

2016 年度
東洋大学審査学位論文

索構造機械の制振制御に関する研究

工学研究科機能システム専攻博士後期課程

学籍番号 46A0131002 鄭 小蘭

第1章	序論	1
1.1	研究背景と目的.....	1
1.2	波動制御研究の概観.....	3
1.3	索構造機械（クレーンとエレベータ）の制御研究の概観.....	4
1.4	本研究の概要.....	5
	第1章の参考文献.....	9
第2章	懸垂索の波動制御	14
2.1	緒言.....	14
2.2	制御則.....	15
2.2.1	運動方程式と差分モデルの合理化.....	15
2.2.2	波動伝搬解.....	20
2.2.3	制御則.....	23
2.3	制御シミュレーション.....	24
2.3.1	集中質量を有しない下端自由境界の場合.....	24
2.3.2	集中質量を有する下端自由境界の場合.....	28
2.3.3	集中質量を有する下端自由境界の場合.....	30
2.4	制御則の特性.....	31
2.5	結言.....	33
	第2章参考文献.....	35
第3章	懸垂多重単振り子の波動制御	36
3.1	緒言.....	36
3.2	制御則.....	37
3.2.1	運動方程式と制御則.....	37
3.2.2	均質多重単振り子の波動伝搬解.....	39
3.2.3	波動伝搬解の非均質単振り子系への適用.....	40
3.3	3自由度単振り子の波動制御.....	42
3.4	3自由度単振り子の支持点位置制御.....	46
3.5	実験.....	50
3.5.1	3振り子系の場合.....	51
3.5.2	2振り子+ロープ質量系の場合.....	51
3.6	シミュレーションとの比較.....	53
3.7	非均質多重懸垂単振り子の波動制御特性.....	55
3.8	結言.....	57
	第3章の参考文献.....	57
第4章	クレーン索荷質量系の波動制御	58
4.1	緒言.....	58

4.2	制御則	59
4.3	フィードバック係数の制振特徴	60
4.3.1	クレーン索長 1m の場合	60
4.3.2	クレーン索長 10m の場合	64
4.4	クレーン巻上げ・巻下しの索長変化に対する設計法	67
4.5	実験	73
4.5.1	実験結果	74
4.5.2	実験結果のシミュレーションによる確認	78
4.6	結言	81
第5章	結論	82
	第5章の参考文献	84
	謝辞	85
	研究業績一覧	86

本論文における主な記号一覧

記号[単位]	本論文中での意味
t [s]	時間
$(\ddot{\cdot}) \equiv d^2/dt^2$	時間に関する 2 階微分
g [m/s ²]	重力加速度
ω [rad/s]	角振動数
Δt [s]	サンプリング時間
J_2	2 次第 1 種ベッセル関数
n_{ci}	畳み込み積分項数
第 2 章	
μ [kg/m]	索の単位長さあたりの質量
M [kg]	索の下端集中質量
l [m]	索長さ
x [m]	索の上端からの座標
dx [m]	微小区間
T [N]	張力
z [m]	索の下端からの座標
y [m]	索の横変位
$\lambda = M/(\Delta z \cdot \mu)$	索の下端集中質量と差分間隔質量の比
Δz [m]	差分間隔
m	差分節点番号
y_m [m]	差分 m 番目節点の変位
n	差分分割数
α	差分自由境界パラメータ
第 3 章, 第 4 章	
k	振子番号 (下端から)
m_k [kg]	k 番目振子質量
l_k [m]	k 番目振子長さ
θ_k [rad]	k 番目振子角度
$\dot{\theta}_k$ [rad/s]	k 番目振子角速度
T [J]	運動エネルギー
U [J]	ポテンシャルエネルギー

λ	振子長比
Ω^* [rad/s]	波動伝搬解の限界振動数
Ω_n [rad/s]	n 自由度振子系の最大固有振動数
a [m/s ²]	加速度制御量
K_a	波動制御加速度フィードバック係数
K_v	速度フィードバック係数
K_p	位置フィードバック係数
x_f [m]	支持点目標位置
R	評価関数
x_4 [m]	3 自由度振子系支持点変位
x_2 [m]	1 自由度振子 (クレーン索荷質量) 系支持点変位

本論文における略語

略語	原型	本論文中での意味
第 2 章		
DOF	Degree of freedom	自由度数
FDR	Finite difference rope	差分モデル索
DPR	Distributed parameter rope	分布定数系索
UCYG25	Gain of uncontrolled frequency response of node 25	節点 25 の非制御周波数応答ゲイン
CYG25	Gain of controlled frequency response of node 25	節点 25 の制御周波数応答ゲイン
CFDP	Controlled response of finite difference model by using Eq. (2.17)	制御則 Eq. (2.17)を用いた差分索モデル応答
CFDA	Controlled response of finite difference model by using Eq. (2.21)	制御則 Eq.(2.21)を用いた差分索モデル応答
CDP	Controlled response of distributed parameter rope by using Eq. (2.21)	制御則 Eq.(2.21)を用いた分布定数系応答
PW	Control power	制御パワー
ER	Control energy	制御エネルギー
第 3 章		
UG	Uncontrolled gain	非制御周波数応答ゲイン
UP	Uncontrolled phase	非制御周波数応答位相
G	Controlled gain	制御周波数応答ゲイン
P	Controlled phase	制御周波数応答位相

第1章 序論

1. 1 研究の背景と目的

振動に関する力学が Lord Rayleigh によってその基礎が確立されてから 150 年以上になり多くの工学の問題に応用されている。近年の機械の高速化，軽量化，大型化，複雑化による種々の振動課題に対して，振動工学は，多自由度振動系を固有モード分解することで自由度数の個数の独立な 1 自由度振動系として扱えるモード解析法を基本として発展してきた。機械は自然界のエネルギーを人類に役立つよう変換する道具であるが，その過程で運動状態が存在し，それは有限空間内の連続運動であるため周期運動となって振動が発生する。この様な視点から振動を振動モードの合成として扱う学問の発展は自然の流れである。大規模構造物も有限要素法などの離散化により質量・剛性・減衰の 3 要素に置き換えて何万自由度系でもモード表現により高速計算機で振動解析が可能となっている。しかしながら，質量と剛性の変更（最適化）による共振特性の修正では振動低減要求に対応しきれないことがあり，付加的な減衰要素または制振器を用いる振動制御技術が発展してきた。制振器を用いる方法は，受動制御と能動制御に大別される（半能動制御もある）。受動制御は動吸振器として知られるもので，付加的な振動系を追加して制御対象の振動エネルギーを動吸振器の振動エネルギーに移動させて熱エネルギーに変換して消散している。制御対象と動吸振器の大きさの比で効果が制限されるため全能ではない。一方，能動制御は外部からエネルギーを供給して制御対象の減衰力を高めて振動低減を図るもので，センサ，アクチュエータ，制御器が必要となる。吸収エネルギーを制御に再利用する技術もあり，制御設計を間違わなければ制振効果は高いものである⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

機械の力学は振動変位に基づいて振動解析と振動制御の技術として発達してきたが，自然界の力学は波動を基礎としていて，物理学や音響学として発達している。上述の Lord Rayleigh は Rayleigh 散乱や Rayleigh 波などの研究分野においても著名な業績がある。光，電磁波，水面波などの弾性波として，振幅，波長（波数），周波数（周期），位相の基本的な物理量を利用した技術が多くの分野で開発されている。通信・情報処理などの電子デバイス，非破壊検査，水中・海洋計測，医療診断などの超音波計測技術，強力超音波加工技術などの技術の進歩が著しい⁽⁴⁾。

振動は変位を有限空間内の周期運動と捉える。JIS では，「振動」は「ある座標系に関する量の大きさが平均値より交互に大きくなったり小さくなったりする変動」と定義されていて，力学的には定在波を前提とした概念である。しかし，振動は波動の伝搬と境界での反射の繰り返しが重なって定常状態となり定在波として計測されるものである。それゆえ，変位を波動として捉えて系から除去することが，振動として捉えて系に減衰を付与するより根本的な構造物の変位の抑制に効果的であろうと考えられる。また，機械には制振器を付与する空間制約が多くの場合に存在する。Fig. 1-1 は波動制御と振動制御の違いを，4

自由度懸垂体を例に模式的に示したものである。波動制御は、制御対象懸垂体支持点の上方（反重力方向）に仮想的に存在する懸垂系に角変位を伝搬させる、支持点の位置制御によって振動エネルギーを吸収する。物理的には、エネルギー吸収は支持点の位置を制御するアクチュエータで行われる。振動制御は、懸垂体の一点の速度に比例する減衰力を与えて振動エネルギーを吸収する。波動制御の計測量は最上端振子角度で、振動制御の計測量は支持点速度と位置である。

本研究は、定在波型振動制御に代わる波動制御を機械構造物に適用して、その実用的な有用性を提示しようとするものである。波動制御では波動伝搬の理論解があることとその制御器への実装が必要なため、現実的には次元構造物に限られる。

これまでの波動制御研究は機械構造物の基本要素である「はり」と「索（ロープ）」を対象とされてきた。次節で概観するように、「はり」の研究は宇宙構造物や航空機などがターゲットであるのに対し、「索」の研究は一般産業機械や建設運搬機械などへの応用を扱って

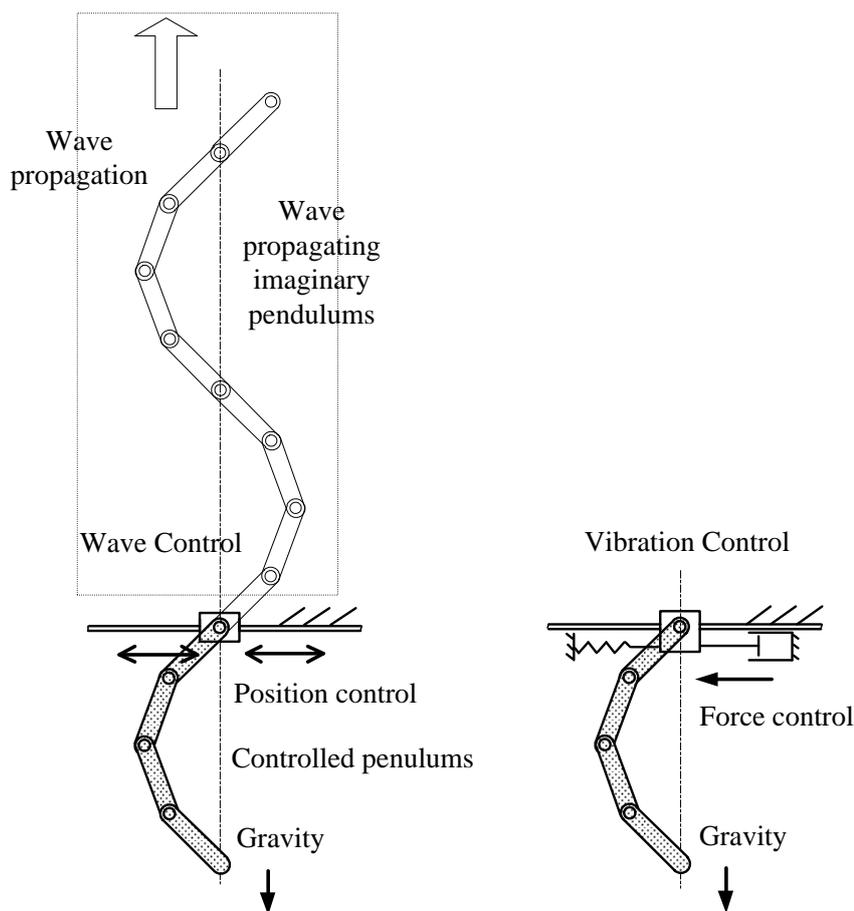


Fig. 1-1 Wave control and vibration control of 4 degrees-of-freedom pendulums

きた。それゆえ、近い将来の産業実用化を目指した新技術の開発としては「索」を対象とした研究対象が実現性が高いと考えられる。索を用いた運搬機械装置は広く社会に普及しているが、なかでも懸垂索を利用したクレーンとエレベータはその代表的機械装置である。クレーンは近年のビル建築の高層化に伴って長大化しておりロープ長も数十メートルにおよぶことは珍しくない。また、エレベータも建物の超高層化でロープの長尺化は周知の通りである。クレーンの長大化やエレベータロープの長尺化はロープ系の振れ振動の長周期化をもたらし制振をより一層困難なものにしている。

以上の観点に立ち、本研究は波動制御の利点を活用して、索構造を用いたクレーンに代表される機械装置の振動抑制のための新技術の開発を目指すものである。以下、本論文では、「振動」とは定在波を、「波動」とは進行波の意味で使用する（ただし、波動解には非進行波もある）。

1. 2 波動制御研究の概観

一般的な機械構造要素としての「はり」と「索（ロープ）」がこれまでの基本的な研究対象である。はり構造体の波動解析と制御の研究は英国 Southampton 大学音響振動研究所が組織的、継続的に進めてきた。同研究所は 1963 年に設立されて以来、波動表現による構造物振動解析手法の開発を精力的に行ってきた⁽⁵⁾。当初、航空機エンジン音圧による機体振動解析を目的として周期構造物モデルの解析手法の開発に取り組んでいたため、はり要素部分の解析には進行波表現式を用いていた。今日のように大規模振動系を解析できるモード解析技術がなかったためである。解析手法を改良しながら波動解析をモード解析に繋げてきた。一方で、1980 年にはデジタル信号処理による能動騒音制御技術が開発されはじめ、適応制御フィルタや FilteredX-LMS アルゴリズムなどが開発されて、1990 年に入ると制御技術が著しく進歩した。この時期に Southampton 大学でも構造物に波動制御の考え方をを用いた研究が盛んになってきた⁽⁶⁾。実際の構造物が細長はりやシェル構造で構成されているため振動よりは波動としてとして取り扱う方が制振装置の設計に有利であると考えられていた。はりの曲げ波は正負の方向の進行波解と非進行波解である Nearfield 解の 4 つの成分で表されるので、それらを計測分離して個々に波動吸収条件をアクチュエータで実現することで波動制御を行う。波動伝搬先の下流側で波動伝搬を予測して制御するフィードフォワード制御が基本である⁽⁶⁾。フィードフォワード制御だけでは実用性に欠けるため、適応制御の考え方を取り入れた研究⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾、種々の手法を組み合わせた波動制御法の研究⁽¹⁰⁾⁻⁽¹²⁾などが提案されてきた。米国では、Douglas 社の Vaughan⁽¹³⁾、MIT の von Flotow ら⁽¹⁴⁾⁻⁽¹⁷⁾、Virginia 工科大学 Fuller⁽¹⁸⁾の研究などがあり、1990 年頃からスマートストラクチャーとして航空宇宙構造物の開発を目的として活発に行われてきた。国内では、首都大学東京の藤井ら⁽¹⁹⁾、田中ら⁽²⁰⁾⁻⁽²³⁾、IHI 社の内海⁽²⁴⁾の研究がある。また、西郷ら⁽²⁵⁾ははりの差分近似制御則による境界近傍での波動吸収法を提案している。その考え方は、波動反

射が起こる境界節点と波動伝搬する内部節点の運動方程式の差異を制御により補償することで、境界近傍（境界節点）での力学的つり合いを内部節点に一致させて、見かけ上、反射を起こす境界を除去することである。

「はり」を対象とした波動制御については、基本的な制御法はほぼ確立されて、複雑な系への適用や種々の振動制御法との組み合わせが研究されている。

「索」では波動解が進行波と後退波の2つのみであるため（Nearfield 解はない）、「はり」に比して制御則はより単純である。はりの運動方程式が4階偏微分方程式であるのに対し、索の運動方程式が2階偏微分方程式であることによる。「索」は種々の一般産業機械のモデルとして研究が行われてきたが、なかでも織機、金属箔片製造、ロール紙製造などプロセスメディアやチェーンベルト、それにクレーンやエレベータなどの走行体を対象とする研究が多い⁽²⁶⁾。組織的な研究グループはないが、「はり」の波動制御研究と同じ1990年頃から振動解析研究から制御研究が活発になった。アプローチはリアプノフ原理に基づく振動エネルギー吸収⁽²⁷⁾⁻⁽³⁰⁾と Fig. 1-2 に示すような波動伝搬に基づく波動吸収⁽³¹⁾⁻⁽³⁴⁾を境界制御で行うものであった。索の波動制御研究は、基本的な制御法研究から応用目的研究への転換期にあると思われる。

はりと索の分布質量系以外にも、多自由度振動体（集中定数系）としての波動制御による制振研究もある。ロボットアームを多自由度ばね質量系でモデル化して残留振動を吸収する方法^{(35), (36)}、多自由度ばね質量系の波動解析法⁽³⁷⁾、波動解を用いたインピーダンス整合による多層構造物の制振^{(38), (39)}などである。文献(35)-(38)の著者である University College Dublin の O'Connor 教授は集中定数系の波動伝搬を活用した制振制御の研究に継続して取り組んでいる数少ない研究者である。集中定数系の波動制御研究も基本的な制御法の提案から実用的な応用目的研究への転換期にあると思われる。

1. 3 索構造機械（クレーンとエレベータ）の制振研究の概観

クレーンの振れ止め制御は、振動制御に基づく制御として従来から大学や企業で多くの研究者に取り組まれてきた。クレーンは天井走行クレーン、ジブクレーン、ガントリーク

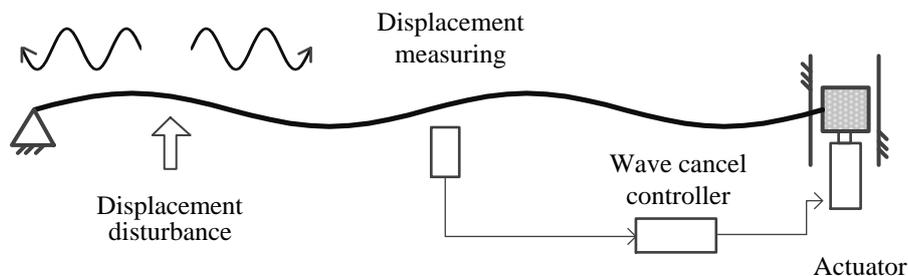


Fig. 1-2 Wave control of rope at the boundary

レーンなど構造の異なる装置があるが、制振制御の取り組み方は共通である。最適制御理論が普及し始めた1980年代からクレーン制御もその応用対象として取り上げられてきた⁽⁴⁰⁾⁻⁽⁴⁴⁾。クレーンの振れ止め制御ではロープ長変動を如何にして制御に取り込むかが最大の課題である。初期の最適制御則ではロープ長をパラメータとした可変ゲイン系が研究され^{(45), (46)}、その後、ゲインスケジュールド制御の原理を用いて可変ゲインを連続させる安定性が研究された⁽⁴⁷⁾。また、搬送軌道を設定した終端時間制御^{(48), (49)}やタワー・ロープ振動系としての制振問題⁽⁵⁰⁾としても扱われた。走行による吊り荷の振れ振動と走行特性を利用した制振問題⁽⁵¹⁾⁻⁽⁵³⁾も扱われている。これらの取り組み方法の基本には、制御対象の運動を予め想定していることがあり、突風や障害物との接触など想定外の外乱には制御性が低下すると考えられる。

一方、制御対象モデルにそれほど依存しないクレーン制御手法の研究も行われている。Fuzzy 制御⁽⁵⁴⁾やニューラルネット制御⁽⁵⁵⁾を適用した研究や、最近では Input Shaping Control がジョージア工科大学で研究^{(56), (57)}されている。クレーン制御は単振子の自由振動の制御であり、精密な制御を要求されなければ複雑な制御でなくても実用的には制振は可能である。Input Shaping Control は指令信号インパルス列の畳み込みとして指令生成するスキームで、アルゴリズムが単純であるにも関わらず制振性がよい。また、多自由度振動系の波動伝搬制御をクレーンに応用する研究も行われている⁽⁵⁸⁾⁻⁽⁶⁰⁾。西郷ら⁽⁶¹⁾は多重懸垂単振子系の波動伝搬特性を利用したクレーン振れ止め制御を研究している。

クレーン振れ止め制御は現在でも制御研究対象として取り上げられているが、制御性とコストも含めた簡便性のバランスがとれた、実用化を見通せる制御法の提案が望まれる。

エレベーターロープの振動制御の研究は多くはなく、受動ダンパー設計の研究が見られる程度である⁽⁶²⁾。一方で、振動解析の研究は多い。クレーンに比べてエレベータは、実用的な制御装置を組み込む余地が少なく、研究課題の設定が難しいためと思われる。

1. 4 本研究の概要

本研究では、波動制御応用の産業実用化の見通せる制振対象として索を利用した機械装置を取り上げ、その代表であるクレーンを主な対象とした。従来研究の制御則では、ロープ振れ角、ロープ長、ロープの伸縮運動速度、加速度などが計測されることを前提にしており、その場合は振動系同定が可能であるため各種の制御理論を適用した制御則の構築とその制御性能は理論的に保証される。しかし、屋外クレーンでは計測の制約が多く、また、一般の建設機械に精巧な機器を導入することは実用的に課題が多い。そのため、システム同定が完全でなくても効果的な振動制御に代わる制振技術の開発が望まれる。本研究は、局所的な運動情報から系全体の振動エネルギー吸収が可能な波動制御の観点からの新しい制御則を提案するものである。システム同定が十分でなくても効果的な振動抑制の実現をめざそうとするものである。

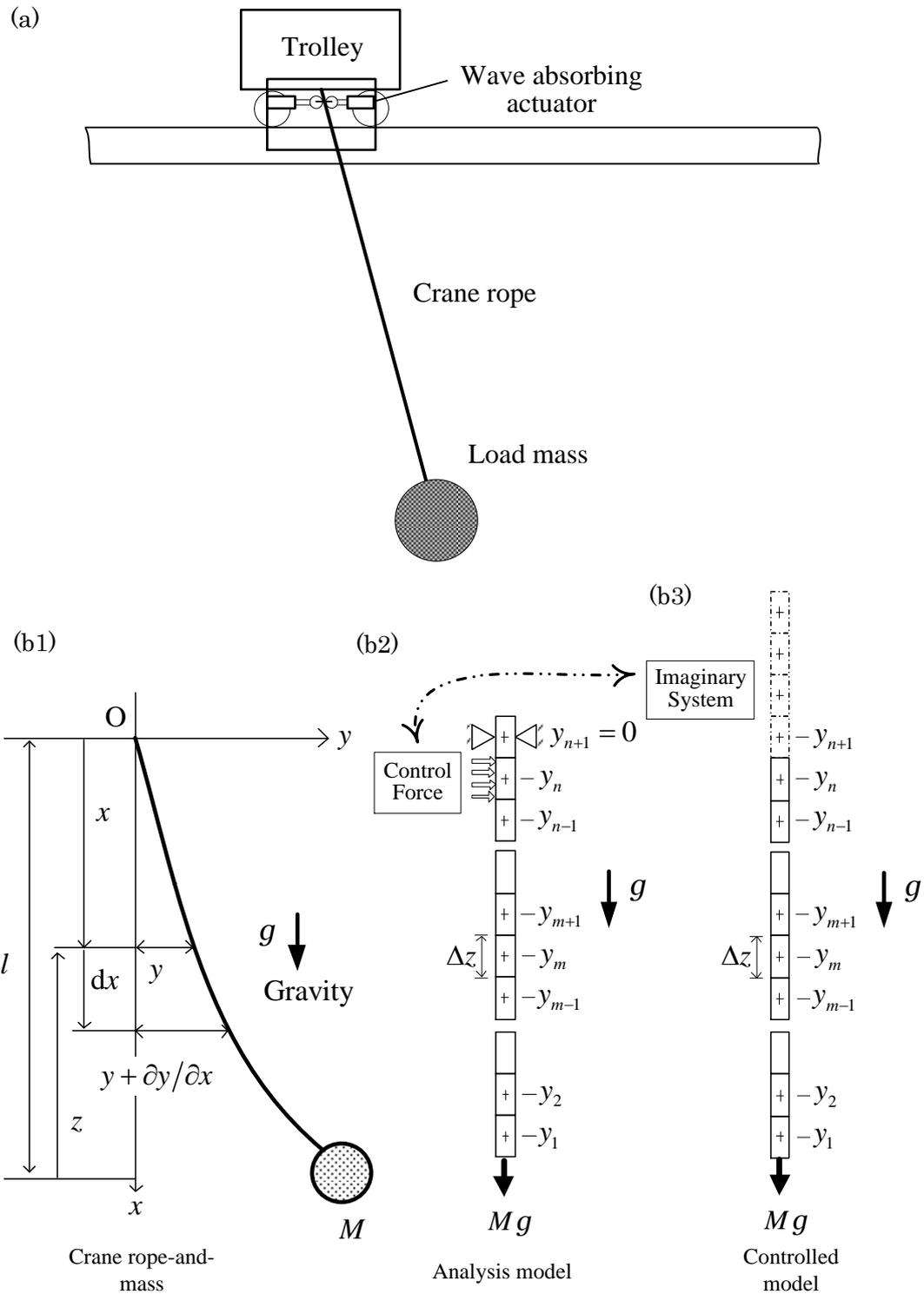


Fig. 1-3 Wave absorbing control of suspended rope near fixed boundary
 (a): Crane model; (b1): Distributed parameter analysis model; (b2),(b3):
 Finite difference analysis model

以下, 第2章では, クレーン索を, 索質量を考慮する懸垂索としてモデル化し, 索下端の荷の有無も考慮して, 差分近似を用いた境界近傍での波動吸収制御を扱った (Fig. 1-3). 固定境界から僅かに離れた懸垂索位置での制御であり, 懸垂索が固定されているクレーン本体 (トロリー) の運動を利用しない制御法の開発を目指すものである.

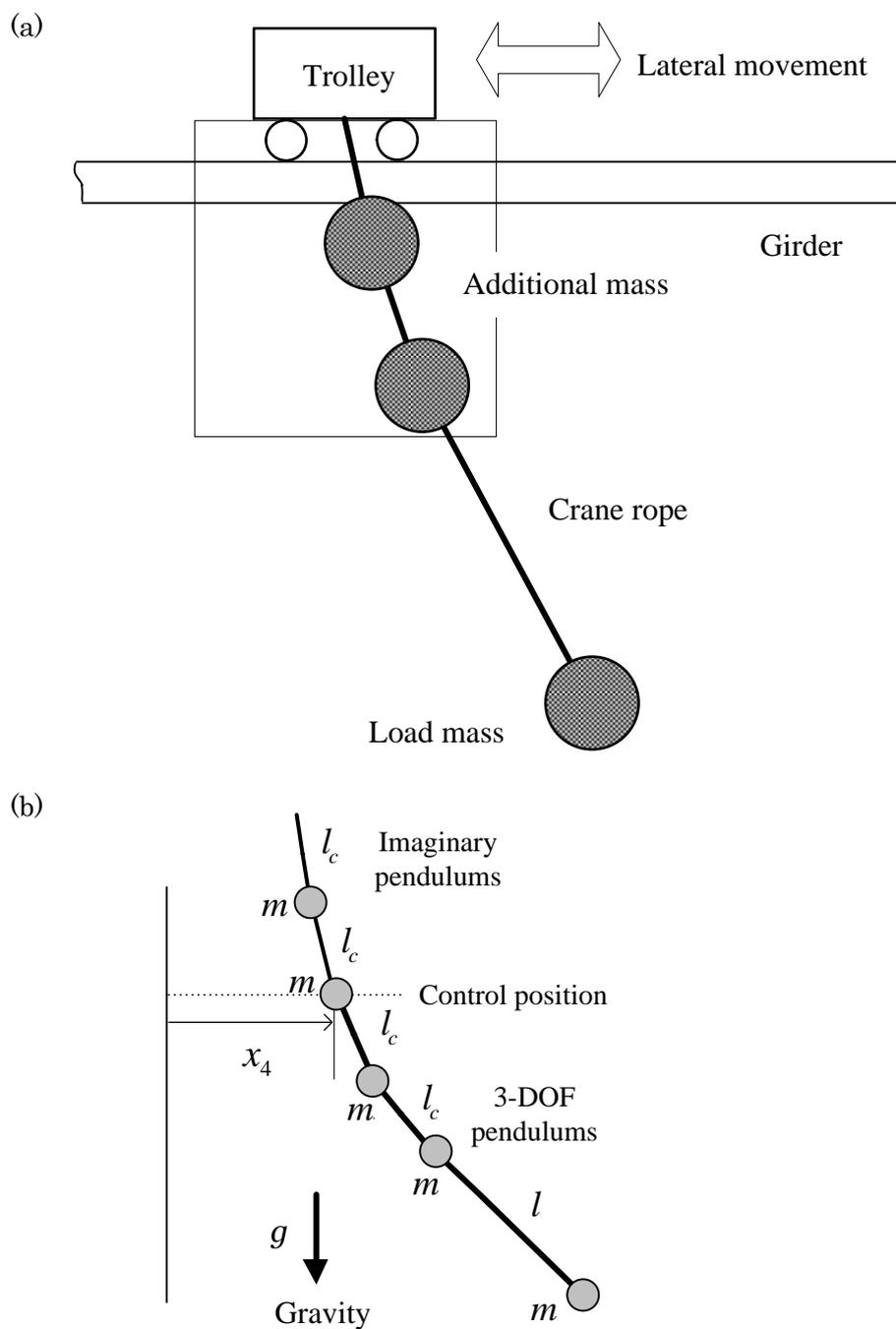


Fig. 1-4 Wave control of 3 degrees-of freedom pendulum system by support movement. (a): Crane model; (b): Analysis mode.

第3章では、クレーン荷系を可変長単振り子系として波動制御するための基礎となる、多重懸垂単振り子系の波動制御を扱った。単振り子系として扱う前提として、荷質量を懸垂する索の質量は無視している。多重懸垂単振り子系支持点の横運動を前提として、支持点の加速度を制御量とする制御則を開発した (Fig. 1-4)。走行クレーンなどの剛体横運動機能を有する搬送装置の制御法の開発を目指すものである。

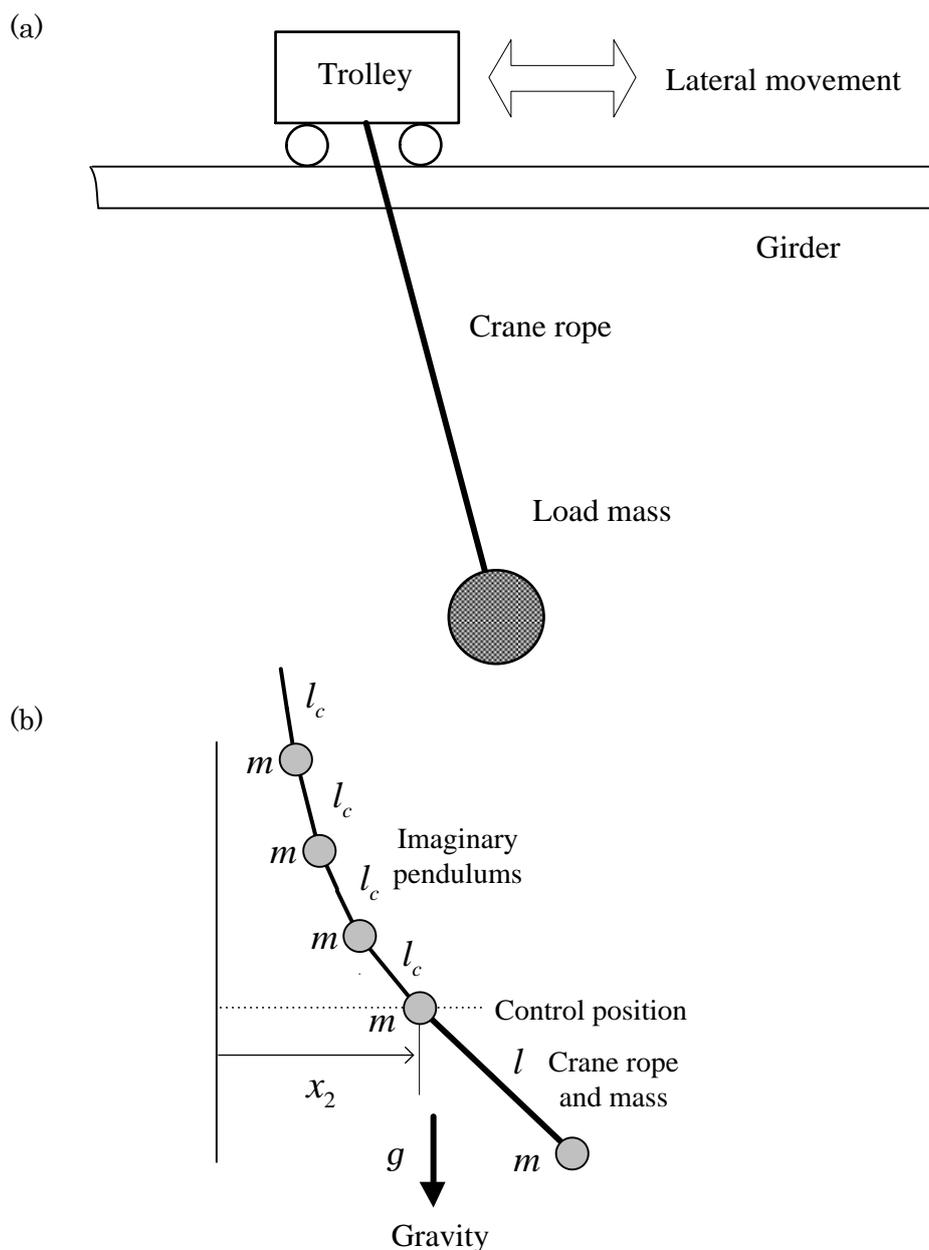


Fig. 1-5 Wave control of crane rope-and-mass by support movement.
(a): Crane model; (b): Analysis mode.

第4章では、制御器内にソフトウェアとして構築する仮想懸垂2自由度単振子系を用いた実ロープ荷系の支持点の加速度制御による波動制御を研究した (Fig. 1-5). 走行クレーンなどの各種クレーン装置用の制御法の開発を目指すものである.

最後に、第5章では、懸垂索の波動制御とロープ質量系振子としての波動制御の特性を生かしたクレーン制御法のまとめを行った.

第1章の参考文献

- (1) 谷口修ほか編, 振動工学ハンドブック, 養賢堂, (1976).
- (2) 長松昭男ほか編, モード解析ハンドブック, コロナ社, (2000).
- (3) 長松昭男ほか編, 制振工学ハンドブック, コロナ社, (2008).
- (4) 高木堅志郎ほか編, 超音波便覧, 丸善, (1999).
- (5) D. J. Mead, Wave Propagation in Continuous Periodic Structures: Research Contributions from Southampton, Journal of Sound and Vibration, Vol. 190, No. 3 (1996), pp. 495-524.
- (6) C. R. Fuller, S. J. Elliot and P. A. Nelson, Active Control of Vibration, Academic Press, 1996.
- (7) S. J. Elliott and L. Billet, Adaptive Control of Flexural Waves Propagation in a Beam, Journal of Sound and Vibration, Vol. 263, No. 2 (1993), pp. 295-310.
- (8) C. R. Halkyard and B. R. Mace, Feedforward adaptive control of flexural vibration in a beam using wave amplitudes, Journal of Sound and Vibration, Vol. 254, No. 1 (2002), pp. 117-141.
- (9) C. R. Halkyard and B. R. Mace, Adaptive active control of flexural waves in a beam in the presence of a nearfield, Journal of Sound and Vibration, Vol. 285 (2005), pp. 149-171.
- (10) H. Salleh and M. J. Brennan, Control of flexural waves on a beam using a vibration neutraliser: Effect of different attachment configurations, Journal of Sound and Vibration. Vol. 303 (2007), pp. 501-514.
- (11) Y. Gao, M. J. Brennan and F. Sui, Control of flexural waves on a beam using distributed vibration neutralisers, Journal of Sound and Vibration, Vol. 330 (2011), pp. 2758-2771.
- (12) C. Mei, B. R. Mace and R. W. Jones, Hybrid wave/mode active vibration control, Journal of Sound and Vibration, Vol. 333, No. 15 (2014), pp. 765-784,
- (13) D. R. Vaughan, Application of Distributed Parameter Concepts to Dynamic Analysis and Control of Bending Vibrations, Journal of Basic Engineering, ASME, June 1968, pp. 157-166.

- (14) A.H. von Flotow, Wave Control for Large Spacecraft Structures, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, AIAA, Vol. 9, No. 4 (1986), pp. 462-468.
- (15) A.H. von Flotow, Disturbance Propagation in Structural Networks, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 106, No. 3 (1986), pp. 433-450.
- (16) J. Signorelli and A.H. von Flotow, Wave Propagation, Power Flow, and Resonance in a Truss Beam, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 126, No. 1 (1988), pp. 127-144.
- (17) D.W. Miller and A.H. von Flotow, A Traveling Wave Approach to Power Flow in Structural Networks, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 128, No. 1 (1989), pp. 145-162.
- (18) C.R. Fuller, G.P. Gibbs and R.J. Silcox, Simultaneous active control of flexural and extensional power flow in beams, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 1, No. 2 (1990), pp. 235-247.
- (19) H. Fujii, T. Ohtsuka and T. Murayama, Wave-Absorbing Control for Flexible Structures with Noncollocated Sensors and Actuators, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, AIAA, Vol. 15, No. 2 (1992), pp. 431-439.
- (20) 田中信雄, 菊島義弘, 柔軟はりの曲げ波制御に関する研究(アクティブシンクの提案), *日本機械学会論文集*, 56 巻 522 号 (1990), pp. 351-359.
- (21) 田中信雄, 菊島義弘, 柔軟はりの曲げ波制御に関する研究(アクティブシンクの基本的性質とその検証), *日本機械学会論文集*, 56 巻 530 号 (1990), pp. 2575-2582.
- (22) 田中信雄, 菊島義弘, ABC 法による柔軟はりの振動制御に関する研究(無振動状態の生成について), *日本機械学会論文集*, 57 巻 537 号 (1991), pp. 1548-1555.
- (23) 田中信雄, 菊島義弘, 柔軟はりの曲げ波制御に関する研究(最適フィードバック制御について), *日本機械学会論文集*, 58 巻 546 号 (1992), pp. 360-367.
- (24) 内海雅彦, 柔軟はりの波動吸収制御, *日本機械学会論文集 C 編*, 61 巻 583 号 (1995), pp. 987-995.
- (25) 西郷宗玄, 岩本宏之, はりの差分近似解を用いた境界近傍での振動制御, *日本機械学会論文集(C 編)*, 76 巻 770 号 (2010), pp. 2536-2544.
- (26) W.D. Zhu, Vibration and Stability of Time-Dependent Translating Media, *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 32, No. 5 (September 2000), pp. 369-379.
- (27) B. Yang and C.D. Mote Jr, Active Vibration Control of the Axially Moving String in The S Domain, *Journal of Applied Mechanics*, ASME, Vol. 118 (March 1996), pp. 66-74.
- (28) S.Y. Lee and C.D. Mote Jr, Wave Characteristics and Vibration Control of Translating Beams by Optimal Boundary Damping, *Journal of Vibration and Acoustics*, ASME, Vol. 121 (January 1999), pp. 18-25.
- (29) Y. Li, D. Aron and C.D. Rahn, Adaptive vibration isolation for axially moving strings: theory and experiment, *Automatica*, Vol. 38 (2002), pp. 379-390.

- (30) K. J. Yang, K. S. Hong and F. Matsuno, Energy-Based Control of Axially Translating Beams: Varying Tension, Varying Speed and Disturbance Adaptation, IEEE transaction on Control Systems technology, Vol. 13, No. 6 (2005), pp. 1045-1054.
- (31) C.H. Chung and C.A. Tan, Active Vibration Control of the Axially Moving String by Wave Cancellation, Journal of Vibration and Acoustics, ASME, Vol. 117, (January 1995) pp. 49-55.
- (32) S. Ying and C.A. Tan, Active Vibration Control of the Axially Moving String Using Space Feedforward and Feedback Controllers, Journal of Vibration and Acoustics, ASME, Vol. 118, (July 1996), pp. 306-312.
- (33) C.A. Tan and S. Ying, Dynamic Analysis of the Axially Moving String Based on Wave Propagation, Journal of Applied Mechanics, ASME, Vol. 64, (June 1997), pp. 394-400.
- (34) C.A. Tan and S. Ying, Active Control of the Axially Moving String: Theory and Experiment, Journal of Sound and Vibration, Vol. 236, 5 (2000), pp. 861-880.
- (35) W.J. O'Connor and D. Lang, Position Control of Flexible Robot Arms Using Mechanical Waves, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, ASME, Vol. 120 (September 1998), pp. 334-339.
- (36) W. J. O'Connor, Wave-Based Analysis and Control of Lump-Modeled Flexible Robots, IEEE Transaction on Robotics, Vol. 23, No. 2 (April 2007), pp. 342-352.
- (37) W. J. O'Connor, Wave-like modelling of cascaded, lamped, flexible systems with arbitrarily moving boundary, Journal of Sound and Vibration, Vol. 330, 13 (June 2011), pp. 3070-3083.
- (38) 長瀬賢二, 早川義一, インピーダンスマッチングによる階層構造物の制振制御, 日本機械学会論文集(C編), 67巻658号(2001), pp. 1814-1819.
- (39) 内海雅彦, マスばね階層構造の波動吸収制御, 日本機械学会論文集(C編), 61巻584号(1995), pp. 1359-1365.
- (40) Y. Sakawa and Y. Shindo, Optimal Control of Container Cranes, Automatica, Vol. 13, No. 3 (1982), pp. 257-266.
- (41) 進藤裕司ほか, コンテナクレーンの振れ止め制御, 計測自動制御学会論文集, 19巻5号(1983), pp. 430-432.
- (42) 白井潤二ほか, 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(C編), 59巻561号(1995), pp. 1443-1447.
- (43) 村田五雄ほか, 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(C編), 61巻582号(1995), pp. 513-518.
- (44) 兼重明宏ほか, 巻き上げ, カーブ軌道を有する天井クレーンの搬送制御, 日本機械学会論文集(C編), 63巻607号(1997), pp. 921-928.

- (45) 兼重明宏ほか, 荷位置情報に基づく3次元天井クレーンのモデリングと搬送制御(第1報, 荷位置モデルの導出), 日本機械学会論文集(C編), 64巻628号(1998), pp. 4777-4782.
- (46) 高木清志, 西村秀和, タワークレーン吊り荷ロープ長変動を考慮したゲインスケジュールド制御, 日本機械学会論文集(C編), 64巻626号(1998), pp. 3805-3812.
- (47) 兼重明宏ほか, 荷位置情報に基づく3次元天井クレーンのモデリングと搬送制御(第2報, ロープ長変化を考慮した荷位置フィードバック制御系の構築), 日本機械学会論文集(C編), 64巻628号(1998), pp. 4783-4790.
- (48) 美多勉, 金井隆, トロリーの最大速度に注目したクレーンの最適運転法, 計測自動制御学会論文集, 15巻6号(1979), pp. 833-838.
- (49) 近藤良ほか, 振動周期に基づく巡回クレーンの振れ止め制御, 日本機械学会論文集(C編), 67巻655号(2001), pp. 725-731.
- (50) 高木清志ほか, 吊り荷振れ角センサを用いないタワークレーンの制御(誤差学習による終端状態制御を用いた2自由度制御), 日本機械学会論文集(C編), 67巻656号(2001), pp. 999-1007.
- (51) 栗本雅裕, 藪野浩司, クレーンの吊り荷振動の位相を考慮した振れ止め制御, 日本機械学会論文集C編, 75巻752号(2009), pp. 858-864.
- (52) 栗本雅裕, 藪野浩司, 吊り荷ロープ長が変動する走行クレーンの振れ止め制御(非線形時間スケールを適用したオープンループ制御), 日本機械学会論文集C編, 75巻759号(2009), pp. 2899-2908.
- (53) 栗本雅裕, 藪野浩司, 吊り荷ロープ長の変動を考慮したタワークレーンの振れ止め制御, 日本機械学会論文集C編, 76巻768号(2010), pp. 2074-2083.
- (54) M. B. Trabia, et al., Generalized Design of an Anti-swing Fuzzy Logic Controller for an Overhead Crane with Hoist, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 14 (March 2008), pp. 319-346.
- (55) H. Saeidi, et al., A neural network self-tuner based on input shapers behavior for anti-sway system of gantry cranes, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 19 (March 2013), pp. 1936-1949.
- (56) M. Kenison and W. Singhose, Concurrent Design of Input Shaping and Proportional Plus Derivative Feedback Control, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, ASME, Vol. 124 (September, 2002), pp. 398-405.
- (57) W. Singhose, et al., Input Shaping Control of Double-Pendulum Bridge Crane Oscillation, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, ASME, Vol. 130 (May 2008), pp. 034504 1-7.
- (58) W. J. O'Connor, A Gantry Crane Problem Solved, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, ASME, Vol. 125 (December 2003), pp. 569-576.
- (59) I. Peled and W. J. O'Connor, On the relationship between wave based control absolute vibration suppression and input shaping, *Journal of Mechanical System and*

Signal Processing, Vol. 39, 1-2, (August-September 2013), pp. 80-90.

(60) W. O' Connor, Gantry crane control of a double-pendulum, distributed-mass load, using mechanical wave concepts, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 4, (2013), pp. 251-261.

(61) M. Saigo, et al. , Vibration Control of a Traveling Suspended System Using Wave Absorbing Control, Journal of Vibration and Acoustics, ASME, Vol. 125, (July 2003), pp. 343-350.

(62) W.D. Zhu and Y. Chen, Theoretical and Experimental Investigation on Elevator Cable Dynamics and Control, Journal of Vibration and Acoustics, ASME, Vol. 128, (2006), pp. 66-78.

第2章 懸垂索の波動制御

2.1 緒言

本章では、Fig. 2-1に示すような、懸垂索固定端近傍での波動制御の懸垂索系全体に対する制振性を研究した。クレーントロリー運動とは独立に機能するもので、閉空間での制振装置として使うことを目指した制御法である。走行クレーンのみならず、将来的には、ジブクレーンのジブ先端に取り付け可能な制振装置としての応用も考えられる。

懸垂索では索の任意位置の張力がその位置から下端までの自重として作用するため、運動方程式は可変係数微分方程式となり、その波動伝搬解析解は知られていない。そこで、近似解を求めるため差分索モデル(Finite Difference Rope: FDR)を利用する。懸垂索運動方程式を差分近似し、さらに隣接3節点の質量分布を中央節点の質量係数で代表する近似を仮定して(3節点では張力一定の近似)、差分波動伝搬解を導出した。得られた近似波動伝搬解を差分方程式の厳密な数値解と比較することで精度を確認した。

また、差分モデルの節点を取り方の検討を行った。運動方程式を差分近似する場合、はりでは、差分中央で節点変位を表す場合と差分境界で節点変位を表す場合で境界条件式に差があるため、節点変位の表し方で運動方程式が異なることが知られている⁽⁶⁴⁾。はりの場合は何れの近似法でも近似精度は異なるが運動方程式は導出できる。しかし、懸垂索では、下端自由端は境界条件を合理的に表現する近似手法がない。これは4階偏微分方程式で表現されるはりでは1つの境界に対して2つの境界条件式があるのに対し、懸垂索が2階偏微分方程式で表現されるため境界条件式が一つしかなく、自由端境界を表現できないことによるためである。索では合理的に表現できる力学条件は固定端しかない。本研究では力

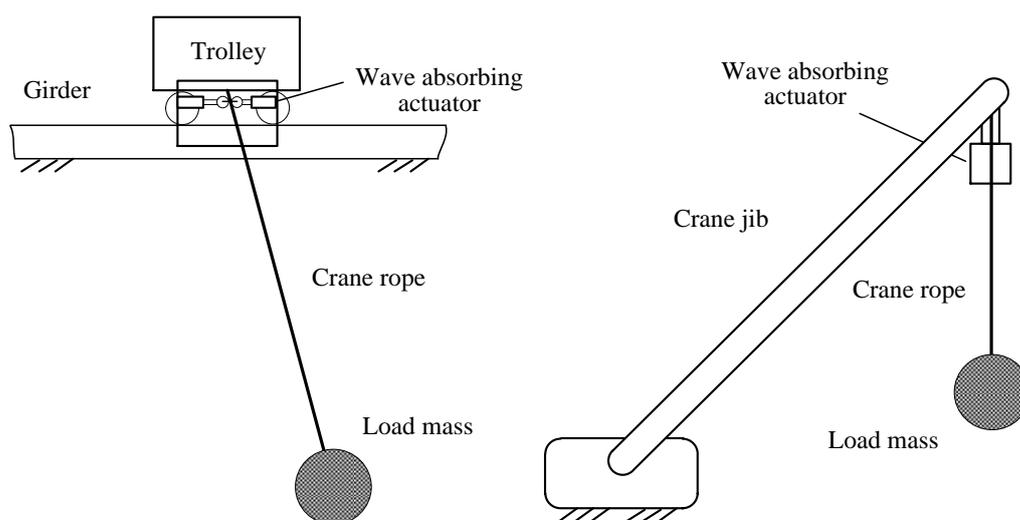


Fig. 2-1 Application of wave control of suspended rope near fixed boundary

学的に未解決な懸垂索下端の境界条件の表し方について、差分近似の合理的な近似法の検討を加えた。

下端に荷重が作用しない場合は振動解がベッセル関数で与えられることが知られており⁽⁶³⁾、ベッセル関数解との固有振動数の比較から近似法を評価した。下端荷重がある場合の一般解は0次の第1種と第2種のベッセル関数であるが、一般解の任意定数を決定するための下端境界条件の与え方が解明されていないため利用できない。そこで、下端荷重が十分大きい場合に、懸垂索の固有振動数が単振子固有振動数に漸近することを利用して、近似法の評価を行った。

制御則は、波動伝搬解を用いて、固定境界条件の影響を受ける境界節点運動方程式を、境界条件が存在しないと仮定したときの節点運動方程式に一致させる補償制御法である。そのため、境界条件の表し方が差分モデルの取り方によって変わっても、その変わった境界条件に対して境界条件を除去する制御を行うので、制御後の波動制御特性は差分モデルの表し方の影響を受けない。ここで、差分運動方程式が差分幅の分布力のつり合い式であることより、差分モデルに基づいて導出した制御力は、分布定数系モデルに対して差分幅の分布力に換算して適用できる。自由振動制御と強制振動制御に適用してその有用性を検討した。

2. 2 制御則

2. 2. 1 運動方程式と差分化モデルの合理化

懸垂索の自由振動状態のつり合いをFig. 2-2に示す。ここで、 μ は索の単位長さ当りの質量、 M は下端集中質量である。Fig. 2-2のように任意の点 x において、索は水平方向に振動するものとする。微小運動を考えると、 $(\partial y/\partial x)^2$ は1に比較して無視できる。座標 x での索に対する接線と x 軸の正方向とのなす角を $\beta(x)$ とし、張力と $T(x)$ とすると

$$\sin\beta(x) = \frac{\tan\beta(x)}{\sqrt{1+\tan^2\beta(x)}} = \frac{\frac{\partial y}{\partial x}}{\sqrt{1+\left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2}} \approx \frac{\partial y}{\partial x}, \quad \cos\beta(x) = \sqrt{1-\sin^2\beta(x)} = \sqrt{1-\left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2} \approx 1$$

となり、張力は次式で表せる。

$$T(x) = \{\mu g(l-x) + Mg\} / \cos(\beta(x)) \approx \mu g(l-x) + Mg \quad (2.1)$$

同様に、

$$T(x) + (\partial T/\partial x)dx \approx \mu g(l-x-dx) + Mg$$

すると、微小区間 $[x, x+dx]$ に働く張力の合力の水平方向成分は次のようになる。

$$\begin{aligned}
& \{Mg + \mu g(l - x - dx)\} \left\{ \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) dx \right\} - \{Mg + \mu g(l - x)\} \frac{\partial y}{\partial x} \\
& = \{Mg + \mu g(l - x)\} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} dx - \mu g dx \frac{\partial y}{\partial x}
\end{aligned} \tag{2.2}$$

ここで、 $dx \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$ は微小量とみられるので、無視できる。

鉛直成分は

$$\begin{aligned}
& \{Mg + \mu g(l - x - dx)\} \sqrt{1 - \left\{ \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) dx \right\}^2} - \{Mg + \mu g(l - x)\} \sqrt{1 - \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2} \\
& \approx -\mu g dx
\end{aligned}$$

となる。すなわち、張力の合力の鉛直成分は重力とお互い相殺しているので、微小区間の鉛直方向の運動は自由運動とみなすことができる。したがって、索の微小要素 dx の水平方向の運動に対するニュートンの運動方程式は次のようになる。

$$\{Mg + \mu g(l - x)\} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} dx - \mu g dx \frac{\partial y}{\partial x} = \mu dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \tag{2.3}$$

さらに、 $z = l - x$ を(2.3)式に代入して整理すると次式を得る、

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - g \left\{ (M/\mu + z) \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} + \frac{\partial y}{\partial z} \right\} = 0 \tag{2.4}$$

ここで、 z は下端からの座標位置である。

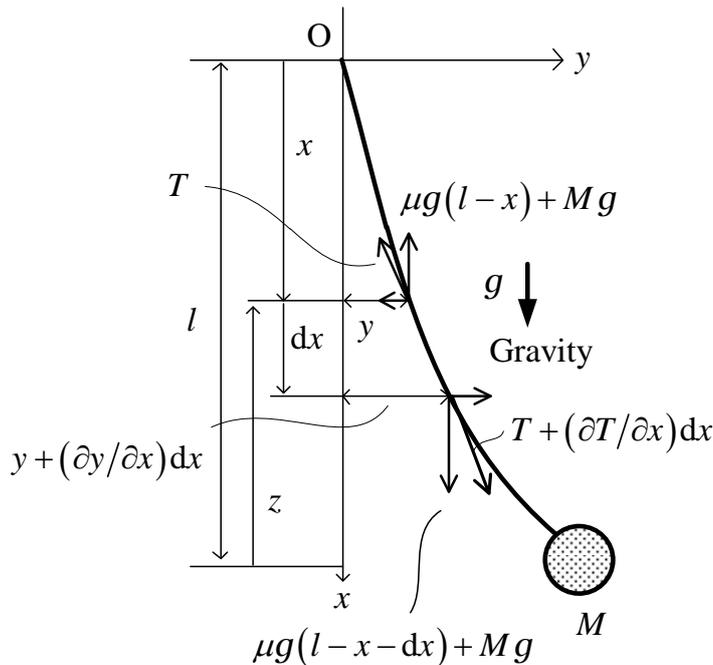


Fig. 2-2 Diagram of suspended rope with load mass

次に、式(2.4)をFig. 2-3に示すように中央差分近似する。 Fig. 2-3(a)の差分モデルを差分Aモデル、Fig. 2-3(b)の差分モデルを差分Bモデルと呼ぶ。座標を z 、座標間隔 Δz 、節点変位を $y_m(t) = y(z, t)$ と置くと、差分モデルの運動方程式は次のようになる。

差分Aモデル：

$$\ddot{y}_m + \frac{g}{\Delta z} \{ -(\lambda + m - 1)y_{m-1} + 2(\lambda + m - 1/2)y_m - (\lambda + m)y_{m+1} \} = 0 \quad (2.5)$$

差分Bモデル：

$$\ddot{y}_m + \frac{g}{\Delta z} \{ -(\lambda + m - 1/2)y_{m-1} + 2(\lambda + m)y_m - (\lambda + m + 1/2)y_{m+1} \} = 0 \quad (2.6)$$

ここで、 $\lambda = M / (\Delta z \cdot \mu)$

2種の差分モデル（モデルA及びB）を用いることの妥当性を、下端自由境界条件の観点から検討する。波動伝搬解は上端境界近傍で行うので制御法は下端境界条件の与え方には関係ないが、懸垂索の下端境界条件の与え方は偏微方程式の境界値問題として未解決の課題であるので検討を加える。

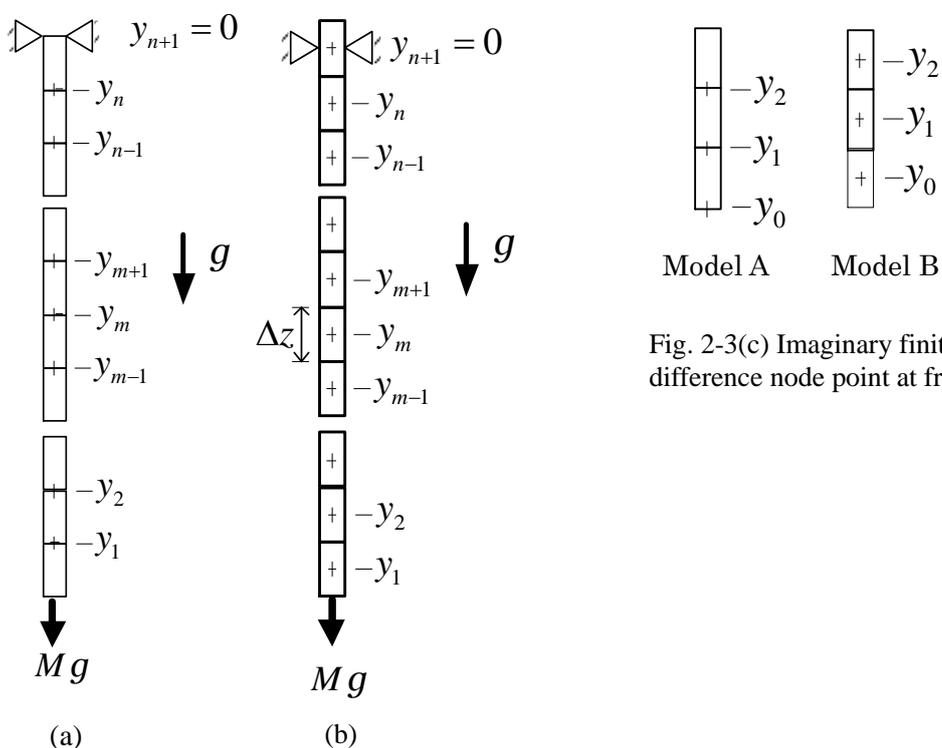


Fig. 2-3(c) Imaginary finite difference node point at free end.

Fig. 2-3 (a) (b) Finite difference model of suspended rope with load mass.

(a): Model A; (b): Model B.

下端境界自由の節点 1 の運動方程式は次式となる (Fig. 2-3(c) 参照).

差分 A モデル

$$\ddot{y}_1 + \frac{g}{\Delta z} \{ -(\lambda) y_0 + 2(\lambda + 1/2) y_1 - (\lambda + 1) y_2 \} = 0 \quad (2.7)$$

差分 B モデル

$$\ddot{y}_1 + \frac{g}{\Delta z} \{ -(\lambda + 1/2) y_0 + 2(\lambda + 1) y_1 - (\lambda + 3/2) y_2 \} = 0 \quad (2.8)$$

ここで, y_0 は仮想節点変位である. 方程式 (2.7), (2.8) より, 下端に集中質量がない場合 ($\lambda = 0$), 差分 A モデルでは仮想節点変位 y_0 が現れないが, 差分 B モデルでは仮想節点変位 y_0 が現れる. 下端に集中質量が有る場合 ($\lambda \neq 0$), 差分 A モデルと差分 B モデルの第 1 節点方程式で仮想節点 y_0 を含む項が現れる. 何れ場合も下端仮想変位の処理が必要となる. y_0, y_1, y_2 の 3 節点の関係について合理的な力学表現が知られていないので, 数値的に合理的な表現を探索する調整パラメータ α を含む次式を仮定する.

$$y_2 - y_1 = \alpha (y_1 - y_0) \quad (2.9)$$

$\lambda = 0$ と $\lambda \neq 0$ を分けて懸垂索の固有振動数を計算し, シミュレーションによって差分モデルの合理化とパラメータ α の値を探す.

$\lambda = 0$ の場合, 懸垂索運動方程式 (2.4) の解は 0 次第 1 種ベッセル関数で与えられる. この場合は懸垂索の下端境界に境界条件を与えなくても解が求められる (有限値であることは使っている). ベッセル関数解から求めた固有振動数を基準として, 差分 A モデルと差分 B モデルの固有振動数を比較し, 誤差を計算する.

$$\text{誤差} = \frac{\text{差分モデルの固有振動数} - \text{ベッセル解から求めた固有振動数}}{\text{ベッセル解から求めた固有振動数}} \times 100 (\%)$$

Fig. 2-4 には $l = 1 \text{ m}$ の 50 自由度懸垂索の差分 A モデルと差分 B モデルの固有振動数とベッセル関数解の固有振動数との比較を示す. 横軸はベッセル関数解から求めた固有振動

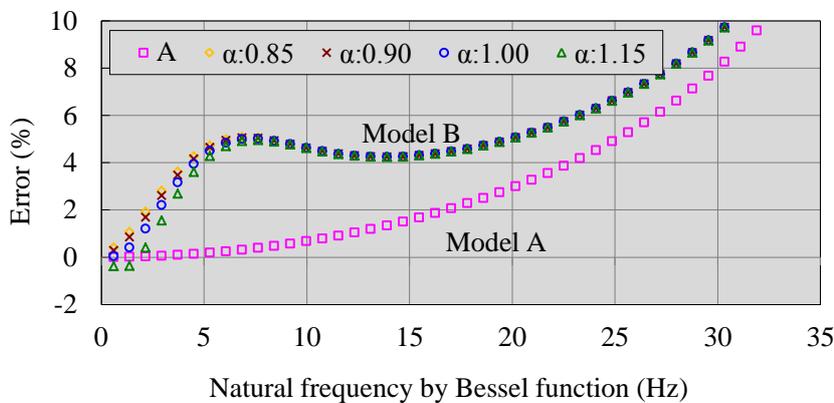


Fig. 2-4 Relative natural frequency error of 50-DOF FDR without load.

数を示し、縦軸は差分Aモデルと差分Bモデルの固有振動数のベッセル関数解から求めた固有振動数に対する誤差を示す。Fig. 2-4 より、差分Aモデルの低次モード固有振動については十分な精度を有していることが分かる。一方、差分Bモデルでは、パラメータ α の値を調整しても、広範な周波数域において固有振動数を高精度に近似できない。すなわち、Fig. 2-4より差分Aモデルの差分境界の取り方が合理的であると言える。高次固有振動数の誤差は差分近似誤差であると考えられる。

$\lambda \neq 0$ の場合について合理的な差分Aモデルだけに注目する。 $\lambda \neq 0$ の場合、懸垂索運動方程式(2.4)の一般解は0次の第1種と第2種のベッセル関数であるが、一般解の任意定数を決定するための下端境界条件の与え方が解明されていない。そこで、十分大きな下端質量がある場合の1次固有振動数が単振子の固有振動数に漸近することを利用して α を探す。Fig. 2-5 に、 λ をパラメータとして α に対して $l=1$ mの50自由度差分懸垂索の1次固有振動数と単振子の固有振動数を比較した結果を示す。Fig. 2-5より十分大きい λ に対する1次固有振動数が単振子の固有振動数に一致する α の値は $\alpha \approx 1$ であることが分かる。また、 $\alpha < 1$ では1次固有振動数がゼロに近づく。これは第1節点方程式が

$$(\Delta z/g)\ddot{y}_1 - a_1 y_2 + a_1 y_1 = 0; \quad a_1 \equiv \lambda(1-1/\alpha) + 1$$

となり実固有値を持つ必要条件 $a_1 > 0$ から、 $\alpha > \lambda/(\lambda+1)$ となるためである。このことは $\alpha < 1$ が力学的に不合理であること意味している。すなわち1次固有振動数の自由端は先端振幅より小さくしなければならない。

$\lambda \gg 0$ の場合下端自由の懸垂索の2次以上の固有振動数については一定張力 T を受ける両端固定索の固有振動数に漸近すると考えられる。すなわち、

$$\begin{aligned} \lambda \gg 0 \text{ の懸垂索の固有振動数 } \omega_{i+1} \\ = \text{張力 } T (= Mg = \lambda \Delta z \mu g) \text{ を受ける両端固定索の固有振動数 } \omega_i \quad (i=1 \sim 49) \end{aligned}$$

Fig. 2-6 に、 $\lambda = 4000$ 、下端自由、 $l=1$ mの50自由度差分懸垂索の2次以上の固有振動数と一定張力 T を受ける両端固定索の固有振動数とを比較した結果を示す。一定張力 T を受ける両端固定索の固有振動数を基準として、懸垂索の固有振動数と両端固定索の固有振動数との誤差を計算する。

$$\text{誤差} = \frac{\text{懸垂索の固有振動数 } \omega_{i+1} - \text{両端固定索の固有振動数 } \omega_i}{\text{両端固定索の固有振動数 } \omega_i} \times 100 (\%) \quad (i=1 \sim 49)$$

Fig. 2-6より、懸垂索系の2次固有振動数以外の固有振動数については、一定張力 T を受ける両端固定索の固有振動数に対する差は α にほとんど依存しない。Fig. 2-6で固有振動数が低めになるのは十分大きな下端質量がある場合でも振子モードの影響と分布質量の影響があるためと考えられる。

このことから $\lambda \neq 0$ のシミュレーション演算では $\alpha=1$ とした。

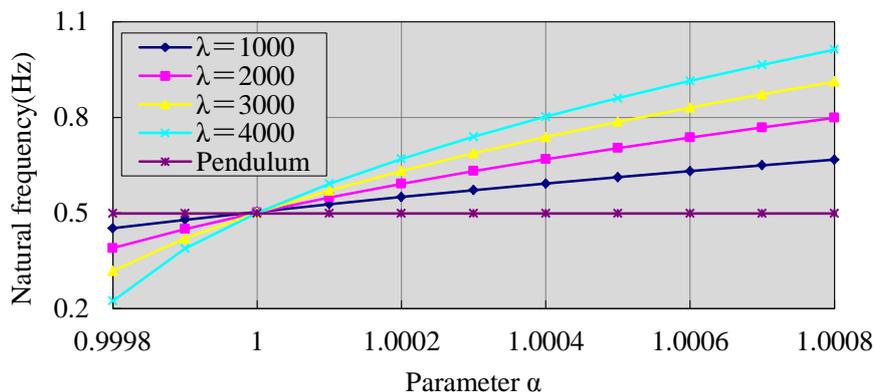


Fig. 2-5 1st natural frequency of 50-DOF FDR of Model A to α in Eq. (2.9) with load mass.

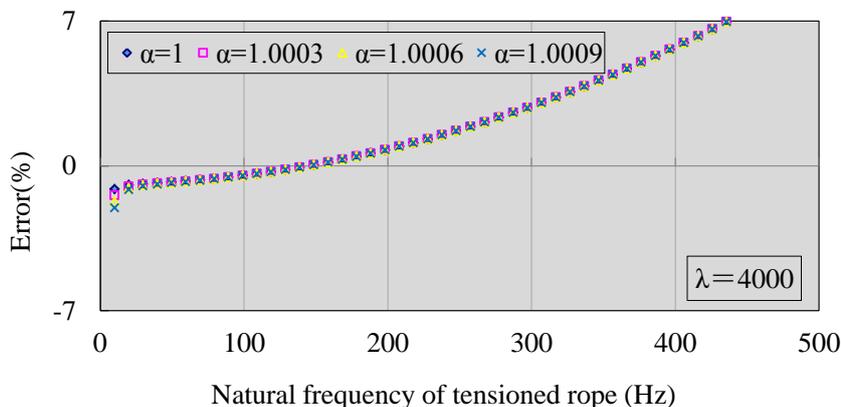


Fig. 2-6 Relative natural frequency error of 50-DOF FDR with load mass.

2.2.2 波動伝搬解

節点を境界とする差分Aモデルが最も合理的であるのでAモデルを用いて、波動伝搬解を求める。

漸化式を得るために $\eta_m = y_m - y_{m-1}$ と置き、Aモデル m 番目節点方程式と $m-1$ 番目節点方程式の差を取ると、次式が得られる。

$$\ddot{\eta}_m + \frac{g}{\Delta z} \{ -(\lambda + m - 1)\eta_{m-1} + 2(\lambda + m)\eta_m - (\lambda + m + 1)\eta_{m+1} \} = 0 \quad (2.11)$$

$L[(\lambda + m)\eta_m(t)] = I_m(s)$ と置き、式(2.11)をラプラス変換すると次式が得られる。

$$I_{m-1} - \{ 2 + (s/\omega_0)^2 \} I_m + I_{m+1} = 0 ; \omega_0^2 = g(\lambda + m)/\Delta z \quad (2.12)$$

式(2.12)の解を式(2.13)と仮定する．解を式(2.12)に代入すると，座標正方向に伝搬する特性根式(2.14)が求められる．

$$I_m(s) = \gamma(s/\omega_0)^m \quad (2.13)$$

$$\gamma(s/\omega_0) = \left(\sqrt{(s/\omega_0)^2 + 4} - s/\omega_0 \right)^2 / 4 \quad (2.14)$$

さらに，特性根式(2.14)はラプラス逆変換により2次第1種ベッセル関数 J_2 を用いて式(2.15)で表される．

$$L^{-1}[\gamma(s/\omega_0)] = 2J_2(2\omega_0 t)/t \quad (2.15)$$

従って，式(2.14)および式(2.15)から隣接節点変位が周波数領域と時間領域で，それぞれ式(2.16)，式(2.17)として求められる

$$Y_{m+1}(s) = Y_m(s) + \frac{\lambda - 1 + m}{\lambda + m} [Y_m(s) - Y_{m-1}(s)] \gamma(s/\omega_0) \quad (2.16)$$

$$y_{m+1}(t) = y_m(t) + \frac{\lambda - 1 + m}{\lambda + m} \int_0^t \frac{2}{t - \tau} J_2[2\omega_0(t - \tau)] [y_m(\tau) - y_{m-1}(\tau)] d\tau \quad (2.17)$$

λ か m が十分大きい場合は式(2.5)の係数を一定値と見なせるので

$$\ddot{y}_m + \frac{g}{\Delta z} (\lambda + m) (-y_{m-1} + 2y_m - y_{m+1}) = 0 \quad (2.18)$$

と置ける．すなわち，3節点間で一定張力が作用する索の運動方程式と等価となる．このとき， $\omega_0^2 = g(\lambda + m)/\Delta z$ と置き， $L[y_m(t)] = Y_m(s)$ として，解を式(2.19)と置くと，

$$Y_m(s) = \gamma(s/\omega_0)^m \quad (2.19)$$

隣接節点変位は式(2.20)，式(2.21)で表される．

$$Y_{m+1}(s) = \gamma(s/\omega_0) Y_m(s) ; \omega_0^2 = g(\lambda + m)/\Delta z \quad (2.20)$$

$$y_{m+1}(t) = \int_0^t \frac{2}{t - \tau} J_2[2\omega_0(t - \tau)] y_m(\tau) d\tau \quad (2.21)$$

式(2.13)は索質量に起因する節点位置重みを考慮した3連続節点で成立する近似解である．

次に，理論式(2.17)と式(2.21)の精度を直接シミュレーション解との比較によって有用性を検証する．

Fig. 2-7は、差分Aモデルで $\lambda=0$, $n=50$ として $l=1$ mの最下端節点に初期変位 $y_1=0.1$ mを与えた場合の変位伝搬を節点番号 $m=6,16,26,36,46$ について示したものである。実線は懸垂索全体の固有モード展開による直接シミュレーション解であり、○印は式(2.18)の解(y_{m-2}, y_{m-1} から y_m を演算), △印は式(2.20)の解(y_{m-1} から y_m を演算)をサンプリング時間 $\Delta t=1 \times 10^{-4}$ s, 畳み込み積分項数 $n_{ci}=1000$ で計算したものである。節点 $m=6$ の場合を除いて、いずれの場合もほぼ理論解とシミュレーション解が一致しており、理論的な波動伝搬解として適用可能であることが分かる。 $m=46$ で誤差が大きいのはシミュレーション解が固定端条件を反映しているのに対し、波動伝搬解は境界が存在しないものとして演算するためである。節点番号 $m=16,26,36$ の応答から、 m が大きいと近似解がより直接シミュレーション解に近くなることが確認できる。

Fig. 2-8は $\lambda=5000$, $n=50$ として $l=1$ mの最下端節点に初期変位 $y_1=0.1$ mを与えた場合の差分近似解と直接シミュレーション解との比較である。実線は懸垂索全体の固有モード展開による直接シミュレーション解, ○印は式(2.18)の解(y_{m-2}, y_{m-1} から y_m), △印は式(2.20)の解(y_{m-1} から y_m)である。Fig. 2-7より、荷重が大きい場合は節点番号が小さい節点でも十分な精度を持つことが確認できる。

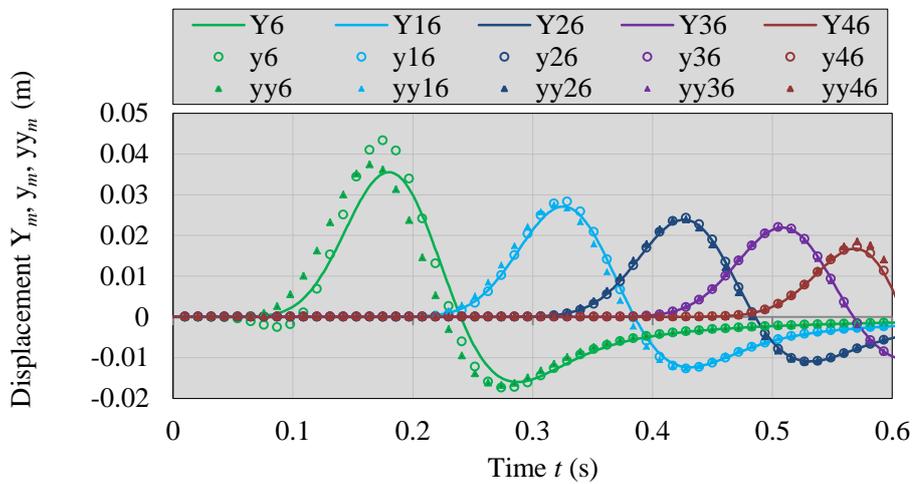


Fig. 2-7 Accuracy of solutions Eq. (2.17) and Eq. (2.21); Y: direct numerical computation; y: solution of Eq. (2.17); yy: solution of Eq. (2.21); Y m , y m , yy m (m : node number).

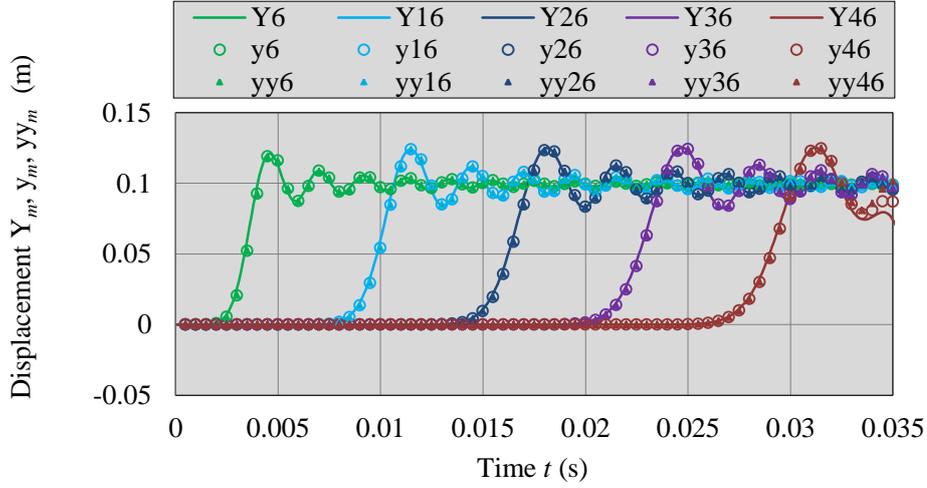


Fig. 2-8 Accuracy of solutions Eq. (2.17) and Eq. (2.21); Y: direct numerical computation; y: solution of Eq. (2.17); yy: solution of Eq. (2.21); Y_m, y_m, yy_m (m : node number).

2.2.3 制御則

制御則は境界条件の影響を受ける境界節点方程式が波動伝搬解を満たすように補償制御する手法で^{(65), (66)}, 懸垂索上端支持境界から1差分間隔の索位置に適用して, 境界節点運動方程式(2.22)が内部節点方程式と同じになるよう, 式(2.23)右辺の強制項を制御力として作用させるものである.

$$\ddot{y}_n + \frac{g}{\Delta z} \{ -(\lambda + n - 1)y_{n-1} + 2(\lambda + n - 1/2)y_n \} = 0 \quad (2.22)$$

$$\ddot{y}_n + \frac{g}{\Delta z} \{ -(\lambda + n - 1)y_{n-1} + 2(\lambda + n - 1/2)y_n \} = \frac{g}{\Delta z} (\lambda + n)y_{n+1} \quad (2.23)$$

ここで, 制御項の y_{n+1} は実在しない仮想変位であり, 実在変位 y_n, y_{n-1} から波動伝搬解を用いて演算する. すなわち, 境界の一節点内側で, 境界が存在しない場合の波動伝搬状態の力学的つり合いを強制的に実現する.

差分制御則を分布定数系の運動方程式(2.4)に適用する場合は, 式(2.23)に $\mu\Delta z$ を掛ければ分布力のつり合い式で表現できるので, $\mu g(\lambda + n)y_{n+1}$ を差分幅 $(n - 1/2)\Delta z \sim (n + 1/2)\Delta z$ の座標位置に作用する分布力として作用させればよいことが分かる.

2.3 制御シミュレーション

本節では自由振動と強制振動の制御シミュレーション応答を述べる。

2.3.1 集中質量を有しない下端自由境界の場合

(1) 自由振動制御

Fig. 2-9, Fig. 2-10 に索長1 m の 50 分割差分モデルの自由振動制御応答を示す。それぞれ制御則式(2.17)および式(2.21)を適用して $\Delta t = 1 \times 10^{-4}$ s, 畳み込み積分項数 $n_{ci} = 1500$ として直線状の初期変位を与えた場合の時刻歴応答である。Fig. 2-9(a), Fig. 2-10(a) は全節点の時間軸表示で, Fig. 2-9(b) は $t = 0 \sim 1.52$ s, Fig. 2-10(b) は $t = 0 \sim 1.6$ s でのモード形状である。いずれの場合も制御則が有効に作用している。制御則式は, より厳密な式(2.17)の場合の方が制御性は若干高いが顕著な差異は見られない。 $n = 50$ であり索質量の影響がそれほど無いためと考えられる。

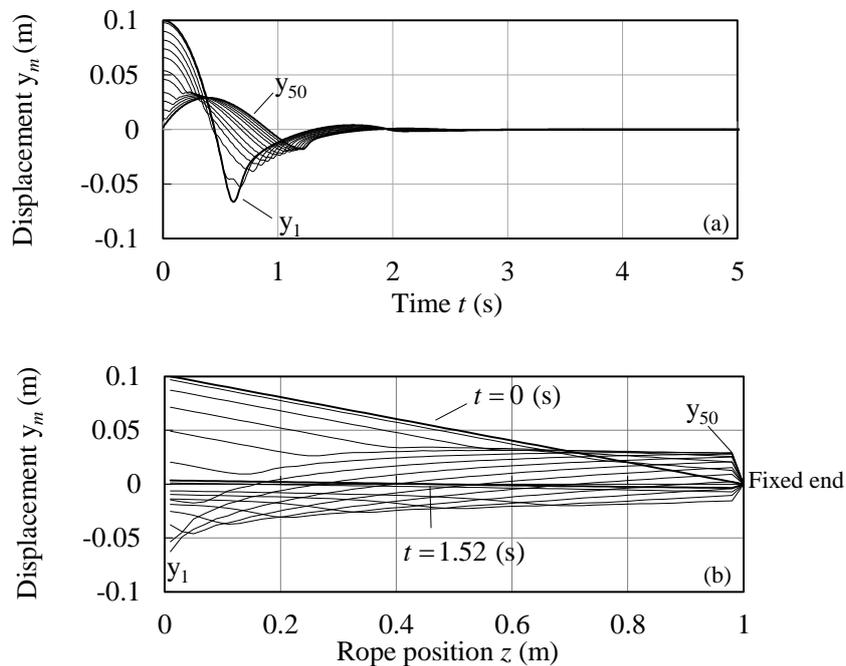


Fig. 2-9 Controlled free vibration of lower-end-free 50-DOF FDR with no load by control law Eq. (2.17); (a): time chart, (b): mode chart.

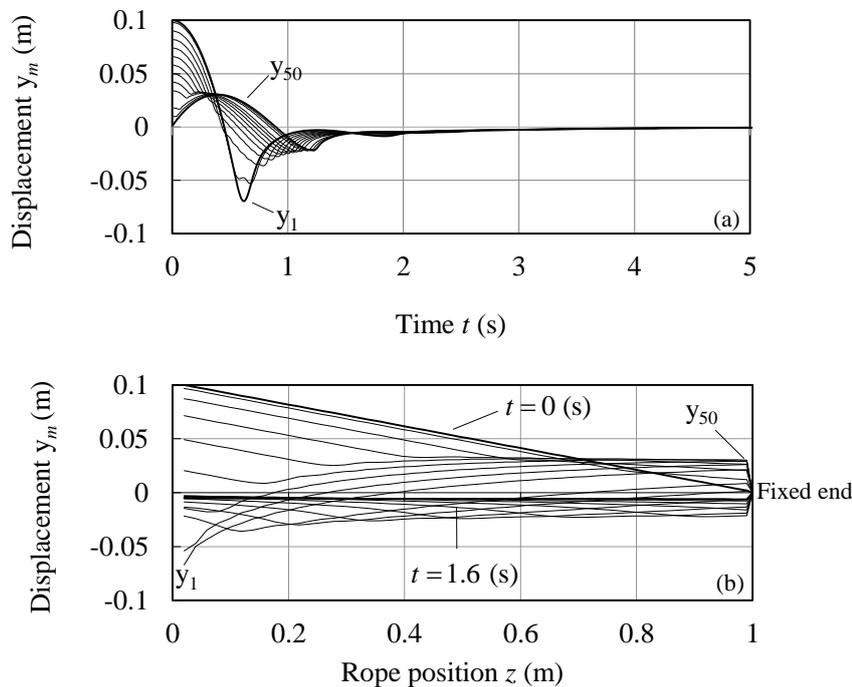


Fig. 2-10 Controlled free vibration of lower-end-free 50-DOF FDR with no load by control law Eq. (2.21); (a): time chart, (b): mode chart.

Fig. 2-11は制御則式(2.21)を分布定数系 (Distributed parameter rope system: DPR) の式(2.4)に適用した場合である (初期変位は1次モード形). 分布定数系応答は上端固定境界条件を満たすベッセル関数で解を表現するため, 隣接節点変位差の伝搬を基に求めた式(2.17)の制御則では安定な応答が求められなかった. 固定条件が差分波動伝搬特性を実現できないものと考えられる ($\Delta t = 10^{-4}$ s, $n_{ci} = 1500$). 分布定数系応答は差分モデル応答とほぼ同じで差分制御則の有効性が確認できる.

Fig. 2-11(b)より境界近傍もベッセル関数で滑らかに変位が表現できることが確認でき, 波動伝搬則式(2.21)が十分有用であることが分かる.

Fig. 2-9~Fig. 2-11の制御応答から分かるように, 境界条件除去制御である本制御手法は波動伝搬変位に追従するように制御するため外乱によっては境界近傍で変位が大きくなる. 索の場合は剛性が無視できるので境界近傍の変位は実用的には問題にならないと思われるが制御変位を抑制したい場合もある. そこで, 制御境界の変位が限界値を超える場合は制御しないで限界値内にある時間のみ制御力を発生させた制御応答を求めた. 制御則式(2.21)を利用した差分モデルの応答と分布定数系での応答を Fig. 2-12に示す. 制御時間が制限されるので整定時間が大きくなるが安定して制御できることが確認できる.

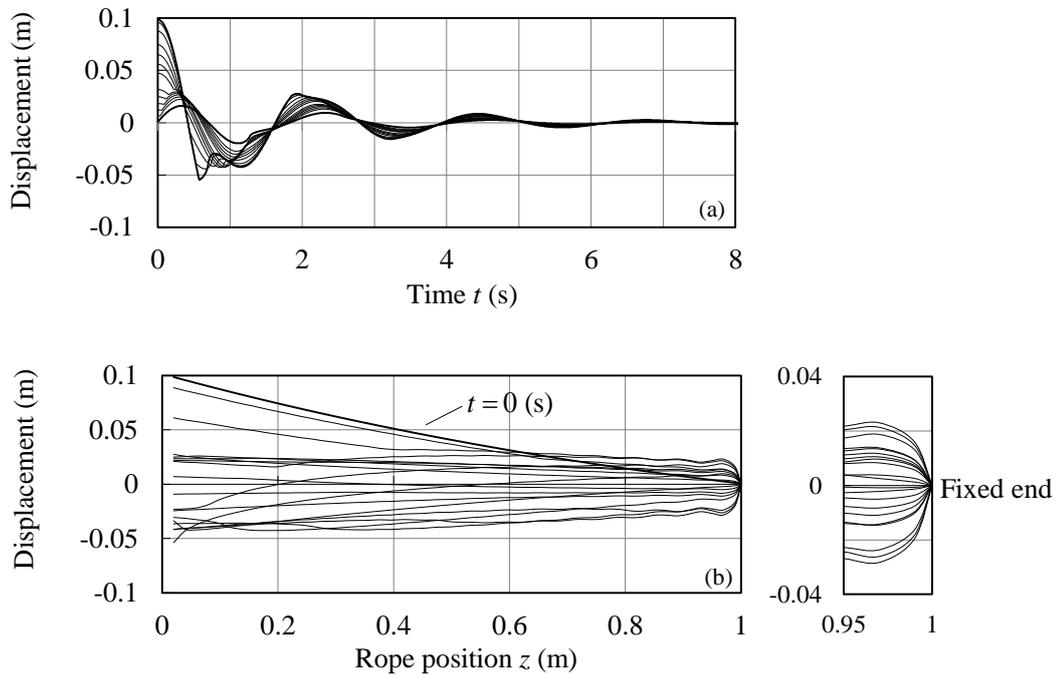


Fig. 2-11 Controlled free vibration of lower-end-free DPR with no load by control law Eq. (2.21); (a): time chart, (b): mode chart.

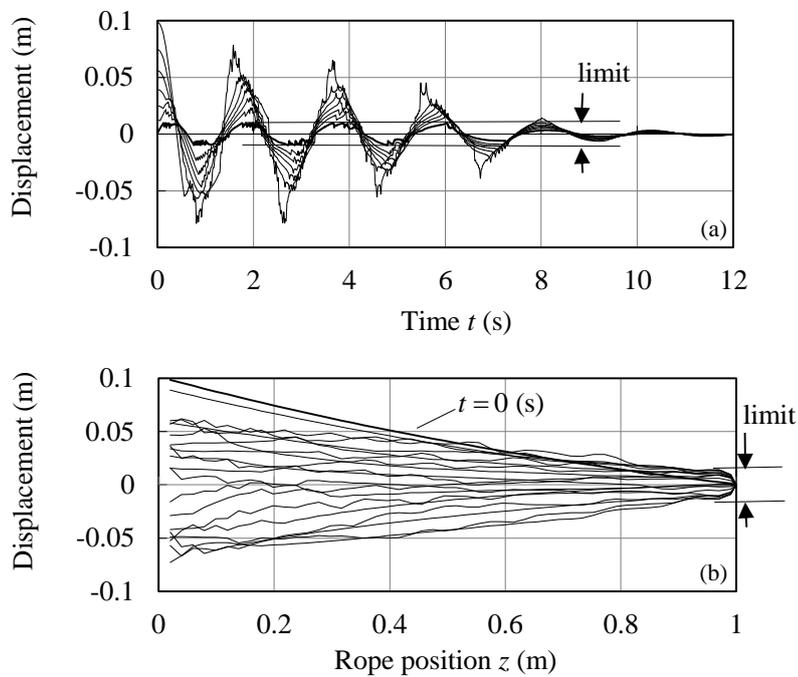


Fig. 2-12 Controlled free vibration of lower-end free DPR with no load and control displacement limit; (a) time chart, (b) mode shape.

(2) 強制振動制御

Fig. 2-13 に索長さ1 m の 50 分割差分Aモデルで節点 1 を加振した場合の節点 25 の周波数応答とシミュレーション応答を示す. 実線は非制御と制御周波数応答であり, *印, Δ 印, \circ 印は各固有振動数での時間軸応答振幅値である. *印は制御則は式(2.17)を用いた差分懸垂索系応答, Δ 印は制御則は式(2.21)を用いた差分懸垂索系応答, \circ 印は差分制御則式(2.21)を用いた分布定数系応答を示している. 分布定数系の応答計算では差分モデルの節点 1 に相当する範囲に分布加振力を作用させたときのゲインを示しており, 応答は十分小さい加振周波数に対する応答振幅(静的変位)で基準化して表示している. Fig. 2-13 より共振は消滅し波動伝搬状態が生成されていることがわかる.

差分モデル制御応答は周波数応答にほぼ一致している. 一方, 分布定数系応答は差分モデルより応答振幅がかなり小さい. 差分応答との差異の原因は不明であるが, ベッセル関

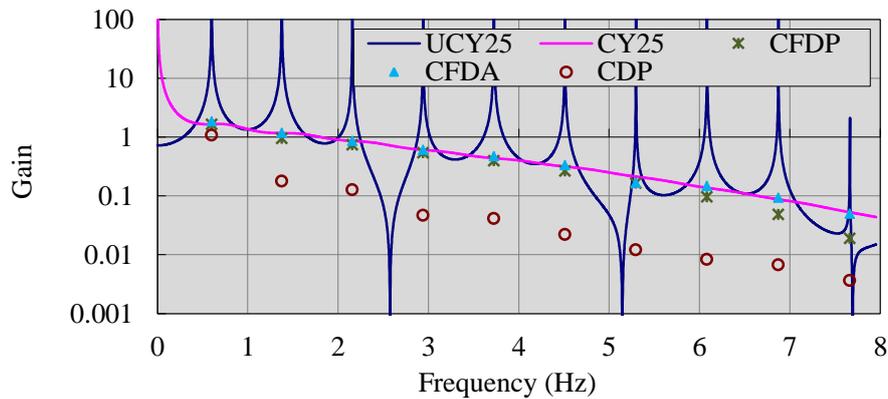


Fig. 2-13 Response of node 25 of 50-DOF FDR without load mass; UCY25: Frequency response with no control, CY25: frequency response with control, CFDP: Controlled response by using Eq. (2.17), CFDA: Controlled response by using Eq. (2.21), CDP: Controlled distributed parameter rope by using Eq. (2.21).

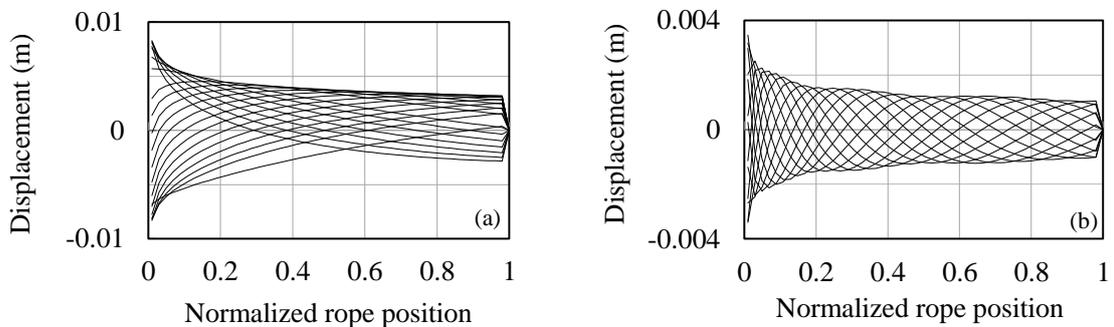


Fig. 2-14 Controlled mode shape of 50-DOF FDR.
(a) 1st natural frequency disturbance, (b): 4th natural frequency disturbance.

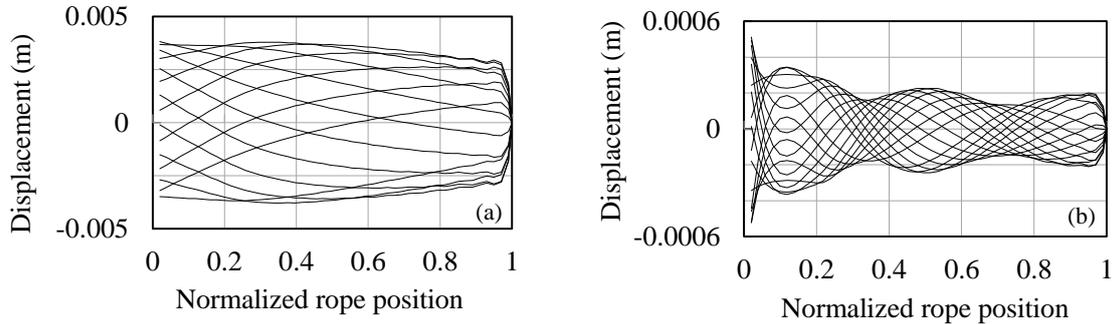


Fig. 2-15 Controlled mode shape of DPR
 (a) 1st natural frequency disturbance, (b): 4th natural frequency disturbance.

数の下端はモード形状が複雑であり加振外力の与え方や差分自由度数が影響していると考えられる。Fig. 2-14, Fig. 2-15 に差分モデル系と分布定数系の制御応答モードを示す。ベッセル関数解の分布定数系下端応答が差分モデル系と差異を有することが認められる。

2.3.2 集中質量を有する下端自由の場合

(1) 自由振動制御

Fig. 2-16 に $\lambda = 5000$ 、索長さ1 m の 50 分割差分モデルの自由振動制御応答を示す。制御則式(2.21)を適用して $\Delta t = 1 \times 10^{-4}$ s, $n_{ci} = 200$ で直線状の初期変位を与えた場合の時刻歴応答である。Fig. 2-16(a)は全節点の時間軸表示、Fig. 2-16(b)は $t = 0 \sim 6$ s でのモード形状である。モード波形から分かるように、下端質量に引きずられて、索はほぼ直線状に変位している(表示時間間隔が大きいため極端に見える)。索での波動伝搬が急速であるためである。また、差分モデルのため境界近傍変位に制約がないので索は垂直線状となっている(差分モデル制御応答では見かけ上境界が消失している)。図は省略しているが、 $\lambda = 100$ の場合は Fig. 2-10 に示す $\lambda = 0$ の特性が応答初期に現れて索の下端と制御上端の間で波動伝搬状態が見える。

大きな下端質量を有する場合は下端質量の動きにあわせて上端が変位するので制御境界端は質量変位と同じとなり、懸垂索制御としての特長がない。そこで、制御端変位に制限を与える場合を検討した。Fig. 2-17 に計算例を示す。整定時間は長くなるが十分小さい制御変位で振動が減衰していて、索内に伝搬する振動エネルギーが制御境界で吸収されていることが確認できる。

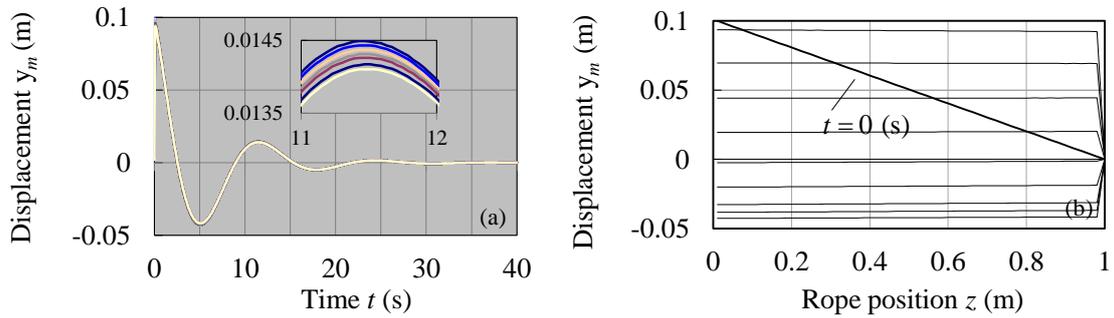


Fig. 2-16 Controlled free vibration of 50-DOF FDR with load mass by using Eq. (2.21); (a): Time chart, (b): Mode shape.

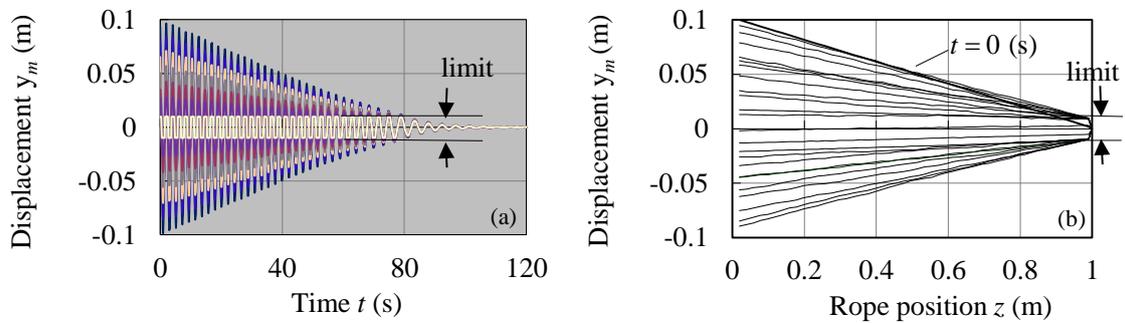


Fig. 2-17 Displacement-limited controlled free vibration of 50-DOF FDR with load mass by using Eq. (2.21); (a): Time chart, (b): Mode shape.

(2) 強制振動制御

Fig. 2-18 に $\lambda=5000$ ，索長さ1mの50分割差分Aモデルで $\Delta t=1 \times 10^{-4}$ s， $n_{ci}=200$ として節点1を加振した場合の節点25の制御応答とシミュレーション応答を示す. 実線は非制御と制御周波数応答であり，*印， Δ 印は各固有振動数での時間軸応答振幅値である. *印は制御則式(2.17)を用いた差分懸垂索系応答， Δ 印は制御則式(2.21)を用いた差分懸垂索系応答である. Fig. 2-18 より共振は消滅し波動伝搬状態が生成されていることがわかる. シミュレーション応答もほぼ周波数応答に一致しており制御則の有効性が確認できる. 制御則の波動伝搬解の差異はそれほどなく節点毎の索質量分布を考慮した式(2.17)の制御特性が必ずしも効果的とは限らない. Fig. 2-19 は制御変位に制限を与えない場合と制限を与えた場合の時間軸応答を示したものである. 定常値は同じであるが制御変位の過渡振動値が抑制できている. 制限変位が定常応答振幅以下の場合には明らかに応答が発散する(制御できない).

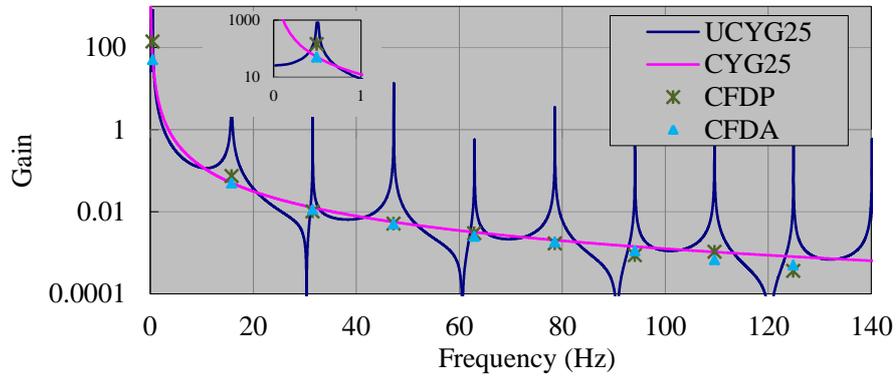


Fig. 2-18 Response of node 25 of 50-DOF FDR with load mass; UCYG25: frequency response with no control, CYG25: frequency response with control, CFDP: Controlled response by using Eq. (2.17), CFDA: Controlled response by using Eq. (2.21).

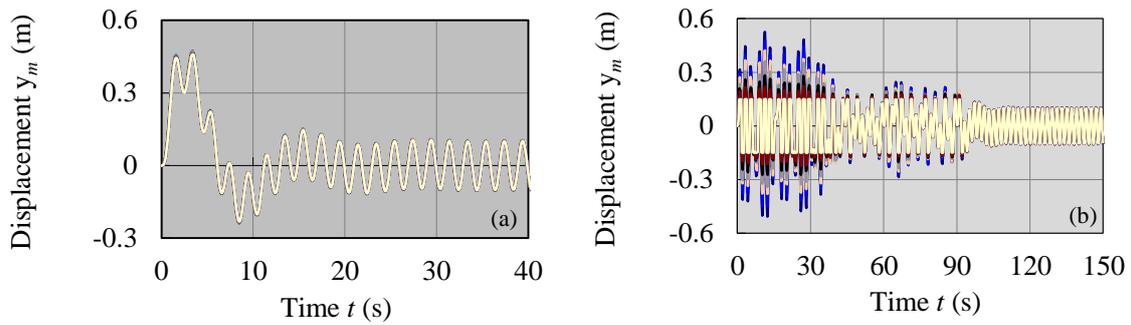


Fig. 2-19 Controlled response of 50-DOF FDR with load mass to 1st natural frequency disturbance by using Eq. (2.21); (a): With no control displacement limit, (b): With control displacement limit.

2.3.3 集中質量を有する下端固定境界の場合

Fig. 2-20 に $\lambda = 5000$ ，索長さ 1 m の 50 分割差分モデルで $\Delta t = 1 \times 10^{-4}$ s， $n_{ci} = 200$ として節点 5 を加振した場合の節点 25 の制御応答とシミュレーション応答を示す．実線は非制御と制御周波数応答であり，*印， \triangle 印， \circ 印は個々のモード対応の周波数応答である．*印は制御則は式(2.17)を用いて， \triangle 印は制御則は式(2.21)を用いた差分懸垂索系応答である． λ が十分大きいとして懸垂索全体が一定張力を受けると近似したときの固有関数（sin 関数）でモード展開した分布定数解を用いた制御応答も記している． \circ 印で表示する．制御則は式(2.21)で，索質量を考慮した差分制御応答に近い応答である．Fig. 2-20 より共振は消滅し波動伝搬状態が生成されていることがわかる．シミュレーション応答もほぼ周波数応答に一致しており制御則の有効性が確認できる．

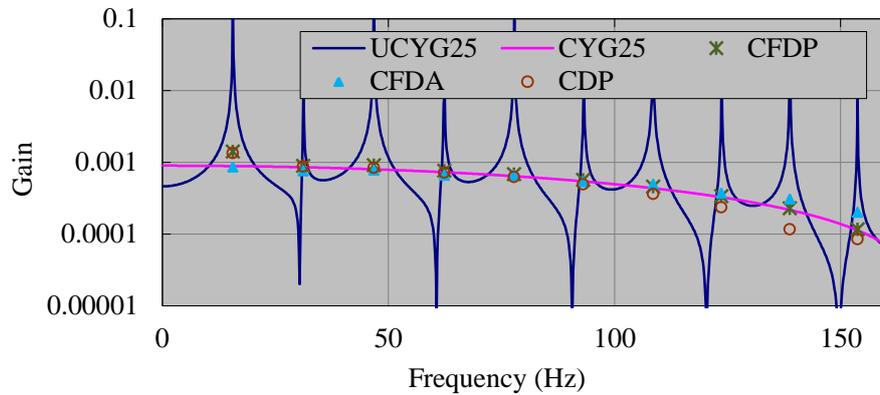


Fig. 2-20 Response of node 25 of lower-end-fixed FDR with load mass; UCYG25: frequency response with no control, CYG25: frequency response with control, CFDP: controlled response by using Eq. (2.17), CFDA: controlled response by using Eq. (2.21); CDP: controlled response of distributed rope by using Eq. (2.20).

2.4 制御則の特性

本節では波動制御時の索全体の波動伝搬から制御則式(2.17)と式(2.21)の特性を検討した。前節では制御変位に制限を与えた場合の応答計算に式(2.21)を用いた。式(2.17)では制振効果が確認できなかったため(発散する)であるが、その原因を検討した。Fig. 2-21, Fig. 2-22は $\lambda=100$ として式(2.17)および式(2.21)を用いた制御変位に制限を与えない自由振動制御応答で、制御力の印加パワーとその積分値である系へのエネルギー印加を示したものである(エネルギー表示数値に $\Delta z \cdot \Delta t$ を掛けると有限次元となる)。両図にほとんど差異はないが、Fig. 2-9, Fig. 2-10に類似して、式(2.17)の制御則の方が性能は若干よい。最大振幅が小さく印加エネルギー量も小さい。両図において、全エネルギーのマイナス分が索からの吸収エネルギーであるが、 $t \leq 0.4$ sまでは系にエネルギーを印加している。この間に索全体から制御端に向かった波動伝搬状態を生成していると考えられ、 $0.4 \text{ s} \leq t \leq 1.0$ sで制御端変位がゼロに復帰して印加エネルギーを取り戻し、さらに系のエネルギーも吸収している。 $1.0 \text{ s} \leq t \leq 1.5$ sでは変位が負側に変位して再び系にエネルギーを印加する。さらに、 $1.5 \text{ s} \leq t \leq 2.35$ sでエネルギーを吸収している。以後、エネルギーの変化は少なくなる。すなわち、本制御則では常に制御力がエネルギーを吸収しているのではなくエネルギー吸収特性が制御対象の波動伝搬状態に依存していることが分かる。明らかにいずれの制御式でも全吸収エネルギー量は同じである。ここで、系のエネルギー増減で特徴的なことは、制御節点 y_{50} がゼロから正または負方向に変位している時間では制御力が系にエネルギーを印可し、極大变位からゼロに向かう時間にエネルギーを吸収していることである。

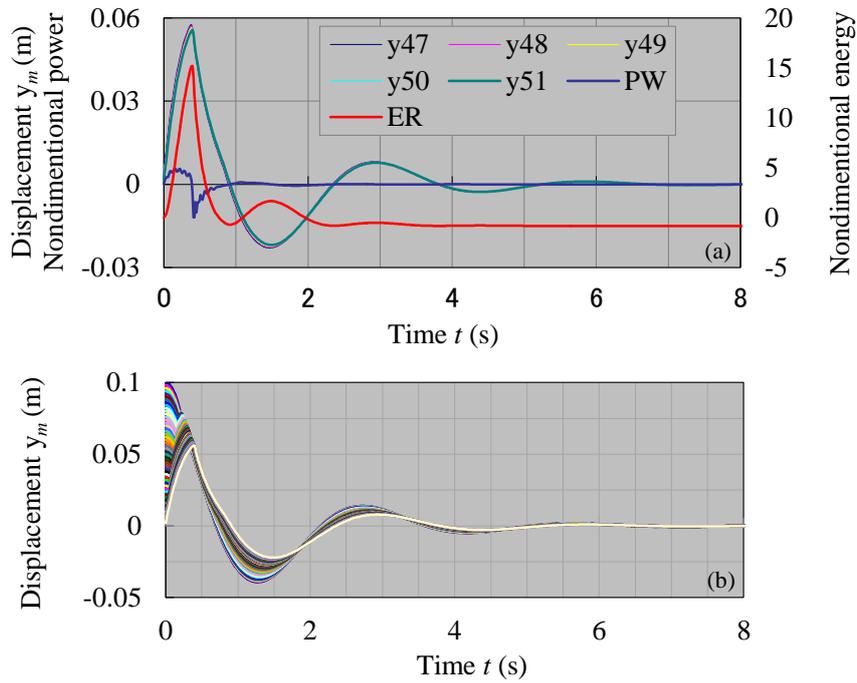


Fig. 2-21 Control power history and node displacement by Eq. (2.17) with no control displacement limit; (a) y_m : m th node displacement; PW: control power; ER: control energy; (b) all nodes displacements.

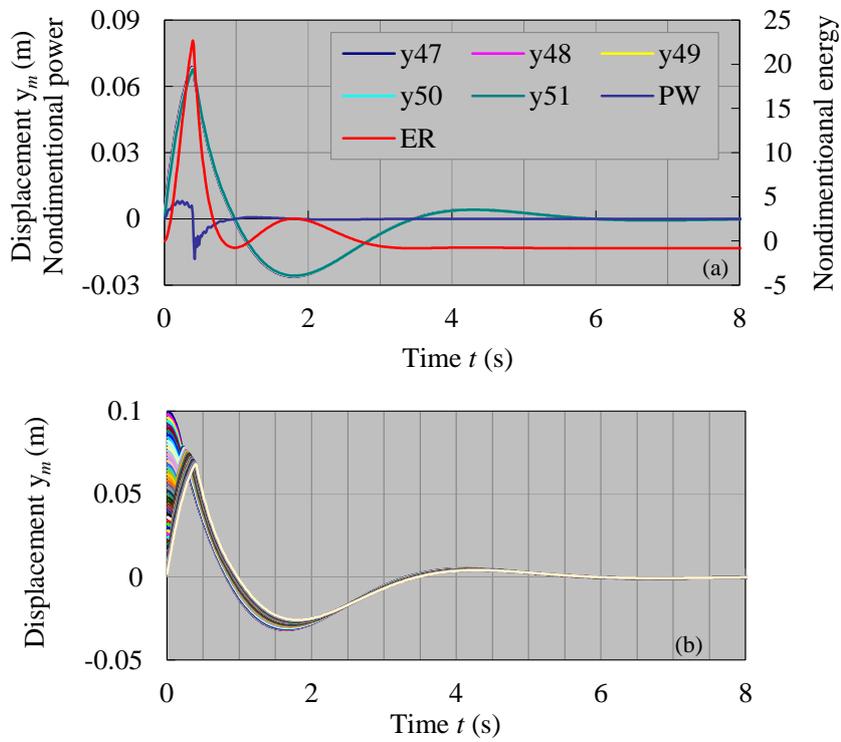


Fig. 2-22 Control power history and node displacement by Eq. (2.21) with no control displacement limit; (a) y_m : m th node displacement; PW: control power; ER: control energy; (b) all nodes displacements.

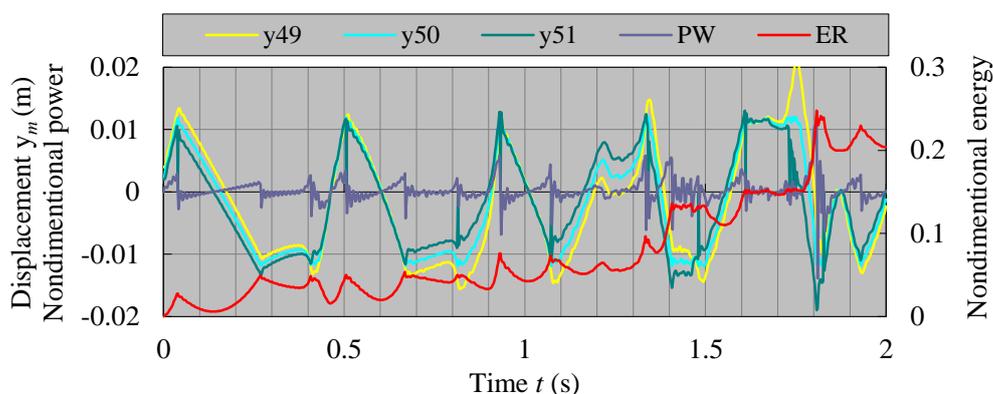


Fig. 2-23 Control power history and node displacement by Eq. (2.17) with control displacement limit; y_m : m th node displacement; PW: control power; ER: control energy.

Fig. 2-23, Fig. 2-24 は制御変位に制限 (± 0.01 m) を与えた場合の自由振動制御応答で, Fig. 2-23 は制御則式(2.17)の場合, Fig. 2-24 は制御則式(2.21)の場合である. Fig. 2-24 の場合は安定にエネルギーが吸収されているが, Fig. 2-23 の場合はエネルギーが追加され加振されている. 上述の制御力による系へのエネルギー印可・吸収の特性は, 変位制限を受けた場合も同様であることが確認できる. Fig. 2-24(b)の詳細な時刻歴から, 制限値近傍での変位に対しても原点から離れる方向の運動時にはエネルギーを印可し, 逆の場合にはエネルギーを吸収している. これらの挙動の積分として安定制御か不安定制御かが分かれるが, Fig. 2-21 と Fig. 2-22 に見られる定量的な挙動の差異が制限変位内での運動に対しても現れているのではないかと考えられる.

なお, Fig. 2-23 と Fig. 2-24 は直線的な初期変位を与えた場合の応答であるが, 初期速度を初期条件とする場合など種々の初期条件の応答でも同様の特性を確認して本制御法の基本的な特徴であると考えられる.

以上より, 式(2.21)の制御則が式(2.17)の制御則より懸垂索の波動制御としてロバストであることが分かる.

2.5 結言

懸垂索の振れ止め制御として差分モデルに基づく固定上端での境界除去制御を行う波動制御法を提案した. 主な知見および成果は以下の通りである.

懸垂索分布定数系運動方程式の解析的な波動伝搬解は知られていないため差分波動伝搬近似解を導出した.

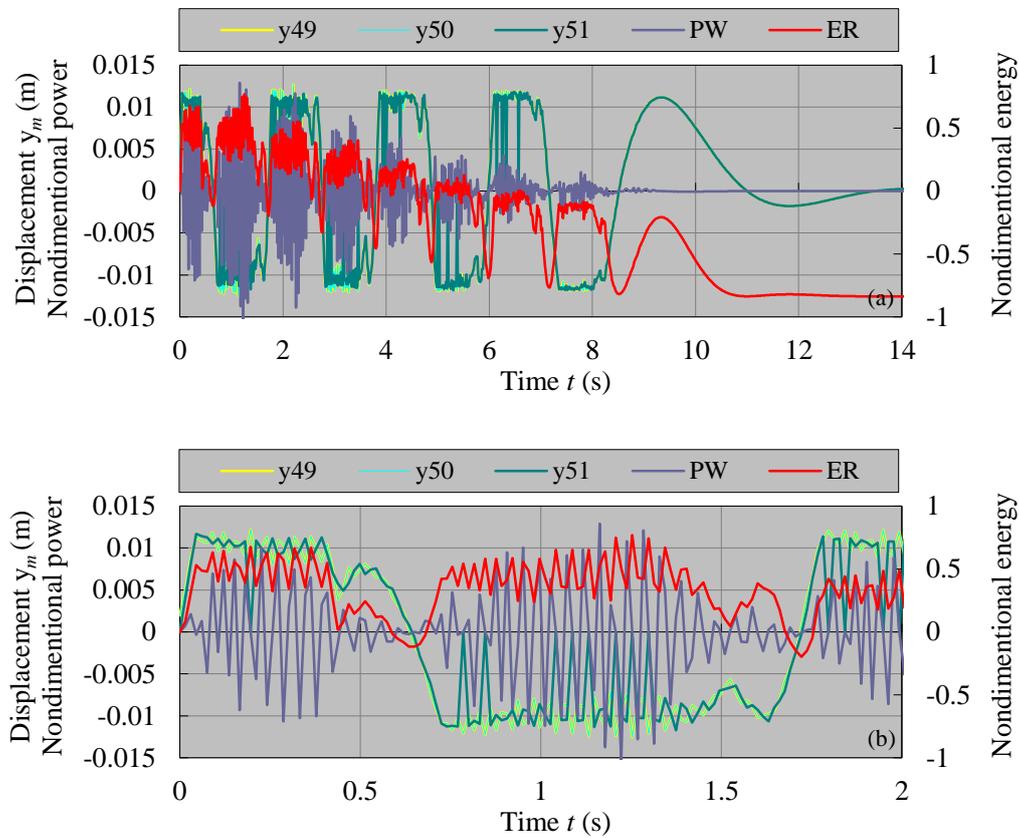


Fig. 2-24 Control power history and node displacement by Eq. (2.21) with control displacement limit;(a),(b) y_m : m th node displacement; PW: control power; ER: control energy.

下端自由境界に付加質量がない場合の境界値問題の一般解（0次第1種ベッセル関数）を用いて差分近似解の分布定数系での制御性を検証した。

上端固定下端付加質量無の自由端，上端固定下端付加質量有の自由端，上端端固定下端付加質量有の固定端の差分モデルシミュレーションによって周波数応答にほぼ一致する制御応答を確認した。

上端固定下端付加質量無の自由端の分布定数系シミュレーションによって差分モデルシミュレーションに近い制御応答を確認した。

境界近傍制御変位は制御に制限を与えることで整定時間を犠牲にするが任意に調整できることを確認した。

第2章の参考文献

- (63) コシリアニコフ, グリコエル, スミルノフ(藤田宏ほか訳), 偏微分方程式上, 岩波書店 (1974), pp.196-199.
- (64) 杉山吉彦ほか, 差分法による柱の非保存的不安定問題の研究, 日本機械学会論文集, 37 巻 295 号 (1970), pp. 455-461.
- (65) 西郷宗玄ほか, はりの境界近傍における波動吸収制御, 日本機械学会論文集(C編), 73 巻 734 号 (2007), pp. 2719-2725.
- (66) 西郷宗玄, 岩本宏之, はりの差分近似解を用いた境界近傍での制振制御, 日本機械学会論文集(C編), 76 巻 770 号 (2010), pp. 2536-2544.

第3章 多重懸垂単振子系の波動制御

3.1 緒言

本章では、懸垂索質量を無視して下端の懸垂荷質量のみを考慮する単振子系としての制振法を研究した。汎用の産業機械であるクレーンには簡便でロバストな制御法が実用面では有用であるので、精密な制御対象モデルを用いない制御法の一つとしてSaigoら^{(61), (67)-(69)}によって提案された波動制御法を基礎とした制振法を研究した。Saigoらの制御法は、Fig. 3-1(a)に示すように、制御対象の懸垂体が仮想的に多重懸垂体に懸垂された状態を支持点加速度によって実現して波動伝搬状態を生成するもので、仮想的な多重懸垂体は制御器内に数学モデルとして構築され、オンラインで挙動が演算されている。仮想懸垂体の波動伝搬特性を利用しているが、仮想懸垂体モデルの支持点では波動反射が生じるため随時「初期化」を行って変位と速度をゼロとしている (Fig. 3-1(b))。初期化時に波動伝搬状態が不連続になるため制振性が劣化していると考えられる。また、仮想懸垂体の適応的な変更が煩雑であると考えられる。

そこで、本研究では、波動伝搬解を開発して初期化を必要としない波動制御法を開発した。波動伝搬解の有用性を確認するため3自由度懸垂単振子系の制御を対象とした。本研究の目的は1自由度単振子でモデル化できるクレーン索質量系の制振であるが、開発する波動伝搬解は均質3自由度懸垂単振子の近似解であるため、制御対象として3自由度系が必要であるためである。最下端単振子がクレーン索質量に対応し、上端側の均質2自由度単振子は制振装置の一部であると見做す。一方、制御は支持点の加速度制御であり、波動制御された系は支持点位置の位置決め性能を有していない。つまり、水平方向に支持されていない剛体系となるので、制振が完了して制御加速度=0となっても、それまでに印可した加速度の積分値である速度と変位がゼロになる保証がない。そのため、フィードバック制御により補償する必要がある。波動制御支持点加速度に支持点の速度と位置のフィードバックを重畳した制御法を提案した。提案手法の制御性について数値シミュレーションにより検証し、さらに、フィードバック係数の制御特性に及ぼす影響も調べた。制御則の有効性を確認するための実験を行った。実験は均質3自由度懸垂単振子と均質2自由度懸垂単振子に1自由度索質量系を懸垂した3自由度懸垂系で行った。

以下、本論文で扱う多自由度懸垂単振子系で、「均質」とは質量と振子長さが全て同一の振子系を意味し、「不均質」とは質量は同一であるが長さが異なる振子系を意味する。一般的には質量が不均質の場合もあるが、波動制御として利用しやすい特性を確認できなかったため全質量を同一とする場合のみを対象とした。単振子系質量は下端荷質量と見做せばよいので制御則は荷質量には依存しない。

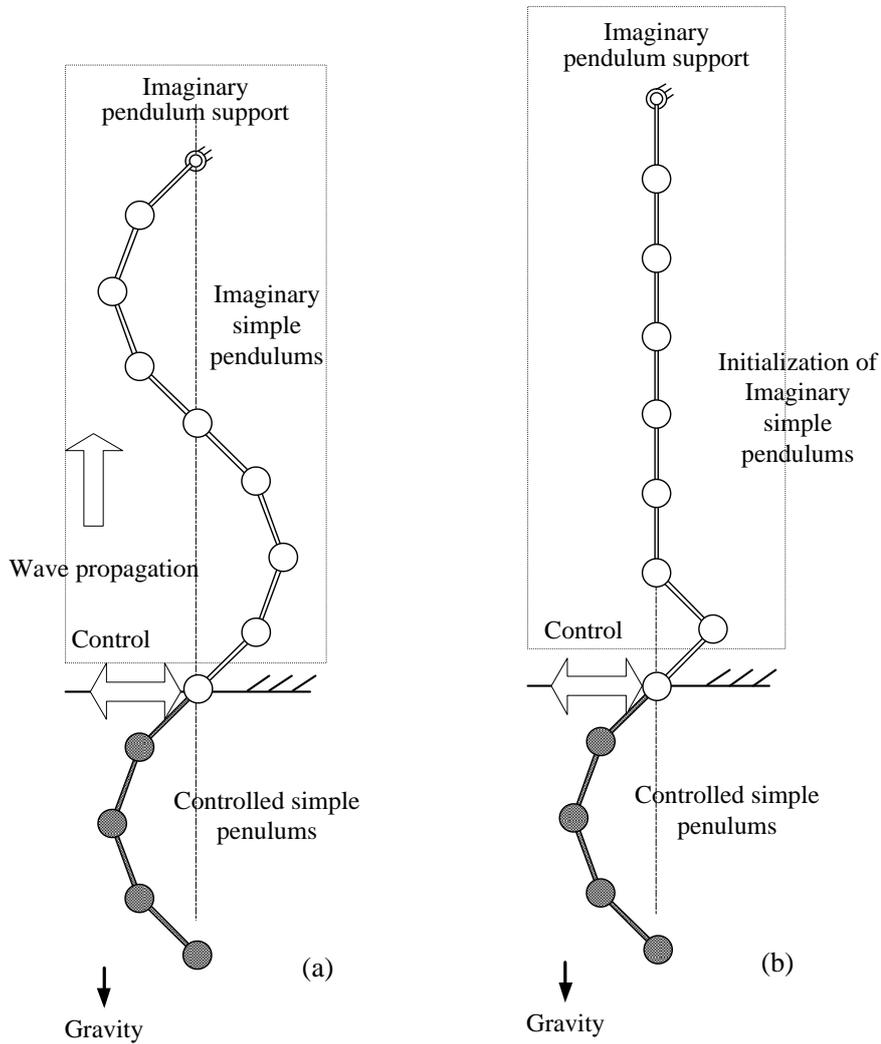


Fig. 3-1 Wave control of multiple simple pendulum system by using imaginary pendulum system. (a) Wave propagation from real pendulums to imaginary pendulums (b) Initialization of imaginary system.

3. 2 制御則

3. 2. 1 運動方程式と制御則

Fig. 3-2 は支持点加速度 \ddot{x}_{n+1} を持った n 個の単振り子からなる多重懸垂系を示している. k 番目振り子の質量, 長さ, 振れ角をそれぞれ m_k, l_k, θ_k とする.

支持端が加速度 \ddot{x}_{n+1} を受ける多重懸垂単振り子系の運動方程式をラグランジュの運動方程式から導く. 振り子振れ角 θ_k は微小であるとする, k 番目の振り子の運動エネルギー T_k と

ポテンシャルエネルギー U_k は次式で表される.

$$T_k = \frac{1}{2} m_k \left(\dot{x}_n + \sum_{j=k+1}^n l_j \dot{\theta}_j \right)^2 + \frac{1}{2} m_k l_k^2 \dot{\theta}_k^2 + m_k l_k \left(\dot{x}_n + \sum_{j=k+1}^n l_j \dot{\theta}_j \right) \dot{\theta}_k \quad (3.1)$$

$$U_k = -m_k g \left\{ l_k \left(1 - \frac{\theta_k^2}{2} \right) + \sum_{j=k+1}^n l_j \left(1 - \frac{\theta_j^2}{2} \right) \right\} \quad (3.2)$$

ラグランジュアン $L = \sum_{k=1}^n (T_k - U_k)$ から運動方程式を求めると, 次式系となる

$$l_1 \ddot{\theta}_1 + g \left\{ m_1 \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \theta_1 - (m_1 + m_2) \frac{1}{m_2} \theta_2 \right\} = 0 \quad (3.3)$$

$$l_k \ddot{\theta}_k + g \left\{ -\frac{1}{m_k} \left(\sum_{j=1}^{k-1} m_j \right) \theta_{k-1} + \left(\frac{1}{m_k} + \frac{1}{m_{k+1}} \right) \left(\sum_{j=1}^k m_j \right) \theta_k - \frac{1}{m_{k+1}} \left(\sum_{j=1}^{k+1} m_j \right) \theta_{k+1} \right\} = 0 \quad (3.4)$$

($k \neq 1, n$)

$$l_n \ddot{\theta}_n + g \left\{ -\frac{1}{m_n} \left(\sum_{j=1}^{n-1} m_j \right) \theta_{n-1} + \frac{1}{m_n} \left(\sum_{j=1}^n m_j \right) \theta_n \right\} + \ddot{x}_{n+1} = 0 \quad (3.5)$$

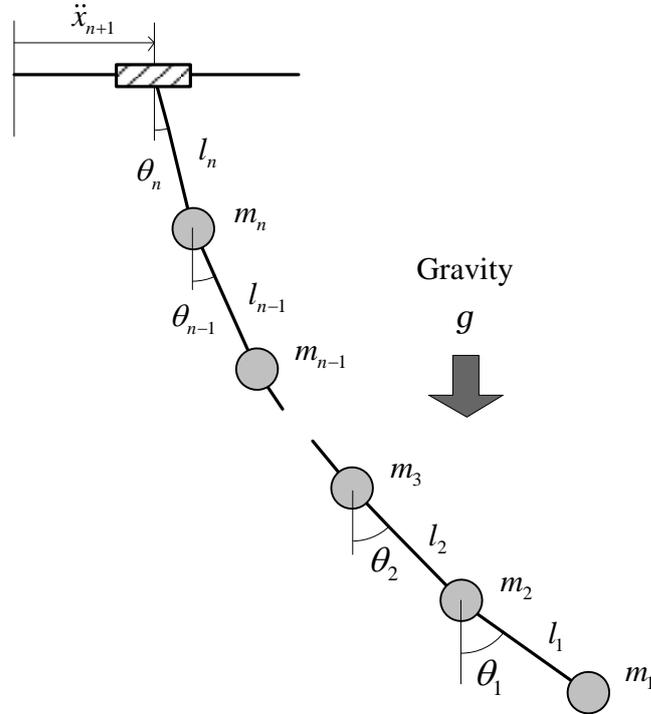


Fig. 3-2 Non homogeneous multiple pendulum.

前章で扱った，支持点が固定されている場合の波動制御法の考え方を適用して制御則を求めると，仮想的に $(n+1)$ 番目の振子を仮定し，最上端 n 番目振子の運動方程式を境界の影響を受けない内部振子の運動方程式と同じ形になるようにして境界除去を考える． $(n+1)$ 番目の振子がある場合， n 番目振子の運動方程式は次のようになる．

$$l_n \ddot{\theta}_n + g \left\{ -\frac{1}{m_n} \left(\sum_{j=1}^{n-1} m_j \right) \theta_{n-1} + \left(\frac{1}{m_n} + \frac{1}{m_{n+1}} \right) \left(\sum_{j=1}^n m_j \right) \theta_n - \frac{1}{m_{n+1}} \left(\sum_{j=1}^{n+1} m_j \right) \theta_{n+1} \right\} = 0 \quad (3.6)$$

式(3.5)と式(3.6)より n 番目の振子の支持点を加速度制御して境界を除去するには，水平加速度 \ddot{x}_{n+1} として次式が成立すればよいことが分かる．

$$\ddot{x}_{n+1} = g \left\{ \frac{1}{m_{n+1}} \left(\sum_{j=1}^n m_j \right) \theta_n - \frac{1}{m_{n+1}} \left(\sum_{j=1}^{n+1} m_j \right) \theta_{n+1} \right\} = 0 \quad (3.7)$$

ここで，制御量を得るためには θ_{n+1} が必要である．均質多重単振子系の場合には以下のように近似波動伝搬解を導出することができる．波動伝搬解を利用することで計測する θ_n を用いると θ_{n+1} を演算できる．

3.2.2 均質多重単振子系の波動伝搬解

均質多重単振子系の振子長さを l とすると k 番目の振子の運動方程式は次式となる．

$$\ddot{\theta}_k + \frac{g}{l} \left\{ -(k+1)\theta_{k+1} + 2k\theta_k - (k-1)\theta_{k-1} \right\} = 0 \quad (3.8)$$

ここで， $\Theta(s)_k = L[\theta(t)_k]$ と置き，ラプラス変換すると次式が得られる．

$$\frac{g}{l} (k+1)\Theta(s)_{k+1} - \left(s^2 + 2k \frac{g}{l} \right) \Theta(s)_k + \frac{g}{l} (k-1)\Theta(s)_{k-1} = 0 \quad (3.9)$$

式(3.9)の解を式(3.10)と置く．

$$\Theta(s)_k = \gamma(s)^k / k \quad (3.10)$$

式(3.10)と式(3.9)から式(3.11)が得られる．

$$\gamma(s)^2 - \left\{ 2 + \left(s / \sqrt{kg/l} \right)^2 \right\} \gamma(s) + 1 = 0 \quad (3.11)$$

式(3.11)から座標正方向に伝搬する波動伝搬解式(3.12)が得られる．

$$\gamma(s) = \frac{1}{4} \left\{ \sqrt{4 + \left(s / \sqrt{kg/l} \right)^2} - s / \sqrt{kg/l} \right\}^2 \quad (3.12)$$

式(3.12)のラプラス逆変換を行うと式(3.13)となる．

$$L^{-1}[\gamma(s)] = \frac{2}{t} J_2(2\sqrt{kg/l} \cdot t) \quad (3.13)$$

J_2 : 2次第1種ベッセル関数.

式(3.10)から, 隣接振子角度が伝達関数として

$$\Theta(s)_{k+1} = \frac{k}{k+1} \gamma(s; k) \cdot \Theta(s)_k \quad (3.14)$$

で表されるので, 式(3.13), 式(3.14)から時間領域では畳み込み積分として

$$\theta_{k+1}(t) = \frac{k}{k+1} \int_0^t \frac{2}{t-v} J_2[2\sqrt{kg/l} \cdot (t-v)] \theta_k(v) dv \quad (3.15)$$

で表される. k 番目の振子角度から $(k+1)$ 番目の振子角度が畳み込み積分式(3.15)で演算できる.

ここで, 方程式(3-12)より, 座標正方向に伝搬する近似波動伝搬解を得られるためには,

$$4 + \left(s / \sqrt{kg/l} \right)^2 \geq 0 \quad (3.16)$$

が成立しなければならない.

3.2.3 波動伝搬解の非均質多重単振子系への適用

支持端で制御を行うため, 式(3.7), 式(3.15)により, 多重単振子系上端から連続3振子が均質であれば波動伝搬解を利用して制御量が演算できる. つまり, 質量は同一であるが最下端振子長さ l_1 とそれ以外の振子長さ l が異なる振子系(非均質多重振子系)で波動伝搬解も使用可能である. 振子長比パラメータとして $\lambda = l/l_1$ を導入する.

式(3.16)より, $k=n$ として, n 自由懸垂単振子系には近似波動伝搬解の限界振動数 Ω^* がある. n 自由度懸垂単振子系の最大固有振動数 Ω_n が波動伝搬解の限界内であれば波動制御はできる. すなわち, 次式が波動制御の必要条件である.

$$\Omega_n \leq \Omega^* = 2\sqrt{ng/l_1\lambda} \quad (3.17)$$

前項で得られた近似波動伝搬解の精度と非均質多重単振子系への適用性を確認する.

Fig. 3-3 に近似波動伝搬解と直接シミュレーション解との比較を示す. 33自由度振子系で最下端振子に初期条件 ($\theta_1 = 1$, $\dot{\theta}_1 = -1$) を与えた場合である. Fig. 3-3(a), (b), (c) はそれぞれ $\lambda = 0.2, 1, 4$ の場合で, 無次元時間 $\tau = t\sqrt{g/l_1}$ を用いている. 実線は直接シミュレーション解であり, $\diamond \circ \square$ 印は式(3.15)を用いて畳み込み計算した近似解である. \diamond 印 θ_{2-1} は θ_1 から θ_2 , \circ 印 θ_{3-2} は θ_2 から θ_3 , \square 印 θ_{4-3} は θ_3 から θ_4 を演算した解を表す. Fig. 3-3 から近似解 θ_{2-1} と直接シミュレーション解 θ_2 との誤差は多く, また, λ が大きい場合は, 近似解 θ_{3-2} と直接シミュレーション解 θ_3 との誤差が多いことが分かる. しかし, 近似解 θ_{4-3} と直

接シミュレーション解 θ_4 は λ に関わらず十分な精度があることが分かる。すなわち、近似解を適用するには3自由度以上の自由度をもつ均質多重振子系が必要であることが分かる。

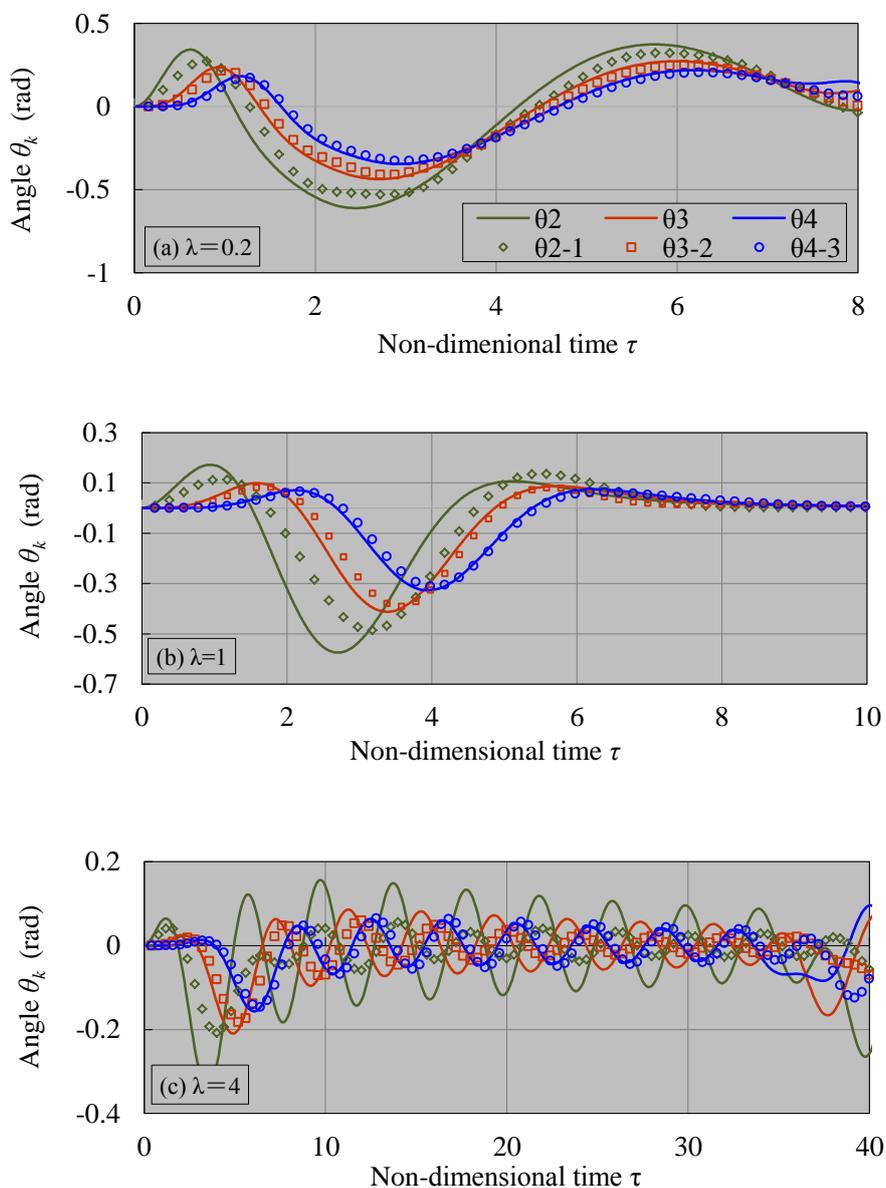


Fig. 3-3 Response of free vibration of 33-DOF homogeneous simple pendulums with initial conditions with initial conditions $\theta_1 = 1$, $\dot{\theta}_1 = -1$. Rigid lines: exact solutions; Marker: approximate solutions.

3.3 3自由度単振り子系の波動制御

本節では、振り子質量が同一であり、最下端振り子以外は同一振り子長さの非均質3自由度単振り子系の波動制御性を調べる。

多重懸垂単振り子系の運動方程式と制御則から非均質3自由度単振り子系の方程式と制御則は次式になる。

$$l_1 \ddot{\theta}_1 + g(2\theta_1 - 2\theta_2) = 0 \quad (3.18)$$

$$l \ddot{\theta}_2 + g(-\theta_1 + 4\theta_2 - 3\theta_3) = 0 \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} l \ddot{\theta}_3 + g(-2\theta_2 + 3\theta_3) + \ddot{x}_4 &= 0 \\ \ddot{x}_4 &= -g(-3\theta_3 + 4\theta_4) \end{aligned} \quad (3.20)$$

式(3.20)の支持端制御水平加速度 \ddot{x}_4 は、式(3.15)を用いて θ_4 を θ_3 から演算して求めることができる。

Fig. 3-5 は、3自由度懸垂単振り子系の固有振動数および波動伝搬限界とパラメータ λ の関係である。Fig. 3-5は無次元時間 $\tau = t\sqrt{g/l_1}$ 表示である。Fig. 3-5より、均質多重単振り子 ($\lambda=1$) の場合は、波動伝搬限界が存在するが、振り子系の固有振動数が波動伝搬限界を越えない。しかし、非均質多重単振り子 ($\lambda \neq 1$) の場合、 λ の限界値がほぼ5であることが分かる。

Fig. 3-6に3自由度振り子系で最下端振り子を加振した場合の周波数応答を示す。無次元時間 $\tau = t\sqrt{g/l_1}$ 表示で、振り子長さ比パラメータ $\lambda (=l/l_1) = 0.2, 1, 4, 6$ の場合である。Fig. 3-6

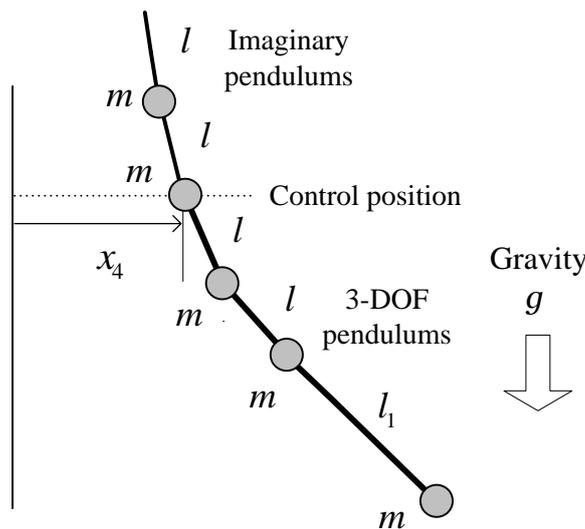


Fig. 3-4 Wave control of the 3 DOF nonhomogeneous simple pendulum system.

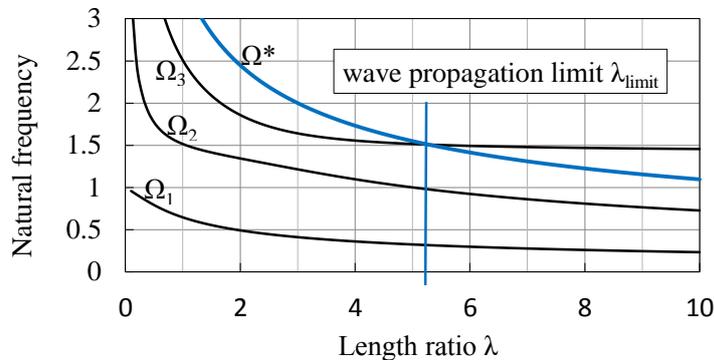


Fig. 3-5 Natural frequencies and wave propagation limit of 3-DOF non-homogeneous pendulum system to the length ratio λ .

(a_i) [$i=1-4$]は応答ゲインで, G_1 =第1振子のゲイン, G_2 =第2振子のゲイン/第1振子のゲイン, G_3 =第3振子のゲイン/第2振子のゲインである. 波動伝搬限界内では λ が何れ場合も G_2, G_3 の挙動が一致する. 特に G_3 が周波数にかかわらず一定値である. これは式(3.14)より, 第3振子と第2振子の角度振幅比が $2/3$ であるためである. Fig. 3-6(b_i) [$i=1-4$]は位相で, P_1 =第1振子の位相, P_2 =第2振子の位相-第1振子の位相, P_3 =第3振子の位相-第2振子の位相である. $\lambda=1$ の場合のFig. 3-6(a_2), (b_2)では, 波動伝搬状態がほぼ理想的に生成されていることが分かる. 一方, $\lambda \neq 1$ のFig. 3-6(a_1), (b_1)とFig. 3-6(a_3), (b_3)では共振を抑制できるが, 減衰が足りないので1次固有振動と3次固有振動のピークが残り, 位相が非制御の位相に近いことが分かる. また, Fig. 3-6(a_4), (b_4)より3次固有振動が制御できないことが分かる. これはFig. 3-5に述べた $\lambda=6$ が波動伝搬限界を超えた場合であるためである.

Fig. 3-7は3自由度振子系の自由振動制御の時間軸応答である. Fig. 3-7(a_1)~(a_4)は, それぞれ $\lambda=0.2, 1, 4, 6$ として, 初期変位 $\theta_1=1, \dot{\theta}_1=0$ を与えた制御シミュレーション結果である. $\lambda=0.2, 1$ の場合の制御応答角振動数は約 π rad/sである. $\tau=t\sqrt{g/l_1}$ によって, 有次元時間を無次元時間に変換すると, 周波数応答 Fig. 3-6(a_1), (a_2)の1次固有振動数とほぼ同じであることが確認できる. $\lambda=4, 6$ の場合の制御応答角振動数は約 1.4π rad/sであり, 周波数応答 Fig. 3-6(a_3), (a_4)の3次固有振動数とほぼ同じであることが確認できる. $\lambda \neq 1$ の場合は $\lambda=1$ の場合に比べて, 整定時間が長く制御効果が悪いことが分かる. 特に $\lambda=6$ の場合は振動が残って制御できない. Fig. 3-6とFig. 3-7の制御応答が一致することで, 3自由度の波動制御性, 特に, 均質場合の波動伝搬性がほぼ一番良いことを再確認した.

ここでは, 初期条件 $\theta_1=1, \dot{\theta}_1=0$ として λ に対する時間シミュレーションしたが, 他の初期条件を与えた3自由度振子系の振れ角の収束時間がほぼ同じことも確認している.

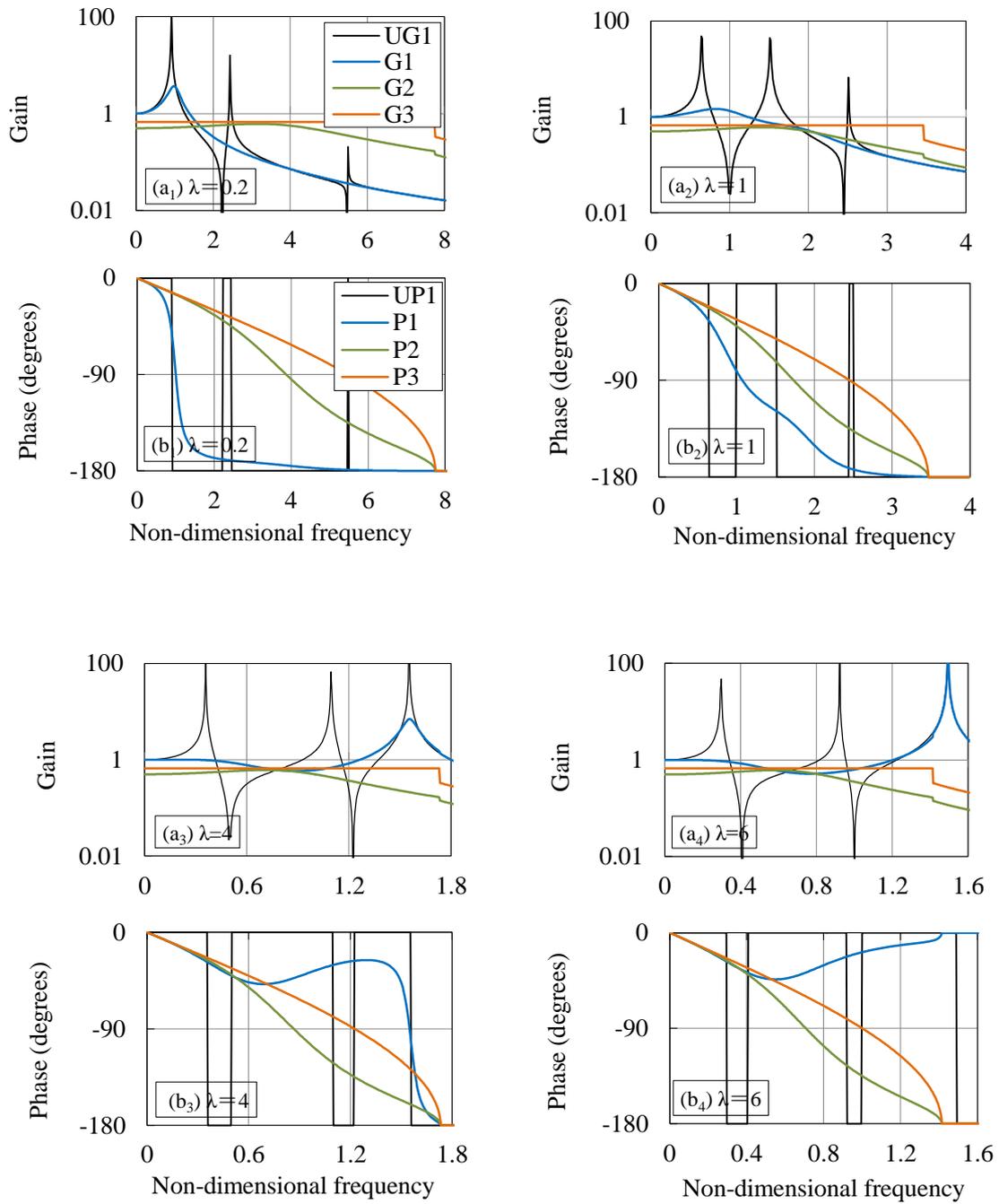


Fig. 3-6 Controlled response of 3-DOF nonhomogeneous pendulum system to the disturbance on the first pendulum for $\lambda = 0.2, 1, 4, 6$. UG(P)1: Uncontrolled gain (phase) of the first pendulum. $G_i(P_i)$: Controlled gain (phase) of the i -th pendulum ($i = 1, 2, 3$).

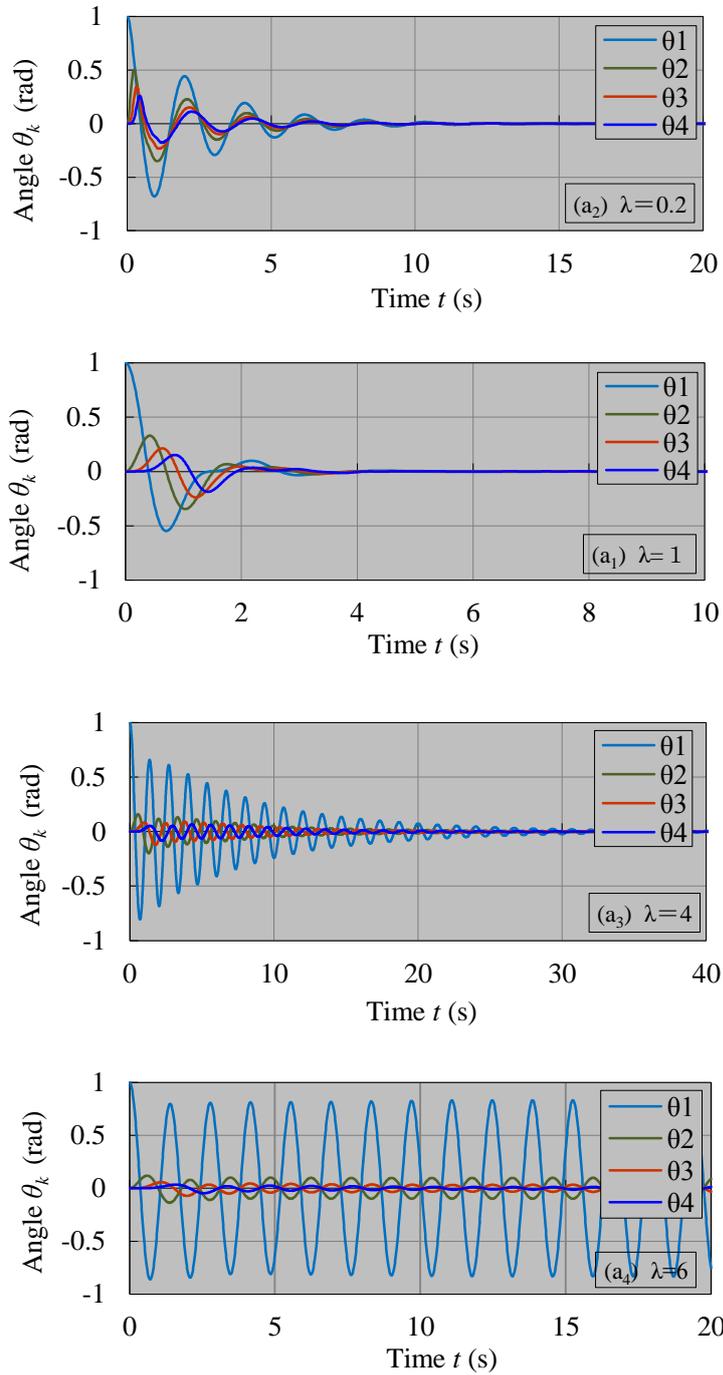


Fig. 3-7 Controlled free vibrations of 3-DOF nonhomogeneous pendulum system with initial conditions $\theta_1 = 1$, $\dot{\theta}_1 = 0$ for $\lambda=0.2, 1, 4$ and 6 .

3.4 3自由度単振子系の支持点位置制御

式(3.7)は振れ角制御を支持点横加速度制御で行うため、制御対象振子系の初期条件によっては振れ角がゼロとなる時点で支持点位置の変動や支持点速度が残った状態で制御が終了する可能性がある。そこで、支持点横加速度として次式(3.21)に示す位置と速度のフィードバック量を重畳した加速度 a を制御量とする。

$$a = K_a \ddot{x}_{n+1} - K_v \dot{x}_{n+1} - K_p (x_{n+1} - x_f) \quad (3.21)$$

ここで、 K_a, K_v, K_p はフィードバック係数で、 x_f は制御後の支持点目標位置である。

式(3.21)のフィードバック項は支持点を含む制御対象が剛体として1自由度減衰振動するとして次式に基づいて導入したものである。

$$\ddot{x}_{n+1} + K_v \dot{x}_{n+1} + K_p (x_{n+1} - x_f) = 0 \quad (3.22)$$

最適なパラメータ K_a, K_v, K_p を探索するため、次式の評価関数で制振性を評価する。

$$R(t) = \sqrt{\sum_{j=1}^n \theta_j^2 + \{(x_{n+1} - x_f)/l\}^2} \quad (3.23)$$

$R(t)$ は、多重単振子系にそれぞれパラメータ K_a, K_v, K_p を与えて時間シミュレーションする時の、ある時刻の各振子振れ角と支持点位置偏差の評価式である。短時間の場合の $R(t)$ は時刻によって変動が大きいですが、時間を経た場合の $R(t)$ は十分安定している。

Fig. 3-8は、上式系で $n=3$ として、3自由度非均質振子系で初期条件を $(\theta_1=1, \dot{\theta}_1=-1)$ としてシミュレーションにより評価関数値を求めた結果である。それぞれ、 $\lambda=0.2$ (Fig. 3-8(a₁), (b₁)), $\lambda=1$ (Fig. 3-8(a₂), (b₂)), $\lambda=4$ (Fig. 3-8(a₃), (b₃))の場合で、 $K_a=1, x_f=0, l_1=1$ m である。Fig. 3-8(a₁), (a₂), (a₃)は10秒時点での評価関数値、Fig. 3-8(b₁), (b₂), (b₃)は50秒時点での評価関数値である。Fig. 3-8より $\lambda < 1$ の場合は有用な K_v, K_p の値の範囲が $\lambda=1$ の場合より広いことが分かる。一方、 $\lambda=4$ の場合はフィードバックをかけでも制御性能が悪い。つまり、 λ が大きい場合はフィードバック制御を加えても制御性能が改善できないことが分かる。

Fig. 3-9は目標位置 $x_f=1$ mに移動する場合の制御シミュレーションの評価関数値である。初期条件を $(\theta_1=0, \dot{\theta}_1=0)$ とした、 $\lambda=0.2$ (Fig. 3-9(a₁), (b₁)), $\lambda=1$ (Fig. 3-9(a₂), (b₂)), $\lambda=4$ (Fig. 3-9(a₃), (b₃))の場合で、 $K_a=1, l_1=1$ m である。Fig. 3-9(a₁), (a₂), (a₃)は10秒時点での評価関数値、Fig. 3-9(b₁), (b₂), (b₃)は50秒時点での評価関数値である。Fig. 3-9より、制御目標位置が原点以外の場合のフィードバック係数特性と制御原点に戻る場合のフィードバック係数特性とは共通の特性があることが分かる。

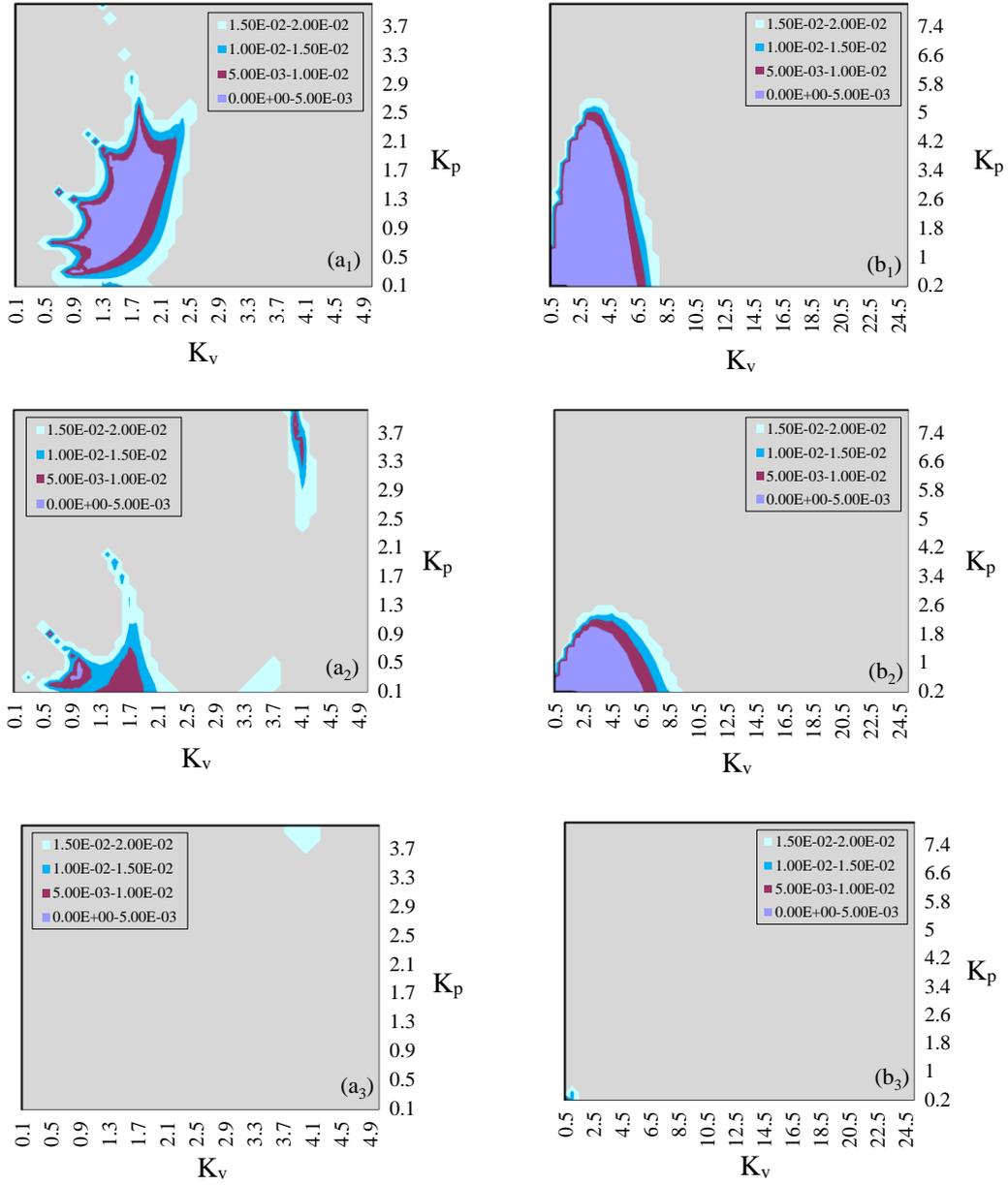


Fig. 3-8 Evaluation value of $R(t)$ to the feedback parameters K_v, K_p with $K_a = 1$ and $x_f = 0$. (a₁), (a₂), (a₃) : at 10 s; (b₁), (b₂), (b₃) : at 50 s; (a₁), (b₁) : $\lambda = 0.2$, (a₂), (b₂) : $\lambda = 1$, (a₃), (b₃) : $\lambda = 4$.

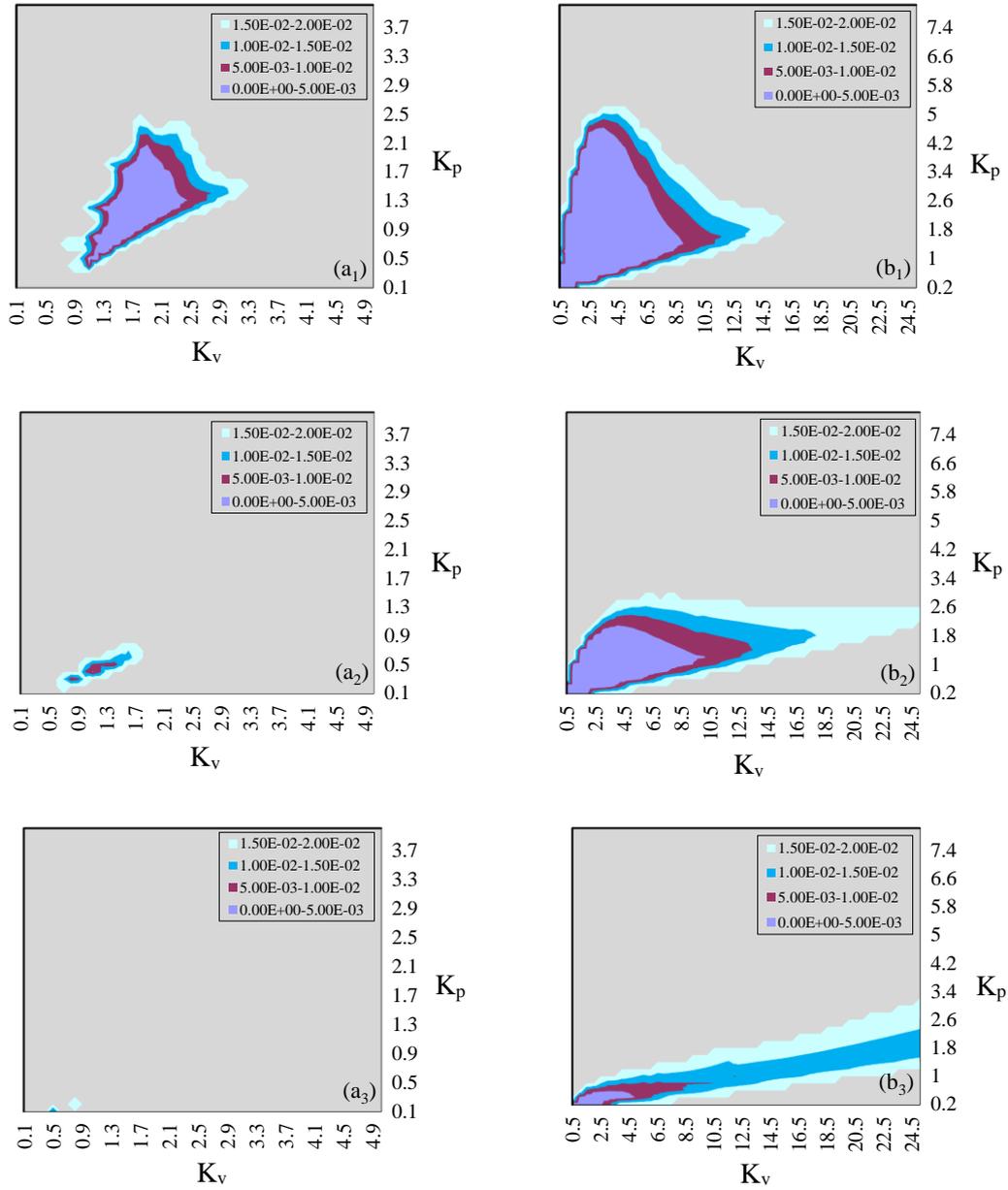


Fig. 3-9 Evaluation value of $R(t)$ to the feedback parameter K_v, K_p with $K_a = 1$ and $x_f = 1$ m. (a₁), (a₂), (a₃) : at 10 s; (b₁), (b₂), (b₃) : at 50 s; (a₁), (b₁) : $\lambda = 0.2$, (a₂), (b₂) : $\lambda = 1$, (a₃), (b₃) : $\lambda = 4$.

Fig. 3-8 では、 $\lambda < 1$ の方が均質な $\lambda = 1$ の場合より制振性が良いという結果が確認された。評価関数から最終時間のシミュレーション結果を得られるが、振子振れ角収束挙動と支持点位置の移動挙動を別々に観察できないので、次に時間シミュレーション応答を示す。

Fig. 3-10 には、それぞれ、 $\lambda = 0.2, 1, 4$ の場合で、 $K_a = 1, K_v = 1, K_p = 0.5$ とし、最下端振子に初期角度と初期速度 ($\theta_1 = 1, \dot{\theta}_1 = -1$) を与えた応答を示す。Fig. 3-8(a), (b), (c) から λ の異なる各場合の振れ角の収束時間を比較すると、均質の場合の波動伝搬性能が最も良いことが分かる。フィードバック制御の効果で $\lambda < 1$ の場合は振れ角収束とともに支持点が原点に戻るが、 $\lambda \geq 1$ の場合は支持点位置の収束が悪いことが確認される。

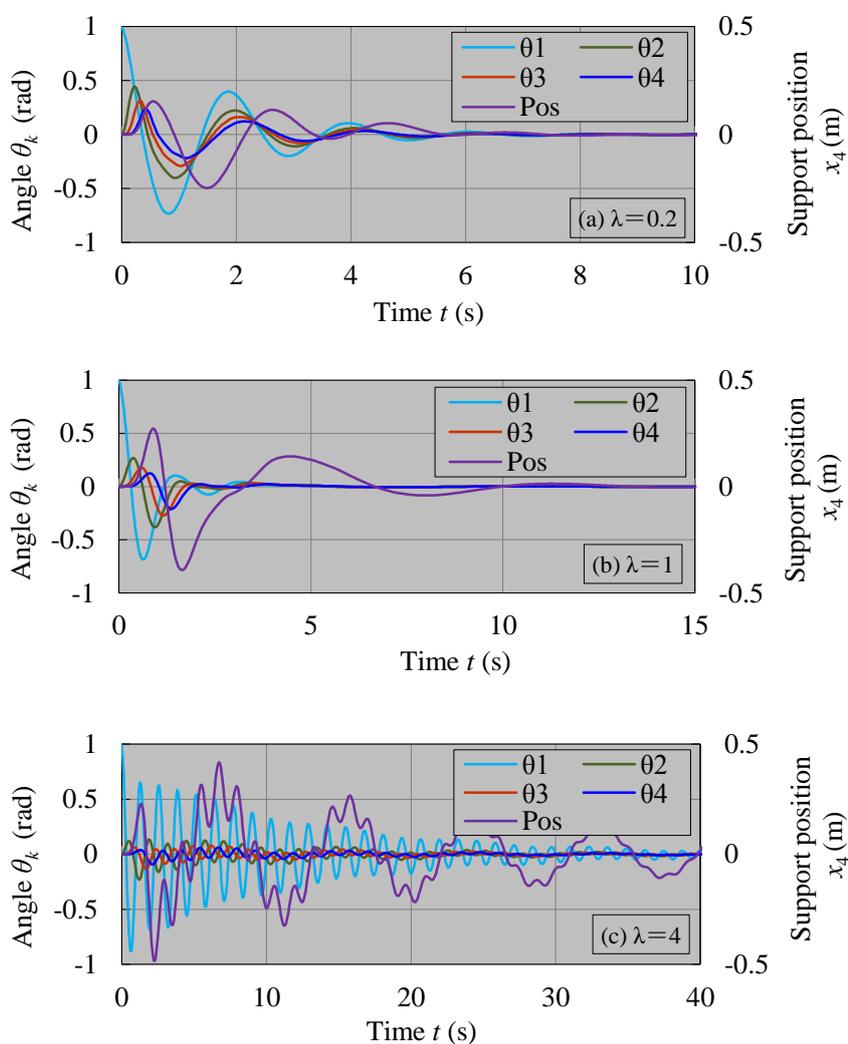


Fig. 3-10 Time charts of controlled free vibrations of 3-DOF nonhomogeneous pendulum system with the initial conditions ($\theta_1 = 1, \dot{\theta}_1 = -1$) and $K_a = 1, K_v = 1, K_p = 0.5$ for $\lambda = 0.2, 1$ and 4 .

Fig. 3-7 の結果と Fig. 3-10 の結果を比較すると、角度の制振性は λ に関わらずほぼ同じである。しかし、Fig. 3-10 では支持点位置の制振性は λ が小さい方が良い。つまり、 $\lambda < 1$ の方が均質な $\lambda = 1$ の場合より制振性が良い。支持点位置の制御では、全振り長さが短い方が系の固有振動数が高く、有利であるためであると考えられる。

フィードバック制御を加えた3自由度振子系の制御結果から以下のことが言える。

角度の波動伝搬特性のみでは均質な場合が最も性能が良いが、支持点位置偏差を考慮する場合の最適な構造はフィードバック係数と振り比にも依存する。 $\lambda > 1$ の場合、フィードバック制御を加えても制御性能が改善できないことが分かる。

3.5 実験

制御則の検証ための実験を行った。実験装置図をFig. 3-11に示す。多重懸垂振子実験装置と制御演算用のDSP装置とホストコンピュータで構成した。多重懸垂振子実験装置はサー

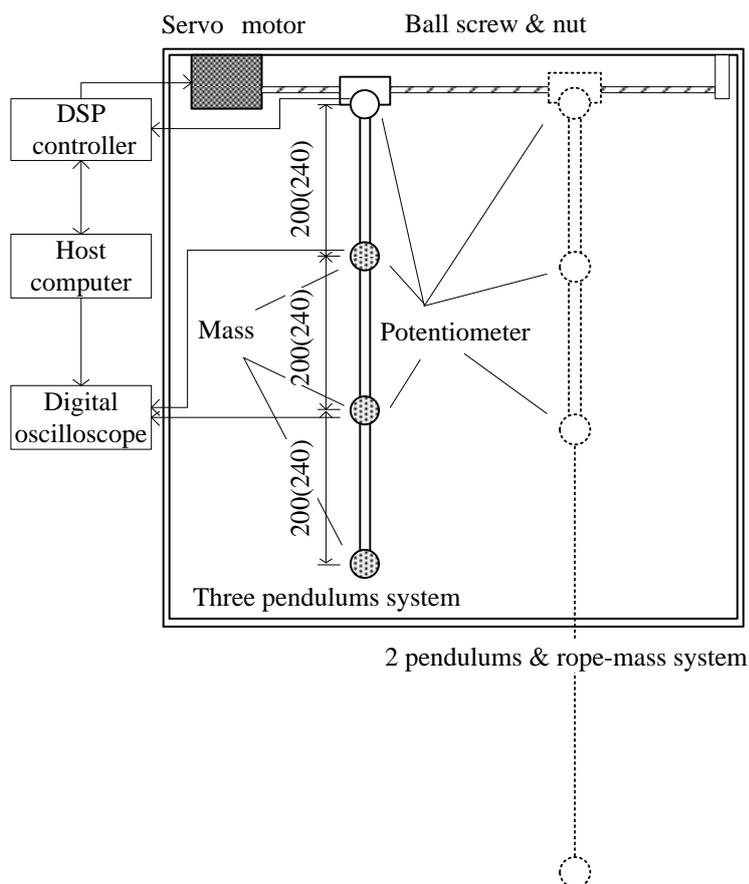


Fig. 3-11 Experimental apparatus for 3 pendulum system and 2 pendulums and rope-and-mass system.

ボモータとボールねじを組み合わせたリニアアクチュエータに3個の振子を連結した多重懸垂振子系で構成した。振子軸受間距離は0.2 mで、最上端以外のポテンシオ付加部に質量を集中させていて単振子に近い構造としている。固有振動数計測(0.656, 1.541, 2.552 Hz)から単振子長さ $l=0.24$ mとして制御則の演算に用いた。2自由度均質振子系の下端に懸垂したロープ質量系のロープ長さは0.9 mである。支持点横制御加速度はサーボモータの速度制御シーケンスで近似して印加している。ボールねじストロークは約44 cmである。最上端ポテンシオメータは最上端角度 θ_3 の検出用で、自由端側2個は各振子の振れ角モニタ用である。

3.5.1 3振子系の場合

Fig. 3-12に均質3振子系の制御結果を示す。Fig. 3-12(a)は非制御応答で、Fig. 3-12(b), (c), (d)はそれぞれ、 θ_1 , θ_2 および θ_3 にのみ初期変位与えた場合の自由振動制御応答である。 $x_f=0$, $K_a=0.25$, $K_p=0.5$, $K_v=0.5$ とした場合である。実験ではDSPを走らせてから初期角変位を各振子に与え、その後サーボモータに制御出力を印加した。制御出力を印加する以前にDSPは制御出力および振子支持位置の推定をしているため、推定した振子支持位置(Posで表示)がゼロに安定すれば(Fig. 3-12(b), (c)に示すように)計測データでの初期条件は一定値になり、ゼロにならない場合は計測データでの制御系を含めた初期条件は、一定初期角変位を与えていても一定定常値になっていない(Fig. 3-12(d)に示す)。振子支持点位置はサーボモータへの制御速度指令値を積分して推定している。Fig. 3-12(b), (c), (d)は、何れの場合でもほぼ3秒程度で角度は整定し、ほぼ6秒程度で支持位置がゼロ位置に整定している。支持位置はサーボモータ制御指令印加時のDSP内の演算支持位置がゼロに達するように制御しているため初期位置に復帰していないように見えるが制御誤差ではない。また、 $K_a=1$ が本来の波動制御のフィードバック係数であるが、実験ではサーボ系は発振してしまったため小さい係数を用いたもので、 K_v, K_p も最適値ではない

本実験では支持点の制御位置を原点とした実験のみを示したが、同一制御プログラムで制御位置を移動させる実験も行った。

3.5.2 2振子+ロープ質量系の場合

Fig. 3-13は均質2振子系にロープ質量系を連結した系に対して均質3振子系と同じ制御を行った場合である。初期変位は下端質量からほぼ直線状に与えている。ロープ質量系による不均質性に関わらず制振していることが確認できる。

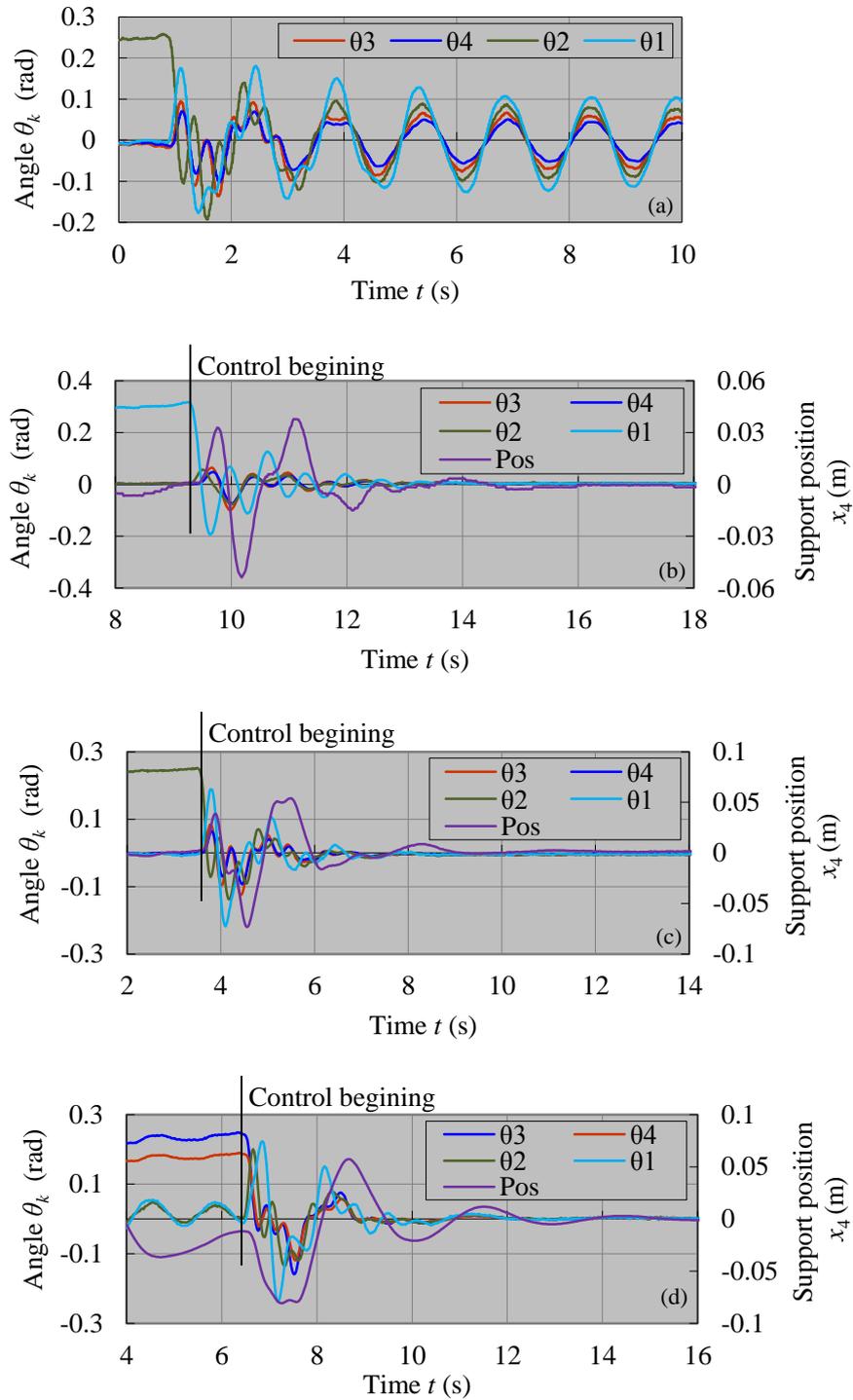


Fig. 3-12 Experimental response of 3-DOF homogeneous pendulum system with initial angle controlled by $K_a = 0.25$ $K_p = 0.5$ $K_v = 0.5$; (a): Non-control, (b), (c) and (d): Controlled with initial angle for θ_1 , θ_2 and θ_3 , respectively.

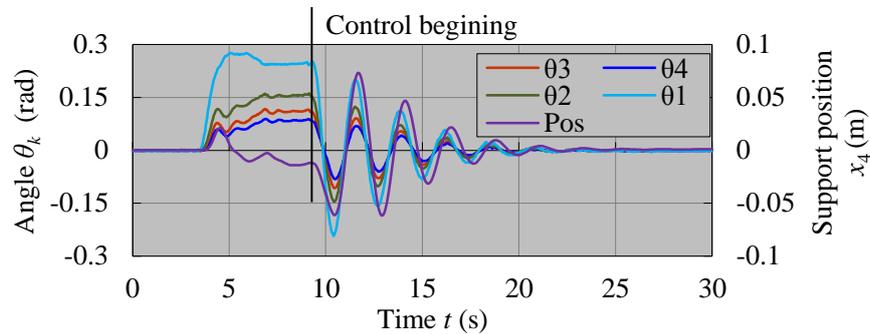


Fig. 3-13 Experimental response of 2-DOF homogeneous pendulum + rope-and-mass system with initial angle controlled by $K_a = 0.25$, $K_p = 0.5$, $K_v = 0.5$.

3.6 シミュレーションとの比較

実験結果から制御則の有効性の定性的な確認ができたので、定量的な確認を数値シミュレーションとの比較で行った。Fig. 3-14に均質3自由度単振子系の場合、Fig. 3-15に均質2自由度単振子系にロープ質量系を懸垂した3自由度系の場合の計算結果を示す。パラメータはFig. 3-12, Fig. 3-13の実験と同じであり、初期条件も実験とほぼ同じであるが、シミュレーションでは系の減衰（主に軸受摩擦）を考量していないため実験結果と応答波形が異なって見える。ことに非制御自由振動の3次固有振動数が顕著である（Fig. 3-12(a)とFig. 3-14(a)）。制御応答について、波動伝搬が比較的単純な最下端振子変位外乱の場合（Fig. 3-12(b)とFig. 3-14(b)）で比較すると、シミュレーションでは、波動伝搬を生成している最上端振子 θ_3 から仮想振子 θ_4 への伝搬が明瞭であるのに、実験結果はそれほどでもない（位相遅れが少ない）。それにも拘らず、実験では制振が早い。すなわち、最下端振子 θ_1 から上端振子 θ_2 , θ_3 への伝搬は実現している。摩擦の制振効果は非制御自由振動から分かるように、3次モードの固有振動数に対しては減衰効果が大きい、1次モードの固有振動数に対しては減衰効果がなく、系全体への制振効果は少ない。それゆえ、本波動制御は、制御が理想的でなくても系全体の制振には効果が高いと言える。

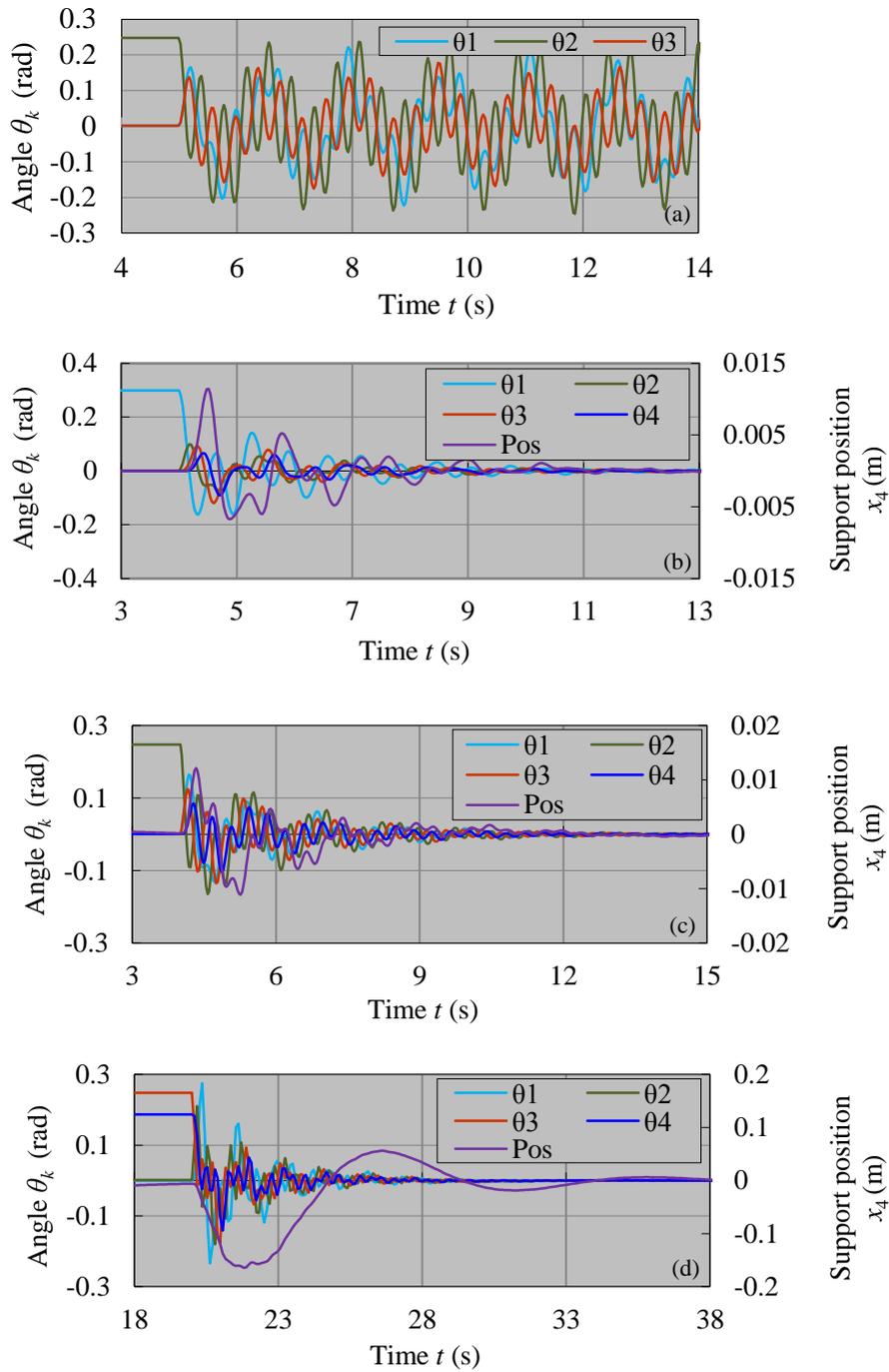


Fig. 3-14 Numerical response of 3-DOF homogeneous pendulum system with initial angle controlled by $K_a = 0.25$, $K_p = 0.5$, $K_v = 0.5$; (a):Non-control, (b),(c) and (d): Controlled with initial angle for θ_1 , θ_2 and θ_3 , respectively.

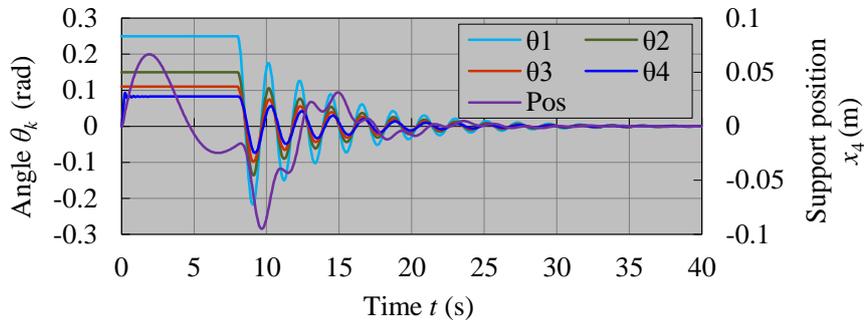


Fig. 3-15 Numerical response of 2-DOF homogeneous pendulum system and rope-and-mass system with linear initial angle controlled by $K_a = 0.25$, $K_p = 0.5$ and $K_v = 0.5$

3.7 非均質多重懸垂単振り子の波動伝搬特性

非均質多重懸垂単振り子で $\lambda > 1$ の場合は、均質多重懸垂単振り子の式(3.17)で与えられる波動伝搬限界に加えて以下の波動伝搬性の低下特性が存在する。

Fig. 3-16 に、 $\lambda \geq 1$ の場合の 3 自由度懸垂単振り子の固有モード形を示す。3 次固有モードに注目すると、 $\lambda = 3, 4, 6$ の場合 (Fig. 3-16 (b), (c), (d)) は、 $\lambda = 1$ の場合 (Fig. 3-16 (a)) と比べて、最下端の第 1 振り子の振れ角が大きく第 3 振り子の振れ角が小さいことが分かる。つまり、3 自由度懸垂単振り子で第 1 振り子がよく振れて第 3 振り子が静止状態に近いモード形が現れる。いわゆるモード局所化 (Mode Localization) が発生する。本制御法は懸垂系上端での制御であるため、モード局所化の発生した固有振動の波動吸収は極めて悪くなる。モード局所化が発生する固有振動数は、 λ が増えても固有モード形が類似なのでほとんど変化がない。

Fig. 3-17(a) に 5 自由度懸垂単振り子の固有振動数及び波動伝搬限界とパラメータ λ の関係を示す。自由度数が増えると λ に対して波動伝搬限界が上昇することは式(3.17)より分かるが、 $\lambda \approx 3$ 以上ほぼ一定の固有振動数が存在する。この振動数が 3 自由度懸垂単振り子でのモード局所化が発生している振動数と同じであることから、3 自由度と同じ現象であることが分かる。Fig. 3-17(b₁), (b₂) に 5 自由度懸垂単振り子で第 1 振り子を加振した時の周波数応答を示す。Fig. 3-17(b₁), (b₂) では、それぞれ 4 次固有振動と 5 次固有振動の制御効果が悪い。これは、Fig. 3-17(a)に見られるモード局所化によるものであると理解できる。

3 自由度と 5 自由度懸垂単振り子の波動伝搬特性から、非均質多自由度懸垂単振り子は自由度数が増えて波動伝搬限界周波数が上昇しても、 $\lambda > 3$ ではモード局所化が原因で波動制御性が劣化することが確認できた。

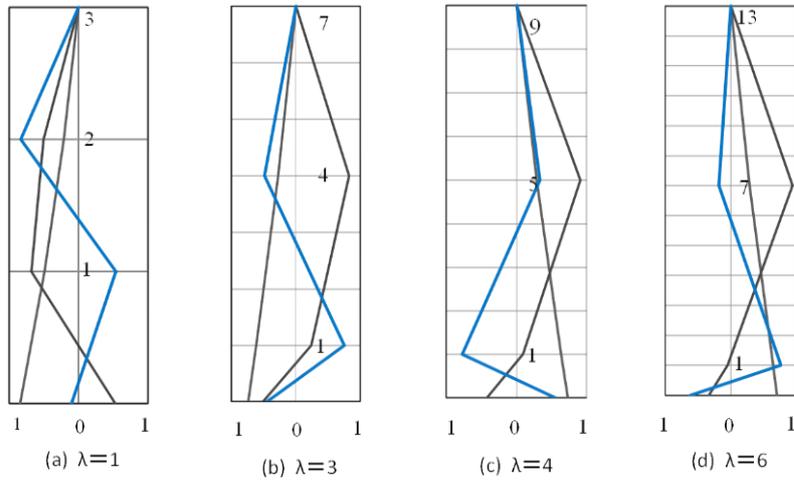


Fig. 3-16 Natural mode of 3-DOF non-homogeneous pendulum system of the length ratio $\lambda = 1, 3, 4, 6$.

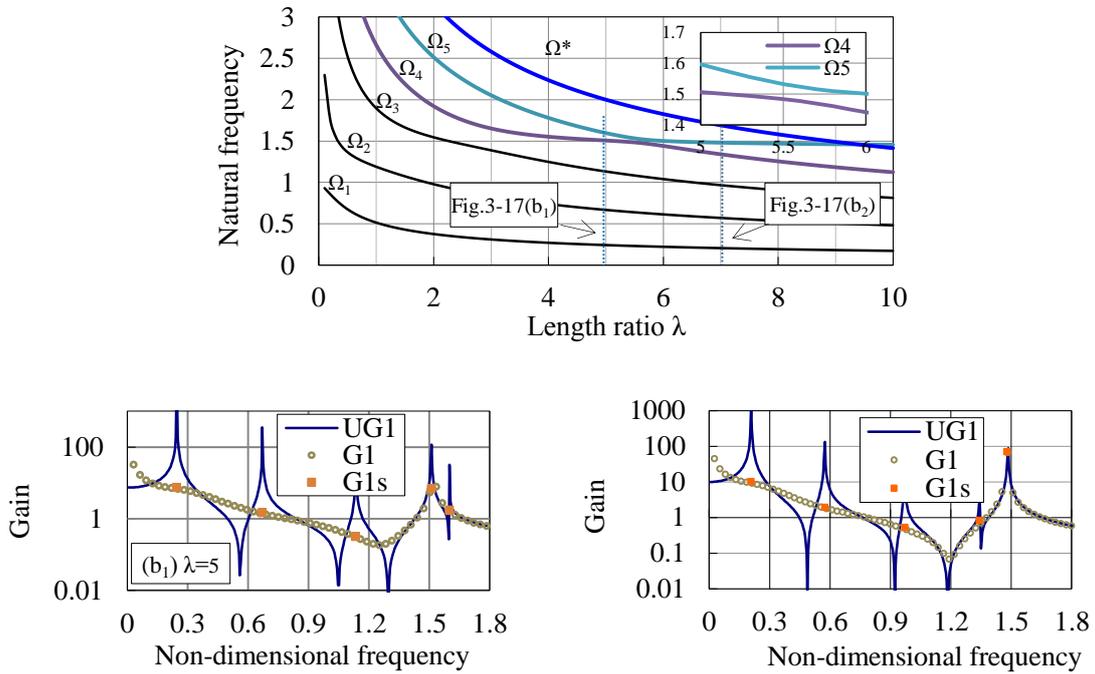


Fig. 3-17 Mode localization of 5-DOF nonhomogeneous simple pendulums. (a): Natural frequency of 5-DOF system; mode localization occurs for $\lambda \approx 3$; (b₁) and (b₂): frequency response and time domain simulation for $\lambda = 5$ and $\lambda = 7$; UG1 and G1: controlled and uncontrolled displacement of the lowest pendulum; G1s: simulation response.

3.8 結言

多重懸垂単振子系の波動伝搬解を用いた制御実験を、3自由度懸垂単振子系と2自由度懸垂単振子系の下端に1自由度ロープ質量系を懸垂した3自由度懸垂系について行い、制御の有効性を確認した。また、波動制御に加えての支持点位置のフィードバック制御が必要ことを確認した。フィードバック制御は振れ角の制振に効果が少なく、波動伝搬特性が残り、均質な $\lambda=1$ の場合が最も制振が良い。支持点の位置決めにはフィードバック特性が支配的で、 λ が小さいほど制振性が良い。角度の制振に重点を置くか、支持点位置の制振に重点を置くかによって効果的なパラメータ値が変わる。

実験とシミュレーションの自由振動制御応答では誤差があるが、各振子と支持点位置の定性的な挙動が類似することが確認できて、モデル計算が今後の装置設計に有用であることを明らかにした。

第3章の参考文献

- (67) 西郷宗玄ほか, 波動制御に基づく多重懸垂体の振れ止め制御, 日本機械学会論文集(C編), 61巻581号(1995), pp. 35-42.
- (68) M. Saigo, et al. , An Approach to Vibration Control of Multiple-Pendulum System by Wave Absorption, Journal of Vibration and Acoustics, ASME, Vol. 121, (1998), pp. 524-533.
- (69) 西郷宗玄ほか, 波動制御による走行懸垂系の振れ止め, 日本機械学会論文集(C編), 65巻632号(1999), pp. 1434-1440.

4章 クレーン索荷質量系の制振制御

4.1 緒言

本章では、第3章で得られた多重懸垂単振り子の波動伝搬特性を利用した制振法をクレーン索質量系の制振制御に適用する手法を開発した。第3章では、最下端振子をクレーン索荷質量系、他の2自由度単振り子系を制御ハードウェアと見なして、懸垂3自由度単振り子系の支持点加速度制御による制御則の開発と実験的検証を行った。その方法をクレーン索荷質量系制御に応用するため、Fig. 4-1に示すように、制御ハードウェアと見なした2自由度単振り子系の実振子を数学モデルで置き換えて、波動伝搬解と修正オイラー法を使ってオンラインで波動伝搬状態を生成した。波動制御はクレーン索荷質量系の支持点で加速度制御として行う。クレーン索荷質量系と2自由度単振り子数学モデルとの系が波動制御されると、系として支持点位置が保証されないことは実3自由度単振り子系の制御と同じである。そこで、クレーン索荷質量系ではクレーン索支持点で支持点位置と速度のフィードバックを含む加速度制御を行った。支持点の速度と位置のフィードバック係数とクレーン索長と2自由度数学モデル振り子長の比がクレーン制御性能を支配することは3自由度振り子系と同じである。

本章では、フィードバック係数、振り子長比、クレーン移動距離の制御性能に及ぼす影響を詳細に求めて、クレーンに適用する最適パラメータの設定手順を明らかにした。また、3自由度単振り子系支持点での加速度制御と1自由度単振り子支持点での加速度制御とのフィ

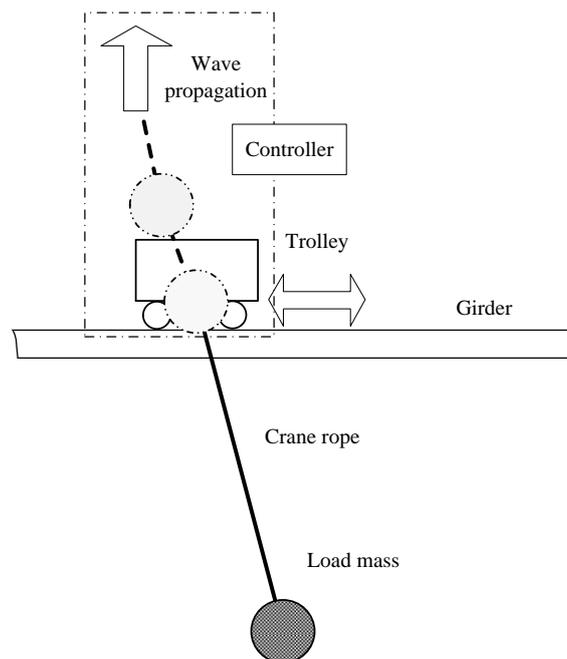


Fig. 4-1 Wave control of crane rope-and-mass system.

ードバック係数およびパラメータの制御性に及ぼす影響が定性的にも異なることについて考察を行った。数学モデル単振り子は固定値としているが、クレーンの巻き上げ巻き下げ時にはクレーン索長さと数学モデル振り長さが同一でない。可変長クレーン長さに対して最適な数学モデル振り長とフィードバック係数についても検討した。

4.2 制御則

クレーン索荷質量系（振り長さ l_1 ）の支持点が均質多重単振り子系（振り長さ l ）に懸垂され、支持点が加速度制御される系を Fig. 4-2 に示す。

最下端振子を加速度制御するときの運動方程式は、第3章で用いた3自由度振り子の運動方程式系式(3.18)～(3.20)から次式系となる。

$$l_1 \ddot{\theta}_1 + g\theta_1 + \ddot{x}_2 = 0; \quad \ddot{x}_2 = g(\theta_1 - 2\theta_2) \quad (4.1)$$

$$l\ddot{\theta}_2 + g(-\theta_1 + 4\theta_2 - 3\theta_3) = 0 \quad (4.2)$$

$$l\ddot{\theta}_3 + g(-2\theta_2 + 6\theta_3 - 4\theta_4) = 0 \quad (4.3)$$

式(4.1)が支持点加速度 \ddot{x}_2 で制御されるクレーン索荷質量系の運動方程式であり、式(4.2)、(4.3)は制御器でオンライン演算される数学モデルシステムである。また、クレーン荷質量系振れ角 θ_1 は計測量で、 θ_4 は θ_3 から式(3.15)を用いて演算される波動伝搬項である。波動制御は支持点横加速度制御であるため制御後の支持点位置は保証されない。支持点位置制御のためのフィードバック制御を重畳した支持点加速度制御として次式を用いる。

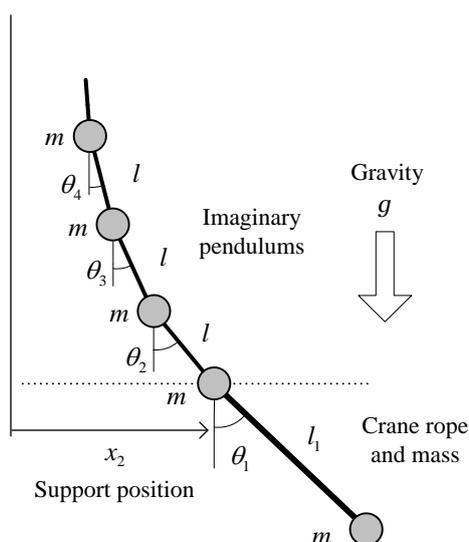


Fig. 4-2 Crane rope and-mass system suspended by imaginary multiple simple pendulums.

$$a = K_a \ddot{x}_2 - K_v \dot{x}_2 - K_p (x_2 - x_f) \quad (4.4)$$

上記のクレーン索荷質量系の支持点加速度制御法は第3章と同じ方法であるが、波動制御した多重単振子系に対して、フィードバック制御を行う振子が異なる。3自由度振子系の場合のフィードバック制御は第3振子角 θ_3 で行うが、クレーン索の場合は第1振子角 θ_1 で行う。本章ではフィードバック係数、クレーン索荷質量系振子長 l_1 と数学モデル振子長 l との長さ比 $\lambda = l/l_1$ 、クレーン移動位置 x_f の制御性に与える影響を明らかにする。

4.3 フィードバック係数の制振特性

本節では、クレーン索長さ $l_1 = 1\text{ m}$ と $l_1 = 10\text{ m}$ の場合に対して、数学モデル振子長さ l とクレーン索長さの比 $\lambda = 0.1, 1, 10$ の場合について、フィードバック係数の制振性能を数値シミュレーションによって検討した。評価関数として、振れ角の制振性に対して式(4.5)を、支持点位置の制振性に対して式(4.5)及び式(4.6)を用いた。

$$R_\theta(t) = |\theta_1(t)| \quad (4.5)$$

$$R_{pos}(t) = |x_2/l_1| \quad (x_f = 0 \text{ の場合}) \quad (4.6)$$

$$R_{pos}(t) = |(x_2 - x_f)/x_f| \quad (x_f \neq 0 \text{ の場合}) \quad (4.7)$$

評価関数 R_θ, R_{pos} は、クレーン索の自由振動制御における、ある時刻での振れ角 θ_1 と支持点位置偏差のシミュレーション値である。以下の数値計算では $K_a=1$ としている。

4.3.1 クレーン索長さ $l_1 = 1\text{ m}$ の場合

数学モデル振子長さ $0.1\text{ m}, 1\text{ m}, 10\text{ m}$ ($\lambda = l/l_1 = 0.1, 1, 10$)の各場合について、フィードバック係数 K_v, K_p を与えた原点復帰制御(目標位置が原点)の評価関数計算値をFig. 4-3に示す。初期条件を $\theta_1 = -0.25, \dot{\theta}_1 = 1$ とした場合で、Fig. 4-3(a₁), (a₂)は時刻10 s, Fig. 4-3(b₁), (b₂)は時刻20 s, Fig. 4-3(c₁), (c₂)は時刻50 sの各時刻における評価関数値で、Fig. 4-3(a₁), (b₁), (c₁)は R_θ (クレーン索振れ角)を、Fig. 4-3(a₂), (b₂), (c₂)は R_{pos} (索支持点位置変位と目標位置変位との偏差を目標位置で基準化した量)を示す。Fig. 4-3の評価値刻み幅は0.002であり、最も性能の良い領域の最大値は振れ角が0.002 rad, 位置偏差が0.002 mである。

時刻10 sでは、Fig. 4-3(a₁), (a₂)より、 $\lambda < 1$ の場合はフィードバックの制振効果はほとんど見られないが、 $\lambda \geq 1$ の場合は K_v, K_p の制振効果が確認できる。しかし、 $\lambda = 1$ の場合は効果的な K_v, K_p 値は狭い範囲である。また、 $\lambda = 10$ の場合は、フィードバック係数 K_p

が制御結果に影響しないが、 K_v 値が大きい方が制振効果の高いことが分かる。十分時間が経過すると、 $\lambda \leq 1$ の場合でも効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値が現れるが、限定的な係数範囲である。一方、 $\lambda = 10$ の場合は効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値の範囲が広いことが分かる。ただし、フィードバック係数 $K_v \leq 1$ の場合には、 K_p の値に関わらず制振できないフィードバック係数の範囲が存在する。

数学モデル振子長さ 0.1 m, 1 m, 10 m ($\lambda = l/l_1 = 0.1, 1, 10$) の各場合について、フィードバック係数 K_v, K_p を与えた目標位置 ($x_f = 1$ m) 移動制御の評価関数値を Fig. 4-4 に示す。初期条件を $\theta_1 = \dot{\theta}_1 = 0$ とした場合で、Fig. 4-4(a₁), (a₂) は時刻 10 s, Fig. 4-4(b₁), (b₂) は時刻 20 s, Fig. 4-4(c₁), (c₂) は時刻 50 s の各時刻における評価関数値で、Fig. 4-4(a₁), (b₁), (c₁) は H_θ を、Fig. 4-4(a₂), (b₂), (c₂) は R_{pos} を表す。Fig. 4-4 は評価値刻み幅が 0.002 であり、最も性能の良い領域の最大値は振れ角が 0.002 rad, 位置偏差が 0.002 m である。

時刻 10 s では、Fig. 4-4(a₁), (a₂) により、 $\lambda = 0.1, 1, 10$ の各場合で、振れ止め制御と目標位置移動との両方を同時に満たす効果的なフィードバック係数 K_v, K_p の値が現れる。

$\lambda \leq 1$ の場合の効果的なフィードバック係数 K_v, K_p は小さいが、 $\lambda = 10$ の場合の効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値は大きい。フィードバック係数 K_p 値が小さい場合、ロープの振れ角はゼロになるが、十分時間が経過しても目標位置に到達できない範囲が $\lambda = 0.1, 1, 10$ の各場合で存在する (Fig. 4-4(c₂) の右下部)。

Fig. 4-3 と Fig. 4-4 から、クレーン索長さが一定の場合の支持点位置制御 (原点復帰と目標位置移動) ができる効果的なフィードバック係数 K_v, K_p と λ との関係として以下のことが言える。

$\lambda \leq 1$ の場合は、効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値が小さい。 $\lambda < 1$ の場合より $\lambda = 1$ の場合の方が、整定時間が短く制御効果が高い。 $\lambda = 10$ の場合は、効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値が大きく ($K_v \approx 10, K_p \approx 8$)、また、 $\lambda \leq 1$ の場合より、効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値の範囲の制御時間に対する拡大の程度が大きい。

第 3.7 節で考察したように、非均質 3 自由度懸垂単振子系の支持点での波動制御は $\lambda \approx 5$ に存在する波動伝搬限界のため $4 \leq \lambda$ で制振性が非常に低下し、Fig. 3.6, Fig. 3.7 で確認できるように支持点の速度と位置のフィードバックでは制振特性は改善されない。一方、本節で検討した 1 自由度懸垂単振子が 2 自由度懸垂単振子系に懸垂されている 3 自由度懸垂単振子系で 1 自由度単振子の支持点で波動制御を行う場合は、支持点の速度と位置のフィードバックが系の波動伝搬特性を変化させて、 λ が大きいほど制御性が向上するフィードバック係数が存在する。後者の場合にはフィードバック制御が系の波動伝搬特性を大きく変えていると理解できる。

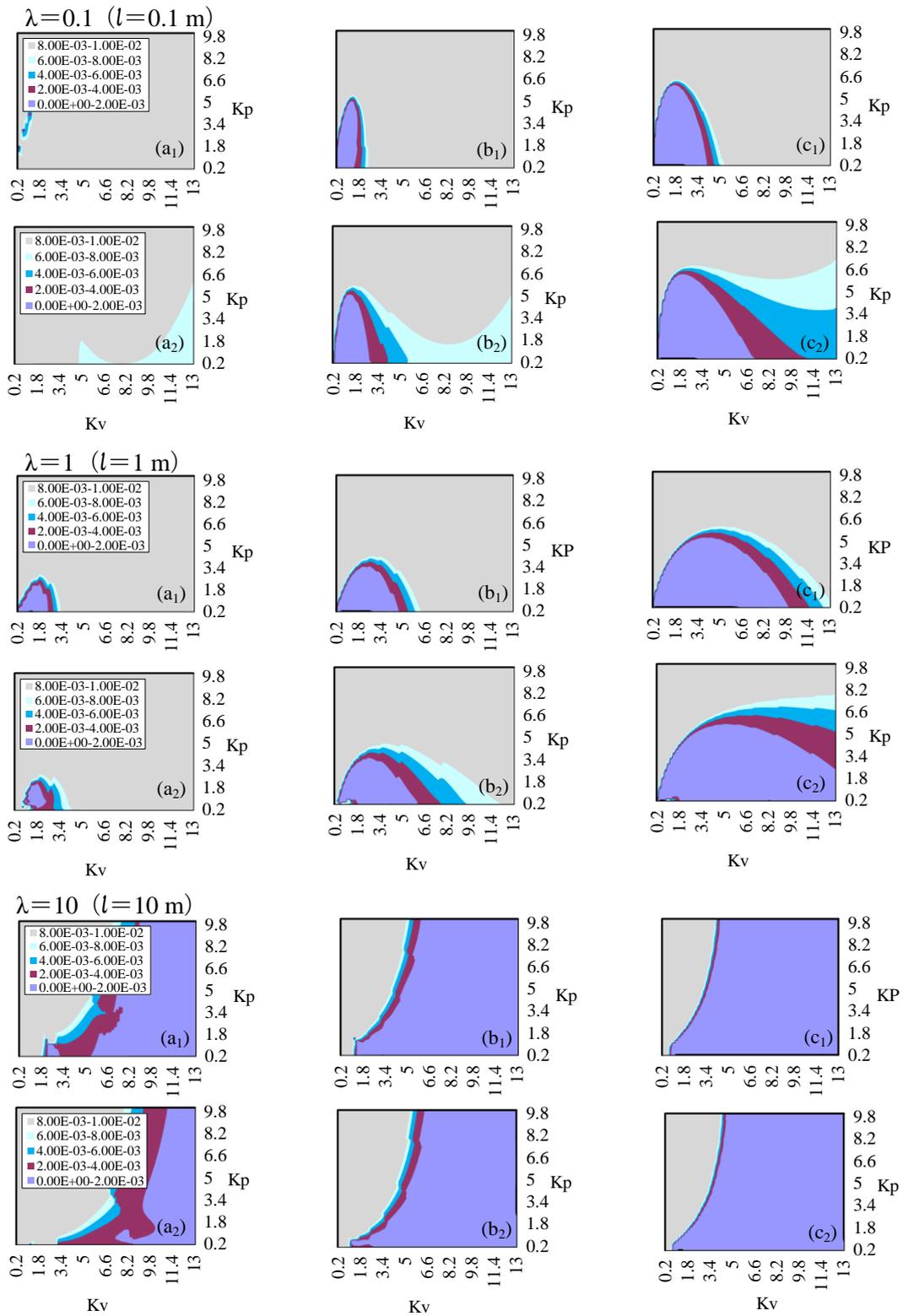


Fig. 4-3 K_v, K_p effects for angle and support position control of rope-and mass system with initial conditions $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, and $x_f = 0$, $l_1 = 1$ m .

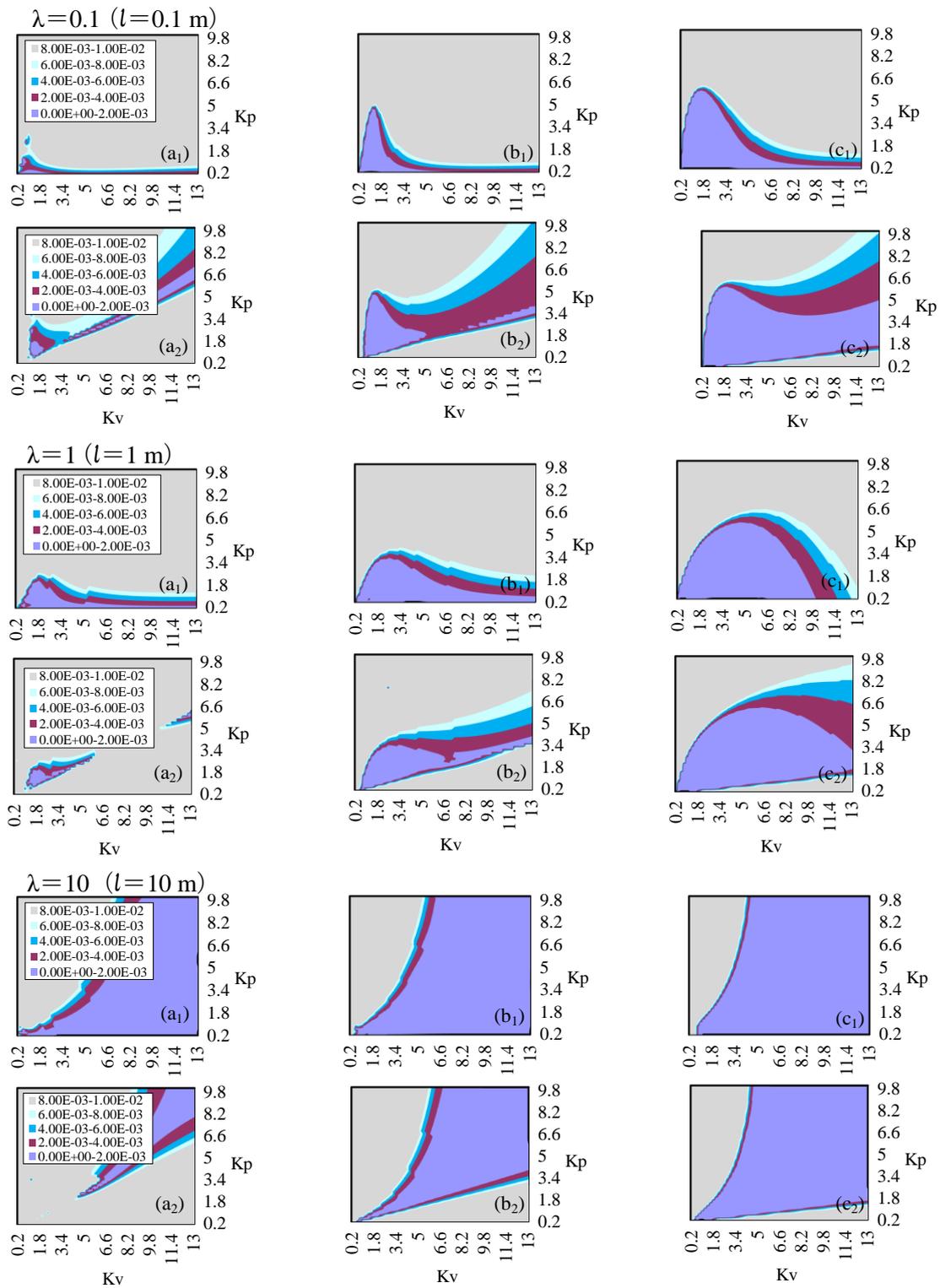


Fig. 4-4 K_v, K_p effects for angle and support position control of rope-and-mass system with initial conditions $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, and $x_f = 1$ m, $l_1 = 1$ m.

4.3.2 クレーン索長さ $l_1=10$ m の場合

$l_1=10$ m クレーン索で、数学モデル振子長さ 1 m, 10 m, 100 m ($\lambda=l/l_1=0.1, 1, 10$) に対して、初期条件 $\theta_1=-0.25$, $\dot{\theta}_1=1$ を与えた場合の、時刻 30 s, 50 s, 100 s における原点復帰制御の評価関数値を Fig. 4-5 に示す。Fig. 4-5(a₁), (b₁), (c₁) は索の振れ角 R_θ , Fig. 4-5(a₂), (b₂), (c₂) はクレーン索支持点位置偏差 R_{pos} を示す。

Fig. 4-6 は、 $l_1=10$ m クレーン索で、数学モデル振子長さ 1 m, 10 m, 100 m ($\lambda=l/l_1=0.1, 1, 10$) に対して、初期条件を $\theta_1=\dot{\theta}_1=0$ とした場合の、時刻 30 s, 50 s, 100 s における目標位置 $x_f=10$ m 移動制御の評価関数値である。Fig. 4-6(a₁), (b₁), (c₁) は索の振れ角 R_θ , Fig. 4-6(a₂), (b₂), (c₂) はクレーン索支持点位置偏差 R_{pos} を示す。

Fig. 4-5 と Fig. 4-6 により、索長さ $l_1=10$ m の場合と索長さ $l_1=1$ m の場合との効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値の傾向は全体的に変わらないが、索長さ $l_1=10$ m の場合は効果的なフィードバック係数 K_v, K_p の範囲が全体的に小さい、特に $\lambda \leq 1$ の場合は $K_v \approx 0.4$, $K_p \approx 0.1$ にしかないと分かる。

Fig. 4-3, Fig. 4-4, Fig. 4-5, Fig. 4-6 で示した一定長の索長さ $l_1=1$ m, $l_1=10$ m の計算から、クレーン索長さが一定の場合の支持点位置制御（原点復帰と目標位置移動）の効果的なフィードバック係数 K_v, K_p と λ との関係として以下のことが分かった。

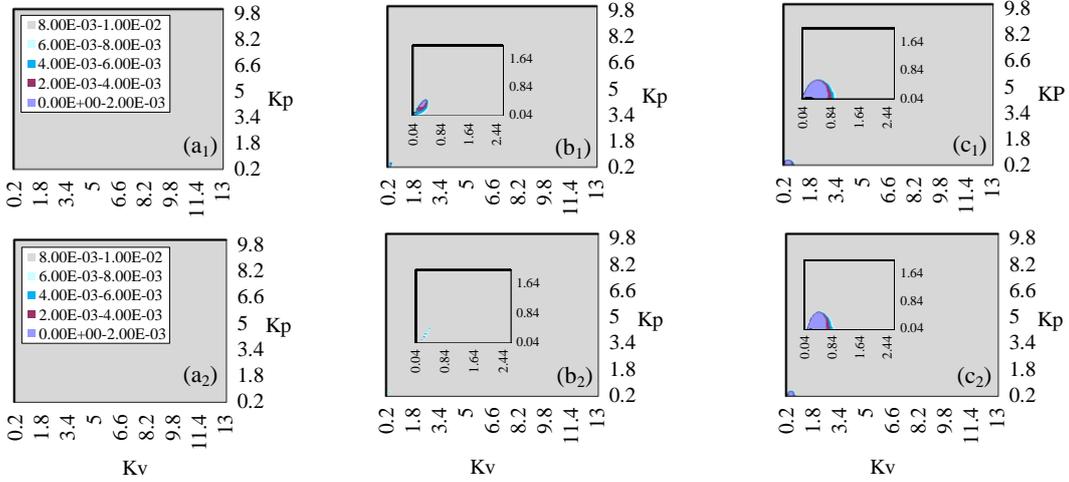
一定長の索長さに対する効果的なフィードバック係数の範囲は索長さに依存して変わる。

$\lambda \leq 1$ の場合の効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値は小さい。 $\lambda < 1$ の場合より $\lambda = 1$ の場合の方が、整定時間が短く制御効果が高い。

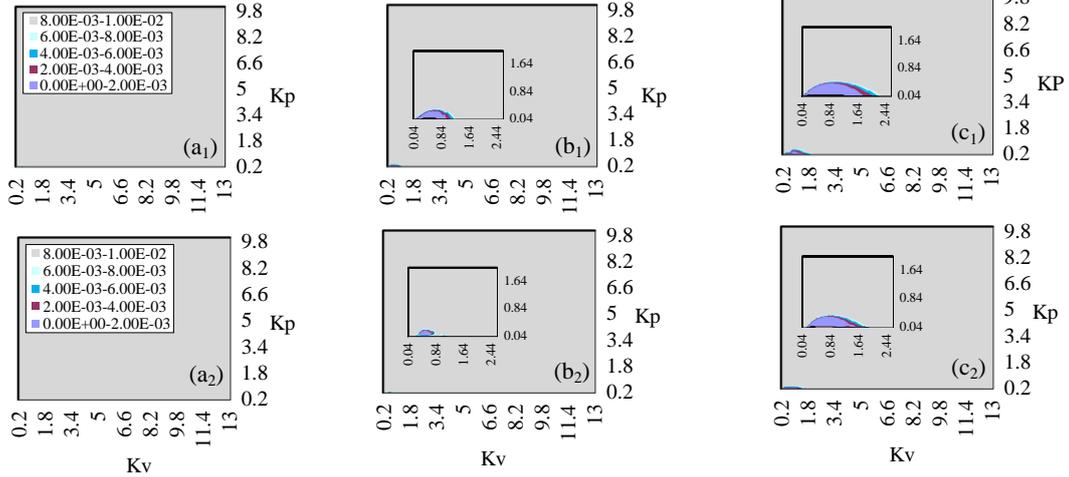
λ が大きい場合の効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値は $\lambda \leq 1$ の場合より大きい。また、 $\lambda \leq 1$ の場合より効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値の範囲の時間に対する拡大の程度が大きい有利な点がある。

$l_1=1$ m の場合と $l_1=10$ m の場合を比較すると、索長さが長い方が効果的なフィードバック係数 K_v, K_p 値の範囲が狭くなる。

$\lambda = 0.1$ ($l = 1$ m)



$\lambda = 1$ ($l = 10$ m)



$\lambda = 10$ ($l = 100$ m)

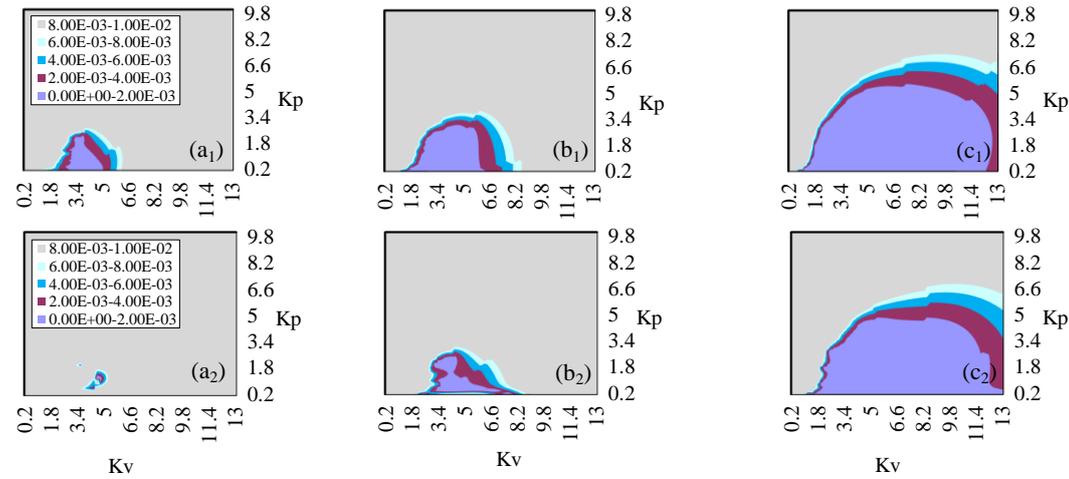


Fig. 4-5 K_v, K_p effects for angle and support position control in rope-and mass system with initial conditions $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, and $x_f = 0$, $l_1 = 10$ m .

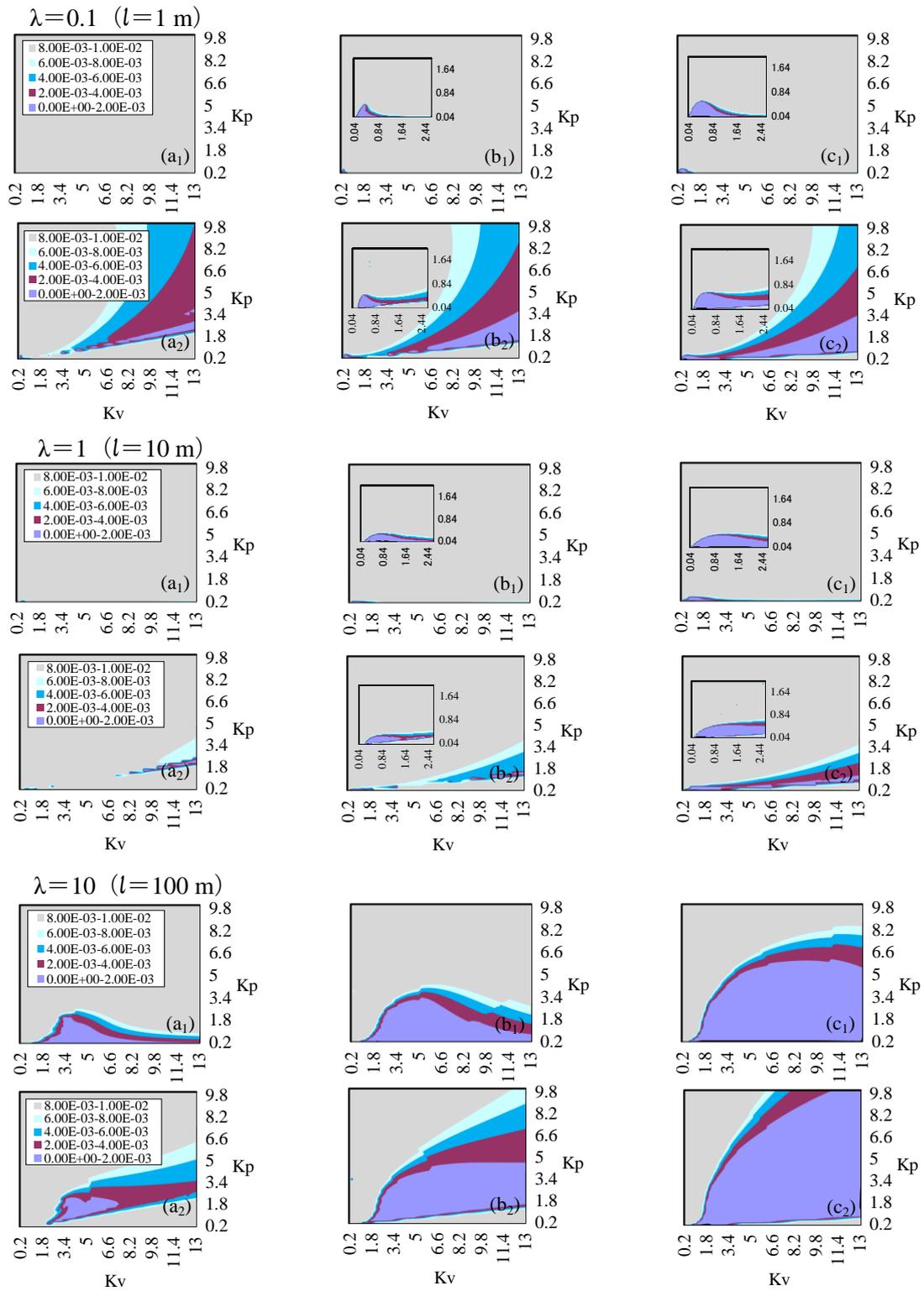


Fig. 4-6 K_v, K_p effects for angle and support position control of rope-and mass system with initial conditions $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, and $x_f = 10$ m, $l_1 = 10$ m.

4.4 クレーン巻上げ・巻下しの索長変化に対する設計法

クレーン索装置の作業効率向上化と制御系設計手法の簡単化のためには、クレーン索長一定時、巻上げ下げ動作、目標位置移動などの場合に有効な制御系の数字モデル長さとフィードバック係数を選定する必要がある。

本節では、クレーン索長さが $l_1 = l_{\min} \sim l_{\max}$ で巻上げと巻下しを行うとして、効果的な数学モデル振子長さ l を決定する方法を検討する。前節で検討した原点復帰制御、目標位置移動制御の特性について、数学モデル振子長さが $l \approx l_{\min}$, $l \approx l_{\max}$, $l > l_{\max}$ の3つ場合が考えられる。つまり、数学モデル振子長を巻上げ時の最小長さとする場合、クレーン索の最大長さとする場合、最大長さの数倍の長さとする場合である。

本研究では、 $l_{\min} = 1 \text{ m}$, $l_{\max} = 10 \text{ m}$ を例として、 $l = 1 \text{ m}$, $l = 10 \text{ m}$, $l = 100 \text{ m}$ ($l \gg l_{\max}$) の3つの場合について、効果的と考えられるフィードバック係数を前節の特性図から選定し、シミュレーションによる制御性を検討した。

(I) 数学モデル振子長さ $l = l_{\min} = 1 \text{ m}$ の場合

$l_1 = 1 \text{ m}$, $l = 1 \text{ m}$ の特性 (Fig. 4-3 $\lambda = 1$) と $l_1 = 10 \text{ m}$, $l = 1 \text{ m}$ の特性 (Fig. 4-5 $\lambda = 0.1$) から共通のフィードバック係数 K_v, K_p が限られた狭い範囲の小さい値しかない。 $l_1 = 1 \text{ m}$, $l = 1 \text{ m}$ の場合 (Fig. 4-3 $\lambda = 1$) は時刻 10 s でも効果的なフィードバック係数 K_v, K_p があるが、 $l_1 = 10 \text{ m}$, $l = 1 \text{ m}$ の場合 (Fig. 4-5 $\lambda = 0.1$) は最大の評価時間で効果的なフィードバック係数 K_v, K_p を選択する必要がある。共通のフィードバック係数 K_v, K_p は小さいが、フィードバック係数として $K_v = 0.4$, $K_p = 0.2$ が選定できる。この場合は、Fig. 4-4, Fig. 4-6 の目標位置移動制御の効果的なフィードバック係数範囲と重なっている。

この係数値を用いた制御時間応答を $l_1 = l_{\min} = 1 \text{ m}$ の場合を Fig. 4-7 に、 $l_1 = l_{\max} = 10 \text{ m}$ の場合を Fig. 4-8 に示す。 Fig. 4-7(a), 4-8(a) は初期条件 $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$ を与えた自由振動制御であり、 Fig. 4-7(b), 4-8(b) は索支持点位置 $x_f = 1 \text{ m}$ に移動させる制御である。

(II) 数学モデル振子長さ $l = l_{\max} = 10 \text{ m}$ の場合

$l_1 = 1 \text{ m}$, $l = 1 \text{ m}$ の特性 (Fig. 4-3 $\lambda = 10$ と Fig. 4-4 $\lambda = 10$) と $l_1 = 10 \text{ m}$, $l = 10 \text{ m}$ 特性 (Fig. 4-5 $\lambda = 1$ と Fig. 4-6 $\lambda = 1$) から共通の効果的なフィードバック係数の選定は難しい。 $l_1 = 1 \text{ m}$, $l = 10 \text{ m}$ 場合 (Fig. 4-3 $\lambda = 10$ と Fig. 4-4 $\lambda = 10$) は効果的なフィードバック係数 K_v, K_p の範囲が広いが、 K_v が小さいと制御できない領域がある。 $l_1 = 10 \text{ m}$, $l = 10 \text{ m}$ の場合 (Fig. 4-5 $\lambda = 1$ と Fig. 4-6 $\lambda = 1$) は効果的なフィードバック係数 K_v, K_p は限られた範囲の小さい値しかない。これらを勘案して $K_v = 1$, $K_p = 0.2$ とした。

Fig. 4-9 は $l_1 = l_{\min} = 1 \text{ m}$ の場合、 Fig. 4-10 は $l_1 = l_{\max} = 10 \text{ m}$ 場合の制御時間応答である。 Fig. 4-9(a), Fig. 4-10(a) は初期条件 $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$ を与えた自由振動制御であり、 Fig. 4-9(b) は索支持点位置を $x_f = 1 \text{ m}$ に移動させる制御、 Fig. 4-10(b) は索支持点位置を $x_f =$

10 mに移動させる制御である。

(Ⅲ) 数学モデル振子長さ $l=100\text{ m}$ ($l \gg l_{\max}$) の場合

索長 $l_1=1\text{ m}$ で数学モデル振子長さ $l=100\text{ m}$ ($\lambda=100$) 場合のフィードバック係数 K_v , K_p に対する評価関数値は記載していないが, $\lambda=10$ の場合の Fig. 4-3 と Fig. 4-4 から類推できる。効果的なフィードバック係数は $K_v > 1$ で, K_p は制振効果に影響がないものと考えられる。また, $l_1=10\text{ m}$ ($\lambda=10$) の場合は, Fig. 4-5 と Fig. 4-6 から効果的なフィードバック係数 K_v, K_p は容易に見つけることができる。ここでは, 係数 $K_v=5, K_p=2$ を選定した。

Fig. 4-11 は $l_1=l_{\min}=1\text{ m}$ の制御時間応答である。Fig. 4-11(a) は初期条件 $\theta_1=-0.25$, $\dot{\theta}_1=1$ を与えた自由振動制御であり, Fig. 4-11(b) は索支持点位置を $x_f=1\text{ m}$ に移動させる制御である。Fig. 4-12 は $l_1=l_{\max}=100\text{ m}$ の制御時間応答結果である。Fig. 4-11(a) は初期条件 $\theta_1=-0.25$, $\dot{\theta}_1=1$ を与えた自由振動制御であり, Fig. 4-11(b) は索支持点位置を $x_f=10\text{ m}$ に移動させる制御である。

評価関数図は時間応答のある時刻でのクレーン索の振れ角度と支持点変位偏差の情報であるので, 時間シミュレーションの最大変位偏差と制御系(数字モデル)の波動伝搬状況を調べるには時間軸応答で確認する必要がある。

索長さ $l_1=l_{\min}=1\text{ m}$ で, $\lambda=1$ ($l=1\text{ m}$), $\lambda=10$ ($l=10\text{ m}$), $\lambda=100$ ($l=100\text{ m}$) の場合の応答の特性を Fig. 4-7, Fig. 4-9, Fig. 4-11 から確認する。 λ が大きいと, 数字モデルの振れ角度が小さくなることが分かる。索長さ $l_1=l_{\min}=1\text{ m}$ で, 数学モデル振子長さを変えた場合の自由振動制御と支持点位置移動制御の整定時間はほぼ 15 s であるが, $\lambda=100$ の場合の支持点位置変位が $\lambda=1, 10$ の場合に比べて約半分以下である。

索長さ $l_1=l_{\max}=10\text{ m}$ で, $\lambda=0.1$ ($l=1\text{ m}$), $\lambda=1$ ($l=10\text{ m}$), $\lambda=10$ ($l=100\text{ m}$) の場合の応答の特性を Fig. 4-8, Fig. 4-10, Fig. 4-12 から確認する。 $\lambda=0.1$ と $\lambda=1$ の場合の自由振動制御と支持点位置移動制御の整定時間が 30 s 以上であるのに対し, $\lambda=10$ の場合は自由振動制御と支持点位置移動制御の整定時間は 20 s 程度と小さい。さらに, Fig. 4-8(a), Fig. 4-10(a), Fig. 4-12(a) から, $\lambda=10$ ($l=100\text{ m}$) の場合が最も自由振動支持点変位が小さく, Fig. 4-8(b), Fig. 4-10(b), Fig. 4-12(b) から, 目標値に対する移動制御では, $\lambda=100$ の場合の支持点位置のオーバーシュートが最も少ない。

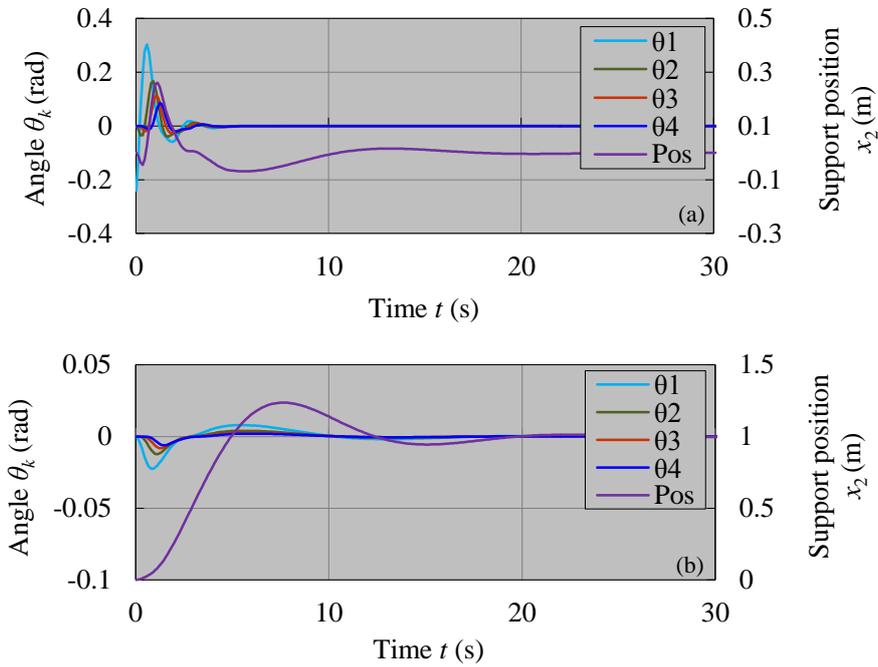


Fig. 4-7 Control response of rope-mass system with $l_1 = 1$ m, $l = 1$ m, $K_a = 1$, $K_v = 0.4$, $K_p = 0.2$, (a): free vibration control with $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, $x_f = 0$, (b): traverse control with $x_f = 1$ m.

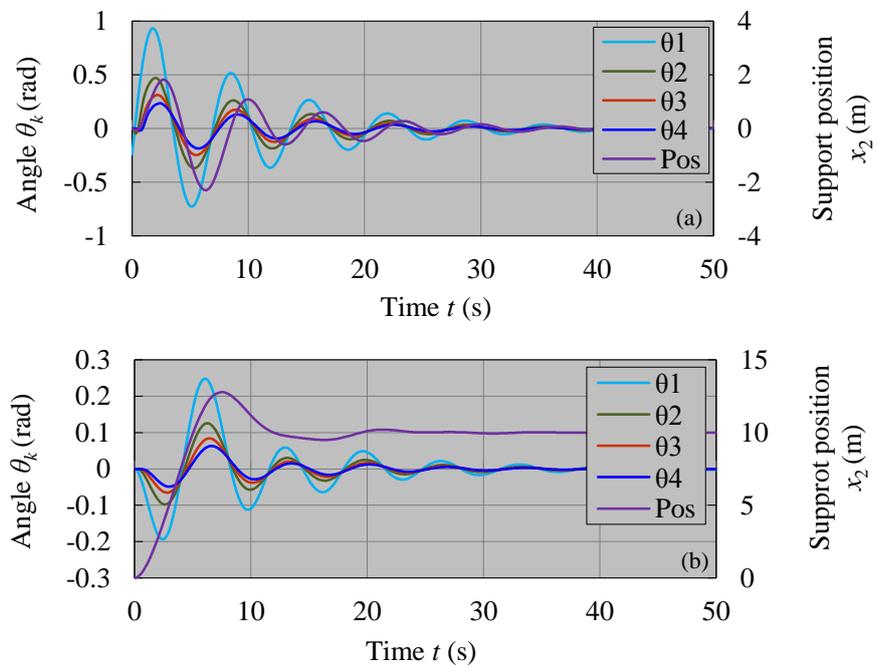


Fig. 4-8 Control response of rope-mass system with $l_1 = 10$ m, $l = 1$ m, $K_a = 1$, $K_v = 0.4$, $K_p = 0.2$, (a): free vibration control with $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, $x_f = 0$, (b): traverse control with $x_f = 1$ m.

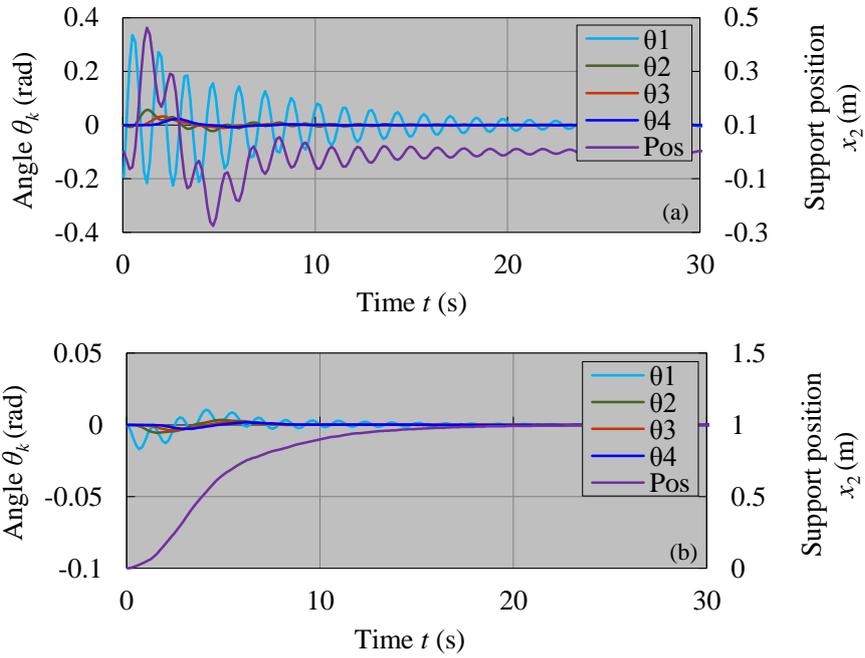


Fig. 4-9 Control response of rope-mass system with $l_1 = 1$ m, $l = 10$ m, $K_a = 1$, $K_v = 1$, $K_p = 0.2$, (a): free vibration control with $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, $x_f = 0$, (b): traverse control with $x_f = 1$ m.

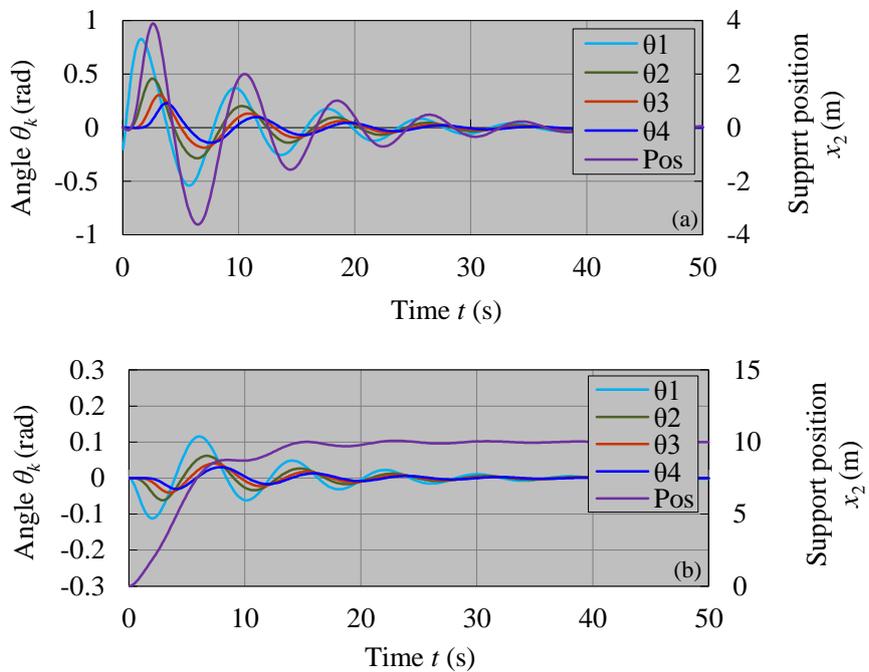


Fig. 4-10 Control response of rope-mass system with $l_1 = 10$ m, $l = 10$ m, $K_a = 1$, $K_v = 1$, $K_p = 0.2$, (a): free vibration control with $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, $x_f = 0$, (b): traverse control with $x_f = 10$ m.

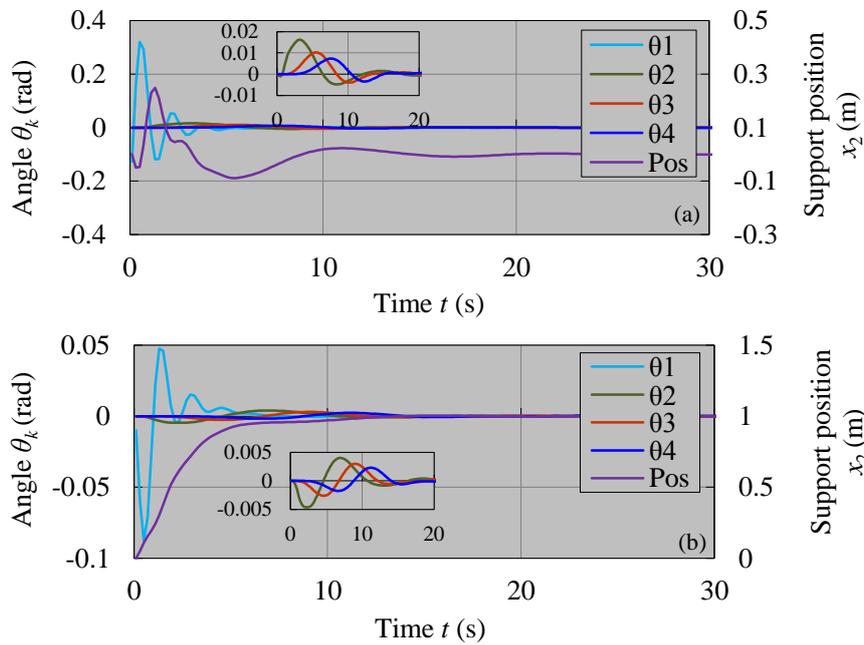


Fig. 4-11 Control response of rope-mass system with $l_1 = 1$ m, $l = 100$ m, $K_a = 1$, $K_v = 5$, $K_p = 0.2$, (a): free vibration control with $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, $x_f = 0$, (b): traverse control with $x_f = 1$ m .

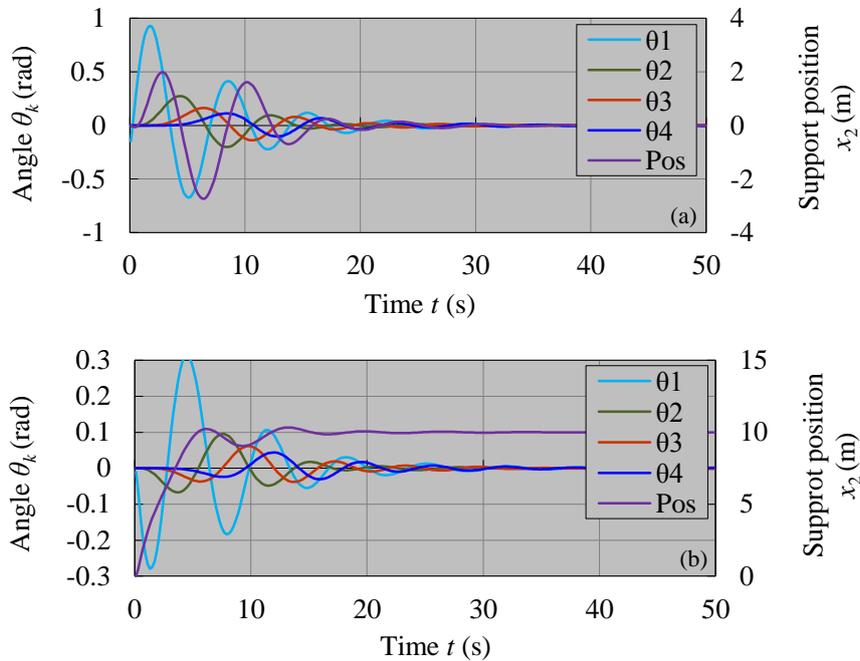


Fig. 4-12 Control response of rope-mass system with $l_1 = 10$ m, $l = 100$ m, $K_a = 1$, $K_v = 5$, $K_p = 0.2$, (a): free vibration control with $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$, $x_f = 0$, (b): traverse control with $x_f = 10$ m .

Fig. 4-13 に、クレーン索荷質量系に初期条件 $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$ を与えて、索長さが $l_1 = 10 \text{ m} \sim 1 \text{ m}$ 間を速度 0.4 m/s で巻上げまたは巻下しをしながら、索支持点を $x_f = 10 \text{ m}$ の位置へ移動させたシミュレーション結果を示す。数学モデル振子長さ $l = 100 \text{ m}$ である。Fig. 4-13 (a) は巻上げの場合、Fig. 4-13 (b) は巻下しの場合である。Fig. 4-13 より、数学モデル振子長さが一定でも効果的なフィードバック係数 K_v , K_p 値を用いることでクレーン索長さの変化に対して、自由振動と支持点位置移動の同時制御ができることが確認できる。

数学モデル振子長さとしてクレーン索巻上げ巻下し長さに対して、共通の効果的なフィードバック係数 K_v , K_p 値がない場合には、整定時間が長い、最大索長 l_1 の整定時間を短縮化することを基準に選定するのが有利であると考えられる。3つの数学モデル振子長さに対するクレーン索質量系の整定時間の評価から、索長が範囲 $l_{\min} \sim l_{\max}$ で巻上げ巻下し制御を行う場合は、数学モデル振子長さ $l \gg l_{\max}$ が有利であることが分かった。

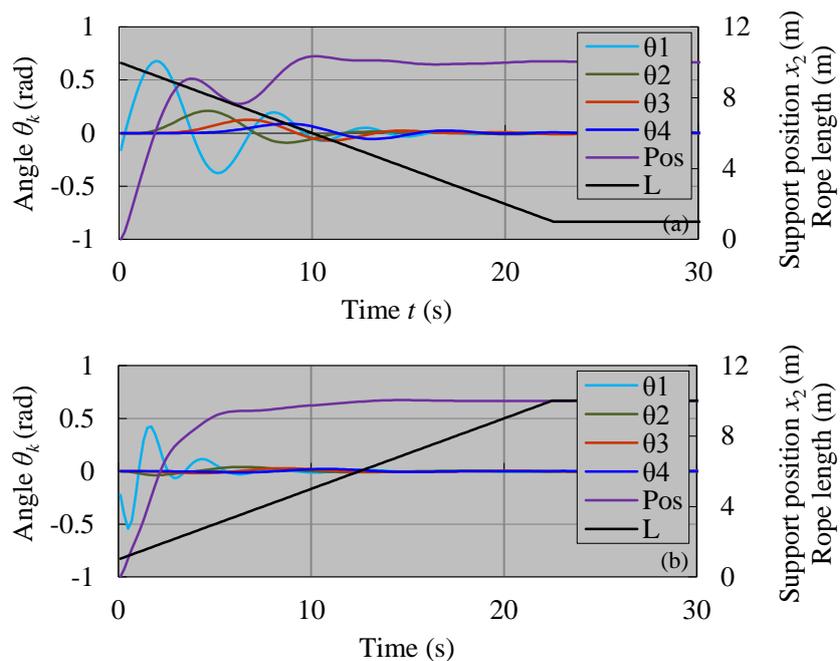


Fig. 4-13 Numerical control simulation of traverse control of rope-mass system winding up (a) and winding down (b) with feedback constants $K_a = 1$, $K_v = 5$, $K_p = 2$, initial conditions $\theta_1 = -0.25$, $\dot{\theta}_1 = 1$ and $l = 100 \text{ m}$, $x_f = 10 \text{ m}$. Rope length varies between 10 m and 1 m at velocity 0.4 m/s .

4.5 実験

前章までに検討した波動制御法のクレーン荷質量系制振への適用性を確認するため、実験を行った。Fig. 4-14 に実験装置の概略を示す。実験装置は、サーボモータとボールねじを組み合わせたリニアアクチュエータ、パルスモータで構成したロープ巻上げ巻下し装置、制御演算用 DSP 装置、ホストコンピュータで構成した。ロープ巻上げ巻下し装置は長さ 0.9 m のロープに重量 1.15 kg のパルスモータユニットを結合している。制御は数学モデル振子長さ $l=0.12$ m, 1 m, 10 m, 100 m として、数学モデル振子長さに対するそれぞれのサンプリング時間 $\Delta t=0.01$ s, 0.01 s, 0.05 s, 0.1 s, 畳み込み積分項数 $n_{ci}=100, 300, 300, 300$ とし、2 自由度数学モデル振子の計算はオイラー法または修正オイラー法で行った。

実験はロープ長さ一定、ロープ巻上げ巻下し、ロープ支持点位置移動の 3 つパターンを行った。ロープ長さが一定の場合の実験では DSP を走らせてから初期角をロープに与え、その後サーボモータに制御出力を印可した。ロープ巻上げ巻下しの実験では DSP を走らせてから、ロープ・パルスモータユニットに初期角を与え、手を放すと同時にサーボモータに制御出力を印可してパルスモータのスイッチを入れた。ロープ支持点位置移動の実験では演算用のプログラムで移動変位を入力し、DSP を走らせた後、サーボモータに制御出力を印可した。

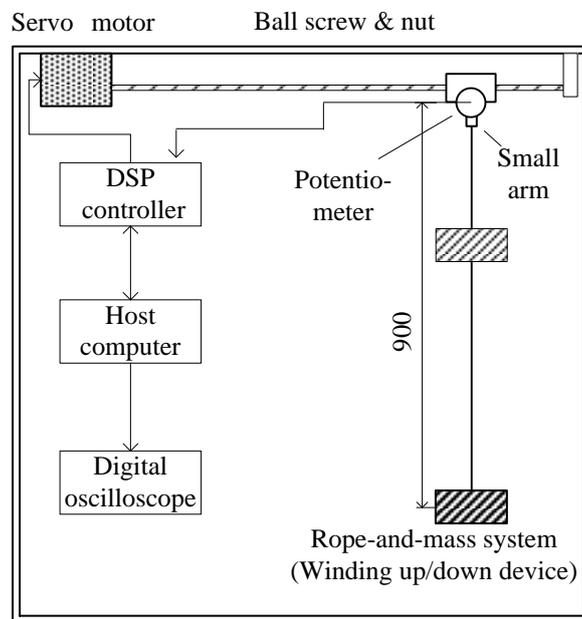


Fig. 4-14 Experimental apparatus of rope-mass system

4.5.1 実験結果

実験はロープ質量系長さ $l_1=1\text{ m}$ ，数学モデル振子長さ $l=0.12\text{ m}$ ， 1 m ， 10 m ， 100 m の場合について行った．制御実験結果をFig. 4-15に示す．ロープに初期変位角を与えた一定ロープ長の実験である．Fig. 4-15(a)は数学モデル振子長さ $l=0.12\text{ m}$ ，フィードバック係数 $K_v=1.8$ ， $K_p=2$ の場合，Fig. 4-15(b)は $l=1\text{ m}$ ， $K_v=1.6$ ， $K_p=1$ の場合，Fig. 4-15(c)は $l=10\text{ m}$ ， $K_v=12$ ， $K_p=9$ の場合，Fig. 4-15(d)は $l=100\text{ m}$ ， $K_v=12$ ， $K_p=9$ の場合の結果である．

次にロープに初期変位角を与えた， $l_1=1\text{ m} \sim 0.3\text{ m}$ の巻上げと巻下し実験結果をFig. 4-16とFig. 4-17に示す．Fig. 4-16は，数学モデル振子長さ $l=1\text{ m}$ ，フィードバック係数 $K_v=1$ ， $K_p=1$ を用いて，巻上げ（巻下し）速度を 0.082 m/s とした場合である．Fig. 4-16では巻上げ終了近くで支持点位置が原点に復帰して整定したが，その後発振している．リニアアクチュエータと角度検出誤差が原因であろうと考えられる．次節でシミュレーションにより安定に整定することを確認している．Fig. 4-17は，数学モデル振子長さ $l=10\text{ m}$ ，フィードバック係数 $K_v=9$ ， $K_p=5$ を用いて，巻上げ（巻下し）速度を 0.082 m/s とした場合の結果である．

支持点位置移動の制御実験を行った．サーボ系誤差を回避するため，フィードバック係数 $K_d=0.25$ を用いた．Fig. 4-18に，ロープ長さ $l_1=0.9\text{ m}$ ，数学モデル振子長さ $l=0.9\text{ m}$ としして静止状態から支持点位置を $x_f=0.2\text{ m}$ 移動させた結果を示す．Fig. 4-18(a)はフィードバック係数 $K_v=1$ ， $K_p=1$ の場合，Fig. 4-18(b)は $K_v=2$ ， $K_p=2$ の場合である．Fig. 4-18(a)では微小振動が残るが，フィードバック係数の大きいFig. 4-18(b)の場合では残留振動が見られない．Fig. 4-18(a)の場合はFig. 4-18(b)の場合に比べて制振特性が優れているが，移動変位のオーバーシュートが見られる．

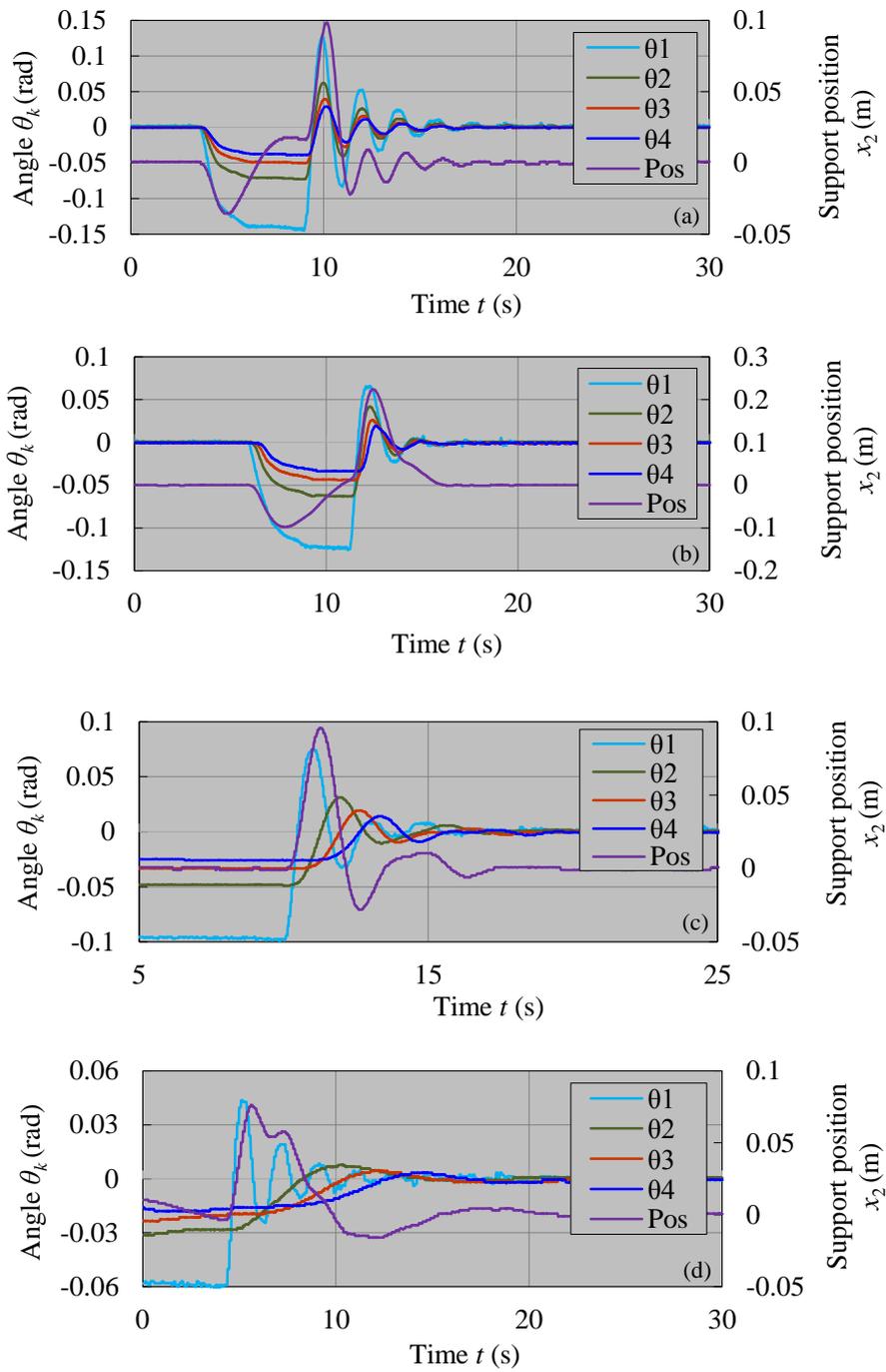


Fig. 4-15 Experimental response of rope-mass system with $l_1 = 1$ m, $K_a = 1$,
 (a): $l = 0.12$ m, $K_v = 1.8$, $K_p = 2$, (b): $l = 1$ m, $K_v = 1.6$, $K_p = 1$,
 (c): $l = 10$ m, $K_v = 12$, $K_p = 9$, (d): $l = 100$ m, $K_v = 12$, $K_p = 9$.

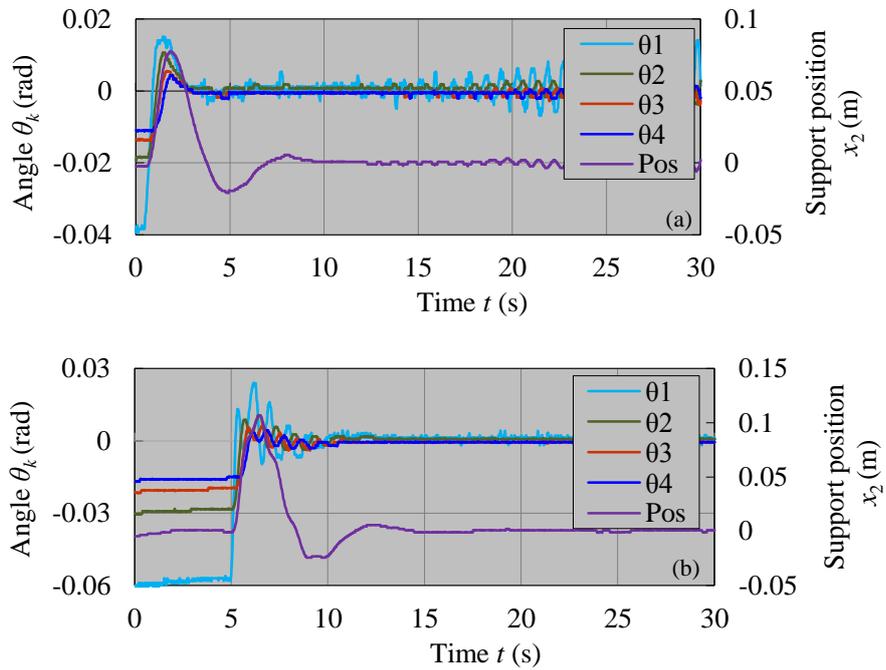


Fig. 4-16 Experimental response of rope-mass system when winding up (a) and winding down (b) at velocity 0.082 m/s and $l = 1$ m, $K_a = 1$, $K_v = 1$, $K_p = 1$. Rope length varies between 1.0m and 0.3 m.

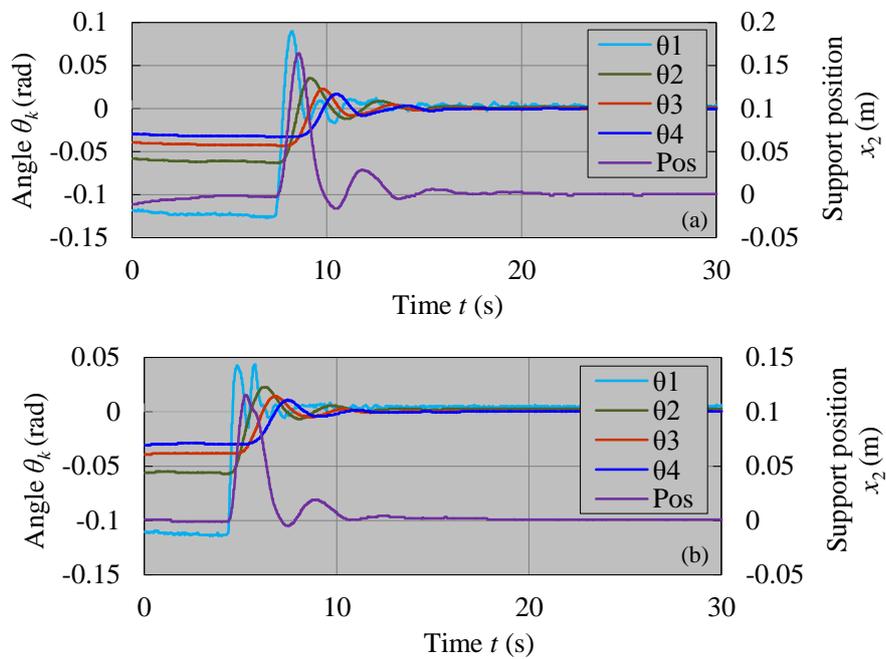


Fig. 4-17 Experimental response of rope-mass system when winding up (a) and winding down (b) at velocity 0.082 m/s and $l = 10$ m, $K_a = 1$, $K_v = 9$, $K_p = 5$. Rope length varies between 1m and 0.3 m.

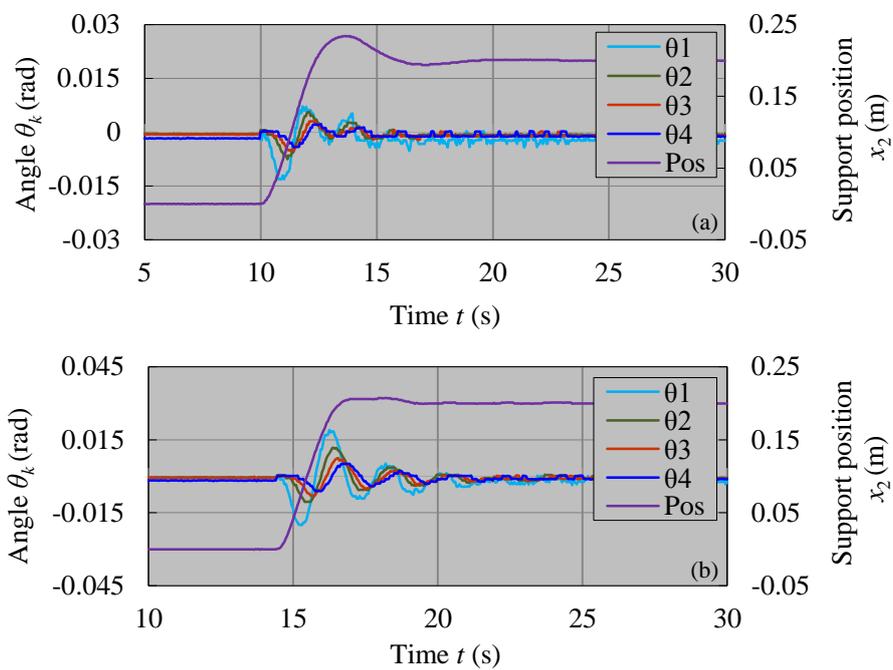


Fig. 4-18 Experimental response of traverse control of rope-mass system with $l_1 = 0.9$ m, $l = 0.9$ m, $x_f = 0.2$ m, $K_a = 0.25$, (a): $K_v = K_p = 1.0$, (b): $K_v = K_p = 2.0$.

4.5.2 実験結果のシミュレーションによる確認

一定長ロープ実験結果の Fig. 4-15 と同じ条件を与えたシミュレーション結果を Fig. 4-19 に示す. Fig. 4-15(a) は $l=0.12\text{ m}$, $K_v=1.8$, $K_p=2$ の場合, Fig. 4-15(b) は, $l=1\text{ m}$, $K_v=1.6$, $K_p=1$ の場合, Fig. 4-15(c) は $l=10\text{ m}$, $K_v=12$, $K_p=9$ の場合, Fig. 4-15(d) は $l=100\text{ m}$, $K_v=12$, $K_p=9$ の場合である. Fig. 4-15 と比較すると, それぞれの場合について, 整定時間が一致し, 振れ角と支持点位置変位の応答も一致することが確認できる. また, シミュレーション結果では実験より支持点の最大変位が小さい.

Fig. 4-16 ($l=1\text{ m}$ の場合), Fig. 4-17 ($l=10\text{ m}$ の場合) に示した $l_1=1\text{ m} \sim 0.3\text{ m}$ 巻上げ巻下し実験結果と同じ条件を与えたシミュレーション結果を Fig. 4-20, Fig. 4-21 に示す. Fig. 4-20(a), Fig. 4-21(a) は巻き上げ場合, Fig. 4-20(b), Fig. 4-21(b) は巻下しの場合である.

$l=1\text{ m}$ の巻下しの実験結果 Fig. 4-16(b) とシミュレーション結果 Fig. 4-20(b) を比較すると, 整定時間が一致し, 振れ角と支持点位置変位の応答も一致していることが確認できる. 巻上げシミュレーション Fig. 4-20(a) では, 実験結果 Fig. 4-16(a) で見られた発振現象はなく, 制御アルゴリズムには全く問題が無いことが確認される. また, 一定長ロープ制御の場合と同様に, シミュレーション結果は実験結果より支持点の最大変位が小さい.

$l=10\text{ m}$ の場合について, 実験結果 Fig. 4-17 とシミュレーション結果 Fig. 4-21 を比較すると, 巻上げと巻下しの各場合とも, 整定時間が一致し, 振れ角と支持点変位の応答も一致することが確認できる. また, 数学モデル振子長さ $l=1\text{ m}$ の場合と同様に, シミュレーション結果は実験結果より支持点の最大変位が小さい.

Fig. 4-21 は移動制御実験 Fig. 4-18 と同じ条件を与えたシミュレーション結果である. Fig. 4-21(a) はフィードバック係数 $K_v=1$, $K_p=1$ の場合, Fig. 4-21(b) は $K_v=2$, $K_p=2$ の場合である. 実験結果とシミュレーション結果を比較すると, 支持点位置変位挙動はよく一致しているが, シミュレーションの振れ角の制振が実験より悪いことが分かる. 振れ角制御の特性は実験系の摩擦による減衰力の有無が原因であろうと考えられる.

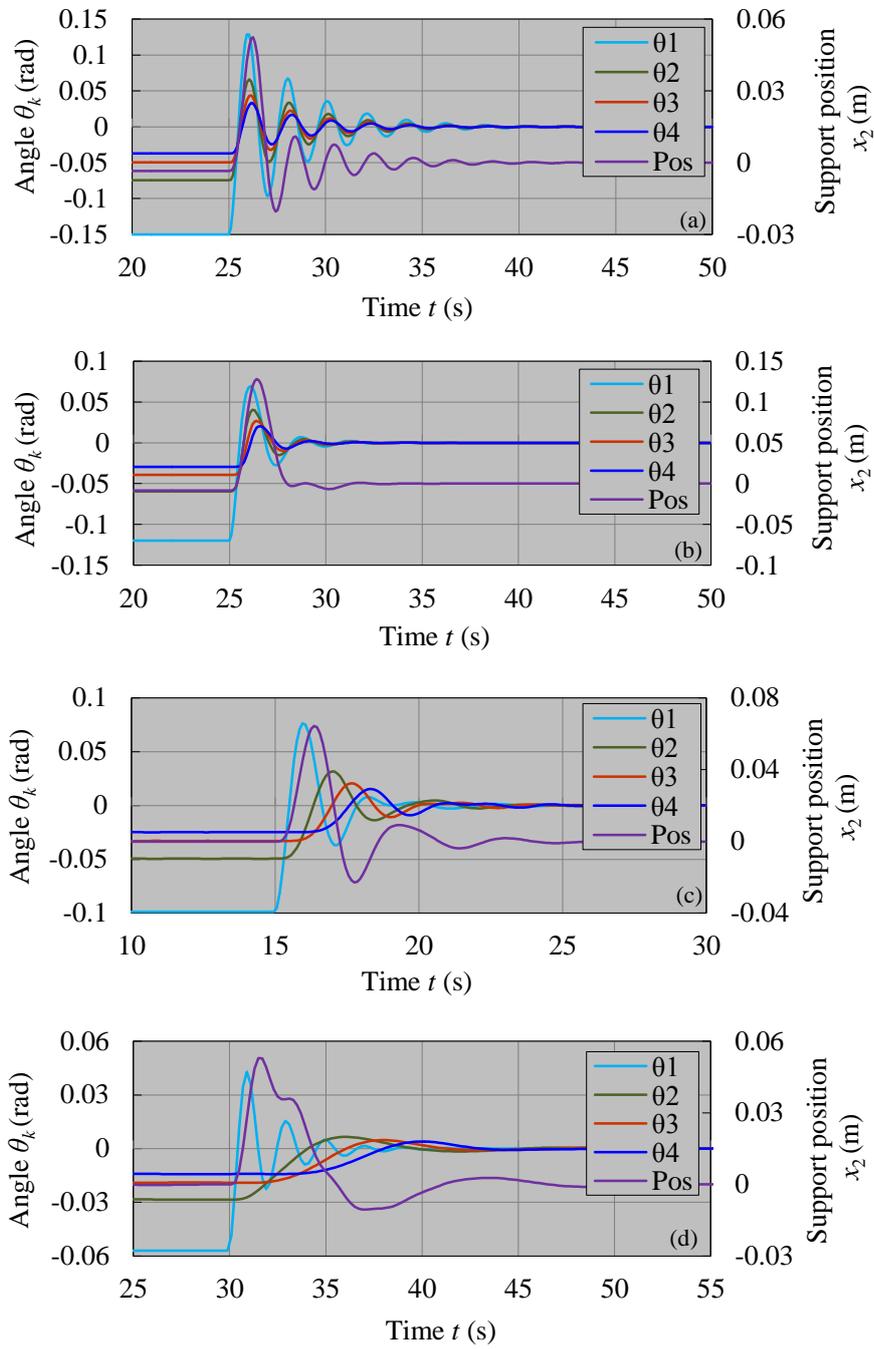


Fig. 4-19 Numerical simulation of rope-mass system with $l_1 = 1$ m, $K_a = 1$,
 (a): $l = 0.12$ m, $K_v = 1.8$, $K_p = 2$, (b): $l = 1$ m, $K_v = 1.6$, $K_p = 1$,
 (c): $l = 1$ m, $K_a = 1$, $K_v = 1$, $K_p = 1$, (d): $l = 10$ m, $K_a = 1$, $K_v = 9$, $K_p = 5$.

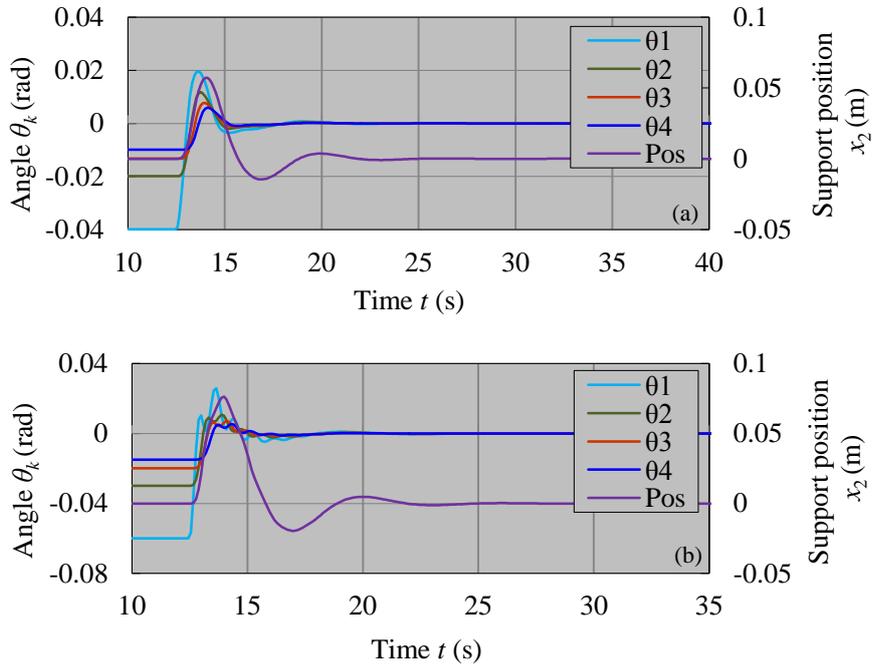


Fig. 4-20 Numerical control simulation of rope-mass system winding up (a) and winding down (b) at velocity 0.082 m/s and $l = 1$ m, $K_a = 1$, $K_v = 1$, $K_p = 1$. Rope length varies between 1m and 0.3 m.

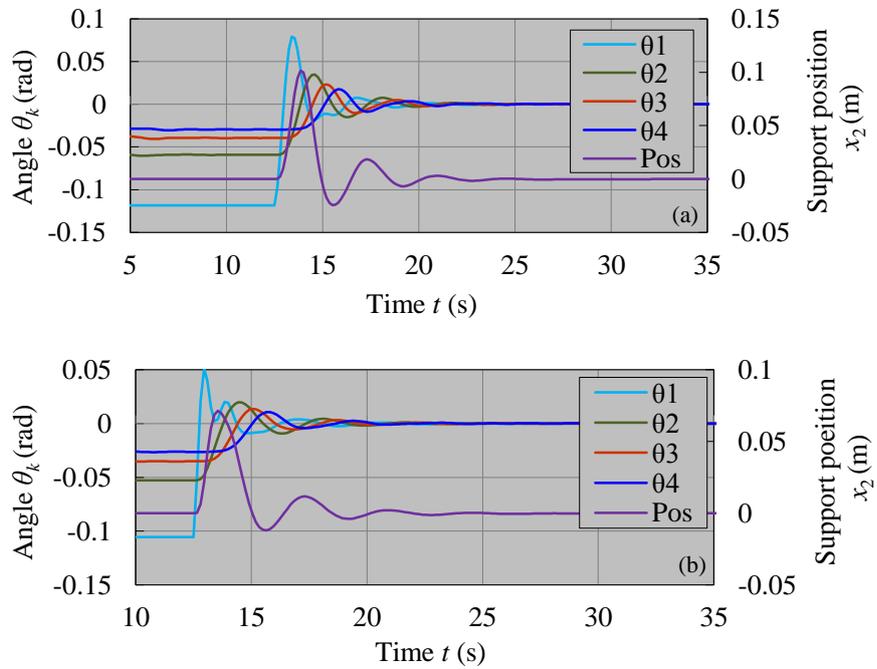


Fig. 4-21 Numerical control simulation of rope-mass system winding up (a) and winding down (b) at velocity 0.082m/s and $l = 10$ m, $K_a = 1$, $K_v = 9$, $K_p = 5$. Rope length varies between 1m and 0.3 m.

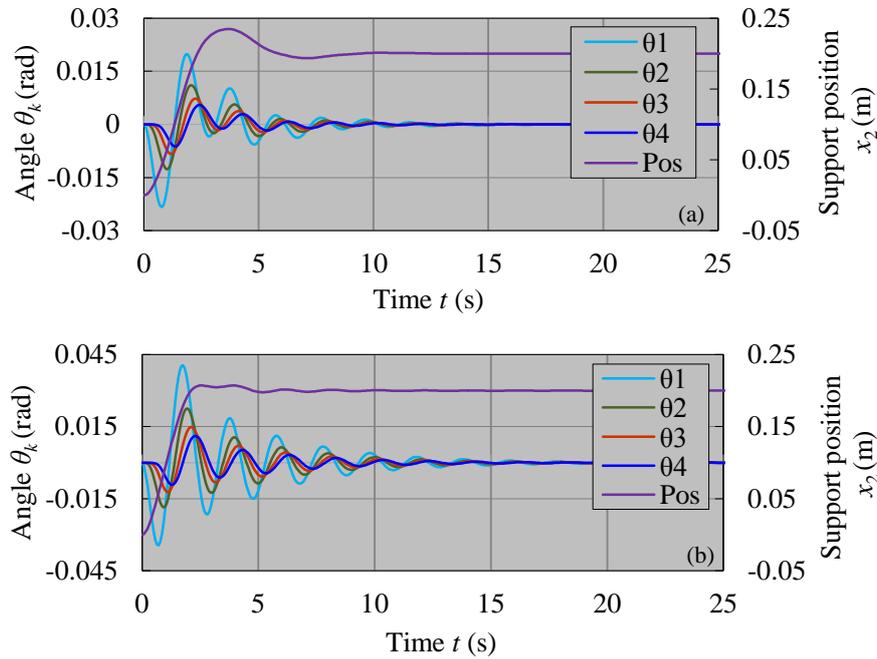


Fig. 4-22 Numerical control simulation of traverse control of rope-mass system with $l_1 = 0.9 \text{ m}$, $l = 0.9 \text{ m}$, $x_f = 0.2 \text{ m}$, $K_a = 0.25$, (a): $K_v = K_p = 1.0$, (b): $K_v = K_p = 2.0$.

4.6 結言

前節までに述べたシミュレーション結果と実験結果から、クレーン索荷質量系の振れ止め制御法、式(4.1)～式(4.4)の有効性が検証された。クレーン索の最大長さや巻上げ時の最小長さを基準として、数学モデル振子長とフィードバック係数の選定方法の提案を行った。効果的なフィードバック係数の選定で最適値が存在しない場合にはクレーン索長が長い場合の特性を優先して選定することが有利である。クレーン索荷系の振れ止め制御は基本的には単振子の固有振動制御であり、索長が長いと振動周期が長くなるので、振動周期の長い期間の整定時間を短縮することが巻上げ巻下しシーケンスでトータルとして時間短縮に効果的であるためである。

本研究ではクレーン索長が 10 m と 1 m で運転されると設定したため、選定した数学モデル振子長、フィードバック係数値に一般性はないが、設定方法は汎用性がある。

実験では、実験装置の誤差でシミュレーション通りの挙動を再現できない場合もあったが、実装可能な（実用的な）システムであることは検証できたと考えている。

第5章 結論

本論文は索を用いた機械装置の振動抑制技術の新しい制御手法として波動制御に関する研究をまとめたものである。具体的な機械装置としてクレーンをモデルとした。

本研究の成果は以下の通りである。

第1章では、振動制御法と波動制御法について本研究の視点を記述した。変位を波動として捉えて系から除去することが、変位を有限空間内の周期運動、すなわち振動として系に減衰を付与するより、根本的な構造物の変位抑制に効果的であるとの視点である。本研究で対象とするクレーンの制振技術の多くが振動制御に基づく手法であり、振動系同定が可能であることを前提としているのに対し、本研究は、局所的な情報で系全体の振動エネルギー吸収が可能な波動制御の観点から、システム同定が十分でなくても効果的な振動抑制が可能な新しい制御則の提案を目的とすることを述べた。

第2章では、クレーン振れ止め制御に適用する新しい波動制御法として懸垂索の波動制御を扱った。本章では、索質量を考慮する懸垂索の波動伝搬性を利用した制振法の可能性を探索した。クレーン索が荷質量を懸垂する場合は単振子モデル化が可能であるが、空荷状態の索の振れ止め制御は懸垂索としての扱いが不可欠である。懸垂索の理論的な波動伝搬解が知られていないため、懸垂索運動方程式の差分モデルを用いて制御則を求めた。懸垂索の下端荷質量の有無、自由振動と強制振動など種々の条件下での波動制御則の有効性を数値シミュレーションによって検証した。とくに下端質量無しの1m懸垂索の分布定数系制御応答計算では5秒程度で静止できることを確認した (Fig. 2-10)。実用性を確認する目的で制御変位量に制限を与える場合も検討し、静止時間が若干多くなるが非制限時と同等の制振が可能であることも確認した (Fig. 2-11)。ただ、荷質量がある場合は制振に数倍の時間を要するため、この場合は3章、4章で検討した懸垂多重単振子制御の方が有利であることが明らかとなった。

第3章では、懸垂多重単振子系の波動伝搬特性をクレーン振れ止め制御に適用するための基本的特性を明らかにした。第2章では懸垂索質量を考慮して索の波動伝搬を利用した制振を扱ったが、本章では、懸垂索質量を無視して下端懸垂質量のみを考慮する単振子としてのモデル化を扱った。

厳密な制御対象モデルを用いないクレーン制御に応用できる制御法の一つとして波動制御法がSaigoら^{(61), (67)-(69)}によって提案されている。制御対象の懸垂体が仮想的に多重懸垂体に懸垂された状態を支持点加速度によって実現して波動伝搬状態を生成するものである。仮想懸垂体数学モデルの支持点では波動反射の影響を除去するための「初期化」が欠点であった。そこで、本研究では、理論的な波動伝搬解を開発して初期化を必要としない波動

制御法を開発した。波動伝搬解の有用性を確認するため3自由度懸垂単振子系の制御を対象とした。制御は支持点の加速度制御であり、波動制御された系は支持点位置の位置決め性能を有していないためフィードバック制御補償を導入した。波動制御の支持点加速度に支持点の速度と位置のフィードバックを重畳した加速度制御法を提案した。提案手法の制御性について数値シミュレーションにより検証し、フィードバック係数の制御特性に及ぼす影響を調べた。

クレーン索質量系に対応する最下端振子長(l_1)以外は均質な振子長(l)で構成する非均質懸垂多重単振子系の特性を利用した。波動伝搬による振れ角制御は均質系が最も性能が良いが、支持点位置制御性を考慮すると非均質の方がよい場合があった。制御特性は式(3-21)のフィードバック係数 K_a, K_v, K_p に加えて $\lambda=l/l_1$ と目標位置 x_f にも依存するので、効果的なフィードバック係数値は数値シミュレーションによって探索した。クレーン索の巻上げ長さ λ と搬送距離である x_f の値は実際のクレーン仕様から決まるものなので、本章では代表的な値に対して制御性を計算した。 $K_a=1, x_f=0$ とした、 $\lambda=0.2, 1, 4$ の場合で比較すると、 $\lambda=0.2$ では有用な K_v, K_p の範囲が $\lambda=1$ の場合より広がること、 $\lambda=4$ の場合はフィードバックの効果がほとんどなく制振性が悪いことなどが明らかとなった。

制御アルゴリズムの実装化の検証のため制御実験を行った。実験系は無視できない摩擦が存在して制御則導出の仮定である非減衰多重振子系とは異なる対象であるが、それにも拘らず十分な制振性能が確認できた。波動制御のロバスト性が有効に作用していると考えられる。実験結果の数値シミュレーションによる検証も行った。減衰の影響とみられる差異を除けば、定量的にもほぼ一致することが確認できた。

第4章では、第3章で開発した多重懸垂単振子系の波動伝搬特性を利用した制振法をクレーン索質量系の制振制御に適用する手法を開発した。第3章では、最下端振子をクレーン索荷質量系、他の2自由度単振子系を制御ハードウェアと見なして、懸垂3自由度単振子系の支持点加速度制御による制御則の開発と実験的検証を行ったが、その方法をクレーン索荷質量系制御に応用するため、制御ハードウェアと見なした2自由度単振子系の実振子を数学モデルで置き換えてオンラインで挙動を演算した。2自由度単振子数学モデルは波動伝搬解を用いて常に波動伝搬状態にあるようにした。波動制御はクレーン索荷質量の支持点の加速度制御として行うが、系として支持点位置が保証されないことは3自由度単振子系の制御と同じであるので、クレーン索荷質量系ではクレーン索支持点で支持点位置と速度のフィードバックを含む加速度制御を行った。

フィードバック係数、振子長比、クレーン移動距離の制御性能に及ぼす影響を詳細に求めて、クレーンに適用する最適パラメータの設定手順を明らかにした。また、3自由度単振子系支持点での加速度制御と1自由度支持点での加速度制御とでのフィードバック係数およびパラメータの制御性に及ぼす影響が異なることを見出した。数学モデル2自由度振子長さは固定値としているが、クレーンの巻上げ巻下し時ではクレーン索長さと数学モデ

ル振子長さが一定にならない。可変長クレーン長さに対して最適な数学モデル振子長さとフィードバック係数についても検討した。

本研究では、索長 10 m のクレーンが 1 m まで巻上げる場合を例として、効果的なフィードバック係数 K_a, K_v, K_p を $l_1 = 1 \text{ m}, 10 \text{ m}, \lambda = 0.1, 1, 10$ の組み合わせに対して探索した。その結果、 $l = 100 \text{ m}$ とすると、 $l_1 = 1 \text{ m}, 10 \text{ m}$ に共通して効果的な K_a, K_v, K_p が存在することが分かった。 $K_a = 1, K_v = 5, K_p = 2$ として $x_f = 10 \text{ m}$ に移動する場合の巻上げと巻下しシミュレーションでは約 10 s で制振制御が完了し、本制御則の有用性を確認した。

制御側の実装を確認するため、Fig. 4-13 に示す実験装置で制御実験を行った。実験装置は第 3 章で用いた装置に巻上げ巻下し装置を追加したものである。Fig. 4-16 の巻上げ制御と巻下し制御 ($l_1 = 1.0 - 0.3 \text{ m}, l = 10 \text{ m}, K_a = 1, K_v = 9, K_p = 5$) では 5 秒程度で整定している。この応答はシミュレーション結果 (Fig. 4-20) と一致している。移動制御の Fig. 4-17 は、実験装置のサーボ系の誤差のため保守的な実験に限定されたものであるが、シミュレーション結果 (Fig. 4-21) と一致している ($l = 0.9 \text{ m}, K_a = 0.25, K_v = 2, K_p = 2$)。実験装置のサーボ系誤差と摩擦の影響はあるが、実験結果はシミュレーション結果と一致しており、制御則の実装は可能であることが確認できた。

最後に、本研究のまとめを記す。

第 3 章、第 4 章の結果から、波動制御を基本とした速度と位置のフィードバック制御を重畳するクレーン支持端の加速度制御法の基本的な有効性が確認され、実用化の可能性が検証できたと考えている。第 2 章の懸垂索制御はクレーン索の空荷状態の制振には不可欠であり、その基本的有用性の検証はできたと考えられるが、実用化に向けてはハードウェアの開発など未解決な課題がある。今後の課題の一つとしたい。索制御はクレーン索のみならず、特殊な製造機械装置や宇宙構造物などにも応用できる可能性を有している技術である。

また、第 3 章で非均質多重懸垂単振子系の波動伝搬解を近似的に求めたが、モード局所化の理解には厳密な理論解が必要である。波動伝搬限界は分布定数系にはない集中定数系固有の現象であるが、分布定数系の非均質構造体の波動解は理論的に扱われており⁽⁷⁰⁾、集中定数系の場合も何らかの波動解が導けるものと考えている。今後の課題としたい。

第 5 章の参考文献

(70) D. J. O'Boy, V. V. Krylov and V. Kralovic, Damping of flexural vibrations in rectangular plates using the acoustic black hole effect, Journal of Sound and Vibration, Vol. 329 (2010), pp. 4672-4688.

謝辞

本研究を行う機会を与えていただくとともに、本論文のとりまとめ並びに研究の遂行にあたり、多大なる御指導を賜りました東洋大学西郷宗玄教授に深く感謝申し上げます。

先生からは、振動波動理論をはじめとし、研究を行う者としての心構え等、日々多くのことを御教示賜りました。

また、研究に際し、有益なる御助言をしてくださり、励ましの御言葉をかけてくださいました東洋大学大久保俊文教授、東洋大学吉田善一教授に対しましても、心より御礼を申し上げます。

さらに、日々励まし合いながら研究に取り組んできた振動制御研究室の皆様にも謝意を表します。

研究業績一覧

[学術論文] (有審査)

1. 鄭小蘭, 西郷宗玄, 懸垂索の差分モデル制御則に基づく波動制御, 日本機械学会論文集, Vol. 80, No. 818, 2014, DOI: 10.1299/transjsme.2014dr0306.
2. Xiaolan Zheng, Muneharu Saigo, Wave control of crane rope-and-mass system, Mechanical Engineering Journal, Vol. 2, No. 6, 2015, DOI: 10.1299/mej.15-00381.

[学会発表] (口頭発表)

1. 鄭小蘭, 西郷宗玄, 懸垂索の差分モデル制御則に基づく波動制御, 日本機械学会関東支部第21回茨城講演会論文集, (2013), pp.41-42.
2. Xiaolan Zheng, Muneharu Saigo, Wave control of suspended rope based on finite difference model, 21th International Congress on Sound and Vibration, Beijing, China, (July 2014).
3. 鄭小蘭, 西郷宗玄, 多重懸垂系の波動制御, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2014, Tokyo, Japan, (August 2014).
4. Xiaolan Zheng, Muneharu Saigo, Wave control of rope and payload system by using virtual multiple pendulums system, The 34th Chinese Control Conference and SICE Annual Conference 2015, Hangzhou, China, (July 2015).
5. 鄭小蘭, 西郷宗玄, 一次元構造体を介した遠隔振動エネルギー吸収, 日本機械学会 Dynamics & Design Conference, Aomori, Japan, (August 2015)

以上