

SEZT 泵过流通道的 CFD 分析

彭玉成 周文朝

华中科技大学能源学院
上海凯士比泵业有限公司

SEZT 泵过流通道的 CFD 分析

CFD Analysis on Through-Flow Passage of SEZT Pump

彭玉成¹ 周文朝²

1 华中科技大学能源学院, 武汉, 430074

2 上海凯士比泵业有限公司, 上海, 200245

摘要: 基于 STAR-CD $k-\varepsilon$ 涡粘模型, 研究了上海 KSB 泵业有限公司的 SEZT 泵在不同流道尺寸下的阻力系数, 为确定流道方案提供仿真依据。结论表明, 在一定范围内加长筒体有利于改善流动, 但增加筒体直径只有在筒体足够长的时候对流动的改善才会变得有利。

关键词: 过流通道, 流动损失, 阻力系数, STAR-CD

Abstract: To determine the dimension of through-flow passage, drag coefficients of through-flow passage of SEZT pump at different dimensions are investigated based on STAR-CD high Reynolds number $k-\varepsilon$ eddy viscosity models. Result shows that it is feasible to increase the length of can in a way, however, only when the length of can is long enough, can diameter's increment is useful for the improvement of flow.

Key words: through-flow passage, flow loss, drag coefficient, STAR-CD

1 引言

上海 KSB 公司的 SEZT 泵是筒筒型的泵 (Canned Type Pump), 图 1 为该类型泵 (不包括叶轮与导叶) 在不同视角下的三维外形, 坐标系的原点放置在泵轴的中心线上, z 轴与泵轴的中心线重合, y 轴与进口圆管的中心线平行, 图中显示的坐标标志仅仅表示坐标轴的方向。应该指出, 为了方便造型与生成计算域网格, 图 1 中已经省略了部分细节, 比如泵出口的弯肘部分用包角为 90° 的圆环代替焊接钢板, 省略了联轴器、螺钉等, 可以认为这些细节对 CFD 计算结果的影响不大或者相同; 泵在结构上以 zoy 平面对称, 因此图 1 中只是整个泵的一半。

SEZT 泵的吸入口在水流进口的下方, 可以减少汽蚀的发生^[1]。然而, 过流通道 (TFP) 内的水力损失会降低泵的总效率, 而且泵吸入口流动状况也影响了泵的预期性能, 因此研究合理的 TFP 尺寸是必要的。图 2 中显示了 TFP 结构的几个关键尺寸, C_1 和 C_2 分别表示泵吸入口到筒体底部的距离和水流入口中心线到筒体顶端的距离, E 为为消除出口回流而延伸的距离, D_s 为泵吸入口直径。本文中, 只取了 l (从而筒体高度 h 也是变化的) 和 d 是变化的, 其他的如 C_1 和 C_2 等都保持不变。 l 和 d 取了 3 组值, 以相对值的形式表示为 $l/l_{ref} = 1.0, 1.5, 2.0$,

$d/d_{ref} = 1.0, 1.125, 1.25$ (这里的 l_{ref} 和 d_{ref} 表示参考尺寸), 所以总共有 9 组尺寸组合。本文基于 STAR-CD $k-\varepsilon$ 涡粘模型, 对这 9 中组合分别进行了 CFD 分析, 并以扬程损失、功率损失和阻力系数的形式给出了分析结果。

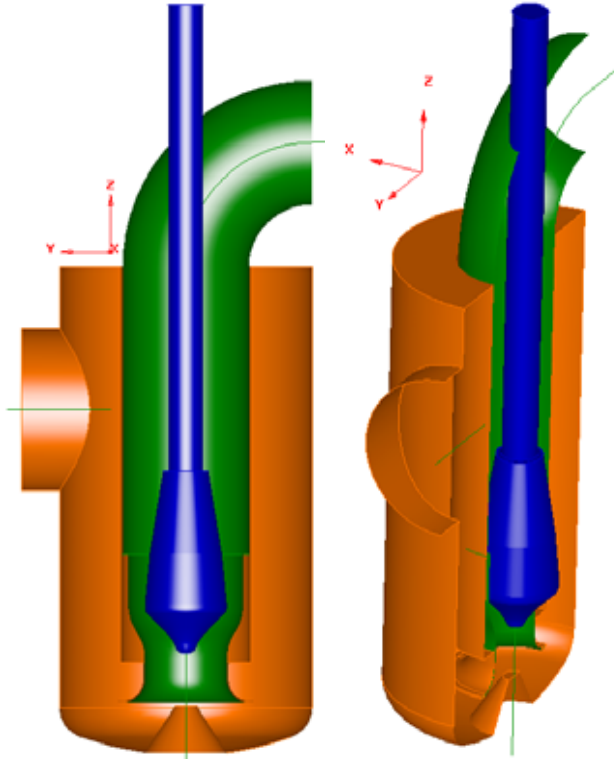


图 1. 不同视角的 SEZT 泵外形泵

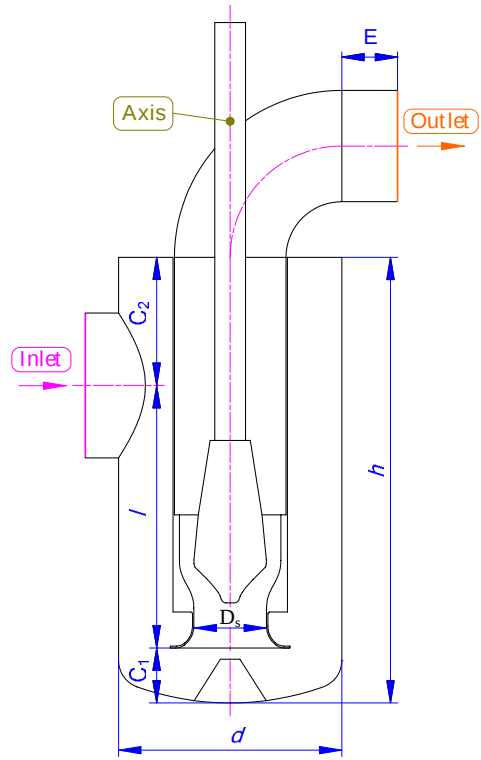


图 2. SEZT 泵的结构示意图

2 建模策略

2.1 计算域网格

TFP 在结构上以 zoy 平面 (坐标系布置见上述说明) 对称, 同时只是计算 TFP 内的流动损失, 没有叶轮, 轴也没有转速, 因而流动也以 zoy 平面对称, 这样就只需要在整个 TFP 的一半空间内划分网格, 如图 3 所示。

为了得到客观的对比数据, 对不同的尺寸组合尽量采用类似的网格, 每一种组合中均包含六面体和棱柱体网格, 不仅保证了网格类型的相似, 也保证了网格布置在空间上相似。图 4 为整体网格外形, 图 5 为棱柱体部分的网格。另外考虑到边界层效应, 在所有近壁面处网格厚度较小, 如图 7 所示。



图 3. 网格空间实体

本文没有采用四面体网格,因为模型虽然作了简化处理,但还是有很多细节不可以省略,比如喇叭进口处的尺寸相对于其他尺寸较小,如果用四面体网格数量会很大,计算时间长,耗费计算资源也多。

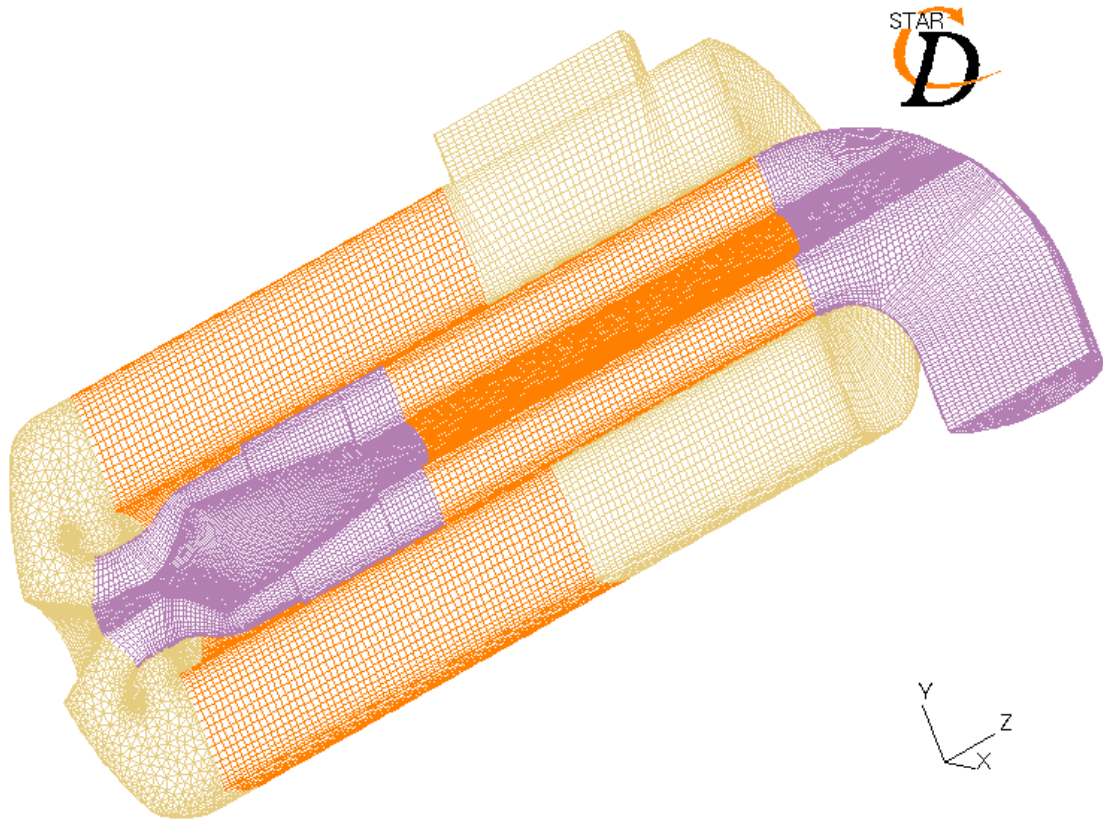


图 4. 整体网格外形图

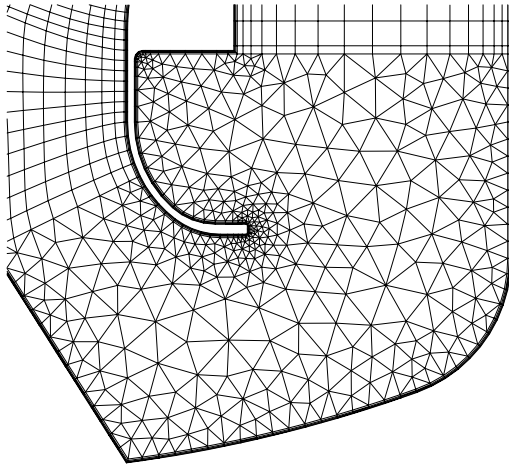


图 5. 棱柱体网格

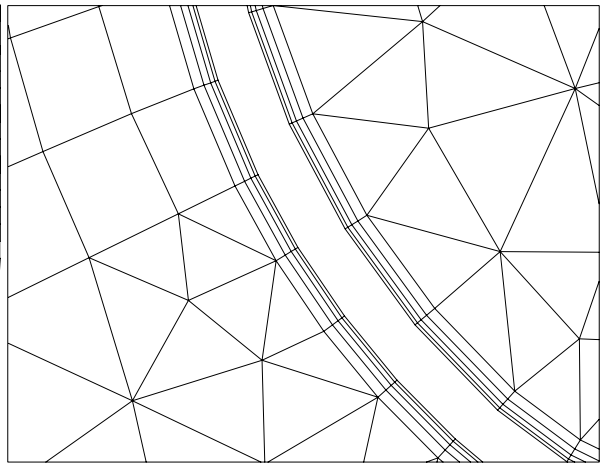


图 6. 进水喇叭近壁面处的网格

2.2 湍流模型与边界条件

每种组合均采用 STAR-CD 内置的 $k-\varepsilon$ High Reynolds Number 湍流模型。泵进口采用 Inlet 边界 (见图 1), 泵出口采用 Outlet 边界 (见图 1)。如前所述, 流动以 zoy 平面对称的, 所以在 zoy 平面上选用对称边界条件, 该边界条件保证了垂直于 zoy 平面的速度分量为 0 以及 zoy 平面上的所有其他物理量的梯度为 0。

3 计算结果

3.1 可视化图形

记 d/d_{ref} 为 $\hat{d}$, l/l_{ref} 为 $\hat{l}$ 。图 7 显示了 $\hat{d}=1.25$, $\hat{l}=2.0$ 时的部分流线, 从该图可以大致看出漩涡的运动情况。图 8 为存在大尺度涡的位置示意图。图 9 和图 10 分别为 $\hat{d}=1.25$, $\hat{l}=1.0$ 时和 $\hat{d}=1.25$, $\hat{l}=2.0$ 时的泵吸入口 (图 1 中标注 D_5 处) 在 x 和 y 方向的速度分量等值线分布, 图 11 和图 12 分别为 $\hat{d}=1.25$, $\hat{l}=1.0$ 时和 $\hat{d}=1.25$, $\hat{l}=2.0$ 时的泵吸入口在 x 和 y 方向的速度分量矢量图。从图 9~12 可以看出 $\hat{d}=1.25$, $\hat{l}=1.0$ 时 x 和 y 方向的速度分量 (最大值为 1.579m/s) 明显大于 $\hat{d}=1.25$, $\hat{l}=2.0$ 时的速度分量 (最大值为 0.7533m/s) , 而且 xoy 平面上的漩涡运动也比较明显。

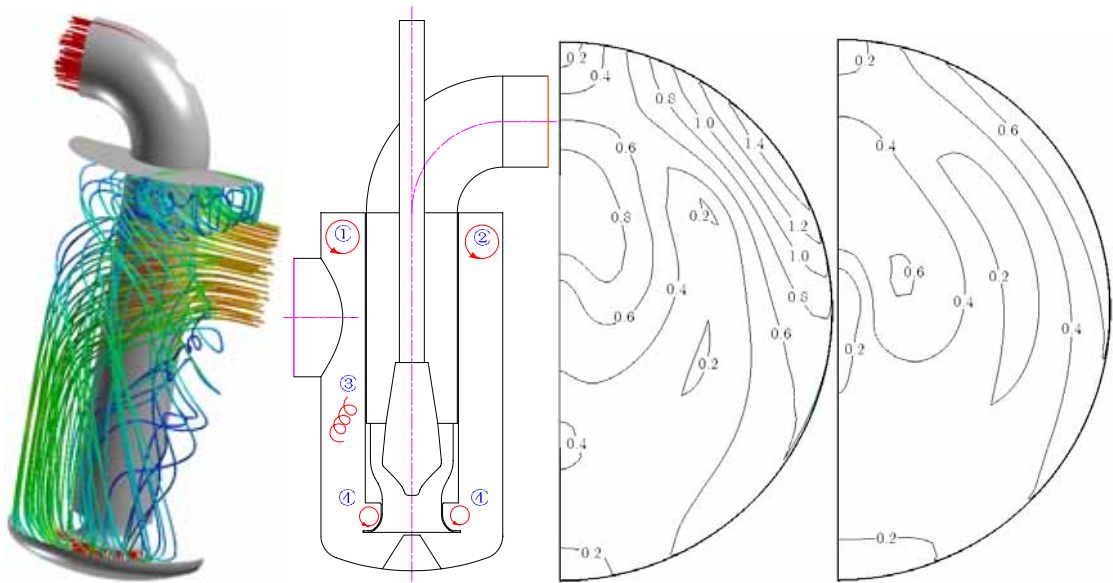


图 7. 流线分布

图 8. 漩涡存在区

图 9. 速度等值线

图 10. 速度等值线

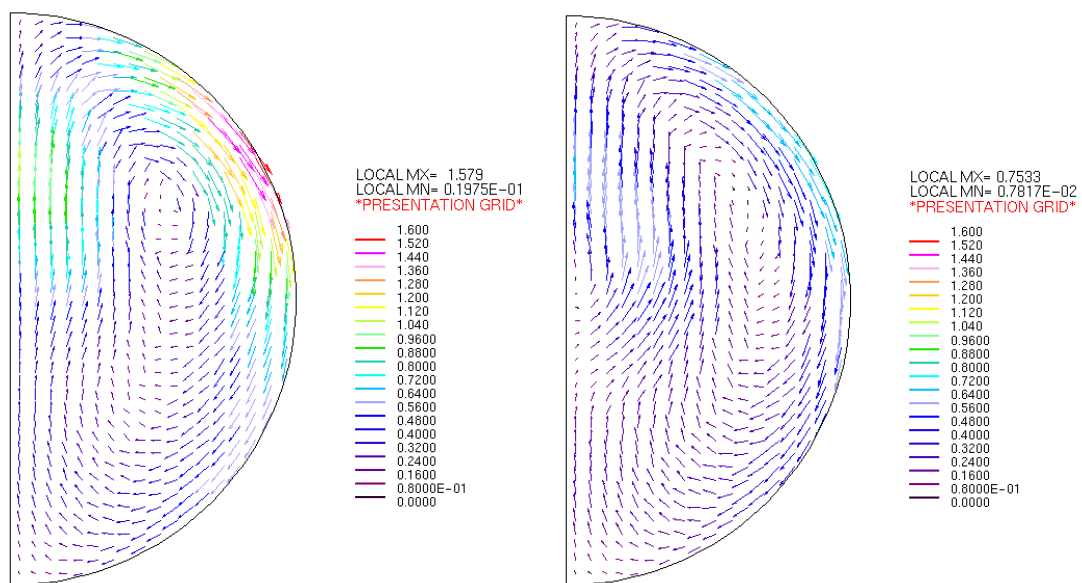


图 11. 速度矢量图

图 12. 速度矢量图

3.2 流动损失

根据水流在TFP内的速度和压力变化，可以计算出扬程和功率损失^[2]。记 ΔH 为扬程损失， ΔP 为功率损失，则

$$\Delta H = \frac{1}{\rho} \frac{(p_{in} - p_{out})}{g} + \frac{1}{2} \frac{(c_{in}^2 - c_{out}^2)}{g} \quad (1)$$

$$\Delta P = \frac{M}{\rho} (p_{in} - p_{out}) + \frac{1}{2} M (c_{in}^2 - c_{out}^2) \quad (2)$$

式(1)(2)中的各物理量意义为

M 质量流量，单位 kg/s

ρ 密度，单位 kg/m^3

p_{in}, p_{out} 进、出口平均压力，单位 Pa

g 重力加速度，单位 m/s^2

c_{in}, c_{out} 进、出口的平均速度，单位 m/s

这些物理量都可以通过 STAR-CD 中监视边界 (Monitor Boundary Behavior) 得到。

另一方面，定义阻力系数 C_D 为

$$C_D = \frac{\Delta H}{\frac{1}{2} \frac{c_{in}^2}{g}} = \frac{(p_{in} - p_{out}) + \frac{\rho}{2} (c_{in}^2 - c_{out}^2)}{\frac{\rho}{2} c_{in}^2} \quad (3)$$

从 STAR-CD 计算结果中取出相关数值，计算 ΔH 、 ΔP 、 C_D 的相对值，列表如下。表

1 中 ΔH_{ref} 、 ΔP_{ref} 和 C_{Dref} 分别表示扬程损失、功率损失和阻力系数的参考值。

表 1. 相对扬程损失、功率损失、阻力系数		
d/d_{ref} , l/l_{ref}	$\frac{\Delta H}{\Delta H_{ref}}$, $\frac{\Delta P}{\Delta P_{ref}}$, $\frac{C_D}{C_{Dref}}$	
1.0 , 1.0	1.0000	
1.0 , 1.5	0.9921	
1.0 , 2.0	0.9833	
1.125 , 1.0	1.0022	
1.125 , 1.5	0.9852	
1.125 , 2.0	0.9722	
1.25 , 1.0	1.0144	
1.25 , 1.5	0.9898	
1.25 , 2.0	0.9684	

根据表中的数据，以 l/l_{ref} 值为横轴，以 $\frac{C_D}{C_{Dref}}$ 为纵轴，绘制曲线如图 13。

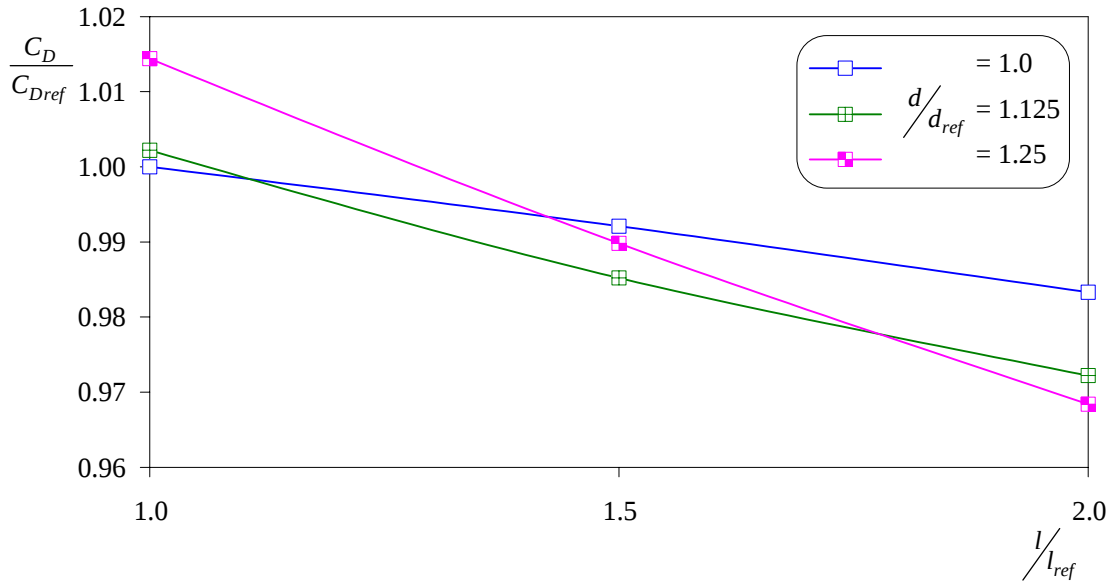


图 13. 阻力系数

4 结论

- 在 9 种情况中，当 $d/d_{ref} = 1.25$ ， $l/l_{ref} = 2.0$ 时，流动损失最小；
- 增加筒体的长度对减小流动损失有利（这里没有计算更长的筒体，但由于沿程损失的影响当筒体增加到一定的程度时，流动损失会增加）；
- 筒体直径越大，流动损失随筒体长度的增加下降越快。

CFD 计算结果和实际相吻合的程度与湍流模式及相关模块的选择有关。有可能 CFD 计算结果的具体数值没有多大的参考价值，但是不同计算结果之间的对比却具有较高可信度，这些对比折射出不同的几何结构对流动的影响。本文进一步的工作在以下方面：考虑更多的几何尺寸，如 C_1 、 C_2 变化时对流动的影响；选择不同的湍流模型；考虑汽蚀等。

5 参考文献

- [1] Bross, S., Rosenberger, H. Through Flow Mechanisms of Canned Type Pumps [J]. International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering, Beijing, China, September 9-12, 1996.
- [2] 彭玉成, 陈喜阳, 张克危. 基于 CFD 数值解析的轴流泵优化设计[J]. 水泵技术, 2005, 5: 24-26

作者联系方式：

武汉华中科技大学能源学院水机教研室 彭玉成

邮编：430074

电话：02762304171

Email：pych2001@sohu.com