

バランスシャフトによる単シリンダ往復機械の 1次および2次振動の低減

西島 裕人^{a)}・岡部 匡^{b)}・濱畑 貴之^{c)}・後藤大地^{a)}

Reduction of Primary and Secondary Vibrations of Reciprocating Machine with a Single Slider-Crank Mechanism by Balancer Shaft

Yuto NISHIHATA, Tadashi OKABE, Takayuki HAMAHATA, Daichi GOTO

Abstract

The vibration of the reciprocating machine is induced by unbalanced inertia force due to the motion of these machine elements, slider, crank and connecting rod, during its operation. This unbalanced inertia force has first order component synchronized with rotational speed of the crank and higher even order harmonic components. These unbalanced inertia forces cause the first and higher order vibration of the reciprocating machine. In the present paper, in order to reduce the vibration of a reciprocating machine with a single slider-crank mechanism, a very small and lightweight vibration reduction device having a simple mechanism is proposed. The proposed vibration reduction device can reduce the primary and secondary vibrations of the reciprocating machine with a single slider-crank mechanism. Experiments are performed to demonstrate that the proposed vibration reduction device is very effective at reducing the vibration of a reciprocating machine with a single slider-crank mechanism.

Keywords: Slider-Crank Mechanism, Reciprocating Machine, Unbalanced Inertia Force, Balancing

1. はじめに

リンク機構の1つであるスライダ・クランク機構は、回転運動と往復運動を相互変換する機構として自動車やバイクなどのエンジンに用いられている。スライダ・クランク機構は回転運動を行うクランク、直線運動を行うスライダ、およびこれらの連結をするコネクティングロッド（以後、コンロッドと呼ぶ）により構成される。スライダ・クランク機構が運動するとき、クランク、コンロッドなどの機構を構成する各機械要素が回転、往復および揺動運動をすることにより慣性力が発生する。この慣性力の不釣り合いが発生することにより往復機械全体に加振力が働く。この加振力は不釣り合い慣性力と呼ばれ、往復機械を運転するときには励振力となり、機械本体の振動や騒音の原因となる。不釣り合い慣性力には1次成分と2次成分、およびその偶数倍で変動する高次成分が含まれている。

多気筒エンジンの場合、クランクの位相を適切に設定し、バランスシャフトを追加することにより振動を低減させることができる。一方、単気筒エンジンのような単一のス

ライダ・クランク機構から構成される往復機械では、カウンタウエイトによる部分つり合わせによって機械本体の振動を低減する方法が用いられる¹⁾。しかし、この方法の場合、1次成分を完全に打ち消すことはできず、さらに不釣り合い慣性力が高次成分を含んでいるため、それらを完全につり合わせることは不可能である。

そこで、本研究では、単一のスライダ・クランク機構から構成される往復機械を製作し、この往復機械を運転したときに発生する不釣り合い慣性力の1次および2次成分までをつり合わせる振動低減装置を開発した。この振動低減装置を装着した往復機械の振動実験の結果を示し、本バランス装置の有効性を検証する。

2. 不釣り合い慣性力

図1に本研究で使用するスライダ・クランク機構の解析モデルを示す。この図は本研究で使用する往復機械を集中質量系でモデル化したもので、各部の質量、長さを表す記号の定義と、これらのパラメータの値を表1に示す。原点はクランク軸中心であり、シリンダ中心軸を x 軸、それと直行する軸を y 軸とする。本論文では、クランクは一定回転速度 ω [rad/s]で回転しているものとする。すなわちクランク回転角は x 軸を基準として $\theta=\omega t$ となる。本研究で取

a)機械システム工学専攻大学院生

b)機械設計システム工学科教授

c)教育研究支援センター技術専門職員

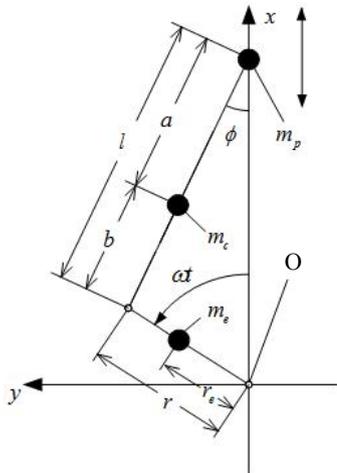


図1. スライダ・クランク機構の解析モデル

表1. 各機械要素の質量および長さの諸元

Parameters	Definition of Parameters	Value
m_c	Crank parts	110.69 g
m_c	Connecting rod	325.37 g
m_p	Reciprocating parts	105.19 g
r	Crank	26 mm
l	Connecting rod	91 mm
r_e	m_e from center of crank shaft	20.07 mm
a	m_c from center of piston pin	28.22 mm
b	m_c from center of crank pin	62.78 mm

り扱うスライダ・クランク機構の運動方程式⁽¹⁾から、この往復機械から発生する不つり合い慣性力の鉛直(x)方向成分 F_x 、水平(y)方向成分 F_y を求めることができる。このとき、 F_y はクランク回転角 θ の1次成分のみを有し、 F_x は1次成分とクランク回転角 θ の $2n$ 次の高次の調波成分を持つ。水平方向、鉛直方向の加振力 F_x 、 F_y を求めると次式のようになる^{2),3)}。

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_x^{(1)} \cos \theta + F_x^{(2)} \cos 2\theta \\ &\quad + \sum_{n=2}^{\infty} F_x^{(2n)} \cos 2n\theta, \\ F_y &= F_y^{(1)} \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} F_x^{(1)} &= (m_p r + m_c r + m_e r_e) \dot{\theta}^2, \\ F_x^{(2)} &= \left(m_p + \frac{b}{l} m_c \right) \frac{r^2}{l} \dot{\theta}^2, \\ F_y^{(1)} &= \left(\frac{a}{l} m_c r + m_e r_e \right) \dot{\theta}^2. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$F_x^{(1)}$ 、 $F_y^{(1)}$ はそれぞれ不つり合い慣性力の x、y 軸方向成分の1次成分であり、 $F_x^{(2)}$ は不つり合い慣性力の x 軸方向成分の2次成分である。 $F_x^{(2n)}$ については不つり合い慣性力の x 方向成分の $2n(n>2)$ 次成分であるが、 $2n(n>2)$ 次成分は次数が高くなればその大きさは小さくなるため、 $F_x^{(2n)}=0$ として考える。故に式(2)で示される不つり合い慣性力 $F_x^{(1)}$ 、 $F_x^{(2)}$ 、 $F_y^{(1)}$ を零にすることができれば F_x 、 F_y はほぼ零となり、スライダ・クランク機構により発生する振動を大幅に低減することができる。

3. 単シリンダ往復機械の概要

図2に製作したクランク、コンロッド、ピストンを、図3に制振対象の往復機械を示す。試験機は単一のスライダ・クランク機構を有する機構となっており、外部に設置したモータによってクランクシャフトの駆動を行う。ピストンはリニアブッシュを用いて鉛直方向にのみ運動するように拘束されている。

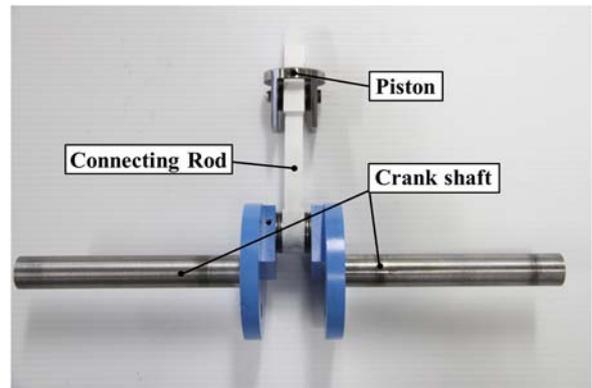


図2. クランク、コンロッド、ピストン

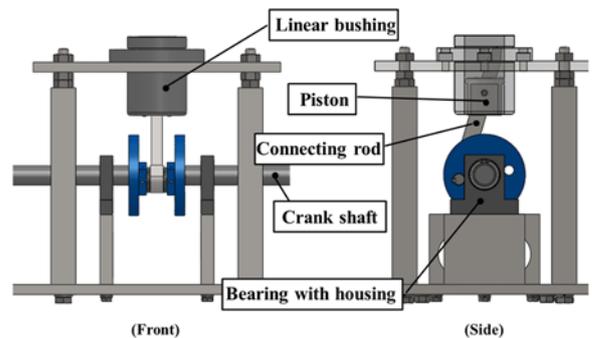


図3. 制振対象の往復機械

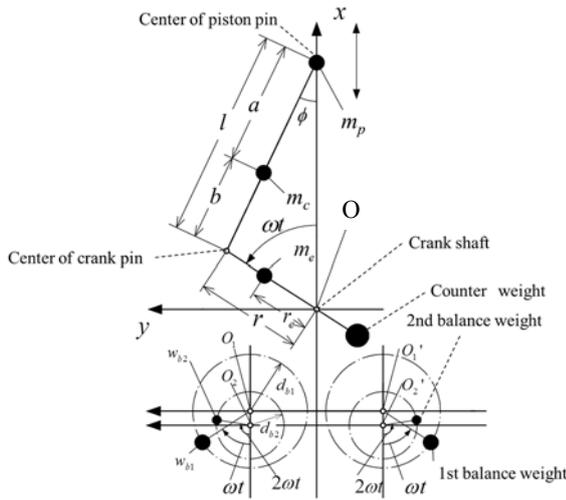


図 4. 振動低減装置の解析モデル

表 2. カウンタウエイト, 1次, 2次バランサの修正量

$w_c d_c$	Counter weight	2422.48 g・mm
$w_{b1} d_{b1}$	1st balancer weight	4285.57 g・mm
$w_{b2} d_{b2}$	2nd balancer weight	306.11 g・mm

4. 振動低減方法

図 4 に振動低減装置の解析モデルを示す。この装置は、式(2)で示した不釣り合い慣性力をすべて零にするように設計されており、カウンタウエイト、1次バランサ、2次バランサシャフトから構成されている。これらを回転させたときの慣性力を用いて式(2)の不釣り合い慣性力を打ち消す機構になっている。以下に本装置の振動低減の方法について述べる。

初めに、式(2)で示した不釣り合い慣性力の y 軸方向成分の 1 次成分 $F_y^{(1)}$ のつり合わせを行うカウンタウエイトについて述べる。質量 w_c 、回転半径 d_c である修正量 $w_c d_c$ をもつカウンタウエイトを図 4 に示すようにクランクシャフトにクランクピンとは原点 O に関して反対の位置に取り付ける。このとき、カウンタウエイトの位相は、クランク回転角 θ に対して $\pi+\theta$ になるようにする。

次に、 x 軸方向の慣性力の 1 次成分 $F_x^{(1)}$ のつり合わせを行うために、図 4 に示すような修正量 $w_{b1} d_{b1}$ をもつ 1 次バランサを取り付ける。なお、1 次バランサは 1 次バランサシャフトと 1 次バランサウエイトから構成されており、 w_{b1} 、 d_{b1} はそれぞれ 1 次バランサ全体の質量と重心が回転する半径である。1 次バランサは、クランクシャフトの回転速度と同一の速度で回転し、かつ互いに逆回転する。すなわち、クランク回転角 θ に対して点 O_1 に取り付ける 1 次バランサの位相は $\pi-\theta$ となり、点 O_1' に取り付ける 1 次バランサはカウンタウエイトと同じ $\pi+\theta$ となる。ここで、

それぞれの 1 次バランサが作用する慣性力の y 軸方向成分 $(-w_{b1} \ddot{y}_{w_{b1}})$ については、互いに逆回転し、常に打ち消しあうため零になる。またそれぞれの 1 次バランサが作用する慣性力の x 軸方向成分 $(-w_{b1} \ddot{x}_{w_{b1}})$ については、常に同方向に作用するため、2 倍の慣性力が x 軸方向に作用する

最後に、式(2)に示す 2 次不釣り合い慣性力 $F_x^{(2)}$ のつり合わせるために、図 4 に示すような修正量 $w_{b2} d_{b2}$ をもつ 2 つの 2 次バランサシャフトを、点 O_2 及び点 O_2' に取り付ける。 w_{b2} 、 d_{b2} はそれぞれ、2 次バランサシャフトの質量とその重心が回転する半径である。2 次バランサシャフトは、クランクシャフトの回転速度の 2 倍の速度で回転し、かつ、互いに逆回転する。よってこの点 O_2 に取り付けた 2 次バランサシャフトの位相は、クランク回転角 θ に対して $\pi-2\theta$ となり、点 O_2' に取り付けた 2 次バランサシャフトは $\pi+2\theta$ となる。ここで、この二つの 2 次バランサシャフトが作用するそれぞれの慣性力の y 軸方向成分 $(-w_{b2} \ddot{y}_{w_{b2}})$ は常に打ち消しあうため、 y 軸方向に作用する慣性力は零となる。一方、それぞれの慣性力の x 軸方向成分 $(-w_{b2} \ddot{x}_{w_{b2}})$ は常に増強しあうため、 x 軸方向には 2 倍の慣性力が作用する。

この機構を用いることにより、スライダ・クランク機構から往復機械本体に作用する不釣り合い慣性力の 1 次成分と 2 次成分のつり合わせを行う各バランサの修正量は、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} w_c d_c &= \frac{1}{2} \left(\frac{a}{l} m_c r + m_e r_e \right), \\ w_{b1} d_{b1} &= \frac{1}{2} \left(m_p + \frac{b}{l} m_c \right) r, \\ w_{b2} d_{b2} &= \frac{1}{8} r^2 \left(m_p + \frac{b}{l} m_c \right). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここで、式(3)における各パラメータは表 1 に示す通りである。また、各バランサがつり合わせる修正量を表 2 に示す。

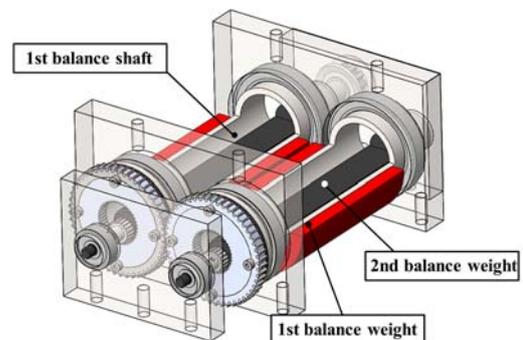


図 5. 振動低減装置

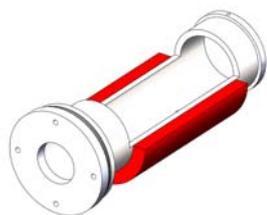


図 6. 1次バランス



図 7. 2次バランス

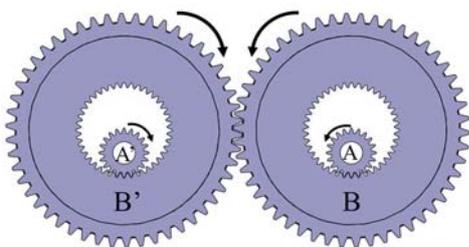


図 8. 振動低減装置の駆動機構

5. 振動低減装置

図5に製作した振動低減装置の全体図を、図6,7に各バランスの図を示す。1次バランスは1次バランスシャフトと1次バランスウエイトから構成されており、円筒形状の一部を取り除いた1次バランスシャフトに扇形状の1次バランスウエイトを取り付ける。2次バランスシャフトは円筒形状のシャフトの一部を削った半円形状のものを使用した。

また、駆動方法について以下に示す。製作した振動低減装置では図8に示すようなギヤトレインを採用した。2つの1次バランスにはギアBおよびギアB'を取り付け、同様に2次バランスにはギアAおよびギアA'を取り付ける。ギアA'を取り付けた2次バランスにはプーリを取り付け、クランク軸の回転をバランス全体に伝える駆動源とした。ギアA'とギアB'の内歯車の歯数比は1:2であり、速比は2:1である。ギアB'の外歯車とギアBの外歯車の歯数比は1:1であり、速比は1:1となる。最後にギアBの内歯車とギアAの歯数比2:1となり速比は1:2となる。このように、1次バランスはクランク軸と同じ回転数で、2次バランスはクランク軸の2倍の回転数で回転するように設計した。以上の機構により、クランク軸の回転はA'→B'→B→Aの各歯車に伝達され、1次および2次バランスが駆動される。

6. 実験

6.1 実験方法

図9に製作した実験装置を示す。試験機の運転は、カップリングによってクランク軸と駆動用モータ軸を連結して行った。架台の上に防振ゴムを介してベースプレートを固定する。ベースプレート上には試験機及びモータを設置する。モータは駆動用のモータと同一のダミーモータをx-y軸平面(コンロッドが運動する面)に対して対象な位置に取り付ける。実験装置全体の重心位置は図10に示すように、実験装置全体の重心を計測し、つり合いおもり(図9中のウエイトP)をベースプレート上に設置することによりピストン往復軸上に重心が位置するように調整した。

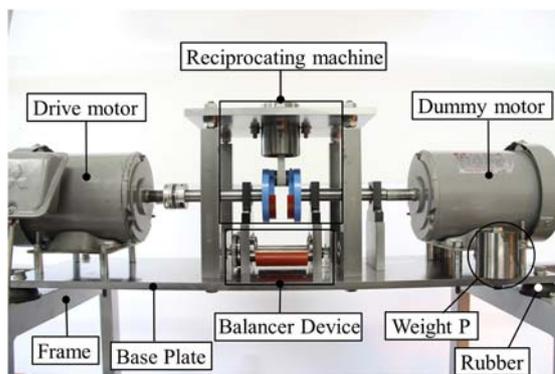


図 9. 実験装置の外観



図 10. 試験装置の重心

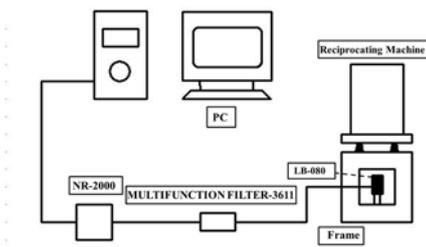


図 11. 計測システム

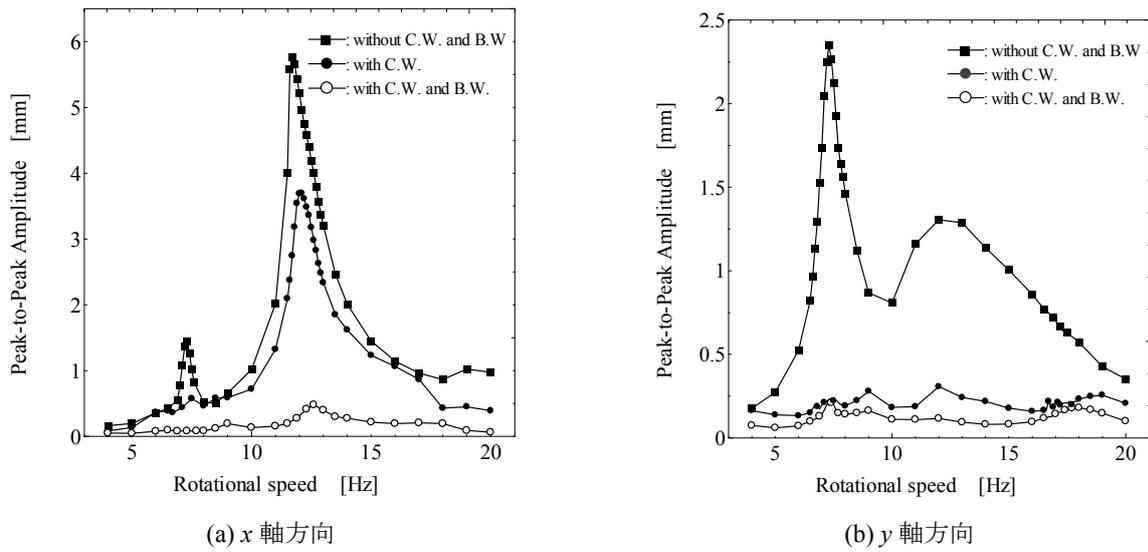


図.12 実験結果

図 11 に、試験機の計測システムを示す。往復機械から発生する振動は、実験装置の x 、 y 方向変位をレーザー式変位計(KEYENCE 社製 LB-080)を用いて計測した。機械全体を支持するベースプレートにレーザーを当て、レーザー変位計からの出力電圧を多機能フィルター (NF 社製 Multifunction Filter-3611) に通して、波形レコーダ (KEYENCE 社製 NR-2000) に接続する。収集した波形は、パソコンの波形表示ソフト (KEYENCE 社製 NR-2000 用波形観測ソフト WaveShot 2000) によって表示し、この振幅波形の最大値と最小値の両振幅を測定する。

実験は、カウンタウエイト及びバランスを取り付けない場合、カウンタウエイトのみを取り付けた場合、カウンタウエイトとバランスを取り付けた場合の全体を支持するベースプレートの、 x および y 方向の振動変位の周波数応答を計測する。モータの運転周波数域は 4~20 Hz で、1 Hz ごとの振動変位を計測する。なお、共振点付近では 0.1 Hz ごとに詳細にデータを収集した。

6.2 実験結果

図 12 に x 軸方向および y 軸方向の振幅の周波数応答曲線を示す。縦軸は振動変位 δ [mm]、横軸はモータの運転周波数 f [Hz] である。図 12(a) に示す x 軸方向の周波数応答曲線については、7 Hz と 12 Hz 付近で共振が確認できた。カウンタウエイト及びバランスを取り付けていない場合 (図中の■印) は共振点である 7 Hz、12 Hz 付近でそれぞれ 1.4 mm、5.8 mm の振動変位を示しているが、バランス装置を用いた場合 (図中の○印) では、それぞれ 0.09 mm、0.46 mm に抑えることができた。

また、図 12(b) に示す y 軸方向の周波数応答曲線については、7 Hz 付近で共振を確認することができた。カウンタウエイト及びバランスを取り付けていない場合 (図中の■印) は共振点である 7 Hz 付近で 2.4 mm の振動変位を示したが、バランス装置を用いた場合 (図中の○印) では 0.21

mm しか振動しなかった。また、12 Hz 付近で大きく振動しているが、これは x 軸方向の共振が影響したことが原因だと考えられる。理論上 y 軸方向の振動はカウンタウエイトのみで抑えることができるが、バランスを用いたときの方がより振動を低減できている。これは、 x 軸方向の振動が y 軸方向に影響を及ぼしており、バランスを用いて x 軸方向の振動を低減することで、影響を受けていた y 軸方向の振動も低減できたからである。

以上の結果から、本振動低減装置は単一のスライダ・クランク機構を有する往復機械の振動に対し、有効であることが確認できた。

7. 結言

本論文では、単一のスライダ・クランク機構を有する往復機械の振動低減方法および製作した振動低減装置について論じてきた。本論文で示した実験結果から確認できるように、本研究で開発した振動低減装置を用いることにより、往復機械から発生する振動を大幅に低減することができた。しかしながら、駆動モータを高回転域で運転するとき、バランスの位相にずれが生じてしまう場合もあった。この問題を解決するためには、バランスの駆動方法の改良をする必要がある。今後、より高回転に対応した振動低減装置にするべく改良を行っていくつもりである。

参考文献

- 1) 吉川 孝雄, 松井 剛一, 石井 徳章: 機械の力学, pp. 193-197, コロナ社, 2001.
- 2) 日本機械学会編: 機械工学便覧 基礎編 $\alpha 2$ 機械力学, P. 142, 2004.
- 3) S. S. Rao: "Mechanical Vibrations", pp. 582-588, 1995.