

半球缺纵向排列对半球缺阻流体无阀泵的影响*

纪 晶^{1,2}, 张建辉¹, 季瑞南¹, 曹炳鑫¹

(1. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)

(2. 青岛农业大学机电工程学院 青岛, 266109)

摘要 为分析半球缺阻流体无阀压电泵中阻流体半球缺的绕流阻力的大小及变化规律对泵输出性能的影响, 对阻流体作用规律进行了试验研究。首先, 建立了两个半球缺纵向遮流系数及流阻系数的计算公式; 其次, 递推出多个半球缺纵向排列遮流阻力作用规律; 最后, 建立了任意多个半球缺纵向流阻系数的关系式。通过对纵向排列半球缺的流阻及泵流量试验, 验证了该关系式的正确性; 同时, 在驱动电压为 120 V、频率为 6 Hz 时, 置入 4 个半球缺得到了 43.89 mL/min 的最大泵流量, 理论与试验流量变化趋势一致。研究表明, 半球缺纵向流阻系数关系式可用于半球缺无阀压电泵的流阻及泵流量计算, 球缺数量与泵流量呈正相关。

关键词 无阀; 压电泵; 半球缺; 阻流体; 阻力系数; 遮流系数

中图分类号 TH35; TH38

引 言

压电泵是利用压电陶瓷的逆压电效应使压电振子变形, 产生泵腔的容积变化来完成流体输送的流体机械。根据压电泵工作时进、出口是否连通可分为有阀压电泵和无阀压电泵。把有阀压电泵采用的阀称为可移动部件阀, 无阀压电泵所用的阀称为无移动部件阀。无阀压电泵^[1-10]就是利用特殊的无移动部件阀结构, 使得正、反流的流体阻力不等来实现流体的单向流动。因为泵腔内无运动部件, 不仅使泵的寿命和可靠性得到有效的保证, 而且结构简单, 有利于 MEMS 加工。在生物、化工^[11]、医疗^[12-14]及微小机构燃料供给^[15]等领域都拥有巨大的应用潜力。

阻流体无阀压电泵^[16]是一种新型的无阀压电泵, 其具有代表性的阻流体阀-半球缺是 1/4 球体。因其球面和圆面作为迎流面具有很好的流阻不等特性, 能够形成稳定的流阻差。同时, 半球缺工艺简单, 安装调整方便, 故半球缺阻流体无阀压电泵具有广阔的发展空间。泵腔内半球缺排列方式及个数直接影响着绕流阻力的大小, 进而影响着泵的输出性能。多个半球缺纵向排列流阻特性的研究还未见记

载, 甚至与半球缺形状最为相近的多圆球纵向排列^[17-20]的研究也仅限于对涡、涡脱落的形态及流场特性方面的分析, 而没有涉及到多圆球绕流场的绕流阻力的变化及作用规律的分析。相比之下, 多圆柱纵向排列绕流阻力^[21-22]的研究比圆球绕流要深入一些, 且研究成果比较接近。如早期的 Zdravkovich^[21]对均匀流中并列、串联和斜向交错布置等情况下的双圆柱绕流问题进行了研究, 得出了不同雷诺数下串联双圆柱的阻力系数和间距比之间的关系。研究表明: 对前柱来说, 当两圆柱中心距离与圆柱直径的比值 $L/d \approx 1$, 即两柱接触, 阻力比单柱情形略低, 随间距比增大, 阻力下降, 接近临界间距时, 阻力降到最低, 在临界间距处阻力发生突变, 很快达到单柱值; 对后柱来说, 当 L/d 小于临界间距时, 阻力为负值, 即后柱实际上受到与来流方向相反的吸力, 随间距增大, 吸力逐渐减小, 在临界间距处, 阻力突然变为正值, 以后随着间距的增大而上升。

笔者针对多个半球缺纵向排列的流阻作用规律进行分析和探讨。首先, 基于单个半球缺绕流阻力的研究成果, 对两个半球缺纵向变间距排列的流阻系数及遮流系数进行试验研究, 并得到两个半球缺纵向排列遮流系数的作用规律; 其次, 根据水头损失叠加原理, 推广得到了多个半球缺纵向遮流系数及

* 国家自然科学基金资助项目(51075201, 51205193, 51375227); 国家自然科学基金重大研究计划资助项目(91223201); 院士工作站资助项目(BM2011033)

收稿日期: 2013-11-12; 修回日期: 2013-12-16

阻力系数理论计算式;然后,通过纵向排列半球缺的流阻试验及泵流量试验进一步验证了上述理论分析的正确性;最后,利用该理论计算式计算得到了泵理论流量,并与试验流量进行了比较。

1 半球缺阻流体无阀压电泵

1.1 半球缺的流体特性

半球缺阻流体无阀压电泵中所用的阻流体半球缺是由直径 $\phi 8\text{ mm}$ 的钢球经线切割加工而成的 $1/4$ 球体,其表面由 $1/4$ 球形表面及 $1/2$ 圆面组成。图 1 中均匀来流以流速 v_1, v_2 沿左右两个方向同时作用到半球缺的球面和圆面后,具有光滑、圆顺表面的球面对流体的阻力较小,其绕流阻力系数 C_{Dzh1} 也较小;具有陡直端面的圆面对流体的阻力较大,其相应的绕流阻力系数 C_{Dn1} 也较大。半球缺阻流体无阀压电泵正是巧妙地利用了半球缺所具有的不同几何形状的迎流面对流体产生的阻力不同,形成了沿正、反两方向的流动阻力差,从而起到了泵送流体的功能。

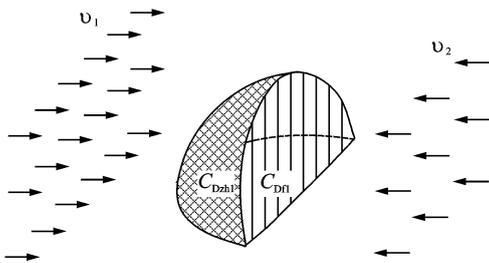


图 1 半球缺正、反迎流面绕流阻力特性示意图

Fig. 1 Schematic diagram of flow resistance characteristic on flow-facing and flow-dorsal surface of hemisphere-segment

1.2 半球缺阻流体无阀压电泵结构

图 2 所示为半球缺阻流体无阀压电泵结构图。该泵主要由泵腔、半球缺、双晶片压电振子、泵座及密封圈组成。分别以半球缺的 $1/4$ 球面和 $1/2$ 圆面所正对着的管口命名为泵的入口和出口,流体由入口流入,经出口排出的流动定义为正向流动;流体由出口流入,由入口排出的流动定义为反向流动。正对入口的光滑球面产生的压差阻力较小,正对出口的陡直圆面产生的压差阻力较大,这样就形成了正、反向流阻差,使泵在一个工作周期内,由入口吸入流体的流量多于由出口吸入的流量,由出口排出的流量多于由入口排出的流量,宏观上形成了流体的单向流动。

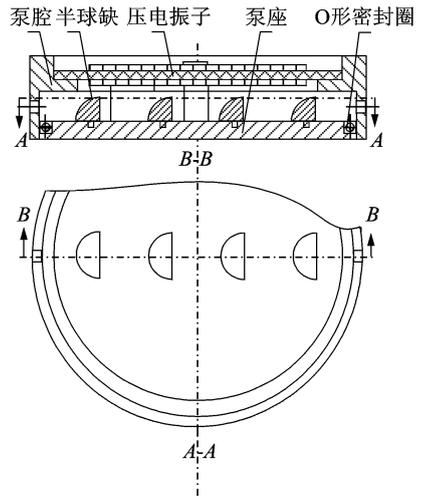


图 2 半球缺阻流体无阀压电泵结构

Fig. 2 Structure of valve-less piezoelectric pump with HSBB

1.3 半球缺阻流体无阀压电泵的工作过程

吸入流体过程如图 3 (a) 所示,振子振动方向向上,使振子表面向上隆起,泵腔体积增大,腔内压强减小,低于左右管口处大气压强,液体经由左侧入口管和右侧出口管同时吸入泵腔。由于腔内半球缺两侧的迎流面球面所受的阻力远小于圆面所受到的阻力,流体经由左入口流入泵腔的流体体积多于由右出口流入泵腔的体积。

排出过程如图 3 (b) 所示,振子振动方向向下,使振子表面向下凹入,泵腔体积减小,腔内压强增大,高于左右管口处大气压强,液体经由左入口和右出口同时排出泵腔。同理,由于腔内流体绕流过球面的阻力远小于绕流过圆面的阻力,流体绕流过球面经由右侧出口排出的体积多于绕流过圆面经由左侧入口排出的体积,故在振子一个周期的振动中,就实现了泵的一个吸入、排出工作过程,振子的循环往复振动,就形成了宏观上泵腔内流体的单向流动。

2 单个半球缺绕流阻力研究成果

若 S_1, S_2 分别为半球缺的 $1/4$ 球面和 $1/2$ 圆面迎流面面积, Re_{p1}, Re_{p2} 分别为由等效流阻直径 d_1, d_2 定义的雷诺数, a, b, c, d 为待定系数,则半球缺的正、反向绕流阻力系数理论计算式为

$$C_{Dzh1} = aS_1 Re_{p1}^b = 1.955 Re_{p1}^{-0.494} = \frac{1.955}{Re_{p1}^{0.494}} \quad (1)$$

$$C_{Dn1} = cS_2 Re_{p2}^d = 1.351 Re_{p2}^{-0.381} = \frac{1.351}{Re_{p2}^{0.381}} \quad (2)$$

图 4 是半球缺的正、反向绕流阻力系数理论计

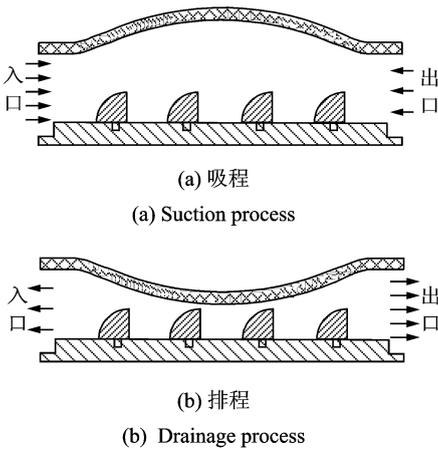


图3 泵工作过程原理图

Fig. 3. Schematic diagram of pump working process

算值随雷诺数变化的作用曲线,在低雷诺数($Re_p < 4000$)范围内,半球缺的正、反向阻力系数值随雷诺数的增加而减小,且反向流阻系数远大于正向流阻系数,为无阀泵的成因提供了理论支持。

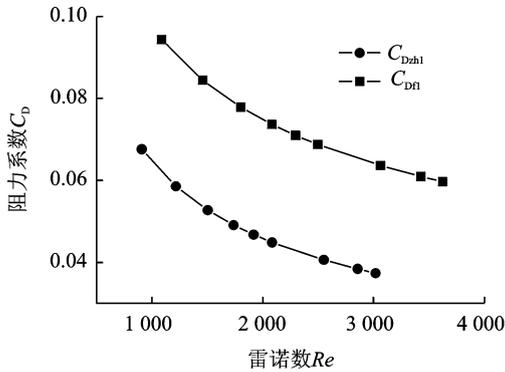


图4 半球缺的正、反向阻力系数曲线

Fig. 4 Forward and reverse flow resistance coefficient curve of hemisphere-segment

3 两个半球缺纵向排列的遮流作用规律

3.1 纵向排列遮流阻力系数 β 影响因素分析

半球缺沿流向纵向排列是无阀压电泵泵腔内半球缺的基本排列方式之一,研究它们的遮流阻力特性是研究半球缺无阀压电泵泵送性能的基础。当两个半球缺沿流向前后排列时,后半球缺因处在前半球缺的尾流影响区内,前者对后者有遮流作用,后者反作用于前者,流态十分紊乱。这种遮流影响导致实际作用到后者的水流发生变化,作用在后者上的水动力也和前者不同,从而导致后者因前者的遮流影响而产生阻力变化。

两半球缺沿流向纵向排列时,其遮流阻力系数定义为总阻力系数与单个半球缺阻力系数之比与1的差值,用 β 表示

$$\beta = \frac{\sum C_{Dz} - C_D}{C_D} = \frac{\sum C_{Dz}}{C_D} - 1 \quad (3)$$

为分析两半球缺纵向遮流阻力的作用规律,先对纵向遮流阻力系数的影响因素进行分析。可能影响遮流系数的因素有半球缺的有效直径、淹深、泵的几何尺寸、流速、雷诺数和间距比。其中,对于具有确定尺寸的样机泵,其淹深及泵的几何尺寸为确定值。另外,此处只分析固定尺寸 $\phi 8$ mm半球缺遮挡规律,故半球缺的有效直径的影响忽略。现只针对流速及雷诺数的影响通过如下流阻试验进行分析。被测半球缺所在圆球直径为 $\phi 8$ mm,水流的平均流速分别取为0.528 9, 0.388 8 m/s,淹深为4.5 mm,同尺寸2个半球缺沿流向纵向排列,其间距比取为 $S_z/d_1 = 3.64$ (间距值 $S_z = 20$ mm),以正向流动为例,其试验结果如表1所示。

表1 两半球缺纵排列遮流系数影响因素试验测试

Tab. 1 Experimental test of influence factor on flow cover coefficient of two hemisphere-segments in longitudinal alignment

结构	阻力系数 C_{Dzh} 及遮流系数 β_{zh}	速度 $v/(m \cdot s^{-1})$	
		$v_1 = 0.5289$	$v_2 = 0.3888$
单个半球缺	雷诺数 Re	2050.736	1499.583
	阻力系数 C_{Dzh1}	0.04031	0.02019
两个半球缺	雷诺数 Re	2028.408	1491.141
	总阻力系数 $\sum C_{Dzh2}$	0.06334	0.03178
	平均阻力系数 \bar{C}_D	0.03167	0.01589
	纵向遮流系数 β_{zh}	0.57131	0.573661

分析表1数据可知,两半球缺在不同流速及雷诺数下,其纵向遮流系数 β_{zh} 近似相等,故可得出结论:两半球缺纵向遮流系数 β 与速度 v 及雷诺数 Re 无关。

3.2 两个半球缺纵向变间距排列遮流系数及流阻系数的作用规律

两半球缺沿流向前后排列时,后者受前者的遮流阻力影响程度与两者之间的间距 S_z 与半球缺的等效圆球直径 d_1, d_2 的比值有关。等效圆球直径是根据“等效流阻”方法分离出正、反向绕流半球缺的等效圆球直径,其计算值分别为5.50 mm和6.67 mm。两半球缺沿流向排列的距离越近,即 S_z/d 值越小,则后者越是处于前者的尾流影响区

内,遮流影响越严重,甚至可能处于前者后方的负压区,受吸力影响出现阻力负值;两半球缺距离越远,即 S_z/d 值越大,则后者越是远离前者后方复杂的流场区域,前者的遮流影响变得微弱,越趋于正压区,阻力逐渐增大;当两半球缺间的距离增加到一定值后,后者处于前者绕流流场的恢复区段,不受其影响,前者对后者的遮流影响消失。

为详细讨论半球缺间距比的变化对遮流系数的影响,特进行两个半球缺纵向变间距排列的流阻试验。如图 5 所示,试验中半球缺的纵向间距 S_z 的范围在 4.0~40(正向间距比: $S_z/d_1 \approx 0.73 \sim 7.27$;反向间距比: $S_z/d_2 \approx 0.60 \sim 6.00$)有序变化,测试及计算出总阻力系数及遮挡系数,如图 6、图 7 所示。

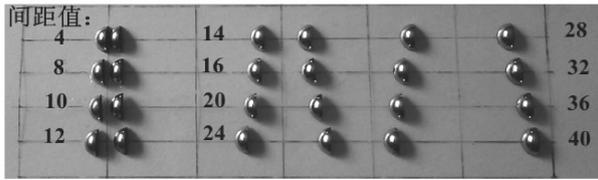


图 5 两半球缺纵向排列变间距试验图片

Fig. 5 Schematic diagram of variable distance between two hemisphere-segment in longitudinal alignment

图 6、图 7 分别给出了正、反向总阻力系数 $\sum C_{Dzh2}$, $\sum C_{Df2}$ 及遮流系数 β_{zh} , β_f 随间距比 S_z/d 变化的曲线图,分析图 6、图 7 可得如下结论。

1) 当正、反向间距比 $S_z/d_1 < 1.82$, $S_z/d_2 < 1.50$ (间距值 $S_z < 10$)时,后半球缺受到前半球缺的遮流影响显著,因而总阻力系数值下降显著,遮流系数呈现负值。

分析原因可知,当两个半球缺纵向间距较小时 ($S_z < 10$),后半球缺处在前半球缺的漩涡区内,水流脉动强度较大,后半球缺所受阻力与单个半球缺相比将减小。同时,湍流强度的增加会使临界雷诺数减小,致使分离点朝半球缺后部移动,从而减小了尾流区域,引起阻力系数下降。另外,由于后半球缺处于前半球缺的尾流中,而前半球缺分离出的剪切层可以重新附着在后半球缺上,导致对后半球缺产生向前的推力,使它的阻力系数急剧下降,呈现负值,导致遮流系数出现负值。

2) 当正、反向间距比 $1.82 \leq S_z/d_1 < 6.55$, $1.50 \leq S_z/d_2 < 5.40$ (间距值 $10 \leq S_z < 36$)时,阻力缓慢上升,总阻力系数值接近于单个半球缺的阻力系数值,遮流系数为正值且逐渐趋于常数值 1。

分析原因可知,当 $S_z \geq 10$ 时,后半球缺处于前半球缺的漩涡区以外,后半球缺的阻力缓慢上升,因而总阻力也随之上升。当间距比趋近于 $S_z < 36$ 时,平均阻力系数趋近于单个半球缺的阻力系数值。同时,由于后半球缺处于前半球缺的漩涡区以外,前半球缺分离出的剪切层就无法附着在后半球缺上,而是在后半球缺前形成一个涡团。由于前半球缺分离的剪切层不能附着在后半球缺上,后半球缺的阻力系数也变为正值,从而其遮流系数也由负值变为正值,且随着间距比的增加而增加,当 $S_z < 36$ 时,遮流系数接近于常数 1。

3) 当正、反向间距比 $S_z/d_1 \geq 6.55$, $S_z/d_2 \geq 5.40$ (间距值 $S_z \geq 36$)时,总阻力系数值增加到单桩阻力系数值的 2 倍,遮流系数增加到定值 1。

分析原因可知,当前后半球缺之间的距离 $S_z \geq 36$ 以后,两个半球缺之间的流体互不掺混,恢复成 2 个单独半球缺的阻力状态,故其总阻力系数值恢复到单个半球缺阻力系数值的 2 倍,遮流系数值也稳定在常值 1 附近。

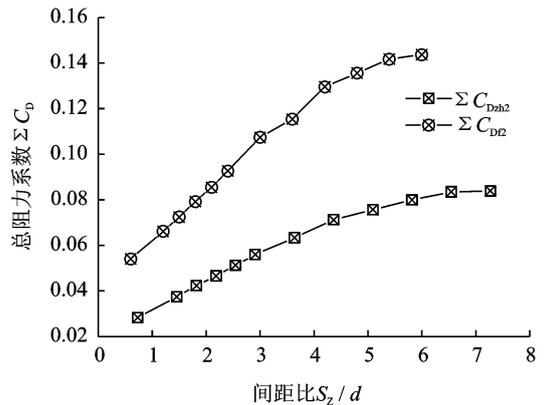


图 6 纵向排列正、反向总阻力系数与间距比变化曲线
Fig. 6 Changing curve of forward and reverse total resistance coefficient and distance ratio based on longitudinal alignment

在整个间距比变化区间内,总阻力系数的变化趋势与文献[21-22]较接近。由于球面对流体的阻力小于圆面,故反向总阻力系数大于正向总阻力系数,反向遮流系数绝对值大于(或等于)正向遮流系数绝对值。

由图 7 的试验数据,拟合得到变间距下,计算半球缺纵向遮流系数 β 的计算公式如式(4)、式(5)所示。

正向遮流阻力影响系数 β_{zh} 为

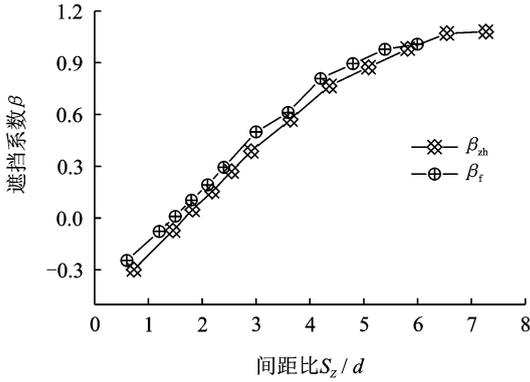


图7 纵向排列正、反向遮流系数与间距比变化曲线

Fig. 7 Changing curve of forward and reverse flow cover coefficient and distance ratio based on longitudinal alignment

$$\beta_{zh} = \begin{cases} -0.545 + 0.33(S_z/d_1) + 0.002(S_z/d_1)^2 - \\ 0.002(S_z/d_1)^3 & (0.73 \leq S_z/d_1 \leq 6.55) \\ 1 & (S_z/d_1) \geq 6.55 \end{cases} \quad (4)$$

反向遮流阻力影响系数 β_f 为

$$\beta_f = \begin{cases} -0.399 + 0.229(S_z/d_2) + 0.041(S_z/d_2)^2 - \\ 0.007(S_z/d_2)^3 & (0.6 \leq S_z/d_2 < 5.40) \\ 1 & (S_z/d_2 \geq 5.40) \end{cases} \quad (5)$$

式(4)、式(5)的拟合误差为:正向理论值与试验值的最大相对偏差为 7.60%, 平均绝对偏差为 2.23%; 反向理论值与试验值的最大相对偏差为 -7.61%, 平均绝对偏差为 2.29%。可见, 误差较小, 可以用式(4)、式(5)进行纵向遮流影响系数的分析和相关计算。

由式(4)、式(5)可知, 两半球缺纵向变间距排列下, 其正、反向总阻力系数计算式为

$$\sum C_{Dzh2} = C_{Dzh1} + \beta_{zh} C_{Dzh1} \quad (6)$$

$$\sum C_{Df2} = C_{Df1} + \beta_f C_{Df1} \quad (7)$$

其中: C_{Dzh1} , C_{Df1} 为相同测试条件下单个半球缺正、反向阻力系数值。

分析式(6)、式(7)可知: 流体沿正向和反向绕流两个半球缺后, 前半球缺对后半球缺的遮挡作用越强(即遮流系数越小), 其后半球缺所受阻力就越小, 故两半球缺的总阻力越小; 前半球缺对后半球缺的遮挡作用越弱(即遮流系数越大), 其后半球缺所受阻力就越大, 故两半球缺的总阻力越大。

4 多个半球缺纵向排列遮流特性分析

4.1 多个半球缺纵向排列遮流系数及流阻系数作用规律

前面得到了两个半球缺纵向排列遮流系数 β 与间距比 S_z/d 的计算公式, 那么在等间距比情况下, 多个半球缺纵向排列, 其引起的水头损失应遵循水头损失叠加原理, 故其相应的阻力系数应遵循阻力系数叠加原理, 即多个半球缺引起的总阻力系数应等于所有半球缺的阻力系数之和。 m 个半球缺沿流纵向排列, 其正、反向总阻力系数计算公式为

$$\sum C_{Dzhm} = [1 + (m-1)\beta_{zh}] C_{Dzh1} \quad (8)$$

$$\sum C_{Dfm} = [1 + (m-1)\beta_f] C_{Df1} \quad (9)$$

其中: m 为半球缺的列数。

将式(1)、式(2)代入到式(8)、式(9)得到

$$\sum C_{Dzhm} = k_1 [1 + (m-1)\beta_{zh}] \frac{1.955}{Re_{p1}^{0.494}} \quad (10)$$

$$\sum C_{Dfm} = k_2 [1 + (m-1)\beta_f] \frac{1.351}{Re_{p2}^{0.381}} \quad (11)$$

其中: k_1, k_2 为修正系数。

因半球缺的流阻测试系数与温度、湿度、环境等条件有很大关系, 为弥补不同测试条件下对阻力系数的影响, 特采用 k_1, k_2 对测试值进行修正。 k_1 取值为相同雷诺数下式(1)与当前测试的单个半球缺正向阻力系数的比值, k_2 取值为相同雷诺数下式(2)与当前测试的单个半球缺反向阻力系数的比值。式(10)、式(11)即为任意 m 个半球缺等间距下纵向排列正、反向流动的总阻力系数计算公式。

4.2 半球缺流阻试验验证

为验证等间距比下多个半球缺纵向排列总阻力系数计算公式的正确性, 特进行了纵向排列 6 个半球缺的总阻力系数测试试验, 测试中取间距值 $S_z = 8$ mm, 并将测试数据和理论计算数据加以比较, 见表 2。

表 2 6 个半球缺纵向等间距流阻测试数据及计算数据比较
Tab. 2 Comparison between measuring data and calculated data of flow resistance with 6 hemisphere-segments in longitudinal equidistant alignment

间距 S_z /mm	总阻力系数 试验值 $\sum C_{D6}$		总阻力系数 计算值 $\sum C_{D6}$		计算值的偏差 百分比/%	
	正向	反向	正向	反向	正向	反向
8	0.024 8	0.046 1	0.026 8	0.043 9	7.4	-5.2

由表 2 中数据可以看到,6 个半球缺的总阻力系数的试验值与利用式(10)、式(11)得到的计算值非常接近,其计算值相对于试验值的偏差,正向为 7.4%,反向为 -5.2%,误差较小。可利用式(10)、式(11)进行多个半球缺纵向阻力的分析和计算。

5 泵流量试验验证

5.1 泵流量试验

为验证半球缺阻流体无阀压电泵的泵送性能及其上述理论分析的正确性,特进行泵流量的试验。以 1~4 个半球缺按照间距值 $S_z=12\text{ mm}$ 逐次纵向均匀固定于泵腔内,试验流体介质为水。

如图 8 所示,当驱动电压为 120 V、驱动频率为 6 Hz 时,泵送流体的流量随纵向排列半球缺个数的增加而增加。当半球缺的个数增加到 4 个时,泵流量达到了 43.89 mL/min。分析原因可知,随着半球缺个数的增加,流体绕流过全部半球缺后的正、反向流阻差增加,因而导致净流量增加。

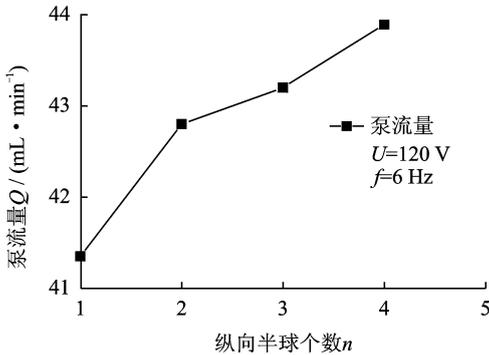


图 8 纵向排列半球缺个数与泵流量的关系曲线

Fig. 8 Relationship curve of the number of hemisphere-segment in longitudinal alignment and pump flow

图 9 给出了纵向排列半球缺个数 n 及频率对泵流量的影响。分析图 9 可知,在电压为 120 V 时,泵流量随频率 f 的增加 ($f \leq 6$) 而增加,当频率大于谐振频率 ($f=6$) 时,随频率的增加而减小。纵向排列半球缺个数对泵流量的影响同图 8 所示,当纵向排列半球缺的个数为 1 时,谐振频率处泵流量为 41.35 mL/min;当纵向排列半球缺的个数为 4 时,在谐振频率处泵流量达到峰值 43.89 mL/min。

5.2 泵理论流量与试验流量的比较

泵理论流量 Q_L 可通过压电振子运动的容积变化量 ΔV 、正反向绕流总阻力系数 $\sum C_{Dzhm}$ 、 $\sum C_{Dfm}$ 及

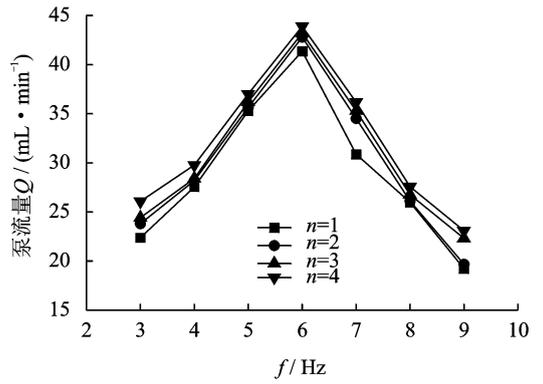


图 9 纵向排列半球缺个数及频率与泵流量的关系曲线
Fig. 9 Relationship curve of the number of hemisphere-segment in longitudinal alignment, frequency and pump flow

振子的振动频率 f 计算。其中,泵腔容积的变化量 $\Delta V^{[23]}$ 可由式(12)表示为

$$\Delta V = 2\pi \int_0^R \omega_0 \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) r dr = \pi \omega_0 \frac{R^2}{2} \quad (12)$$

其中: r 为压电振子上各点距振子中心的距离; R 为压电振子半径; ω_0 为压电振子中心点的振动幅值。

由于一个工作周期内,吸入或排出流体时泵腔容积变化两次,在压电振子振动频率为 f 的情况下,压电泵的理论流量 Q_L 可表示为

$$Q_L = f \Delta V (\zeta_1 - \zeta_2) / 2(1 - \zeta_1 \zeta_2) \quad (13)$$

其中:

$$\zeta_1 = (1 - a(1 + \sum C_{Dzhm}))^{1/2} / (1 - a + \sum C_{Dzhm})^{1/2}$$

$$\zeta_2 = (1 - a + \sum C_{Dfm})^{1/2} / (1 - a(1 + \sum C_{Dfm}))^{1/2}$$

其中: $a=A_0^2/A^2$ 为管口截面积与泵腔截面积的比值的平方。

式(13)中的 1~4 个半球缺正、反向流动的总阻力系数计算值 $\sum C_{Dzhm}$ 、 $\sum C_{Dfm}$ 可通过式(10)、式(11)计算得到。振幅值与频率变化有关,笔者通过试验得到 $f=6\text{ Hz}$ 时的压电振子的中心幅值为 $\omega_0=0.1042\text{ mm}$,计算可得到泵腔体积变化量 ΔV 及各频率下的泵理论流量 Q_L 。试验流量取加载电压 $U=120\text{ V}$, $f=6\text{ Hz}$ 下 1~4 个半球缺的试验流量 Q_s 。理论流量与试验流量随半球缺个数 n 的变化曲线如图 10 所示。

分析图 10 可知,泵理论流量与试验流量均随半球缺个数的增加而增加,图中两流量曲线增加趋势较缓慢,是因为泵腔中的半球缺近距离放置,遮流较严重,总流阻差值变化较小,故流量值变化较小。两

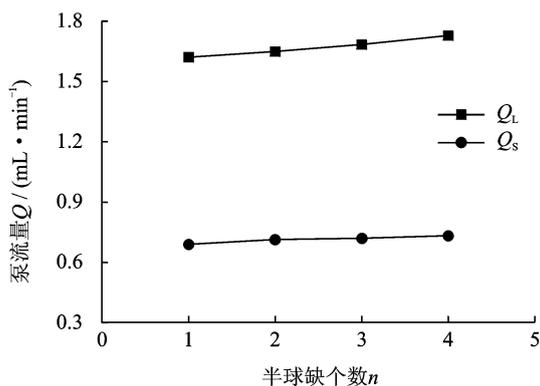


图10 纵向排列半球缺个数与泵理论及试验流量关系曲线

Fig. 10 Relationship curve of the number of hemisphere-segment in longitudinal alignment and theoretical and experimental pump flow

者的变化趋势在一定的频率范围内保持一致,说明上述理论分析是正确的,也说明利用多个半球缺纵向流阻计算公式进行分析、预测与近似计算泵流量是可行性。但理论泵流量与试验泵流量之间存在较大的偏差,其平均偏差为57.2%。

产生这个现象的原因可归纳如下:理论流量计算中,泵腔体积在各种频率下的变化量均是按振子中心点处的最大振幅计算的,这使理论数值偏大;试验流量测试中,流体绕过半球缺后会产生边界层分离现象,并在分离处产生大量旋涡,造成流体能量的损失,使试验流量减小;另外,气穴、泵腔密封性、环境条件等在一定程度上也将减小泵的试验流量。

6 结束语

笔者研究了半球缺阻流体无阀压电泵中阻流体半球缺纵向排列绕流阻力的大小及变化规律对泵的输出性能的影响,对多个半球缺纵向排列的流阻作用规律进行了分析和探讨。首先,分析了纵向排列半球缺的遮流阻力影响因素,通过试验研究,建立了正、反向绕流两个半球缺的纵向遮流影响系数及流阻系数的计算公式;其次,基于水头损失叠加原理,建立了任意多个半球缺纵向排列正、反向流动的遮流系数及流阻系数理论体系;最后,通过对6个及4个纵向排列半球缺的流阻及泵流量试验,验证了纵向遮流系数及流阻系数理论的正确性和用该理论分析、预测泵输送性能的可行性。在驱动电压为120 V、驱动频率为6 Hz时,4个半球缺纵向排列下得到了43.89 mL/min的泵流量,理论流量与试验

流量的变化趋势一致。

参 考 文 献

- [1] 张建辉,路计庄,夏齐霄,等. 细胞或高分子输送用“Y”形流管无阀压电泵的工作原理及流量特性[J]. 机械工程学报, 2008, 44(9): 92-99.
Zhang Jianhui, Lu Jizhuang, Xia Qixiao, et al. Working principle and characteristics of valve-less piezoelectric pump with Y-shape tubes for transporting cells and macromolecule[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(9): 92-99. (in Chinese)
- [2] 夏齐霄,张建辉,李洪,等. 非对称坡面腔底无阀压电泵[J]. 光学精密工程, 2006, 14(4): 641-647.
Xia Qixiao, Zhang Jianhui, Li Hong, et al. Valve-less piezoelectric pump with unsymmetrical slope chamber bottom[J]. Optics and Precision Engineering, 2006, 14(4): 641-647. (in Chinese)
- [3] 夏齐霄,张建辉,雷红,等. 非对称群峰结构无阀压电泵的理论分析[J]. 光学精密工程, 2008, 16(12): 2391-2397.
Xia Qixiao, Zhang Jianhui, Lei Hong, et al. Theoretical analysis of novel valve-less piezoelectric pump with cluster of unsymmetrical hump structure[J]. Optics and Precision Engineering, 2008, 16(12): 2391-2397. (in Chinese)
- [4] Xia Qixiao, Zhang Jianhui, Lei Hong, et al. Theoretical analysis and experimental verification on flow field of piezoelectric pump with unsymmetrical slopes element[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(5): 735-744.
- [5] 黄毅,成伟,张建辉,等. 非对称坡面腔底无阀压电泵流场分析[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(3): 295-299.
Huang Yi, Cheng Wei, Zhang Jianhui, et al. Analysis of flow field of piezoelectric pump with unsymmetrical slopes element[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(3): 295-299. (in Chinese)
- [6] Xia Qixiao, Zhang Jianhui, Lei Hong, et al. Analysis on flow field of the valveless piezoelectric pump with two inlets and one outlet and a rotating unsymmetrical slopes element[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 23(3): 474-483.
- [7] Hu Xiaohui, Zhang Jianhui, Huang Yi, et al. Principle and experimental verification of caudal-fin-type piezo-stack pump with variable-cross-section oscillating vibrator[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(1): 128-136.
- [8] 胡笑奇,张建辉,黄毅. 仿尾鳍压电双晶片无阀泵的模拟与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(2): 193-

197.
Hu Xiaoqi, Zhang Jianhui, Huang Yi. Fault feature extraction and diagnosis for wind turbine blades from vibration response based on theory of length fractal dimension[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2011,31(2): 193-197. (in Chinese)
- [9] 胡笑奇,张建辉,黄毅,等.一种仿生型无阀压电泵[J]. *振动、测试与诊断*,2012, 32(S1): 132-156.
Hu Xiaoqi, Zhang Jianhui, Huang Yi, et al. Bionic valveless piezoelectric pump[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2012, 32(S1): 132-156. (in Chinese)
- [10] 黄俊,张建辉,王守印.多级“Y”型流管无阀压电泵的原理与试验验证[J]. *光学精密工程*,2013, 21(2): 423-430.
Huang Jun, Zhang Jianhui, Wang Shouyin. Theory and experimental verification on valve-less piezoelectric pump with multistage Y-shape tube[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, 21(2): 423-430. (in Chinese)
- [11] Shoji S, Nakagawa S, Esashi M. Micropump and sample-injector for integrated chemical analyzing systems[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 1990, 21(1-3): 189-192.
- [12] Van Lintel H T G, Van de Pol F C M, Bouwstra S. A piezoelectric micropump based on micromachining of silicon[J]. *Sensors and Actuators*, 1988, 15(2): 153-167.
- [13] 阚君武,宣明,杨志刚,等.微型药品输送压电泵的性能分析与试验研究[J]. *生物医学工程学杂志*, 2005, 22(4): 809-813.
Kan Junwu, Xuan Ming, Yang Zhigang, et al. Analysis and test of piezoelectric micropump for drug delivery[J]. *Journal of Biomedical Engineering*, 2005, 22(4): 809-813. (in Chinese)
- [14] 刘国君,程光明,杨志刚.一种压电式精密输液微泵的试验研究[J]. *光学精密工程*,2006,14(4):612-616.
Liu Guojun, Cheng Guangming, Yang Zhigang. Experimental research on a piezoelectric micro-pump for precision pumping[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2006,14(4):612-616. (in Chinese)
- [15] Ederer I, Raetsch P, Schullerus W, et al. Piezoelectrically driven micropump for on-demand fuel-drop generation in an automobile heater with continuously adjustable power output[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 1997, 62(1-3):752-755.
- [16] 纪晶,张建辉,赵淳生.阻流体阻流无阀压电泵:中国,2012 1 0396143.X[P].2013-02-06.
- [17] Tsuji Y, Morikawa Y, Terashima K. Fluid-dynamic interaction between two spheres [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1982,8(1):71-82.
- [18] 邹建锋,任安禄.串列双圆球的流场转捩研究[J]. *浙江大学学报:工学版*,2006,40(1):107-112.
Zou Jianfeng, Ren Anlu. Study on transitions for flow past two spheres in tandem arrangement[J]. *Journal of Zhejiang University:Engineering Science*,2006,40(1): 107-112. (in Chinese)
- [19] 邓见,邹建锋,任安禄,等.虚拟边界法研究正交双圆柱及串列双圆球绕流[J]. *力学学报*,2005, 37(5): 542-550.
Deng Jian, Zou Jianfeng, Ren Anlu, et al. Numerical simulations of flow around two circular cylinders in cruciform arrangement and two spheres in tandem arrangement by virtual boundary method [J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2005, 37(5):542-550. (in Chinese)
- [20] 韩守磊,曾卓雄,徐义华.串列三圆球绕流数值模拟[J]. *水动力学研究与进展*,2008,23(2):175-180.
Han Shoulei, Zeng Zhuoxiong, Xu Yihua. Numerical simulation for flow past three spheres in tandem arrangement[J]. *Research and Development of Water Dynamics*, 2008,23(2):175-180. (in Chinese)
- [21] Zdravkovich M M. Review of flow interferences between two cylinders in various arrangements[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1977, 99:618-632.
- [22] 滕丽娟.不同排列方式下的双圆柱、三圆柱绕流数值模拟[D].邯郸:河北工程大学,2009.
- [23] 张建辉,王守印,杨东平.压电锥形流管无阀泵的研究—振动解析及泵体容积变化量[J]. *压电与声光*, 1999,21(6):457-460.
Zhang Jianhui, Wang Souyin, Yang Dongping. A study on a valveless, piezoelectric diffuser/nozzle-based fluid pump: analysis of vibration and changed amount of the chamber volume[J]. *Piezoelectrics & Acousto-optics*, 1999, 21(6): 457-460. (in Chinese)



第一作者简介:纪晶,女,1974年12月生,博士研究生、讲师。主要研究方向为新型压电泵的结构设计及理论研究。
E-mail: qnjijing@163.com