楕円振動を利用した分別搬送* (接触面隙間の大きさによる分別)

栗田 裕^{*1}, 大浦 靖典^{*2}, 神田 真輔^{*3}, 藤田 佳孝^{*4}

Separation and Transportation of Works Using Elliptical Vibration (Separation by Gap Length in Contact Surface)

Yutaka KURITA^{*1}, Yasunori OURA, Shinsuke KANDA and Yoshitaka FUJITA

^{*1} The University of Shiga Prefecture, Department of Mechanical Systems Engineering
Hassaka-cho 2500, Hikone-shi, Shiga, 522-8533 Japan

When elliptical vibration with vertical vibration over the jump limit is given, works on a vibration table move right or left depending on whether they jump or not, and the works can be separated and transported. We investigated the phenomenon by which some works jump and others do not when there is vertical vibration over the jump limit. First, the pressure fluctuation produced in the contact surface between a work and a vibration table was measured. The negative pressure produced in the contact surface suppresses the jump of the work. It was then shown that the negative pressure was derived from the viscous damping which changes depending on the gap length in the contact surface. The gap dependence of viscous damping limits the generation of the negative pressure and produces the jump. Finally, the difference in the generating limit of the negative pressure was used to separate the works by the gap length.

Key Words : Vibration Control, Friction, Industrial Machine, Elliptical Vibration, Vibration Transportation, Separation

1. 緒 言

姿勢をそろえて電子部品や機械部品を供給するために、搬送と同時に分別や整列が可能な振動搬送機械⁽¹⁾が用いられている。市販されている振動搬送機械の多くは、振動の自由度が1つの直線振動機械⁽²⁾である。しかし、直線振動自体には分別機能がないため、搬送面に突起や切欠きを設けて分別・整列させている⁽³⁾。分別・整列させるための機構は、搬送される部品ごとに異なるため、オーダーメイドで設計・調整されている。そこで、搬送される部品が変わると、分別・整列させるための機構あるいは振動搬送機械全体を取り替える必要がある。

一方、水平方向と垂直方向の2つの振動系をもつ楕円振動機械^{(4),(5)}は、振動を発生させるための構造が複雑になるものの、振動台上の物体を右にも左にも搬送できる。著者らはこれまで、この楕円振動を利用して、物体を分別搬送する方法を研究してきた。垂直振動が跳躍限界(1G)以下の場合、水平振動と垂直振動の位相差を 10° 付近に設定すると、振動台上の物体を摩擦係数の違いによって左右に分別できる⁽⁶⁾。また、垂直振動が跳躍限界以上の場合、跳躍するかしないかによって振動台上の物体を左右に分別できる⁽⁷⁾。物体が跳躍するかしないかは、物体と振動台との間の接触面に隙間があるかないかに依存する。このように、楕円振動を利用した分別搬送では、摩擦係数の違いや接触面隙間の違いがあれば、部品の大きさや形状に関係なく分別できるので、1つの振動搬送機械で種々の部品の分別に対応できる。

これまでの研究では、垂直振動が跳躍限界を超える場合でも物体が跳躍しない原因として、接触面に生じる負圧を考えたものの、実際にその負圧の発生を確認したわけではなかった⁽⁷⁾。また、接触面隙間の大きさが物体の

* 原稿受付 2011 年 8 月 22 日

^{*1} 正員, フェロー, 滋賀県立大学工学部 (〒522-8533 滋賀県彦根市八坂町 2500)

^{*2} 正員, 滋賀県立大学工学部

^{*3} 学生員, 滋賀県立大学大学院工学研究科

^{*4} 昭和電機(株) (〒574-0052 大阪府大東市新田北町 1-25)

E-mail: kurita@mech.usp.ac.jp

跳躍にどのような影響を及ぼすのかも明らかでなかった。そこで、本研究では、物体が跳躍したりしなかったりするメカニズムを明らかにし、きめ細かい分別の実現を目指す。まず、跳躍限界を超えても物体が跳躍しない原因と考えられる接触面に生じる負圧を測定する。次に、負圧発生モデルを作成し、負圧が破れて物体が跳躍に至るメカニズムを解明する。最後に、接触面隙間の大きさによって負圧の発生限界が異なることを利用して、接触面隙間の大きさによる分別を試みる。

2. 楕円振動による分別搬送

2・1 楕円振動機械

図 1 に、本研究で用いた楕円振動機械⁽⁸⁾を示す。楕円振動の振幅と位相差を任意に与えられるように、水平方向と垂直方向を独立して加振できる構造とした。水平振動は鉛直に取り付けた 4 枚の平行板ばねで与え、垂直振動は水平に取り付けた 2 枚の平行板ばねで与えた。振動台の搬送面は長さ 180 mm、幅 30 mm である。板ばねの厚さと長さを調整して、水平振動と垂直振動の固有振動数をともに 82 Hz にした。分別搬送の実験では、駆動周波数 f を 82 Hz にして共振点駆動した。加振力は、バイモルフ構造となるように板ばねに貼り付けた圧電素子の変形で与えた。水平振幅 a は最大 0.4 mm、垂直振幅 b は最大 0.148 mm（振動加速度 4.0 G）まで出力できる。

2・2 跳躍の有無を利用した分別搬送

垂直振動が跳躍限界 (1 G) を超える楕円振動を与えると、物体と振動台との間の接触面隙間の大きさによって、物体は跳躍したりしなかったりする。この跳躍の有無によって物体を左右に分別できる。例えば、表向きと裏向きとで接触面隙間の大きさが異なる電子部品を、跳躍しない裏向きの部品を左方向へ、跳躍する表向きの部品を右方向へと分別搬送することができる⁽⁷⁾。

跳躍しない部品が左方向に搬送され、跳躍する部品が右方向に搬送されるしくみを、図 2 に示した概念図を用いて説明する。図 2 は、水平振動と垂直振動の位相差が 60° のときの楕円振動の様子と物体に働く摩擦力の方向

Fig. 1 Elliptical vibration machine

Fig. 2 Elliptical vibration and direction of friction force

を表す。振動台が右向きに運動しているとき物体には右向きの摩擦力が働き、振動台が左向きに運動しているときは物体に左向きの摩擦力が働く。垂直変位が負となる楕円振動の下半分で、垂直加速度は正となり物体に下向きの慣性力が働くので、物体は振動台に強く押し付けられ、物体が受ける摩擦力は大きくなる。逆に、垂直変位が正となる楕円振動の上半分では、垂直加速度が負となり物体に上向きの慣性力が働くので、垂直抗力が減少し、摩擦力は小さくなる。そこで、物体が跳躍しない場合（図 2(a)）は、物体は摩擦力が大きくなる左方向に搬送される。物体が跳躍する場合（図 2(b)）は、楕円の最上点の少し手前で物体は振動台から浮き上がり、楕円の最下点を少し過ぎたところで着地する。物体が跳躍している間は摩擦力が発生しない。そこで、左方向の摩擦力を受ける期間が短くなり、物体は右方向に搬送される。

3. 接触面に生じる負圧

跳躍限界を超えても物体が跳躍しない原因として、接触面に生じる負圧に着目した。本章では、接触面に生じる負圧を実際に測定するとともに、接触面隙間の大きさが負圧の発生や物体の跳躍に与える影響を調べる。

3・1 跳躍しないために必要な力

物体が跳躍するためには、物体と振動台との間の接触面に周囲から空気が流れ込む必要がある。接触面隙間が大きい場合は、接触面に十分な量の空気が流入するので、物体は跳躍する。一方、接触面隙間が小さい場合は、周囲から接触面への空気の流入が妨げられる。物体は振動台から離れようとするが、接触面に十分な量の空気が流入しないので、接触面に残った空気は引き伸ばされる。そのため、圧力が下がり負圧が発生する。この負圧によって接触面隙間の小さい物体は振動台に押し付けられる。

物体が跳躍しないときに接触面に生じる負圧の大きさは、物体に働く力のつりあいから求めることができる。跳躍限界を超える条件において、物体が跳躍しないために必要な押付力 ΔpS は、次式のようにになる。

$$\Delta pS = mb\omega^2 - mg \quad (1)$$

ここで、 Δp は発生する負圧の大きさ、 S は接触面積、 m は物体の質量、 b は搬送台の垂直振幅、 ω は垂直振動の角周波数、 g は重力加速度である。物体に働く慣性力 $mb\omega^2$ と重力 mg の差が、物体を跳躍させないために必要な押付力 ΔpS である。材質が一樣な平板でできた物体では、物体の密度を ρ 、物体の高さを h 、接触面積 S とすると、物体の質量は $m = \rho hS$ で表される。この関係を、式(1)を代入し両辺を S で割ると、次式が得られる。

$$\Delta p = \rho h(b\omega^2 - g) \quad (2)$$

式(2)から、物体の高さ h と垂直振幅 b が大きいほど、跳躍しないために必要な負圧が大きくなることがわかる。

3・2 負圧測定装置

接触面に負圧が生じているのかどうかを確認するために、負圧測定装置を製作した。図 3(a)に、負圧測定装置の概要を示す。圧力測定により接触面隙間の形状に影響を与えないように、平坦な受圧部がセンサ表面にある圧力センサを選定した。圧力センサ（PCB PIEZOTRONICS 社製 H113B28）を、振動台中央の直径 5.6 mm の穴にはめ込み、センサの上部に隙間ができないように高さを調整して固定した。また、圧力センサのはめ込み部分から空気が漏れないように、圧力センサの側面にグリスを塗り隙間を埋めた。加速度センサを振動台に取り付け、振動台の加速度を測定した。また、振動台の上方に変位センサを 2 個取り付け、振動台の変位と物体の変位を同時に取得し相対変位を算出した。この振動台を加振機に取り付け、楕円振動機械と同じ 82 Hz で垂直方向に加振した。加振時の接触面の圧力変動、振動台の加速度、振動台と物体の変位を同時に測定した。

測定対象として接触面隙間をもつ円板を製作した。図 3(b)に円板の外観写真を示す。直径 10 mm、厚さ 1 mm の SUS 製円板の外周部 3 箇所に電解研磨で直径 1 mm の脚を作成し、円板と振動台との間の接触面に隙間ができるようにした。電解研磨の通電時間を変えることで、種々の長さの脚を作成した。図 3(c)に、円板の中心 O から

Fig. 3 Pressure measuring device and circular plate with three legs

A, B, C の方向に向かって表面形状を計測した結果を示す. 図 3(c)から, 脚の長さは $12\ \mu\text{m}$, $15\ \mu\text{m}$, $12\ \mu\text{m}$ となっていることがわかる. このとき, 円板と振動台との間の接触面の隙間は平均で $13\ \mu\text{m}$ である. 同じようにして, $6\ \mu\text{m}$, $13\ \mu\text{m}$, $22\ \mu\text{m}$, $28\ \mu\text{m}$ の接触面隙間 δ をもつ SUS 製円板を製作した. これらの脚を 3 本もつ厚さ $1\ \text{mm}$ の円板に, 厚さ $1\sim 9\ \text{mm}$ の円板を接着することで, 高さ h を $1\sim 10\ \text{mm}$ の範囲で変更できるようにした.

3・3 接触面の圧力変動

負圧測定装置を用いて, 円板と振動台との接触面に発生する負圧を測定した. 図 4 に, 接触面隙間 δ が $13\ \mu\text{m}$ のときの振動台の加速度 a , 円板と振動台との接触面に生じる圧力変動 p , 円板と振動台の相対変位 x , 相対速度 v を示す. 円板と振動台の相対速度 v は, 相対変位 x を微分することで取得した. 円板は, 高さ h を $5\ \text{mm}$ にしたものを用いた. 垂直振幅 b は $0.074\ \text{mm}$ ($2.0\ \text{G}$) とした.

今回用いた圧力センサは, 圧電式なので DC 成分の測定ができない. そこで, 振動台の加速度が $-1.0\ \text{G}$ を下回る瞬間 (図 4 中の○印) の圧力値を大気圧 ($0\ \text{Pa}$) とみなした. これは, 振動台の加速度が $-1.0\ \text{G}$ のときに, 円板と振動台の加速度が等しくなり, 接触面隙間内の空気に圧縮や膨張させる力が加わっていないと考えられるからである. 図 4 では, 振動台が $-1.0\ \text{G}$ のときに圧力は $-55\ \text{Pa}$ である. この圧力を大気圧とみなした. 負圧の最大値は $-440\ \text{Pa}$ なので, 実際に発生した負圧の最大値は $-385\ \text{Pa}$ と推定できる.

図 4 の 2 番目の図から, 振動台の加速度が $-1.0\ \text{G}$ を下回る期間 (網掛部) で, 接触面に負圧が発生していることがわかる. 振動台の加速度が $-1.0\ \text{G}$ を下回る期間で円板は跳躍しようとするが, 負圧による押付力が働いているため, 跳躍しない. 円板が跳躍しないために必要な負圧を式(2)から求めると, $\Delta p = 385\ \text{Pa}$ である. 測定された負圧の最大値も $385\ \text{Pa}$ であったので, 跳躍させないために必要な負圧が発生していることがわかる. また, 振動台の加速度が $-1.0\ \text{G}$ より大きくなるときは, 接触面隙間に正の圧力が発生している.

次に, 圧力変動がなぜこのような波形になるかを考察する. 図 5 に, 図 4 の圧力変動 p の波形を拡大したものと, そのときの円板の変位 y (実線) と振動台の変位 Y (破線), 相対変位 x の波形を示す. 図 5 中の①~④の数

字はそれぞれ, ①負圧が発生し始める時点, ②正の圧力が発生し始める時点, ③正の圧力が最大になる時点, ④圧力変動がほぼ 0 Pa になる時点を表す.

まず, ①の時点を見ると, 振動台の加速度が -1.0 G ($b: 0.037\text{ mm}$) を下回るときに, 負圧が発生し始めていることがわかる. 相対変位 x の波形から, 円板が振動台から徐々に離れていくのがわかる. このとき, 接触面隙間に十分な空気が流入しないために, 接触面隙間の空気が引き伸ばされ負圧が発生すると考えられる. また, 圧力変動の波形は, 振動台の加速度が -1.0 G を下回る期間の加速度波形に類似している. これは, 物体を跳躍させようとする慣性力の大きさとつりあうように, 負圧が発生しているためである.

次に, ②の時点を見ると, 振動台の加速度が -1.0 G より大きくなるときに, 接触面隙間に正の圧力が発生し始

Fig. 4 Pressure fluctuation in the contact surface between a table and a circular plate ($13\text{ }\mu\text{m}$)

Fig. 5 Closeup of waveforms

Fig. 6 Pressure fluctuation in the contact surface between a table and a circular plate (6 μm)

めることがわかる。これは、円板が振動台に向かって落下していくときに、接触面にわずかに流入した空気が圧縮されるために生じる。そして、③の時点で正の圧力が最大となった。これは、円板が振動台に接地する直前に接触面隙間に流入した空気が最も圧縮されるために、正の圧力が最大となると考えられる。また、③の時点を通ると、相対変位はほとんどなくなり、接触面隙間の空気が圧縮されなくなる。このとき、圧縮された空気が周囲に流れ出し、接触面隙間内の圧力は減少して、④の時点でほぼ大気圧に等しくなる。さらに、完全に接地すると、円板には負圧による押付力の代わりに垂直抗力 N が働くようになる。そのため、④の時点を通ると、接触面の圧力変動がなくなる。これらの現象が繰り返されることで、図4のような圧力変動波形になる。

図6に、接触面隙間 δ が $6\mu\text{m}$ の円板の負圧を測定した結果を示す。図6から接触面隙間 δ の大きさが異なる場合でも、ほぼ同じ大きさの負圧が発生していることがわかる。式(2)から推定される負圧の値は、接触面隙間 δ の大きさにかかわらず、 $\Delta p = 385\text{ Pa}$ となる。測定された負圧の最大値が 400 Pa であるので、跳躍させないために必要な負圧が発生していると言える。物体が跳躍しない原因は、接触面に生じる負圧である。

3・4 負圧に及ぼす接触面隙間の影響

まず、接触面隙間の大きさが跳躍に及ぼす影響を調べる。図7に、異なる接触面隙間 δ をもつ4種類の円板を用いて、接触面隙間 δ の大きさと跳躍の関係を調べた結果を示す。図7の(a), (b), (c), (d)は、それぞれ接触面隙間 δ が $6\mu\text{m}$, $13\mu\text{m}$, $22\mu\text{m}$, $28\mu\text{m}$ の円板の跳躍の有無を調べた結果である。円板の高さ h は 1 mm から 10 mm まで 1 mm ずつ、垂直振幅 b は 0.0074 mm (0.2 G) ずつ変化させた。図7中の●印は円板が跳躍したことを、×印は円板が跳躍しなかったことを表す。円板と振動台が完全に離れ、負圧が発生しない状態を跳躍と見なした。

図7から、接触面隙間が大きくなるほど物体が跳躍しやすくなることがわかる。また、接触面隙間が同じときは、円板の高さ h と垂直振幅 b が大きいほど、跳躍しやすい。図7の各図から、跳躍するかしないかの限界は、円板の高さ h と垂直振幅 b の積の関係にあることがわかる。そこで、物体の高さ h と垂直振幅 b の積から接触面に生じる負圧を推定する式(2)を用いて、跳躍するかしないかの限界における負圧の値を推定した。図7中の曲線は、式(2)を用いて推定した負圧の値である。跳躍するかしないかの限界が、一定の負圧で表されることがわかる(限界負圧)。推定した限界負圧の値は接触面隙間が大きくなるほど小さくなっている。

次に、異なる接触面隙間 δ をもつ4種類の円板の接触面に生じる負圧の値を測定した。実験結果を図8に示す。円板の高さ h は 1 mm から 10 mm まで 1 mm ずつ変化させた。図8中の太線は、限界負圧の推定値である。この

Fig. 7 Relationship between gap length and jump limit

Fig. 8 Relationship between gap length and negative pressure

限界負圧付近（接触面隙間 δ と高さ h をもつ円板が跳躍する直前の垂直振幅）で、発生している負圧を測定した。横の数字は、測定した負圧を表している。また、図8中の細線は、式(2)を用いて推定した 600 Pa, 150 Pa, 75 Pa の負圧が発生する実験条件であり、横の数字は実際の負圧である。

図8から、式(2)を用いて推定された限界負圧と同程度の負圧が、実際に発生していることがわかる。接触面隙間が大きくなるほど限界負圧の値は小さくなっている。また、円板が跳躍しないときには、接触面隙間が異なる場合でも、同程度の負圧が発生している。跳躍しないために必要な負圧が限界負圧を超えると、円板が跳躍する。

4. 負圧の発生と限界のメカニズム

負圧の発生が限界となり、円板が跳躍するメカニズムを考察する。まず、円板が跳躍する瞬間の挙動を観察し、どのような現象が生じているのかを調べる。次に、負圧発生モデルを作成し、円板が跳躍に至るメカニズムを考察する。さらに、数値シミュレーションを用いて円板の跳躍を再現し、考察が妥当であるのかを検証する。

4・1 跳躍時に発生する不安定現象

図9に、円板が跳躍する瞬間の振動台の加速度 a 、接触面隙間の圧力変動 p 、円板の変位 y （実線）と振動台の変位 Y （破線）、相対変位 x 、相対速度 v を示す。接触面隙間 δ が 13 μm の円板を、高さ h を 5 mm にして用いた。垂直振幅 b を 0.092 mm (2.5 G) から 0.096 mm (2.6 G) まで大きくすることで、円板を跳躍させた。

まず、図9の振動台の垂直振幅 b が 0.092 mm (2.5 G) の期間 (0 s から 0.1 s) を観察する。この期間では、すべての波形が定常振動の状態であることがわかる。負圧は最後まで発生しており、円板は跳躍しなかった。

次に、図9の振動台の垂直振幅 b が 0.096 mm (2.6 G) となった期間 (0.1 s から 0.3 s) を観察する。この期間で円板は跳躍した。円板が跳躍するとき、負圧が減少しており 0 Pa となっていることがわかる。跳躍に至るまでの挙動を観察すると、相対変位 x と相対速度 v の振動が急激に成長し、不安定になっているのがわかる。

4・2 負圧発生モデル

不安定な現象が発生し円板が跳躍に至る原因を考察するために、負圧発生モデルを作成した。図10に作成した負圧発生モデルを示す。図4と図6の負圧測定結果を元に、ばねとダンパが直列結合した負圧発生モデルを考えた。物体が跳躍しようとするとき、接触面の隙間にある空気が引っ張られ、膨張するために負圧が発生する。こ

Fig. 9 Observation when a circular plate jumps

Fig. 10 Negative pressure generation model

のとき、空気の膨張による相対変位 x_1 が発生する。このときの空気の体積変化をばねで表した。また、接触面に空気が流入することによって相対変位 x_2 が発生する。このときの空気の流入抵抗をダンパ(粘性抵抗)で表した。これら 2 種類の相対変位を足し合わせたものが円板と振動台との間に生じる相対変位 x となる。このことから、負圧発生モデルは、円板と振動台の間でばねとダンパが直列につながった構造をもつ。

この負圧発生モデルを用いて実際の現象を考察する。図 4 の相対速度 v の波形から、圧力変動に比例した相対速度 v が発生していることがわかる。また、このとき発生している負圧 Δp は大気圧 (約 100 kPa) の 100 分の 1 以下なので、空気の膨張による相対変位 x_1 は隙間の 100 分の 1 以下である。これらのことから、測定される相対変位 x の大部分は、空気の流入による相対変位 x_2 によるものであると言える。空気の膨張による相対変位 x_1 は、空気の流入による相対変位 x_2 に比べて十分に小さく、相対変位としては $x_2 = x$ 、相対速度としては $\dot{x}_2 = v$ とみなしうる。以降の議論では、負圧発生モデルとしてダンパだけを考える。また、図 4 と図 6 の相対速度 v を比べると、接触面隙間 δ が小さいと相対速度 v が小さくなる傾向が見られた。発生している負圧 Δp は同程度なので、ダンパの粘性減衰係数 c は接触面隙間が小さいほど大きくなると言える。

4・3 粘性減衰係数の変動

負圧発生モデルを用いて、不安定現象が発生し、物体が跳躍に至る原因を考察する。粘性減衰係数 c の大きさは空気の流入抵抗によって決まる。この空気の流入抵抗は、物体と振動台との間の隙間の大きさに依存する。したがって、粘性減衰係数 c の大きさは、物体と振動台との間の接触面隙間に依存して変動すると言える。

粘性減衰係数 c の変動を確認するために、まず粘性減衰係数 c を推定した。次式のように、圧力変動 p の波形と相対速度 v の波形から粘性減衰係数 c の波形を算出した。

$$c = \frac{pS}{v} \quad [\text{N}/(\text{m}/\text{s})] \quad (3)$$

このようにして算出した粘性減衰係数 c の波形を、図 11 の 5 番目の図に青の実線で示す。接触面隙間 δ が 13 μm 、高さ h が 5 mm の円板を用いて、垂直振幅 b を 0.074 mm(2.0 G)としたときの実験結果である。

図 11 の粘性減衰係数 c の波形から、相対速度 v が 0 に近づくタイミングで大きなノイズが発生していることがわかる(網掛部)。これは相対速度 v が 0 mm/s となるとときに生じる零割り(ゼロディバイド)が原因であり、波形同士の割り算で粘性減衰係数 c の波形を出力しているために生じる計算上のノイズである。そこで今回、相対速度 v が 0 mm/s となりノイズが大きくなっているタイミングを除いて、粘性減衰係数 c の値を読み取ることにする。

図 11 の 5 番目の図から、零割りの影響によるノイズがない期間においても、粘性減衰係数 c の値が大きく変動していることがわかる。また、粘性減衰係数 c と相対変位 x の波形を比較すると、相対変位が大きくなる時点で粘性減衰係数 c が小さくなる傾向が見られる。

そこで、粘性減衰係数 c と瞬間瞬間の接触面隙間の大きさ：瞬間隙間 ($\delta + x$) との間にどのような関係があるのかを調べた。図 12 に、垂直振動の大きさを 0.2 G ずつ大きくしたときの粘性減衰係数 c と瞬間隙間 ($\delta + x$) の関係を示す。このとき、零割りが測定結果に影響しないように、粘性減衰係数 c と相対変位 x の値は相対速度 v が最大となる時点で読み取った。測定対象としては、 $6\text{ }\mu\text{m}$ 、 $13\text{ }\mu\text{m}$ 、 $22\text{ }\mu\text{m}$ 、 $28\text{ }\mu\text{m}$ の接触面隙間 δ をもつ円板の高さ h を 5 mm にして用いた。図 12 から、瞬間隙間 ($\delta + x$) が大きくなるにつれて、粘性減衰係数 c の値が小さ

Fig. 11 Fluctuation of viscous damping coefficient

Fig.12 Relationship between momentary gap and viscous damping coefficient

くなっていることがわかる．また，接触面隙間 δ が異なる場合でも，瞬間隙間 $(\delta+x)$ で整理すると，粘性減衰係数 c は同一曲線で表すことができる．

次に，粘性減衰係数 c と瞬間隙間 $(\delta+x)$ の関係を表す近似式を求める．近似式に含まれる係数の物理的な意味を考察するために，流れの状態が比較的近いピストン・シリンダ間の粘性減衰係数 c を計算する次式⁹⁾を用いて近似する．

$$c = \frac{6\mu l A^2}{\pi h^3 R} \quad [\text{N/(m/s)}] \quad (4)$$

ここで， μ は空気の粘度， l はピストンの厚さ， A はピストンの面積， h はピストン・シリンダ間の隙間， R はピストンの半径である．式(4)から，粘性減衰係数 c の値は，ピストン・シリンダ間の隙間 h の3乗に反比例することがわかる．この式に，空気の粘度 $\mu = 1.82 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ，ピストンの面積として円板の面積 $A = 7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ ，ピストンの半径として円板の半径 $R = 5 \text{ mm}$ を代入する．また，ピストンの厚さ l の代わりに，本実験では円板の外周から内部に向かって空気が流れ込む半径方向の長さを用いた（流動長さ l ）．また，ピストン・シリンダ間の隙間 h に相当するものとして，本実験では接触面隙間 δ と相対変位 x ，円板と振動台の表面粗さを表す等価隙間 X の和を，瞬間隙間 $(\delta+x+X)$ として用いた．式(4)にこれらの値を代入すると，次のようになる．

$$c = \frac{4.29 \times 10^{-11} \times l}{(\delta+x+X)^3} \quad [\text{N/(m/s)}] \quad (5)$$

式(5)の関数形で，図12の実験結果を最小2乗近似した．最小2乗近似で求める2つのパラメータは，流動長さ l と等価隙間 X である．実験結果の最小2乗近似から，等価長さ l は $1.68 \times 10^{-3} \text{ m}$ （円板の半径 R の34%），等価隙間 X は $3.6 \times 10^{-6} \text{ m}$ となった．

粘性減衰係数 c の値を，式(5)を用いて瞬間隙間から算出した．図11の5番目の図に，3番目の図の相対変位 x の値から式(5)を用いて求めた粘性減衰係数 c の波形を赤線で示す．図11の5番目の図から，零割りによるノイズが大きい期間で，瞬間隙間 $(\delta+x+X)$ から算出した粘性減衰係数 c の値（赤線）と，圧力変動 p と相対速度 v から算出した粘性減衰係数 c の値（青線）がほぼ一致しているのがわかる．この結果から，粘性減衰係数 c は相対変位 x の大きさによって変動していると言える．また，接触面隙間 δ が異なる場合でも，瞬間隙間から計算した粘性減衰係数 c の値と，圧力変動 p と相対速度 v から算出した粘性減衰係数 c の値がほぼ一致していた．これらの結果から，粘性減衰係数 c と瞬間隙間 $(\delta+x+X)$ の関係を表す式(5)は，妥当であると言える．

4・4 シミュレーションによる跳躍の再現

次に，負圧発生モデルを用いた数値シミュレーションによって，円板の跳躍を再現することで，跳躍する要因が粘性減衰係数 c の変動であることを示す．4・2節で述べたようにばねの変位は小さいので，考察を簡単にするため，負圧発生モデルはダンパだけで表した．

図13にシミュレーションモデルを示す．これまでは，円板の運動が上下方向の1自由度であるとみなして，円板重心付近の上下振動の測定を行っていた．しかし，円板は振動台表面に対して傾いて接地することがある．そこで，シミュレーションモデルは，円板の回転運動を考慮した2自由度系とした．円板は，接触面隙間 δ が $13 \mu\text{m}$ ，

Fig. 13 Simulation model

直径 D が 10 mm, 高さ h が 5 mm のものを用いた. 円板の脚の長さには実測値を用いて, 左側の脚を 15 μm , 右側の脚を 12 μm とした.

円板に働くダンパを, 左右 2 つの半円板に働くダンパの和とみなして, それぞれの半円板の重心にダンパを取り付けた. 左側の粘性減衰係数を c_{left} , 右側の粘性減衰係数を c_{right} とする. 粘性減衰係数 c_{left} , c_{right} の大きさは, 式(5)を用いて瞬間隙間から計算した. 左右の脚の長さが異なるため, 左右 2 つの半円板の重心位置における接触面隙間および瞬間隙間の値が異なり, その結果, 粘性減衰係数 c_{left} , c_{right} の大きさが異なる. これにより, シミュレーションモデルに左右非対称性を与えることができる.

また, 円板が跳躍と接触を繰り返す現象を表すために, 垂直抗力 N を円板と振動台の相対変位 x の関数として, 式(6)で表した. 接触時 ($x < 0$) には, 円板が振動台から受ける垂直抗力 N を, 金属のような硬い物体同士の接触における変形問題を扱う Hertz の接触理論⁽¹⁰⁾によって算出した. 脚の先端を半径 0.5 mm の半球 (SUS 製), 振動台を平面 (アルミニウム製) とすると, 垂直抗力 N は, 変位量 x に依存する形で与えられる. 跳躍時 ($x > 0$) には, 垂直抗力 N を 0 にした.

$$N = k_{\text{Hertz}} x^{\frac{3}{2}} \quad (x < 0), \quad N = 0 \quad (x > 0) \quad (6)$$

ここで, この非線形ばねの係数は $k_{\text{Hertz}} = 1.74 \times 10^9$ である.

次に, シミュレーションモデルの運動方程式を示す. 物体の両端 (円板の中心から R の位置) に Hertz の接触力で表される垂直抗力が作用し, 左右の半円の重心 (円板の中心から r の位置) にダンパの粘性抵抗力が作用する場合を考える. ただし, 垂直抗力は相対変位が負になったときにだけ働く. 円板の絶対変位を y , 振動台の絶対変位を Y , 円板と振動台の相対変位を $x (= y - Y)$, 相対速度を v とし, 円板の角変位を θ とすると, 垂直方向と回転方向の運動方程式は, 次のようになる.

$$m\ddot{y} = N_{\text{left}} + N_{\text{right}} - c_{\text{left}}(v - r\dot{\theta}) - c_{\text{right}}(v + r\dot{\theta}) - mg \quad (7)$$

$$J\ddot{\theta} = -N_{\text{left}}R + N_{\text{right}}R + c_{\text{left}}r(v - r\dot{\theta}) - c_{\text{right}}r(v + r\dot{\theta}) \quad (8)$$

この運動方程式を用いて, シミュレーションを行った. 入力として, 振動台の絶対変位 Y に正弦波を与えた. ここで, N_{left} , N_{right} は左右の脚に働く垂直抗力であり, それぞれ左右の脚位置における相対変位 $x - R\theta$, $x + R\theta$ の正負によって, 式(6)で与えられる値をもつ. また, 左右の粘性減衰係数 c_{left} , c_{right} は, ダンパ位置の相対変位に依存する変数である. なお, 数値シミュレーションには, MATLAB/ Simulink (The Math Works Inc.)を用いた.

まず, 物体が跳躍しない条件で, 実験によって得られた波形とシミュレーションによって得られた波形を比較する. 図 14 に, 圧力変動 p , 相対変位 x , 相対速度 v , 粘性減衰係数 c の実験波形とシミュレーション波形を比較した結果を示す. 粘性減衰係数 c の値として, 左右 2 つの粘性減衰係数 c_{left} と c_{right} の和をとった. 圧力変動 p は, 相対速度 v と粘性減衰係数 c の積を円板面積 S で割って求めた. 図 11 の実験と同じ条件でシミュレーションを行い, 図 11 の実験結果に重ね書きした. 実験結果を青の細線, シミュレーション結果を赤の太線で示した.

図 14 から, 実験結果とシミュレーション結果がほぼ一致していることがわかる. 圧力変動の負圧と正圧の大きさとタイミング, 相対変位, 相対速度, 粘性減衰係数の変動 (零割りのタイミングを除く) の傾向が, 実験とシミュレーションで一致している. 異なる点は, 円板が振動台上に着地するときに, シミュレーションでは圧力変動と相対速度に, 高い周波数の振動が発生している点である. シミュレーションでは減衰のない衝突を想定したためと考えられる. 着地時の振動を除き, シミュレーションは実際の円板の運動を再現していると言える.

次に, 垂直振動を大きくしていき, 円板が跳躍する条件でのシミュレーションを行った. 図 15 に, 接触面隙間 δ が 13 μm , 高さ h が 5 mm の円板が跳躍する瞬間をシミュレーションで再現したときの波形を示す. 振動台の垂直振幅 b が 0.099 mm (2.69 G) となると円板は跳躍した. 図 15 の相対変位 x と相対速度 v の波形から, 振動が急激に成長し跳躍に至っていることがわかる. また, 圧力変動 p の波形から, 円板が跳躍するとき負圧が発生し

なくなることが確認できる。これらのことは、円板の跳躍を実験で観察した図 9 の波形にも見られた現象である。実験では、跳躍する垂直振幅 b が 0.096 mm (2.6 G) であったので、実験とシミュレーションはほぼ一致している。また、粘性減衰係数 c を 1 N/(m/s) と小さな値にしても変動しない場合は、垂直振幅 b を大きくしても物体の跳躍は再現できなかった。粘性減衰係数 c が瞬時瞬時の接触面隙間の大きさに応じて変動するシミュレーションモデルでは物体の跳躍を再現できたことから、跳躍の発生要因は粘性減衰係数 c の変動であると言える。

Fig. 14 Comparison between experiment and simulation

Fig. 15 Simulation result when a circular plate jumps

5. 接触面隙間の大きさによる分別

接触面隙間の大きさによって、物体を左右に分別する方法を検討する。楕円振動を利用すると、跳躍の有無によって物体を分別できる（2・2節）。また、接触面隙間が大きいほど、物体は跳躍しやすくなる（3・4節）。そこで、楕円振動の垂直振幅を調整することで跳躍状況を変化させて、接触面隙間の大きさによる分別を実現する。

分別に適した垂直振幅を求めるため、図 7(a)～(d)に示した接触面隙間ごとの跳躍の有無を、1枚の図に重ね合わせた。その結果を図 16 に示す。右上の曲線から順に、接触面隙間 δ が $6\ \mu\text{m}$ 、 $13\ \mu\text{m}$ 、 $22\ \mu\text{m}$ 、 $28\ \mu\text{m}$ の円板の限界負圧（跳躍の有無を分ける境界）を表している。円板の高さ h が $5\ \text{mm}$ の場合（図 16 中の一点鎖線）は、垂直振幅 b を、① $0.048\ \text{mm}$ （ $1.3\ \text{G}$ ）、② $0.074\ \text{mm}$ （ $2.0\ \text{G}$ ）、③ $0.111\ \text{mm}$ （ $3.0\ \text{G}$ ）にすると、接触面隙間の大きさごとに跳躍の有無を分けることができ、接触面隙間の大きさによる分別が可能になる。

図 17 に、接触面隙間 δ の大きさが異なる 4 つの円板を、左から $6\ \mu\text{m}$ 、 $13\ \mu\text{m}$ 、 $22\ \mu\text{m}$ 、 $28\ \mu\text{m}$ の順に搬送台上

Fig. 16 Limit of negative pressure for circular plates with different gap length

Fig. 17 Separation of circular plates with different gap length

に並べて、分別実験を行ったときの映像を切り出したものを示す。高速度カメラを用いて、楕円振動機械の正面から撮影し、円板の挙動を観察した。撮影時のフレームレートは 6000 fps である。実験条件は、円板の高さ h を 5 mm、水平振幅 a を 0.4 mm、位相差 ϕ を 60° とした。垂直振幅 b は、① 0.048 mm (1.3 G)、② 0.074 mm (2.0 G)、③ 0.111 mm (3.0 G) と変化させた。円板の重心位置を点で示し、重心の軌跡を線で追った。

図 17(a)に垂直振幅 b が 0.048 mm (1.3 G) のときの分別の様子を示す。駆動開始直後は、すべての円板が左方向に搬送されていることがわかる。駆動開始から 0.2 s 後に、接触面隙間 δ が 28 μm の円板が跳躍し始め、搬送方向が右に変化している。接触面隙間 δ が大きい 28 μm の円板だけを跳躍させることで、接触面隙間 δ が 6 μm , 13 μm , 22 μm の円板と、28 μm の円板を左右に分別できた。

図 17(b)に垂直振幅 b が 0.074 mm (2.0 G) のときの分別の様子を示す。接触面隙間 δ が 28 μm の円板に加えて、22 μm の円板が跳躍し、搬送方向が右に変化している。接触面隙間 δ が 6 μm , 13 μm の円板と、22 μm , 28 μm の円板を分別できた。

図 17(c)に垂直振幅 b が 0.111 mm (3.0 G) のときの分別の様子を示す。接触面隙間 δ が 28 μm , 22 μm , 13 μm の円板が跳躍し、搬送方向が右に変化した。接触面隙間 δ が 6 μm の円板と、13 μm , 22 μm , 28 μm の円板を分別できた。このように、楕円振動の垂直振幅を調節することにより、接触面隙間の大きさによる分別を実現できた。

6. 結 論

本研究では、跳躍する物体と跳躍しない物体が現れる原因として、物体と振動台との間の接触面に生じる負圧に着目し、接触面隙間の大きさによる分別を試みた。主な結果を次に示す。

- (1) 跳躍限界 (1 G) を超える垂直振動を与えても物体が跳躍しない原因は、接触面に負圧が生じて物体を振動台に押し付けるためである。
- (2) 負圧の発生原因は、物体と振動台との間の接触面に周囲から空気が流入する際に生じる粘性抵抗である。この粘性抵抗は、接触面隙間の瞬時瞬時の大きさに依存して変化し、負圧の発生に限界をもたらす。跳躍を抑えるのに必要な負圧が発生限界よりも大きくなると、負圧は発生しなくなり、物体は跳躍する。
- (3) 接触面隙間の大きさによって負圧の発生限界が異なることを利用して、接触面隙間の大きさによる分別を実現できる。

文 献

- (1) 横山恭男, パーツハンドリング (1985), pp. 227–271, 工業調査会。
- (2) 横山恭男, 石川憲一, 岡部佐規一, 小泉邦雄, 振動応用技術 (1992), pp. 81–92, 工業調査会。
- (3) 文献(2), pp. 142–151。
- (4) 文献(2), pp. 93–98。
- (5) 岡部佐規一, 横山恭男, 神保泰雄, “振動輸送の研究 (第 3 報)”, 精密機械, Vol. 40, No. 10 (1974), pp. 840–845。
- (6) 栗田裕, 松村雄一, 梅塚紗百理, 中川淳一, “楕円振動を利用した分別搬送 (垂直振動が跳躍限界以下の場合)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 74, No. 743 (2008), pp. 1710–1717。
- (7) 栗田裕, 梅塚紗百理, “楕円振動を利用した分別搬送 (垂直振動が跳躍限界を超える場合)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 752 (2009), pp. 874–881。
- (8) 村岸恭次, 栗田裕, 松村雄一, 中川淳一, “速度フィードバックを用いた楕円振動機械の共振点駆動法”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 70, No. 693 (2004), pp. 1251–1257。
- (9) 谷口修, 振動工学ハンドブック (1976), p. 851, 養賢堂。
- (10) Timoshenko, S.P. and Goodier, J.N. (金多潔監訳), 弾性論 (1973), pp. 423–427, コロナ社。