416 環境振動低減のための解体重機用マスダンパーに関する研究 Study on Mass Damper for Excavator for Environmental Vibration Decrease

○ 榊原 健人 (東京電機大学・院)
正 皆川 佳祐 (東京電機大学)
大野 大介 (KSM)
梅村 浩二 (フジムラ)

正 藤田 聡 (東京電機大学)
露木 保男 (KSM)
藤村 直人 (フジムラ)
長塚 孝志 (フジムラ)

Kento SAKAKIBARA, Tokyo Denki University, 2-2 Kanda-Nishiki-cho, Chiyoda-ku, Tokyo
Satoshi FUJITA, Tokyo Denki University
Keisuke MINAGAWA, Tokyo Denki University
Yasuo TSUYUKI, Kayaba System Machinery, 11-1129 Kumozunagatune-cho, Tsu-shi, Mie
Daisuke OONO, Kayaba System Machinery
Naoto FUJIMURA, FUJIMURA, 77-20-5 Edogawa, Edogawa-ku, Tokyo
Kouji UMEMURA, FUJIMURA
Takashi NAGATUKA, FUJIMURA

In Japan, apartments and factories which were constructed in high economic growth period (1960s) reach to the end of their life. Therefore destruction and reconstruction of the buildings are vigorously carried out. Heavy equipment such as excavators is usually applied for destruction of the buildings. However the excavators generate uncomfortable vibration to not only operators of the excavators but also neighborhood. Therefore a system that is able to suppress the vibration has been required. In order to solve this problem, a mass damper was applied to excavator in this study.

Key Words : Excavator, Destruction , Heavy Equipment, Mass Damper

A1. 緒言

日本の解体現場において使用される解体重機には、作業時に振動が発生するという問題があり、近隣への振動被害の原因となっている。また、現在行われている振動対策は一定の範囲内でしか効果を得られないため、移動しながらの作業では効果を得られない。以上より、本研究では、移動しながら作業可能な制振装置として、解体重機用マスダンパーの研究開発を行う。

A2. 振動計測

解体重機の固有振動数、振動モードなどを明らかにするため、解体重機作業時の振動計測を行った。三軸加速度センサを重機の各箇所に取り付けた。計測対象とする重機の動作は、アーム部を揺らすことでバケットにすくった瓦礫と土砂をふるい分ける「ふるい作業」、作業箇所の移動に用いる「走行作業」とする。

ここで、ふるい作業、走行作業の両方の結果から、解体重機の固有振動数の1つが約6[Hz]である事が確認された。解体重機の振動を低減できれば地面へと伝わる振動も低減できると考える。また、解体重機の固有振動数の1つである約6[Hz]は人間の有感振動数域内なので、この振動数を低減できれば近隣住民への被害も低減できると言える。

つぎに振動モード確認のため、解体重機の前後での位相差について調べた。キャビンとカウンターウェイトでの位相差について図A1に示す。解体重機は回転方向、すなわちロッキング振動により振動することがわかった。このロッキング振動を低減することが解体重機の振動を低減することにつながる。

このとき、解体重機は約6[Hz]でロッキング振動している事が明らかとなっている。解体重機上部であり回転中心から最も遠いカウンターウェイト上部にマスダンパーを設置する事で制振効果向上を狙う。

A3. 解析

振動計測で得た情報より、解体重機モデルを作成した。解体重機モデルを図A2に示す。なお、このモデルは、計測結果を基に作成しており、実際の解体重機に近いモデルとなっている。TMD設置時についてもモデル化を行った。TMDモデルを図A3に示す。また、計測より得られたアームの振動を入力とした時刻歴応答波形を図A4に示す。図4よりTMDの制振効果を確認できる。

A4. 結言

今回、重機の振動特性調査のため、振動計測を行った。また、重機の解析モデルを作成、解析を行い、振動の低減に成功した。今後はTMDの試作機を使用した実験を行う。

Fig.A1 The phase lag of time history response corrugate (running work, vertical direction)

Fig.A2 Excavator model

Fig.A3 Excavator with TMD

Fig.A4 Comparison between measurement and analysis (sifting work, vertical direction of counterweight)

1. 緒言

近年、建築物の大型化や高度経済成長時に建設された建築物が寿命を迎えるなどの理由から、大規模な建築物の解体工事が各地で行われている。老朽化した建築物の解体方法としてアメリカでは火薬を使った爆破解体が主流だが、日本では法規制の問題から爆破解体を行うことは困難である。そこで、日本では解体重機(主にパワーショベル)を使用して解体工事を行うのが主流となっている。これらの解体工事において建築物密集地では近隣への振動が問題となる。この振動は解体重機が作業する事により発生し、その原因は主に建築物の解体や解体重機の移動などにより引き起こされる。そのため、問題となる振動を引き起こす解体重機の振動を低減する装置が必要とされている。

現在行われている対策として、アウトリガーや防振マットを使用したものがある。アウトリガーとは、パワーショベルやクレーン車などの重機を安定させるため、車体横に張り出す補助装置の事である。また、防振マットとは減衰ゴム等でできたマットであり、重機の下に引いて使用する。しかし、アウトリガーは解体重機がその場に固定されてしまい、防振マットはマットの範囲内でしか効果を持たない。そのため、移動しながらの作業に向いていないという問題点があり、作業効率を落としてしまう。そこで、移動しながら振動を低減する事ができるよう、解体重機に設置する制振装置を開発する必要がある。

解体重機に設置する制振装置として、本研究ではマスダンパーを使用する。代表的なマスダンパーとして建築物や精密機械などに使用されている動吸振器 (Tuned Mass Damper : TMD) がある。これは、付加質量が揺れる事により対象物の振動を吸収する装置である。また、乗物を対象とした制振装置として注目されているのが、アクティブ・マス・ダンパー (Active Mass Damper : AMD) である。設置した付加質量をアクティブコントロールにより動かすことで、発生した振動を低減する。

そこで、本研究では移動しながら振動を低減できる制振装置として解体重機用マスダンパーの研究開発を行う。本報では、作業中の解体重機から発生する振動を計測し、解体重機の固有振動数や振動モードを明らかにする。また、振動計測により得られた情報を元にモデル化を行う。今回は解体重機用マスダンパーとして TMD モデルを作成、解析を行い解体重機用マスダンパーの有効性について確認する。

2. 対象とする解体重機

解体重機とは、建築構造物の解体現場において構造物の解体やコンクリートの粉砕、土木の掘削などを行う大型の機械である。本研究で対象とする解体重機を図 1 に示す。解体重機は主にクローラ (駆動部)、キャビン (操縦席)、カウンターウエイト (おもり)、アーム部 (バケット、アーム、ブーム) で構成される。また、カウンターウエイトとは作業中の解体重機が転倒しないようにバランスを保つためのおもりである。なお、バケット部分は用途により、圧砕機やカッタなどに取り替え可能である。解体重機には様々な用途があり、それにより解体重機のサイズも変わってくる。本研究では現場で主に使用されている 20[t]クラスの解体重機を制振対象とする。解体重機本体の大きさはアーム部を除いても約 $4 \times 3 \times 3$ [m] (長さ×幅×高さ) であり、本体のみでも普通自動車より大きい。また、アーム部を加えるとさらに全長は長くなり、アーム部は伸ばすと 10[m]を

超えるほど長くなる。解体重機の作業には、瓦礫や土砂などバケットですくい、アーム部を揺らすことで瓦礫と土砂にふるい分けるふるい作業や、解体重機の移動時に使用する走行作業などがある。

3. 解体重機用マスダンパー

本研究で提案する解体重機用マスダンパーを設置した解体重機概念図を図 2 に示す。現在、解体重機用マスダンパーとして TMD および AMD を考えている。ここでは、これらの解体重機用マスダンパーについて紹介する。

はじめに、解体重機用 TMD についての説明を行う。TMD は付加質量、ばね、ダンパーで構成されており、制振対象にあわせて、剛性や減衰の設定を行う必要がある。低減したい振動数で付加質量が揺れることで、解体重機の振動を低減する事が出来る。

次に解体重機用 AMD についての説明を行う。AMD は基本的に付加質量、アクチュエータ、センサ、制御コンピュータで構成される。今回はカウンターウエイトの上部に付加質量を取り付けることで解体重機全体の振動を低減させる。解体重機用 AMD の仕組みを以下に示す。作業により解体重機が振動した際、解体重機の各部分に設置したセンサからその振動を検知する。その振動を振動外乱とし、制御コンピュータを経て、アクチュエータを駆動させる。駆動したアクチュエータで付加質量を動かすことで重機の振動を低減させる。

本研究で用いる解体重機用マスダンパーは、1 方向 (上下) の振動にのみ対応する。これは鉛直方向の振動が地面を伝わり、近隣への振動被害を起こすからである。

Fig. 1 Composition of excavator

Fig.2 Conceptual diagram of excavator

4. 振動計測

4.1 計測

解体重機の固有振動数、振動モードなどを明らかにするため、作業時の解体重機が発生する振動の計測を行った。加速度センサは解体重機を構成する各箇所へ3軸方向で取り付け付けた。その計測箇所とは、アーム、ブーム、キャビン、カウンターウエイト、クローラの前部後部、地面の前部後部の計8箇所とする。このとき、キャビンの加速度計はキャビン床の踏み板部分に、地面の加速度計はアルミ板に固定し、クローラの端から1.5[m]離れた箇所に設置した。ここで、加速度計の取り付けは各部の重心付近とした。なお、振動計測で対象とする重機の動作は、アーム部を揺らすことでバケットにすくった瓦礫と土砂をふるい分ける「ふるい作業」、作業箇所の移動に用いる「走行作業」とする。

4.2 周波数応答

解体重機の振動計測を行い、各計測箇所での加速度を計測した。それにより得られた時刻歴応答波形に対してFFT解析を行い周波数応答についてパワースペクトルでまとめ、ピークから固有振動数を特定した。ふるい作業での周波数応答を図3、走行作業での周波数応答を図4に示す。なお、結果のグラフは上下方向の加速度についてまとめたものとする。これは、前述した通り解体重機用マシダンパーは一方向に対応するためである。

図3にふるい作業での周波数応答波形を示す。アーム部は1~3[Hz]でピークをとっている。そのため、ここがアーム部の固有振動数が1~3[Hz]の範囲内にあると考えられる。次に、キャビンを見ると約11[Hz]でピークをとっており、ここが解体重機の固有振動数の1つだと考えられる。ここで、カウンターウエイトに着目すると約5.5[Hz]でピークをとっている。ここが解体重機の固有振動数の1つであると考えられる。また、地面前部のピークはキャビンのピークと同じ約11[Hz]、地面後部のピークはカウンターウエイトと同じ約5.5[Hz]でみられる。これは、キャビンとカウンターウエイトはそれぞれ解体重機の前部と後部に位置するため、キャビンとカウンターウエイトの振動が地面に伝わり振動を起こしたと考えられる。以上より、キャビンとカウンターウエイトの振動を低減すれば、地面の振動も低減できると考えられる。

図4に走行作業での周波数応答を示す。アーム部は約3[Hz]で振動しており、キャビン、カウンターウエイト、クローラ前後は約6[Hz]で振動している。これは、ふるい作業時と同じ振動数である。また、地面前部と後部では約14[Hz]でピークを得ている。前述したふるい作業では地面部とキャビン、カウンターウエイトの振動数は同じであったが、走行作業では全く違う結果となった。しかし、キャビンとカウンターウエイトで約14[Hz]での振動数も確認できるため、キャビンとカウンターウエイトの振動が地面に伝わり振動を起こしたと考えられる。

以上より、ふるい作業、走行作業の両方において解体重機の固有振動数として、1~3[Hz]、約6[Hz]、11~14[Hz]を確認した。ここで、人の有感振動数帯域が4~8[Hz]であり、人はその範囲内の振動数を不快に感じやすいことから、2次固有振動数の6[Hz]を低減できれば近隣住民への被害も低減できると考えられる。

Fig.3 Frequency response in each measurement part (sifting work, vertical direction)

Fig.4 Frequency response in each measurement part (running work, vertical direction)

4.3 振動モードの検討

解体重機本体の前後上下にあたる、キャビン、カウンターウエイト、クローラ前部、クローラ後部の時刻歴応答波形を比較する。これにより、解体重機を振動させている振動モードについて検討する。走行作業での位相差についてまとめたものを図 5 に示す。図 5 は上からキャビンとカウンターウエイト、カウンターウエイトとクローラ後部、クローラ前部とクローラ後部を重ねたグラフであり、それぞれ上下方向の振動である。

図 5 より、キャビンとカウンターウエイト、カウンターウエイトとクローラ後部では位相差が 180 度ある。これにより解体重機本体の上部は回転運動、すなわちロッキング振動により揺れている事がわかる。一方で、クローラ前部とクローラ後部では位相差が 0 度であり、同位相だとわかる。そのため、クローラ部とキャビンやカウンターウエイト間は別の挙動を示しており、連結部は完全なる剛でないと言える。なお、クローラ部が同位相である理由として、走行動作であったため進行方向に対する慣性力が回転方向の振動を低減したのではないかと考えられる。また、キャビンとカウンターウエイトの比較のグラフに着目すると、1 秒間に 6 回の周期であり、ロッキング振動は約 6[Hz]である事がわかった。これは前述した解体重機の 2 次固有振動数と同じである。

以上より、キャビンが回転運動、クローラが上下運動をしている事がわかった。この時、解体重機の上下にあたるキャビンとクローラが別の挙動を示している事から、キャビンとクローラの間に自由度があるとわかった。

Fig. 5 The phase lag of time histories
(running work, vertical direction)

4.4 マスダンパー設置箇所の検討

マスダンパーを設計する際に重要な、付加質量の設置位置について、前節までにまとめた振動計測の結果より検討する。

周波数応答波形より解体重機の固有振動数は 1~3[Hz]、約 6[Hz]、11~14[Hz]であり、そのうち、約 6[Hz]を抑制する。なぜなら、時刻歴応答波形の位相差より、解体重機は約 6[Hz]であるロッキング振動により振動している事が明らかとなったからである。そこで、解体重機の端部、すなわちカウンターウエイトに付加質量を設置する事でロッキング振動を抑制する。

以上の結果より、解体重機上部であり回転中心から最も遠いカウンターウエイト上部にマスダンパーを設置する事で制振効果向上を狙う。

5. 解析

5.1 解析方法

振動計測で得た情報から解体重機モデルを作成した。計測により明らかとなった、「キャビンとクローラは別の挙動を示す」、「アーム部で固有振動数が 1 つある」等を基に解体重機モデルを作成した。そのモデルを図 6、運動方程式を式 (1) に示す。

$$\begin{bmatrix} m_a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{ca}+m_{cr} & m_{ca}l_g & 0 \\ 0 & m_{ca}l_g & I_{ca}+m_{ca}l_g^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{cr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_a \\ \ddot{x}_{cr} \\ \ddot{\theta}_{ca} \\ \ddot{\theta}_{cr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_a & -c_a & c_d l_a & 0 \\ -c_a & 2c_{cr}+c_a & -c_d l_a & 0 \\ c_d l_a & -c_d l_a & c_d l_a^2+2c_{ca}l_{ca}^2 & -2c_{ca}l_{ca}^2 \\ 0 & 0 & -2c_{ca}l_{ca}^2 & 2c_{ca}l_{ca}^2+2c_{cr}l_{cr}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_a \\ \dot{x}_{cr} \\ \dot{\theta}_{ca} \\ \dot{\theta}_{cr} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_a & -k_a & k_d l_a & 0 \\ -k_a & 2k_{cr}+k_a & -k_d l_a & 0 \\ k_d l_a & -k_d l_a & k_d l_a^2+2k_{ca}l_{ca}^2 & -2k_{ca}l_{ca}^2 \\ 0 & 0 & -2k_{ca}l_{ca}^2 & 2k_{cr}l_{cr}^2+2k_{ca}l_{ca}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_{cr} \\ \theta_{ca} \\ \theta_{cr} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} l \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} F \quad (1)$$

また、使用するマスダンパーの種類として、パッシブ制御である TMD でモデル化を行う。図 6 のモデルに TMD を設置した解体重機用 TMD モデルを図 7、TMD 設置時の運動方程式を式 (2) に示す。

$$\begin{bmatrix} m_{ca} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{ca}+m_{cr} & m_{ca}l_g & 0 \\ 0 & 0 & m_{ca}l_g & I_{ca}+m_{ca}l_g^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{cr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_d \\ \ddot{x}_a \\ \ddot{x}_{cr} \\ \ddot{\theta}_{ca} \\ \ddot{\theta}_{cr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_d & 0 & -c_d & -c_d l_d & 0 \\ 0 & c_a & -c_a & c_d l_a & 0 \\ -c_d & -c_a & 2c_{cr}+c_d+c_a & c_d l_d-c_d l_a & 0 \\ -c_d l_d & c_d l_a & c_d l_d-c_d l_a & c_d l_d^2+c_d l_a^2+2c_{ca}l_{ca}^2 & -2c_{ca}l_{ca}^2 \\ 0 & 0 & 0 & -2c_{ca}l_{ca}^2 & 2c_{ca}l_{ca}^2+2c_{cr}l_{cr}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_d \\ \dot{x}_a \\ \dot{x}_{cr} \\ \dot{\theta}_{ca} \\ \dot{\theta}_{cr} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_d & 0 & -k_d & -l_d k_d & 0 \\ 0 & k_a & -k_a & l_a k_a & 0 \\ -k_d & -k_a & 2k_{cr}+k_d+k_a & l_d k_d-l_a k_a & 0 \\ -k_d l_d & k_d l_a & l_d k_d-l_a k_a & l_d^2 k_a+l_d^2 k_d+2l_{ca}^2 k_{ca} & -2l_{ca}^2 k_{ca} \\ 0 & 0 & 0 & -2l_{ca}^2 k_{ca} & 2l_{cr}^2 k_{cr}+2l_{ca}^2 k_{ca} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_d \\ x_a \\ x_{cr} \\ \theta_{ca} \\ \theta_{cr} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ l \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} F \quad (2)$$

ここで、 m_a はアーム質量、 m_{ca} はキャビン質量、 m_{cr} はクローラ質量、 l_{ca} はキャビン支持剛性からキャビン回転中心までの水平距離、 l_{cr} はクローラ支持剛性からクローラ重心までの水平距離、 l_a はアーム支持剛性からキャビン回転中心までの水平距離、 l_g は解体重機の回転中心からキャビン重心までの水平距離、 k_a はアームの支持剛性、 k_{ca} はキャビンの支持剛性、 k_{cr} はクローラの支持剛性、 c_a はアームの減衰定数、 c_{ca} はキャビンの減衰定数、 c_{cr} はクローラの減衰定数、 I_{ca} は重心周りでのキャビンの慣性モーメント、 I_{cr} は重心周りでのクローラの慣性モーメント、 x_a はアームでの変位、 x_{cr} はクローラの変位、 θ_a はキャビンでの絶対角度、 θ_{cr} はクローラでの絶対角度、 F は入力荷重を示しており、アームの荷重を入力波形にかけたものである。 I_{ca} は回転中心周りでの慣性モーメントを示す。また、TMD のパラメータである m_d は付加質量、 l_d は付加質量から回転中心までの距離、 k_d はダンパーの支持剛性、 c_d はダンパーの減衰定数を示す。

本解析では、前章で計測されたふり作業でのアーム部の加速度に、アーム質量を乗じ、入力荷重とした。解体重機モデルの固有振動数はふり作業時の周波数応答波形である図 3 より決定した。今回定めた解体重機モデルの固有振動数は 2.5[Hz]、5.5[Hz]、10.6[Hz]、75.1[Hz]である。また、ダンパーの付加質量は 200～1000[kg]とした。ここで、振動計測より 2 次固有振動数である 5.5[Hz]が解体重機の振動原因であるため、5.5[Hz] を対象に TMD のパラメータを選定した。このとき、ダンパーの剛性および減衰は付加質量と解体重機の質量比から最適同調、最適減衰により求めた。

5. 2 解析結果

解体重機に設置するTMDの付加質量を選定するため、付加質量による制振効果の比較を行った。付加質量の変化による低減効果を共振曲線により図8に示す。このとき、入力波は正弦波であり、各解析結果を加速度、速度、変位によりまとめた。また、解体重機モデルを「Without TMD」として付加質量の異なる時と比較している。また、時刻歴応答波形により、入力荷重を図9、計測で得られたふり作業を入力とした際のダンパーなしとTMDの比較を図10、計測波形と解析波形の比較を図11に示す。

図 8 に示す共振曲線より解体重機用 TMD の特性について考える。最適同調、最適減衰により 2 次固有振動数である 5.5 [Hz]のロッキング振動が抑制されている。また、付加質量が重くなるほど TMD の抑制効果は上がっている。それと同様に TMD の加速度やストロークも質量に依存して大幅に低減する事が明らかとなった。

図 10 に示す実振動波形を入力とした、ダンパーなしと TMD 設置時の解体重機を比較した。その結果、TMD による制振効果が明らかとなり、ピーク時には 4 分の 1 程度にまで抑制されている。これにより、実波形を入力しても TMD は有効性であると明らかとなった。

最後に、本解析での解析の妥当性を確認するため図 11 で解析結果と計測結果の比較を行った。その結果、計測結果と解析結果がほぼ一致しており、解析モデルの妥当性を確認できた。

以上より、解体重機用 TMD の有効性と解析モデルの妥当性が明らかとなった。今後は別の作業時の実波形を入力とした解析も行っていく、解体重機用 TMD のパラメータ選定を行っていく。

6. 結言および今後の展望

本研究では、解体重機の振動計測を行い、解体重機の振動特性を明らかにした。また、解体重機および解体重機用

TMD についてモデル化を行い、モデルの整合性、TMD の有効性を確認した。以上より得られた知見を以下に示す。

- ・解体重機の振動計測により得られた周波数応答から各箇所での固有振動数を明らかにした。
- ・時刻歴応答を解体重機の前後で比べることにより、振動モードがロッキング振動であると明らかにした。
- ・解体重機および TMD 設置時のモデル化を行い、TMD 設置により振動を低減させることができた。
- ・付加質量の変化によって得られる効果およびカウンターウェイトへの付加が異なる事がわかった。

今後の展望として、解体重機用 TMD の試作機を作成し、実際に解体重機の振動を低減できる事を証明したい。そのためには解析による TMD の性能検討を行って行く必要がある。また、他のマスダンパーによる性能検討も行っていくきたい。

参考文献

- (1) 多田博夫・井上喜雄・大嶋真人・芳村敏夫、旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究：縮小モデルによるブーム起伏作業時の振れ止め制御、日本機械学会論文集、63-605, C(1997), P55-62.
- (2) 加藤義雄・伊藤広、トラッククレーン台車の動的安定性に関する研究：第 1 報、アウトリガ使用時の後方安定度、日本機械学会論文集、49-446, C(1983), P1816-1823.

Fig.6 Excavator models

Fig.7 Model with TMD

Fig.8 Resonant curve of excavator models with TMD (Input sinwave)

Fig.9 Input load (sifting work, vertical direction)

Fig.10 Comparison between without TMD and with TMD by analysis (sifting work, vertical direction)

Fig.11 Comparison between measurement and analysis result (sifting work, vertical direction)