

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 27 年 6 月 8 日現在

機関番号：17102

研究種目：基盤研究(B)

研究期間：2012～2014

課題番号：24360091

研究課題名(和文) 自励振動に対する動吸振器の動作原理の解明と合理的な最適設計法の開発

研究課題名(英文) Operating mechanism and rational optimization of dynamic absorber for a self-excited vibration

研究代表者

近藤 孝広 (KONDOU, TAKAHIRO)

九州大学・工学(系)研究科(研究院)・教授

研究者番号：80136522

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 14,600,000円

研究成果の概要(和文)：自励振動に対する動吸振器の動作原理の解明では、付加される減衰の系への影響を高精度に評価することが重要である。本研究課題では、減衰自由振動系から求められる複素固有モードに基づくモード分離法を開発した。

本手法は、質量行列および剛性行列だけでなく減衰行列をも同時に対角化した上で、運動方程式をモード毎に実数型の2階の常微分方程式に変換できる。したがって、高精度な安定解析とエネルギー論的検討が可能となる。

この結果、線形不安定振動に起因する自励振動全般に対して、高効率かつ高精度な安定解析が可能となり、動吸振器の動作原理の解明および最適設計法の確立が実現した。

研究成果の概要(英文)：The high accuracy evaluation of effect of system damping to the system is important to investigate the operating mechanism of a dynamic absorber for self-excited vibrations. In this study, we proposed a new type of complex modal analysis derived from damping free vibration. This analysis method leads to the modal equations as a second-order real differential equation with exactly diagonalized mass, stiffness, and damping matrices. We use this procedure to derive the high accuracy stability analysis and to investigate the effect of the dynamic absorber on the stabilization mechanism from the point of view of the energy balance in the system. Consequently, we realized the approximation stability analysis with high efficiency and high accuracy for all of the type of self-excited vibrations based on linear unstable vibration. And we showed operating mechanism of a dynamic absorber and established a rational optimization procedure for a dynamic absorber based on the operating mechanism.

研究分野：機械力学，機械振動学

キーワード：自励振動 動吸振器 安定解析 係数励振 非対称行列 負性抵抗 時間遅れ系 最適設計

1. 研究開始当初の背景

自励振動とは、『振動的なエネルギーが系外から付与されていないにもかかわらず、系自身に内在する何らかの要素が非振動的なエネルギーを振動的なエネルギーに持続的に変換することによって発生・成長する振動』の総称である。機械システムにおいて自励振動が発生するには、外乱によって不可避免的に誘起される微小な自由振動が、何らかの形で励振エネルギーの生成源になるというエネルギー変換機構が系内に形成されなければならない。これが機械システムにおける自励振動の基本的な発生メカニズムである。いったんそのようなエネルギー変換機構が形成されると、非常に大きくかつ強い振動が発生するので、機械システムにとって極めて有害である。逆に、エネルギー変換機構の形成を防止することができれば、励振エネルギーの供給が絶たれるので、自励振動はまったく発生しなくなる。したがって、自励振動の発生を完全に防止するには、エネルギー変換機構の特性を明らかにした上で、その特性に応じた対策を立案しなければならない。

機械システムにおけるエネルギー変換機構の特性を解明するには、平衡点近傍における微小な自由振動の挙動を考察すれば十分であることが多い。すなわち、系が非線形性を含む場合には平衡点近傍で線形化した上で、平衡点の安定性を判別すればよい。その際特筆すべきなのは、線形自由振動系における不安定振動の発生原因（平衡点を不安定化する原因）を運動方程式の数学的性質に即して分類すると、以下の四つのタイプに限定されることである。(1) 係数励振、(2) 負性抵抗、(3) 非対称行列、(4) 時間遅れ。また、その物理的原因としては、主に流体力や摩擦力の影響が挙げられる。しかも、その形態は非常に多岐にわたっているのが特徴である。

ところで、研究開始当初までには、負性抵抗を除く三つのタイプの自励振動系に対する防止対策として、動吸振器の有効性が注目されていた。例えば、時間遅れ系では接触回転系のパターン形成現象、係数励振系では軸方向加振された梁の曲げ振動、非対称行列系では自動車用ディスクブレーキの鳴きに対して取り扱い、動吸振器を付加することによって自励振動の発生を完全に抑制し得ることを示されている。これらの事例に共通するのは、動吸振器が適切に設計されたときには、防振対象である自励振動系（主系）だけでなく、付加した動吸振器（従系）も全く振動しなくなるということである。このような特長を有することから、動吸振器は自励振動に対しても受動型の制振器機として非常に大きな可能性を有しているといえる。その反面、動吸振器には自励振動に対する動作原理がほとんど明らかになっていないという学術上の大きな問題が残されていた。

2. 研究の目的

上述の研究背景の通り、自励振動に対する防止対策として、受動型制振機器である動吸振器が注目されている。また、自励振動に対する動吸振器は、適切に設計すると防振対象だけでなく動吸振器自体も全く振動しなくなるという特長も確認されている。しかし、動吸振器の動作原理が明確化されていないという学術上の大きな問題が残されている。本研究課題では、自励振動に対する動吸振器の動作原理をエネルギー的見地から理論的に解明して体系化を図るとともに、動吸振器が自励振動に対する最も有効な防止対策としての地位を確立するために、動作原理に基づく合理的な最適設計法を開発する。

3. 研究の方法

研究代表者の総括のもとに、発生原因の異なる以下の四つのタイプの自励振動系をそれぞれ対象とする研究班を組織し、自励振動に対する動吸振器の動作原理と最適設計法に関する多角的かつ総合的な研究を展開した。四つのタイプ自励振動の具体的なモデル例は以下の通り。

- (1) 係数励振系：最も基本的なモデルである (i) 支点が上下する剛体振り子および (ii) 軸力が周期変動する柔軟弾性棒を対象とした系
- (2) 負性抵抗系：流体励起振動のギャロッピング現象。
- (3) 非対称行列系：ディスクブレーキの鳴きを想定したクーロン摩擦に起因する自励振動を対象とした系。
- (4) 時間遅れ系：機械システムに多くみられるゴム巻きロールと剛性ロールが接触回転する系。

まず、自励振動に対する動吸振器の動作原理の解明では、付加される減衰の系への影響を高精度に評価することが重要であるため、減衰自由振動系から求められる複素固有モード解析に基づくモード分離法を開発した。

本手法を上記の各自励振動系へ適用することにより、(i) モード解析に基づくモード毎の近似方程式の導出、(ii) フローケの定理に基づいた解の仮定による、モード毎の近似安定判別法の開発、(iii) エネルギー的な観点から安定化メカニズムの解明、を行った。

以上より、線形不安定振動に起因する自励振動全般に対して、高効率かつ高精度な安定解析が可能とし、動吸振器の動作原理の解明および最適設計法の確立を図った。

4. 研究成果

自励振動は、系内のエネルギー変換機構で生成される励振エネルギー量が減衰要素で消費される散逸エネルギー量よりも大きくなったときに発生し成長する。したがって、励振エネルギー量と散逸エネルギー量をモード毎に正確に見積もることができれば、多種多様な自励振動の特性を統一的に把握できる可能性が高い。ところが、通常の実モー

ド解析では励振エネルギー量と散逸エネルギー量をモード毎に正確に見積もることが困難である。なぜなら、散逸エネルギーの担い手である減衰要素は特別な場合を除いて実モードによって対角化されないため、動吸振器の減衰の影響をモード別に正確に評価することは難しい。さらに、自励振動の発生に関して非対角項（モード間の相互作用）の影響を無視できない事例が多いため、モード間のエネルギーの流れを把握する必要がある。一方、減衰要素に関しては複素モード解析法を適用することによって同時対角化が可能であるが、従来の複素モード解析法によれば、運動方程式が複素モード座標に関する1階の微分方程式に変換されるので、エネルギー論的な議論になじまないという致命的な欠点がある。

そこで、本研究では、質量、剛性および減衰行列を同時対角化しつつ、完全に実数型の2階の常微分方程式として物理座標をモード座標に変換する相似変換行列を導出し、それに基づく新しいタイプの複素モード解析法を提案する。

いま、動吸振器を含む n 自由度自励振動系の運動方程式を、一般的に次式のように表す。

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx + \varepsilon f_s = 0 \quad (1)$$

ここに、 M, C, K は正定行列($n \times n$)であり、 f_s は自励振動を引き起こす励振項を示す。 f_s の関数形は励振形態によって異なるが、いずれも ε の微小量と仮定する。

次に、式(1)を1階の微分方程式に変換した上で従来の複素モード解析法を適用し、適切な正規化を施した複素固有モード行列および係数行列が対角化された複素モード方程式を求める。さらに、この複素モード方程式に対して適切な相似変換を施す。この相似変換が従来の複素モード解析法と異なる点である。この変換により次のような実モード方程式が導出される。

$$\begin{aligned} \ddot{\xi} + 2Z\Omega\dot{\xi} + \Omega^2\xi + \varepsilon g_s &= 0 \\ Z &= \text{diag}[\zeta_1 \ \zeta_2 \ \dots \ \zeta_n] \\ \Omega &= \text{diag}[\omega_1 \ \omega_2 \ \dots \ \omega_n] \end{aligned} \quad (2)$$

ここに、 ξ は複素モード座標を実数化した実モード座標であり、 g_s は f_s を実モード座標に変換した励振項を表す。式(2)は、質量行列と剛性行列だけでなく減衰行列も厳密に対角化されていること、式中のすべての物理量が実数で表現されている上にエネルギー論的な議論に適した2階の微分方程式に変換されていることなどの特長を有している。さらに、様々な励振項に対して g_s を求め、適切な近似を施すことで、モード毎の近似方程式を導出される。この方程式より、モード毎の近似安定判別が可能となるうえ、励振エネルギー量と散逸エネルギー量をモード毎に高精度で見積もることが可能になる。

以下では、本手法を各タイプの自励振動系に適用した結果を示す。

(1) 係数励振系

動吸振器を付加した係数励振系の典型例として、図1に示すような最も基本的な2つのモデルを取り扱う。Model Aは、質量 m 、長さ l の主系振り子の支持部が鉛直方向に $a \cos 2\Omega t$ で周期振動する係数励振系であり、主系振り子の先端部に質量 m_a 、長さ l_a の振り子型動吸振器が取り付けられている。一方、図1(b)に示すModel Bは、滑らかな水平面内において質量 m の質点がばね定数 $k/2$ の2つのばねによって支持され、両ばねの支持部がそれぞれ逆位相で長手方向に $a \cos 2\Omega t$ で周期振動する係数励振系であり、主系の質点には、質量 m_a 、ばね定数 k_a および減衰係数 c_a の動吸振器が取り付けられている。

Model Aの特徴は、質量行列に連成項（非対角成分）が現れるのに対して剛性行列には連成項が現れないこと、および係数励振行列 f_s が剛性行列の定数倍になり主系だけでなく動吸振器にも係数励振の影響が現れることである。一方、Model Bの特徴は、質量行列に連成項はなく剛性行列に連成項が現れること、および係数励振の影響が主系にのみ現れることである。

これらのモデルに、上記の手法を適用した結果を示す。比較のため、通常の実モード解析を適用し減衰項と係数励振項に関しては非対角項を無視して対角成分のみを考慮した場合の結果も合わせて示す。

図2はModel Aにおいて、動吸振器の減衰比が $\zeta_a = 0.5$ のときの主共振の不安定領域を示しており、図2(a)は新しい複素モード解析を適用した場合、図2(b)は通常の実モード解析を適用した場合である。横軸は主系単体の不減衰固有角振動数 ω_1 と動吸振器単体の不減衰固有角振動数 ω_a の比 $\alpha = \omega_a / \omega_1$ 、縦軸は係数励振の角振動数の2分の1の値 Ω である。青色の領域はモード解析を適用してモード別に近似解析を行った結果、赤色の点は基礎式から直接数値積分により特性指数の数値解を求めて安定判別を行った非常に高精度の結果である。また、灰色の領域は主系単体時の主共振の不安定領域を、黒色の実線は各手法で得られた固有角振動数を示す。図2(a)より、新しい複素モード解析に基づく近似安定判別法の結果がよく一致しており、近似解は非常に高精度であることが確認できる。一方、実モード解析に基づく近似安定判別法の場合には、図2(b)に示すように不安定領域が

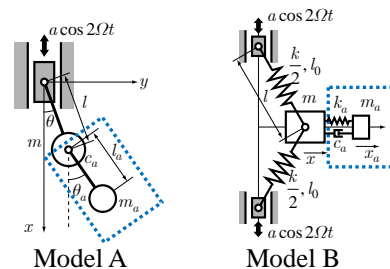


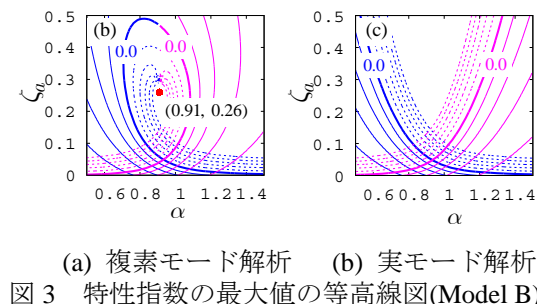
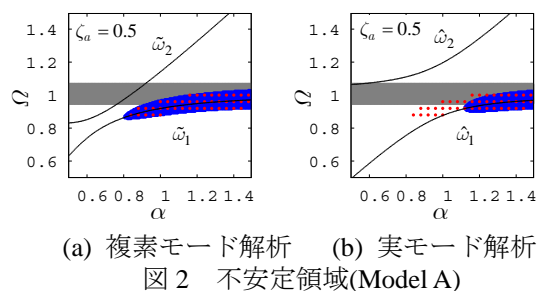
図1 係数励振系解析モデル

数値解の不安定領域よりも小さくなる. このように, 実モード解析では減衰行列の非対角項を無視しているため, この影響で減衰が大きい場合は精度が低下する. 結果の図示は省略するが, Model B においても同様の結果が得られた.

図3は Model B を対象とした特性指数の最大値の等高線図を示す. 図2と同様(a)は新しい複素モード解析を適用した場合, (b)は通常の実モード解析を適用した場合である. 縦軸は動吸振器の減衰比 ζ_a , 横軸は振動数比 α であり, 等高線の値は, $-0.05 \sim 0.04$ までの範囲を 0.01 毎に示している. また実線と点線はそれぞれ不安定領域内と安定領域内の等高線を表し, 桃色が1次モード, 青色が2次モードに対応する. また, 赤色の点は特性指数の最大値が最小となる最も安定度の高い最適点を示す.

直接数値積分により求めた数値解の結果の図示は省略するが, 図3(a)の結果は数値解の結果とよく一致しており, 新しい複素モード解析を適用した近似解が高精度であることを確認している. 図3(a)より, 1次モードおよび2次モード共に安定となる領域は閉じた領域となっており, 振動数比だけでなく減衰比に関しても最適値が存在することが確認できる. 一方, 図3(b)より, 実モード解析では減衰比が大きくなるにつれて, 図3(a)よりも安定領域が広くなり, 精度が低下する. また, 減衰比が大きくなるほど特性指数の最大値も小さくなるため適切な動吸振器の設計が不可能となる. Model A においても同様の結果となることを確認している.

また, 詳細な説明は割愛するが, 本手法では, 完全に実数型の2階の常微分方程式として表されるので, 減衰と係数励振によって消費および励振されるエネルギーをモード毎の近似解を用いて求めることができる. その結果, 減衰によって消費されるエネルギー



$W_{D,p}$ が係数励振によって励振されるエネルギー $W_{P,p}$ を上回る場合に安定化することが確認できた. つまり, 動吸振器によってモード別の消費および励振エネルギーのバランスが変更されることで安定化が実現する.

動吸振器の動作原理は (i) 動吸振器の減衰による消費エネルギーの発生, (ii) 励振源となるモード形状の変化による励振エネルギーの変更の次の2点である. その結果として, 消費エネルギーが励振エネルギーを上回り, 安定化する.

他のタイプの自励振動系に関しては, 新しい複素モード解析を基盤とした安定解析法の適用は係数励振系とほぼ同様であるので, モデルの説明と結果のみを示す.

(2) 負性抵抗系

動吸振器が付加された負性抵抗系の典型例として, 図4に示すような最も簡素で基本的なモデルを取り扱う. このモデルは主系の質点と1つの動吸振器から構成される. 主系は k のばねと c の減衰によって支持され, 質量 m_a , ばね定数 k_a および減衰係数 c_a の動吸振器が取り付けられている. 主系は流速 V , 密度 ρ の定常流にさらされており, この定常流による揚力 F_x が主系にのみ作用しているものとする. このモデルは, 揚力による流体励起振動モデルである. 本モデルでは, 式(1)の励振項 f_S は主系の速度 \dot{x} のみに比例する式で表されており, その係数が負の値となる. 新しい複素モード解析法を適用することで, p 次モードの限界流速 $V_{C,p}$ をモデルパラメータで表すことができ, $V > V_{C,p}$ のとき p 次モードの近似解は不安定となる.

図5は, 動吸振器の減衰比が $\zeta_a = 0.1$ および 0.5 のときの不安定領域を示している. 実線は, 新しい複素モード解析を適用した近似解より求められた限界流速を表し, 実線より流速が大きい領域が不安定領域である. 一方, 点線で表された領域が数値解によって得られた不安定領域を示している. 青色は1次モード, 緑色は2次モードを表す. 図5から, 近似解によって得られる限界流速が数値解によって得られるものと非常によく一致していることが確認でき, 高精度な安定解析が可能となっている. $\alpha \approx 0.9$ では, $\zeta_a = 0.1$ の時, 両モードの限界流速は非常に高くなっているが, $\zeta_a = 0.5$ のとき, 限界流速は $\zeta_a = 0.1$ のときよりも低くなっている. この傾向から, 負性抵抗系においても, 動吸振器の減衰比に

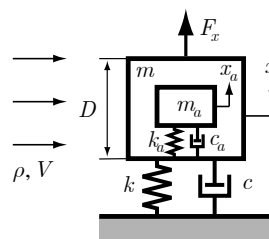


図4 負性抵抗系解析モデル

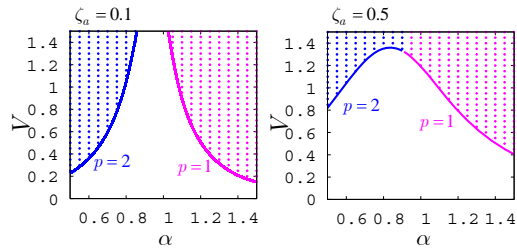
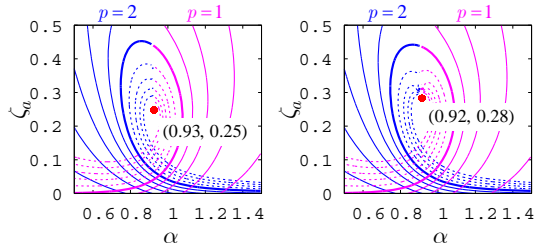


図5 不安定領域



(a) 数值解析 (b) 近似解
図6 特性指数の最大値の等高線図

は最適値があることがわかる。

図6は $V=1.5$ のときの特性指数の最大値の等高線図を示す。図5(a)と図5(b)は、数値解と近似解によって得られる特性根の実部の等高線を示している。これらの等高線は $-0.05 \sim 0.05$ の範囲を0.01毎に記している。線種および赤色の点の意味は図3と同様である。この結果より、近似解の結果が数値解の結果に非常によく一致しており、近似解の精度が高いことがわかる。また、係数励振系と同様に振動数比 α のみでなく、減衰比 ζ_a に関しても最適値が存在することが確認できる。

(3) 非対称行列系

動吸振器が付加された非対称系行列系の典型例として、図7に示すような基本的なモデルを取り扱う。このモデルは x 方向の並進と θ 方向の回転のみ運動し得る2自由度系である主系と1つの動吸振器から構成される。主系は質量 M 、慣性モーメント J の剛体であり、図に示すように剛体の両端2か所での基礎に K のばねと C の減衰によって支持されている。図の右方向に移動している下面の基礎とは重心から左方向に a 、下方向に l の距離の位置でクーロン摩擦接触しており、接触面の摩擦係数を μ 、接触剛性および減衰をそれぞれ k_c および c_c とする。このモデルでは式(1)の運動方程式において以下の関係が成り立つ。

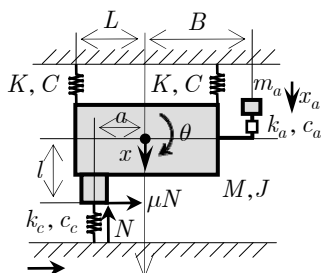


図7 非対称行列系解析モデル

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x} + C\dot{x} + K_S x + K_{AS} x &= 0 \\ K_S &= \frac{1}{2}(K_u + K_u^T) \\ K_{AS} &= \frac{1}{2}(K_u - K_u^T), K_{AS}^T = -K_{AS} \end{aligned} \right\} (3)$$

この式に新しい複素モード解析法を適用することで、近似的な安定判別が可能となる。ただし、非対称行列系の不安定振動は2つのモードの連成が主な原因で発生するため、2つのモード方程式から2つのモードの振動成分を有する解を仮定する点が大きく異なる。結果の図示等は省略するが、本モデルでも近似解が高い精度で数値解と一致しており、振動数比 α のみでなく、減衰比 ζ_a に関しても最適値が存在することが確認できた。

(4) 時間遅れ系

図8に時間遅れ系の典型例を表したの解析モデルを示す。このモデルは、機械システムに多くみられる接触回転系のモデルであり、接触しながら回転する2個の剛性ロールの一方に粘弾性特性を有するゴムが巻かれている。このゴムの粘弾性特性によりロール表面に生じた変形量の一部が一回転周期後に接触部にフィードバックすることにより時間遅れ系を構成する。このモデルでは励振力が復元力と減衰力に時間遅れを有し、次式で表される。

$$f_S = C_d \dot{x}_T + K_d x_T \quad (4)$$

ここに、 $x_T = x(t-T)$ 、 $\dot{x}_T = \dot{x}(t-T)$ であり T が遅れ時間を表す。この式に新しい複素モード解析法を適用することで、近似的な安定判別が可能となる。ただし、時間遅れ系では他の自励振動モデルと比較すると式(1)の ε の値が大きいため、近似方程式の精度がやや低下する。このため、近似解を用いた安定性解析を十分な精度で行うことができない結果となった。図9に結果を示す。この図はロール接触部の減衰係数 c_d を変化させたときの不安定領域を示した図である。ESは特性根より求めた厳密解、RMは実モード解析に基づく近似解、CMは新しい複素モード解析に基づく近似解であり、それぞれの線に挟まれた部分が不安定領域である。このように、複素モード解析に基づく近似解は、数値解と比較すると若干の差は生じているが、従来の実モード解析による近似解と比較すると、特に c_d が大きな領域で大幅な改善が見られた。

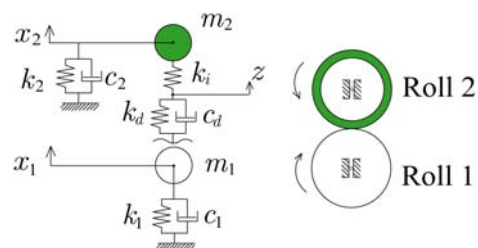


図8 時間遅れ系解析モデル

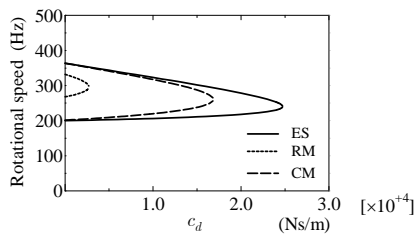


図9 不安定領域

以上より、発生原因の異なる以下の四つのタイプの自励振動系に、新しいタイプの複素モード解析法を適用した結果、高い精度で安定解析が可能であることが確認された。また、係数励振系以外では省略したが、動吸振器の動作原理を、励振エネルギー量と散逸エネルギー量の関係から説明することが可能となった。この結果を利用して、より実際の機械に近い複雑なモデルを対象に、本手法の適用が期待できる。

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文] (計8件)

- (1) 石川 諭, 近藤孝広, 松崎健一郎, 榎元 啓允, 集中系モデルによる気液二相流中圧力波の解析, 日本機械学会論文集, C 編, 第80巻, 第814号, DR0166, 2014, 査読有。
- (2) Satoshi ISHIKAWA, Takahiro KONDOU, Kenichiro MATSUZAKI and Shota NAGANO, Analysis of nonlinear pressure wave in elastic pipe by concentrated mass model, Proceedings of 15th Asia-Pacific Vibration Conference, USB, pp.263-1268, 2013, 査読有。
- (3) Yasuhiro BONKOBARA, Takahiro KONDOU and Tomoki ONO, Validation of a Tamping Rammer Using Self-Synchronization Phenomena by Sand Compaction Tests, Proceedings of 15th Asia-Pacific Vibration Conference, USB, pp.1389-1394, 2013, 査読有。
- (4) Tomiki ONO, Takahiro KONDOU and Yasuhiro Bonkobara, Self-Synchronized Phenomena Generated in Coupled Nonlinear Self-excited Oscillators with Stick-Slip Motion, Journal of System Design and Dynamics, 6-4, pp. 494-510, 2012, 査読有。

[学会発表] (計28件)

- (1) 谷口 智之, 近藤 孝広, 係数励振系に対する動吸振器の動作原理の解明 (複素モード解析を基盤としたモード別安定判別法), 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2014, 2014.08.29, 上智大学 (東京都)。
- (2) 竹下 友祥, 近藤 孝広, 川野 友裕, 宗和 伸行, 接触回転系におけるパターン

形成現象 (複素モード解析を基盤とした安定判別法), 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2014, 2014.08.29, 上智大学 (東京都)。

- (3) 山村 聡, 石川 諭, 近藤 孝広, 松崎 健一郎, 集中系モデルによる非線形浅水波の解析, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2014, 2014.08.28, 上智大学 (東京都)。
- (4) 山村 聡, 石川 諭, 近藤 孝広, 松崎 健一郎, 集中系モデルによる非線形浅水波の解析, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2013, 2013.08.29, 九州産業大学 (福岡市)。
- (5) 谷口 智之, 近藤 孝広, 係数励振系に対する動吸振器の動作原理の解明と最適設計法の開発, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2013, 2013.08.29, 九州産業大学 (福岡市)。
- (6) 竹下 友祥, 近藤 孝広, 宗和 伸行, 川野 友裕, 動吸振器を用いた接触回転系におけるパターン形成現象の防止対策 (ゴムロール直径比の影響), 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2013, 2013.08.27, 九州産業大学 (福岡市)。
- (7) 川野 友裕, 近藤 孝広, 宗和 伸行, 石原 聡人, 接触回転系におけるパターン形成現象 (二つのゴムロールを有する系での防止対策と実験的検証), 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2012, 2012.09.18, 慶應義塾大学 (神奈川県)。

6. 研究組織

(1) 研究代表者

近藤 孝広 (KONDOU Takahiro)
九州大学・大学院工学研究院・教授
研究者番号: 80136522

(2) 研究分担者

松崎 健一郎 (MATSUZAKI Kenichiro)
鹿児島大学・理工学研究科・教授
研究者番号: 80264068

石川 諭 (ISHIKAWA Satoshi)
九州大学・大学院工学研究院・准教授
研究者番号: 60612124

宗和 伸行 (SOWA Nobuyuki)
九州大学・大学院工学研究院・助教
研究者番号: 40304753

盆子原 康博 (BONKOBARA Yasuhiro)
宮崎大学・工学部・准教授
研究者番号: 10294886