

止回阀的正确选择

李 永 德*

(中国人民解放军后勤工程学院)

李永德. 止回阀的正确选择. 油气储运, 1994, 13(2): 38~42

摘 要 止回阀是管线系统中较为重要的阀门, 多年来, 止回阀的不正确选择往往成为管线系统中增大水击压力的危害源。从水力学的观点出发, 提出了正确选择止回阀的意义和基本原则, 并着重对产生水击时止回阀的工作状态进行分析, 在充分利用止回阀动态特性曲线和管线系统特性的基础上, 提出了选择止回阀的方法, 从而可以减少止回阀的水击增压值, 避免水击危害。

主题词 止回阀. 计算 动态 特性曲线 选择

正确选择止回阀的意义及原则

在泵站水力系统中, 止回阀起着非常重要的作用, 同时也带来诸多麻烦。如英国中央电厂发生事故有 16% 是由止回阀造成的^[1], 其中意外停泵而使止回阀关闭产生水击的事故率最高。这类水击强度不仅受整个水力系统的影响, 而且还受止回阀本身特性的影响。图 1 示出了两个三泵并联泵站的系统^[2], 在它们的泵出口处分别安装 DN 600 旋启式止回阀和 DN 500 喷嘴式止回阀, 二泵的工况完全相同, 当三台并联泵中有一台意外停泵时, 分别测两种止回阀下游处的水击压力变化参数, 如图 2 所示。

图 2 所示曲线表明, 止回阀本身的特性对水击强度有很大影响, 因此, 对某具体管线而言, 正确选择泵站的止回阀显得尤为重要。

对理想止回阀的选用, 应该遵循以下几条原则:

(1) 止回阀必须具有抗泵送介质腐蚀

的能力;

(2) 止回阀的公称压力要与工作系统的压力相匹配;

(3) 止回阀全开时的阻力损失必须满足工艺设计要求, 正常工作时, 应能保证全开;

(4) 止回阀可能产生的水击压力不允许大于泵站系统及管线系统的强度要求值;

(5) 止回阀部件(如阀座、阀板、弹簧等)的抗挠强度和疲劳强度应满足要求;

(6) 选用的止回阀应力求经济、体积

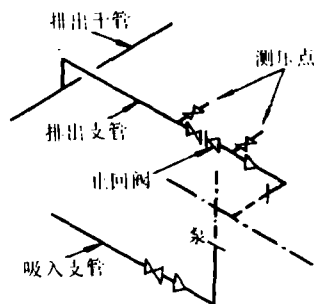


图 1 并联泵安装简图

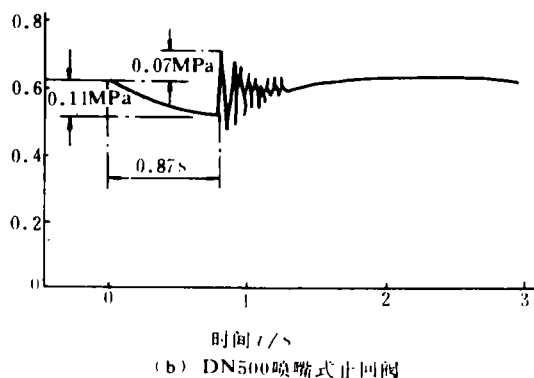
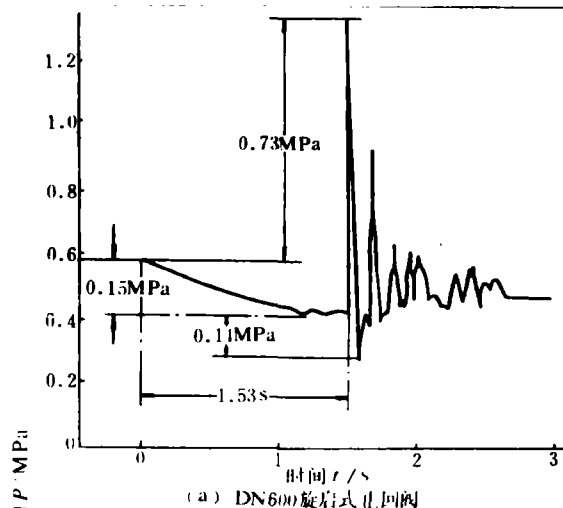


图2 止回阀下游压力测试曲线

小、重量轻;

(7) 选用的止回阀应易于维修与保养。

实际应用要做到上述原则却非易事,尤其正确计算止回阀关闭产生的水击压力增值更困难。本文将针对这一问题进行分析,从而使止回阀的选择变得更容易。

止回阀的动态特性及其关闭时水击压力增值的计算

要做到正确选择止回阀,就必须了解止回阀的水力特性和它产生水击的过程,正确计算止回阀在工作中可能产生的水击强度。

1. 止回阀的动态特性

意外停泵时,泵排出管中的流体借惯性继续向前流动,随着流速的减小,止回阀逐渐关小,短时间后,流体又以加速的方式开始逆向流动,止回阀也加速关闭,在其关闭的瞬间,通过止回阀的最大逆向流速达到 V_{Rmax} ,使止回阀关闭,逆向流动的流体立即由 V_{Rmax} 变为 0,随即产生水击压力增值 ΔH ,此过程的实验曲线^[3]如图 3 所示。

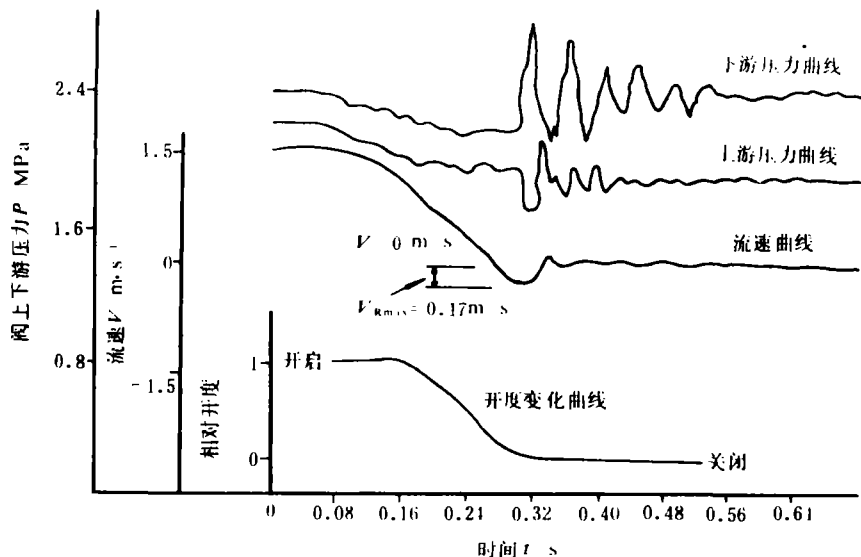


图3 意外停泵时止回阀水力特性实验曲线

关闭时产生的水击压力增值 ΔH 为:

$$\Delta H = a \cdot V_{R\max} \quad (1)$$

式中 a ——水击波速度,一般取 1 000~1 200 m/s;

逆向流动的加速 dV/dt 受管线系统各因素的影响,而 dV/dt 又决定着 $V_{R\max}$ 的大小,两者的关系可以表达为:

$$V_{R\max} \propto dV/dt \quad (2)$$

通常将 $V_{R\max}$ 和 dV/dt 之间的关系用曲线描述,如图 4 所示。若稳态流量足以使止回阀全开,那么该曲线对具体型号规格的止回阀而言是唯一的^[1]。这条曲线就称为止回阀的动态特性曲线(Dynamic Characteristic)。它揭示了止回阀的水力特性,直观地反映出 $V_{R\max}$ 与 dV/dt 的关系,因此,动态特性曲线对正确计算止回阀产生的水击压力起着关键性的作用,而该曲线通常由生产厂家提供。

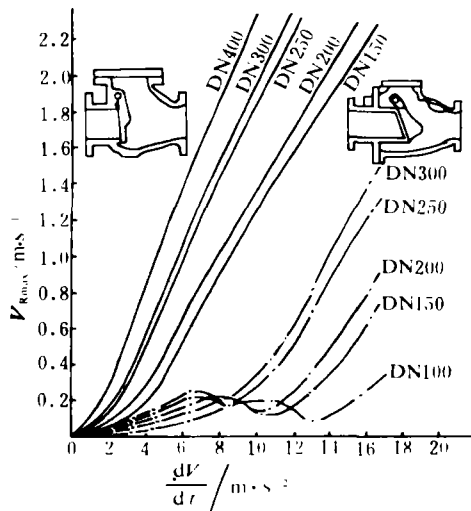


图 4 止回阀动态特性曲线

2. 止回阀关闭时水击压力增值的计算

计算止回阀关闭时水击压力增值的基本方法是根据具体的管线系统,计算出逆向流动的 dV/dt 值,然后根据止回阀的动态特性曲线求出 $V_{R\max}$,将 $V_{R\max}$ 值代入式(1)中可计算出 ΔH 值。关于计算 dV/dt 的值有两种方

法:一种是运用弹性水击理论;另一种是运用刚性水击理论。前者计算准确,但比较复杂,必须借助计算机,而后者简单实用,易于掌握,但计算准确度比前一种稍差。从实用出发,在此仅介绍第二种计算方法。

(1) 几点假设

在计算之前,先作以下几点假设:

- ①忽略泵的转动惯性;
- ②止回阀本身的压头损失忽略不计;
- ③在逆向流动期间,当量管段上的压头差不变。

根据上述假设,可得出逆向流动的运动方程:

$$H + \frac{P}{\rho g} - fQ^{2-m}L = \frac{L}{g} \cdot dV/dt \quad (3)$$

式中 H ——当量管段压头差,m;

P ——止回阀下游处的压力,当下游处出现液柱分离时, P 等于相对饱和蒸汽压,Pa;

$fQ^{2-m}L$ ——当量管段上的逆向运动压头损失,m;

L ——当量管段长度,m;

ρ ——液体的密度,kg/m³;

g ——重力加速度,m/s²。

一般情况下, $\frac{P}{\rho g} - fQ^{2-m}L \ll H$ (或 $\frac{L}{g} \cdot \frac{dV}{dt}$)

因此将 $\frac{P}{\rho g} - fQ^{2-m}L$ 忽略不计,那么式(3)可变为:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{Hg}{L} \quad (4)$$

(2) H 、 L 的取值

H 、 L 的取值必须根据具体的管线系统以及泵站系统确定,下面介绍几种典型的泵站系统和管线系统下 H 、 L 的取值。

① 图 5 所示为单泵管线系统 H 为发生水击前一瞬间稳态时两罐液面差值, L 为整个管线系统的管长(包括吸入管管长)。

② 图 6 所示为泵站系统 H 为稳态时空气罐或压力罐处的压头与储液罐中的液面

高之差, L 为空气罐或压力罐到储液罐出口处的管长。

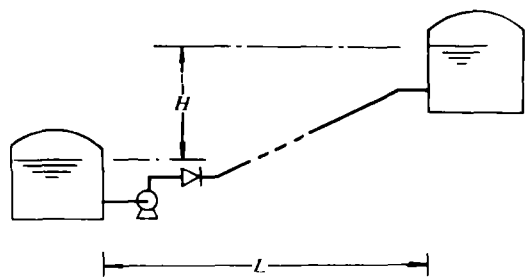


图5 单泵管线系统示意图

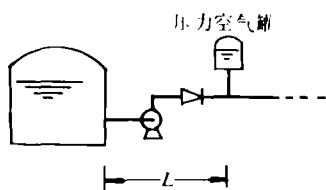


图6 出口处安装空气罐的单泵系统示意图

③ 图7所示为多泵并联泵系统 H 为一台泵意外停泵时, 正常工作的泵扬程, L 为停转泵的吸入管及排出管管长之和。

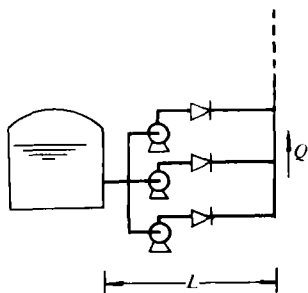


图7 多泵并联泵系统示意图

④ 图8所示为多泵泵站系统 H 为稳态时干管中的动态压头与储液罐中液面高之差, L 为压力罐或空气罐到储液罐的管长。

ΔH 值仅仅能反映某具体泵站中止回阀可能产生的水击强度, 若止回阀产生的水击是属直接水击类, 那么实际产生的水击压力

增值为 ΔH , 若止回阀产生的水击是属间接水击类, 那么实际产生的水击压力就小于 ΔH 值。通常逆向流体由 V_{Rmax} 变为 0 的时间是很短的, 而止回阀下游反射边界离止回阀有一定的距离, 因此多数情况下止回阀产生的水击是直接水击。

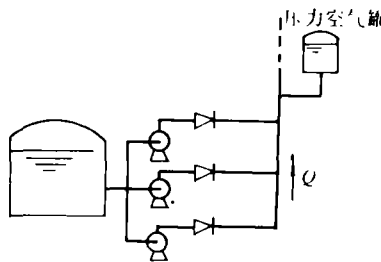


图8 出口安装空气罐的多泵泵站系统示意图

止回阀的正确选择

从水力学方面考虑, 止回阀产生的水击强度越小越好, 但如果仅仅根据这一点选择止回阀, 而不考虑其它原则, 那么选择的止回阀是不具备工程实际意义的。因此, 应当全面地考虑诸多因素, 最后对其可能产生的水击压力进行校核, 只要满足泵站和管线系统的强度要求就可以, 不必要求水击压力最低。

例如, 某油库需新建一条流程如图5的管线, 两罐的液面高为 300 m, 管线全长 800 m, 目前有两种如图4所示的止回阀, 它们的直径均为 DN 150。第一种止回阀相对第二种要经济, 并且易维修和保养, 第二种止回阀的动态特性较好, 希望在两种中选择一个较理想的止回阀。泵站及管线最大允许值 $[H]$ 为 600 m 液柱。

计算: 将已知参数代入式(4)得:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{300 \times 9.8}{800} = 3.7 \text{ m/s}^2$$

根据图4所示的动态特性曲线, 查得最大逆向流速:

$$V_{Rmax1} = 0.12 \text{ m/s}$$

$$V_{Rmax2} = 0.07 \text{ m/s}$$

将上述数据代入式(1)中,得水击增压值

$$\Delta H_1 = a V_{Rmax1} = 1\,000 \times 0.12 = 120 \text{ m液柱}$$

$$\Delta H_2 = a V_{Rmax2} = 1\,000 \times 0.07 = 70 \text{ m液柱}$$

那么水击时全系统的压力值为:

$$H_1 = H_0 + \Delta H_1 = 300 + 120 = 420 \text{ m液柱}$$

$$H_2 = H_0 + \Delta H_2 = 300 + 70 = 370 \text{ m液柱}$$

上述计算结果均小于[H]值,因此能断定两种止回阀都不会造成水击危害,根据多方面的考虑,认为选第一种止回阀较为理想。

最后,值得一提的是由于忽略泵的转动惯性以及管道的摩阻,计算出的 ΔH 往往偏大,因此用这两种方法校核可靠性是很大的。

Thermal Power Station Feed Water Systems. In: Proc Inst, of Mech Eng, Vol 194. Jan, 1980

2 A R D Thorley. Dynamic Response of Check Valves. In: 4th International Conf, on Pressure Surges, Sept 1983; 231 ~ 241

3 A R D Thorley. A Comparative Review of Check Valve Performance. In: Conf. Res. Rept. TF/1282/1. The City University. London; Dec 1982

4 G A Provoost. A Critical Analysis to Determine Dynamic Characteristic of Non-Return Valves. In: 4th International Conf, on Pressure Surges, Sept 1983; 275 ~ 286

5 G A Provoost. The Dynamic Behaviour of Non-Return Valves. Third International conf, on Pressure Surges, March 1980; 415 ~ 426

6 蒲家宁. 管道水击分析与控制. 北京: 机械工业出版社, 1991; 27 ~ 31

(修改稿收到日期: 1993-11-06)

编辑: 杨维聪

参 考 文 献

1 D H Wilkinson, L M Dartnell. Water Hammer Phenomena in

油罐罐底板的检测系统

据日本《配管技术》1993年第5期报导:

日本挥发油检查株式会社已研制成功油罐罐底板检测系统。

该检测系统包括油罐罐底板绘图部分、油罐罐底板厚度测定系统和油罐罐底腐蚀现状检测系统三个主要部分。

油罐罐底绘图部分由个人计算机、显示器、绘图机和打印机组成。利用专用计算机辅助设计的软件能够在很短时间内绘出油罐罐底图,包括罐底板、圈板、垫板、罐顶支柱、加热盘管、罐底板与罐壁板的焊缝、管口和接地,并能打印出来。罐底板的厚度测定系统和腐蚀状态检测系统可利用罐底图及其数据进行数据处理。

油罐罐底板厚度测定系统由数据记录器

和超声波测厚仪组成,可按照日本国消防法要求进行厚度测定,同时用数据记录器予以记录。数据记录器每次可记录2500个点,所记录的数据通过个人计算机、打印机和绘图机可显示和印出厚度测定结果,能够自动地显示出厚度的最大值、最小值和已腐蚀成设计厚度的90%的部位。

罐底板腐蚀现状检测系统由数据记录器、测深规组成,数据记录器能在每张罐底板上记录300个点的数据。利用绘图系统显示每张罐底板的缺陷深度、缺陷位置和缺陷类别(坑蚀、施工时留下的各种创伤和痕迹)。

戈羊译自日本《配管技术》

1993年第5期