DOI: 10.3901/JME.2019.10.226

气液混合流体的体积弹性模量理论模型研究*

袁晓明^{1,2} 王 储^{1,2} 赵士宜^{1,2} 张立杰^{1,2}

(1. 燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制重点实验室 秦皇岛 066004;
2. 燕山大学先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室 秦皇岛 066004)

摘要: 气液混合流体的体积弹性模量是流体本身的物理性质, 直接影响流体传动的准确性、快速性和稳定性。建立准确的气液混合流体体积弹性模量理论模型是实现流体机械设计和优化的基础, 具有重要的理论和工程应用价值。通过分析流体空化演变过程, 在亨利定律的基础上, 运用五次多项式法建立流体内气相组分含量与压力间的数学模型, 推导出气液混合流体体积弹性模量理论模型(Model1)。结合物理试验样本数据, 选取三种流体体积弹性模量理论模型与 Model1 的计算结果进行对比, 并分析初始含气量和流体压力对气液混合流体体积弹性模量的影响规律。研究表明: Wylie 与 Nykanen 模型在等温条件下的体积弹性模量差别很小, 在全压力范围内的体积弹性模量均比较接近; Ruan 模型在高压区的体积模量预测结果偏大, 而在低压区与 Wylie 模型比较接近; 所建立的 Model1 模型的体积弹性模量预测结果与物理试验实测点更接近, 且在考虑低压区流体呈现气态特性的基础上, 给出了更加准确的低压区气液混合流体体积弹性模量预测方法。本项研究可为建立准确的气液混合流体体积弹性模量理论模型提供参考。

关键词: 气液混合流体; 体积弹性模量; 理论模型; 空化; 饱和蒸汽压

中图分类号: TG156

Investigation on Bulk Elastic Modulus of Air and Liquid Mixing Fluid

YUAN Xiaoming^{1,2} WANG Chu^{1,2} ZHAO Shiyi^{1,2} ZHANG Lijie^{1,2}

(1. Hebei Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control,
Yanshan university, Qinhuangdao 066004;
2. Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract: The bulk elastic modulus of the air and liquid mixing fluid is the inherent physical property, and it has direct effects on the accuracy, rapidity and stability of fluid driving. An accurate model to calculate the bulk elastic modulus is the basis for the design and optimization of the fluid machinery, and it is of great value to the theory and engineering. By analysing the evolution process of the cavitation in the fluid and Henry's law, a quintic polynomial is proposed to fit the theoretical relationship air content and pressure, and then a theoretical model (Model1) to calculate the bulk elastic modulus of the air and liquid mixing fluid is obtained. Compared with the experimental date, the results of different models are analysed and the effects of the pressure and air content on the fluid bulk elastic modulus are revealed. The investigation shows that Wylie and Nykanen models have a little difference under isothermal conditions, and the bulk elastic modulus of both are approximate within the full pressure range; the values of Ruan model are larger within high pressure range and close to the values of Wylie model within low pressure range; the values of Model1 is the closest model to the experimental data, and it provides a more accurate method to predict the bulk elastic modulus of the fluid within law pressure range, in which the liquid phase will turn into gas phase. The investigation will provide the reference to a better prediction of the bulk elastic modulus of the air and liquid mixing fluid.

Key words: air and liquid mixing fluid; bulk elastic modulus; theoretical model; cavitation; saturated vapor pressure

* 国家自然科学基金(51805468)、河北省自然科学基金(E2017203129)、燕山大学基础研究专项(16LGB001)和燕山大学博士基金(B934)资助项目。
20181109 收到初稿, 20190227 收到修改稿

0 前言

气液混合流体的体积弹性模量随着流体压力、温度、含气量与流体类型的变化而变化^[1], 且体积弹性模量直接决定了流体传动系统的模态固有频率与阻尼比, 进而影响流体传动与控制系统的稳态和动态性能^[2-3]。常用的流体体积弹性模量计算公式将流体内自由气体含量视为常数, 这种方法适用于对分析精度要求不高的场合或体积弹性模量变化相对较小的静态或准静态流体传动系统。但在动态流体传动系统中, 系统会因温度或压力突变致使流体的体积弹性模量发生变化, 尤其是低压或高温会导致流体的空化与汽化现象, 对流体传动产生不利性能。此外, 对于存在高精度、高动态响应和高稳定性要求的系统, 流体内气液相混合状态直接影响系统响应的准确性、快速性与稳定性。因此, 设计分析高性能流体传动系统, 考虑温度与压力是十分重要的。

综合考虑压力、温度和含气量的影响, 国内外学者对气液混合流体体积弹性模量理论模型和试验进行了研究。Singhal 提出了流体蒸汽质量分数的组分输运方程, 并基于 Rayleigh-Plesset 理论确定了输运方程的源项, 成为描述流体内气泡行为的有力工具^[4-5]; 基于流体含气量不变的假设, Wylie 模型^[6]与 Nykanen 模型^[7]给出了气液混合流体体积弹性模量计算方法, 两种模型适用于压力和温度较小的气液混合流体, 差别主要在于流体内气体的多变过程。Ruan 建立了含气量随压力变化的空化模型, 通过变质量法对模型进行了验证, 但该理论模型未考虑蒸汽对流体属性的影响, 且由于流量非恒定、流量传感器精度低而导致所测得的试验结果精度相对较低^[8]。YANG 等^[9]考虑了容器刚度等因素, 建立了流体的等效刚度模型, 在等温条件下对气液混合流体的体积弹性进行了测量, 因为采用了变体积代替了变质量的试验方法, 所以其试验结果较精确。

拟采用集中参数法思想, 综合考虑空气与蒸汽的析出与消解过程, 针对等温过程, 建立了一种改进型气液混合流体体积弹性模量的理论模型, 通过理论与样本数据对比验证理论模型的准确性, 并分析流体压力以及初始含气量的变化对气液混合流体体积弹性模量的影响规律, 从而为提高气液混合流体本构模型的准确性提供理论依据。

1 气液混合流体组分变化过程

流体的气液状态会随温度与压力的变化而变

化。在一定温度下, 当液体压力低于某值时, 溶解的空气会突然迅速分离出来, 产生大量气泡, 此压力为该温度下的空气分离压; 当压力继续下降而低于某值时, 液体本身迅速汽化, 产生大量蒸汽, 此压力为该温度下的饱和蒸汽压, 其大小与温度成正比。一般情况下, 液体体积弹性模量是指液体压力高于空气分离压时的体积弹性模量, 此时空气全部溶解于水, 且不掺混自由气体。

不同温度和压力下气液混合流体组分相变情况如图 1 所示, 图中实线为各物态转换的临界线。当某位置流体的压力低于空气分离压时, 原来溶解在液体中的空气就会游离出来, 使液体产生大量的气泡, 该现象可定义为气体空化现象。当压力降低到饱和蒸汽压力以下, 液体会蒸发产生蒸汽, 使空化现象更加明显, 该现象可定义为蒸汽空化现象。此外, 当温度升高到沸点, 液体会发生沸腾产生蒸汽。针对实际工况下的流体机械, 一般在稳态工作过程中流体的温度变化不大, 因此, 拟研究在一定温度条件下, 流体组分状态随流体压力的变化规律。

图 1 不同温度和压力下气液混合流体组分相变图

宏观上流体的饱和蒸汽压并非是一个确切数值, 而是一定的压力范围。为了较准确地确定流体汽化的压力范围, 定义了低饱和蒸汽压与高饱和蒸汽压。在一定温度下, 液体开始发生汽化的压力为高饱和蒸汽压; 液体完全汽化为蒸汽的压力为低饱和蒸汽压。在一定温度下, 气液混合流体组分随压力变化情况如图 2 所示。

图 2 气液混合流体组分随压力变化示意图

综合图 1 和图 2 可知, 气液混合流体是由液体, 自由气体以及蒸汽所组成的混合物。当压力降低时, 溶解在液体中的气体将以自由气体的形式析出; 当

压力升高, 自由气体将再次溶解于液体。除了气体的析出与溶解, 流体自身也会因压力降至饱和蒸汽压或温度升高至沸点而蒸发汽化。

由图 2 可知, 在一定温度下, 压力的变化引起气液混合流体存在四种不同的组分。

(1) 当流体压力高于空气分离压时, 气体全部溶于水, 此时流体体积与液体体积相同。

(2) 当流体压力处于高饱和蒸汽压与空气分离压之间时, 气体以自由气体的形式析出, 此时流体为液体与自由气体的混合物。

(3) 当流体压力处于高饱和蒸汽压与低饱和蒸汽压之间时, 气相是全部的自由气体与逐渐汽化的蒸汽, 此时流体为液体、自由气体与蒸汽的混合物。

(4) 当流体压力处于低饱和蒸汽压之下, 流体为自由气体与蒸汽组成的混合物。

综上所述, 在一定温度下, 流体组分随着压力的变化发生改变。流体组分可通过流体自由气体体积分数和蒸汽的质量分数确定。由亨利定律可知, 在一定温度下, 流体自由气体体积分数和蒸汽质量分数是随压力递减的线性函数。但是, 若流体内的气相组分按照亨利定律变化, 则自由气体体积分数和蒸汽质量分数对压力的导数在两个端点位置不连续。此外, 当流体压力变化时, 实际流体气相组分并非严格按照亨利定律变化。例如, 当流体压力降低到空气分离压以下时, 流体实际的含气量小于亨利定律的理论值。基于五次多项式法, 建立了流体气相组分与压力的函数关系, 保证了函数对压力求导的稳定性, 且更接近实际流体气相组分的变化过程, 其变化曲线如图 3 所示。

图 3 气液混合流体组分随压力变化示意图

图 3 中, p_{sat} 、 p_{vap}^H 与 p_{vap}^L 分别是空气分离压, 高饱和蒸汽压与低饱和蒸汽压; $\theta(p)$ 与 $\varphi(p)$ 分别是自由气体体积分与液体蒸汽质量分数。流体自由气体体积分

$$\theta(p) =$$

$$\begin{cases} 0 & p \geq p_{\text{sat}} \\ 1 - 10y_{\theta}^3 + 15y_{\theta}^4 - 6y_{\theta}^5 & p_{\text{vap}}^H \leq p < p_{\text{sat}} \\ 1 & p < p_{\text{vap}}^H \end{cases} \quad (1)$$

$$y_{\theta} = \frac{p - p_{\text{vap}}^H}{p_{\text{sat}} - p_{\text{vap}}^H} \quad (2)$$

蒸汽的质量分数与压力的数学关系可表示为

$$\varphi(p) =$$

$$\begin{cases} 0 & p \geq p_{\text{vap}}^H \\ 1 - 10y_{\varphi}^3 + 15y_{\varphi}^4 - 6y_{\varphi}^5 & p_{\text{vap}}^L \leq p < p_{\text{vap}}^H \\ 1 & p < p_{\text{vap}}^L \end{cases} \quad (3)$$

$$y_{\varphi} = \frac{p - p_{\text{vap}}^L}{p_{\text{vap}}^H - p_{\text{vap}}^L} \quad (4)$$

2 理论模型

为了计算流体的体积弹性模量等属性参数, 基于气液混合流体组分变化理论, 提出以下假设。

(1) 采用集中参数法, 取单位体积流体为控制体, 即忽略液体含气量、空气分离压和饱和蒸汽压随时间和位置变化。

(2) 液体的压缩与膨胀过程为等温过程, 即忽略温度对流体体积弹性模量的影响。

(3) 容器为刚体, 忽略容器刚度对流体体积弹性模量的影响。

(4) 气体为理想气体, 变化过程满足气体多变状态方程。

(5) 气体溶解或释放不改变液体体积。

(6) 忽略压力对液体的体积弹性模量的影响。

2.1 液体的物理参数

体积弹性模量是指液体在实际工作过程中的压缩特性, 在温度不变的条件下, 体积弹性模量与体积压缩系数的关系如式(5)所示

$$B_1 = -V_1 \frac{\Delta p}{\Delta V_1} \quad (5)$$

式中, B_1 为液体的正切体积弹性模量; V_1 为液体的体积。若以 ρ_1 表示液体的密度, 则式(5)可表示为

$$B_1 = \frac{\rho_1 \Delta p}{\Delta \rho} = \frac{\rho_1 dp}{d\rho} \quad (6)$$

将式(6)进行积分, 以标准条件为初始条件, 则液体的密度为

$$\rho_1(p, T) = \rho_1(p_{\text{atm}}, T) \times \exp \left[\int_{p_{\text{atm}}}^p \frac{dp}{B_1(p, T)} \right] \quad (7)$$

由假设式(6)可得

$$\rho_l(p, T) = \rho_l(p_{\text{atm}}, T) \times \exp \left[\int_{p_{\text{atm}}}^p \frac{dp}{B_l(p_{\text{atm}}, T)} \right] \quad (8)$$

若考虑液体的体积弹性模量随温度与压力变化, 根据修正关系可知^[10]

$$B_l = B_{\text{ref}} + m\Delta p + n\Delta T \quad (9)$$

式中, B_{ref} 是标准条件下的纯液体体积弹性模量; m 和 n 分别是体积弹性模量相对于压力与温度变化的比例系数。

2.2 自由气体的物理参数

在常温常压下, 气液混合流体中自由气体的含量较少, 相互作用力较弱, 可认为是理想气体。根据假设式(2)与式(4), 理想气体的状态方程为

$$\frac{p}{\rho} = \frac{RT}{M} \quad (10)$$

式中, R 为摩尔气体常数; M 为气体摩尔质量。在等温条件下, 自由气体或蒸汽的气体常数与摩尔质量为定值, 因此有

$$p = K\rho \quad (11)$$

式中, $K = \frac{RT}{M}$, 且为常数。

将式(11)进行微分变换得

$$dp = Kd\rho = \frac{p}{\rho} d\rho \quad (12)$$

则理想气体的体积弹性模量与压强的关系为

$$B = p \quad (13)$$

由此可知, 流体中气体与蒸汽的体积弹性模量在数值上等于气体所处压强。

以标准条件下的气体密度为参考, 在等温条件下, 气体密度与压强与温度的关系为

$$\rho_{\text{air}}(p, T) = \rho_{\text{air}}(p_{\text{atm}}, T_0) \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_{\text{atm}}} \quad (14)$$

以标准条件下的气体体积为参考, 则不同温度与压强下, 气体体积为

$$V_{\text{air}}(p, T) = V_{\text{air}}(p_{\text{atm}}, T_0) \cdot \frac{T}{T_0} \cdot \frac{p_{\text{atm}}}{p} \quad (15)$$

2.3 蒸汽的物理参数

蒸汽的理想气体状态方程与自由气体相似, 在等温条件下, 蒸汽密度与压力的关系为

$$\rho_v = \frac{pM}{RT} \quad (16)$$

以标准条件下的蒸汽密度为参考, 则不同温度

与压强下的蒸汽密度为

$$\rho_v(p, T) = \rho_v(p_{\text{atm}}, T_0) \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_{\text{atm}}} \quad (17)$$

以标准条件下的蒸汽体积为参考, 则不同温度与压强下的蒸汽体积为

$$V_v(p, T) = V_v(p_{\text{atm}}, T_0) \cdot \frac{T}{T_0} \cdot \frac{p_{\text{atm}}}{p} \quad (18)$$

2.4 气液混合流体的体积弹性模量模型

在常温常压下, 流体中不可避免地掺混气体, 该气体可分为自由气体与溶解气体。气体分子通常比液体分子小, 且液体分子之间的体积远大于气体分子体积, 因此溶解气体不会改变液体的体积, 但根据质量守恒关系, 溶解气体会增加气体的质量。流体的初始含气量, 即标准状态下的流体中气体体积分数为

$$x = \frac{V_g(p_{\text{atm}}, T_0)}{V_l(p_{\text{atm}}, T_0) + V_g(p_{\text{atm}}, T_0)} \quad (19)$$

式中, $V_g(p_{\text{atm}}, T_0)$ 为标准状态下的气体体积, 包含溶解气体以及自由气体; $V_l(p_{\text{atm}}, T_0)$ 为标准状态下的液体体积, 根据假设式(1), 其值取为 1。

标准条件下的气体体积可表示为

$$V_g(p_{\text{atm}}, T_0) = \frac{x}{1-x} \quad (20)$$

低压条件下流体的密度可表示为

$$\rho_f = \frac{m_f}{V_f} = \frac{m_l + m_g + m_v}{V_l + V_u + V_v} \quad (21)$$

式中, ρ_f 、 m_f 和 V_f 分别是流体密度、流体质量与流体体积; m_l 、 m_g 和 m_v 分别是液体质量、气体质量和蒸汽质量; V_l 、 V_u 和 V_v 分别是液体体积、自由气体体积和蒸汽体积。

根据流体的组分物理参数, 有

$$\begin{cases} m_l = (1 - \varphi(p))\rho_l(p_{\text{atm}}, T_0) \\ m_g = \frac{x}{1-x}\rho_g(p_{\text{atm}}, T_0) \\ m_v = \varphi(p)\rho_l(p_{\text{atm}}, T_0) \end{cases} \quad (22)$$

$$\begin{cases} V_l = \frac{(1 - \varphi(p))\rho_l(p_{\text{atm}}, T_0)}{\rho_l(p_{\text{atm}}, T) \exp \left(\frac{p - p_{\text{atm}}}{B_l(p_{\text{atm}}, T)} \right)} \\ V_u = \theta(p) \frac{x}{1-x} \frac{p_{\text{atm}}}{p} \cdot \frac{T}{T_0} \\ V_v = \frac{m_v}{\rho_v} = \varphi(p) \frac{\rho_l(p_{\text{atm}}, T_0)}{\rho_v(p_{\text{atm}}, T_0)} \frac{p_{\text{vap}}^H}{p} \frac{T}{T_0} \end{cases} \quad (23)$$

将式(22)和(23)代入式(21), 得到流体密度

$$\rho_f = \frac{C_1}{C_2 \cdot \frac{1-\varphi(p)}{\rho_l(p,T)} + C_3 \cdot \frac{\theta(p)}{p} + C_4 \cdot \frac{\varphi(p)}{p}} \quad (24)$$

式(24)中的各参数可表示为

$$\begin{cases} C_1 = (1-x)\rho_l(p_{\text{atm}}, T_0) + x\rho_g(p_{\text{atm}}, T_0) \\ C_2 = (1-x)\rho_l(p_{\text{atm}}, T_0) \\ C_3(T) = x \cdot p_{\text{atm}} \cdot \frac{T}{T_0} \\ C_4(T) = (1-x) \cdot p_{\text{vap}}^H \cdot \frac{\rho_l(p_{\text{atm}}, T_0)}{\rho_v(p_{\text{vap}}^H, T_0)} \cdot \frac{T}{T_0} \end{cases} \quad (25)$$

综合式(19)~(25)可知, 可得

$$B_f = \rho_f \frac{dp}{dp} = \frac{C_1}{D} \frac{dp}{d\left(\frac{C_1}{D}\right)} = -\frac{D}{\frac{dD}{dp}} \quad (26)$$

$$D = C_2 \cdot \frac{1-\varphi(p)}{\rho_l(p,T)} + C_3 \cdot \frac{\theta(p)}{p} + C_4 \cdot \frac{\varphi(p)}{p} \quad (27)$$

将式(27)代入式(26), 可确定流体体积弹性模量为

$$B_f = \frac{C_2 \cdot \frac{1-\varphi(p)}{\rho_l(p,T)} + C_3 \cdot \frac{\theta(p)}{p} + C_4 \cdot \frac{\varphi(p)}{p}}{\left[\frac{C_2}{\rho_l(p,T)} \left(\frac{d\varphi(p)}{dp} + \frac{1-\varphi(p)}{B_l(p,T)} \right) + \frac{C_3}{p} \left(\frac{1}{p} \theta(p) - \frac{d\theta(p)}{dp} \right) + \frac{C_4}{p} \left(\frac{1}{p} \varphi(p) - \frac{d\varphi(p)}{dp} \right) \right]} \quad (28)$$

3 不同模型计算结果对比与试验验证

选取标准大气压下, 40 °C 的 L-HM46 耐磨液压油为试验样本, 结合试验数据^[9,11], 并通过与不同体积弹性模量模型比较对理论结果进行验证。液压油相关参数如表 1 所示, 各模型确定的气液混合流体体积弹性模量与压力的关系曲线和试验样本数据点的对比如图 4 所示^[12]。

表 1 流体体积弹性模量算例参数

参数	数值	参数	数值
体积弹性模量/MPa	1 700	初始含气量(%)	1
油液密度/(kg · m ⁻³)	850	空气分离压/MPa	8.5
空气密度/(kg · m ⁻³)	1.2	高饱和蒸汽压/MPa	0.05
油液蒸汽密度/(kg · m ⁻³)	10.62	低饱和蒸汽压/MPa	0.04

由图 4 可知, 当流体压力处于空气分离压以下时, 由 Wylie 模型与 Nykanen 模型确定的体积弹性

图 4 各模型与试验样本体积弹性模量对比图

模量结果差别很小, 两条曲线接近重合, 这是由于两种模型均不考虑自由气体含量随压力的变化, 即含气量保持不变。由 Ruan 模型^[14]确定的体积弹性模量计算值略大于 Wylie 模型与 Nykanen 模型的计算值, 这是由于 Ruan 模型考虑了气体溶解率随压力的升高而增大的性质, 因此在较低压力段仍具有较大的体积弹性模量。当压力接近空气分离压时, Ruan 模型的体积弹性模量接近纯油液的体积弹性模量。通过数据分析, Ruan 模型的最大误差为 0.21, 而 Wylie 模型与 Nykanen 模型的最大误差接近, 均为 0.18。

对于 Model1, 当流体的压力低于 2 MPa 时, 其结果与其他模型结果差异很小, 且与试验样本数据均较为接近; 在流体的压力处于 2 MPa 和 6.5 MPa 之间时, Model1 所确定的流体含气量较大, 与其他模型相比其体积弹性模量较小, 且与试验数据点更接近; 当压力高于 6.5 MPa 时, 由于自由气体含气量变低, 此时 Model1 的体积弹性模量高于保持含气量恒定的 Wylie 与 Nykane 模型, 且与 Ruan 模型以及样本数据较为接近。因此, 对比其他理论模型, Model1 的理论结果更接近样本数据点, 且变化趋势与数据点一致, 其最大误差为 0.13。

各个模型之间的差别主要是在一定温度条件下, 流体自由气体体积分数和蒸汽质量分数随压力变化的趋势不同。Model1 模型采用五次多项式拟合压力在低饱和蒸汽压到高饱和蒸汽压, 以及高饱和蒸汽压到空气分离压之间变化时压力和自由气体体积分数与蒸汽质量分数间的关系, 不仅保持了在各压力节点位置体积弹性模量的连续性, 同时 Model1 模型的计算结果在各压力段均更接近试验结果, 与其它理论计算模型相比, 与试验间的误差更小。当压力高于空气分离压 8.5 MPa 时, 自由气体全部溶解于油液中, 其含量不再发生变化, 因此, 各理论计算结果与试验数据均比较接近。

如图 5 所示为压力在 0~0.08 MPa 范围内各模型所确定的气液混合流体体积弹性模量和压力间关

系的曲线。由于试验条件的限制,无法获取极低压区域油液的体积弹性模量的测量值。由图9可知,当压力大于0.05 MPa时,Model1与其他模型所确定的体积弹性模量结果非常接近,最大误差仅为0.02。当压力小于0.05 MPa时,Model1与其他模型所确定的体积弹性模量结果相差较大,这是由于其它模型未考虑当压力低于高饱和蒸汽压时,实际流体由于汽化现象会导致其体积弹性模量迅速降低。当压力低于0.04 MPa时,Model1的体积弹性模量数值上与气体压力相等,与实际流体状况相符。

图5 低压区的体积弹性模量计算结果

综上,与现有气液混合流体体积弹性模量模型相比,所提出的改进模型Model1,在高压区与试验样本数据接近,且在低压区可以更好地反映实际情况下气液混合流体的体积弹性模量。

4 影响因素分析

在等温条件下,对气液混合流体的体积弹性模量影响最大的因素主要有初始含气量和压力。结合表1中的算例参数,通过改变气液混合流体内的初始含气量与压力,确定体积弹性模量的变化规律。

4.1 初始含气量对流体属性的影响

如图6所示为不同流体压力下,气液混合流体的体积弹性模量随初始含气量的变化规律。当流体

图6 不同压力下流体体积弹性模量随初始含气量的变化图

压力低于空气分离压时,流体的体积弹性模量随着初始含气量增加呈下降趋势。在相同含气量条件下,若流体压力越高,其体积弹性模量越大;当流体压力达到或超过空气分离压时,流体初始含气量对流体的体积弹性模量几乎没有影响。

如图7所示为不同流体压力下,气液混合流体的密度随着流体初始含气量的变化规律。当流体压力低于空气分离压时,流体密度随着含气量的增加呈近似线性下降趋势,且在相同含气量的条件下,流体压力越高,其密度越大;当流体压力达到或超过空气分离压时,流体初始含气量对流体密度没有影响。

图7 不同压力下流体密度随初始含气量的变化图

4.2 压力对流体属性的影响

如图8所示为不同初始含气量的气液混合流体的体积弹性模量随流体压力的曲线图。由图可知,在初始含气量一定的条件下,流体体积弹性模量随着流体压力的增加而增加,在流体压力达到空气分离压时,体积弹性模量达到最大值,且在压力继续升高到超过空气分离压的任何压力下,气液混合流体的体积弹性模量不发生变化。初始含气量较低的流体在低压段的曲线斜率较大,在高压段斜率较小,表现凸函数的特征;而初始含气量较高的流体在低压段的曲线斜率较小,在高压段斜率较大,表现凹函数的特征。

图8 不同含气量下流体体积弹性模量随流体压力的变化图

如图 9 所示为不同初始含气量的气液混合流体的密度随流体压力的变化图。由图 9 可知, 在初始含气量一定的条件下, 流体密度随着流体压力的增加而增加。在流体压力达到空气分离压时, 其流体密度达到最大值, 且在压力继续升高到超过空气分离压的任何压力下, 气液混合流体的密度不发生变化。压力由零增大到空气分离压的过程中, 初始含气量越小, 气液混合流体的密度达到最大值所对应的压力越小。

图 9 不同含气量下流体密度随流体压力的变化图

5 结论

(1) 通过分析气液混合流体的组分变化过程, 在亨利定律的基础上, 基于五次多项式法建立了气相组分含量与压力间的数学模型, 建立了气液混合流体体积弹性模量理论模型(Model1)。

(2) 结合样本试验数据, 选取现有三种油液体积弹性模量理论模型, 与 Model1 的体积弹性模量进行对比。结果表明: 在高压区域, Wylie 模型与 Nykanen 模型所确定的体积弹性模量无明显差别; Ruan 模型考虑了气体溶解率随压力的升高而增大的过程, 其体积模量计算结果稍大; Model1 模型的计算结果与实测点最接近, 且整体变化趋势与数据点一致。在极低压区域, 当压力低于高饱和蒸汽压时, Model1 的预测结果接近流体实际状况, 尤其当流体压力低于低饱和蒸汽压时, Model1 的预测结果在数值上与流体内气体的所处环境压力相同, 其预测结果更接近实际。

(3) 分析了初始含气量与流体压力对气液混合流体的密度与体积弹性模量的影响规律。在一定压力条件下, 流体的初始含气量越大, 其流体密度与体积弹性模量越小; 在一定初始含气量下, 流体压力越大, 其流体密度与体积弹性模量越大。当流体压力高于空气分离压时, 其体积弹性模量与密度不发生变化。

参 考 文 献

[1] BHAKTA T, AVSETH P, LANDRØ M. Sensitivity

analysis of effective fluid and rock bulk modulus due to changes in pore pressure, temperature and saturation[J]. Journal of Applied Geophysics, 2016, 135: 77-89.

- [2] CHEN Y, WANG N, GU L. On-line measuring method of effective bulk modulus in hydraulic system based on frequency analysis[J]. International Journal of Fluid Machinery & Systems, 2018, 11(1): 13-20.
- [3] ZHOU J, VACCA A, MANHARTSGRUBER B. A novel approach for the prediction of dynamic features of air release and absorption in hydraulic oils[J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(9): 1790-1791.
- [4] SINGHAL A. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. Journal of Fluids Eng., 2002, 124(3): 617-624.
- [5] ZHAO Yu, WANG Guoyu, HUANG Biao, et al. A cavitation model for computations of unsteady cavitating flows[J]. Acta Mechanica Sinica, 2016, 32(2): 273-283.
- [6] WYLIE E B, STREETER V L. Fluid transients[M]. Osborne McGraw-Hill, 1978.
- [7] 魏超, 周俊杰, 苑士华. 液压油体积弹性模量稳态模型与动态模型的对比[J]. 兵工学报, 2015, 36(7): 1153-1159.
- [8] RUAN J, BURTON R. Bulk modulus of air content oil in a hydraulic cylinder[C]//ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition Nov. 5-10, 2006. Fluid Power Systems and Technology, 2006: 259-269.
- [9] YANG Huayong, FENG Bin, GONG Guofang. Measurement of effective fluid bulk modulus in hydraulic system[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2011, 133(6): 061021.
- [10] HRUZIK L, VASINA M, BURECEK A. Evaluation of bulk modulus of oil system with hydraulic line[C]// European Physical Journal Conferences. EDP Sciences, 2013: 333-336.
- [11] KIM S, MURRENHOFF H. Measurement of effective bulk modulus for hydraulic oil at low pressure[J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(2): 021201.
- [12] 路甬祥. 液压气动技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.

LU Yongxiang. Hydraulic pneumatic technical manual[M]. Beijing: China Machine Press, 2002.

作者简介: 袁晓明, 男, 1984 年出生, 博士, 讲师, 硕士研究生导师。主要研究方向为电磁发射器设计与优化、离散元技术及应用和流体传动与控制。

E-mail: xiaomingbingbing@163.com

张立杰(通信作者), 男, 1969 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为液压测控技术、机器人技术和电磁发射器设计与优化。

E-mail: ljzhang@ysu.edu.cn