

文章编号: 1000-4750(2013)Suppl-0333-05

船用柴油机水冲击动力作用轴系的主参数共振

杨志安¹, 程欣桐²

(1. 唐山学院唐山市结构与振动工程实验室, 河北, 唐山 063000; 2. 河北理工大学机械工程学院, 河北, 唐山 063009)

摘 要: 应用拉格朗日方程, 得到柴油机轴系受气体冲击力与水冲击动力作用的非线性扭转振动微分方程。根据非线性振动的多尺度解法, 求得在飞轮匀速运转条件下柴油机轴系受水冲击动力引起的主参数共振一次近似解, 给出柴油机轴系发生主参数共振的参数条件, 并进行数值计算, 得到主参数共振幅频响应曲线。分析了水冲击动力对主参数共振幅频响应曲线的影响。主参数共振幅频响应曲线由两支曲线组成, 共振区较大。调节阻尼系数可以避免主参数共振的发生。基于 Simulink 建立了系统仿真模型并进行仿真分析, 结果表明柴油机轴系受水冲击动力引起的主参数共振处于稳定状态。

关键词: 柴油机; 轴系; 多尺度法; 水冲击动力; 主参数共振

中图分类号: O321 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2012.04.S019

PRIMARY PARAMETRIC RESONANCE OF MARINE DIESEL SHAFTING SUBJECTED TO IMPACT FORCE OF WATER

YANG Zhi-an¹, CHENG Xin-tong²

(1. Key Lab of Structure and Vibration of Tangshan, Tangshan College, Tangshan, Hebei 063000, China;

2. College of Mechanical Engineering, Hebei Polytechnic University, Tangshan, Hebei 063009, China)

Abstract: The nonlinear torsional vibration differential equation of a marine diesel shafting subjected to impact force of expansion of vapour and water is established by means of Lagrange equation. According to the method of multiple scales for a nonlinear vibration, the first approximate solution and parametric condition of primary parametric resonance under constant speed operation of flywheel of the system and numerical results are obtained. The amplitude frequency response curves of the system are acquired. Numerical results on the influences of the impact force of water on the amplitude frequency response curves of the system are analyzed. The amplitude frequency response curve of primary parametric resonance is formed by two branches. It has a larger resonance zone. Adjusting damping can avoid the occurrence of primary parametric resonance. A simulation model of the system is established using Simulink and the simulation is carried out. It is pointed out that the primary parameter resonance of the system is in a stable state.

Key words: marine diesel; shafting; the method of multiple scales; impact force of water; primary parametric resonance

船舶柴油机动力装置轴系的扭转振动是影响该动力装置安全运行的重要动力性能之一, 也是当前柴油机推进装置的重要故障原因之一^[1-4]。林瑞霖^[5]以设置有钢丝绳弹性联轴器的 S195 柴油机轴系为研究对象进行了非线性扭转振动分析, 并评估了联轴器动态特性对柴油机轴系扭转振动响应的

影响。韩同群^[6]应用 BRICKS 对曲轴轴系进行扭转振动分析后, 提出了通过改进扭振减振器设计以减小曲轴后端(即飞轮端)产生的附加扭振力矩的解决方法。代东亮^[7]分析了螺旋桨激振力作用下船舶推进轴系的扭转振动和弯曲振动特性。针对扭转振动建立了船舶推进轴系集总-分布参数模型, 用传递矩

收稿日期: 2012-04-17; 修改日期: 2013-03-01

通讯作者: 杨志安(1963—), 男, 河北秦皇岛人, 教授, 博士, 从事机电耦联非线性动力学研究(E-mail: yangzhi_an@163.com; yangzhian@tsc.edu.cn).

作者简介: 程欣桐(1979—), 女, 河南人, 工程师, 硕士, 主要从事机械动力学研究(E-mail: 116066602@qq.com).

阵法求出了轴系的固有参数。用扩展的传递矩阵法对螺旋桨激振力作用下轴系的强迫扭转振动进行了计算分析；针对弯曲振动建立了船舶推进轴系的有限元模型，通过特征值分析求出了轴系弯曲振动的固有参数，并用 Newmark 算法对螺旋桨激振力作用下轴系的强迫弯曲振动进行了计算分析。Pasricha 和 Carnegie^[8-9]发现单冲程发动机系统存在次共振现象。Pasricha^[10-11]考虑蒸汽力作用，建立了柴油机轴系参数激励线性扭转振动的模型，给出次共振的简单解释。这些研究说明了阻尼的作用，给出了蒸汽力的形式，发现了次共振现象。但都没有给出系统非线性的来源及对产生次共振的影响。杨志安^[12]研究了柴油机单自由度扭振系统受气体膨胀冲击力作用非线性振动问题。随着研究的深入，更多无法解释的问题又被提出来，例如螺旋桨水冲击动力作用下柴油机轴系的非线性振动问题等。实际柴油机轴系是由多个部件组成的，系统的干扰力也有多种情况。本文从柴油发电机轴系结构实际出发，引入工程实际中客观存在的非线性因素，考虑膨胀气体对活塞的冲击力矩和螺旋桨水动压力引起扭转振动的转矩，建立了柴油机轴系多自由度非线性扭转振动微分方程。应用非线性振动的多尺度法研究水冲击动力作用下柴油机轴系的主参数共振问题。

1 柴油机轴系受气体冲击力与水冲击动力作用非线性扭转振动方程

柴油机轴系多自由度模型主要由驱动部分(启动后脱离系统)、气缸、飞轮、钢丝绳联轴器、变速齿轮箱(速度比为 \bar{n} : 1)及螺旋桨(3 叶)组成。在不考虑变速的情况下，该模型进一步模化为三质量扭振模型^[2]。模化后轴系由气缸、飞轮和螺旋桨三部分组成，如图 1 所示。用 3 个集中质量代替，其中传动轴通过钢丝绳弹性联轴器与飞轮相连^[13]。系统干扰力由两部分组成，包括冲击力矩和螺旋桨水冲击动力引起扭转振动的转矩。

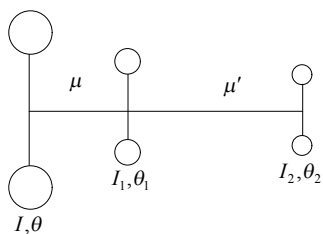


图 1 柴油机轴系简化模型

Fig.1 The simplified model of diesel shafting

用 M 表示往复部分总质量， I 为气缸连杆旋转部分总转动惯量，气缸扭转角为 θ ； ρ 为汽缸部分阻尼系数；飞轮转动惯量为 I_1 ，扭转角 $\theta_1 = \omega t$ ；螺旋桨转动惯量为 I_2 ，扭转角为 θ_2 ； μ 为气缸、飞轮间轴的扭转刚度， μ' 为飞轮、螺旋桨间轴段扭转刚度。膨胀气体对活塞的冲击力矩： $K \sin(n\theta_1 + \varphi)$ ，其中 φ 为冲击力矩相位角。轴系运行时，螺旋桨运转于不均匀伴流场中导致在桨叶上承受周期性变化力，其对桨轴的作用可分解为 6 个分量：3 个力、3 个力矩。由螺旋桨水冲击动力引起扭转振动的转矩^[7]为：

$$M_x = M_{x0} + \sum_{m=1}^{m_k} (M_{xm}^c \cos(zm\omega t / \bar{n}) + M_{xm}^s \sin(zm\omega t / \bar{n})) \quad (1)$$

式中： M_{x0} 为螺旋桨旋转一周的扭矩平均值； M_{xm}^c 为 m 倍叶频转矩的余弦分量； M_{xm}^s 为 m 倍叶频转矩的正弦分量； z 为叶数。由于一倍叶频分量远大于二倍及以上叶频分量，因此在一般计算中取 $m=1$ 精度已足够。

钢丝绳弹性联轴器特性的数学模型表示为^[13]：

$$\bar{M} = k_1\varphi + k_3\varphi^3 + c_e\dot{\varphi} \quad (2)$$

式中： \bar{M} 为钢丝绳联轴器的恢复力矩； φ 为两半联轴器的相对角位移； $\dot{\varphi}$ 为两半联轴器的相对角速度； k_1 为一阶刚度系数； k_3 为三阶刚度系数； c_e 为等效粘性阻尼系数。

引入飞轮部分的扭振角 γ_1 ，螺旋桨部分的扭振角 γ_2 ，它们满足如下关系：

$$\theta_1 = \omega t, \quad \theta = \omega t + \gamma_1, \quad \theta_2 = \omega t + \gamma_2 \quad (3)$$

应用 Lagrange 方程，得到关于扭振角 γ_1 、 γ_2 的扭振方程：

$$\begin{cases} \ddot{\gamma}_1 + \omega_1^2 \gamma_1 = k\ddot{\gamma}_1 \cos 2\omega t - (2k\omega \sin 2\omega t + 2\zeta\omega_1) \cdot \\ \gamma_1 - k\gamma_1^2 \sin 2\omega t - 2k\omega^2 \gamma_1 \cos 2\omega t - \omega_1^2 \gamma_1^3 - \\ k\omega^2 \sin 2\omega t - 2\zeta\omega\omega_1 + \omega_1^2 f \sin(n\omega t + \varphi) \\ \ddot{\gamma}_2 + \omega_2^2 \gamma_2 = -k_3\gamma_2^3 / I_2 - c_e\dot{\gamma}_2 / I_2 + M_{x0} + \\ M_{x1}^c \cos 3(\omega t + \gamma_2) + M_{x2}^s \sin 3(\omega t + \gamma_2) / I_2 \end{cases} \quad (4)$$

式中：

$$\begin{cases} \omega_1^2 = \omega^2 / r^2 \\ \omega_2^2 = (k_1 + \mu') / I_2 \end{cases}$$

式(4)为柴油机轴系受气体冲击力与水冲击动力作用的扭振方程组。

模化后船用柴油机轴系由气缸、飞轮和螺旋桨三部分组成， γ_1 是飞轮部分的扭振角， γ_2 是螺旋桨

部分的扭振角。膨胀气体对活塞的冲击力矩转化为对飞轮的外部激励；螺旋桨水冲击动力引起扭转振动的转矩作用在三叶片螺旋桨上。在飞轮匀速运转条件下，反映柴油机轴系多自由度扭转振动的方程组式(4)中的2个方程不存在耦合项，给非线性振动的求解带来方便。式(4)第1式已有较为全面的非线性研究成果^[12]，本文重点分析式(4)第2式。此式中螺旋桨水冲击动力引起扭转振动的转矩激励中含有的相位角是螺旋桨部分的扭振角，需要进行近似变换处理。

当研究微幅振动时，螺旋桨部分扭振角 γ_2 是小量，将作用在三叶片螺旋桨水冲击动力引起扭转振动的转矩和差化积后取近似，式(4)第2式变为：

$$\ddot{\gamma}_2 + \omega_2^2 \gamma_2 = -k_3 \gamma_2^3 / I_2 - c_e \dot{\gamma}_2 / I_2 + [M_{x_0} + M_{x_1}^c \cos 3\omega t - 3\gamma_2 M_{x_1}^c \sin 3\omega t + M_{x_1}^s \sin 3\omega t + 3\gamma_2 M_{x_1}^s \cos 3\omega t] / I_2 \quad (5)$$

2 主参数共振理论与数值分析

式(4)存在三叶片螺旋桨水冲击动力作用参数激发项，是杜芬-马休型非线性方程。是否发生主参数共振，还要针对确定的船用柴油机型号和轴系的固有特性与水冲击动力频率进行综合分析。主参数共振是指参数激励频率接近非线性系统固有频率2倍时引发的一种共振，为研究系统主参数共振，引入调谐参数 σ ，主参数共振关系可设为：

$$3\omega = 2\omega_2 + \varepsilon\sigma \quad (6)$$

采用多尺度法^[14]，设主参数共振情况下的一次近似解为：

$$\gamma_2(\tau, \varepsilon) = \gamma_{21}(T_0, T_1) + \varepsilon \gamma_{22}(T_0, T_1) \quad (7)$$

将式(5)中各参数激励项、阻尼项和非线性项前分别冠以小参数 ε ，忽略强迫项的影响，得：

$$\ddot{\gamma}_2 + \omega_2^2 \gamma_2 = -\varepsilon k_3 \gamma_2^3 / I_2 - \varepsilon c_e \dot{\gamma}_2 / I_2 + [M_{x_0} - 3\varepsilon \gamma_2 M_{x_1}^c \sin 3\omega\tau + 3\varepsilon \gamma_2 M_{x_1}^s \cos 3\omega\tau] / I_2 \quad (8)$$

将式(7)代入式(8)，并考虑式(6)，得关于主参数共振模态振幅 a 与相位 ψ 的一次近似解为：

$$\begin{cases} \frac{da}{dT_1} = -\frac{a}{2} c_e / I_2 + a M_{x_1}^c \cos \psi / (I_2 \omega_2) + a M_{x_1}^s \sin \psi / (I_2 \omega_2) \\ a \frac{d\psi}{dT_1} = a\sigma - 2a M_{x_1}^c \sin \psi / (I_2 \omega_2) + 2a M_{x_1}^s \cos \psi / (I_2 \omega_2) - \\ 2k_3 \left(\frac{3}{8} a^3 + \frac{3aM_{x_0}^2}{2I_2^2 \omega_2^4} \right) / (I_2 \omega_2) \end{cases} \quad (9)$$

令 $\frac{da}{dT_1} = 0, \frac{d\psi}{dT_1} = 0$ ，得到主参数共振定常解

的幅频响应方程，即：

$$\left(\frac{ac_e \omega_2}{I_2} \right)^2 + \left(a\sigma - \frac{3}{4} a^3 k_3 - \frac{3aM_{x_0}^2 k_3}{I_2^2 \omega_2^4} \right)^2 = (2aM_{x_1}^c)^2 + (2aM_{x_1}^s)^2 \quad (10)$$

下面对 $\bar{n}=1$ 的情况进行分析。如无特殊声明，参数取值为： $k_1=11656\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ， $k_3=-215685\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}^3$ ， $C_e=20.3\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ ， $I_2=0.85\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ， $\mu'=0.65\times 10^5\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ， $M_{x_0}=500\text{N}\cdot\text{m}$ ， $M_{x_1}^s=2536\text{N}\cdot\text{m}$ ， $M_{x_1}^c=2536\text{N}\cdot\text{m}$ 。

由 $3\omega \approx 2\omega_2$ ， $\omega_2 = \sqrt{\frac{k_1 + \mu'}{I_2}}$ 得 $\omega = 304.8\text{rad}/\text{s}$ ，从

而得 $N = 291\text{r}/\text{min}$ ，所以在合理转速范围内存在主参数共振的可能性。

图2为 $k_3=-215685\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}^3$ 和 $k_3=-150000\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}^3$ 系统主参数共振幅频响应曲线，由不相交的两条曲线组成。若定义两条曲线和横轴交点的距离为共振区宽度，主参数共振区宽度较大。系统振幅随三阶刚度 k_3 数值的增加均有减

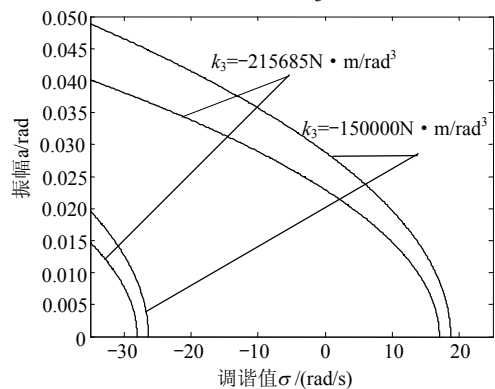


图2 幅频响应

Fig.2 The amplitude frequency response curve

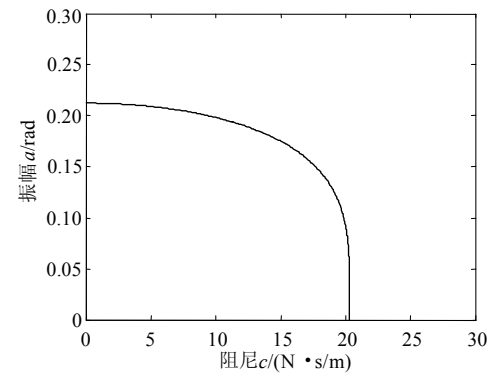


图3 振幅阻尼响应

Fig.3 The amplitude damping response curve

小。说明增加三次刚度 k_3 数值可以抑制主参数共振的振幅。图 3 为振幅阻尼响应曲线，可知随着阻尼的增加系统振幅减小且阻尼过大时(如 $c_e = 25N \cdot m \cdot s / rad$)系统主参数共振不存在。说明调节阻尼系数可以避免主参数共振的发生。按式(10)还可以分析系统其他参数对幅频响应曲线的影响规律。

3 Simulink 仿真分析

Simulink 工具是一个用来对动态系统进行建模、仿真和分析的软件包，它支持线性和非线性系统，连续和离散时间模型，或者是两者的混合。基于式(9)建立系统仿真框图，如图 4 所示。

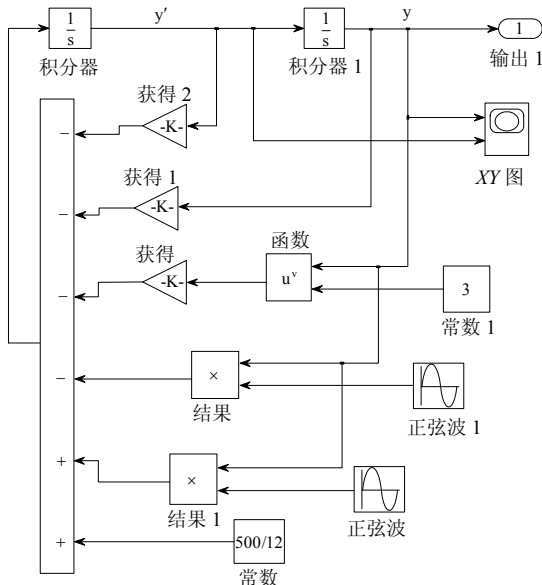


图 4 Simulink 模型
Fig.4 Simulink model

图 5 和图 6 分别为模拟时间为 1s 的主参数共振角位移相图和时间响应曲线。相图 5 模拟是一个动态过程，随着时间的增加相轨迹收敛。由图 6 可知，随着时间的增加角位移减小，最后趋于稳定。

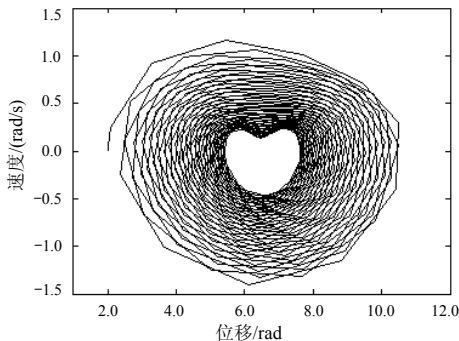


图 5 相图
Fig.5 Phase curve

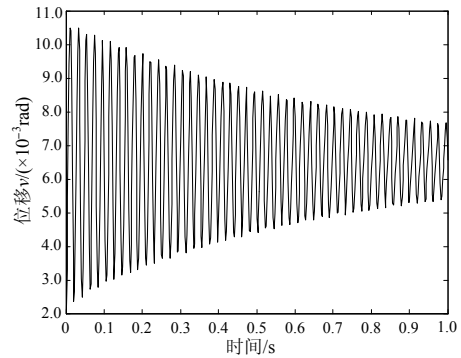


图 6 时间响应
Fig.6 Time history curve

4 结论

考虑轴的非线性、膨胀气体冲击力矩、螺旋桨水冲击动力影响等因素的影响，建立了柴油发动机轴系多自由度非线性扭转振动集中参数力学模型。应用拉格朗日方程，得到柴油机轴系受气体冲击力与水冲击动力作用的非线性扭转振动微分方程。它不但可以用来分析膨胀气体冲击力引起的非线性振动问题，还可以用来分析螺旋桨水冲击动力引起的非线性振动问题。给出某型号柴油机轴系发生主参数共振的参数条件。螺旋桨水冲击动力引起扭转振动的转矩激励中含有的相位角是螺旋桨部分的扭振角，在微幅振动条件下进行近似变换处理。应用非线性振动的多尺度法，求得在飞轮匀速运转条件下柴油机轴系受水冲击动力引起的主参数共振一次近似解，并进行数值计算。主参数共振幅频响应曲线由不相交的两条曲线组成。主参数共振区宽度较大。分析了螺旋桨水冲击动力对主参数共振曲线的影响。系统振幅随三阶刚度 k_3 数值的增加均有减小。说明增加三次刚度 k_3 数值可以抑制主参数共振的振幅。调节阻尼系数可以避免主参数共振的发生。基于 Simulink 建立了系统仿真模型并进行仿真分析，随着时间的增加系统位移(即扭振角)逐渐减小最后趋于稳定，规律与相图一致。

参考文献:

[1] 许文秀, 李宗焜. 船舶柴油机轴系扭转振动[M]. 北京: 人民交通出版社, 1982: 245—270.
Xu Yunxiu, Li Zongkun. Diesel engine shafting torsional vibration of ship [M]. Beijing: People Traffic Press, 1982: 245—270. (in Chinese)

[2] 余育聪. 船用柴油机发电机组轴系扭振分析若干问题[J]. 江苏船舶, 2007, 24(1): 20—22.
Yu Yucong. On problems analysis for diesel engine shafting torsional vibration [J]. Jiangsu Ship, 2007, 24(1):

- 20—22. (in Chinese)
- [3] 吴明赞, 陈森法. 柴油机曲轴运转的非线性振动与混沌[J]. 船舶工程, 2002, 21(1): 10—12.
Wu Mingzan, Chen Senfa. On the nonlinear vibration and chaos of diesel engine crankshaft in running [J]. Ship Engineering, 2002, 21(1): 10—12. (in Chinese)
- [4] 周瑞平, 游家慰, 李增光. 船舶推进轴系非线性冲击响应仿真[J]. 江苏船舶, 2005, 25(4): 33—35.
Zhou Ruiping, You Jiawei, Li Zengguang. Simulation of nonlinear impulsion response for propulsive shafting of ship [J]. Jiangsu Ship, 2005, 25(4): 33—35. (in Chinese)
- [5] 林瑞霖, 吴家明, 黄次浩, 等. 柴油机轴系非线性扭转振动响应分析[J]. 内燃机工程, 2003, 15(6): 59—60.
Lin Ruilin, Wu Jiaming, Huang Cihao, et al. Analysis for response of nonlinear torsional vibration of diesel shafting [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2003, 15(6): 59—60. (in Chinese)
- [6] 韩同群. 基于 BRICKS 的车用柴油机曲轴扭振与减振分析[J]. 柴油机设计与制造, 2006, 14(2): 14—15.
Han Tongqun. Analysis of torsional vibration of crankshaft system of a vehicle diesel engine based on BRICKS [J]. Design & Manufacture of Diesel Engine, 2006, 14(2): 14—15. (in Chinese)
- [7] 代东亮. 舰船推进轴系动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
Dai Dongliang. The research on the dynamic response of the propulsion shafting in naval ship [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)
- [8] Pasricha M S, Carnegie W D. Torsional vibrations in reciprocating engines [J]. Journal of Ship Research, 1976, 20(1): 32—39.
- [9] Pasricha M S. Second resonance in reciprocating engine of an examination of torsional vibration of a two-degree-of-freedom system having variable inertia [C]. Southampton UK: The Institute of Sound and Vibration, 1994: 2018—2025.
- [10] Pasricha M S. Effect of damping on parametrically excited torsional vibrations of reciprocating engines including gas forces [J]. Journal of Ship Research, 2006(2): 147—150.
- [11] Pasricha M S. Effect of gas forces on parametrically excited torsional vibrations of reciprocating engines [J]. Journal of Ship Research, 2001(4): 262—264.
- [12] 杨志安, 程欣桐. 船用柴油机膨胀气体冲击力作用轴系的主参数共振[J]. 工程力学, 2010, 27(7): 221—225.
Yang Zhian, Cheng Xintong. Primary parametric resonances of diesel shafting subjected to impact force of expansion of vapour [J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(7): 221—225. (in Chinese)
- [13] 陈勤, 何琳, 吕志强. 钢丝绳弹性联轴器的性能试验及数学模型[J]. 海军工程大学学报, 2001, 13(3): 72—74.
Chen Qin, He Lin, Lü Zhiqiang. The characteristics testing of wire rope coupling and its mathematical model [J]. Journal of Naval University of Engineering, 2001, 13(3): 72—74. (in Chinese)
- [14] Nayfeh A H, Mook D T. Nonlinear oscillations [M]. New York: Wiley-Interscience, 1979: 788—810.

(上接第 332 页)

- [2] Chanson H. Predicting the filling of ventilated cavities behind spillway aerators [J]. J Hydraul Res, 1995, 33(3): 361—372.
- [3] 杨永森, 陈长植, 于琪洋. 掺气槽上射流挟气量的数学模型[J]. 水利学报, 1996, 27(3): 13—21.
Yang Yongsen, Chen Changzhi, Yu Qiyang. Quantity of entrained air mathematical model of jet passing through flip bucket [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1996, 27(3): 13—21. (in Chinese)
- [4] 夏毓常, 韦有忠. 通气减蚀设施及通气量估算方法[J]. 人民黄河, 1986, 17(4): 49—52.
Xia Yuchang, Wei Youzhong. Aeration structure and estimation methods of ventilation volume [J]. Yellow River, 1986, 17(4): 49—52. (in Chinese)
- [5] 徐一民, 王伟. 掺气坎(槽)射流空腔长度的计算[J]. 水利水电技术, 2004, 35(10): 7—9.
Xu Yimin, Wang Wei. Cavity length calculation of jet passing through flip bucket [J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2004, 35(10): 7—9. (in Chinese)
- [6] Rutschmann P, Hager W H. Design and performance of spillway chute aerators [J]. Int Water Pow Dam Constr, 1990, 42(1): 36—42.
- [7] 杨永森. 跌坎型掺气槽过流的掺气特性[J]. 水利学报, 1994, 25(2): 65—70.
Yang Yongsen. Air entrainment characteristics of flow over step type aerator [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1994, 25(2): 65—70. (in Chinese)
- [8] Pinto N L de S, Neidert S H, Ota J J. Aeration at high velocity flows-part one [J]. International Water Power Dam Construction, 1982, 34(2): 34—38.
- [9] 李志高, 陈刚. 两流体模型中气泡粒径对掺气浓度预测结果的影响[J]. 西北水力发电, 2004, 20(1): 4—6.
Li Zhigao, Chen Gang. The effect of bubble diameter on entrainment concentration forecast result in two-fluid model [J]. Journal of Northwest Hydroelectricpower, 2004, 20(1): 4—6. (in Chinese)
- [10] Zarrati R. Mathematical modeling of air-water mixtures in open channels [J]. J Hydraulic Research, 1994, 32(5): 23—27.