける軸方向の、分布系としての共振。	surging
2112	フラッタ	液体の流れの中の翼など、弾性体の流力弾性的自励振動。	flutter
2113	スロッシング	自由表面をもつ容器内の液体の液面揺動を伴う振動。	sloshing
2114	流動励起振動	流体の流れが原因となって発生する振動。	flow-induced vibration
2115	分数調波共振	振動数 f の励振が振動系に働くとき、 n を2以上の正整数として f/n が系の固有振動数に近いために起こる共振。 備考 周期 n/f の振動が起こり、これを $1/n$ 次分数調波共振という。	subharmonic resonance
2116	高調波共振	振動数 f の励振が振動系に働くとき、 n を2以上の正整数として nf が系の固有振動数に近いために起こる共振。 備考 優勢な n 次高調波を含む周期 $1/f$ の振動が起こり、これを n 次高調波共振という。	higher harmonic resonance
2117	振動履歴	過去における励振の経過によって、系に生じる振動の状態が異なること。	oscillation hysteresis
2118	跳躍現象	質量、ばねなどの要素又は外部からの励振の連続的な変化に対して、応答が不連続的に変化する現象。	jumping phenomena
2119	パラメータ励振	質量、ばねなどの要素が時間的に変化する事による励振。	parametric excitation
2120	リミットサイクル	自励振動で、それに近い振動がすべて収束していく極限の周期振動。	limit cycle
2121	振動発生機、 加振機	振動を発生し、それを他の構造物や装置に伝えることができるように設計された機械。	vibration generator, shaker

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
2122	(補助) 振動台	試験体を取り付け、振動発生機に接続して振動できるようになっている台。	auxiliary vibration table
2123	振動試験装置	構造物・装置の振動試験を行うことを目的として、振動発生装置及び必要な附属機器で構成された装置。	vibration testing system
2124	振動試験	構造物・装置の振動に対する耐久性又は外部からの振動に対する応答を知るために振動発生機によってこれらの試験体を励振して行う試験。	vibration test
2125	繰返し周期	振動発生装置が制御変数(例えば、振動数)の全範囲を往復して繰り返すのに必要とされる時間。	cycle period
2126	繰返し範囲	振動発生装置が繰り返す制御変数(例えば、振動数)の最小値と最大値の範囲。	cycle range
2127	掃 引	振動発生装置の制御変数(通常は、振動数)がある範囲を連続的に通過する過程。	sweep
2128	掃引速度	振動発生装置の制御変数(通常は振動数)の変化率。例えば、掃引速度 = df/dt 。 ここに、 f : 振動数、 t : 時間	sweep rate
2129	一様掃引速度	振動発生装置の制御変数(通常は、振動数)の変化率が一定のとき、例えば、 df/dt = 一定のときの掃引速度。	uniform sweep rate, linear sweep rate
2130	対数掃引速度	振動数変化率の振動数に対する比が一定のとき、すなわち、 $\frac{(df/dt)}{f}$ = 一定のときの掃引速度。 備 考 1. 対数掃引速度では、一定比率の二つの振動数の間を掃引する時間が一定である。 2. 対数掃引速度は1分間当たりのオクターブを単位として表すのがよい。	logarithmic frequency sweep rate
2131	(振動試験の) 折れ点 振動数	変位、速度又は加速度の振幅又は rms 値について、振動数による制御方法が、ある条件から他の条件へ移る振動数領域の境界の振動数。例えば、変位を一定に保ちながら振動数を変化する領域から、加速度を一定に保つ領域に移る振動数。	crossover frequency (in vibration test)
2132	(振動試験の) カット オフ振動数	変位、速度又は加速度の振幅又は rms 値について、振動数による制御方法が、ある条件に従う振動数領域の末端の振動数。例えば、変位を一定に保ちながら振動数を変化する領域の末端の振動数 [JIS Z 8107 音響用語 (機器) 参照]。 備 考 フィルタなどにおいては、通過帯域と減衰帯域との境界の振動数をいう。	cut-off frequency (in vibration test)

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2133	時刻歴応答解析	時間経過によって変動する外力に対し、系の応答を時間経過によって変動する諸量で求めること。 備考 時刻歴応答解析法としては、直接積分法とモード解析法がある(2134モード解析の項参照)。	time history response analysis
2134	モード解析	(1) 応答解析を各モードごとに行い、その応答波形を加算して系全体の応答波形を求めること。 (2) 各モードごとの最大応答値を求め、適当な加算法によって系全体の最大応答推定値を求めること。 備考 多自由度系又は連続体の応答を求める手法であって、その固有モードが互いに独立であるとして扱える系に適用する。	modal analysis
2135	周波数分析	振動現象のスペクトル分析(1041スペクトルの項参照)。	frequency analysis
2136	調和分析	周期振動の特性を各調波について求めること。 備考 フーリエ解析ともいう。	harmonic analysis
2137	振動絶縁	ある振動数範囲において生じる振動の伝達を妨げる機能、すなわち振動伝達率を1未満にする機能。	vibration isolation
2138	絶縁装置	振動と衝撃又はそのどちらかの伝達を妨げる機能をもつ、通常弾性的な支持装置。 備考 絶縁装置には、弾性要素の代用として、又は弾性要素に付加して、圧壊要素、サーボ機構その他の装置を含めることがある。	isolator
2139	振動絶縁装置	ある振動数範囲における振動の伝達を妨げることを目的とした絶縁装置。	vibration isolator
2140	衝撃絶縁装置	衝撃運動と衝撃力又はそのどちらかから系を保護することを目的とした絶縁装置。	shock isolator
2141	重心支持系	支持系がその中立位置から並進運動によって変位したとき、重心を通るどの軸の周りにも、モーメントを生じない系。 備考 系が理想的な重心支持系を構成するならば、装置のすべての固有モード(剛体)は連成しない。並進運動によって励振すれば、回転振動モードを誘起しないし、その逆もまた成り立つ。実際に、これを実現することは非常に困難である。	centre-of-gravity mounting system

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
2142	緩衝装置	加えられた衝撃に対する機械系の応答を小さくするために、エネルギーを消散させる装置。	shock absorber
2143	ダンパ	エネルギーを消散させる方法によって衝撃又は振動の振幅を軽減するのに用いる。	damper, absorber
2144	ダッシュポット	線形(粘性)減衰を発生するダンパ。	dash pot
2145	スナッパ	変位が指定値よりも大きくなるたびに弾性系の剛性を(通常は高い率で)増加させるのに用いる装置。 備 考 将来、摩擦吸振器の意味でも広く使われている。	snubber
2146	動吸振器	所要の振動数範囲にわたって、主振動系に及ぼす付加振動系の力を、主振動系に作用する力と位相角が反対になるように調整して、主振動系の振動を減少させるための装置。	dynamic vibration absorber
2147	減 衰	振動系の要素又はその一部の運動に対する抵抗力によって失われるエネルギー消費。	damping
2148	減 衰 力	減衰による抵抗力(2147 減衰の項参照)。	damping force
2149	不足減衰	減衰比 ⁽¹⁾ が1より小さな減衰。 注 ⁽¹⁾ 2154 減衰比の項参照。	under damping
2150	超過減衰	減衰比 ⁽¹⁾ が1より大きな減衰。 注 ⁽¹⁾ 2154 減衰比の項参照。	over damping
2151	線形粘性減衰, 粘性減衰	振動系の要素又はその一部が、要素の速度 ⁽¹²⁾ に比例する大きさで、反対方向の抵抗力を受けるときに生じるエネルギー消費。 注 ⁽¹²⁾ 速度とは粘性媒体に対する要素の相対速度である。	linear viscous damping, viscous damping
2152	等価粘性減衰	振動を解析する目的のために仮定された線形粘性減衰の値。 備 考 一般に1サイクル当たりのエネルギー消費が、仮定した線形粘性減衰によるものと実際の減衰抵抗によるものが等しくなるように等価粘性減衰の値を決める。	equivalent viscous damping
2153	線形粘性減衰係数, 粘性減衰係数	減衰力の速度に対する比。	linear viscous damping coefficient, viscous damping coefficient
2154	減 衰 比	線形粘性減衰をもつ系の実際の減衰係数の臨界減衰係数に対する比。 備 考 減衰比は、臨界減衰に対する百分率でも表す。	damping ratio, fraction of critical damping

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
2155	臨界減衰, 臨界粘性減衰	減衰抵抗の作用する系の、ある振動モードに対する自由振動において、過渡運動が振動的となるか非振動的となるかの境界の粘性減衰の大きさ。	critical damping, critical viscous damping
2156	対数減衰率	線形 1 自由度系の減衰自由振動で、同じ符号の任意の相隣れる極大値の比の自然対数。	logarithmic decrement
2157	非線形減衰	減衰力が速度の 1 以外の乗べきに比例する場合の減衰。 備 考 どの形式の粘性減衰であっても減衰力は速度が零に近づくと減衰も零に近づく。	nonlinear damping
2158	ヒステリシス	物体に力を加えたとき、力とたわみの関係を示す特性曲線において、力の増加時と減少時の曲線が異なる現象。履歴現象ともいう。	hysteresis
2159	内部減衰	物体の変形に伴いその内部で費されるエネルギー損失に伴って発生する減衰。	internal damping
2160	Q (きゅー)	振動系の共振の鋭さを表す量。共振振動数において、振動系のエネルギー (機械振動系では運動エネルギーと位置エネルギーとの和) と、一定振幅を持続するために外部から与えられる 1 サイクル当たりのエネルギーとの比の 2π 倍で定義する。 対数減衰率の逆数の π 倍に等しい。	Q factor, Q
2161	データ処理	与えられたデータから必要な情報を得るために、電氣的又は機械的方法によってデータを処理すること [JIS C 6230 (情報処理用語) 参照]。	data processing
2162	サンプリング, 抽 出	アナログ信号を離散的な整数の列に交換すること。	sampling
2163	データ点	サンプリングによって得られたサンプル。	data point
2164	ブロックサイズ	データ処理のために計算機に記憶させるデータ点の数。	block size
2165	サンプリング間隔, 抽出間隔	二つのデータ点の間の経過時間。	sampling interval
2166	(データ処理) 記録時 間	データ点で一つのブロックを満たすのに要する時間。 備 考 ブロックサイズを N 、サンプリング間隔を Δt とすると記録時間は $T = N\Delta t$ 、最初と最後のデータ点の間の実際の時間は $(N-1)\Delta t$ 。	record length

番号	用語	意味	対応英語(参考)
2167	周波数分解能	スペクトルにおける周波数の間隔。 備考 (データ処理) 記録時間の逆数に等しい。	frequency resolution
2168	サンプリング頻度, 抽出頻度	1秒間にサンプリングされるデータ点の数。	sampling frequency
2169	折りたたみ周波数	サンプリング頻度の半分。 備考 最大周波数ともいう。	folding frequency
2170	エイリアシング	折りたたみ周波数よりも高い周波数におけるスペクトルデータの折り返し。	aliasing

(3) 衝撃

番号	用語	意味	対応英語(参考)
3001	衝撃	力, 位置, 速度 又は 加速度が突然変化して, 系に過渡的な動的変化をもたらす過渡的な励振 又は それによる状態。 備考 変化が系の固有周期と比較して短い時間内に生じるならば, 突然の変化と考えられる。	shock, mechanical shock
3002	速度衝撃	突然の非振動性の速度変化によって生じる衝撃。 備考 速度変化が系の固有周期と比較して短い時間内に生じるならば, 突然の変化と考えられる。	velocity shock
3003	衝突	一つの質量と他の質量の1回のぶつかり合い。	impact
3004	バンプ	試験のために何回も繰り返される急激でない衝撃。	bump
3005	衝撃パルス	比較的短時間の間に加速度の上昇と下降を行う衝撃励振の形。 備考 1. 衝撃パルスの加速度の主な経過は, 一般に一方方向である。 2. 他の形式の衝撃パルス, 例えば速度衝撃を用いるときは, そのジメンションを明示しなければならない。	shock pulse
3006	衝撃励振	衝撃を起こす外部からの励振。	shock excitation
3007	衝撃運動	衝撃励振により起こされる過渡運動。	shock motion
3008	理想衝撃パルス	正弦半波パルス, のこぎり波パルスのように, 通常簡単な数学表示で正確に表される衝撃パルス。	ideal shock pulse
3009	正弦半波衝撃パルス	加速度-時間特性が正弦波の1周期の正 又は 負の部分で表される理想衝撃パルス。	half-sine shock pulse
3010	のこぎり波衝撃パルス	加速度が直線的に増加して最大値に達し, 以後瞬間的に零になるような三角波状の加速度-時間特性をもつ理想衝撃パルス。	final peak sawtooth shock pulse, terminal peak sawtooth shock pulse

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
3011	逆のこぎり波衝撃パルス	加速度が瞬間的に最大値に達し、以後、直線的に減少して零になる理想衝撃パルス。	initial peak sawtooth shock pulse
3012	三角波衝撃パルス	加速度-時間特性が二等辺三角形状をしている理想衝撃パルス。	symmetrical triangular shock pulse
3013	バーサイン衝撃パルス	加速度-時間特性が零から始まるバーサイン曲線の完全な1サイクルをなしている理想衝撃パルス。	versine shock pulse, haversine shock pulse
3014	方形波衝撃パルス (ほうけいはししょうげ きばるす)	加速度が瞬間的に規定値に達し、作用時間中この値を持続し、瞬間的に零に下降する理想衝撃パルス。	rectangular shock pulse
3015	台形波衝撃パルス	加速度が直線的に規定値まで増加し、その値を一定時間持続し、以後直線的に零に減少する理想衝撃パルス。	trapezoidal shock pulse
3016	実測衝撃パルス	実測された衝撃パルス。	measured shock pulse
3017	公称衝撃パルス	理想衝撃パルスからの偏差が指定された範囲内にある実測衝撃パルス。 備 考 1. 公称衝撃パルスは包括的な用語であり、意味を明確にさせるには公称正弦半波パルスとか、公称のこぎり波パルスなどと表す必要がある。 2. 理想衝撃パルスと公称衝撃パルスの偏差は、パルスの形状(面積を含む)又はこれに該当するスペクトルで示される。	nominal shock pulse, nominal pulse
3018	衝撃パルス公称値	実測衝撃パルスの値に対し、偏差が指定された範囲内にある理想衝撃パルス(正弦半波、のこぎり波など)の値。 備 考 衝撃パルスの公称値は包括的な用語であって、意味を明確にさせるには、衝撃パルスの公称ピーク値とか、衝撃パルスの公称作用時間などと表す必要がある。	nominal value of a shock pulse
3019	衝撃パルス有効作用 時間, 衝撃パルス作用時間	加速度が最大値に対して指定されたある値以上に上昇し、再びこの値に下降するまでの時間。 備 考 1. この定義は、単一波パルスだけに限定する。 2. 実測衝撃パルスでは、指定される値は最大値の通常 $\frac{1}{10}$ 、理想衝撃パルスでは零である。 3. 紛らわしくないときは作用時間ともいう。	effective duration of shock pulse, duration of shock pulse

番号	用語	意味	対応英語(参考)
3020	立上り時間	パルスの値が最大値に対して指定された小さいほうの値から大きいほうの値まで上昇するのに要する時間。	rise time, pulse rise time
3021	下降時間 (かこうじかん)	パルスの値が最大値に対して指定された大きいほうの値から小さいほうの値まで下降するのに要する時間。	pulse drop-off time, pulse decay time
3022	爆風	爆発又は大気中の急激な圧力変化によってひき起こされる圧力パルスと、これに付随する空気の運動。	blast, air blast
3023	衝撃波	媒質又は構造物を衝撃が伝搬するのに伴って起こる衝撃運動(変位, 圧力又はその他の変数)。	shock wave
3024	衝撃試験機	系に調節可能で再現性のある衝撃を加える試験装置。	shock testing machine, shock machine
3025	衝撃スペクトル	<p>(1) 特定の一連の系に衝撃を加えたときの応答を、これらの系の固有振動数の関数として表した表現。</p> <p>(2) 機械衝撃の分野では、衝撃に対する一連の線形1自由度系の最大応答(変位, 速度又は加速度)をこれらの系の固有振動数の関数として近似的に表した表現。</p> <p>備考 1. 衝撃スペクトルは包括的な用語である。衝撃スペクトルの形式が前後の関係から明らかでないときには、これを明示しなければならない。</p> <p>2. (相対)変位応答と減衰が零のときの加速度応答の場合以外は、衝撃スペクトルは真の応答の近似である。</p> <p>3. 変位, 速度及び加速度衝撃スペクトルは、それぞれ次式で与えられる。</p> <p>変位衝撃スペクトル</p> $S_d = X \cong V/\omega \cong A/\omega^2$ <p>速度衝撃スペクトル</p> $S_v = \omega X \cong V \cong A/\omega$ <p>加速度衝撃スペクトル</p> $S_a = \omega^2 X \cong \omega V \cong A$ <p>ここで、X, V, A はそれぞれ衝撃に対する一連の1自由度系の最大(相対)変位応答, 最大(相対)速度応答, 最大(絶対)加速度応答であり、ω は系の固有角振動数である。</p>	shock spectrum, shock response spectrum

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
		<p>備考 4. 減衰は要素であり、与えられていないときは減衰は零である。別に指示のないときは応答は正負に関係なく最大絶対値である。</p> <p>5. 地震の分野では、応答スペクトルと呼んでいる。</p> <p>6. 振動数の関数として表された等価静加速度は、加速度衝撃スペクトルと同義語である。</p>	
3026	床応答スペクトル	<p>構造物上に設置された質量の小さい付加構造物の地震応答倍率を求めるため、あらかじめ各床面に伝達される地震波を想定し、これによって作成された、付加構造物の応答スペクトル⁽¹³⁾。</p> <p>注⁽¹³⁾ 3025 衝撃スペクトルの備考 5.参照。</p>	floor response spectrum

(4) 変換器

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
4001	変換器	信号又は量を、それに対応する同種若しくは異種の信号又は量に変換するための器具。	transducer
4002	機械-電気式ピックアップ	機械系(ひずみ、力、運動など)からのエネルギーによって作動し、電気系にエネルギーを供給するか、又はこれと逆の過程をとる変換器。	electromechanical pickup
4003	サイズモ式ピックアップ	サイズモ系 ⁽¹⁴⁾ から構成され、サイズモ系の二つの要素の間の相対運動から出力信号を発生する変換器。 注 ⁽¹⁴⁾ 1015 サイズモ系の項参照。	seismic pickup
4004	線形変換器	規定された振動数範囲内では出力と入力とが比例する変換器。	linear transducer
4005	非可逆変換器	出力側に信号を加えることによって、入力側に信号を加えたときのような動作を行わせることが不可能な変換器。	unilateral transducer
4006	可逆変換器	入・出力端子間で、いずれの方向にも伝達が可能な変換器。 備考 可逆変換器は相反の原理を満足する。	bilateral transducer
4007	変換素子	入力の励振によって作動し、出力信号を発生する変換器の要素。	sensing element
4008	並進変換器 (へいしんへんかんき)	並進運動のある特性を測定するように設計された変換器。 備考 並進の用語は、この形式の変換器を回転運動に感じる変換器と区別する必要がある場合にだけ使用する。	rectilinear transducer

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
4009	角変換器	回転運動のある特性を測定するように設計された変換器。	angular transducer
4010	加速度ピックアップ	入力加速度に比例する出力 (通常は、電気的) を発生する変換器。	acceleration pickup
4011	速度ピックアップ	入力速度に比例する出力 (通常は、電気的) を発生する変換器。	velocity pickup
4012	変位ピックアップ	入力変位に比例する出力 (通常は、電気的) を発生する変換器。	displacement pickup
4013	振動記録計	振動波形のオシログラム記録が可能な測定器。	vibrograph
4014	振動指示計	ピーク値, rms値などで表される振動の大きさを目盛上に指示することが可能な測定器。	vibrometer
4015	(変換器の) 感度	変換器において、ある指定された出力量と指定された入力量との比の量的な表示。 備 考 変換器の感度は、通常正弦波励振によって決められている。	sensitivity (of a transducer)
4016	校正係数	規定された振動数範囲内における平均の感度。	calibration factor
4017	受 感 軸	並進変換器が最大の感度をもつ方向。	sensitive axis
4018	横 感 度	受感軸に直角な任意の方向の励振に対する感度。 備 考 横感度は、励振の方向に関する関数である。	transverse sensitivity, cross-sensitivity
4019	横感度比	横感度の受感軸方向の感度に対する比。	transverse sensitivity ratio, cross sensitivity ratio

(5) 釣合わせ

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
5001	スピン軸	剛体が回転しているとき回転 (自転) の中心となる直線。	spin axis
5002	重心慣性主軸	剛体の質量中心を座標系の原点に選んだとき、その原点に関する慣性主軸。 備 考 1. 重心慣性主軸周りの主慣性モーメントを重心主慣性モーメントという。 2. 釣合わせに関しては“慣性主軸”の用語は、三つある重心慣性主軸のうち、ロータの軸中心線に最も近いものを指す。この慣性主軸は、釣合い軸 (balance axis) 又は質量軸 (mass axis) といわれる。	central principal axis

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
5003	ロータ	ジャーナルが軸受で支えられている回転物体。 備 考 “ロータ”の用語はジャーナルが無い円板状質量 (例えば、はずみ車)にも使われることがある。しかし、この定義によれば、このような円板状質量は、釣合わせの目的に対しては、ジャーナルをもつ軸上に置かれてはじめてロータとなる。	rotor
5004	剛性ロータ	任意に選ばれた2面(5039修正面参照)で釣り合わせ、最高速度以下の任意の速度で、使用時に近い支持条件で回転させても、ロータの変形によって軸受荷重が許容値を超えないようなロータ。	rigid rotor
5005	弾性ロータ	5004 剛性ロータの定義を満たさない剛性以外のロータ。	flexible rotor
5006	準剛性ロータ	顕著なたわみが生じないような低速において、実速度での使用に耐える十分な釣合わせを施すことのできる弾性ロータ。	quasi-rigid rotor
5007	ジャーナル	ロータの、軸受で支えられる部分。	journal
5008	ジャーナル中心	ジャーナルの軸線 ⁽¹⁵⁾ と、これに垂直なジャーナル中央断面との交点。 注 ⁽¹⁵⁾ JIS B 0621 (幾何偏差の定義及び表示)の軸線の項参照。	journal centre
5009	軸中心線	重力などによる弾性変形がないと仮定したとき、ロータのジャーナル中心間を結ぶ直線。 備 考 軸中心線は、ロータに固定された線であって、空間に固定された線ではない。	shaft centre line
5010	両持ロータ	2個のジャーナルをもち、重心が両ジャーナルの間にあるロータ。	inboard rotor
5011	片持ロータ	2個のジャーナルをもち、重心がジャーナルの間以外にあるロータ。	outboard rotor
5012	質量偏心	軸中心線からロータの質量中心までの距離。	mass eccentricity
5013	部分質量偏心	軸中心線に垂直に切ったロータの単位軸長さ当たりの素子において、この素子の質量中心の軸中心線からの距離。	local mass eccentricity
5014	釣合わせ速度	ロータが釣り合わされる回転速度。	balancing speed
5015	実用速度	ロータがその最終の据付け状態又は環境の下で回転する回転速度。	service speed

番号	用語	意味	対応英語(参考)
5016	不釣り合い	遠心力の結果として振動的な力又は運動を軸受に生じさせる原因となるロータの質量分布状態。 備考 1. 不釣り合いの大きさ, 又は 不釣り合いベクトルの同義語として用いられることもある。 2. 剛性ロータの不釣り合いは, 一般に次の形に帰着できる。 (a) 任意に定められた3面上の三つのベクトルとして表された静不釣り合いと偶不釣り合い。 (b) 任意に定められた2面上の二つの不釣り合いベクトルとして表された動不釣り合い。	unbalance
5017	不釣り合いベクトル	大きさが不釣り合いの大きさであり, 角度が不釣り合い角度であるようなベクトル。	unbalance vector
5018	不釣り合いの大きさ	ロータ内の不釣り合い(ある面に関する)の量的な尺度で, その角位置を考えないもの。これは軸中心線から不釣り合い質量までの距離と不釣り合い質量との積として与えられる。 備考 不釣り合いの単位は, 例えば $g \cdot mm$ 。	amount of unbalance
5019	不釣り合い角度	軸中心線に垂直な面内に固定した極座標系において, 基準線に対して不釣り合い質量が存在する場所のもつ角度。	angle of unbalance
5020	不釣り合い質量	半径方向の指定位置に存在すると考えられ, これと求心加速度との積が不釣り合い力に等しくなるような質量。 備考 求心加速度は, 軸中心線から不釣り合い質量までの距離と rad/s で表したロータの回転速度の自乗との積である。	unbalance mass
5021	静不釣り合い	剛性ロータにおいて, 重心慣性主軸が軸中心線と平行を保って偏っているような不釣り合い状態。 備考 静不釣り合いの量的な尺度は, 二つの測定面の不釣り合いベクトルの合成として考えられる。	static unbalance
5022	準静不釣り合い	剛性ロータにおいて, 重心慣性主軸が, 質量中心以外の点で軸中心線と交わっているような不釣り合いの状態。	quasi-static unbalance
5023	偶不釣り合い	剛性ロータにおいて, 重心慣性主軸が, 質量中心の点で軸中心線と交わっているような不釣り合いの状態。 備考 1. 偶不釣り合いの量的な尺度は, 二つの測定面の不釣り合いベクトルの軸中心線上のある基準点に関するモーメントのベクトル和として与えられる。 2. ロータ内の静不釣り合いが上記基準点を含む面以外の任意の軸直角面内で修正されたとすると, 偶不釣り合いの値は変化する。	couple unbalance

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
5024	動不釣合い	剛性ロータにおいて、重心慣性主軸が軸中心線と一致していないような不釣合いの状態。 備 考 動不釣合いの量的な尺度は、二つの指定された軸直角面内で代表された二つの相補的な不釣合いベクトルで与えられる。これらはロータ内の全部の不釣合いを代表するものである。	dynamic unbalance
5025	残留不釣合い	釣り合わせた後に残る不釣合い。	residual unbalance
5026	初期不釣合い	釣り合わせる前にロータ内に存在する不釣合い。	initial unbalance
5027	不釣合い力	ロータが軸中心線周りに回転するとき、任意の軸直角面内の不釣合いによって生じる遠心力。	unbalance force
5028	合不釣合い力	ロータ各部の不釣合い力の系を合成した力。 備 考 合不釣合い力は、常にロータの質量中心と軸中心線を含む面内にある。	resultant unbalance force
5029	不釣合い力のモーメント	ロータの質量中心と軸中心線を含む面内のある基準点に関して、ロータのある任意の質量部分の遠心力がもつモーメント。	unbalance moment
5030	不釣合い力の合モーメント	不釣合い力のモーメントの系を合成したモーメント。 備 考 1. 合モーメントの大きさと、これを含む面の角度は、一般に基準点の取り方によって異なる。 2. 合モーメントの大きさを最小とするような特別な基準点の位置が存在する。 これが不釣合いの中央軸 (central axis of unbalance) である。 3. 合不釣合い力が零のときは、合モーメントの大きさは基準点の位置とは無関係である。	resultant unbalance moment, resultant moment of unbalance force
5031	不釣合い偶力	合不釣合い力が零の場合の、ロータ各部の質量による遠心力の偶力を合成した偶力。	unbalance couple
5032	比不釣合い	剛性ロータにおいて静不釣合いの大きさをロータ質量で割った量。これはロータ質量中心の軸中心線からの偏りに等しい。	specific unbalance
5033	釣合い良さ	剛性ロータの釣合い程度を示す量であって、比不釣合いと、ある指定された角速度との積。	balance quality
5034	釣合わせ	ジャーナルに働く回転速度と同期の振動や力を、ある指定限度以内になるようにロータの質量分布を調整する作業。	balancing

番号	用語	意味	対応英語(参考)
5035	フィールドバランシング, 現場釣合わせ	釣合い試験機によらないで、釣り合わせようとする機械自身の軸受と支持構造物を用いて行う釣合わせ。 備考 この場合、釣合わせに必要な情報は、振動力、ジャーナル又は支持構造物の振動を測定することによって求める。	field balancing
5036	1面釣合わせ, 静釣合わせ	剛性ロータで、質量分布を調整して残留静不釣合いをある限度内に入れるようにする釣合わせ。	single-plane balancing, static balancing
5037	2面釣合わせ, 動釣合わせ	剛性ロータで、質量分布を調整して残留動不釣合いをある限度内に入れるようにする釣合わせ。	two-plane balancing, dynamic balancing
5038	多面釣合わせ	弾性ロータの釣合わせのときのように、不釣合いを修正するのに軸方向に離れた修正面二つ以上を必要とする釣合わせ。	multi-plane balancing
5039	修正面, 釣合わせ面	ロータにおいて不釣合いの修正が行われる軸中心線に垂直な面。	correction plane, balancing plane
5040	測定面	ロータにおいて不釣合いの大きさと角度が決定される軸中心線に垂直な面。	measuring plane
5041	許容不釣合い	ある軸直角面(修正面又は測定面)内で許容できる最大値として定められた不釣合いの大きさ。	permissible unbalance
5042	釣合い試験機	ロータの不釣合いに関する情報を与える機械。1回転に1回のジャーナル又は軸受の振動を減らすために、この機械によってロータの質量分布が調整される。	balancing machine
5043	重力式釣合い試験機, 非回転式釣合い試験機	剛性ロータを回転させない状態で支え、静不釣合いに関する情報を得ることができる釣合い試験材。	gravitational balancing machine, non-rotational balancing machine
5044	遠心力式釣合い試験機, 回転式釣合い試験機	ロータを支えて回転させる装置をもち、ロータの不釣合いによる1回転に1回の振動的な力や運動から不釣合いに関する情報を得ることができる釣合い試験機。	centrifugal balancing machine, rotational balancing machine
5045	1面釣合い試験機, 静釣合い試験機	1面釣合わせを行うための情報を与える重力式又は遠心力式釣合い試験機。	single-plane balancing machine, static balancing machine

番号	用語	意味	対応英語(参考)
5046	2面釣合い試験機, 動釣合い試験機	2面釣合わせを行うための情報を与える遠心力式釣合い試験機。 備考 動釣合い試験機は、ときに1面釣合わせを行うためにも用いる。	two-plane balancing machine, dynamic balancing machine
5047	ハード形釣合い試験機	支持部・ロータ系の固有振動数より低い使用速度をもつ釣合い試験機。	hard bearing balancing machine below resonance balancing machine
5048	ソフト形釣合い試験機	支持部・ロータ系の固有振動数より高い使用速度をもつ釣合い試験機。	soft bearing balancing machine, above resonance balancing machine
5049	フィールドバランス	フィールドバランスを行うための情報を与える計測器の集合体。	field balancing equipment
5050	不釣合い指示計	釣合い試験機において、不釣合いの大きさや角度又は不釣合いの効果を指示する計器。	unbalance indicator
5051	カウンタウェイト	希望する場所において計算された不釣合いを減らすために物体に取り付けられるおもり。 備考 このようなおもりは、非対称物体を釣合いの状態にしたり、物体内の曲げモーメントを減らしたりするのに用いられる。例えば、クランク軸。	counterweight
5052	補償器	釣合い試験機に組み込まれ、ロータの初期不釣合いの効果を消去する装置。 備考 普通は電氣的に行われ、修正面の設定や調整の操作を容易にすることができる。	compensator
5053	角度指示器	不釣合い角度を指示するのに用いる装置。	angle indicator
5054	角度基準信号発生器	釣合わせにおいて、ロータの角位置を定めるための角度基準信号を発生する装置。	angle reference generator
5055	角度基準マーク	不釣合い角度の基準を与える目的で、ロータ上に設けられたマーク。 備考 光学的、電磁的、機械的なものなどがある。	angle datum marks
5056	ベクトル直示装置	不釣合いの大きさや角度を不釣合いベクトルの形で測定し指示する装置。普通、点か線で示される。	vector measuring device

番号	用語	意味	対応英語(参考)
5057	ベクトル成分測定装置	不釣り合いベクトルを定められた方向の成分の値として測定し指示する装置。	component measuring device
5058	釣り合い試験機最小応答	指定された条件下で感受し指示できる最小不釣り合いに関する試験機の能力の尺度。	balancing machine minimum response
5059	修正面干渉	ある与えられたロータで、他方の修正面上の不釣り合いを変化させたときの一方の修正面に関する釣り合い試験機の指示の変化。	correction plane interference, cross effect
5060	修正面干渉比	与えられたロータの2修正面A, Bについて、次の関係で定義される比 I_{AB} 及び I_{BA} 。 $I_{AB} = U_{AB} / U_{BB}$ ここに、 U_{AB} と U_{BB} は、それぞれB面に指定量の不釣り合いを加えたときのA面とB面の不釣り合いの指示である。また、 $I_{BA} = U_{BA} / U_{AA}$ ここに、 U_{BA} と U_{AA} は、それぞれA面に指定量の不釣り合いを加えたときのB面とA面の不釣り合いの指示である。 備考 1. 慎重に修正面分離が行われた釣り合い試験機では、修正面干渉比は最小となる。 2. 比は、普通百分率で与える。	correction plane interference ratios
5061	修正面分離	釣り合い試験機において、ある特定のロータに対して修正面干渉比を減らすための操作。	plane separation
5062	修正面分離回路	釣り合い試験機において、電氣的に修正面分離の機能を果たす電気回路。	plane separation network, modal network
5063	寄生質量	釣り合い試験機において、ロータ内に発生する不釣り合いによって動かされる質量のうち、ロータ以外の部分の質量。	parasitic mass
5064	検定ロータ	釣り合い試験機を試験するために設計された剛性ロータ。これは適度の質量をもち、あらかじめ十分に釣り合わされていて、余分な質量を付加することによって大きさについても角位置についても高い再現性をもつ正確な不釣り合いを導入することができる。	proving rotor
5065	不釣り合い低減比	1回の釣り合わせにより減った不釣り合いの、初期不釣り合いに対する比。 不釣り合い低減比 = $\frac{U_1 - U_2}{U_1} = 1 - \frac{U_2}{U_1}$ ここに、 U_1 : 初期不釣り合いの大きさ、 U_2 : 1回の修正後に残った不釣り合いの大きさ。 備考 1. 不釣り合い低減比は、不釣り合い修正に関する総合的な効率の量的尺度である。 2. 比は、普通百分率で表す。	unbalance reduction ratio

番号	用語	意味	対応英語(参考)
5066	自己釣合わせ装置	運転時の不釣合いの変化を自動的に補償する装置。	self-balancing device
5067	到達最小不釣合い	釣合い試験機において達成できる最小の残留不釣合いの大きさ。	minimum achievable residual unbalance
5068	公称到達最小不釣合い	釣合い試験機の製作者が示す到達最小不釣合いの値。	claimed minimum achievable residual unbalance
5069	曲げ危険速度	弾性ロータにおいて、曲げの主モードのうちの一つが最大となる回転速度。そこではロータのたわみは軸受の変位よりも重要である。	flexural critical speed
5070	曲げ主モード	曲げ危険速度においてロータがとるモード形。	flexural principal mode
5071	モード釣合わせ	弾性ロータにおいて、振動の振幅が個々のモードごとに指定限度内に入るように修正する釣合わせ操作。	modal balancing
5072	n 次モード不釣合い	<p>ロータ軸受系のたわみ形状に関して、n 次の主モード成分にだけ影響を与える不釣合い。</p> <p>備考 n 次モード不釣合いは、一般には単一不釣合いではなく、軸方向に分布する不釣合い $u(z)$ の n 次モード成分として存在する。</p> <p>$u(z)$ の n 次モード成分は、ロータの全長を l とするとき、系の n 次固有関数 $\phi_n(z)$ に関して次式で表される。</p> $\bar{U}_n = \int_0^l u(z) \phi_n(z) dz$	n th modal unbalance
5073	等価 n 次モード不釣合い	<p>たわみ形状の n 次主モード成分に対して、n 次モード不釣合いと同じ効果をもたらす最小の単一不釣合い \bar{U}_{ne}。</p> <p>備考 1. たわみの n 次モードの固有関数 $\phi_n(z)$ の値が最大になる軸方向の位置を $z=z_e$ とするときには、</p> $\bar{U}_n = \bar{U}_{ne} \phi_n(z_e)$ <p>の関係がある。</p> <p>2. \bar{U}_{ne} が単一の不釣合いでなくて有限個の修正面上にある不釣合いの群からなる場合は、これらの群を特に“等価 n 次モード不釣合い群”ということがある。</p> <p>3. 等価 n 次モード不釣合いは、一般には n 次以外のモード成分にも影響を与える。</p>	equivalent n th modal unbalance

番号	用語	意味	対応英語(参考)
5074	許容 n 次モード 不釣合い	弾性ロータにおいて、ある指定された運転条件の下で、軸のたわみ又は軸受の振動及び動荷重に関して、これ以下ならば差し支えないとしてロータに許容できる n 次モード不釣合いの大きさの最大値。	permissible n th modal unbalance
5075	同期回転数振動	回転速度に相当する振動数をもつ振動。	synchronous vibration
5076	高次回転数振動	回転速度の2以上の整数倍に相当する振動数をもつ振動。 備考 この振動は、ロータの非対称性、非線形性その他の原因によって生じることがある。	multiple-frequency vibration
5077	低速釣合わせ	ロータを剛体とみなせる回転速度(普通使用速度より低い)で行う釣合わせ。	low speed balancing
5078	高速釣合わせ	ロータを剛体とみなすことができない回転速度で行う釣合わせ。	high speed balancing

(6) 人体関連振動及び衝撃

番号	用語	意味	対応英語(参考)
6001	乗り心地	移動する乗物中にいる人に心理的影響を与えると想定される要因の及ぼす効果。 備考 自動車、船舶などの乗客に伝達される主として0.5~50Hzの振動は、乗り心地を左右する一要因であり、心理的に評定される。	ride quality
6002	振動(衝撃)の基準値	健康、能率及び快感を保持する目的で生体反応を統計処理して得た振動(衝撃)の生体暴露に対して許容できる大きさ。 備考 日本では公害の基準値が使われている。	vibration (or shock) criterion
6003	暴露時間	振動や繰返し衝撃が人体に加えられる時間。	exposure time
6004	多軸振動(衝撃)	同時に二つ以上の方向から生体に作用する振動(衝撃)。普通生体に固定したX, Y, Z軸を定め、各方向別に振動を測定して、ベクトルの的に合成する。	multi-axis vibration (or shock)
6005	乗り物酔い	実際又は仮想的な乗り物の運動によって人体に誘発されるおうと(嘔吐)、目まい又は不快感をいい、動揺病ともいう。	motion sickness, kinetosis
6006	等振動感覚曲線	周波数に対する等振動感覚の大きさのグラフ。	equal-vibration sensation contour

番 号	用 語	意 味	対応英語 (参考)
6007	全身振動 (衝撃)	車両などの座席 若しくは 床から一つ又はそれ以上の支持点 若しくは面を通して人又は動物の全身に加えられる機械振動 (衝撃)。	whole-body vibration (or shock)
6008	手腕振動 (衝撃)	手腕系に直接加えられるか又は伝達される機械振動 (衝撃)。 例えば、手持動力工具のハンドルを握ったとき、人体に伝えられる振動 (衝撃)。	hand-transmitted vibration (or shock)
6009	局所振動 (衝撃)	人体の局所に加えられるか又は伝達される機械振動 (衝撃)。 例えば、頭部、背部、手腕部、でん (臂) 部、足部などに加えられられるか又は伝達される振動 (衝撃)。	segmental vibration (or shock)
6010	ダミー	生体の動特性のうち、一つ又はそれ以上を相似させた試験装置又は物理的モデル。	dummy
6011	振動レベル	$20 \log \frac{a}{a_0}$ で示した補正加速度レベルの値。単位はdBで示す。 ここで、 a_0 は振動加速度の基準値であり、 a は振動感覚特性で補正を行った振動加速度のrms値である [JIS C 1510 (振動レベル計) 参照]。 備 考 全身振動特に公害振動の評価に使われている。	frequency weighted acceleration level for whole body vibration
6012	工具振動レベル	手腕系の振動感覚特性で補正を行った振動レベル [JIS C 1511 (手持工具用振動レベル計) 参照]。単位はdBで示す。	frequency weighted acceleration level for hand transmitted vibration

International electrotechnical vocabulary (IEC 60050-801 : 1994)
Chapter 801 : Acoustics and electroacoustics

0. 序文 この規格は、1994年第2版として発行されたIEC 60050(801), International electrotechnical vocabulary Chapter 801 : Acoustics and electroacousticsを翻訳し、技術的内容を変更することなく作成した日本工業規格である。

なお、この規格で点線の下線を施した“参考”は、原国際規格にはない事項である。

1. 適用範囲 この規格は、音響に関する一般的な主な用語について規定する。

2. 引用規格 次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格のうちで、発行年を付記してあるものは、記載の年の版だけがこの規格の規定を構成するものであって、その後の改正版・追補には適用しない。発効年を付記していない引用規格はその最新版を適用する。

JIS C 1505 精密騒音計

IEC 60651 : 1979 Sound level meters

ISO 140-6 : 1978 Acoustics—Measurement of sound insulation in buildings and of building elements—Part 6 : Laboratory measurements of impact sound insulation of floors

ISO 389 : 1985 Acoustics—Standard reference zero for the calibration of pure-tone audiometers

ISO 532 : 1975 Acoustics—Method for calculating loudness level

ISO 3891 : 1978 Acoustics—Procedure for describing aircraft noise heard on the ground

3. 用語及び定義 用語及び定義は、次による。

3.1 一般

3.2 レベル

3.3 伝搬

3.4 発振

3.5 変換器

3.6 マイクロホン

3.7 スピーカ

3.8 機器

3.9 生理音響, 聴覚

3.10 音楽音響

3.11 建築音響

3.12 水中音響

なお、参考のために原国際規格の対応英語を示す。

備考 上記用語の区分は、3.1は音響に共通な基本用語を、3.2から3.8までは音響機器用語を、3.9から3.12までは音響に含まれる分野ごとの用語による。

3.1 一般

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-21-01	音響振動, 音	弾性媒質中の粒子がその平衡位置を中心として行う運動。	acoustic oscillation, acoustic vibration, sound
801-21-02	可聴音, 音	a) 聴覚を引き起こさせる音響振動。 b) 音響振動によって引き起こされる聴覚。	audible sound
801-21-03	超低周波音	可聴音の下限周波数(およそ16 Hz)以下の周波数の音響振動。	infrasound
801-21-04	超音波音	可聴音の上限周波数(およそ16 kHz)以上の周波数の音響振動。	ultrasound
801-21-05	純音	正弦音響振動。	pure sound, pure tone
801-21-06	複合音	単純な音響振動ではない音。	complex sound
801-21-07	震音	周波数が平均値を中心として周期的に変化する音。	warble tone
801-21-08a	雑音	不規則な又は統計的にランダムな振動。	noise
801-21-08b	騒音	不快な又は望ましくない音, その他の妨害。	noise
801-21-09	不規則雑音, ランダムノイズ	時間的にランダムに生じる多数のじょう乱要素の集まりによる振動。	random noise
801-21-10	白色雑音, ホワイトノイズ	本質的に周波数に依存しないパワースペクトル密度をもつ雑音。	white noise
801-21-11	ピンクノイズ	周波数の逆数に比例するパワースペクトル密度をもつ雑音。	pink noise
801-21-12	周囲雑音, 環境騒音	定められた場所で, それを取り囲む音。通常, その場所にかかわりない多くの音源による音が混ざり合ったもの。	ambient noise
801-21-13	背景雑音, 暗騒音	信号の生成, 伝送, 検出, 測定又は記録に用いるシステムの中にあるすべての音源からの妨害の全部。	background noise
801-21-14	残響	音源が停止した後に繰り返される反射又は散乱の結果として空間に持続する音。	reverberation
801-21-15	音響スペクトル	周波数の関数として複合音の成分の大きさ(場合によっては位相も)を表したもの。	sound spectrum
801-21-16	線スペクトル	離散的な周波数成分だけを含む音響スペクトル。	line spectrum
801-21-17	連続スペクトル	ある周波数範囲にわたって連続的に分布する成分をもつ音響スペクトル。	continuous spectrum
801-21-18	静圧	媒質中のある点で, 音波のないときに存在する圧力。	static pressure
801-21-19	瞬時音圧	媒質中のある点で, 対象とする瞬間に存在する圧力から静圧を引いた値。	instantaneous sound pressure
801-21-20	音圧	特に指定しない限り, ある時間内の瞬時音圧の実効値。	sound pressure
801-21-21	ピーク音圧	ある時間内で最大の絶対瞬時音圧。	peak sound pressure
801-21-22	基準音圧	習慣的に選ばれた音圧で, 気体の場合には20 μ Pa, 液体及び固体の場合には1 Pa。 参考 IEC 60050-801では, 空気以外の媒質に対して, 1 μ Paを基準の音圧としているが, 誤りである。	reference sound pressure

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-21-23	音響暴露量, 騒音暴露量	指定された時間間隔中又は航空機の飛行のような事象について、A周波数特性で重み付けられた瞬時音圧の二乗の時間積分。周波数の重み付けは、A特性以外の特性もある。 備考1. 積分時間は、暗黙のうちに積分に含まれており、明示的に示す必要はない。 2. 騒音暴露の単位は、もし時間の単位が秒の場合にはパスカル二乗秒(Pa ² s)、千秒の場合にはパスカル二乗千秒(Pa ² ks)、時間の場合にはパスカル二乗時間(Pa ² h)。	sound exposure
801-21-24	粒子	体積が音波の波長に比べて短い寸法をもつ媒質の部分。	particle
801-21-25	瞬時粒子変位	弾性媒質中で、先端がある瞬間の粒子の位置にあり、かつ、その原点が粒子の平衡位置であるベクトル。	instantaneous particle displacement
801-21-26	粒子変位	特に指定しない限り、ある時間内の瞬時粒子変位の実効値。	particle displacement
801-21-27	ピーク粒子変位	ある時間内で、最大の瞬時粒子変位。	peak particle displacement
801-21-28	瞬時粒子速度	瞬時粒子変位の時間微分。	instantaneous particle velocity
801-21-29	粒子速度	特に指定しない限り、瞬時粒子速度の実効値。	particle velocity
801-21-30	ピーク粒子速度	ある時間内の瞬時粒子速度の最大値。	peak particle velocity
801-21-31	体積速度	表面に垂直な粒子速度成分とその微小面積との積の振動面にわたる積分。	volume velocity
801-21-32	瞬時粒子加速度	瞬時粒子速度の時間微分。	instantaneous particle acceleration
801-21-33	単一音源, モノポール	自由音場で音波をすべての方向に等しく放射する音源。	simple sound source, monopole
801-21-34	点音源	あたかも1点から音波を放射しているとみなせる音源。	point sound source
801-21-35	単一音源の強さ, モノポールの強さ	時間的に正弦変動する音波を放射し、波長に比べて小さい単一音源から作られる最大の瞬時体積速度。	strength of a simple sound source, strength of a monopole
801-21-36	音源の音響出力, 音源の音響パワー	ある時間の長さで、指定された周波数帯域の音源が放射する全音響エネルギーをその時間で除した値。	sound power of a source
801-21-37	音響エネルギー束, 面積要素を通過する音響パワー	対象とする面を通過する瞬時音圧と体積速度の同相成分の積の時間平均値。	sound energy flux, sound power through a surface element
801-21-38	音響パワー密度, 音の強さ, 音響エネルギー束密度, 音響インテンシティ	指定された方向に垂直な面を通過する音響エネルギー束をその面積で除した値。	sound power density, sound intensity, sound energy flux density

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-21-39	瞬時ポテンシャル音響エネルギー密度	瞬時音圧の二乗を媒質の弾性係数で除した値の1/2。	instantaneous potential sound energy density
801-21-40	瞬時運動音響エネルギー密度	媒質の密度とその粒子速度の二乗との積の1/2。	instantaneous kinetic sound energy density
801-21-41	音響エネルギー密度, 全エネルギー密度	瞬時ポテンシャル音響エネルギー密度と瞬時運動音響エネルギー密度との和。	sound energy density, total energy density
801-21-42	音響放射圧	音波が表面上に作用する一方向の定常圧力。	acoustic radiation pressure
801-21-43	スペクトル密度	場の量の二乗平均値を帯域幅で除した値を, 帯域幅をゼロに近づけたときの極限值。場の量の種類は, 音圧, 粒子速度, 粒子加速度などのように指定しなければならない。	spectral density, spectrum density
801-21-44	パワースペクトル密度	音響パワーを帯域幅で除して, 帯域幅をゼロに近づけたときの極限值。	power spectral density, power spectrum density
801-21-45	時定数	時間とともに指数的に減少する場の量の振幅が, $1/e=0.3679\dots$ まで変化するのに必要な時間。	time constant
801-21-46	刺激, 励振	系に加えられる外力又はその他の入力。	stimulus, excitation
801-21-47	応答, レスポンス	指定された条件下で刺激(駆動)による機器又はシステムの, 運動又はその他の出力。用いられる入力及び出力の種類を示すべきである。	response
801-21-48	ひずみ	波形の望ましくない変化。 備考 ひずみは, 次によって生じる。 a) 入力と出力間の非線形関係 b) 異なる周波数での非均一性伝搬 c) 周波数に比例しない位相変化	distortion

3.2 レベル

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-22-01	レベル	ある量とその量の基準の量との比の対数。対数の底, 基準の量及びレベルの種類を明記する必要がある。 備考1. レベルの種類は, 着目した量を表す用語と組み合わせて示す。例えば, 音圧レベル, 音響パワーレベルなど。 2. 基準の量は, 着目する量が瞬時値, 実効値又はそれ以外の量であっても変わらない。 3. レベルに用いられる対数の底は, レベルの単位によって明示される。	level

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-22-02	ベル	対数の底を10としたときの、パワーに比例する量のレベルの単位。また、対数の底を10の平方根 [10を底とする対数(常用対数)の値の2倍] としたときの場の量のレベルの単位。 備考 パワーのような量の例には、音響パワー及び音響エネルギーがある。場の量の例には、音圧又は電圧がある。	bel
801-22-03	デシベル	ベルの1/10の値。 備考1. デシベルは、レベルの単位として、ベルよりも一般的に使われる。 2. デシベルは、対数の底を10の10乗根 [10を底とする対数(常用対数)の値の10倍] としたとき、パワーのような量のレベルの単位として定義される。また、デシベルは、対数の底を10の20乗根 [10を底とする対数(常用対数)の値の20倍] としたときの場の量のレベルの単位である。	decibel
801-22-04	ネーパ	対数の底を $e=2.718\dots$ とする場の量のレベル単位。また、対数の底を $7.389\dots$ となる e の二乗としたときのパワーのような量のレベル単位。 備考 デシネーパは、ネーパの1/10。 1ネーパは、8.686 dB。	neper
801-22-05	音響パワーレベル	ある音響パワーの基準の音響パワーに対する比の対数。比の10を底とする対数(常用対数)をとり10倍すれば、音響パワーレベルはデシベルで表される。単位記号は、dB。 備考 特に指定がない限り、基準の音響パワーは、1pW。	sound power level
801-22-06	音の強さのレベル、 音響インテンシティレベル	ある指定された方向の音の強さの基準の音の強さに対する比の対数。比の10を底とする対数(常用対数)を採り、10倍すれば、音の強さのレベルはデシベルで表される。単位記号は、dB。 備考 特に指定がない限り、基準の音の強さは、1 pW/m ² 。	sound intensity level, sound energy flux density level
801-22-07	音圧レベル	ある音圧の基準の音圧に対する比の対数。比の10を底とする対数(常用対数)を採り、20倍すれば、音圧レベルはデシベルで表される。単位記号は、dB。 備考 特に指定がない限り、基準の音圧は、空中伝搬音に対しては20 μ Pa、空気以外の媒質に対しては1Pa。また、特に指定がない限り、音圧は実効値で表されているものとする。 参考 IEC 60050-801では、 <u>空気以外の媒質に対して、1 μPaを基準の音圧としているが、誤りである。</u>	sound pressure level
801-22-08	粒子速度レベル	ある速度と基準の速度に対する比の対数。比の10を底とする対数(常用対数)をとり20倍すれば、粒子速度レベルは、デシベルで表される。単位記号は、dB。 備考 特に指定がない限り、基準の粒子速度は、1 nm/s。また、特に指定がない限り、速度は実効値で表されているものとする。	particle velocity level

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-22-09	(振動) 加速度レベル	ある(振動)加速度の基準の加速度に対する比の対数。比の10を底とする対数(常用対数)をとり20倍すれば、(振動)加速度レベルはデシベルで表される。単位記号は、dB。 備考 特に指定がない限り、基準の加速度は、 $1 \mu\text{m/s}^2$ 。また、特に指定がない限り、加速度は、実効値で表されているものとする。 参考 計量法は、基準の加速度は、 $10 \mu\text{m/s}^2$ 。	(vibratory) acceleration level
801-22-10	ピークレベル	ある指定された時間内に生じる指定された量の最大の瞬時レベル。	peak level
801-22-11	時間平均音圧レベル, 等価音圧レベル	ある指定された時間内における音圧実効値の基準音圧に対する比の対数。比の10を底とする対数(常用対数)をとり20倍すれば、時間平均音圧レベルはデシベルで表される。単位記号は、dB。 備考 特に指定がない限り、空中伝搬音の基準音圧は、 $20 \mu\text{Pa}$ 。	time-average sound pressure level, equivalent continuous sound pressure level
801-22-12	帯域音圧レベル, バンド(音圧)レベル	ある特定された周波数帯域内の音圧レベル。 備考 周波数帯域は、低域及び高域の遮断周波数又は幾何学的な中心周波数と帯域幅で特定してよい。帯域幅は、1オクターブバンド(音圧)レベル、1/2オクターブバンド(音圧)レベル、1/3オクターブバンド(音圧)レベルのように、バンドレベルに付随する接頭語で指定してもよい。	band sound pressure level
801-22-13	スペクトル密度レベル, スペクトルレベル	ある周波数帯域内に分布する指定された量のその周波数帯域幅との比について、周波数帯域幅をゼロに近づけたときの極限値のレベル。 備考1. 量の種類は、(二乗)音圧スペクトルレベルのように明示しなければならない。 2. 観測に用いるフィルタが有限な周波数帯域幅をもっていることを考慮し、実際には着目する周波数帯域の中心周波数における音圧スペクトルレベル L_{ps} は、次の式で得られる。 $L_{ps} = 10 \log_{10} \frac{(p^2/B)}{(p_0^2/B_0)} \text{ dB}$ ここに、 p と p_0 は、それぞれ観測値と基準値、 B と B_0 は、フィルタの実効周波数帯域幅と基準帯域幅1 Hzである。 L_p をそのフィルタによって観測されたバンド音圧レベルとすれば、上の式は $L_{ps} = L_p - 10 \log_{10}(B/B_0) \text{ dB}$	spectrum density level, spectrum level

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-22-14	サウンドレベル, 重み付け音圧レベル, 騒音レベル	標準の周波数重み付けと指数形時間重み付けを施して得られる音圧の基準音圧20 μ Paに対する比の対数。比の10を底とする対数(常用対数)を採り、20倍すれば、重み付け音圧レベルはデシベルで表される。単位記号は、dB。 備考1. 周波数重み付け特性A, B, Cと指数形時間重み付け特性fast (F), slow (S), impulse (I)は、IEC 60651 : 1979 “Sound Level Meters” に規定されている。 2. 使用した時間と周波数の重み付け特性は、明示するのが望ましい。特に指定がない場合には、fast (F) 指数形時間重み付け特性とA周波数重み付け特性が使用されているものとする。 参考 我が国で用いられている騒音レベルは、周波数重み付けA特性とF又はS指数形時間重み付け特性を用いた音圧レベル。	weighted sound pressure level, sound level
801-22-15	ピークサウンドレベル	ある指定された時間内で、標準の周波数重み付け音圧レベルの最大瞬時値。 備考 もし、周波数重み付け特性の指定がない場合には、A周波数重み付け特性が指定されているものとする。	peak frequency- weighted sound pressure level, peak sound level
801-22-16	時間平均サウンドレベル, 等価サウンドレベル, 等価騒音レベル	ある指定された時間区間に与えられた標準の周波数重み付け音圧の二乗時間平均値の基準音圧(20 μ Pa)の二乗に対する比の対数。デシベルで表した時間平均音圧レベルは、比の10を底とする対数(常用対数)の10倍。単位記号は、dB。 備考 もし、周波数重み付け特性の指定がない場合には、A周波数重み付け特性が指定されているものとする。	time-average sound level, equivalent continu- ous sound level
801-22-17	音響暴露レベル, 騒音暴露レベル	A周波数特性で重み付けされた音圧の二乗値のある指定された時間間隔にわたる又は飛行機の通過のような時間事象にわたる時間積分の、基準音圧20 μ Paの二乗値に1秒間の基準継続時間間隔を乗じた積に対する比の対数。デシベルで表した音響暴露レベルは、その比の10を底とする対数(常用対数)の10倍。単位記号は、dB。基準の音圧と周波数重み付け特性は、指定があれば異なってもよい。	sound exposure level

3.3 伝搬

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-23-01	波	媒質中のどの点においても時間の関数であるとともに、ある時刻におけるある点では、その点の空間座標の関数であるように媒質中をある定められた速度で伝搬するじょう乱。	wave
801-23-02	波面	ある時刻において波のある特徴量が同位相で進行する面の軌跡。	surface wavefront.
801-23-03	自由進行波	媒質境界の影響を受けることなく、媒質中を進行する波。	free progressive wave
801-23-04	圧縮波	弾性体内において、回転変形を伴わない微小領域の体積変化によって引き起こされる波。 備考 数学的には、圧縮波は、速度場の回転がゼロとなる波である。	compressional wave
801-23-05	縦波	媒質中の各点の粒子変位の方向が波面と直交する波。	longitudinal wave

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-23-06	平面波	波面がどこでも伝搬方向に垂直で、互いに平行な平面である波。	plane wave
801-23-07	球面波	波面が同心球面である波。	spherical wave
801-23-08	円筒波	波面が同軸円筒面である波。	cylindrical wave
801-23-09	横波	媒質中の各点の粒子変位の方向が波面と平行な波。	transverse wave
801-23-10	すべり波	弾性体内において、体積変化を伴わない微小領域の変形によって引き起こされる波。 備考 数学的には、滑り波の粒子速度の発散はゼロである。	rotation wave, shear wave
801-23-11	屈曲波	圧縮波と滑り波とが結合した、板又は棒における横波。	bending wave
801-23-12	レイリー波	表面粒子が表面に垂直な方向を主軸とし、初期のじょう乱がないときの表面上に中心をもつ、だ円を描きながら、固体の自由境界面上を伝搬する表面波。 備考1. 初期のじょう乱がないときの表面からの最大粒子変位点では、粒子の運動方向は波の伝搬方向と反対になる。 2. レイリー波の伝搬速度は、固体中のすべり波のそれよりもわずかに遅い。レイリー波の振幅は、深さとともに指数関数的に減少する。 参考 IEC規格では、“固体又は液体の自由境界面上を”としているが、液体を含めるのは誤りである。	Rayleigh wave
801-23-13	干渉	同一周波数で位相又は伝搬方向が異なる二つ以上の波が重畳して生じる現象。	interference
801-23-14	うなり	周波数の異なる二つ以上の同種の波が線形又は非線形結合して生じる現象。	beat
801-23-15	定在波	同一周波数の同種の進行波の干渉によって生じる空間的にある固定した分布をもつ周期的な波。 備考 このような波は、空間的に固定した節又は部分節及び腹によって特徴付けられる。	standing wave
801-23-16	節	定在波において、波のある指定された量の振幅がゼロとなる点、線又は面。 備考1. 実際には、この振幅は一般にゼロにはならず最小値となるだけである。このとき節は、部分節と呼ばれる。 2. 節となる量を明確に指定するために、変位の節、粒子速度の節、音圧の節のように、節という用語の前に接頭語を施して用いるのがよい。	node
801-23-17	腹	定在波において、波のある指定された量の振幅が最大となる点、線又は面。 備考 腹となる量を明確に指定するために、変位の腹、粒子速度の腹、音圧の腹のように、腹という用語の前に接頭語を施して用いるのがよい。	antinode
801-23-18	音の速さ	自由進行音波の位相速度の大きさ。	speed of sound
801-23-19	音の速度, 音速	音波が伝搬する方向と速さを示すベクトル。 参考 音速は、音の速さの意味に用いることもある。	sound wave velocity

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-23-20	位相速度	一定位相の面が伝搬する方向の速度。	phase velocity
801-23-21	群速度	非正弦的なじょう乱の包絡線で表される特徴量の伝搬速度。 備考1. 群速度は、分散性媒質においてだけ位相速度と異なる。 2. 群速度は、通常、じょう乱にかかわるエネルギーの伝搬速度。	group velocity
801-23-22	分散	音の速さが周波数によって異なるために生じる、波の正弦波成分の分離。	dispersion
801-23-23	屈折	音の速さが場所によって変わるために、音波の伝搬する方向が変化する現象。	refraction
801-23-24	鏡面反射	二つの媒質の境界面から、その境界面の法線方向に対して対称で入射角と等しい角度で元の媒質中を音波が進行する現象。	specular reflection
801-23-25	回折	媒質中の障害物又は不均一性によって、音波の進行方向が変化する現象。	diffraction
801-23-26	散乱	多くの方向に生じる音波の不規則な回折及び反射。	scattering
801-23-27	音場	音波の存在する弾性体内の領域。	sound field
801-23-28	自由音場	等方性、かつ、均質の媒質中で境界の影響を無視できる音場。	free sound field
801-23-29	近距離音場	音源に十分近くに作られる瞬時音圧と瞬時粒子速度とが同相にならない音場。	near sound field
801-23-30	遠距離音場	音源から十分遠方に作られる瞬時音圧と瞬時粒子速度とを同相とみなすことができる音場。	far sound field
801-23-31	拡散音場	ある区域内で音響エネルギー密度の統計分布が一様で、かつ、その区域内のどの点においても音響エネルギーの伝搬方向がすべての方向に対して等確率である音場。	diffuse sound field
801-23-32	残響音場	ほとんどすべての音波がすでにその媒質境界から多数回反射を繰り返している音場。	reverberant sound field
801-23-33	伝搬定数	一様な系において系が無限の長さをもつとみなせるとき、単位の長さだけ隔たった2点において測定される二つの粒子速度(又は音圧)間の複素数比の自然対数。	linear exponent of sound propagation, sound propagation coefficient
801-23-34	要素伝搬定数	周期的な構造をもつ系において、系が無限の長さをもつとみなせるとき、相隣る対応する2点において測定される二つの粒子速度(又は音圧)間の複素数比の自然対数。	elementary exponent of sound propagation
801-23-35	減衰定数	伝搬定数の実数部。 備考 単位記号は、 N_p/m 。	attenuation coefficient
801-23-36	要素減衰定数	要素伝搬定数の実数部。	elementary attenuation of propagation
801-23-37	位相定数	伝搬定数の虚数部。 備考 単位記号は、 rad/m 。	acoustic phase coefficient

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-23-38	要素位相定数	要素伝搬定数の虚数部。	elementary dephasing of sound propagation
801-23-39	伝搬損失	音が伝搬する媒質中における、ある指定された2点間の音圧レベルの減衰。しばしばどちらか一方の点を音源からある基準の距離だけ離れた地点に採る。	transmission loss, propagation loss
801-23-40	吸収損失	伝搬損失のうち、媒質中又は反射に伴う音響エネルギーの消散又は変換によるもの。	absorption loss
801-23-41	発散損失	伝搬損失のうち、発散すなわち系の構成に基づく音波の広がりによるもの。 備考 発散損失は、例えば、点音源から放射される球面波に存在する。 参考 距離減衰ともいう。	divergence loss, spreading loss
801-23-42	屈折損失	伝搬損失のうち、媒質の不均一性によって生じる屈折によるもの。	refraction loss
801-23-43	音響流	音波によって引き起こされる流体中の一方向の流れ。	acoustic streaming

3.4 発振

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-24-01	強制振動	外部からの励振によって引き起こされる振動。	forced oscillation
801-24-02	固有振動	外部からの励振を取り去った後に持続している振動。	free oscillation
801-24-03	過渡振動	外部からの励振の変化の結果生じる振動。	transient oscillation
801-24-04	自励振動	非周期的エネルギーが供給されたときに系の中に生じる持続した振動。	self-induced oscillation, self-excited oscillation
801-24-05	共振, 共鳴	励振周波数のわずかな増減によっても系の応答が減少するような強制振動系の現象。 備考 例えば、速度の共振のように何の量に対する応答かを示すのがよい。	resonance
801-24-06	共振周波数	共振を起こす周波数。 備考 混乱を起こす可能性があるときは、例えば、速度の共振周波数のように、共振の種類を示さなければならない。	resonance frequency
801-24-07	反共振	励振周波数のわずかな増減によっても系の応答が増加するような、強制振動系の現象。 備考 例えば、速度の反共振のように何の量に対する応答かを示すのがよい。	anti-resonance
801-24-08	固有振動数	系の固有振動の周波数。多自由度系においては、固有振動数は固有振動モードの周波数である。 参考 自由振動数ともいう。	natural frequency
801-24-09	不減衰自由周波数, 不減衰固有振動数	系の弾性力又は慣性力だけによって決まる固有振動の周波数。	undamped natural frequency

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-24-10	減衰自由周波数, 減衰固有振動数	減衰線形系の固有振動数。	damped natural frequency
801-24-11	基本周波数, 基本振動数	a) ある周期性の量において、それと同じ周期をもつ正弦波成分の周波数。 b) 振動系において、最も低い固有振動数。	fundamental frequency
801-24-12	Q(きゅう)	1周期の間に蓄えられる最大エネルギーの消費されるエネルギーに対する比の 2π 倍で表される、系の共振の鋭さの測度。 備考 歴史的には、Qという文字は回路のリアクタンスの抵抗に対する比を示すために適宜に選ばれたものである。英語の“quality factor”という名前は、後から導入された。	quality factor
801-24-13	振動モード	各粒子の動きが同一周波数で単純調和している振動系がとる特徴的なパターン。 備考 多自由度系では、二つ以上のモードが同時に存在する。	mode of oscillation
801-24-14	固有振動モード	非制動系の固有振動のモード。 備考 一般的に、系のどのような複合された動きもそれぞれが全く独立に振動する固有モードの和に分解できる。 参考 振動の正規モードともいう。	normal mode of oscillation
801-24-15	モード番号	系の固有振動モードを周波数順に並べて付けた整数の組。	modal numbers
801-24-16	基本振動モード	最も低い固有振動数をもつ振動モード。	fundamental mode of oscillation
801-24-17	連成モード	互いに独立でなくエネルギーの移動によって影響し合う振動モード。 参考 結合モードともいう。	coupled modes
801-24-18	非連成モード	他のモードと独立に振動する固有モード。 参考 非結合モードともいう。	uncoupled mode
801-24-19	ダンピング, 制動減衰	時間又は距離とともに振動系からエネルギーが失われること。	damping
801-24-20	臨界制動	変位した系が振動することなしに、初期位置へ戻るようにするための最小限の制動。	critical damping
801-24-21	制動比	実際の制動の臨界制動に対する比。	damping ratio
801-24-22	粘性減衰	振動系の粒子が粒子速度に比例した大きさをもち、粒子の動きと逆方向の力によって抵抗を受けるときに生じる減衰。	viscous damping
801-24-23	対数減衰率	単一周波数の振動が減衰するとき、振動の最大値の同じ向きの相続く最大値に対する比の自然対数。	logarithmic decrement
801-24-24	定常振動	変動なしに続いている振動。	steady-state oscillation
801-24-25	サブハーモニックス ポンス	励振周波数の約数の周波数における系の周期的な応答。	subharmonic response
801-24-26	力積	力が加えられている期間にわたる力の時間積分。	impulse
801-24-27	衝撃パルス	系のどの振動モードの半周期と比べても短い時間内に立ち上がり、立ち下がるという特徴をもつ励振。	shock pulse

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-24-28	衝撃パルスの持続時間	励振の瞬時値が、その最大値に対する所定のある割合から立ち上がり、同じ値まで減少するために必要な時間。	duration of shock pulse
801-24-29	パルス立ち上がり時間	パルスの立ち上がり部において、パルスの最大値に対して所定のある小さな割合から、ある割合まで立ち上がるために必要な時間。	pulse rise time

3.5 変換器

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-25-01	音響系	音響信号を発生、伝送又は受信することができる系。	acoustical system
801-25-02	機械系	機械信号を発生、伝送又は受信することができる系。	mechanical system
801-25-03	複素パラメータ	(音圧、振動速度、電圧などのように)時間とともに正弦的に変化する実際の量を表現する複素量又は同じ周波数におけるそのような二つの複素量の商であり、それらは実数部 a と虚数部 b とによって $(a+jb)$ の形で表現するか又は大きさ A と位相 θ とによって指数形式 $Ae^{j\theta}$ と表現することができる。 備考1. この項を通じて(機械的、音響的、電気的な)すべてのパラメータは、特に断りがない限り複素数と考える。 2. ここでは、 $+j$ の慣例は、それによって正方向に進む正弦波を $\text{Re}[e^{j(\omega t - kx)}]$ 、質量によるリアクタンスを $+j\omega M$ 、スチフネスによるリアクタンスを $-jS/\omega$ と表現するように守られている。ここに、波数 $k=\omega/c$ は、角周波数 ω を音の速さ c で除した値、質量は、 M 、スチフネスは、 S である。	complex parameter
801-25-04	変換器	ある種類の入力信号を受け、これを別の種類の信号として供給するが、入力信号の必要とされる特徴が出力信号に現れるように設計されたデバイス。	transducer
801-25-05	受動変換器	出力信号のエネルギーがもっぱら入力信号から与えられる変換器。	passive transducer
801-25-06	能動変換器	出力信号のエネルギーの少なくともその一部が入力信号以外の供給源から与えられる変換器。	active transducer
801-25-07	可逆変換器	電気信号を音響信号又は機械信号に変換でき、またその逆も可能な変換器。	reversible transducer
801-25-08	相反変換器	どちらの方向の変換においても同じ結合係数をもつような、線形で受動的で可逆な電気機械変換器又は電気音響変換器。	reciprocal transducer
801-25-09	伝達関数	線形の系において、出力信号のフーリエ変換又は初期条件をゼロとしたラプラス変換を入力信号の同様の変換で除した値。	transfer function
801-25-10	(変換器の)感度	変換器の出力信号を記述する所定の量を、それに対応する入力信号を記述する別の所定の量で除した値。	sensitivity (of a transducer)
801-25-11	(変換器の)相対感度	ある条件下における変換器の感度の同じ種類の所定の基準感度に対する比。	relative sensitivity (of a transducer)

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-25-12	(変換器の)感度レベル	所定の種類の出力レベルと、その出力レベルから生じさせる所定の種類の入力レベルを差し引いた値。 備考 入力レベルと出力レベルの基準値が基準感度を定める。それらは、適宜選ぶべきである。	sensitivity level (of a transducer)
801-25-13	インピーダンス	ある周波数において、(力又は音圧といった)力の量を(振動速度又は粒子速度といった)運動の場の量で除した値。又は電圧を電流で除した値。 備考1. インピーダンスという用語は、一般的には、線形系、かつ、定常な正弦信号に対して適用される。 2. 過渡的な場合には、周波数の関数としてのインピーダンスは、それぞれのフーリエ変換又はラプラス変換した量の商である。 3. インピーダンスは、その積がパワー又は単位面積当たりのパワーの単位をもつような二つの量の商である。	impedance
801-25-14	共役インピーダンス	実数部(抵抗)は等しく、虚数部(リアクタンス)は大きさが等しく符号が逆であるようなインピーダンス。 備考 共役インピーダンスは、共役複素数によって表される。	conjugate impedance
801-25-15	アドミタンス	所定の種類のインピーダンスの逆数。	admittance
801-25-16	イミタンス	インピーダンス又はアドミタンスを示す一般用語。	immittance
801-25-17	駆動点インピーダンス	系のある点における力の場の量を、その結果生じる同じ点における運動の場の量で除した値。	driving-point impedance
801-25-18	伝達インピーダンス	系のある点における力の場の量を、同じ系の異なる点におけるそれに対応する運動の場の量で除した値。	transfer impedance
801-25-19	短絡インピーダンス	機械又は音響信号を電気信号へ変換する変換器において、出力側を短絡したときの入力側の機械又は音響インピーダンス。	short-circuit impedance
801-25-20	自由インピーダンス	電気信号を機械又は音響信号へ変換する変換器において、出力側にインピーダンスがゼロの負荷をつないだときの入力インピーダンス。	free impedance
801-25-21	負荷時インピーダンス	変換器において、出力に所定の負荷を接続したときの、所定の種類(電気、機械又は音響)の入力インピーダンス。	loaded impedance
801-25-22	開放インピーダンス	機械又は音響信号を電気信号へ変換する変換器において、出力に無限大のインピーダンスの負荷を接続したときの入力側の機械又は音響インピーダンス。	open-circuit impedance
801-25-23	制止インピーダンス	電気信号を機械又は音響信号へ変換する変換器において、出力に無限大インピーダンスの負荷を接続したときの入力インピーダンス。	blocked impedance
801-25-24	モーショナルインピーダンス	変換器において、負荷時電気インピーダンスから機械的制止負荷をかけたときの電気インピーダンスを差し引いた値。 備考 この定義は、ジャイレータ結合の変換器に最も適している。	motional impedance
801-25-25	モーショナルアドミタンス	変換器において、負荷時電気アドミタンスから機械的制止負荷をかけたときの電気アドミタンスを差し引いた値。 備考 この定義は、トランス結合の変換器に最も適している。	motional admittance

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-25-26	(ある点の) 機械インピーダンス	線形の機械系において、ある1点に加えられた力を、その結果生じた速度の、力と同じ方向成分で除した値。 備考 ねじれ機械インピーダンスの場合は、力及び速度をトルク及び角速度で置き換える。	mechanical impedance (at a point)
801-25-27	機械抵抗	機械インピーダンスの実数部。	mechanical resistance
801-25-28	機械リアクタンス	機械インピーダンスの虚数部。	mechanical reactance
801-25-29	見掛けの質量	正弦波運動をしているとき、力をその結果生じる加速度の同相成分で除した値。 備考 この用語は、慣性が主である周波数帯に適する。	apparent mass
801-25-30	スチフネス	摩擦と慣性が無視できる系において、正弦波運動をしているときに1点に加わる力をその結果生ずる変位の同相成分で除した値。 備考 ねじれスチフネスの場合は、力と変位をトルクと回転角で置き換える。	stiffness
801-25-31	コンプライアンス	スチフネスの逆数。	compliance
801-25-32	電気機械変換器	電気信号を受けて機械信号を出力するように設計された変換器又はその逆。	electromechanical transducer
801-25-33	電気機械結合係数(1)	次のいずれかの値。 a) 電気信号を機械信号に変換する場合に、電気系の駆動電流によって制止機械系に生じる力を、駆動電流で除した値。 b) 機械信号を電気信号へ変換する場合に、機械系における駆動速度によって生じる電気系の短絡電流を、駆動速度で除した値。 備考 これらの定義は、ジャイレータ結合をする相反電気機械変換器。例えば、電磁変換器の場合に適する。この場合、両者は等しい大きさとなる。 参考 一般に“電気機械力係数”とよばれている。また、“電気機械結合係数”の用語は、電気機械変換器の能率として定義されることもある。	electromechanical coupling coefficient (1)
801-25-34	電気機械結合係数(2)	次のいずれかの値。 a) 電気信号を機械信号に変換する場合に、電気系の駆動電圧によって制止機械系に生じる力を、駆動電圧で除した値。 b) 機械信号を電気信号へ変換する場合に、機械系における駆動速度によって生じる電気系の短絡電流を、駆動速度で除した値。 備考 これらの定義は、トランス結合をする相反電気機械変換器、例えば、静電又は圧電変換器の場合に適する。この場合、両者は等しい大きさとなる。 参考 一般に“電気機械力係数”とよばれている。また、“電気機械結合係数”の用語は、電気機械変換器の能率として定義されることもある。	electromechanical coupling coefficient (2)

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-25-35	比音響インピーダンス	音場内の1点において、音圧を粒子速度で除した値。	specific acoustic impedance
801-25-36	比音響抵抗	比音響インピーダンスの実数部。	specific acoustic resistance
801-25-37	比音響リアクタンス	比音響インピーダンスの虚数部。	specific acoustic reactance
801-25-38	比音響アドミタンス	比音響インピーダンスの逆数。 備考 この実数部は比音響コンダクタンス、虚数部は比音響サセプタンスである。	specific acoustic admittance
801-25-39	媒質の特性インピーダンス	平衡状態における媒質の密度と音の速さの積。 備考 非分散性の媒質内を進行する平面音波では、比音響インピーダンスは、媒質の特性インピーダンスに等しい。 参考 固有音響抵抗ともいう。	characteristic impedance of a medium
801-25-40	音響インピーダンス	指定された面において、音圧をその面を通過する体積速度で除した値。	acoustic impedance
801-25-41	音響抵抗	音響インピーダンスの実数部。	acoustic resistance
801-25-42	音響リアクタンス	音響インピーダンスの虚数部。	acoustic reactance
801-25-43	音響質量、イナータンス	慣性が主である周波数において、正弦波運動をしているとき、音圧をその結果生じる同相の体積加速度で除した値。 備考 音響質量は、質量を面積の2乗で除した次元をもつ。	acoustic mass, inertance
801-25-44	音響スティフネス	摩擦と慣性が無視できる正弦波運動をしている系において、音圧をその結果生じる同相の体積変位で除した値。	acoustic stiffness
801-25-45	音響コンプライアンス	音響スティフネスの逆数。	acoustic compliance
801-25-46	音響アドミタンス	音響インピーダンスの逆数。	acoustic admittance
801-25-47	電気音響変換器	電気信号を受けて音響信号を出力するように設計された変換器又はその逆。	electroacoustic transducer
801-25-48	電気音響結合係数(1)	次のいずれかの値。 a) 電気信号を音響信号に変換する場合に、電気系の駆動電流によって制止音響系に生じる音圧を駆動電流で除した値。 b) 音響信号を電気信号へ変換する場合に、音響系における駆動体積速度によって生じる電気系の開放電圧を駆動体積速度で除した値。 備考 これらの定義は、ジャイレータ結合をする相反電気音響変換器。例えば、電磁変換器の場合に適する。この場合、両者は等しい大きさとなる。 参考 電気音響力係数又は単に力係数ともいう。	electroacoustic coupling coefficient (1)

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-25-49	電気音響結合係数(2)	次のいずれかの値。 a) 電気信号を音響信号に変換する場合に、電気系の駆動電圧によって制止音響系に生じる音圧を駆動電圧で除した値。 b) 音響信号を電気信号へ変換する場合に、音響系における駆動体積速度によって生じる電気系の短絡電流を、駆動体積速度で除した値。 備考 これらの定義は、トランス結合をする相反電気音響変換器、例えば、静電又は圧電変換器の場合に適する。この場合、両者は等しい大きさとなる。 参考 電気音響力係数又は単に力係数ともいう。	electroacoustic coupling coefficient (2)
801-25-50	基準点	変換器の電気音響特性のよりどころとするため、その変換器の形状に対応して指定された点。主軸上にとった極座標系の原点とするのが望ましい。	reference point
801-25-51	主軸, 基準軸	電気音響変換器の指向特性を表すための極座標系の定義に用いられる、基準点を通る軸。 備考 幾何学的な対称軸を主軸とすることが多い。	principal axis, reference axis
801-25-52	実効音響中心, 仮想音響中心	音を発生する電気音響変換器に関する、指定された周波数、指定された方向及び距離範囲における、音圧がその点からの距離に反比例するような仮想の点音源の位置。 備考 可逆変換器を受音に用いるときの実効音響中心は、音の発生に用いるときの音響中心と一致する。 参考 単に、音響中心ともいう。	effective acoustic centre, virtual acoustic centre
801-25-53	音圧感度, 電圧感度	受音のための電気音響変換器に関する、指定された周波数における、開放出力電圧を変換器の受音部に印加される音圧で除した値。 備考 負荷インピーダンスが端子開放での値と異なるときは、これを明示しなければならない。	pressure sensitivity, voltage sensitivity
801-25-54	自由音場感度	受音のための電気音響変換器に関する、指定された周波数及び指定された音波入射方向における、開放出力電圧を無じょう乱平面進行波自由音場の音圧で除した値。 備考 負荷インピーダンスが端子開放での値と異なるときは、これを明示しなければならない。	free-field sensitivity
801-25-55	回折係数	指定された周波数及び指定された音波入射方向における、変換器の受音部に印加される音圧のその変換器が置かれていないときのその点での自由音場音圧に対する比。	diffraction factor
801-25-56	自由音場電流感度	受音のための電気音響変換器に関する、指定された周波数及び指定された音波入射方向における、変換器の出力端短絡電流を無じょう乱平面進行波自由音場の音圧で除した値。 参考 負荷インピーダンスが端子短絡での値と異なるときは、これを明示すること。	free-field current sensitivity

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-25-57	対電圧感度, 音源の電圧感度	音を発生する電気音響変換器に関する, 指定された周波数における, 実効音響中心から指定された距離, 指定された方向での自由音場音圧を入力信号電圧で除した値。 備考 変換器の実効音響中心が簡単に決められないときには, 変換器の基準点から距離を測定する。	sensitivity to voltage
801-25-58	対電流感度, 音源の電流感度	音を発生する電気音響変換器に関する, 指定された周波数における, 実効音響中心から指定された距離, 指定された方向での自由音場音圧を入力信号電流で除した値。 備考 変換器の実効音響中心が簡単に決められないときには, 変換器の基準点から距離を測定する。	sensitivity to current
801-25-59	対電力感度, 音源の電力感度	音を発生する電気音響変換器に関する, 指定された周波数における, 実効音響中心から指定された距離, 指定された方向での自由音場音圧の2乗の時間平均値を入力信号電力で除した値。 備考 変換器の実効音響中心が簡単に決められないときには, 変換器の基準点から距離を測定する。	sensitivity to electric power
801-25-60	相反定理	線形, 受動, かつ, 可逆の電気音響変換器に関する次のような原理: a) 変換器が受音(すなわち, マイクロホンとして)動作するときの電圧感度と, その変換器が音を発生するときの電流感度との関係, 及び b) 変換器が受音(すなわち, マイクロホンとして)動作するときの電流感度と, その変換器が音を発生するときの電圧感度との関係は, 変換器の配置, 周波数及び媒質の物理的性質だけに依存する。	reciprocity principle
801-25-61	相反係数	可逆電気音響変換器に関する, 指定された周波数における, a) 変換器が受音(すなわち, マイクロホンとして)動作するときの電圧感度を, その変換器が音を発生するときの電流感度で値, 又は, b) 変換器が受音(すなわち, マイクロホンとして)動作するときの電流感度を, その変換器が音を発生するときの電圧感度で除した値。	reciprocity coefficient
801-25-62	接話感度	マイクロホンに関する, 指定された周波数における, 開放出力電圧のそのマイクロホンの基準点での音圧に対する比。ここに, 音圧は, 人の口及び頭部又はその音響特性を模擬する指定された音源によって発生された, マイクロホンを取り除いた後の無じょう乱音場における値とする。 備考1. 負荷インピーダンスが開放負荷の値以外の場合は, 明示しなければならない。 2. この定義は, 口の近傍で使用されるマイクロホンだけに適用する。	close-talking sensitivity
801-25-63	正面感度	指定された周波数における, 主軸に沿って基準点に向かって伝搬する平面進行音波に対するマイクロホンの自由音場感度	axial sensitivity

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-25-64	ランダム入射感度	受音のための電気音響変換器に関する、指定された位置、指定された周波数における、すべての方向から同じ確率で相次いで入射する同じ音波による開放出力電圧の2乗平均値の平方根を、変換器が置かれていないときに、その音波の一つがその位置に自由伝搬して入射するときの音圧で除した値。	random-incidence sensitivity
801-25-65	拡散音場感度	受音のための電気音響変換器に関する、指定された位置、指定された周波数における、すべての方向から同じ確率で入射するおおむね同時に入射する音波群による開放出力電圧の2乗平均値の平方根を、変換器が置かれていないときのその位置での同じ音波群による音圧の2乗平均値の平方根で除した値。	diffuse-field sensitivity
801-25-66	指向性パターン	指定された平面内、指定された周波数において、電気音響変換器の感度レベルを音波の放射又は入射方向の関数として表した図。通常は、極座標図として描かれる。	directional pattern
801-25-67	指向係数	a) 音の発生のための電気音響変換器に関する、指定された周波数における、主軸上の決められた点における自由音場音圧の2乗と変換器の実効音響中心を中心として上記の決められた点を通る球面上での音圧の2乗平均値に対する比。 b) 受音のための電気音響変換器に関する、指定された周波数における、主軸に沿って入射する音波に対する自由音場感度の2乗とすべての方向から同じ確率で相次いで入射する音波群に対する感度の2乗平均値に対する比。	directivity factor
801-25-68	指向性利得, 指向指数	変換器の指向係数の10を底とする対数(常用対数)の10倍。 備考 指向性利得は、特に指定された主軸以外の方向に対しても与えられる。	directional gain, directivity index
801-25-69	角度偏り損失	変換器の主軸に対する感度レベルから、その変換器の指定された方向に対する感度レベルを減じた値。	angular deviation loss

3.6 マイクロホン

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-26-01	マイクロホン	音響振動から電気信号を得る電気音響変換器。	microphone
801-26-02	標準マイクロホン	一次校正法で感度が正確に校正されているマイクロホン。	standard microphone
801-26-03	音圧マイクロホン	音圧に応答する電気出力をもつマイクロホン。	pressure microphone
801-26-04	音圧傾度マイクロホン	音圧傾度に応答する電気出力をもつマイクロホン。	pressure-gradient microphone
801-26-05	全指向性マイクロホン	音波の入射方向に、実用上独立な感度をもつマイクロホン。	omnidirectional microphone
801-26-06	指向性マイクロホン	音波の入射方向に、依存する感度をもつマイクロホン。	directional microphone
801-26-07	単一指向性マイクロホン	一方向の音波に、顕著な最大感度をもつ指向性マイクロホン。	unidirectional microphone

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-26-08	ラインマイクロホン	直線上に配列した電気音響変換素子アレイ, 又はこれと音響的に等価な働きをするアレイで構成した指向性マイクロホン。	line microphone
801-26-09	組合せマイクロホン	指向性効果を得るために, 二つ又はそれ以上の素子で構成したマイクロホン。	multiple microphone
801-26-10	プローブマイクロホン	その付近の音場をあまり乱すことなく測定するマイクロホン。	probe microphone
801-26-11	防騒音マイクロホン, 雑音消去マイクロホン	一定の方向又は距離からの周囲雑音を消去するマイクロホン。	anti-noise microphone, noise-cancelling microphone
801-26-12	カーボンマイクロホン	炭素粒間の接触抵抗の変化で動作するマイクロホン。	carbon microphone
801-26-13	コンデンサマイクロホン, 静電マイクロホン, 静電容量マイクロホン	静電容量の変化に応じて動作するマイクロホン。	condenser microphone, electrostatic microphone, capacitor microphone
801-26-14	エレクトレットマイク ロホン	静電容量を形成する電極のいずれか一方に, 電荷を永久的に蓄え, これによって得られる電界を利用するコンデンサマイクロホン。	electret microphone
801-26-15	圧電マイクロホン	物質の圧電特性によって動作するマイクロホン。	piezoelectric microphone
801-26-16	マグネチックマイク ロホン	磁気回路の磁気抵抗の変化で動作するマイクロホン。	electromagnetic microphone
801-26-17	ダイナミックマイク ロホン, 動電マイクロホン	磁界中に置かれた導体の運動によって生じる起電力で動作するマイクロホン。	moving-conductor microphone, electrodynamic microphone
801-26-18	リボンマイクロホン	磁界中に置かれた導体が薄いリボンで, そのリボンが音波によって直接駆動されるダイナミックマイクロホン。	ribbon microphone
801-26-19	ムービングコイルマイ クロホン, 可動コイルマイク ロホン	磁界中に置かれた導体が, コイル形状をしているダイナミックマイクロホン。	moving-coil microphone
801-26-20	磁気ひずみマイク ロホン	物質の磁気ひずみ特性によって動作するマイクロホン。	magnetostriction microphone
801-26-21	電子マイクロホン	真空管又はトランジスタの一つの電極の動きによって生じる電子流の変化によって動作するマイクロホン。	electronic microphone
801-26-22	イオンマイクロホン	イオンプラズマ及び周囲の空気の相互作用によって動作するマイクロホン。	ionic microphone

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-26-23	熱マイクロホン, 熱線マイクロホン	音波の冷却又は加熱効果によって生じる熱線の抵抗変化によって動作するマイクロホン。	thermal microphone, hot-wire microphone
801-26-24	接話マイクロホン	話者の口に近づけて使用するよう、特に設計したマイクロホン。	close-talking microphone
801-26-25	リップマイクロホン	話者の唇に接触して使用するよう設計したマイクロホン。	lip microphone
801-26-26	ラベルマイクロホン	使用者の衣服に付けるよう設計したマイクロホン。	lapel microphone
801-26-27	マスクマイクロホン	呼吸マスクの内側で使用するよう設計したマイクロホン。	mask microphone
801-26-28	スロートマイクロホン	喉頭に近い咽喉部に接触させて使用するマイクロホン。	throat microphone
801-26-29	骨導マイクロホン	頭骸に接触して使用するマイクロホン。	bone-conduction microphone
801-26-30	送話器, 小形送話器	電話システム用マイクロホン。	telephone microphone, capsule telephone microphone

3.7 スピーカ

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-27-01	スピーカ	電気信号の波から音波を得る機能を持ち、音響パワーを周囲の媒体に放射するよう設計された電気音響変換器。 備考 “スピーカ” という用語は、スピーカユニット及びこれを含むエンクロージャの両者に用いられる。	loudspeaker
801-27-02	スピーカユニット	音響エネルギーを周囲の媒体に放射するよう設計された、エンクロージャ又はバフルなどの付加物をもたない電気音響変換器。	loudspeaker unit
801-27-03	コンデンサスピーカ, 静電スピーカ	静電力によって動作するスピーカ。	electrostatic loudspeaker
801-27-04	圧電スピーカ	圧電材料の変形によって動作するスピーカ。	piezoelectric loudspeaker
801-27-05	マグネチックスピーカ	磁気回路の磁気抵抗の変化によって動作するスピーカ。	electromagnetic loudspeaker
801-27-06	ダイナミックスピーカ, 可動コンダクタスピーカ, 可動コイルスピーカ	静磁界中に置かれたコイル又は導体を流れる電流の変化で生じる運動によって動作するスピーカ。	moving-conductor loudspeaker, moving-coil loudspeaker, electrodynamic loudspeaker
801-27-07	磁気ひずみスピーカ	材料の磁気ひずみ変形によって動作するスピーカ。	magnetostriction loudspeaker
801-27-08	イオンスピーカ	イオンプラズマとその周囲の空気との相互作用によって動作するスピーカ。	ionic loudspeaker
801-27-09	気流スピーカ	空気流の流量制御によって動作するスピーカ。	pneumatic loud- speaker

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-27-10	コーンスピーカ	コーン形放射素子をもつスピーカ。	cone loudspeaker
801-27-11	ドームスピーカ	球形の放射素子をもつスピーカ。	dome loudspeaker
801-27-12	(音響) ホーン	音響インピーダンスの整合のため及び場合によっては指向性を与えるために用いる、一端の面積に比べ他端の面積が大きくなるように途中の断面積が変化している管。	(acoustic) horn
801-27-13	ホーンスピーカ	ホーンによって媒質及び結合した放射素子をもつスピーカ。	horn loudspeaker
801-27-14	マルチセルラスピーカ	併置された二つ以上のホーンによって媒質と結合した放射素子をもつスピーカ。	multicellular loudspeaker
801-27-15	マルチチャンネルスピーカ, 複合スピーカ	個々の周波数範囲で音を同時に放射するように設計された、二つ以上のスピーカの複合装置。通常、デバイディングネットワークを用いる。	multichannel loudspeaker, composite loudspeaker
801-27-16	音響バフル	スピーカの前後間の実効的な音響経路を長くするため、スピーカと結合して用いる遮へい用具。	acoustic baffle
801-27-17	音響エンクロージャ	一つ以上のスピーカユニットと、フィルタ、トランスなどの受動素子とを箱に囲い込んで構成した装置。	acoustic enclosure
801-27-18	イヤホン	耳に音響的に密結合し、電気信号から音響信号を得る電気音響変換器。	earphone
801-27-19	受話器	電話システム用に設計されたイヤホン。	telephone earphone
801-27-20	ヘッドホン	一つ又は二つのイヤホンをヘッドバンドで結合した装置。	headphone
801-27-21	ヘッドセット	マイクロホンと一つ又は二つのイヤホンとを結合した装置。	headset
801-27-22	挿入形イヤホン	外耳道に直接挿入され又は外耳道挿入用イヤモールドのようなものと直接結合されて装用される小形イヤホン。	insert earphone
801-27-23	耳載せ形イヤホン	外耳の外側に装着される構成のイヤホン。	supra-aural earphone
801-27-24	耳覆い形イヤホン	耳及びその周囲を十分に覆うことができる空洞をもつイヤホン。	circumaural earphone
801-27-25	変換器カートリッジ	イヤホン、マイクロホン又はピックアップヘッドのための変換器素子。	transducer cartridge
801-27-26	骨伝導振動子, 骨導受話器	頭部の骨状部分、通常は、乳様突起部と結合して電気振動を機械振動に変換する電気機械変換器。	bone-conduction vibrator

3.8 機器

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-28-01	サウンドレベルメータ, 騒音計	標準の周波数重み付けと標準の時間重み付けをした音圧レベルを測定するための機器。	sound level meter
801-28-02	オーディオメータ	聴覚の特性、特に聴覚域値レベルを測定するための機器。	audiometer
801-28-03	音響カプラ	例えば、イヤホン又はマイクロホンの校正のために、その中に生じる音圧を測定するために取り付ける校正されたマイクロホンとともに使用する、所定の形状及び容積の空洞。	acoustic coupler

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-28-04	メカニカルカップラ	骨導振動子を校正するための装置。規定された押付力で取り付けられた骨導振動子に対して規定された機械インピーダンスとなるように作られ、骨導振動子とメカニカルカップラとの間の接触表面での振動力レベルを求めるための電気機械変換器とともに使用される。	mechanical coupler
801-28-05	人工耳, 擬似耳	イヤホンを校正するための装置。音圧を測定するための校正されたマイクロホンと、ある周波数帯域内において全音響インピーダンスを正常な人間の耳に類似させた音響カップラとからなる。	artificial ear, ear simulator
801-28-06	人工口, 擬似口	平均的な人間の口の放射パターンをもつような形状としたパフル又はエンクロージャに取り付けられたスピーカユニットからなる装置。	artificial mouth, mouth simulator
801-28-07	人工音声, 擬似音声	平均的な人間の音声に一致したスペクトルをもつ複合音。通常、人工の口から放射される。	artificial voice, voice simulator
801-28-08	人工マストイド, 擬似マストイド	骨導振動子を校正するために、それが当てられる平均的な人間のマストイド(乳様突起)の機械インピーダンスを模擬した装置。	artificial mastoid, mastoid simulator
801-28-09	サーモホン	入力電流に応答して温度が変化する導体に接した空気の膨張収縮によって、計算可能な大きさの音波を発生する電気音響変換器。	thermophone
801-28-10	静電駆動器	マイクロホンの校正のための、金属又は金属を蒸着した振動板に静電的な駆動力を与える補助電極からなる装置。	electrostatic actuator
801-28-11	ピストンホン	小さな寸法の閉空洞内に既知の音圧を発生させるための、既知の周波数と既知の振幅で往復運動する剛なピストンをもつ装置。	pistonphone
801-28-12	レイリー(円)板	流体中の粒子速度を測定するために作られた、ねじれ支持された円板。	Rayleigh disk
801-28-13	放射圧計	音響放射圧を測定するための装置。	acoustic radiometer
801-28-14	音響分析器	音のスペクトルを求めるための装置。	sound analyser
801-28-15	振動計	振動体の変位、速度又は加速度を測定するための機器。	vibration meter
801-28-16	音源探査器	音源探査のための電気音響装置。	sound locator
801-28-17	立体音響系	音源の空間分布感を受聴者に与えるように、複数のマイクロホン、伝送路、及びスピーカ又はイヤホンを配置した音響系。	stereophonic sound system
801-28-18	ボコーダ	音声信号の独特の分析のための装置。対応する合成器が接続される。 備考 その名称は、VOice CODERからなる。チャンネルボコーダ又はフォルマントボコーダのような様々な種類がある。	vocoder
801-28-19	音声可視化装置, サウンドスペクトログ ラフ	音声のスペクトルを時間の関数として表示する装置。音声を可視化するために使用され、音声の認識を助けることができる。	visible speech appa- ratus, sound spectrograph
801-28-20	補聴器	聴覚障害者の聴覚を補助することを目的とした携帯用装置。通常、マイクロホン、増幅器、及びイヤホン又は骨導振動子からなる。	hearing aid

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-28-21	聴覚保護具, イヤプロテクタ, イヤディフェンダ, 防音保護具	聴覚器を騒音から保護するために、外耳道内、耳介内若しくは耳を覆って又は頭の大部分を覆って取り付けられる装置。	hearing protector, ear protector, ear defender

3.9 生理音響, 聴覚

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-29-01	音の高さ, ピッチ	聴覚にかかわる音の属性の一つで、低から高に至る尺度上に配列される。 備考1. 複合音の音の高さは、主として刺激の周波数成分に依存するが、音圧、波形にも関係する。 2. 音の高さは、人がその音と同じ高さであると判断した純音の周波数で表すことがある。純音の音圧レベルは、別途指定する。	pitch
801-29-02	メル	音の高さの単位。正面から提示された、周波数1 000 Hz、音圧レベル40 dBの純音の高さを1 000メルとする。 備考 被験者が1 000メルの n 倍の高さと判断する音の高さが $n \times 1 000$ メルである。	mel
801-29-03	音の大きさ, ラウドネス	聴覚にかかわる音の属性の一つで、小から大に至る尺度上に配列される。 備考 音の大きさは、主として刺激の音圧に依存するが、周波数、波形及び継続時間にも依存する。	loudness
801-29-04	ソン	音の大きさの単位。1ソンは、平面波として前方から提示された音圧レベル40 dB、周波数1 000 Hzの純音の大きさに等しい。 備考 評定者によって1ソンの n 倍と判断された音の大きさが、 n ソンである。	sone
801-29-05	音の大きさのレベル, ラウドネスレベル	ある音について、正常な聴力をもつ人がその音と同じ大きさであると判断した自由進行波の1 000 Hzの純音の音圧レベルに等しい値。指定された回数 of 判断を行い、その中央値を採る。単位は、フォン。 備考 音の提示方法、例えば、ヘッドホン再生か拡散音場で再生したのかなどを記述する必要がある。音の提示方法は、その音の特性の一つである。	loudness level
801-29-06	算定ラウドネスレベル	指定された方法によって計算された音の大きさのレベル。 備考 計算方法は、ISO 532 : 1975による。	calculated loudness level
801-29-07	フォン	ラウドネスレベルの単位で、“ラウドネスレベル”又は“算定ラウドネスレベル”の定義で指定されている方法によって判断又は計算される値に付して用いる。	phon
801-29-08	音の大きさの等感曲線	正常聴覚をもつ評定者に、ある特定の種類の音を特定の方法で提示したときに、同じ大きさの感覚を生じさせる音の音圧レベルを、横軸に周波数をとって結んだ曲線。	equal-loudness contour

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-29-09	音色(ねいろ)	聴覚に関する音の属性の一つで、物理的に異なる二つの音が、たとえ同じ音の大きさ及び高さであっても異なった感じに聞こえるとき、その相違に対応する属性。 備考 音色は、主として音の波形に依存するが、音圧、音の時間変化にも関係する。	timbre
801-29-10	主観的知覚騒音レベル	その音と同じ程度にうるさいと判断した継続時間2秒、中心周波数1 000 Hzの1オクターブピンクノイズの正面から提示された音の音圧レベル。単位は、デシベル、単位記号は、dB。	judged perceived noise level
801-29-11	知覚騒音レベル	中心周波数が50 Hzから10 kHzまでの24個の1/3オクターブごとの音圧レベルを、指定された方法で加算した周波数重み付け音圧レベル。単位は、デシベル、単位記号は、dB。 備考1. 指定された方法は、ISO 3891:1978による。 2. 知覚騒音レベルは、主観的知覚騒音レベルの近似を意図している。	perceived noise level
801-29-12	音のうるささ、ノイジネス	知覚騒音レベルの計算に用いた中心周波数が50 Hzから10 kHzまでの24の1/3オクターブごとの音圧レベルで規定された関数。 備考 規定された関数は、ISO 3891:1978による。	noisiness
801-29-13	ノイ	音のうるささの単位。帯域音圧レベル40 dB、中心周波数1 000 Hzの1/3オクターブバンドノイズのうるささを1ノイとする。	noy
801-29-14	純音補正知覚騒音レベル	航空機騒音において、隣り合う1/3オクターブごとの音圧レベルの不規則性に基づく補正を行った知覚騒音レベルを加算することによって得られる音圧レベル。単位は、デシベル、単位記号は、dB。 備考1. 補正方法は、ISO 3891:1978による。補正量は、0 dBから6.7 dBまでの範囲である。 2. 補正量は、プロペラ、圧縮機、タービン又はファンなどで生じる特異音(主として純音成分)の主観的な音のうるささの増分である。	tone-corrected perceive noise level
801-29-15	実効知覚騒音レベル	航空機が通過するときの純音補正知覚騒音レベルの1/10の逆対数(真数)の時間積分値。単位は、デシベル、単位記号は、dB。基準の継続時間は、10秒。 備考1. 積分値は、航空機が通過するときの騒音レベルのピークから10 dB以内のレベル値をとる時間で、0.5秒おきに純音補正知覚騒音レベルの1/10の逆対数を合計した値の1/2である。 2. 実効知覚騒音レベルは、主観的な音のうるささを表すと称されている。 3. 航空機が通過するときの実効知覚騒音レベルは、A特性音圧レベルよりも2又は3 dB大きい傾向がある。	effective perceived noise level
801-29-16	気導	音が外耳と中耳を通して内耳へ伝えられること。	air conduction
801-29-17	骨導	音が頭がい(蓋)骨と軟部組織の機械振動を通して内耳へ伝えられること。	bone conduction

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-29-18	聴覚域値, 最小可聴値	指定された音が、評定者の聴覚を起こし得るときのその音の最小音圧レベル。他の音源から出て両耳のいずれかに達した音は、無視されると仮定している。 備考 測定条件は、明記されなければならない。単耳聴、両耳聴、自由音場、イヤホン使用、持続音が断続音か、検査回数など。 参考 最小可聴値は、心理測定法としては不適当な用語。 IEC/ISOにおいて使われている分野は、測定器であるオーディオメータの部分であり、聴覚域値が適当。	threshold of hearing, threshold of audibility
801-29-19	マスキング下の域値	他音の存在する(マスキング)ときの特定の音の聴覚域値。	masked threshold
801-29-20	正常聴覚域値, 正常最小可聴値	耳科学的に正常な18歳から30歳までの多数の評定者の聴覚域値の最頻値。	normal threshold of hearing
801-29-21	標準聴覚域値, 標準最小可聴値	標準として採用された聴覚域値。 備考 この標準聴覚域値は、ISO 389 : 1985に示されている。	standard threshold of hearing
801-29-22	(聴覚の)痛覚域値	ある個人において、明らかな痛みを耳に引き起こす指定された音の最小音圧レベル。 備考 測定条件は、聴覚域値の検査と同様に明記されなければならない。	threshold of pain (in electroacoustics)
801-29-23	正常痛覚域値	耳科学的に正常な18歳から30歳までの多数の人間の聴覚域値の最頻値。	normal threshold of pain
801-29-24	聴覚域値レベル, 聴力損失	片側又は両側耳で聞いた提示音に対するある人の聴覚域値から基準とされている聴覚域値を差し引いた値のデシベル表示。 参考 聴力損失は、オーディオメータの旧規格で使用していたが、基準レベルの変更に伴って、新規格では使わない。	hearing threshold level, hearing loss (deprecated in this sense)
801-29-25	聴力レベル	ある音において、定められた形のイヤホンにおいて、またその装置方法において、指定されたカプラないし人工耳でそのイヤホンによって得られたその音の音圧レベルから定められた標準聴覚域値に対応するイヤホンで得られた音圧レベルを差し引いた値。	hearing level
801-29-26	純音オーディオグラム	周波数の関数として聴力レベルを示したグラフ。	pure tone audiogram
801-29-27	聴野	周波数の関数として聴覚域値を結んだ線と痛覚域値を結んだ線に囲まれた領域。	auditory sensation area
801-29-28	正常聴野	周波数の関数として正常聴覚域値と正常痛覚域値を結んだ線に囲まれた領域。	normal auditory sensation area
801-29-29	感覚レベル, 域値上レベル	個々の人と指定された音の、その音の聴覚域値を超えた音圧レベルの量。	sensation level
801-29-30	リクルートメント, 補充	ある種の聴覚障害において、例えば、内耳由来の障害において、正常者の場合よりも大きな割合で、刺激音の増加に対応する音の大きさが増大すること。	recruitment

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-29-31	マスキング	a) 他の(マスクする)音の存在によって、ある音の聴覚域値が上昇する現象。 b) a)の現象による聴覚域値の上昇量。単位は、デシベル、単位記号は、dB。	masking
801-29-32	マスキングオーディオグラム	指定されたマスキング音による純音又は狭帯域雑音の聴覚域値の上昇量を、純音又は狭帯域雑音の周波数の関数としてデシベルで表示したグラフ。	masking audiogram
801-29-33	(聴覚の)臨界帯域	a) 帯域音圧レベルが一定の帯域雑音の音の大きさが、帯域幅に関係なく一定であるときの最大の周波数帯域。 b) 帯域雑音のスペクトルレベルを一定に保った状態で帯域幅を増していくとき、帯域雑音の中心周波数に等しい純音がちょうど聞こえる音圧レベルとなる帯域雑音の最小の周波数帯域幅。 備考 “ちょうど聞こえる”とは、指定された聴取方法を用いたとき、指定された割合で聞こえるということである。	auditory critical band
801-29-34	(音の)検出	信号の存在を検知すること。	detection (in acoustics)
801-29-35	検出レベル差、認識ディファレンシャル	指定された聴覚の検出システムにおいて、定められた検出確率となる場合の、耳に提示された信号レベルから雑音レベルを差し引いた値。 備考 信号と雑音が提示、測定されたシステムの帯域幅を記述しなければならない。	detection differential, recognition differential
801-29-36	音の大きさの弁別限	指定された周波数の音及び聴取条件で、音の大きさが変化したと気付く音圧レベルの最小変化量。	difference limen for loudness
801-29-37	音の高さの弁別限	指定された周波数の音及び聴取条件で、音の高さが変化したと気付く周波数の最小変化量。	difference limen for pitch
801-29-38	音の高さの弁別比	継続的に提示された二つの純音の周波数の差が知覚できる最小周波数差のその周波数に対する比。	relative difference limen for frequency
801-29-39	聴覚高調波	与えられた刺激によって聴覚機構で新たに生成され、知覚される高調波。	aural harmonic
801-29-40	電気音効果	適切な周波数と振幅の交流電流が外部から体の中を通過するときに生じる、音が聞こえたと感じる感覚。	electroponic effect
801-29-41	瞬時音声パワー	音声源から放射される単位時間当たりの瞬時音響エネルギー。	instantaneous speech power
801-29-42	最大音声パワー	ある時間内での瞬時音声パワーの最大値。	peak speech power
801-29-43	平均音声パワー	ある時間内での瞬時音声パワーの相加平均値。	average speech power
801-29-44	ホルマント	複合音において、音響スペクトルが局所的に大きくなっている周波数範囲。 備考 局所的に大きくなっている周波数をホルマント周波数という。	formant

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-29-45	明りょう度, 了解度	正しく聞き取れた音声の百分率。 備考1. “明りょう度”という用語は、評価用の音声が無意味な音節か又は素片である場合に用い、“了解度”という用語は、評価用の音声の意味のある単語、句又は文章の場合に用いる。 2. 評価用の音声の種類としては、音素、音節、単語、文章などを記述することが重要である。形容詞節の明りょう度、母音(又は子音)明りょう度、単音節単語了解度、単独単語了解度、文章了解度の、どの評価をするのかによって評価に用いる音声は、決まる。	articulation, intelligibility
801-29-46	音声了解度の域値	比較的やさしい単語の50%が、容易に聞き取れる音声の音圧レベル。指定された周波数帯域で、指数形時間重み付け特性F(速い動特性)を用いて測定する。 備考 指数形時間重み付け特性Fについては、IEC 651:1979参照のこと。	threshold of speech intelligibility

3.10 音楽音響

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-30-01	基音, 基本音	周期的な音波において、その周期と同じ周期をもつ正弦波成分。	fundamental tone, fundamental
801-30-02	部分音	複合音を構成する正弦波成分。	partial
801-30-03	調波, ハーモニック	複合音を構成する正弦波成分で、その周波数が基本波の周波数の整数倍であるもの。	harmonic
801-30-04	音の高調波列	各音の基本周波数が最小の基本周波数の整数倍である音の系列。	harmonic series of sounds
801-30-05	ビブラート	一つ又は二つ以上の音波の特徴(例えば、周波数、位相、振幅)を約6 Hzの周期で変化させた場合に感じられる音楽における音響効果の一種。 備考 トレモロは、主として振幅の変化である。	vibrato
801-30-06	音符	a) 音階中の位置で音楽における音の高さ、周波数、継続時間を図式的に表示する記号。 b) 音の感覚又はその感覚を生じさせる物理的振動。	note
801-30-07	周波数間隔	二つの周波数の比。	frequency interval
801-30-08	対数周波数間隔	二つの周波数の比の対数。	logarithmic frequency interval, interval
801-30-09	オクターブ	基音の周波数の比が2である二つの音の対数周波数間隔。 備考 オクターブは、対数周波数間隔の単位としても用いられる。	octave
801-30-10	全音	基本周波数の比が、 $2^{1/6}$ 乗根である二つの音の対数周波数間隔。 備考1. 1オクターブは、6全音である。 2. 全音は、対数周波数間隔の単位として用いられる。	tempered whole tone, whole step

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-30-11	半音	基本周波数の比が、 $2^{1/12}$ 乗根である二つの音の対数周波数間隔。 備考1. 1オクターブは、12半音である。 2. 半音は、対数周波数間隔の単位として用いられる。	tempered semitone, half step
801-30-12	サバル	基本周波数の比が、 $10^{1/1000}$ 乗根である二つの音の対数周波数間隔。 備考1. 1オクターブは、約300サバルである。 2. サバルは、対数周波数間隔の単位としても用いられる。	savart
801-30-13	セント	基本周波数の比が、 $2^{1/1200}$ 乗根である二つの音の対数周波数間隔。 備考1. 1オクターブは、1200セントである。 2. セントは、対数周波数間隔の単位としても用いられる。	cent
801-30-14	音階	周波数が上昇又は下降するように周波数間隔を指定された方法で配列した音の系列。	musical scale
801-30-15	ピタゴラス音階	周波数間隔が、3と2との整数のべき乗の比で表される音階。	Pythagorean scale
801-30-16	純正律音階	周波数間隔が長三和音又は短三和音に設定されて作られた音階。長三和音の周波数の比は4:5:6、短三和音の周波数の比は10:12:15である。	just scale
801-30-17	平均律音階	1オクターブを等比級数的に12等分して作られた音階。	equal tempered scale
801-30-18	楽器用標準周波数	ト音記号の音名“イ”の音の周波数で440 Hz。	standard tuning frequency, standard musical pitch

3.11 建築音響

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-31-01	吸音	材料又は物体によって音響エネルギーが熱に変換される現象。媒質中における音の伝搬過程又は二つの物質の境界面に音波が入射したときに生じる。	sound absorption
801-31-02	吸音率	ある面に音が入射したときの入射音響パワーに対する反射されない音響パワーの比率。これは、周波数、音の入射条件などによる。 備考 特別の場合を除き、通常は拡散音場を仮定する。	sound (power) absorption coefficient
801-31-03	統計吸音率	平面波がランダムな角度で入射する条件で測定又は計算される吸音率。	statistical sound (power) absorp- tion coefficient
801-31-04	音響(パワー)反射率	ある面に音が入射したときの入射音響パワーに対する反射される音響パワーの比率。これは、周波数、音の入射条件などによる。 備考 特別の場合を除き、通常は、ランダム入射条件を仮定する。	sound (power) reflection coefficient

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-31-05	音圧反射率	平面波が入射したときの入射音の音圧振幅に対する反射音の音圧振幅の比率。これは、周波数、入射角度による。	sound pressure reflection coefficient
801-31-06	等価吸音面積	拡散音場の残響室内で、物体又は面と同じ音響パワーを吸収する1の吸音率をもつ面の面積。面の場合には、その面積と吸音率との積に等しい。吸音力ともいう。	equivalent absorption area of an object or of a surface
801-31-07	残響時間	室内において、音源を停止した後、音圧レベルが60 dB減衰するのに要する時間。これは、周波数、周波数帯域による。	reverberation time
801-31-08	減衰率	例えば、残響室内のように、音圧レベルが時間とともに減衰する割合。これは、周波数による。 備考 減衰率の単位は、デシベル/秒、単位記号は、dB/s。	decay rate
801-31-09	アイリング吸音率	アイリングの残響時間式によって計算される面の吸音率。 備考 アイリングの残響時間式は、次の式のとおりである。 $T = \frac{(24 \ln 10)V}{-cS \ln(1-\bar{\alpha})}$ ここに、 T: 残響時間 V: 室容積 c: 室内の空気中における音速 S = $\sum S_i$: 室内総表面積 $\bar{\alpha} = \sum S_i \alpha_i / S$: 面積の重みづけをした平均アイリング吸音率 S _i : i番目の面の面積 α_i : i番目の面のアイリング吸音率 i番目の面の等価吸音面積は、S _i / α_i	Eyring absorption coefficient
801-31-10	セイビン吸音力	セイビンの残響時間式で計算される吸音力。 備考1. セイビンの残響時間式は、次の式のとおりである。 $T = \frac{(24 \ln 10)V}{cA} = \frac{55.3}{cA} V$ ここに、 T: 残響時間(秒) V: 室容積(m ³) c: 室内の空気中における音速(m/s) A: 室内におけるセイビン吸音力の総和(m ²) 2. セイビン吸音力の単位は、平方メートルで、メーターセイビンということもある。単位記号は、m ² 。	Sabine absorption

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-31-11	室の吸音力	室内の物体、表面及び空気の音響エネルギー吸収によるセイビン吸音力の総和。 備考1. i -番目の面、物体又は空気の音響エネルギー吸収によるセイビン吸音力を A_i とすると、室の吸音力は $A = \sum A_i$ である。 2. 容積 V の室内における空気の音響エネルギーの吸収による吸音力は、次の式で与えられる。 $A_m = \frac{4}{10 \log_{10} e} \alpha V = 0.921 \alpha V$ ここに、 α : 空気の音響エネルギー吸収による音の強さの減衰係数 (m^{-1})	room absorption
801-31-12	セイビン吸音率	ある面のセイビン吸音力をその面の面積で除した値。 備考 i 番目の面がセイビン吸音率 α_i 及び S_i の面積をもつ場合、その面のセイビン吸音力は、 $A_i = S_i \alpha_i$ である。	sound absorption coefficient
801-31-13	残響室	できるだけ拡散性が高い音場を実現するために特に設計された長い残響時間をもつ室。 備考 残響室は、材料の吸音率及び音源の音響パワーの測定に用いられる。	reverberation room
801-31-14	ライブな室	比較的吸音力が少ない室。	live room
801-31-15	平均自由行程	室内であらゆる方向に放射された音波が反射を繰り返す際の連続した2回の反射の間に伝搬する距離であり、多数回の反射についての平均値。	mean free path
801-31-16	ランダム入射	音波がすべての方向から等しい確率で入射すること。	random incidence
801-31-17	拡散音場距離	音源が設置された室内において、音源の音響中心から、直接音の音圧の二乗平均値と残響音の音圧の二乗平均値が等しくなる点までの距離。これは、方向による。 参考 直接音距離ともいう。	diffuse-field distance
801-31-18	無響室	境界に入射したすべての音が吸収されることによって、内部で自由音場の条件が成り立つ室。	free-field room, anechoic room
801-31-19	デッドな室	比較的吸音力が多い室。	dead room
801-31-20	聴覚検査室	外部騒音を遮断し、内部を吸音処理した聴覚の検査をする室。	audiometric room
801-31-21	エコー	直接音の後に、それとは分離して聞こえる程度の強さと遅れ時間をもって到達する反射音。	echo
801-31-22	多重エコー	一つの音源から放射され、分離して聞こえる連続したエコー。	multiple echo
801-31-23	フラッタエコー	同じ音源から放射され、間隔が短く連続的に聞こえるエコー。	flutter echo
801-31-24	境界面の比音響インピーダンス	境界面における音圧の粒子速度の法線方向成分に対する比。	specific wall impedance
801-31-25	境界面の比音響アドミタンス	境界面における粒子速度の法線方向成分の音圧に対する比。	specific wall admittance

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-31-26	放射係数	ある面積をもち、ある実効速度で振動している板が放射する音響パワーと、それと同じ面積をもち、同じ振動速度で一般的な位相で振動している板が平面波として放射する音響パワーとの比。	radiation factor
801-31-27	放射指数	放射係数の10を底とする対数(常用対数)に10を乗じた値。単位は、デシベル。単位記号は、dB。	radiation index
801-31-28	ヘルムホルツ共鳴器	比較的大きな容積及び小さな開口部をもつ共鳴器(レゾネータ)。	Helmholtz resonator
801-31-29	消散	音のエネルギーが熱に変わる現象。	dissipation
801-31-30	消散係数	熱となって消散される音のエネルギーの入射音のエネルギーに対する比。	dissipation factor
801-31-31	多孔質吸音材料	内部に連続した空げき(隙)部をもち、気体又は液体の流れに抵抗を示す材料。	porous absorber
801-31-32	空げき(隙)率, ポロシティ	多孔質吸音材料の全体の体積に対する空げき(隙)部の容積の比。	porosity
801-31-33	流れ抵抗	層状の多孔質材料の表裏の気圧差を、材料を通して流れる空気の体積速度で除した値。	flow resistance
801-31-34	比流れ抵抗	層状の多孔質材料の表裏の気圧差を、材料を通して流れる空気の粒子速度で除した値。	specific flow resistance
801-31-35	比流れ抵抗率	比流れ抵抗を多孔質材料の厚さで除した値。	flow resistivity
801-31-36	室内平均音圧レベル	室内の音圧の二乗の空間・時間平均値の基準音圧の二乗に対する比の10を底とする対数(常用対数)を採り、それに10を掛けた値。単位は、デシベル。空間平均は、音源からの直接放射音が優勢な範囲又は境界面の近傍音場を除いた全体について行う。	average sound pressure level in a room
801-31-37	室間音圧レベル差	2室のうち的一方の室内に一つ又はそれ以上の音源をおいたときの、それぞれの室内における音圧レベルの空間・時間平均値の差。単位は、デシベル。単位記号は、dB。	level difference, sound isolation between rooms
801-31-38	標準化レベル差	室間音圧レベル差に、受音室内の残響時間の基準残響時間に対する比の10を底とする対数(常用対数)の値の10倍を加えた値。単位は、デシベル。単位記号は、dB。 備考 住宅の場合には、標準化残響時間は、0.5 s。	standardized level difference
801-31-39	音響透過損失	隔壁で仕切られた2室間のレベル差に、受音室内のセイビン吸音力の総和に対する隔壁の面積の比の10を底とする対数(常用対数)の10倍を加えた値。これは、周波数帯域による。	sound reduction index, transmission loss, sound insulation
801-31-40	側路伝搬	隣接する2室間で、共通の壁以外の部分を通して音が透過する現象。	flanking transmission
801-31-41	床衝撃音レベル	測定対象の床を標準衝撃源で加振したときの受音室内における周波数帯域ごとの平均音圧レベル。 備考 標準衝撃源は、ISO 140-6:1978で規定しているタッピングマシンで、これは実効質量0.5 kgのハンマーを40 mmの高さから毎秒10回の割合で落下させる装置。	impact sound pressure level

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-31-42	規準化床衝撃音レベル	周波数帯域ごとに、標準衝撃源で加振したときの受音室内の平均音圧レベルに、基準吸音力(10 dBm ²)に対する受音室内のセイビン吸音力の比の10を底とする対数(常用対数)の値の10倍を加えた値。単位は、デシベル。単位記号は、dB。	normalized impact sound pressure level
801-31-43	現場における標準化床衝撃音レベル	周波数帯域ごとに、床衝撃音レベルから標準化残響時間(0.5 s)に対する受音室内の残響時間の比の10を底とする対数(常用対数)の10倍を差し引いた値。単位は、デシベル。単位記号は、dB。	field standardized impact sound pressure level
801-31-44	吸音材料	比較的大きな吸音効果をもつ材料。	sound absorbing material
801-31-45	遮音材料	音の透過を防ぐために用いられる材料。	acoustical insulating material
801-31-46	床衝撃音防止材料	衝撃又は振動が加えられたときの発生騒音が小さく、衝撃音又は振動の伝搬を減衰させる効果が高い材料。	impact-sound reducing material

3.12 水中音響

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-32-01	ソナー	水中音波を用いて、海中の物体に関する情報を得るための技術又は装置。 備考 この用語は、SOund NAvigation and Rangingの頭字語である。	sonar
801-32-02	アクティブソナー	装置によって放射された音波がある離れた物体によって受ける影響を評価し、その物体に関する情報を得るための技術又は装置。	active sonar
801-32-03	パッシブソナー	ある離れた物体が発生する音を分析し、その物体に関する情報を得るための技術又は装置。	passive sonar
801-32-04	ソナー背景雑音	必要な信号の受信を妨害し、記録器又は聴音する人の耳のような最終受信要素に現れるすべての雑音。	sonar background noise
801-32-05	ソナー自己雑音	ソナー背景雑音のうち、ソナー又は機器類及びソナーを搭載した船又はプラットフォームの運行によって発生するもの。 備考 自己雑音は、通常、変換器の最大感度方向から入る等価平面波で表される。	sonar self-noise
801-32-06	放射雑音	船舶、水上航走体、潜水艦又は固定設備などによって水中に放射される音。	radiated noise
801-32-07	海中雑音	熱じょう乱、風、波浪、海潮流、雨のような自然の発生源によって海中に放射された音。	sea noise
801-32-08	相対残響レベル	音源の主軸上の1点における残響の音圧レベルから直接波の音圧レベルを差し引いた値。	relative reverberation level
801-32-09	残響制限領域	アクティブソナーによる検出が、ソナー背景雑音のうちの残響によって制限される状態。	reverberation-limited condition
801-32-10	雑音制限状態	検出が残響以外のソナー背景雑音によって制限される状態。	noises-limited condition

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-32-11	アクティブソナーの良さの指数	音源から1 m離れた点における放射パルスの音圧レベルから、与えられた条件のもとで検出可能なエコーの最小音圧レベルを差し引いた値。	figure of merit of an active sonar
801-32-12	伝搬アノマリー	ある与えられた距離で、実際の伝搬損失から、同じ経路について球面発散とした場合又は他の指定された伝搬モデルで計算された損失を差し引いた値。	propagation anomaly
801-32-13	クロスオーバーレンジ	発散による伝搬損失と吸収による伝搬損失とが等しくなる距離。	cross-over range
801-32-14	水温鉛直分布図	海水の温度分布を深さの関数として描いた図。	bathythermogram
801-32-15	水温躍層	深さに対し急激に水温が変化する表面近くの海水層。	thermocline
801-32-16	等温層	実質的に温度一定の特性をもつ海水層。	isothermal layer
801-32-17	限界音線	伝搬速度が極大の水平面に接する音線。	limiting ray
801-32-18	収束帯	深海における屈折によって、音源から遠く離れた海面近くで音線が収束する領域。	convergence zone
801-32-19	シャドーゾーン	屈折によって音線が到達できなくなる海中の領域。	shadow zone
801-32-20	サウンドチャンネル	深さとともに音速が変わっていくとき、途中で音速の極小部をもつような海洋中の領域。	sound channel
801-32-21	深海散乱層	ある深さにあり、エコーを生じる散乱体群の層。	deep scattering layer
801-32-22	クエンチングウォーター	浅い海又は船体近く、特に荒れた海にみられ、多くの気泡を含んでいることを特徴とする海の状態。	quenching water
801-32-23	ソナードーム	水中における運動で起こる乱流又はキャビテーションを減少させることによって、雑音をできるだけ少なくするために用いられる音響的に透明な流線形の覆い。	sonar dome
801-32-24	ソナードーム挿入損失	ソナードームを挿入することによる損失。これは、指定された変換器の電気端子と送波又は受波での外部の音場の1点との間の伝送損失の増加に等しい。	sonar dome insertion loss
801-32-25	ソナードーム損失指向性パターン	ソナードーム挿入損失を、音の透過方向の関数として表示したもの。	sonar dome loss directivity-pattern
801-32-26	ハイドロホン	水中音響信号に応答して電気信号を得る変換器。	hydrophone
801-32-27	シェーテッド変換器	駆動面の位相と振幅の分布を制御して指向性レスポンスを修正した変換器。	shaded transducer
801-32-28	(水中) 送波器	電気信号を水中音響信号に変換する電気音響変換器。	underwater sound projector
801-32-29	ソナー送波レベル, 正面送波レベル	送波器の実効的な音響中心から1 mの基準距離(別に指定されたものがなければ)にある送波器の軸上の音圧レベル。その基準量は、基準距離における基準音圧である。	sonar source level, axial source level
801-32-30	物体又は体積の散乱断面積	ある物体又は特定の体積中にある散乱体によって、すべての方向に散乱された音響パワー量に等しい、平面進行波音響パワーの断面積。	scattering cross-section of an object or volume

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-32-31	物体又は体積の後方散乱断面積	4π と、後方散乱音圧の二乗と散乱体の音響中心からの距離の二乗との積を、その体積中にある散乱体に入射する音圧の二乗で除した値。入射角及び後方でない場合の散乱角は、明記しなければならない。	backscattering cross-section of an object or a volume
801-32-32	海面又は海底の散乱断面積	ある特定の海面又は海底から半球域に散乱された音響パワー量に等しい、平面進行波音響パワーの断面積。	scattering cross-section of a surface or a bottom
801-32-33	海面又は海底の後方散乱断面積	半球面域に等方的に散乱し、実際の散乱体からのエコーに等しいエコーを返す海面又は海底の散乱断面積。	backscattering cross-section of a surface or a bottom
801-32-34	体積散乱係数	対象とする体積についての散乱断面積を、その体積で除した値。	volume scattering coefficient
801-32-35	海面又は海底の散乱係数	海面又は海底について、散乱断面積の、その海面又は海底の面積に対する比。	surface or bottom scattering coefficient
801-32-36	物体の後方散乱ディファレンシャル、ターゲットストレングス	<p>物体の後方散乱断面積の基準球面積$4\pi r_0^2$に対する比について、10を底とする対数(常用対数)をとり、10倍してデシベルで表したレベル。ここに、r_0は基準距離で、1 mに採ることが望ましい。どのような基準面積を用いるかは、指定する必要がある。</p> <p>備考1. 後方以外の指示された方向に対する、物体の散乱ディファレンシャルは同様に定義される。</p> <p>2. 別の表現で記述すれば、物体の後方散乱ディファレンシャルは、散乱物体の音響中心からr_0の基準距離における後方散乱音圧レベルから物体に入射する平面波の音圧レベルを差し引いたもの。</p> <p>3. 文字記号で表せば、次の式のように定義される。</p> $N_{ts} = L_{sc} - L_i = 10 \log_{10} \frac{A_{ob}}{4\pi r_0^2} \text{ dB}$ <p>ここに、</p> <p>N_{ts}: 物体の後方散乱ディファレンシャル又はターゲットストレングス</p> <p>L_{sc}: 基準距離における後方散乱音圧レベル</p> <p>L_i: 入射音圧レベル</p> <p>A_{ob}: 物体の後方散乱断面積</p> <p>r_0: 基準距離</p> <p>$4\pi r_0^2$: 物体の後方散乱ディファレンシャルの基準面積</p>	object backscattering differential, target strength

IEV番号	用語	定義	対応英語(参考)
801-32-37	体積後方散乱ディファレンシャル, 体積散乱強度	<p>ある体積の後方散乱係数の基準体積後方散乱係数$4\pi/r_0$に対する比について、10を底とする対数(常用対数)を採って10倍したデシベルで表したレベル。ここで、r_0は基準距離で、1mに採ることが望ましい。どのような基準係数を用いるかは、明記する必要がある。</p> <p>備考1. 後方以外の指定された方向に対する体積散乱ディファレンシャルは、同様に定義される。</p> <p>2. 別の表現をすれば、体積後方散乱ディファレンシャルは、散乱体を含む体積の中心からr_0の基準距離における後方散乱音圧レベルから散乱体に入射する平面波の音圧レベルを差し引いたものである。</p> <p>3. 文字記号で表せば、次の式のように定義される。</p> $N_v = L_{sc} - L_i = 10 \log_{10} \frac{A_v/V}{4\pi r_0^2/V_0}$ $= 10 \log_{10} \frac{m}{4\pi/r_0}$ <p>ここに、 N_v: 体積後方散乱ディファレンシャル又は体積散乱強度 L_{sc}: 基準距離における後方散乱音圧レベル L_i: 入射音圧レベル A_v: 体積中の散乱の後方散乱断面積 r_0: 基準距離 $V_0=r_0^3$: 基準体積 $m=A_v/V$: 体積後方散乱係数 $4\pi/r_0=4\pi r_0^2/V_0$: 基準体積後方散乱係数</p>	volume backscattering differential, volume scattering strength
801-32-38	海面又は海底の後方散乱ディファレンシャル, 海面又は海底の散乱強度	海面又は海底の散乱要素の音響中心から単位距離の位置における値に換算した後方散乱音圧レベルから散乱海面又は海底に入射する平面波の音圧レベルを差し引いたもの。	surface or bottom backscattering differential, surface or bottom scattering strength

参考文献（本書作成にあたり、下記文献を参照しました。）

- ・ 福田、和泉、日本機械学会論文集 34,1294 (1968).
- ・ 奥田、音響学会誌 25,122 (1969).
- ・ 小幡、平田、大中、加藤、日本機械学会論文集 42, 3500 (1976).
- ・ 小幡、平田、大中、日本機械学会論文集 42, 3507 (1960).
- ・ 福田、日本機械学会論文集 26,1167 (1960).
- ・ 大中、西脇、平田、日本機械学会論文集 33, 779 (1967).
- ・ 藤本、機械試験所報告 64号 (1967).
- ・ 金井、日本機械学会論文集 26, 1183 (1960).
- ・ 福田、日本機械学会論文集 26, 168 (35-8).
- ・ 福田、奥田、日本機械学会論文集 72, 603 (44-5).
- ・ 福田、内燃機関 10, 74 (1971).
- ・ 藤本、日本音響学会誌 27, 568 (1971).
- ・ 奥田、日本音響学会誌 27, 363 (1971).
- ・ 須山 栄蔵、平田 賢、”管内平面波の減衰定数（減衰伝搬を伴う消音系の音響特性 第1報）” 日本音響学会誌 第35巻 4号 152-164 (1979)
- ・ 須山 栄蔵、平田 賢、”減衰伝搬を伴う管路系の伝達マトリックス（減衰伝搬を伴う消音系の音響特性 第2報）” 日本音響学会誌 第35巻、4号 165-170 (1979)
- ・ 須山 栄蔵、平田 賢、”膨張形消音器の最適装着位置と必要消音性能の予測（減衰伝搬を伴う消音系の音響特性 第3報）” 日本音響学会誌 第35巻 6号 322-332 (1979)
- ・ 野田 直樹、”自動車産業におけるチューブフォーミング “ 塑性工学学会誌
- ・ 流れの可視化ハンドブック 浅沼 強（編）（株）朝倉書店
- ・ 写真集 流れ（社）日本機械学会 丸善(株)
- ・ 数値流体力学 保原 充、大宮 司久明 東京大学出版
- ・ ガソリンエンジンのコールドスタートエミッション低減技術について 西沢 公良 自動車技術 Vol.50 9月 (1996)
- ・ ガソリンエンジン(四輪) 向尾 正治 自動車技術 Vol.49 8月 (1995)

排気消音系に関する文献・資料リスト

- ・小林勝一郎、“音響濾波器の研究其一・一般理論”電気学会雑誌、199 (1931.4).
- ・小林勝一郎、“圓濤氣室の音響特性”電気学会雑誌、325 (1931.6).
- ・福田 基一、城戸 健一、二村 忠元、“消音器における吸音物の効果 (第1部 空洞部壁面の高音に対する吸音効果)”日本音響学会誌、第15巻、第4号、239 (1959).
- ・福田 基一、城戸 健一、二村 忠元、“吸音壁面をもつ内燃機関の排気消音器に関する研究”日本機械学会論文集 (第2部)、26巻、171号、1667 (1960).
- ・福田 基一、“消音器の基礎と設計”機械設計、第13巻、第1号、85.
- ・福田 基一、“内燃機関の排気消音器に関する基礎的研究 (第3報 空どう部の形状および内部仕切の及ぼす影響)”日本機械学会論文集 (第2部)、28巻192号、966 (1962.8).
- ・福田 基一、“内燃機関の排気消音器に関する基礎的研究 (第4報 設計すべき消音器に要求される減衰必要量の周波数特性算出方法に関する一考案)”日本機械学会論文集、29巻、198号、415 (1963).
- ・木下 陸肥路、“繊維質材料の流れ抵抗と吸音率との関係について”日本音響学会誌、第23巻、6号、415 (1967).
- ・福田 基一、和泉 晴夫、“空どう形消音器の特性に関する研究 (単純化した理論式による計算と実験)”日本機械学会論文集 (第2部)、34巻、263号1294 (1968.7).
- ・奥田 襄介、“膨張形消音器の特性計算法”日本音響学会誌、第25巻、第3号122 (1969).
- ・池谷 和夫、久野 和宏、鹿野 洋治、“音響管の終端としての円筒形空洞の特性について”日本音響学会誌、第15巻、第5号、248 (1969).
- ・池谷 和夫、久野 和宏、鹿野 洋治、“段つき管の音響特性について”日本音響学会誌、第25巻、第5号、256 (1969).
- ・福田 基一、奥田 襄介、“空どう形消音器の特性に関する研究 消音効果の一般式”日本機械学会誌、第72巻、第604号、603 (1969.5).

- ・村崎 憲治、“内燃機関の排気消音器に関する研究（第4報）（定置式機関の空洞形消音器における容積変化の影響）”研究紀要、第25巻、118.
- ・村崎 憲治、“内燃機関の排気消音器に関する研究（第4報）（定置式機関の空洞形消音器における吸音材の影響）”研究紀要、第25巻、125.
- ・奥田 襄介、森田 茂、“空洞端面に吸音材のある膨張形消音器”日本音響学会講演論文集、195 (1969.5).
- ・平田 能睦、伊藤 毅、“共鳴形消音器の音響特性におよぼす気流の影響”日本音響学会講演論文集、197 (1969.5).
- ・福田 基一、和泉 晴夫、中尾 利之、“空どう形消音器に関する計算と実験（実用式の組み合わせによる計算）”日本音響学会講演論文集、199 (1969.5).
- ・志水 稔、“ラウドネスレベルを簡単に求める一方法 自動車騒音について”日本音響学会誌、第25巻、第6号、319 (1969).
- ・藤本 茂夫、北田 元一、桜井 久夫、“排気消音器の間欠気流実験”日本音響学会講演論文集、193 (1969.5).
- ・早坂 寿雄、“音響標準の歴史”日本音響学会誌、第26巻、第3号、155 (1970).
- ・牧田 康雄、“建築音響（Ⅱ）遮音設計”日本音響学会、第26巻、第9号 438 (1970).
- ・久野 和宏、池谷 和夫、“曲がりのある円筒内の音波伝搬について”日本音響学会誌、第26巻、第8号、339 (1970).
- ・道路騒音調査委員会、“自動車騒音と道路構造”日本音響学会誌、第26巻 第2号、85 (1970).
- ・山中 晤郎、安達 勤、“円柱からの渦発生に及ぼす音響の干渉”日本音響学会第27巻、第5号、246 (1971).
- ・騒音研究委員会 振動分科会、“振動レベル計試験法、および振動レベル測定法について”日本音響学会誌、第27巻、第10号、538 (1971).
- ・子安 勝、“実験室および現場における遮音測定方法の標準化について”日本音響学会、第27巻、第11号、588 (1971).
- ・福田 基一、“消音器の理論”内燃機関、第10巻、第8号、Vol.10、No.114、74 (1971.9).

- ・ 福田 基一、“機関各部の騒音および消音器としゃ吸音装置の設計” 内燃機関 第 10 巻、第 9 号、Vol.10、No.114、77 (1971.9).
- ・ 奥田 襄介、“共鳴形消音器の特性計算法” 日本音響学会誌、第 27 巻、第 8 号 363 (1971).
- ・ 藤本 茂夫、北田 元一、“排気消音器の気流実験” 日本音響学会誌、第 27 巻 第 11 号、568 (1971).
- ・ 川橋 正昭、鈴木 充、“音響管内の有限振幅波動” 日本音響学会誌、第 30 巻 第 5 号.
- ・ 熱海 富昭、浅井 龍夫“排気管内圧力波とその減衰” 社団法人自動車技術会 学会講演会前刷集、497 (1972 秋季).
- ・ 北村 音壺、佐々木 実“自動車交通騒音の評価方法に関する基礎的研究 (I) 航空機騒音との比較” 日本音響学会、第 28 巻、第 2 号、59 (1972).
- ・ 北村 音壺、佐々木 実“自動車交通騒音の評価方法に関する基礎的研究 (II) 日常生活におよぼす影響について” 日本音響学会、第 28 巻、第 5 号、235 (1972).
- ・ 境 久雄、“聴覚の二三の問題” 日本音響学会、第 28 巻、第 7 号、363 (1972).
- ・ 竹内 竜三、“コンピューターによる消音器の設計” 機械の研究、第 25 巻 第 8 号、60 (1973).
- ・ 坂上 丈寿、新井 正敏、“吸排気系の騒音” 内燃機関、第 10 巻、第 4 号、18 (Vol.10 No.109 1974.4).
- ・ 長谷川 秋雄、能本 乙彦、菊池 年晃、“自由壁半楕円音響管内の音波伝搬” 日本音響学会誌、30 巻、4 号 (1974).
- ・ 福田 基一、“マフラーに関する論理的考察” 自動車技術、Vol.29、No.8、776 (1975).
- ・ 小幡 輝男、平田 賢、大中 逸雄、西脇 仁一、“吸音ダクトの減衰量特性について” 日本音響学会、第 31 巻、第 8 号、471 (1975).
- ・ 小幡 輝男、平田 賢、大中 逸雄、加藤 公、“吸音形消音器の消音特性 (第 1 報 繊維状吸音材の音響特性について)” 日本機械学会論文集 (第 2 部) 42 巻、363 号、3500 (1976.11).
- ・ 小幡 輝男、平田 賢、大中 逸雄、“吸音形消音器の消音特性 (第 2 報 複

- 素伝搬定数を利用した考察) ”日本機械学会論文集(第2部)、42巻、363号
3507(1976.11).
- ・三輪 智明、“マフラ”内燃機関、Vol.16 No.8 35-41(1977).
 - ・小幡 輝男、平田 賢、“消音器における気流音と損失水頭の予測”日本音響学会誌、34巻、9号(1978).
 - ・小幡 輝男、“論博2 吸収型消音器の消音特性に関する研究”東大機械工学研究報告、第13巻、141(1978).
 - ・須山 栄蔵、平田 賢、“管内平面波の減衰定数(減衰伝搬を伴う消音系の音響特性 第1報)”日本音響学会誌、第35巻、4号、152-164(1979).
 - ・須山 栄蔵、平田 賢、“減衰伝搬を伴う管路系の伝達マトリックス(減衰伝搬を伴う消音系の音響特性 第2報)”日本音響学会誌、35巻、4号、165-170(1979).
 - ・須山 栄蔵、平田 賢、“膨張形消音器の最適装置位置と必要消音性能の予測(減衰伝搬を伴う消音系の音響特性 第3報)”日本音響学会誌、35巻、6号
322-332(1979).
 - ・川橋 正昭、“気流を伴う音響管内しぼり部の音響的特性”日本音響学会誌
40巻、9号(1984).
 - ・根来 健夫、“損失を考慮した吸音チャンバの透過損失の推定方法”日本音響学会誌、40巻、9号(1984).
 - ・萩 三二、“マフラーの消音性能について”自動車研究、7巻、10号(1985).
 - ・福田 基一、“消音器の設計と適用”日本機械学会教材(1985).
 - ・小坂 敏文、山田 伸志、“周期性を持つ管内低周波音の能動的消音”日本音響学会誌、41巻、5号(1985).
 - ・稲葉 元宏、阿部 栄一、“排気系の低騒音低圧力損失化技術”自動車技術、
Vol.39 No.12、1401-1406(1985).
 - ・名取 芳彦、村上 俊太郎、萩 三二、“曲がり部のある管路に挿入された空洞形消音器の減衰特性”日本機械学会北陸信越支部信越地方講演会講演概要集
Vol.1988、102-103(1988).
 - ・にれ井 康之、下地 浩二、小川 澄雄、許斐 敏明、野平 英隆、“衝撃波

- に起因する排気異音の改善手法の開発”自動車技術会学術講演会前刷集、No.892
301-304 (1989).
- ・須山 詠蔵、“排気系の軽量化とふく射音対策技術”自動車技術、Vol.44、No.12
31-35 (1990).
 - ・許斐 敏明、外園 祐一、野平 英隆、“排気系における騒音低減、省燃費技術の現状”自動車技術、Vol.44、No.12、13-17 (1990).
 - ・小嶋 直哉、和泉 晴夫、原田 亮、“空洞形消音器における脈動流と気流音の関連”日本機械学会中国四国支部総会・講演会講演論文集、Vol.28th、72-73 (1990).
 - ・板垣 貴文、本多 清、二宮 康信、小林 敦也“自動車の消音器で発生する流体騒音の解析”自動車技術会学術講演会前刷集、No.912、Vol.1、1.9-1.12 (1991).
 - ・須山 詠蔵、阿部 徹、竹森 良久、石井 実、“自動車用消音排気系の人工知能による最適化”日本機械学会通常総会講演会講演論文集、Vol.68th、No.Pt C 522-524 (1991).
 - ・一色 美博、嶋本 讓、脇坂 知行、宮脇 哲夫、“消音器内圧力波伝ば現象の三次元数値解析”日本機械学会関西支部講演会講演論文集、Vol.250th No.Pt.1、112-114 (1991).
 - ・網島 彰二、常本 秀幸、石谷 博美、山田 貴延、“各種エンジンの吸排気抵抗に対する等価管長での評価”自動車技術会学術講演会前刷集、No.912、Vol.1、1.101-1.104 (1991).
 - ・小嶋 直哉、望月 信介、L I U B、“消音器における気流の速度乱れと尾管共鳴音について”日本機械学会環境工学総合シンポジウム講演論文集、Vol.2nd 70-73 (1992).
 - ・関根 紀朗、工藤 一郎、小野寺 収、高山 和喜、“衝撃波を伴う流れにおける消音器に関する研究(第1報)”日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集 Vol.1992、152-154 (1992).
 - ・一色 美博、嶋本 讓、脇坂 知行、赤木 三泰、“内燃機関における消音器

- の音圧特性と流動抵抗の数値予測法”日本機械学会論文集B、Vol.58、No.555、3507-3512 (1992).
- ・一色 美博、嶋本 譲、脇坂 知行、持田 修、窪田 健一、“一段膨張形消音器内三次元圧力波伝ぱと音響特性”日本機械学会全国大会講演論文集、Vol.71th No.Pt D、373-375 (1993).
 - ・小嶋 直哉、L I U B、“気流を伴う空洞型消音器における共鳴音の卓越化とその制御”日本機械学会・自動車技術会内燃機関シンポジウム講演論文集 Vol.11th、187-192 (1993).
 - ・吉川 英夫、松井 ひろし、森崎 直樹、小沢健男、名取 芳彦“耐熱吸音材を用いた内燃機関の消音器の研究”日本機械学会・自動車技術会内燃機関シンポジウム講演論文集、Vol.11th、181-186 (1993).
 - ・中田 勇、よし原 泰司、矢作 秀夫、“特集 解析技術を応用した振動・騒音の改善 排気管系放射音の解析”自動車技術、Vol.48、No.6、61-66 (1994).
 - ・一色 美博、嶋本 譲、脇坂 知行、窪田 健一、“消音器特性に及ぼす挿入管の影響予測”日本機械学会関西支部講演会講演論文集、Vol.253rd、243-245 (1994).
 - ・岩本 宏明、金子 正人、半下石末吉、小川 澄雄、細見 幹也“F E Mによる排気管の振動特性の解析”自動車技術会論文集、Vol.26、No.2、46-50 (1995).
 - ・一色 美博、嶋本 譲、脇坂 知行、“消音器の音響特性に及ぼす気流の影響”日本機械学会全国大会講演論文集、Vol.74 th、No.Vol.3、591-592 (1996).
 - ・岡田 誠、森川 さだ則、阿部 武、“排気バリ音発生メカニズムの解析”自動車技術会論文集、No.32、79-85 (1996).
 - ・北田 泰造、“吸排気脈動計算を用いたエンジン性能の予測法”日本機械学会全国大会講演論文集、Vol.74th、No.Vol.5、70-71 (1996).
 - ・広瀬 太、戸井 武司、大久保 信行“自動車排気系のスピーカ音響加振システムの開発とその適用”自動車技術会学術講演会前刷集、No.973、89-92 (1997).
 - ・小嶋 直哉、Z H O U H、末松 孝修、“内部仕切を有する消音器の三次元音場解析”日本機械学会中国四国支部総会・講演会講演論文集、Vol.35th、271-272 (1997).

- ・名取 久、“マフラー内部構造最適化による低騒音マフラー開発 多変量解析を用いたマフラー内部構造検討”自動車技術会学術講演会前刷集、No.973、73-76 (1997).
- ・吉村 博行、杉村 忠良、“多数のステップを持つ管内流れ”日本機械学会東海支部総会講演会講演論文集、Vol.46th、155-156 (1997).
- ・東山 順司、岩本 順二郎“管内脈動流により誘起される排気騒音に関する研究”日本機械学会東北支部地方講演会講演論文集、Vol.1997、いわき、127-128 (1997).

- E.Quincke, Pogg. Ann. 128, 177 (1866).
- G.W.Stewart, "Acoustic Wave Filters" Vol.XX, No.6 (1922).
- G.W.Stewart, "Acoustic Wave Filters" Phys. Review, 20, 528 (1922). See also G.W.Stewart, Phys. Review, 23, 520 (1924). And G.W.Stewart, Phys. Review 25, 90 (1925).
- W.P.Mason, Bell Sys. Tech. Journal, 6, 258 (1927).
- F.Strecker and R.Feldtkeller, Grundlagen der Theorie des Allgemeinen Vierpols, Elek. Nach. Tech., 6, 3, 93-112 (1929.3).
- W.P.Mason, "The Approximate Networks of Acoustic Filters" Bell System Technical Journal (1930).
- G.W.Stewart and R.B.Lindsay, Acoustics, D.Van Nostrand, New York (1930).
- A.W.Morley, Progress in Experiments in Aero-Engine Exhaust Silencing, R & M No.1760, British A.R.C. (1937).
- R.B.Lindsay, "The Filtration of Sound, I" Journal of Applied Physics, Volume 9, October (1938).
- L.A.Pipes, "The Matrix Theory of Four Terminal Networks" Philosophical Magazine, 30, 370 (1940).
- H.Martin, V.Schmidt and W.Willins, The Present Stage of Development of Exhaust Silencers, RTP TIB Translation No.2596, British Ministry of Aircraft Production (from MTZ, No.12, 1940).
- D.D.Davis 他, "Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine-Exhaust Muffler Design" NACA Report 1192 (1954).
- D.D.Davis, Jr., G.M.Stokes, D.Moore, and G.L.Stevens, Jr., "Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine-Exhaust Muffler Desine" NACA 1192 (1954).
- L.L.Beraneck, Acoustics, McGraw-Hill Book Co., New York, 62-63 (1954).
- C.E.Nelson, "Truck Muffler Design" Noise Control, 2, 3, 24-27 and 77 (1956).
- I.Dyer, "Noise Attenuation of Dissipative Mufflers" Noise Control, 2, 3, 50-57 (1956).

- K.U.Ingard (unpublished information) as reported in Chapter 21, Handbook of Noise Control, C.M. Harris(Editor), McGraw-Hill Book Co.,New York (1957).
- D.D.Davis,Jr., "Acoustical Filters and Mufflers" Chapter 21 in Handbook of Noise Control, C.M. Harris(Editor), McGraw-Hill Book Co., New York (1957).
- H.H.Skilling, Electrical Engineering Circuits, John Wiley and Sons, Inc., New York, 23-24 (1957).
- J.Igarashi 他, "Fundamentals of Acoustical Silencers (I)" Aero. Res. Ins., Univ.of Tokyo, Report No.339 (1958).
- J.Igarashi and M.Toyama, Fundamentals of Acoustical Silencers (I), Report No.339, Aeronautical Research Institute, Univ.of Tokyo, 223-241 (1958.12).
- C.T.Molloy, Four Pole Parameters in Vibration Analysis in Colloquim on Mechanical Impedance Methods for Mechanical Vibration, Edited by R.plunkett ASME, New York, December 2 (1958).
- T.Miwa 他, "Fundamentals of Acoustical Silencers (II)" Aero. Res. Ins., Univ. of Tokyo, Report No.344 (1959).
- T.Miwa and J.Igarashi, Fundamentals of Acoustical Silencers (II), Report No.344, Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, 67-85 (1959.5).
- J.Igarashi and M.Arai, Fundamentals of Acoustical Silencers (III), Report No.351, Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, 17-31 (1960.2).
- T.L.Parrott, "An Improved Method for Design of Expansion Chamber Mufflers with Application to an Operational Helicopter" NASA TN D-7309.
- P.A.Franken, " Reactive Mufflers " Chapter 16 in Noise Reduction, L.L.Beranek (Editor), McGraw-Hill Book Co., New York (1960).
- N.Doelling, " Dissipative Mufflers " Chapter 17 in Noise Reduction, L.L.Beranek (Editor), McGraw-Hill Book Co., New York (1960).

- J.Igarashi 他, "Fundamentals of Acoustical Silencers(Ⅲ), Aero. Res. Ins., Univ.of Tokyo, Report No.351 (1960).
- L.E.Kinsler and A.R.Frey, Fundamentals of Acoustics, 2nd Ed., John Wiley, New York (1962) (Chapter 8).
- M.Fukuda, A Study on the Exhaust Muffler of Internal Combustion Engines, Bulletin of JSME, 6, 22, 255-269 (1963).
- S.N.Reschevkin, A Course of Lectures on The Theory of Sound, Moscow State University, 1960, Pergamon Press, Oxford, 111-112 (1963).
- P.O.A.L.Davies and M.J.Dwyer, A Simple Theory for Pressure Pulses in pipes, Proc. Inst. Mech. Eng., London (1963).
- P.O.A.L.Davies, "The Design of Silencers for Internal Combustion Engine" Jour. Sound and Vib. 1, 2, 185-201 (1964).
- G.P.Blair and J.R.Goulbourn, Pressure-Time History in the Exhaust System of a High Speed Reciprocating Internal Combustion Engine, SAE Transactions, 76, paper 670477 (1967).
- G.J.Sanders, "Silencers: Their Design and Application" Sound and Vibration, February 6-13 (1968).
- M.Fukuda, A Study on Characteristics of Cavity-Type Mufflers (1st Report), Bulletions of JSME, 12, 50, 333-349 (1969).
- M.Fukuda and J.Okuda, A Study on Characteristics of Cavity-Type Mufflers (2nd Report), Bulletions of JSME, 13, 55, 96-104 (1970).
- R.J.Alfredson, The Design and Optimization of Exhaust Silencers, Ph. D. Thesis, University of Southampton (1970).
- P.O.A.L.Davies and R.J.Alfredson, Design of Silencers for Internal Combustion Engine Exhaust Systems, Proc. J. Mech. E., Conference Vibration and Noise in Motor Vehicles, pp.17-23.
- R.J.Alfredson and P.O.A.L.Davies, "The Radiation of Sound from and Engine Exhaust" Jour. Sound and Vib., 13, 4, 389-408 (1970).
- A.V.Srenath 他, "Evaluation of Noise Attenuation due to Exhaust Mufflers"

- J.Sound Vib., 12 卷 1 号, 1-19 (1970).
- R.S.Benson and J.S.Foxcroft, Nonsteady Flow in Internal Combustion Engine Inlet and Exhaust Systems, Inst. Mech. Eng. (London), paper no.3, 2-26 (1970).
 - T.F.W.Embleton, “Mufflers” Chapter 12 in Noise and Vibration Control, L.L. Beranek (Editor), McGraw-Hill Book Co., New York (1971).
 - R.J.Alfredson and P.O.A.L.Davies, “Performance of Exhaust Silencer Components” Jour. Sound and Vib., 15, 2, 175-196 (1971).
 - C.-I.J.Young and M.J.Crocker, Muffler Analysis by Finite Element Method, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University Report No. HL 71-33, (1971 12).
 - G.P.Blair and J.A.Spechko, Sound Pressure Levels Generated by Internal Combustion Engine Exhaust Systems, SAE Paper 720155 (1972).
 - P.O.A.L.Davies, Exhaust System Silencing The Institution of MarineEngineers, 46-51 (1972).
 - R.J.Alfredson, The Design of Exhaust Mufflers Using Linerized Theoretical Models, SAE Paper 719139, pp.1048-1052.
 - A.R.Whatmore and M.V.Lowson, “Simple Sound Transmission Loss Measurements Using a Modified Impedance Tube Technique” Applied Acoustics 6 (1973).
 - S.J.Cowan and R.W.Crouch, “Transmission of Sound Through a Two-Dimensional Shielding Jet” AIAA Paper No.73-1002 (1973).
 - Jay A.Bolt, Stephen P.Bergine, and Frederick J.Vesper, “The Influence of the Exhaust Back Pressure of a Piston Engine on Air Consumption, Performance, and Emission” SAE Paper 730195 (1973).
 - P.O.A.L.Davies, B.E.,Ph.D., “Exhaust System Silencing” Proc. Imas 73 (1973).
 - G.P.Blair and S.W.Coates, “Noise Produced by Unsteady Exhaust Efflux from an Internal Combustion Engine” SAE Paper 730160 (1973).
 - C.-I.J.Young, Acoustic Analysis of Mufflers for Engine Exhaust Systems, Ph.

- D. Thesis, Purdue University, August (1973).
- G.P.Blair and S.W.Coates, Noise Produced by Unsteady Exhaust Efflux from an Internal Combustion Engine, SAE Transactions, 82, Paper 730160 (1973).
 - Y.Kirata and T.Itow, "Influence of Air Flow on the Attenuation Characteristics of Resonator Type Mufflers" *Acustica*, 28, 115-120 (1973).
 - S.W.Coates, The Prediction of Exhaust Noise Characteristics of Internal Combustion Engines, Ph. D. Thesis, Queen's University of Belfast, Northern Ireland, (1974.4).
 - J.W.Sullivan, Theory and Methods for Modelling Acoustically-Long, Unpartitioned Cavity Resonators for Engine Exhaust systems, Ph. D. Thesis, Purdue University, (1974.12).
 - L.J.Eriksson and L.F.Hall, "Current Exhaust systems for Earthmoving Equipment" SAE Paper 740437 (1974).
 - Edvard Grande, "Exhaust Noise Field Generated in the JT8D Core Engine Noise Floor Presented by the Internal Noise Source" *J.Acoust. Soc. Am.* Vol.55, No1, January (1974).
 - M.J.Crocker, Mufflers, in Tutorial Papers on Noise Control, Edited by M.J.Crocker, INTER-NOISE 72, pp. 40-44. Also published in *Reduction of Machinery Noise* (Rev. Ed.), edited by M.J.Crocker, Purdue University, 112-116 (1975).
 - E.K.Bender and A.J.Brammer, "Internal Combustion Engine Intake and Exhaust System Noise" *J.Acoust. Soc. Am.*, 58, 1, 22-30 (1975).
 - C.I.J.Young and M.J.Crocker, "Prediction of Transmission Loss in Mufflers by the Finite-Element Method" *Acoust. Soc. Am.* 57, 1, 144-148 (1975).
 - B.R.C.Mutyala, A Mathematical Model of Helmholtz Resonator Type Gas Oscillation Discharges of Two-Cycle Engines, Ph. D. Thesis, Purdue University, December (1975).
 - A.G.Galaitis and E.K.Bender, "Measurement of the Acoustic Impedance of an

- Internal Combustion Engine" Jour. Acoust. Soc. Am., 58 (Supplement No.1), Fall (1975).
- D.Karnopp, "Lumped Parameter Models of Acoustic Filters Using Normal Modes and Bond Graphs" J.Sound Vib.42, 4, 437-446 (1975).
 - F.R.Fricke and M.J.Crocker, Sound Amplification in Expansion Chambers, In-ter-Noise 75.
 - Brian J.Tester, "Developments in Jet Noise Modeling-Theoretical Predictions and Comparisons with Mesured Data" AIAA Paper 75-477 (1975).
 - F.T.Smith "Pulsatile Flow in Curved Pipes" J.Fluid Mech, Vol.71, 15-42 (1975).
 - Cheng-I James Young and Malcolm J Crocker, "Prediction of Transmission Loss in Mufflers by the Finite-Element Method" J. Acoust. Soc. Am., Vol.57, No.1 January (1975).
 - Malcolm J Crocker, "Internal Combustion Engine Exhaust Muffling" Ray W. Herrick Laboratories School of Mechanical Engineering Purdue University.
 - M.L.Munjal, "Velocity Ration-Cum-Transfer Matrix Method For The Evaluation of a Muffler with Mean Flow" Journal of Sound and Vibration 39(1), 105-119 (1975).
 - M.L.Kathuriya and M.L.Munjal, A Method for the Experimental Evaluation of the Acoustic Characteristics of an Engine Exhaust System in the Presence of Mean Flow. J. Acoust. Soc. Am., 60, 3, 745-751 (1976).
 - C.-I.J.Young and M.J.Crocker, "Acoustical Analysis, Testing, and Design of Flow Reversing Muffler Chambers" Acoust. Soc. Am., 60, 5, 1111-1118 (1976)
 - B.R.C.Mutyala and W.Soedel, "A Mathematical Model of Helmholtz Resonator Type Gas Oscillation Discharges of Two-Stroke Cycle Engines" Jour. Sound and Vib. 41, 4, 479-491 (1976).
 - D.Ross, Experimental Determination of the Normal Specific Acoustic Impedance of an Internal Combustion Engine, Ph. D. Thesis, Purdue

- University(1976) (unpublished).
- D.P.Egolf, A Mathematical Scheme for Predicting the Electro-Acoustic Frequency Response of Hearing Aid Receivers-Earmold-Ear Systems, Ph. D. Thesis, Purdue University (1976.8).
 - Y.Kagawa and T.Omote, "Finite-Element Simulation of Acoustic Filters of Arbitrary Profile with Circular Cross Section" Jour. Acoust. Soc. Am.,60, 5, pp. 1003-1013 (1976).
 - A.Craggs, "A Finite Element Method for Damped Acoustic Systems: An Application to Evaluate the Performance of Reactive Mufflers" Jour. Sound and Vib. 48, 3, 377-392 (1976).
 - S.F.Ling, A Finite Element Method for Duct Acoustics Problems, Ph. D.Thesis, Purdue University (1976.8).
 - M.Gunzburger, "Mathematical Formulation for the Propagation of Sound Through a Turbulent Jet" Journal of Engineering Math, Vol.10, 219-230 (1976).
 - B.J.Tester, "Developments in Jet Noise Modeling-Theoretical Predictions and Comparisons with Mesured Data" Journal of sound and Vibration 46(1), 79-103 (1976).
 - E.H.Brown and S.F.Clifford, "On the Attenuation of Sound by Turbulence" J. Acoust. Soc. Am, Vol.60, No.4, October (1976).
 - KATTGE D., "Beitrge zur Dmpfung des Abgasger usches bei Kraftfahrzeugen" Automob In, Vol.21, No.1, 57-64 (1976).
 - be presented at ASME Winter Conference, Atlanta, Georgia, November (1977).
 - C.-I.J.Young and M.J.Crocker, Finite-Element Acoustical Analysis of Complex Muffler Systems With and Without Wall Vibrations, to be published in NOISE CONTROL ENGINEERING (1977).
 - J.W.Sullivan and M.J.Crocker, "A Mathematical Model for Concentric Tube

- Resonators" submitted to J. Acoust. Soc. Am. for publication (1977.5).
- J.S.Anderson, "The Effect of an Air Flow on a Single Side Branch Helmholtz Resonator in a Circular Duct" J.Sound Vib. 52, 3, 423-431 (1977).
 - A.F.Seybert and D.F.Ross, " Experimental Determination of Acoustic Properties Using a Two-Microphone Random-Excitation Technique" Jour. Acoust. Soc. Am., 61, 5, 1662-1670 (1977).
 - D.Karnopp et al, "Computer-Aided Design of Acoustic Filters Using Bond Graphs" NOISE CONTROL ENGINEERING, 4, 3, pp. 114-118.
 - Simanaitis D.J., "Mufflers, "Automot Eng (New York)" Vol.85, No.6, 42-47 (1977).
 - L.J.Eriksson, "An Analytical Model for Exhaust System Design" SAE paper 780472 (1978).
 - Gatley W.S., "Evaluating the Acoustical Performance of Automotive Mufflers" Inter Noise Proc, Vol.78, 879-882 (1978).
 - Eriksson L.J., "An Analytical Model for Exhaust System Design" Tech Pap Ser Soc Automot Eng, No.780472, 12 (1978).
 - Hartley J, "Engine Design Series-Exhaust Systems" Automot Eng(London) Vol.3, No.1, 62-63 and 66 (1978).
 - J.Decroix and B.Bramaud-Gratteau, "Evolution des Materiaux pour la Ligne D`echappement Automobile Europeenne" MATERIAUX ET TECHNIQUES-SEPTEMBER-OCTOBER, 433-438 (1986).
 - H.Ermer, F.Lehringer, A.Zachmann and D.Kattge, "Schalldampfer Kondensatasaugsystem fur Abgasschalldampfer vonVerbrennungsmotoren" MTZ Mot-ortechnische Zeitschrift 48, 357-364 (1987).
 - Callow G.D. and Peat K.S., "Insertion Loss of Engine Intake and Exhaust Silencers" Adv Control Refin Veh Noise, 39-46 (1988).
 - Suyama E., Masino R. and Inaba M., "Characteristics of Dual Mode Mufflers" SAE Tech Pap Ser (Soc Automot Eng), 10p (1989).
 - Suyama E., Isida T. and Nakamura Y., "The Optimum Setting Position of the

- Silencer" SAE Tech Pap Ser (Soc Automot Eng), 5p (1990).
- Dickson-Simpson J., "Exhaust-Silencer Efficiency" Transp Eng, No.Mar 18-21 and 23 (1990).
 - Callow G.D. and Peat K.S., "Insertion Loss of Engine Intake and Exhaust Silencers" Noise Vib Worldw, Vol.21, No.2, 20,22,24,27 and 29-31 (1990).
 - Akiyama K., Ike M., Tsuda M. and Otsuka K., "Analysis of Thermal Fatigue Resistance of Engine Exhaust Parts" SAE Tech Pap Ser (Soc Automot Eng), 10p (1991).
 - Sahasrabudhe A.D., Ramu S.A. and Munjal M.L., "Matrix Condensation and Transfer Matrix Techniques in the 3-D analysis of Expansion Chamber Mufflers" J.Sound Vib. Vol.147, No.3, 371-394 (1991).
 - Davies P.O.A.L., "Transmission Matrix Representation of Exhaust System Acoustic Characteristics" J.Sound Vib. Vol.151, No.2, 333-338 (1991).
 - Sahasrabudhe A.D., Munjal M.L. and Ramu S.A., "Design of Expansion Chamber Mufflers Incorporating 3-D Effects" Noise Control Eng J, Vol.38, No.1, 27-38 (1992).
 - Lin H. and Chen Y., "The Volume Calculation Analysis of Automobile Exhaust Muffler" Pap Am Soc Mech Eng, 4p (1992).
 - Ghafouri M.M. and Ricci G., "A Numerical Method for the Prediction of Exhaust Noise in Internal" Proc 1993 Noise Vib Conf, 683-691 (1993).
 - Buchwalder J. P. and Rinckel F., "Lightweight Design in Exhaust Systems" VDI Ber (Ver Dtsch Ing), No.1099, 245-270 (1993).
 - Cartwright A. and Fleck R., "A Detailed Investigation of Exhaust System Design in High Performance Two-Stroke Engines" 1994 Mot Sports Eng Conf Proc Vol.2 Engines Drivetrains, 131-147 (1994).
 - Erhard C.A., "New Calculation Method to Locate Silencers and Catalyst Converters in a Car's Exhaust System" Proc NOISE-CON 94, 243-248 (1994).
 - Selamat A., Radavich P.M. and Dickey N.S., "Multi-Dimensional Effects on Silencer performance" Proc NOISE-CON 94, 261-266 (1994).

- “Combination Catalytic Converter/Silencer Designed to Tame Diesel Exhaust Emissions” Diesel Prog Eng Drives, Vol.61, No.12, 52-53 (1995).
- Patil A.R., Sajanpawar P.R. and Masurekar V.V., “Acoustic Three Dimensional Finite Element Analysis of a Muffler” SAE Tech Pap Ser (Soc Automot Eng), 9p (1996).
- Lsshiki Y., Shimamoto Y. and Wakisaka T., “Simultaneous Prediction of Pressure Losses and Acoustic Characteristics in Silencers by Numerical Simulation” SAE Tech Pap Ser (Soc Automot Eng), 15p (1996).
- Smith L. A. and Thurgood D.W., “Mathematical Modelling of Linear/Non-Linear Wave Reflective Boundaries in Automotive Exhaust Systems” SAE Tech Pap Ser (Soc Automot Eng), 14p (1997).

あ と が き

地球環境を保全することの重要性が叫ばれ、国際的に多くの施策が行われるなかで、自動車からの騒音や排気ガスの低減、燃費の向上等が強く望まれている。新技術、新材料の研究開発が進められ、騒音の低減、排気ガス有害成分の低減、燃費の向上が図られてきた。

将来のゼロエミッションをめざした車の研究開発も進められている。究極のゼロエミッション車は内燃機関を用いない車であろうが、内燃機関が実用的にも経済的にも当分の間は主流であろう。

自動車の内燃機関には、消音器を中心とした排気系が必要であり、排気系の果たす役割は、環境保全の面からも大きい。

本書は、内燃機関を用いた自動車用排気系の技術的事項を中心に解説し、参考資料を添付して、排気系を多くの方に理解して頂けるよう編集したつもりである。

本書を取り纏めた排気系技術委員会は、(社)日本自動車部品工業会内に設けた自動車用消音器・排気系部品メーカーの集まりで、排気系に関する技術的諸事項についての調査、試験方法の標準化の検討等を行ってきた。

ここに、自動車用排気系技術マニュアル(改訂、第2版)が完成し発行を見たことは、弊排気系技術委員会としてよろこばしいことであり、広く自動車に携わる方々にお役に立つことを願っている。大方のご批判により、本書がより一層充実した技術解説書となることを念願する。

最後に、本書の執筆、編集に当たった排気系技術委員会の方々に感謝の意を表し、特に中心的に活動して頂いたカルソニックカンセイ(株)の中村部長及び豊島課長に厚くお礼申し上げ終わりとする。

本書に記載した技術的内容には、特許等の権利を有するものも含まれておりますので、流用の際は十分ご注意ください。