

吸收振动抑或引发共振 ——空气罐在水力扰动系统中作用的模拟研究

高松竹¹, 许 萍², 蒲家宁²

(1. 成都军区联勤部油料装备修理所, 四川 成都 610054; 2. 后勤工程学院, 重庆 400016)

摘 要:采用波动法模拟研究了空气罐在水力扰动系统中的作用。用算例证明了不同的空气罐容积和安装位置对管道内压力脉动振幅具有吸收脉动或者引发共振的作用。研究结果对现场使用空气罐来控制水击提供了理论指导。

关键词:空气罐; 油库; 共振; 模拟研究; 水力扰动; 波动法

文章编号: 1006-5093(2007)03-0001-03

文献标识码: A

在脉动型水力扰动系统中常使用空气罐来抑制压力脉动。在管道的适当位置安装空气罐, 罐内充入适量压缩气体, 在发生水力扰动时, 高压液体进入空气罐, 使空气罐内空气受压并消耗水击能量。此方法简单易行, 在油库内使用较多。但是在使用空气罐时必须要注意空气罐的安放位置和空气罐容积的设置, 如果空气罐的安放位置和空气罐容积设置不当, 可能会出现不仅不能吸收水击振动, 反而会引起水力共振的情况^[1~3]。

图 1 为油库中常见的管系简化图, 其上游为容积泵, 下游为容积很大的油罐, 在管路中安放了一个空气罐。由于容积泵在构造上出口流量是变化的, 因而会产生压力脉动, 因此可以认为该系统是脉动型水力扰动系统。



图 1 油库内管系简化图

1 方程分析

根据图 1 所示的管系简化图, 由于油库内的管道一般不是很长, 可以忽略管子的摩阻影响。假设管道

直径相同, 管道途中安放空气罐的位置为 $x=L_a$, 管道被空气罐分成管段 1 和管段 2 安放空气罐处的压力变化和流速变化可用波动法原理表示为^[4]:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_a - p_0 = F_1 \left(t - \frac{L_a}{a} \right) + f \left(t + \frac{L_a}{a} \right) \\ \varphi \left(\frac{y_a}{a} - y_0 \right) = F_1 \left(t - \frac{L_a}{a} \right) + f \left(t + \frac{L_a}{a} \right) \\ p_a - p_0 = F_2 \left(t - \frac{L_a}{a} \right) \\ \quad + R_L F_2 \left\{ \left(t - \frac{L_a}{a} \right) - \frac{2}{a} (L - L_a) \right\} \\ \varphi \left(\frac{y_a}{a} - y_0 \right) = F_2 \left(t - \frac{L_a}{a} \right) \\ \quad - R_L F_2 \left\{ \left(t - \frac{L_a}{a} \right) - \frac{2}{a} (L - L_a) \right\} \end{array} \right. \quad (1)$$
$$\left\{ \begin{array}{l} p_a - p_0 = F_2 \left(t - \frac{L_a}{a} \right) \\ \quad + R_L F_2 \left\{ \left(t - \frac{L_a}{a} \right) - \frac{2}{a} (L - L_a) \right\} \\ \varphi \left(\frac{y_a}{a} - y_0 \right) = F_2 \left(t - \frac{L_a}{a} \right) \\ \quad - R_L F_2 \left\{ \left(t - \frac{L_a}{a} \right) - \frac{2}{a} (L - L_a) \right\} \end{array} \right. \quad (2)$$

式中 p 、 v ——分别为管道截面上的压力和流速 (假定流动是一维的);

ρ ——管道内液体的密度;

a ——压力波传播速度;

F ——压力波动源发出的时间函数, 它由波源出发沿管道前进, 称为发射波; 系 F 遇障碍反射回来的波动, 称为反射波;

R_L ——管道末端反射因数, 当管道内油品无阻碍地流入油罐时, $R_L = -1$ 。

用角标 a 表示空气罐中的参数, 在 $x=L_a$ 处的

收稿日期: 2006-09-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (编号 50175108)

作者简介: 高松竹 (1977-), 男, 四川雅安人, 博士, 现从事石油储运、高压水射流研究工作。电话: (028)84333147。

©1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

连续性方程为:

$$AY_a = Q_g + AY_a \quad (3)$$

$$p_a = p_a = p_g \quad (4)$$

式中 Q_g ——进出空气罐的流量;

p_g ——空气罐内的压力。

Q_g 也可表示为 $Q_g = -dV_g/dt$ V_g 为空气罐内的空气量。

单位压力变化引起的空气罐储气容积变化用 k 表示:

$$k = -\frac{\Delta V_g}{\Delta p_g} \quad (5)$$

式中 ΔV_g ——空气罐内气量的变化量;

Δp_g ——空气罐内压力的变化量。

设空气罐内的气体发生绝热变化,以附标 0 表示压力波到达以前的参数,则

$$(p_0 + \Delta p_g)(V_0 + \Delta V_g)^n = p_0 V_0^n \quad (6)$$

展开上式,并略去高阶微量,可求得 k 值:

$$k = -\frac{\Delta V_g}{\Delta p_g} = \frac{1}{n} \frac{V_0}{p_0} \quad (7)$$

根据以上 (1)~(7) 式可得:

$$F_1(t - \frac{L_a}{a}) = F_2(t - \frac{L_a}{a}) + \frac{V_{g0}}{n} \frac{ap_0}{A} \frac{d}{dt} \left(\frac{p_g}{p_0} \right) \quad (8)$$

2 模拟分析

假设管道始端有扰动源,按照 $F_1(t - x/a) = P \sin 2\pi f(t - x/a)$ 的规律连续脉动,则管内将形成按同一规律连续传递的压力脉动发射波。此处 P 为脉动源的脉动振幅, f 为其脉动频率。在末端反射因数 $|R_L| = 1$ 的情况下,根据文献^[4] 可得到下列解析式:

$$W = \frac{1}{n} \frac{V_{g0}}{p_0} 2\pi f \frac{ap_0}{A} \quad (9)$$

$$C = 4(1 + WR_L \sin 2\pi m_a) + W^2(1 + R_L^2 + 2R_L \cos 2\pi m_a) \quad (10)$$

$$E_b^* = \frac{4}{C} \quad (11)$$

$$m_a = \frac{2f}{a}(L - L_a) - i \quad (12)$$

式中 E_b^* ——管段 2 的压力脉动缩放率;

W ——无因次空气量,它是与空气罐对压力脉动效应有关的系数;

m_a ——空气罐所在断面的无因次管路长度^[5]。

对设置空气罐上游的管段 1 有:

$$P_1 = P \sqrt{2(1 - \cos 2\pi m_a)} \quad (13)$$

式中 P_1 ——管段 1 内压力脉动的振幅值。

$$m_{1x} = m'_a + \frac{2f}{a}(L - L_a) - i \quad (i = 0, 1, 2, \dots) \quad (14)$$

对设置空气罐下游的管段 2 有:

$$P_2 = PE_b^* \sqrt{2(1 - \cos 2\pi m_{20})} \quad (15)$$

式中 P_2 ——管段 2 内压力脉动的振幅值。

$$m_{20} = \frac{2f}{a}(L - x) - i \quad (16)$$

(对开端 $i = 0, 1, 2, \dots$; 对闭端 $i = 0, 0.5, 1, 5, 2, 5, \dots$)

3 算例分析

假设某油库内容积泵到油罐的管长 $L = 700$ m, 管径 $D = 150$ mm, 空气罐安装 $L_a = 388$ m 的位置, 水力波速 $a = 1200$ m/s, 本文假设容积泵模拟输出流量的变化引起的压力脉动可概化为正弦曲线变化时产生的压力脉动, 脉动频率 $f = 6$ Hz, 在空气罐容积为不同情况下的管道压力脉动如图 2 所示。

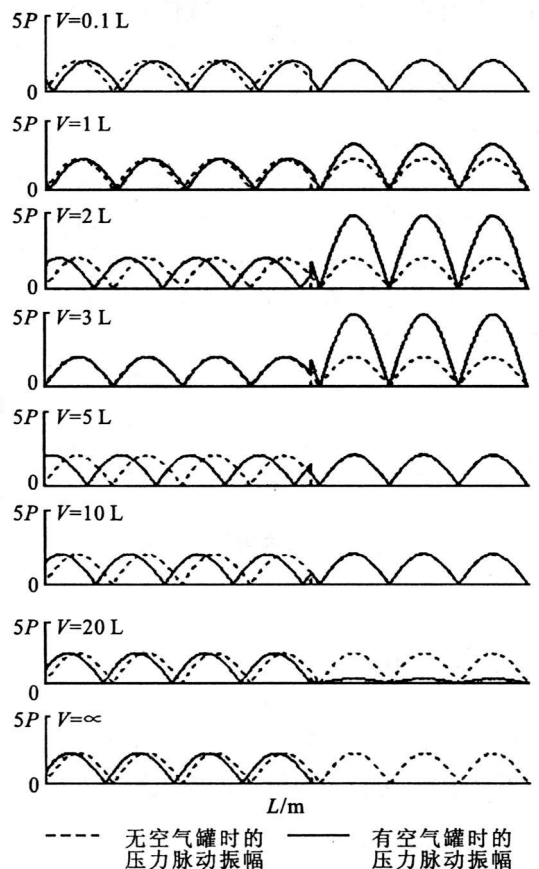


图 2 空气罐容积不同时管道的压力脉动振幅

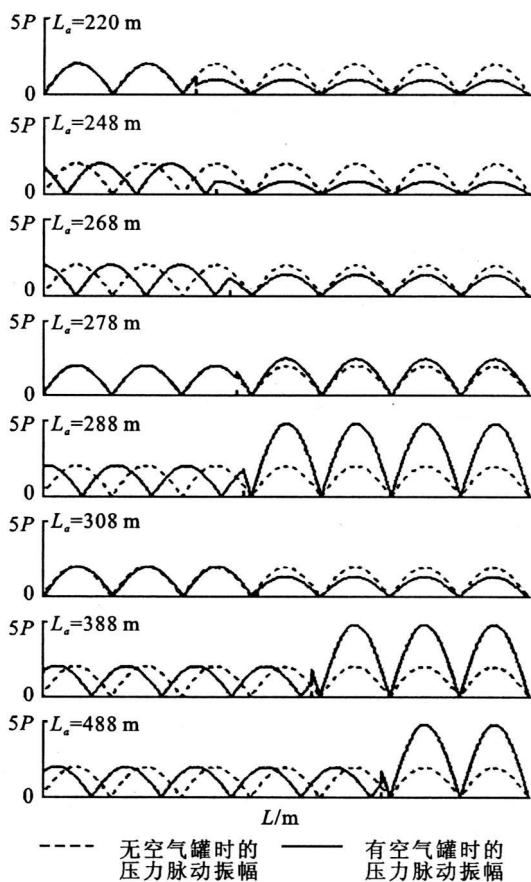


图 3 空气罐安装位置不同时管道的压力脉动振幅

从图 2 可以看出,在空气罐容积较小时(如 $V=0.1L$),空气罐对压力脉动基本上不起作用,即管段 2 仍保持原来的压力脉动振幅。随着空气罐容积的增大(如 $V=1, 2, 3L$)空气罐提高了管段 2 的压力脉动振幅,最大可提高 1 倍多。如果空气罐的容积进一步增大(如 $V=5, 10L$),空气罐对压力脉动又基本上不起作用了。当空气罐的容积增大到一定范围时(如 $V=20L$),管段 2 的压力脉动振幅被大

大吸收,如果空气罐的容积为很大,则管段 2 的压力脉动振幅全部被吸收。

固定空气罐的容积为 $2L$,改变空气罐的安装位置,得到如图 3 所示的空气罐安装位置不同时管道的压力振幅。从图 3 可以看出,空气罐的安装位置对管段 2 的压力脉动振幅影响很大。当空气罐安装在某些位置(如 $L_s=220, 248, 268, 308\text{ m}$)时,空气罐吸收管段 2 的压力脉动振幅;而空气罐安装在某些位置(如 $L_s=288, 388, 488\text{ m}$)时,空气罐大大提高管段 2 的压力脉动振幅。我们还可以发现,空气罐的安装位置 $L_s=288, 388, 488\text{ m}$ 对于提高管段 2 的压力脉动振幅是相同的,它们之间相差 100 m 等于 $\lambda/2$ (即半波长的距离)。

4 结论

在脉动型水力扰动系统中使用空气罐控制压力脉动,对于空气罐的容积和安装位置不能够随意设置,应经过计算后方可设置,这样一方面能提高空气罐控制压力的效果,一方面也能节省成本。

参考文献:

- [1] 胡建华,张仁坤.石油库管道的水击及其控制[J].油气储运,2000,19(6):46-48.
- [2] 蒲家宁.管道水击分析与控制[M].北京:机械工业出版社,1991,200-238.
- [3] 沃特斯 G Z.管线中不稳定流的现代分析和控制[M].董启贤译.北京:石油工业出版社,1987,48-73.
- [4] 苏尔皇.管道动态分析及液流数值计算方法[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1985,32-56.