油圧防振マウントに関する研究*

富 樫 千 晴^{*1}, 一 柳 健^{*2}

A Study on Hydraulic Active Engine Mount

Chiharu TOGASHI^{*3} and Ken ICHIRYU^{*3} Vehicle Research Dept., ISUZU ADVANCED ENGINEERING CENTER, LTD.,
8 Tsuchidana, Fujisawa-shi, Kanagawa, 252-8501 Japan

Recently a comfortable nature for trucks is in demand, from the point of view of improvement of competitive ability. Above all, idle vibration is important in order to investigate making a truck comfortable. Active engine mount is applied to passenger diesel cars to reduce idle vibration. It has not been used for trucks because larger engine sizes need more space. This paper presents a new type of hydraulic active mount which consists of a voice coil motor, a bellows and an accumulator etc. The results of a test show that it reduces transmitted force from 25 dB to 46 dB.

Key Words: Active, Engine Mount, Adaptive Control, Vibration, Hydraulic, Accumulator, Bellows, Voice Coil, Motor

1. 結 言

トラックのアイドル振動はアイドル車外音とともに快適性を損なう要因の一つである。ディーゼルエンジンの筒内圧は、ガソリンエンジンの6~8 bar に対し40~45 bar と高く、ディーゼルエンジンの振動騒音はガソリンエンジンに対して不利である。近年では、アイドルストップによる対策は見受けられるが、エンジン始動停止時の違和感が残り万全とはいえない。以前からアイドル振動低減のための液体封入式マウントがあるが、効果はあるものの十分ではない。

最近では、ディーゼルエンジン乗用車用アクティブマウントが開発されている⁽³⁾⁽⁴⁾。これは、電磁式アクティブマウントと呼ばれるもので、液体封入式マウントの主室をアクチュエータで適応制御により加振し、アイドル振動を低減する。しかし、液体封入式マウント、電磁式アクティブマウントともにラバーマウントが構造の主となり、さらにマウント内にオイルを封入するために空洞化している。よって、その静剛性は低

下し、重量の大きいエンジン荷重を支持するためには静剛性を上げる必要性からラバーマウントが大きくなり、搭載性の面から現実的ではない。

別の方法として、ピエゾ式アクティブマウントがある⁽⁶⁾。これは、ピエゾ素子に電流を流したときに発生するピエゾ素子の変位を利用し、エンジンの加振力をキャンセルするものである。これについても一つのピエゾ式アクティブマウントでは十分な静剛性をもっていないため、複数個のマウントが必要になる。また、ピエゾ素子のみならずそのドライバーもコスト的には高価であり、量産のエンジンに使うことは問題がある。

さらに、別の方法として、吸入管負圧を利用したアクティブマウントがある⁽⁷⁾。これは吸入管負圧の利用とソレノイドバルブのデューティ制御により加振力を得ている。しかし、ディーゼルエンジンはスロットルをもたないためガソリンエンジンほど吸入管負圧がない。したがって、この手法をディーゼルエンジンに適用することは困難であると考えられる。

ガソリンまたはディーゼル乗用車用エンジンマウントに比較して商業車用ディーゼルエンジンのマウント分担荷重は大きくなる。また、前述したアクティブマウントの方式の多くは比較的大きい空間を必要とす

* 原稿受付 2002年10月18日。

^{*1} 正員、(株)いすゞ中央研究所(〒252-8501 藤沢市土棚8)。^{*2} 正員、東京工科大学工学部(〒192-0982 八王子市片倉町1404-1)。

E-mail: chiharu-togashi@isuzu.co.jp

る。そのため、商業車にアクティブマウントの採用を検討する場合、搭載の面から制約を受けるという問題点があった。それを解決するには耐荷重性と搭載性が両立するような性能をもつアクティブマウントが必要となる。

そこで、ベローズを用いれば大型トラックでもその有効径がそれほど大きくならず耐荷重性が確保できることに着目した。本論文では、その基礎研究として、従来のアクティブマウントに比較して、耐荷重性が高くても比較的コンパクトになりうる新方式のベローズを用いたマウントを考案し、その基礎試験において大きな加振力低減効果が得られたので報告する。

2. 記号の説明

M : おもりの質量

m : ボイスコイルモータの質量

F : 加振力

F_v : ボイスコイルモータに作用する力

K_b : ベローズの剛性

K_h : ハウジングの剛性

K_{hb} : ベローズ内の油圧剛性

K_a : アキュムレータの剛性

X_v : ボイスコイルモータの変位

X_a : アキュムレータ境界部分の変位

X_b : ベローズ上部プレートの変位

P_1 : ベローズ内圧力

P_2 : ハウジング内圧力

A_v : ボイスコイルモータの断面積

A_a : アキュムレータの断面積

A_b : ベローズの有効断面積

V : ベローズ内の容積

B : 体積弾性係数

K_v : 速度ゲイン

K_A : アンプのゲイン

K_p : 位置ゲイン

K_i : 電流ゲイン

ξ : 磁束密度, コイルが巻かれている長さの積

G : 伝達系

X : リファレンス信号

W : フィルタ係数

C : 伝達誤差

$\hat{C}$: モデル化された伝達誤差

d : 伝達系の出力信号

y : 制御系の出力信号

e : エラー信号

3. 油圧アクティブマウントの構成

図1に油圧アクティブマウントの構成を示す。ベローズ、ボイスコイルモータ、ボイスコイルモータの位置検出センサ、アキュムレータ、ハウジングからなる。ベローズ、ハウジング、アキュムレータには作動油が充填されている。ここで、本試験では成形ベローズを採用しているが、溶接ベローズの場合、耐圧が約0.5 MPaであること、大型エンジンのマウント分担荷重が約5 000 Nであることから、ベローズの有効径は約 $\phi 0.11$ mとなる。排気量15リッタークラスのエンジンマウントの幅は0.1~0.12 mであることから、実用可能レベルとなるためベローズを採用した。

ボイスコイルモータにはコイルが巻かれており、それに近接しハウジングには永久磁石が配置してある。

ベローズ上部のプレートにエンジン荷重が作用する。その荷重を油圧アクティブマウント内部の油圧で支える。つまり、この油圧アクティブマウントはエンジンの静荷重を支えるために動力を必要としない利点をもっている。

このシステムで上室と下室の間にオリフィスが設けられており、ボイスコイルモータの上下に同等の静圧がかかるようにして消費電力の低減が可能となる設計とした。

図2に、油圧アクティブマウントのパネマスモデルを示す。内の伝達としてはベローズ、ハウジングの金属を伝達する経路と油を伝達する経路の2通りがある。なお、図2において、簡単のためいくつかのダッシュポットを省略してある。

この油圧アクティブマウントは、ボイスコイルモータを制御して加振力を低減するものであるが、ボイスコイルモータは、ベローズ室とハウジング室の間に位

Fig. 1 Structure of Hydraulic Active Mount

～ベース間に配置した力センサの出力を用いた。

システム全体において、リファレンス～伝達系、伝達系～出力信号に伝達誤差をもっている場合がある。

このような場合、制御の収束性が悪かったり収束しなかったりする。そこで、あらかじめ伝達誤差を実験的に求め、Filtered X の制御を行った。

具体的に、伝達系の出力は d_n であり、適応制御によるフィルタ出力は

$$y_n = \sum_{i=0}^n W_i x_{n-i}$$

のようになる。したがって、エラー信号は下記のようになり、

$$e_n = d_n - y_n$$

フィルタの更新は最急降下法により

$$W_i(m+1) = W_i(m) - 2\mu E[e_n x_{n-i}]$$

となる。このフィルタの更新により伝達系のインパルスレスポンスを同定し、システムが発生する加振力をキャンセルする。

6. 実験方法

図6に、本論文で提案した油圧アクティブマウントの加振力低減効果の性能を試験するための実験装置を示す。図7にその試験装置のブロック図を示す。油圧アクティブマウントの上にラバーマウントを介し、エンジン荷重を模擬した150 kgのおもりが載っている。この上に加振力を発生させるためのモータがある。このモータの軸には先端に質量0.06 kgをもった長さ0.1 mのアームが取付けられている。このアームの回転と逆回転で同じ角速度で回転する先端に同じ質量をもつアームがもう一つあり、横向きの力をキャンセルしている。油圧アクティブマウントのハウジングとベースの間にセンサが取付けられている。リファレンス信号は、マウント上部の振動の信号がローパスフィルタを通過したあとの信号を用いている。

エラー信号は、ハウジング～ベース間の力センサの

Fig. 5 Block Diagram of LMS Algorithm

信号を用いている。適応制御と位置サーボ制御の信号をボイスコイルモータに出力している。

本実験システムにおいては、リファレンス信号としてマウント振動にローパスフィルタをかけたものを使用したため、伝達誤差としてローパスフィルタ出力～ボイスコイルモータ間で大きい位相遅れをもってい

Fig. 6 Schematic Diagram of Fundamental Test Setup

Fig. 7 Block Diagram of Fundamental Test Setup

る。よって、この伝達誤差 C をあらかじめ計測し、図 5 のブロック図に $\hat{C}$ として与え制御プログラムを作成した。

4 章では、ラバーマウントを含んでいないが、基本的考え方は適用できると考えた。なお、この装置は基礎試験のため、マウントは 1 個であるが、実際のエンジンは複数のマウントで支持することを前提とする。

7. 実験結果

本試験装置において、モータの回転を変えることにより、加振周波数を 20, 24, 25, 30 Hz について試験を行った。図 8 に各加振周波数に着目したハウジング～ベースの伝達力の低減量を示す。その低減量は 25～46 dB と非常に大きい低減効果が得られている。図 9 に加振周波数 24 Hz での制御 ON/OFF 時におけるハウジング～ベース間の伝達力の時刻歴波形を示す。伝達力が低減していることがはっきり確認できる。図 10 に同様の加振周波数 24 Hz の場合の制御 ON/OFF 時の周波数領域の結果を示す。加振周波数の成分は大きく低減し、その他の周波数は悪化していないことがわかる。

ラバーマウント上下間の位相差と相対変位を図 11, 12 に示す。ここで、20～30 Hz のラバーマウント上下間の位相差はほぼ零である。特に、20～30 Hz の相対変位については制御がない場合に対して制御がある場合はほぼ零となる。これは、加振力が下方に作用するとき、ボイスコイルモータも下方に動き、ラバーマウントの動的きしみを零近くにすることでベースに伝達する力を大きく低減していると考えられる。

このときのボイスコイルモータの消費電力は 2.2～2.5 W と比較的少ないことを確認した。

8. 結 言

耐荷重性と搭載性を両立するアクティブマウントの

一つの方法として、油圧式を検討した。その基本的な構造は、主にボイスコイルモータ、ペローズ、アキュムレータから構成される。

この油圧式アクティブマウントの特徴は下記のようになる。

- (1) 油圧を用いているが荷重の支持のために動力源は必要としない。
- (2) ペローズを用いるため大型エンジンに適用する場合でも有効径は比較的小さくなる。
- (3) ボイスコイルの両端に同等の静圧が作用するため、消費電力は比較的少ない。
- (4) ボイスコイルモータに対し、位置サーボ制御と適応制御を同時に行う。
- (5) ボイスコイルモータに対し適応制御を用いることにより、エンジンアイドル回転数に相当する 20～30 Hz までの周波数領域において、25～46 dB の大幅な伝達力低減効果がある。
- (6) 対象とする加振力以外の 500 Hz 以下の周波数で大きな悪化は認められない。

Fig. 8 Comparison of Transmitted Force when Adaptive Control is active and not

Fig. 9 Time Domain Data of Transmitted Force when Adaptive Control is Active and not

Fig. 10 Frequency Domain Data of Transmitted Force when Adaptive Control is active and not

Fig. 11 Phase between upper and lower side of rubber mount when Adaptive Control is active

Fig. 12 Comparison Displacement between upper and lower side of rubber mount when Adaptive Control is active

文 献

- (1) 一柳健, 電子-油圧制御, (1993), 255-291, 日刊工業新聞社.
- (2) 野波健蔵・西村秀和, MATLAB による制御理論の基礎, (1999), 東京電機大学出版局.
- (3) 木村健・ほか4名, 適応制御を用いたアクティブコントロールエンジンマウント(ACM)システムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9833250, (1998-5), 137-141.
- (4) 青木和重・ほか4名, アクティブコントロールエンジンマウント(ACM)を用いたディーゼルエンジン搭載車の静粛性向上, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9833241, (1998-5), 133-136.
- (5) 長松昭男, 音・振動のモード解析と制御, (1996), 221-254, コロナ社.
- (6) Shibayama, Active Engine Mount for a Large Amplitude of Idling Vibration, SAE 951298.
- (7) 尾崎宏・ほか6名, アクティブコントロールエンジンマウントの開発, 学術講演会前刷集, 9833269, (1998-5), 141-144, 自動車技術会.