

管内脉动层流动力学特性研究

蔡玲玲, 米沙, 刘志强*

(中南大学 能源科学与工程学院, 湖南 长沙 410083)

摘要: 采用数值模拟方法对圆管内低频率脉动层流动力学特性进行了研究, 分析了管内脉动层流速度以及流体剪切应力分布特性. 研究结果表明: 脉动层流中出现回流现象, 且速度边界效应的范围与脉动频率有关. 脉动频率越大, 速度边界层范围越小, 边界层内速度梯度越大. 在边界层内, 流体剪切应力的作用方向出现周期性变化. 随着振幅 A 的增大, 壁面剪切应力先增后降, 然后再增, 最后趋近于某一值. 而管道压降随着振幅的增大最初变化并不明显, 在 $A=0.6$ 时压降急剧增大, 而当 $A>0.8$ 时明显降低. 综合考虑脉动频率和振幅对壁面剪切应力与压降的影响规律, 存在最佳振幅, 且最佳频率为 $0\sim 2.5$ Hz.

关键词: 脉动流; 层流; 剪切应力; 压降; 频率

中图分类号: TB126

文献标识码: A

doi: 10.7511/dllgxb201805004

0 引言

换热器及管道表面污垢清洗是各行业中亟待解决的问题. 例如, 牛奶和乳制品处理过程中换热器通常需要每天清洗^[1]. 在清洗时, 为了将表面污垢转化为易于通过液压或扩散作用去除的形态, 往往在清洗液体中加入清洗剂. 由于氢氧化钠溶液会使蛋白质污垢发胀, 经常将氢氧化钠溶液作为清洗剂. 为了避免产品受到清洗剂的污染, 系统除垢后需进行全面清洗才能投入生产. 因此, 优化清洗方法以提高环境和经济效益是十分重要的.

提高污垢清洗效果的方法有很多, 脉动流就是其中一种. 已经有很多学者对在稳定流上叠加脉冲的方法进行了研究. Lelièvre 等^[2]将脉动流应用于不锈钢设备中细菌群的去除, 获得了较为理想的清洗效果. Gillham^[3]通过在圆管内层流流动上叠加脉冲的方法以增强蛋白质污垢清洗效果. 实验研究发现, 脉动流可有效提高壁面剪切应力, 从而提高污垢清洗效率^[1,4]. 在很多商业清洗过程中, 往往通过增大流体流速来提高壁面剪切应力, 从而提高清洗效率. Gillham 等^[1]的研究表明脉动流可以在较低流速下获得相同的清洗效

果. Förster 等^[5]对换热器表面的结晶污垢进行清洗时发现, 脉动流可有效抑制换热器表面结晶污垢的形成. Augustin 等^[6]的实验研究表明, 回流现象和两个脉冲之间的时间间隔可以有效降低结晶污垢的形成率. 综合研究结果可以发现, 减缓污垢形成、提高清洗效率的一个关键参数就是流体对污垢表面施加的剪切应力, 因为它可以抑制污垢黏附, 促进污垢块的破裂和分离.

脉动流应用于污垢清洗工程时, 应结合污垢黏附强度特性, 准确预测脉动流的剪切强度特性. 胡玉生^[7]在对圆管内脉动流的数值模拟研究中发现, 当脉动振幅和频率足够大时会在近壁面处形成回流, 且随着振幅和频率的增大, 回流的幅度和持续时间逐渐增大. Dai 等^[8]对高频脉动流进行三维模拟研究, 结果显示速度环形效应大约在距离壁面 0.5 mm 内, 并提出管径越小, 速度环形效应越显著. 刘宇生^[9]针对简谐脉动流下矩形管内的流场分布及阻力特性进行理论和实验研究, 发现脉动流速度分布在近壁区域出现边界效应, 速度梯度较大. 脉动流摩擦常数随时间周期脉动. Blythman 等^[10]采用粒子图像测速仪 (PIV) 对矩形微通道低雷诺数脉动层流的速度和壁面剪切应

收稿日期: 2018-01-12; 修回日期: 2018-07-16.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51676209); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目 (2017zzts170).

作者简介: 蔡玲玲 (1990-), 女, 博士生, E-mail: cl0328@163.com; 刘志强* (1970-), 男, 博士, 教授, 博士生导师, E-mail: liuzq@csu.edu.cn.

力进行测量,首次通过实验手段验证脉动层流在矩形管内的速度分布特性. Qi 等^[11]对矩形微通道内脉动层流的流场及壁面剪切应力分布特性进行理论分析,同样发现回流现象的存在,且壁面剪切应力相比于稳定流有所增大. Celnik 等^[12]提出采用格林函数法对圆管内脉动层流的流动和剪切应力进行计算,在对三角脉动流剪切应力计算时发现,脉动流最大剪切应力可以达到 7 倍稳定流产生的剪切应力.

目前的研究主要集中在脉动流流场分析,少数对脉动流剪切应力的研究也大多是针对特定脉动频率、振幅的脉动流. 本文采用数值模拟方法研究圆管内脉动层流的动力学特性,分析脉动振幅、频率对近壁面速度及剪切应力分布的影响规律,为准确预测脉动流剪切强度特性提供参考.

1 数学模型与求解

1.1 计算模型与参数

图 1 为二维仿真模型的示意图,管径为 10 mm,为使管内流体充分发展,管长为 1 610 mm. 采用商业软件进行模型构建、网格划分和数值计算. 坐标原点在圆管入口中心处. 为提高计算效率和计算精度,对管内流动进行二维数值模拟,模型全部采用 ICEM CFD 进行正交结构化网格划分.

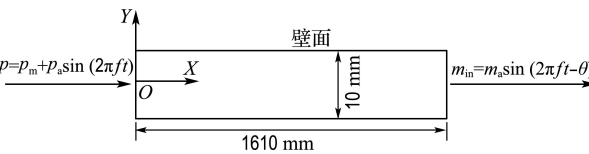


图 1 管内脉动流仿真模型示意图
Fig. 1 Schematic of simulation model of pulsed flow in pipe

为了避免网格数引起的求解误差,对计算的物理模型设计了 4 种不同密度网格,进行了网格无关性分析. 本文计算的脉动时间周期在 0. 01~10 s,验证时间周期选取 $T/16$ 、 $T/32$ 、 $T/64$,其中 $T=0. 05$ s. 随着网格密度的变化选择合适的网格. 表 1 为管中心速度在不同条件下的计算结果,从表 1 可以看出,当网格数大于等于 98 482 以后,随着网格数的增加,脉动速度波动较小,因此,在网格数 98 482 的基础上进行后续研究.

1.2 控制方程

为了便于数学模型建立,做如下基本假设:

表 1 不同网格数和时间步长下的管中心速度对比

Tab. 1 Comparison of tube center velocity under different mesh number and time step

工况	网格数	时间步长/s	管中心速度/(m·s ⁻¹)
1	90 284	3. 125 0×10 ⁻³	2. 485
2	90 284	1. 562 5×10 ⁻³	2. 485
3	90 284	7. 812 5×10 ⁻⁴	2. 485
4	94 286	3. 125 0×10 ⁻³	2. 497
5	94 286	1. 562 5×10 ⁻³	2. 498
6	94 286	7. 812 5×10 ⁻⁴	2. 499
7	98 482	3. 125 0×10 ⁻³	2. 500
8	98 482	1. 562 5×10 ⁻³	2. 500
9	98 482	7. 812 5×10 ⁻⁴	2. 500
10	103 482	3. 125 0×10 ⁻³	2. 500
11	103 482	1. 562 5×10 ⁻³	2. 500
12	103 482	7. 812 5×10 ⁻⁴	2. 501

- (1)流体为不可压缩牛顿流体;
- (2)流动过程中流体物性参数不发生改变;
- (3)不考虑传热和重力对流体的作用.

流体以层流态在管中流动,其连续方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量方程为

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \tag{2}$$

式中: ρ 为流体密度, u 为流体速度, p 为压力, μ 为动力黏度, t 为时间, i, j 表示 X 轴和 Y 轴方向.

1.3 边界条件与求解

模型中的脉动流由一个振荡压力波驱动,入口边界为压力入口,压力大小为

$$p = p_m + p_a \sin(2\pi ft) = p_m [1 + A \sin(2\pi ft)] \tag{3}$$

式中: p_m 为周期平均压力, 200 Pa; p_a 为压力峰值, Pa; f 为脉动频率, Hz; $A = p_a/p_m$, 为量纲一振幅.

壁面采用无滑移壁面边界条件,出口采用质量流量出口边界条件:

$$m_{in} = m_a \sin(2\pi ft - \theta) \tag{4}$$

其中 m_a 为质量流量峰值, θ 为入口压力与出口质量流量相位差. 本文取 $m_a = 0. 5$ kg/s, $\theta = 30^\circ$.

Fluent 求解过程中对脉动速度自定义 UDF 程序,整个过程采用非稳态计算,对不同频率和振幅作用下的脉动流选择合理的时间步长. 计算采用 SIMPLE 算法,为提高计算精度,采用具有三阶精度的 QUICK 差分格式进行方程的离散.

2 计算结果分析与讨论

2.1 数学模型验证

为了验证数学模型的正确性及边界条件与算法的合理性,用该模型对 Blel 等^[13]做的实验进行模拟,并对数值模拟与实验结果进行对比. Blel 等采用非侵入式电化学方法对圆管进行脉动流壁面剪切应力测量,实验装置、测量方法及误差分析详见文献[13]. 表 2 给出了各脉动流参数.

表 2 各脉动流参数

Tab. 2 Parameters for each pulsed flow

序号	平均速度/(m·s ⁻¹)	振幅	频率/Hz
a	1.54	0.31	1.00
b	1.47	0.27	2.50
e	1.21	0.60	2.50
f	1.03	0.58	2.86
g	1.02	0.79	1.66
h	0.78	0.94	2.50
i	0.59	1.17	2.50

实验方法测量的壁面剪切应力是圆管的 3 个周向位置(上部、下部和右部). 每侧包含了 18 个微电极. 由于每个位置收集到的数据很大,对不同条件下测得的剪切应力进行方差分析,然后对位于同一圆周位置的探头取平均值. 二维模拟的圆管只有上、下部,没有右部,且上、下部数据是对称的,因此,在对比验证时将实验 3 个周向位置的壁面剪切应力取平均值.

图 2 给出了不同脉动条件下数值模拟与实验结果对比. 由图可见数值模拟与实验结果呈现了较好的一致性,当脉动振幅较大时,数值模拟结果稍低于实验结果,当脉动振幅较小时,数值模拟结果稍大于实验结果,平均误差为 13.1%;当量纲一振幅为 0.79,周期为 0.6 s(脉动条件 g)时产生

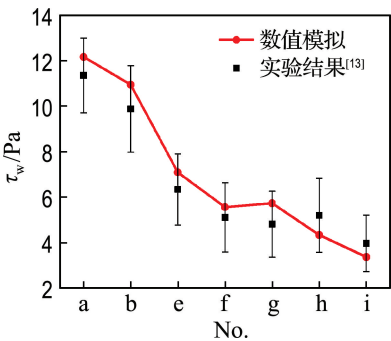


图 2 数值模拟与实验结果对比

Fig. 2 Comparison of numerical simulation and experimental results

最大误差 19.1%. 因此,本文选取的数学模型是可靠的,同时也反映了计算结果的准确性.

2.2 速度分布特性

为了深入分析脉动流在圆管内速度分布特性,分别选取 A 为 0.2、0.4、0.6、0.8、1.0, f 为 0.1、1、2.5、10 Hz 的工况进行分析. 在施加脉动压力条件下,流体自第 10 个脉动周期后达到充分发展状态,因此选取第 11 个周期作为研究对象,压力入口和质量流量出口相位差 $\theta=30^\circ$,根据数值模拟选取合理的时间步长,一个周期内共有 32 个时间步,即有 32 个瞬间,从中选取 8 个特征瞬间给出截面速度分布情况,如图 3 所示. 该 8 个瞬间包含了脉动波峰、半峰和平衡位置所对应的时刻.

可以看出,脉动流速度分布出现回流现象,这与已有研究结果一致. 特别需要注意的是,从图 3 可以看出,脉动频率显著影响截面速度分布特性,尤其是脉动流速度边界效应. 随着脉动频率 f 的增大,管中心速度减小而速度边界效应变得更为明显. 文献[8]提出速度边界效应在壁面 0.5 mm 距离内,但是从图中可以看出,速度边界效应的影响范围与脉动频率有关. 在一个周期内,涡量在有限的距离内扩散,在远离壁面的方向上呈指数衰减,最后被相反方向的涡量抵消. 这个靠近壁面区域有限距离被称为斯托克斯边界层. 在斯托克斯边界层之外流体的涡量可以忽略不计,该区域内的流体可视为无黏流. 这与稳定流大不相同,稳定流在整个管道内均存在黏性耗散. 当脉动时间尺度减小时,斯托克斯边界层变窄,在流体的中心形成一个无黏的流体域. 图 3 中虚线标记的厚度即为斯托克斯边界层厚度, $\delta_v \approx 4.6 \sqrt{\nu/\pi f}$. 低频率下,斯托克斯边界层充斥整个管道截面(图 3(a)),流体流动特性与稳定流相似,可视为准稳定流,最大速度出现在管中心位置;高频率下,斯托克斯边界层厚度明显小于管道的水力半径(图 3(d)),此时管内大部分流体为无黏流,流动表现为振荡活塞流. 最大速度不在中心位置,而是在壁面附近,且在截面大部分区域速度分布均匀.

在平衡位置(0.500T 和 T 时刻)速度出现过冲现象,这是由于黏性力与惯性力之间相互作用的结果. 此外,从脉动流速度分布图中可以明显看出一个脉动周期内出现局部回流(0.500T 时刻),甚至是整个截面上发生回流现象(0.750T 时刻). 并且,回流最先出现和消失都在壁面附近.

2.3 剪切应力分布特性

图 4 给出了脉动压力波作用下流体体积流量

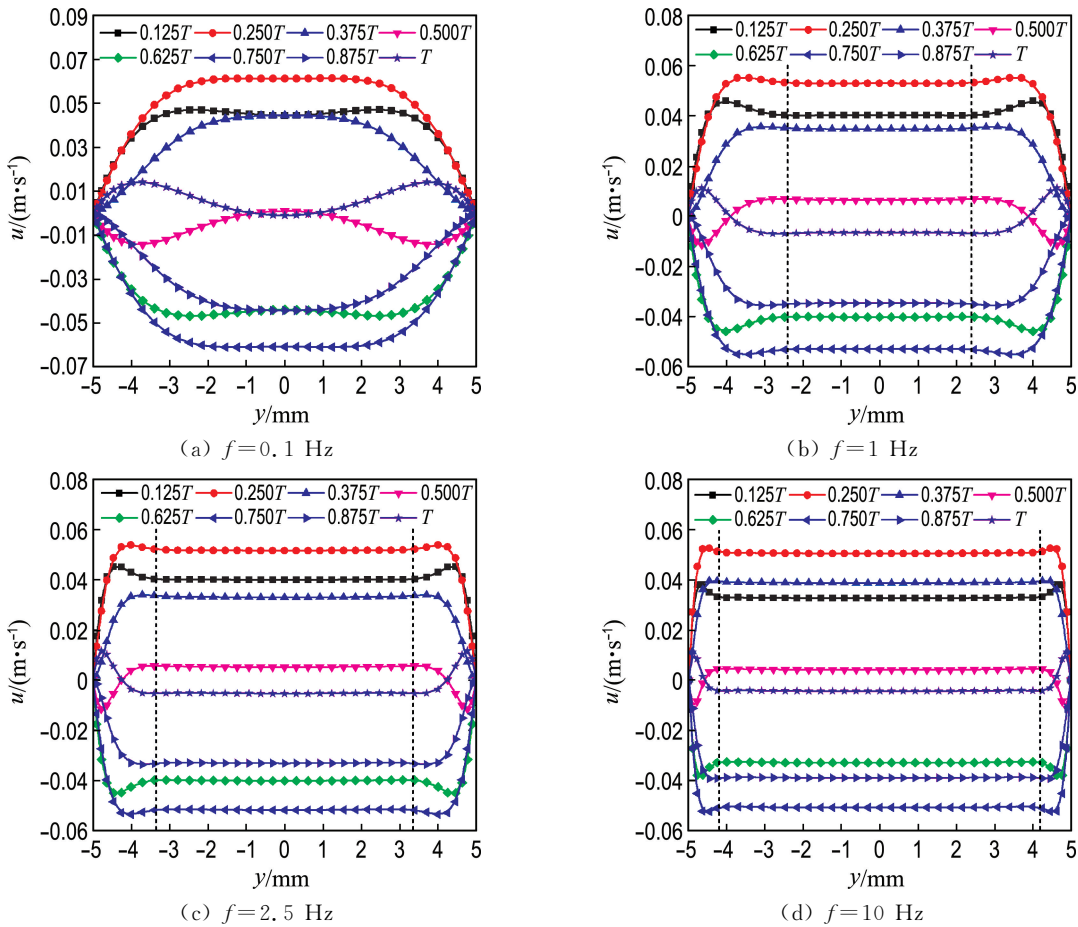


图 3 $A=0.2$ 时速度分布
Fig. 3 Velocity profiles for $A=0.2$

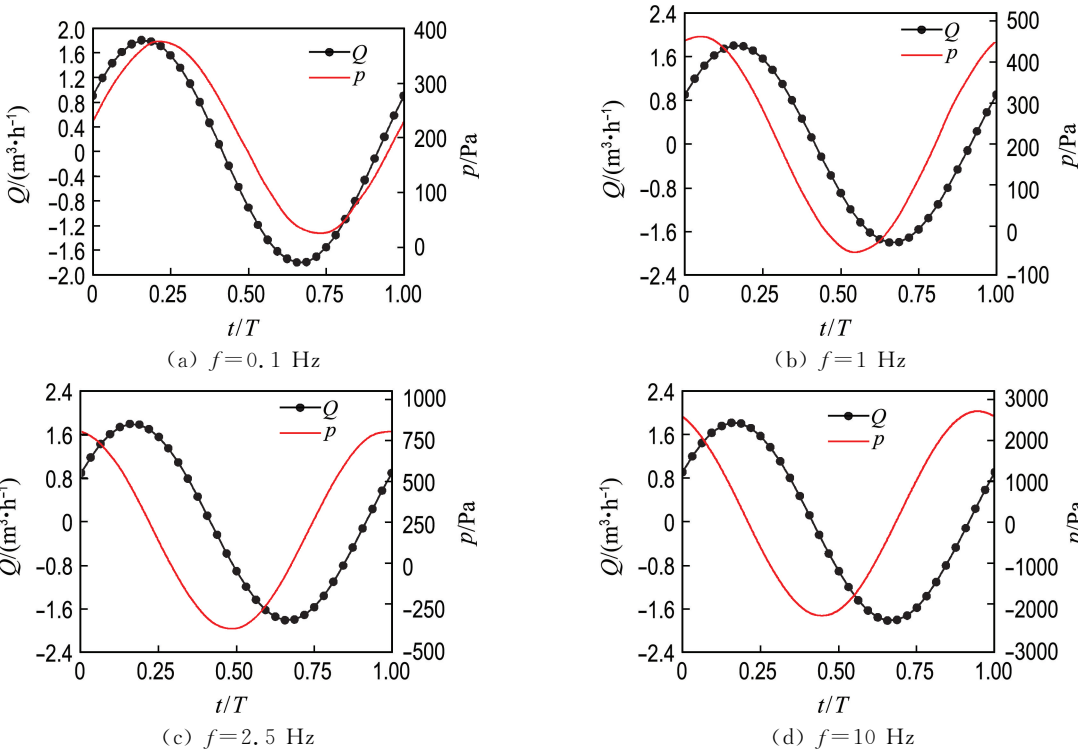


图 4 $A=1.0$ 体积流量和压力随时间演变规律
Fig. 4 Temporal evolution of flow rate and pressure for $A=1.0$

随时间的变化规律.从图中可以看出,体积流量与压力之间存在相位差,并且随着脉动时间尺度减小,体积流量与压力之间的相位差也随之增大.这是由于压力反应灵敏,传播速度快,造成压力波超前,与体积流量形成相位差.当脉动频率 f 增大时,流体由于惯性作用响应不及时,从而增大了体积流量与压力波之间的相位差.值得注意的是,当脉动时间尺度减小,相位差变化较小.另外,随着频率增大,流体来不及响应发生流动滞止现象,动压转换为静压,管道截面压力也随之迅速增加.

图 5 给出了不同频率下的脉动流剪切应力分布情况.从图中可以发现,在管道中心位置,流体剪切应力为 0,沿着管半径方向逐渐增大,在壁面附近达到最大值.流体剪切应力与流体速度分布相关,速度发生回流现象导致出现负方向流体剪切应力.脉动层流的剪切应力作用方向周期性发生变化,有利于壁面附着物的剥离.随着脉动频率的增大流体剪切应力也逐渐增大,尤其在斯托克斯边界层内,由于脉动流最大速度出现在近壁面,边界层内速度梯度增大,使得流体剪切应力迅速增大.为了得到更大的流体剪切应力可以增大脉动频率,但需考虑频率增大带来的流体压力增大,平衡剪切应力增加与管道输入功率之间的关系.

2.4 脉动参数对壁面剪切应力及管道压降的影响

图 6(a)为 $f=1\text{ Hz}$ 时壁面剪切应力随振幅变化图,由图中可以看出其总体变化趋势是随着振幅的增大,先增后降,再增再降.在 $0<A<0.6$ 时,壁面剪切应力先是稍有增大然后降低,在 $A=0.2$ 时达到最大值;当 $0.2<A<1.0$ 时,随着振幅的增大逐渐降低,然后增大,最后趋于某一值.在 $0.2<A<0.8$ 时,振幅对壁面剪切应力的影响十分显著.这是由于当振幅 $0<A<0.2$ 时,由于脉动速度较小,此时增大振幅 A ,使得流体流速增大,壁面剪切应力随之增大;当 $0.2<A<0.6$ 时流体负方向速度增大较快,导致负方向壁面剪切应力增大速度大于正方向壁面剪切应力,因此平均壁面剪切应力呈下降趋势;当 $A>0.6$ 时流体惯性增大,流体受惯性作用减小了负方向脉动速度,此时平均壁面剪切应力回升.

图 6(b)为 $A=0.2$ 时壁面剪切应力随频率变化图,由图中可以看出其总体变化趋势是随着频率的增大,壁面剪切应力逐渐增大,而且随着频率的增大,壁面剪切应力增大幅度减小.在 $0<f<2.5\text{ Hz}$ 时,壁面剪切应力随频率增大而增大的效果较为明显,而到 $2.5\text{ Hz}<f<10\text{ Hz}$ 时,壁面剪

切应力随频率增大变得较为平缓.造成此现象的主要原因是在低频率脉动条件下,增大频率 f 使

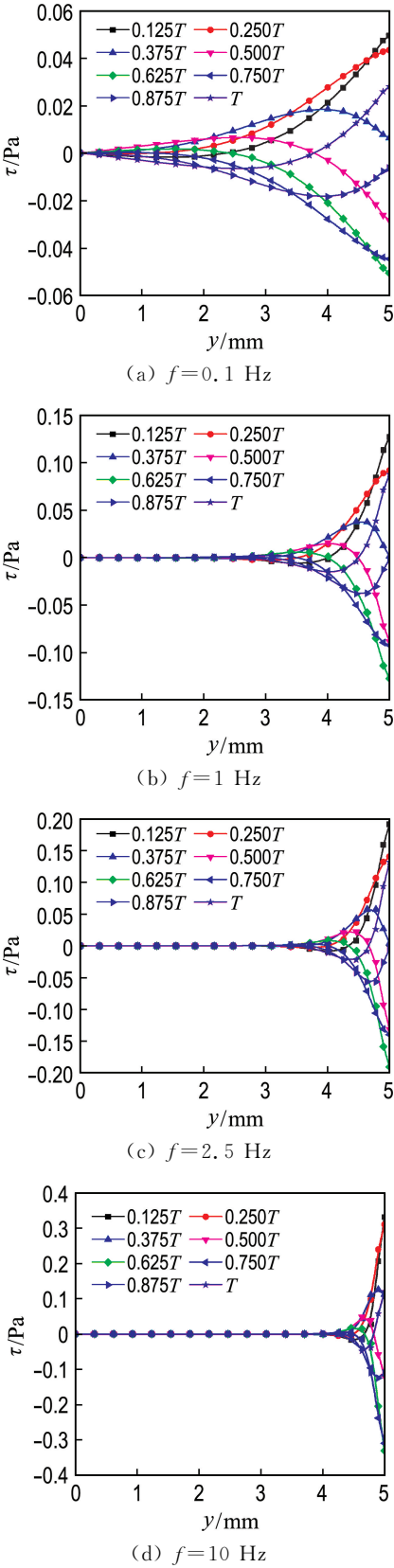


图 5 $A=0.2$ 时剪切应力分布
Fig. 5 Shear stress profiles for $A=0.2$

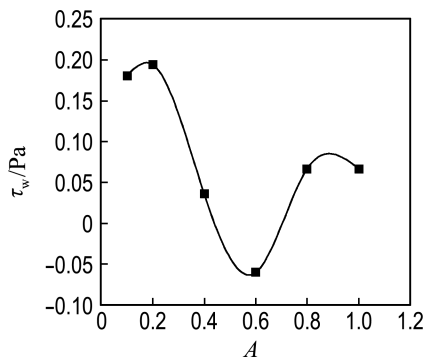
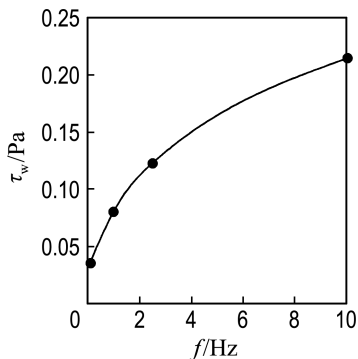
(a) $f=1$ Hz 时壁面剪切应力随振幅变化图(b) $A=0.2$ 时壁面剪切应力随频率变化图

图6 脉动参数对壁面剪切应力的影响

Fig. 6 Effect of pulse parameters on wall shear stress

得斯托克斯边界层变窄,速度边界效应更为显著,壁面附近速度梯度增大,从而获得较大的壁面剪切应力.然而,在高频率脉动条件下,频率 f 对边界效应的影响作用减小,因而在高频率条件下壁面剪切应力随频率 f 增大而增大的效果变得不显著.因此,在 $0 < f < 2.5$ Hz 时增大脉动频率以获得更大的壁面剪切应力的措施是有效且经济的.

图7(a)为 $f=1$ Hz 时管道压降随振幅变化图,由图中可以看出其总体变化趋势是随着振幅的增大,先降后增再降.在 $0 < A < 0.6$ 时,压降显示逐渐降低再增大,但是变化并不明显,在 $A=0.4$ 时最小.当 $0.6 < A < 1.0$ 时,随着振幅的增大迅速增大后又降低,在 $A=0.8$ 时压降达到最大.这是由于当振幅 A 趋于 1.0 时,流体在管内出现回流现象,造成当地压力回升、压降减小.因此,在 $0.6 < A < 1.0$ 时振幅对管道压降的影响十分显著.

图7(b)为 $A=0.2$ 时管道压降随频率变化图.由图中可以看出其总体变化趋势是先降低后增大.在 $0 < f < 2.5$ Hz 时,压降随频率增大先小幅度降低,然后增大.当 $2.5 \text{ Hz} < f < 10$ Hz 时,

压降随频率增大急剧增大.这是由于在低频率脉动条件下,增大频率 f 时斯托克斯边界层变窄,流体中心形成的无黏流体域增大,管道压降降低.在高频率脉动条件下,频率 f 对斯托克斯边界层影响减小,同时流体由于惯性力作用体积流量与压力波相位差增大,增大了流动阻力.在 $f=2$ Hz 时管道压降达到最小值,为最佳脉动频率.

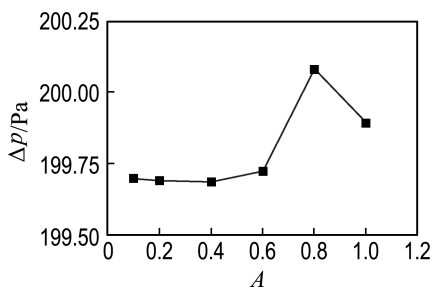
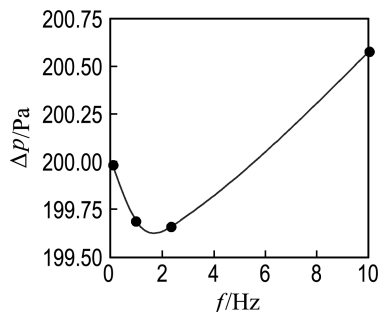
(a) $f=1$ Hz 时管道压降随振幅变化图(b) $A=0.2$ 时管道压降随频率变化图

图7 脉动参数对管道压降的影响

Fig. 7 Effect of pulse parameters on pressure drop in pipe

3 结 论

(1)脉动压力与体积流量之间存在相位差,且脉动频率越大,相位差越大;速度边界效应的范围与脉动频率有关.脉动频率越大,速度边界层范围越小,边界层内速度梯度越大;流体剪切应力在边界层内快速增大,并且作用方向周期性变化.

(2)随着脉动频率的增大,壁面剪切应力也随之增大,而管道压降则先降后增,存在最佳脉动频率;随着振幅的增大,壁面剪切应力先增后降,然后再增,最后趋近于某一值.管道压降起初变化并不明显,当 $A=0.6$ 时急剧增大,当 $A > 0.8$ 时有明显降低,而最佳振幅 $A=0.2$.为了提高脉动层流的壁面剪切应力,不能一味提高脉动频率和振幅,应综合考虑泵送能耗,脉动层流的最佳脉动频率为 $0 \sim 2.5$ Hz.

参考文献:

[1] GILLHAM C R, FRYER P J, HASTING A P M,

- et al.* Enhanced cleaning of whey protein soils using pulsed flows [J]. **Journal of Food Engineering**, 2000, **46**(3):199-209.
- [2] LELIÈVRE C, LEGENTILHOMME P, GAUCHER C, *et al.* Cleaning in place: effect of local wall shear stress variation on bacterial removal from stainless steel equipment [J]. **Chemical Engineering Science**, 2002, **57**(8):1287-1297.
- [3] GILLHAM C R. Enhanced cleaning of surfaces fouled by whey proteins [D]. Cambridge: University of Cambridge, 1997.
- [4] BLEL W, LEGENTILHOMME P, BÉNÉZECH T, *et al.* Cleanability study of a scraped surface heat exchanger [J]. **Food and Bioprocess Processing**, 2013, **91**(2):95-102.
- [5] FÖRSTER M, AUGUSTIN W, BOHNET M. Influence of the adhesion force crystal/heat exchanger surface on fouling mitigation [J]. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, 1999, **38**(4/5/6):449-461.
- [6] AUGUSTIN W, BOHNET M. Einfluss einer pulsierenden Strömung auf das Foulingverhalten an wärmeübertragenden Flächen [J]. **Chemie Ingenieur Technik**, 2001, **73**(9):1139-1144.
- [7] 胡玉生. 流体脉动强化对流换热的数值模拟[D]. 重庆:重庆大学, 2005.
HU Yusheng. Numerical simulation of heat transfer enhancement with pulsating flow [D]. Chongqing: Chongqing University, 2005. (in Chinese)
- [8] DAI Qunte, CHEN Yanyan, YANG Luwei. CFD investigation on characteristics of oscillating flow and heat transfer in 3D pulse tube [J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2015, **84**:401-408.
- [9] 刘宇生. 矩形通道内脉动流流动特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2012.
LIU Yusheng. Study on flow characteristics of pulsating flow in rectangular channel [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2012. (in Chinese)
- [10] BLYTHMAN R, PERSONS T, JEFFERS N, *et al.* Localised dynamics of laminar pulsatile flow in a rectangular channel [J]. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, 2017, **66**:8-17.
- [11] QI X G, SCOTT D M, WILSON D I. Modelling laminar pulsed flow in rectangular microchannels [J]. **Chemical Engineering Science**, 2008, **63**(10):2682-2689.
- [12] CELNIK M S, PATEL M J, PORE M, *et al.* Modelling laminar pulsed flow for the enhancement of cleaning [J]. **Chemical Engineering Science**, 2006, **61**(6):2079-2084.
- [13] BLEL W, LE GENTIL-LELIÈVRE C, BÉNÉZECH T, *et al.* Application of turbulent pulsating flows to the bacterial removal during a cleaning in place procedure. Part 1: Experimental analysis of wall shear stress in a cylindrical pipe [J]. **Journal of Food Engineering**, 2009, **90**(4):422-432.

Study of dynamics characteristics of laminar pulsed flow in pipe

CAI Lingling, MI Sha, LIU Zhiqiang*

(School of Energy Science and Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: The dynamics characteristics of laminar pulsed flow in a circular pipe with low frequency are studied by numerical simulation. The distribution characteristics of velocity and fluid shear stress of laminar pulsed flow in pipe are analyzed. The results indicate that the flow reversal happens in laminar pulsed flow and the range of velocity boundary effect is related to the pulsed frequency. The bigger the pulsed frequency is, the smaller the range of velocity boundary layer is, the greater the velocity gradient in boundary layer is. In the boundary layer, the direction of fluid shear stress changes periodically. The wall shear stress first increases and decreases with the increase of the amplitude A , then increases again, and finally reaches a certain value. The pressure drop of the pipe has no obvious change at first with the increase of the amplitude, it increases dramatically when $A = 0.6$ and decreases obviously when $A > 0.8$. Considering the influence of pulsed frequency and amplitude on wall shear stress and pressure drop, the amplitude has an optimum value and the pulsed frequency is best in range of 0-2.5 Hz.

Key words: pulsed flow; laminar flow; shear stress; pressure drop; frequency