

2軸回転式アクティブ吸振器付き搬送車による液体タンクの制振制御

吉田悠*1, 浜口雅史*2, 谷口隆雄*2

Damping Control of Liquid Container on a Carrier with Dual Swing-Type Active Vibration Reducer

Yu YOSHIDA*3 Masafumi HAMAGUCHI and Takao TANIGUCHI

*3 G.S. of Shimane Univ. Department of Electronic and Control Systems Engineering
Nishikawatsu-cho 1060, Matsue, Shimane. 690-8504 Japan

This paper presents a damping control of a liquid container with an active vibration reducer on a wheeled mobile robot. The active vibration reducer independently tilts the liquid container to running direction and transverse direction. The optimal servo control system is adopted as a damping control of liquid sloshing with the vibration reducer. A Kalman-filter is used to estimate states and remove noise of sensors. An input shaping method is applied to design damping paths of mobile robots. The damping performance is more improved by using the vibration reducer together with the damping path design. The usefulness of the proposed method is demonstrated through simulation and experimental results.

Key Words: Damping, Liquid sloshing, Vibration Reducer, Acceleration Design

1. 緒 言

現在, 工場などでは多くの搬送機器が使用されている。これらの搬送機器は高速に搬送することが望まれることが多い。搬送する際に搬送機器が急激な加減速を行うと搬送物に損傷を与える危険性がある。たとえば, 精密機器のような剛体であれば「ひずみ・割れ」等が起こる。また高温液体金属や化学薬品などの液体であれば液面振動が起こる。液面振動の発生は気泡の混入等による品質劣化を招く他, 最悪の場合, 飛散や溢流により作業者が危険に晒される可能性まである。そこで, 本研究では剛体より制振が困難だと考えられる液体搬送に着目した。

液体搬送に関する研究として, 直線レール上の搬送を想定したものがある^{(1)~(6)}。これらは直線経路での速度設計および状態フィードバックによる速度制御によって液面振動の制振を行うものである。レール上以外でもクレーン⁽⁴⁾や車輪型移動ロボット⁽⁶⁾による直線経路での制振搬送に関する研究も行われている。また, 曲線軌道搬送を対象とし, 搬送軌道設計により液面振動の制振を行ったもの^{(6),(7)}もあるが, 積載物や積載量によって制振経路が異なるため, レールを使用する場合は搬送物に応じたレールの製作および設置が必要となり, 製造工程の変化への対応が柔軟に行えない。そこ

で, 車輪型移動ロボットを用いた液体搬送が注目される。車輪型移動ロボットに関する研究は, 盛んに行われてきたが, その多くは最短経路設計や経路追従制御に関するものであった^{(8)~(10)}。

本研究では, 車輪型移動ロボットにより液体タンクを曲線軌道に沿って搬送することを考え, 移動ロボットに搭載した2軸回転式アクティブ吸振器を用いることにより液面振動を制振する。さらに, 制振経路設計を行うことにより, さらなる制振効果が得られることを示す。なお, 搬送中に生じる液面振動を吸振器により, 液面の残留振動を経路設計により主に制振する。

2. 実験装置

本研究で使用する実験装置を図1に示す。本研究で使用する移動ロボット(搬送車)は2駆動輪, 1操舵輪型である。駆動輪ならびに操舵輪はDCモータにより駆動される。タンクは左右2つの動輪の中心上に配置されている。タンクは, 2つのDCサーボモータによって構成された2軸回転式アクティブ吸振器により, 進行方向および車軸方向にそれぞれ独立に傾けることができる。搬送車の位置や速度は各駆動輪の横にそれぞれ取り付けられたロータリエンコーダによって測定する。液位に関しては, タンク上部に取り付けた2つのレーザ変位計により, タンク後方ならびに右側部の液位変化を測定する(図2参照)。これらの液位変化をそれぞれ進行方向の液位変化および車軸方向の液位変化と定義する。タンクの傾斜角度は吸振器の各回転軸に取り付けたロータリエンコーダによって測定する。円筒型

原稿受付 2008年2月4日

*1 学生員, 島根大学大学院 総合理工学研究科
(〒690-8504 島根県松江市西川津町1060)

*2 正員, 島根大学 総合理工学部

E-mail: hamaguchi@ecs.shimane-u.ac.jp

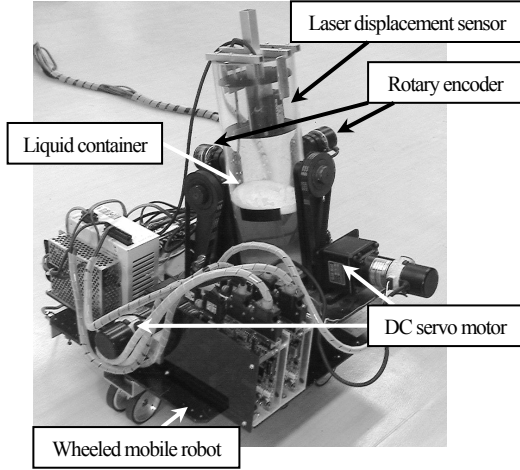


Fig. 1 Experimental equipment

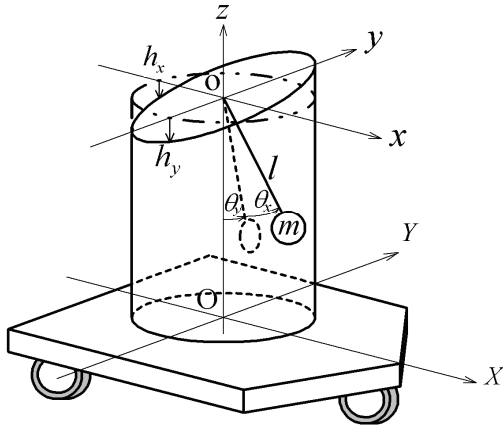


Fig. 2 Pendulum-type sloshing model

液体タンクの寸法は、内径0.10m、高さ0.30mである。

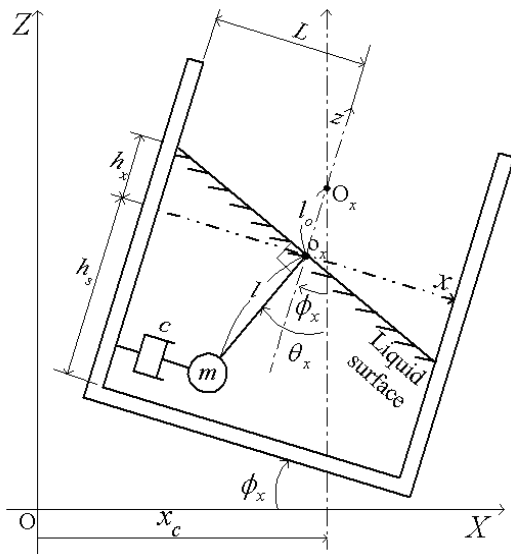


Fig. 3 Sloshing model with tilting in X-direction

3. システムモデル

本研究で対象とするスロッシング（液面振動）は非線形であり、その振動成分には多数のモードを含んでいる。今回、搬送時に最も影響がある（1, 1）モードに着目し、図2に示すように液面のスロッシングを球面振子モデルで近似した^{(6),(7)}。これは、進行方向（X軸）、車軸方向（Y軸）にそれぞれ射影した単振子の重ね合わせにより表現される。このモデルにおいて、各軸回りにタンクが傾斜する場合を考える。X-Z平面におけるスロッシングモデルを図3に示す。タンクの回転中心 O_x 回りのモーメントを考えると、振子の運動方程式は以下ようになる。

$$\begin{aligned}
 ml^2 \frac{d^2 \theta_x}{dt^2} = & -cl \frac{d(\theta_x - \phi_x)}{dt} l \cos^2 \theta_x \\
 & - mgl \sin \theta_x \\
 & - ml_o \cos \phi_x \frac{d^2 \phi_x}{dt^2} l \cos \theta_x \\
 & + m \ddot{x}_c l \cos \theta_x
 \end{aligned} \quad (1)$$

ここで、 θ_x は振子角度、 ϕ_x はタンク角度、 c は粘性係数、 l は振子長、 m は振子質量（=タンク内液体質量）、 l_o はタンク回転中心と振子支点間の距離、 \ddot{x}_c は搬送車の進行方向加速度である。式(1)に、 θ_x 、 ϕ_x を微小として線形近似を行うと次式となる。

$$\ddot{\theta}_x = -\frac{c}{m} \dot{\theta}_x - \frac{g}{l} \theta_x + \frac{c}{m} \dot{\phi}_x - \frac{l_o}{l} \ddot{\phi}_x + \frac{1}{l} \ddot{x}_c \quad (2)$$

吸振器の動特性を、入力を電圧 u_x 、出力をタンク角速度 $\dot{\phi}_x$ とした2次遅れ系で近似すると、モデル式は

$$\ddot{\phi}_x = -2\zeta_x \omega_{nx} \dot{\phi}_x - \omega_{nx}^2 \phi_x + k_x \omega_{nx}^2 u_x \quad (3)$$

となる。ここで、 ζ_x は減衰係数、 ω_{nx} は固有角振動数、 k_x はゲインである。また、液位変動量 h_x は次式で与えられる。ここで、 L はタンク中心から測定点までの距離である。

$$h_x = L(\theta_x - \phi_x) \quad (4)$$

したがって、X-Z平面におけるシステム方程式は

$$\left. \begin{aligned}
 \dot{\mathbf{x}}_x &= \mathbf{A}_x \mathbf{x}_x + \mathbf{b}_x u_x + \mathbf{d}_x \ddot{x}_c \\
 \mathbf{y}_x &= \mathbf{C}_x \mathbf{x}_x
 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

となる。ここで

$$\mathbf{x}_x = [\theta_x \quad \dot{\theta}_x \quad \phi_x \quad \dot{\phi}_x \quad \ddot{\phi}_x]^T,$$

$$\mathbf{y}_x = [h_x \quad \phi_x]^T,$$

$$\mathbf{A}_x = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{g}{l} & -\frac{c}{m} & 0 & \frac{c}{m} & \frac{l}{l_0} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -\omega_{nx}^2 & -2\zeta_x \omega_{nx} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{b}_x = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad k_x \omega_{nx}^2]^T,$$

$$\mathbf{C}_x = \begin{bmatrix} L & 0 & -L & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{d}_x = \begin{bmatrix} 0 & \frac{l}{l_0} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6)$$

である。これを X 軸方向のシステムモデルと定義する。Y 軸方向のシステムモデルも、同様にして求めることができ、そのモデル式は X 軸のものと同様なものになるが、式(2)中の進行方向加速度 \ddot{x}_c が向心加速度 $\dot{y}_c = \dot{x}_c^2 \rho$ となる。ここで、 \dot{x}_c は進行方向速度、 ρ は曲率である。液面振動に関するパラメータ c 、 l は液面の自由振動から同定し、吸振器に関するパラメータは過渡応答法によって同定した。本実験装置における液面振動および吸振器の動特性に関する各パラメータを表 1 に示す。

実際の制御には、式(5)をサンプリング時間 T で離散化した離散時間系モデルの式(7)を使用する。なお、本研究では、 $T=1.0[\text{ms}]$ とした。

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_x[k+1] &= \Phi_x \mathbf{x}_x[k] + \gamma_x u_x[k] + \mathbf{d}_x \ddot{x}_c[k] \\ \mathbf{y}_x[k] &= \mathbf{C}_x \mathbf{x}_x[k] \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Table 1 Model parameters

	X-direction	Y-direction
c [Ns/m]	1.27	
l [m]	0.0252	
m [kg]	0.7854	
l_0 [m]	0.0500	
L [m]	0.0255	
k [rad/(sV)]	1.69	1.71
ω_n [rad/s]	6.82	3.64
ζ [-]	1.55	0.49

ここで

$$\Phi_x = \exp(\mathbf{A}_x T), \quad \gamma_x = \int_0^T \exp(\mathbf{A}_x \tau) d\tau \mathbf{b}_x \quad (8)$$

である。

4. 制振制御系

アクティブ吸振器は、残留振動に対する制振にも有効であるが、液面が大きく傾く様な状況で特に効果を発揮する。しかし、制振性能を高めるためには制御ゲインを大きくする必要がある。これにより、吸振器の動作が振動的になり、吸振器自体への機械的負担が増加する。また、制御系に考慮していない高次モードスロッシングが励起され、スピルオーバー現象が生じることも考えられる。一方、入力整形法を利用した搬送経路の制振設計では、液面の残留振動の除去に対しては有効だが、液面変位の情報を制御系へフィードバックしておらず、モデル化誤差や外乱に対するロバスト性が低いという欠点がある。そこで、吸振器による制振制御と制振経路設計の2つの制振制御手法を併用し、それぞれの欠点をお互いに補完させる。

4・1 アクティブ吸振器による制振 図4にX軸方向の制振制御系のブロック線図(連続時間系)を示す。搬送車の加速度 \ddot{x}_c によって励起される液面振動を、タンク角度の制御により制振するカルマンフィルタ併合の最適サーボ系⁽¹¹⁾となっている。レーザ変位計で測定した液位は観測ノイズを含んでいるため、カルマンフィルタを用いて状態推定を行った。なお、Y軸方向にも同様な制御系を用いる。ロータリエンコーダでそれぞれ測定した左右動輪の移動距離を時間微分し、左右動輪の移動速度 V_R 、 V_L を求める。これらの速度情報を用いて、搬送車の進行方向加速度 \ddot{x}_c を以下のように計算する。

$$\ddot{x}_c = \frac{d}{dt} \frac{V_R + V_L}{2} \quad (9)$$

また、曲率 ρ は次式により求められる。

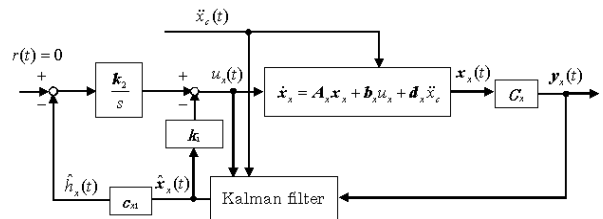


Fig. 4 Servo control system with Kalman filter for damping control in X-direction

$$\rho = \frac{2}{d_w} \frac{V_R - V_L}{V_R + V_L} \quad (10)$$

ここで d_w は左右動輪間距離である。

制御ゲイン k_1 および k_2 は、以下のように最適レギュレータ問題に帰着させて求めることができる⁽¹¹⁾。離散形2次形式評価関数は式(11)で定義される。

$$J_x = \sum_{k=0}^{\infty} (x'_x[k] Q_x x_x[k] + u'_x[k] R_x u_x[k]) \quad (11)$$

離散形リカッチ方程式を解き、最適レギュレータのフィードバックゲイン F_x を求めると、制御ゲイン k_1 および k_2 は

$$[k_1 \quad k_2] = [F_x \Phi_x \quad F_x \gamma_x + 1] Z^{-1} \quad (12)$$

として求められる。ただし

$$Z = \begin{bmatrix} \Phi_x - I & \gamma_x \\ c_{x1} & 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

であり、 c_{x1} は、 C_x の1行目を意味する。離散形2次形式評価関数の入力に関する重み R_x は1とし、状態に関する重み Q_x は $Q_x = C_x^T W_x C_x$ によって求める。ここで W_x は液面とタンク角度に対する重み行列である。この重み行列の液面に対応する要素をタンクに関するものより十分に大きくすると、スロッシングを完全に無くすることができるが、液体タンクが振動し続けてしまう。そこで、制御シミュレーションと実験を行い、これらの重みを調整して次式とした。

$$W_x = \begin{bmatrix} 2.0 \times 10^5 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix}, \quad W_y = \begin{bmatrix} 1.0 \times 10^5 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix} \quad (14)$$

カルマンフィルタゲインは、システムノイズを零とし、液位とタンク角度に関する観測ノイズ分散値をそれぞれ、 $8.27 \times 10^{-5} \text{m}^2$ 、 $1.0 \times 10^{-10} \text{rad}^2$ として求めた。

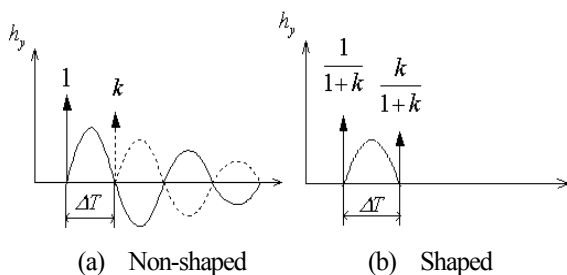


Fig. 5 Principal of 2-impulse input shaping method

4.2 制振経路設計による制振 制振経路設計には、前報⁽⁷⁾と同様に2インパルス入力整形法⁽¹²⁾を用いる。この原理を図5に示す。これは、単位インパルス入力により生じた振動を、 ΔT 秒後に加える大きさ k のインパルス入力により生じる振動で相殺するというものである。図5(a)が入力整形前で、(b)が入力整形後の波形である。入力整形前後で同じ大きさの入力となるよう、(b)は全体を $1+k$ で除してある。 k および ΔT は、制御対象の伝達関数を式(15)の2次遅れ系で表わすとき、それぞれ式(16)と(17)から求められる。

$$G(s) = \frac{K \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (15)$$

$$k = \exp\left(\frac{-\zeta \pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right) \quad (16)$$

$$\Delta T = \frac{\pi}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (17)$$

ここで、 ζ と ω_n はそれぞれ制御対象の減衰係数と固有角振動数である。この手法の適用例を図6に示す。台形状の第1入力により生じる振動を台形状の第2入力により除去する。したがって、制振入力はこの入力を加えたものとなる(図6(a))。この制振入力を $1+k$ で除したものが最終的な制振入力となる(図6(b))。

図7に示す経路上を搬送させる場合を考える。定常搬送速度を 0.5m/s 、最大加減速度の大きさを 1.0m/s^2 とした。直線と曲率一定の円弧で構成された経路は直線と円弧の接続部でステップ状の向心加速度の変化を生じる。このことは曲率がステップ状に変化するとみ

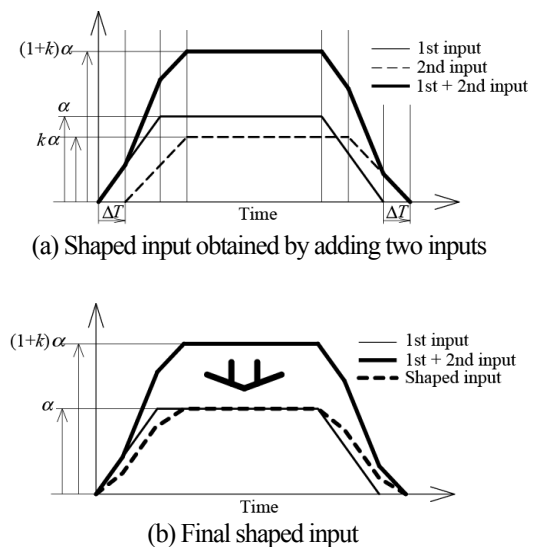


Fig.6 Application of shaping method

なすことができる。しかし、ステップ状の曲率変化は、搬送車が停止しない限り実現不可能である。そこで曲率がランプ状に変化するように曲率の遷移区間を設けた。曲率が線形に変化するため遷移区間はクロソイド曲線となる。この時の進行方向と車軸方向の加速度を図 8(a)に示す。進行方向加速度が、搬送開始時および 5.5 秒付近での搬送終了時にステップ状に変化している。また 2 秒から 4 秒の区間で台形状に変化している。入力整形法を用いて設計した制振加速度パターンを図 8(b)に示す。この加速度で搬送を行う。搬送経路の曲率 ρ と移動ロボットの操舵角 ϕ は次式の関係を持つ。

$$\tan \phi_s = b\rho \quad (18)$$

ここで、 b は移動ロボットのホイールベースである。向心加速度 $j_c = \dot{x}_c^2 \rho$ は、搬送速度 \dot{x}_c を一定に保ち、移動ロボットのステアリング操作により曲率 ρ を変えることで制御される。遷移区間の追加と入力整形法の適用による到達地点の誤差は直線区間長を調整することにより補正することができる⁽⁷⁾。

5. シミュレーション結果

図 8(a)および(b)の加速度から生成された経路を走行させる搬送制御シミュレーションを行った。その結果を図 9、図 10 ならびに図 11 に示す。なお、静止液位は 0.10m とした。図 9 は、進行方向ならびに車軸方向の液位変化を示したものである。図中の破線は吸振器を使わずに非制振経路上を搬送させた場合、細線は吸振器のみを使用した場合、太線は制振経路設計と吸振器を併用した場合の結果を表わしている。制振制御を行わない場合は加減速時には進行方向に、旋回時には車軸方向に液面振動が発生している。吸振器を使うことで液面の残留振動を抑制することができた。さらに制振経路設計を併用することで制振性能が向上することを確認できた。これは経路設計によって液面振動を制

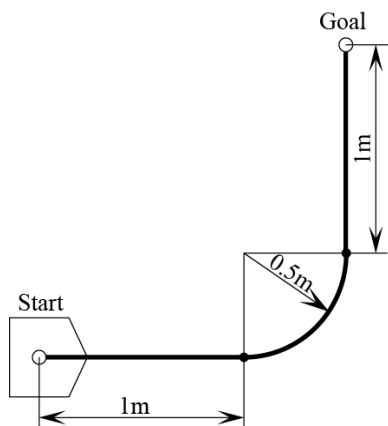
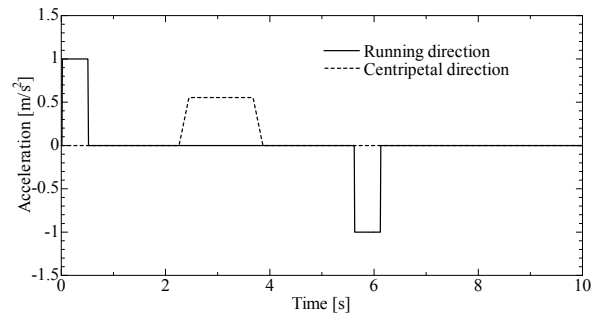
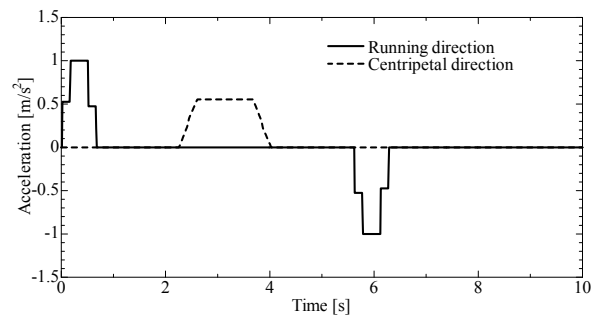


Fig. 7 Nominal transfer path

振し、さらに吸振器によって制振を行ったことによる効果である。図 10 は進行方向ならびに車軸方向のタンク傾斜角度の様子を示している。加減速時には進行方向に、旋回時には車軸方向にタンクが大きく傾いているが、制振経路設計を併用した場合の方がタンク角度の変化が滑らかであることが分かる。図 11 は吸振器への制御入力を示している。進行方向、車軸方向共に 2 つの制振方法を併用した方が滑らかな波形になってい

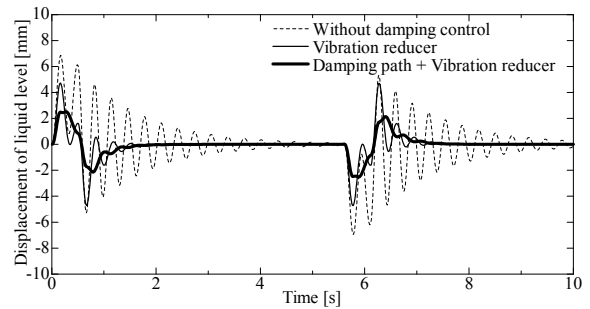


(a) Non-shaped acceleration

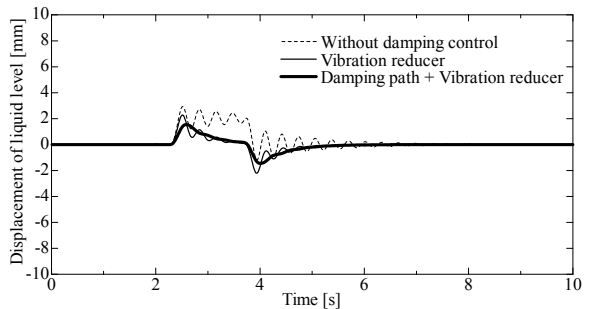


(b) Shaped acceleration

Fig. 8 Designed acceleration



(a) In running direction

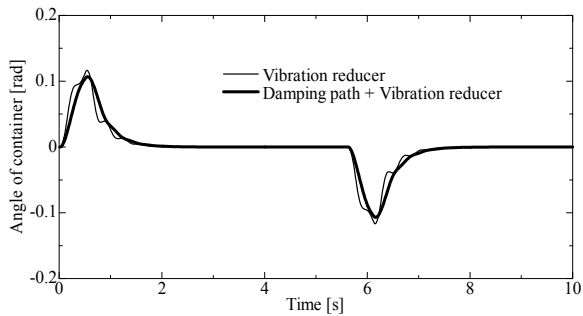


(b) In centripetal direction

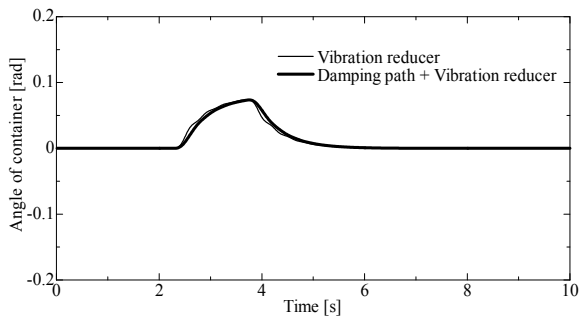
Fig. 9 Simulation results of displacement of liquid level

る。制御入力およびタンク角度が滑らかに変化しているため、吸振器のみを使用した時に比べ、消費エネルギーが少なく、装置への負担も小さいものになったとすることができる。すなわち、制振経路設計と吸振器の併用により、制振性能が向上し、かつ、効率の良い制振を行うことができるようになった。

6. 実験結果

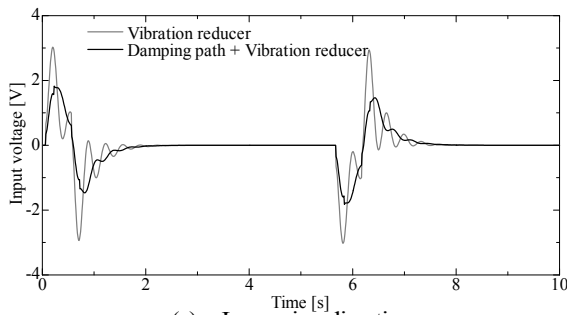


(a) In running direction

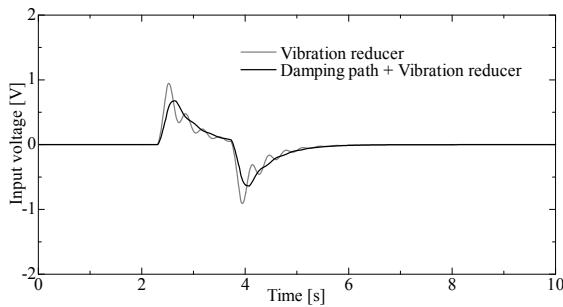


(b) In centripetal direction

Fig. 10 Simulation results of angle of container



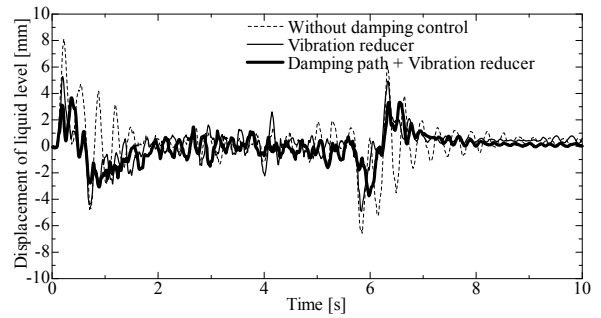
(a) In running direction



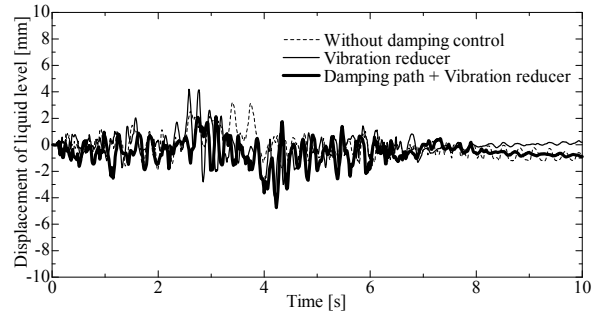
(b) In centripetal direction

Fig. 11 Simulation result of control input

シミュレーションと同条件で搬送実験を行った。その結果を図 12、図 13 ならびに図 14 に示す。シミュレーション結果と同様に液面の残留振動を良好に抑制できることを確認した。シミュレーション結果に比べ、若干振動的になっているが、これは、走行路面の凹凸や高次モードスロッシングの影響であると考えられる。しかし、無制御時に比べ、最大液位変化量を小さくすることができており、また、各方向に加速度が加わっ

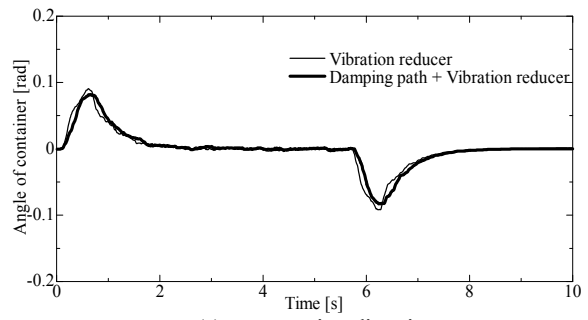


(a) In running direction

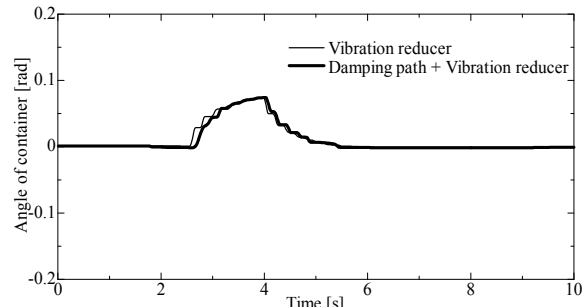


(b) In centripetal direction

Fig. 12 Experimental results of displacement of liquid level



(a) In running direction



(b) In centripetal direction

Fig. 13 Experimental results of angle of container

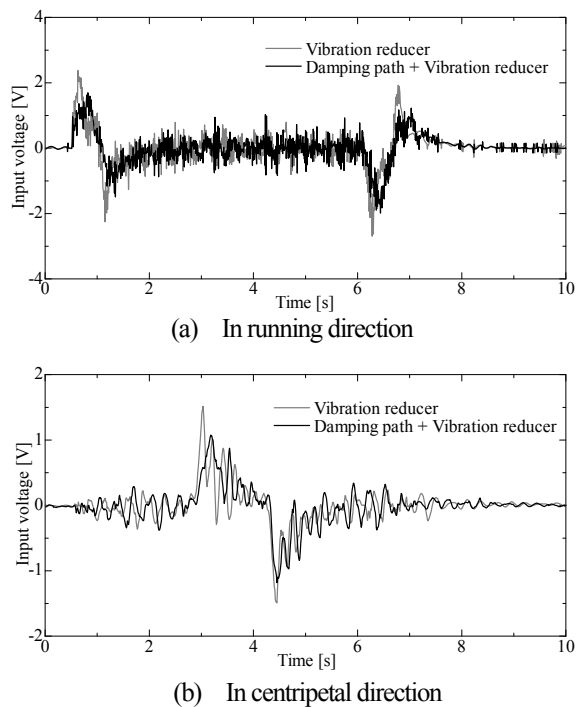


Fig.14 Experimental result of control input

ているときにタンクを傾けて液面の制振を行っていることが分かる。吸振器による制振のみより、制振経路設計と併用の方が高い制振効果が得られることを実証することができた。また、タンク角度と制御入力の変化が少ないことから、2つの制振方法の併用は、消費エネルギーならびに装置への負担軽減の観点からも有効である。

7. 結 言

本研究では、吸振器を搭載した搬送車による液体タンクの制振搬送を行った。制振性能の向上をはかるために、2つの制振方法を併用することを提案した。経路設計のみによる制振では、障害物回避のための緊急停止や急な経路変更時に対応することができずに液面振動が発生してしまう。一方、アクティブ吸振器のみによる制振性能は制振装置の精度に依存する。液面を高精度で制振するには、アクティブ吸振器を高速・高精度で動作させる必要があるが、大重量の搬送物を高速・高精度で動作させると、多大なエネルギーを消費し、また、装置に加わる負担も大きいものになる。提案した方法により、緊急回避動作時の液面振動をアクティブ吸振器により制振させることができ、かつ、制振経路設計と併用することによってエネルギー効率が良く、装置への負担の少ない制振が実現可能となることを示した。

さらに、本システムは傾斜センサや加速度センサを

付加すれば斜面路走行にも対応することが可能であり、非常に汎用性が高く、かつ、実用的なものであると行うことができる。

参考文献

- (1) Ohtsuka, H., Iwai, Z. and Mizumoto, I., Discrete adaptive state feedback control based on a strict positive realness and its application to the liquid container transfer system, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 63, No.611 (1997-7), pp. 108-113.
- (2) Yano, K., Terashima, K., Liquid Container Transfer Using LMI-based Mixed H_2/H_∞ Control with Regional Constraints on the Closed-Loop Poles, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 64, No.625 (1998-9), pp. 187-194.
- (3) Hamaguchi, M., Terashima, K. and Nomura, H., Optimal Control of Transferring a Liquid Container for Several Performance Specifications, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 60, No.573 (1994-5), pp. 182-189.
- (4) Kaneshige, A., Nishida, M. and Terashima, K., Motion Control of a Liquid Container Crane System Considering the Suppression of Sloshing and the Tracking Property, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 62, No.596 (1996-4), pp. 75-82.
- (5) Fukuda, T., Suzuki, A. and Sibata, H., Active Suppression Control Method of Fluid Vibrations in a Container, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 56, No.532 (1990-12), pp. 99-106.
- (6) Hamaguchi, M., Yamamoto, M., and Terashima, K., Modeling and Control of Transfer of a Cylindrical Liquid Container along a Curved Path, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 62, No.601 (1996-9), pp. 114-121.
- (7) Hamaguchi, M. and Taniguchi, T., Damping and Transfer of Liquid in Cylindrical Container Using Curved path Design and Cart Speed Control, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 69, No.684 (2003-8), pp. 194-201.
- (8) Takashima, A., et al., Feedback Control of Non-holonomic Mobile Robots by Path-generating Regulator, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No.689 (2004-1), pp. 120-126.
- (9) W. Woo, H. Chen, and P. Woo, Time Optimal Path Planning from a Wheeled Mobile Robot, *Journal of Robotic System*, Vol.17, No.11 (2000), pp. 585-591
- (10) M. L. Corradini and G. Orlando, Robust Tracking Control of Mobile Robots in the Presence of Uncertainties in the Dynamical Model, *Journal of Robotic System*, Vol.18, No.6 (2001), pp. 317-323
- (11) Furuta, K., Mita, T., Kawaji, S., and Hara, S., *Mechanical System Control*, (in Japanese), (1991), pp. 130-135, Ohmsha Publisher.
- (12) N. C. Singer and W. P. Seering, Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 112 (1990), pp. 76-8