

The Stability Analysis and the Model of the Multiphase Lubricating Gel

Zhihong Han, Shuyang Liu

School of Mechanical & Electronic Engineering, Jingdezhen Ceramic Institute, JiangXi
Email: hanliuyang@sina.com

Received: Dec. 3rd, 2014; revised: Dec. 20th, 2014; accepted: Dec. 26th, 2014

Copyright © 2014 by authors and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

Based on the multiphase lubricating gel distribution rule and influencing factors under non uniform stress, and minimum entropy theory of steady state system, a model has been established which can describe colloid internal phase distribution.

Keywords

Lubricating Gel, Model, The Minimum Entropy Theory

多相润滑胶体的稳定性分析及模型

韩志宏, 刘蜀阳

景德镇陶瓷学院, 机械与电子工程学院, 景德镇
Email: hanliuyang@sina.com

收稿日期: 2014年12月3日; 修回日期: 2014年12月20日; 录用日期: 2014年12月26日

摘 要

通过对多相润滑胶体在非均匀应力下的内部相分布规律及其影响因素分析, 并基于稳态系统的熵最小理论, 构建了一个可用于描述稳定工作情况胶体内部构成相分布的模型。

关键词

润滑胶体, 模型, 熵最小理论

1. 引言

目前已经有很多学者开展了关于多相流方面的研究, 并提出了不同的构成相稳定性描述模型, 比较常见的有: 幂律模型[1]、Bingham模型[2] [3]、Herschel-Bulkley模型[4] [5]、Casson模型[6] [7]和Ree-Eying模型[8]等。但研究发现, 这些模型的提出都是基于对多相流体流变特性的定量描述, 相关参数往往由实验分析经验确定, 缺乏理论依据, 模型存在适用范围的限定; 这些模型的设计上主要针对于多相流体动特性及边界处的流变分析, 当其应用于多相润滑胶体时, 对胶体内部的组分变化与力学描述上没有相关理论研究内容; 这些模型都不能有效解释胶体内在非均匀应力源(场)下产生组分变化的原因。

此外, 大多数模型构建时都把动力粘度作为一个重要的方程参数, 但是对非均匀应力作用下的多相润滑胶体而言: 由于相漂移引起其内部相结构的变化, 显然其动力粘度在应力作用方向上的粘度值是变化的而非一定值; 当胶体应用于孔流动或薄膜润滑时, 其实时粘度值是很难测定或不可测的; 在重载或高速摩擦场合, 环境温度与压力的变化将引起胶体粘度值的改变; 而且对进入稳态剪切流动的胶体, 没有证据表明胶体的粘度与其内部相分布相关。

在文中通过对多相润滑胶体在非均匀应力下的内部相分布规律及其影响因素分析, 并基于稳态系统的熵最小理论, 构建了一个可用于描述稳定工作情况胶体内部构成相分布的二相楔滑流变模型。

2. 尖峰应力下的相漂移

此时如果在平板槽中的 x_0 位置对流体施加一尖峰应力扰动 $\Delta\delta$ (N/mm^2), $\Delta\delta \ll \delta$, 并标记这一特定胞元为 S_i 。设未施加尖峰应力时胞元 S_i 的初始参数为: $\lambda_i = \lambda_0$, $\theta_i = \theta_0$, 则得到:

$$f(\delta_i, \theta_i) = (\delta + \Delta\delta) \cdot \sin \theta_0 - \lambda_f \cdot \lambda_k \cdot C_\rho \cdot \frac{e^{\lambda_\delta \cdot \delta_y} - e^{-\lambda_\delta \cdot \delta_y}}{e^{\lambda_\delta \cdot \delta_y} + e^{-\lambda_\delta \cdot \delta_y}} = \Delta\delta \cdot \sin \theta_0 > 0$$

由于作用于胞元 B 相上的应力平衡被破坏, 在应力差的作用下将推动胞元中的 B 组分沿楔形面方向进行漂移。如果不考虑邻近胞元间的影响, B 组分的漂移将使得胞元内的 λ_i 值减小。假设多相润滑胶体的组分配比符合最优设计, 即 $\lambda_0 \in (0, \lambda^*)$, 漂移的发生使得胞元中 C_{ρ_i} 增大, θ_i 增大, 并最终引起 $f(\delta_i, \theta_i)$ 的减小。

设经过一段时间的相漂移后, 当 $\lambda = \lambda'_i$ 时胞元内实现新的应力平衡 $f(\delta_i, \theta'_i) = 0$, 则新的漂移抵制角 θ'_i 可求得:

$$\theta'_i = \arcsin \left[\frac{\lambda_f \cdot \lambda_k \cdot C_\rho \cdot \frac{e^{\lambda_\delta \cdot \delta_y} - e^{-\lambda_\delta \cdot \delta_y}}{e^{\lambda_\delta \cdot \delta_y} + e^{-\lambda_\delta \cdot \delta_y}}}{\delta + \Delta\delta} \right]$$

显然: $\lambda'_i < \lambda_0$ 且 $\theta'_i > \theta_0$ 。

设由 S_i 胞元处尖峰应力引起的对槽壁处额外横向膨胀抑制力为 $\Delta\delta_2$, 参于漂移胞元达到新稳态后的横向应力差为 $\Delta C_h(x)$, $x \in [x_0, H]$, 则存在如下关系:

$$\Delta\delta_2 = \int_{x_0}^H \Delta C_h(x) \cdot dx \quad (1)$$

式中, H ——为平板槽的宽度(mm)。

事实上, 胞元中组分沿楔形方向的漂移还对相邻胞元产生了流动方向上的作用力, 并引起槽宽方向上胶体流速的梯度变化。如果取: $\delta_0 = 0$, $x_0 = 0$ 且 $\Delta\delta = \tau$, 则此尖峰应力下的平板槽流动模型即成为非牛顿流体的平板流动模型。

3. 梯度面应力下的相漂移

假设在胶体流动方向上施加的是一梯度变化面力:

$$\frac{d\delta}{dx} = f_\delta(x), \quad x \in (x_0, H)$$

则可等效为作用于坐标 x 处胞元上的等效尖峰应力源:

$$\delta(x) = \int_{x_0}^x f_\delta(t) \cdot dt \quad (2)$$

则由这一等效尖峰应力引起的附加横向膨胀抑制力可计算为:

$$C_h(x) \approx \int_{x_0}^x f_{ch}(t) \cdot dt = \frac{H \cdot (\lambda_\delta + 1)}{(H - x_0) \cdot (H + x_0 \cdot \lambda_\delta)} \cdot \left[1 - \frac{\lambda_\delta \cdot (H - x_0)^{1-\lambda_\delta} \cdot (x - x_0)^{\lambda_\delta}}{H} \right] \cdot \frac{1}{\cos \theta_0} \cdot \left[\delta(x) \cdot \sin \theta_0 - \lambda_f \cdot \lambda_k \cdot C_{\rho 0} \cdot \frac{e^{\lambda_\delta \cdot \delta_y} - e^{-\lambda_\delta \cdot \delta_y}}{e^{\lambda_\delta \cdot \delta_y} + e^{-\lambda_\delta \cdot \delta_y}} \right] \quad (3)$$

对上式变形并分类整理得到:

$$C_1 \cdot (\lambda + C_2) - C_3 + C_4 \cdot \frac{1}{\lambda + C_2} = \frac{\delta(x) \cdot \sin \theta(x) - C_h(x) \cdot \cos \theta(x)}{\lambda_f \cdot \lambda_k} \cdot \frac{e^{\lambda_\delta \cdot \delta_y} + e^{-\lambda_\delta \cdot \delta_y}}{e^{\lambda_\delta \cdot \delta_y} - e^{-\lambda_\delta \cdot \delta_y}} \quad (4)$$

利用计算机工具求解上述方程即可得到发生内部组分漂移后, 胞元中的B组分体积分数在槽宽方向上的分布曲线。

4. 模型的构建与验证

鉴于磁流胶体参数在外磁场下的多变性和其在孔中流变特性的实验性测量困难, 就需要选用其它参数可知的胶体进行模型的有效性验证。相比之下, 高温润滑脂作为混合胶体的一种, 其在管道中的流变特性已经有众多的研究成果与实验数据, 且润滑脂本身的数据较为完善, 所以这里对仿生胞孔进行了适当的尺度放大, 以高温润滑脂在细直管道中的受压流动为例对该模型的有效性分析。

在整个流动过程中, 两相间的最大静摩擦系数 λ_f 即为润滑脂内的最大内摩擦系数。如果不考虑应力的梯度变化, 即假定作用于脂柱端面两端的作用力分别为: $\bar{\tau}(R)$ 和 τ_y , 则因为润滑脂在稳定流动时其作用力方向与应变抗力均沿轴向方向且与流动方向相反, 所以其任意半径处胞元上的受力情况应当满足下式:

$$(F_{kA} + F_{kB}) + F_f = \bar{\tau}(R) - \tau_y \quad (5)$$

得到:

$$\lambda_k \cdot (\lambda_f + 1) \cdot C_{\rho 0} \cdot \frac{e^{\lambda_\delta \cdot \tau_y} - e^{-\lambda_\delta \cdot \tau_y}}{e^{\lambda_\delta \cdot \tau_y} + e^{-\lambda_\delta \cdot \tau_y}} = \bar{\tau}(R) - \tau_y$$

即：

$$\lambda_f = \frac{\overline{\tau(R)} - \tau_y}{\lambda_k \cdot C_{\rho 0}} \cdot \frac{e^{\lambda_{\delta} \cdot \tau_y} + e^{-\lambda_{\delta} \cdot \tau_y}}{e^{\lambda_{\delta} \cdot \tau_y} - e^{-\lambda_{\delta} \cdot \tau_y}} - 1 \quad (6)$$

采用计算机工具，即可求得在半径 r 方向上流动发生前润滑脂内膨胀抑制力 $C_h(r)$ 的分布曲线，如图 1 所示。图中 $C_h(r)$ 值为负是因为其力的作用方向与坐标系的正方向相反，由图中可见其变化趋势与脂内层间剪应力 $\tau(r)$ 在半径方向上的分布梯度相同，且在边壁处达到最大值 $C_h(R)$ 。

而将求出的 $\theta(r)$ ，即可作出当润滑脂内发生组分漂移且达到稳态流动后，相应的润滑脂胞元中重质相在半径方向上的分布函数 $\lambda(r)$ ，如图 2 所示。

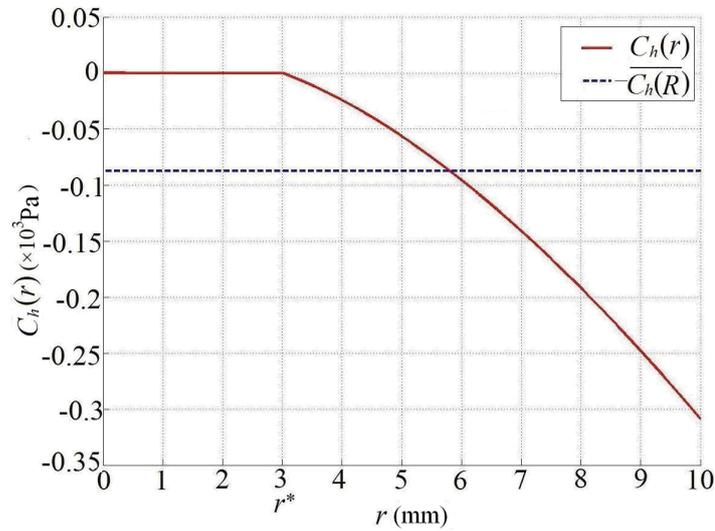


Figure 1. Distribution of $C_h(r)$ before grease flows

图 1. 流动发生前润滑脂内膨胀抑制力 $C_h(r)$ 的分布

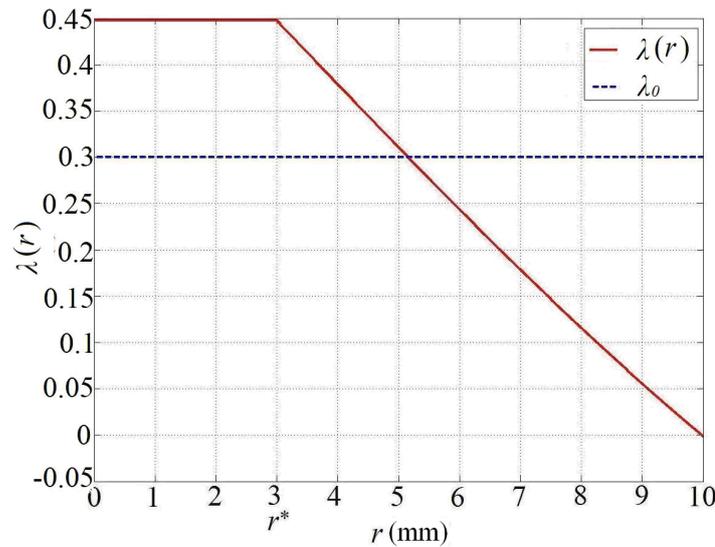


Figure 2. Distribution of $\lambda(r)$ when grease flows steadily

图 2. 稳态流动润滑脂内胞元中重质相分数 $\lambda(r)$ 的分布曲线

5. 结论

本章主要通过对多相润滑胶体在非均布应力下的内部相分布规律及其影响因素分析，并基于稳态系统的熵最小理论，构建了一个可用于描述稳定工作情况胶体内部构成相分布的模型。对模型的有效性进行仿真分析。研究得到的主要成果如下：

1) 构建了基于稳态系统的最小熵理论，构建了用于描述多相胶体在非均布应力场中相漂移现象与稳态组分分布的模型。

2) 提出了漂移抵制角 $\theta(x)$ 与横向膨胀抑制角 $\theta_c(x)$ 的概念用以表征多相胶体胞元在外载荷作用下发生相漂移的趋势，并进行了其表达式的推导。

3) 以高温润滑脂在管道中的流动为例，应用本模型进行了脂内组分漂移现象的研究。仿真结果表明，应用本模型较好地提示了润滑脂流动过程中的剪切稀化现象与组分分布的变化情况。

参考文献 (References)

- [1] Cho, Y.I. and Choi, E. (1993) Rheology and Hydrodynamic Analysis of Grease Flows in a Circular Pipe. *Tribology Transactions*, **36**, 545-554.
- [2] Noresson, V. and Ohlson, N.-G. (2001) A Critical Study of the Bingham Model in Squeeze-Flow Mode. *Materials & Design*, **22**, 651-658
- [3] Atkinson, C. and El-Ali, K. (1992) Some Boundary Value Problems for the Bingham Model. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, **41**, 339-363
- [4] Yoo, J.-G. and Kim, K.-W. (1997) Numerical Analysis of Grease Thermal Elastohydrodynamic Lubrication Problems Using the Herschel-Bulkley Model. *Tribology International*, **30**, 401-408.
- [5] Sankar, D.S. and Lee, U. (2008) Two-Fluid Herschel-Bulkley Model for Blood Flow in Catheterized Arteries. *Journal of Mechanical Science and Technology*, **22**, 1008-1018
- [6] Kirsanov, E.A., *et al.* (2007) Physical Meaning of the Rheological Coefficients in the Generalized Casson Model. *Moscow University Chemistry Bulletin*, **62**, 18-21.
- [7] Srivastava, V.P. and Saxena, M. (1994) Two-Layered Model of Casson Fluid Flow through Stenotic Blood Vessels: Applications to the Cardiovascular System. *Journal of Biomechanics*, **27**, 921-928
- [8] Elie, B.-C., *et al.* (2010) A Non-Newtonian Model Based on Ree-Eyring Theory and Surface Effect to Predict Friction in Elastohydrodynamic Lubrication. *Tribology International*, **40**, 1674-1682.