

减振与降噪

船舶内燃机弹性支承的应用与进展

陆威崙

(MTU 上海办事处, 上海 200235)

摘要: 对弹性支承在船舶内燃机上的应用及相关理论进行了阐述, 对采用弹性支承时机组的纵向位移和垂向跳动两大问题作了特别的探讨, 指出了注意事项和解决办法; 为满足对振动和噪声的特殊要求, 对双层隔振结构进行了介绍, 并以 MTU 公司根据不同的具体要求提供的若干种不同结构为例进行了讨论; 最后对作为弹性支承最新发展的主动式支承进行了讨论, 介绍了它的基本原理和结构以及 MTU 某型产品的实际使用效果。

关键词: 船舶内燃机; 弹性支承; 双层隔振; 主动式支承

中图分类号: TH703.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2011)01-0038-06

Application and Progress of Flexible Mountings on Marine Internal Combustion Engine

Lu Weilun

(MTU Shanghai Office, Shanghai 200235)

Abstract: The application of flexible mountings on marine internal combustion engine and relevant theory are expounded. The problems of longitudinal displacement and vertical oscillation are specially discussed and what should be paid attention to and the solutions are pointed out. To meet special requirements on vibration and noise, double mountings are put forward and introduced. Various MTU versions meeting different requirements are described. Finally, active mounting which is the latest development achievement of flexible mounting is discussed. Its basic principal and structure are introduced, as well as the application results of some MTU product.

Keywords: marine internal combustion engine; flexible mounting; double mountings; active mounting

0 弹性支承应用的一般理论

众所周知, 船舶内燃机运行时总是存在着振动力源。这些力源可能有以下几种: 离心惯性力、离心惯性力矩、往复惯性力、往复惯性力矩、总连杆力偶、倾复力矩。在内燃机设计中总是尽量采取措施来消除或减小这些力和力矩, 但由这些力和力矩产生的动力学本质所决定, 它们是不可能被完全消除的。此外, 制造的公差、各缸工作过程的偏差, 乃至气缸失火等偶然使用因素都可能使这些力和力

矩增大。因此发动机运行时, 振动不可避免地会发生。发动机是通过机座安装在船舶上的, 振动也会通过机座从发动机传递到船舶, 而发动机在机座上的安装方式则对传递的振动量有着重要的影响。总的来说, 这种安装有刚性支承和弹性支承两大类。

刚性支承, 顾名思义, 就是发动机的刚性机脚不通过任何弹性件直接安装在机座上。在这种情况下, 发动机的振动百分之百的传递到机座、船体。

弹性支承则在机脚和机座之间增加了一个弹性

收稿日期: 2010-06-07

作者简介: 陆威崙(1943-), 男, 研究员, 主要从事发动机应用工程工作。

元件。试图通过这个弹性元件对振动进行衰减，减轻振动对船舶的影响。

图1为带弹性支承的发动机简图及其振动计算模型图。根据振动理论，在图示支承刚度为 k 、阻尼系数为 c 的系统中，当作用有最大幅值为 Q_0 的简谐干扰力时，传递到机座的力的最大幅值为 F_0 ，则有关系^[1]：

$$\beta = \frac{F_0}{Q_0} = \frac{\sqrt{1 + \delta^2(\omega/\omega_n)^2}}{\sqrt{[(\omega/\omega_n)^2 - 1]^2 + \delta^2(\omega/\omega_n)^2}} \quad (1)$$

式中： β 为传递系数，或称传导率； ω 为干扰频率； ω_n 为系统的自振频率； $\delta = \frac{c}{\sqrt{KM}}$ ，为能量消失系数。对一刚度 k 、质量 M 都已确定的系统， δ 仅与阻尼系数 c 有关，因此在有些文献中也将其视为阻尼系数。

当阻尼很小时，上式简化成：

$$\beta = 1/[(\omega/\omega_n)^2 - 1], \text{ 当 } \omega/\omega_n > 1 \text{ 时；或}$$

$$\beta = 1/[1 - (\omega/\omega_n)^2], \text{ 当 } \omega/\omega_n < 1 \text{ 时} \quad (2)$$

而 $\omega/\omega_n = 1$ 时， $\beta \rightarrow \infty$ ，即发生了共振。

图2给出了表征 β 、 δ 、 ω/ω_n 关系的曲线。

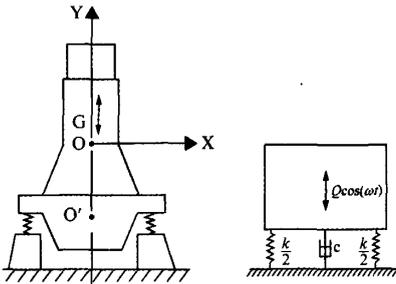


图1 带弹性支承的发动机简图

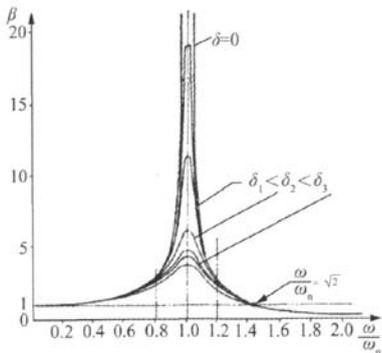


图2 传递系数与 ω/ω_n 及 δ 的关系

可以看出 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 时， $\beta < 1$ ；而 $\omega/\omega_n \leq \sqrt{2}$ 时， $\beta \geq 1$ 。也即仅当 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 时，支承才能起到减小传递到机座的力的作用，弹性支承仅在此范围适用。此时，干扰频率比自振频率高得越多，力的

万方数据

减小也越多。低速发动机由于转速低，干扰频率低，使用弹性支承效果就不如高速机，有时甚至要落到 $\beta > 1$ 的范围。因此在许多情况下采用了刚性支承。

干扰力通常不是一个简单的谐量，而是一个复杂的时间的函数，但可以对其作傅立叶展开，分解成无穷多个谐量之和。从这里也可以看到谐量的阶数越高，振动的衰减就越大。因此在考虑减振措施时，往往只要考虑较低的有限阶数分量的作用就可以了。

另一方面，自振频率的降低也会改善弹性支承的效果，通常采用加大系统质量的做法来达到这个目的。

弹性支承除了能减振外，还能隔音、防止外界冲击。因此在舰船上获得了越来越多的应用。

在实际应用中，往往先根据发动机的功率和应用场合确定出希望的传递系数值，然后根据发动机的干扰力的频率，由(2)式求出系统的自振频率，这样弹性支承的刚度便能确定，从而可由产品目录选取合适的支承。当然其静变形量要首先满足要求，对此许多书籍都有介绍，本文不再叙述。

利用图3可以方便地从已知的干扰频率和传递系数查找所需支承的刚度，这种方法在实际生产中常有使用。

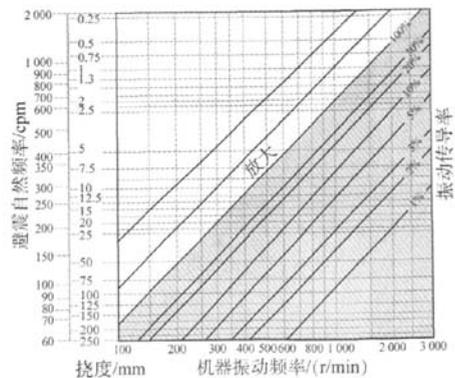


图3 弹性支承刚度的确定

1 弹性支承的布置方式及相关问题的解决

根据发动机的功率、尺度和工作要求，弹性支承在发动机或机组上的布置有多种方式。

图4给出的是船舶推进机组发动机四点弹性支承、齿轮箱刚性支承的布置方式。这是一种最常见的方式。

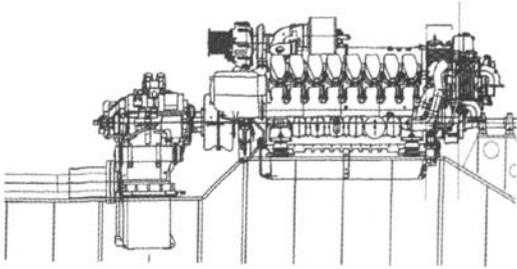


图 4 发动机四点弹性支承 + 齿轮箱刚性支承布置

弹性支承可以采用金属弹簧，但更为多见的是用橡胶作为弹性元件。以前采用的橡胶硬度多在肖氏 (Shor)40 ~ 50 度之间，现代技术的发展，使采用橡胶的硬度可以达到肖氏 60 度以上，因此功率达到 10 000 马力的发动机都可以使用这种橡胶弹性支承。

在这种布置方式下，发动机工作时会发生一定范围内的弹性跳动。由于齿轮箱是刚性固定在机座上的，所以在齿轮箱和发动机之间一定要采用一种能容忍发生位移的弹性联接，目前在工程上使用最多的是以橡胶作为功率传动元件的弹性联轴器；也有一些发动机采用弹簧片式联轴器，例如 MTU 4000M00 系列发动机就要求配装用机油润滑的 Geislinger 品牌的钢质弹簧联轴器。对于这种齿轮箱分立式结构，当发动机尺度过大时，可以增加弹性支承的数目，以减轻每个支承的载荷，例如 20 缸的 MTU20V1163TB93 发动机采用分立式齿轮箱时就装用了 8 个橡胶弹性支承。

作为推进主机时，齿轮箱内装有推力轴承，承受由传动轴传递的螺旋桨推力，并将其通过齿轮箱壳、机座传递到船体，而发动机则不会产生纵向位移。

当发动机和齿轮箱的尺寸较小时，常把齿轮箱和发动机通过罩壳的法兰连成一个整体，而在发动机和齿轮箱端各安装两个弹性支承，如图 5 所示。这种结构费用低，且具有最紧凑的轴向尺寸、最小重量，因此尤其适合在对空间、重量要求较高的高速船和游艇上使用。

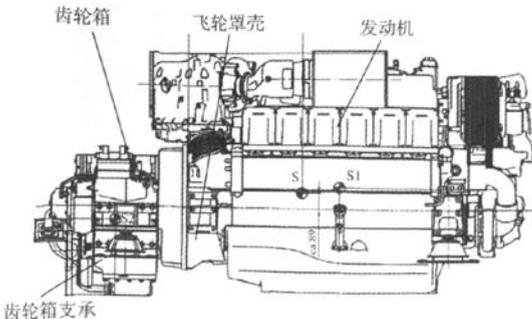


图 5 发动机 + 法兰连接齿轮箱四点弹性支承

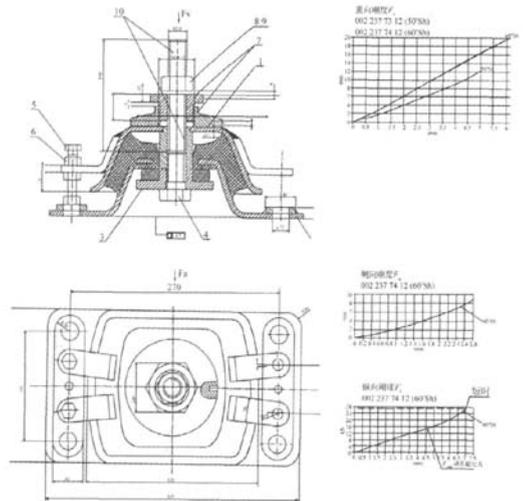
然而，采用这种布置时，对以下两大问题须予特别注意：

(1) 机组的纵向位移

这时，螺旋桨的推力将通过齿轮箱的推力轴承作用于齿轮箱—发动机组。由于支承是弹性的，机组会产生纵向移动。过大的位移量是不允许的，为此可用限位装置来限定位移，但采用较多的做法是用调整弹性支承的刚度来解决这一问题。当作用于机组的纵向推力为 F 、发动机和齿轮箱端单个支承的轴向刚度分别为 K_1 、 K_2 ，而机组位移为 Δ ，存在以下关系：

$$F = 2(K_1 \cdot \Delta + K_2 \cdot \Delta) \tag{3}$$

对于支承的橡胶元件，其刚度是随压缩量而变化的，二者不成线性关系，因此 K_1 、 K_2 并不是常数。在供货商提供的产品图上通常会给出三个方向上的力—位移曲线(图 6)，据此，就可根据上式来确定在给定的纵向推力下，位移量是否能满足要求，从而选定具有合适肖氏硬度的弹性支承。



(右图从上至下依次为垂向、侧向和纵向刚度)

图 6 橡胶弹性支承和刚度曲线

当位移量过大又不使用选取橡胶肖氏硬度的办法来调整时，往往需要采用限制块。但德国 ZF 齿轮箱公司提供的一种 Silenbloc 型齿轮箱支承如图 7 所示，其做法却不同^[2]。作为弹性元件的橡胶衬套套在一个金属柱销上，由于这刚性柱销的存在，最大位移量得以限定。图示型号可以保证机组的纵向位移量在 2 mm 以内。

从式(3)可以看出，增加支承数可以提高纵向总刚度。有时对齿轮箱每侧采用双支承，这也是减小纵向位移的一种做法。

(2) 机组的垂向跳动

采用这种布置时通常齿轮箱输出法兰直接(或通过一刚性连接轴段)与传动轴相连,如图8所示。因此当机组垂向跳动时就会带动连接的传动轴一起跳动,解决这一问题的做法是出人意料的。它不是用加粗轴径的方法来限制这种跳动,相反是用保证轴段柔度的做法来顺应这种跳动。通过力学分析容易知道,跳动时轴段刚度增大会使发动机和齿轮箱壳体受到的弯矩增大,从而弯曲应力增大。为了保证轴段有足够的柔度,供货商在图纸上往往对轴段的长径比有一定的要求,例如 MTU 12V2000M90 发动机配装 ZF 法兰连接的齿轮箱时,安装图上会规定^[2]:

- $d < 100 \text{ mm}$ 时, L 不得小于 500 mm ;
- $100 \text{ mm} \leq d \leq 150 \text{ mm}$ 时, L 为 $1\,000 \sim 2\,000 \text{ mm}$;
- $d > 150 \text{ mm}$ 时, $L \geq 2\,000 \text{ mm}$ 。

式中, L 为从齿轮箱输出法兰至第一个支撑轴承前端面的距离; d 为轴段的直径。

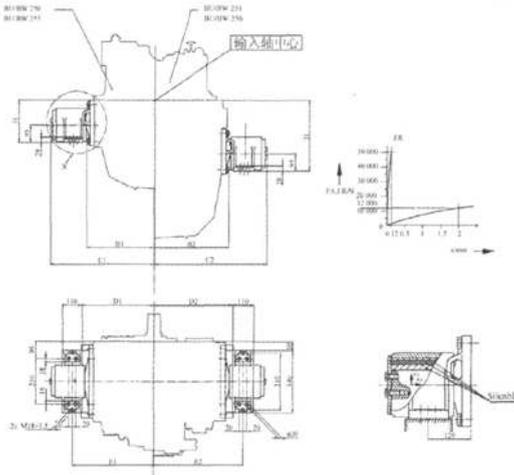


图7 ZF公司的 Silenbla 型支承

这种设计紧凑性的优点是显而易见的,十余年来,这种设计已在我国大量的军、民船上获得了应用,但在国内至今仍有不少设计者对其可靠性存有疑虑。事实证明,只要遵循有关的规定,设计是成功的。

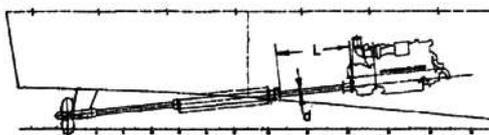


图8 齿轮箱-发动机法兰连接的设计布置

对于柴油发电机组,与主机组相类似,发电机与柴油机可以分立,也可以通过联接罩壳与发动机刚性相联,成为一个整体。但由于没有大的纵向推

万方数据

力,所以问题要比主机组简单。当机组尺度较大时,常采用增加支承数的做法。

2 关于双层隔振

采用弹性支承可以减少振动向机座乃至船体的传递,同时也减少了由振动所引起的噪声向外界的传递。对一些豪华客船、特殊用途船舶及军用舰艇,往往在振动及噪声方面有更高的要求,对军用战斗舰艇还有很高的抗冲击要求。这时上面所讨论的普通的弹性支承方式就显得力不能及了,因此需要采取一些特殊措施来满足这些要求,而双层隔振就是其中一种重要的手段。图9为某柴油发电机组采用双层隔振的布置图。在机组和船舶底座之间增加了一个中间体,机组通过弹性支承支撑在中间体上,而中间体则用若干弹性支承支撑在底座上。

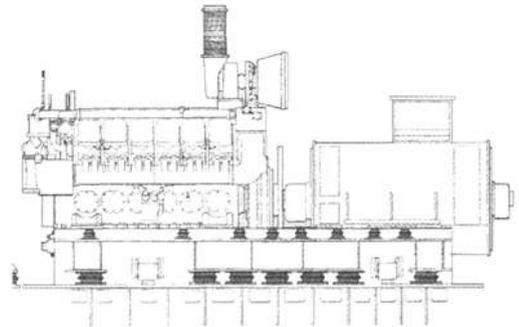
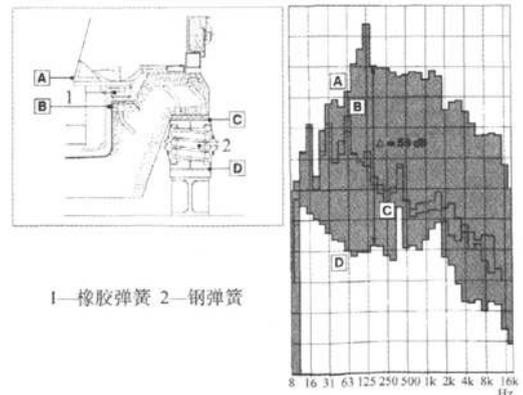


图9 柴油发电机组双层隔振布置图

正确设计的双层隔振系统对传递到底座的振动的衰减是很显著的。图10给出某机组在采用双层隔振后,分别在第一层及第二层弹性支承前后测得的振动速度水平^[4]。按三分之一倍频测量,可以看出,在各倍频处第一层支承的振动衰减为 $30 \sim 40 \text{ dB}$,而经双层隔振后,若干倍频得到了约 60 dB 的总衰减。



1—橡胶弹簧 2—钢弹簧

图10 某机组的双层隔振效果

无论是在理论上还是在实践上，双层隔振都要比普通的单层隔振复杂得多。上下层支承的刚度关系、底座的刚度等都会对隔振的效果有不同的影响；而中间体质量的大小影响也是相当重要的。一般来说，隔振要求越高，中间体质量应越大；但研究表明^[5]，中间体质量也并非越大越好，通常应控制不超过被隔机组的质量。

MTU 公司根据对抗冲击、减振的具体要求，对双层隔振提供了三种供货选择^[6]：

(1) 标准型双层隔振系统

这种系统能满足较高的抗冲击、噪声要求，符合 BV0230 或 STANAG 4142 的规定。采用能经受冲击的橡胶元件，并带冲击缓冲器。中间体质量为被隔机组质量的 30% 左右，采用轻型的刚性底座。

(2) 低噪声双层隔振系统

这种系统能满足高的冲击、噪声要求，符合 BV0230 或 STANAG 4142 的规定。采用能经受冲击的橡胶元件，并带冲击缓冲器。中间体质量为被隔机组质量的 50% 左右，采用聚合水泥—钢底座。

(3) 极高低噪声要求的双层隔振系统

这种系统能满足更高的冲击、噪声要求，符合 BV 0230 或 STANAG 4142 的规定。采用能经受冲击的橡胶元件，并带冲击缓冲器，但采用了以硅作为阻尼剂的双级钢弹簧。中间体质量为被隔机组质量的 70% 左右，也采用聚合水泥—钢底座。

图 11 给出 MTU20V1163 发动机采用以上不同方案后，底座弹性支承下的振动测量情况，可以明显看出中间体质量的影响。需要指出的是，作为动力输出的中间环节，联轴器装置也是一个重要的承受冲击、产生振动噪声的部件。因此在双层隔振系统中通常还要采用能衰减冲击、振动的性能更好的联轴器。为了进一步降低传递到外界的噪声，有时还要采用隔音罩，将整套机组安置在箱体中。

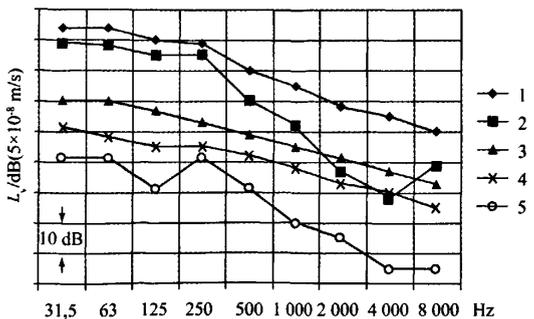


图 11 双层隔振不同中间体质量的影响
 1—标准型单层隔振 2—特殊标准的单层隔振(本文未介绍) 3—中间体质量为 30% 4—中间体质量为 50% 5—中间体质量为 70%

图 11 双层隔振不同中间体质量的影响

3 主动式减振支承的进展

目前，在世界范围内各个行业的先进技术都在互相渗透，各个领域对其它相关领域的进展都给予相当大的关注，从而带动了全世界整个技术领域的进步^[7]。主动式减振支承技术是从航空、汽车行业引入的。

以上所述传统的弹性支承的工作都是以被动地承受发动机所产生的振动，然后凭借其本身的特性使传递到机座的振动得以衰减为其特点的。它们对发动机的振动逆来承受，因此又称为被动式支承。而主动式支承则与此相反，它在通过传感器探测到发动机的振动图式的基础上，‘主动’地试图产生反相的振动，使之与发动机的振动相抵消，从而达到更好的减振效果。

主动式支承为实现其功能通常要包括以下几个组成部分：

(1) 传感器。用来探测发动机在三个方向上的振动，安装在支座上；为了提高系统性能，通常还要在支座外其它适当的地方增设传感器。

(2) 驱动装置。产生激励振动，使之与发动机振动相抵消。

(3) 控制单元。控制激励装置，使之即时产生与感受到的振动反相的激励振动。

(4) 软件系统。它把传感器传递过来的振动信号瞬时进行谱量分析，然后根据要求对某些阶数的谱量产生反向信号，通过控制系统，经功率放大后使驱动装置产生振动，与发动机相应阶数的振动相抵消。可消减的谱量级数通常可达到 8 阶。可以想象，信号的处理分析速度将是主动式支承的关键。

国内外对柴油机主动式减振技术已进行了多年的研究。我国开展这项研究也已经有十几年的时间^[8-9]，但大多处于理论探讨和实验室试验的状态。目前国外已经能够提供产品。

图 12 是德国 MTU 公司联合法国 Paulstra 和 Stop-Choe 公司开发的一型主动式减振器^[10]。三个驱动器分别产生三个方向的振动，它们装在一个盒箱里。而这个盒箱则直接装在一个被动式支承的下面。因此当驱动器不工作时，整套装置就是一个普通的被动式支承。而当驱动器工作后就成为一个主动式支承。这样的结构保证了支承的安全性，即使驱动器故障，支承性能仍不会低于仅使用被动式支承的情况。整台发动机装用了四个主动式支承，每个支承装了三个传感器，感受三个方向的振动；另有八个传感器装在机体的其它适当部位，因此一共

装了二十个传感器。高阶谐量的振动影响较小，所以振动的消减在6~8阶谐量内进行。由于有1/2阶谐量的存在，在6阶谐量以下有12个谐量；而在8阶谐量以下则有16个谐量。该型支承可对8个谐量进行消减，在12或16个谐量中选择不同的谐量消减会有不同的效果。图13给出了实际测得的驱动器有、无作用时在垂直方向的振动情况^[11]。图中表明分别选取2、4.5、5.5、6等八阶谐量进行消减，而2阶谐量峰值的消减达到了30 dB，整体的振动消减约为8 dB。

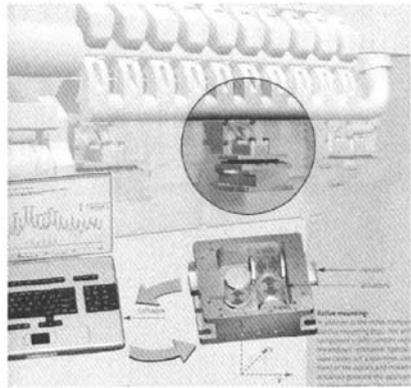
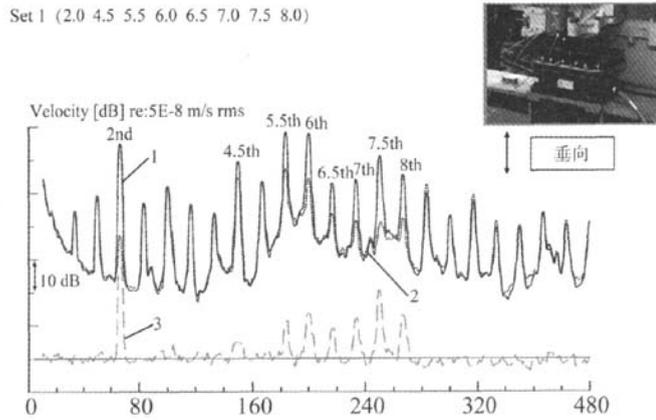


图12 MTU的Paulstra主动式减振器



1—驱动器不工作时的振动 2—驱动器工作时的振动 3—振动的消减量
图13 主动式减振器的振动消减情况(1 740 kW/2 000 r/min)

MTU公司在游艇上装用了主动式支承，其效果已在实际应用中得到证实。主动式支承特别适合在空间受到限制不能采用双层隔振的场合使用。随着经验的积累，它将变得日益完善。

参考文献

[1] 朱孟华. 船舶内燃机动力学[M]. 北京. 国防工业出版社. 1979.
 [2] ZF公司项目资料[R].
 [3] MTU公司项目资料[R].
 [4] Propulsion System with DEUTZ MWM[J], Application Engineering. 1987.
 [5] 杨义顺等. 双层隔振系统结构参数改变对结构振动的

影响[J]. 船舶工程, 2004(6).

[6] Gerhard Götze, Carsten Panke, Karl Steinbeck. Technical Project Guide-Marine Application[J]. MTU 2004.
 [7] Frank Starke. 从航运业以外获得启示[J]. 船舶推进与辅助机械. 2008, (8-9)(中文版).
 [8] 张洪田等. 柴油机主动隔振装置及其隔振性能分析[J]. 应用科技, 1996, (2).
 [9] 赵国迁等. 主动吸振技术的研究进展及其在柴油机振动控制中的应用[J]. 黑龙江工程学院学报 <自然科学版>, 2006(4).
 [10] Mirko Cutemann. Turning Noise into Silence[J]. Insight, 2008(1).
 [11] MTU-Paulstra 资料[R]. 2006.