

のこぎり歯形状を有する表面によるマイクロパーツの輸送 ～第3報 輸送のダイナミクス～

立命館大学 ○三谷 篤史, 菅野 直人, 平井 慎一

Micro-parts Feeding by a Saw-tooth Surface 3rd Report - Feeding dynamics

Atsushi Mitani, Naoto Sugano, and Shin-ichi Hirai, Ritsumeikan Univ.

This paper describes an analysis of dynamics of the micro-parts feeding using a saw-tooth surface with simple planar and symmetric vibration. In order to design an appropriate saw-tooth surface for various micro-parts, we need to understand dynamical behavior of a micro-part. We formulate a dynamics model of a micro-part and estimate the coefficients of the derived model experimentally.

1 はじめに

筆者らは, のこぎり歯形状表面を有するマイクロパーツフィーダを提案している [1]. この機構は, 振動式フィーダの表面にのこぎり歯形状の溝加工を施し, マイクロパーツとフィーダの接触条件を正負方向で変化させることで, 対称な平面振動による一方向輸送を実現する. 要求された輸送を実現するためには, 適切な接触条件が得られる表面形状を設計する必要がある. 最適なのこぎり歯表面を設計するためには, 振動輸送におけるマイクロパーツの動特性を把握する必要がある. 本報では, のこぎり歯形状による正負方向での接触条件の違いを, フィーダ表面から受ける摩擦力の違いと定義してダイナミクスを導出する. また, 得られたダイナミクスを検証するために輸送実験を行い, ダイナミクスのパラメータを推定する.

2 マイクロパーツのダイナミクス

図.1(a) に示すように, のこぎり歯表面から受ける摩擦力が正負方向で異なると仮定する. フィーダ表面が $-A_f \sin \omega t$ で振動する場合, マイクロパーツに生じる慣性力は, マイクロパーツの質量を m とすると以下の式で表される.

$$F_{\text{inertia}}(t) = m\omega^2 A_f \sin \omega t. \quad (1)$$

また, 正方向への駆動時には一定の摩擦力が発生し, 負方向への駆動時には慣性力と釣り合う摩擦力が発生すると仮定する. すなわち,

$$f_{\text{friction}} \equiv \begin{cases} F_c & (F_{\text{inertia}}(t) \geq 0), \\ -F_{\text{inertia}}(t) & (F_{\text{inertia}}(t) < 0). \end{cases} \quad (2)$$

とする. このとき, マイクロパーツの駆動力は次式となる.

$$f(t) = \begin{cases} m\omega^2 A_f \sin \omega t - F_c & (F_{\text{inertia}} \geq F_c), \\ 0 & (F_{\text{inertia}} < F_c). \end{cases} \quad (3)$$

図.1(b) に1周期分の時間履歴を示す. 時刻 $t = t_1, t_2$ の時に $F = F_c$ となり, $t_1 < t < t_2$ において $f(t) > 0$ となる. 周期を T とすると, (3) 式は以下のように書き換え

られる.

$$f(t) = \begin{cases} m\omega^2 A_f \sin \omega t - F_c & (kT + t_1 \leq t \leq kT + t_2, \\ & k = 0, 1, \dots, n), \\ 0 & (\text{otherwise}), \end{cases} \quad (4)$$

ここで, $t_1 = T/4 - t_0$, $t_2 = T/4 + t_0$ である. 式 (4) より, 次式が得られる.

$$\cos \omega t_0 = \frac{F_c}{m\omega^2 A_f}, \quad \sin \omega t_0 = \sqrt{1 - \left(\frac{F_c}{m\omega^2 A_f}\right)^2}. \quad (5)$$

次に, マイクロパーツのダイナミクスについての式を検討する. マイクロパーツの速度を v , 減衰係数を c とすると, マイクロパーツのダイナミクスは次式で表される.

$$f(t) = m\dot{v} + cv. \quad (6)$$

式 (6) を式 (4) に代入し, 速度の初期条件を $v(0) = 0$ として v について解くと以下の式が得られる.

$$v(t \rightarrow \infty) = \frac{S}{m} \frac{P}{1 - P}, \quad (7)$$

ここで, $D \equiv c/m$ とすると

$$S = \int_{t_1}^{t_2} e^{D\tau} f(\tau) d\tau, \quad P = e^{-DT}, \quad (8)$$

である. (4) 式を代入して積分 S を計算すると,

$$S = 2K_\omega m\omega^2 (\omega A_f \sin \omega t_0 \cosh Dt_0 - \frac{F_c}{c} \sinh Dt_0), \quad (9)$$

となる. ここで

$$K_\omega \equiv \frac{P^{-\frac{1}{4}}}{D^2 + \omega^2}, \quad (10)$$

である. また, 図.1(b) において $t_0 = 0$ となるような振動振幅を A_{f0} とし, A_f を以下のように書き換える.

$$A_f \equiv \alpha A_{f0}. \quad (11)$$

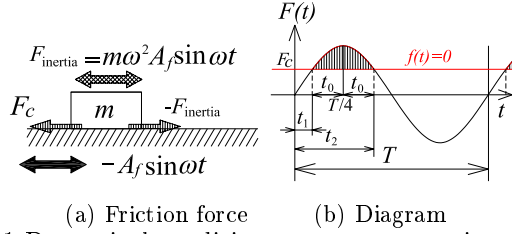


Fig. 1 Dynamical condition on an asymmetric surface

Table 1 Experimental value of A_{f0}

Freq.[Hz]	5	10	15	20	25	30
A_{f0} [mm]	1.82	1.15	0.812	0.556	0.354	0.305

ここで α は定数であり, $\alpha = 1$ のとき慣性力と摩擦力が釣り合うことを意味する. また, (4) 式及び (11) 式より,

$$A_{f0} \equiv \frac{F_c}{m\omega^2} \quad (12)$$

である. (5), (11) 式を用いて (9) 式を書き換えると,

$$S = 2K_\omega \omega F_c (\sqrt{\alpha^2 - 1} \cosh Dt_0 - \frac{\omega}{D} \sinh Dt_0). \quad (13)$$

となる. 最終的に, (7) 式は, 以下のように表される.

$$v(t \rightarrow \infty) = 2K_v (\sqrt{\alpha^2 - 1} \cosh Dt_0 - \frac{\omega}{D} \sinh Dt_0). \quad (14)$$

ここで,

$$K_v \equiv \frac{\omega}{D^2 + \omega^2} \frac{F_c}{m} \frac{P^{\frac{3}{4}}}{1 - P}, \quad (15)$$

である.

3 係数のパラメータ同定

ここでは, 駆動実験を行うことにより, (14) 式の係数 A_{f0} , F_c および c を同定する. マイクロパーツとして **2012 型** のチップコンデンサ (サイズ: $2.0 \times 1.2 \times 0.6 \text{ mm}^3$, 質量: 7.5 mg) を採用し, 駆動信号の周波数 f 及び駆動電圧 V をそれぞれ $f = 5, 10, \dots, 30 \text{ Hz}$, $V = 7.5, 15, 22.5, \dots, 150 \text{ V}$ とし, 各駆動条件での輸送速度を計測した. 実験結果を図.2 に示す. 横軸は振動振幅, 縦軸は速度である. A_{f0} は, 図.2 における横軸の切片である. 表.1 に各周波数での切片を示す.

まず, (14) 式が実験結果の近似線となるように係数を推定した. 図.3 に, $F_c = 1.8 \times 10^{-5} \text{ N}$, $c = 2 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ とした場合の (14) 式と実験結果の比較を示す. なお, 横軸は α , 縦軸は速度である. 各周波数における計算曲線がそれぞれの実験結果に対してよく近似できている. 次に, 推定した F_c を用いて A_{f0} を計算し, 実験と比較した. 結果を図.4 に示す. 実験値は理論値と同様に単調減少を示しているものの, 誤差を生じている. これは, 本報では摩擦力が定数であると仮定しており, 動摩擦力が輸送速度の減少とともに増加する現象や凝着力の影響を考慮していないことが原因である.

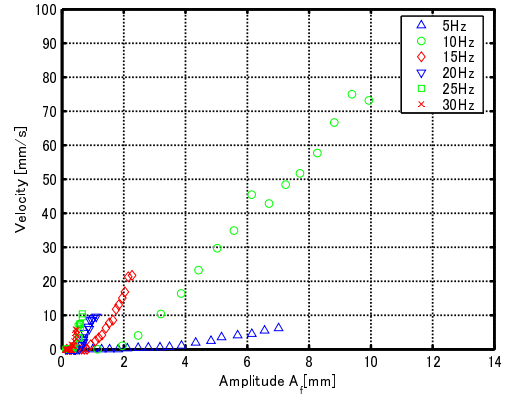


Fig. 2 Relationship between amplitude and velocity

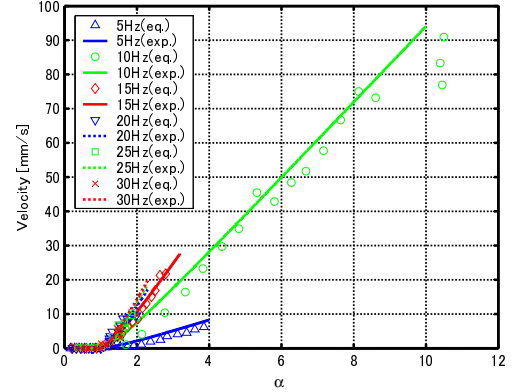


Fig. 3 Comparison of experimental results and Eq.14.

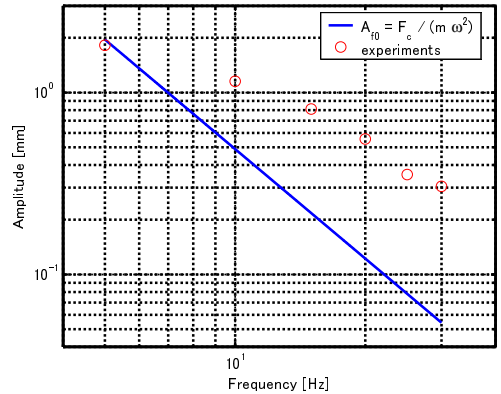


Fig. 4 Comparison of A_{f0} .

4 おわりに

本研究では, のこぎり歯形状を有するマイクロパーツフィーダにおいて, 正負方向での接触条件の違いを, フィーダ表面から受ける摩擦力の違いとして定義し, マイクロパーツのダイナミクスを導出した. また, 駆動実験を行い, 得られたダイナミクスの係数を同定した.

参考文献

- [1] 三谷 篤史, 菅野 直人, 平井 慎一: のこぎり歯形状を有する表面によるマイクロパーツの輸送, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.71, No.704, pp.1169-1176(2005-4).