転がり音に関する研究*

(第3報, 音の発生機構)

五十嵐 昭男^{*1}, 吉田 孝文^{*2}, 服部 健太郎^{*3}

Studies on Rolling Sound

(3rd Report, Generation Mechanism of Sound)

Teruo IGARASHI, Takafumi YOSHIDA and Kentaro HATTORI

Rolling motion is one cause of mechanical sound. Rolling sound may cause serious problems when it is excessive in machines and structures, for example. A series of studies have been carried out in order to obtain basic information for the reduction of rolling sound. This third report concerns the generation mechanism of the sound. Horizontal square steel plates with different surface finishes were simply supported at four points. Nylon and steel balls with different surface finishes were rolled at various rolling velocities on the plates, and the sound was measured using a condenser microphone. Surface topographies of the balls and plates were also measured by a device measuring the deviation from circular form and surface roughness, respectively. The signals obtained in the measurements were analyzed by an FFT analyzer. From the experiments, analysis and considerations, the generation mechanism of the sound was clarified.

Key Words: Sound, Rolling Sound, Vibration, Ball, Plate, Generation Mechanism

1. 緒 言

玉軸受, 歯車, 車輪・レール系などのように固体同士が互いに接触することにより発生する騒音は我々の周囲に満ちている。特に近年, 騒音は環境問題の一つにあげられており, 騒音低減に対する社会的要請はますます強くなっている。騒音の低減を考える場合, 騒音の原因, 発生機構および性質などを明らかにすることは極めて重要である。

ところで, 上のような機械要素や車輪・レール系などの騒音は, 機械的な音の発生原因である衝突, 摩擦あるいは転がりなどに起因すると思われる。この中で, 衝突による音および摩擦による音に関しては, これまでに多くの研究が行われている^{(1)~(5)}。しかし, 転がりによる音すなわち転がり音については, 鉄道車両の車輪・レール系において研究が行われているのみであり^{(6)~(8)}, これらの研究でもまだ十分に解明されていないように思われる。そこで, 本研究は, 転がり運動を伴う系のモデルとして球が平板の上を転がる場合を考

え, この場合の転がり音を解明することを目的とする。第1報⁽⁹⁾では, 平板の上を転がる球の材質, 直径および転がり速度を変えて実験を行い, そのときに発生する平板の下側における転がり音の基本的な特性について報告した。そして, 第2報⁽¹⁰⁾では, 球が平板の上を転がる場合の平板の下側における転がり音の距離特性および放射特性について明らかにした。

そこで, 本報では, 転がり音の発生をさらに詳しく解明するために, 球が平板の上を転がる場合の平板の下側における転がり音の発生機構について明らかにすることにした。

2. 実 験

実験はすべて縦4.5 m, 横5 m, 高さ4.5 mの大きさの無響室内で行い, 測定は別の測定室で行った。球を平板の上に転がすための実験装置は本研究の第1報⁽⁹⁾と同じものを使用した。実験用の平板は縦横ともに400 mm, 厚さ5.2 mmの正方形鋼板(SK 3)であり, 鋼板の表面仕上げは仕上げの良い順にAからDの4種類とした。Aは研削によって仕上げた表面をさらにオイルストーンで研磨したもの, BからDは表面を研削で仕上げたものである。これらの鋼板を鋼板の四隅の位置で直径19.05 mm (3/4 inch)の鋼球上にほぼ

* 原稿受付 平成6年4月14日。

^{*1} 正員, 長岡技術科学大学 (〒940-21 長岡市上富岡町1603-1)。^{*2} 准員, 長岡技術科学大学大学院。^{*3} 日本ブレーキ工業(株) (〒192 八王子市中野上町4-29-1)。

表 1 球の種類

Material	Diameter		Mass(g)	Surface finish	
	(mm)	(inch)		a	b
Nylon	6.35	1/4	0.155	○	—
	9.525	3/8	0.521	○	○
	12.70	1/2	1.216	○	—
	19.05	3/4	4.110	○	—
	25.40	1	9.765	○	○
Steel	6.35	1/4	1.042	○	○
	9.525	3/8	3.522	○	—
	12.70	1/2	8.350	○	○
	19.05	3/4	28.171	○	—
	25.40	1	66.791	○	○

○・・・prepared —・・・not prepared

水平に乗せた。球の種類は、表 1 に示すように、直径 d が 6.35 mm (1/4 inch), 9.525 mm (3/8 inch), 12.7 mm (1/2 inch), 19.05 mm (3/4 inch), 25.4 mm (1 inch) のナイロン球および鋼球とし、それぞれの球の a, b は表面仕上げ状態を表し仕上げの良いほうを a とした。球は平板の表面の研削方向と直角の方向で平板の中心を通るように転がし、球の転がり速度 v は 0.50, 0.75, 1.00 m/s の 3 段階に変えた。 v の測定方法は本研究の第 1 報⁹⁾と同様である。

転がり音は、球が平板の中央付近を転がっているときに、平板の下側において平板の中心から鉛直方向の位置に設置したコンデンサマイクロホン(B&K 製 4165 形)を用いて測定した。平板の裏面中心からマイクロホンの振動板までの距離は 15 mm とした。そして、転がり音の電気信号を高速フーリエ変換(FFT)分析器(小野測器製 CF-500)により実時間周波数分析した。

3. 実験結果

3・1 球および平板の表面の性質 本研究の第 1 報⁹⁾で述べたように、転がり音の音圧の時間波形は不規則な波形をもっている。よって、転がり音は不規則な性質をもった原因によって発生すると考えられる。ところで、研削およびラップなどの加工方法による仕上げ面はほぼ不規則な凹凸形状をしていることが知られている⁽¹¹⁾。球および平板の表面はそれぞれラップ仕上げおよび研削仕上げなので、これらの表面はほぼ不規則な凹凸形状をしていると推定される。したがって、転がり音と同様に不規則な性質をもつものとして、球および平板の表面の凹凸形状が考えられる。そこで、まず球および平板の表面の凹凸形状を測定し、その性質を調べることにした。

3・1・1 球の表面の性質 最初に、ナイロン球お

図 1 球の円周方向うねりのスペクトル
[ナイロン球, $d=25.4$ mm(1 inch), 表面仕上げ a]

図 2 球の円周方向うねりのスペクトル
[鋼球, $d=25.4$ mm(1 inch), 表面仕上げ a]

よび鋼球の表面の円周方向の凹凸形状を、半径が 0.79 mm の超鋼チップを使用して真円度測定器(Rank Taylor Hobson 製 Taylron 73)で測定した。そして、球の円周方向うねりの電気信号をハーモニック解析器で周波数分析して球の円周方向うねりのスペクトルを求めた。図 1 および図 2 にその結果の例を示す。両図の横軸には球の表面の一円周に対する波長の数すなわち波数 m_B 、縦軸にはうねりの山の高さ H_B がとっており、山の高さは 3 回の測定結果の平均値である。図中の直線は測定値に対して最小自乗法を用いて計算した直線であり、上側には直線を表す式が示してある。両図より、うねりのスペクトルを図のような直線で近似すれば、球の表面の円周方向うねりのスペクトルは連続した波数に対して連続な山の高さのうねりのスペクトル(連続スペクトル)をもっているとみなすことができる。

3・1・2 平板の表面の性質 次に、2・1 節で述べた表面仕上げの異なる 4 種類の平板の表面の中央付近の凹凸形状を、半径が 1.5 mm のサファイアチップを使用して触針式表面粗さ測定器(小坂研究所 SEF-30 D)で測定した。測定は平板の表面の研削方向に対して直

角の方向について行った。そして、それぞれの平板の表面うねりの電気信号を高速フーリエ変換(FFT)分析器(ADVANTEST 製 R 9211 ES)で周波数分析して平板の表面うねりのスペクトルを求めた。図3にその結果の例を示す。図の横軸には、正方形平板の一边の長さ 400 mm に対する波長の数すなわち波数 m_P 、と図1および図2と比較するために直径 d が 25.4 mm (1 inch) の球の円周に対する波長の数に相当する波数 m_P' がとってある。縦軸はうねりの山の高さ H_P で6回の測定結果の平均値である。図中の直線は m_P が 1200 までの測定値に対して最小自乗法を用いて計算した直線であり、下側には直線を表す式が示してある。この図3と図1のナイロン球の円周方向うねりのスペクトルを比べると、波数が 20 以上**1 では同じ波数に対する山の高さはあまり変わらないことがわかる。しかし、図3と図2の鋼球の円周方向うねりのスペクトルを比べると、波数が 20 以上では同じ波数に対する山の高さは鋼球のほうが平板よりかなり小さいことがわかる。よって、鋼球が平板の上を転がる場合には、平板の表面の凹凸形状を鋼球の直径 d と同じ直径のチップで測定したときに得られるうねりのスペクトルのほうが解析上合理的であると思われる。そこで、 d が最小の 6.35 mm (1/4 inch) および最大の 25.4 mm (1 inch) の鋼球と同じ半径のサファイアチップで平板の表面の凹凸形状を測定した。この測定により得られたうねりのスペクトルも図3とほぼ同じであった。よって、図3より、平板の場合もうねりのスペクトルを図中のような直線で近似すれば、平板の表面うねりのスペクトルは連続した波数に対して連続な山の高

図3 平板の表面うねりのスペクトル
(チップ半径 1.5 mm, 表面仕上げ B)

**1 後述の式(3)より音の発生に関与する波数を計算すると 20 以上になる。

さのうねりのスペクトル(連続スペクトル)をもってとみなすことができる。

3・2 音の実験 次に、転がり音に及ぼす球および平板の表面仕上げ、球の転がり速度 v の影響を知るために、表1に示すような球を表面仕上げの異なる4種類の平板の上に転がしたときに発生する転がり音を測定し、高速フーリエ変換(FFT)分析器によって実時間周波数分析した。図4は表面仕上げ a の球を表面仕上げ B の平板の上に転がした場合の音の周波数スペクトルの例を示す。図の(a)は球の転がり速度 v が 0.5 m/s の場合、(b)は v が 1.0 m/s の場合である。図より、おもなピークの音圧レベルは v の増加にしたがって高くなることがわかる。また、転がり音は主として平板の曲げ固有振動による音なので⁽⁹⁾、おもなピークの周波数は v が変わってもほぼ一定であることもわかる。そして、図5は表面仕上げ b の球を図4と同じ表面仕上げ B の平板の上に転がした場合の音の周波数スペクトルの例を示す。この図と図4の(a)を比べると、おもなピークの音圧レベルは b の球を転が

(a) $v=0.5$ m/s

(b) $v=1.0$ m/s

図4 音の周波数スペクトル(球の転がり速度の影響)
[ナイロン球, $d=25.4$ mm (1 inch), 表面仕上げ a の球, 表面仕上げ B の平板]

図5 音の周波数スペクトル
[ナイロン球, $d=25.4$ mm (1 inch), $v=0.5$ m/s, 表面仕上げ b の球, 表面仕上げ B の平板]

した場合のほうが a の球を転がした場合よりも高いことがわかる。さらに、図6は図4と同じ表面仕上げ a の球を表面仕上げ D の平板の上に転がした場合の音の周波数スペクトルの例を示す。この図と図4の(a)を比べると、おもなピークの音圧レベルは D の平板のほうが B の平板よりも高いことがわかる。また、図5および図6より、おもなピークの周波数は球および平板の表面仕上げ状態が変わってもほぼ一定であることもわかる。これらの特徴は他の材質および直径の球でも同様であった。

以上より、おもなピークの周波数は v または球と平板の表面仕上げ状態が変わってもほぼ一定であり、その音圧レベルが v の増加または球と平板の表面仕上げ状態の悪化によって高くなることがわかる。

3・3 音の発生に関与するうねり 上の3・2節で述べたように、音の周波数スペクトルにおけるおもなピークの周波数は球の転がり速度 v が変わってもほぼ一定である。よって、転がり音は球および平板の表面のある特定の波数のうねりによって生ずるのではなく、3・1節で述べたような連続した波数に対して連続な山の高さをもつうねりが原因であると推定される。すなわち、 v が変わると音の発生に関与するうねりの波数は変化することになる。

3・3・1 音の発生に関与するうねりの波数 いま、球の表面の一円周上に波数 m_B の円周方向うねりがあり、この球が転がり速度 v で表面に凹凸がない平板の上を転がるとすれば、球の円周方向うねりによって生ずる音の周波数 f_i は次式で表せる。

$$f_i = \frac{v}{\pi d} m_B \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 d は球の直径を表す。上で述べたように、音の周波数スペクトルにおけるおもなピークは一定の周波数すなわち平板の曲げ固有振動数 f_n をもつ。ゆえに、次式が成立する。

$$f_i = f_n = \text{一定} \quad \dots\dots\dots (2)$$

よって、式(1)および(2)より

図6 音の周波数スペクトル
[ナイロン球, $d=25.4$ mm(1 inch), $v=0.5$ m/s,
表面仕上げ a の球, 表面仕上げ D の平板]

$$m_B = \frac{\pi d}{v} f_n \quad \dots\dots\dots (3)$$

となり、 v が変わると、一定の f_n をもつ音の発生に関与する球の円周方向うねりの波数 m_B が変化する。

上のような考え方は、一辺の長さが L の正方形平板の上に波数 m_P のうねりがあり、表面に凹凸のない球がこの平板の上を転がり速度 v で転がる場合にも適用できる。この場合、一定の f_n をもつ音の発生に関与する平板の表面うねりの波数 m_P は次式によって求められる。

$$m_P = \frac{L}{v} f_n \quad \dots\dots\dots (4)$$

上のように、球が平板の上を転がると、連続した波数に対して連続な山の高さをもつうねりのために平板は曲げ固有振動を生ずるが、振動の発生には平板の曲げ固有振動数 f_n を生ずる波数のうねりが関与することがわかる。すなわち、平板の曲げ固有振動を生ずるような波数のうねりを選択する(選択共振)。

3・3・2 音の発生に関与するうねりの山の高さ

ここでは、上述の式(3)および(4)とうねりのスペクトルを用いて音の発生に関与する球および平板の表面うねりの山の高さを求める。球の場合には式(3)より一定の f_n をもつ音の発生に関与する球の円周方向うねりの波数 m_B が計算できる。よって、図1または図2に示すような近似直線から m_B における H_B の値を求めれば、音の発生に関与する球の円周方向うねりの山の高さ H_B が得られる。平板の場合も同様にして式(4)と図3に示すような近似直線から音の発生に関与する平板の表面うねりの山の高さ H_P が求められる。

ところで、以前の研究⁽⁸⁾より、波長が同じで山の高さがそれぞれ H_B と H_P の二つの余弦波状のうねりに相関がないとすれば、 H_B のうねりをもつ表面と H_P のうねりをもつ表面が接触する場合を、山の高さ H の余弦波状のうねりをもつ表面と表面に凹凸のない平面が接触する場合に置き換えたときに、 H_B および H_P と H の関係は次式で表されることが知られている。

$$H = \sqrt{H_B^2 + H_P^2} \quad \dots\dots\dots (5)$$

転がり音では、一定の f_n をもつ音の発生に関与する波数 m_B と m_P における球と平板の表面うねりの波長は同じである。しかし、球と平板の表面の仕上げは異なるので、球と平板の表面うねりには相関がないと推定される。ゆえに、音の発生に関与する球および平板の表面うねりの山の高さ H_B および H_P が求めれば、音の発生に関与するうねりの山の高さ H は式(5)のようになると考えられる。そこで、ナイロン球を平板の上に転がした場合は、図1および図3に示すような

近似直線から音の発生に関与する球および平板の表面うねりの山の高さ H_B および H_P を求め、式(5)より H の値を計算した。一方、鋼球を平板の上に転がした場合には、鋼球の円周方向うねりの山の高さが平板の表面うねりの山の高さよりもかなり小さいので、チップ半径が 3.175 mm および 12.7 mm の場合のうねりのスペクトルにおける近似直線から音の発生に関与する平板の表面うねりの山の高さ H_P を求め、これをう

ねりの山の高さ H とした。

3・4 音圧(peak 値)とうねりの山の高さ H の関係

3・2 節で述べたように、音の周波数スペクトルにおけるおもなピークの周波数は球の転がり速度 v または球と平板の表面仕上げ状態が変わってもほぼ一定であり、その音圧レベルが v の増加または球と平板の表面仕上げ状態の悪化によって高くなる。そこで、ここでは上の 3・3・2 項の考え方をもとにして音の周波数スペクトルにおけるピークの音圧(peak 値)のレベル SPL_p とうねりの山の高さ H の関係を調べる。 f_n が最も低い 400 Hz の場合について調べた結果を図 7 および図 8 に示す。図 7 はナイロン球の場合、図 8 は鋼球の場合であり、縦軸の SPL_p の値は 10 回の実験で得られた値の dB 平均値である。図中の各直線は測定値に対して最小自乗法を用いて計算した直線であり、右側には直線のこう配が示してある。両図より、SPL_p はいずれの直径 d の場合もうねりの山の高さ H が大きくなるにしたがって増加し、その増加の傾向はほぼ直線で近似できることがわかる。また、一定の H に対する SPL_p は d が大きいほど高いこともわかる。

4. 解 析

上述のように、 H に対する SPL_p の増加の傾向はいずれの d の場合も直線で近似できる。よって、音圧(peak 値) P とうねりの山の高さ H の関係を次式のように表すことができる。

$$P = GH^q \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 G は定数、 q は図 7 および図 8 の近似直線のこう配から求まる値である。また、両図では、一定の H における SPL_p は d が大きいほど高く、 d が同じならば鋼球のほうがナイロン球より高くなっている。よって、球の質量 M_B が SPL_p の高さに関係していると推定される。そこで、 d を変えずに M_B を変えた球を平板の上に転がす補助実験を行った。すなわち、 d が 25.4 mm (1 inch) のナイロン球および鋼球の中央部に円筒の穴をあけ、その穴の中に金製の円柱を入れて接着した。このような球の質量を表 2 に示す。そして、このような球を使用して 3・2 節の実験と同様な転がり音の実験を行い、その結果を図 7 および図 8 に記入した。

表 2 金製の円柱を入れた球の質量

Material	Diameter		Mass(g)
	(mm)	(inch)	
Nylon	25.40	1	40.177
Steel	25.40	1	101.772

図 7 音圧(peak 値)のレベルとうねりの山の高さ
(ナイロン球, 400 Hz の場合)

図 8 音圧(peak 値)のレベルとうねりの山の高さ
(鋼球, 400 Hz の場合)

両図より, 同じ 25.4 mm (1 inch) の d でも M_B が大きいほうが SPLp は高いことがわかる。よって, SPLp は M_B に関係していると考えられる。そこで, 両図より, $H=0.1 \mu\text{m}$ のときのおおのの球の SPLp の値を読みとり, 式(6)の G の値を求めた。そして, G と M_B の関係について調べた。その結果を図 9 に示す。図中の直線は G が M_B に比例する直線を表す。図より, G は M_B にほぼ比例していることがわかる。よって, 次式が成立する。

$$P \propto M_B H^q \dots\dots\dots (7)$$

また, 図 7 および図 8 より, 各近似直線のこう配すなわち式(6)の q も M_B が大きいほど大きいことがわかる。そこで, q と M_B の関係について調べた。その結果を図 10 に示す。図より, q は M_B が大きくなるにしたがって 0.5 に近づくことがわかる。よって, M_B が大きい場合には次式が得られる。

$$P \propto M_B H^{0.5} \dots\dots\dots (8)$$

しかし, M_B が小さくなると q は 0.5 よりも急に小さ

図 9 G と球の質量 M_B の関係

図 10 q と球の質量 M_B の関係

くなっている。これは, 球が転がり速度 v で平板の上を転がっているときに, M_B が小さいほど球が平板のうねりに沿って転がらないためと思われる。

5. 考 察

ここでは音の周波数スペクトルにおけるおもなピークの発生について考察する。

5・1 400 Hz の音の発生について 式(8)の右辺は球の質量 M_B と音の発生に関係するうねりの山の高さ H の 0.5 乗との積になっているので, この右辺は球がうねりの山頂から谷までの高さを自由落下するときを生ずる運動量の変化に関係していると思われる。

そこで, 図 11 のようなモデルを仮定する。すなわち, 図のように球の垂直方向速度が, うねりの山頂で 0, うねりの谷で高さ $2H$ を自由落下したときの速度 $\sqrt{4gH}$ になる。そして, うねりの山頂と谷の間ではうねりの山頂からの高さ(例えば H_1)を自由落下したときの速度になり, 垂直方向速度の向きは球がうねりの山頂から谷まで落下する場合とうねりの谷から山頂まで上昇する場合で反対になると考える。図中の t は球がうねりの山頂にあるときからの時間, T_n は, 球の垂直方向運動の周期であり, 平板の曲げ固有振動数 f_n の逆数を表す。なお, 図では球の垂直方向速度のみを扱っているので, 球の水平方向速度は記入していない。図より, 球の垂直方向の運動量は, 球がうねりの山頂から谷まで落下すると $M_B \sqrt{4gH}$ だけ変化し, うねりの谷から山頂まで上昇すると同じく $M_B \sqrt{4gH}$ だけ変化することがわかる。ゆえに, 球の垂直方向の運動量が変化する間に球が平板に与える力を $F(t)$ で表すと, 次式が得られる。

$$\begin{aligned} \int_0^{T_n} F(t) dt &= M_B \sqrt{4gH} + M_B \sqrt{4gH} \\ &= 4M_B \sqrt{gH} \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

そして, 式(9)を次のように書き直す。

$$F_{\max} \int_0^{T_n} \frac{F(t)}{F_{\max}} dt = 4M_B \sqrt{gH} \dots\dots\dots (10)$$

図 11 f_n が 400 Hz のとき (f_n が $2f_s$ 以下の場合) のモデル

ここで, $F_{\max}$ は球がうねりの谷にあるときに球が平板に与える力であり, $F(t)$ の最大値を表す. そして,

$$F_1(t) = \frac{F(t)}{F_{\max}} \quad (11)$$

とおくと式(10)は

$$F_{\max} \int_0^{T_n} F_1(t) dt = 4M_B \sqrt{gH} \quad (12)$$

となる. ここで, 零から T_n の間における $F_1(t)$ の時間に対する波形を一定と仮定する. すると, T_n は一定なので次式が得られる.

$$\int_0^{T_n} F_1(t) dt = \text{一定} \quad (13)$$

よって, 式(12)の $F_{\max}$ は次式のようなになる.

$$F_{\max} \propto M_B H^{0.5} \quad (14)$$

ゆえに, 上式と式(8)より

$$P \propto F_{\max} \quad (15)$$

となり, 音圧(peak 値) P は $F_{\max}$ に比例することになる.

以上より, 400 Hz に等しい振動数で $F_{\max}$ の全振幅をもった強制力が平板に加わり, 平板は $F_{\max}$ に比例した変位の全振幅をもつ曲げ固有振動を生じ, この振動が空气中を伝わり音になると考えられる.

5・2 他の周波数の音の発生について 上の考え方が 400 Hz 以外の他のピークの周波数についても成り立つかどうかを知るために, 他のピークの周波数の場合について式(6)の q の値を調べた. その結果の例を図 12 に示す. 図の縦軸は q , 横軸にはピークの周波数(平板の曲げ固有振動数) f_n , と球および平板の弾性接触位置における垂直方向の接触共振の周波数 f_s との比 f_n/f_s がとってある. ここで, f_s は, 球と平板の弾性接触位置における垂直方向ばねを線形ばねとみなし^{**2}, このばねのばね定数 k_s ⁽¹²⁾ と球の質量 M_B より

図 12 q と f_n/f_s の関係

^{**2} この実験では球と平板の弾性接触位置における垂直方向ばねは非線形であるが, 振動の振幅が非常に小さいと推定されるため線形ばねとみなすことができる.

計算した. 図から明らかなように, f_n が 400 Hz の場合には f_n/f_s は 0.3 以下に相当している. そして, q は, f_n/f_s が 2 付近までは 0.5 に近いが, f_n/f_s が 2 より大きくなるにしたがって 1 に近づく傾向があることがわかる. したがって, f_n が $2f_s$ 以下の場合には 5・1 節の考え方が成立すると考えられる.

これに対し, f_n が $2f_s$ より高い場合には q は 1 に近づく傾向がある. よって, 音圧(peak 値) P とうねりの山の高さ H の関係は式(6)より次式のようなになると推定される.

$$P = GH \quad (16)$$

この場合には図 13 のようなモデルが考えられる. このモデルにおいて, 球が速度 v で音の発生に関係するうねりをもつ平板の上を転がると, 平板のうねりによってばね定数 k_s をもったばねを介して球に強制力が加わる. このような系で f_n (強制力の振動数) が $2f_s$ より高い場合には球は垂直方向にほぼ静止することが知られている⁽¹³⁾. このため, 球および平板の弾性接触位置における垂直方向ばねに振幅 H の交番変位が起こる. ゆえに, 平板には k_s をもったばねが H の変位をしたために生ずる強制力が加わることになる. この強制力によって, 平板は曲げ固有振動を生じ, この振動が音

図 13 f_n が $2f_s$ より高い場合のモデル

図 14 G とばね定数 k_s の関係

になると推定される。よって、式(16)の G は k_s に比例するはずである。そこで、式(16)の G と k_s との関係を調べた。その結果を図14に示す。図中の直線は G が k_s に比例する直線を表す。実験の都合でデータの数はいくつか少ないが、 G は k_s にほぼ比例していることがわかる。ゆえに、次式が成立する。

$$P \propto k_s H \dots\dots\dots (17)$$

ここで、 k_s のばね定数をもったばねが H の変位をしたために生ずる力を F_k で表すと、式(17)は

$$P \propto F_k \dots\dots\dots (18)$$

となり、音圧(peak 値) P は F_k に比例することになる。

以上により、 f_n が $2f_s$ より高い場合には、 f_n に等しい振動数で F_k の振幅をもった強制力が平板に加わり、平板は F_k に比例した変位振幅をもつ曲げ固有振動を生じ、この振動が空気中を伝わり音になると考えられる。

6. 結 言

以上の実験結果、解析および考察より、球が平板の上を転がる場合の平板の下側における転がり音の発生機構について、本実験条件では、次のような結論を得る。

球および平板の表面は、連続した波数に対して連続な山の高さのうねりをもっているとみなすことができる。球が平板の上を転がると、このうねりのために平板は曲げ固有振動を生ずるが、振動の発生には平板の曲げ固有振動の振動数 f_n を生ずる波数のうねりが関与する。すなわち、平板の曲げ固有振動を生ずるような波数のうねりを選択する(選択共振)。

振動の発生に対するうねりの関与の仕方は、平板の曲げ固有振動の振動数 f_n と球および平板の弾性接触位置における垂直方向の接触共振の周波数 f_s の2倍の周波数 $2f_s$ との関係によって異なり、以下のように考えられる。

(i) f_n が $2f_s$ 以下の場合、球が平板の上を転がると、振動の発生に関与する波数のうねりの山頂から球が自由落下するために球の運動量が変化する。この運動量の変化によって球から平板に力が与えられ、この力が繰返し平板に加わる。

(ii) f_n が $2f_s$ より高い場合、球が平板の上を転がると、振動の発生に関与する波数のうねりのために球および平板の弾性接触位置における垂直方向ばねに微小な交番変位が起こる。

上の(i)、(ii)のために平板に振動力が加わり、平板は曲げ固有振動を生じ、この振動が空気中を伝わり音になると考えられる。

文 献

- (1) 例えば、五十嵐・相本、機論, 50-458, C (1984), 1799.
- (2) 例えば、時田、日本音響学会誌, 16-3 (1960), 170.
- (3) 坂田・ほか2名、機論, 45-392, C (1979), 414.
- (4) 例えば、中川・ほか2名、機論, 51-467, C (1985), 1786.
- (5) 例えば、横井・中井、機論, 45-391, C (1979), 346.
- (6) Remington, P. J., *J. Sound Vib.*, 46-3 (1976), 419.
- (7) 荒井、機論, 49-440, C (1983), 543.
- (8) 遠藤・井上、機論, 56-526, C (1990), 1414.
- (9) 五十嵐・ほか2名、機論, 60-574, C (1994), 1993.
- (10) 五十嵐・ほか2名、機論, 60-574, C (1994), 2001.
- (11) 蓮沼宏、精密機械, 31-5 (1965), 366.
- (12) 五十嵐、機論, 30-220 (1964), 1516.
- (13) 谷口、機械力学, (1987), 39, 養賢堂.