

步长参数对电液伺服振动台加速度谐波抑制的影响

姚建均¹, 富威¹, 胡胜海¹, 韩俊伟²

(1. 哈尔滨工程大学 机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 哈尔滨工业大学 机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 电液伺服振动台存在非线性现象, 导致系统作正弦振动时, 其加速度响应信号中出现高次谐波, 使加速度波形失真。利用 LMS 自适应滤波算法, 提出自适应谐波抑制算法。通过对参考信号的自适应滤波作用, 得到谐波抑制信号, 并加入到系统输入信号中, 从而抑制加速度响应信号中的谐波。从谐波抑制试验结果上看, 自适应滤波器的步长参数对谐波抑制算法的收敛速率影响较大。从 LMS 自适应滤波算法本身出发, 分析了导致这种影响的原因。

关键词: 自动控制技术; 电液伺服振动台; 谐波失真; 谐波抑制; LMS 自适应滤波算法; 收敛速率

中图分类号: TP271.31

文献标志码: A

文章编号: 1000-1093(2010)05-0631-05

Impact of Step Size on Acceleration Harmonic Suppression of Electro-hydraulic Servo Shaking Table

YAO Jian-jun¹, FU Wei¹, HU Sheng-hai¹, HAN Jun-wei²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, Heilongjiang, China;

2. School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, Heilongjiang, China)

Abstract: Because of the nonlinear characteristics of electro-hydraulic servo shaking table, its acceleration output corresponding to a sinusoidal input contains higher harmonics which cause harmonic distortion. Using LMS adaptive filtering algorithm, an adaptive harmonic suppression algorithm is developed. The reference signals are filtered by an adaptive filter to obtain the harmonic suppression signal adding to the system input and suppressing the harmonic in the acceleration response. The test results show that the step size of the adaptive filter affects the convergence rate of harmonic suppression greatly. The influence of LMS adaptive filtering algorithm itself is analyzed.

Key words: automatic control technology; electro-hydraulic servo shaking table; harmonic distortion; harmonic suppression; LMS adaptive filtering algorithm; convergence rate

0 引言

振动台是工程研究的一种重要实验设备, 它广泛应用于航天、汽车、建筑和兵器等许多重要工业领域。振动试验是把试件固定在试验平台上, 通过模拟试件受载时的情况, 来研究载荷对试件的影响、试

件的可靠性或减振系统的性能。在大位移、大激振力的情况下, 经常使用电液式振动试验台^[1-3]。

电液式振动试验台在进行正弦波形试验时, 输出波形不可避免的会产生一定的失真。产生波形失真的根本原因是系统中存在的非线性因素, 这些非线性因素主要有伺服阀死区、连接铰间隙、连接铰摩

收稿日期: 2009-06-05

基金项目: 国家自然科学基金(50905037); 高等学校博士学科点专项科研基金项目(20092304120014); 哈尔滨工程大学基础研究基金项目(HEUFT09013)

作者简介: 姚建均(1980—), 男, 副教授, 博士。E-mail: travisyao@126.com

擦力和作动器的摩擦力等。而液压系统随着温度、压力及工作状态的不同,系统的一些参数也会随之变化,导致其特性也会有较大变化。所以说液压系统的特性具有时变性和非线性特点。

对于电液伺服振动台,使用线性系统的控制策略往往存在一定的局限性,特别是对加速度波形失真度要求高的系统。目前的许多研究都集中在非线性控制策略上^[3-4]。

目前,对于谐波失真及其抑制的研究主要集中在电力系统,而在机械系统方面相关的研究很少。文献[5]分析了电液伺服系统中存在的各种非线性环节及其对系统性能的影响,但没有涉及谐波失真问题的讨论。文献[6]指出了死区非线性对系统输出产生高次谐波影响,却没有提出谐波抑制策略。基于 LMS 自适应滤波算法,提出电液伺服振动台加速度谐波抑制算法,分析自适应滤波器中的步长参数对谐波抑制的影响,并提出改进算法,使得振动台加速度谐波抑制操作更简便,效果更明显。

1 电液伺服振动台系统

如图 1 所示为电液伺服振动台,主要由水泥基座、平台、连接杆、平台支撑和机架等组成,液压伺服系统安装在机架上。振动台平台行程 ± 25 mm,振动方向为水平单向。液压缸活塞直径 40 mm,活塞杆直径 35 mm;电液伺服阀选用的是航空部 609 所的 FF102 伺服阀,油源工作压力 8 MPa。



图 1 电液伺服振动台

Fig. 1 Electro-hydraulic servo taking table

振动台的激振系统采用的是由位移、速度和加速度信号组成的三状态控制策略^[7]电液伺服系统,控制方式为等加速度控制。

2 电液伺服振动台加速度信号分析

当输入信号为 $2.5\sin(2\pi \times 10t)$ m/s² 时,振动台加速度响应信号如图 2 所示,相应的频域表示如

图 3 所示。从图 2 中可看出,振动台加速度响应信号的波形较差,失真比较严重;从图 3 中可进一步看出,在加速度信号中,二次谐波的失真占主导,且各次谐波频率均为基频的整数倍。

对于正弦振动试验,波形失真度往往是要求的主要指标之一。总的谐波失真率(THD)定义为

$$\text{THD} = \frac{\sqrt{A_2^2 + A_3^2 + A_4^2 + \dots}}{A_1} \times 100\%, \quad (1)$$

式中: A_1 为基频响应幅值; A_2, A_3, \dots 为各次谐波的幅值。

对图 3 中的加速度响应信号作 THD 分析,得到 THD 值为 20.81%,失真率很大,达不到实际工程指标要求。因此,需要对谐波进行抑制,降低电液伺服振动台的波形失真度。

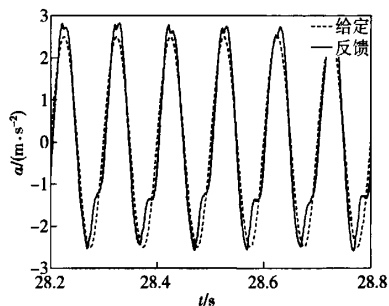


图 2 振动台加速度响应信号

Fig. 2 Acceleration response of the shaking table

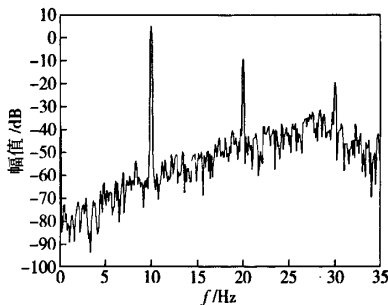


图 3 振动台加速度信号频谱图

Fig. 3 Spectrum of the shaking table acceleration response

3 自适应谐波抑制

为降低电液伺服振动台加速度响应信号的波形失真率,提高电液伺服振动台的控制效果,采用如图 4 所示的加速度谐波抑制策略。图 4 中: r 为振动台加速度输入信号; a 为振动台加速度响应信号。

图 4 中的电液伺服振动台加速度谐波抑制策略

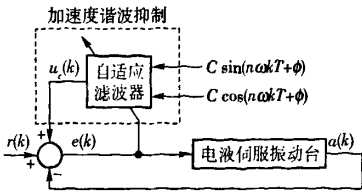


图4 电液伺服振动台加速度谐波抑制原理图
Fig. 4 Acceleration harmonic cancellation for the shaking table

有2个参考输入： $C\sin(n\omega kT+\phi)$ 和 $C\cos(n\omega kT+\phi)$ ，其中： n 为谐波次数； C 为信号幅值； ω 为加速度输入信号频率；采样时间 $T=1\text{ ms}$ 。振动台加速度输入信号与加速度响应信号间的误差信号 e 包含了谐波的所有信息，利用LMS自适应滤波算法，根据误差信号调整自适应滤波器中权值。参考信号经过自适应滤波器的滤波作用，得到输出信号 u_c ，并作为谐波补偿信号被加入到系统输入信号中。

根据LMS自适应滤波算法结构^[8-10]，并结合如图4所示谐波抑制原理，电液伺服振动台加速度谐波抑制算法可表示为：

$$\begin{cases} u_c(k) = \mathbf{w}(k)\mathbf{x}(k), \\ e(k) = r(k) - a(k), \\ \mathbf{w}(k+1) = \mathbf{w}(k) + \alpha e(k)\mathbf{x}(k), \end{cases} \quad (2)$$

式中： $\mathbf{x} = [C\sin(n\omega kT+\phi), C\cos(n\omega kT+\phi)]^T$ ； $\mathbf{w} = [w_1, w_2]$ 。

LMS自适应滤波算法是一种迭代梯度下降算法，它利用均方误差梯度的估计值，求得最佳权向量，使均方误差为最小。 $e(k)\mathbf{x}(k)$ 代表均方误差负梯度的估计值，迭代步长参数 α 是一个控制稳定性和收敛速度的参数^[11-12]。

利用(2)式可得到如图5所示的LMS自适应滤波算法框图。结合图4~5可看出，自适应滤波器是一个横向滤波器，误差信号 $e(k)$ 用以调整LMS自适应滤波算法的权值。显然，随着权值逐渐被调整至稳态值时，该误差将变得很小，从而大大抑制加速度

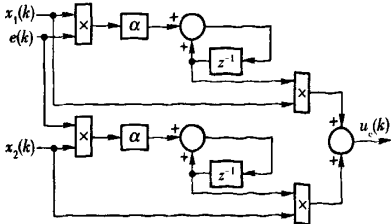


图5 LMS自适应滤波算法框图
Fig. 5 Block diagram of LMS adaptive filtering algorithm

响应信号中的谐波。

4 电液伺服振动台谐波抑制试验

从图3可看出，二次谐波在谐波中占绝对主导地位，故如能抑制二次谐波，将大大改善加速度波形。为验证LMS自适应滤波算法的步长参数 α 对谐波抑制的影响，在二次谐波抑制试验中选取不同的 α 值进行比较。在各组试验中，权值初值均为0，参考谐波信号幅值 $C=1$ ，初始相位 $\phi=0$ 。

图6~8分别为 $\alpha=0.01, 0.02, 0.04$ 时的自适应滤波器的输出。为清楚显示谐波抑制量的收敛情况，加长了谐波抑制量图的时间坐标，由于其频率为谐波频率(20 Hz)，在图6~8中的时间坐标下曲线很密，看上去呈黑块状。

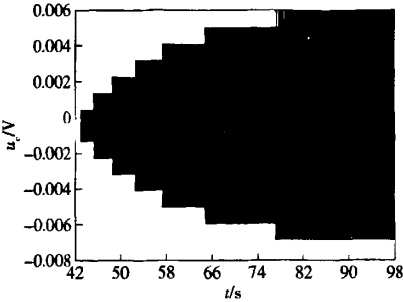


图6 谐波抑制量
Fig. 6 Harmonic cancellation signal

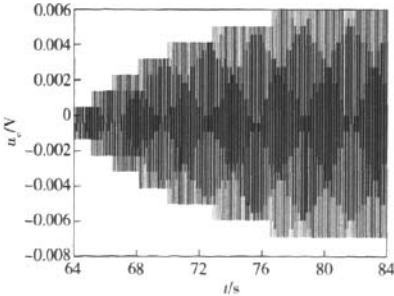


图7 谐波抑制量
Fig. 7 Harmonic cancellation signal

从图6~8中，可看出自适应滤波器输出的收敛过程相似，只是到达稳态所需的时间不同。 $\alpha=0.01$ 时，到达稳态所需时间为34 s； $\alpha=0.02$ 时，该时间大幅降至13 s；当 $\alpha=0.04$ 时，该时间进一步减少至11 s。从自适应滤波器的输出图中可看出，谐波抑制量最终收敛的值是一样的。

在谐波抑制试验中，虽然步长参数的取值各不相同，但由于谐波抑制量的收敛过程相似，且最终的

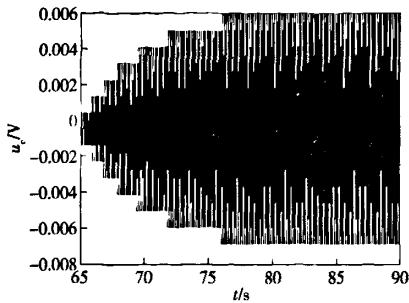


图 8 谐波抑制量

Fig. 8 Harmonic cancellation signal

稳态值是一致的,所以谐波抑制的效果基本一致。如图 9 所示二次谐波抑制后的振动台加速度时域曲线,图 10 为相应的频谱图。比较图 2 和图 9 可发现,对二次谐波抑制后,加速度曲线的波形得到明显改善;比较图 3 和图 10,二次谐波被很好地抑制,经谐波抑制后在 20 Hz 的地方幅值减少了 30 dB 左右,THD 值降至为 7.01%。

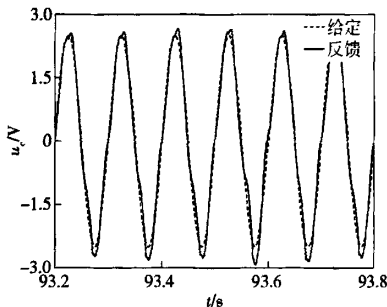


图 9 谐波抑制后的加速度曲线

Fig. 9 Acceleration response after harmonic cancellation

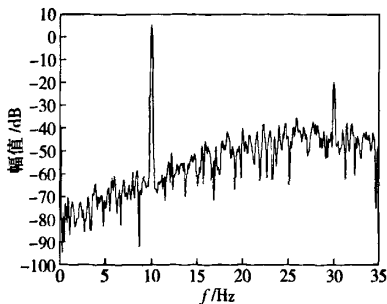


图 10 谐波抑制后的加速度频谱图

Fig. 10 Acceleration spectrum after harmonic cancellation

5 原因分析

从电液伺服振动台的加速度谐波抑制试验中可看出,自适应滤波器的步长参数 α 的选择对谐波抑

制的收敛速度影响较大,进而影响到谐波抑制的效率和操作性。对于实际工程应用,在保证系统稳定的前提下,要求谐波抑制具有简便、可靠的操作性,同时又能保证谐波抑制的效率。

这种影响主要是由于 LMS 自适应滤波算法所造成的。结合(2)式和图 5 可看出,误差信号 $e(k)$ 和输入向量 $x(k)$ 都被加到自适应控制部分,因此围绕权值的反馈环是闭环的。当步长参数 α 满足(3)式条件^[9,11],可使 LMS 自适应滤波算法稳定:

$$0 < \alpha < \frac{2}{\lambda_{\max}}, \quad (3)$$

式中, λ_{\max} 为输入向量相关矩阵 R 的最大特征值。

由于 $x = [\sin(n\omega kT), \cos(n\omega kT)]$, 则输入向量的相关矩阵为

$$R = \begin{bmatrix} E[x_1^2] & E[x_2 x_1] \\ E[x_1 x_2] & E[x_2^2] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E[\sin^2(n\omega kT)] & E[\cos(n\omega kT) \sin(n\omega kT)] \\ E[\sin(n\omega kT) \cos(n\omega kT)] & E[\cos^2(n\omega kT)] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix},$$

其特征值为 $\lambda_{1,2} = 0.5$, 因此,步长参数 α 的取值范围为 $0 < \alpha < 4$ 。(3)式给出的是在保证 LMS 自适应滤波算法稳定下的步长参数 α 的取值范围,但在实际应用中,一般取较小值。谐波抑制实验中,所取步长参数值均符合稳定性要求。

LMS 自适应滤波器的失调可表示为

$$\eta = \frac{\alpha}{2} \text{tr}[R], \quad (4)$$

式中, $\text{tr}[R]$ 表示矩阵 R 的迹。失调是一个无量纲的参数,它提供了如何选择 LMS 自适应滤波算法,使得在均方意义下达到最优的一个测度。

输入向量的相关矩阵 R 的平均特征值可定义为

$$\lambda_{av} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \lambda_i, \quad (5)$$

式中, N 为自适应滤波器的权值个数。LMS 自适应滤波算法的平均时间常数可表示为^[12]

$$\tau_{mse,av} = \frac{1}{2\alpha\lambda_{av}}. \quad (6)$$

从(5)~(6)式中可看出,当滤波器的权值个数一定时,LMS 自适应滤波算法的确立时间(即算法的收敛时间),正比于 $\tau_{mse,av}$,而失调反比于确立时间;失调正比于步长参数 α ,而平均时间常数反比于 α 。因此,若将步长参数 α 变大,可使得算法的收敛

速度加快,但同时也会使 LMS 自适应滤波算法的失调增加,甚至使系统不稳定;通过设置较小的步长参数 α ,自适应过程可以较慢地进行,梯度噪声对权值的影响可在很大程度上滤除,这也可大大减小失调的影响。收敛速度和失调的折衷是 LMS 自适应滤波算法的一个基本特征。

谐波抑制试验选取了 3 组不同的 α 值。随着 α 值的增大,平均时间常数减小, LMS 自适应滤波算法的收敛时间也减小,这一点可以从图 6~8 中看出。

6 结论

电液伺服振动台存在非线性因素,导致其作正弦振动时加速度响应信号中存在高次谐波,使加速度波形失真度较为严重。

利用 LMS 自适应滤波算法,提出了电液伺服振动台加速度谐波抑制策略,降低加速度响应信号的波形失真率,提高控制精度。试验结果证明这种方法是有效的,能大幅降低加速度响应信号的 THD 值,改善加速度波形。

从谐波抑制试验来看, LMS 自适应滤波算法中的步长参数对谐波抑制策略的收敛速度影响较大,所以又从 LMS 自适应滤波算法本身分析了导致这种影响的原因。要消除这种影响,只有对算法进行改进,比如可以采用归一化 LMS 自适应滤波算法或 RLS 算法等等,这也是将来的研究方向。这种分析可为电液伺服振动台加速度谐波抑制算法的改进提供实验和理论依据,并为电液伺服振动台加速度谐波抑制的实际工程应用奠定基础。

文中,二次谐波抑制后,存在三次谐波,利用本文的加速度谐波抑制方法,也可以对三次谐波进行抑制。但在实际工程应用中,根据波形失真率的要求选择欲抑制谐波的次数。

参考文献 (References)

- [1] 张巧寿. 振动试验系统现状与发展[J]. 航天技术与民品, 2000, (8): 36-39.
ZHANG Qiao-shou. Current situation and development of vibration

test[J]. Aerospace Technology and Civilian Products, 2000, (8): 36-39. (in Chinese)

- [2] 王述成. 振动试验实时控制系统的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
WANG Shu-cheng. Research on the real time control system of vibration test[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006. (in Chinese)
- [3] Tagawa Y, Kajiwara K. Controller development for the E-Defense shaking table[J]. Journal of Systems and Control Engineering, 2007, 221(12): 171-181.
- [4] YAO Jian-jun, WANG Li-quan, WANG Cai-dong, et al. ANN-based PID controller for an electro-hydraulic servo system[C] // Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics, Qingdao: IEEE, 2008: 18-22.
- [5] 吕宏庆, 苏毅, 杨建勇. 电液伺服系统中的非线性及其影响分析[J]. 机床与液压, 2002, (1): 116-118.
LV Hong-qing, SU Yi, YANG Jian-yong. Nonlinear of electro-hydraulic servo system and its effect[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2002, (1): 116-118. (in Chinese)
- [6] 李书训, 朱久刚. 一类含有死区非线性伺服系统的建模方法[J]. 自动化技术与应用, 1999, 18(1): 4-6.
LI Shu-xun, ZHU Jiu-gang. A method for modeling the nonlinear hydraulic servo system with dead-zone[J]. Techniques of Automation and Application, 1999, 18(1): 4-6. (in Chinese)
- [7] 徐洋. 结构主动控制的鲁棒策略研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
XU Yang. Research on robust strategy of active structure control [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)
- [8] Tseng C C, Pei S C. Stable IIR notch filter design with optimal pole placement[J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2001, 49(11): 2673-2681.
- [9] Abadi M S, John H. On the application of a unified adaptive filter theory in the performance prediction of adaptive filter algorithms[J]. Digital Signal Processing: A Review Journal, 2009, 19(3): 410-432.
- [10] Douglas S C, Mandic D P. Mean and mean-square analysis of the complex LMS algorithm for non-circular Gaussian signals[C] // 2009 IEEE 13th Digital Signal Processing Workshop and 5th IEEE Signal Processing Education Workshop, Marco Island: FL, 2009: 101-106.
- [11] Pedro M M, Delgadol K C, Naranjo J F. Enabling interoperability for LMS educational services[J]. Computer Standards and Interfaces, 2009, 31(2): 484-498.
- [12] Simon H. Adaptive filter theory[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2003: 183-213.