排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2020 年 11 月 Nov. 2020 | 第 38 卷 第 11 期 Vol.38 No.11

湍流发生器径比对剪切室内流体黏度的影响


刘在伦

刘在伦[1,2]，王虎[1*]，芦维强[3]，苏丹枫[1]
（1. 兰州理工大学能源与动力工程学院，甘肃 兰州 730050；2. 兰州理工大学温州泵阀工程研究院，浙江 温州 325105；3. 重庆三峡学院环境与化学工程学院，重庆 404000）

摘要：为了了解湍流发生器径比对剪切室内流体黏度的影响，提出了一种新的湍流发生器设计方法，设计出 5 种不同径比的湍流发生器方案.在径比为 0.5，0.6，0.7，0.8，0.9 时，以浓度为 12.5% 的卫生纸浆作为介质进行数值模拟，引入黏度均值和黏度标准差的概念，对剪切室内黏度分布情况进行了分析.结果表明：在径比由 0.5 增加至 0.9 的过程中，剪切室内流体黏度的整体值逐渐降低，且径比为 0.7 时，剪切室内质点黏度分布最均匀.在剪切室内取不同轴向截面后发现，随着径比系数增大，剪切室进口出现明显的高低黏度流体分离现象，出口处流体黏度逐渐减小.同一截面内流体黏度在半径方向呈规律性变化，且在湍流发生器叶顶部位存在黏度极小值，径比增大过程中，其值逐渐减小，并沿半径增大方向移动.

关键词：湍流发生器；中浓纸浆；径比；Heschel-Bulkley 流体模型；黏度
中图分类号：S277.9　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2020)11-1145-07
Doi：10.3969/j.issn.1674-8530.19.0154

刘在伦，王虎，芦维强，等.湍流发生器径比对剪切室内流体黏度的影响[J].排灌机械工程学报，2020，38(11)：1145-1151.
LIU Zailun，WANG Hu，LU Weiqiang，et al.Effect of turbulence generator diameter ratio on fluid viscosity in shear chamber[J].Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2020，38(11)：1145-1151.(in Chinese)

Effect of turbulence generator diameter ratio on fluid viscosity in shear chamber

LIU Zailun[1,2]，*WANG Hu*[1*]，*LU Weiqiang*[3]，*SU Danfeng*[1]
(1. College of Energy and Power Engineering，Lanzhou University of Technology，Lanzhou，Gansu 730050，China；2. Engineering Institute of Wenzhou Pump & Value，Lanzhou University of Technology，Wenzhou，Zhejiang 325105，China；3.College of Environmental and Chemical Engineering，Chongqing Three Gorges University，Chongqing 404000，China)

Abstract：To find out influences of turbulence generator diameter ratio on pulp viscosity in a shear chamber，a new design method was proposed for the turbulence generator. Five turbulence generators with different diameter ratios，namely 0.5，0.6，0.7，0.8 and 0.9 were designed. Then the viscosity distribution in the shear chamber with these generators was analyzed in terms of the mean and standard deviation of the viscosity based on CFD numerical simulations when the sanitary pulp with 12.5% consistency was used as pumped medium. It turned out that the whole value of fluid viscosity in the shear chamber decreased gradually as the diameter ratio raised from 0.5 to 0.9，and the viscosity distribution in the chamber was the most uniform when the diameter ratio was 0.7. In different axial cross-sections

收稿日期：2019-06-27；**修回日期**：2019-07-23；**网络出版时间**：2020-11-12
网络出版地址：https://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20201112.0851.008.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51269010)；浙江省自然科学基金资助项目(LY12E09002)
第一作者简介：刘在伦(1961—)，男，甘肃景泰人，教授，博士生导师(liuzl88@sina.com)，主要从事流体机械轴向力测试技术与理论研究.
通信作者简介：王虎(1993—)，男，甘肃陇南人，硕士研究生(1711089118@qq.com)，主要从事中浓纸浆泵湍流发生器研究.

in the chamber, it was found that with increasing diameter ratio a phenomenon where the fluid with high viscosity was separated from the fluid with low viscosity that occurred at the inlet to the chamber, and the fluid viscosity at the outlet to the chamber decreased gradually. In the same section, the fluid viscosity varied regularly in the radius direction, and there was a minimum viscosity at the tip of the turbulence generator. As the diameter ratio was increased, the minimum viscosity was lower gradually, and its position moved along the increasing radius direction.

Key words: turbulence generator; medium consistency pulp; diameter ratio; heschel-bulkley fluid model; viscosity

在中浓纸浆泵中,湍流发生器位于泵入口位置,其主要作用是在泵入口提供1个高剪切流场,在流场内通过旋转剪切作用,使中浓纸浆进入叶轮前湍流化,从而增加浆液的可流动性,实现中浓度纸浆的运输.梁晓瑜[1]指出,中浓纸浆($7\% \leqslant C \leqslant 15\%$)在高剪切流场中实现湍流化后可用中浓纸浆泵输送.叶道星等[2]通过试验测量,发现中浓度纸浆湍流化过程存在湍流化前与湍流化后2个阶段,且湍流发生器的外径与纸浆性质、湍流化点及对应的剪切速率、中浓纸浆泵的转速有直接关系.李红等[3]采用Fluent内嵌Heschel-Bulkley流体模型,数值模拟得出通过减小输送管道直径以接近于湍流发生器叶轮外径的方法,实现纸浆的湍流化.叶道星等[4]基于声纳流量测试系统,设计了1种中浓度纸浆泵性能试验台,发现中浓纸浆泵的扬程、效率随着纸浆浓度的增加逐渐下降.叶道星等[5]提出了正交试验可用于纸浆泵性能的优化.李智等[6]根据中浓纸浆的流动特性,推导了湍流发生器外径的计算方法.李瑞瑞等[7]采用试验研究,分析提出了螺旋叶片式湍流发生器有效剪切速度的概念,优化了螺旋叶片式湍流临界转速的计算公式,验证了湍流临界转速不仅与叶片直径有关,还与叶片的螺旋升角、螺距密切相关.目前,国内外专家学者针对湍流发生器进行的试验与数值计算还比较少,关于剪切室内流体黏度的研究尚不完善.因此,探究湍流发生器剪切流场内流体黏度的变化规律具有重要意义.

文中提出1种中浓纸浆泵湍流发生器的新型设计方法,设计5种不同径比的湍流发生器方案,采用数值计算方法,通过改变径比系数 e,研究不同径比条件下剪切室内流体黏度的变化规律.

1 湍流发生器的设计

1.1 设计思想与径比的定义

实现湍流发生器与纸浆泵的合理过渡是湍流发生器设计的关键.针对独立结构的湍流发生器,相比整体式结构,其优点是可以与叶轮进口保持适当的距离,便于湍流化的纸浆浆液在进入叶轮前实现气体的排除,且与螺旋式湍流发生器相比具有更紧凑的结构.如图1所示,湍流发生器安装在纸浆泵进口,实际运转过程中应与纸浆泵相互匹配.

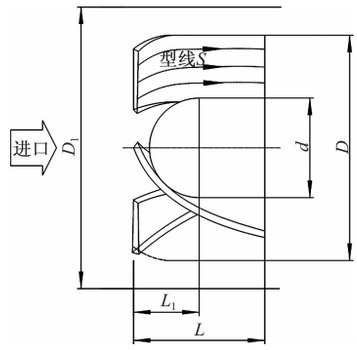


图1 湍流发生器几何尺寸示意图

Fig.1 Geometric dimensions of turbulence generator

泵入口直径是直接与流量相关的参数,计算公式为

$$D_j = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_1}}, \tag{1}$$

式中:v_1为离心纸浆泵进口流速,在离心泵设计中一般取3 m/s;Q为泵设计流量,m^3/s;D_j为泵入口直径,m.

为了将湍流发生器和纸浆泵从水力和结构上系统地联系起来,以纸浆泵入口直径 D_j 为基准,对中浓纸浆泵湍流发生器进行量纲一参数化设计,引入了径比 e 的定义,计算公式为

$$e = \frac{D}{D_j}, \tag{2}$$

式中:D为湍流发生器外径,m.

1.2 叶片型线的确定

湍流发生器叶顶型线在外径为 D 的圆周面上,在确定包角 α 后,将直径为 D 的圆周面按图2所示的方格区域截取出来,展开后便得到叶轮外径为 D、

包角为 α 的方格网参数控制图，如图 3 所示.

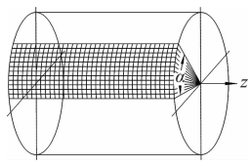


图 2　圆周面方格网示意图
Fig.2　Sketch of square grid on cylindrical surface

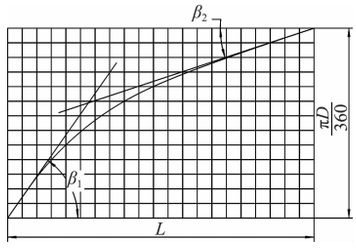


图 3　型线方格网示意图
Fig.3　Sketch of square grid in developing plane

确定湍流发生器外径和包角大小后，叶顶型线可绘制在 $L\times\frac{\alpha\pi D}{360}$ 的方格网上，包角按每隔 5°等分，则圆周方向方格网的个数为 $\alpha/5$，可以计算出每个小方格网的圆周尺寸为 $\Delta U=\pi D/72$，由于在方格网中圆周尺寸等于轴向尺寸，即 $\Delta U=\Delta L$，从而可以计算出轴向小方格网的个数为 $72L/\pi D_1$，由以上数据即可绘制出湍流发生器叶顶型线方格网，其型线走势由叶片进口角 β_1 和出口角 β_2 控制.

1.3　湍流发生器的几何尺寸及模型

以 150XJ125-25 型无堵塞纸浆泵的入口直径 $D_j=150$ mm 作为设计条件，根据以上的设计思路和方法，确定出湍流发生器的基本参数：入口角 $\beta_1=42°$，包角 $\alpha=40°$，出口角 $\beta_2=16°$，轴向总长 $L=70$ mm，叶片伸出段 $L_1=25$ mm，叶片轮毂直径 $d=53$ mm，叶片厚度 $\lambda=5$ mm.

其他参数不变，取湍流发生器径比 e 为 0.5，0.6，0.7，0.8，0.9，对应三维实体模型如图 4 所示.

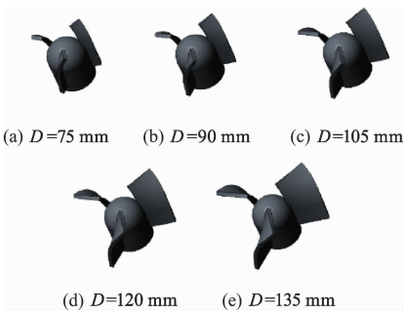


图 4　湍流发生器三维实体模型
Fig.4　Three-dimensional solid model of turbulence generator

2　H-B 流体模型及纸浆物性参数

Heschel-Bulkley（简称 H-B）流体模型是由宾汉流体和幂律流体组合的非牛顿流体模型，可以表现出剪切稀化或剪切增稠行为，$n>1$ 时表现为剪切增稠，$n<1$ 表现为剪切稀化，其本构方程为

$$\tau=\tau_y+K\left|\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}r}\right|^{n-1}\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}r}, \tag{3}$$

式中：τ 为剪切应力，Pa；τ_y 为屈服应力，Pa；K 为浓度系数，Pa·s；n 为幂指数；$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}r}$ 为剪切速率，s^{-1}.

H-B 模型数学通常用于描述混凝土、纸浆、泥浆、面团和牙膏等非牛顿流体，计算公式为

$$\mu=\frac{\tau_y}{\gamma}+K\left(\frac{\gamma}{\gamma_c}\right)^{n-1},\gamma>\gamma_c, \tag{4}$$

$$\mu=\tau_y\frac{\left(2-\frac{\gamma}{\gamma_c}\right)}{\gamma_c}+K\left[(2-n)+(n-1)\frac{\gamma}{\gamma_c}\right],\gamma<\gamma_c, \tag{5}$$

式中：μ 为动力黏度，Pa·s；γ 为剪切速率，s^{-1}；γ_c 为临界剪切速率，s^{-1}.

当 $\gamma<\gamma_c$ 时，剪切应力和剪切速率之间变化可描述为幂指函数；当 $\gamma>\gamma_c$ 后，其剪切应力与剪切速率可近似为线性关系[8]. 中浓纸浆是一种具有屈服极限的剪切稀化流体，只有当流动产生的剪切力大于自身的屈服极限时，纸浆才会流动. 在不同剪切力作用下，其黏度的变化满足 H-B 流体模型中 $n<1$ 的情形，当剪切速率大于临界剪切速率时，中浓纸浆被湍流化，其黏度变化近似地按牛顿流体处理[9].

3　数值计算

在纸浆泵入口直径为 150 mm 的情况下，保持其他几何参数不变，仅改变外径，并建立不同结构的几何模型. 全流道区域均采用高质量的六面体结构化网格划分，如图 5 所示.

选择适用于计算速度梯度较大、考虑旋转效应以及可计算低雷诺数效应的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型[10]，设置进口边界条件为速度进口 $v=2$ m/s，出口边界条件为 outflow，转速 $n=1\ 450$ r/min. 固壁面采用无滑移边界条件，近壁面采用标准壁面函数法处理，控制方程为连续性方程和基于雷诺时均 RANS 的动量守恒方程，采用在通量修正方法上改

进后的 SIMPLEC 算法，收敛精度设为 10^{-4}.采用 Fluent 内与温度无关的 H-B 流体模型，取浓度为 12.5%的卫生纸浆为模拟介质，根据文献[11]对 12.5%卫生纸浆剪切特性的试验结果，将 H-B 流体参数设置为屈服应力 $\tau_y=936$ Pa，浓度系数 $k=204$ Pa·s，剪切稀化指数为 $n=0.08$，取临界剪切速率 $\gamma_c=200$ s^{-1}.模拟中黏度数量级与试验结果相一致[12].通过数值模拟的方法，分析湍流发生器径比对剪切室内流体黏度的影响，进而找出合理的径比 e 取值范围.

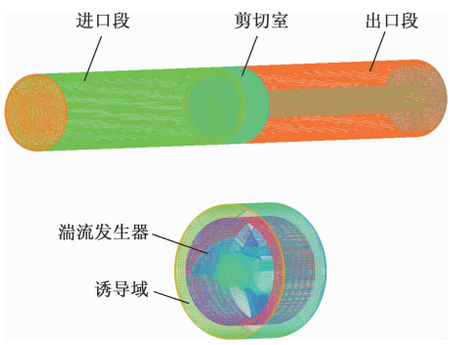


图5 湍流发生器流动区域网格划分
Fig.5 Mesh of fluid domain of turbulence generator

4 结果与分析

4.1 径比对轴向截面内黏度分布的影响

图6为轴向截面位置示意图，取 Z 为10，30和70 mm共3个轴向截面，观察其黏度与径比的变化规律.在 $Z=10$ mm 轴向截面内，径比 e 由0.5增大至0.9过程中，截面上高黏度区域逐渐减小，而在径比 $e=0.8\sim0.9$，靠近轮毂的高黏度区域逐渐增大，且轮缘叶顶部位出现高黏度流体；在 $Z=30$ mm 轴向截面内，径比 e 由0.5增加至0.9过程中，低黏度流体所占区域在此截面内不断扩大，截面内靠近轮毂的高黏度区域逐渐增大；在 $Z=70$ mm 轴向截面内，径比 $e=0.5\sim0.9$ 的变化时，可以观察到其上低黏度流体区域逐渐增大，且截面内靠近轮毂的高黏度区域逐渐减小.

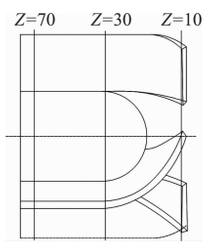


图6 轴向截面位置示意图
Fig.6 Schematic of axial position of cross-sections

从流体力学的角度分析，径比 e 较小时，剪切室内仅湍流发生器叶片周围的流体获得较大的剪切速率，使得黏度降低，而湍流发生器叶顶与管壁之间的流体所受剪切速率很小，仍保持较高的黏度[13].在径比增大的过程中，湍流发生器叶顶与管壁的距离逐渐减小，靠近管壁的流体所获剪切速率逐渐增大，使得靠近管壁的低黏度区域逐渐增大.如图7所示，湍流发生器主要由叶片表面和叶顶为流体提供高剪切流场，径比增大后，靠近轮毂且离叶片较远的流体，所受剪切速率逐渐减小.文中设计的湍流发生器进口部位叶片弯扭程度较大，因此叶片对流体所做的功没有完全用来提供高剪切速率，导致剪切室进口至中间轴向截面上该部分流体的黏度增大，出现了明显的高低黏度分离现象.而在剪切室出口位置处，叶片对流体所做的功几乎完全用来提供高剪切速率，因此，在径比增大时，剪切室出口位置流体的黏度逐渐降低.

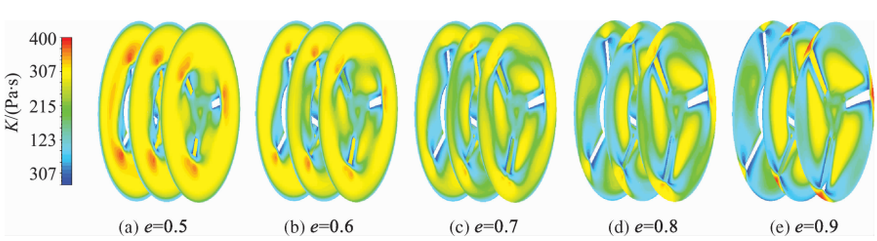


图7 不同径比下过流断面黏度分布
Fig.7 Viscosity contours in three cross-sections at five diameter ratios

4.2 径比对黏度均值和标准差的影响

以统计学的思想引入黏度均值和黏度标准差作为评价湍流发生器性能的参数，其计算公式为

$$\bar{\mu}=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\mu_i\ , \tag{6}$$

$$\sigma(\mu)=\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(\mu_i-\bar{\mu})^2}\ . \tag{7}$$

通过观察剪切室内的黏度云图，发现其黏度变化为中心轴对称分布，每隔120°为1个周期.因此，取包含单个叶片的120°剪切区域为研究对象，在整

个剪切室内各个部位均匀设置了 105 个监测点，如图 8 所示，并获取其黏度值.

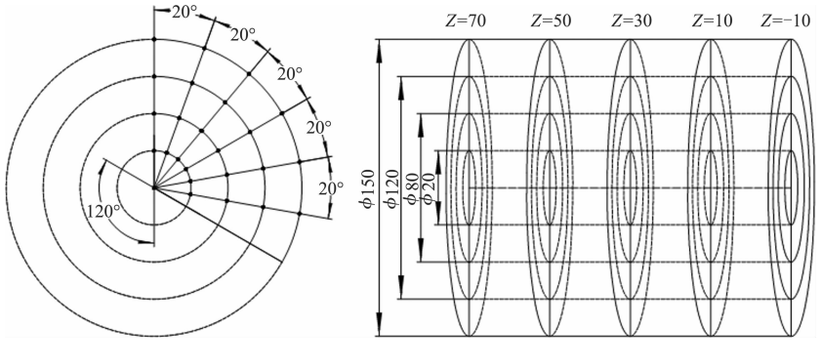


图 8　剪切室监测点分布示意图
Fig.8　Sketch of monitoring points distribution in shear chamber

监测点黏度平均值是以更直观的数值方式反映剪切室内流体黏度的整体值，黏度标准差则表示各个监测点的黏度值与平均值的远近程度.如图 9 所示，在径比 e 不断增大过程中，湍流发生器剪切室内所设监测点黏度平均值曲线呈逐渐减小趋势，其值由 234.01 降至 199.73 Pa · s.随着径比的增大，剪切室内黏度均值降低，说明在已设计的 5 种湍流发生器中，单从黏度整体值降低的角度，大半径的湍流发生器是对湍流化有利的.监测点黏度标准差曲线呈先降低后增大的趋势，径比在 0.5~0.7，黏度标准差由 97.26 Pa · s 降低至 86.18 Pa · s，在 0.7~0. 9，黏度标准差又从 86.18 Pa · s 增加到 96.60 Pa · s，最低点在 e=0.7 附近.随着径比的增大，湍流发生器提供更大的剪切速率，使得剪切室内黏度均值降低，但同时导致了高低黏度的分离现象，使得剪切室内黏度分布的不均匀程度增加.

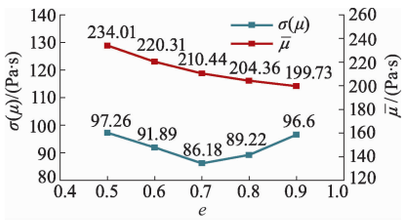


图 9　黏度均值、标准差随径比 e 的变化
Fig.9　Variation of mean and standard deviation of viscosity with diameter ratio e

4.3　剪切室内黏度的径向分布

如图 10a 所示，径比由 0.5 增至 0.9 时，黏度大于 300 Pa · s 的等值体逐渐减小，剪切室小半径区域的高黏度等值体增大，在大半径区域高黏度等值体减小；黏度小于 100 Pa · s 的等值体逐渐增大，剪切室内低黏度等值体沿径向逐渐增大，在大半径区域高黏度等值体减小，如图 10b 所示.

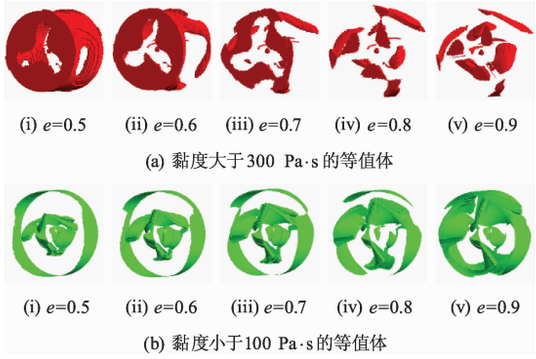


图 10　不同径比下剪切室内黏度等值体的分布
Fig. 10　Viscosity iso-surfaces in shear chamber at five diameter ratios

为了更进一步研究径比对剪切室内黏度径向分布的影响，在 Z=10，30，50，70 mm 的轴向截面内 120°轴对称区域，取 4 条径向直线 $L1$，$L2$，$L3$，$L4$，其中 $L1$ 位于湍流发生器叶片压力面，如图 11 所示.

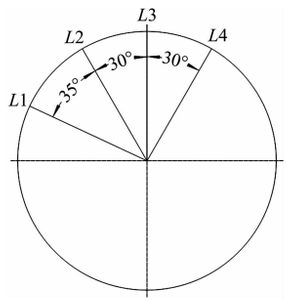


图 11　径向直径分布示意图
Fig.11　Diagram of radial line locations

图 12 为各个轴向截面内，径比对剪切室内黏度径向分布的影响.从图中可以看出，在 Z = 10 mm 轴向截面内，半径增大的过程中，$L1$，$L2$，$L3$，$L4$ 上黏度曲线在半径 10 mm 处有极小值，约为 150 Pa · s，且半径 r 在 0~20 mm，不同径比下的黏度曲线接近重合，这表明剪切室内进口小半径处黏度的变化几乎

不受径比影响.其原因是,剪切室进口因湍流发生器叶片延伸段的存在,使小半径区域内剪切速率较大,径比变化时,叶片延伸段的内径 d_j 并没有改变.说明在剪切室内的高剪切区域位于叶片表面或叶片边缘处,因此可以通过增大叶片延伸段内径,以降低剪切室进口黏度的不均匀性.

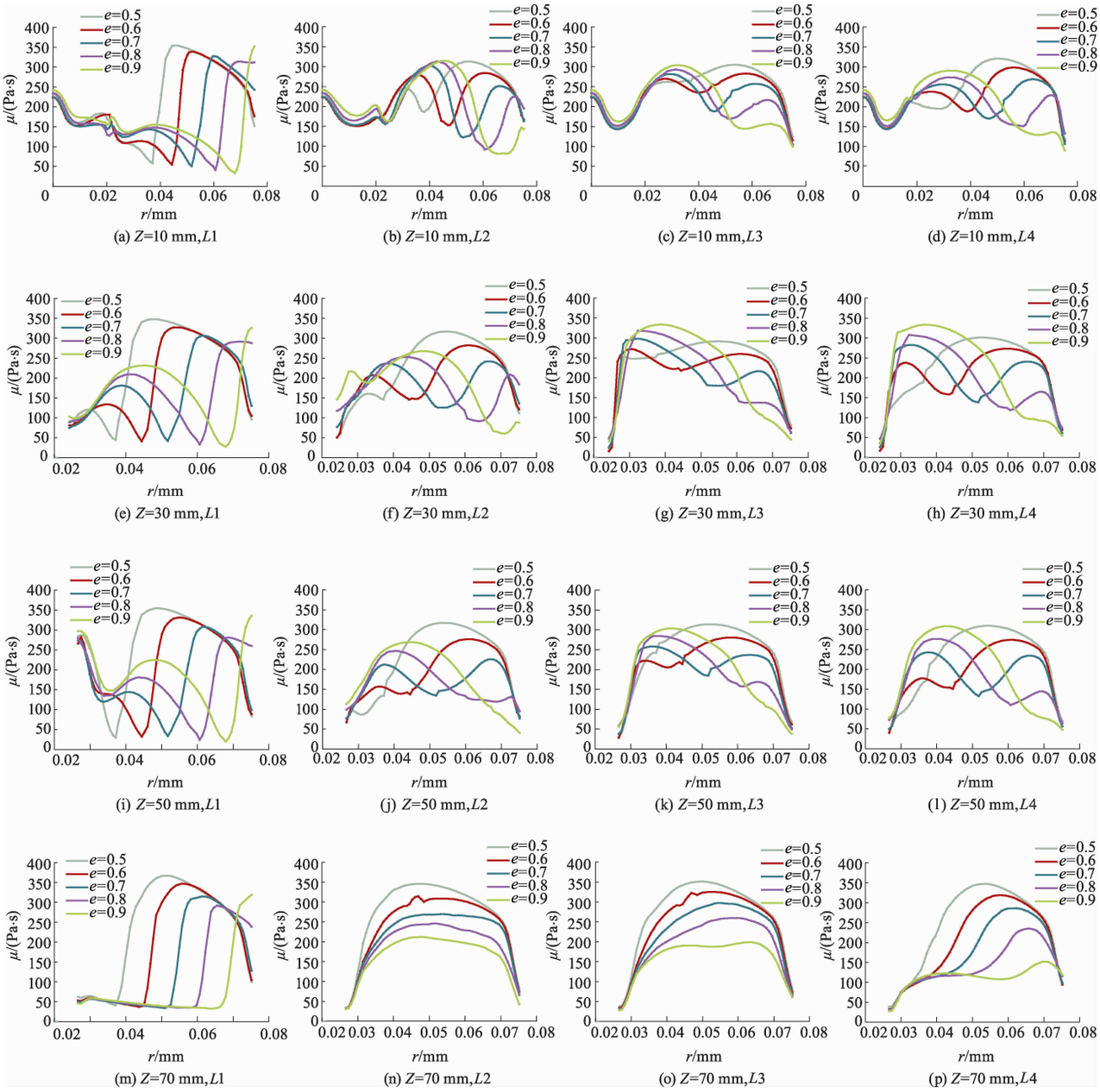


图 12 各个轴向截面内,径比对剪切室内黏度径向分布的影响

Fig.12 Radial distribution of viscosity on four radial lines at three axial positions in shear chamber for five diameter ratios

在 $Z=30$ 和 50 mm 轴向截面内,黏度最低点位于最大和最小半径位置处,曲线中间部位存在极值,并逐渐沿半径增大方向移动.$L1$ 上存在黏度最小值点,对应黏度值约为 50 Pa·s,此点随径比的增大,逐渐沿半径增大方向移动,这说明叶片周围黏度极小值的位置与径比有关.在 $Z=70$ mm 轴向截面内,$L1$ 上低黏度范围随径比增大而增大,$L2$,$L3$,$L4$ 上高黏度范围明显变宽,但在同一半径处,黏度随径比的增大而减小,这表明随径比增大,低黏度区域逐渐沿半径增大方向发生扩散.在剪切室出口位置,同一半径区域的黏度对径比的变化更为敏感,靠近剪切室出口位置的轴向截面上,流体黏度受径比影响较大,且随径比增大而减小,湍流发生器出口部位对流体的湍流化作用较大.因此,湍流发生器

叶片包角不易过大，较大的包角会导致叶片过度弯扭，使得剪切室对应部位的剪切速率降低.

5　结　论

1）提出了径比的定义，实现了湍流发生器和离心泵结构和水力上的合理匹配.在径比增大的过程中，剪切室内黏度整体值降低，在径比为 0.7 时，剪切室内黏度分布最为均匀.

2）在径比由 0.5 增大至 0.9 的过程中，剪切室入口易出现高低黏度分布不均匀现象，此现象可以通过增大湍流发生器叶片延伸段内径 d_j 进行优化.较大包角会降低湍流发生器的剪切性能.

3）截面内流体黏度在半径方向呈规律性变化，且在湍流发生器叶顶部位存在黏度极小值，径比增大的过程中，其值逐渐减小，且沿半径增大方向移动.这为湍流发生器的设计和优化提供了参考.

参考文献(References)

[1] 梁晓瑜. 纤维悬浮液内流复杂运动及纸浆泵湍流发生器研究[D].杭州:浙江大学,2015.

[2] 叶道星, 李红, 赖喜德. 湍流发生器中气泡水平向心运动试验[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(11): 947-953.
YE Daoxing, LI Hong, LAI Xide. Experiment on centripetal motion of air bubble in turbulence generator.[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2017, 35(11): 947-953.(in Chinese)

[3] 李红,薛志宽,叶道星.中浓度纸浆流变特性的数值模拟[J].江苏大学学报(自然科学版),2016,37(2):147-154.
LI Hong,XUE Zhikuan,YE Daoxing.Numerical simulation of rheological properties of medium consistency pulp [J].Journal of Jiangsu University(natural science edition),2016,37(2):147-154.(in Chinese)

[4] 叶道星,李红,薛志宽,等.中浓纸浆泵运行性能试验研究[J].机械工程学报, 2016,52(22):178-185.
YE Daoxing, LI Hong, XUE Zhikuan, et al. Experimental study on operation performance of medium consistency pump[J]. Journal of mechanical engineering, 2016, 52(22): 178-185.(in Chinese)

[5] 叶道星,赖喜德,李红.基于正交试验的纸浆泵叶轮排气孔参数设计及试验[J].热能动力工程,2018,33(7):44-48.
YE Daoxing, LAI Xide, LI Hong. Design and test of venting hole parameters of pulp pump impeller based on orthogonal test[J]. Journal of engineering for thermal energy and power, 2018,33(7):44-48.(in Chinese)

[6] 李智,李军,徐峻,等.中浓浆泵湍流发生器结构设计[J]. 中华纸业,2016,37(16):14-20.
LI Zhi,LI Jun,XU Jun,et al.The structure design on turbulence generator of medium consistency pumps[J]. China pulp & paper industry,2016,37(16):14-20.(in Chinese)

[7] 李瑞瑞, 徐国华, 樊磊嘉,等. 中浓浆泵螺旋叶片式湍流发生器的设计及其性能测试[J]. 中华纸业, 2017, 38(24):60-63.
LI Ruirui, XU Guohua, FAN Leijia, et al.The design and performance test of helical blade turbulence generator for medium consistency pumps[J].China pulp & paper industry, 2017, 38(24):60-63.(in Chinese)

[8] KUMAR P S, AMIRLAL S. Peristaltic transport of Herschel-Bulkley fluids in tubes of variable cross section induced by dilating peristaltic waves: application to sliding hiatus hernia[J]. International journal of dynamics and control, 2019, 7:407-418.

[9] HUGO B D V, YANG J Q. On the energy equality for solutions to Newtonian and non-Newtonian fluids[J]. Nonlinear analysis, 2019, 185:388-402.

[10] LI Wenguang. Effects of viscosity on turbine mode performance and flow of a low specific speed centrifugal pump[J]. Applied mathematical modelling, 2016, 40(2):904-926.

[11] 叶道星. 湍流发生器内部流动及中浓纸浆泵试验研究[D]. 镇江:江苏大学,2015.

[12] YE D X, LAI X D, LI H. PIV measurement and study on turbulence generator flow field of medium consistency pump [J]. IOP conference series: earth and environmental science,2018,163(1):1-10.

[13] ROUHOLLAH T, AHMAD N S. The effect of viscosity on performance of a low specific speed centrifugal pump [J]. International journal of rotating machinery, 2016(8):1-9.

(责任编辑　谈国鹏)