DOI: 10.3901/JME.2020.04.209

气液混合流体动态体积弹性模量理论模型研究^{*}

袁晓明^{1,2,3} 王 储^{1,2} 朱 轩^{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. 先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室(燕山大学) 秦皇岛 066004;
3. 浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室 杭州 310027)

摘要: 体积弹性模量是气液混合流体的基本属性之一,但现有模型与流体压缩和膨胀过程中动态体积弹性模量的匹配度仍有待进一步提高。采用集中参数法,以完全空化模型为基础,结合改进的 Henry 定律和气体多变过程方程,确定气液混合流体动态体积弹性模量理论模型(Model1)。计算结果表明,由于压缩和膨胀过程中混合流体中自由气体的含量不同,动态体积弹性模量出现较为明显的“迟滞”现象,在相同压力下,压缩过程的计算结果均小于膨胀过程。由参数影响分析可知,不论是压缩过程还是膨胀过程,压力变化周期相同时,初始含气率越高,相同压力下的动态体积弹性模量越小;初始含气率相同且压力高于空气分离压时,压力变化周期越长,相同压力下的动态体积弹性模量越大,且当压力超过空气分离压的时间足够长时,气液混合流体所含空气完全溶解,体积弹性模量基本保持不变。将试验结果与 Model1 模型、三种稳态模型和另一种动态模型(Sakama 模型)进行对比,在压缩与膨胀过程中 Model1 模型与试验数据间的拟合优度分别为 0.976 3 和 0.985 9, Sakama 模型与试验数据间的拟合优度为 0.969 7 和 0.952 1,说明 Model1 模型与试验结果更接近,提高动态体积弹性模量预测的准确性。本项研究可为气液混合流体动态体积弹性模量的准确计算提供理论依据。

关键词: 气液混合流体; 动态体积弹性模量; 理论模型; 含气率; 压力

中图分类号: TG156

Research on Theoretical Model of Dynamic Bulk Modulus of Elasticity of Gas-liquid Mixed Fluid

YUAN Xiaoming^{1,2,3} WANG Chu^{1,2} ZHU Xuan^{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), Ministry of Education of China, Qinhuangdao 066004;
3. State Key Laboratory of Fluid Power & Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310027)

Abstract: The bulk modulus is one of the basic properties of gas-liquid mixed fluid. But the matching between the existing model and the real dynamic bulk modulus of the fluid during compression and decompression still needs to be further improved. Based on the lumped parameter method and the full cavitation model, combined with the improved Henry's law and the gas polytropic process equation, a theoretical model of dynamic bulk modulus of gas-liquid mixed fluid (Model1) is derived. The calculation results show that due to the different content of free gas in the mixed fluid during compression and expansion, the dynamic bulk modulus exhibits a more obvious “hysteresis” phenomenon. Under the same pressure, the calculation results of the compression process are smaller than that of the decompression process. From the parameter influence analysis, it can be seen that when the pressure change cycle is the same, the initial gas content rate is higher, and the dynamic bulk modulus at the same pressure is smaller whether in compression or decompression process. When the initial gas content is the same and the fluid pressure is higher than the air separation pressure, the pressure change cycle is longer, the dynamic bulk modulus at the same pressure is larger. When the pressure exceeds the air separation

^{*} 国家重点研发计划重点专项(2018YFB2001201)、国家自然科学基金(51805468)、河北省自然科学基金青年科学基金(E2017203129)、浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金课题(GZKF-201820)和燕山大学基础研究专项青年课题(16LGB001)资助项目。20190301 收到初稿, 20191001 收到修改稿

pressure for a long enough time, the air contained in the oil will be completely dissolved, and the bulk modulus will remain substantially unchanged. By comparing the experimental results and the calculation results of Model 1, three steady-state models and another dynamic model(Sakama model), it can be seen that, in the process of compression and decompression, the goodness of fit between the calculated results of Model 1 and the experimental results is 0.976 3 and 0.985 9 respectively and the goodness of fit between the Sakama model and experimental data is 0.969 7 and 0.952 1, which show that the calculation results of Model 1 are closer to the experimental results and improve the accuracy of dynamic bulk modulus. This study can provide theoretical basis for accurate calculation of dynamic bulk modulus of gas-liquid mixed fluid.

Key words: gas-liquid mixed fluid; dynamic bulk modulus; theoretical model; air content; pressure

0 前言

体积弹性模量是衡量气液混合流体可压缩性的重要指标,直接影响流体传动系统的快速性、稳定性、准确性和可靠性^[1]。在液压和液力传动系统中,一般情况下液体中含有少量的空气,对于执行元件速度或负载较小的稳定运行工况,可认为体积弹性模量是一个不变的常数,虽然与真实试验相比,理论计算结果有一定的偏差,但能够反映液体传动系统的准静态特性。当液体或气液混合流体传动系统的速度或负载较大时,体积弹性模量不变假设具有明显的不合理性^[2]。对于高速高压的离心泵和容积泵,在起动、停止和正常工作过程中的压力变化均较为剧烈,不可避免地存在着混入液体中的原始气体的析出和溶解,以及液体本身的蒸发和冷凝,因此,只有引入动态体积弹性模量才能准确地表征气液混合流体的可压缩性^[3]。当流体微团的压力变化区间包含空气分离压时,混入液体中的原始气体会发生析出或溶解,当流体微团的压力变化区间包含饱和蒸汽压时,液体本身会发生蒸发或冷凝。影响气液混合流体动态体积弹性模量的因素主要有流体的初始含气率、工作压力和温度等^[4-5]。

学者们针对气液混合流体的体积弹性模量问题进行了大量的研究。依据是否考虑气液混合流体中液相组分中的含气率随压力变化的影响,可将流体体积弹性模量理论模型分为两类,一类是稳态模型,这类模型认为含气率为一定值,不随时间和压力发生变化,或者不考虑含气率变化的时间效应,认为含气率仅是随压力变化的函数^[6-7];另一类是动态模型,这类模型认为液体中的含气率随压力和时间不断地发生动态变化,且气液混合流体在工作过程中达到平衡需要一定的时间^[8-9]。

对于稳态模型,通过 Henry 定律及类似公式可对含气率随压力变化的关系进行描述,一般认为含气率是压力的单值函数^[10]。由于稳态模型并未考虑气相组分在流体中传输过程的非平衡态,忽略了气相组分析出与消解的动态过程,因此尚不能十分精

确地描述体积弹性模量的动态变化过程。

对于动态模型,由于考虑了气液混合流体中含气率随压力变化的时间效应,该模型中气体的析出与溶解不是在瞬间完成,而是随压力和时间发生动态变化。在现有动态模型中,SINGHAL 等^[11]以气泡动力学中的 Rayleigh-Plesset 方程为基础,利用含气流体内部微气泡的产生与溃灭对气体的析出与溶解进行了描述。在完全空化模型的基础上,ZHOU 等^[12]采用集中参数法提出了空气的析出消解方程,得到了新的流体体积弹性模量模型,且计算结果与试验数据较为接近。以空气的溶解和析出的转换时间为分界线,SAKAMA 等^[13]采用分段函数描述了含气率随时间和压力的动态变化过程。

上述稳态体积弹性模量理论模型在一定范围内满足了工程实际需求,但对于高速高压的液体传动和气液混合流体传动问题,动态体积弹性模量理论模型才能更精确地描述传动系统的实时特性,且动态模型的精度仍有待于进一步提升。很多空化模型仅在气液混合流体的数值仿真方面进行了应用,但未通过理论给出明确的数学表达式,无法解析体积弹性模量的本质。基于此,拟采用集中参数法,取单位体积流体为控制体,以完全空化模型为基础,综合考虑空气与蒸汽的析出消解过程,建立气液混合流体动态体积弹性模量理论模型。针对 ISO S32 型标准含气油液进行动态体积弹性模量计算,分析压力、初始含气率和压缩膨胀周期对动态体积弹性模量的影响规律。基于含气油液动态体积弹性模量的实验测量结果,将不同模型的计算结果进行对比,验证所提出的理论模型的有效性和准确性。本项研究可为气液混合流体的动态体积弹性模量的精确计算与实际应用提供理论依据。

1 理论模型

1.1 气相组分动态质量含气率

1.1.1 蒸汽的动态质量含气率

SINGHAL 等在计算气液混合流体中液相蒸汽的动态含量的过程中,提出了计算液相蒸汽质量含

气率的传输方程^[11]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f_v) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} f_v) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla f_v) + R \quad (1)$$

式中, t 为时间(s); $\mathbf{U}$ 为液相蒸汽的传输速率; ρ 为气液混合流体的总密度(kg/m^3); f_v 为液相蒸汽的质量含气率; R 为净相变速率。

假设流体的密度和压力等属性在整个控制容积内均匀分布, 忽略传输方程中基于位置导数的扩散项, 式(1)可简化为

$$f_v \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{df_v}{dt} = R \quad (2)$$

一般情况下, 当空化现象发生时, 气液混合流体的总密度不会发生较大变化, 认为 $\frac{d\rho}{dt} \ll \frac{df_v}{dt}$, 因此得到进一步简化的液相蒸汽质量含气率传输方程为

$$\frac{df_v}{dt} = R_s \quad (3)$$

式中, R_s 为包含密度成分的净相变速率。

对于气液混合流体中气相组分含量的动态变化过程, 可从液相内微观气泡的产生与溃灭的角度进行分析, 并通过 Rayleigh-Plesset 方程进行描述。

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 = P - \frac{4\nu_l}{R_B} \frac{dR_B}{dt} - \frac{2\sigma}{\rho_l R_B} \quad (4)$$

式中, R_B 为气泡半径(m); ν_l 为液相的黏度(m^2/s); σ 为液相的表面张力(N/m); p_B 为气泡内部压力(0.1 MPa); p 为流体的压力(bar); ρ_l 为液相的密度(kg/m^3); P 为气泡内部压力和流体压力的差值与液相密度的比值, 其表达式为

$$P = \left(\frac{p_B - p}{\rho_l} \right) \quad (5)$$

参照完全空化模型的推导过程^[11], 以 Rayleigh-Plesset 方程为基础, 忽略其右端的液体黏度项, 保留液体表面张力项, 结合气液混合流体的连续性方程, 得到净相变速率的表达式为

$$R_s = \frac{3\alpha_v \rho_v \rho_l}{R_B} \left[\frac{2}{3} P - \frac{2}{3} \frac{2\sigma}{\rho_l R_B} - \frac{2}{3} R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} \right]^{1/2} \quad (6)$$

式中, α_v 为液相蒸汽体积含气率; ρ_v 为液相蒸汽的密度。

将净相变速率代入式(3)中, 并忽略微气泡半径的二次导数项, 可得

$$\frac{df_v}{dt} = \frac{3\alpha_v \rho_v \rho_l}{R_B} \left[\frac{2}{3} P - \frac{2}{3} \frac{2\sigma}{\rho_l R_B} \right]^{1/2} \quad (7)$$

式中, 液相蒸汽的体积含气率 α_v 可由其质量含气率 f_v 表示为

$$\alpha_v = f_v(t) \frac{\rho}{\rho_v} \quad (8)$$

假设所有微气泡半径均相同, 且微气泡半径由空气阻力与液相表面张力的平衡决定, 其计算公式为^[14]

$$R_B = \frac{0.061W\sigma}{2\rho_l v_{\text{rel}}^2} \quad (9)$$

式中, W 为气液混合流体的韦伯数。对于含有微气泡的气液混合流体, v_{rel} 为气液混合间的相对速度, 其值相对较小, 大致为流体平均速度的 5%~10%。将式(8)、式(9)代入式(7)中可得

$$\frac{df_v}{dt} = \frac{6v_{\text{rel}}^2}{0.061W\sigma} \frac{\rho_l \rho_l}{\rho} \left[P' - \frac{2}{3} \frac{4v_{\text{rel}}^2}{0.061W} \right]^{1/2} f_v \quad (10)$$

$$P' = \frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l} \quad (11)$$

式中, p_v 为液相饱和蒸气压(0.1 MPa)。

借鉴文献[11]和文献[12]中的分析方法, 将式(10)中的 v_{rel}^2 分成两部分, 一部分以 $\sqrt{k}$ 代替用以表示该流体的流动状态, 另一部分连同式(10)右侧第一项中的韦伯数、液相表面张力等参数简化为蒸汽凝结系数 a_{11} 以表征蒸汽凝结的快慢程度。所以当气液混合流体所受压力高于饱和蒸气压时, 液相蒸汽的凝结方程为

$$\frac{df_v}{dt} = a_{11} \sqrt{k} \frac{\rho_l \rho_l}{\rho} \left[P' - \frac{4}{9} a_{11} \sigma \sqrt{k} \right]^{1/2} f_v \quad (12)$$

式中, 气液混合流体的湍动能可以通过湍动能的定义进行计算

$$k = \frac{3}{2} (ul)^2 \quad (13)$$

式中, u 为气液两相混合流体的平均速度(m/s); l 为气液两相混合流体的湍流强度。

液相蒸汽的凝结与已产生蒸汽的质量含气率有关, 在液相汽化的过程中, 剩余的纯液相被视为蒸汽产生的源头, 因此类比式(12)的推导过程, 得到气液混合流体在压力低于饱和蒸气压时液相的汽化方程为

$$\frac{df_v}{dt} = a_{12} \sqrt{k} \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \left[P' - \frac{4}{9} a_{12} \sigma \sqrt{k} \right]^{1/2} (1 - f_v - f_{g0}) \quad (14)$$

式中, a_{12} 为蒸汽汽化系数; f_{g0} 为气液混合流体中空气的初始含气率。

1.1.2 空气的动态质量含气率

一般情况下, 气液混合流体中空气析出所需的空气分离压要远大于液相汽化所需的饱和蒸气压, 在工程中所谈到的空化大多是指流体内的空气在短时间内的析出。空气作为气液混合流体中气相组分的一部分, Rayleigh-Plesset 方程同样适用于空气的析出与溶解, 对比蒸汽汽化凝结方程, 基于以下假设可以得到空气析出溶解方程。

(1) 以 f_{gH} 代表瞬时压力作用下空气质量含气率的理论目标值, 即当压力持续时间足够长时空气质量含气率的稳态值。同时认为当瞬时压力低于饱和蒸气压时, 溶解空气全部析出; 当瞬时压力高于空气分离压时, 空气全部处于溶解状态, f_{gH} 等于 0。当瞬时压力介于饱和蒸气压和空气分离压之间时, 基于改进的 Henry 定律, 空气质量含气率目标值 f_{gH} 为流体压力的多项式函数。空气质量含气率的分段表达式为

$$f_{\text{gH}} = \begin{cases} f_{\text{g0}} & p \leq p_v \\ f_{\text{g0}}(1 - 10k_g^3 + 15k_g^4 - 6k_g^5) & p_v < p \leq p_s \\ 0 & p > p_s \end{cases} \quad (15)$$

式中, p_v 为液相蒸汽的饱和蒸气压(0.1 MPa); p_s 为空气分离压(0.1 MPa); k_g 为流体压力和饱和蒸气压的差值与空气分离压和饱和蒸气压差值的比值, 其表达式为

$$k_g = \frac{p - p_v}{p_s - p_v} \quad (16)$$

(2) 以 f_g 代表空气质量含气率的瞬时值, 当 f_g 小于 f_{gH} 时, 空气从液体中析出, 反之空气逐渐溶解于液体中。

当 $f_g \leq f_{\text{gH}}$ 时, 空气的析出方程为

$$\frac{df_g}{dt} = a_{21} \sqrt{k} \frac{\rho_l \rho_1}{\rho} \left[P'' - \frac{4}{9} a_{21} \sigma \sqrt{k} \right]^{1/2} (f_{\text{gH}} - f_g) \quad (17)$$

式中, a_{21} 为空气析出系数, P'' 的表达式为

$$P'' = \frac{2}{3} \left(\frac{p_s - p}{\rho_l} \right) \quad (18)$$

当 $f_g > f_{\text{gH}}$ 时, 空气的溶解方程为

$$\frac{df_g}{dt} = -a_{22} \sqrt{k} \frac{\rho_l \rho_1}{\rho} \left[P'' - \frac{4}{9} a_{22} \sigma \sqrt{k} \right]^{1/2} f_g \quad (19)$$

式中, a_{22} 为空气溶解系数。

1.2 气液混合流体各组分的密度

当气液混合流体所受压力发生变化时, 流体各组分的密度随之发生改变。根据气体状态方程, 气相组分中空气的密度为

$$\rho_g = \rho_{g0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/\lambda} \quad (20)$$

式中, p_0 为标准大气压(0.1 MPa); ρ_{g0} 为标准大气压下空气的密度(kg/m^3); λ 为气体多变过程的多变指数。

气相组分中液相蒸汽的密度

$$\rho_v = \rho_{v0} \left(\frac{p}{p_v} \right)^{1/\lambda} \quad (21)$$

式中, ρ_{v0} 为标准大气压下蒸汽的密度(kg/m^3)。

由式(20)和式(21)可知, 气液混合流体中气相组分密度与气体多变过程中的多变指数直接相关。通常情况下气体的压缩与膨胀过程均被视为等温或绝热过程, 即多变指数为确定的常数。但在实际情况中, 气体的压缩与膨胀过程一般不是绝对的等温或者绝热过程, 所以多变指数也应在等温过程的多变指数和绝热过程的多变指数之间随环境条件而发生改变。反映气体体积变化快慢程度的体积变化速率 ε 是影响气体多变指数的主要因素, 假设二者存在函数关系 $\lambda = f(\varepsilon)$, 根据气体多变过程理论, 该函数须满足以下几点要求。

(1) 当体积变化速率无限趋近于零时, 气体多变过程成为等温过程, 即当 $\varepsilon \rightarrow 0$ 时, $\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} f(\varepsilon) = 1$ 。

(2) 当体积变化速率趋向于无穷大时, 气体多变过程成为绝热过程, 即当 $\varepsilon \rightarrow \infty$ 时, $\lim_{\varepsilon \rightarrow \infty} f(\varepsilon) = k$ 。

(3) 当 ε 在 $\varepsilon \rightarrow \infty$ 的整个区间内逐渐增大时, λ 连续且单调上升, 同时其一、二阶导数均存在、连续且不改变符号。

构造满足上述条件的函数

$$\lambda = \lambda_{\text{adi}} + \frac{\lambda_{\text{iso}} - \lambda_{\text{adi}}}{1 + \exp(\varepsilon/M)} \quad (22)$$

式中, λ_{adi} 为绝热过程多变指数; λ_{iso} 为等温过程多变指数; M 为多变过程系数。

纯液相的密度可表示为

$$\rho_l = \rho_{l0} \exp \left(\frac{p - p_0}{E_l} \right) \quad (23)$$

式中, ρ_{l0} 为标准大气压下纯液相的密度(kg/m^3); E_l 为瞬时压力为 p 时的纯液相体积弹性模量(0.1 MPa)。

当环境的压力和温度发生变化时, 纯液相的体积弹性模量 E_l 也将发生改变, 纯液相的体积弹性模量与压力和温度的关系为^[15]

$$E_l = E_{\text{ref}} + m \Delta p + n \Delta T \quad (24)$$

式中, E_{ref} 为纯液相在标准大气压下的体积弹性模量(0.1 MPa); m 为体积弹性模量压力变化系数; n 为体积弹性模量温度变化系数。

综合式(20)、式(21)和式(23), 气液混合流体的

总密度可表示为

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f_v}{\rho_v} + \frac{f_g}{\rho_g} + \frac{1-f_v-f_g}{\rho_l} \quad (25)$$

1.3 动态体积弹性模量模型的建立

体积弹性模量代表了气液混合流体的压缩特性, 其定义式为

$$E = -V \frac{dp}{dV} \quad (26)$$

式中, V 为流体的总体积(m^3)。

通常情况下, 气液混合流体由三部分组成: 纯液相、液相的蒸汽以及空气。一般情况下, 气液混合流体中的气相组分较少, 所以通常认为上述各组分之间体积的改变互不影响。因此式(26)可变形为

$$E = -\frac{V}{\frac{dV_l}{dp} + \frac{dV_g}{dp} + \frac{dV_v}{dp}} \quad (27)$$

式中, V_l 为纯液相的体积(m^3); V_g 为空气的体积(m^3); V_v 为液相蒸汽的体积(m^3)。

根据气体多变过程方程, 空气和蒸汽的体积分别为

$$V_g = V_{g0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/\lambda} \quad (28)$$

$$V_v = V_{v0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/\lambda} \quad (29)$$

式中, V_{g0} 为空气在标准大气压下的体积(m^3); V_{v0} 为蒸汽在标准大气压下的体积(m^3)。

纯液相的体积与压力间的关系为^[16]

$$V_l = V_{l0} \exp \left(\frac{p-p_0}{E_l} \right) \quad (30)$$

式中, V_{l0} 为液相在标准大气压下的体积(m^3)。

分别对式(28)~(30)求关于压力 p 的导数, 将所得各导数代入式(26)中可得气液混合流体的动态体积弹性模量理论模型为

$$E = \frac{1}{A+B+C} \quad (31)$$

$$A = \frac{\rho f_g(t)}{\rho_g \lambda p} \quad (32)$$

$$B = \frac{\rho f_v(t)}{\rho_v \lambda p} \quad (33)$$

$$C = \frac{\rho_g \rho_v - \rho \rho_v f_g(t) - \rho \rho_g f_v(t)}{\rho_g \rho_v E_l} \quad (34)$$

2 计算结果与分析

应用所提出的气液混合流体动态体积弹性模量理论模型(以下简称 Model1)对含有一定量空气的 Shell Tellus S ISO32 型标准含气油液的动态体积弹性模量进行计算。计算相关参数如表 1 所示, 含气油液所受压力变化曲线如图 1 所示。

表 1 含气油液相关参数

参数	数值
含气油液初始密度/(kg/m^3)	840
空气初始密度/(kg/m^3)	1.2
含气油液初始体积弹性模量/MPa	1 320
空气分离压/MPa	0.101 3
饱和蒸汽压/MPa	0.003
含气油液初始质量含气率	$8.057 3 \times 10^{-6}$
标准大气压/MPa	0.101 3
空气溶解系数	68
空气析出系数	8 000

图 1 含气油液所受压力变化曲线

由图 1 可知, 含气油液所受压力先增大后减小, 即含气油液先是处于加压压缩阶段, 而后减压膨胀, 且含气油液所受压力的最小值为 0.3 MPa, 最大值为 32 MPa, 整个压缩膨胀过程的变化周期为 1 s。基于 Model1 模型, 得到含气油液的动态体积弹性模量变化曲线如图 2 所示。

图 2 含气油液的动态体积弹性模量计算结果

由图 2 可知,在压缩过程中,含气油液的动态体积弹性模量随压力的升高而逐渐增大,在膨胀过程中,则随压力的降低而逐渐减小,并最终降至初始值。在压缩过程的初始时刻,虽然含气油液所受压力低于空气分离压,但此时的含气油液动态含气率高于初始压力下的含气率理论目标值,自由气体逐渐溶解,同时含气油液所受压力也在持续上升并导致空气及含气油液的密度不断增大,因此在含气油液所受压力从初始值 0.3 MPa 升高至空气分离压 0.101 3 MPa 的过程中,其动态体积弹性模量随压力的升高而逐渐增大;当压力高于空气分离压后,随着压力的升高,含气油液中的空气继续溶解,其动态体积弹性模量持续增大。在膨胀过程中,当环境压力高于空气分离压时,虽然含气油液所受压力逐渐下降,但由于压力仍高于空气分离压,且含气油液动态含气率仍高于该压力下的含气率理论目标值,所以空气继续溶解,在这一过程中,含气油液的含气率仍在不断下降使其体积弹性模量有上升趋势,但由于油液所受压力也在持续下降并导致空气及含气油液的密度不断减小,从而使其体积弹性模量有下降趋势,且后者起主导作用,所以含气油液的体积弹性模量随着压力的降低而下降。当压力降至空气分离压以下且含气油液的动态含气率低于含气率理论目标值后,空气开始从油液中析出,同时由于空气的析出速率远大于溶解速率,含气油液中所溶解的空气在短时间内快速大量的析出,因此其体积弹性模量继续下降并最终回到计算开始时刻的初始值。含气油液的动态体积弹性模量在压缩膨胀周期内出现了较为明显的“迟滞”现象,即在同一瞬态压力下,含气油液在压缩过程与膨胀过程中的动态体积弹性模量并不相等,膨胀过程中的动态体积弹性模量均高于压缩过程。这是因为,由于压缩过程中自由气体在混合流体中的所占的比重高于膨胀过程。

3 参数影响分析

气液混合流体的动态体积弹性模量主要与流体的含气率、温度、所受压力以及流体种类等因素相关,通过改变初始含气率和压力变化周期,确定两者对动态体积弹性模量的影响规律。

3.1 不同初始含气率的影响规律分析

在图 1 所示的压力作用下,以表 1 所示含气油液数据为基础,仅改变初始含气率,其动态体积弹性模量的变化规律如图 3 所示。

图 3 不同初始含气率下含气油液的动态体积弹性模量变化

由图 3 可知,相同压力下,初始含气率越高,含气油液的动态体积弹性模量越小。其原因在于空气的析出消解速率主要由其所受压力决定,压力一定时,空气的析出消解速率也随之确定,因此,初始含气率越高,相同压力下含气油液中剩余的游离空气数量越多,从而体积弹性模量越小。

3.2 不同压力变化周期的影响规律分析

参照图 1 所示含气油液所受压力变化曲线,改变其压缩膨胀过程的变化周期,得到不同周期下含气油液的压力变化曲线如图 4 所示。

图 4 不同周期下含气油液的压力变化曲线

同样以表 1 所示含气油液数据为基础,当含气油液所受压力的变化周期发生改变时,其平均流速也将随之发生变化,与流体速度相关的空气溶解系数和空气析出系数也会发生相应的改变。当压力变化周期分别为 1 s、5 s 和 20 s 时,对应的空气析出与溶解系数如表 2 所示。通过计算得到相同初始含

表 2 不同压力变化周期下的空气析出与溶解系数

压力变化周期/s	空气溶解系数	空气析出系数
1	68	8 000
5	340	40 000
20	1 360	160 000

气率下, 不同变化周期的含气油液动态体积弹性模量变化曲线如图 5 所示。

图 5 不同压力变化周期下的含气油液的动态体积弹性模量变化

由图 5 可知, 在相同初始含气率下, 压力变化周期越长, 相同压力下含气油液的动态体积弹性模量越大, 其原因在于当初始含气率相同时, 压力的变化周期越长, 含气油液处于空气分离压以上的时间越长, 空气溶解得更加充分, 游离空气量更少, 因此, 含气油液的动态体积弹性模量较大。当压力变化周期为 20 s 时, 在压缩过程中含气油液的动态体积弹性模量在压力为 2.964 MPa 时达到 1 152.2 MPa, 并在之后基本保持不变, 当含气油液减压膨胀时, 在所受压力从 3.2 MPa 降至 0.101 3 MPa (空气分离压) 的过程中, 其动态体积弹性模量同样基本保持 1 152.2 MPa 不变, 直至当压力降至 0.101 3 MPa 以下时, 动态体积弹性模量呈直线迅速下降并降至初始值。这是由于当压力变化周期为 20 s 时, 含气油液所受压力的变化周期足够长, 且压力长时间处于空气分离压以上, 在压缩过程中, 当压力达到 2.964 MPa 时含气油液中的空气已经全部溶解, 同时由于纯液相的体积弹性模量也会随其所受压力的增加而略有增大, 所以当压力继续增大时, 含气油液的动态体积弹性模量没有产生大幅度改变, 而是在在 1 152.2 MPa 的基础上有略微升高; 同时由于含气油液中所含空气在压缩过程内已经完全溶解, 所以在膨胀过程中, 只要含气油液所受压力高于空气分离压, 空气不会从含气油液中析出, 因此含气油液呈现纯液相状态, 且纯液相的体积弹性模量会随压力的下降而减小, 所以在压力从 3.2 MPa 降至 0.101 3 MPa 的过程中含气油液的动态体积弹性模量仅发生微幅下降, 基本保持 1 152.2 MPa 不变; 而当压力降至空气分离压以下时, 空气迅速从混合流体中析出, 动态体积弹性模量呈直线迅速下降。

4 模型验证

4.1 Model 1 模型与稳态模型的对比

以表 1 和图 1 所示的含气油液参数及压力曲线为基础, 分别采用 Wylie 模型^[6]、Nykanen 模型^[7]和 Ruan 模型^[10]三种气液混合流体稳态体积弹性模量模型和 Model1 动态模型进行计算, 得到压力与体积弹性模量的关系曲线如图 6 所示。

图 6 体积弹性模量稳态模型与 Model1 动态模型的对比

由图 6 可知, Wylie 模型、Nykanen 模型和 Ruan 模型的计算结果均为一条单独的曲线, 即, 各模型在压缩与膨胀过程中的体积弹性模量曲线重合。其中, Wylie 模型和 Nykanen 模型的计算结果非常接近, 两条曲线几乎重合, 且体积弹性模量随压力的升高而逐渐增大, Ruan 模型在压力从 0.03 MPa 升高至 0.101 3 MPa 的过程中, 含气油液的体积弹性模量迅速从初始值增大到 1 320 MPa, 并在压力高于空气分离压后保持不变。通过上述三种稳态模型计算得到的体积弹性模量均无法准确预测含气油液在压力快速变化时的动态特性, 也无法体现含气油液在压缩与膨胀过程中体积弹性模量的“迟滞”现象。与之相比, 考虑了含气油液中空气析出与溶解

动态过程的 Model1 模型则能够预测气液混合流体的动态体积弹性模量。

4.2 试验验证

SAKAMA 等^[13]在研究含气油液消泡器的过程中,测量了含有一定量空气的 ISO VG32 型油液在压缩与膨胀过程中的体积弹性模量,试验原理图如图 7 所示。

图 7 动态体积弹性模量测量试验原理图

1. 液压伺服缸 2. 位移传感器 3. 数字控制器 4. 计算机
5. 液压源 6. 直接驱动伺服阀 7. 压力传感器 8. 充气回路
9. 截止阀 A 10. 截止阀 B 11. 气源 12. 消泡器 13. 消泡回路

文献[13]提出了一种含气油液动态体积弹性模量的理论模型,在此将其定义为 Sakama 模型。以文献中含气油液动态体积弹性模量的测量试验结果为依据,通过将 Model1 模型和 Sakama 模型计算的动态体积弹性模量结果与试验进行对比,并以拟合优度作为理论模型计算的评价指标,对动态体积弹性模量理论模型的有效性和准确性进行验证。拟合优度是指回归曲线对观测值的拟合程度,其值越接近于 1,表示回归曲线对观测值的拟合程度越高,反之则拟合程度越低。拟合优度的计算公式为

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2} \quad (35)$$

式中, y_i 为第 i 点动态体积弹性模量的理论计算结果; $\hat{y}_i$ 为第 i 点动态体积弹性模量的试验测量结果; $\bar{y}$ 为动态体积弹性模量理论计算结果的平均值。

文献[13]中含气油液相关参数如表 3 所示。两种动态体积弹性模量模型计算结果与试验对比如图 8 所示。

表 3 含气油液相关参数

参数	数值
含气油液初始密度/(kg/m ³)	840
空气初始密度/(kg/m ³)	1.2
含气油液初始体积弹性模量/MPa	1 510
空气分离压/MPa	2.4
含气油液初始质量含气率	2.1429×10^{-6}
标准大气压/MPa	0.101 3
空气溶解系数	40
空气析出系数	2 500

图 8 试验与动态体积弹性模量动态模型对比

由图 8 可知,在压力高于 5 MPa 的高压阶段,无论是压缩过程还是膨胀过程,与 Sakama 模型相比,在相同压力下,Model1 模型的计算结果较大,与动态体积弹性模量的测量结果更为接近,误差更小。理论上,含气油液在压缩和膨胀周期过程中的体积弹性模量与压力的关系曲线为一条封闭的曲线,在压缩的初始时刻和膨胀的终止时刻,曲线汇聚为一点,Sakama 模型计算所得到的曲线在低压附近接近平行,而 Model1 模型计算所得的曲线在低压附近逐渐收敛为同一点。在压力为 1~5 MPa 时,Model1 与 Sakama 模型计算所得结果相差不大,均与试验结果的拟合度较高。压缩过程中通过 Model1 模型计算的体积弹性模量与试验数据间的拟合优度为 0.976 3, Sakama 模型的拟合优度为 0.969 7;膨胀过程中, Model1 模型计算得到的体积弹性模量与试验数据间的拟合优度为 0.985 9, Sakama 模型的为 0.952 1。因此,与 Sakama 模型相比,Model1 模型能够更加准确地预测含气油液在压力往复变化下的动态特性。

5 结论

(1) 针对气液混合流体,以完全空化模型为基础,结合改进的 Henry 定律,确定了蒸汽的汽化凝结方程和空气的析出溶解方程;考虑气液混合流体在压缩与膨胀中的实际情况,提出以气体体积变化速率为自变量的多变指数模型,确定了流体中各组分的密度;根据气液混合流体内的瞬态含气率和各组分的瞬态密度确定了气液混合流体的动态体积弹性模量理论模型。

(2) 运用 Model1 模型对有一定含气量的 Shell Tellus S ISO32 型油液的动态体积弹性模量进行计算的结果表明,在压缩过程中,含气油液的动态体积弹性模量随压力的上升而逐渐增大,在膨胀过程

中,则随压力的下降而逐渐减小;在同一瞬态压力下,膨胀过程的动态体积弹性模量均高于压缩过程。

(3) 分析了初始含气率和试验周期对动态体积弹性模量的影响规律,在相同压力下,初始含气率越高,动态体积弹性模量越小;在相同初始含气率下,试验周期越长,同一瞬态压力下的动态体积弹性模量越大;当试验周期足够长时,含气油液所含空气在压缩过程中可完全溶解,在该完全溶解的压力点后的压缩膨胀过程中,只要环境压力大于空气分离压,动态体积弹性模量的变化不大。

(4) 与经典的 Wylie 模型、Nykanen 模型和 Ruan 模型三种稳态体积弹性模量模型进行对比,Model1 模型能够预测气液混合流体在压缩膨胀过程中的“迟滞”现象,更能够体现体积弹性模量模型的瞬态特性。通过与 Sakama 动态模型的计算结果及试验数据进行对比可知,Model 1 模型的计算结果与试验值更接近,拟合程度更高,验证了所提出的 Model1 模型在预测气液混合流体动态体积弹性模量的准确性和有效性。

参 考 文 献

- [1] 姜荣敏,张明,蒋锐. 含气率对缓冲液囊轴向刚度特性影响的研究[J]. 机械设计与制造, 2018, 1(2): 47-50.
JIANG Rongmin, ZHANG Ming, JIANG Rui. The research of air content affecting the axial stiffness characteristics of fluid bag[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018, 1(2): 47-50.
- [2] 李流远. 油液含气量对液压系统的影响[J]. 液压与气动, 2001, 1(1): 27-28.
LI Liuyuan. Effect of oil gas content on hydraulic system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2001, 1(1): 27-28.
- [3] 周俊杰,苑士华,荆崇波,等. 油液内气泡半径和含气量模型研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(10): 195-201.
ZHOU Junjie, YUAN Shihua, JING Chongbo, et al. Research on the model of bubble radius and gas content in hydraulic oils[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(10): 195-201.
- [4] KIM G W, WANG K W. On-line monitoring of fluid effective bulk modulus using piezoelectric transducer impedance[C]// ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Washington. Mechanics of Solids and Structures, 2007: 129-136.
- [5] 冯斌,龚国芳,杨华勇. 含气油液弹性模量提高方法与试[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 219-222.
FENG Bin, GONG Guofang, YANG Huayong. Method and experiment for increasing effective fluid bulk modulus in hydraulic systems[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 219-222.
- [6] WYLIE M, STREETER L. Fluid transient[M]. Michigan: Michigan University Press, 1978.
- [7] NYKANEN J. Comparison of different fluid models[C]// Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control. Bath: University of Bath, 2000: 101-110.
- [8] 唐东林,吴凡,贾品元,等. 含气油液有效体积弹性模量理论模型研究[J]. 中国机械工程, 2017, 28(3): 300-304, 333.
TANG Donglin, WU Fan, JIA Pinyuan, et al. Research on theoretical model for effective bulk modulus of air-liquid mixtures of hydraulic oil[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(3): 300-304, 333.
- [9] SCHMITZ K, MURRENHOFF H. Modelling of the influence of entrained and dissolved air on the performance of an oil-hydraulic capacity[J]. International Journal of Fluid Power, 2015, 16(3): 179-187.
- [10] JIAN R, BURTON R. Bulk modulus of air content oil in a hydraulic cylinder[C]// ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Chicago. 2006: 259-269.
- [11] SINGHAL A K, ATHAVALE M M, LI H Y, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124 (3): 617-624.
- [12] 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): 1-8.
- [13] SAKAMA S, TANAKA Y, GOTO H. Mathematical model for bulk modulus of hydraulic oil containing air bubbles[J]. Mechanical Engineering Journal, 2015, 2(6): 1-10.
- [14] MARKATOS N C, SINGHAL A K. Numerical analysis of one-dimensional, two-phase flow in a vertical cylindrical passage[J]. Advances in Engineering Software, 1982, 4(3): 99-106.
- [15] KIM S, MURRENHOFF H. Measurement of effective bulk modulus for hydraulic oil at low pressure[J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(2): 1-10.
- [16] KUNDU P, COHEN I, DOWLING D. Fluid mechanics[M]. Amsterdam, Netherlands: Elsevier Incorporation, 2004.

作者简介:袁晓明,男,1984年出生,博士,讲师,硕士研究生导师。主要研究方向为流体传动与控制、电磁发射器设计与优化。
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