

土 木 研 究 所 報 告

第195号

排水性舗装の騒音低減要因に関する研究

明 嵐 政 司

平成 8 年 3 月

建 設 省 土 木 研 究 所

Copyright © (1996) by P.W.R.I.

All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Director General of P.W.R.I.

この報告書は、土木研究所長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複製は、土木研究所長の文書による承認を得ずしてこれを行ってはならない。

排水性舗装の騒音低減要因に関する研究

明 嵐 政 司*

Study on Noise Reduction Factors of Drainage Asphalt Pavement

by Dr.Scishi MEIARASHI

要旨

排水性舗装のような開粒度アスファルト混合物からなるアスファルト舗装には、騒音低減効果があることが従来からわかっていた。しかし、その騒音低減効果は、開粒度アスファルト混合物の吸音特性によるものであるとするものやタイヤ音の低減によるものであるとする研究報告もあるが、それらの仮説を実証する報告はなかった。

本論文では、それらの既存の研究成果から、その要因に関する独自の仮説を設定し、それを実証するための実験を行い、定量的に騒音低減要因を明らかにした。その結果、舗装の吸音特性が騒音低減の主要な要因であることが明らかになった。

キーワード：排水性舗装、騒音低減要因

Synopsis

In this report, we analyze the noise reduction observed in low noise drainage asphalt pavement. Earlier results have indicated overall noise reduction, but there has been some discrepancy as to whether this improvement is due to the higher absorption coefficient of the new asphalt or to a reduction in airflow noise through the treads. In this paper, we report a quantitative comparison of all the major noise reduction factors. We conclude that the major noise reduction is due to the higher absorption coefficients of new asphalt.

平成7年11月27日原稿受理 (Received on November 27, 1995)

*環境部交通環境研究室主任研究員, 工博

目 次

第1章 序 論	1
1.1 本研究の目的	1
1.2 本論文の構成	1
第2章 従来の研究	2
2.1 緒 言	2
2.2 タイヤ騒音の発生要因	2
2.3 タイヤ騒音の測定方法	2
2.4 タイヤとタイヤ騒音	6
2.5 路面とタイヤ騒音	6
2.6 排水性舗装とタイヤ騒音	6
2.7 ま と め	7
第3章 排水性舗装の騒音低減効果に関する理論的考察	7
3.1 緒 言	7
3.2 排水性舗装の騒音低減要因の検討	7
3.3 伝搬過程における吸音効果	7
3.4 騒音の発生過程における低減	9
3.4.1 エンジン音	9
3.4.2 タイヤ音	11
3.5 発生要因別の騒音低減量	12
3.5.1 単独走行車両の騒音測定	12
3.5.2 実交通流の騒音測定	15
3.6 ま と め	15
第4章 舗装の吸音特性に関する検討	18
4.1 緒 言	18
4.2 排水性舗装の吸音特性の検討	18
4.2.1 斜め入射吸音率を直接求めるための測定	18
4.2.2 ノーマル比音響インピーダンスからの各種吸音率の推定	20
4.3 吸音効果による自動車騒音低減量の推定	24
4.4 ま と め	25
第5章 排水性舗装の騒音低減効果に関する実測ならびに解析	26
5.1 緒 言	26
5.2 測 定	26
5.2.1 騒音測定の方法	26
5.2.2 自動車のパワーレベルの推定方法	30
5.2.3 発生要因別自動車騒音の分離	33
5.2.4 舗装の吸音特性の測定	33
5.3 結 果	37
5.3.1 騒音のパワーレベル	37

5.3.2 吸音特性の測定	38
5.4 吸音効果による騒音低減量の検討	39
5.4.1 拡散音場における基礎理論	39
5.4.2 拡散場モデルの構築及びその適用	40
5.5 ま と め	42
第6章 結 論	46
謝 辞	52
付 騒音測定の手法	53
付1 緒 言	53
付2 騒 音	53
付3 騒 音 計	54
付4 騒音計の規格	55
付5 騒音測定の実際	57
〔参考文献〕	61

第1章 序 論

1.1 本研究の目的

我が国の都市地域における道路交通公害が顕在化した背景には、高度経済社会の形成過程における都市地域への人口の集中、輸送機関としての自動車交通需要の増大及び特定地域への集中があげられる。また、都市の道路とその周辺の土地利用計画は、都市における土地利用上の制限のために交通公害に対処できない状態にあることが、問題解決をより困難なものにしている。

自動車騒音の発生源対策としての自動車単体対策としては、1971年以降の加速騒音規制がある。最新規制では、最初に実施された1971年規制と比較して6～9 dBの大幅な規制強化となっており、追加対策による低減効果も限界に近づいている。しかし、道路交通騒音については、環境基準の達成率は改善されていない。平成5年版「環境白書」によれば、「大都市域（東京23区及び11大政令市）の騒音環境はその他の地域に比べてかなり悪く、特に大都市域の環境基準達成率は7.3%と極めて低い水準になっている。東京都での自動車道路沿道における騒音調査では、特に主要幹線道路を中心として、夜間においても、環境基準を達成していない沿道が見られる。また、一部では要請限度を越えている沿道も見られる。」となっており、ここでも都市地域における騒音環境の改善が遅れていることが指摘されている。

騒音対策を道路側からみると、遮音壁の設置・環境施設帯の設置・道路構造の掘割化等があげられる。しかし、既に道路周辺が市街化した地域では、環境施設帯の設置あるいは道路構造の掘割化は、用地の確保の点から困難である。また、遮音壁は、沿道とのアクセス制限の無い都市内の一般道路に対して適用することが極めて難しい。

そこで、適用場所の制限の少ない低騒音舗装としての排水性舗装による対策が期待されている。ところで、日本も含めて諸外国において排水性舗装による騒音低減効果に着目した報告が多くなされている理由を分析すると以下ようになる。

(1) 自動車の単体対策がエンジン・タイヤ等のあらゆる発生要因について限界に近づいている一方、定常走行騒音に占めるタイヤ騒音の低減対策あるいは規制が求められつつある。このような状況下において、排水性舗装は、自動車騒音のうちのタイヤ音対策としても

有効であることが認められている。

(2) 排水性舗装による騒音低減対策は、土地利用に大きな制限を受けている都市地域における沿道騒音対策としては有効であり、道路のアクセス機能の有無によらないこともその大きな特徴であると同時に、排水機能の向上による自動車走行の安全性・快適性あるいは歩行者への水跳ね防止効果といった本来の機能性の面でも都市環境の快適性の確保の面から有効である。

このように、新しい騒音対策として着目されている排水性舗装ではあるが、その普及のためには以下に示すような問題点がある。第一に、従来の舗装に比べるとコストが高い（約3倍）こと。第二に、舗装の構造的な耐久年数からみるとかなり早い時期に排水機能・騒音低減機能が失われること。特に騒音低減機能は、排水機能に比べて機能の喪失が早い。第三に、排水機能及び騒音低減機能を回復させる有効な維持管理手法が確立されていない。第四に、その騒音低減効果は施工初期の段階においても3～5 dB程度であり、通常の騒音対策に期待される騒音低減効果（5 dB以上）に比較すると不十分である。

本論文では、屋内及び屋外における騒音測定データをもとにして、排水性舗装の騒音低減要因の定量的な比較を行い、騒音低減のメカニズムを解明することを目的としている。この目的が達成されることにより、騒音低減効果が大きく、その持続性が良好な低騒音舗装の研究開発に役立つものと考えられる。

なお、騒音測定の詳細は付録を参照されたい。

1.2 本論文の構成

本論文は全6章により構成され、その内容は以下のとおりである。

第1章は序論であり、研究の背景および目的を述べ、本論文の位置づけを行った。

第2章は本研究に関連する既往の技術ならびに研究の概括である。

第3章においては、一般国道に試験施工された排水性舗装区間における騒音測定調査データと既往文献から得られた知見の両方をもとにして、排水性舗装の騒音低減要因に関して検討を行った。

第4章においては、前章において得られた主要な騒音低減要因の一つである舗装の吸音特性を測定する方法に関する実験的な検討を行った。

第5章においては、試験走路を利用して自動車騒音の発生要因別の騒音低減量を詳細に検討するための実験的な検討を行った。

第6章では、本研究で得られた成果をまとめて結論とした。

第2章 従来の研究

2.1 緒 言

ヨーロッパでは1980年代の前半から排水性舗装の調査研究に取り組んでいたが、日本での調査研究は、1980年代の後半から始められている。そこで、タイヤ騒音の発生等に関する文献も含めて、過去20年間に欧米を中心として実施された「タイヤ騒音」と「路面とタイヤ騒音」に関する研究成果を検索し（検索のべ総数322文献）、そのうち収集可能な範囲の文献を収集・分類した。また、日本語文献については、音響学会、土木学会、道路会議での論文発表を中心に文献の収集を行った。

排水性舗装の騒音低減効果に関する研究課題のうち最も重要であるのは、その騒音低減効果が、どのような要因によってもたらされているかを明らかにすることである。既存文献中には、騒音低減効果の主要なものは舗装の吸音機能であるとするものとタイヤ騒音の低減も主要な要因であるとするものがあることがわかった。

2.2 タイヤ騒音の発生要因

タイヤ騒音としては、主にそのトレッドパターンによるもの（Plotkin¹⁾）とそれ以外のものに大別される。（Nilsson²⁾、T.R.Wik³⁾）

後者のタイヤそのものの振動による騒音発生に関する論文としては、主にタイヤのサイドウォールの振動測定とタイヤの近接騒音の測定結果を周波数分析等を行っているものとしてはEberhardt⁴⁾、Bergmann⁵⁾、Reiter⁷⁾⁻¹⁰⁾、Landers¹¹⁾がある。いずれも、タイヤ騒音とタイヤの振動加速度の波形を同時に測定し、相互相関関数等によって両者の関係を明らかにしている。

Danavan^{12),13)}は、タイヤ周辺の音響インテンシティーを測定して、タイヤ周辺の音源としては、タイヤの蹴り込み部¹⁴⁾、蹴り出し部¹⁵⁾、サイドウォール¹⁶⁾の3つの部分に分かれることを示した。Nilsson¹⁴⁾は、この3つの部分からどのような要因によって騒音が発生しているかを詳しく説明している。Lippmann¹⁵⁾は、車内騒音に関する文献の中で、タイヤ音をタイヤのトレッドパターンによるものとそれ以外のものに分離す

るために、トレッドのあるタイヤとブランクタイヤ（トレッドのパターンが無いタイヤ）を装着した時の車内騒音の周波数分析を行っている。また、Oswald^{16),17)}は、ラグタイヤのタイヤ騒音とタイヤのトレッドパターンの関係を明らかにするために、ラグタイヤのトレッドパターンを変化させたり、トレッドの無いブランクタイヤやラグタイヤの溝にウレタンを詰めたタイヤ、ブランクタイヤの騒音測定を行って、タイヤの溝で生じるエアポンピング音の大きさとラグパターンの関係を調べている。日本自動車タイヤ協会^{18),19)}は、タイヤ騒音の発生要因を分類して、上記文献と同様の方法でタイヤ騒音の発生要因別の寄与を推定している。

2.3 タイヤ騒音の測定方法

タイヤ騒音の測定方法については、Sandberg^{20),21)}が概括しており、それによれば以下のような3つの方法がある。

(1) 惰性走行法 (COAST-BY METHOD)

車両中心が描く軌跡から7.5m離れた高さ1.2mの位置にマイクロフォンを設置して、エンジンのスイッチを切った状態で惰性走行する車両が発生する騒音（騒音計はA特性、動特性FAST）のピーク値を測定する方法である。この方法は車外の環境を考慮した調査研究において騒音の発生量を把握するには最も適した方法であるが、騒音測定のために試走路のような特別なフィールドが必要になるので、測定に要する費用は最も高くなる。JASO (JAPANESE STANDARDS ORGANIZATION) やSAEでも同じ様な方法を規定している。再現性に関しては、3つの方法の中で最も良くないが、測定後のデータの活用性は3つの方法の中で最も優れている。R.E. Veres²²⁾、R.F. Miller²³⁾がこの方法によってタイヤ騒音の測定を行っている。図-2・1にJASO C 606に規定された方法を示す。

図-2・1に示すように供試タイヤを装着した車両をCC'線に沿って走行させる。AA'線の手前でエンジンを止め、変速機を中立にしてそのままBB'線まで惰行し、この間の最大騒音レベルをもってタイヤ騒音とするものである。この場合も厳密に言えば回転している駆動系から出る機械騒音や車体から出る空力的騒音も含まれているが、ほぼタイヤ音と考えてよい。

(2) トレーラー法 (TRAILER METHOD)

試験用タイヤを特別なトレーラーに装着して測定す

注1) トレッドのうち路面との接地開始部分

注2) トレッドのうち路面との接地終了部分

注3) タイヤの側面部分

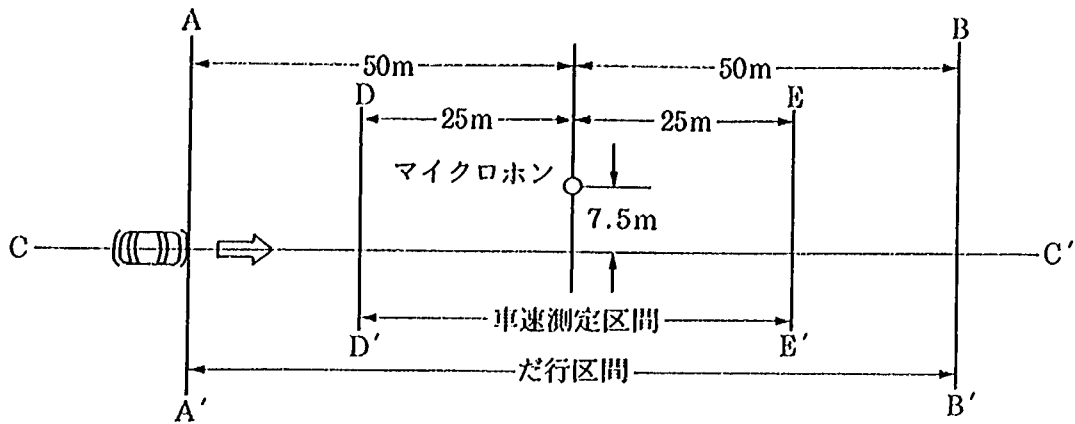


図-2.1 惰性走行法 (JASO C 606)

る方法である。トレーラーは試験用タイヤのみの単輪形式である。騒音測定用のマイクロフォンはタイヤのサイドウォールから20cm離して、路面からの高さ10cmの位置に設置する。貨物車用タイヤの場合にはサイドウォールからの距離を40cmとする。再現性は、惰性走行法よりも良い。この方法による騒音測定例としてはJsmont^{(24), (25)}、Hajek⁽²⁶⁾がある。写真-2.1～写真-2.3にトレーラー法による測定の一例を示す。写真-2.1はトレーラー及びその牽引車両をつないだ状

態を示している。写真-2.2はトレーラーをタイヤの側方から見たものである。タイヤの右側にはタイヤ後方の蹴り出し部分で発生する騒音を測定するためのマイクロフォン(ウインドスクリーン装着)が、タイヤの左側にはタイヤ側方から発生する騒音を測定するためのマイクロフォン(ウインドスクリーン装着)が設置されていることがわかる。写真-2.3は、トレーラーの後方からタイヤとその周辺に設置されたマイクロフォンを見たものである。

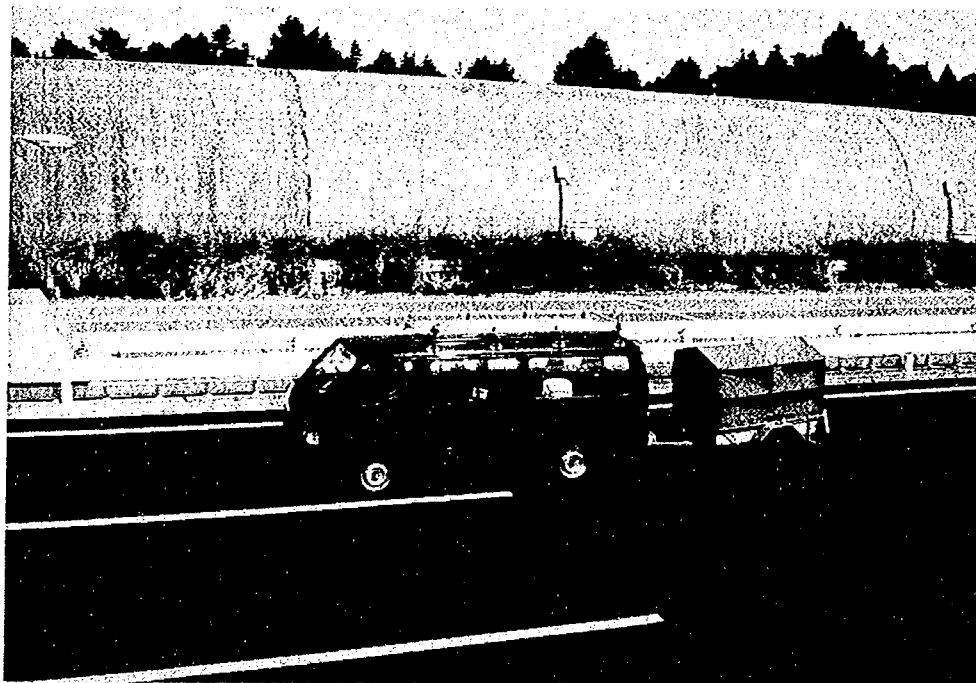


写真-2.1 トレーラー法による測定

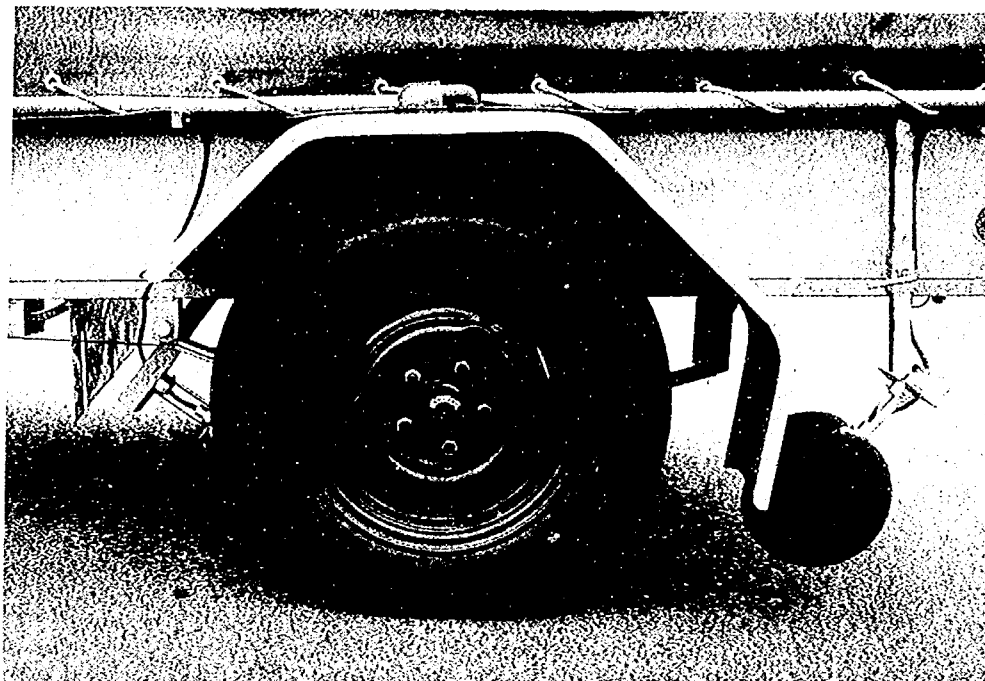
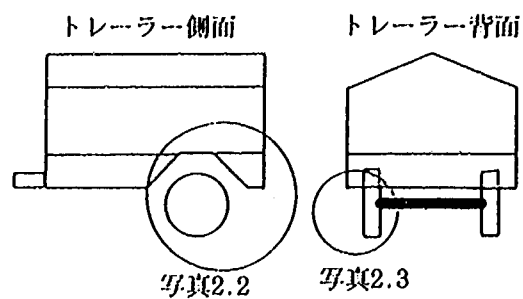


写真-2・2 タイヤ後方の近接騒音の測定（トレーラー法）

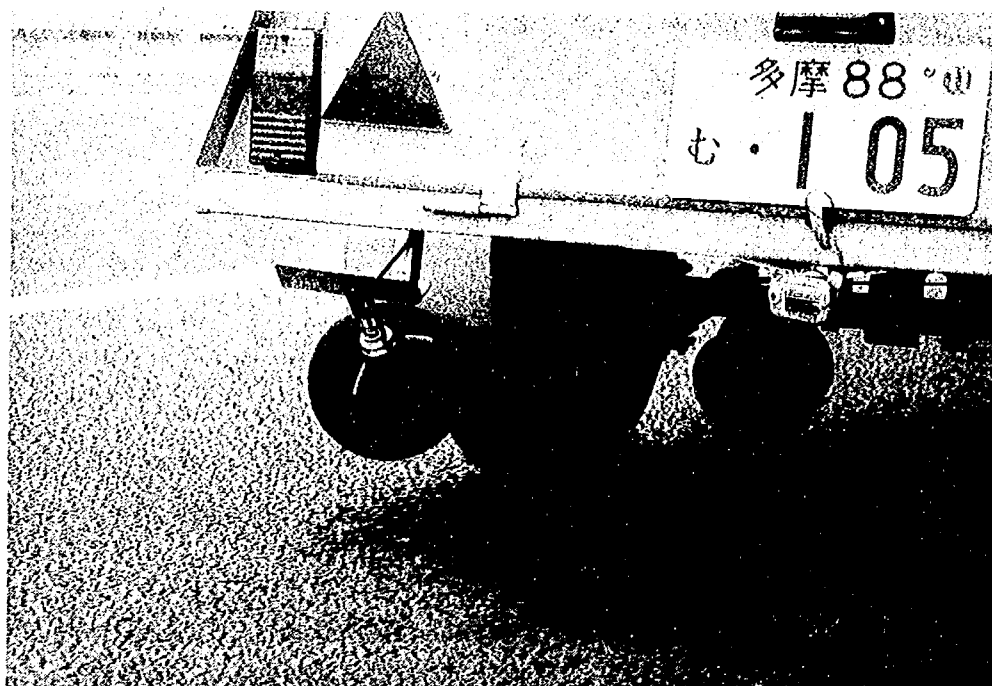


写真-2・3 タイヤ側方の近接騒音の測定（トレーラー法）

(3) 室内ドラム法 (LABORATORY DRUM METHOD)

室内に設置された回転ドラム上にタイヤを設置して、ドラムが回転するときに発生する騒音をタイヤの周辺で測定する方法である。ドラムの直径は最低でも1.5 mは必要であり、ドラムを回転させるための動力は騒音計測室の外に設置してベルト等の動力伝達装置を介して騒音計測室内のドラムに回転のための動力を与え

る必要がある。3つの方法の中では再現性が最も良いが、ドラムに実際の路面を再現することが困難である等の難点もある。この方法による騒音測定例としては、Beguet²⁷⁾、Thrasher²⁸⁾がある。図-2・2にJASO C 606に規定された測定方法を示す。また、図-2・3は回転ドラム上でタイヤ騒音の分布を測定した例である。蹴り込み部と蹴り出し部で著しくレベルが上昇してい

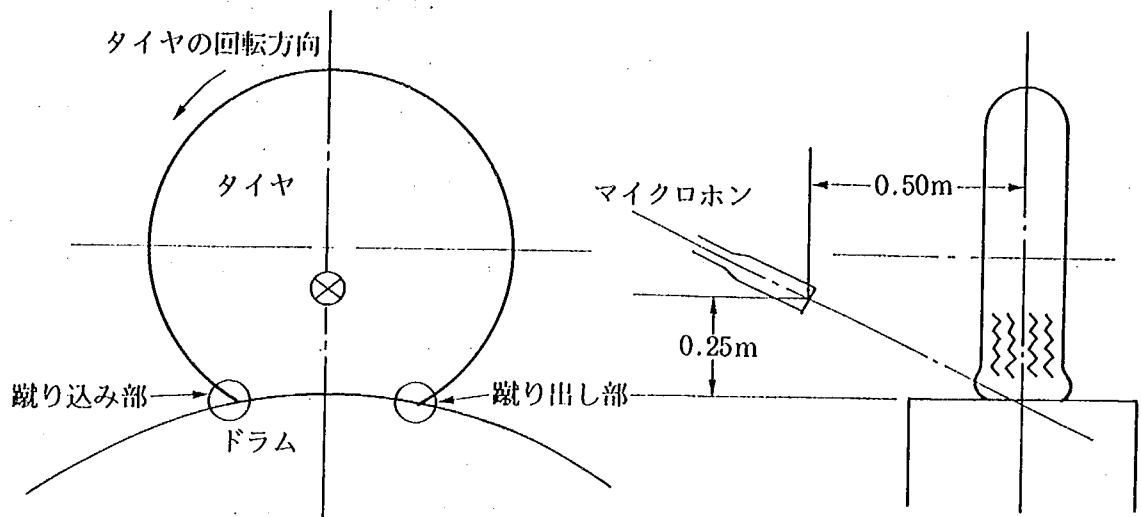


図-2・2 室内ドラム法 (JASO C 606)

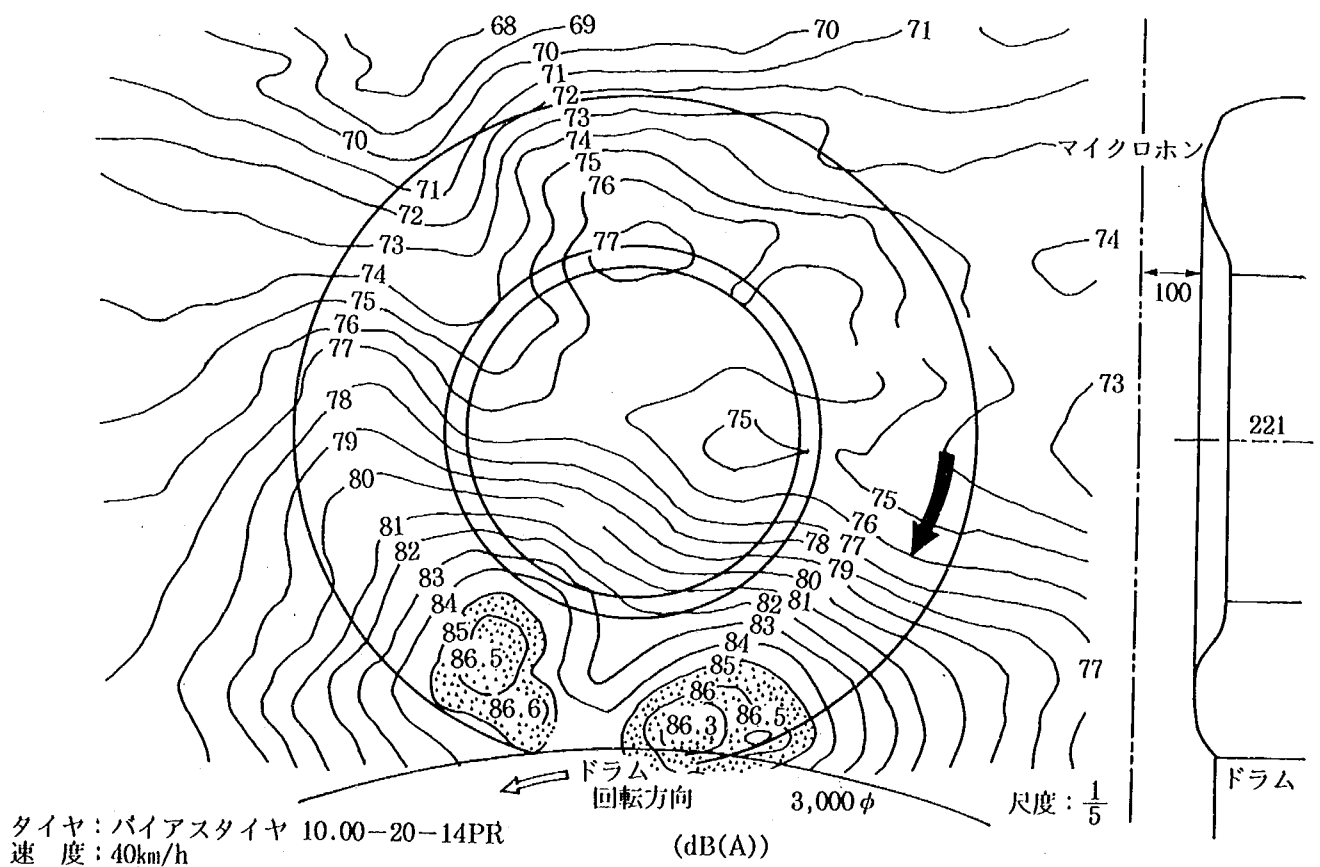


図-2・3 室内ドラム法 (JASO C 606) による測定結果

ることがわかる。

測定の費用、再現性、天候による測定の可否等を考慮すると「室内ドラム法」が優れているように思われるが、「トレーラー法」あるいは「室内ドラム法」には、以下に示すような欠点もある。

- 1) タイヤ近傍の音場は、音の指向性が大きく、どの位置で測定したデータを代表的なものを見なすべきか判断が困難である。
- 2) 惰性走行法に比べると、測定自体にかかる費用を低減させることはできるが、ともにトレーラーや回転ドラムの作成に多額の費用を要する。特に、大型車用タイヤの測定用装置を作成するには、大がかりなトレーラーが必要であったり、室内ドラム法の場合にはドラムの直径を大きくし、騒音測定室の内壁あるいは床面に吸音処理を施して測定室内を無響室状態に保つ必要がある。従って、トータルコストでみると、「惰性走行法」に比べて必ずしも費用が安いとはいえない。
- 3) 「室内ドラム」法ではドラムに路面を再現することが困難である。

これらの3つの測定方法はあくまでも基本的なものであり、これらの方法を組み合わせて騒音測定を行う方法もいくつか提案されて、実際の測定に利用されている。たとえば、Grealy²⁹⁾、Slutsky³⁰⁾、Anderson³¹⁾、Landers³²⁾らのように試験車両のタイヤの近傍にマイクロフォンを設置する特別な装置を作成して騒音測定を行う方法がある。

しかし、試験走路を活用することができ、騒音予測や騒音低減対策のためのタイヤ騒音測定を行うためには、「惰性走行法」が最も適切な方法であると考えられる。

2.4 タイヤとタイヤ騒音

タイヤの種類を変えて騒音を測定する場合には、いくつかの変化させる要因があり、たとえばバイアスタイヤ、ラジアルタイヤのようにタイヤの構造を変化させたり、トレッドのパターンの変化によるものがある。Leasure³³⁾は、トレッドの種類、路面の違い、路面の状態、積載条件、トレッドの摩耗の違い、タイヤ温度の違い等によるタイヤ騒音の違いを測定している。Tetlow³⁴⁾は、タイヤ温度とタイヤ騒音に関する有為な変化は見られなかったと報告している。Muthukrishnan³⁵⁾は、タイヤに使用されるゴムの弾性率等の物性に着目して、タイヤ騒音の変化をまとめた。この文献では、幅広い範囲の材料の特性がタイヤ騒音に与える影響を把握するために実験が行われている。走行速度、積載

荷重量、タイヤ空気圧等とタイヤ騒音の関係についても明らかにしている。

これらの諸要因のうち、走行速度・積載重量・タイヤのトレッドパターン・タイヤ空気圧の条件を一定に保つことができれば、他の条件は無視しても惰性走行法によるタイヤ騒音レベルの測定値の精度を確保することが可能であると考えられる。

2.5 路面とタイヤ騒音

Underwood³⁶⁾、Eichenberger³⁷⁾は、実際に施工される可能性のある路面を再現し、その路面において惰性走行法によりタイヤ騒音の測定を行い、路面の平均的な粗さ・乾燥潤潤状況と騒音レベルの関係を報告している。O'Connor³⁸⁾は、13種類の路面性状の異なる舗装におけるタイヤ騒音の測定及び周波数分析等を行い、路面が滑らかなほどエアポンピング音が支配的であるが、路面が粗くなるに従って、トレッドの振動によって発生する騒音が支配的になるという結論を与えている。また、タイヤの種類よりも路面の性状の種類の違いの方がタイヤ騒音に与える影響が大きいことも指摘している。Sandberg³⁹⁾⁻⁴¹⁾は、路面の粗さのスペクトル分析を行っており、路面の性状とタイヤ騒音の関係についてまとめている。それによれば、ミクロテクスチャーの増大すなわち路面が滑らかになるほど低中周波数領域のタイヤ騒音は低くなるが、高周波数領域の騒音は高くなる。また、マクロテクスチャーが大きくなるほどすなわち大きな粗さが目立つようになるほど、低中周波数領域のタイヤ騒音は高くなるが、高周波数領域の騒音は低くなる、と結論づけている。

また、前節と本節で引用された文献の測定データの内容を比較してみると、タイヤに関する諸要因よりも舗装に関する諸要因の方がタイヤ騒音に及ぼす影響は大きいことがわかった。

2.6 排水性舗装とタイヤ騒音

Brabander⁴²⁾、Meier^{43),44)}は、排水性舗装の垂直入射吸音率の測定を行っている。Attenborough⁴⁵⁾、Berengier⁴⁶⁾は排水性舗装の音響特性を理論モデルによって解析している。Lucquiaud⁴⁷⁾、Ullrich⁴⁸⁾、Sandberg⁴⁹⁾は、排水性舗装も含めた数種類の舗装上を走行する自動車騒音の測定を行っている。これらの論文では、排水性舗装の騒音低減効果はその吸音効果あるいはエアポンピング音の低減としているが、理論的あるいは実証的な検証は行われていない。国内でも同様の報告⁵⁰⁾⁻⁵⁷⁾は多い。

2.7 ま と め

タイヤ騒音に関する既存の知見を収集し、本研究で有用であると考えられる点を以下にまとめる。

(1) タイヤ騒音の発生要因

発生要因の定性的な分類及び個別の要因に関する測定・評価は行われているものの、複数の要因を定量的に評価しているものは少ない。そのなかでも、Lippmann¹⁵⁾、Oswald^{16), 17)}、日本自動車タイヤ協会^{18), 19)}らが、利用しているタイヤ騒音の発生要因の定量的評価方法は、実用的かつ有用である。

(2) タイヤ騒音の測定方法

タイヤ騒音の測定方法には、惰性走行法・トレーラー法・室内ドラム法及びそれらの組み合わせによるものがある。測定費及び再現性及び精度の点では、惰性走行法はトレーラー法及び室内ドラム法に劣るといわれているが、測定値の有用性の点で優れている。

(3) タイヤとタイヤ騒音

タイヤ騒音に影響を与えるタイヤの要因としては、バイアス及びラジアルといった基本的なタイヤ構造・トレッドのパターン・トレッドの摩耗量・タイヤゴムの弾性率・タイヤ空気圧等がある。

(4) 路面とタイヤ騒音

路面の粗さあるいは乾燥湿潤の状態とタイヤ騒音の間には密接な関係があり、タイヤの違いがタイヤ騒音に与える影響よりも大きな影響を持っている。

(5) 排水性舗装とタイヤ騒音

排水性舗装の騒音測定結果より、通常の密粒舗装に比べて定常走行騒音・惰性走行騒音（タイヤ騒音）ともに低減することが確認されている。また、排水性舗装の垂直入射吸音率の測定例も多く報告されており、密粒舗装より吸音率が高いことがわかっている。舗装厚と垂直入射吸音率の関係についても定性的な変化に関する報告あるいは理論的な音響特性モデルの構築がなされている。排水性舗装の騒音低減要因を吸音特性あるいはエアポンピング音の低減としているものがあるが、理論的あるいは実証的な検証は行われていない。また、その主要な騒音低減要因を定量的に評価しているものも存在しない。

第3章 排水性舗装の騒音低減効果に関する理論的考察

3.1 緒 言

既往の研究論文において、排水性舗装の騒音低減の主要な要因を定量的に評価しているものはない。排水性舗装における騒音低減が確認されたとしても、そのメカニズムが明らかにならなければ、騒音低減効果を効果的に発揮するための技術や騒音低減効果を長い期間にわたって維持するための技術に関する研究開発を行うことができない。そこで、これまでのタイヤ騒音に関する既存知見、排水性舗装の吸音特性調査及び試験施工区間における騒音測定結果から、その騒音低減要因に関する考察を行った。

3.2 排水性舗装の騒音低減要因の検討

Lucquiaud⁴⁷⁾は、排水性舗装も含めた数種類の舗装上を走行する交通騒音を測定し、「その騒音低減効果は主にその吸音特性によるものである。」と結論づけている。

一方、Sandberg⁴⁹⁾は、タイヤ騒音の測定を行い、「排水性舗装の騒音低減効果の主要な要因は、タイヤ音のうちのエアポンピング音の低減と吸音効果によるものである」としている。また、Ullrich⁴⁸⁾は、「垂直入射吸音率の結果からだけでは、空隙率が25%の排水性舗装でも2 dBを超える騒音低減効果は見込めない。吸音効果は排水性舗装の主要な機能ではない」ことを指摘するとともに、「タイヤ音の周波数分析結果から、排水性舗装ではタイヤの振動による低中周波数領域の騒音は増加するが、エアポンピング音とみられる高周波数領域の騒音低減がみられた」という結果を報告している。

以上のような既存知見から判断して、排水性舗装の騒音低減効果としては、排水性舗装の多孔質な構造によりもたらされる吸音効果によるものと、タイヤ音の発生の低減効果によるものを考慮する必要があると思われる。

3.3 伝搬過程における吸音効果

排水性舗装面は、通常の舗装に比べるとより吸音性が高いと言われている。そのため、既往の研究もこの点に着目して、垂直入射吸音率によって、その効果を評価しているものは多い。ところで、沿道の受音点に到達する反射音は、一般的には舗装表面に対して斜め

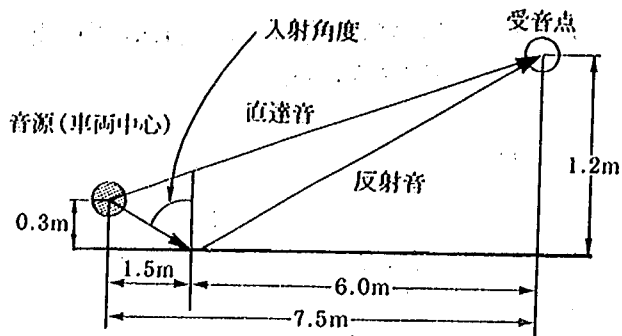


図-3・1 自動車のパワーレベルの測定

に入射する場合が多い。例えば図-3・1は、自動車単体のパワーレベルを測定する場合（JIS D 1024）の音源と受信点の位置関係を示したものである。自動車走行の中心線における高さ30cmの点音源に自動車を見立てている。また、Observerは、測定を行う際のマイクロフォンを示している。このとき、音源から受信点に到達する反射音の舗装への入射角度（Incident Angle）は約80度になる。

したがって、舗装を吸音材と見なす時、吸音特性指標としては、斜め入射吸音率を用いることができると思われる。そこで、ノーマル比音響インピーダンスを測定し、局所作用性を仮定した上で、それから斜め入射吸音率（入射角度80°）を算出したところ、図-3・2のような結果が得られた⁵⁸⁾。

図の横軸は、1/3オクターブバンド周波数^{注1)}、縦軸は斜め入射吸音率を表している。周波数が1 kHz以上

では、すべての舗装で周波数の増大とともに吸音率が増加していることがわかる。このような傾向は、一般的に多孔質吸音材料に見られるものである。また、この領域では全般的に空隙率が大きい舗装ほど吸音率が高くなる傾向がうかがえる。特に空隙率5%と10%の舗装が吸音率の低いグループを形成し、15%以上の空隙率を有する3種類の舗装が、吸音率の高いグループを形成している。

一方、周波数が1 kHz以下では、周波数が300~600 Hz付近に吸音率のピークを有する特徴が見られる。吸音率のピークの大きさ及びそのピークが現れる周波数によって分類すると、3つのグループに分けられる。第一は、空隙率5%の密粒舗装である。吸音率は他のグループの舗装に比べて全般的に小さく、ゆるやかな右肩上りとなっている。第二は、空隙率10%及び15%の排水性舗装である。周波数300Hz付近に0.4程度の吸音率のピークが見られる。第三は、空隙率20%及び25%の排水性舗装である。周波数500Hz付近に0.7~0.9程度の吸音率のピークが見られる。排水性舗装の構造を考慮すると、この部分は共鳴器型吸音材料の傾向を示していると考えられる。

注1) 上限周波数 (f_u) と下限周波数 (f_l) の比が2となるように分割した周波数帯域をオクターブバンドと呼ぶ。周波数を対数軸上にとった場合、オクターブバンドは等間隔となるが、それをさらに1/3ごとに分割した場合、それぞれの周波数帯域を1/3オクターブバンドという。

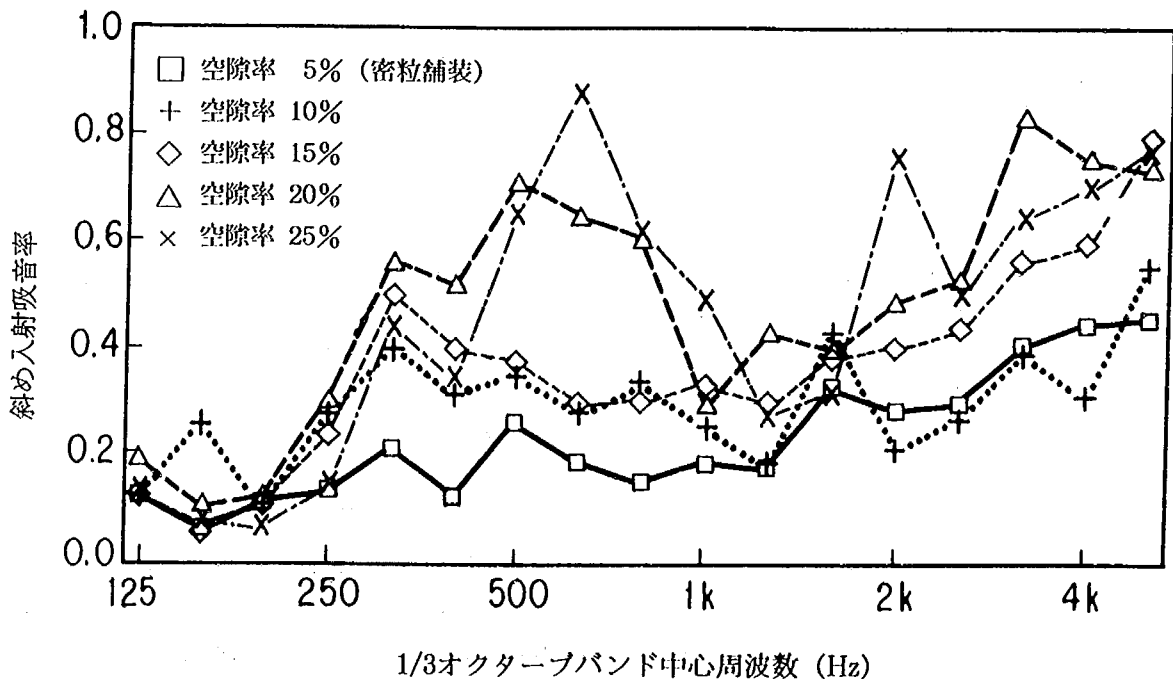


図-3・2 舗装の斜め入射吸音率（入射角度80度）

以上をまとめると、排水性舗装は密粒舗装よりも一般的に吸音率が高く、低い周波数領域では共鳴器型吸音材料、高い周波数領域では多孔質吸音材料の特徴を有する複合型吸音材料であると考えられる。

通常の舗装に比べると排水性舗装の斜め入射吸音率は大きいことがわかる。全般的には、斜め右上がりの傾向を示しているが、排水性舗装では局部的に吸音率が上昇する部分が見られている。密粒舗装(空隙率5%)ではこのような傾向は見られていない。また、一部の例外はあるものの、空隙率が高い方が吸音率は高くなる傾向も見られる。

3.4 騒音の発生過程における低減

騒音の発生音源は、エンジン・冷却系・排気系・吸気系・駆動系・タイヤ・その他に分類される。ところで、これらの発生騒音の中で車両が走行するときに大きな寄与を占めている音源は、エンジン及びタイヤである。そこで、エンジンを音源とする騒音を「エンジン音」、タイヤを音源とする騒音を「タイヤ音」とし、通常の舗装と排水性舗装を自動車が行く時に測定される騒音レベルの差に関する考察を行った。なお、以下における実測データで、「タイヤ音」は「JASO C 606」によって測定されたものであり、「エンジン音」は「JIS D 1024」による測定値と「タイヤ音」の差である

3.4.1 エンジン音

エンジン音が通常の舗装と排水性舗装とで発生量に変化する可能性としては、走行抵抗が変化することによりエンジン負荷が変化することが考えられる。また、走行抵抗は、路面の動摩擦係数に依存すると考えられる。そこで、ダイナミック・フリクション・テスター(Dynamic Friction Tester, 略してDFTと呼ぶ。図-3.3)により排水性舗装と通常の舗装の動摩擦係数を測定した。

DFTとは、路面あるいは床面などと、タイヤゴムの間のすべり、つまり動的摩擦係数を簡便に測ることのできるポータブルな測定装置である。

動摩擦係数の測定法には、いくつかの方法があるが、これらの試験装置を大別すると、

- (1) 模型のゴム片を用いた室内試験装置
 - (2) 実物のタイヤを用いた現場測定装置
- に分けられる。

DFTは、室内試験装置のうちの1つである。

この装置の測定原理について説明する。図-3.4において、タイヤゴムのWなる力で路面に押しつけVな

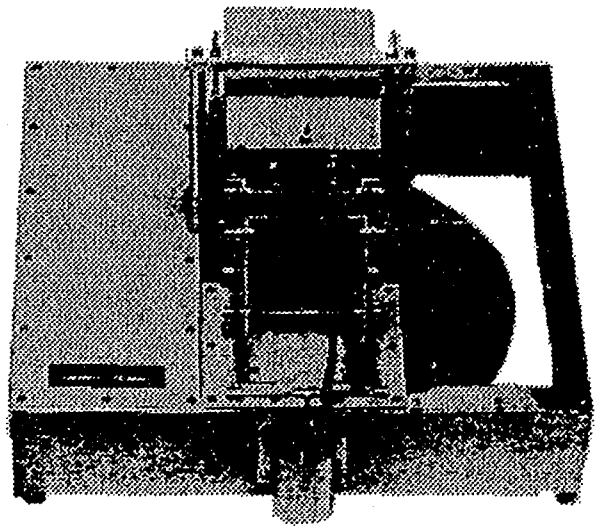


図-3.3 ダイナミックフリクションテスター(DFT)の外観

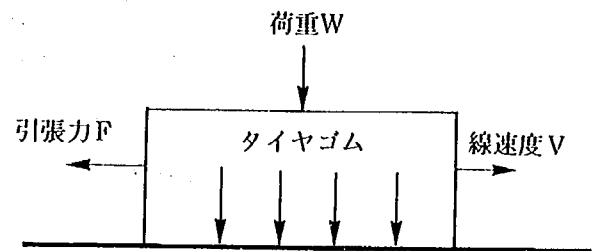


図-3.4 路面とタイヤゴム間のすべり摩擦の原理

る速度で引っ張ると、タイヤゴムはFなる摩擦力を受ける。このFを測定すれば次式から動摩擦係数を推定できる。

$$\mu = F/W \quad (3-1)$$

式(3-1)においてWを一定の値とすると

$$\mu = K \cdot F \quad (3-2)$$

となり、 μ とFは正比例する。(Kは比例定数)

この測定装置では、この原理に基づき、水平方向に回転する円盤にタイヤゴムを取り付け、これに一定の荷重Wを加え、タイヤゴムに加わる摩擦力Fとタイヤゴムの線速度(円盤の回転速度)Vを測定するようになっている。(荷重Wは、円盤の重量をバネバランスで調整して、3.6kgfに設定している。)

この測定装置の最大の利点は、簡便さである。一般のポータブルテスター(BPN、図-3.5)がどちらかというと低速での測定において実車の結果とよく合致した値を示すと言われているのに対し、簡便に高速での測定値を得ることができる。

ただし、BPNの値は摩擦係数のような物理定数ではないのが問題である。

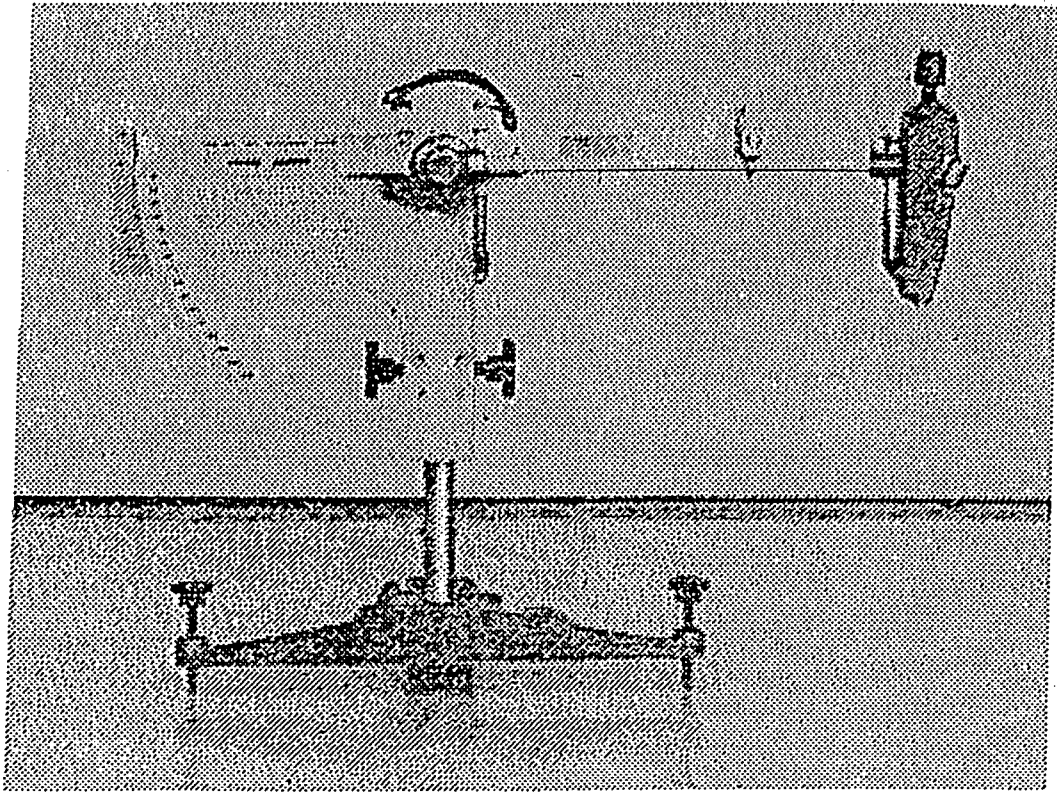


図-3.5 ポータブルテスター (BPN) の外観

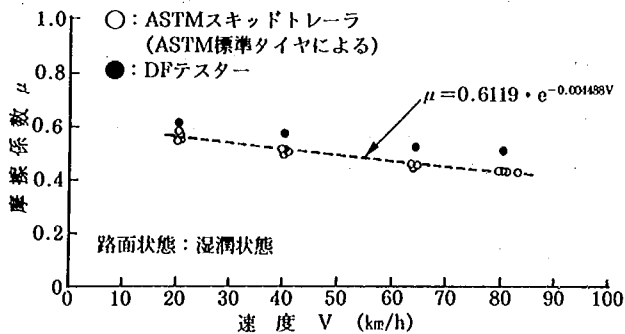


図-3.6 試験路面の摩擦係数の速度による変化

図-3.6⁵⁰⁾は各速度段階での実車との相関性を示したデータの例である。表-3.1は実車、BPN、DFテスターによって測定された結果の相関関係を比較している。図-3.7はこのうちのBPNとの関係を示したものである。これらの図-3.7及び表-3.1から、DFテスターの結果は、特に高速での動摩擦係数の測定で実車との相関性が高いことがわかる。

測定結果を図-3.8に示す。

図-3.8の横軸は、走行速度、縦軸は動摩擦係数を示している。

走行速度が大きくなるにつれて、動摩擦係数は低減する傾向は密粒舗装・排水性舗装ともに共通している。

表-3.1 すべり測定車、DFテスター、BPN間の相関比較データ例

—相関係数 r —

測定速度 (km/h)	20	40	60
$\mu_T - \mu_D$	0.924	0.939	0.937
$\mu_T - \mu_B$	0.937	0.806	0.774
$\mu_D - \mu_B$	0.839	0.788	0.724

備考： μ_T ：すべり測定車による摩擦係数

μ_D ：DFテスターによる摩擦係数

μ_B ：BPNによる摩擦係数

動摩擦係数の速度の変化に伴う低減量の大きさも密粒舗装と排水性舗装ではほぼ等しい。ただし、動摩擦係数の値そのものについては、走行速度に係わりなく、密粒舗装に比べると排水性舗装の方が20%程度大きいことがわかる。

エンジン音は、エンジンの出力エネルギーの損失形態の一部であり、出力エネルギーに比例するものと仮定する。すると、動摩擦係数が大きくなることによって走行抵抗は増大し、エンジンの出力エネルギーは大きくなり、音響エネルギーも20%程度増加することになる。これを音圧レベルに変換すると、約0.8dBの増加になる。このように、排水性舗装の場合、その動摩

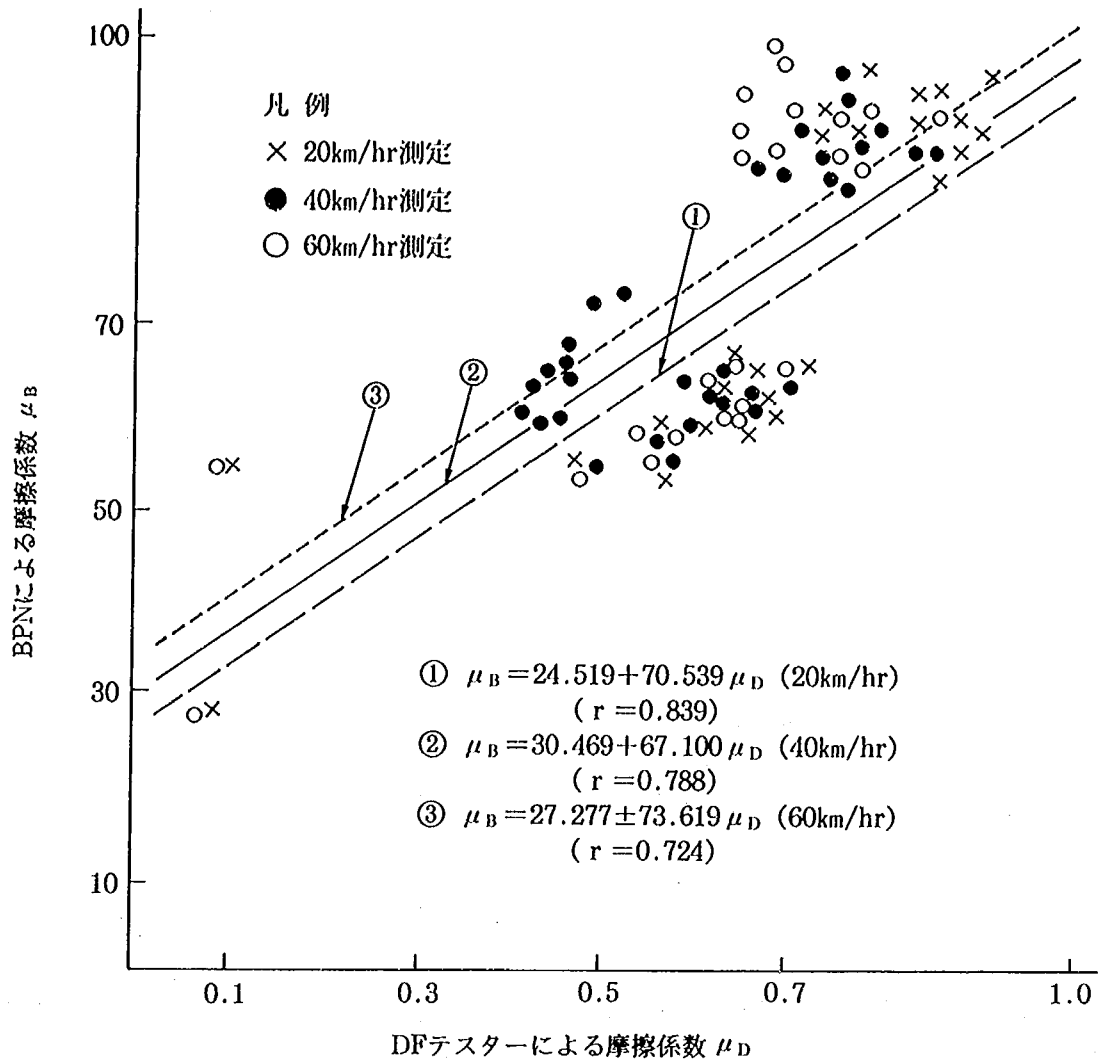


図-3・7 BPNとDFTとの測定結果比較例

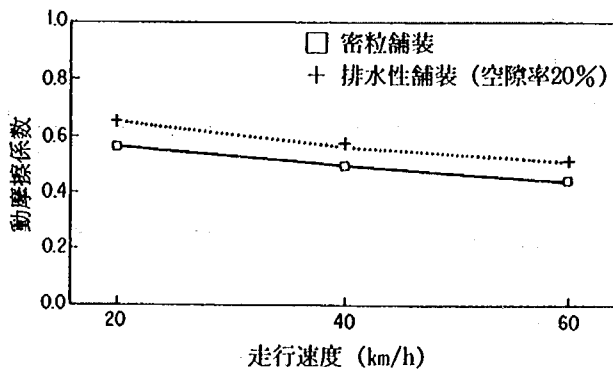


図-3・8 DFTにより測定された動摩擦係数

摩擦係数が密粒舗装よりも若干高いので、エンジン音に対して負の騒音低減効果を生じる可能性がある。

3.4.2 タイヤ音

(社)日本自動車タイヤ協会^{18),19)}によれば、「タイヤ音」の発生要因は以下のように細分類することができる。

① トレッドパターンエアポンピング音

路面との接触部分のトレッドパターンの溝の間の空気が、トレッドパターンの変形に伴い、圧縮及び膨張作用を受けて発生する音

② トレッドパターン加振音

路面との接触部分のトレッドパターンのゴムの振動により発生する音

③ トレッドパターン加振音以外の振動音

路面と接触する部分のタイヤの変形によってタイヤのトレッドパターン部のゴム以外の部分あるいはタイヤ全体が振動するときに発生する音

O'Connor³⁸⁾は、「路面が滑らかなほどトレッドパターンエアポンピング音が支配的であるが、路面が粗くなるに従って、トレッドの振動によって発生する騒音が支配的になる」といっている。また、Sandberg³⁹⁾⁴¹⁾は、「路面のマイクロテクスチャーの増大により、低中周波数領域ではタイヤ音は小さくなるが、高周波数

領域では大きくなる。また、マクロテクスチャーの増大により、低中周波数領域ではタイヤ音は大きくなるが、高周波数領域では小さくなる。」と結論づけている。エアポンピング音はトレッドの振動音等と比べると全般的に高い周波数領域にあらわれるので、O'Connor³⁸⁾とSandberg^{39)・41)}の結論には、整合性がある。したがって、通常の舗装の路面に比べると表面が粗い排水性舗装では、「トレッドパターンエアポンピング音」は小さくなる可能性がある。逆に、「タイヤ音」のうち、「トレッドパターン加振音」や「トレッドパターン加振音以外の振動音」は、大きくなる可能性がある。また、積載量の変化にともなって、路面の走行抵抗が変化することによる「タイヤ音」の変化を坂上ら⁶⁰⁾は図-3・9に示されるように報告している。

図-3・9の横軸は、走行速度を、縦軸は騒音レベルを示している。上段は、バイアスラグタイヤ、下段はバイアスリブタイヤの例を示している。バイアスラグタイヤでは、定積載状態の方が空積載状態に比べて常に騒音レベルが高くなっている。一方、バイアスリブタイヤでは、定積載状態と空積載状態での騒音レベルの差は、バイアスラグタイヤに比べると小さい。また、走行速度60km/h以下では定積載状態の方が騒音レベルが高いが、走行速度が60km/hを越えると、空積載状態の方が騒音レベルが大きくなることわかる。

「空積載」に比べて「定積載」では車両総重量は約2倍となるので、走行抵抗も約2倍となっていると考えられる。バイアスリブタイヤでは、積載条件による差は見られない。一方、バイアスラグタイヤでは3.0~8.0 dB程度増加する傾向がみられる。よって、通常の舗装に比べて、走行抵抗が2割程度大きい排水性舗装においても、リブタイヤでは、走行抵抗の増大による騒音低減に関する負の効果は小さいが、ラグタイヤではリブタイヤに比べると負の効果が大きくなる可能性がある。

3.5 発生要因別の騒音低減量

前節では、排水性舗装における騒音低減要因を騒音伝搬過程と騒音の発生過程に分け、考察を加えた。これらの要因が、主要な発生源である「エンジン音」と「タイヤ音」に作用して、自動車騒音を低減させるわけである。そこで、ここでは排水性舗装による音源別の騒音低減量の定量的な比較を行う。

3.5.1 単独走行車両の騒音測定

建設省が管理する一般国道で、排水性舗装の試験施工が行われた区間と通常舗装の区間において、単独車両のピーク騒音レベルの測定を行った。排水性舗装の

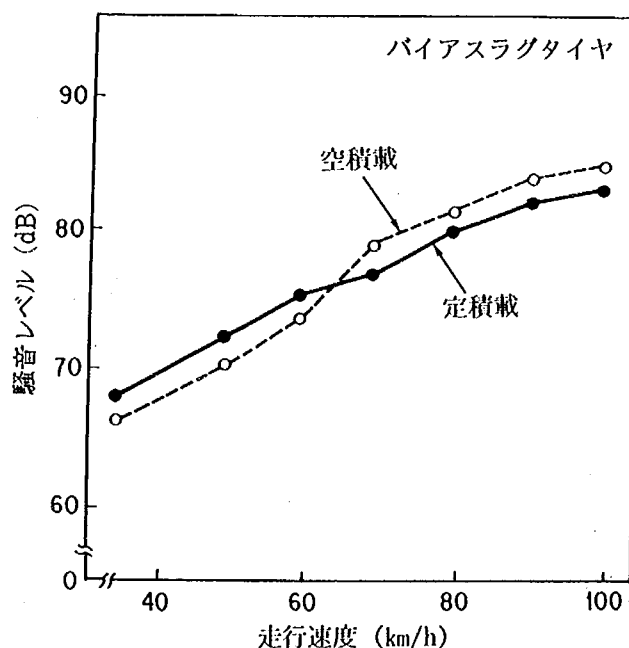
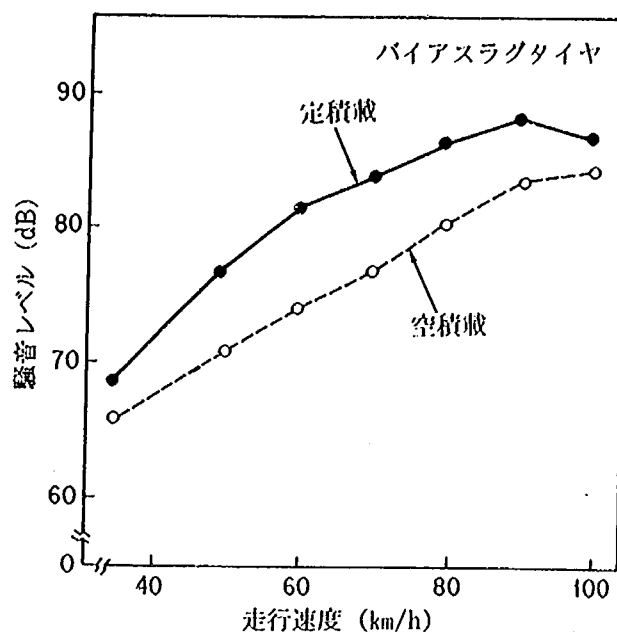


図-3・9 積載条件がタイヤ音に与える影響

空隙率は20%である。試験車両は、ラジアルリブタイヤを装着した乗用車・小型貨物車・大型車各一台であり、定常走行及び惰性走行の2種類の走行状態で、ピーク騒音レベルの測定を実施した。小型貨物車・大型貨物車の積載状態は空積載としている。なお、騒音測定点の位置は、「JIS D 1024」に準じている。通常の舗装と排水性舗装における車種別、走行状態(定常走行/惰性走行)別のピーク騒音レベルを図-3・10に示す。図-3・10の横軸は、走行速度を、縦軸は測定された最大騒音レベルを示している。乗用車では舗装の違いに

よる定常走行騒音の差と惰性走行騒音の差にあまり変化がみられない。しかし、小型貨物車や大型貨物車では惰性走行に比べて、定常走行でその差が小さくなっていることがわかる。

したがって、排水性舗装における騒音低減は、「タイヤ音」の方が「エンジン音」よりも大きいことがわかる。さらに、定常走行時の騒音レベルの差を排水性舗装による実質的な騒音低減効果とみなせば、その効果は乗用車において最も大きく、ついで小型貨物車、大型貨物車の順となっている。

図-3・11には、密粒舗装上を走行する時の車種別のタイヤ騒音の寄与を示す。タイヤ騒音の寄与とは、定常走行騒音のパワーレベル^{注1)}のエネルギー換算量に対する惰性走行騒音のその比で定義するものである。図-3・11に示されるように、乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順に自動車騒音に占める「タイヤ音」の寄与が高いので、排水性舗装による騒音低減効果は「エンジン音」よりも「タイヤ音」に対して大きいことが推察される。

図-3・12にピーク騒音レベルの周波数分析結果（走行速度60(km/h)、周波数特性Flat）を示す。図-3・12の横軸は、1/3オクターブバンド周波数を、縦軸は周波数別ピーク騒音レベル(F特性)を示している。

通常舗装上を惰性走行する場合、乗用車・小型貨物車では周波数500Hzよりも高い周波数が卓越しているのに対して、大型貨物車ではそれよりも低い周波数が卓越している。また、排水性舗装上を惰性走行する場合、その騒音低減効果は周波数が500Hz以上の部分に現れており、それ以下の周波数では密粒舗装に比べて差がないかあるいは密粒舗装よりも高くなっている部分もある。

車両が走行速度60km/h程度で惰性走行する時に測定される騒音は、タイヤ音と見なすことができる。タイヤ音のうち周波数の低い部分はタイヤ全体の振動音によるものであり、周波数の高い部分はタイヤのトレッドパターンによって生じるトレッドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音が支配的である。したがって、タイヤ音に対する騒音低減効果は、後者に対して大きく、前者に対しては効果が少ないかあるいは負の効果をも有する可能性が推察される。

注1) 音響パワーをレベル（デシベル）表示した量で、つぎの式で定義される。

$$L_w = 10 \log_{10} \frac{P}{P_0}$$

ただし、 L_w ：音響パワーレベル[dB]、 P ：音響パワー[W]、 P_0 ：基準の音響パワー[10^{-12} W]

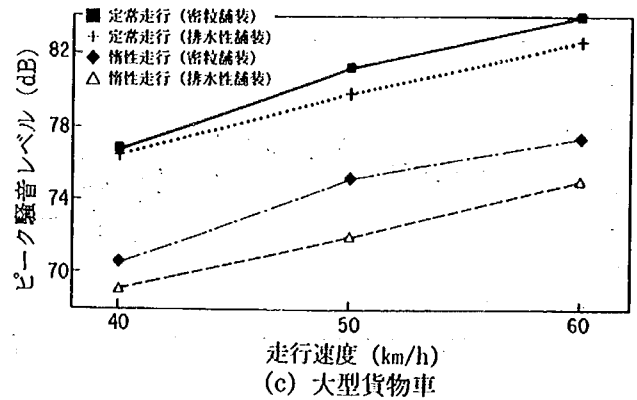
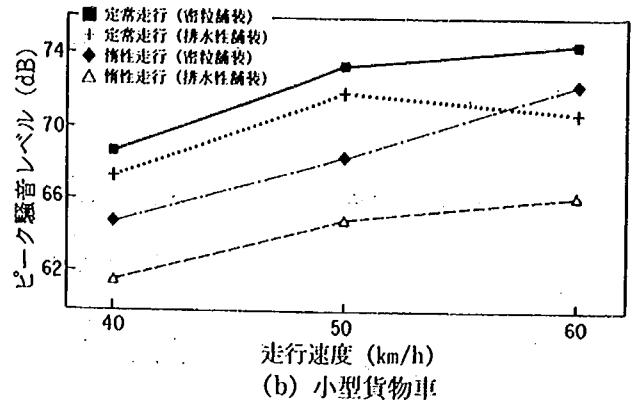
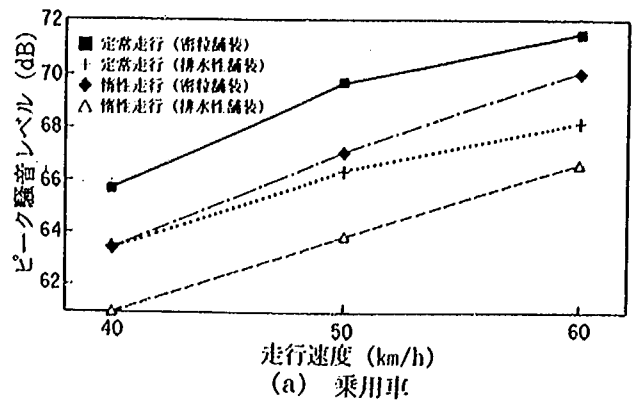


図-3・10 単独走行車両のピーク騒音レベル

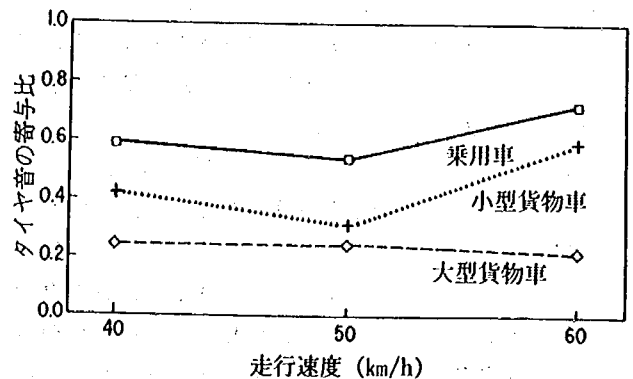


図-3・11 タイヤ音の寄与

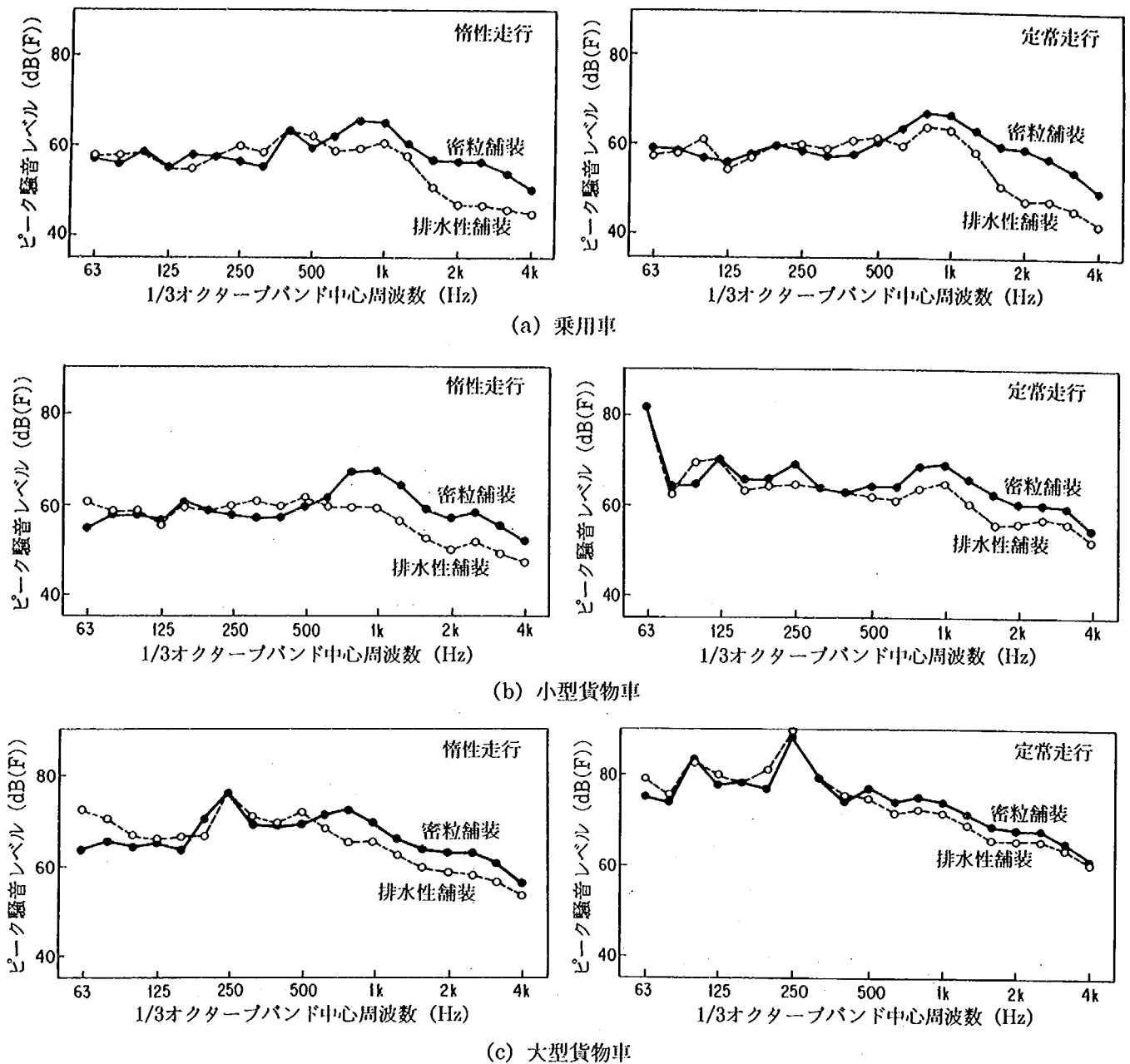


図-3・12 ピーク騒音の周波数特性

密粒舗装上を定常走行する場合、惰性走行とのピーク騒音レベルの差は乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順に大きくなる。特に、小型貨物車と大型貨物車では周波数が500Hzよりも低い部分の騒音レベルの上昇が大きい。しかし、小型貨物車と大型貨物車のこの部分における排水性舗装による騒音低減効果は、惰性走行の時に比べると若干改善されているように見える。

周波数が500Hzよりも低い部分を見ると、乗用車では惰性走行に比べてあまり変化が見られない。小型貨物車と大型貨物車では、密粒舗装と排水性舗装の騒音レベルの差が惰性走行時の差に比べると小さくなっている。したがって、周波数が500Hz以上のエンジン音

に対する排水性舗装の騒音低減量は、タイヤのトレッドパターンによって生じるトレッドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音の低減量よりも小さいことが推察される。

密粒舗装との騒音レベルの差は、車種及び走行形態に係わりなく、排水性舗装の騒音低減効果はほぼ500 Hz以上の周波数領域にあらわれており、それ以下の領域では効果がありえないか、逆に騒音レベルが高くなっている。したがって、排水性舗装には、先にも示したように騒音を低減させる要因もあれば、逆に騒音を増加させる要因もあり、両方の要因による差引の結果、自動車騒音の低減が見込まれる可能性のあること

を示している。

3.5.2 実交通流の騒音測定

単独車両の走行騒音測定とは別の路線に施工された排水性舗装の試験施工区間における実交通流の騒音測定により、 $L_{50}^{(1)}$ 及び $L_{eq}^{(2)}$ と同時に、車種別交通量及び走行速度のデータを得ることが出来た。

図-3・13は、 L_{50} と L_{eq} の測定結果を示している。図-3・13の横軸は測定回数を、縦軸は騒音レベルを示している。上段は L_{50} を、下段は L_{eq} を示している。すべての測定回で、 L_{50} よりも L_{eq} の騒音低減量が小さいことがわかる。

図-3・14にはその周波数分析結果を示す。図-3・14の横軸は1/3オクターブバンド周波数、縦軸は周波数別騒音レベル(A特性)を示している。

図-3・14から、「単独走行車両の騒音測定」と同様に排水性舗装の騒音低減効果はほぼ500Hz以上の周波数領域にあらわれており、それ以下の領域では効果があまりないか、逆に騒音レベルが高くなっていることが分かる。

先に示した、試験車両のピーク騒音レベルの周波数分析結果と同様の周波数特性の結果を示している。この原因としては、周波数の低い領域では、タイヤ音のうちタイヤ全体の振動音が増大し、周波数の高い領域では、タイヤのトレッドパターンによって生じるトレッドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音の大きな騒音低減が生じていることが推察される。

騒音測定時の大型車混入率は20~30%程度であったので、 L_{50} は交通量が多い小型車(乗用車あるいは小型貨物車が含まれる)の騒音レベルの影響を受けるが、逆に、 L_{eq} は大型車(大型貨物車が含まれる)の騒音レベルの影響を強く受ける。したがって、 L_{50} に比べて L_{eq} の騒音低減効果が小さいという結果は、「単独走行車両の騒音測定」において得られた「排水性舗装の騒音低減効果は、乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順に大きい。」という推察の妥当性を裏付けるものである。

3.6 まとめ

(1) 排水性舗装の騒音低減要因の検討

既存文献の中には、Lucquiaud⁽⁴⁷⁾のように、「排水性舗装の騒音低減効果は主にその吸音特性によるものである。」とするものと、Sandberg⁽⁴⁸⁾あるいはUllrich⁽⁴⁹⁾のように「排水性舗装の騒音低減効果の主要な要因は、タイヤ音のうちのエアポンピング音の低減と吸音効果によるものである」あるいは「垂直入射吸音率の

結果からだけでは、空隙率が25%の排水性舗装でも2dBを超える騒音低減効果は見込めないもので、吸音効果は排水性舗装の主要な要因ではなく、タイヤ音の周波数分析結果から、排水性舗装ではタイヤの振動による低中周波数領域の騒音は増加するが、エアポンピング音とみられる高周波数領域の騒音低減がみられた。」とするものもある。

以上のような既存知見から判断して、排水性舗装の騒音低減効果としては、排水性舗装の多孔質な構造によりもたらされる吸音効果によるものと、タイヤ音の発生時の低減効果によるものを考慮する必要があると思われる。

(2) 伝搬過程における吸音効果

排水性舗装の吸音率には以下に示すような特徴が見られる。周波数が1kHz以上では、すべての舗装で周波数の増大とともに吸音率が増加していることがわかる。このような傾向は、一般的な多孔質吸音材料に見られるものである。また、この領域では全般的に空隙率が大きい舗装ほど吸音率が高くなる傾向がうかがえる。特に空隙率5%と10%の舗装が吸音率の低いグループを形成し、15%以上の空隙率を有する3種類の舗装が、吸音率の高いグループを形成している。一方、周波数が1kHz以下では、周波数が300~600Hz付近に吸音率のピークを有する特徴が見られる。吸音率のピークの大きさ及びそのピークが見れる周波数によって分類すると、3つのグループに分けられる。第一は、空隙率5%の密粒舗装である。周波数500Hz付近に大きさは0.2程度の吸音率のピークが見られる。第二は、空隙率10%及び15%の排水性舗装である。周波数300Hz付近に0.4程度の吸音率のピークが見られる。第三は、空隙率20%及び25%の排水性舗装である。周波数500Hz付近に0.7~0.9程度の吸音率のピークが見られる。排水性舗装の構造を考慮すると、この部分は共鳴器型吸音材料の傾向を示していると考えられる。以上をまとめると、排水性舗装は密粒舗装よりも全般的に吸音率が高く、高い周波数領域では共鳴器型吸音材料と高い周波数領域では多孔質吸音材料の特徴を有する複合型吸音材料であると考えられる。

注1) 測定値を大きさの順に並べたときの中央の測定値の値。

注2) 変動騒音の評価量のひとつで、JIS Z 8731では、「騒音レベルが時間とともに変化する場合は、測定時間内でこれと等しい平均2乗音圧を与える定常音の騒音レベル」と定義している。

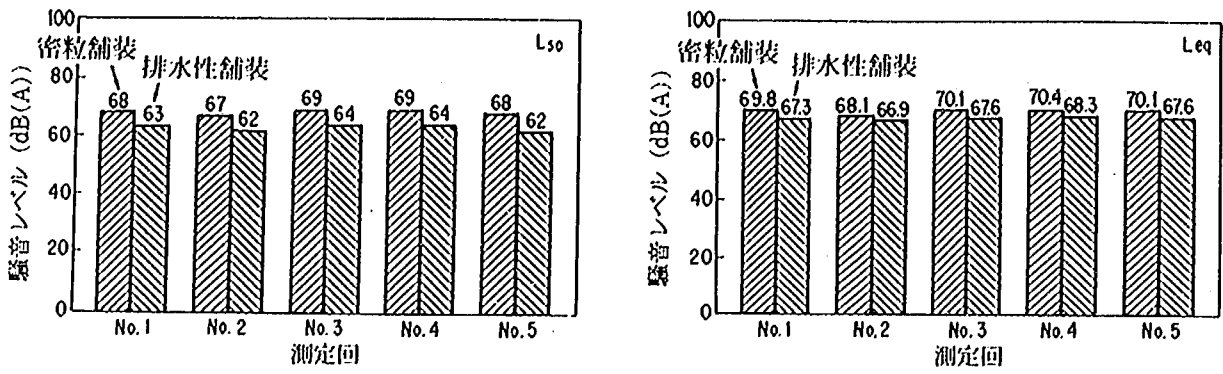


図-3・13 実交通の騒音レベル (L_{50} 及び L_{eq})

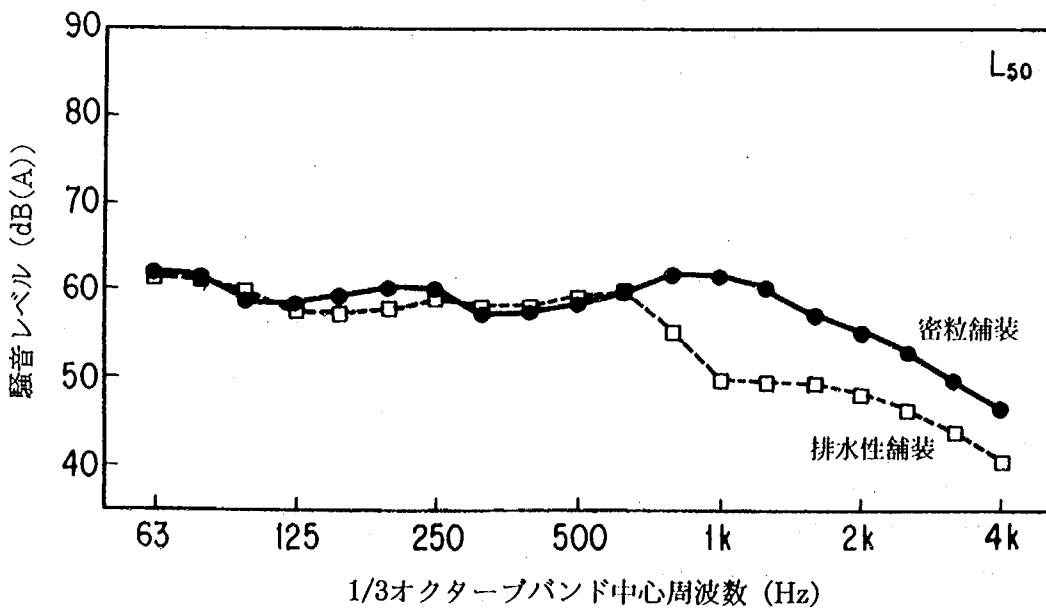
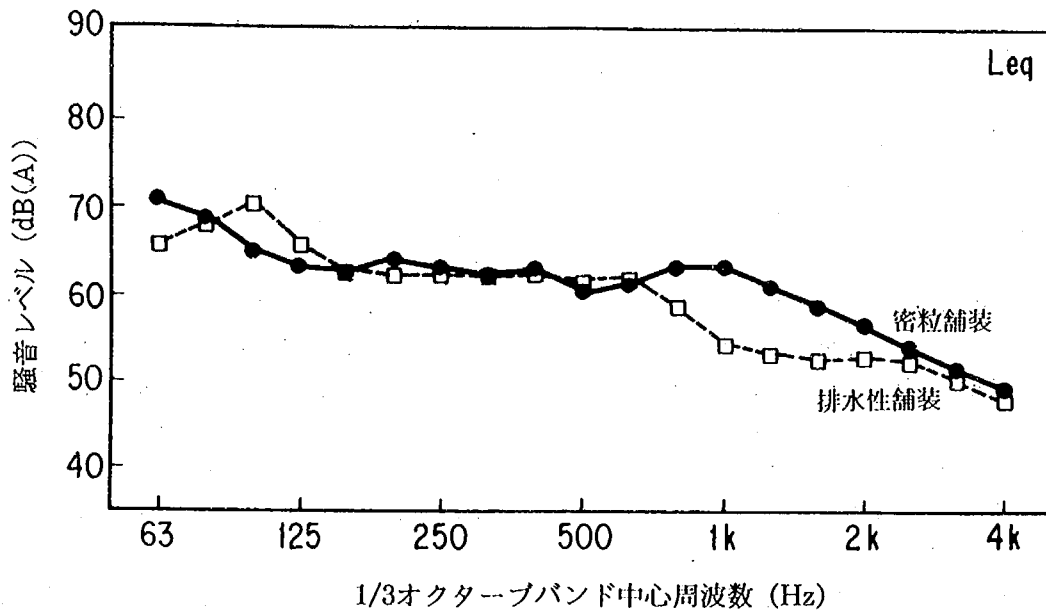


図-3・14 実交通流の騒音の周波数特性 (L_{50} and L_{eq})

(3) 騒音の発生過程における低減

1) 動摩擦係数は走行速度に係わりなく、密粒舗装に比べると排水性舗装の方が20%程度大きいことがわかった。エンジン音は、エンジンの出力エネルギーの損失形態の一部であり、出力エネルギーに比例するものと仮定する。すると、動摩擦係数が大きくなることによって走行抵抗は増大し、エンジンの出力エネルギーは大きくなり、音響エネルギーも20%程度増加することになる。これを音圧レベルに変換すると、約0.8dBの増加になる。このように、排水性舗装の場合、その動摩擦係数が密粒舗装よりも若干高いので、エンジン音に対して負の騒音低減効果を生じる可能性がある。

2) O'Connor³⁸⁾は、「路面が滑らかなほどトレッドパターンエアポンピング音が支配的であるが、路面が粗くなるに従って、トレッドの振動によって発生する騒音が支配的になる」といっている。また、Sandberg³⁹⁾⁻⁴¹⁾は、「路面のミクロテクスチャーの増大により、低中周波数領域ではタイヤ音は小さくなるが、高周波数領域では大きくなる。また、マクロテクスチャーの増大により、低中周波数領域ではタイヤ音は大きくなるが、高周波数領域では小さくなる。」と結論づけている。エアポンピング音はトレッドの振動音等に比べると全般的に高い周波数領域にあらわれるので、O'Connor³⁸⁾とSandberg³⁹⁾⁻⁴¹⁾の結論には、整合性がある。したがって、通常の舗装の路面に比べると表面が粗い排水性舗装では、「トレッドパターンエアポンピング音」は小さくなる可能性がある。逆に、「タイヤ音」のうち、「トレッドパターン加振音」や「トレッドパターン加振音以外の振動音」は、大きくなる可能性がある。

(4) 単独走行車両の騒音測定

通常舗装上を惰性走行する場合、乗用車・小型貨物車では周波数500Hzよりも高い周波数が卓越しているのに対して、大型貨物車ではそれよりも低い周波数が卓越している。また、排水性舗装上を惰性走行する場合、その騒音低減効果は周波数が500Hz以上の部分に現れており、それ以下の周波数では密粒舗装に比べて差がないかあるいは密粒舗装よりも高くなっている部分もある。

車両が走行速度60km/h程度で惰性走行する時に測定される騒音は、タイヤ音と見なすことができる。タイヤ音のうち周波数の低い部分はタイヤ全体の振動音によるものであり、周波数の高い部分はタイヤのトレッドパターンによって生じるトレッドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音が支配的である。したがって、タイヤ音に対する騒音低減効果は、後者

に対して大きく、前者に対しては効果が少ないかあるいは負の効果を有する可能性が推察される。

密粒舗装上を定常走行する場合、惰性走行との差は乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順に大きくなる。特に、小型貨物車と大型貨物車では周波数が500Hzよりも低い部分の騒音レベルの上昇が大きい。しかし、小型貨物車と大型貨物車のこの部分における排水性舗装による騒音低減効果は、惰性走行の時に比べると若干改善されているように見える。

周波数が500Hzよりも低い部分を見ると、乗用車には惰性走行に比べてあまり変化が見られない。小型貨物車と大型貨物車では、密粒舗装と排水性舗装の騒音レベルの差が惰性走行時の差に比べると小さくなっている。したがって、周波数が500Hz以上のエンジン音に対する排水性舗装の騒音低減量は、タイヤのトレッドパターンによって生じるトレッドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音の低減量よりも小さいことが推察される。

密粒舗装との騒音レベルの差は、車種及び走行形態に係わりなく、排水性舗装の騒音低減効果はほぼ500Hz以上の周波数領域にあらわれており、それ以下の領域では効果があまりないか、逆に騒音レベルが高くなっている。したがって、排水性舗装には、先にも示したように騒音を低減させる要因もあれば、逆に騒音を増加させる要因もあり、両方の要因による差引の結果、自動車騒音の低減が見込まれる可能性のあることを示している。

(5) 実交通流の騒音測定

1) 騒音レベルとしては、 L_{50} よりも L_{eq} の騒音低減量が小さいことがわかる。騒音測定時の大型車混入率は20~30%程度であったので、 L_{50} は交通量が多い小型車(乗用車あるいは小型貨物車)の騒音レベルの影響を受けるが、逆に、 L_{eq} は大型車(大型貨物車が含まれる)の騒音レベルの影響を強く受ける。したがって、 L_{50} に比べて L_{eq} の騒音低減効果が小さいという結果は、「単独走行車両の騒音測定」において得られた「排水性舗装の騒音低減効果は、乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順に大きい。」という推察の妥当性を裏付けるものである。排水性舗装の騒音低減効果は、乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順で大きく、「タイヤ音」の寄与の大きな車種に対して大きくなる。

2) 「単独走行車両の騒音測定」と同様に排水性舗装の騒音低減効果はほぼ500Hz以上の周波数領域にあらわれており、それ以下の領域では効果があまりないか、逆に騒音レベルが高くなっていることが分かる。

先に示した、試験車両のピーク騒音レベルの周波数分析結果と同様の周波数特性の結果を示している。この原因としては、周波数の低い領域では、タイヤ音のうちタイヤ全体の振動音が増大し、周波数の高い領域では、タイヤのトレッドパターンによって生じるトレッドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音の大きな騒音低減が生じていることが推察される。

第4章 排水性舗装の吸音特性に関する検討

4.1 緒言

排水性舗装の吸音特性に関する国内外の既往の研究論文では、垂直入射吸音率や残響室吸音率の測定に関するもの^{(42)~(44), (51)~(56)}はある。しかし、舗装を吸音材料と見なすときには、道路沿道の騒音測定位置と騒音の発生源である自動車の位置を考慮すると、舗装の吸音効果の評価指標としては、斜め入射吸音率が最も適切であると考えられる。そこで本研究では、アスファルト舗装材料の斜め入射吸音率を求める方法に関する検討を行うとともに、得られた斜め入射吸音率と通常のアスファルト舗装上で測定された自動車の定常走行時のピーク騒音レベルを用いて、排水性舗装の騒音低減効果のうち吸音効果によるものの推定を行った。

4.2 排水性舗装の吸音特性の検討

車から発生して沿道の受音点に到達する騒音のうち、反射音は一般に舗装面に対して斜めに入射することが多い。例えば、図-4・1は、自動車単体のパワーレベルを測定する場合(JIS D 1024, JASO C606)の音源と受音点の位置関係を示したものである。

音源は、自動車走行の中心線における高さ30cmの

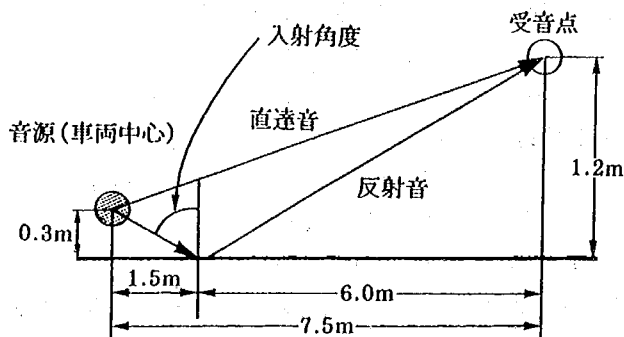


図-4・1 自動車のパワーレベルの測定

点音源に自動車を見立てている。また、受音点は、測定を行う際のマイクロフォンを示している。音源から受音点位置に到達する反射音の排水性舗装への入射角度は約80度になる。したがって、排水性舗装を吸音材と見なす時、吸音特性指標としては斜め入射吸音率を用いるのが妥当であると思われる。ところで、斜め入射吸音率を測定する方法は、垂直入射吸音率や残響室吸音率のようにJISで規定されていない。そこで、「直接波と反射波の相関をとる方法」、「パルス音の反射を用いる方法」等が提案されている⁽⁶¹⁾ので、はじめに斜め入射吸音率を直接測定することを試みた。

測定対象としては、通常のアスファルト舗装用材料として空隙率5%の密粒度アスファルト混合物、排水性舗装用材料として空隙率10、15、20、25%の開粒度アスファルト混合物（以上の供試体はすべて厚さ5cm）の5種類である。残響室吸音率を測定するためには、面積が12m²の供試体が必要なので、各々の供試体は、縦50cm、横30cmを1つのピースとして、1種類あたり90個のピースを作成した。供試体の均質性を保つためにそれぞれのピースは型枠に詰められた状態で作成され、空隙率の誤差は所定の空隙率±1%の範囲に入っている。

4.2.1 斜め入射吸音率を直接求めるための測定

これまでに吸音材料の斜め入射吸音率の測定で利用されている「直接波と反射波の相関をとる方法」と「パルス音の反射を用いる方法」によって、斜め入射吸音率を測定することを検討した。

はじめに、「直接波と反射波の相関をとる方法」では、無響室内の床面に反射シート（鉛製）を敷いて、その上に供試体（3m×3m）を配置し、図-4・2に示すようなスピーカと受音点で、グラスウールの斜め入射吸音率を測定した。

図-4・2の反射性シートは、鉛製である。スピーカに近接するマイクロホンと試料に近接したマイクロホ

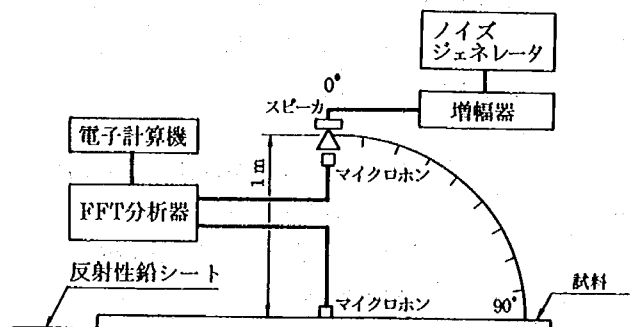


図-4・2 「直接波と反射波の相関をとる方法」による斜め入射吸音率の測定

ンで測定された定常音の測定値から周波数応答を計算すれば、式(4-1)に従って斜め入射吸音率を得ることができる。

$$H_r(f) = \frac{H_1(f)}{H_{10}(f)} - 1 \quad (4-1)$$

$$\alpha_\theta = 1 - [\operatorname{Re}\{H_r(f)\}^2 + \operatorname{Im}\{H_r(f)\}^2] \quad (4-2)$$

α_θ : 斜め入射吸音率

$H_1(f)$: 供試体のある場合の周波数応答

$H_{10}(f)$: 供試体のない場合の周波数応答

グラスウールと密粒アスファルト混合物供試体を用いてその斜め入射吸音率を測定し、図-4.3(入射角60度)に示す測定結果を得た。図-4.3の横軸は1/3オクターブバンド周波数、縦軸は斜め入射吸音率を示している。グラスウールの場合、低周波領域を除けば、妥当な値が測定されているが、密粒アスファルト混合物供試体では、ほとんどの周波数で斜め吸音率がマイナスの値となり、吸音率として評価できるようなデータを得ることができなかった。入射角を変化させても同様な結果となった。さらに、他の開粒度アスファルト混合物供試体の場合も同様の結果となった。

次に、スピーカの支持及び音源と受音点との位置関係を図-4.4のようにし、「パルス音の反射を用いる方法」で斜め入射吸音率を測定することを試みた。

反射音と直接音の分離のために、発生させるパルス音のパルス幅等を考慮し、測定対象の周波数領域を1 kHz以上とし、スペクトラムシェーパを通すことによって、パルスジェネレータからの信号のうちの1 kHz以下の周波数成分を低減させた後に増幅し、音源として用いているスピーカ(Sp.)に送信している。また、このように周波数を制限しても直接波と反射波の波形が分離可能であるのは、入射角が40度以内の範囲であり、それ以上の入射角で直接音と反射音を分離することができなかった。

このような理由から、斜め入射の角度は10度刻みで0~40度とし、1 kHz以上の周波数領域に限定して、式(4-3)によって斜め入射吸音率を算出した。

$$\alpha_\theta = 1 - \frac{10^{SPL_r/10}}{10^{SPL_d/10}} \quad (4-3)$$

α_θ : 斜め入射吸音率

SPL_d : 反射音のない状態での伝播距離2 mの
直接音の音圧レベル

SPL_r : 供試体表面での反射音の音圧レベル

「パルス音の反射を用いる方法」によって得られた斜め入射吸音率を図-4.5に示す。図-4.5の横軸は

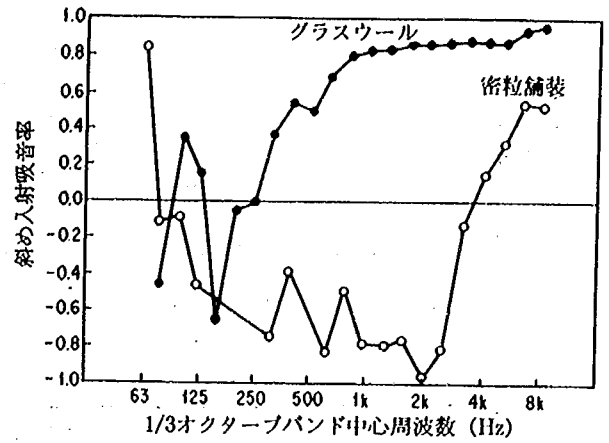


図-4.3 「直接波と反射波の相関をとる方法」による斜め入射吸音率の測定結果(入射角度60度)

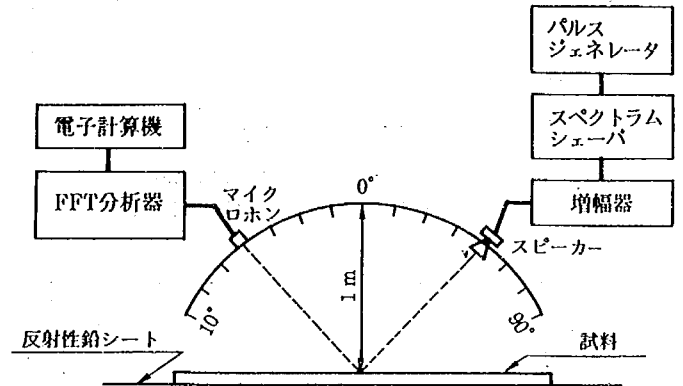
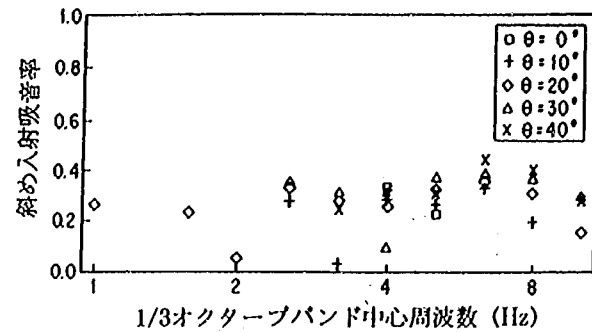
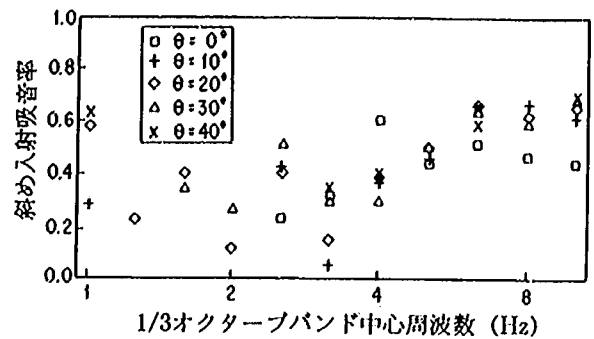


図-4.4 「パルス音の反射を用いる方法」による斜め入射吸音率の測定

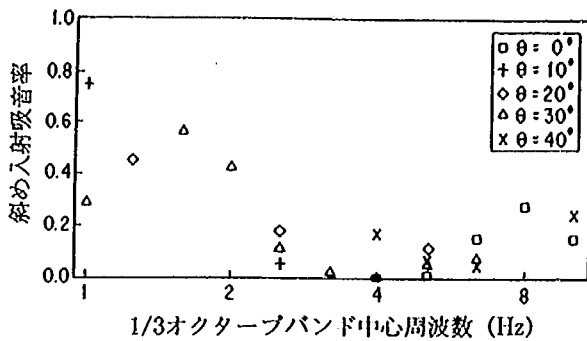
1/3オクターブバンド周波数、縦軸は斜め入射吸音率、凡例は入射角度を示す。各試料ごとに斜め入射吸音率を示している。(a)の密粒舗装のデータを見ると斜め入射吸音率は0~0.4の範囲に収まっている。他の排水性舗装に比べると斜め入射吸音率の周波数による変動範囲が狭い傾向がうかがえる。(b)の空隙率10%と(c)の空隙率15%の排水性舗装の斜め入射吸音率は全体的に似た傾向を示している。周波数1~2 kHzの斜め入射吸音率が周波数2~8 kHzの斜め入射吸音率よりも大きい傾向がうかがえる。これに対して、(d)の空隙率20%の排水性舗装では、(b)及び(c)に比べて周波数2~8 kHzの斜め入射吸音率が周波数1~2 kHzの斜め入射吸音率に比べて大きくなっている。(e)の空隙率25%の排水性舗装の斜め入射吸音率は(c)の空隙率15%の斜め入射吸音率のものに似た傾向を示している。このように、排水性舗装の斜め入射吸音率を直接測定した報告例は非常に少なく、その点で本データは周波数が1 kHz限定されてはいるものの、ある程度評価できる値が得られているのではないかとと思われる。ただし、部



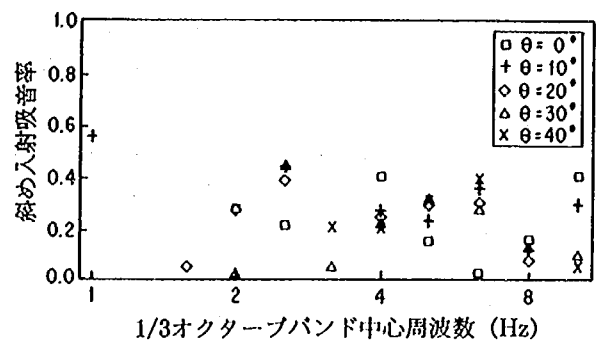
(a) 密粒舗装 (空隙率5%)



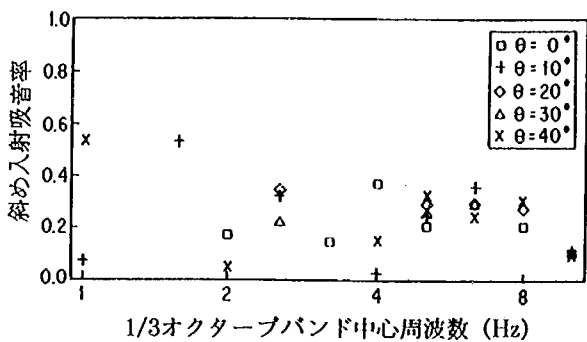
(d) 排水性舗装 (空隙率20%)



(b) 排水性舗装 (空隙率10%)



(e) 排水性舗装 (空隙率25%)



(c) 排水性舗装 (空隙率15%)

図-4.5 「パルス音の反射を用いる方法」による斜め入射吸音率の測定結果

分的に測定値が欠落しているのは、斜め入射吸音率が負となった部分であり、そのような測定値は図から削除している。全般的には入射角度が大きくなるにつれて、斜め入射吸音率は大きくなる。また、舗装の空隙率が大きくなるにつれて、斜め入射吸音率は概ね大きくなる。しかしながら、道路交通騒音の低減量を評価するには、周波数領域がより広く、入射角度が大きい場合（入射角80度以上）の斜め入射吸音率が必要になるので、他の方法で斜め入射吸音率を得る必要がある。

4.2.2 ノーマル比音響インピーダンスからの各種吸音率の推定

(1) 定在波法によるノーマル比音響インピーダンスの測定原理

図-4.6に示されるような音響管内においては、平面波の定在波が生じるので、その音場の音圧 P は直接波 P_i と反射波 P_r の和として次式で表される。

$$P = P_i + P_r \quad (4-4)$$

この直接波の音圧 P_i は、次式で表される。

$$P_i = A e^{i(k_1 x - \omega t)} \quad (4-5)$$

ここで、

A : 直接波の音圧振幅 (N/m^2)

ω : 角周波数 (rad)

f : 周波数 (Hz)

t : 時間 (sec)

k_1 : 空気中の波長定数 (m^{-1})

c_1 : 空気中の音速 (m/sec)

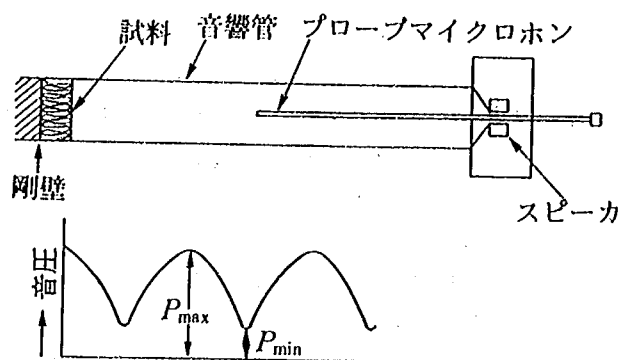


図-4.6 定在波法

λ : 波長 (m)

x : 試料面からの観測距離 (m)

よって、境界面の複素音響反射係数は、

$$\frac{P_r}{P_i} = R_p = |R_p| e^{i\delta} = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} = \frac{z - 1}{z + 1} \quad (4-6)$$

R_p : 複素音響反射係数

δ : 試料表面における位相のずれ (rad)

(図-4.7参照)

Z_1 : 空気の特徴インピーダンス

Z_2 : 境界面の媒質の特徴インピーダンス

ρ : 空気の密度 (kg/m³)

z : 比音響インピーダンス

と定義すると、境界面からの距離を d (m) とし、時間項を省略して、

$$P_r = P_i R_p e^{i2k_1 d} = A |R_p| e^{i(\delta + k_1 x + k_1 d)} \quad (4-7)$$

となるから、式(4-4)は次式で表される。

$$P = A \{ e^{ik_1 x} + |R_p| e^{i(\delta + k_1 x + 2k_1 d)} \} \quad (4-8)$$

オイラーの関係式より、

$$P = A \{ \cos(k_1 x) + i \sin(k_1 x) + |R_p| \{ \cos(\delta + k_1 x + 2k_1 d) + i \sin(\delta + k_1 x + 2k_1 d) \} \} \quad (4-9)$$

音圧振幅を基準化し、 $\theta_1 = k_1 x$, $\theta_2 = \delta + k_1 x + 2k_1 d$ とおくと、

$$P = \cos \theta_1 + |R_p| \cos \theta_2 + i (\sin \theta_1 + |R_p| \sin \theta_2) \quad (4-10)$$

となるから、音圧の絶対値の二乗値は、

$$|P|^2 = 1 + |R_p|^2 + 2|R_p| \cos(\delta + 2k_1 d) \quad (4-11)$$

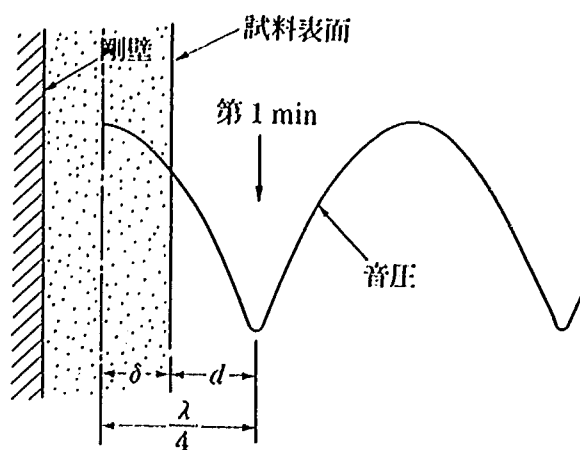


図-4.7 定在波のパターン

となる。したがって、一般に多孔質材料においては位相遅れが生じる(音波の境界面下部に滞る)から、音圧の第二極大値、第一極小値は以下になる。

$$\delta + 2k_1 d = 2\pi \text{ のとき, } P_{\max,2} = 1 + |R_p| \quad (4-11)$$

$$\delta + 2k_1 d = \pi \text{ のとき, } P_{\max,2} = 1 - |R_p| \quad (4-12)$$

管内法により求められるパラメータは、一般には音圧レベルの極大値、極小値であるから、

$$\Delta L = L_{\max} - L_{\min} = 20 \log_{10} \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad (4-13)$$

式(4-11)・式(4-12)・式(4-13)から、音圧反射率は、

$$R_p = \frac{10^{\frac{\Delta L}{20}} - 1}{10^{\frac{\Delta L}{20}} + 1} \quad (4-14)$$

で求められる。また、式(4-6)より、比音響インピーダンスは次式により求められる。

$$z = z_r + iz_x = \frac{1 + |R_p| e^{i\delta}}{1 - |R_p| e^{i\delta}} = \frac{1 + |R_p| e^{i(\pi - 2k_1 d)}}{1 - |R_p| e^{i(\pi - 2k_1 d)}} \quad (4-15)$$

したがって、比音響インピーダンスの実数部、虚数部は各々次式で求められる。

$$z_r = \frac{1 - |R_p|^2}{1 + |R_p|^2 - 2|R_p| \cos(\pi - 2k_1 d)} \quad (4-16)$$

$$z_x = \frac{2|R_p| \sin(\pi - 2k_1 d)}{1 + |R_p|^2 - 2|R_p| \cos(\pi - 2k_1 d)}$$

垂直入射吸音率は、式(4-14)を用いて次式から求めることができる。

$$\alpha = 1 - |R_p|^2 = 1 - \left(\frac{10^{\frac{L_{\max} - L_{\min}}{20}} - 1}{10^{\frac{L_{\max} - L_{\min}}{20}} + 1} \right)^2 \quad (4-17)$$

なお、平面波の垂直入射条件より、

$$D < 0.59 \lambda \quad (4-18)$$

ここで、

D : 音響管の直径(m)

λ : 波長(m)

c : 空気中の音速(m/sec)

f : 周波数(Hz)

大きい方の試料の直径は、 $D=0.1$ (m)であるから、1/3オクターブバンド中心周波数が、1.6kHzまでを測定し、それ以上の周波数は小さい方($D=0.03$ (m))の試料を用いて測定した。

(2) 各種吸音率の推定

前節で示されたように斜め入射吸音率を直接測定する2つの方法を試みたが、自動車騒音の低減量を推定するためのデータを得ることができなかった。一方、排水性舗装が、局部作用的材料であること、すなわち音が材料に入射して、反射及び屈折を生じるとき、その材料に対する音の入射角に係わり無くその屈折角が常に零であると仮定できるなら、そのノーマル比音響インピーダンスから斜入射吸音率を式(4-19)^{(62),(63)}によって推定することができる。さらに、残響室法吸音率に相当するランダム入射吸音率も式(4-20)^{(62),(63)}から推定することができる。

$$\alpha_\theta = \frac{4 \gamma_n \cos \theta}{(\gamma_n \cos \theta + 1)^2 + x_n^2 \cos^2 \theta} \quad (4-19)$$

$$\alpha_{stat} = \frac{8 \gamma_n}{\gamma_n^2 + x_n^2} \left[1 - \frac{\gamma_n}{\gamma_n^2 + x_n^2} \ln(\gamma_n^2 + x_n^2 + 2 \gamma_n + 1) + \frac{\gamma_n^2 - x_n^2}{x_n(\gamma_n^2 + x_n^2)} \tan^{-1} \left(\frac{x_n}{\gamma_n + 1} \right) \right] \quad (4-20)$$

α_θ : 斜め入射吸音率

θ : 入射角

α_{stat} : ランダム入射吸音率

γ_n : ノーマル比音響インピーダンスの実部

x_n : ノーマル比音響インピーダンスの虚部

排水性舗装が多孔質材料であることを考慮すれば、近似的に局部作用を仮定して取り扱うことも差し支えないと考えられる⁽⁶³⁾。

しかし、排水性舗装が多孔質材料であるからといって、データによる裏付けが何もない状態で局部作用を仮定するのは、妥当ではないと考えるので、残響室法吸音率とノーマル比音響インピーダンスから推定されるランダム入射吸音率を比較することによって、その妥当性を検証した。

管内法 (JIS A 1405) を利用して、空隙率ごとに

3組の供試体のノーマル比音響インピーダンスの測定結果の平均値から式(4-20)を用いて、推定されたランダム入射吸音率と残響室法吸音率を図-4・8に示す。

図-4・8の横軸は1/3オクターブバンド周波数を、縦軸はランダム入射吸音率及び残響室法吸音率を示している。それぞれの舗装の吸音特性を以下にまとめる。

(a) 密粒舗装

全般的に周波数の増加とともに増大する傾向を有している。周波数600Hz付近にピークが現れている。ランダム入射吸音率も残響室法吸音率と同様に周波数の増加とともに増大する傾向が見られる。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は0.1以内であり、ほぼ一致していると考えられる。

(b) 排水性舗装 (空隙率10%)

周波数800Hz付近までは、周波数の増加とともに増大する傾向を有しているが、周波数800Hz以上ではほぼ横這いとなっている。ランダム入射吸音率は周波数300~500Hz付近でピークを有しているが、500~1.2kHzまでは周波数の増加とともに減少し、1.2kHz以上の周波数では再び増大している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は0.2以内であり、ほぼ一致していると考えられる。

(c) 排水性舗装 (空隙率15%)

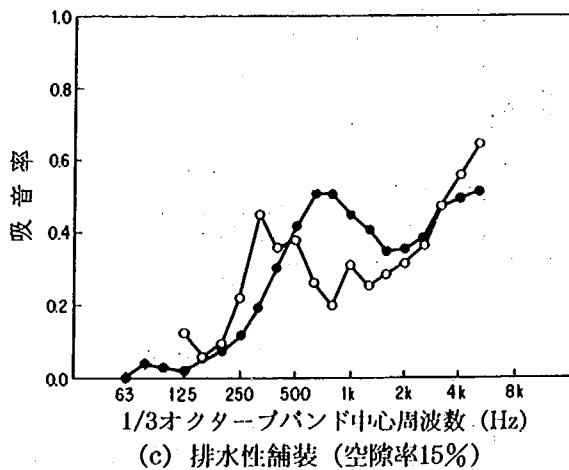
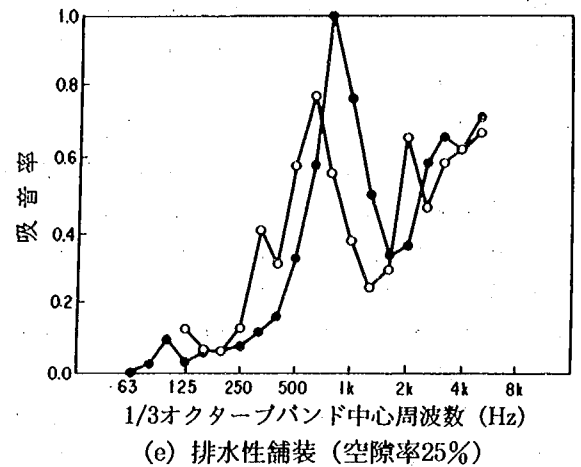
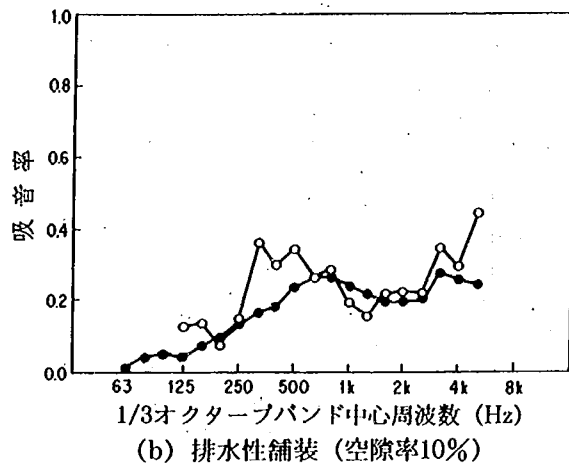
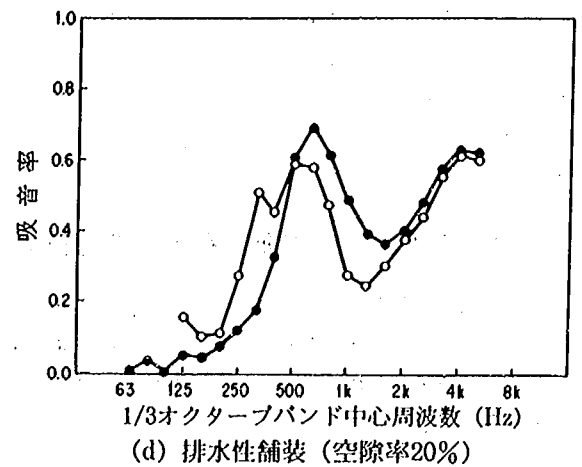
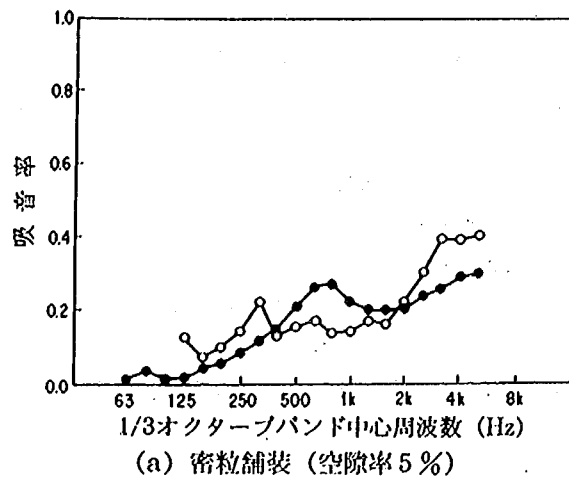
周波数800Hz付近に極大値(吸音率0.5)、周波数2kHz付近に極小値(吸音率0.4)を有している。ランダム入射吸音率は周波数300Hz付近に極大値(吸音率0.5)、周波数800Hz付近に極小値(吸音率0.2)を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、残響室法吸音率の極大値とランダム入射吸音率の極小値がほぼ一致する周波数800Hz付近で0.3程度で最大となっており、ランダム入射吸音率の周波数300Hzの極大値付近でも0.2程度の差となっている。しかし、両者はそれ以外ではほぼ一致している。

(d) 排水性舗装 (空隙率20%)

周波数600Hz付近に極大値(吸音率0.7)、周波数1.2kHz付近に極小値(吸音率0.4)を有している。ランダム入射吸音率は周波数500Hz付近に極大値(吸音率0.6)、周波数1.2kHz付近に極小値(吸音率0.2)を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、互いの極大値の周波数が若干ずれているために、その極大値の近辺で大きくなっている。しかし、全体的にはほぼ一致していると考えられる。

(e) 排水性舗装 (空隙率25%)

周波数1kHz付近に極大値(吸音率1.0)、周波数2kHz付近に極小値(吸音率0.4)を有している。ランダム



凡 例
○：ランダム入射吸音率
●：残響室法吸音率

図-4.8 残響室法吸音率とランダム入射吸音率の比較

ム入射吸音率は周波数600Hz付近に極大値(吸音率0.8)、周波数1.2kHz付近に極小値(吸音率0.3)を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、空隙率20%の排水性舗装と同様に、互いに極大値の周波数のずれによって生じている。この周波数のずれにより、極大値付近の差が大きくなることを除けば、ほぼ一致していると見なすことができる。

全般的に、ランダム入射吸音率及び残響室法吸音率は斜め右上がりであり、部分的に吸音率のピーク及びディップを有していることがわかる。空隙率の増加とともに斜め右上がりの傾斜が大きくなっており、全般的に吸音率が増大することがわかる。また、空隙率の上昇とともに、吸音率のピーク及びディップの大きさが大きくなっている。ただし、空隙率の違いによるピー

ク及びディップの周波数に大きな違いは見られない。統計吸音率と残響室法吸音率にかなりよい適合性があることがわかるので、排水性舗装を局部作用的材料と見なすことのできる事が明らかになったと考えられる。

4.3 吸音効果による自動車騒音低減量の推定

ノーマル比音響インピーダンスから推定される斜め入射吸音率（入射角度80度）を用いて、排水性舗装の自動車騒音低減効果のうちの吸音効果によるものについて推定を行う。

推定を行うため、乗用車・小型貨物車・大型貨物車が通常のアスファルト舗装上を定常走行したときの自動車単体のパワーレベルの測定（JIS D 1024）によるピーク騒音レベルのデータを用いる。ただし、それぞれの車両はラジアルリブタイヤを装着していた。

吸音効果による自動車騒音低減量を推定するために、自動車を単純な音源モデルとして設定する。本研究では、自動車を地上高さ30cm、自動車中心点が走行時に描く軌跡に受音点からの垂線を下ろした位置に固定された無指向性点音源とみなすモデル（図-4.1）を利用している。

与えられた定常走行時のピーク騒音レベルは通常のアスファルト舗装上で測定されたものであるから、その吸音効果の影響も考慮した上で、排水性舗装の吸音効果による騒音低減量を推定した。すなわち、式(4-21)及び式(4-22)にしたがって、排水性舗装を走行した場合に測定されるであろう騒音レベルの算出を行っている。

$$P = \frac{10^{(L_s/10)}}{\frac{1}{4\pi r_1^2} + \frac{1}{4\pi r_2^2} (1 - \alpha_{o,d})} \quad (4-21)$$

$$L = 10 \log_{10} \left\{ \frac{P}{4\pi r_1^2} + \frac{P}{4\pi r_2^2} (1 - \alpha_{o,d}) \right\} \quad (4-22)$$

P : 周波数別の音源の単面積当たりの音響パワー比 ($/m^2$)

L_s : 定常走行時のピーク騒音レベル (dB(A))

r_1 : 音源-受音点間の直達経路の距離 (m)

r_2 : 音源-受音点間の反射経路の距離 (m)

$\alpha_{o,d}$: 通常のアスファルト舗装の斜め入射吸音率 (入射角80°)

L : 排水性舗装の吸音効果の影響を考慮して推定された騒音レベル (dB(A))

$\alpha_{o,p}$: 排水性舗装の斜め入射吸音率(入射角80°)

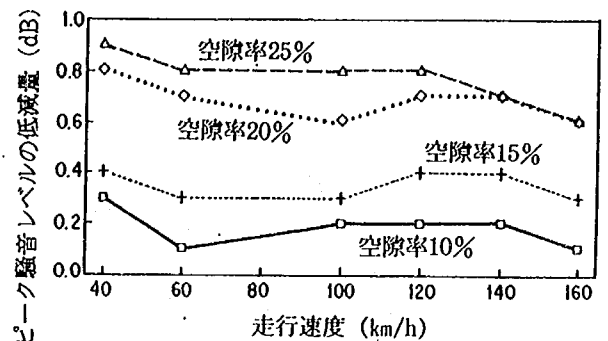
排水性舗装の空隙率別に騒音低減レベルを示したのが図-4・9である。図-4・9の横軸は走行速度を、縦軸はピーク騒音レベルの低減量を示している。図-4・9の上段は乗用車、中段は小型貨物車、下段は大型貨物車のピーク騒音低減量を示している。

(a) 乗用車

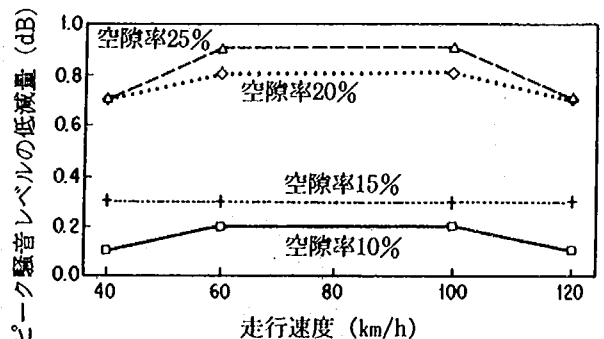
空隙率が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15%の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量が一定であるが、空隙率20及び25%の排水性舗装では走行速度が上昇するにつれて騒音低減量が小さくなる傾向がうかがえる。

(b) 小型貨物車

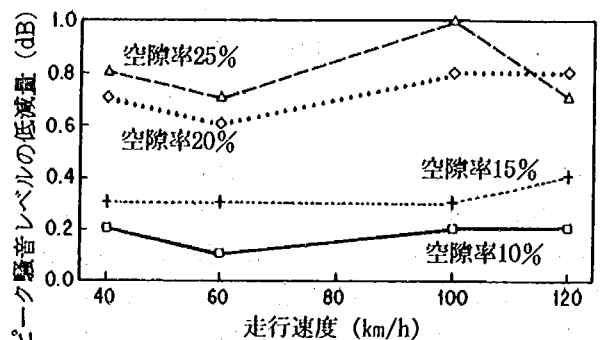
乗用車の場合と同様に空隙率が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15



(a) 乗用車



(b) 小型貨物車



(c) 大型貨物車

図-4・9 吸音効果による騒音低減量の評価

％の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量がほぼ一定であり、空隙率20及び25％の排水性舗装でも走行速度の変化による騒音低減量の変化は小さい。

(c) 大型貨物車

乗用車の場合と同様に空隙率が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15％の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量がほぼ一定であり、空隙率20及び25％の排水性舗装では走行速度の上昇によって騒音低減量が増加する傾向が見られる。

全体を通じては、排水性舗装の空隙率が高くなる程、騒音低減量は増加している。空隙率が10％と15％では、騒音低減量が0.1～0.4dBとなり、空隙率が20％と25％では、騒音低減量は0.6～1.0dBとなる。したがって、吸音効果のみによる騒音低減量は、0.1～1.0dBの範囲内にあり、既存文献^{42)～44), 52) 53), 48)～50), 57) 64)}に報告されている吸音効果を含めたすべての要因による騒音低減量が1～6dBであるのに比べると非常に小さい。したがって、排水性舗装の騒音低減効果のうち吸音効果による寄与分が比較的小さいか、あるいは構築したモデルが実際の騒音伝搬を再現するのに不十分であるかのいずれかの原因によるものと考えられる。

4.4 ま と め

(1)「直接波と反射波の相関をとる方法」による斜め入射吸音率の測定

1) 密粒舗装の場合、低周波領域を除けば、妥当な値が測定されているが、密粒アスファルト混合物供試体では、ほとんどの周波数で斜め吸音率がマイナスの値となり、吸音率として評価できるようなデータを得ることができなかった。入射角を変化させても同様な結果となった。さらに、他の開粒度アスファルト混合物供試体の場合も同様の結果となった。

(2)「パルス音の反射を用いる方法」による斜め入射吸音率の測定

1) 密粒舗装のデータを見ると斜め入射吸音率は0～0.4の範囲に収まっている。他の排水性舗装と比べると斜め入射吸音率の周波数による変動範囲が狭い傾向がうかがえる。

2) 空隙率10％と空隙率15％の排水性舗装の斜め入射吸音率は全体的に似た傾向を示している。周波数1～2kHzの斜め入射吸音率が周波数2～8kHzの斜め入射吸音率よりも大きい傾向がうかがえる。

3) 空隙率20％の排水性舗装では、空隙率10％と空隙率15％の排水性舗装に比べて周波数2～8kHzの斜め

入射吸音率が周波数1～2kHzの斜め入射吸音率よりも大きくなっている。

4) 空隙率25％の排水性舗装の斜め入射吸音率は空隙率15％の斜め入射吸音率のものに似た傾向を示している。

5) 排水性舗装の斜め入射吸音率を直接測定した報告例は非常に少なく、その点で本データは周波数が1kHzと限定されてはいるものの、ある程度評価できる値が得られているのではないと思われる。全般的には入射角度が大きくなるにつれて、斜め入射吸音率は大きくなるのがわかる。また、舗装の空隙率が大きくなるにつれて、斜め入射吸音率は概ね大きくなるのがわかる。しかしながら、道路交通騒音の低減量を評価するには、周波数領域がより広く、入射角度が大きい場合（入射角80度以上）の斜め入射吸音率が必要になるので、他の方法で斜め入射吸音率を得る必要がある。

(3) ノーマル比音響インピーダンスからの各種吸音率の推定

1) 密粒舗装の残響室法吸音率は全般的に周波数の増加とともに増大する傾向を有している。周波数600Hz付近にピークが見れている。ランダム入射吸音率も残響室法吸音率と同様に周波数の増加とともに増大する傾向が見られる。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は0.1以内であり、ほぼ一致していると考えられる。

2) 空隙率10％の排水性舗装の残響室法吸音率は、周波数800Hz付近までは、周波数の増加とともに増大する傾向を有しているが、周波数800Hz以上ではほぼ横這いとなっている。ランダム入射吸音率は周波数300～500Hz付近でピークを有しているが、500～1.2kHzまでは周波数の増加とともに減少し、1.2kHz以上の周波数では再び増大している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は0.2以内であり、ほぼ一致していると考えられる。

3) 空隙率15％の排水性舗装の残響室法吸音率は周波数800Hz付近に極大値(吸音率0.5)、周波数2kHz付近に極小値(吸音率0.4)を有している。ランダム入射吸音率は周波数300Hz付近に極大値(吸音率0.5)、周波数800Hz付近に極小値(吸音率0.2)を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、残響室法吸音率の極大値とランダム入射吸音率の極小値がほぼ一致する周波数800Hz付近で0.3程度で最大となっており、ランダム入射吸音率の周波数300Hzの極大値付近でも0.2程度の差となっている。しかし、両者はそれ以外ではほぼ一致している。

- 4) 空隙率20%の排水性舗装の残響室法吸音率は周波数600Hz付近に極大値(吸音率0.7)、周波数1.2kHz付近に極小値(吸音率0.4)を有している。ランダム入射吸音率は周波数500Hz付近に極大値(吸音率0.6)、周波数1.2kHz付近に極小値(吸音率0.2)を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、互いの極大値の周波数が若干ずれているために、その極大値の近辺で大きくなっている。しかし、全体的にはほぼ一致していると考えられる。
- 5) 空隙率25%の排水性舗装の残響室法吸音率は周波数1kHz付近に極大値(吸音率1.0)、周波数2kHz付近に極小値(吸音率0.4)を有している。ランダム入射吸音率は周波数600Hz付近に極大値(吸音率0.8)、周波数1.2kHz付近に極小値(吸音率0.3)を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、空隙率20%の排水性舗装と同様に、互いに極大値の周波数のずれによって生じている。この周波数のずれにより、極大値付近の差が大きくなることを除けば、ほぼ一致していると思なすことができる。
- 6) 全般的に、ランダム入射吸音率及び残響室法吸音率は斜め右上がりであり、部分的に吸音率のピーク及びディップを有していることがわかる。空隙率の増加とともに斜め右上がりの傾斜が大きくなっており、全般的に吸音率が増大することがわかる。また、空隙率の上昇とともに、吸音率のピーク及びディップの大きさが大きくなっている。ただし、空隙率の違いによるピーク及びディップの周波数に大きな違いは見られない。統計吸音率と残響室法吸音率にかなりよい適合性があることがわかるので、排水性舗装を局部作用的材料と思なすことのできる事が明らかになったと考えられる。
- (4) 吸音効果による自動車騒音低減量の推定
- 1) 乗用車の場合、空隙率が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15%の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量が一定であるが、空隙率20及び25%の排水性舗装では走行速度が上昇するにつれて騒音低減量が小さくなる傾向がうかがえる。
- 2) 小型貨物車の場合も、乗用車の場合と同様に空隙率が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15%の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量がほぼ一定であり、空隙率20及び25%の排水性舗装でも走行速度の変化による騒音低減量の変化は小さい。
- 3) 大型貨物車の場合も、乗用車の場合と同様に空隙率

が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15%の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量がほぼ一定であり、空隙率20及び25%の排水性舗装では走行速度の上昇によって騒音低減量が増加する傾向が見られる。

- 4) 全体を通じては、排水性舗装の空隙率が高くなる程、騒音低減量は増加している。空隙率が10%と15%では、騒音低減量が0.1~0.4dBとなり、空隙率が20%と25%では、騒音低減量は0.6~1.0dBとなる。したがって、吸音効果のみによる騒音低減量は、0.1~1.0dBの範囲内にあり、既存文献^{1-5,13-18}に報告されている吸音効果を含めたすべての要因による騒音低減量が1~6dBであるのに比べると非常に小さい。したがって、排水性舗装の騒音低減効果のうち吸音効果による寄与分が比較的小さいか、あるいは構築したモデルが実際の騒音伝搬を再現するのに不十分であるかのいずれかの原因によるものと考えられる。

第5章 排水性舗装の騒音低減効果に関する実測ならびに解析

5.1 緒言

第3章では既存知見と一般道路の試験施工区間における簡単な騒音測定結果から本論文の目的である騒音低減要因に関する定性的な検討を行った。第5章では、排水性舗装の吸音特性を測定し、簡単な騒音伝搬モデルから、吸音効果のみによる排水性舗装の騒音低減効果を試算した。本章では、排水性舗装の主要な騒音低減要因を定量的に比較するため、自動車の走行方法及び装着タイヤの種類を変えて、自動車の各種騒音発生要因を分離する騒音測定実験を行った。また、第4章で構築した騒音伝搬モデルを改良して、新たに簡易な拡散モデルを導出し、測定結果とモデルによる計算結果の比較を試みた^{(65),(66)}。

5.2 測定

5.2.1 騒音測定の条件

5種類の舗装(表-5・1)を土木研究所の試験走路に施工した。舗装の施工中の状況を写真-5・1に示す。3車線のうち最も左側の車線はアスファルト舗装を施工中のものである。施工中の建設機械の名称は、手前から大型マカダムローラ・アスファルトフィニッシャ・



写真-5・1 舗装の施工状況

表-5・1 騒音測定の対象となる舗装

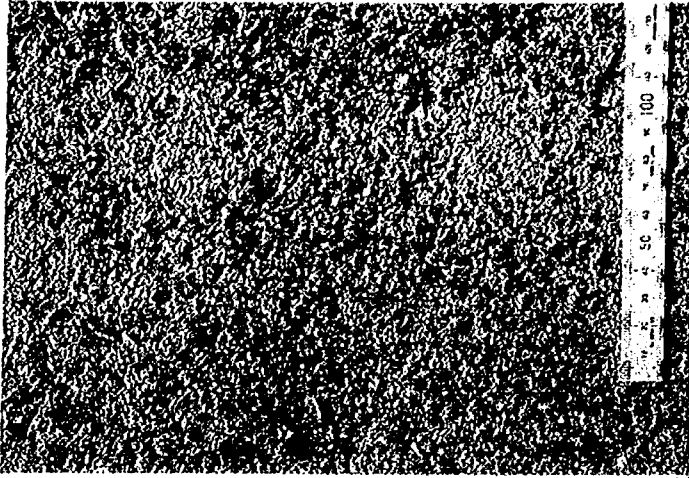
タイプ	舗装種別	空隙率(%)	舗装厚(cm)	記号
A	密粒舗装	5	5	●
B	排水性舗装	15	5	△
C		20	5	◎
D		25	5	□
E		20	10	○

アスファルト混合物運搬用トラックである。中央車線には、既設のコンクリート路面と施工するアスファルト路面の接着を促進するため、アスファルト乳剤を散布している。右側車線は、施工前の路面である連続鉄筋コンクリート路面である。路面の性状を写真-5・2に示す。

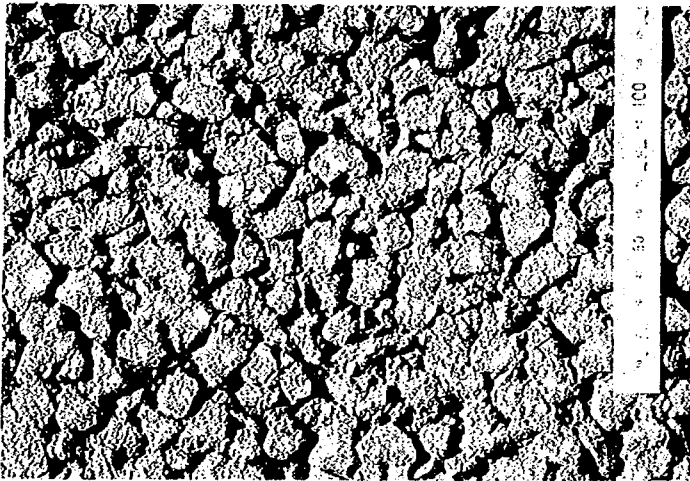
各舗装は延長85m、幅員は3車線で路肩も含め約12mである。騒音測定対象車両は、乗用車（排気量1,980cc）・小型貨物車（排気量3,290cc、最大積載量

表-5・2 騒音測定ケース一覧

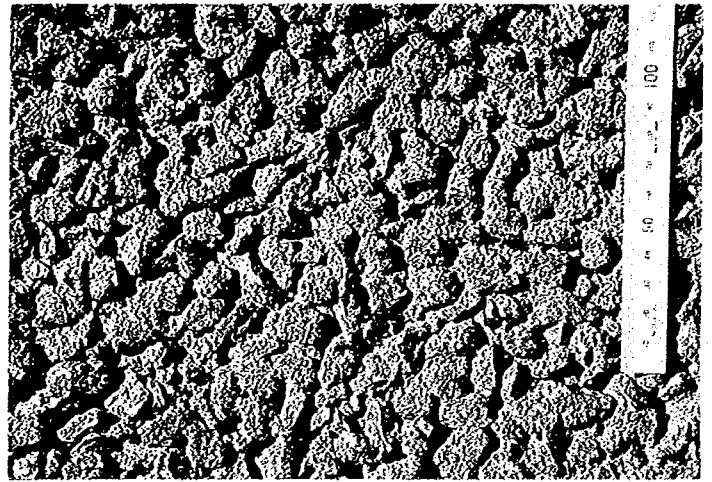
測定ケース	車 種	走行状態	装着タイヤ	走行速度
1	乗用車	定常走行	ラジアルリブ	40～160km/h
2		恣性走行	ウレタンラジアルリブ	
3			ラジアルスリック	
4				
5	小型貨物車	定常走行	ラジアルリブ	40～120km/h
6		恣性走行	ウレタンラジアルリブ	
7			ラジアルスリック	
8				
9	大型貨物車	定常走行	ラジアルリブ	40～120km/h
10		恣性走行	ウレタンラジアルリブ	
11			ラジアルスリック	
12				



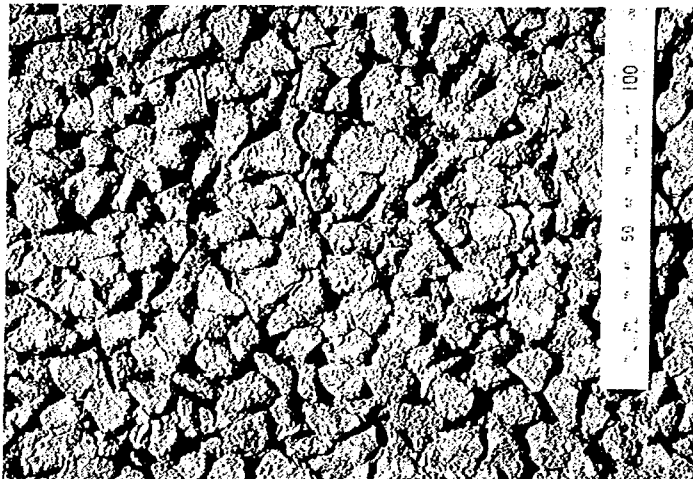
Type A



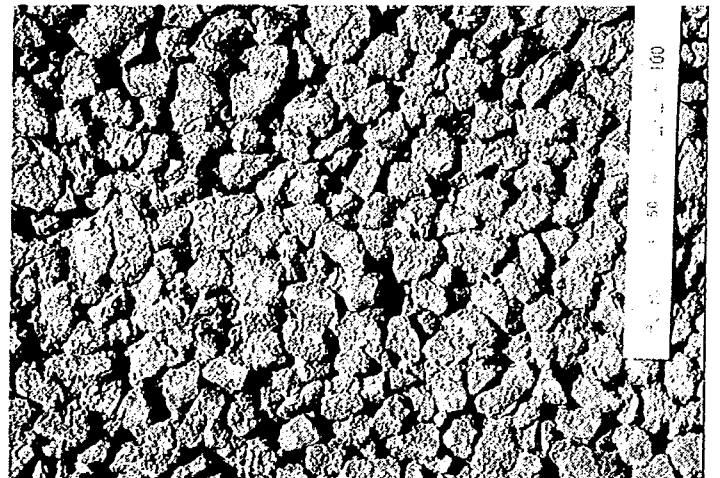
Type B



Type D

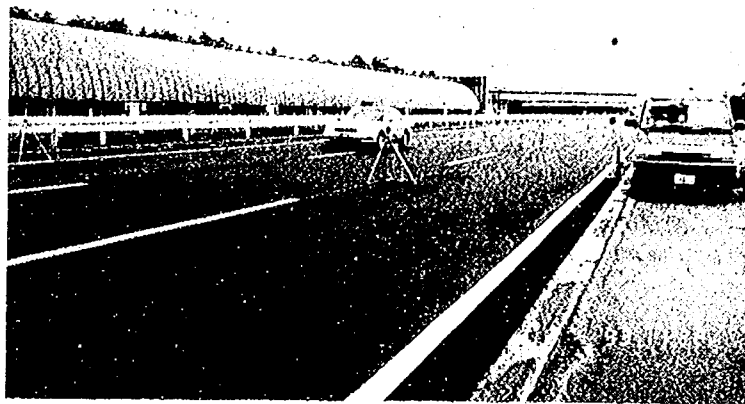


Type C

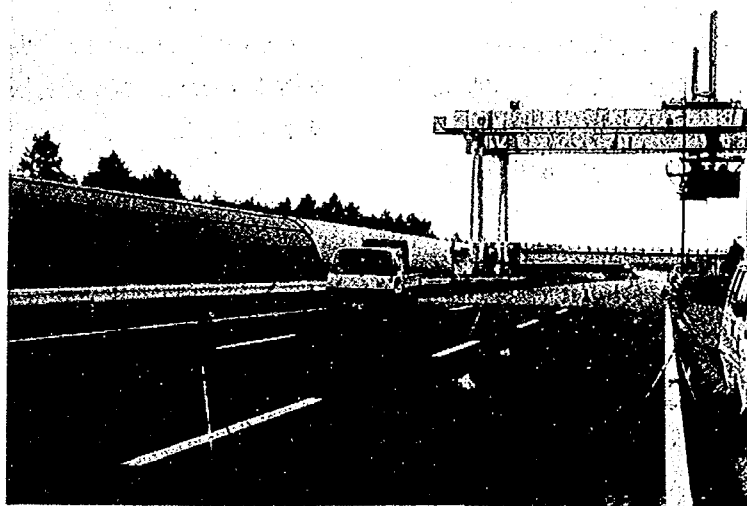


Type E

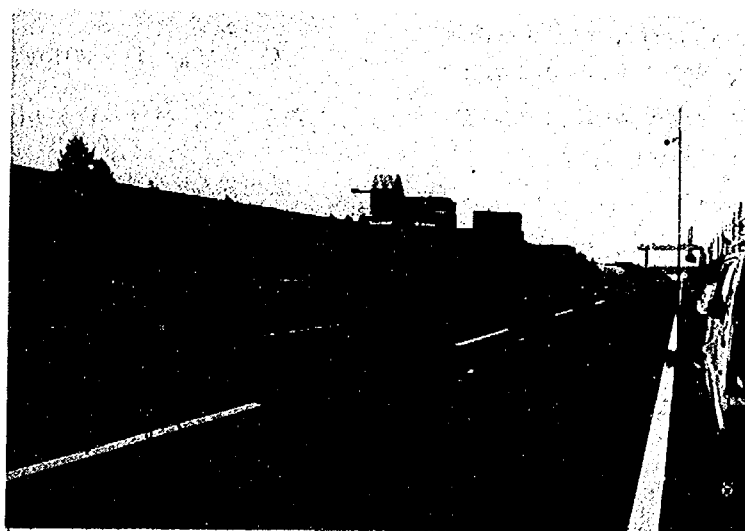
写真-5・2 路面の性状



乗用車



小型貨物車



大型貨物車

写真-5・3 騒音測定状況

2 t)・大型貨物車(排気量16,280cc、最大積載量10.25t)である。装着タイヤはいずれもラジアルリブタイヤである。タイヤの空気圧はそれぞれ、2.5kg/cm²、5.0kg/cm²、7.0kg/cm²である。小型貨物車と大型貨物車の積載条件は定積載である。騒音は、車両が走行する中心から7.5m離れた高さ1.2mの位置で測定する。また、騒音測定時の路面はすべて乾燥状態である。同一条件下での有効データ数は3である。測定条件の概要を表-5・2に示す。測定の状況を写真-5・3に示す。なお、ここに示したすべての測定を行うために、実質20日間を要した。

5.2.2 自動車のパワーレベルの推定方法

騒音測定データからパワーレベルを推定している。通常用いられるピークレベル法では推定値のばらつきが大きい。自動車騒音の発生要因別騒音の分離を行う際に、このばらつきが大きな影響を及ぼす。そこで、ピークレベル法に比べて比較的安定な値が得られる二乗積分法^{67), 68)}を採用する。二乗積分法は、一定時間における音のエネルギー全体に着目する方法であり、ピークレベル法のような誤差を生じやすい衝撃性音源に対しても有効である。

自由空間における無指向性点音源から、距離 r (m)離れた観測点における音の強さ I は、次式で求められる。

$$I = \frac{P^2(t)}{\rho c} = \frac{W}{4\pi r^2} \quad (5-1)$$

ただし、

$P^2(t)$: 音圧の二乗値 (Pa²)

ρ : 空気の密度 (kg/m³)

c : 空気中の音速 (m/s)

この音源が、図-5・1に示すように、等速度 v (m/s)で一直線上を移動した場合、観測点からその直線に下ろした垂線とその直線との交点を基準とした時刻 t (s)を用いて、伝搬距離 r は次式のようにになる。

$$r = \sqrt{(\nu t)^2 + r_0^2} \quad (5-2)$$

ただし、

r : 伝搬最短距離 (m)

音圧の二乗値は次式で求められる。

$$P^2(t) = \frac{\rho c W}{4\pi \{(\nu t)^2 + r_0^2\}} \quad (5-3)$$

したがって、観測時間 T_m (s)における二乗積分値は以下のようにになる。

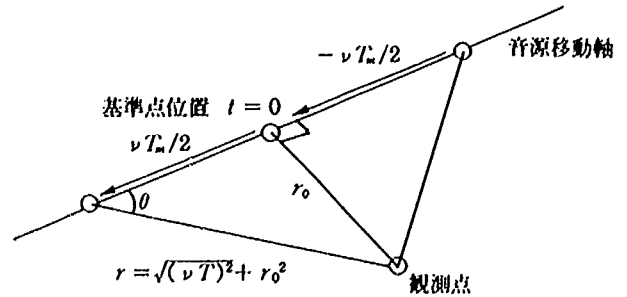


図-5・1 二乗積分法による騒音測定の方法

$$\begin{aligned} \int_{-T_m/2}^{T_m/2} P^2(t) dt &= \frac{\rho c W}{4\pi \nu^2} \int_{-T_m/2}^{T_m/2} \frac{dt}{t^2 + \left(\frac{r_0}{\nu}\right)^2} \\ &= \frac{\rho c W}{2\pi \nu^2} \left(\frac{\nu}{r_0}\right) \tan^{-1} \left(\frac{\nu T_m}{2r_0}\right) \end{aligned} \quad (5-4)$$

基準時間 T_0 (s) = 1 s、基準音圧 p_0 (=20 μPa)、基準面積 S_0 (m²)、基準の音響パワー W_0 (10⁻¹² watt)で基準化すると、

$$\begin{aligned} \frac{1}{T_m} \int_{-T_m/2}^{T_m/2} \frac{P^2(t)}{P_0^2(t)} dt &= \frac{W}{W_0} \frac{1}{4\pi r_0^2} \frac{S_0}{T_0} \left(\frac{2r_0}{\nu T_m}\right) \\ &\quad \tan^{-1} \left(\frac{\nu T_m}{2r_0}\right) \end{aligned} \quad (5-5)$$

基準化した二乗積分レベルは、

$$L_{PE} = 10 \log_{10} \frac{1}{T_0} \int_{-T_m/2}^{T_m/2} \frac{P^2(t)}{P_0^2(t)} dt \quad (5-6)$$

式(5-5)及び式(5-6)から

$$L_{PE} = L_W - 11 - 20 \log_{10} r_0 + L_\theta \quad (5-7)$$

したがって、パワーレベルは次式から求められる。

$$L_W = L_{PE} + 11 + 20 \log_{10} r_0 - L_\theta \quad (5-8)$$

ただし、 L_θ は観測時間を考慮した移動点音源による補正項であり、

$$\begin{aligned} L_\theta &= 10 \log_{10} \theta \tan^{-1} \frac{1}{\theta} \\ \theta &= \frac{2r_0}{\nu T_m} \end{aligned} \quad (5-9)$$

である

上式における角度 θ は、図-5・1における音源の移動軸と、音源位置と観測点を結んだ線のなす角度である。関数 $F(\theta) = \theta \tan^{-1} \frac{1}{\theta}$ は、 $\theta \rightarrow 0$ のとき $F(\theta)$

表-5.3 積分時間・走行速度及び伝搬距離にともなうパワーレベルの補正量

伝播距離(m) : 7.6

単位: dB

走行速度 (km/h)	走行速度 (m/s)	積分時間(s)							
		2	1	0.5	0.25	0.125	0.1	0.05	0.035
40	11.11	-1.8	-0.6	-0.2	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0
60	16.67	-2.8	-1.2	-0.4	-0.1	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0
80	22.22	-3.7	-1.8	-0.6	-0.2	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0
100	27.78	-4.5	-2.3	-0.9	-0.3	-0.1	-0.0	-0.0	-0.0
120	33.33	-5.1	-2.8	-1.2	-0.4	-0.1	-0.1	-0.0	-0.0
140	38.89	-5.7	-3.3	-1.5	-0.5	-0.1	-0.1	-0.0	-0.0
160	44.44	-6.2	-3.7	-1.8	-0.6	-0.2	-0.1	-0.0	-0.0

伝播距離(m) : 8.3

単位: dB

走行速度 (km/h)	走行速度 (m/s)	積分時間(s)							
		2	1	0.5	0.25	0.125	0.1	0.05	0.035
40	11.11	-1.6	-0.5	-0.2	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0
60	16.67	-2.6	-1.1	-0.3	-0.1	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0
80	22.22	-3.4	-1.6	-0.5	-0.2	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0
100	27.78	-4.2	-2.1	-0.8	-0.2	-0.1	-0.0	-0.0	-0.0
120	33.33	-4.8	-2.6	-1.1	-0.3	-0.1	-0.1	-0.0	-0.0
140	38.89	-5.4	-3.0	-1.3	-0.4	-0.1	-0.1	-0.0	-0.0
160	44.44	-5.9	-3.4	-1.6	-0.5	-0.2	-0.1	-0.0	-0.0

→0、 $\theta \rightarrow \frac{\pi}{2}$ のとき $F(\theta) \rightarrow 1$ となる関数である。つまり、音源が観測点の直前にある場合 ($\theta \rightarrow \frac{\pi}{2}$)、上式の補正項 L_0 は 0 ($F(\theta) \rightarrow 1$) になり、観測時間が無限である場合の固定点音源を与える式に帰着し、ピークレベル法の適用条件と一致する。上式は、観測する点音源がより高速で移動し、その際の積分時間がより長く、伝搬距離がより短いほど真のパワーレベルの値との間に乖離が生じることを示している。表-5.3に積分時間、走行速度と伝搬距離による上記の補正項による誤差を示している。

一般に、高速で移動する点音源のパワーレベルを求めるためには、観測時間を極力短くし、クレストファクター^{注1)}を小さくする必要がある。しかし、今回の排水性舗装に関する調査では、車両から発生した音が境界面上を伝搬する際に減衰する影響の程度に着目する場合、観測時間はできるだけ長い方がよい。

一方、車両が各舗装区間の間のすり付け部でジャンプした際に、衝撃性の妨害音が生じており、あまり長

い観測時間をとるとその妨害音が測定値に影響を及ぼす。以上の検討から、適当な値として、観測時間は1秒(基準位置より前後0.5秒間)とし、上記の補正を施した。

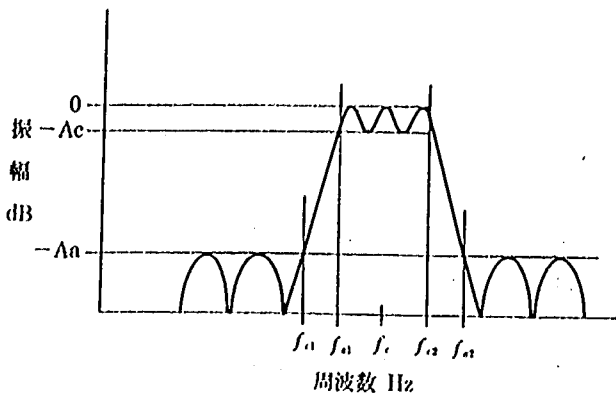
騒音レベルのサンプリング周波数は10kHz、サンプリング時間は2秒である。騒音レベルの収録後に、騒音レベルに対して動特性FASTと同等の時定数になるような処理を施している。なお、同一条件下で測定された3つの有効データから算出されたパワーレベルの算術平均値をパワーレベルの代表値としている。

また、得られたデータの周波数分析は、以下に示すような方法で行った。1/3オクターブバンドデジタルフィルタを構築して、周波数分析を行った。構築した1/3オクターブバンドデジタルフィルタの特性は、図-5.2に示す「オクターブ及び1/3オクターブバンド分析器」(JIS C 1513-1983)の1/3オクターブバンドフィルタのII形の特性を目標とした。

デジタルフィルタの選定に際しては、

- ① インパルス応答を中心に対象にすると、完全直線位相特性を実現できること。
- ② インパルス応答の値に係わらず常に安定すること。

注1) crest factor 波高率: 交流のようにその振幅が周期的に変わる量においてその実効値に対する最大値の比。純音の場合には $\sqrt{2}$ となる。



f_c : 1/3オクターブバンド中心周波数 (Hz)

A_c : 通過域リップル量 = 0.5 (dB)

A_a : 阻止域減衰量 = 13 (dB)

f_{c1} : 下限遮断周波数 = $f_c \cdot 2^{-\frac{1}{6}}$ (Hz)

f_{c2} : 上限遮断周波数 = $f_c \cdot 2^{\frac{1}{6}}$ (Hz)

f_{a1} : 阻止域下限周波数 = $f_c \cdot 2^{-\frac{1}{3}}$ (Hz)

f_{a2} : 阻止域上限周波数 = $f_c \cdot 2^{\frac{1}{3}}$ (Hz)

図-5・2 1/3オクターブバンド周波数フィルタの特性

などからFIR(Finite Impulse Response)フィルタを採用した。

デジタルフィルタの振幅特性は通過域、阻止域ともうねり(リップル)のある、連立チェビシェフ型(または楕円型)フィルタを想定し、フィルタ次数の決定は、等リップル近似設計法をもとにした。

$$N \geq \frac{2f_s}{3\Delta f} \log_{10} \frac{1}{10\delta_1\delta_2} \quad (5-10)$$

ここで、

N : デジタルフィルタの次数

$$L = \frac{N-1}{2} : \text{規格化群遅延}$$

f_s : サンプル周波数(Hz)

$$\Delta f = \min(|f_{c1} - f_{a1}|, |f_{c2} - f_{a2}|) \quad (\text{Hz})$$

$$\delta_1 = \frac{10^{\frac{A_c}{20}} - 1}{10^{\frac{A_c}{20}} + 1} : \text{通過域リップル}$$

$$\delta_2 = 10^{-\frac{A_a}{20}} : \text{阻止域リップル}$$

デジタルフィルタの畳み込みに際しては計算時間短縮の目的から、上記のフィルタ次数は各1/3オクターブバンドで35個とし、窓関数法による修正を行った。デジタルフィルタの設計に際しては、ParksとMcClellanにより開発された等リップル近似設計法(Remez法ともいう)に窓関数法を適用して作成した。その設計方法を以下に述べる。

いま設計するフィルタの振幅特性を $M(\omega)$ 、位相特

性を $\theta(\omega)$ とすると、周波数特性は次式で表される。

$$H(e^{i\omega T}) = M(\omega) \cdot e^{i\theta(\omega)} \quad (5-11)$$

インパルス応答は、式の逆フーリエ変換で与えられるから、

$$h(nT) = \frac{1}{\omega_s} \int_{-\frac{\omega_s}{2}}^{\frac{\omega_s}{2}} H(e^{i\omega T}) \cdot e^{i\omega nT} d\omega \quad (5-12)$$

ただし、

$$\omega_s = 2\pi f_s = \frac{2\pi}{T} : \text{サンプリング角周波数}(\text{rad} \cdot \text{Hz})$$

f_s : サンプル周波数 (Hz)

$$T = \frac{1}{f_s} : \text{サンプリング周期 (sec)}$$

通過域のエッジ周波数を以下のように設定すると、

$$f_{p1} = f_{c1} - \frac{\Delta f}{2} : \text{通過域下限エッジ周波数 (Hz)}$$

$$f_{p2} = f_{c2} + \frac{\Delta f}{2} : \text{通過域上限エッジ周波数 (Hz)}$$

$\omega_{p1} = 2\pi f_{p1}$: 通過域下限エッジ角周波数 (Hz)

$\omega_{p2} = 2\pi f_{p2}$: 通過域上限エッジ角周波数 (Hz)

1/3オクターブバンドパスフィルタの周波数特性 $H(e^{i\omega T})$ は、位相特性 $e^{i\theta(\omega)}$ を省略して以下になる。

$$h(nT) = \begin{cases} 0 & (0 \leq |\omega| < \omega_{p1}) \\ e^{-iL\omega T} & (\omega_{p1} \leq |\omega| \leq \omega_{p2}) \\ 0 & (\omega_{p2} < |\omega| \leq \frac{\omega_s}{2}) \end{cases} \quad (5-13)$$

したがって、1/3オクターブバンドパスデジタルフィルタのインパルス応答は、以下のようにして求められる。

$$\begin{aligned} h(nT) &= \frac{1}{\omega_s} \int_{-\omega_{p2}}^{-\omega_{p1}} e^{-iL\omega T} \cdot e^{i\omega nT} d\omega + \frac{1}{\omega_s} \int_{\omega_{p1}}^{\omega_{p2}} e^{-iL\omega T} \cdot e^{i\omega nT} d\omega \\ &= \frac{1}{\omega_s} \left\{ \int_{-\omega_{p2}}^{\omega_{p2}} e^{i(n-L)T\omega} d\omega - \int_{-\omega_{p1}}^{\omega_{p1}} e^{i(n-L)T\omega} d\omega \right\} \\ &= \frac{1}{\omega_s} \left\{ \int_{-\omega_{p2}}^{\omega_{p2}} \langle \cos(n-L)T\omega + i\sin(n-L)T\omega \rangle d\omega \right. \\ &\quad \left. - \int_{-\omega_{p1}}^{\omega_{p1}} \langle \cos(n-L)T\omega + i\sin(n-L)T\omega \rangle d\omega \right\} \\ &= \frac{1}{\omega_s} \left\{ \int_{-\omega_{p2}}^{\omega_{p2}} \langle \cos(n-L)T\omega \rangle d\omega - \int_{-\omega_{p1}}^{\omega_{p1}} \langle \cos(n-L)T\omega \rangle d\omega \right\} \end{aligned}$$

$$= \frac{1}{\omega_s} \left\{ \frac{\omega_{p2} \sin((n-L)T\omega_{p2})}{(n-L)T\omega_{p2}} - \frac{\omega_{p1} \sin((n-L)T\omega_{p1})}{(n-L)T\omega_{p1}} \right\}$$

$$= \frac{1}{\omega_s} \left\{ \omega_{p2} S_a((n-L)T\omega_{p2}) - \omega_{p1} S_a((n-L)T\omega_{p1}) \right\} \quad (5-14)$$

ただし、

$$S_a(x) = \frac{\sin x}{x} : \text{サンプリング関数}$$

上記のようにして得られたデジタルフィルタに、窓関数法による修正を行った。以下に使用した窓関数(Hanning Window)を示す。

$$W_n(nT) = 0.5 - 0.5 \cos \left(\frac{2\pi n}{N-1} \right) \quad (5-15)$$

上記のようにして得られた1/3オクターブバンドデジタルフィルタのインパルスレスポンスに原信号波形を畳み込み、1/3オクターブバンド波形を作成した。

$$y(nT) = x(nT) * h(nT)$$

$$= \sum_{k=-\infty}^{\infty} x((n-k)T) \cdot h(kT) \quad (5-16)$$

ただし、

$y(nT)$: 1/3オクターブバンド波形

$x(nT)$: 原信号波形

5.2.3 発生要因別自動車騒音の分離

自動車が定常走行するときの発生要因の関係を図-5・3に示す。定常走行騒音の主要な騒音発生要因は駆動機関音と恠性走行騒音(変速機を中立状態にし、エンジンを停止した状態で、一定の速度で走行するときの騒音。)からなっている。駆動機関音はエンジン騒

音・冷却系騒音・吸気系騒音・排気系騒音・駆動系騒音からなっている。恠性走行騒音は、タイヤ音・車両の空力音からなっている。タイヤ音は、さらに路面とタイヤの接触面部分のタイヤトレッドパターンの影響によって生じるトレッドパターンエアポンピング音(トレッドパターンの溝の部分の空気が、トレッドパターンの変形にともない圧縮あるいは膨張作用を受けるときに発生する騒音。)及びトレッドパターン加振音(トレッドパターン部分のゴムが振動することによって生じる騒音。)とその他のタイヤ音(その内訳は、接地摩擦振動音・路面の空隙によるエアポンピング音・路面の凹凸による加振音・その他が含まれる。)の3種類の騒音からなっている。

「タイヤ音」を分離するために、次に示すような方法を用いている。第一に、タイヤのトレッドパターンの溝に軟質ウレタンを充填したタイヤを装着して恠性走行させることによって、トレッドパターンエアポンピング音を消去することができる。第2に、トレッドパターンの溝をトレッドパターンと同質のゴムで埋めたスリックタイヤを装着して恠性走行することによって、トレッドパターンエアポンピング音とトレッドパターン加振音を同時に消去することができる。通常のタイヤを装着しての恠性走行騒音と以上のようなタイヤを装着しての恠性走行騒音の差をもって、トレッドパターンエアポンピング音とトレッドパターン加振音を分離することができる。第3に、スリックタイヤを装着しての恠性走行騒音は、その他のタイヤ音と空力音の和であると見なすことができる。

5.2.4 舗装の吸音特性の測定

試走路に試験施工した密粒舗装を含めて5種類の舗

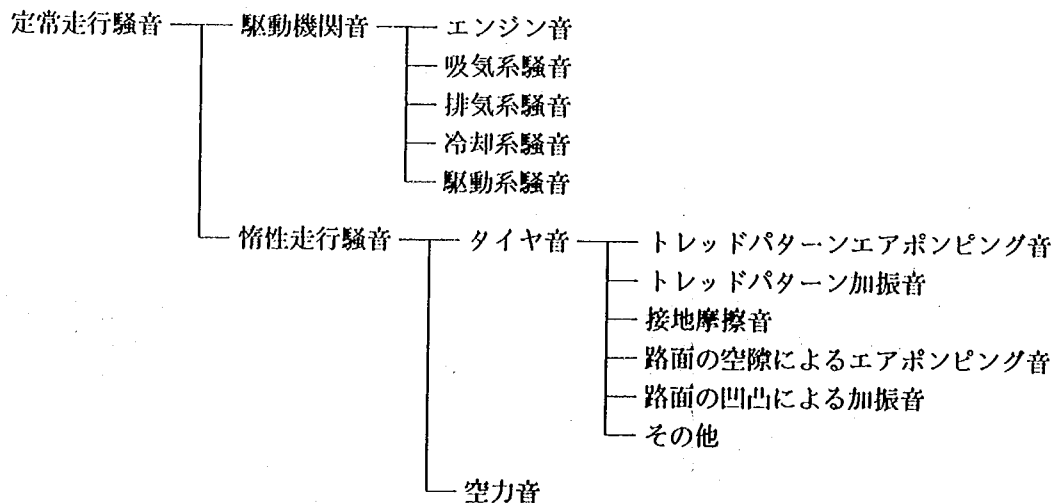


図-5・3 自動車の騒音発生要因

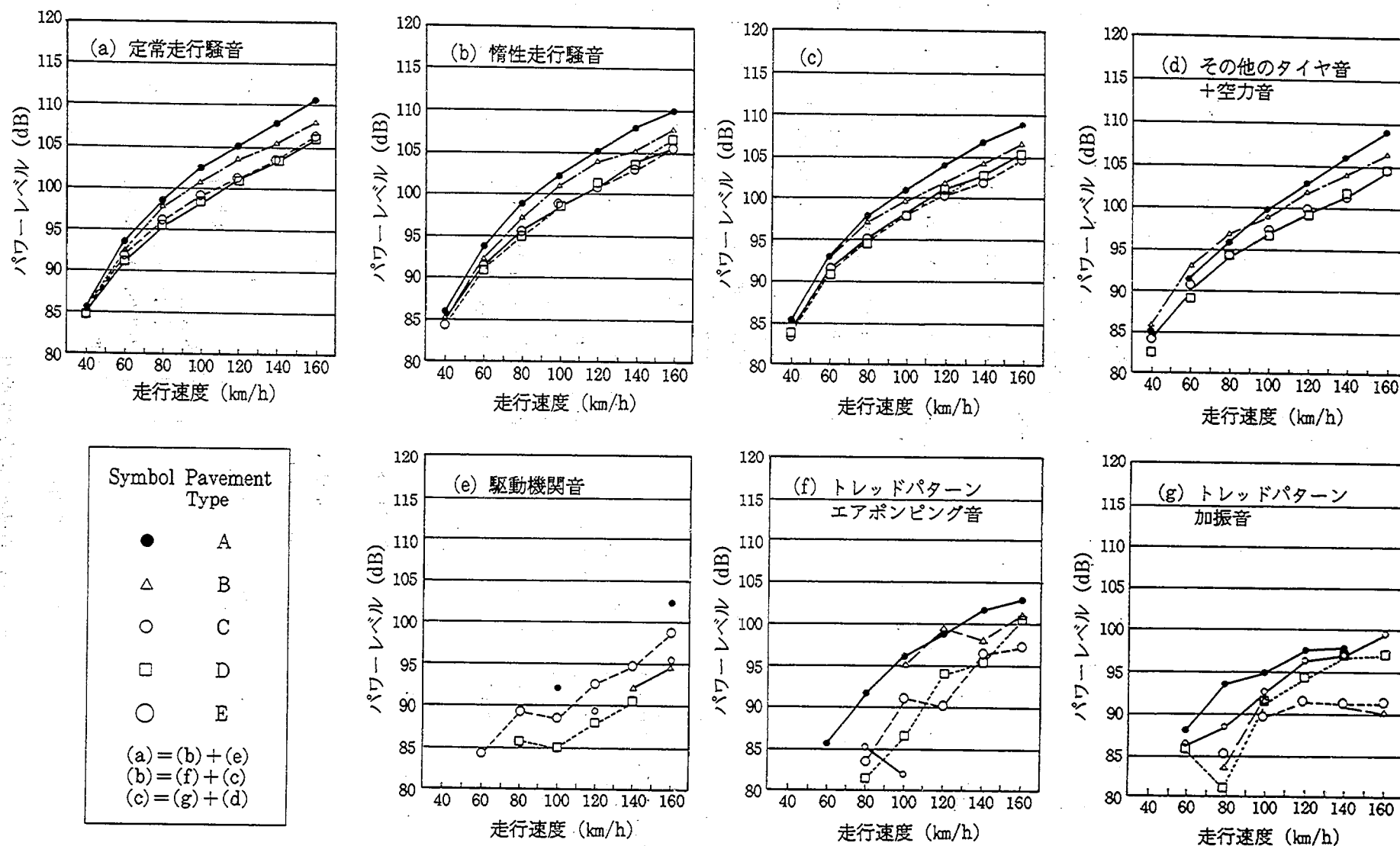


図-5・4 乗用車のパワーレベル

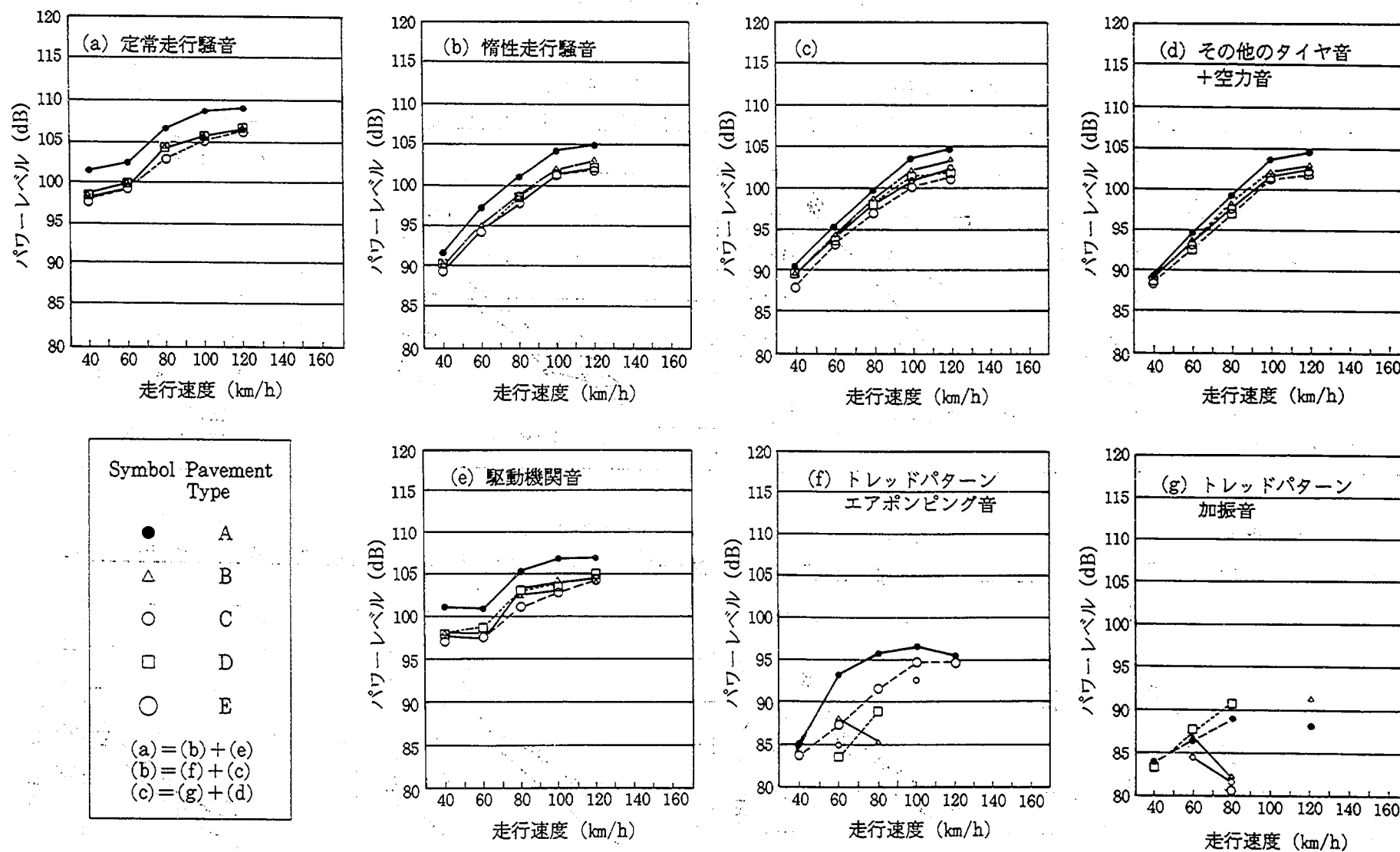


図-5.5 小型貨物車のパワーレベル

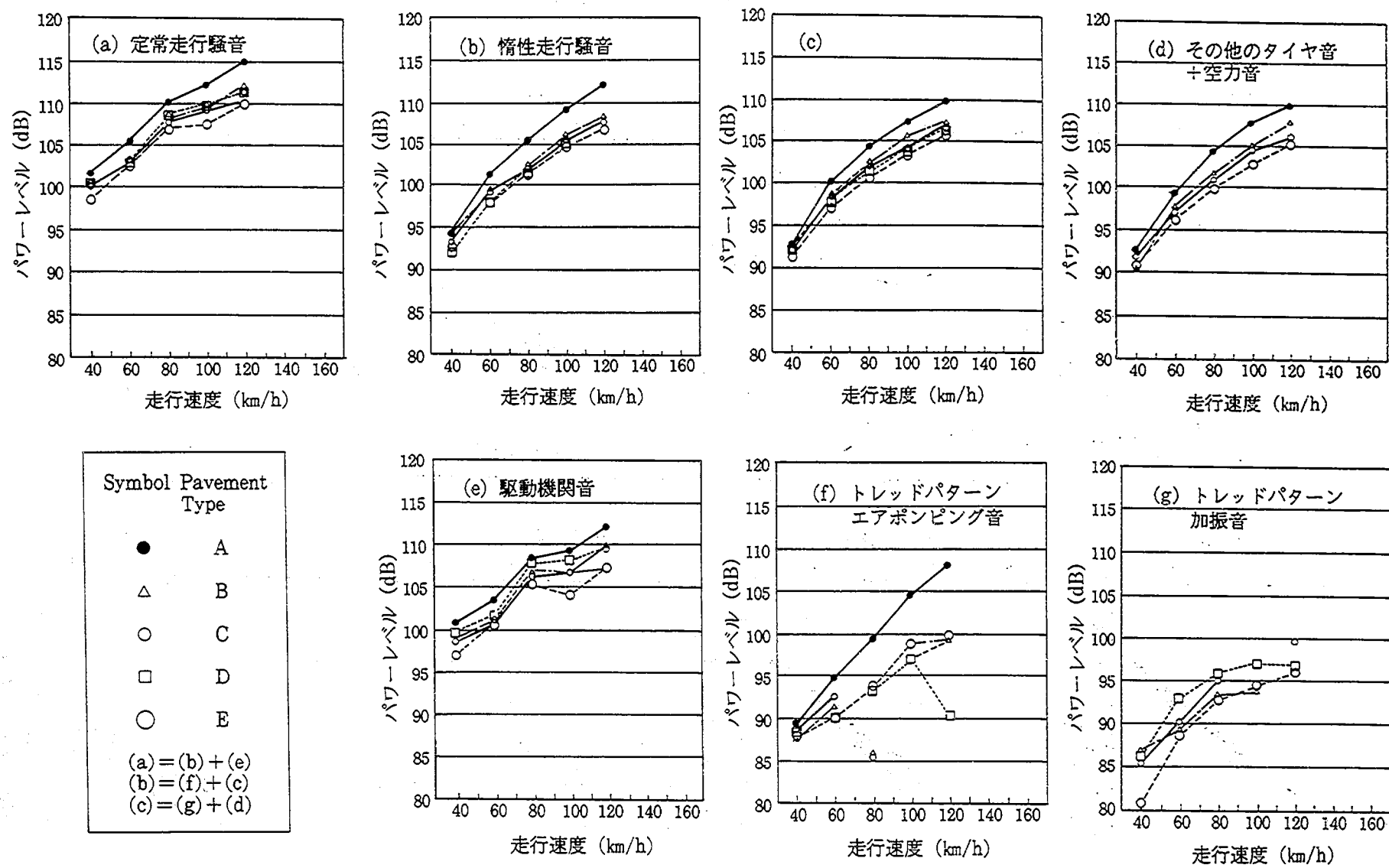


図-5.6 大型貨物車のパワーレベル

装からテストピースを採取する。管内法によりそれらのテストピースの垂直入射吸音率及びノーマル比音響インピーダンスを測定した。

5.3 結 果

5.3.1 騒音のパワーレベル

図-5.4~5.6はそれぞれ、乗用車・小型貨物車・大型貨物車の要因別パワーレベルを示す。図-5.4~5.6の横軸は車両の走行速度を、縦軸はパワーレベルを示している。各種騒音源の寄与を(a)から(g)に示す。これらの寄与に配下に示すような関係が成立する。

(a)=(b)+(c); 定常走行騒音=惰性走行騒音+駆動機関音

(b)=(f)+(c); 惰性走行騒音=トレッドパターンエアポンピング音+(c)

(c)=(g)+(d); (c)=トレッドパターン加振音+その他のタイヤ音+空力音

ここで、(c)はトレッドパターンの溝にウレタンを充填したタイヤを装着して惰性走行したときのパワーレベルである。データの欠損は、騒音測定値の差が零または負となったものである。

(1) 乗用車(図-5.4)

(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、走行速度80~100km/h程度までは次第に低減しているが、それ以上では一定となっている。(b)惰性走行騒音、(c)、(d)その他のタイヤ音+空力音についても同様の傾向が見られる。(e)駆動機関音、(f)トレッドパターンエアポンピング音、(g)トレッドパターン加振音については、走行速度とともに増加している。

排水性舗装による定常走行騒音の低減量は0~5dBであり、走行速度が高くなるにつれて大きくなる。Type Bの排水性舗装が、他の排水性舗装に比べると騒音低減量が小さいことを除けば、空隙率及び舗装厚による騒音低減量に顕著な差はみられない。

密粒舗装に対する騒音低減量を発生要因別に見ると次のようになる。

駆動機関音	3~ 7dB
トレッドパターンエアポンピング音	0~15dB
トレッドパターン加振音	1~12dB
その他のタイヤ音+空力音	-2~ 4dB

密粒舗装の走行速度80km/h以下では、駆動機関音・トレッドパターンエアポンピング音・トレッドパターン加振音・その他のタイヤ音+空力音の寄与はほぼ同じであるが、走行速度100km/h以上になると、その他のタイヤ音+空力音の寄与が卓越する。

上記に示した要因の騒音低減量は、定常走行騒音と同様に速度依存性が見られる。よって、走行速度80km/h以下では、トレッドパターンエアポンピング音とトレッドパターン加振音が、走行速度100km/h以上では、その他のタイヤ音+空力音が騒音低減の主要な要因である。

(2) 小型貨物車(図-5.5)

(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、走行速度60km/h以上では次第に低減している。(b)惰性走行騒音については、走行速度の上昇とともにその増加率が低減している。(c)、(d)その他のタイヤ音+空力音については、走行速度が100km/h以下では増加率が一定である。(e)駆動機関音は、走行速度が40km/hと60km/hではほぼ等しいのは、使用している変速機の変速段が40km/hと60km/h以上では、異なるためであると考えられる。(f)トレッドパターンエアポンピング音は走行速度とともに増加している。また、その増加率は密粒舗装の場合、走行速度の増大とともに低下してはいるが、排水性舗装ではほぼ一定である。(g)トレッドパターン加振音は、有効なデータが十分得られていないので、走行速度との明確な傾向は見られない。

排水性舗装による騒音低減量は2~4dBであり、空隙率の違いによる差は顕著には表れていない。しかし、Type CとType Eの排水性舗装を比較すると、舗装厚増による1~2dB程度の効果がみられる。

密粒舗装に対する騒音低減量を発生要因別に見ると次のようになる。

駆動機関音	2~ 5dB
トレッドパターンエアポンピング音	1~10dB
トレッドパターン加振音	-4~ 9dB
その他のタイヤ音+空力音	1~ 3dB

密粒舗装の走行速度80km/h以下では、駆動機関音の定常走行騒音に対する寄与が卓越しているが、走行速度100km/h以上では、その他のタイヤ音+空力音も駆動機関音と同程度の寄与を持つようになる。

トレッドパターンエアポンピング音は、騒音低減量は大きいですが、他の発生要因に比べると定常走行騒音に対する寄与が比較的小さいので、主要な騒音低減要因ではない。

(3) 大型貨物車(図-5.6)

(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、密粒舗装ではほぼ一定であるが、排水性舗装の場合には、走行速度100km/h以下の増加率が走行速度100km/h以下の増加率よりも大きい。(b)惰性走

行騒音は、走行速度の上昇とともにその増加率が低減している。特に排水性舗装ではその増加率の低減量が大きいので、走行速度が大きくなるほど密粒舗装と排水性舗装の特性走行騒音の差が大きくなっている。同様の傾向が(c)及び(d)その他のタイヤ音+空力音に見られる。(e)駆動機関音は、舗装の種別に係わりなく、走行速度の上昇とともに増加している。その増加率が走行速度80km/h以下と走行速度80km/h以上で異なるのは、小型貨物車の場合と同様に、変速機の変速段の影響によるものと考えられる。(f)トレッドパターンエアポンピング音は走行速度とともに増加している。また、その増加率は密粒舗装及び排水性舗装ともにほぼ一定である。(g)トレッドパターン加振音は、走行速度とともに増大している。しかし、その増加率は走行速度が大きくなるほど低減する傾向が見られる。

排水性舗装による騒音低減量は2～5 dBである。舗装厚及び空隙率の違いによる騒音低減量に与える効果は、小型貨物車と同様であり、それぞれ1～2 dB及び無視できる程度である。

駆動機関音 1～5 dB

トレッドパターンエアポンピング音 1～18 dB

その他のタイヤ音+空力音 1～5 dB

密粒舗装の走行速度80km/h以下では、駆動機関音とその他のタイヤ音+空力音の定常走行騒音に対する寄与が卓越しているが、走行速度100km/h以上では、これらの要因に加えてトレッドパターンエアポンピン

グ音の定常走行騒音に対する寄与も大きくなっている。したがって、走行速度80km/h以下では駆動機関音とその他のタイヤ音+空力音が、走行速度100km/h以上では、これらの要因に加えてトレッドパターンエアポンピング音も定常走行騒音の低減の主要な要因となっている。

なお、トレッドパターン加振音の特性走行騒音に対する寄与は、ほとんど測定することができていない。

5.3.2 吸音特性の測定

垂直入射吸音率の測定結果を図-5・7に示す。図の横軸は1/3オクターブバンド周波数、縦軸は垂直入射吸音率を示している。密粒舗装では、周波数に係わりなくほぼ一定で、その大きさは0.1～0.2程度となっている。一方厚さ5cmの排水性舗装では、周波数125～160Hz、300Hz、630～800Hz、3 kHzで吸音率のピークが見られる。吸音率のピークは空隙率の大きいほど大きくなる傾向が見られる。また、周波数1 kHz以下では、空隙率が高くなるほど吸音率は高くなる傾向がみられる。1 kHz以上の周波数では、Type Bを除けば大きな差がみられなかった。また、舗装厚の違いによる吸音効果の変化は、Type CとType Eを比較することによってわかる。舗装厚が10cmと場合には、吸音率のピークは周波数125Hz、500Hz、3 kHzに見られる。また吸音率のピークの値及びピークの周辺の吸音率が、周波数が高くなるにつれて大きくなる傾向が見られる。

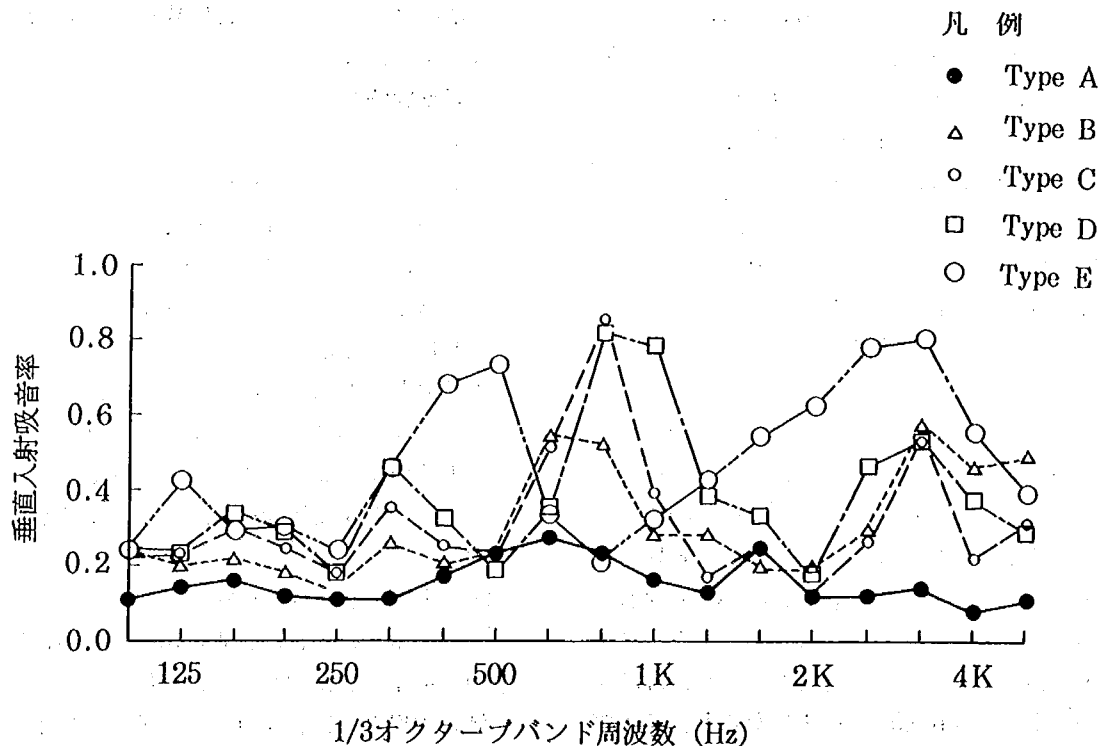


図-5・7 定在波法による垂直入射吸音率

一般の吸音材料や吸音構造は、基本的には多孔質型・共鳴器型・板(膜)振動型に分類される。排水性舗装の物理的な構造及び垂直入射吸音率の周波数特性から判断すると、排水性舗装は多孔質型+共鳴器型の複合特性を有し、多孔質型の特性よりも共鳴器型の特性の方が勝っているものと考えられる。

5.4 吸音効果による騒音低減量の検討

吸音効果による騒音低減量については、既に第5章で試算し、1 dB以下という結果⁵⁸⁾を得ている。本章では、第3節で検討している個々の騒音発生要因に対して吸音効果による騒音低減量を試算するものである。トレッドパターンエアポンピング音・トレッドパターン加振音・その他のタイヤ音は、騒音低減が発生過程によるものであるか、あるいは伝搬過程によるものなのかを判別することは困難である。一方、駆動機関音と空力音はその発生位置が路面から離れているので、騒音低減量を路面の吸音率から推定することができる。しかし、排水性舗装の吸音効果のみの影響による低減しか見込めない駆動機関音に対して、2.3~4.0 dB程度の低減が見られる。このような差が生じた原因としては、車両床面と路面の間の多重反射が考えられる。そのために、駆動機関音と空力音に対して次に示すような拡散場モデルを構築して、このような騒音レベル差を説明する。

5.4.1 拡散音場における基礎理論⁽⁹⁾

(1) 拡散音場の仮定

幾何音響学において室内の音場は、完全な拡散音場であると仮定する。これは、(i)音響エネルギーが室内全体に均一に分布しており、(ii)どの点においても音の進行方向はあらゆる方向に一樣である。という仮定である。

(2) 拡散音場の周壁への入射

拡散音場の音響エネルギー密度を e とすると、壁の一部分 dS から距離 r の点を含む微小容積 dV 部の dV に含まれるエネルギー edV は、あらゆる方向に伝搬してゆくわけであるが、そのうち dS に入射するエネルギーを ΔIdS とする。

図-5・8において、 dV から見た dS の実効面積は $dS \cos \theta$ であるから

$$\Delta IdS = \frac{dS \cos \theta}{4\pi r^2} edV \quad (5-17)$$

1秒間に dS 入射する全エネルギー E_i を求めるには、を中心として1秒間に音が伝搬する距離 c を半径とす

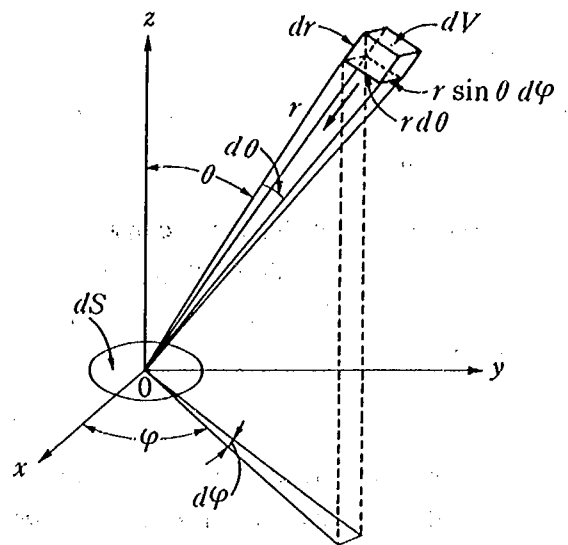


図-5・8 拡散音場からの壁への入射

る半径内にあるすべての半円内にある dV について、これを積分すればよい。 dS を中心とする dV の極座標を r, θ, φ とすれば、

$$\Delta IdS = \frac{edS}{4\pi} \cos \theta \sin \theta d\theta d\varphi dr \quad (5-18)$$

$$\therefore IdS = \frac{edS}{4\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \theta \sin \theta d\theta \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^c dr = \frac{c}{4} edS \quad (5-19)$$

これより、エネルギー密度 e の拡散音場の周壁の単位面積 (1 m^2) に、1秒間に入射する音響エネルギー I は、

$$I = \frac{c}{4} e \quad (\text{ただし、} c : \text{音速}) \quad (5-20)$$

となる。

(3) 残響理論(Sabineの残響式の誘導)

室の周壁の全表面積を S とすれば、拡散音場のエネルギー密度 e として全周壁に入射するエネルギーは式(5-20)から $ceS/4$ 、周壁の平均吸音率を $\bar{\alpha}$ とすれば、吸収されるエネルギーは $caS\bar{\alpha}/4$ となる。音源の出力 W (ワット) とすれば、室内の全エネルギーの変化は、 $V \frac{de}{dt}$ であるから、その変動の基礎方程式は、

$$V \frac{de}{dt} = W - \frac{ceA}{4} \quad (5-21)$$

ただし、 $A = S\bar{\alpha}$ は室の全吸音力となる。これを解いて $t = 0$ のとき $e = e_0$ とおけば成長式が得られる。

$$E = (4W/CA) [1 - e^{-(CA/4V)t}] \quad (5-22)$$

$t \rightarrow \infty$ のとき $e \rightarrow e_0$ とおけば定常状態として式(5-23)

が得られる。

$$e_0 = 4W/CA \quad (5-24)$$

式(5-24)に $A = S\bar{\alpha}$ を代入すると、次式が得られる。

$$e_0 = \frac{4W}{Sc\bar{\alpha}} \quad (5-25)$$

5.4.2 拡散場モデルの構築及びその適用

路面と車体の床面との間の音場を拡散場と仮定すると、音響エネルギー密度 e は、式(5-25)を基にして次のように表せる。

$$e = \frac{4W}{Sc\alpha} \quad (5-26)$$

ここで、 W は騒音の音響パワー、 c は音速、 S は路面と車両の床面との間の領域の面積 α は路面の吸音率を表している。(車両の床面の吸音率は、 $\alpha = 0$ と見なすことができる。)

車両の床面の路面からの高さを h とすると、車両一路面間の全残響エネルギーは、式(5-27)で表すことができる。

$$E = eSh \quad (5-27)$$

車両走行中心線から 7.5m 離れた高さ 1.2m における第 n 番目のバンドの音圧自乗平均 $p^2(n)$ が、式(5-27)で示される車両一路面間の全残響エネルギーに比例すると仮定するならば、式(5-28)が得られる。

$$p^2(n) = kE \quad (5-28)$$

式(5-26)から式(5-28)を利用して、式(5-29)を導くことができる。

$$p^2(n)_p = 4kWh/c\alpha_p, \quad p^2(n)_d = 4kWh/c\alpha_d, \quad (5-29)$$

ここで、添え字 p 及び d は、それぞれ密粒舗装および排水性舗装を示している。

よって、最終的には、式(5-30)が得られる。

$$\delta L = 10 \log_{10} \left(\frac{\alpha_p}{\alpha_d} \right) \quad (5-30)$$

δL は、騒音スペクトルの周波数バンドごとに計算される。これらの周波数バンドごとの騒音スペクトルに対して δL で補正された値を算出し、それらをパワー合成してから補正前の騒音レベルの合成値との差を計算することによって、最終的な騒音低減量を算出することができる。このような計算を駆動機関音とその他のタイヤ音+空力音に対して適用する。

小型貨物車及び大型貨物車の駆動機関音に対して、

このような計算方法を適用した結果を図-5・9、図-5・10に示す。横軸は車両の走行速度、縦軸は密粒舗装と排水性舗装上を走行する車両の見かけ上のパワーレベルの差を示している。

図-5・9によれば、小型貨物車の駆動機関音の計算値は、どの排水性舗装についても速度に係わりなくほぼ一定の値を取っている。駆動機関音の測定値は、走行速度に係わりなくほぼ一定の値を取るもの(Type B/Type D)と走行速度が上昇するにつれて減少するような傾向を持つもの(Type C/Type E)とに分けられる。駆動機関音の測定値は、計算値に比べると全般的に変動の幅が大きい。測定値と計算値の差は、Type Bの走行速度 100km/h のデータを除けばほぼ 1 dB 以内となっている。

図-5・10によれば、大型貨物車の駆動機関音の計算値は、速度に係わりなくほぼ一定の値を取るもの(Type B/Type C/Type D)と速度の上昇とともに増加するものに分けられる。駆動機関音の測定値は全般的に速度に係わりなくほぼ一定の値をとるもの(Type B/Type C/Type D)と走行速度が上昇するにつれて増加するもの(Type E)に分けられる。駆動機関音の測定値は、計算値に比べると全般的に変動幅が大きい。測定値と計算値の差は、Type Cの走行速度 120km/h のデータ及び Type Dの走行速度 40~100km/h のデータを除けばほぼ 1 dB 以内となっている。

図-5・11~図-5・13はすべての車種のその他のタイヤ音+空力音に対して、モデルを適用した結果を示している。横軸は車両の走行速度、縦軸は密粒舗装と排水性舗装上を走行する車両の見かけ上のパワーレベルの差を示している。

図-5・11によれば、乗用車のその他のタイヤ音+空力音の計算値は全般的にはすべての排水性舗装でも速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音の測定値は、走行速度の上昇とともに増加する傾向がすべての排水性舗装で見られる。測定値と計算値の差は、走行速度 100km/h 以下では、計算値が測定値を上回っているが、走行速度 120km/h 以上では、1 dB 以内となっている。

図-5・12によれば、小型貨物車のその他のタイヤ音+空力音の計算値はすべての排水性舗装で全般的に走行速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。ただし、走行速度 40km/h から 60km/h にかけては、すべてに共通して低減している。

その他のタイヤ音+空力音の測定値も計算値と同様にすべての排水性舗装で走行速度に係わりなくほぼ一

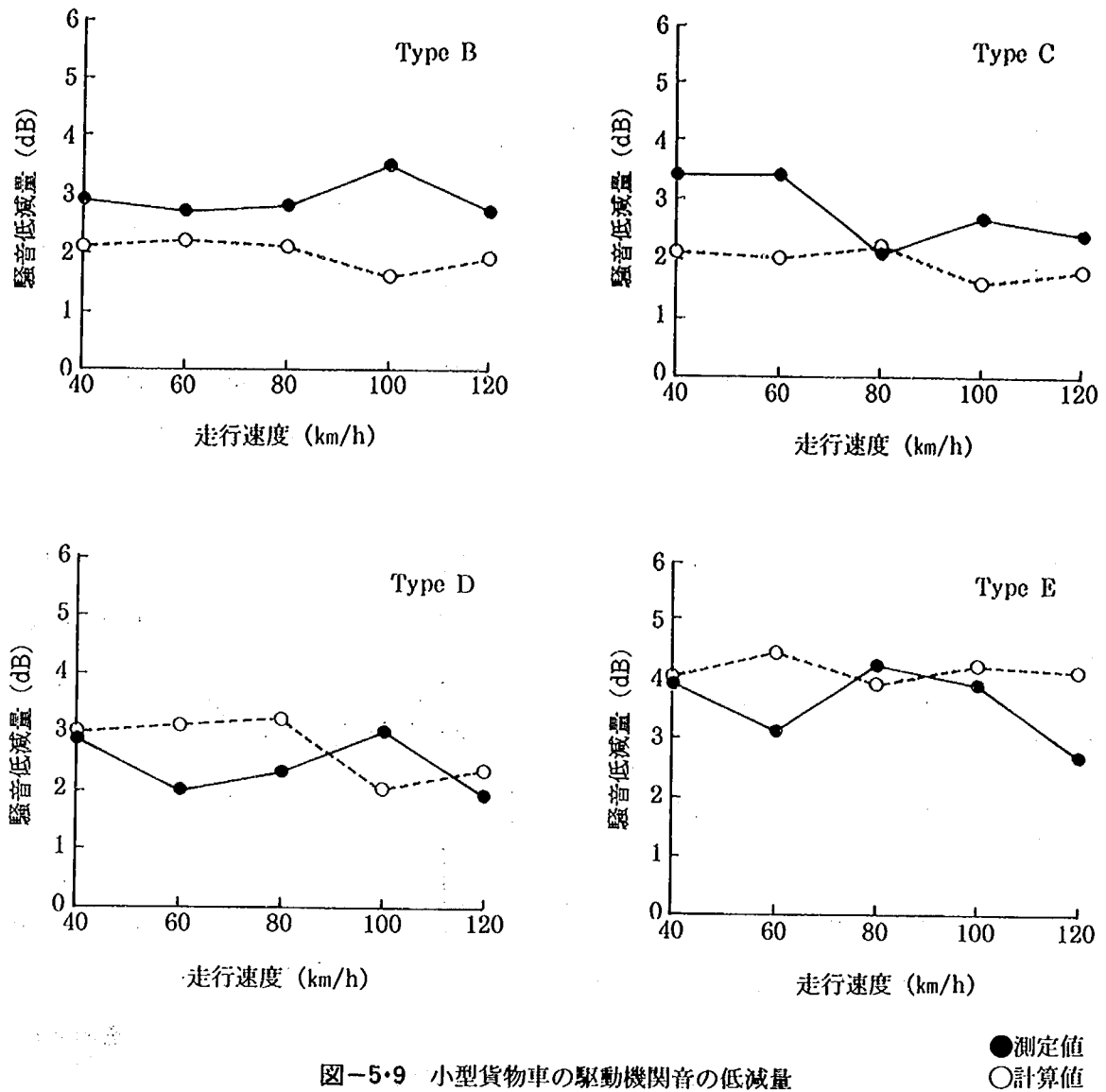


図-5・9 小型貨物車の駆動機関音の低減量

定の値となっている。さらに、走行速度40km/hから60km/hにかけての低減傾向も共通している。測定値と計算値の差は、走行速度80km/h以下では、計算値が測定値を上回っているが、走行速度100km/h以上ではType Eを除けば1 dB以内となっている。

図-5・13によれば、大型貨物車のその他のタイヤ音+空力音の計算値はすべての排水性舗装で走行速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音の測定値は、Type Bを除けば、走行速度80km/hまでは増加しているが、走行速度100km/h以上ではほぼ一定の値となっている。一方、Type Bは走行速度に関係なくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音は、走行速度が低い領域ではその他のタイヤ音が、走行速度が高い領域では空力音が卓越するものと考えられる。Type Bは他の排水性

舗装に比べると空隙率が低く、その他のタイヤ音の発生を増大させる表面の凹凸も比較的小さいことが、このような測定値の傾向に差が生じた要因であると推察される。

乗用車及び小型貨物車では、走行速度80km/h以下では、計算値が測定値よりも大きくなる傾向になるが、走行速度100km/h以上では、計算値と測定値がほぼ一致している。大型貨物車では、Type C及びType Dの一部のデータを除けば、計算値と測定値はほぼ一致している。

前述したモデルの空力音に対する適合性が高いことを考慮すると、走行速度が高くなるに連れてその他のタイヤ音+空力音に占める空力音の寄与が大きくなり、計算値の適合性が高くなるものと考えられる。トレッドパターンエアポンピング音あるいはトレッドパター

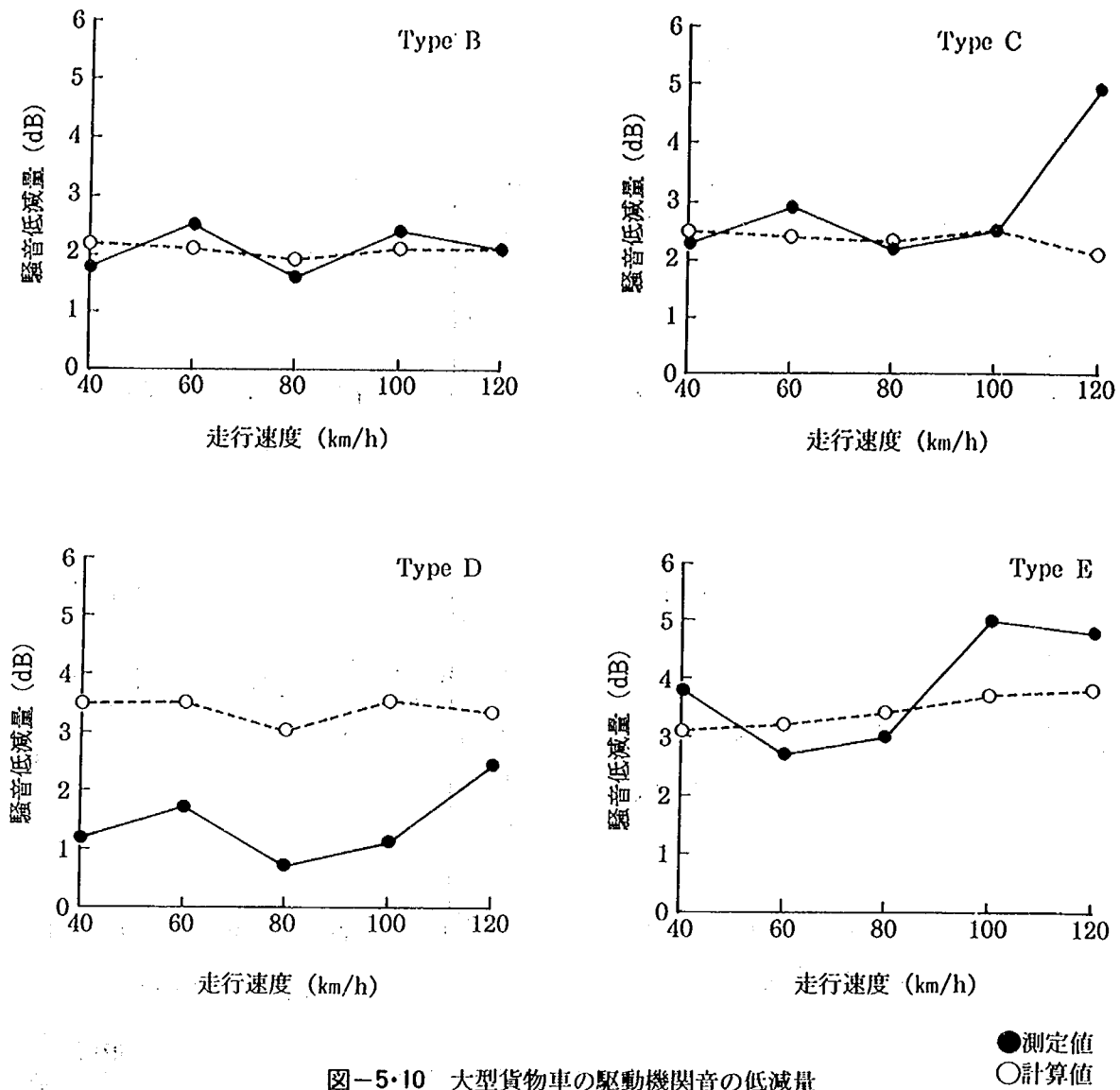


図-5・10 大型貨物車の駆動機関音の低減量

ン加振音は、タイヤ騒音の中の周波数の高い成分から構成されており、排水性舗装の舗装面のテクスチャーの影響を受けて、低減することがわかっている。一方その他のタイヤ音は、主にタイヤ音の中の周波数の低い成分である。第4章の惰性走行騒音の周波数の低い部分が密粒舗装よりも上昇していたこと(図-4・12参照)から判断して、その他のタイヤ音はトレッドパターンエアポンピング音やトレッドパターン加振音とは逆に排水性舗装によって増大していると考えられる。したがって、その他のタイヤ音の寄与が大きな走行速度の低い領域では、その他のタイヤ音+空力音に対する本モデルの適合性がよくないものと推察される。

5.5 まとめ

(1) 発生要因別自動車騒音の分離

1) 乗用車：(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、走行速度80~100km/h程度までは次第に低減しているが、それ以上では一定となっている。(b)惰性走行騒音、(c)、(d)その他のタイヤ音+空力音についても同様の傾向が見られる。(e)駆動機関音、(f)トレッドパターンエアポンピング音、(g)トレッドパターン加振音については、走行速度とともに増加している。(e)駆動機関音は、走行速度が100km/h以上では一定となっている。その他の騒音発生要因である(f)トレッドパターンエアポンピング音と(g)トレッドパターン加振音では、特定の増加傾向が見られない。

排水性舗装による定常走行騒音の低減量は0~5

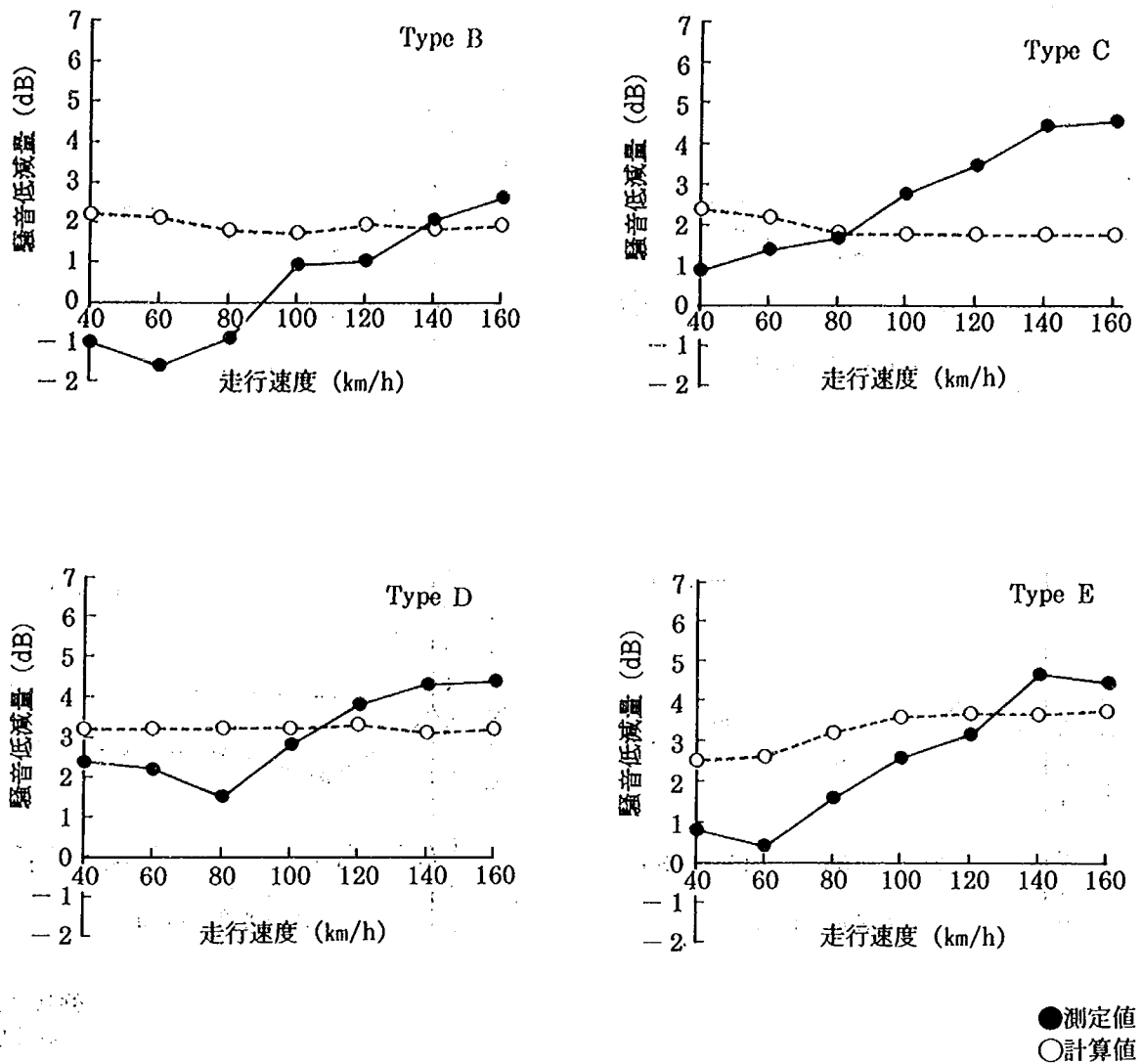


図-5・11 乗用車のその他のタイヤ音+空力音の低減量

dBであり、走行速度が高くなるに連れて大きくなる。Type Bの排水性舗装が、他の排水性舗装に比べると騒音低減量が小さいことを除けば、空隙率及び舗装厚による騒音低減量に顕著な差はみられない。

密粒舗装に対する騒音低減量を発生要因別に見ると次のようになる。

駆動機関音	3～7dB
トレッドパターンエアポンピング音	0～15dB
トレッドパターン加振音	1～12dB
その他のタイヤ音+空力音	-2～4dB

密粒舗装の走行速度80km/h以下では、駆動機関音・トレッドパターンエアポンピング音・トレッドパターン加振音・その他のタイヤ音+空力音の寄与はほぼ同じであるが、走行速度100km/h以上になると、その他のタイヤ音+空力音の寄与が卓越する。

上記に示した要因の騒音低減量は、定常走行騒音と同様に速度依存性が見られる。よって、走行速度80km/h以下では、トレッドパターンエアポンピング音とトレッドパターン加振音が、走行速度100km/h以上では、その他のタイヤ音+空力音が騒音低減の主要な要因である。

2) 小型貨物車：(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、走行速度60km/h以上では次第に低減している。(b)惰性走行騒音については、走行速度の上昇とともにその増加率が低減している。(c)、(d)その他のタイヤ音+空力音については、走行速度が100km/h以下では増加率が一定である。(e)駆動機関音は、走行速度が40km/hと60km/hでほぼ等しいのは、使用している変速機の変速段が40km/hと60km/h以上では、異なるためであると考えられる。(f)トレッド

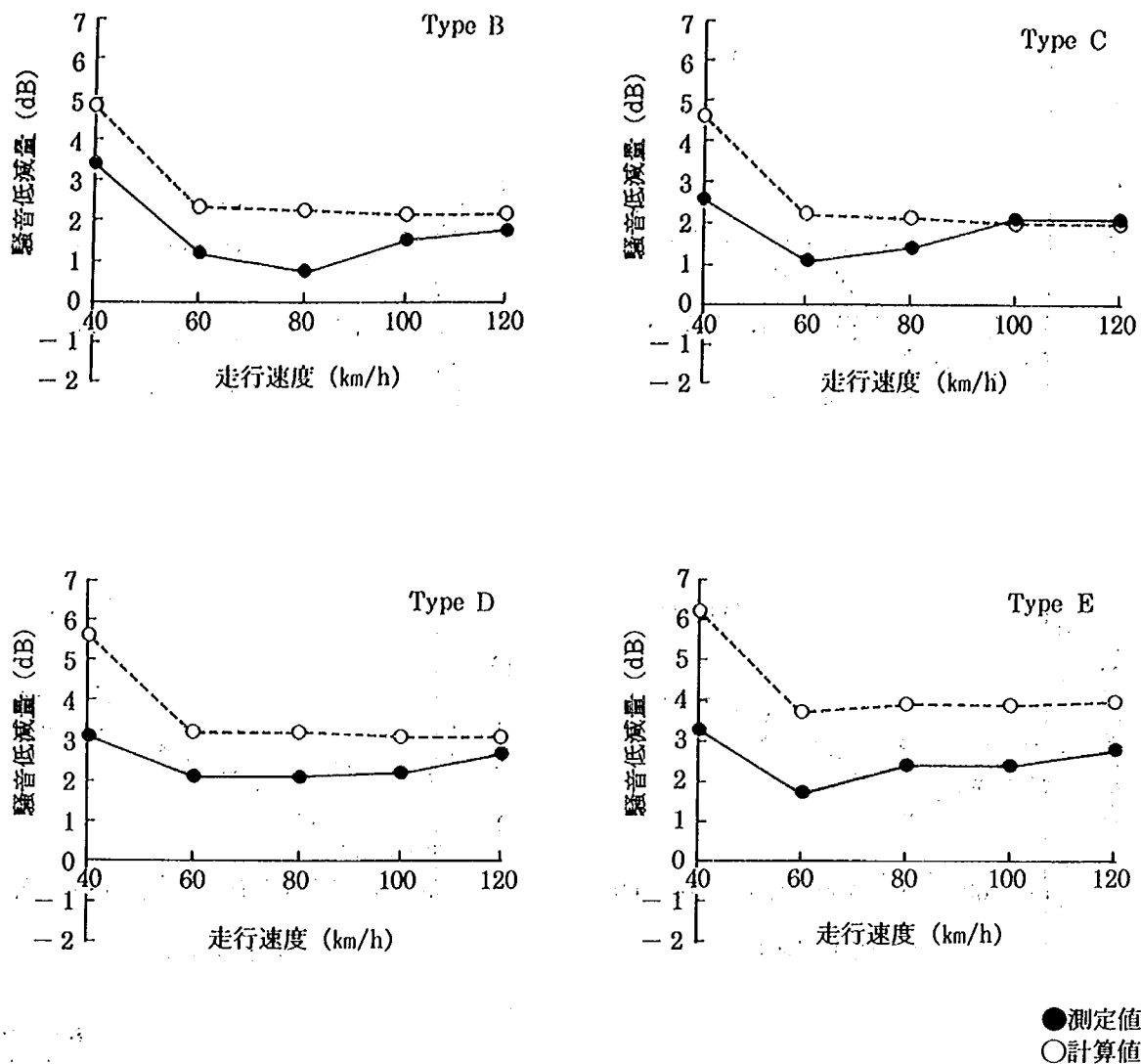


図-5.12 小型貨物車のその他のタイヤ音+空力音の低減量

ドパターンエアポンピング音は走行速度とともに増加している。また、その増加率は密粒舗装の場合、走行速度の増大とともに低下しているが、排水性舗装ではほぼ一定である。(g)トレッドパターン加振音は有効なデータが十分得られていないので、走行速度との明確な傾向は見られない。

排水性舗装による騒音低減量は2～4 dBであり、空隙率の違いによる差は顕著には表れていない。しかし、Type CとType Eの排水性舗装を比較すると、舗装厚増による1～2 dB程度の効果がみられる。

密粒舗装に対する騒音低減量を発生要因別に見ると次のようになる。

駆動機関音 2～5 dB
 トレッドパターンエアポンピング音 1～10 dB
 トレッドパターン加振音 -4～9 dB

その他のタイヤ音+空力音 1～3 dB

密粒舗装の走行速度80 km/h以下では、駆動機関音の定常走行騒音に対する寄与が卓越しているが、走行速度100 km/h以上では、その他のタイヤ音+空力音も駆動機関音と同程度の寄与を持つようになる。

トレッドパターンエアポンピング音は、騒音低減量は大きいですが、他の発生要因に比べると定常走行騒音に対する寄与が比較的小さいので、主要な騒音低減要因ではない。

3) 大型貨物車：(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、密粒舗装ではほぼ一定であるが、排水性舗装の場合には、走行速度100 km/h以下の増加率が走行速度100 km/h以下の増加率よりも大きい。(b)惰性走行騒音は、走行速度の上昇とともにその増加率が低減している。特に排水性舗装ではその増

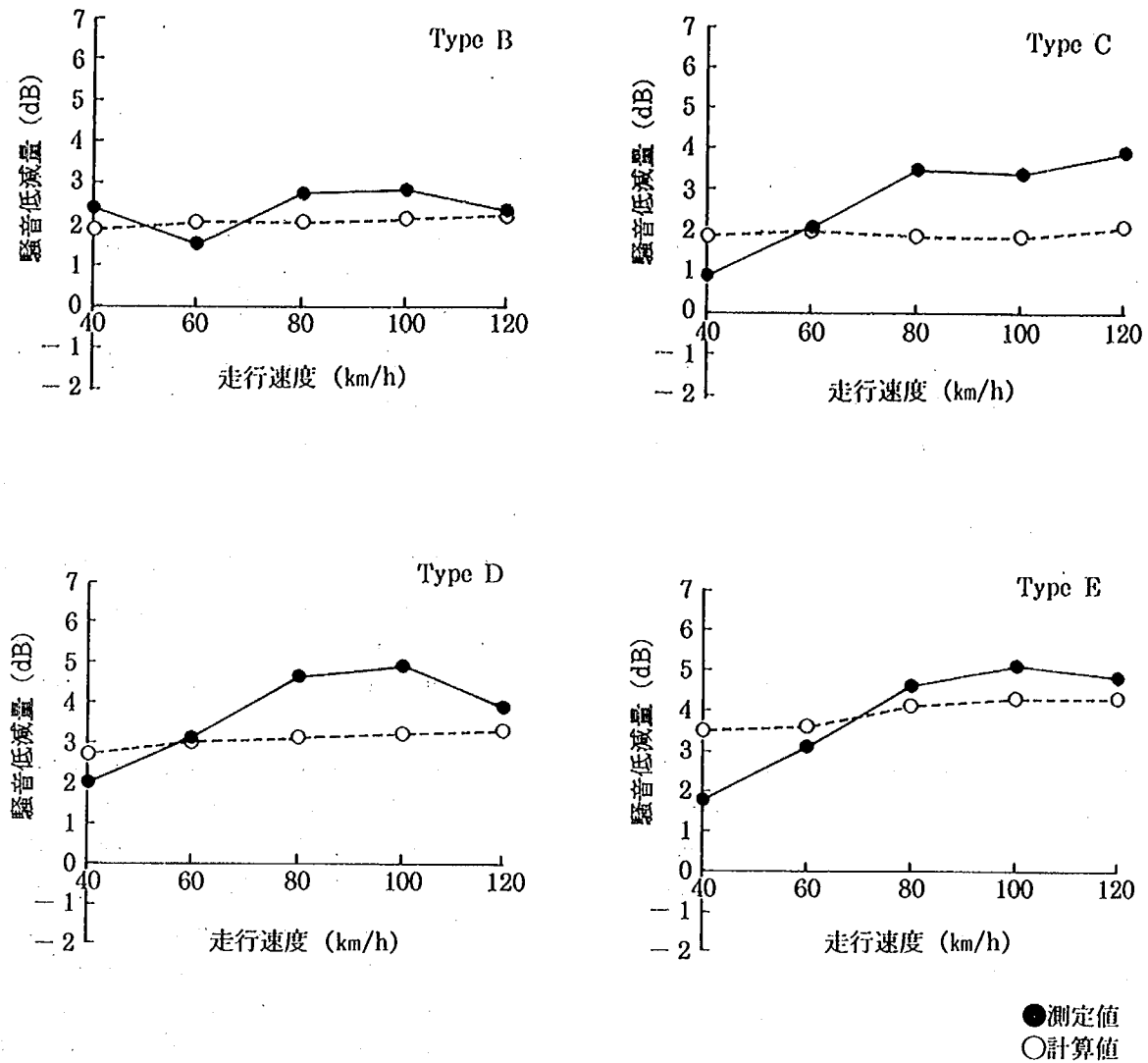


図-5.13 大型貨物車のその他のタイヤ音+空力音の低減量

加率の低減量が大きいの、走行速度が大きくなるほど密粒舗装と排水性舗装の恣性走行騒音の差が大きくなっている。同様の傾向が(c)及び(d)その他のタイヤ音+空力音に見られる。(e)駆動機関音は、舗装の種別に係わりなく、走行速度の上昇とともに増加している。その増加率が走行速度80km/h以下と走行速度80km/h以上で異なるのは、小型貨物車の場合と同様に、変速機の変速段の影響によるものと考えられる。(f)トレッドパターンエアポンピング音は走行速度とともに増加している。また、その増加率は密粒舗装及び排水性舗装ともにほぼ一定である。(g)トレッドパターン加振音は、走行速度とともに増大している。しかし、その増加率は走行速度が大きくなるほど低減する傾向が見られる。

排水性舗装による騒音低減量は2～5 dBである。

舗装厚及び空隙率の違いによる騒音低減量に与える効果は、小型貨物車と同様であり、それぞれ1～2 dB及び無視できる程度である。

駆動機関音 1～5 dB

トレッドパターンエアポンピング音 1～18 dB

その他のタイヤ音+空力音 1～5 dB

密粒舗装の走行速度80km/h以下では、駆動機関音とその他のタイヤ音+空力音の定常走行騒音に対する寄与が卓越しているが、走行速度100km/h以上では、これらの要因に加えてトレッドパターンエアポンピング音の定常走行騒音に対する寄与も大きくなっている。したがって、走行速度80km/h以下では駆動機関音とその他のタイヤ音+空力音が、走行速度100km/h以上では、これらの要因に加えてトレッドパターンエアポンピング音も定常走行騒音の低減の主要な要因となっ

ている。

なお、トレッドパターン加振音の特性走行騒音に対する寄与は、ほとんど測定することができていない。

(2) 垂直入射吸音の測定

密粒舗装では、周波数に係わりなくほぼ一定で、その大きさは0.1~0.2程度となっている。一方厚さ5cmの排水性舗装では、周波数125~160Hz、300Hz、630~800Hz、3kHzで吸音率のピークが見られる。吸音率のピークは空隙率が大きいほど大きくなる傾向が見られる。また、周波数1kHz以下では、空隙率が高くなるほど吸音率は高くなる傾向がみられる。1kHz以上の周波数では、Type Bを除けば大きな差がみられなかった。また、舗装厚の違いによる吸音効果の変化は、Type CとType Eを比較することによってわかる。舗装厚が10cmと場合には、吸音率のピークは周波数125Hz、500Hz、3kHzに見られる。また吸音率のピークの値及びピークの周辺の吸音率が、周波数が高くなるにつれて大きくなる傾向が見られる。

一般の吸音材料や吸音構造は、基本的には多孔質型・共鳴器型・板(膜)振動型に分類される。排水性舗装の物理的な構造及び垂直入射吸音率の周波数特性から判断すると、排水性舗装は多孔質型+共鳴器型の複合特性を有し、多孔質型の特性よりも共鳴器型の特性の方が勝っているものと考えられる。

(3) 吸音効果による騒音低減量の検討

本論文は、拡散モデルを提案し、駆動機関音とその他のタイヤ音+空力音の低減量に拡散モデルを適用した。

小型貨物車及び大型貨物車の駆動機関音に対して、このような計算方法を適用した結果、以下に示す事柄が明らかになった。

小型貨物車の駆動機関音の計算値は、どの排水性舗装についても速度に係わりなくほぼ一定の値を取っている。駆動機関音の測定値は、走行速度に係わりなくほぼ一定の値を取るもの(Type B/Type D)と走行速度が上昇するにつれて減少するような傾向を持つもの(Type C/Type E)とに分けられる。駆動機関音の測定値は、計算値に比べると全般的に変動の幅が大きい。測定値と計算値の差は、Type Bの走行速度100km/hのデータを除けばほぼ1dB以内となっている。

大型貨物車の駆動機関音の計算値は、速度に係わりなくほぼ一定の値を取るもの(Type B/Type C/Type D)と速度の上昇とともに増加するものに分けられる。駆動機関音の測定値は全般的に速度に係わりなくほぼ一定の値をとるもの(Type B/Type C/Type D)と走

行速度が上昇するにつれて増加するもの(Type E)に分けられる。駆動機関音の測定値は、計算値に比べると全般的に変動の幅が大きい。測定値と計算値の差は、Type Cの走行速度120km/hのデータ及びType Dの走行速度40~100km/hのデータを除けばほぼ1dB以内となっている。

乗用車のその他のタイヤ音+空力音の計算値は全般的にはすべての排水性舗装でも速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音の測定値は、走行速度の上昇とともに増加する傾向がすべての排水性舗装で見られる。測定値と計算値の差は、走行速度100km/h以下では、計算値が測定値を上回っているが、走行速度120km/h以上では、1dB以内となっている。

小型貨物車のその他のタイヤ音+空力音の計算値はすべての排水性舗装で全般的に走行速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。ただし、走行速度40km/hから60km/hにかけては、すべてに共通して低減している。

その他のタイヤ音+空力音の測定値も計算値と同様にすべての排水性舗装で走行速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。さらに、走行速度40km/hから60km/hにかけての低減傾向も共通している。測定値と計算値の差は、走行速度80km/h以下では、計算値が測定値を上回っているが、走行速度100km/h以上ではType Eを除けば1dB以内となっている。

大型貨物車のその他のタイヤ音+空力音の計算値はすべての排水性舗装で走行速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音の測定値は、Type Bを除けば、走行速度80km/hまでは増加しているが、走行速度100km/h以上ではほぼ一定の値となっている。一方、Type Bは走行速度に関係なくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音は、走行速度が低い領域ではその他のタイヤ音が、走行速度が高い領域では空力音が卓越するものと考えられる。Type Bは他の排水性舗装に比べると空隙率が低く、その他のタイヤ音の発生を増大させる表面の凹凸も比較的小さいことが、このような測定値の傾向に差が生じた要因であると推察される。

第6章 結 論

(1) 一般道路における騒音測定データからの検討

1) 既存文献の中には、Lucquiaud⁴⁷⁾のように、「排

水性舗装の騒音低減効果は主にその吸音特性によるものである。」とするものと、Sandberg⁴⁹⁾あるいはUllrich⁴⁸⁾のように「排水性舗装の騒音低減効果の主要な要因は、タイヤ音のうちのエアポンピング音の低減と吸音効果によるものである」あるいは「垂直入射吸音率の結果からだけでは、空隙率が25%の排水性舗装でも2dBを超える騒音低減効果は見込めないで、吸音効果は排水性舗装の主要な要因ではなく、タイヤ音の周波数分析結果から、排水性舗装ではタイヤの振動による低中周波数領域の騒音は増加するが、エアポンピング音とみられる高周波数領域の騒音低減がみられた」とするものもある。

以上のような既存知見から判断して、排水性舗装の騒音低減効果としては、排水性舗装の多孔質な構造によりもたらされる吸音効果によるものと、タイヤ音の発生の低減効果によるものを考慮する必要があると思われる。

2) 排水性舗装の吸音率には以下に示すような特徴が見られる。周波数が1kHz以上では、すべての舗装で周波数の増大とともに吸音率が増加していることがわかる。このような傾向は、一般的な多孔質吸音材料に見られるものである。また、この領域では全般的に空隙率が大きい舗装ほど吸音率が高くなる傾向がうかがえる。特に空隙率5%と10%の舗装が吸音率の低いグループを形成し、15%以上の空隙率を有する3種類の舗装が、吸音率の高いグループを形成している。一方、周波数が1kHz以下では、周波数が300~600Hz付近に吸音率のピークを有する特徴が見られる。吸音率のピークの大きさ及びそのピークが現れる周波数によって分類すると、3つのグループに分けられる。第一は、空隙率5%の密粒舗装である。周波数500Hz付近に大きさは0.2程度の吸音率のピークが見られる。第二は、空隙率10%及び15%の排水性舗装である。周波数300Hz付近に0.4程度の吸音率のピークが見られる。第三は、空隙率20%及び25%の排水性舗装である。周波数500Hz付近に0.7~0.9程度の吸音率のピークが見られる。排水性舗装の構造を考慮すると、この部分は共鳴器型吸音材料の傾向を示していると考えられる。以上をまとめると、排水性舗装は密粒舗装よりも全般的に吸音率が高く、高い周波数領域では共鳴器型吸音材料と高い周波数領域では多孔質吸音材料の特徴を有する複合型吸音材料であると考えられる。

3) 動摩擦係数は走行速度に係わりなく、密粒舗装に比べると排水性舗装の方が20%程度大きいことがわかった。エンジン音は、エンジンの出力エネルギーの損失

形態の一部であり、出力エネルギーに比例するものと仮定する。すると、動摩擦係数が大きくなることによって走行抵抗は増大し、エンジンの出力エネルギーは大きくなり、音響エネルギーも20%程度増加することになる。これを音圧レベルに変換すると、約0.8dBの増加になる。このように、排水性舗装の場合、その動摩擦係数が密粒舗装よりも若干高いので、エンジン音に対して負の騒音低減効果を生じる可能性がある。

4) O'Connor³⁸⁾は、「路面が滑らかなほどトレッドパターンエアポンピング音が支配的であるが、路面が粗くなるに従って、トレッドの振動によって発生する騒音が支配的になる」といっている。また、Sandberg³⁹⁾⁻⁴¹⁾は、「路面のマイクロテクスチャーの増大により、低中周波数領域ではタイヤ音は小さくなるが、高周波数領域では大きくなる。また、マクロテクスチャーの増大により、低中周波数領域ではタイヤ音は大きくなるが、高周波数領域では小さくなる。」と結論づけている。エアポンピング音はトレッドの振動音等に比べると全般的に高い周波数領域にあらわれるので、O'Connor³⁸⁾とSandberg³⁹⁾⁻⁴¹⁾の結論には、整合性がある。したがって、通常の舗装の路面に比べると表面が粗い排水性舗装では、「トレッドパターンエアポンピング音」は小さくなる可能性がある。逆に、「タイヤ音」のうち、「トレッドパターン加振音」や「トレッドパターン加振音以外の振動音」は、大きくなる可能性がある。

5) 通常の舗装上を惰性走行する場合、乗用車・小型貨物車では周波数500Hzよりも高い周波数が卓越しているのに対して、大型貨物車ではそれよりも低い周波数が卓越している。また、排水性舗装上を惰性走行する場合、その騒音低減効果は周波数が500Hz以上の部分に現れており、それ以下の周波数では密粒舗装に比べて差がないかあるいは密粒舗装よりも高くなっている部分もある。

車両が走行速度60km/h程度で惰性走行する時に測定される騒音は、タイヤ音と見なすことができる。タイヤ音のうち周波数の低い部分はタイヤ全体の振動音によるものであり、周波数の高い部分はタイヤのトレッドパターンによって生じるトレッドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音が支配的である。したがって、タイヤ音に対する騒音低減効果は、後者に対して大きく、前者に対しては効果が少ないかあるいは負の効果を有する可能性が推察される。

密粒舗装上を定常走行する場合、惰性走行との差は乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順に大きくなる。特に、小型貨物車と大型貨物車では周波数が500Hzよ

りも低い部分の騒音レベルの上昇が大きい。しかし、小型貨物車と大型貨物車のこの部分における排水性舗装による騒音低減効果は、惰性走行の時に比べると若干改善されているように見える。

周波数が500Hzよりも低い部分を見ると、乗用車には惰性走行に比べてあまり変化が見られない。小型貨物車と大型貨物車では、密粒舗装と排水性舗装の騒音レベルの差が惰性走行時の差に比べると小さくなっている。したがって、周波数が500Hz以上のエンジン音に対する排水性舗装の騒音低減量は、タイヤのトレッドパターンによって生じるトレッドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音の低減量よりも小さいことが推察される。

密粒舗装との騒音レベルの差は、車種及び走行形態に係わりなく、排水性舗装の騒音低減効果はほぼ500Hz以上の周波数領域にあらわれており、それ以下の領域では効果があまりないか、逆に騒音レベルが高くなっている。したがって、排水性舗装には、先にも示したように騒音を低減させる要因もあれば、逆に騒音を増加させる要因もあり、両方の要因による差引の結果、自動車騒音の低減が見込まれる可能性のあることを示している。

6) 騒音レベルとしては、 L_{50} よりも L_{eq} の騒音低減量が小さいことがわかる。騒音測定時の大型車混入率は20~30%程度であったので、 L_{50} は交通量が多い小型車（乗用車あるいは小型貨物車が含まれる）の騒音レベルの影響を受けるが、逆に、 L_{eq} は大型車（大型貨物車が含まれる）の騒音レベルの影響を強く受ける。したがって、 L_{50} に比べて L_{eq} の騒音低減効果が小さいという結果は、「単独走行車両の騒音測定」において得られた「排水性舗装の騒音低減効果は、乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順に大きい。」という推察の妥当性を裏付けるものである。排水性舗装の騒音低減効果は、乗用車・小型貨物車・大型貨物車の順で大きく、「タイヤ音」の寄与の大きな車種に対して大きくなる。

7) 「単独走行車両の騒音測定」と同様に排水性舗装の騒音低減効果はほぼ500Hz以上の周波数領域にあらわれており、それ以下の領域では効果があまりないか、逆に騒音レベルが高くなっていることが分かる。

先に示した、試験車両のピーク騒音レベルの周波数分析結果と同様の周波数特性の結果を示している。この原因としては、周波数の低い領域では、タイヤ音のうちタイヤ全体の振動音が増大し、周波数の高い領域では、タイヤのトレッドパターンによって生じるトレッ

ドパターン加振音及びトレッドパターンエアポンピング音の大きな騒音低減が生じていることが推察される。

(2) 舗装の吸音特性に関する検討

1) 「直接波と反射波の相関をとる方法」により、斜め入射吸音率を測定した。グラスウールの場合、低周波領域を除けば、妥当な値が測定されているが、密粒アスファルト混合物供試体では、ほとんどの周波数で斜め吸音率がマイナスの値となり、吸音率として評価できるようなデータを得ることができなかった。入射角を変化させても同様な結果となった。さらに、他の開粒度アスファルト混合物供試体の場合も同様の結果となった。

2) 「パルス音の反射を用いる方法」により、斜め入射吸音率を測定した。密粒舗装のデータを見ると斜め入射吸音率は0~0.4の範囲に収まっている。他の排水性舗装の比ると斜め入射吸音率の周波数による変動範囲が狭い傾向がうかがえる。空隙率10%と空隙率15%の排水性舗装の斜め入射吸音率は全体的に似た傾向を示している。周波数1~2kHzの斜め入射吸音率が周波数2~8kHzの斜め入射吸音率よりも大きい傾向がうかがえる。空隙率20%の排水性舗装では、空隙率10%と空隙率15%の排水性舗装に比べて周波数2~8kHzの斜め入射吸音率が周波数1~2kHzの斜め入射吸音率よりも大きくなっている。空隙率25%の排水性舗装の斜め入射吸音率は空隙率15%の斜め入射吸音率のものに似た傾向を示している。

排水性舗装の斜め入射吸音率を直接測定した報告例は非常に少なく、その点で本データは周波数が1kHz限定されてはいるものの、ある程度評価できる値が得られているのではないかと思われる。全般的には入射角度が大きくなるにつれて、斜め入射吸音率は大きくなることがわかる。また、舗装の空隙率が大きくなるにつれて、斜め入射吸音率は概ね大きくなることがわかる。しかしながら、道路交通騒音の低減量を評価するには、周波数領域がより広く、入射角度が大きい場合（入射角80度以上）の斜め入射吸音率が必要になるので、他の方法で斜め入射吸音率を得る必要がある。

3) ノーマル比音響インピーダンスからの各種吸音率を推定した。密粒舗装の残響室法吸音率は全般的に周波数の増加とともに増大する傾向を有している。周波数600Hz付近にピークが現れている。ランダム入射吸音率も残響室法吸音率と同様に周波数の増加とともに増大する傾向が見られる。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は0.1以内であり、ほぼ一致していると考えられる。

空隙率10%の排水性舗装の残響室法吸音率は、周波数800Hz付近までは、周波数の増加とともに増大する傾向を有しているが、周波数800Hz以上ではほぼ横遣いとなっている。ランダム入射吸音率は周波数300~500Hz付近でピークを有しているが、500~1.2kHzまでは周波数の増加とともに減少し、1.2kHz以上の周波数では再び増大している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は0.2以内であり、ほぼ一致していると考えられる。

空隙率15%の排水性舗装の残響室法吸音率は周波数800Hz付近に極大値（吸音率0.5）、周波数2kHz付近に極小値（吸音率0.4）を有している。ランダム入射吸音率は周波数300Hz付近に極大値（吸音率0.5）、周波数800Hz付近に極小値（吸音率0.2）を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、残響室法吸音率の極大値とランダム入射吸音率の極小値がほぼ一致する周波数800Hz付近で0.3程度で最大となっており、ランダム入射吸音率の周波数300Hzの極大値付近でも0.2程度の差となっている。しかし、両者はそれ以外ではほぼ一致している。

空隙率20%の排水性舗装の残響室法吸音率は周波数600Hz付近に極大値（吸音率0.7）、周波数1.2kHz付近に極小値（吸音率0.4）を有している。ランダム入射吸音率は周波数500Hz付近に極大値（吸音率0.6）、周波数1.2kHz付近に極小値（吸音率0.2）を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、互いの極大値の周波数が若干ずれているために、その極大値の近辺で大きくなっている。しかし、全体的にはほぼ一致していると考えられる。

空隙率25%の排水性舗装の残響室法吸音率は周波数1kHz付近に極大値（吸音率1.0）、周波数2kHz付近に極小値（吸音率0.4）を有している。ランダム入射吸音率は周波数600Hz付近に極大値（吸音率0.8）、周波数1.2kHz付近に極小値（吸音率0.3）を有している。残響室法吸音率とランダム入射吸音率の差は、空隙率20%の排水性舗装と同様に、互いに極大値の周波数のずれによって生じている。この周波数のずれにより、極大値付近の差が大きくなることを除けば、ほぼ一致していると見なすことができる。

全般的に、ランダム入射吸音率及び残響室法吸音率は斜め右上がりであり、部分的に吸音率のピーク及びディップを有していることがわかる。空隙率の増加とともに斜め右上がりの傾斜が大きくなっており、全般的に吸音率が増大することがわかる。また、空隙率の上昇とともに、吸音率のピーク及びディップの大きさ

が大きくなっている。ただし、空隙率の違いによるピーク及びディップの周波数に大きな違いは見られない。統計吸音率と残響室法吸音率にかなりよい適合性があることがわかるので、排水性舗装を局所作用的材料と見なすことのできる事が明らかになったと考えられる。

4) 吸音効果による自動車騒音低減量を簡単なモデルによって推定した。乗用車の場合、空隙率が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15%の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量が一定であるが、空隙率20及び25%の排水性舗装では走行速度が上昇するにつれて騒音低減量が小さくなる傾向がうかがえる。小型貨物車の場合も、乗用車の場合と同様に空隙率が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15%の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量がほぼ一定であり、空隙率20及び25%の排水性舗装でも走行速度の変化による騒音低減量の変化は小さい。大型貨物車の場合も、乗用車の場合と同様に空隙率が大きくなるほどピーク騒音レベルの低減量は大きくなる。空隙率10及び15%の排水性舗装では速度に係わりなく騒音低減量がほぼ一定であり、空隙率20及び25%の排水性舗装では走行速度の上昇によって騒音低減量が増加する傾向が見られる。

全体を通じては、排水性舗装の空隙率が高くなる程、騒音低減量は増加している。空隙率が10%と15%では、騒音低減量が0.1~0.4dBとなり、空隙率が20%と25%では、騒音低減量は0.6~1.0dBとなる。したがって、吸音効果のみによる騒音低減量は、0.1~1.0dBの範囲内にあり、既存文献^{1,5,13-18}に報告されている吸音効果を含めたすべての要因による騒音低減量が1~6dBであるのに比べると非常に小さい。したがって、排水性舗装の騒音低減効果のうち吸音効果による寄与分が比較的小さいか、あるいは構築したモデルが実際の騒音伝搬を再現するのに不十分であるかのいずれかの原因によるものと考えられる。ただし、(3)で得られた吸音効果による騒音レベルの低減量の試算結果は過小評価である。試算モデルの改良を第5章で行い、実測値との適合性についても検討を加えている。

(3) 試験走路における騒音測定データからの検討

1) 測定データを用いて、発生要因別自動車騒音の分離を行った。乗用車の場合、(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、走行速度80~100km/h程度までは次第に低減しているが、それ以上では一定となっている。(b)惰性走行騒音、(c)、(d)その

他のタイヤ音+空力音についても同様の傾向が見られる。(e)駆動機関音、(f)トレッドパターンエアポンピング音、(g)トレッドパターン加振音については、走行速度とともに増加している。(e)駆動機関音は、走行速度が100km/h以上では一定となっている。その他の騒音発生要因である(f)トレッドパターンエアポンピング音と(g)トレッドパターン加振音では、特定の増加傾向が見られない。

排水性舗装による定常走行騒音の低減量は0～5dBであり、走行速度が高くなるに連れて大きくなる。Type Bの排水性舗装が、他の排水性舗装に比べると騒音低減量が小さいことを除けば、空隙率及び舗装厚による騒音低減量に顕著な差はみられない。

密粒舗装に対する騒音低減量を発生要因別に見ると次のようになる。

駆動機関音	3～7dB
トレッドパターンエアポンピング音	0～15dB
トレッドパターン加振音	1～12dB
その他のタイヤ音+空力音	-2～4dB

密粒舗装の走行速度80km/h以下では、駆動機関音・トレッドパターンエアポンピング音・トレッドパターン加振音・その他のタイヤ音+空力音の寄与はほぼ同じであるが、走行速度100km/h以上になると、その他のタイヤ音+空力音の寄与が卓越する。

上記に示した要因の騒音低減量は、定常走行騒音と同様に速度依存性が見られる。よって、走行速度80km/h以下では、トレッドパターンエアポンピング音とトレッドパターン加振音が、走行速度100km/h以上では、その他のタイヤ音+空力音が騒音低減の主要な要因である。

小型貨物車の場合、(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、走行速度60km/h以上では次第に低減している。(b)惰性走行騒音については、走行速度の上昇とともにその増加率が低減している。(c)、(d)その他のタイヤ音+空力音については、走行速度が100km/h以下では増加率が一定である。(e)駆動機関音は、走行速度が40km/hと60km/hでほぼ等しいのは、使用している変速機の変速段が40km/hと60km/h以上では、異なるためであると考えられる。(f)トレッドパターンエアポンピング音は走行速度とともに増加している。また、その増加率は密粒舗装の場合、走行速度の増大とともに低下しているが、排水性舗装ではほぼ一定である。(g)トレッドパターン加振音は、有効なデータが十分得られていないので、走行速度との明確な傾向は見られない。

排水性舗装による騒音低減量は2～4dBであり、空隙率の違いによる差は顕著には表れていない。しかし、Type CとType Eの排水性舗装を比較すると、舗装厚増による1～2dB程度の効果がみられる。

密粒舗装に対する騒音低減量を発生要因別に見ると次のようになる。

駆動機関音	2～5dB
トレッドパターンエアポンピング音	1～10dB
トレッドパターン加振音	-4～9dB
その他のタイヤ音+空力音	1～3dB

密粒舗装の走行速度80km/h以下では、駆動機関音の定常走行騒音に対する寄与が卓越しているが、走行速度100km/h以上では、その他のタイヤ音+空力音も駆動機関音と同程度の寄与を持つようになる。

トレッドパターンエアポンピング音は、騒音低減量は大きい、他の発生要因に比べると定常走行騒音に対する寄与が比較的小さいので、主要な騒音低減要因ではない。

大型貨物車の場合、(a)定常走行騒音は、走行速度とともに増加する。その増加率は、密粒舗装ではほぼ一定であるが、排水性舗装の場合には、走行速度100km/h以下の増加率が走行速度100km/h以下の増加率よりも大きい。(b)惰性走行騒音は、走行速度の上昇とともにその増加率が低減している。特に排水性舗装ではその増加率の低減量が大きいので、走行速度が大きくなるほど密粒舗装と排水性舗装の惰性走行騒音の差が大きくなっている。同様の傾向が(c)及び(d)その他のタイヤ音+空力音に見られる。(e)駆動機関音は、舗装の種別に係わりなく、走行速度の上昇とともに増加している。その増加率が走行速度80km/h以下と走行速度80km/h以上で異なるのは、小型貨物車の場合と同様に、変速機の変速段の影響によるものと考えられる。(f)トレッドパターンエアポンピング音は走行速度とともに増加している。また、その増加率は密粒舗装及び排水性舗装ともにほぼ一定である。(g)トレッドパターン加振音は、走行速度とともに増大している。しかし、その増加率は走行速度が大きくなるほど低減する傾向が見られる。

排水性舗装による騒音低減量は2～5dBである。舗装厚及び空隙率の違いによる騒音低減量に与える効果は、小型貨物車と同様であり、それぞれ1～2dB及び無視できる程度である。

駆動機関音	1～5dB
トレッドパターンエアポンピング音	1～18dB
その他のタイヤ音+空力音	1～5dB

密粒舗装の走行速度80km/h以下では、駆動機関音とその他のタイヤ音+空力音の定常走行騒音に対する寄与が卓越しているが、走行速度100km/h以上では、これらの要因に加えてトレッドパターンエアポンピング音の定常走行騒音に対する寄与も大きくなっている。したがって、走行速度80km/h以下では駆動機関音とその他のタイヤ音+空力音が、走行速度100km/h以上では、これらの要因に加えてトレッドパターンエアポンピング音も定常走行騒音の低減の主要な要因となっている。

なお、トレッドパターン加振音の特性走行騒音に対する寄与は、ほとんど測定することができていない。

2) 試験走路に施工された舗装の垂直入射吸音を測定した。密粒舗装では、周波数に係わりなくほぼ一定で、その大きさは0.1~0.2程度となっている。一方厚さ5cmの排水性舗装では、周波数125~160Hz、300Hz、630~800Hz、3kHzで吸音率のピークが見られる。吸音率のピークは空隙率が大きいほど大きくなる傾向が見られる。また、周波数1kHz以下では、空隙率が高くなるほど吸音率は高くなる傾向がみられる。1kHz以上の周波数では、Type Bを除けば大きな差がみられなかった。また、舗装厚の違いによる吸音効果の変化は、Type CとType Eを比較することによってわかる。舗装厚が10cmの場合には、吸音率のピークは周波数125Hz、500Hz、3kHzに見られる。また吸音率のピークの値及びピークの周辺の吸音率が、周波数が高くなるにつれて大きくなる傾向が見られる。

一般の吸音材料や吸音構造は、基本的には多孔質型・共鳴器型・板(膜)振動型に分類される。排水性舗装の物理的な構造及び垂直入射吸音率の周波数特性から判断すると、排水性舗装は多孔質型+共鳴器型の複合特性を有し、多孔質型の特性よりも共鳴器型の特性の方が勝っているものと考えられる。

3) 吸音効果による騒音低減量を検討するために、新たに拡散モデルを構築し、駆動機関音と「その他のタイヤ音+空力音」の低減量に対して拡散モデルを適用した。小型貨物車及び大型貨物車の駆動機関音に対して、このような計算方法を適用した結果、以下に示す事柄が明らかになった。

小型貨物車の駆動機関音の計算値は、どの排水性舗装についても速度に係わりなくほぼ一定の値を取っている。駆動機関音の測定値は、走行速度に係わりなくほぼ一定の値を取るもの(Type B/Type D)と走行速度が上昇するにつれて減少するような傾向を持つもの(Type C/Type E)とに分けられる。駆動機関音

の測定値は、計算値に比べると全般的に変動の幅が大きい。測定値と計算値の差は、Type Bの走行速度100km/hのデータを除けばほぼ1dB以内となっている。

大型貨物車の駆動機関音の計算値は、速度に係わりなくほぼ一定の値を取るもの(Type B/Type C/Type D)と速度の上昇とともに増加するものに分けられる。駆動機関音の測定値は全般的に速度に係わりなくほぼ一定の値をとるもの(Type B/Type C/Type D)と走行速度が上昇するにつれて増加するもの(Type E)に分けられる。駆動機関音の測定値は、計算値に比べると全般的に変動幅が大きい。測定値と計算値の差は、Type Cの走行速度120km/hのデータ及びType Dの走行速度40~100km/hのデータを除けばほぼ1dB以内となっている。

乗用車のその他のタイヤ音+空力音の計算値は全般的にはすべての排水性舗装でも速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音の測定値は、走行速度の上昇とともに増加する傾向がすべての排水性舗装で見られる。測定値と計算値の差は、走行速度100km/h以下では、計算値が測定値を上回っているが、走行速度120km/h以上では、1dB以内となっている。

小型貨物車のその他のタイヤ音+空力音の計算値はすべての排水性舗装で全般的に走行速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。ただし、走行速度40km/hから60km/hにかけては、すべてに共通して低減している。

その他のタイヤ音+空力音の測定値も計算値と同様にすべての排水性舗装で走行速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。さらに、走行速度40km/hから60km/hにかけての低減傾向も共通している。測定値と計算値の差は、走行速度80km/h以下では、計算値が測定値を上回っているが、走行速度100km/h以上ではType Eを除けば1dB以内となっている。

大型貨物車のその他のタイヤ音+空力音の計算値はすべての排水性舗装で走行速度に係わりなくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音の測定値は、Type Bを除けば、走行速度80km/hまでは増加しているが、走行速度100km/h以上ではほぼ一定の値となっている。一方、Type Bは走行速度に関係なくほぼ一定の値となっている。その他のタイヤ音+空力音は、走行速度が低い領域ではその他のタイヤ音が、走行速度が高い領域では空力音が卓越するものと考えられる。Type Bは他の排水性舗装に比べると空隙率が低く、その他のタイヤ音の発生を増大させる表面の

凹凸も比較的小さいことが、このような測定値の傾向に差が生じた要因であると推察される。

謝 辞

本研究は、筆者が1991年4月から建設省土木研究所環境部交通環境研究室に勤務して以来の研究成果をとりまとめたものである。また、1983年6月から約3年、北海道大学工学部土木工学科交通工学講座において、1984年から5か年、建設省土木研究所道路部交通環境研究室において、1989年4月から2か年、人事院任用局試験専門官室において学んだことも大きな礎となっている。その間、多くの諸先生、諸先輩の方々から有意義な御指導、御助言など多くの恩恵を賜った。

とりわけ、本研究を取りまとめるにあたって北海道大学工学部の加来照俊教授から常に適切な御指導を賜った。加来教授には、1981年9月の北海道大学工学部土木工学科編入当時から交通工学に関する基礎を講義を通じて御教授いただき、特に1983年6月の交通工学講座移行からは、学士並びに修士号取得にあたり、研究

を行うための基本的な素養を公私を通じて熱心にご指導をいただいた。また、筆者がその後建設省土木研究所に勤務することになったのも加来教授の助言によるところのものである。加来教授には、衷心より深謝の意を表す次第である。

次に、本研究に対して、北海道大学工学部土木工学科の森吉昭博教授からは道路工学的な立場から、同大学同学部同学科の佐藤馨一教授からは交通計画的な立場から、同大学同学部衛生工学科の長谷部正基助教授からは音響学的な面から助言をいただくとともに、多くの御指導を賜った。ここに、諸先生の御指導に対して謹んで感謝の意を表する次第である。

最後に、本研究の中心的部分となっている第6章は、日本道路公団企画部環境対策課との間で2年間（平成4～5年度）にわたって実施された共同研究の初年度における成果がもとになっているが、その実施に御協力いただいた日本道路公団の関係各位に並びに通常の業務活動を通じて多面にわたって御指導いただいている石田 稔氏（元土木研究所環境部交通環境研究室長）に心からお礼申し上げる次第である。

付 騒音測定の手法⁷⁰⁾

1. 緒 言

土木工学では、騒音に関する基本的な事項について学習する機会がほとんどないので、ここでは騒音に関する基本事項を簡単に取りまとめる。

2. 騒 音

音は気圧の微小な変動が大気中を伝搬し、聴器官で検知されて聴覚として認識されたものをいうが、この変動圧を音圧と呼ぶ。人間の耳で聞くことのできる最も弱い音の大きさを最小可聴限界と呼ぶ。この最小可聴限界に対応する音圧は周波数によって異なり、一般に1～5 kHzで最小となる。その値は $20 \mu\text{Pa}$ (実効値)とされている。この値を基準に音圧の実効値をデシベル表示したものを音圧レベルと呼ぶ。すなわち、音圧レベルは次式で示される。

$$\text{SPL} = 20 \log_{10} \frac{P}{P_0} \quad (1)$$

SPL : 音圧レベル (dB)

P_0 : 基準音圧の実効値 ($20 \mu\text{Pa}$)

P : 測定音圧の実効値 (μPa)

音には一定の高さや音色を認識することのできるものと、これらを認識できないものがある。前者は音叉やオルガンなどの音で、楽音と呼ばれる。これに対し自動車や工場の発生する音は後者に属し騒音と呼ばれる。音の大きさは人間の耳で評価される場合、必ずしもその物理的な大きさである音圧レベルに直線的に比例していない

図-1はFletcher及びMunsonによって求められた人間の耳の等感度曲線である。これは1 kHzの持続純音を基準音とし、任意のレベルの基準音と等しい大きさに聞こえるほかの周波数の純音の音圧レベルを多くの人について実験的に求め、その結果を統計的にまとめたものである。このような人間の耳の感度特性に対応する周波数補正を行った音圧レベルを補正音圧レベル(Weighted Sound Pressure Level)という。周波数補正特性は聴感度補正曲線と呼ばれ、音圧レベルの大きさによってA、B、Cの3種類の補正曲線が用いら

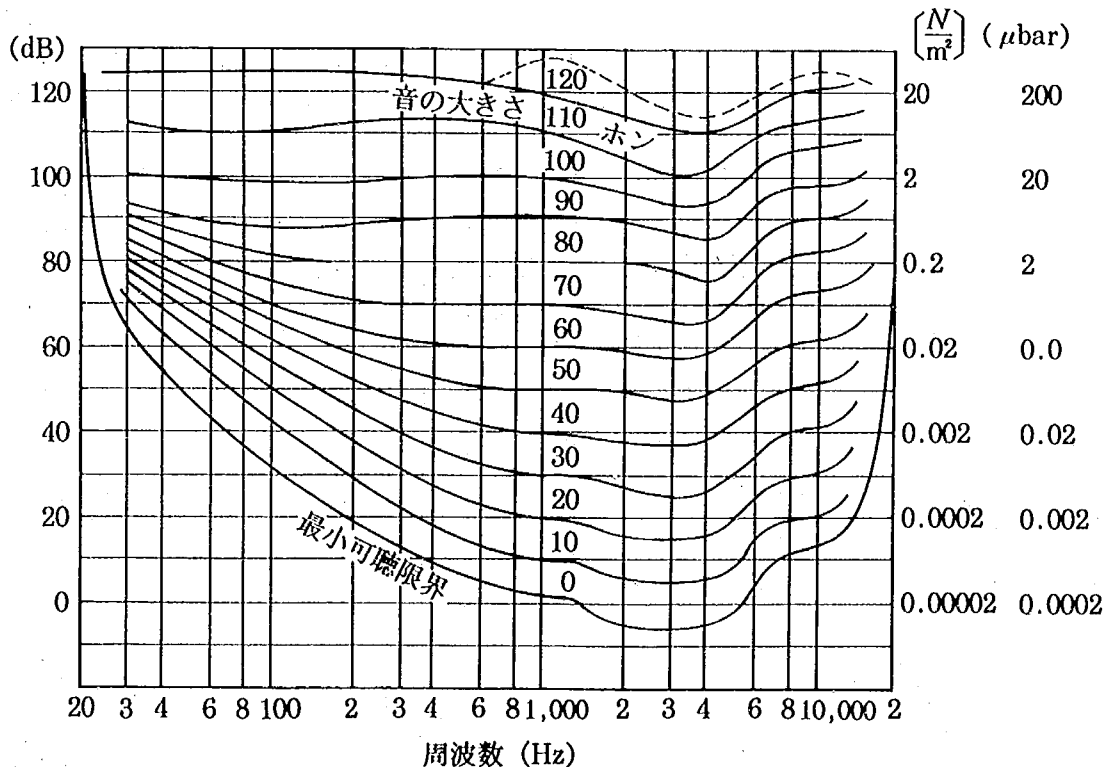


図-1 耳の等感度曲線

れる。このような周波数補正の他に、F特性と呼ばれるものがあるが、これは、補正特性を行わない場合の音圧レベルに対しての呼称である。

図-2は1kHzの音圧レベルを基準にしたA、B、Cの各聴感度補正曲線を示している。これらの補正曲線はISO、IEC(International Electrotechnical Commission)、あるいはJISなどに指定されているものである。なお、自動車騒音の評価にはほとんどA特性が用いられている。これは、図-1に示した等感度曲線で基準音が40dBに相当する特性曲線を逆転した値に近似したものである。このような騒音の大きさの評価は人間の感覚量として行われている。なお、現在日本の計量法では騒音レベルとA特性補正音圧レベルが同義語として取り扱われており、その単位はdBであるが、正確を期するためにdB(A)とするのが望ましい。

3. 騒音計

環境騒音、道路交通騒音、自動車騒音などの評価には騒音レベル(A特性補正音圧レベル)を用いるが、その計測には騒音計が最もよく用いられる。

図-3は騒音計の基本構成を示している。マイクロフォンは音圧を電気信号に変換する検出部である。マイクロフォンには圧電型(クリスタル・マイクロフォン)、動電圧(ダイナミック・マイクロフォン)、静電

圧(コンデンサ・マイクロフォン)など種類がある。静電型は、外径が比較的小さく、広い帯域にわたって周波数特性が平坦で磁気誘導の影響を受けにくいので、最近の騒音計には静電型が用いられる。

図-4は静電型マイクロフォンの構造を示したものである。入力増幅器及び入力減衰器はマイクロフォンの発振する音圧に対応する微小電圧を増幅あるいは減衰させるもので、普通10dBステップの減衰器を持った交流増幅器である。周波数補正回路は入力増幅器の後に挿入されており、前述の3つの補正特性が切り替えられるようになっている。

周波数補正回路は騒音計の精度を左右する重要な部分の一つである。出力増幅器は周波数補正を受けて小さくなった信号を増幅するためのもので、入力増幅器と同様10dBステップの減衰器を持っている。実効値検波回路はマイクロホンで検出され、周波数補正回路を通った後の音圧信号を実効値に変換するもので、その結果は対数で目盛りされた指示計の指針の振れにより直接騒音レベルとして読みとることができる。

また騒音レベルは変動している場合が多く、騒音計の指針はこのような変動に追従した指示をすることが要求される。このような追従性を動特性と呼ぶ。一般に動特性は実効値検波回路の時定数に対応しており、騒音計には時定数切り替えスイッチが備えられ動特性

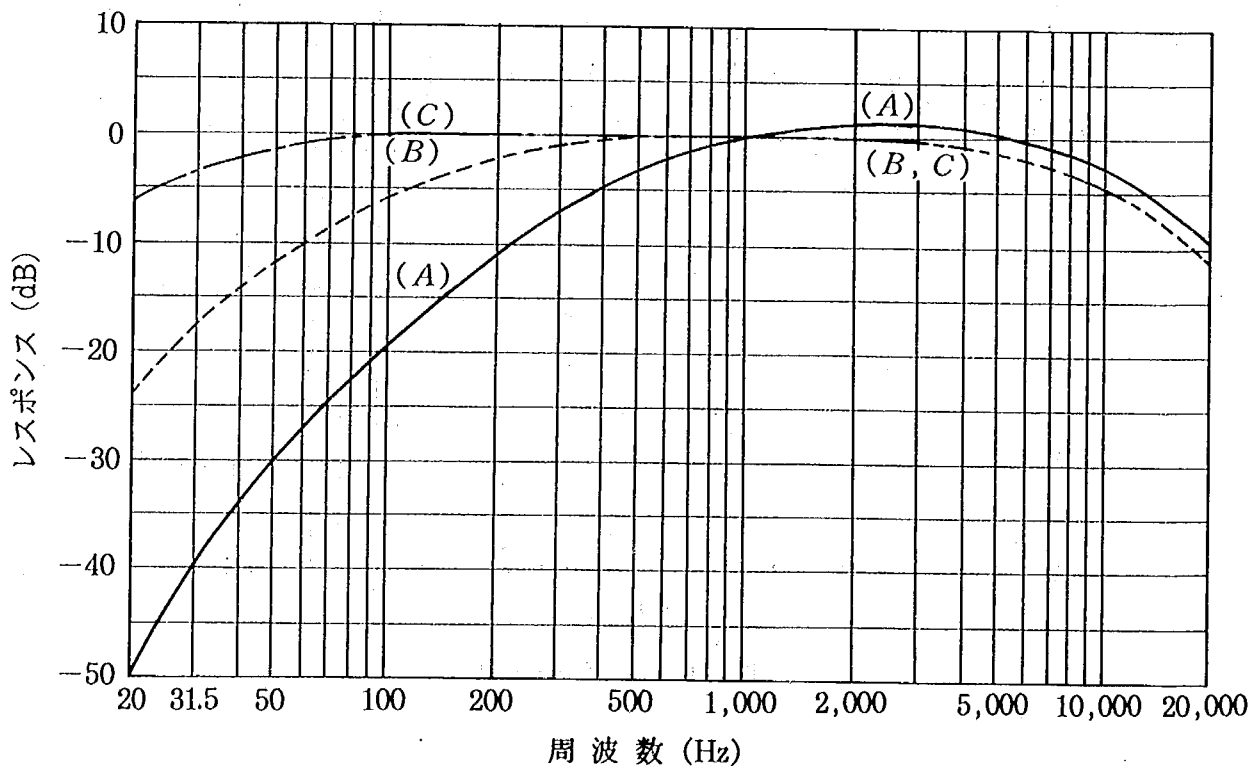


図-2 聴感度補正曲線

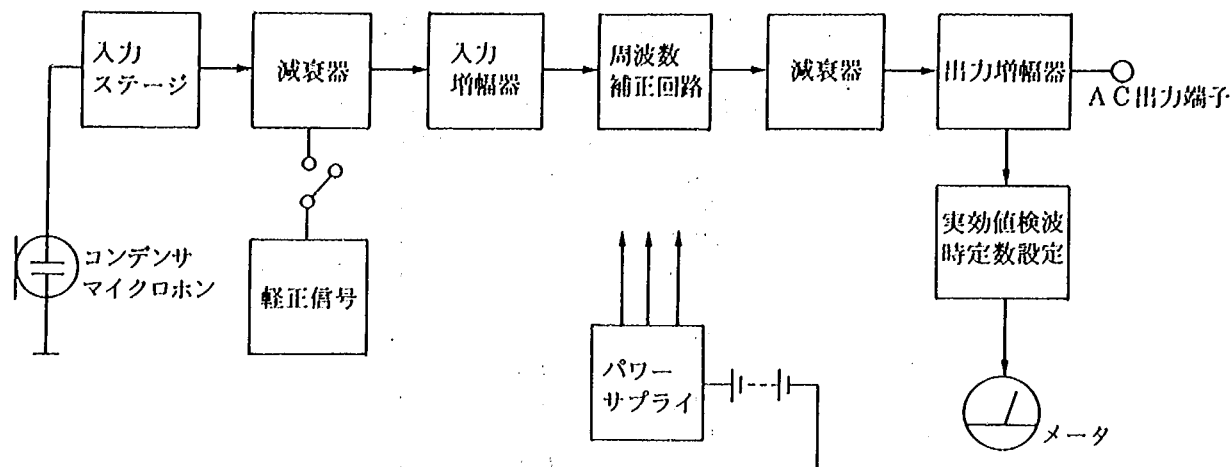


図-3 騒音計の基本構成

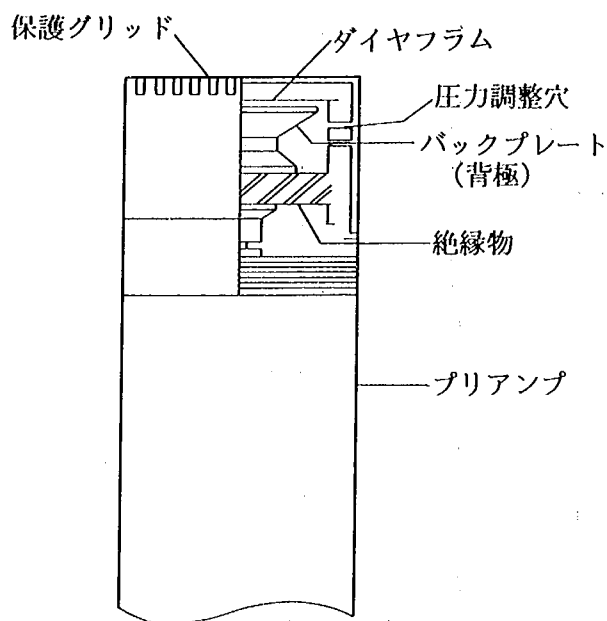


図-4 静電型マイクロホンの構造

の切り替えが可能になっている。騒音計にとって実効値検波回路の実効値変換精度や時定数は重要な特性値であり、後述する騒音計の規格の中で規定されている。

4. 騒音計の規格

騒音計の国際規格には、研究室標準用の0型、研究室および屋外用の1型、一般用の2型、さらに調査、評価用の3型の4種類のクラスが設けられている。日本においてはJIS規格としてC-1502（普通騒音計）、およびC-1505（精密騒音計）の2つが1977年に制定

されている。なお、C-1502はIECの3型に相当し、C-1505はIECの1型に相当するものである。また日本では、騒音公害の防止、および取り締まりなどの法的な面からの必要性により、騒音計は計量法に基づく検定対象機種の指定を受けている。この結果、公式データの計測に用いる騒音計は、通産省令第81条の計量検定規則により、検定の有効期限を3年とし、期限ごとに認可を受けた検定機関による検定を受けることが義務づけられている。自動車騒音の測定には精密騒音計が用いられるので、ここではJIS C-1505を中心に騒音計の規格の主要な点について述べておく。

周波数応答特性は、使用範囲を20Hz～12.5kHzとし、周波数補正回路としてA特性、およびC特性またはF特性を有することとされており、これらの周波数補正回路について表-1に示す基準レスポンス、および許容差が規定されている。

なお図-5、表-1のA特性の基準レスポンスおよび許容差を図示したものである。

動特性については速い動特性(FAST)と遅い動特性(SLOW)の2つを規定している。両動特性は定常正弦波入力に対して指示値の差を0.1dB未満と規定し、かつFASTの場合、1,000Hz、0.2秒の正弦波入力による最大指示値が同振幅の定常正弦波入力の指示値に対して-0.5～-2.0dBの範囲にあることとし、一方SLOWの場合を、1,000Hz、0.5秒の正弦波入力による最大指示値が動振幅の定常正弦波入力の指示値に対し-3～-5dBの範囲にあることとしている。なお、動特性切り替えスイッチは実効値検波回路の時定数を切り替えており、FASTの場合0.125秒、SLOWの場合1秒が選択される。

表-1 精密騒音計の総合周波数レスポンス

周波数 (Hz)	基準レスポンス			許容差 (dB)
	A特性 (dB)	C特性 (dB)	平坦特性 (dB)	
20	-50.5	-6.2	0	±3
25	-44.7	-4.4	0	±2
31.5	-39.4	-3.0	0	±1.5
40	-34.6	-2.0	0	±1.5
50	-30.2	-1.3	0	±1.5
63	-26.2	-0.8	0	±1.5
80	-22.5	-0.5	0	±1.5
100	-19.1	-0.3	0	±1
125	-16.1	-0.2	0	±1
160	-13.4	-0.1	0	±1
200	-10.9	0	0	±1
250	-8.6	0	0	±1
315	-6.6	0	0	±1
400	-4.8	0	0	±1
500	-3.2	0	0	±1
630	-1.9	0	0	±1
800	-0.8	0	0	±1
1,000	0	0	0	±1
1.25k	0.6	0	0	±1
1.6 k	1.0	-0.1	0	±1
2 k	1.2	-0.2	0	±1
2.5 k	1.3	-0.3	0	±1
3.15k	1.2	-0.5	0	±1
4 k	1.0	-0.8	0	±1
5 k	0.5	-1.3	0	±1.5
6.3 k	-0.1	-2.0	0	+1.5 -2
8 k	-1.1	-3.0	0	+1.5 -3
10 k	-2.5	-4.4	0	+2 -4
12.5 k	-4.3	-6.2	0	+3 -6

(JIS C 1506)

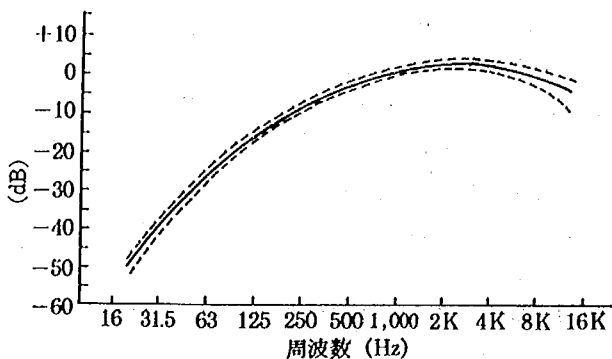


図-5 A特性の許容誤差 (JIS C 1505)

実効値換算精度には複合音特性の規定がある。周波数が異なり、実効値の等しい2つの信号を同時に加えた場合、実効値換算が正しく行われていれば、それぞれの信号を単独のときのレベルに対して3 dB高い値を示すことを利用した評価方法で、規格としては3 dBに対して±0.1以内の誤差を規定している。

指向特性については、表-1に示したレスポンス(標準入射角)を基準に、±30°、±90°には表-2、表-3に示す許容差が規定されている。

周波数応答特性については表-1に示した規定があるが、これをさらに補佐する目的で器差に関する規定が加えられている。これは騒音計の校正が一般には特定の周波数の信号で行われるため、ほかの周波数での

表-2 精密騒音計の指向性 ($\pm 90^\circ$)

周波数(kHz)	許容差(dB)
1 以下	± 1
1 を超え 2 以下	$+1$ -2
2 を超え 4 以下	$+1$ -3
4 を超え 8 以下	$+1$ -6
8 を超え 12.5 以下	$+1$ -10

(JIS C 1505)

表-3 精密騒音計の指向性 ($\pm 30^\circ$)

周波数(kHz)	許容差(dB)
2 以下	± 0.5
2 を超え 4 以下	$+0.5$ -1
4 を超え 8 以下	$+0.5$ -1.5
8 を超え 12.5 以下	$+0.5$ -2

(JIS C 1505)

基準特性からのずれが大きい場合は実際の騒音測定において誤差が生じ、それを防ぐために設けられたものである。具体的には一般の騒音測定で影響が大きい500、630、800、1,000、1,250、1,600Hzの6つの周波数におけるA特性の基準レスポンスに対する実際のレスポンスの誤差の平均値で定義されており、特定の周波数での効果を広い範囲の周波数域に拡大する意味を持っている。なおJIS-1505では器差を0.7dB以内に規定している。

以上の主な規格のほかに、騒音計の使用環境に関する規定として、温度条件 $-10\sim 50^\circ\text{C}$ 、湿度95%以下とし、また温度範囲 $5\sim 35^\circ\text{C}$ 、湿度範囲10~90%において器差に0.5dB以上の影響を与えないことが求められている。

5. 騒音測定の実際

自動車騒音の測定は屋外で行われる場合がほとんどであり、実際の計測にあたっては天候の影響、試験場所の路面状況、周辺の音響特性、暗騒音等の問題、さらには計測機器の校正、配置、記録の方法、測定結果の分析等騒音計以外の補助機器の準備など正しい計測を行う上で注意すべき点が多い。

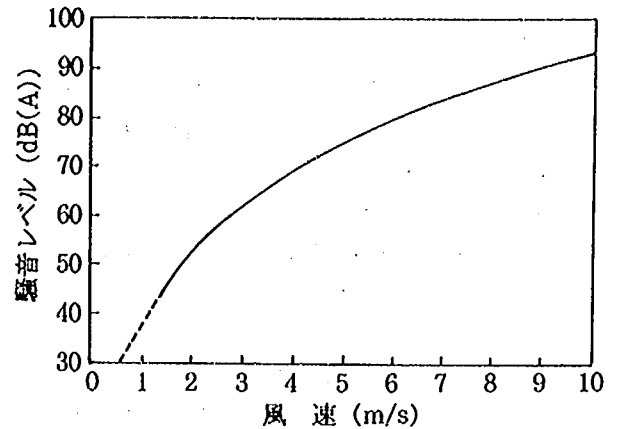


図-6 風速と風雑音のレベルの関係

天候の影響については、温度、湿度、風が問題になる。温度、湿度の影響は前述したように規格により雨天時を除けば概略0.5dB以内の影響と考えてよく、実用上の問題はない。一方、風については風速が2 m/s以上になると50dB(A)を超える風雑音を発生するため、測定対象騒音のレベルとの関係で十分な配慮が必要である。風雑音のレベルはマイクロホンによっても差異があるが概略風速との間に図-6に示すような関係がある。

風雑音の影響を除くため実際の測定では防風スクリーンが用いられる。防風スクリーンにはウレタンフォーム、ナイロンあるいはナイロン不織布等種類は多いが、15m/s以下の風速の場合20~30dBの風雑音の低減がいずれについても可能である。しかし防風スクリーンはマイクロホンの感度特性に影響が大きく、その特性を十分調べた上で用いることが重要である。なお自動車騒音試験法には試験可能な風速の限界が規定されており、3~5 m/sを限界とする場合が多い。

暗騒音は前述の風雑音や、試験場周辺の騒音源から発せられる騒音のように、測定の対象となる騒音以外のもので、そのレベルが測定の対象となる騒音のレベルに比較して大きくなると正確な測定結果を得ることができなくなる。今、暗騒音のレベルを L_a dB(A)、測定された騒音レベルを L_m dB(A)とすると、測定対象騒音のレベル L dB(A)は次式で与えられる。

$$L = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{L_m}{10}} - 10^{\frac{L_a}{10}} \right) \quad (2)$$

ここで、 $\Delta L = L_m - L_a$ とし、式(2)からを消去すると、

$$L = L_m + 10 \log_{10} \left(1 - 10^{-\frac{\Delta L}{10}} \right) \quad (3)$$

式(3)の右辺の第2項は暗騒音による誤差を示しており、

この値を L_a とすると、

$$L = L_c + 10 \log \left(1 - 10^{-\frac{\Delta L}{10}} \right) \quad (4)$$

図-7は式(4)を用いて ΔL と L_c の関係を求めたもので、 L_c は暗騒音補正值と呼ばれる。図-7からわかるように ΔL が10dB以上になると、 L_c は0.5dB以下となり暗騒音の影響は実用上問題なくなる。このようなことから自動車騒音試験法には暗騒音が測定騒音レベルに比較して10dB以上低いことを規定している場合が多い。なお簡易的には図-7を用いて測定値の補正が可能である。また暗騒音は時間の経過により変化する場合が多いので、測定の開始時のみでなく途中および終了時等にも測定し記録しておくことが望ましい。

試験場の音響条件で注意すべき点は周囲の建造物からの反射、および騒音測定対象とマイクロホンの間にブッシュなどがある場合の地表面での吸音等である。反射の問題についてはマイクロホンを中心にした周囲50m以内に建造物がないことが望ましい。また騒音計の指示を読み取る人以外は、マイクロホンの近くにいないこと、さらに測定者が騒音計を保持した状態で計測を行う場合でも、騒音計を測定者から30cm以上離すことが必要である。路面の吸音による影響については、ブッシュなどで2 dB(A)程度低い値になる場合がある。もちろん雪積、砂地なども避けなければならない。試験場の路面の影響は吸音などの音響的な問題のほか自動車騒音発生要因であるタイヤ騒音に対しても無視できないものであり、試験法に規定された路面かどうかを確認しておくことが重要である。また走行区間の路面の勾配も、測定時の自動車の負荷条件を左

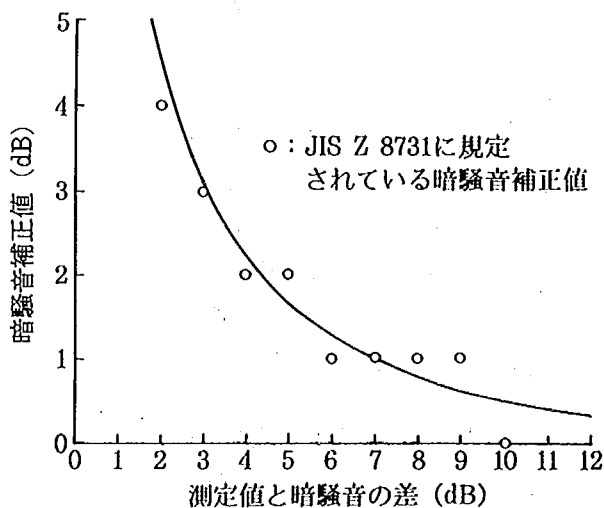


図-7 暗騒音補正曲線

右する要素であり、勾配のついていないことが必要である。

自動車騒音の測定に必要な測定機器は試験法、測定の目的などによって構成が異なる。最も簡単な測定では丈夫な三脚に騒音計を直接固定し、試験法に規定された位置および高さにマイクロホン位置を調整し、測定者が直接騒音計の指示を読み取る方法が採られる(図-8)。現在用いられている自動車騒音試験法ではマイクロホンの高さは1.2mとされている場合がほとんどであり、三脚はそれに見合ったものを準備しておくといよい。測定者からの反射の影響を除く必要がある場合はマイクロホン用の延長ケーブルを用いて、マイクロホンと騒音計を切り放して測定を行うといよい(図-9)。

延長ケーブルは30m程度まで長くすることが可能であり、自動車騒音測定に必要なマイクロホンと測定者の距離は十分確保される。一方、自動車騒音測定は速い動特性で行われるため騒音計の指示値の読みとりには個人差が見られる。このような問題を取り除くためレベル・レコーダを用いて騒音レベルを連続的に記録する方法が採られる。レベル・レコーダにはサーボ型、ガルバノメータ型、ムービングコイル型などがあるが、使用にあたってはその動特性を十分に調べておく必要がある。特に、よく用いられるサーボ型については等速型と指数変速型があり、騒音計の指針の動きとレベル・レコーダのペンの動きの差が小さい指数変速型を用いなければならない。このように騒音計はレベル・

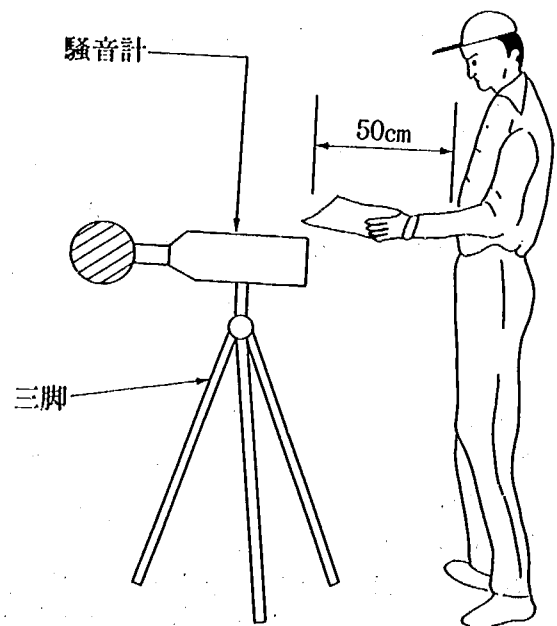


図-8 騒音計と騒音測定者の関係

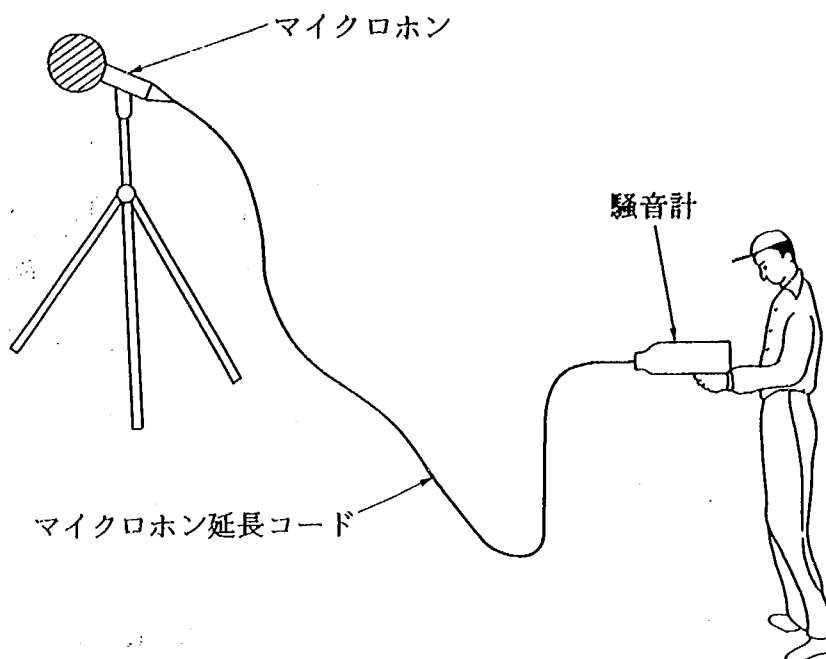


図-9 マイクロホン延長ケーブルを用いた測定

レコーダと組み合わせて用いられることが多い。しかし騒音計の規格には出力特性に関する規定があるのに対し、レベル・レコーダには計量法による規制やJIS規格はまだなく、特に動特性に関するチェックは個々に実施しておくことが望ましい。一方、走行速度の計測については光電管またはテープスイッチとタイムカウンターを組み合わせて用い、一定区間の走行所要時間を計る方法が一般的である。なお、加速状態での通過騒音試験では加速開始、および加速終了の各地点を運転者に送るため前述の検出用光電管またはテープスイッチの信号を一部使ってストロボを発光させる方法が採られる。図-10は光電管を用いる場合の一例である。

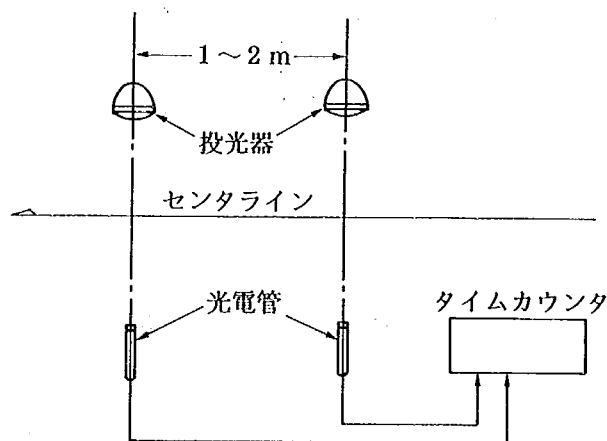


図-10 光電管による走行速度の測定

測定開始にあたっては騒音測定計の較正が必要になる。試験場で行う較正は音圧較正のみで、前述した周波数応答特性や動特性は定期的に、あるいは事前に確認しておく必要がある。現場での音圧較正には標準音圧発生器が用いられるが、その代表的なものはピストンホンである。これは電池を使用した一定音圧発生源で、較正精度0.2dBを得ることができる。また発生周波数は250Hz付近で周波数精度は $\pm 1\%$ に入っている。機構は2つのピストンがあり、おのおのが逆位相で往復運動するようになっているため非線型ひずみが非常に小さいという特徴がある。図-11はピストンホンの代表的な構造を示す。

またピストンホンによる較正は、騒音計の周波数補正切り替えスイッチを平坦特性あるいはC特性の位置

にして行うが、その後でA特性に切り替え、そのときのレベルがピストンホンの周波数におけるA特性の減衰量に合っていることを確かめることにより簡易的に周波数補正回路のチェックができる。一般に騒音の較正は、測定する騒音のレベル、及び主成分である周波数域の音源により行うことが望ましい。自動車騒音の場合は1kHz、90dB程度の較正音源が適しており、その意味からピストンホンに比べ実用上ほとんど優劣のないスピーカーホンが便利である。図-12は代表的なスピーカーホンの構造で、周波数は1kHz、較正音圧レベルは95dB前後で較正精度は0.5dB以内にある（ピストンホンの較正音圧レベルは100dB以上のものが多

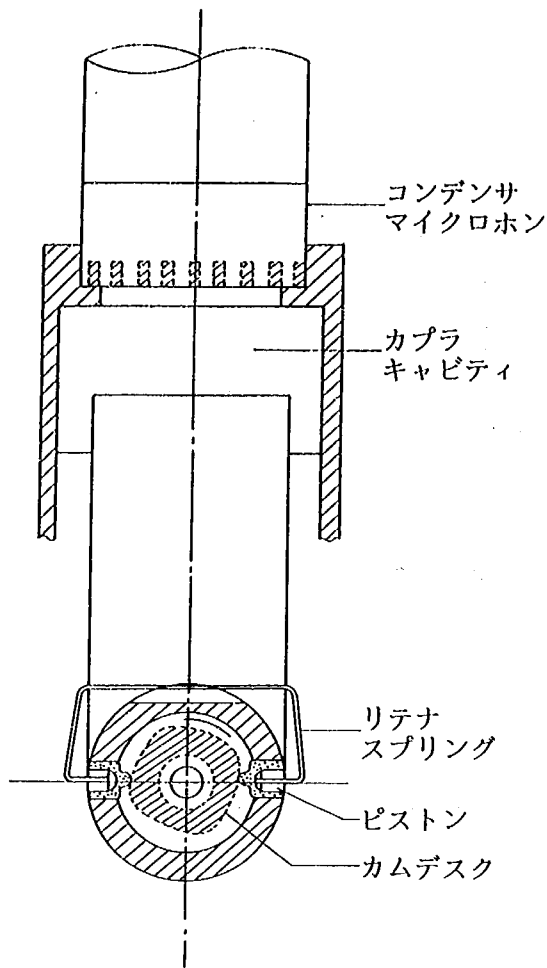


図-11 ピストンホンの構造

い)。

なお、測定にマイクロホン延長ケーブルや記録用のレベルレコーダを用いる場合はすべてを接続した状態

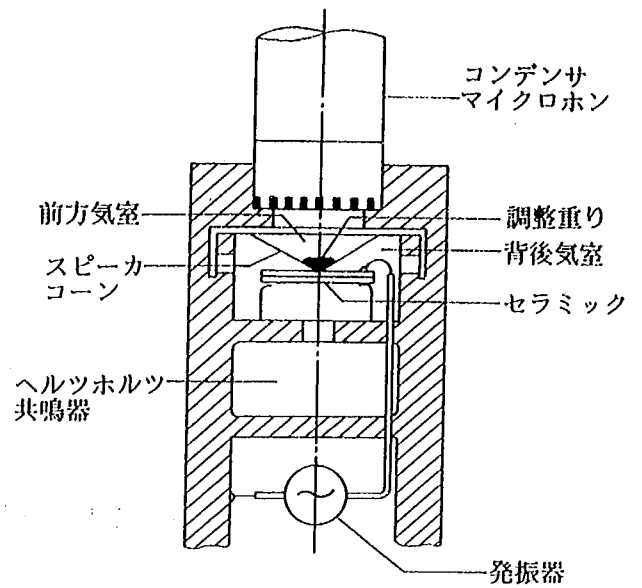


図-12 スピーカーホンの構造

で、騒音計の指示、及びレベルレコーダのペンの指示の両方が較正音源の音圧レベルを示すよう調整する必要がある。またこの際に騒音計のレンジ切り替えツマミ（一般に10dBステップで作られている）を変え、レベルレコーダのペンの指示が所定の位置に移動するか否かを確認することにより、簡易的にレベルレコーダの直線性チェックが可能である。屋外で行う自動車騒音測定では、以上述べてきた事項のほかに測定機材の整備不良により思わぬ失敗を招くことがある。特に接続コード類の接触不良、数量の不足によるものが置く、すべての測定機器を使用状態に接続し、事前の確認を行うとともに予備のケーブルを準備しておくとい。またバッテリーを使った装置が多いため、バッテリーのチェック及び予備のバッテリーの準備なども注意すべき点である。

[参考文献]

- 1) Kenneth J. Plotkin, "The Generation of Tire Noise by Air Pumping and Carcass Vibration", Inter-Noise' 80, 273-276, (1980)
- 2) Nils-Ake Nilsson, "On Generating Mechanisms For External Tire Noise", SAE 762026 P-70, 193-200, (1976)
- 3) T.R. Wik, "Mechanisms of Tire Sound Generation", SAE 720924 SP-373, 4-11, (1972)
- 4) A.C. Eberhardt, "Truck Tire Vibration Sound", Inter-Noise' 80, 281-284, (1980)
- 5) A.C. Eberhardt, "Use of Coherence and Frequency Response Functions to Locate and Define Vibration Noise Sources in Rolling Tires", SAE 770027, 1-6, (1977)
- 6) Matthias Bergmann, "Noise Generation by Tire Vibrations", Inter-Noise' 80, 239-244, (1980)
- 7) W.F. Reiter, Jr., "Truck Tire Vibration Noise", SAE 740609, 1-10, (1974)
- 8) W.F. Reiter, "Truck Tire Vibration/Noise", Noise-Con' 73, 202-205, (1973)
- 9) W.F. Reiter, "Experimental Investigation of Truck Tire Noise Generated through Tire Vibration", Inter-Noise' 74, 467-472, (1974)
- 10) W.F. Reiter, "The Relationship between Truck Tire Vibration and Near and Far Field Sound Levels", SAE 762021 P-70, 145-154, (1976)
- 11) S.P. Landars, "A Vibrational Sound Mechanism of Lug Type Tread Designs", SAE 762025, 187-192, (1976)
- 12) Paul R. Danavan, "The Identification and Quantification of Truck Tire Noise Sources under On-road Operating Condition", Inter-Noise' 80, 253-258, (1980)
- 13) Paul R. Danavan, "Interpretation of Acoustic Intensity Contours for Identification of Truck Tire Noise Sources", Noise-Con' 81, 253-256, (1981)
- 14) Nils-Ake Nilsson, "External Tire/Road Noise: Its Generation and Reduction", Inter-Noise' 80, 245-253, (1980)
- 15) S.A. Lippmann, "Tire Noise Sensed in Passenger Cars-Characteristics, Sources, Strategies for Control", Inter/Noise' 80, 285-288, (1980)
- 16) Lawrence J. Oswald, "Noise of Cross Groove Tire Tread Pattern Elements", SAE 850988, 231-255, (1985)
- 17) Lawrence J. Oswald, "Noise Mechanisms of Cross Groove Tire Tread Pattern Elements", Noise-Con' 83, 363-374, (1983)
- 18) 日本自動車タイヤ協会, "トラック・バス用タイヤ騒音試験報告書—騒音発生源と寄与率の把握", 昭和61年
- 19) 日本自動車タイヤ協会, "タイヤ騒音試験報告書—音源別寄与解析", 平成3年2月
- 20) Ulf Sandberg, "Development of Three Methods for Measurement of Tire/Road Noise Emission: Coast-by, Trailer and Laboratory Drum", Noise Control Engineering Journal Vol.27 No.3, 68-88, (1986)
- 21) Ulf Sandberg, "Three Basic Method for Measurement of Tire/Road Noise", Inter-Noise' 84, 93-98, (1984)
- 22) R.E. Verès, "A Tire Noise Investigation and Test Method", SAE 760152, 651-669, (1976)
- 23) R.F. Miller, "Spectral Analysis in Truck Tire Noise Fields", SAE 740608, (1974)
- 24) Jerzy A. Ejsmont, "Tire/Road Noise: Trailer Measurements in Practice", Inter-Noise' 85, 283-286, (1985)
- 25) Jerzy A. Ejsmont, "Cornering Influence on Tire/Road Noise", Inter-Noise' 88, 1343-1346, (1988)
- 26) J.J. Hajek, "Comparison of Tire/Pavement Noise Measurement Method", Inter-Noise' 82, 119-122, (1982)
- 27) Bernard Beguet, "Tyre-Road Contact Noise: A Tyre Manufacturer's Approach", Inter-Noise' 88, 1315-1318, (1988)
- 28) Donald B. Thrasher, "Effect of Tread Wear on Tire/Pavement Interaction Noise", Inter-Noise' 80, 277-280, (1980)
- 29) Philip J. Grealy, "Use of Microcomputers in Highway Noise Data Acquisition and Analysis", TRR 983, 57-66
- 30) S. Slutsky, "Tire-Pavement Noise Measurement Using Transfer Functions", TRR 1033, 1-9
- 31) D.G. Anderson, "On-board Passenger Tire Sound Generation Study Road versus Lab Wheel", SAE 762016 P-70, 117-121, (1976)

- 32) S.P.Landers, "On-board Tire Sound Level Testing Technique", SAE 762017 P-70, 123-127, (1976)
- 33) William A. Leasure, Jr., "Tire-Road Interaction Noise", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 58, No. 1, 39-49, (1975)
- 34) D. Tetlow, "Truck Tire Noise", Sound Vibration Vol. 5, No. 8, 17-23
- 35) Muthukrishnan, M., "Effects of Material Properties on Tire Noise", SAE 900762, 1-11, (1990)
- 36) M.C.P. Underwood, "A Preliminary Investigation into Lorry Tyre Noise", TRR Report LR 601, (1973)
- 37) Eduard Eichenberger, "Selection of Evaluation Parameters for Road Traffic Noise for the Higher Vehicle Speed Ranges", Inter-Noise' 78, 815-822, (1978)
- 38) James R. O'connor, "Noise Generated by Aggregation of Vehicles Interaction with Thirteen Different Road Surfaces", Inter-Noise' 80, 289-292, (1980)
- 39) Ulf Sandberg, "Road Traffic Noise-The Influence of Road Surface and Its Characterization", Applied Acoustics 21, 97-118, (1987)
- 40) Ulf Sandberg, "Road Surface Influence on Tire/Road Noise -Part 1", Inter-Noise' 80, 259-266, (1980)
- 41) Ulf Sandberg, "Road Surface Influence on Tire/Road Noise -Part 2", Inter-Noise' 80, 267-274, (1980)
- 42) L. De Brabander, "Motorway Noise Reduction by Covering Grooved Concrete with Open Graded Rubberised Asphalt", Inter-Noise' 83, 705-708, (1983)
- 43) A. Von Meier, "A Poro-Elastic Road Surface for Traffic Noise Reduction", Inter-Noise' 85, 287-290, (1985)
- 44) A. Von Meier, "Acoustically Optimized Porous Road Surface - Recent Experiences and New Developments", Inter-Noise' 88, 1323-1326, (1988)
- 45) Keith Attenborough, "Models for the Acoustic Characteristics of Porous Road Surfaces", International Tire/Road Noise Conference 1990, Proceeding Vol. 1, 177-192, (1990)
- 46) M. Berengier, "Acoustical Properties of Porous Asphalts: Theoretical and Environmental Aspects", TRR 1265
- 47) R. Lucquiaud, "Outside Vehicle Noise and Surface Characteristics", Inter-Noise' 88, 1335-1338 (1988)
- 48) S. Ullrich, "Acoustical Experiences with Open-Graded Asphalt Concrete Road Surfaces in Federal Republic of Germany", Inter-Noise' 88, 1327-1330, (1988)
- 49) Ulf Sandberg, "A Road Surface for Reduction of Tire Noise Emission", Inter-Noise' 79, 517-520, (1979)
- 50) 岩井, "透水性舗装の交通騒音低減効果について", 第18回日本道路会議一般課題論文集, 56-57, (1989)
- 51) 笠原, "開粒度アスコンの吸音特性に関する検討", 第18回日本道路会議一般課題論文集, 600-601, (1989)
- 52) 帆刈, "開粒度アスコンの吸音特性について", 第18回日本道路会議一般課題論文集, 604-605, (1989)
- 53) 押野, "路面の違いによる自動車走行騒音の変化", 自動車研究第13巻第3号, 20-23, (1991)
- 54) 丸山, "道路舗装用アスファルト混合物の吸音特性に関する研究", 音響学会講演論文集, 649-650, (1989)
- 55) 水野, "排水性舗装の音響特性に関する研究", 土木学会第46回年次学術講演会論文集, 80-81, (1991)
- 56) 水野, "排水性舗装における舗装体厚さと吸音特性について", 第19回日本道路会議一般課題論文集, 604-605, (1991)
- 57) 富田, "排水性舗装の騒音低減効果", 第19回日本道路会議一般課題論文集, 606-607, (1991)
- 58) 明嵐, "排水性舗装の吸音特性とその評価について", 日本音響学会誌第46巻第6号, 401-406 (1993)
- 59) 市原, "路面のすべり", 技術書院, (1986)
- 60) 坂上, "中型トラック用タイヤのタイヤ騒音に関する研究(その2)", 日本自動車研究所報告第6号, 41-115, (1972)
- 61) 橋, "各種構造の斜め入射吸音特性-相関法を用いた直接音消去法による測定-", 音響学会誌34巻1号, 11-20, (1978)
- 62) 五十嵐, "音響と振動", 共立出版株式会社, (1968)
- 63) 子安, "吸音材料", 技法堂出版株式会社, (1976)
- 64) 飯尾, "排水性舗装の道路交通騒音", 第19回日本道

- 路会議特定課題論文集、32-34、(1991)
- 65) 明嵐、"排水性舗装の騒音低減要因に関する研究"、
交通工学第20巻6号、pp.31-40.(1994)
- 66) S.Meiarashi,"Quantitative Comparison between
Noise Reduction Factors of Drainage Asphalt
Pavement",Applied Acoustics.Vol.44 No.2,pp
165-179.(1995)
- 67) 橘、"自動車の定常走行音パワーレベルの測定方
法について"、音響学会騒音研資N85-05-3.(1985)
- 68) 押野、"自動車の音響パワーレベル測定における
タイヤ騒音の干渉によるデータの変動"、日本音響学
会誌 第46巻5号、pp.397~402.(1990)
- 69) 前川、"建築・環境音響学"、共立出版(1990)
- 70) 齊藤 孟、五味 努：「自動車工学全書17：自動
車と環境」、山海堂

**Report
of
Public Works Research Institute
Ministry of Construction**

Vol. 195, March 1996

CONTENTS

Study on Noise Reduction Factors of Drainage

Asphalt Pavement.....Dr.Scishi MEIARASHI

**PUBLISHED BY
PUBLIC WORKS RESEARCH INSTITUTE
MINISTRY OF CONSTRUCTION**

1, Asahi, Tukuba-Shi, Ibaraki-ken, 305 Japan
