

文章编号：0258-0926(2018)03-0134-04; doi:10.13832/j.jnpe.2018.03.0134

核电厂主泵倒流工况转子动态特性分析与研究

陈兴江, 丛国辉

中广核工程有限公司, 广东深圳, 518172

摘要：为防止核电厂主泵在反应堆冷却剂倒流产生的冲击载荷作用下发生反转，在电机上设置了由恢复弹簧和液压缓冲器组成的棘爪式防倒转装置。根据防倒转装置的结构特点及其工作原理，建立了防倒转装置的理论模型和主泵转子的运动学方程，分析了主泵倒流工况转子运动的动态特性，得到了转子的速度-位移运动轨迹。结果表明，由于反应堆冷却剂倒流产生的冲击载荷小于防倒转装置的设计载荷，主泵转子在倒流工况下经历包含6个运动状态的往复运动后，转速逐渐降低直至停止，实现了防止主泵反转的功能。

关键词：主泵；防倒转装置；倒流；转子；动态特性

中图分类号：TH137；TK730 **文献标志码：**A

Analysis and Research on Rotor Dynamic Characteristics of Nuclear Power Plant Reactor Coolant Pump under Reverse Flow Condition

Chen Xingjiang, Cong Guohui

China Nuclear Power Engineering Company Ltd., Shenzhen, Guangdong, 518172, China

Abstract: In order to prevent the RCP pump reverse rotation under the impact load of the reverse flow, the pawl type anti-reverse device consisted of return springs and hydraulic shock absorbers is mounted on the motor. According to the structure and working principle of anti-reverse device, the theoretical model of the anti-reverse device and the kinematic equation of the rotor under reverse flow condition are established. The dynamic characteristics of RCP pump rotor under reverse flow condition are analyzed, and the movement trajectory of the rotor is obtained. The results show that because the impact load under reverse flow condition is less than the design load of the anti-reverse device, the RCP pump rotor is subjected to reciprocating motion with six motion states, and the rotational speed of the RCP pump rotor is gradually reduced until it stops. The anti-reverse function is obtained by the anti-reverse device.

Key words: Reactor coolant pump, Anti-reverse device, Backflow, Rotor, Dynamic characteristic

0 引言

压水堆核电厂反应堆冷却剂系统（RCP）由反应堆和多条并联的闭合环路组成，闭合环路以反应堆压力容器为中心作辐射状布置。每条环路上都有1台反应堆冷却剂泵（简称主泵），用于驱动反应堆冷却剂在RCP内循环流动，连续不断地把堆芯中产生的热量传递给蒸汽发生器二次侧给

水。当某环路的主泵停运，而其余环路的主泵正常运行时，停运主泵的环路将会发生反应堆冷却剂反向流动。反应堆冷却剂倒流将会产生一个冲击载荷施加在主泵叶轮上，并推动主泵转子反转，尽管不会造成机械损伤，但如果需要再次启动该主泵时，电机会产生过大的电流，可能导致电机过热甚至损坏。因此，为了防止主泵发生反转，

收稿日期：2017-04-21；修回日期：2017-12-30

基金项目：国家科技支撑计划项目（2015BAA08B01）

作者简介：陈兴江（1981—），男，高级工程师，现主要从事核电泵设计与研究工作

在压水堆核电厂的主泵中通常设置有棘爪式防倒转装置^[1-2]。当电机逆时针方向（从电机顶端看）旋转时，防倒转装置不起阻挡作用，主泵可以正常运行，当反向流动的反应堆冷却剂流经主泵产生一个推力使转子反向旋转时，防倒转装置将会给主泵转子施加一个相反方向的作用力，迫使转子的转速降低直至停止。

防倒转装置的性能直接影响主泵转子在倒流工况下的运动特性，本文通过分析主泵防倒转装置的结构及其工作原理，建立防倒转装置的理论模型及其主泵转子倒流工况的运动学方程，分析主泵转子在倒流工况下的动态特性。

1 防倒转装置

1.1 总体结构

压水堆核电厂轴封型主泵由电机和泵本体组成，电机位于泵本体的上方，两者通过刚性联轴器连接成三轴承结构轴系。棘爪式防倒转装置^[1]位于电机上方、飞轮的下方，由1个棘齿盘、5个棘爪、4个液压缓冲器和3根复位弹簧等部件组成。5个棘爪均匀分布在飞轮底部外缘，通过销轴与飞轮连接，棘爪可随飞轮一起转动并与飞轮作相对运动。棘齿盘安装在电机机架上，可以在圆周方向上旋转一定的角度，棘齿盘上共有72个棘齿，棘齿与棘爪可以相互啮合。4个液压缓冲器和3根复位弹簧分别均匀分布在棘齿盘下方。

主泵机组处于停止状态（转速为零）时，棘爪与棘齿盘上的棘齿啮合。当主泵电机正常启动（从电机顶端看，逆时针方向旋转）时，复位弹簧使棘齿盘恢复到初始位置，棘爪在棘齿盘上拖过，当电动机转速达到150 r/min后，棘爪在离心力作用下将会飞起并脱离棘齿盘，保持在升高的位置。此时，防倒转装置对主泵机组的正常运行不产生任何作用。当主泵断电后，随着转速的降低，棘爪重新回到与棘齿盘上棘齿啮合的状态。当主泵转子受到反转力矩作用时，电机顺时针方向旋转，主泵转子带动棘爪推动棘齿盘，棘齿盘开始时稍有转动，随后在复位弹簧和液压缓冲器的作用下停止旋转，实现主泵的反向止逆。

1.2 液压缓冲器

液压缓冲器是主泵防倒转装置的关键部件，采用多孔式液压缓冲器结构。液压缓冲器的内油缸壁上设置有一系列螺旋分布的阻尼孔，在内缸

壁的头部分设置有较大的回油孔。当活塞向里运动时，随着缓冲行程的增加，经过的阻尼孔数量越来越多，有效起阻尼作用的阻尼孔的通流面积不断减小，可以实现渐变节流的效果^[3]。液压缓冲器的活塞上设置有止回阀，使其具有快速复位的功能，即当外部载荷消失时，缓冲器在内部复位弹簧的作用下可以使活塞在较短的时间内向外运动，恢复至缓冲器的初始状态。

液压缓冲器油缸为薄壁孔结构，根据阻尼孔的流量方程可以求得缓冲器的作用力^[3-8]。

阻尼孔的流量方程为：

$$Q = C_d A \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (1)$$

液压缓冲器的阻尼力为：

$$F = \alpha_i v^2 \quad (2)$$

$$\alpha_i = \frac{S}{N^2} \cdot \frac{\rho}{2C_d^2} \left(\frac{d}{d_0} \right)^4$$

式中， Q 为阻尼孔流量， m^3/s ； C_d 为流量系数，一般为0.6~0.8； A 为阻尼孔截面积， m^2 ； Δp 为阻尼孔两侧压差，Pa； ρ 为液压油密度， kg/m^3 ； F 为液压缓冲器的阻尼力，N； α_i 为液压缓冲器 N 个阻尼孔对应的阻尼力系数； v 为活塞速度， m/s ； S 为活塞截面积， m^2 ； N 为阻尼孔数量； d 为活塞直径， m ； d_0 为阻尼孔直径， m 。

2 转子运动学分析模型

2.1 理论分析模型

当反应堆冷却剂从主泵内反向流动时，将会对叶轮产生一个水力力矩并驱动主泵转子旋转，转子旋转过程中同时还受到摩擦力、复位弹簧作用力和液压缓冲器的作用力。

转子运动过程中，遵守动量守恒方程：

$$I \left(\frac{d\omega}{dt} \right) = T_h - T_f - F'_{s1} R_1 - (F'_d + F'_{s2}) R_2 \quad (3)$$

式中， I 为转子转动惯量， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ； ω 为转子角速度， rad/s ； t 为运动时间， s ； T_h 为水力力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ； T_f 为转子与定子之间的摩擦力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ； F'_{s1} 为复位弹簧作用力，N； F'_d 为缓冲器阻尼作用力，N； F'_{s2} 为缓冲器内部弹簧作用力，N； R_1 为复位弹簧所在圆周的半径， m ； R_2 为液压缓冲器所在圆周的半径， m 。

主泵转子在反转力矩作用下旋转的角度较小，可以将转子的旋转运动近似为直线运动。结

合主泵防倒转装置的结构,以液压缓冲器的活塞杆的中心线作为直线运动的研究对象,将所有力矩均转化为液压缓冲器所在圆周半径 r 上的等效作用力。棘爪和棘齿之间、棘齿盘和缓冲器之间均有间隙,其等效力学分析模型见图1。

$$m' \left(\frac{dv}{dt} \right) = F_h - F_f - F_{s1} - F_d - F_{s2} \quad (4)$$

式中, m' 为半径 r 处的等效集中质量,kg; v 为半径 r 处的转子线速度,m/s; F_h 为等效水力推力,N; F_f 为等效摩擦力,N; F_{s1} 为等效复位弹簧作用力,N; F_{s2} 为等效液压缓冲器内部弹簧作用力,N; F_d 为等效液压缓冲器阻尼力,N。

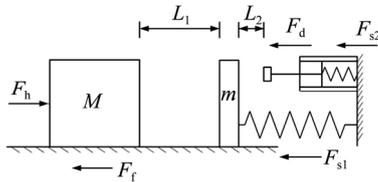


图1 等效力学分析模型

Fig. 1 Equivalent Mechanics Analysis Model

M —等效转子质量; m —棘齿盘质量; L_1 —棘爪和棘齿之间的间隙; L_2 —棘齿盘和缓冲器之间的间隙

2.2 运动学方程

根据等效力学分析模型可知,转子运动过程中有自由加速、复位弹簧压缩、液压缓冲器压缩、液压缓冲器复位、复位弹簧复位和自由减速6个运动过程,具体运动过程需要根据其实际情况确定。

2.2.1 自由加速过程 自由加速过程转子仅受到水力力矩和摩擦阻力矩的作用,该运动直到转子的棘爪与棘齿之间的最大间隙消失,其运动区域为图1中的 L_1 。

$$v^2 = v_{10}^2 + 2a(x - x_{10}) \quad (5)$$

$$a = (F_h - F_f) / M$$

式中, a 为转子加速度, m/s^2 ; x 为转子位移,m; v_{10} 为转子自由加速过程的初始速度,m/s; x_{10} 为转子自由加速过程的初始位置,m。

2.2.2 复位弹簧压缩过程 复位弹簧压缩过程中,转子除了受到水力力矩和摩擦阻力矩的作用,还受到复位弹簧的作用力,转子和棘齿盘一起运动直到棘齿盘与液压缓冲器之间的间隙消失,其运动区域为图1中的 L_2 。复位弹簧压缩过程转子速度与位移之间的关系式如下,其运动轨迹为椭圆。

$$(v/\lambda)^2 + (x - F_1/k_1)^2 = A^2 \quad (6)$$

$$\lambda = \sqrt{k_1/(M+m)}$$

$$F_1 = F_h - F_f - k_1(L_s - L_1)$$

$$A = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}$$

$$\alpha = v_{20} \sqrt{(M+m)/k_1}$$

$$\beta = x_{20} - F_1/k_1$$

式中, k_1 为复位弹簧刚度,N/m; L_s 为复位弹簧预压缩量,m; v_{20} 为转子复位弹簧压缩过程的初始速度,m/s; x_{20} 为转子复位弹簧压缩过程的初始位置,m。

2.2.3 液压缓冲器压缩过程 液压缓冲器压缩过程中,液压缓冲器及其内部弹簧与复位弹簧一起,给主泵转子及棘齿盘施加作用力,使其进一步减速,直到转速降为零,其运动学方程如下。

$$v^2 = e^{\frac{2\alpha_1(x-x_1)}{m+M}} \left\{ v_1^2 + \frac{F_2 - kx_1}{\alpha_1} \left[e^{\frac{2\alpha_1(x-x_1)}{m+M}} - 1 \right] - \frac{k(m+M)}{2\alpha_1^2} \left[\left[\frac{2\alpha_1}{m+M} (x-x_1) - 1 \right] e^{\frac{2\alpha_1(x-x_1)}{m+M}} + 1 \right] \right\} \quad (7)$$

$$F_2 = F_h - F_f - k_1(L_s - L_1) - k_2(L_a - L_1 - L_2)$$

$$k = k_1 + k_2$$

式中, x_1 为 N 个阻尼孔所在的位置初始,m; v_1 为对应 x_1 位置时的初始速度,m/s; L_a 为液压缓冲器内部弹簧预压缩量,m。

2.2.4 液压缓冲器复位过程 转子和棘齿盘转速降低为零后,向相反方向运动时,进入液压缓冲器复位过程,其运动方程与复位弹簧压缩过程类似,所不同的是在方程中需要增加液压缓冲器内部弹簧的作用力,且此时的摩擦力为负,即摩擦力与运动方向相反。

2.2.5 复位弹簧复位过程 液压缓冲器与棘齿盘挡块脱离后,转子和棘齿盘继续向相反方向运动时,进入复位弹簧复位过程,其运动方程与复位弹簧压缩过程类似,所不同的是摩擦力矩的作用方向。

2.2.6 自由减速过程 复位弹簧恢复至初始位置时,若转子仍继续向反方向运动,转子进入自由减速过程,运动方程与自由加速过程类似,所不同的是其摩擦力和水力推力均为阻力。

3 计算分析

以国内某压水堆核电厂的主泵为研究对象,

在冷态条件下经过主泵的反向流动的反应堆冷却剂流量为 $6280 \text{ m}^3/\text{h}$ ，该流量产生的水力力矩为 $5250 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，摩擦力矩为 $500 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。根据防倒转装置的技术参数，以位移 x 为变化量，根据各运动过程的运动方程分阶段计算相应的速度 v ，可以得出相应的速度-位移 ($v-x$) 运动轨迹，见图2。

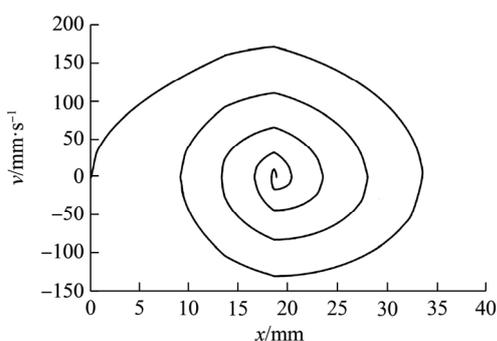


图2 倒流工况转子运动轨迹

Fig. 2 Rotor Movement Trace at Inverse Flow Condition

计算发现，在液压缓冲器作用下，液压缓冲器的活塞尚未达到第2个阻尼孔时其转子的转速已降为零，但其加速度却不为零，即复位弹簧和液压缓冲器的作用力之和大于水力力矩和摩擦力矩，转子开始反向运动。结合自由加速、复位弹簧压缩、液压缓冲器压缩、液压缓冲器复位、复位弹簧复位和自由减速的运动方程，通过转速及其受力状态的判断，可以得出转子从初始状态到转速为零且受力平衡时的运动轨迹，如图2所示。从图2中可以看出，转子在反向流动的反应堆冷却剂冲击载荷作用下，其转速逐渐上升，当与恢复弹簧接触后，其速度上升速率降低，直到与液压缓冲器接触后，其速度才开始逐渐下降。随后，转子开始反向运动，经过4次往复运动后，转子最终停止并处于稳定状态。

由于主泵防倒转装置中的液压缓冲器为标准件，其设计的承载能力较反向流动的反应堆冷却剂冲击载荷大，运动过程中将会出现反弹。当反转力矩增加时，防倒转装置可以实现转子的稳定降速，且不发生反向运动的现象，图3为反转力矩达到 $20000 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时的转子运动轨迹。

4 结束语

本文分析了压水堆核电厂轴封型主泵棘爪式

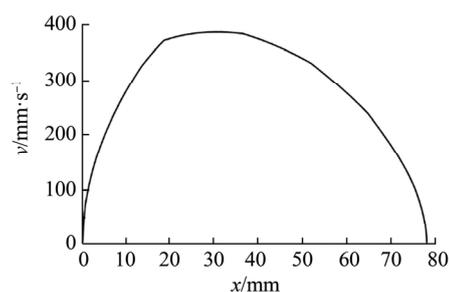


图3 大载荷工况转子运动轨迹

Fig. 3 Rotor Movement Trace at Large Loading Condition

防倒转装置的结构及特点，建立了主泵在倒流工况下转子运动的理论模型及各阶段的运动学方程，对主泵在倒流工况下的运动轨迹进行了分析。分析结果表明，由于防倒转装置的设计载荷大于倒流工况的冲击载荷，主泵转子在倒流工况下的运动轨迹为往复运动，经历了自由加速、复位弹簧压缩、液压缓冲器压缩，以及液压缓冲器复位、复位弹簧复位、自由减速6个运动状态。当增加施加在主泵转子上的反向冲击载荷时，防倒转装置可以实现转子的平稳降速，且不会出现反向运动的现象，有效防止主泵反转。本文的研究成果可为轴封型主泵防倒转装置的选型与设计提供参考和借鉴。

参考文献：

- [1] 广东核电培训中心编. 900 MWe 压水堆核电站系统与设备[M]. 北京：原子能出版社，2007.
- [2] 机械设计手册编委会 编著. 机械设计手册 第3卷 [M]. 北京：机械工业出版社，2004.
- [3] 田文健. 多孔式渐变节流液压缓冲器的设计原理和方法探讨[J]. 甘肃工业大学学报，1980, 2: 74-84.
- [4] CHoon-Tae Lee, Byung-Young Moon. Study of the Simulation Model of a Displacement-sensitive Shock Absorber of a Vehicle by Considering the Fluid Force [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2005, 219(8): 965-975.
- [5] 李艳利, 刘志奇. 多孔式液压缓冲器的设计与仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2014, 5: 22-25.
- [6] 苗明, 孙爽, 苗文博. 多孔式液压缓冲器仿真与优化设计[J]. 起重运输机械, 2007, 10: 13-16.
- [7] 蔡文军, 王平, 祝远征, 等. 一种液压阻尼器的结构及阻尼性能分析[J]. 机床与液压, 2006, 6: 149-153.
- [8] 谭宗柴, 汪云峰, 陈永清. 阻尼孔连续型液压缓冲器研究及设计[J]. 起重运输机械, 2008, 2: 27-29.

(责任编辑：刘 君)