

回転円板による大型クレーン吊り荷のねじり振動の制振*

佐藤 勇一^{*1}, 辻 岡 一 明^{*1}
吉 田 光 宏^{*2}, 片 山 圭 一^{*2}Torsional Vibration Suppression of a Container Suspended by a Crane
Using Rotating DisksYuichi SATO^{*3}, Kazuaki TSUJIOKA,
Mitsuhiro YOSHIDA and Keiichi KATAYAMA^{*1} Department of Mechanical Engineering, Saitama University,
255 Shimo-okubo, Saitama-shi, Saitama, 338-8570 Japan

This paper describes a new vibration suppression technique by attaching rotating disks to a torsionally vibrating body. Wind causes torsional vibrations of a container which is suspended by a crane. The torsional vibration has a long period of vibration. Therefore, once such vibrations occur, it requires long time until they are damped to an acceptable level. We show that torsional vibration is quickly suppressed by a proposed technique. The effects of angular velocities of rotating disks on vibration suppression are examined.

Key Words: Torsional Vibration, Vibration Suppression, Rotating Disks, Crane, Container

1. はじめに

物資の輸送の手段として広く用いられているコンテナの船舶から積み下ろしや荷さばき作業には、港湾に設置されたコンテナクレーンが使われている。ワイヤロープで釣り下げているコンテナは、荷物の偏心あるいは風により、周期の非常に長い平行振れ、あるいは、ねじり振動することがある。これらの振動は、長周期で減衰が小さいため振動が許容範囲に収まるまで長い時間かかり、その間作業出来ずに待機しなければならない。それが、作業効率の低下の大きな原因の1つとなっている。近年荷役時間の短縮が強く求められるようになり、平行振れに関しては、ジャイロ型制振装置⁽¹⁾⁽²⁾などの振れ止め技術⁽³⁾⁻⁽⁷⁾が導入されつつある。しかし、ねじり振動に対しては、いくつかの対策⁽⁸⁾⁻⁽¹⁰⁾は取られているものの、十分でないのが現状である。

著者らは、既報⁽¹¹⁾⁽¹²⁾において、2本のワイヤで吊られた懸垂物の両端にステッピングモータにより回転す

る腕を取付け、この腕の回転を利用して、懸垂物のねじり振動が制振できることを解析および実験により明らかにした。さらに、腕の回転速度が大きくなるほど、ねじり振動の制振時間が短く、制振効果の高いことを示した。制振装置は付加的な装置であるため、小型軽量であることが望ましいが、腕の重心と回転軸とは一致していないので、高速で回転させるには限界がある。そこで、本研究では偏心のない回転円板を用い、小型で軽量の制振装置の開発を試みた。まず、制振条件を解析的に検討し、次いで実験的に解析の妥当性を明らかにするとともに、制振法について検討を加えている。

本研究では、クレーン作業時には作業者が常にいること、振動周期が長いことから、振動が大きくなったときに、作業者が目視によって振動を低減できる方法を提案している。

2. 解 析

2.1 運動方程式 図1に示す吊り荷などに相当する重量 M の懸垂物のねじり振動の運動方程式は、振動が微小で、減衰が小さいとして無視すると、次式で与えられる。

* 原稿受付 2001年3月30日

^{*1} 正員、埼玉大学工学部(☎338-8570 さいたま市下大久保255)。^{*2} 正員、三菱重工業(株)広島研究所(☎733-8553 広島市西区観音町4-6-22)。

E-mail: ysato@mech.saitama-u.ac.jp

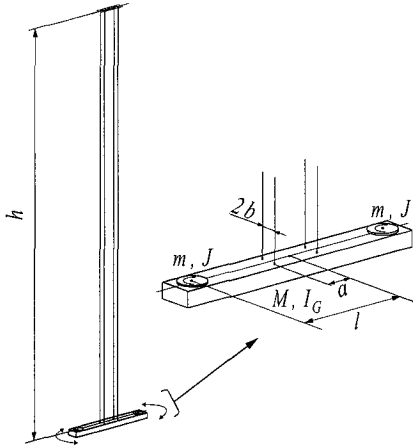


Fig. 1 Analytical model

$$\{l_G + 2(J + ml^2)\}\ddot{\theta} + 4\frac{N}{h}(a^2 + b^2)\theta + 2J\ddot{\psi} = 0 \quad (1)$$

ここで、 θ は懸垂物のねじれ角変位、 ψ は円板の回転角で、上から見て反時計回りを正とする。 N はワイヤ1本あたりの張力で振動が小さいので近似的に $N = (M + 2m)g/4$ と考えることができる。

以下では、系のねじり振動の固有角振動数

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4N/h(a^2 + b^2)}{I_G + 2(J + ml^2)}} \quad (2)$$

を用いて無次元化された時間

$$\tau = \omega_0 t \quad (3)$$

を用いることにする。解析の初期条件は $\tau = 0$ において、

$$\theta = \theta_0, \theta^{(1)} = 0 \quad (4)$$

とする。ここで、 $\theta^{(n)}$ は τ による n 階微分を表す。

図2および3に示すように、円板を回転停止させる。 τ_2 から τ_3 までは一定回転速度

$$\Omega_R = \omega_R / \omega_0 \quad (5)$$

で回転させる。円板の回転停止後 ($\tau > \tau_4$) におけるねじり角変位の応答は式(1)を解いて次のように表わせる。

$$\theta/\theta_0 = a \cos \tau + b \sin \tau \quad (6)$$

ただし、

$$a = 1 + \Lambda \left\{ \frac{\sin(\Delta\tau_1/2)}{\Delta\tau_1/2} \sin\left(\tau_1 + \frac{\Delta\tau_1}{2}\right) - \frac{\sin(\Delta\tau_2/2)}{\Delta\tau_2/2} \sin\left(\tau_3 + \frac{\Delta\tau_2}{2}\right) \right\} \quad (7)$$

$$b = \Lambda \left\{ -\frac{\sin(\Delta\tau_1/2)}{\Delta\tau_1/2} \cos\left(\tau_1 + \frac{\Delta\tau_1}{2}\right) + \frac{\sin(\Delta\tau_2/2)}{\Delta\tau_2/2} \cos\left(\tau_3 + \frac{\Delta\tau_2}{2}\right) \right\} \quad (8)$$

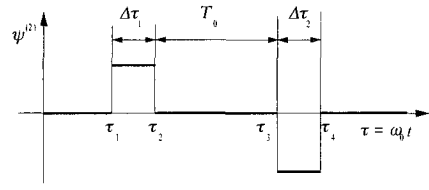


Fig. 2 Dimensionless angular acceleration of a disk

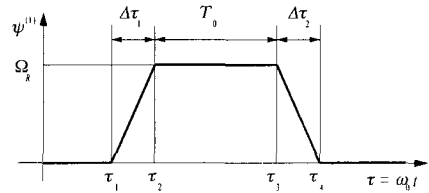


Fig. 3 Dimensionless angular velocity of a disk

$$\Lambda = \frac{\Omega_R}{\theta_0} \Gamma \quad (9)$$

$$\Gamma = \frac{2J}{I_G + 2(J + ml^2)} \quad (10)$$

$\tau > \tau_4$ において、懸垂物が残留振動せずに静止するための条件は

$$a = b = 0 \quad (11)$$

である。しかし、式(11)を満足する条件を一般的に求めることは困難なので、以下の議論では、簡単のために $\Delta\tau_1 = \Delta\tau_2$ とする。そうすると式(8)より次の関係式が得られる。

$$\cos\left(\tau_1 + \frac{\Delta\tau_1}{2}\right) = \cos\left(\tau_3 + \frac{\Delta\tau_2}{2}\right) \quad (12)$$

さらに、一周以内の制振を考えているので式(12)は

$$\tau_1 + \frac{\Delta\tau_1}{2} + \tau_3 + \frac{\Delta\tau_2}{2} = 2\pi \quad (13)$$

となり、式(7)と式(13)から、

$$\frac{1}{-\Lambda} = 2 \frac{\sin(\Delta\tau_1/2)}{\Delta\tau_1/2} \sin\left(\tau_1 + \frac{\Delta\tau_1}{2}\right) \quad (14)$$

が得られる。式(14)から τ_1 , $\Delta\tau_1$ を与えると、制振に必要な Λ , すなわち円板の最適回転速度 Ω_R が決まる。さらに、円板の回転立ち上がり、立ち下がり時間が十分小さい場合 ($\Delta\tau_1, \Delta\tau_2 \ll 1$) には式(14)は次のように簡単な形に書ける。

$$\frac{1}{-\Lambda} = 2 \sin\left(\tau_1 + \frac{\Delta\tau_1}{2}\right) \quad (15)$$

次に、円板を回転させるために必要なトルク T について考える。懸垂物の角加速度は十分小さいことから、トルクは近似的に次式のように表わせる。

$$T = -J(\ddot{\theta} + \ddot{\psi}) = -J\ddot{\psi} \quad (16)$$

無次元化すると

$$\bar{T} = \frac{2T}{4(N/h)(a^2 + b^2)} \approx -\Gamma\psi^{(2)} \quad (17)$$

図 3 に示すように円板の角速度を変化させる場合には、式(13)および(14)を用いて、式(17)は

$$\bar{T} \approx -\Gamma \frac{\Omega_R}{\Delta\tau_1} = -\Lambda \frac{\theta_0}{\Delta\tau_1} = -\frac{\theta_0}{4 \sin(\Delta\tau_1/2) \sin(\tau_1 + \Delta\tau_1/2)} \quad (18)$$

と表わせる。

式(18)より、トルクは図 4 に示すような回転開始時刻 τ_1 と立ち上げ時間 $\Delta\tau_1$ の関数となっている。ただし、トルクは振幅に比例しているため、 θ_0 で除した値を示してある。立ち上げ時間 $\Delta\tau_1$ が短くなると、トルクが最小となる回転開始時刻 τ_1 は $\pi/2$ 、すなわち、ねじり角 θ がゼロとなる無次元化時間に近づく。図より $1/20$ 周期 ($\Delta\tau_1 = \pi/10$) 以下であればトルクが最小となる回転開始時刻 τ_1 は $\pi/2$ とみなすことができる。立ち上げ時間が短くなるとトルクの最小値は増加する。特に、 $\Delta\tau_1 < \pi/4$ ではその増加は著しいことが分かる。

トルクが最小ですむのは、ねじれ角変位が最大のとき $\tau_1 = 0$ に円板の回転を開始し、半周期 ($\Delta\tau_1 = \pi$) かけて回転速度を $\Omega_R = \omega_R / \omega_0$ まで加速し、半周期かけて減速するときである。

図 5 は角変位 θ とトルク \bar{T} のトルクが最小ですむ条件 ($\tau_1 = 0, \Delta\tau_1 = \pi$) と $\Delta\tau_1, \Delta\tau_2$ が十分小さい場合 ($\tau_1 = \pi/2, \Delta\tau_1 = 0.02$) の時刻歴応答を示している。図 5(b) より $\Delta\tau_1 = \Delta\tau_2 = 0.02$ 場合には $\tau_1 = 0, \Delta\tau_1 = \pi$ の場合と比べて短時間に非常に大きなトルクが作用していることがわかる。

円板を回転させるのに必要なトルクは式(16)で与えられるので、2 個の円板を回転させるための仕事 W_C は、

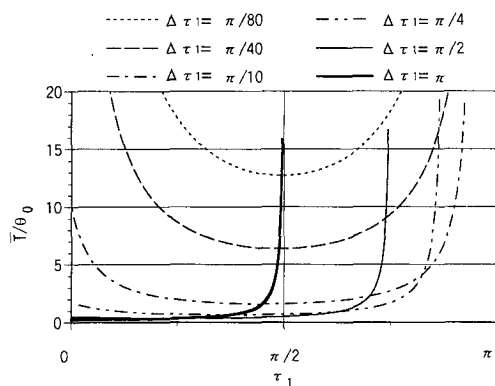


Fig. 4 Torque \bar{T} defined by eq.(18) as a function of τ_1 and $\Delta\tau_1$

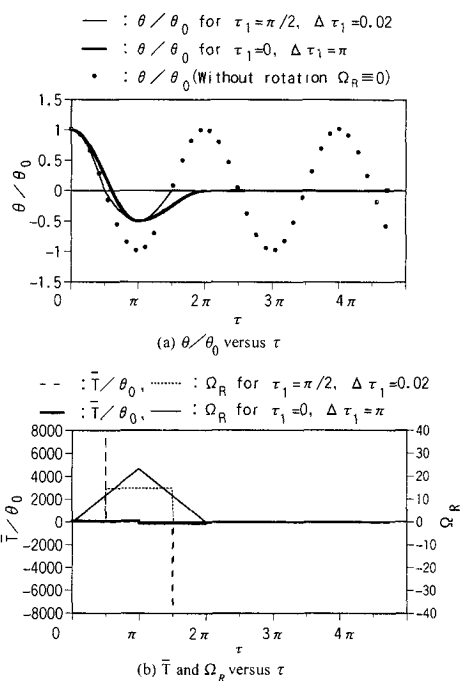


Fig.5 Calculated angular displacement θ and torque \bar{T} versus time τ

$$W_C = -2 \int_{\tau_1}^{\tau_1 + \Delta\tau_1} \bar{T} (\theta^{(1)} + \psi^{(1)}) d\tau \quad (19)$$

また、懸垂物に作用するトルクのなす仕事 W_B は

$$W_B = 2 \int_{\tau_1}^{\tau_1 + \Delta\tau_1} \bar{T} \theta^{(1)} d\tau \quad (20)$$

モータがなす仕事 W_M はこれらの仕事の和であり、

$$W_M = W_C + W_B = -1 \quad (21)$$

となる。各仕事は、 θ_0 だけねじれて静止している初期状態のポテンシャルエネルギー E_0

$$E_0 = \frac{1}{2} \left\{ 2 \frac{N}{h} (a^2 + b^2) \right\} \theta_0^2 \quad (22)$$

で無次元化しているため、式(21)はモータを回転させるのに要した仕事と、系が初めに持っていたポテンシャルエネルギーの和がゼロ、すなわち、ポテンシャルエネルギーをモータが仕事をすることで打ち消していることを意味している。

3. 実験および考察

3.1 実験装置 実験装置概略図は図 1 に示す系と同じで、アルミ製の懸垂物 ($M = 1104\text{g}$, 慣性モーメント $I_G = 5.48 \times 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{m}^2$) が長さ $h = 3800\text{mm}$ の 4 本のワイヤで吊られている。懸垂物両端に取り付けられた円

板をサーボモータにより駆動する。円板の質量 $m = 82\text{g}$ 、極慣性モーメント $J = 5.32 \times 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ 、ワイヤ間隔 $2a = 70\text{mm}$ 、 $2b = 30\text{mm}$ 、 $l = 180\text{mm}$ 、 $\Gamma = 1.77 \times 10^{-3}$ 、系のねじり振動の固有角振動数 $\omega_0 = 0.356 \text{rad/s}$ （周期 17.65s ）である。

3.2 制振実験 円板の回転速度 Ω_R を 3 種類変えたときの実験結果および計算結果を図 6 に示す。図 6(a) は Ω_R が適切な値よりも低いときの応答である。●印で示される何もしないときの自由振動と比べると、円板が停止した後 ($\tau > \tau_4$) 振動が低減されていることがわかる。図 6(b) は Ω_R が適切な速さのときで、円板の回転が停止した後、系の振動は十分制振されている。円板の回転開始時に振動の半分が、円板の停止時に残

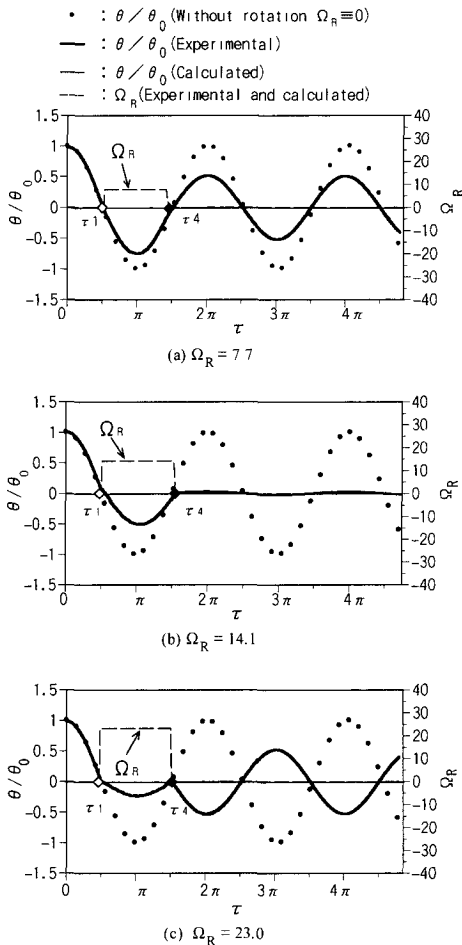


Fig.6 Comparison of experimental and calculated results of angular displacement θ/θ_0 for three values of Ω_R (◇: start-up time τ_1 , ◆: stop-down time τ_4 , $\theta_0 = 3^\circ$, $\tau_1 = \pi/2$, $\tau_3 = 3\pi/2$, $\Delta\tau_1 = 0.035$, $\Delta\tau_2 = 0.048$.)

りの振動が制振されている。図 6(c) は Ω_R が高すぎる場合で、円板の回転開始時に振動は低減されるが、停止時には制振効果が大きすぎて逆に加振している。また、計算結果は実験結果とよく一致している。

どちらか片方の円板のみを回転させたときの応答を図 7 に示す。図は円板の回転速度を最適 $\Omega_R = 28.0$ としたときの実験および解析結果である。図 6(b) に示した円板 2 個を回転させたときと同様な応答が得られている。円板がひとつなので、最適な回転速度 Ω_R は 2 倍となっている。

以上から円板の回転を起動、停止するタイミングが正確で、円板の回転速度 Ω_R を過大にしなければ振動を低減できることが分かった。

円板が停止後、残留振動をゼロにするには、円板の起動・停止のタイミングに関する条件(13)と、円板の最適回転速度 Ω_R に関する条件(14)を満足していなくてはならない。式(13)のみを満足している条件下では

$$b=0 \text{ なので残留振動は式(6)より,} \quad \theta_T/\theta_0 = \alpha \cos \tau \quad (23)$$

ただし,

$$\alpha = 1 - \eta \quad (24)$$

$$\eta = -2\Gamma \frac{\Omega_R \sin(\Delta\tau_1/2) \sin\left(\tau_1 + \frac{\Delta\tau_1}{2}\right)}{\theta_0(\Delta\tau_1/2)} \quad (25)$$

ここで、 η は最適回転速度に対する実際の回転速度の比とみなすことができる。 $\eta = 1$ のときは、回転速度 Ω_R に関する条件(14)を満たしているので、残留振動はゼロとなるが、それからずれると $(1 - \eta)$ に比例して残留振動の振幅は増加する。 τ_1 , τ_3 , $\Delta\tau_1$, $\Delta\tau_2$ などの条件を図 6 と同じにして、残留振動の振幅を回転速度 Ω_R について実験と計算の比較を行った結果が図 8 である。

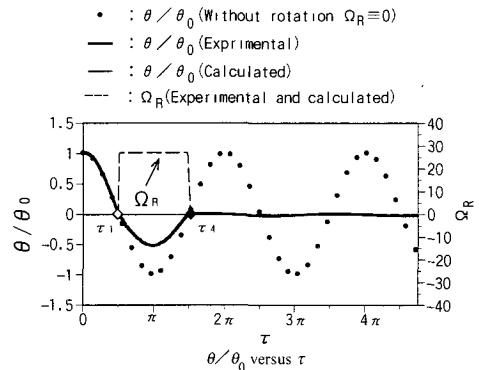


Fig.7 Comparison of experimental and calculated results of angular displacement θ/θ_0 for the optimum values of $\Omega_R = 28.0$ (◇: start-up time τ_1 , ◆: stop-down time τ_4 , $\theta_0 = 3^\circ$, $\tau_1 = \pi/2$, $\tau_3 = 3\pi/2$, $\Delta\tau_1 = 0.035$, $\Delta\tau_2 = 0.048$.)

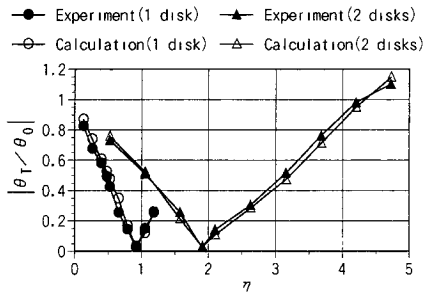


Fig.8 Effect of Ω_R on residual vibration amplitude a in equation (23)

実験結果と計算結果はよく一致している。

これまで、回転開始時刻 $\tau_1 = \pi/2$ とした結果を示した。次に τ_1 を変えたときの結果を示す。図9は時刻応答例である、実験結果と計算結果はよく一致しており、ともによく制振されている。図10は回転開始時刻 τ_1 と適切な回転速度 Ω_R の関係を示す。図9,10ともに立ち上がり時間 $\Delta\tau_1=0.035$,立ち下り時間 $\Delta\tau_2=0.048$ と十分短いとみなせる条件である。これらの図から制振条件(13)および(14)を満足するように円板を回転させることで、制振できることが確認できた。なお、円板は2個使用した。

次に初期変位角度 θ_0 と最適回転速度 Ω_R の関係を示したのが図11である。式(25)で $\eta=1$ とした次式

$$\theta_0 = -2\Gamma \frac{\Omega_R \sin(\Delta\tau_1/2)}{(\Delta\tau_1/2)} \sin\left(\tau_1 + \frac{\Delta\tau_1}{2}\right) \quad (26)$$

および制振条件(14)より明らかなように、初期変位角度 θ_0 と最適回転速度 Ω_R は比例関係にあり、図11から実験的にこのことが確認できた

吊り荷の慣性モーメント I_G と回転円板の極慣性モーメント J の大きさについて検討する。円板の極慣性モーメント J はこれらに比べ小さいことから、式(10)で表される無次元量 $\Gamma \cong 2J/I_G$ とみなせる。制振条件(26)から、 Γ と最適回転速度 Ω_R は逆比例の関係にあるが、図12からこのことが確認できる。

実際に制振を行う場合、クレーンなどでは吊り荷の振れ角度振幅 θ_0 を正確に知ることができない場合も考えられる。このような場合には、式(13)で与えられる制振のタイミングは満足させることはできても、円板の回転速度 Ω_R は決まらないことになる。しかし、図6あるは図8で示したように、回転が最適値よりも低ければ振動を低減させることができる。そこで、円板を一度だけ回転・停止させるのではなく、複数回の回転・停止によって、許容値まで振動を低減する方法が

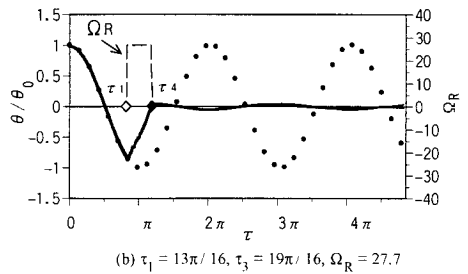
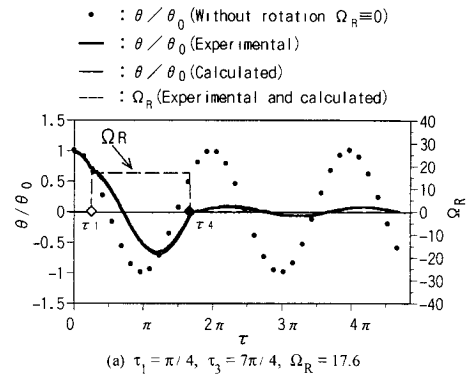


Fig.9 Vibration suppression when $\tau_1 \neq \pi/2$

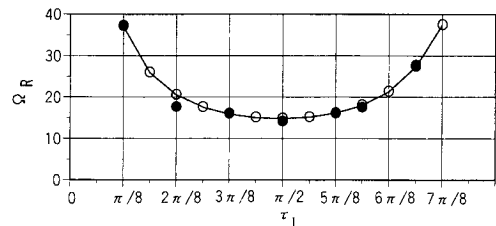


Fig.10 Relation between the optimum value of Ω_R and τ_1 (● : exp., ○ : cal.)

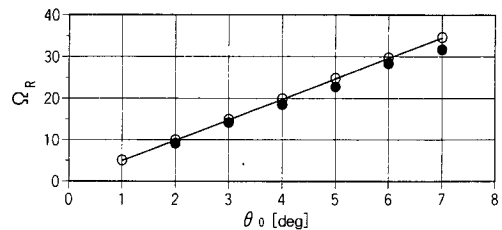


Fig.11 Relation between the initial angular displacement θ_0 and the optimum value of Ω_R (● : exp., ○ : cal.)

考えられる。図13に1回、2回および3回の回転・停止によって制振した実験結果と計算結果を示す。式(23)で与えられる残留振動は、適切な回転速度を Ω_{Ropt} と書くと、次のように表わせる。

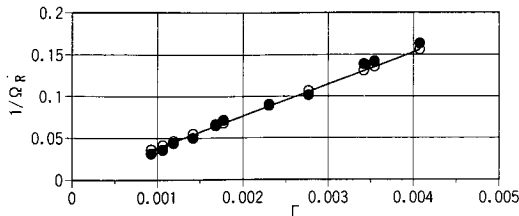


Fig.12 Relation between Γ and the optimum value of Ω_R
(● : exp., ○ : cal.)

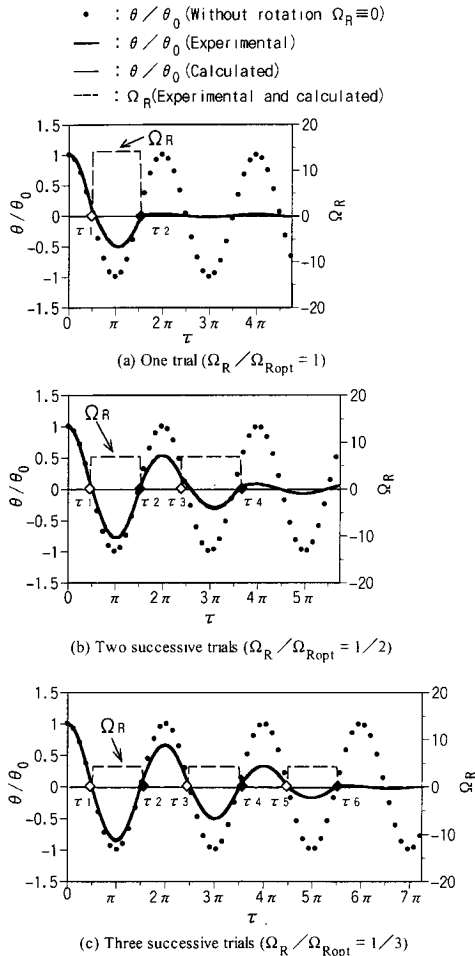


Fig.13 Suppression by multiple successive start-stop trials

$$\alpha = 1 - \Omega_R / \Omega_{Ropt} \quad (27)$$

これから、円板の回転速度 Ω_R が回転速度 Ω_{Ropt} の例えば δ 倍($\delta < 1$)であったとすると、1回の回転・停止により振動は初期振幅の $1-\delta$ 倍に減少する。例えば、円板の回転速度 Ω_R が最適な回転速度 Ω_{Ropt} の $1/2$ の場合は、同じ操作を2度繰り返せば制振できる。つまり、円板の

回転速度 Ω_R が最適な回転速度 Ω_{Ropt} の $1/n$ の場合は、 n 回同じ操作をすることで制振できる。実際、図13(b)では最適回転速度の $1/2$ 、図13(c)では $1/3$ としているので、それぞれ2回、3回の回転・停止操作によって制振できることを示している。

4. 結 論

1) クレーン吊り荷に発生する長周期のねじり振動を、円板の回転・停止を行うことにより、ねじり振動の周期より短い時間で制振できることを明らかにし、実験的にも検証した。

2) 回転開始時間 τ_1 、回転停止時間 τ_2 、回転速度 Ω_R などに関する制振条件を導いた。また、ねじり振幅、吊り荷と円板の慣性モーメントの制振条件との関係についても明らかにした。

3) 回転速度 Ω_R については最適値よりも低い速度であっても、回転開始、停止のタイミング条件を満たしていれば、振動を低減できる。

今後、並進およびねじり振動が連成した場合の角変位の計測方法および吊り荷重量が変化する際の質量およびその慣性モーメントの推定方法についての検討が必要である。

文 献

- (1)西原修, 松久寛, 佐藤進, ジャイロモーメントを用いる制振機構, 日本機械学会論文集, 57-534, C(1991), 497-503
- (2)神吉・ほか5名, CMGクレーン用吊り荷制御装置の開発, 日本機械学会講演論文集, No.95-8A, (1995), 34-37
- (3)佐久本・林, ファジィ制御のコンテナクレーン振れ止めシステムへの適用, 日本機械学会論文集, 58-550, C(1992), 1792-1797
- (4)白井・ほか7名, コンテナクレーンの振れ止め制御技術の実用化, 日本機械学会論文集, 59-561, C(1993), 1443-1447
- (5)大久保・ほか3名, クレーン用制振装置の開発, 日本機械学会講演論文集, No.940-26(I)B, (1994), 154-157
- (6)村田・ほか3名, 横行クレーンのサーボ形ふれ止め制御, 日本機械学会論文集, 61-582, C(1995), 513-518
- (7)小池・ほか4名, コンテナクレーン吊り荷用制振装置に関する研究, 日本機械学会講演論文集, No.97-10A, (1997), 339-342
- (8)特許公開番号 平6-255982, (1994)

- (9)特許公開番号 平 8-157182, (1996)
 - (10)特許公開番号 平 10-17268, (1998)
 - (11) 佐藤勇一, 辻岡一明, 大澤雅和, 片山圭一, 大型
クレーン吊荷のねじれ振れ制振技術に関する研究, 日
本機械学会論文集, 66-641, C(2000), 82-88
 - (12) 特許公開番号 2000-26071, (2000)
-