

# 海上油气田消除严重段塞流的节流模型研究\*

许路寒<sup>1</sup>, 闫伊玮<sup>1</sup>, 吴全红<sup>2,3</sup>,  
杜耀华<sup>1</sup>, 王寒玄<sup>1</sup>, 邹遂丰<sup>1</sup>

- (1. 西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室, 西安 710049;
2. 龙源(北京)新能源工程技术有限公司, 北京 100034;
3. 国家能源风电运营技术研发(实验)中心, 西安 710309)

(本刊青年编委邹遂丰来稿)

**摘要:** 为预测以节流方式消除海上油气立管系统严重段塞流所需的阀门开度, 开展室内模型实验研究. 基于流型转变时立管顶部液塞流出时刻的瞬时单相流的特性, 得出了抑制气液喷发所需的节流压降和阻力系数需满足的条件——节流阀压降峰值与瞬时单相流动相对应, 在严重段塞流恰好消除时可取为均值的 2 倍, 进而按定义依次求出目标阻力系数和流量系数, 最后按阀门出厂或实际标定的流量特性求出开度. 本预测模型避免了传统模型中两相平均参数与单相阀门特性映射不一致的问题, 在 150 m/DN 50 与 380 m/DN 80 两套实验环路上的预测开度平均偏差分别为 +0.55% 与 +1.8%; 油田开度预测结果与自动控制实操偏差不超过 ±2%. 构建的模型既可用于指导现场人工调控, 也可为自动调控的目标参数设定提供参考.

**关键词:** 两相流动; 严重段塞流; 顶部节流; 阻力系数

**中图分类号:** O359 **文献标志码:** A **DOI:** 10.21656/1000-0887.460140

## Study on the Choking Model for Elimination of Severe Slugging in Offshore Oil and Gas Fields

XU Luhan<sup>1</sup>, YAN Yiwei<sup>1</sup>, WU Quanhong<sup>2,3</sup>,  
DU Yaohua<sup>1</sup>, WANG Hanxuan<sup>1</sup>, ZOU Suifeng<sup>1</sup>

- (1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, P.R. China;

2. Longyuan (Beijing) New Energy Engineering Technology Co., Ltd., Beijing 100034, P.R. China;

3. National Energy Wind Power Operation Technology R&D Center, Xi'an 710309, P.R. China)

(Contributed by ZOU Suifeng, Member of the Youth Editorial Board of AMM)

**Abstract:** Laboratory experiments were performed to establish a model for predicting the valve opening of the topside choking method for elimination of severe slugging in offshore oil and gas pipeline-riser systems. Based on the outflow characteristics of liquid slug at the riser top at the flow regime transition, which can be regarded as those of transient single-phase liquid flow, the condition for gas-liquid blowout mitigation was determined, i.

\* 收稿日期: 2025-08-01; 修订日期: 2026-05-11

**基金项目:** 国家重点研发计划(2022YFC2806202); 中央高校基本科研业务费(xtr042024002)

**作者简介:** 许路寒(2001—), 男, 硕士(E-mail: xuluhan@stu.xjtu.edu.cn);

邹遂丰(1990—), 男, 高级工程师, 博士(通信作者. E-mail: zou\_suifeng@xjtu.edu.cn).

**引用格式:** 许路寒, 闫伊玮, 吴全红, 杜耀华, 王寒玄, 邹遂丰. 海上油气田消除严重段塞流的节流模型研究[J]. 应用数学和力学, 2026, 47(6): 773-786.

e. the peak value of pressure drop across the valve shall be twice its time-average value just at the elimination moment of severe slugging, corresponding to the transient single-phase liquid flow. Then, the target resistant factor and the flow coefficient were derived successively according to the defined equations. Finally, the valve opening was worked out according to either the specification document of the valve or the calibration of the flow characteristics of the valve. The prediction model innovatively correlates the peak pressure drop across the choke valve with the physical process of instantaneous single-phase flow, resolving the inconsistency of mapping averaged 2-phase parameters to single-phase valve characteristics in conventional models. The average deviation of prediction for 2 experimental loops (150-m/DN 50 and 380-m/DN 80) is +0.55% and +1.8%, respectively, for experimental data from 2 experimental pipelines; while the deviation from automatic control result is smaller than  $\pm 2\%$  in a field case. The established model can guide manual operations and serve as a setpoint for automatic control systems in offshore fields.

**Key words:** 2-phase flow; severe slugging; topside choking; resistant factor

## 0 引 言

在海上油气开发过程中,常通过海底管道-立管系统将采出的油气水多相混合物从海底井口输送到海面平台或陆上终端<sup>[1]</sup>,或将井口平台初步处理后的单相或多相产物再次输送至浮式生产储存平台(FPSO)。由于海底地形起伏和管道脱离海底时路由方向的突然变化,海底管道-立管系统内的气液两相流流型不仅包括常规的分层流、弹状流、环状流等,其时空分布的组合还体现出整体性,例如严重段塞流流型。严重段塞流是一种典型的危害流型,主要发生于液相流速较低、气相流速不太高的情况。严重段塞流呈现出明显的周期性特征,通常可分为四个阶段<sup>[2-5]</sup>:①液塞生长;②液塞流出;③气液喷发;④液相回落及新液塞的形成。其中,也有学者将第四阶段拆分。这种流型会引起大幅度的压力和出口流量波动,进而导致下游气液分离器的断流或溢流,平均产量也将下降。对于生产平台来说,燃气轮机发电机会因供气不足频繁停机、切换至柴油发电机发电<sup>[6]</sup>,由此产生更高的成本和更多的污染物。此外,严重段塞流还可能加剧立管振动疲劳损伤和局部腐蚀等问题<sup>[7]</sup>。然而,严重段塞流无法通过改进管道设计而根除,这使其成为海上油气田流动安全保障的关键问题之一<sup>[8]</sup>。无论是曾经出现过严重段塞流的老油田<sup>[6,9-15]</sup>,还是新建设的油田,都需要配备段塞控制设备与软件,以确保输送安全。

严重段塞流的主动控制方法主要包括节流法和气举法等,其中节流法应用最广泛及成本最低<sup>[16]</sup>。其控制设备为立管顶部与气液分离器之间的管道的调节阀,将其置于适当的开度并提供一定的局部阻力系数,根据阻力与流速的关系,在气液喷发阶段增加阀门局部流动阻力,减缓喷发剧烈程度和延长喷发时间,使得立管内形成弹状流或较短的段塞流,缩短流量波动的周期,实现段塞控制和流型稳定。在实验室研究中,动态控制开度的PID等模型可以实现优于固定开度控制的效果<sup>[17-19]</sup>,但是现场鲜有应用:一方面是因为这些方法阀门动作频率高,而常规的调节阀产品一般不会对其执行机构的使用寿命(行程次数)作出说明,现场对其采用持谨慎态度;另一方面是因为动态控制模型仅在有限的开度区间内是稳定的。

研究表明,上述开度区间主要处于固定开度控制的最优开度(刚好消除立管出口的断流)附近,并包含了最优开度,实验室中可以人工摸索确定这一最优开度<sup>[20]</sup>。然而,现场长距离海管流动状态的惯性大,调节阀开后,流动参数需要半天以上才能达到稳态,缺乏经验的现场人员难以摸索出最优开度<sup>[6]</sup>。在基于立管底部气液相界面受力分析的严重段塞流转变判据<sup>[21]</sup>及其后续改进<sup>[3,22-23]</sup>中,均引入了节流阀的阻力系数。然而,该阻力系数带有量纲,与阀门流量系数之间缺乏直接的映射关系。有的研究者在单相假设条件下应用阻力系数<sup>[22]</sup>,有的在两相假设条件下应用<sup>[3]</sup>,但理由均不充分——在单相假设条件下应用阻力系数,立管内平均持液率却按两相计算;在两相假设条件下应用,却仍按喷发初期立管内尚无气相进入时的状态进行受力分析。

近期,作者所在团队(Fu等<sup>[24]</sup>)提出了一种基于经验封闭关系和阀门特性的集输-立管严重段塞流控制阀门开度预测方法,在均相流的假设下,结合标定的阀门流量系数-开度关系,预测最佳阀门开度。流量系数-开度关系也可采用阀门出厂文件中的数据。该方法能够较为准确、便捷地估算出最佳阀门开度;然而,也存在

以下不足:①均相模型算出来的立管含气率偏大,虽然最终的开度计算结果比使用漂移模型更理想,但计算过程的中间参数并未真实反映集输-立管内的流动特性;②阻力系数的计算是基于两相流时均参数的假设,但阻力系数与流量系数的映射却仍按单相流的关系构建.此外,该方法中,节流阀目标压降主要是基于时均参数的经验关系,与气液喷发等关键阶段的联系并不密切,有待提升物理解释的充分性.

本研究在前期工作的基础上,进一步分析目标压降的物理意义,结合喷发起始时刻等关键阶段的参数观察和分析,构建满足瞬时单相流假设的阀门阻力系数新模型;进一步在不同的实验管道上实验验证该模型,并通过一个现场实例进行检验.

## 1 实验方法

### 1.1 实验系统

本文涉及的实验数据来源于西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室的两套油气水多相流实验环路,均为空气-水两相流实验.其中文献[24]中的实验数据来源于 150 m/DN 50 实验环路,本文进行了重新分析;新做的实验数据来源于 380 m/DN 80 实验环路.两套实验环路的示意图分别如图 1、2 所示,主要参数如表 1 所示.两套环路均由工质源(水箱-水泵、空压机)、单相计量段、气液混合器、主管道、气液分离器组成,主管道均为水平管-下倾管-立管的布置形式,用于节流控制的电动(气动)阀安装于立管顶部至气液分离器间的管道上.380 m 环路因气液分离器布设于地面,因而存在一段下降管.两条环路及其主要仪器仪表参数的详细介绍参见文献[25].

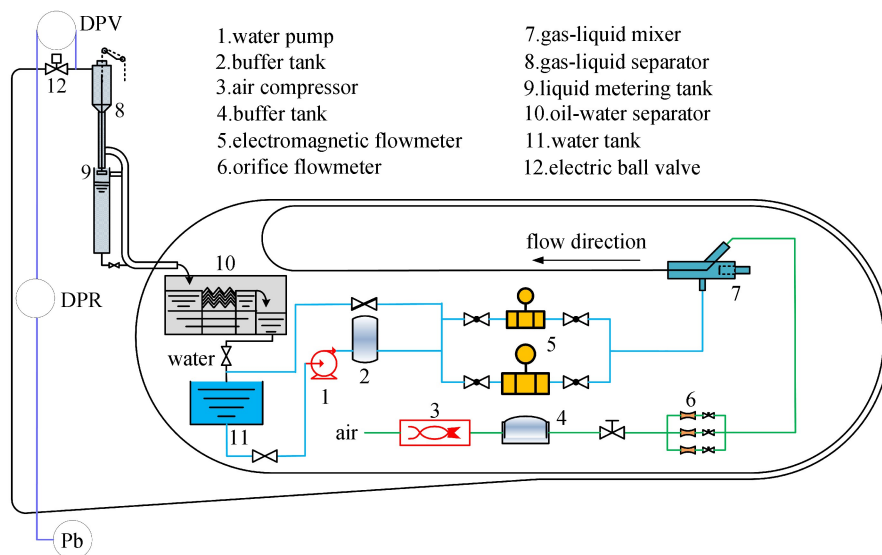


图 1 150 m 多相流实验环路系统示意图

Fig. 1 The sketch of the 150 m multiphase flow loop in laboratory

表 1 实验环路主要参数

Table 1 Main parameters of flow loops in laboratory

parameter	150 m loop	380 m loop
inner diameter	50 mm	75 mm (46 mm for downcomer pipeline)
horizontal pipe section length	114 m	314 m
downward inclined pipe section length	20.4 m	25 m
inclination angle	-5°	-5°
vertical riser height	16.3 m	21.5 m
downward vertical pipe height	N/A	19 m
air flow rate	0~360 Nm <sup>3</sup> /h	0~420 Nm <sup>3</sup> /h (single air compressor)
water flow rate	0~30 m <sup>3</sup> /h	0~14 m <sup>3</sup> /h (single water pump)
gas-liquid separator rated pressure	1.6 MPa	32 MPa

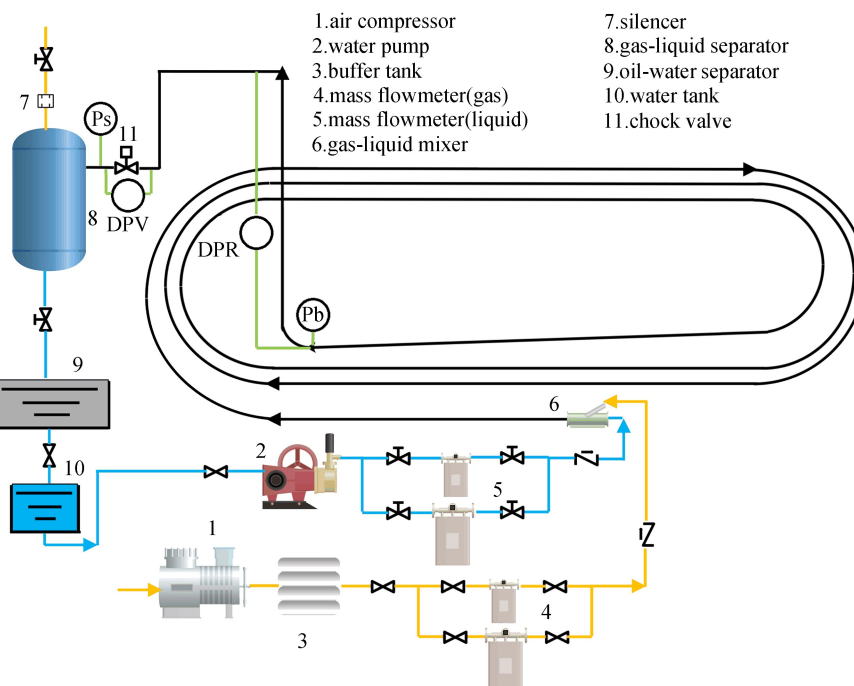
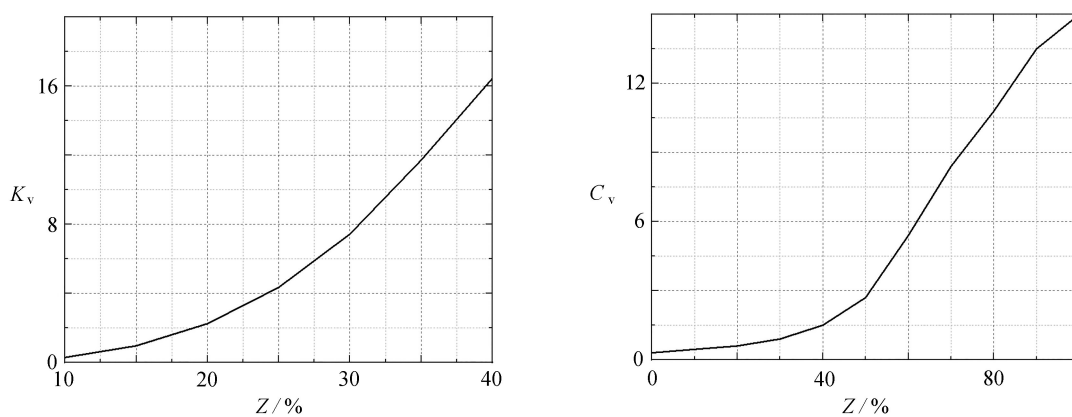


图2 380 m多相流实验环路系统示意图

Fig. 2 The sketch of the 380 m multiphase flow loop in laboratory

150 m 实验环路电动球阀使用年限较长,实验前使用单相水标定得到电动球阀的流量系数-开度曲线(公制  $K_v$ ),如图 3(a)所示;380 m 实验环路所用气动调节阀安装年限不长,使用其说明书中给出的流量系数-开度曲线(英制  $C_v$ ),如图 3(b)所示.公制与英制流量系数均广泛使用,两者的换算关系为  $K_v = 0.865 C_v$ .



(a) 150 m 环路电动球阀

(a) The electric ball-valve on the 150 m loop

(b) 380 m 环路气动调节阀

(b) The pneumatic regulating valve on the 380 m loop

图3 节流阀流量特性曲线

Fig. 3 Flow characteristics of choke valves

## 1.2 实验工况点

150 m 实验环路实验工况点如图 4 所示,横纵坐标分别为气相折算流速(换算为  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $101.325\text{ kPa}$  的标准状况)和液相折算流速.阀门全开时的流型包括三类严重段塞流 SS1, SS2, SS3, 共 20 组流速.各类流型的定义参见文献[3].该环路的气液分离器压强为常压.实验开始时,调节计量段入口阀门和回流管上的阀门,使水泵出口压强维持在  $1.2\text{ MPa}$ ,空压机出口压强为  $0.9\text{ MPa}$ (均为绝对压强,下同).

380 m 实验环路验证实验期间的气液分离器压强为常压至  $1.3\text{ MPa}$ ,实验工况点见第 3.2 小节.该环路实

验期间,水泵出口压强维持在 6 MPa,空压机出口压强为 13~15 MPa。

每组流速实验前,首先将电动(气动)阀的开度置于 100%,然后逐渐关小该阀门。每次调节后待管道各处气压、压差信号的均值和幅度等达到稳态,方进行下一次调节。待严重段塞流消失,气压、压差信号出现规则的小周期波形时,本组流速实验结束。实验中,150 m 环路的开度范围为 16%~100%,380 m 环路的开度范围为 41%~100%。

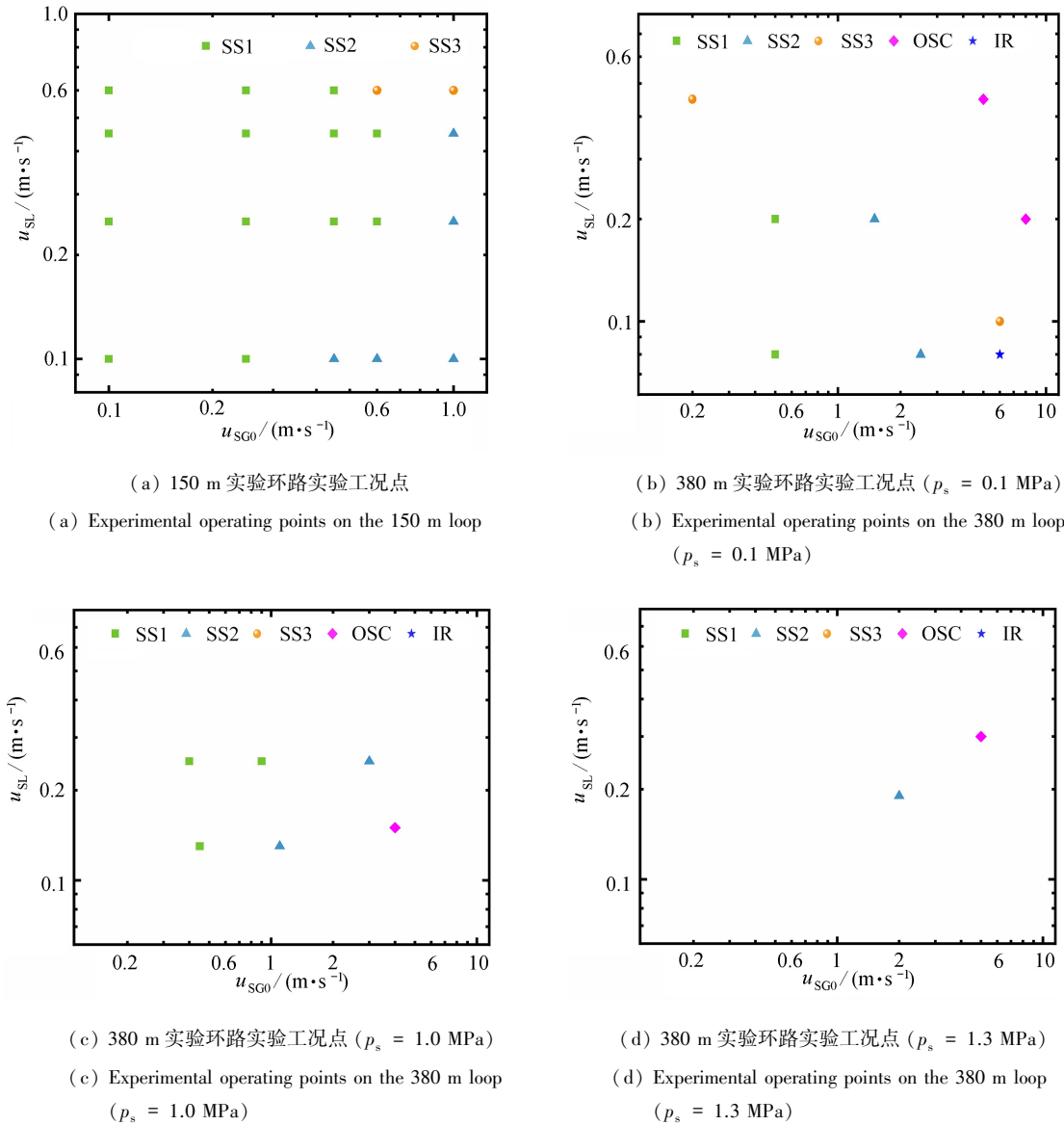


图 4 实验工况点

Fig. 4 Experimental operating points

## 2 节流模型

### 2.1 基本方程

采用 Fu 等<sup>[24]</sup>建立的基本方程,其基本思想是平衡气液喷发过程的立管压降变化,与气侵钻井过程中井底平衡控制<sup>[26-27]</sup>类似。假定恰好消除严重段塞流时的立管底部气压为

$$p_b = p_s + \rho_L g H. \tag{1}$$

进一步改写成

$$\overline{\Delta p_g} + \overline{\Delta p_v} = \rho_L g H (1 - \overline{\alpha_R}) + \rho_G g H \overline{\alpha_R} + \overline{\Delta p_v} = \rho_L g H. \tag{2}$$

得到  $\overline{\Delta p_v}$  的表达式:

$$\overline{\Delta p_v} = (\rho_L - \rho_G)gH\overline{\alpha_R}, \quad (3)$$

其中,立管含气率  $\alpha_R$  由立管底部含气率  $\alpha_b$  和立管顶部含气率  $\alpha_t$  取算术平均得到

$$\alpha_R = \frac{\alpha_b + \alpha_t}{2}. \quad (4)$$

上述各式中: $g$  为重力加速度, $H$  为立管高度, $p_b$  为立管底部压力, $p_s$  为气液分离器压力, $\Delta p_g$  为重位压降, $\Delta p_v$  为节流阀压降, $\rho_G$  为气相密度, $\rho_L$  为液相密度.上划线表示时均值,不带上划线的表示瞬时值和时均值都适用,下同.

节流阀压降和流速之间的一般关系为

$$\Delta p_v = \frac{f}{2} \rho_t u_t^2. \quad (5)$$

式中, $f$  为阻力系数, $u_t$  为立管顶部流体速度, $\rho_t$  为立管顶部流体密度.当流过阀门的流体为单相或两相时,这三个参数相应为单相参数或两相混合参数.

若  $f$  为单相阻力系数,可以确定相应的阀门开度  $Z$ ,  $f$  和  $Z$  之间通过流量系数  $K_v$  建立对应关系:

$$\frac{f}{2} \rho_L \left( \frac{K_v}{3600A} \right)^2 = 10^5, \quad (6)$$

式中  $A$  为阀门安装处的管道横截面积.

上式变形后可得到

$$K_v = 900\pi d_v^2 \sqrt{\frac{200\ 000}{f\rho_L}}, \quad (7)$$

式中  $d_v$  为立管顶部流体密度.

再由 1.2 小节中  $K_v$  和  $Z$  的对应关系,可得到阀门开度  $Z$ .

## 2.2 封闭关系

### 2.2.1 目标压降 $\Delta p_v$

第 2.1 小节所得的  $\overline{\Delta p_v}$  为时均值,即两相流条件下的阀门平均压降的目标值.以下分析推导本模型中的压降目标值  $\Delta p_v$ .

图 5 为 150 m 实验环路  $u_{SL} = 0.25$  m/s,  $u_{SG0} = 0.25$  m/s 实验工况下的气压和压差波形曲线,图 6 为其局部放大图.节流控制可以以气压、压差信号曲线出现双频波动 (dual frequency) 的状态为控制目标.双频波动是指气压、压差波动中的长周期大幅度波动依然存在,同时叠加了短周期的小幅度波动.此时,气液喷发的剧烈程度已得到抑制.在图示工况中,当  $Z = 22.70\%$  时出现双频波动,则认为  $Z = 22.70\%$  为最佳阀门开度,即目标开度,对应的  $\overline{\Delta p_v}$  为阀门平均压降的目标值.

引言中提到,上述模型中,阻力系数与流量系数的映射是按单相流的关系构建的.为了消除两相流平均压降和单相流阻力系数间的矛盾,需要寻求单相流状态下的压降  $\Delta p_v$  的物理解释.图 6 所示的波形可分解为 3 个层次的波动:最大一层的周期约 120 s,近似等于开度 100% 时的段塞周期;第二层次的周期约 25 s;第三层次为叠加在第二层次下降沿及波谷的小幅高频波动.仔细观察  $\Delta p_v$  的波形可见,第二层次上升沿的中后期叠加的小周期波动较少,波形较为平滑,此时立管出口处主要为单相流.在第二层次的下降沿,气相流量才开始大量进入立管,  $\Delta p_v$  波形呈下降趋势并叠加小周期波动.因此,将目标压降  $\Delta p_v$  理解为时均值不够准确,而更宜解释为气液混合物流出前的峰值,即

$$\Delta p_v = C \overline{\Delta p_v}. \quad (8)$$

在立管出口处刚好消除断流、双频波动刚开始出现的状态下,近似认为  $\Delta p_v$  的峰值等于均值的两倍,即  $C = 2$ .以该峰值作为节流阀目标压降,可满足瞬时单相流假设,使得后续过程使用单相流阻力系数和流量系数的关系变得是合理.此时,式(5)中的  $\rho_t = \rho_L$ ,  $u_t = u_{SL} + u_{SG,b}$ .

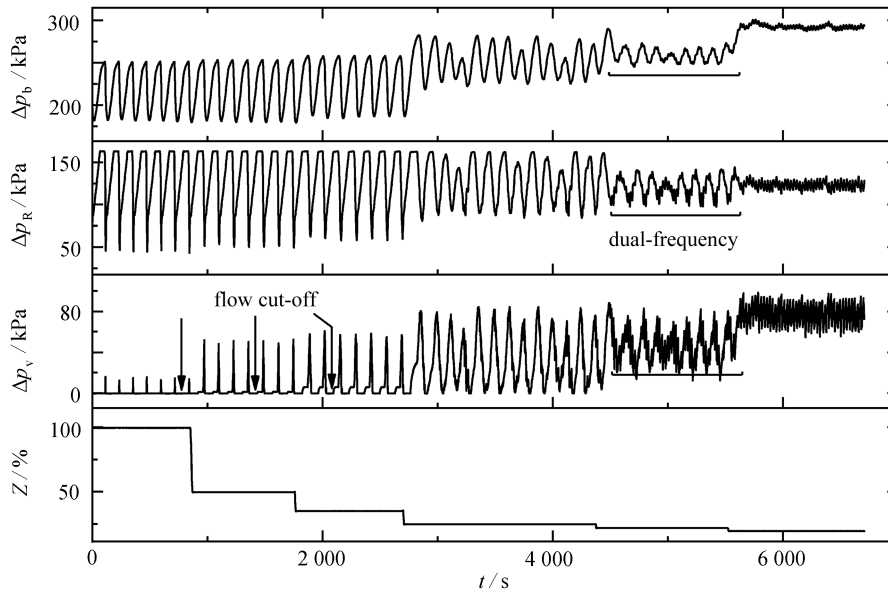


图 5 150 m 实验环路部分气压、压差信号随节流阀开度关小的变化情况 ( $u_{SL} = 0.25 \text{ m/s}$ ,  $u_{SC0} = 0.25 \text{ m/s}$ )

Fig. 5 The trend plot of pressure and differential pressure signals with the decrease of the valve opening (150 m loop,  $u_{SL} = 0.25 \text{ m/s}$ ,  $u_{SC0} = 0.25 \text{ m/s}$ )

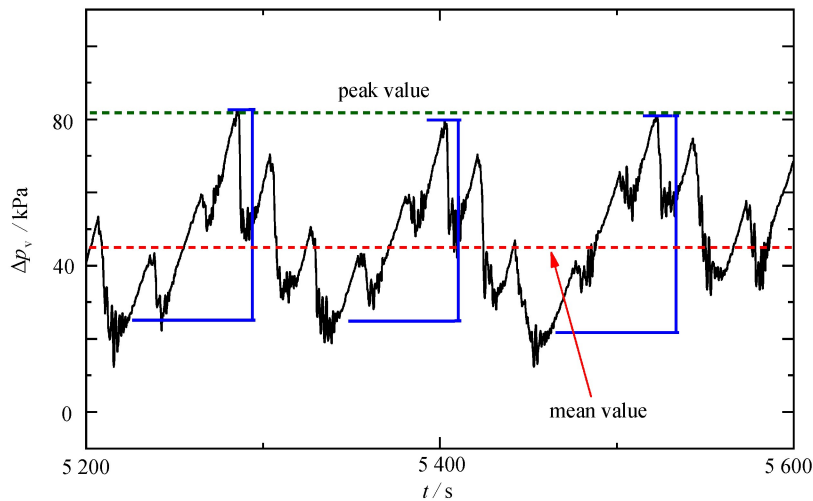


图 6 图 5 在  $t = 5200 \sim 5600 \text{ s}$  区间的节流阀压差局部放大图

Fig. 6 The enlarged trend plot of  $\Delta p_v$  ( $t = 5200 \sim 5600 \text{ s}$ )

### 2.2.2 立管含气率 $\alpha_b, \alpha_l$

由气液两相流相间滑移规律可知,气体的实际速度比液体更快,即实际含气率低于无滑移条件下的含气率.本文中,立管含气率选用 Shi 等<sup>[28]</sup>构建的漂移模型进行计算.

漂移模型的基本形式为

$$u_G = \frac{u_{SC}}{\alpha} = C_0 u_{mix} + u_d = C_0(u_{SC} + u_{SL}) + u_d, \tag{9}$$

其中分布参数  $C_0$  描述了速度分布和相分布对混合速度的影响:

$$C_0 = \frac{1.2}{1 + 0.2\gamma^2}, \tag{10}$$

式中

$$\gamma = 2.5(\beta - 0.6), \beta = \max\left(\alpha, \frac{u_{\text{mix}}}{u_{\text{Gf}}}\right), \quad (11)$$

$$u_{\text{Gf}} = u_{\text{G}}|_{u_{\text{L}}=0} = K_{\text{u}} u_{\text{c}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{L}}}{\rho_{\text{G}}}}, \quad (12)$$

$$u_{\text{c}} = \left[ \frac{(\rho_{\text{L}} - \rho_{\text{G}})g\sigma}{\rho_{\text{L}}^2} \right]^{1/4}, \quad (13)$$

上述各式中:  $u_{\text{c}}$  为特征速度,  $u_{\text{Gf}}$  为静水中的气体上升速度,  $K_{\text{u}}$  为 Kutateladze 数. 特征速度  $u_{\text{c}}$  指单个气泡或液滴在静止流体中由于浮力作用而上升的基础速度. Kutateladze 数是一个无量纲数, 用于表达气体惯性力、浮力与表面张力之间的平衡关系.  $K_{\text{u}}$  在文献中按曲线给出, 拟合的近似表达式为

$$K_{\text{u}} = \begin{cases} 0, & d_0 \leq 2, \\ 3.038 \exp(-\exp(-0.23522(d_0 - 5.48296))), & 2 < d_0 \leq 50, \\ 3.2, & d_0 > 50, \end{cases} \quad (14)$$

$$d_0 = d \left[ \frac{(\rho_{\text{L}} - \rho_{\text{G}})g}{\sigma} \right]^{1/2}. \quad (15)$$

可以得到漂移流速度  $u_{\text{d}}$ :

$$u_{\text{d}} = \frac{1.27(1 - \alpha C_0) C_0 K_{\text{u}} u_{\text{c}}}{\alpha C_0 \sqrt{\rho_{\text{G}}/\rho_{\text{L}}} + 1 - \alpha C_0}, \quad (16)$$

其中

$$K = \begin{cases} K_1 = 1.53/C_0, & \alpha \leq 0.06, \\ \frac{(\alpha - 0.06)K_2 + (0.12 - \alpha)K_1}{0.06}, & 0.06 < \alpha \leq 0.12, \\ K_2 = K_{\text{u}}, & \alpha > 0.12, \end{cases} \quad (17)$$

$\alpha$  和  $u_{\text{d}}$  需要同时满足式(9), 因而可根据  $u_{\text{d}}$  迭代求出  $\alpha$ , 迭代初值可以取均相假设条件下的立管含气率:

$$\alpha = \frac{u_{\text{SG}}}{u_{\text{SL}} + u_{\text{SG}}}. \quad (18)$$

以上过程对  $\alpha_{\text{b}}, \alpha$  都适用. 由于立管底部压力  $p_{\text{b}}$  已按式(1)假设为与流速无关的值, 因此可先求出  $\alpha_{\text{b}}$ , 再求  $\alpha_{\text{t}}$ . 而  $\alpha_{\text{t}}$  需要同时满足式(3)与式(5), 因此是更大一层的迭代求解.

### 3 模型验证

#### 3.1 150 m 实验环路

图4(a)所示的20组工况验证结果如表2所示. 在引入修正参数  $C$  和使用漂移通量模型后, 阀门开度绝对偏差(预测开度减去实验参考开度)范围为  $-1.43\% \sim +3.28\%$ , 平均绝对偏差为  $+0.55\%$ , 稍优于 Fu 等<sup>[24]</sup>的模型 ( $-1.73\% \sim +4.91\%$ , 平均  $+0.61\%$ ). 考虑到调节阀可能存在的“死区”(最大可能到  $+2\%$ ), 这样的偏差范围在实际应用中是可以接受的. 偏差大于  $+2\%$  的点主要出现在  $u_{\text{SG0}} = 0.1 \text{ m/s}$  时的低流速 SS1 流型工况以及  $u_{\text{SG0}} = 1.0 \text{ m/s}$  时的 SS2 流型工况, 主要是因为压差预测误差偏大, 这是气液在垂直管道底部混合导致立管时均重位压降显著低于简单垂直管<sup>[25]</sup>. 由于本文假设  $\overline{\Delta p_{\text{g}}} + \overline{\Delta p_{\text{v}}} = \rho_{\text{L}}gH$ , 立管的平均压降的正偏差会导致阀门压降的负偏差, 最终体现为阀门开度预测值偏大. 尽管如此, 由于本文以液塞流出的时刻作为模型假设, 对阀门压降乘以了大于 1 的系数, 从而减轻了影响, 使偏差在可以接受的范围内. 最大正偏差显著低于 Fu 等<sup>[24]</sup>的预测结果, 如图7(a)所示, 表明基于瞬时压降的节流模型更符合实际物理过程, 实现了两相流参数和单相流参数的合理转化, 并解决了直接使用漂移流模型时结果偏差较大的问题.

表 2 150 m 实验环路验证结果  
Table 2 Validation results for 150 m loop

case number	$u_{SL} / (m/s)$	$u_{SCO} / (m/s)$	experimental valve opening / %	predicted valve opening (Fu et al. <sup>[24]</sup> ) / %	predicted valve opening (this work) / %	absolute deviation / %
1	0.10	0.10	16.67	16.32	17.98	1.31
2	0.10	0.25	17.83	16.09	17.81	-0.02
3	0.10	0.45	17.78	16.40	18.19	0.41
4	0.10	0.60	16.54	16.69	18.60	1.66
5	0.10	1.00	16.98	17.42	19.70	2.72
6	0.25	0.10	22.83	23.67	23.83	1.00
7	0.25	0.25	22.70	22.27	22.58	-0.13
8	0.25	0.45	22.69	21.94	22.21	-0.48
9	0.25	0.60	22.76	21.95	22.26	-0.50
10	0.25	1.00	21.86	22.25	22.75	0.89
11	0.45	0.10	26.79	30.66	29.54	2.75
12	0.45	0.25	25.66	28.13	27.25	1.59
13	0.45	0.45	26.88	27.18	26.35	-0.53
14	0.45	0.60	26.52	26.92	26.10	-0.42
15	0.45	1.00	26.77	26.77	26.08	-0.70
16	0.60	0.10	29.90	34.81	33.18	3.28
17	0.60	0.25	29.69	31.73	30.19	0.50
18	0.60	0.45	28.76	30.41	28.97	0.21
19	0.60	0.60	29.66	29.97	28.55	-1.11
20	0.60	1.00	29.67	29.55	28.24	-1.43

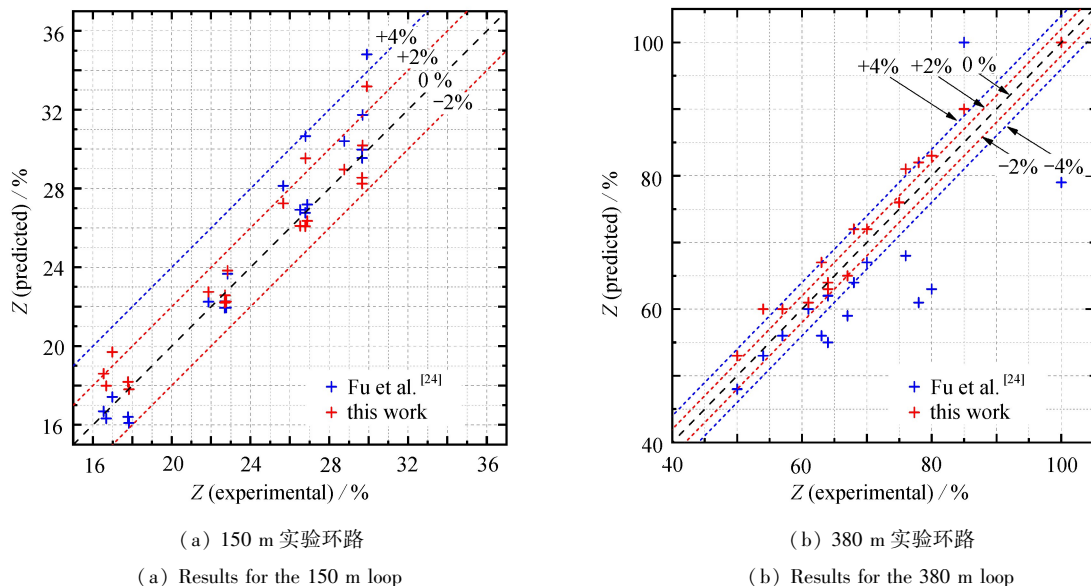


图 7 实验临界开度与预测临界开度比较

Fig. 7 Predicted optimal openings vs. the reference value obtained by manual traversing

### 3.2 380 m 实验环路

在该环路上共开展 17 组验证实验,结果如表 3 所示.在引入修正参数  $C$  和使用漂移通量模型后,阀门开度绝对偏差(预测开度减去实验参考开度)范围为  $-2\% \sim +6\%$ ,平均绝对偏差为  $+1.9\%$ ,显著优于 Fu 等<sup>[24]</sup> 的模型 ( $-21\% \sim +15\%$ ,平均  $-5.0\%$ ).由于该环路立管顶部至分离器间存在下降管,因此实验过程没有明显的双频波动,如图 8 所示.本文以节流阀处液相断流消失的开度作为参考开度,即  $\Delta p_v$  波动的最小值大于 0.图 8

所示工况的参考开度为64%。分离器 $p_s$ 为常压的9个工况,阀门开度预测的偏差范围为-1%~+5%,平均偏差为+1.6%。最大偏差出现在低气速工况下,与150 m环路类似; $u_{SG0} = 6.0$  m/s时的不规则流型工况(稳定流型和不稳定流型交替出现的状态)也出现较大偏差,说明这种流型下的节流差压峰值不能简单按典型严重段塞流节流时的 $C=2$ 考虑。 $p_s \geq 1.0$  MPa的8个工况,阀门开度预测的偏差范围为-2%~+6%,平均偏差为+2.1%,低气速和高气速工况均可能出现较大偏差。不同气压条件下,正偏差的工况数明显多于负偏差,说明下降管的存在将使得消除严重段塞流的阀门开度稍有减小。对以上现象讨论如下:

表3 380 m实验环路验证结果

Table 3 Validation results for the 380 m loop

case number	$u_{SL}/(m/s)$	$u_{SG0}/(m/s)$	$p_s/MPa$	experimental valve opening/%	predicted valve opening (Fu et al. <sup>[24]</sup> )/%	predicted valve opening (this work)/%	absolute deviation/%
1	0.08	0.5	0.1	50	48	53	3
2	0.08	2.5	0.1	64	55	63	-1
3	0.08	6.0	0.1	78	61	82	4
4	0.10	6.0	0.1	80	63	83	3
5	0.20	0.5	0.1	61	60	61	0
6	0.20	1.5	0.1	64	62	64	0
7	0.20	8.0	0.1	100	79	100	0
8	0.45	0.2	0.1	85	100	90	5
9	0.45	5.0	0.1	100	100	100	0
10	0.13	0.5	1.0	57	56	60	3
11	0.13	1.1	1.0	54	53	60	6
12	0.15	4.0	1.0	63	56	67	4
13	0.25	0.4	1.0	75	76	76	1
14	0.25	0.9	1.0	70	67	72	-2
15	0.25	3.0	1.0	68	64	72	4
16	0.19	2.0	1.3	67	59	65	-2
17	0.30	5.0	1.3	76	68	81	5

在气速非常低时,液相在立管底部和下倾管中的积累更加充分,形成的液塞更长。而由于气量不足,立管内的液塞喷发后进入下降管,在阀前再次形成较长的液塞,而气体在立管顶部聚集,待下降管内的液体靠重力流出后,气体才能流出。只有进一步关小阀门、增大阻力,阀门上游管道内的流体才能将积聚在立管顶部内的气体压入下降管并流出阀门,从而消除严重段塞流。即下降管的存在将导致开度减小。另外,低气速下,应用本模型会导致压降波动的峰值与均值之比偏离2,实际比值大于2(如图8的600~1500 s时段所示,放大图如图9所示),预测的峰值压降偏小,而导致计算出的阀门开度偏大。

在高气速下,流型从典型的严重段塞流向不规则流型过渡,液塞长度小于立管高度,喷发阶段气体进入立管时液塞尚未到达立管顶部。液塞到达立管顶部时,已经含有一定的气体。此时,压差峰值与均值的关系可能不完全适用,应用本模型时使用液相密度算出的阻力系数偏小,因此开度偏差主要是正偏差。高气速下,虽然严重段塞流得到缓解,但是大直径管道还能产生水动力段塞(水平管道内形成、高速进入立管喷发),也将在下降管内积聚,需要更小的阀门开度、更大的阻力,以改变更上游水平管道内的水动力段塞形成特性。即下降管的存在将使得消除严重段塞流的阀门开度减小。

### 3.3 海上油田实例

#### 3.3.1 实例1

A油田<sup>[24]</sup>外输FPSO的立管高度为138.9 m,内径为250.9 mm,所用气动调节阀的额定流量系数 $C_{v,max} = 1000$ ,流量特性为“等百分比”型,阀门铭牌上未给出可调比;某工况参数分别为: $p_{sep} = 560$  kPa,  $u_{SG0} = 22.45$  m/s,  $u_{SL} = 0.47$  m/s,  $\rho_{G0} = 1.179$  kg/m<sup>3</sup>,  $\rho_L = 850.7$  kg/m<sup>3</sup>,平均温度 $T = 43.5$  °C。

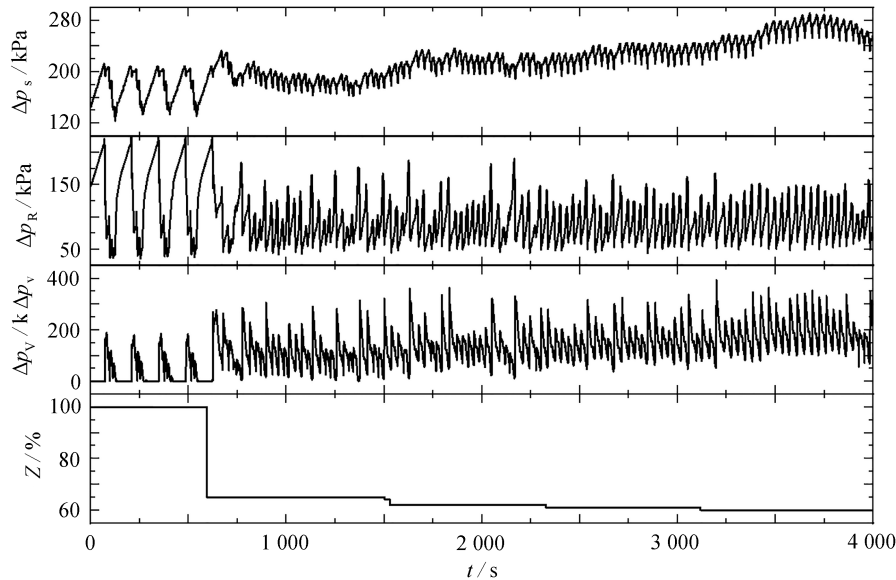


图 8 380 m 实验环路部分气压、压差信号随节流阀开度大小的变化情况

( $u_{SL} = 0.25 \text{ m/s}$ ,  $u_{SG0} = 0.25 \text{ m/s}$ ,  $p_s = 0.1 \text{ MPa}$ )

Fig. 8 The trend plot of pressure and differential pressure signals with the decrease of the valve opening

(380 m loop,  $u_{SL} = 0.25 \text{ m/s}$ ,  $u_{SG0} = 0.25 \text{ m/s}$ )

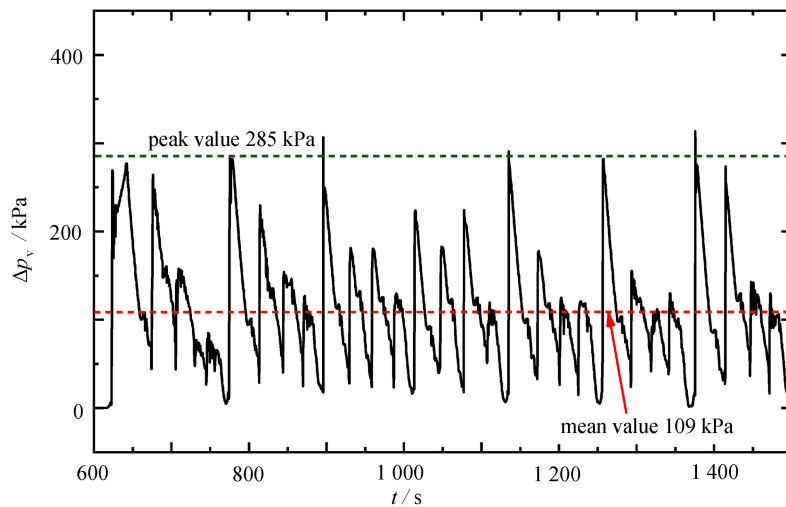


图 9 图 8 在  $t = 600 \sim 1500 \text{ s}$  区间的节流阀压差局部放大图

Fig. 9 The enlarged trend plot of  $\Delta p_v$  in fig. 8 ( $t = 600 \sim 1500 \text{ s}$ )

使用本文构建的模型,求出阀门平均压降的目标值  $\overline{\Delta p_v} = 615 \text{ kPa}$ ,与该工况自动控制后的实测值  $566 \text{ kPa}$  偏差为  $+8.7\%$ 。由于可调比  $R$  未知,分别选用标准中常见的  $30 : 1$  和  $50 : 1$  计算开度。理想“等百分比”特性阀门的流量系数-开度关系式为

$$Z = \frac{100}{\lg R} \lg \frac{C_v R}{C_{v, \max}} \quad (19)$$

当  $R = 30 : 1$  和  $50 : 1$  时,分别算得  $Z = 22.08\%$  和  $32.25\%$ 。该工况控制后的开度为  $34\%$ 。因此,判断该阀门的可调比最可能是  $50 : 1$ 。此时,预测开度与参考开度的偏差不超过  $\pm 2\%$ ;文献[24]预测的开度为  $33.06\%$ 。由于本文以严重段塞流恰好消除时的开度作为最优开度,轻微负偏差并不会引起管内气压的显著升高(参见图 5),偏低的开度可认为是一种更保守的调控策略。

### 3.3.2 实例 2

B 油田外输 FPSO 的立管高度为 128.6 m、内径为 241.3 mm；某工况参数分别为： $p_{\text{sep}} = 1\ 110\ \text{kPa}$ ， $u_{\text{SGO}} = 16.68\ \text{m/s}$ ， $u_{\text{SL}} = 0.21\ \text{m/s}$ ， $\rho_{\text{G0}} = 1.338\ \text{kg/m}^3$ ， $\rho_{\text{L}} = 706.5\ \text{kg/m}^3$ ，平均温度  $T = 34.5\ ^\circ\text{C}$ 。该油田未启动自动控制，人工调节后的节流阀压降波动的最小值、最大值、时均值分别为 285 kPa、715 kPa、502 kPa。

使用本文构建的模型，求出阀门压降的目标值  $\overline{\Delta p_v} = 448\ \text{kPa}$ ，与实测值 502 kPa 的偏差为 -10.7%；峰值压降  $2\ \overline{\Delta p_v} = 896\ \text{kPa}$ ，大于实测值。产生这一偏差的原因是本文模型以严重段塞流恰好消除（出口流量仅瞬时为零）为参照标准，即压降波动的最小值为 0（仅为瞬时出现）。因此，目标压降均值偏小、峰值压降偏大的预测结果符合预期。该结果表明油田人工调节的开度偏保守，这是由于该油田生产要求出口流量波谷值需满足下游用气设备的要求（大于 0 的某一流速值），因此需进一步关小阀门。

### 3.3.3 讨论

需要指出的是，实际平台上，立管顶部至气液分离器间的管道路由可能出现多次升降，且阀门可能安装在路由的凹部。这种情况下，对 150 m 实验环路假想延长，并使用商用一维多相流软件进行数值仿真<sup>[29]</sup>表明，消除严重段塞流所需的流量系数预期将减小 13%~49%（对于  $R = 30 : 1$  和  $50 : 1$  的“等百分比”特性阀门，开度绝对值预期相应减小 4%~20% 和 3%~18%）。380 m 实验环路的验证结果也与此定性相符。然而，数值仿真必须先输入开度，再观察模拟结果的流量、压力等波形，才能判断严重段塞流是否消除。一般的办公电脑使用商用一维多相流软件模拟十几到几十千米的海上油气管道，每个开度需要花费 8~12 小时，还可能因时间步长选取不合理而发散的情况。因此，构建可快速计算的节流模型仍具有突出的实用价值。

## 4 结论和展望

本文开展了海上油气田消除严重段塞流的节流模型研究，建立了严重段塞流消除最佳开度预测模型。通过引入漂移模型，并结合立管出口出现瞬时单相流时的压差特性，使模型中的单相或两相假设与实际更相符，提高了模型预测的准确率。使用两套环路的实验结果及一个现场案例对模型进行了检验，结果总体吻合较好。具体结论如下：

1) 节流调控的目标仍可设定为双频波动的出现，并假定立管内流体的重位压降和节流阀压降的时均值之和等于立管充满静止液体条件下的重位压降。而开度计算需使用节流阀压降的峰值，在严重段塞流刚好消除时，峰值与均值之比  $C = 2$ ，解决了直接使用漂移流模型计算重位压降时开度偏差较大的问题。

2) 所提出的模型对实验室 150 m 和 380 m 环路实验开度结果的预测绝对误差为 -1.43%~+3.28% 和 -2%~+6%，平均偏差分别为 +0.55% 与 +1.8%，具有良好的准确性，也可为动态控制设定开度区间提供可靠参考。油田现场实例的验证偏差小于  $\pm 2\%$ ，且为负偏差，表明该模型具有良好的实用性。

在向油田管道拓展应用时，还应考虑管道路由和阀门安装位置对开度的影响，以及低气速等条件下立管内重位压降的时均值与简单垂直管的偏差，以控制模型误差。此外，在节流阀开度从 100% 或其他较大的数值关小至预测开度时，若关得过快可能产生水击，发生压力过冲。因此，后续还需开展阀门调控策略的研究，以又快又快地消除严重段塞流。

### 参考文献 (References) :

- [1] LI X, XUE Y, DU H, et al. Investigation on leakage detection and localization in gas-liquid stratified flow pipelines based on acoustic method[J]. *Journal of Pipeline Science and Engineering*, 2022, 2(4): 100089.
- [2] SCHMIDT Z. Experimental study of two-phase slug flow in a pipeline-riser pipe system[D]. Tulsa, USA: The University of Tulsa, 1977.
- [3] MALEKZADEH R, HENKES R A W M, MUDDE R F. Severe slugging in a long pipeline-riser system: experiments and predictions[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2012, 46: 9-21.

- [4] BANJARA V, PEREYRA E, AVILA C, et al. Improved severe slugging modeling and mapping[J]. *Geoenergy Science and Engineering*, 2025, **244**: 213446.
- [5] LIU T, ZOU S, WANG H, et al. Cyclic flow cut-off characteristics of gas-liquid two-phase flow in pipeline-riser system and prediction of its occurring condition[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2025, **182**: 105042.
- [6] 张西迎, 李乃良, 陈冰清. 文昌油田集输-S形立管内严重段塞流的分析与控制[J]. 油气储运, 2019, **38**(4): 472-480. (ZHANG Xiyong, LI Nailiang, CHEN Bingqing. Analysis and treatment on the severe slug flow in pipeline S-shaped riser of Wenchang Oilfield[J]. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2019, **38**(4): 472-480. (in Chinese))
- [7] PEDERSEN S, DURDEVIC P, YANG Z. Challenges in slug modeling and control for offshore oil and gas productions: a review study[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2017, **88**: 270-284.
- [8] 李清平, 姚海元, 程兵. 深水流动安全保障技术[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2021: 1-7. (LI Qingping, YAO Haiyuan, CHENG Bing, et al. *Flow Assurance for Deepwater Oil and Gas Fields*[M]. Shanghai: Shanghai Scientific and Technical Publishers, 2021: 1-7. (in Chinese))
- [9] HENRIOT V, COURBOT A, HEINTZÉ E, et al. Simulation of process to control severe slugging: application to the Dunbar pipeline[C]//*SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. Houston, Texas. Richardson: Society of Petroleum Engineers, 1999: SPE-56461-MS.
- [10] HAVRE K, DALSMO M. Active feedback control as a solution to severe slugging[J]. *SPE Production & Facilities*, 2002, **17**(3): 138-148.
- [11] 陈学锋. SZ36-1 油田海管段塞流处理技术研究[D]. 成都: 西南石油学院, 2005. (CHEN Xuefeng. Study on solution to slugging in offshore pipeline in SZ36-1 oil field[D]. Chengdu: Southwest Petroleum Institute, 2005. (in Chinese))
- [12] 姜安, 宁永康. 渤南油气田海底管道段塞流对友谊号原油处理流程的影响及防止措施[J]. 石油天然气学报, 2008, **30**(2): 351-353. (JIANG An, NING Yonggeng. Influence of slugging in subsea pipeline on the process of crude oil in "Bohai Youyi" fpso in bonan oil and gas field and preventive measures[J]. *Journal of Oil and Gas Technology*, 2008, **30**(2): 351-353. (in Chinese))
- [13] 李忠亮, 罗京, 卢进良. BZ25-1 油田段塞流影响分析和应对措施的应用[J]. 中国造船, 2012, **53**(S2): 310-315. (LI Zhongliang, LUO Jing, LU Jinliang. Application and analysis about affection and treatment of slug flow in BZ25-1 oil field[J]. *Shipbuilding of China*, 2012, **53**(S2): 310-315. (in Chinese))
- [14] 郭庆丰. 严重段塞流对 JZ25-1S 油田群生产的影响及对策[J]. 中国海洋平台, 2014, **29**(6): 5-9. (GUO Qingfeng. The influence of sever slugging to the production of JZ25-1S oilfield group and its countermeasures[J]. *China Offshore Platform*, 2014, **29**(6): 5-9. (in Chinese))
- [15] 李长俊, 吴畏, 张黎. 渤西油田严重段塞流控制措施数值模拟[J]. 油气储运, 2018, **37**(1): 95-100. (LI Changjun, WU Wei, ZHANG Li. Numerical simulation on control measures of severe slug flow in Boxi Oilfield [J]. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2018, **37**(1): 95-100. (in Chinese))
- [16] NNABUIFE S G, TANDO H, WHIDBORNE J F. Slug flow control using topside measurements: a review[J]. *Chemical Engineering Journal Advances*, 2022, **9**: 100204.
- [17] OGAZI A. Multiphase severe slug control[D]. Cranfield, UK: Cranfield University, 2011.
- [18] JAHANSHAH E, SKOGESTAD S. Simplified dynamical models for control of severe slugging in multiphase risers[J]. *IFAC Proceedings Volumes*, 2011, **44**(1): 1634-1639.
- [19] PARK K H, KIM T W, KIM Y J, et al. Experimental investigation of model-based IMC control of severe slugging[J]. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2021, **204**: 108732.
- [20] WANG H, ZOU S, LIU T, et al. Experimental investigation of online solving for critical valve opening for eliminating severe slugging in pipeline-riser systems[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2024, **110**: 109584.

- [21] TAITEL Y. Stability of severe slugging[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1986, **12**(2): 203-217.
- [22] JANSEN F E, SHOHAM O, TAITEL Y. The elimination of severe slugging: experiments and modeling[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1996, **22**(6): 1055-1072.
- [23] FADAIRO A, OBI C, LING K, et al. An improved model for severe slugging stability criteria in offshore pipeline-riser systems[J]. *Petroleum Research*, 2022, **7**(3): 318-328.
- [24] FU J, WU Q, SUN J, et al. The prediction of the valve opening required for slugging control in offshore pipeline risers based on empirical closures and valve characteristics[J]. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2025, **13**(5): 981.
- [25] ZOU S, YAO T, GUO L, et al. Non-uniformity of gas/liquid flow in a riser and impact of operation and pipe configuration on slugging characteristics[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, **96**: 329-346.
- [26] 孔祥伟, 林元华, 邱伊婕, 等. 气侵钻井过程中井底衡压的节流阀开度控制研究[J]. 应用数学和力学, 2014, **35**(5): 572-580. (KONG Xiangwei, LIN Yuanhua, QIU Yijie, et al. Research on the throttle valve opening degree control to keep bottomhole pressure in balance when gas influx occurs during drilling operations[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2014, **35**(5): 572-580. (in Chinese))
- [27] 杨鹏飞, 毛良杰, 杨森, 等. 基于井筒多相流理论的复杂结构井动态压井过程中的井筒压力研究[J]. 应用数学和力学, 2025, **46**(2): 254-270. (YANG Pengfei, MAO Liangjie, YANG Sen, et al. Research on wellbore pressure in the dynamic killing process for complex structure wells based on the wellbore multiphase flow theory [J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2025, **46**(2): 254-270. (in Chinese))
- [28] SHI H, HOLMES J A, DURLOFSKY L J, et al. Drift-flux modeling of two-phase flow in wellbores[J]. *SPE Journal*, 2005, **10**(1): 24-33.
- [29] 许路寒, 杨博, 邹遂丰, 等. 节流阀安装位置对严重段塞流调控效果影响研究[C]//2024年中国工程热物理学会多相流学术会议论文集. 天津: 中国工程热物理学会, 2024: 65-036. (XU Luhan, YANG Bo, ZOU Suifeng, et al. Study on effects of valve installation position on control of severe slugging control[C]//*Proceedings of 2024 CSET Multiphase Flow Conference*. Tianjin: Chinese Society of Engineering Thermophysics, 2024: 65-036. (in Chinese))