

4. 自動車タイヤ走行騒音の台上測定・評価法及び その低減手法に関する研究

(研究期間 平成 11 年度～平成 14 年度)

環境省 地球環境保全等試験研究費

環境エネルギー部 交通騒音研究室 田中 丈晴

坂本 行

坂本 一朗

緒方 正剛

66 自動車タイヤ走行騒音の台上測定・評価法及びその低減手法に関する研究

国土交通省

(委託先) 独立行政法人交通安全環境研究所

環境エネルギー部 交通騒音研究室

田中文晴

坂本 行

坂本一朗

緒方正剛

研究期間

平成11年度～14年度

平成13年度当初予算額 20,819千円

Study on measurement and evaluation methods of tire rolling noise by using tire road noise chassis tester and the technique of noise reduction

(FY1999 ~ 2002)

Takeharu Tanaka, Susumu Sakamoto, Ichiro Sakamoto and Seigo Ogata
Traffic Noise Pollution Section, Environment and Energy Research Division

National Traffic Safety and Environment Laboratory
Ministry of Land, Infrastructure and Transport

In this study, the measurement and evaluation methods of the tire rolling noise by using tire road noise chassis tester which is able to simulate the practical running condition in vehicle test is clarified, and the generation mechanism of the tire noise when driving force acts on the tire during acceleration running condition is analyzed. By means of these analysis, it is aimed to clarify the reduction technique of the running tire noise.

In order to separate tire rolling noise from overall noises emitting from a accelerating running vehicle, we investigated the measurement accuracy of carpet method. This is almost equal to the accuracy using slick tire method that we studied last fiscal year. We measured sound intensity in close proximity to the rolling tire by using a trailer on both the drum of the chassis dynamometer and ISO surface in the test site. As a result, it is confirmed that the sound intensity level in case of the tire on the drum increased in the higher frequency bands than 1kHz by comparison with the results of the test site.

Last fiscal year, acoustic holography method for moving sound sources was applied to analyze locations of tire rolling noise source during accelerating running. This fiscal year, we studied as to the influences of reflected sound on road surface in the acoustic holography method by simulated. As a results of accelerating running tests with a practical vehicle on the chassis dynamometer, the experiment results correspond with the results in the test site.

1. 序

交通騒音は、環境基準の達成率が低く、早急な改善が社会的に要請されており、自動車単体騒音の一層の低減が求められている。ブレーキ力や走行の安定性を確保するための重要な役割を担う自動車タイヤが走行時に発生するタイヤ騒音は、これまでの騒音規制の強化によってエンジン排気系等の騒音対策が進んできたことから、その影響が相対的に大きくなり、環境騒音改善の面から、騒音の低減が強く要請されている。¹⁾

路面舗装の対策による騒音低減は有効な対策の一つとされるが経年劣化が大きく、効果も局所的であるため、路面に依存しない車両やタイヤ側での低減対策が不可欠である。

しかし、現在、一般には、惰行法による以外、走行時のタイヤ騒音を測定評価する手法が明確でないため、加速走行などを含む実走行条件下においても有効であると考えられるタイヤ騒音の低減手法は明らかにされていない。

一般に、惰行法では、実走行時においてタイヤに作用する駆動力がタイヤに作用しない。タイヤ駆動力は、タイヤ騒音を増加させることが知られているが、そのメカニズムは十分明らかにされていない。²⁾ また、タイヤを車両に装着した状態でのタイヤ騒音放射特性には、車体による反射等が影響する場合があります、この場合、タイヤ単体の騒音放射特性と同一とはならない。

したがって、本研究では、実走行条件を考慮したタイヤ騒音の測定評価手法を明確化するとともに、タイヤ駆動力が作用する場合のタイヤ騒音の発生メカニズムを解明する。これらの結果から、走行時におけるタイヤ騒音の低減手法を明らかにすることを目的とする。

2. 研究実施計画

本研究では、自動車走行時におけるタイヤ騒音の低減に資することを目的に、従来の惰行法では評価できないタイヤ駆動力が作用する実走行条件を考慮したタイヤ騒音の測定評価手法を開発する。さらに、実走行時のタイヤ騒音の発生メカニズムを解明し、これらをもとに走行時に有効な騒音低減手法を明らかにする。

このため、以下の研究を行う。

(1) タイヤ騒音の測定評価手法の研究

本研究では、近接測定法を基礎として、試験路及び台上試験により、惰行走行条件及びタイヤ駆動力が作用する実走行条件について、タイヤ種別及び車種別にタイヤ騒音特性の解析を行う。これらの結果から、試験路測定と台上測定との違いによる測定上の問題点と解決策を考察する。また、タイヤ単体特性測定結果とも比較することにより、車体がタイヤ騒音特性に及ぼす影響を明らかにし、これらから、実走行条件を考慮したタイヤ騒音の台上測定評価手法を明確化する。

(2) 駆動力作用条件下におけるタイヤ騒音の発生メカニズムの解明

本研究では、タイヤ騒音の分離測定が可能な車両を対象に、タイヤ駆動力が作用する場合のタイヤ騒音とその時の局所的な振動等のタイヤ挙動を解析し、タイヤ駆動力が作用す

る場合の騒音増加に至るメカニズムを解明する。また、タイヤの構造、溝パターン、材料を変更した場合のタイヤ騒音の発生メカニズムの変化及びタイヤ騒音特性を解析し、走行時に有効なタイヤ騒音の低減手法を明らかにする。

研究(1)に関しては、これまでに、タイヤ駆動力が作用する加速走行時におけるタイヤ騒音を分離する測定方法としてスムーズタイヤを用いる方法について検討を行い、測定精度について考察した。室内台上測定による評価法に関しては、台上ローラ表面に装着しているISO路面模擬パッドの改善を施すとともに、CPX法(近接測定法)を用いて、台上測定と試験路測定によるタイヤ騒音の比較及び、7.5mでの騒音との対応性を調べるとともに、圧力測定用のフィルムを用いて、タイヤと路面およびローラとの接地形状の違いについて検討した。これらにより、加速時のタイヤ騒音を分離できる有効な方法について資料を得るとともに、ローラ台上におけるタイヤ騒音測定と試験路の場合との差異について知見を得た。

今年度は、加速走行時におけるタイヤ騒音を分離する測定方法として、スムーズタイヤ法と同様に有効な方法とされているカーペットを用いる方法の測定精度について検討を行うとともに、台上及び試験路におけるタイヤ単体騒音の音響インテンシティ測定結果から、台上測定がタイヤ騒音の放射特性に及ぼす影響を考察した。

また、研究(2)においては、前年度において、移動音源に対する音響ホログラフィ法を用いて、試験路において加速時のタイヤ騒音の発生位置について解析を行い、ある周波数帯域においてタイヤ路面間のスリップ特性により、騒音発生位置が変化することが認められた。

本年度は、本方法について、路面反射の影響が考えられるとして、シミュレーションによる検討を行い、反射面(路面)と音源の再生位置との関係から、定量的な比較の妥当性を明らかにし、前年度の再生結果について、定量的な考察を行った。また、室内台上において、加速走行を一定な速度における全負荷時の走行等に置き換え、タイヤ駆動力、タイヤ・ローラ間のすべり率とタイヤ騒音の音響パワーとの関係を解析し、加速時タイヤ騒音の増加要因について考察した。

3. タイヤ騒音の測定評価法の研究

3. 1. カーペット法を用いた走行時タイヤ騒音の分離

カーペット法は、試験路面上に、カーペットを敷いた場合とカーペットを敷いていない場合における車両通過騒音のレベル差から、車両走行時のタイヤ騒音を計算により求める方法である。表1に、カーペット法による場合の各測定レベルと音源との関係を示す。車両走行音とは、車両エンジン等の駆動力によらないで走行する際に発生する空力騒音、ギア騒音等による車外騒音。加速時車両動力系関連音とは、エンジン等の駆動力によって定常走行や加速走行を行う時のエンジン・排気系及び動力伝達系等の音で、車両走行音以外のものを示す。また、タイヤ転動音とは、車両が惰行走行した時の音で、車両走行音以外のものを意味し、加速時タイヤ音とは、車両が加速走行した時の音で、車両走行音以外のものを

表1 カーペット法による各測定レベルと音源の関係

音源	測定レベル	加速走行/ISO路 La1	加速走行/カーベ ット上 La2	惰行走行/ISO路 Lc1	惰行走行/カーベ ット上 Lc2
Lv:車両走行音		○	○	○	○
Le:加速時車両動力系関連音		○	○	—	—
Ltc:タイヤ転動音(4輪)		—	—	○	—
Lta:加速時タイヤ音(転動音2輪 +駆動音2輪)		○	—	—	—

意味する。

3. 1. 1. 走行時タイヤ騒音の推定方法

表1から、ISO路面上を走行する場合の加速走行騒音及び惰行走行騒音は、式(3-1)及び(3-2)で表される。

$$La1 = Lv + Le + Lta \quad (3-1)$$

$$Lc1 = Lv + Ltc \quad (3-2)$$

カーペット上を走行した場合の加速走行騒音及び惰行走行騒音は、次式で表される。

$$La2 = Lv + Le - \Delta La \quad (3-3)$$

$$Lc2 = Lv \quad (3-4)$$

このときのカーペットの吸音による騒音レベル差を次式で表すと

$$\Delta La = Ls1 - Ls2 (>0) \quad (3-5)$$

なお、右辺は、定常走行又は、加速走行時のエンジン回転数相当条件における左右7.5mでの定置騒音のカーペット有無によるレベル差とする。

式(3-3)及び(3-4)から、

$$Le = La2 - Lc2 + \Delta La \quad (3-6)$$

式(3-2)及び(3-4)から

$$Ltc = Lc1 - Lc2 \quad (3-7)$$

したがって、式(3-1)、式(3-4)及び(3-6)より、加速時タイヤ騒音は、次式で示される。



図2 試験路実験の測定状況

$$\begin{aligned} Lta &= La1 - Lc2 - (La2 - Lc2 + \Delta La) \\ &= La1 - La2 - \Delta La \end{aligned} \quad (3-8)$$

このように、カーペット法では加速時タイヤ音(Lta)と車両走行音(Lv)とを分離して求めることが可能であるが、昨年度検討したスリックタイヤ法の結果及び電気自動車の測定結果と比較するためには、次式を用いる必要がある。

$$Lta + Lv = La1 - La2 + Lc2 - \Delta La \quad (3-9)$$

従って、以下、「車両走行音を含むタイヤ騒音」を、単に「タイヤ騒音」とする。

3. 1. 2. 試験路実験の概要

(1) 試験路

試験路実験については、ISO路面で行った。試験車両としては、電気自動車及び同型式のRV型のガソリン自動車を用いると共に、タイヤ種類を変えて、定常走行、加速走行及び惰行走行を行い、騒音測定を行った。なお、定常、加速走行については、TRIASに準拠した。

騒音の計測は、車両進行方向左右7.5m、地上高さ1.2mの位置にマイクロホンを設置し、それぞれの走行の際の最大騒音値を測定し、以下の実測値或いは計算に用いた実測値については、複数の生のデータを算術平均した。

試験路での測定概要と測定状況を図1及び図2に示す。また、車両の位置、その時の騒音値等を同時に計測出来る装置

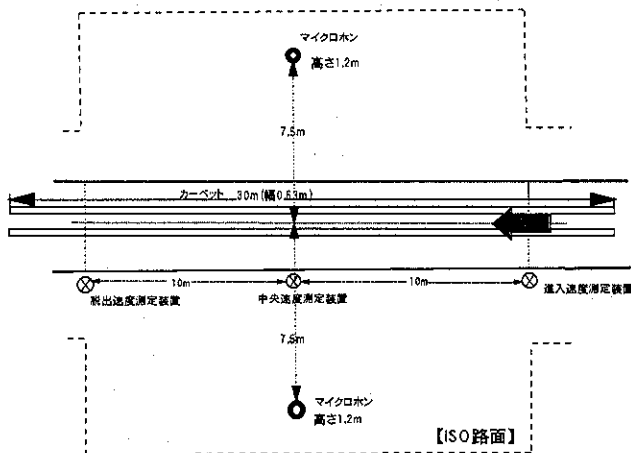


図1 試験路実験の概要

表2 車両諸元比較

	種別	動力源	駆動方式	軸距 (mm)	車両重量(kg)	最高出力/最大トルク
車両Ⅰ	RV型	永久磁石式 同期型モータ	前輪駆動	2,410	1,540	50kw/3,100-4,600rpm 190N・m/0-1,500rpm
車両Ⅱ	RV型	ガソリンエンジン (1,998cc)	前輪駆動	↑	1,210	135PS/6,000rpm 18.5kg・m/4,400rpm

表3 タイヤ仕様比較

	ベルト角度	トレッド部ゴム材質（キャップトレッドコンパウンド）	
		JIS 硬 度	$\tan \delta$
Aタイヤ	基準値	基準値	基準値
Bタイヤ	基準値+7°	↑	↑
Cタイヤ	基準値	基準値+2%	基準値+40%

を用いて、騒音値と車両位置等の関係を測定した。

(2) 試験車両

試験に供する車両については、カーペット法による走行時のタイヤ騒音の測定精度を検証するために、試験車両と同型である電気自動車を用いることとした。電気自動車（以下、「車両Ⅰ」という。）の場合、表1の加速時車両動力系関連音（Le）が殆ど無視出来ると考えられる。

なお、試験車両としては、RV型のガソリン自動車（以下、「車両Ⅱ」という。）を用いた。その車両諸元比較を表2に示す。

(3) 試験タイヤ

車両Ⅰ及びⅡに関するスモースタイヤとして、1種類（以下、「Eタイヤ」という。）を用い、さらに、試験タイヤとして3種類を用いた。

試験タイヤとしては、今回の試験の基準となる基準タイヤ（以下、「Aタイヤ」という。）、基準タイヤのベルト角度を変更試作したタイヤ（以下、「Bタイヤ」という。）及び基準タイヤのトレッド部ゴム材質（キャップトレッドコンパウン

ド）を変更試作したタイヤ（以下、「Cタイヤ」という。）を用いた。また、スモースタイヤについては、Eタイヤは構造、材質はBタイヤと同じであるもののベルト、キャップトレッドコンパウンドの寸法が異なる。

これらタイヤのタイヤサイズは、全て 215/70R16 であり、各試験タイヤの仕様比較を表3に、タイヤのトレッドパターンを図3に示す。

なお、JIS硬度、 $\tan \delta$ 共、タイヤのトレッド部に使用されているコンパウンドの物性値であり、JIS硬度は、数値が大きい程硬く、 $\tan \delta$ は、数値が大きい程摩擦抵抗が大きく滑りにくいことを示している³⁾。

3. 1. 3. 実験結果及び考察

カーペット法を用いた場合の車両Ⅱのタイヤ騒音推定結果を車両Ⅰの測定結果と比較してカーペット法の測定精度について考察した。

表4及び表5に、カーペット法による、“車両Ⅱの定常走行時のタイヤ騒音推定値”及び“車両Ⅱの二速、三速加速度を車両Ⅰのものに合わせる内挿法により、車両Ⅱのタイヤ騒音を推定した値”と、車両Ⅰの実測値とを比較したものを示す。

なお、昨年度報告したように、“車両Ⅰ（A/T車）の加速度が、車両Ⅱ（M/T車）の二速、三速における加速度の間である”ことから、更に精度を上げるため、車両Ⅱによる推定値を車両Ⅰの実測値と比較する場合、“車両Ⅱの二速、三速の加速度を車両Ⅰの加速度に合わせる内挿法”を使用した。

また、この場合、カーペットの吸音量を、同一試験路において定常走行、加速走行時のエンジン回転数相当条件における定置騒音を車両毎に測定し、カーペットが敷かれている場合とカーペットが無い場合とのレベル差から算出した。

表4から、定常走行の場合、タイヤ組み合わせ毎の両者間のレベル差は、±0.5 dBAの範囲内に、また、車両Ⅱ二速及び三速加速走行について内挿法で算出推定した場合は、表5から、両者間のレベル差は、-0.9～0.8 dBAである。以上の結果から、カーペット法によるタイヤ騒音の測定精度は、概ね±1 dBA程度の範囲にあることが認められた。

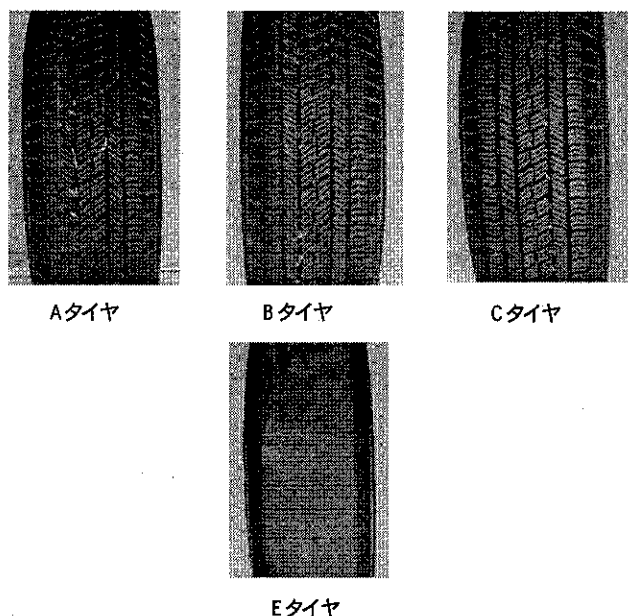


図3 車両Ⅰ及び車両Ⅱ用の試験タイヤ、スモースタイヤ

表4 カーペット法による車両Ⅱのタイヤ騒音推定値と車両Ⅰの実測値との比較（定常走行の場合）

タイヤ組み合わせ	車両Ⅱの推定値 (A)	車両Ⅰの実測値 (B)	差 (A-B)
	dBA	dBA	dBA
A-A	67.7	68.2	-0.5
B-B	67.1	67.3	-0.2
C-C	68.1	68.4	-0.3
E-E	64.1	63.6	0.5

表5 カーペット法による車両Ⅱのタイヤ騒音推定値と車両Ⅰの実測値との比較（加速走行の場合）
（車両Ⅱ二速三速加速を加速度による内挿法により車両Ⅰのものに合わせたもの）

タイヤ組み合わせ	車両Ⅱの推定値(A) dB A	車両Ⅰの実測値(B) dB A	差(A-B) dB A
A-A	69.0	69.6	-0.6
B-B	68.8	69.7	-0.9
C-C	68.9	68.1	0.8
E-E	—	64.2	—

3. 2 台上及び試験路上におけるタイヤ単体騒音の音響インテンシティの比較

3. 2. 1 目的と概要

タイヤ騒音の測定は、一般にテストコースなどの路面において行われる。特に最近ではISO10844で規定された路面を用いることが多い。しかし、ISOで規定されている路面（以下、ISO路面という）を用いても、路面によって騒音レベルにばらつきが出るという問題点がある。それを解決するために、室内の台上での測定が行われるようになってきた。しかし、室内台上の測定は、テストコースでの測定とは条件が異なり、特にローラーが曲率を持つことによる接地面の違いと、ローラー表面の違いが大きな問題とされている。

本研究では、テストコースのISO路面での測定と室内台上での測定のタイヤ騒音の違いを明らかにするために、タイヤ騒音測定用のトレーラを用いて、タイヤ近傍で音響インテンシティを測定し、両者の違いを明らかにしたので報告する。

トレーラはタイヤ周囲に車体などの反射物がなく、タイヤ単体に近い状態で測定できるので、コース上とローラー上の違いが明確にできる。

3. 2. 2 実験方法

(1) ISO路面上における測定

ISO路面上における測定は、埼玉県熊谷市にある交通安全環境研究所自動車試験場内のテストコース内で、ISO10844で規定された性能を満たす自動車騒音測定用の路面で行った。測定に使用したトレーラは、専用のタイヤ騒音測定用トレーラ（財団法人日本自動車研究所所有、図4）を用いた。トレーラの左側に測定対象のタイヤを装着し、右側にはスリックタイヤを装着した。測定対象のタイヤに通常の乗用車の前輪左側にかかる荷重に相当する450kg

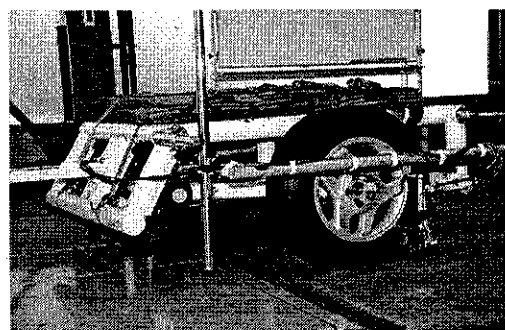


図4 測定に使用したトレーラ

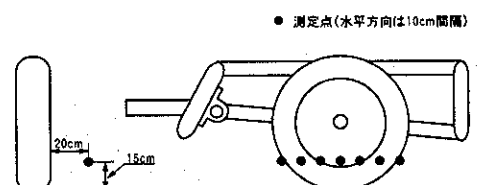


図5 タイヤ近傍における
音響インテンシティの測定位置

の荷重をかけた。このタイヤの近傍において3次元の音響インテンシティプローブを設置し、走行中のタイヤ騒音を測定した。このトレーラを牽引車からの騒音が測定値に影響しないように牽引車の後方に3.78mのアームを介して接続した。さらに、テストコースに幅0.6m長さ30mのカーペットを2枚敷き、測定対象以外のタイヤ騒音をできるだけ小さくするようにカーペット上を走行させた。タイヤにかかる荷重は実車装着時相当の425kgとした。

音響インテンシティの測定は、タイヤのサイドウォールから20cm、路面からの高さ15cmの位置で、タイヤと路面の接地面を中心として、タイヤ前後に10cm、20cm、30cm離れた位置の7点で測定した。タイヤと測定点の位置関係を図5に示す。



図6 テストコースでの測定状況

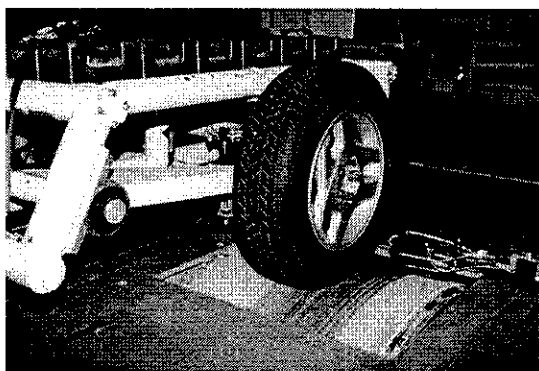


図7 ローラー上での測定状況

騒音測定は、牽引車を定常 55km/h で走行させ、測定対象のタイヤが ISO 路面上を走行しているときの 2 秒間を 50ms 間隔で測定し、その平均値を求めた。図 6 にテストコースでの測定状況を示す。

(2) ローラー上における測定

ローラー上における測定は、当所の音響実験棟内にあるシャーシダイナモメータを用いて行った。シャーシダイナモメータは半無響室(縦 15m、横 15m、高さ 7m)内のほぼ中央位置にあり、ローラーの直径は約 1.6m、ローラーの周長 5m で、ローラー表面は ISO 路面の表面の型を取った厚さ 10mm の硬質ウレタン製のパッド(以下、ISO 模擬パッドという)が貼付されている。トレーラの左側に測定対象のタイヤを装着し、測定対象のタイヤのみをローラー上に載せ、ローラー側から 55km/h の一定の速度でタイヤを駆動させた。このときに発生するタイヤ騒音を、テストコース上での測定と同様に、タイヤのサイドウォールから 20cm、路面からの高さ 15cm の位置で、タイヤと路面の接地面を中心として、タイヤ前後に 10cm、20cm、30cm 離れた位置の 7 点で測定した。トレーラにウエイトを載せタイヤに

表 6 試験タイヤの仕様

	ベルト角度	トレッド部ゴム材質(キャップトレッドコンパウンド)	
		JIS 硬度	$\tan \delta$
タイヤ A	基準値	基準値	基準値
タイヤ B	基準値 + 7°	基準値	基準値
タイヤ C	基準値	基準値 + 2%	基準値 + 40%
タイヤ D	基準値	基準値	基準値

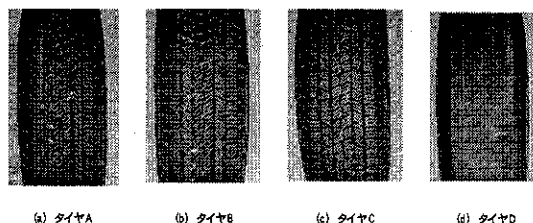


図8 試験タイヤのトレッドパターン

425kg の荷重がかかるように調節した。ローラー上での測定状況を図 7 に示す。

3. 2. 3 測定に用いたタイヤの仕様

測定に用いたタイヤは、タイヤサイズ 215/70R16 で、タイヤのトレッドパターンはすべて同一であり、タイヤの特性に影響を与えるベルト角度、JIS 硬度および $\tan \delta$ が異なるタイヤ 3 種類を用いた。ここでは、基準とするタイヤをタイヤ A、タイヤ A に比べてベルト角度を 7° 増加したタイヤをタイヤ B、タイヤ A に比べて JIS 硬度を 2% 及び $\tan \delta$ を 40% 増加させたものをタイヤ C と記す。また、比較のためにタイヤ A と同じ特性を有するスリックタイヤも用いた。スリックタイヤをタイヤ D と記す。各タイヤの仕様を表 6 に示す。測定に用いた全タイヤのトレッドを図 8 に示す。

3. 2. 4 路面と台上での測定で条件の異なる点

路面と台上での測定では条件の異なる点がある。ここでは、異なる条件のうち測定が可能なものについて比較する。

実際の路面と、ローラー上の ISO 模擬パッドでは、表明性状は明らかに異なる。図 9 に、ISO 路面と ISO 模擬パッドの表面の写真を示す。路面は ISO で規定されたアスファルトコンクリートの路面である。一方、ローラーの表面は硬質ウレタンである。性状を表すものとして路面粗さ、TD 値、吸音率などがあ

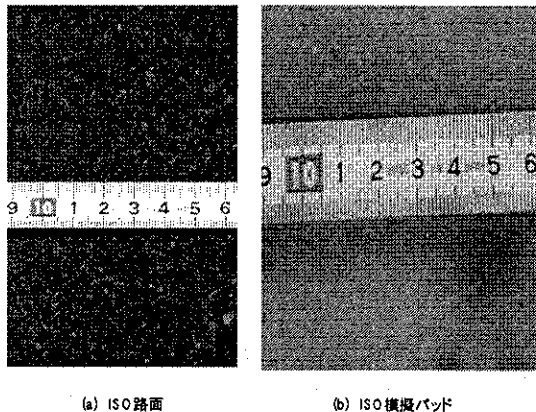


図 9 ISO 路面と ISO 模擬パッドの表面の写真

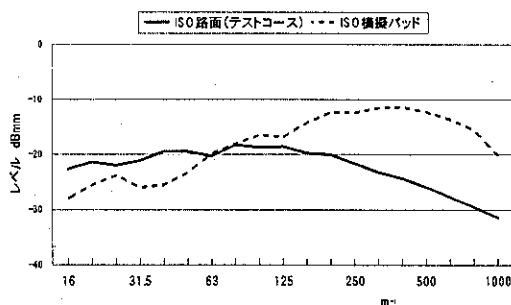


図 10 ISO 路面と ISO 模擬パッドの路面プロファイルの比較

るが、これらのうち測定してきた結果を比較する。まず乾燥時の摩擦係数(英国式ポータブルスキッドレジスタンステスターによる測定値)は、ISO 路面：1.17、ISO 模擬パッド：0.98～1.08 で、ISO 模擬パッドは ISO 路面に比べるとかなり滑りやすく、スリップしやすいと考えられる。図 10 に両者の路面プロファイルを示す。それぞれ、1m の区間の路面凹凸を測定し、1/3 オクターブごとの空間周波数のレベルを示している。63m⁻¹ を境に両者のレベルの大きさが逆転しており、それよりも低い空間周波数では ISO 路面のレベルが高く、それ以上の空間周波数では ISO 模擬パッドのレベルが高くなっており、特に、125m⁻¹ 以上では 10dB 以上高くなっている。ISO 模擬パッドは、空間周波数が高いほどレベルが高くなっており、ISO 路面に比べて表面のきめが細かいということがわかる。図 11 は両者の吸音率を比較したものである。吸音率は垂直入射吸音率を測定するインピーダンス管を路面に垂直に立て、管と路面との隙間から音が漏れないように粘土でふさいで測定した。ISO10844 では、ISO 路面の吸音率は 400Hz から 1.6kHz の範囲で 0.1 以下と規定

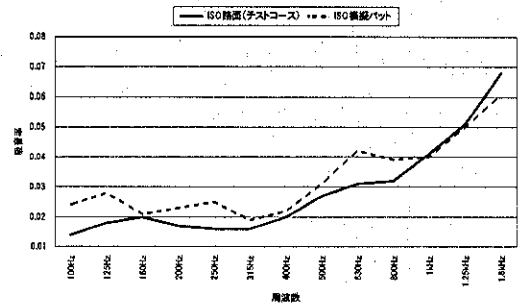


図 11 ISO 路面と ISO 模擬パッドの吸音率の比較

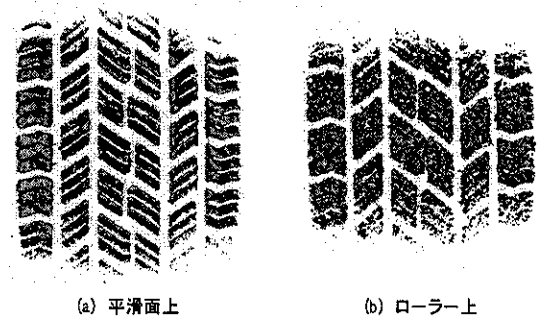


図 12 平滑面とローラー上でのフットプリントの比較

されている。図 11 から ISO 模擬パッドの吸音率は 1.6kHz まで 0.1 以下であり、また、ISO 路面吸音率とほぼ同様な値となっていることがわかる。図 12 に、平滑面上とローラー上でのタイヤとのフットプリントを示す。正確に比較を行う場合は、平滑面ではなく ISO 路面上で測定すべきであるが、接地面の形状を詳細に調べるために平滑面上で行った。図の結果は、タイヤ A の場合であるが、平滑面上に比べ、ローラー上では曲率があるため接地面積が小さくなっている。前後方向の最大接地長さは、平滑面では 16.7cm でローラー上では 13.5cm であった。色は圧力の大きさを示しており、赤色は圧力が高く、緑色は圧力が低い。タイヤにかかる荷重が等しいので接地面での圧力は、ローラー上の方が大きくなっている。平滑面では、タイヤの外側(ショルダ部)での圧力が高いが、ローラー上では外側だけでなく中心部の圧力も高くなっている。

3. 2. 5 音響インテンシティの結果

はじめに、タイヤ近傍で測定した音響インテンシティレベルの比較を行う。音響インテンシティは x、

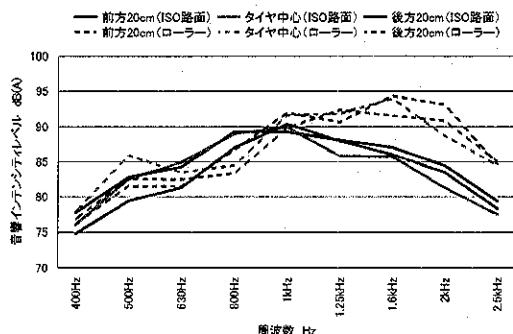


図 13 ISO 路面上とローラー上でのタイヤ近傍における音響インテンシティレベルの比較 (タイヤ A)

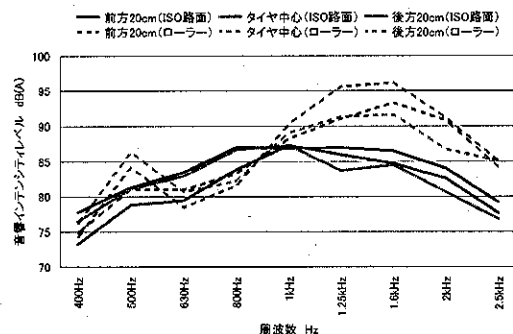


図 14 ISO 路面上とローラー上でのタイヤ近傍における音響インテンシティレベルの比較 (タイヤ B)

y, z の 3 方向の成分に分解して解析されるため、3 方向を合成した音響インテンシティレベルを求めその値を比較した。

図 13 から図 16 に、タイヤ A、B、C 及び D の測定点別の 1/3 オクターブバンドが 400Hz から 2.5kHz の音響インテンシティレベルを示す。実線は ISO 路面での結果、点線はローラー上の結果である。表示した結果は、タイヤ中心とタイヤの前後 20cm における測定位置の結果である。溝を持つタイヤ A、B 及び C の結果はいずれも、1.25kHz 以上の周波数で、ローラー上の音響インテンシティレベルが ISO 路面上に比べて大きくなっており、測定位置や周波数によっては 5dB 以上大きくなっているものもある。一方、溝のないタイヤ D の結果は、溝を持つタイヤほど大きなレベル変化はない。従って、タイヤ A、B、C に見られたレベルの上昇は溝に起因すると考えられる。逆に、800Hz 以下ではすべてのタイヤにおいて、ローラー上での音響インテンシティレベルは ISO 路面上に比べて小さくなっている。これらの違いを周波数別に見るために、図 13

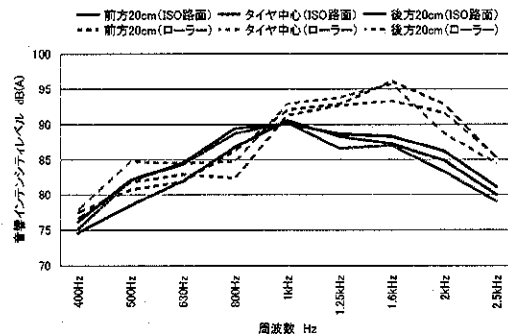


図 15 ISO 路面上とローラー上でのタイヤ近傍における音響インテンシティレベルの比較 (タイヤ C)

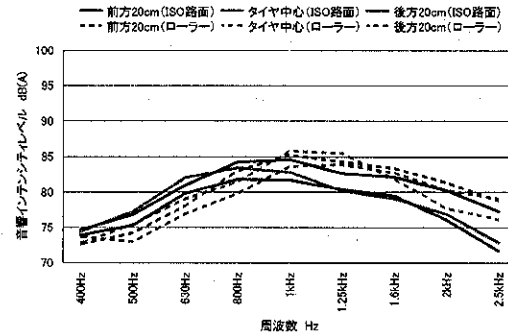


図 16 ISO 路面上とローラー上でのタイヤ近傍における音響インテンシティレベルの比較 (タイヤ D)

のタイヤ A の結果において、レベルの変化が特徴的である、500Hz、800Hz、1.25kHz、1.6kHz の結果について、音響インテンシティの放射特性を表すベクトル図を比較しながら、その違いについて述べる。

図 17 は、タイヤ A の ISO 路面とローラー上における 500Hz の音響インテンシティベクトル線図である。図 13 の音響インテンシティのレベルから、500Hz はタイヤ中心とタイヤ後方でローラー上のレベルが ISO 路面上よりも大きくなっている。しかし、図 16 のタイヤ D の結果では、いずれの測定位置でも ISO 路面上のレベルが大きい。従って、タイヤ A でローラー上のレベルが大きいのは溝の影響によると考えられる。図 17(a) の ISO 路面上での音響インテンシティベクトル線図の結果において、正面図の音響インテンシティをタイヤの方へ延長するとタイヤと路面との接地面付近に当たる。従って、測定された音響インテンシティは、タイヤと路面との接地面、すなわちタイヤの溝から発生している騒音であると考えられる。側面図と上面図のインテンシティベクトルをタイヤの方へ延長すると、タイヤと

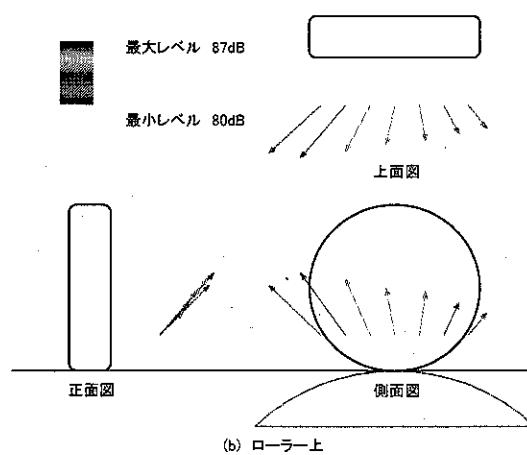
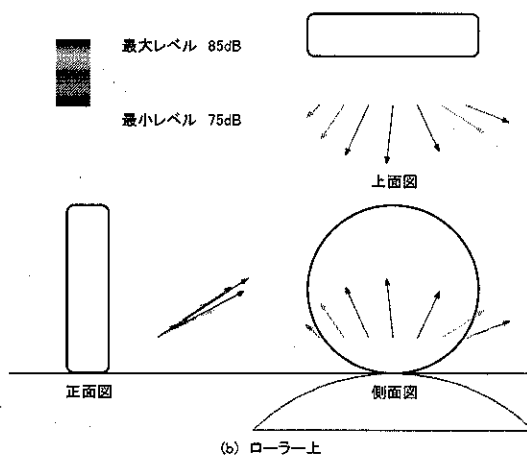
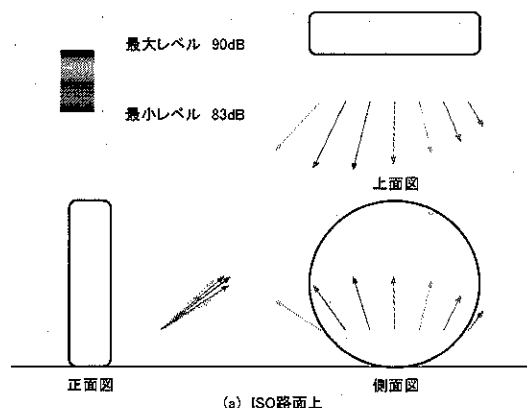
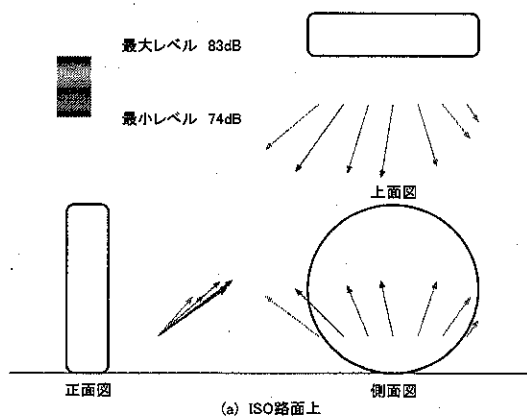


図 17 ISO 路面上とローラー上の音響インテンシティベクトル線図の比較 (タイヤ A、500Hz)

図 18 ISO 路面上とローラー上の音響インテンシティベクトル線図の比較 (タイヤ A、800Hz)

路面との接地面の前後、踏み込み部と蹴り出し部に当たることが分かる。また、ベクトルの向きは放射方向が前方であることを示している。従って、タイヤ溝によって発生した騒音が、タイヤ接地面の踏み込み部と蹴り出し部から外側へ放射しており、それらは前方へ向かっていると考えられる。図 17(b)のローラー上での音響インテンシティベクトル線図において、前面図のベクトルをタイヤの方へ延長すると、タイヤと路面との接地部へ当たる。また、側面図と前面図のタイヤ中心に近い3つの測定位置でのベクトルをタイヤの方へ延長すると、タイヤとローラーとの接地面から騒音が放射されていることが分かる。しかし、路面上の結果では発生位置がタイヤ接地面の前後、踏み込み部と蹴り出し部とに分離できたが、ローラー上では明確な分離はできず、接地部全体から放射されているような結果になっている。これは、ローラー上では接地面のタイヤ前後方向の接地長が短いためであると考えられる。また、

ローラー上での結果は、ベクトルの向きがタイヤ接地面からほぼ正面へ強くされており、路面上の結果のように前方へ放射されていない。これは、接地面の形状の変化と、ローラーが曲率を持つために放射方向の指向性が変わったためと考えられる。タイヤとの接地面積はローラー上の方が小さいため接地部での圧力はローラー上の方が大きいと考えられる。そのために、タイヤ溝による騒音が大きくなり、インテンシティレベルの増加につながったと考えられる。

図 18 に、タイヤ A の ISO 路面とローラー上における 800Hz の音響インテンシティベクトル線図を示す。今回使用しているタイヤ A、B、C は 55km/h で 1 次の周波数が約 352Hz のパターン加振音(ピッチノイズ)を発生する。従って 2 次のピッチノイズは約 704Hz で、これは、1/3 オクターブバンドの周波数帯域では 630Hz と 800Hz の境界の周波数である。ISO 路面上での結果は、音響インテンシティの

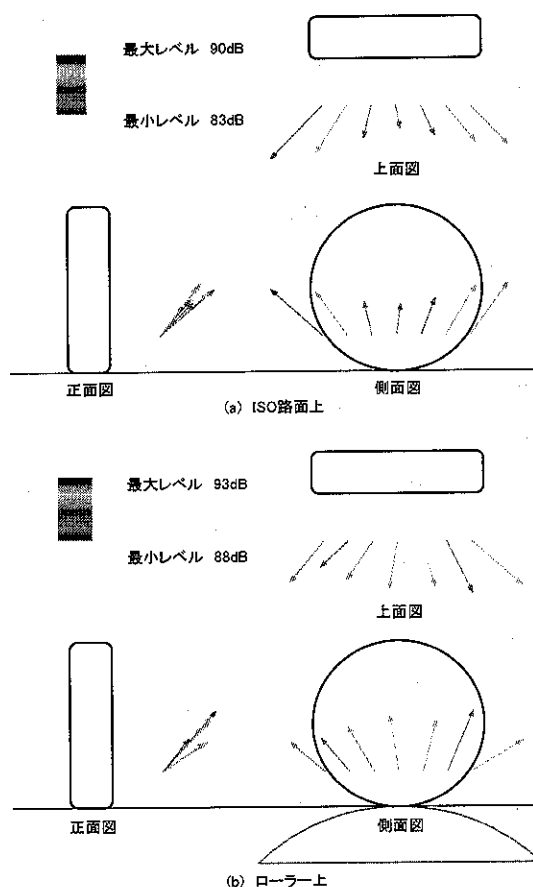


図 19 ISO 路面上とローラー上の音響インテンシティベクトル線図の比較(タイヤ A、1.25kHz)

ベクトルから騒音がタイヤ接地面付近から発生していると考えられる。しかし、ローラー上の結果では、正面図の音響インテンシティのベクトルをタイヤ側へ延長させるとタイヤ接地面の手前で床面にあたる。従って、この結果はタイヤ騒音が接地部から発生しているようには考えられない。これは、ローラーに曲率があるため、路面上とは騒音の反射が異なりローラー表面で反射した騒音によって音響インテンシティの結果が影響を受けたと考えられる。また、図 13 の音響インテンシティレベルの結果では、ローラー上のレベルが小さくなっているが、これは測定点での音響インテンシティが反射音によって影響を受け、この位置では路面上の結果よりもレベルが小さくなったと考えられる。また、

図 19 に、タイヤ A の ISO 路面とローラー上における 1.25kHz の音響インテンシティベクトル線図を示す。図 19(a) の ISO 路面上での音響インテンシティベクトル線図の結果において、側面図では接地

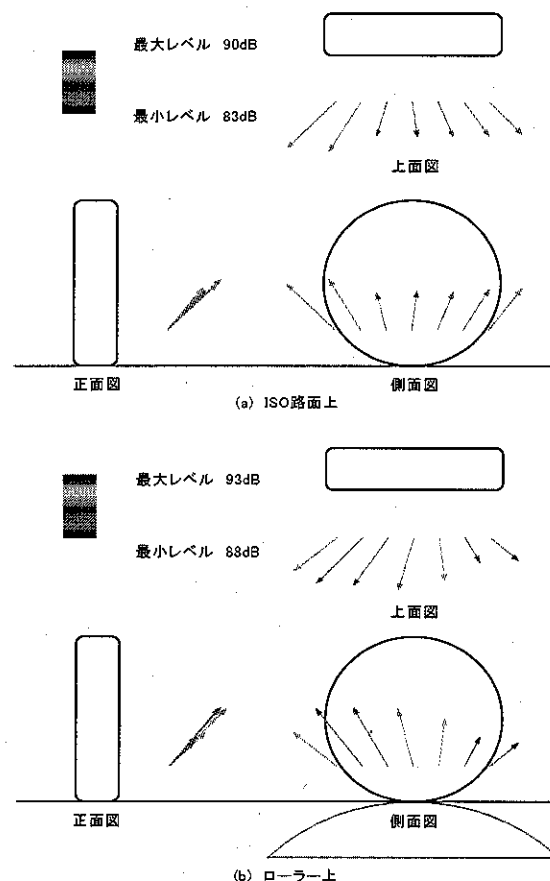


図 20 ISO 路面上とローラー上の音響インテンシティベクトル線図の比較(タイヤ A、1.6kHz)

面の前後の音響インテンシティベクトルが大きく、接地面の中心でのベクトルは小さい。図 12 に示すフットプリントの結果において、路面上の結果では、接地面における縦溝の接地長は接地長は、約 12cm から最大で 16cm 程度である。この場合の共鳴周波数は約 1160Hz から 1420Hz である。この周波数帯域は 1/3 オクターブバンドでは 1250Hz から 1600Hz の帯域である。従って、この結果は気柱共鳴音が測定されていると考えられる。しかし、図 19(b) のローラー上の結果では、接地部の前後よりも接地部の中心から放射されているような結果で、正面図のベクトルの向きは 800Hz のローラー上の結果と同じような向きである。ピッチノイズの 4 次の周波数は約 1408Hz で、これは 1250Hz と 1600Hz の周波数帯域の境界の周波数である。このため、ローラー上ではピッチノイズが主たるタイヤ騒音となっていると考えられる。図 12 のフットプリントの結果において、路面上ではショルダ部の接地圧が大

きくそれ以外は小さいが（赤色は圧力が高く、緑色は圧力が低い）、ローラー上では接地面全体での接地圧が大きい。従って、ローラー上では、接地している溝（ここではブロック溝）すべてに大きな接地圧がかかるために溝にかかる加振力が大きくなり、ピッチノイズが大きくなる。そのため、路面上では主たるタイヤ騒音が気柱共鳴音であるが、ローラー上ではピッチノイズが主たるタイヤ騒音になっていると考えられる。この結果、ローラー上の音響インテンシティレベルは路面上の値よりも大幅に大きくなったと考えられる。

図 20 に、タイヤ A の ISO 路面とローラー上における 1.6kHz の音響インテンシティベクトル線図を示す。路面上の結果は、1250Hz の結果とよく似ており、接地面の前後からタイヤ騒音が強く発生している結果で、気柱共鳴音が測定されていると考えられる。ローラー上の結果では、接地部の中心から騒音が発生している結果になっており、4 次のピッチノイズが強く発生していると考えられる。また、ローラー上での縦溝の接地長が約 12cm で、1600Hz の中心周波数帯域に気柱共鳴音も発生していると考えられる。

3. 2. 6 まとめ

路面上とローラー上でのタイヤ騒音の発生形態がどのように異なるかを調べるために、トレーラを用いてタイヤ近傍で音響インテンシティを測定することにより、タイヤ騒音放射特性を比較した。路面上とローラー上で異なる点を考慮しながら、両者の測定結果を比較し、異なる場合はその原因を考察した。その結果、ローラー上では路面上に比べて 1.25kHz 以上の周波数帯域で音響インテンシティレベルが上昇することが分かった。これは、ローラー上ではタイヤとの接地面積が小さくなるために溝の突起にかかる圧力が大きくなり、そのためピッチノイズが大きく発生してしまうためと考えられる。また、通常最もレベルが大きいと考えられる 2 次のピッチノイズのレベルはローラー上の方が小さかった。これは、ローラーが曲率をもっているために騒音放射特性が変化し、同一測定点ではインテンシティレベルが小さくなったと考えられる。これについては、測定点を増やして、タイヤ側面全面でのインテンシティベクトルを測定して、詳細に検討する必要がある。

今回は、ISO 路面と ISO 模擬パッドを貼付したローラー上の結果のみの比較であった。そのため、騒音放射特性が異なる原因について詳細な解析はでき

なかった。また、測定位置も、路面からの高さが 15cm の一列のみの測定であった。従って、ローラーが曲率を持つことによるタイヤ騒音の指向性の変化を調べる迄には至らなかった。今後は、セーフティウォークを貼付したローラーや、当所以外の直径の異なるローラー上で装用の測定を行い、路面上とローラー上でタイヤ騒音放射特性が異なる点を詳細に検討したいと考える。

4. 駆動力作用条件下におけるタイヤ騒音発生機構の研究

4. 1 目的と概要

加速時のタイヤ騒音は、種類などにより差はあるものの惰行時のタイヤ騒音よりも増加することが指摘されている。⁴⁾ところが、この加速時におけるタイヤ騒音の発生メカニズムや特性に関しては、現在、なお、十分に解明されていない状況にある。したがって、このような加速時におけるタイヤ騒音の発生状況を解析するための一方法として、これまで、定速走行を対象とした移動音源に対する音響ホログラフィ法を、一定な加速走行状態に適用することを検討した。

本研究では、 8×8 の2次元のマイクロホンアレイ（以下、マイクアレイという）を用いて、加速走行状態に適用することの有効性をシミュレーションにより検討するとともに、エンジン・排気系騒音等の発生のない電気自動車を用いて、タイヤ種類を変更した場合における加速時のタイヤ騒音の主要な発生位置について解析を行った。その結果、加速時のタイヤ騒音の主要な発生位置がタイヤ・路面間のスリップ特性に依存する傾向があることを確認した。

4. 2 音響ホログラフィを用いた加速時タイヤ騒音の解析

4. 2. 1 路面反射の影響に関するシミュレーションによる検討

(1) 移動音源に対する音響ホログラフィ法

本方法では、地上に固定されたマイクアレイと移動音源との間で生じるドップラー効果の影響を補正し、計測音圧からホログラム情報を求め、再生式を適用し、音源の再生を行う。本方法では、武田等によって提案された音響ホログラフィ法とドップラー効果の補正法を用いている。^{5), 6), 7)}

音源の再生には、図21に示す再生面上の各点について、図22に示すデータ処理手順にしたがい、逐次、複素体積速度振幅を計算し、音源の再生を行う。以下に、平面ホログラムの再生式を示す。

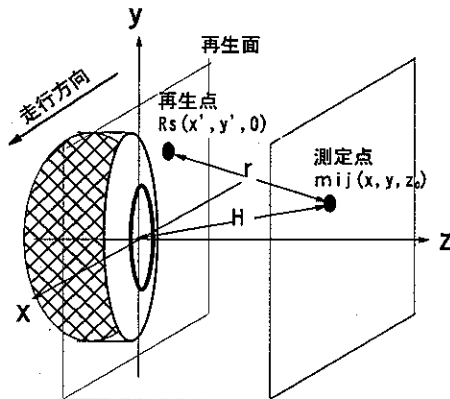


図21 平面ホログラムによる再生面と座標系

$$\dot{U} = -\frac{1}{i\rho ck} \int \int p(x, y, z_0) \times \frac{\exp(-ikr)}{r} \frac{z_0}{H} dx dy \quad (4-1)$$

ここで、 $\dot{U}$ ：再生体積速度振幅（以下、再生速度振幅という）、 k ：波数、 ρ ：空気密度、 r ：計測面 (x, y, z_0) 上の受音点 mij から再生面 $(x, y, 0)$ 上の再生点 Rs までの距離、 H ：再生面の中心（原点）と計測面上の受音点との距離、 $p(x, y, z_0)$ ：受音点における音圧を表す。

なお、再生速度振幅のレベル分布における最大値を、再生速度振幅レベルとする。ドップラー効果の補正は、以下の媒質移動における音響伝播の式(4-2)及び(4-3)に基づいた。⁸⁾

$$P = \frac{\rho}{4\pi} \frac{\dot{U}s[t-R/C]}{R(1-M\cos\theta)^2} + \frac{\rho \dot{U}s[t-R/C]}{4\pi} \frac{(\cos\theta-M)V}{R^2(1-M\cos\theta)^3} \quad (4-2)$$

$$R = \frac{M(x-Vt) + \sqrt{(x-Vt)^2 + (1-M^2)(y^2 + z_0^2)}}{1-M^2} \quad (4-3)$$

ここで、 $\dot{U}s$ は、音源の体積速度振幅、 t は時刻、 R は、計測された音波が音源から放射された時刻における音源と受音点との距離、 C は、音速、 M はマッハ数、 θ は、計測された音波が音源から放射された時刻に、音源と受音点と結ぶ直線が移動方向となす角度である。

筆者らは、これまでに、一定速度で移動するモデル音源（スピーカー）を用いた実験結果から、移動音源が帯域ノイズ音源の場合でも、2次元のマイクアレイを用いて、その帯域における各周波数毎の再生結果をパワー合成することにより、本方法が帯域ノイズ音源にも有効であることを確認している。⁹⁾

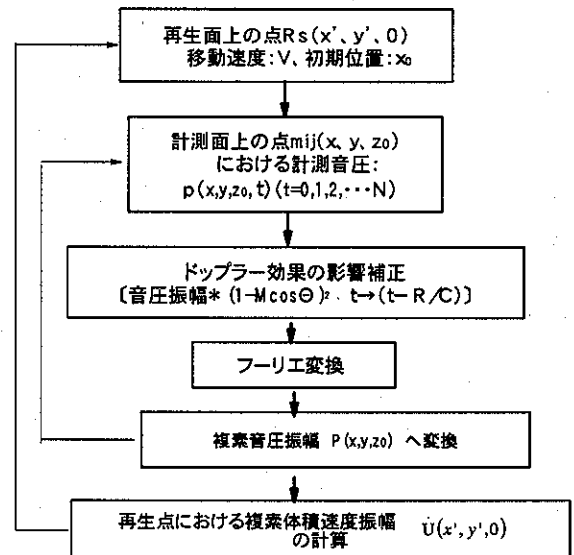


図22 移動音源に対する音響ホログラフィ法のデータ処理フロー

(2) 路面反射を考慮した点音源モデル

本方法をタイヤ騒音に適用する場合、路面による反射が再生結果に及ぼす影響が無視できないと考えられる。この点については、これまで、殆ど検討された例がないため、本報では、前報と同様に、移動する点音源からの音圧波形をシミュレートする方法を用いて、路面反射が再生結果に及ぼす影響を考察した。

図23に示すように、音源出力が変化しない点音源S1が、完全反射面と仮定できる路面上高さhにあり、一定な速度Vでマイクアレイ前を通過する場合、測定点mijでは、S1からの直接到達する音波とみかけ上、虚音源S2から到達する反射音波とが重ね合わされた音圧波形が観測される。移動する点音源S1、S2と測定点mijとの距離をR1、R2とすれば、ドップラー効果の影響を考慮して、式(4-3)から、R1、R2は、次式で示される。

$$R1 = \frac{M(x-Vt) + \sqrt{(x-Vt)^2 + (1-M^2)((y+D-h)^2 + z_0^2)}}{1-M^2} \quad (4-4)$$

$$R2 = \frac{M(x-Vt) + \sqrt{(x-Vt)^2 + (1-M^2)((y+D+h)^2 + z_0^2)}}{1-M^2} \quad (4-5)$$

したがって、点音源S1、S2から放射される音圧波形をP1、P2で表し、計測音圧をPとすれば、式(4-2)から次式で示される。

$$p = p_1 + p_2 = \frac{\rho}{4\pi} \frac{\ddot{U}_s[t-R_1/C]}{R_1(1-M\cos\theta)^2} + \frac{\rho \ddot{U}_s[t-R_1/C]}{4\pi} \frac{(\cos\theta-M)V}{R_1^2(1-M\cos\theta)^3} + \frac{\rho}{4\pi} \frac{\ddot{U}_s[t-R_2/C]}{R_2(1-M\cos\theta)^2} + \frac{\rho \ddot{U}_s[t-R_2/C]}{4\pi} \frac{(\cos\theta-M)V}{R_2^2(1-M\cos\theta)^3} \quad (4-6)$$

式(4-6)を用いて、路面反射を考慮した場合の移動する点音源の音圧波形をシミュレートした。本シミュレーションの計算条件を表7に示す。点音源とホログラム面との水平距離は、1mとした。路面反射による干渉の影響は、帯域ノイズよりも単一音の場合の方が顕著であると考えられるので、解析帯域を考慮し、点音源の発生音を1kHzの正弦波とした。また、波形サンプル時の測定時間を短くした場合には、加速走行でも、殆ど定速走行とみなせるので、本報では、定速走行条件で考察した。

(3) 路面反射が再生結果に及ぼす影響

シミュレーションにより得られた移動する点音源の計測音圧に対して、本方法を適用し、路面からの音源高さを変更した場合の音源再生位置のy方向誤差(δy)及び再生速度振幅レベルに及ぼす影響を検討した。これらの結果を図24及び図25に示す。図24から、路面反射なしの場合には、y方向誤差は、波長の10%以内であるが、路面反射がある場合には、 (h/λ) が0.72付近で、誤差が大きくなっている。この場合、

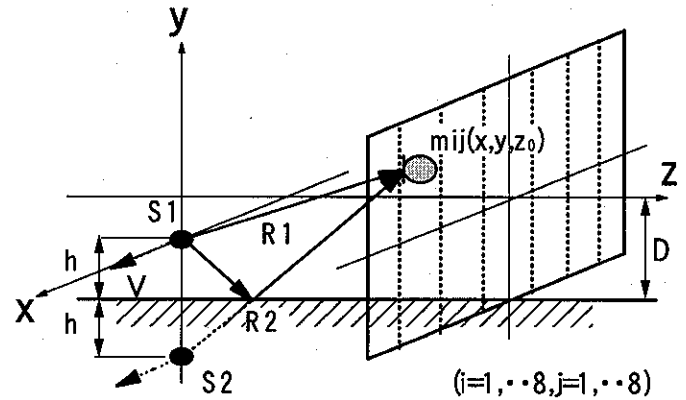


図23 移動する点音源を用いた路面反射のモデル

図23における音源S1、S2間の距離が概ね1.5波長に近く場合となるため、反射音による干渉の影響が現れたものと考えられる。このような場合を除けば、路面反射がある場合でも、y方向誤差は、路面反射なしの場合と同様であると考えられ

表7 音圧波形シミュレーションの計算条件

サンプリングレイト	16 kHz
移動開始/終了速度	55/55 km/h
測定時間	80 ms
音源の周波数/振幅	1 kHz(正弦波)/一定値
気温	25 °C
ホログラムサイズ(マイクピッチ)	0.8m×0.8m (x方向, y方向: 0.1m, 0.1m)
ホログラム中心高さ(D)	0.4 m
(反射面からの音源高さ)/(波長); (h/λ)	0.10~1.76 (10条件)

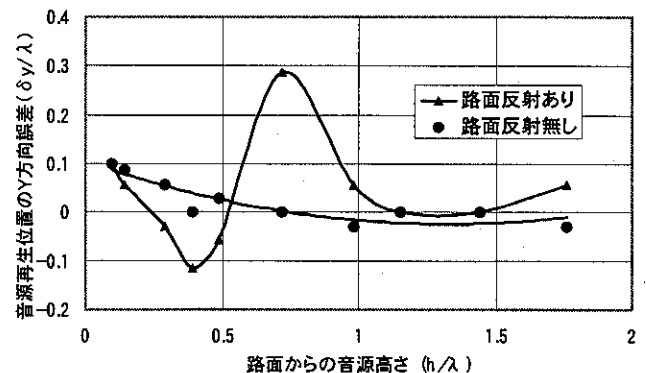


図24 路面反射による音源再生位置への影響

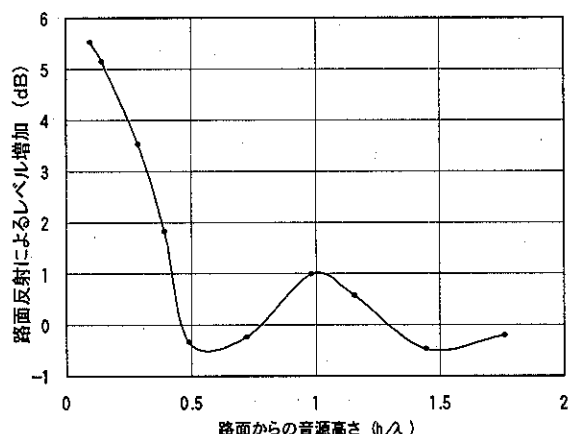


図25 路面反射による再生速度振幅レベルへの影響

る。

図25から、路面反射がある場合には、再生速度振幅レベルは、音源の路面からの高さによって変化する。また、概ね $(h/\lambda) < 0.5$ の範囲では、音源が路面に近づくにつれて再生速度振幅レベルは急激に増加し、増加量は6 dBに近づく傾向を示す。これらの結果から、本方法による再生結果では、音源の再生位置が、路面からの高さにおいて同程度である場合には、再生速度振幅レベルによる定量的な比較が可能であることを示している。

4. 2. 2 試験路実験

(1) 実験方法

音響ホログラフィ測定は、TRIASに準拠した加速走行騒音試験を実施した場合における試験車両の駆動輪から発生するタイヤ騒音を対象とした。

加速走行の場合、エンジン・排気系の騒音の影響が無視できないため、前輪駆動方式のRVタイプの電気自動車(試験時車両質量:1704kg)を試験車両とし駆動輪である左前輪を測定対象とした。試験路実験における2次元マイクアレイの位置は、図26に示すように、アレイの中心が、測定区間(20m)の中央位置に一致するように設定した。試験タイヤは、タイ

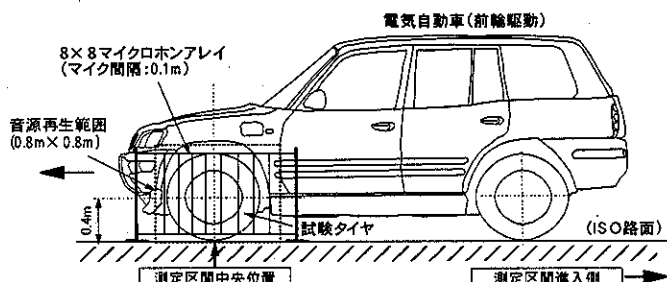


図26 試験路実験におけるマイクアレイ位置

ヤ・路面間のスリップ特性が、加速時タイヤ騒音に及ぼす影響を把握するため、タイヤ溝パターンがすべて同一であるA、B、Cの3種類のタイヤを使用した。Aタイヤを基準に、ベルト角度を7°増加させ周方向の剛性を低下させたBタイヤと、トレッド部のゴム硬度が同程度で、 $\tan \delta$ を40%高くしたCタイヤの3種類である。これらから、タイヤ・路面間のスリップは、一般路面では、Bタイヤ>Aタイヤ>Cタイヤの順に大きくなると考えられる。³⁾ また、加速走行では、測定区間中央位置で通過速度が概ね55km/hとなるので、比較のため、55km/hでの定速走行も実施した。

(2) 実験結果及び考察

800Hz, 1kHz, 1.25kHzの1/3オクターブ帯域について、本方法により音響ホログラフィによる再生を行った。前報で述べたように、定常及び加速走行時の各タイヤ騒音の発生位置は、概ね、タイヤと路面との接地点及びその前後にあり、したがって、路面反射の影響に関する検討結果から、再生速度振幅レベルによる定量的な比較が可能であると考えられる。表8に、定常走行時のAタイヤの結果を基準に、各タイヤの再生速度振幅レベルを相対比較した結果を示す。表8から、加速時の場合、Aタイヤでは、定常時に比べ各帯域全般で、3dB~4dB程度増加する傾向を示しているが、他のタイヤでは、周波数帯域によって、これらの変化に、差が認められる。800Hz, 1kHzの帯域では、タイヤ間の再生速度振幅レベルの変化は少ないが、1.25kHzの帯域では、レベルの変化が著しい。1.25kHzの帯域について、図27に、定常及び加速時のAタイヤ及びBタイヤの再生結果を、図28に、加速時のCタイヤの再生結果を示す。図27から、A、Bタイヤともに、加速走行では定常走行に比べ、騒音発生位置がタイヤ接地部付近から、蹴り出し側に移っている。レベル増加は、表8から3.3dB、4.4dBでBタイヤの方が大きい。図28のCタイヤの場合、加速時の騒音発生位置は、タイヤ接地部付近にあり、レベル増加は、定常及び加速時のAタイヤの場合に比べ、表8から各々、2dB、5.3dB減少している。これらの結果から、加速時におけるタイヤ騒音の増加は、タイヤ路面間のスリップ特性と密接に関わっており、タイヤ溝パターンが同じ場合には、タイヤ路面間のス

表8 定常及び加速時における各タイヤの再生速度振幅レベルの相対比較 (1/3オクターブ帯域)

	800Hz	1kHz	1.25kHz
定常 Aタイヤ	0 (dB)	0 (dB)	0 (dB)
定常 Bタイヤ	2.3	2	-2.4
加速 Aタイヤ	4	4.1	3.3
加速 Bタイヤ	0.7	0.4	2
加速 Cタイヤ	0.6	0.2	-2

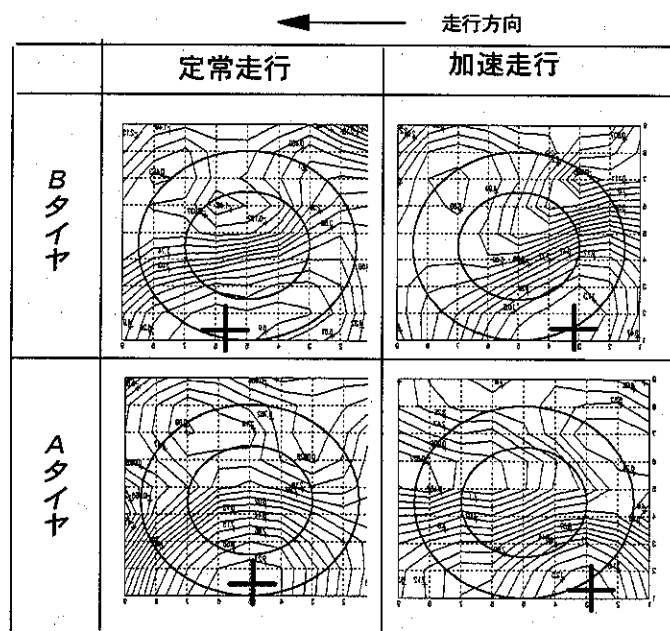


図27 定常及び加速走行時におけるA、Bタイヤの音源再生結果（1.25kHz, 1/3 オクターブ帯域）

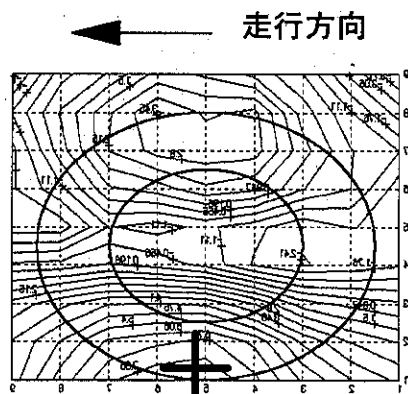


図28 加速走行時におけるCタイヤの音源再生結果（1.25kHz, 1/3 オクターブ帯域）

リップが大きくなるタイヤほど、騒音が増加する傾向があり、逆に、スリップが抑制されたタイヤでは、騒音が減少する傾向にあることが認められた。

4. 3 台上実験によるタイヤ駆動力、すべり率とタイヤ騒音との関係

4. 3. 1 室内台上における加速走行実験

タイヤ路面騒音実車台上試験装置上に、試験車として電気自動車を設置し、加速負荷時に発生するタイヤ騒音と車両側

駆動力、タイヤローラ間のすべり率との関係を調べた。表9に、試験車の諸元を、測定項目と測定方法を図29に示す。車両側では、駆動輪である前輪の軸トルク、タイヤ回転速度（右前輪）を測定し、ローラ側では、ローラ回転速度を測定した。また、台上でのタイヤ騒音の音響パワーを把握するため、タイヤ側面に近接した位置で、2次元のアレイマイクにより、過渡的な音場の変化が把握可能な時間領域音響ホログラフィ法による計測を実施した。

表9 電気自動車の車両諸元

動力	永久磁石式同期型モータ
駆動方式	前輪駆動
最高出力/回転数	50kW/3,100-4,000rpm
軸距	2,410mm
車両重量（試験時）	1,704kg
前輪左荷重	400kgf
前輪右荷重	375kgf
後輪左荷重	482kgf
後輪右荷重	447kgf

(1) 試験タイヤとローラ面条件

試験タイヤは、同一の構造と材料からなるスムーズタイヤ（以下、Sタイヤ）と溝つきタイヤ（以下、Aタイヤ）の2種類を使用し、タイヤサイズは、ともに、215/70R15である。また、ローラ面は、一般にドラム試験において用いられる摩擦粗粒面貼りの場合と前年度において改良を施したISO路面レプリカパッド貼り（以下、ISO面という）の2条件と

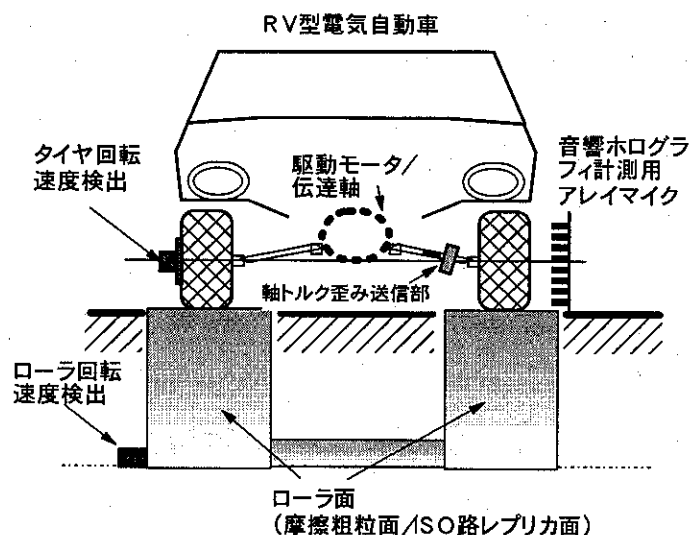


図29 台上加速走行実験の測定項目と測定方法

した。¹⁰⁾

なお、各ローラ面の摩擦係数を、英国式ポータブルスキッドレジスタンステスターで測定した結果は、摩擦粗粒面が1.56、ISO面が0.98～1.08、ISO実路面が1.23であり、ISO実路面の摩擦係数は、摩擦粗粒面とISO面との中間に位置することがわかる。

(2) 試験条件

表9の車両を用いた場合、TRIAS 20 準拠の全開加速走行試験では、試験路での測定区間の中央に位置する7.5mマイク前付近で、概ね55km/hに達する。¹¹⁾ したがって、台上における加速走行実験では、加速走行を一定な負荷がかかった状態での55km/hの定常走行に置き換えた定速度実験を実施した。この場合、台上試験装置のローラの回転数を一定とする制御を行う。

定速度実験では、試験車のアクセル開度を、無負荷条件に相当する0%、部分負荷条件に相当する25%及び50%、全負荷条件に相当する100%の4条件とした。さらに、ローラ周速度が、50km/h及び60km/hでのアクセル開度100%の場合についても測定した。

(3) 時間領域音響ホログラフィの計測

台上での加速時タイヤ騒音の音響パワーの変化を把握するため、近接音場での音響ホログラム計測により時間変化を伴う音場の解析が可能な時間領域音響ホログラフィ法を用いた。本方法は、図30に示すように、矩形平面状のマイクアレイを用い、タイヤ側面に近接 ($Z=Z_0$) して音圧の時間変化を計測し、これから音圧の空間的な波数スペクトラム $P(kx, ky, Z_0, \omega)$ を求める。この場合、Z軸上での波数スペクトラムは、式



図30 音響ホログラフィ測定状況

表10 音響ホログラフィ計測条件

アレイマイク数	X=8, Y=7
マイクピッチ	X=0.1m, Y=0.1m
測定面のY方向オフセット	0.05m
タイヤ側面と測定面との距離	0.1m
解析周波数帯域	490Hz ~ 1.49kHz
サンプリングレイト	4kHz

(4-7) で示される。

$$P(kx, ky, Z, \omega) = P(kx, ky, Z_0, \omega) e^{-jk_z(Z-Z_0)}, Z \geq 0 \quad (4-7)$$

ω ; 角周波数、C; 音速、 kx, ky ; 波数 (ω/C)

kz ; 角周波数 (kx, ky, ω) の関数

これをフーリエ逆変換することにより、 $Z \geq 0$ での時間領域の音圧 $p(x, y, z, t)$ や粒子速度、音響パワー等を求める方法である。¹²⁾ 従来の遠音場を対象にした音響ホログラフィ法に比較し、分解能が波長に依存しない利点がある。音響ホログラムの計測条件を表10に示す。

4. 3. 2 実験結果と考察

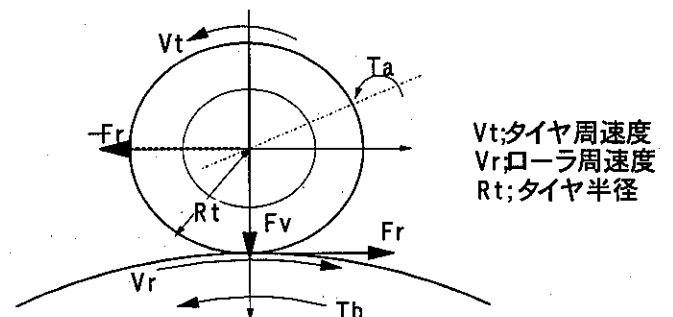
(1) すべり率の算出方法

一般に、走行時には、タイヤとローラ間ですべりが発生する。本実験では、タイヤとローラ間のすべり率 (S_r) を算出した。定速度実験においてタイヤ・ローラ間に作用する駆動力 (F_r)、 $(-F_r)$ 、タイヤ荷重 (F_v)、駆動トルク (T_a)、動力吸収トルク (T_b) と各速度は、図31のように示される。この場合、すべり率は、式 (4-8) で示されるものとする。³⁾

$$S_r = (V_t - V_r) / V_r \cdot 100 (\%) \quad (4-8)$$

なお、タイヤ及びローラの回転速度は、回転パルスエンコーダで検出し、0.01sec 毎に、各周速度を算出した。

すべり率の計算結果の一例を図32に示す。図から、すべり率は、タイヤ回転速度検出用エンコーダ取り付け時の偏心の



V_t : タイヤ周速度
 V_r : ローラ周速度
 R_t : タイヤ半径

図31 ローラ上でのタイヤのトルク、力の釣り合い

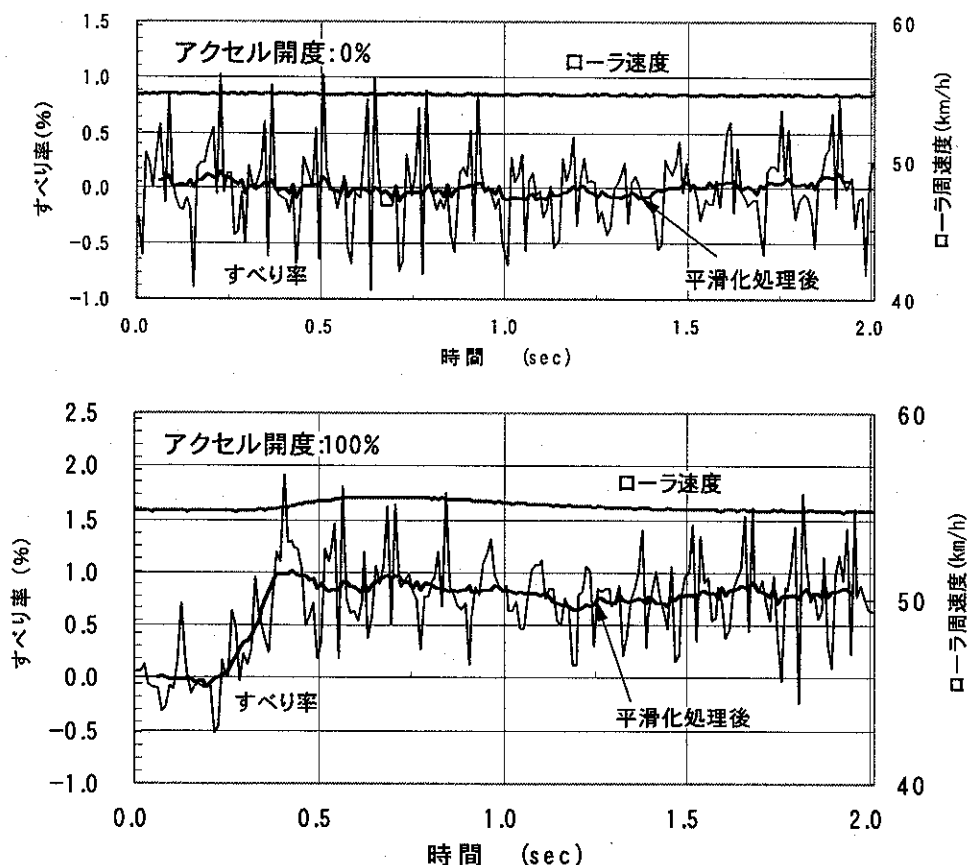


図32 すべり率の変動と平滑化処理の効果（Sタイヤ、ISO面）

影響によると考えられる変動がみられるため、概ね、タイヤ1回転に相当する時間長で平滑化処理を行った。また、すべり率の計算では、走行中のタイヤ径の変動を考慮し、定速度実験の無負荷定速走行時（以下、惰行走行）において、 $Sr=0$ が成り立つと仮定して、タイヤ径を補正した。

図32から、アクセル開度100%の場合のすべり率は、アクセル操作開始後0.5sec付近までは急激に増加し、その後、ローラ周速度の変化が発生し、概ね1.5sec以降において速度の制御が安定することが伺われる。したがって、すべり率や駆動力の計算は、この安定域に達する1.5sec～2sec間の平均値を用いることとした。

（2） すべり率と駆動力、駆動力係数との関係

定速度実験の結果から、すべり率と駆動力、駆動摩擦係数との関係を考察した。駆動力は、6分力計を試験車両の左前輪に装着し、駆動トルクとの相互校正を行い、駆動軸トルク(T_a)から駆動力(F_r)へ変換した。

図33に、S及びAタイヤと各ローラ面上での、すべり率と駆動軸トルクとの関係を示す。また、全負荷時（アクセル開度100%）でのローラ周速度50km/h及び60km/hの場合での定速度実験の結果も含めて表記した。図33における駆動軸トルクの

表記は、ローラ周速度55km/h、全負荷時のトルク値を100%とした。図から、各条件ともに、駆動軸トルクの増加に伴って、すべり率は、一様に大きくなり、Aタイヤ（ISO面）>Sタイヤ（ISO面）>Sタイヤ（摩擦粗粒面）の順に大きいことがわかる。これは、溝つきタイヤであるAタイヤに比べ、スムーズタイヤであるSタイヤでは、トレッドの周方向のせん断剛性が大きいこと、ISO面よりも摩擦粗粒面の方が、すべり摩擦係数が、大きいことが原因していると考えられる。ローラ速度55km/hで全負荷時でのすべり率は、Sタイヤで0.8%程度で、Aタイヤで、1.3%程度である。

図31から、駆動摩擦係数(μ)は、式(4-9)で示される。³⁾

$$\mu = F_r / F_v \quad (4-9)$$

図33の結果を、駆動摩擦係数とすべり率との関係で表したものを図34に示す。定速度実験でのタイヤとローラ間の駆動摩擦係数は、図34に示すように、一定値ではなく、すべり率が大きくなるにしたがい、駆動摩擦係数も増加する。駆動摩擦係数は、Sタイヤ（摩擦粗粒面）>Sタイヤ（ISO面）>Aタイヤ（ISO面）の順に大きくなっている。しかし、Sタイヤの場合、摩擦粗粒面とISO面の場合との差は、極めて小さい。ローラ速度55km/h、全負荷時の場合で、各条件ともに、駆動摩擦係数の最大値は、0.45程度である。

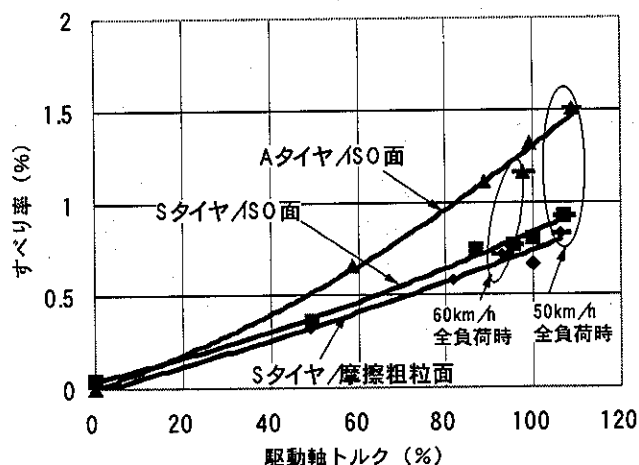


図33 すべり率と駆動軸トルクとの関係

以上から、タイヤとローラ間のすべり率は、駆動力が増加するにしたがい大きくなる。これは、駆動摩擦係数がすべり率に応じて増加するためであると考えられる。この場合のすべり特性は、タイヤのトレッド部の周方向のせん断剛性やローラ面の摩擦係数により異なることが認められた。

(3) 加速時タイヤ騒音の音響パワーの傾向

55km/hでの定速度実験で、惰行及び加速条件を置き換えた場合のタイヤ・ローラ面の接地部や踏み込み部、蹴り出し部

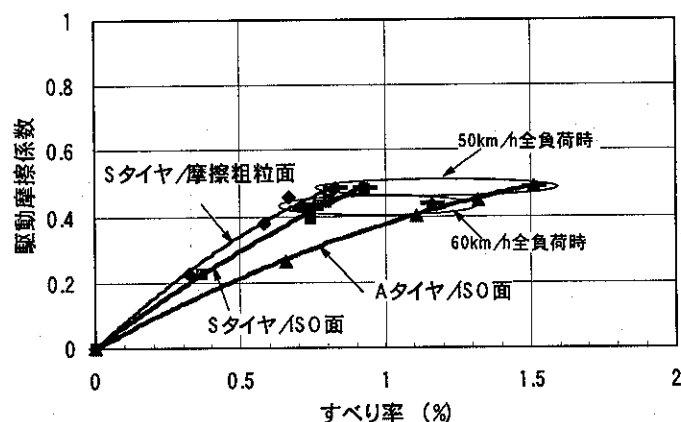


図34 すべり率と駆動摩擦係数との関係

から放射される騒音の全体的な音響パワーの測定結果を図35に示す。図から、比較的レベルが安定する1.5sec~2secの時間範囲で比較すれば、惰行の場合に比べ、全開加速（全負荷）時では、平均して、音響パワーが、概ね3dB(A)~5dB(A)程度増加している。また、全開加速時の音響パワーは、Aタイヤ（ISO面）>Sタイヤ（ISO面）>Sタイヤ（摩擦粗粒面）の順にレベルが高く、駆動軸トルクに対するすべり率の増加傾向と一致している。

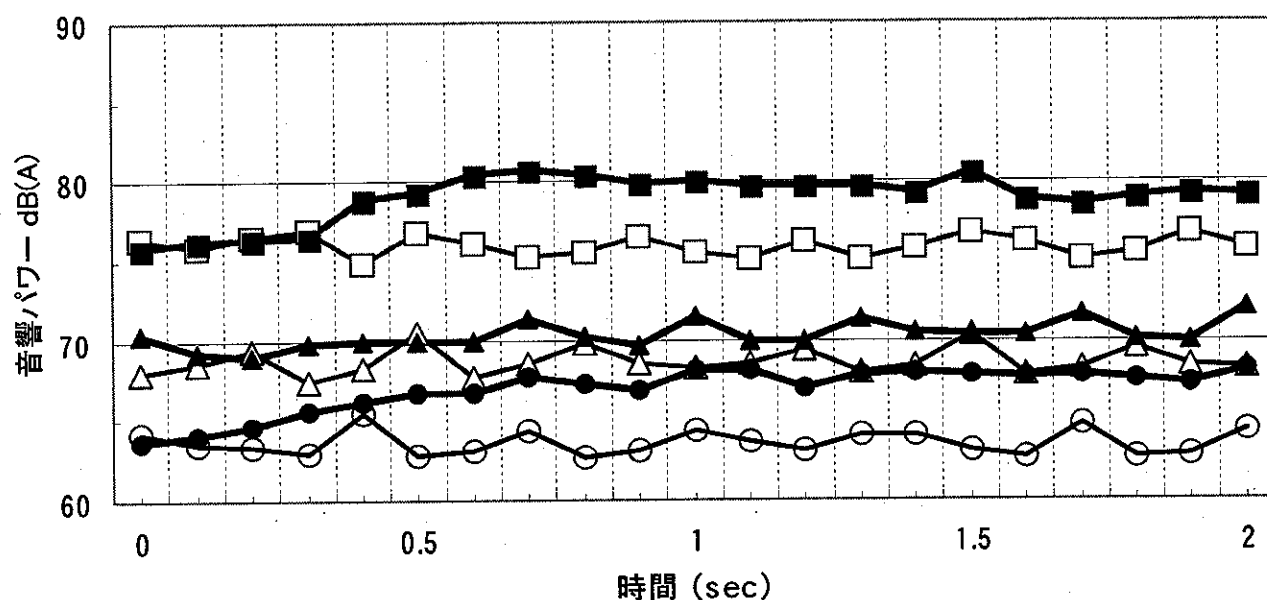
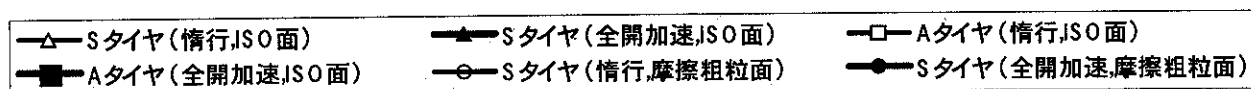


図35 惰行及び加速時タイヤ騒音の音響パワーの時間変化
(ローラ周速度: 55km/h)

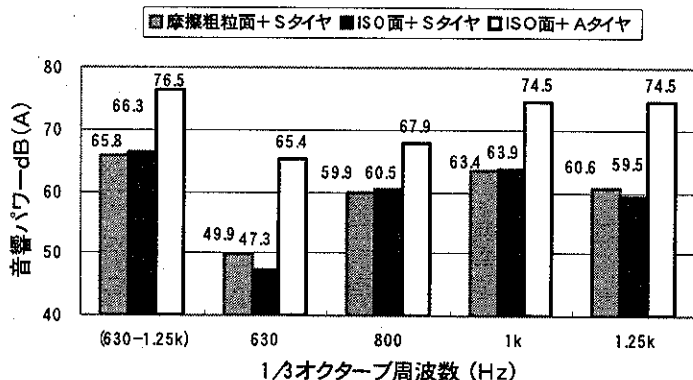


図36 駆動力（全開加速－惰行）によるタイヤ騒音の音響パワーの周波数帯域別増加量（ローラ周速度：55km/h）

（4）加速時タイヤ騒音の増加要因の検討

全開加速時と惰行時におけるタイヤ騒音の音響パワーのエネルギー差から、駆動力の影響による音響パワーの増加量を帯域別に求めた結果を図36に示す。図から、Sタイヤの場合は、800Hz～1.25kHzの帯域でのレベルの増加が大きいが、ローラ面性状の違いによるレベル差は、殆どみられない。Aタイヤの場合の増加量は、駆動力が負荷されることにより、Sタイヤの場合に比べ、ISO面上で8dB(A)～18dB(A)程度、600Hz～1.25kHzの帯域でレベルが大幅に増加している。

タイヤ溝の有無による影響を把握するため、ISO面上でのAタイヤとSタイヤにおけるタイヤ騒音の音響パワーのエネルギー差から、音響パワーの増加量を帯域別に求めた結果を図37に示す。惰行時に比べ、全開加速時では、増加量は、

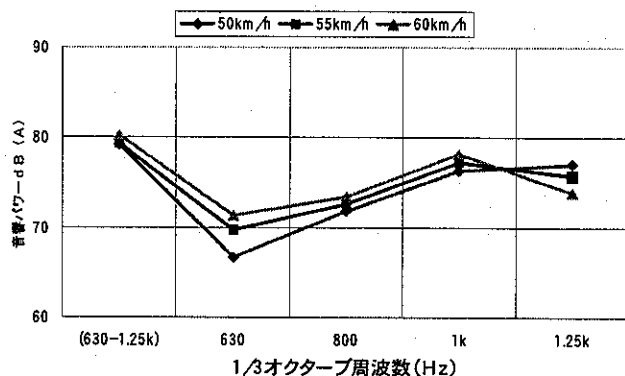


図38 ローラ周速度と音響パワーの周波数帯域別傾向（Aタイヤ、ISO面）

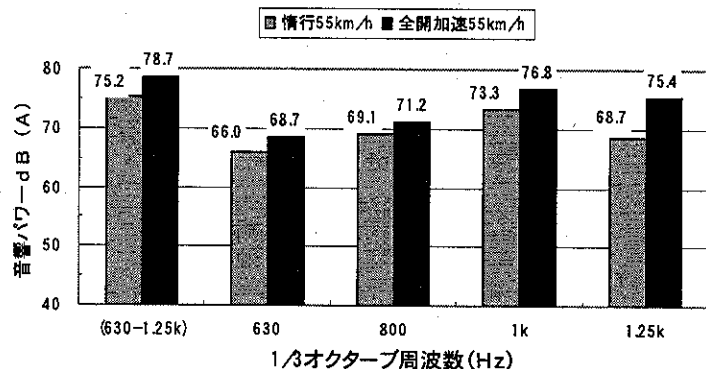


図37 タイヤ溝の有無（Aタイヤ－Sタイヤ）によるタイヤ騒音の音響パワーの周波数帯域別増加量（ISO面、55km/h）

630Hz～1kHzで約2dB(A)～3.5dB(A)程度大きくくなっているのに比べ、1.25kHzでは、約7dB(A)も増加している。全帯域（630Hz～1.25kHz）では、音響パワーの増加量は3.5dB(A)増えている。これらの点から、溝付きのAタイヤに関しては、全開加速時の音響パワーは、Aタイヤ（ISO面）＞Sタイヤ（ISO面）＞Sタイヤ（摩擦粗粒面）の順に増加しており、駆動軸トルクに対するすべり率の増加傾向と一致している。

図38に、全開加速条件下でローラ周速度を50km/h、55km/h、60km/hに変更した場合のタイヤ騒音の音響パワーの帯域別変化を示した。図から、630Hz～1kHzでは、ローラ周速度の上昇に伴い、音響パワーは増加しているが、1.25kHzの帯域では、ローラ周速度ではなく、図33から、駆動軸トルクの増加に伴い、音響パワーが増加しており、前述の結果と一致している。このことから、630Hz～1kHzの帯域と1.25kHzの帯域とは、加速負荷に伴うタイヤ騒音の増加メカニズムが異なることが伺われる。

4. 3. 3. まとめ

加速負荷にともなうタイヤ騒音増加のメカニズムを解明するため、スムーズタイヤと溝付きタイヤの2種類のタイヤと試験車として電気自動車を用い、ローラ面性状として、摩擦粗粒面、ISO路レプリカパッドの2条件について実車台上実験を行い、加速走行時におけるタイヤの駆動力、すべり特性とタイヤ騒音の音響パワーとの関係について考察した。

その結果、次にまとめられる。

(1) タイヤ・ローラ間のすべり率は、駆動力が増加するにしたがい大きくなり、同時に、タイヤ・ローラ間の駆動摩擦係数も増加することが明らかとなった。このすべり特性は、タイヤトレッド部の周方向のせん断剛性やローラ面の摩擦係数により異なることが認められた。

(2) 全開加速時のタイヤ騒音の音響パワーは、溝つきタイヤ (ISO面) > スムースタイヤ (ISO面) > スムースタイヤ (摩擦粗粒面) の順に大きく、駆動軸トルクに対する各すべり率の増加傾向と一致した。

(3) 溝つきの試験タイヤの場合、全開加速時の駆動力が作用することによる影響は、今回の実験 (630Hz~1.25kHz) では、630Hz~1kHzの帯域よりも、1.25kHzの帯域で強く表れることが確認できた。

5. あとがき

(1) 「タイヤ騒音の測定評価法の研究」に関しては、加速走行時におけるタイヤ騒音を分離する測定方法として、カーベットを用いる方法の測定精度について検討を行った。この結果、カーベット法によるタイヤ騒音の測定精度は、概ね1 dB (A) 程度の範囲にあることが認められた。これは、前年度において検討したスムースタイヤを用いる方法と同程度の測定精度であると考えられる。今後、カーベット法についても、カーベットの有無に伴う最大騒音発生位置の変化が測定精度に及ぼす影響についても検討を行う予定である。

また、台上及び試験路におけるローラを用いたタイヤ単体騒音の音響インテンシティ測定結果から、タイヤ騒音の放射特性等の相違について考察した。

その結果、台上測定では、タイヤとローラとの接触面積が小さくなるために溝の突起にかかる圧力が大きくなり、路面上に比べて1.25kHz以上の帯域で音響インテンシティレベルが上昇することがわかった。また、ローラの曲率の影響により騒音放射特性も変化することが認められた。引き続き、測定点を増やすとともに、ローラ径の異なる場合についての検討などを行う必要があるが、台上測定による評価法の検討に関しては、これらの周波数特性及び騒音放射特性にみられる両者の相違について考慮していく必要がある。

(2) 「駆動力作用条件下におけるタイヤ騒音の発生メカニズムの解明」においては、以下の成果が得られた。

加速走行時のタイヤ騒音の解析では、前年度、移動音源に対する音響ホログラフィ法を適用したが、この場合、路面反射が再生結果に及ぼす影響については、無視した。今年度は、路面反射の影響について、シミュレーションにより検討し、再生された音源位置の反射面 (路面) からの高さが同一であれば、定量的な比較が可能であることを確認した。これにより、前年度の実験結果について、定量的な比較を試みた結果、タイヤ溝パターンが同じであれば、タイヤ路面間のすべり (スリップ) が大きくなるタイヤほど、加速時の騒音が増加する傾向にあることが明らかとなった。

さらに、今年度は、加速走行に関する実車台上実験を行い、タイヤ駆動力、すべり率とタイヤ騒音との関係を考察した。試験タイヤは、スムースタイヤ (溝なし) とAタイヤ (溝有り) の2種類のタイヤを用い、ローラ面条件も摩擦粗粒面、ISOレプリカ面の2種類とし、加速走行を全開加速と等価な負荷が作用する定速度実験に置き換えた。これらの結果、前年度の試験路実験の結果からも類推されたように、タイヤ・ローラ間におけるすべりが、加速時の駆動力が大き

くなるに伴い増加し、加速時の騒音増加の原因となっていることが台上実験の結果においても、認められた。また、その影響が強く表れる周波数帯域も、試験路での実験結果と一致した。今後、更に、高周波数帯域についても調べる必要があるとともに、引き続き、タイヤの材料、構造、及び溝パターンの異なるタイヤを用いて検討を進めるとともに、タイヤ振動との関連についても明らかにしていきたいと考える。

6. 参考文献

- (1) 中央環境審議会答申 (平成7年2月)、今後の自動車騒音低減対策のあり方について (自動車単体関係)
- (2) 半沢他、惰行走行法による自動車のタイヤ/路面騒音評価について、自動車技術会学術講演会前刷集953, (1995-5)
- (3) 横浜ゴム (株) 編、自動車用タイヤの研究、山海堂
- (4) 三上他、自動車技術会講演前刷集、9634251 (1996-5)
- (5) 竹田他、機講論、No. 910-17 (Vol. C), 1991-3, 4, 324
- (6) 中川他、日本音響学会建築音響研究会資料、AA95-4
- (7) 田中、日本機械学会No. 97-85講習会資料
- (8) Morse, Theoretical Acoustics, McGraw-Hill.
- (9) 田中他、H 9 年度交通研究発表会講演概要、p123-124
- (10) 田中他、ISO路面模擬パッドを用いたタイヤ路面騒音実車台上試験装置の開発、自動車技術会論文集、Vol. 30, No. 3, (1999-7)
- (11) 田中他、音響ホログラフィ法を用いた加速時タイヤ騒音の解析、(社) 日本機械学会、(社) 日本音響学会、VSTech2001 振動・音響新技術シンポジウム、No. 01-7 (2001)
- (12) J. Hald, Non-stationary STSF, B&K Technical Review, No. 1-2000

7. 研究発表

- (1) 坂本他、加速時タイヤ騒音の測定評価手法に関する研究 (第1報) -電気自動車を用いた試験路実験結果について - 平成12年度 (第30回) 交通安全公害研究所研究発表会講演概要
- (2) 田中他、音響ホログラフィ法を用いた加速時タイヤ騒音の解析-2次元マイクアレイによる試験路実験結果について - 平成12年度 (第30回) 交通安全公害研究所研究発表会講演概要
- (3) 田中他、音響ホログラフィ法を用いた加速時タイヤ騒音の解析、(社) 自動車技術会学術講演会、20015197, (2001)
- (4) 田中他、音響ホログラフィ法を用いた加速時タイヤ騒音の解析、(社) 日本機械学会、(社) 日本音響学会、VSTech 2001 振動・音響新技術シンポジウム、No. 01-7 (2001)
- (5) 坂本他、加速時タイヤ騒音の測定評価手法に関する研究 (第2報) -電気自動車等を用いた試験路実験結果について - 平成13年度 (第31回) 交通安全公害研究所研究発表会講演概要
- (6) 田中他、音響ホログラフィ法を用いた加速時タイヤ騒音の解析 - (第2報) 路面反射の影響について - 平成13年度 (第31回) 交通安全公害研究所研究発表会講演概要
- (7) 田中他、音響ホログラフィを用いた自動車加速走行時

のタイヤ騒音の解析（第1報、シミュレーションによる基礎的検討）、（社）日本機械学会論文集（H15.4）

（8）坂本他、加速時タイヤ騒音の測定評価手法に関する研究（第3報）-スリックタイヤ法及びカーペット法の測定精度について-、平成14年度（第32回）独立行政法人交通安全環境研究所研究発表会講演概要

（9）田中他、時間領域音響ホログラフィ法を用いた加速時タイヤ騒音の解析-タイヤ駆動力、すべり率と発生音との関係-、平成14年度（第32回）独立行政法人交通安全環境研究所研究発表会講演概要