

CPR1000核电厂电动主给水泵中联管振动研究

袁 亮, 孔祥永, 徐樟楠, 陈 森, 白金川

苏州热工研究院有限公司, 广东 深圳
Email: P196463@cgnpc.com.cn

收稿日期: 2020年10月7日; 录用日期: 2020年10月21日; 发布日期: 2020年10月28日

摘 要

针对CPR1000核电厂电动主给水泵系统中联管振动高导致管道支架断裂问题, 研究一系列极端运行工况下中联管的压力波瞬态变化, 并通过时程分析方法计算中联管相应位置的振动频率和振动位移。根据通用一维管网水力软件和一维管网结构应力软件进行数值计算结果, 提出优化中联管支架的方法, 缓解中联管的振动效应, 降低管道瞬态应力, 避免管道或管道支架再次出现断裂现象。

关键词

主给水泵, 时程分析, 振动

Study on Vibration of Coupling Pipe in Electric Main Feed Water Pump of CPR1000 Nuclear Power Plant

Liang Yuan, Xiangyong Kong, Zhangnan Xu, Sen Chen, Jinchuan Bai

Suzhou Nuclear Power Research Institute, Shenzhen Guangdong
Email: P196463@cgnpc.com.cn

Received: Oct. 7th, 2020; accepted: Oct. 21st, 2020; published: Oct. 28th, 2020

Abstract

In order to solve the problem of pipe support fracture caused by high vibration in the main electric feed water pump system of CPR1000 Nuclear Power Plant, the transient changes of pressure wave in the intermediate pipe under a series of extreme operating conditions were studied, and the vibration frequency and vibration displacement of the corresponding position of the intermediate pipe were calculated by time history analysis method. According to the numerical calculation

results of the general one-dimensional pipe network hydraulic software and one-dimensional pipe network structure stress software, the method of optimizing the intermediate pipe support is proposed, which can alleviate the vibration effect of the intermediate pipe and reduce the transient stress, to avoid the fracture phenomenon of the pipe or pipe support.

Keywords

Electric Feed Pump, Time History Analysis, Vibration

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

电动主给水泵系统, 由三台 50%额定流量的电动主给水泵组成, 正常工况下两台主给水泵运行, 一台给水泵备用。每台电动主给水泵组由前置泵、电动机、液力联轴器及压力级泵等串联布置组成。电动主给水泵组将除氧器的水抽出并升压送到蒸汽发生器。同时压力级泵能响应变速要求, 以保证在反应堆整个热负荷范围内向蒸汽发生器提供不同的给水流量。该电动主给水泵组在运行期间需进行切列运行, 泵的启停导致管道承受严重的水力冲击。该研究针对不同运行工况下泵组中联管所受到的水力载荷及动力载荷计算管道受力及位移情况, 判断管道及支架强度是否满足规范要求, 同时需考虑支架位置优化和布局, 减小管道应力、降低支架断裂风险。

目前国内通过 FLOWMASTER 计算软件计算水泵在变工况运行时水流冲击力的压强变化已经十分成熟, 通过 FLOWMASTER 一维流体软件计算峰值压力, 以此确认管道强度是否满足要求[1] [2] [3], 同时通过改变支架形式及安装方式降低管道应力及支架断裂风险。

本文通过 FLOWMASTER 计算管道受水流冲击力强度和频率的数值解, 将该数值解作为 CASERII 软件的边界条件, 对管线的一次应力和二次应力进行计算分析, 并根据 ASME B31.1-2012 规范中的相关内容对结果进行评估, 分析应力是否满足要求。这种时程分析法可以快捷高效的计算水流冲击力, 同时保证计算结果的准确性。

2. 水锤力计算模型

2.1. 压力峰值估算模型

水锤实际上是由于水流速度变化而产生的惯性力。当突然启停泵时, 由于启停时间短、流量变化快, 因而水击压力往往较大, 而且压力波的瞬态变化过程剧烈。由于管壁具有弹性和水体的压缩性, 水击压力将以弹性波的形式沿管道传播。水击波传播过程中, 在外部条件发生变化处(即边界处)均要发生波的反射。其反射特性(指反射波的数值及方向)决定于边界处的物理特性。

水锤计算基本公式:

a. 钢管中水锤波传播速度 α 值:

$$\alpha = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon D}{E \delta}}}$$

式中：1425——声波在水中的传播速度(m/s)；

ε ——水的弹性模量， $\varepsilon = 2.1 \times 10^4$ (kg/cm²)；

E ——管壁的弹性模量，E 钢 = 2.1×10^6 (kg/cm²)；

D ——压力管道的内径(mm)；

δ ——管壁厚度(mm)。

b. 水锤波在水管中传播来回一次所需时间：

$$t_r = \frac{2L}{\alpha}$$

式中： L ——压力钢管总长度(m)； α ——水锤波传播速度(m/s)。

为计算流动条件变化引起的瞬时最大压力增幅，引入瞬时水锤计算方程[4]：

$$\Delta P = -\rho\alpha\Delta V$$

ΔP 为压力震荡变化值 Pa， ρ 为介质密度 kg/m³， ΔV 为介质速度变化 m/s。该公式可用于水锤发生时计算最大压力震荡值。

2.2. 水锤力的数值解法

通常在求解管道中的水锤问题时，均是把流动看做一维非定常流动，它的基本方程可推导如下。

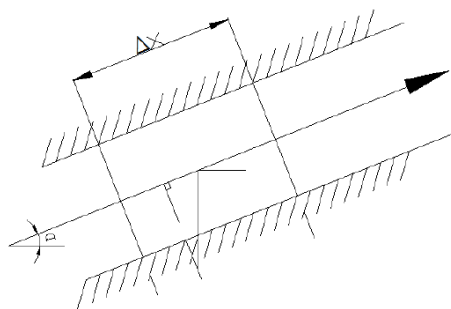


Figure 1. Schematic diagram of micro-element segment

图 1. 微元段示意图

运动方程：

为了推导流体在管道中作不定常流动的运动方程，在管道中取一长为 Δx 的流体微元，如图 1 所示，该微元的横截面积等于管道的横截面积 A ，根据牛顿第二定律应有

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F}{M} \quad (1)$$

作用在微元流体段上的力由三部分组成，即压差力，重力以及摩擦力或粘性阻力，忽略高阶小量之后，这三部分力在 x 方向的投影可依次表示为

$$-\frac{\partial p}{\partial x} \Delta x A \quad -\rho g A \Delta x \sin \alpha \quad -\int \frac{\Delta x}{D} \frac{1}{2} \rho V^2 A$$

上述压力差的表达式不仅适用于等截面的管道，对于锥形等变截面管道也是正确的，粘性阻力表达式是利用了管道沿程损失公式，式中的 f 就是沿程损失系数，通常和流动的雷诺数 Re 以及管道的相对粗糙度有关。

微元流体段的质量为

$$M = \rho A \Delta x$$

加速度在流体力学里常用欧拉法表示, 在 X 方向的加速度分量可表示成

$$\left(\frac{dV}{dt} \right) = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x}$$

式中, $\partial V / \partial t$ 称作当地加速度, $V(\partial V / \partial x)$ 称作迁移加速度。

把以上诸式带入(1)可得

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + g \sin \alpha + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{fV^2}{2D} = 0 \quad (2)$$

这就是管道中不定常流动的方程。

对于液体流动, 经常可用任意基准算起的水力坡度线高度 H 来代替压强 p , 它们之间的关系是

$$H = \frac{p}{\rho g} + Z \quad (3)$$

式中, Z 是管子中心线在 x 处的标高, 把 H 带入到 $\frac{\partial p}{\partial x}$ 中, 有

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial Z}{\partial x} \right) = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \sin \alpha \right)$$

因此运动方程还可写成

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} - g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (4)$$

式中, 用 $V|V|$ 代替了 V^2 , 这样可以保证粘性阻力的方向始终是同速度的方向相反。

连续方程:

对于所取微元段流体, 不管它如何运动, 根据质量守恒原理, 总有

$$\frac{d}{dt}(\rho A \Delta x) = 0 \quad (5)$$

展开此式并稍作整理后有

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{1}{\Delta x} \frac{d(\Delta x)}{dt} = 0 \quad (6)$$

以上就是考虑了管道响应的连续性-动量方程[5] [6], FLOWMASTER 等软件, 都是通过设置边界条件和几何条件, 利用内置求解器求解微分方程来分析管道的水锤问题。

3. 建模过程

3.1. 一维流体建模过程

选取电动给水泵上下游的稳定压力源边界, 对泵及管道系统进行建模。模型以 ADG 除氧器为上游压力边界, 主给水高压进口联箱为下游压力边界, 三列电动给水泵组从除氧器取水, 增压后通过管网将除氧水送至高压加热器[7]。建模节点如图 2 所示:

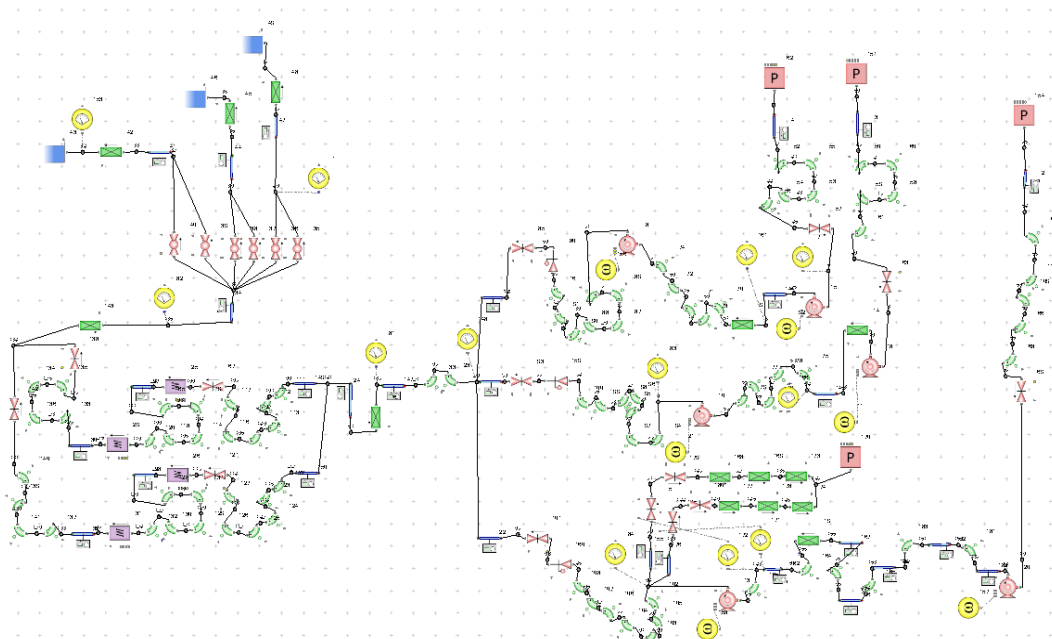


Figure 2. Hydraulic model scope

图 2. 建模范围

边界条件设定为除氧器压力: 8.07 bar.g, 主给水高压进口联箱压力: 77.5 bar.g。选择基于压力的瞬态求解器, 不考虑传热模型, 忽略温度变化对流体物性参数的影响, 流体设为定温。根据时程分析方法, 建模后启动瞬态计算, 输出中联管不同工况下所有弯头处的压强, 并得出每个弯头处的受力曲线。

3.2. 管道应力建模过程

根据现场实际情况, 同时建立两个管道模型(图 3、图 4), 模拟支架 A15 未断裂和支架 A15 已断裂(即认为取消 A15 支架约束)两种情形(下文简称为模型一和模型二)。

根据水力载荷计算的切列、停机、启机三种工况(下文简称工况一、工况二、工况三), 将输出的时程响应谱导入进 CAESARII 软件中, 根据水锤特性选取受影响的弯头、孔板、三通处节点进行加载, 对管线进行频谱分析。同时对管线的一次应力和二次应力进行分析计算, 并根据 ASME B31.1-2012 规范中的相关内容进行评估结果。

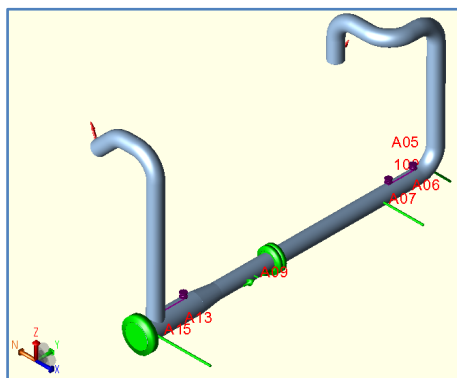


Figure 3. Model 1 schematic

图 3. 模型一示意图

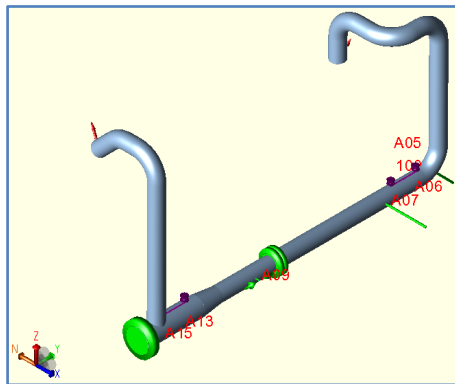


Figure 4. Model 2 schematic

图 4. 模型二示意图

模型先进行静力分析，然后通过 DYNAM 模块进行动态分析，动态分析中选取响应谱分析对水锤响应进行模拟。本报告选取保守的结论，同时也根据水锤简化计算公式进行等效静力计算对比结论。管道模态只取前 12 阶进行展示。

4. 水力建模结果

4.1. 工况零

稳态工况：

三台泵组其中 1/2 号泵组处于运行状态，3 号泵组处于停泵状态，此时前置泵出口管线压力为 2.1 Mpa，压力级泵出口压力为 7.75 Mpa。在稳态下的管线压力值与电厂监测系统中同样位置压力测量值相同。因此可确保该流体计算模型计算准确性。

4.2. 工况一

切列工况：

初始状态下 1/3 号泵组处于运行状态，2 号泵组处于停运状态。在 0 s 时刻，3 号泵组停运，经 4 s 后完全停止。在第 5 s 时 2 号泵组启动，经过 6 s，2 号泵组运行达到额定工况。计算该运行过程之中的中联管水锤力，输出管道水锤力随时间变化关系，如图 5 和图 6 所示。

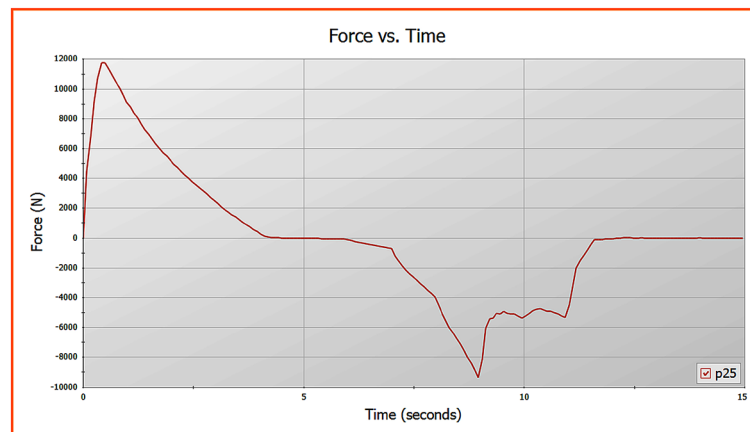


Figure 5. Water hammer force curve of No. 2 Pump

图 5. 二号泵中联管水锤力变化曲

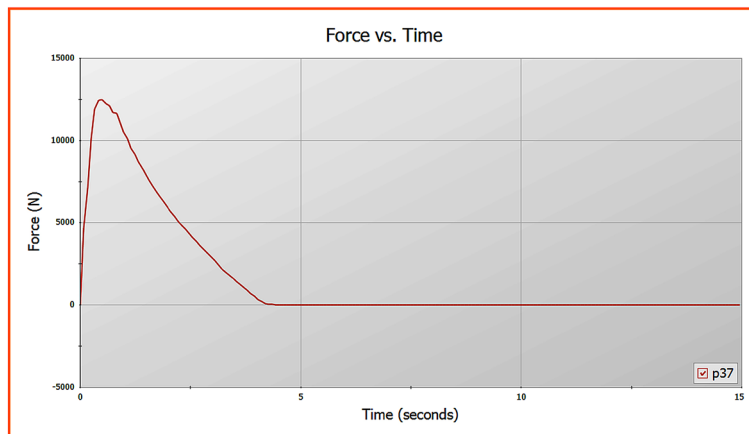


Figure 6. Water hammer force curve of No. 3 Pump
图 6. 三号泵中联管水锤力变化曲

4.3. 工况二

停机工况:

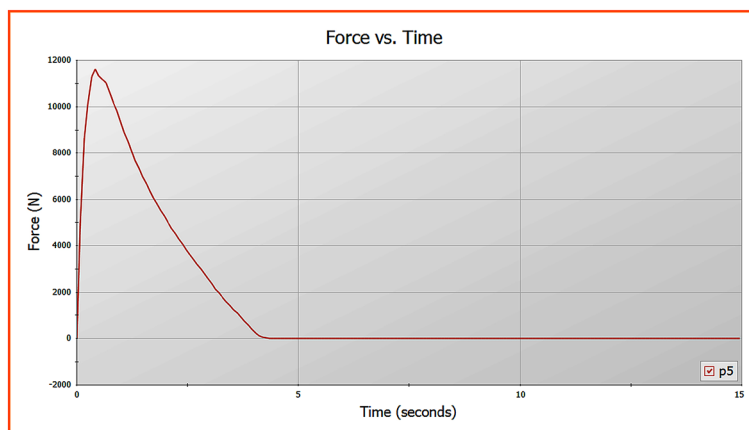


Figure 7. Water hammer force curve of No. 1 Pump
图 7. 一号泵中联管水锤力变化曲

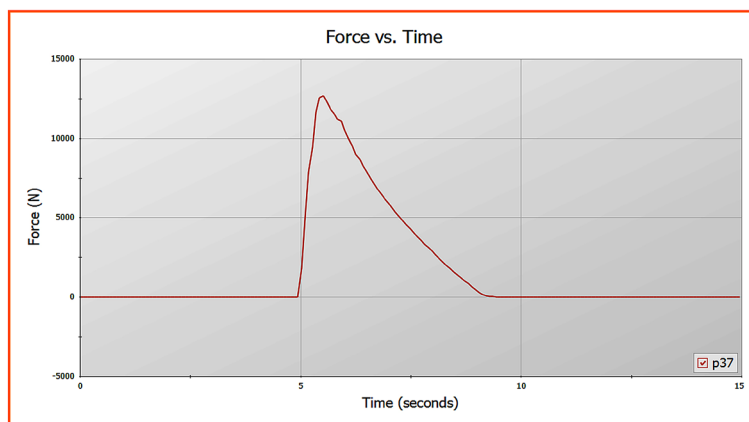


Figure 8. Water hammer force curve of No. 3 Pump
图 8. 三号泵中联管水锤力变化曲

初始状态下 1/3 号泵组处于运行状态，2 号泵组处于停运状态。在 0 s 时刻，1 号泵组停运，经 4 s 后完全停止。在 5 s 时刻，3 号泵组停运，经 4 s 后完全停止。2 号泵组始终处于停运状态。计算该停机过程之中的中联管水锤力，输出管道水锤力随时间变化关系，如图 7 和图 8 所示。

4.4. 工况三

启机工况：

由于软件计算迭代需要，泵的初始运行状态需从额定工况开始，因此初始状态下三台泵组处于停运状态可设置为 0 秒时刻三台泵组均为额定工况，1 s 时刻同时全部停止。在 4 s 时刻，1 号泵组启动，经 6 s 后达到额定工况。在 11 s 时刻，2 号泵组启动，经 6 s 后达到额定工况。计算该启机过程之中的中联管水锤力，输出管道水锤力随时间变化关系，如图 9 和图 10 所示。

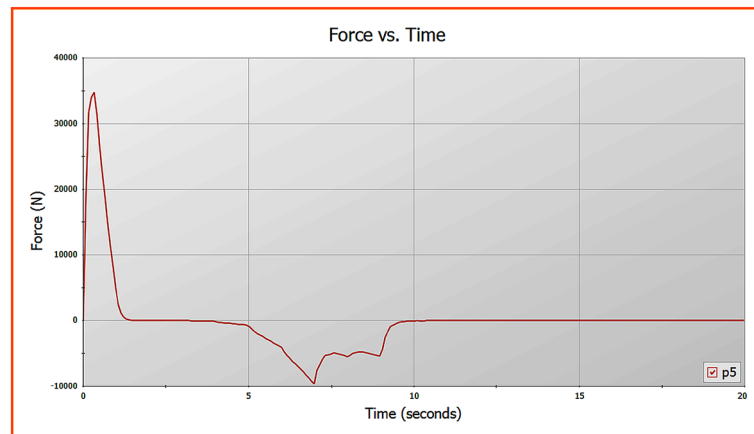


Figure 9. Water hammer force curve of No. 1 Pump
图 9. 一号泵中联管水锤力变化曲

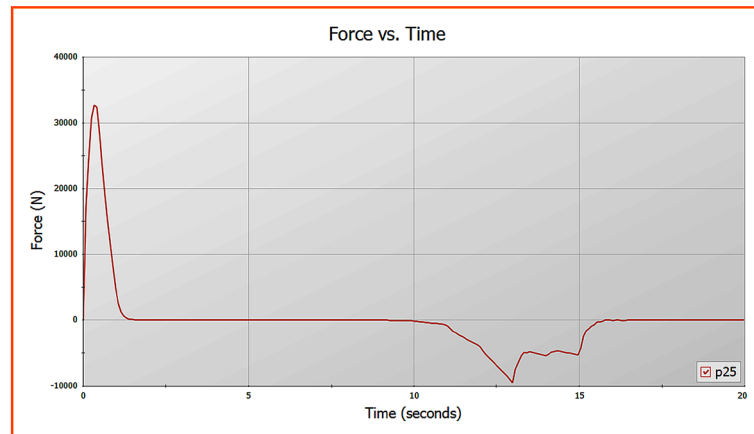


Figure 10. Water hammer force curve of No. 2 Pump
图 10. 二号泵中联管水锤力变化曲

5. 管道应力建模结果

模型先进行静力分析，然后通过 DYNAM 模块进行动态分析，动态分析中选取响应谱分析对水锤响应进行模拟。本报告选取保守的结论，同时也根据水锤简化计算公式进行等效静力计算对比结论。管道模态只取前 12 阶进行展示(表 1)。

Table 1. Pipe mode
表 1. 管道模态

阶数	模型 1		模型 2	
	周期	频率	周期	频率
1	0.366	2.731	0.683	1.465
2	0.277	3.610	0.342	2.923
3	0.147	6.783	0.270	3.698
4	0.125	8.019	0.147	6.804
5	0.110	9.075	0.121	8.246
6	0.082	12.261	0.105	9.568
7	0.075	13.414	0.078	12.756
8	0.046	21.928	0.073	13.715
9	0.041	24.587	0.045	22.334
10	0.035	28.939	0.039	25.590
11	0.030	32.925	0.035	28.942
12	0.029	34.695	0.030	32.929

5.1. 管道应力分析结果

管道一次应力、二次应力及动态应力均通过校核。管道一次应力、二次应力结果见表 2，管道动态分析三种工况应力最大工况(切列工况)结果见表 3。

Table 2. Primary and secondary stress analysis result

表 2. 一、二次应力分析结果

	最大应力节点	计算应力 KPa	许用应力 KPa	应力比	模型
一次应力	210	47,800.6	117,900.3	40.5%	一
	210	50,710.9	117,900.3	43.0%	二
二次应力	210	97,454.4	259,707	37.5%	一
	210	110,312.3	253,940.4	43.4%	二

Table 3. Cut out condition stress analysis result

表 3. 切列工况动态应力分析结果

泵组	最大应力节点	计算应力 KPa	许用应力 KPa	应力比	模型
2 号泵	210	7398.4	135,585	5.5%	一
	210	15,849.0	135,585	11.7%	二
3 号泵	210	8780.1	135,585	6.5%	一
	210	13,968.2	135,585	10.3%	二

5.2. 断裂支架(A15 支架)载荷

各工况支架 A15 节点载荷如表 4 所示。

Table 4. A15 node load under various working condition
表 4. 各工况支架 A15 节点载荷

工况		FX N	FY N	FZ N	MX Nm	MY Nm	MZ Nm	模型
静态		478	10	13	0	0	0	一
切列工况	2 号泵	2946	92	82	0	0	0	一
	3 号泵	1789	55	50	0	0	0	一
停机工况	1 号泵	164	51	46	0	0	0	一
	2 号泵	22	0	0	0	0	0	一
	3 号泵	1805	56	50	0	0	0	一
起机工况	1 号泵	3	0	0	0	0	0	一
	2 号泵	3	0	0	0	0	0	一
	3 号泵	2	0	0	0	0	0	一

5.3. 断裂支架(A15 支架)位移

各工况支架 A15 节点位移如表 5 所示。

Table 5. Displacement of A15 node in working condition
表 5. 各工况支架 A15 节点位移

工况		DX mm	DY mm	DZ mm	RX deg	RY deg	RZ deg	模型
冷态		-0.000	-0.501	-3.896	-0.0196	0.0098	0.0023	一
		-4.829	-10.306	-10.601	0.0170	0.0855	-0.0476	二
热态		0.255	-9.311	-9.289	0.0048	0.0435	-0.0138	一
		1.361	-9.311	-8.989	0.0502	0.0331	-0.0073	二
切列工况	2 号泵	0.0258	0.0054	0.9212	0.0049	0.0024	0.0049	一
		5.8100	0.0054	2.0559	0.0113	0.0550	0.0328	二
	3 号泵	0.0473	0.0061	1.6865	0.0058	0.0025	0.0027	一
		5.0221	0.0061	2.2026	0.0101	0.0474	0.0280	二
	1 号泵	0.0472	0.0055	1.5226	0.0052	0.0023	0.0025	一
		4.5174	0.0055	1.9843	0.0091	0.0426	0.0252	二
停机工况	2 号泵	0.0001	0.0000	0.0022	0.0000	0.0000	0.0000	一
		0.0528	0.0000	0.0173	0.0001	0.0005	0.0003	二
	3 号泵	0.0474	0.0063	1.6928	0.0058	0.0025	0.0027	一
		4.6321	0.0063	2.1217	0.0095	0.0437	0.0258	二
	1 号泵	0.0001	0.0000	0.0026	0.0000	0.0000	0.0000	一
		0.0091	0.0000	0.0037	0.0000	0.0001	0.0001	二
起机工况	2 号泵	0.0001	0.0000	0.0032	0.0000	0.0000	0.0000	一
		0.0077	0.0000	0.0038	0.0000	0.0001	0.0000	二
	3 号泵	0.0001	0.0000	0.0022	0.0000	0.0000	0.0000	一
		0.0072	0.0000	0.0031	0.0000	0.0001	0.0000	二

从上述结果可得,在切列工况 2 号泵组中联管 A15 支架动态载荷最大,其绝对值为 2946 N,叠加 X 方向静态载荷 478 N, A15 支架所受压力 2468 N 或拉力 3424 N,在其允许载荷范围之内(18,000 N)。A15 支架在动静态叠加后, X 方向最大位移为 $-0.05\sim 0.30$ mm, Y 方向最大位移为 $-9.32\sim 0.01$ mm, Z 方向最大位移为 $-10.98\sim 1.69$ mm。

综上所述,在管道自重、热胀及起停泵冲击力等作用下,管道应力满足要求, A15 支架载荷在允许载荷范围之内。取消 A15 支架管道强度仍满足标准要求,但是取消 A15 支架载荷重新分布,会导致部分支架和泵接口载荷、中联管上下游支架载荷进一步增大,不利于现场设备稳定运行。

6. 改进方案

将 A15 支架结构型式从图 11 改为图 12,取消管道侧的铰链结构,用固定支撑件代替。

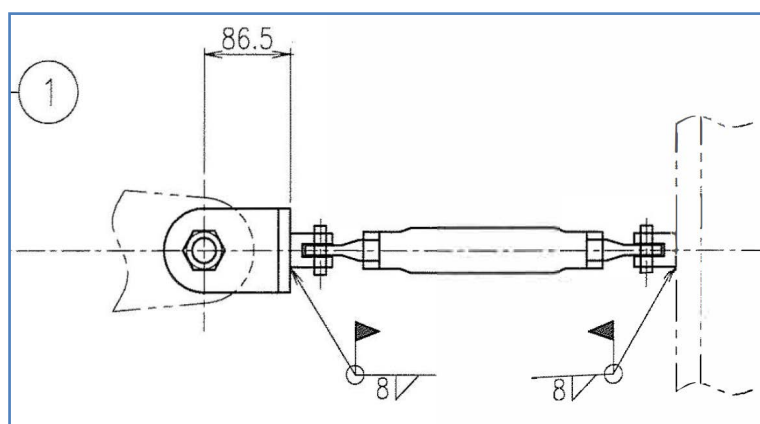


Figure 11. Support structure before transformation
图 11. 改造前支架结构

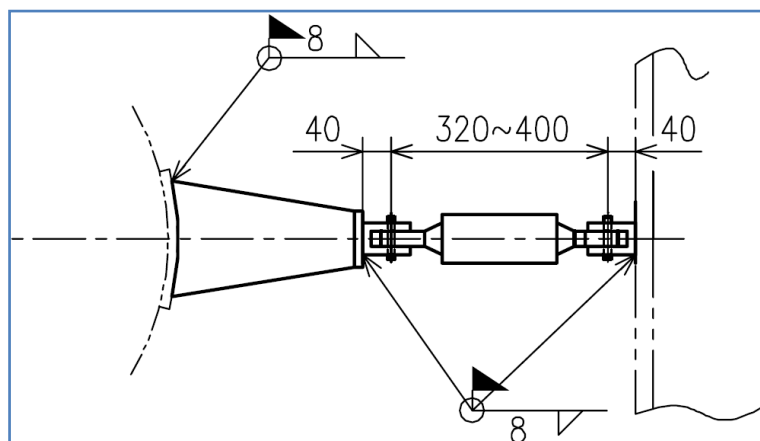


Figure 12. Support structure after transformation
图 12. 改造后支架结构

原始 A15 支架由于铰链销与销座之间存在间隙且该结构为不稳定形式。不可避免的导致在管道产生热位移时会使得铰链与拉杆之间产生角度。根据管道图纸信息,设备运行时管道存在向下 5.48 mm 的热位移,根据该热位移值在 CAD 软件中对支架结构进行画图计算,会导致铰链与拉杆之间产生 12° 的角度,如图 13 所示。其角度值超过规范中 6° 要求。

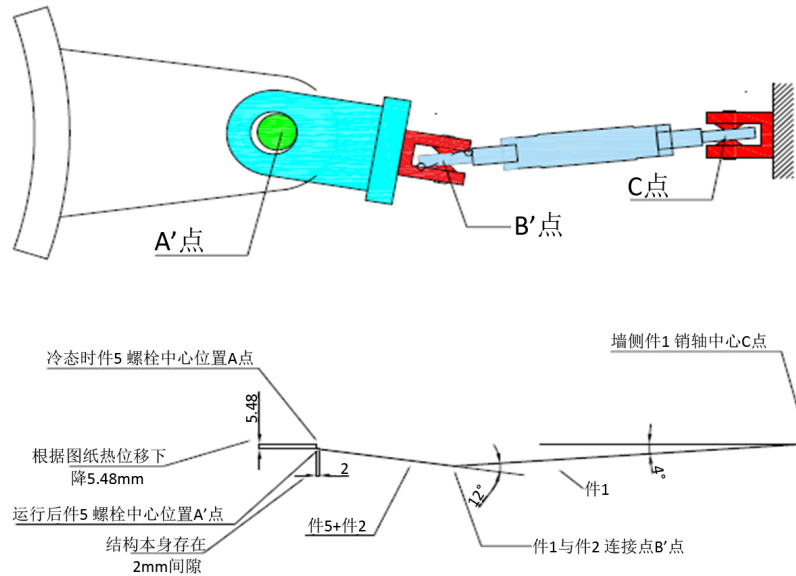


Figure 13. The original A15 support produce an angle during operation
图 13. 运行时原 A15 支架产生角度

改进后 A15 支架取消原铰链结构，将拉杆直接与管道销座相连。根据上文对管道热位移及水力载荷的叠加效果，管道在运行时会产生向下 10.98 mm 的位移，此时热位移值远大于图纸所示管道热位移值。即使支架安装时，维修人员现场实施存在拉杆两端水平高度偏差 9 mm 的督查，在此极端工况下，拉杆与销座仅产生 3° 角度，满足支架运行 6° 偏移角度要求。可保证现场 A15 支架稳定运行。改进后支架偏移情况如图 14 所示。

对新增焊缝进行校核：

根据章节 5，A15 支架受到最大拉力 $F = 3424\text{ N}$ ，新增焊缝钢板的厚度为 $\delta_1 = 12\text{ mm}$ ，焊缝长度为 $L = 80\text{ mm}$ 。根据 RCCM H3282.2 角焊缝焊喉截面应力极限最小值为 125 MPa。

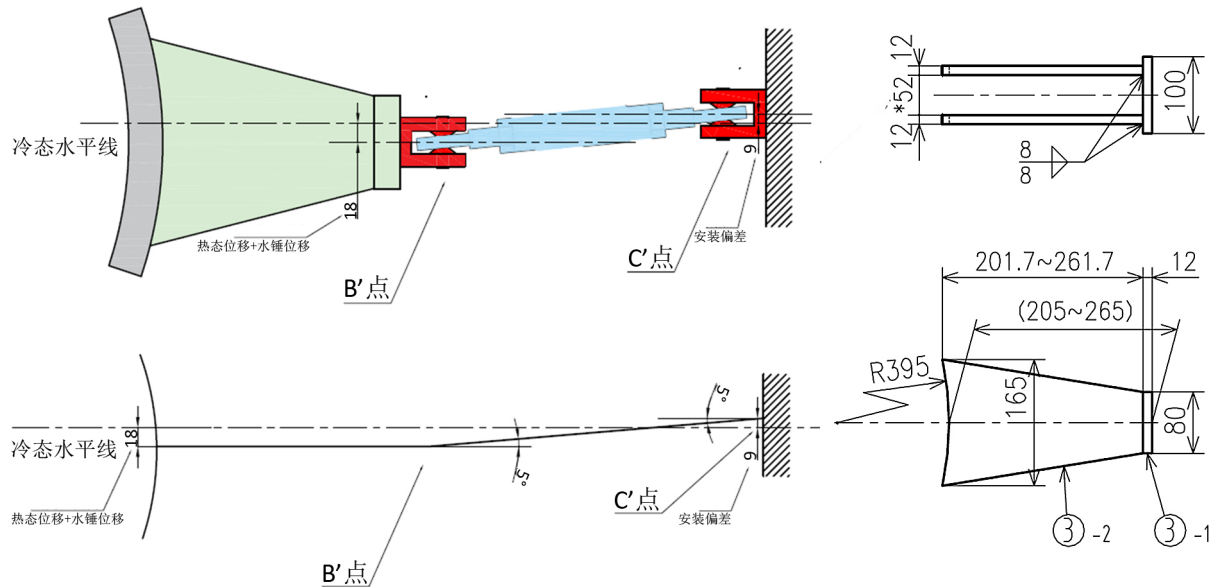


Figure 14. The A15 support produce an angle during operation after transformation
图 14. 运行时改进后 A15 支架产生角度

$$\sigma_t = \frac{F}{L\delta_1} = \frac{3424}{80 \times 12} = 3.567 \text{ N/mm}^2 = 3.567 \text{ MPa} < 125 \text{ MPa}$$

新增钢板焊缝强度满足要求，结构工作安全。

7. 总结

本文通过水力学和结构力学软件的瞬态分析功能，建立了核电厂电动主给水泵系统各工况下的流体和管道应力分析模型。利用 FLOWMASTER 软件模拟得到流体冲击造成的管道两端受力不平衡图谱，为 CASER II 管道应力建模提供输入条件，计算不同运行工况下水流冲击力产生的应力影响和疲劳振动影响。根据受力不平衡的时程图谱分析水锤的时程分析方法，可以清晰的计算出水锤力的真实强度和频率，准确判断管道是否存在应力超标情况，便于高效快速评估电厂水泵运行造成的管道振动问题，为管道改进方案提供准确的参考依据。CPR1000 核电厂类似泵组运行造成的水锤问题均可采用该时程分析方法进行评估研究。

参考文献

- [1] 胡晓阳. 基于 Flowmaster 的泵站系统水力过渡过程研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西华大学, 2012.
- [2] 张正楼, 张献娟, 刘玉璐. 基于 Flowmaster 的核电站循环冷却水系统泵出口阀关闭规律优化研究[J]. 给水排水, 2015, 51(2): 121-124.
- [3] 杨勇, 沈良洁. 常规岛给水系统瞬态分析研究[J]. 产业与科技论坛, 2017, 16(18): 49-52.
- [4] 王鑫, 韩伟实. 压水堆核电厂主给水管道的瞬态水锤计算及分析[J]. 原子能科学技术, 2010, 44(S1): 192-197.
- [5] 赵嘉明. 核动力装置一回路水锤研究及仿真计算[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008.
- [6] 孔祥永, 赖诚, 白金川, 刘玉紫, 徐樟楠, 袁亮. CPR1000 核电厂凝结水系统管道水锤效应研究[J]. 核科学与技术, 2018, 6(4): 124-131.
- [7] 苏林森, 杨辉玉, 等. 900MW 压水堆核电站系统与设备[M]. 深圳: 广东核电培训中心, 2000.