

DOI: 10.11949/0438-1157.

基于 CPPID 柱面投影设计方法的氢液化器氦透平膨胀机叶轮优化与流场分析

刘弘民^{1,2}, 李空荣¹, 柯长磊¹, 左建生^{1,2}, 郝昭璋^{1,2}, 张晓华¹, 彭楠^{1,2}, 熊联友^{1,2}, 刘立强^{1,2}⁽¹⁾ 中国科学院理化技术研究所低温科学与技术重点实验室, 北京 100190; ⁽²⁾ 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 本文针对低温透平膨胀机叶轮传统设计方法缺乏叶片几何与内部流动之间显式物理映射的问题, 提出了一种柱面投影参数化叶轮设计 (CPPID) 方法。该方法通过控制轮毂、中心、轮罩三层叶片型线在各自参考圆柱面上的投影曲线形状, 实现对三维叶轮流道的精确参数化设计。以一台 5 吨/天氢液化器末级氦透平膨胀机 (TEX3) 的高效叶轮为优化对象, 固定其制冷功率与进气攻角, 系统分析了关键设计参数 (T_u) 对性能的影响。数值模拟结果表明: 采用 CPPID 方法优化的叶轮, 在维持相同制冷功率时, 所需工质质量流量更低, 等熵效率更高; 其中, 中心层叶形对性能影响最为显著, 轮罩层叶形能有效调控涡结构并抑制高损失通道涡, 而轮毂层影响相对较弱。极端内凹轮罩叶形可实现等熵效率从 89.528% 提升至 91.887%。本研究验证了 CPPID 方法的有效性, 为高性能透平叶轮的精细化设计提供了新途径。

关键词: 氢液化; 透平膨胀机; 叶轮设计; 流场分析

中图分类号: TB 653

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-10

Optimization and flow analysis of helium turbo-expander impeller for hydrogen liquefier through cylindrical projection-based design method

LIU Hongmin^{1,2}, LI Kongrong¹, KE Changlei¹, ZUO Jiansheng^{1,2}, HAO Zhaozhang^{1,2}, ZHANG Xiaohua¹, PENG Nan^{1,2}, XIONG Lianyou^{1,2}, LIU Liqiang^{1,2}⁽¹⁾ Key Laboratory of Cryogenic Science and Technology, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; ⁽²⁾ University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: To address the limitations of traditional design methods for cryogenic turbo-expander impellers, which often rely on "black-box" optimization and lack direct control over flow physics, this paper proposes a novel Cylindrical Projection-based Parametric Impeller Design (CPPID) method. This method enables precise parametric control of the three-dimensional impeller flow path by shaping the projected curves of the blade profiles (at the hub, center, and shroud) onto their respective reference cylindrical surfaces. The high-efficiency impeller of a 5 t/d hydrogen liquefier's final-stage helium turbo-expander (TEX3) served as the baseline for optimization. Maintaining constant refrigeration power and incidence angle, a systematic analysis of the key design parameter (T_u) was

收稿日期: 2026-01-22 修回日期: 2026-04-27

通信作者: 李空荣 (1990—), 男, 博士, 副研究员, krli@mail.ipc.ac.cn

第一作者: 刘弘民 (2000—), 男, 博士研究生, liuhongmin22@mails.ucas.ac.cn

基金项目: 北京市科技计划项目 (Z25110100040000)

引用本文: 刘弘民, 李空荣, 柯长磊, 左建生, 郝昭璋, 张晓华, 彭楠, 熊联友, 刘立强. 基于 CPPID 柱面投影设计方法的氢液化器氦透平膨胀机叶轮优化与流场分析[J]. 化工学报, XXXX, XX(X): 1–10

Citation: LIU Hongmin, LI Kongrong, KE Changlei, ZUO Jiansheng, HAO Zhaozhang, ZHANG Xiaohua, PENG Nan, XIONG Lianyou, LIU Liqiang. Optimization and flow analysis of helium turbo-expander impeller for hydrogen liquefier through cylindrical projection-based design method[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(X): 1–10

conducted. Numerical results demonstrate that the impellers redesigned using the CPPID method achieve higher isentropic efficiency while requiring less mass flow rate for the same refrigeration power. The center layer profile had the most pronounced impact on overall performance, while the shroud layer profile effectively manipulated vortex structures and suppressed high-loss passage vortices; the hub layer showed relatively minor influence. Specifically, the extremely concave shroud blade profile achieved an isentropic efficiency increase from 89.528% to 91.887%. This study validates the effectiveness of the CPPID method, providing a new approach for the refined design of high-performance turbo-expander impellers.

Keywords: hydrogen liquefaction; turbo-expander; impeller design; flow field analysis

引 言

氢气作为一种清洁能源,在全球能源转型以及碳中和中至关重要^[1-2]。在常温条件下,氢气的体积能量密度约为0.01 MJ/L,而液态氢的体积能量密度为8.5 MJ/L^[3]。将气态氢转化为液态氢能将其体积能量密度提高近800倍,这大大改善了储存与运输的经济性和可行性。目前开发高效率且可靠的大规模氢液化厂对氢的广泛应用至关重要^[4-5]。

大型低温制冷设备是前沿科技研究、高技术应用不可替代的基础支撑装备^[6],低温氢气透平膨胀机作为大型氢液化器中的核心部件^[7-8],它的性能尤其是绝热效率,直接影响了液化工厂的能耗和运营成本。因此提高氢气透平膨胀机的效率对降低氢气液化成本至关重要^[9-10]。在低温高转速工况下工作的透平膨胀机内部会产生各种损失,包括二次流动损失、冲击损失、泄漏损失、摩擦损失等等^[11]。但值得注意的是,无数实验和数值研究一致表明,叶轮通道内的损失是整个透平膨胀机通流部分损失当中最大的一部分^[12]。因此针对叶轮的设计和优化是释放氢气透平效率潜力和改善液化工厂性能的关键。

虽然叶轮的设计被广泛认为很重要^[13-14],但针对低温氢气透平的高效率叶轮设计方法的理论仍然稀缺。经典的设计方法,如1930年代Hasselgruber提出了针对常温进气的压缩机的工作轮叶型的设计方法,该方法是一个较为全面的叶轮设计方法^[15],该方法考虑了流体在工作轮中的相对流动特性,并给出了四个假设,但是对于低温进气的透平膨胀机的工作轮,该设计方法适用性有限。目前文献报道的针对低温透平膨胀机的工作轮叶型设计,大都采用均线设计法完成一维初步设计^[16-18],随后结合商业软件或随机算法进行迭代寻优。然而,这类基于贝塞尔曲线控制点或随机变量

的参数化方法,虽能实现几何变形,但过程往往缺乏对叶片几何形状与内部流动之间物理关联的直观、显式控制,设计者难以直接洞察具体几何变化如何影响内部流动机制。为了解决传统方法在设计直观性与物理可控性上的不足,本文提出了一种基于圆柱面投影的参数化控制方法(CPPID)。与传统方法相比,CPPID的核心优势在于通过柱面展开投影参数 T_u 与 T_r 直接调控叶片出口气流角与中间径向到轴向过渡段的曲率,实现从几何参数调整到流动物理控制的直观跨越。

为了验证CPPID方法,本文选择中国科学院理化技术研究所研制的一台5吨/天氢液化器上的第三台氢气透平膨胀机TEX3(透平膨胀机3, Turbo-Expander 3)作为研究的基准^[9]。这台末级透平膨胀机具有低入口温度、高转速、高膨胀比以及尺寸相对更大的特性,并且经过实验验证该台膨胀机的等熵效率能够达到84.4%。因此进一步优化这台具有极高效率的膨胀机叶轮构成了一个严格的测试,以验证CPPID方法的有效性和可靠性。本研究的核心是应用CPPID方法重新设计和优化该台膨胀机的叶轮,通过详细的数值仿真和流场分析,系统比较原始叶轮和优化后叶轮的性能。

1 研究方法论

1.1 柱面投影参数化叶轮造型方法

叶轮的叶片可以被分成由轮毂层(Hub)、中心层(Center)以及轮罩层(Shroud)构成,每一层都可以简化为一条空间曲线。CPPID的核心概念就是直接控制该条空间曲线往相应圆柱面上投影后得到的曲线的形状,从而实现对三维叶轮流道几何形状的精确设计和优化。一个关键的步骤是选择一个参考圆柱面进行投影。对于不同层的参考圆柱面选择有一个统一的标准:按照该层出口位置半径(r_k , $k=1$: hub, $k=2$: center, $k=3$: shroud)相对应的圆柱面

作为投影的基准圆柱。出口的叶片高度 $h_{bladeout} = r_3 - r_1$, 如图1所示, 每条三维的空间曲线都被投影到各自参考的圆柱面 ($r = r_k$) 上, 并且该圆柱面被沿周向展开成一个平面, 该平面坐标包括轴向坐标 z 和展开的周向坐标 x , 其中 $x = r_k \cdot \theta$, θ 是圆周角。

在圆柱展开后的 $z-x$ 平面上, 投影曲线的形状由下面这个参数方程控制:

$$z = l_{z,k} - T_u \cdot x - l_{z,k} \cdot \left(\tanh\left(T_r \cdot (x - x_{max,k})\right) \right) \quad (1)$$

式中: z 代表了轴向坐标; $l_{z,k}$ 代表层 k 的投影后的轴向的总长度; x 是展开后的横向坐标; $x_{max,k}$ 代表层 k 的展开后的最大的横向长度, $x_{max,k} = r_k \cdot \theta_{max}$, 其中 θ_{max} 代表最大叶片扫掠角, 在本文的研究中被固定在 35° 。

选取该参数方程形式主要基于以下考虑, 数学上其结合了线性项 ($T_u \cdot x$) 与双曲正切函数项 ($\tanh(T_r \cdot (x - x_{max,k}))$), 从物理意义上看, 线性项直接控制出口叶片角的大小, 双曲正切函数的曲线特征天然适合描述流体从径向向轴向的渐变转向过程, 二者组合能够在单一表达式中同时控制叶片的

出口角以及过渡特性。两个关键设计参数 T_u 和 T_r 决定了曲线的形态。如图1所示, 参数 T_u 主要调控出口区域的斜率(或曲率), 该斜率直接且显著地影响出口流动结构与能量转换效率。尤为重要的是, 在总轴向长度固定的条件下, T_u 是起主导作用的参数。出口斜率越大(即 T_u 值越高), 意味着叶片轴向长度中用于出口附近流动转向的部分占比越大, 从而从根本上改变了叶片在该关键区域对流动的导向与转折能力。参数 T_r 则主要控制流动从径向主导区域向轴向主导区域过渡的锐利程度。 T_u 与 T_r 的命名源于其功能作用: T_u 取自 Turning, 意为转折, 主导叶片出口的流动转向; T_r 取自 Transition, 意为过渡, 调控径向流向轴向流转变的急剧程度。 T_r 值越高, 过渡越尖锐(曲率变化迅速); T_r 值越低, 过渡越平缓(曲率变化渐变)。为保障足够平滑的过渡并降低因突变可能引起的损失机制, 本研究中将 T_r 参数固定为常数值。具体而言, 轮毂层(hub)取 T_{r1} 为3, 中心层(center)取 T_{r2} 为2, 轮罩层(shroud)取 T_{r3} 为1。

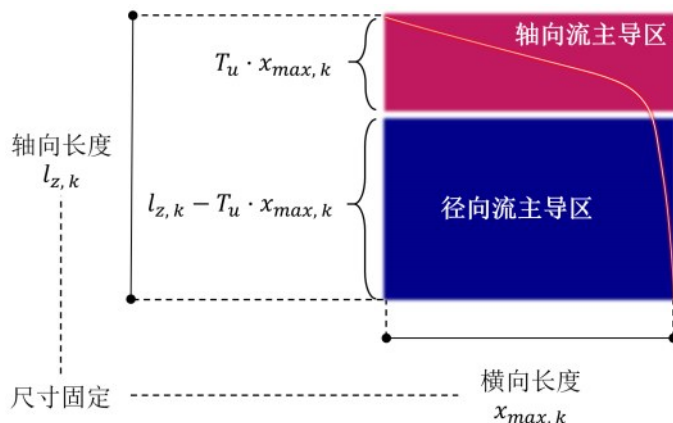


图1 参数 T_u 和 T_r 对叶片叶形在柱面投影方向上的影响

Fig.1 Effect of parameters T_u and T_r on the blade profile curve shape in the cylindrical projection ($z-x$ plane)

1.2 数值模型设置

采用计算流体动力学3D CFD模拟来评估叶轮的性能, 将CPPID方法得到的叶轮坐标导入到ANSYS-Bladegen中进行几何模型的生成。在TurboGrid中进行网格划分, 叶轮的流体域在ANSYS-CFX中构建。图2展示了某一台代表性叶轮的网格无关性验证结果, 选取的最终网格节点为125万, 继续加密网格对效率影响的变化幅度小于0.02%。为了保证所有的仿真模拟质量的一致性, 本研究采用统一的网格划分原则及近壁面细化策略。将无量纲参数 y^+ 控制在1.1, 更小的 y^+ 值能够

形成更精细的近壁面网格, 提升边界层的模拟精度^[20]。Murthy和Kumar等人研究结果显示 y^+ 小于15时, 采用SST湍流模型能获得满意的结果^[21]。湍流模型选择了SST模型, SST模型结合了近壁面 $k-w$ 模型和远壁面 $k-\varepsilon$ 模型的优势, 能够更好地捕捉旋转机械中的流动分离和涡流现象^[22-23]。此外, 其近壁面处理可根据局部 y^+ 值自动选择合适的壁面函数, 特别适用于本文中叶轮内部复杂三维流动的模拟。同时, 合适的状态方程对准确描述气体热力学行为至关重要, ANSYS-CFX里面提供理想气体方程、Peng-Robinson方程等多种热物性描述方程^[24-25],

但为了更精确的计算氦气物性,本研究采用真实气体 RGP 文件替代内置模型。该 RGP 文件基于 NIST-REFPROP 数据库中的氦气物性数据生成,覆

盖了本文模拟工况所涉及的温度范围(15–30K)和压力范围(0.3–1.5MPa),能够准确描述低温氦气的真实气体效应,提高叶轮模拟结果精度^[26–27]。

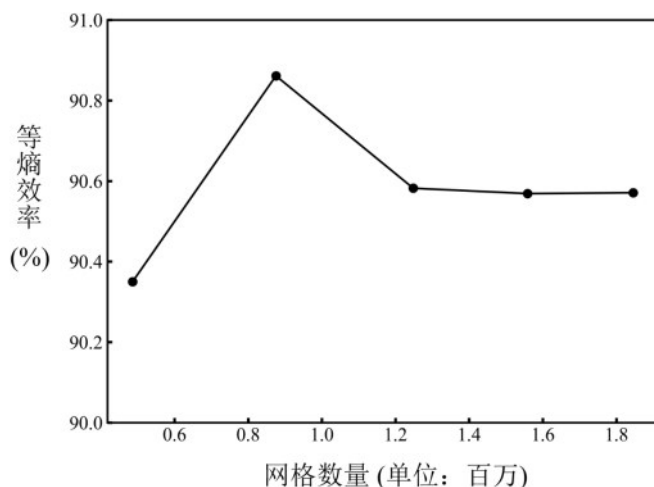


图2 网格无关性验证结果

Fig.2 Grid independence verification results

1.3 流场分析——第三代 Omega 涡流识别方法

低温透平膨胀机内部流场十分复杂,精确识别涡旋结构对理解流动物理现象以及定位损失发生位置至关重要。涡旋识别方法经历了三代发展。第一代方法使用涡量大小衡量涡旋强度,但在没有旋转的剪切层附近涡量也会很大,导致识别不准确。第二代方法^[28]基于速度梯度张量的特征值分析(如 Q 准则^[29]、 Δ 准则、 λ_{ci} 准则以及 λ_2 准则等),需要用户指定阈值,当不同强度的涡旋共存时难以选择统一的适用阈值。

第三代涡旋识别方法具体包含 Omega、Liutex 和 Omega-Liutex 准则^[30]。根据 Helmholtz 速度分解定理,流体微团的运动可以由速度梯度张量完全描述。该张量包含两部分,一部分是旋转部分,即涡量张量;另外一部分是变形部分,又称应变率张量。

第三代涡识别方法的起源都来自于一个重要的物理认识,即认为涡旋是旋转部分超过变形部分的区域,虽然没有涡量就没有刚体旋转,但是涡量并不能直接表示流体的旋转。以 Blasius 边界层为例,在紧贴壁面处涡量最大,但流动以剪切变形为主,流体微团几乎没有净旋转;而在边界层外缘,涡量虽小,却能观察到微团的旋转。因此考虑涡量与总张量(旋转和变形)的比值进行涡识别是合理的。它看起来就像盐和水的混合物,盐的含量是由盐和水的比例来衡量的,而不是由盐本身来衡量的^[31]。因此本文采用 Omega 方法来进行流道内的涡识别,其定义如下:

$$\Omega = \frac{\|B\|_F^2}{\|A\|_F^2 + \|B\|_F^2 + \varepsilon} \quad \#(2)$$

$$A = \frac{1}{2}(\nabla V + \nabla V^T) = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right) \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right) & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right) \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right) & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right) & \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad \#(3)$$

$$B = \frac{1}{2}(\nabla V - \nabla V^T) = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}\right) & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial z}\right) \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x}\right) & 0 & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z}\right) \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x}\right) & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial y}\right) & 0 \end{bmatrix} \quad \#(4)$$

其中 $\|\cdot\|_F^2$ 代表范数的平方; A 为对称部分, 代表应变率张量, B 为反对称部分, 代表旋转张量。 ε 是一个极小的常量, 通常取 0.001, 它的存在是为了避免分母为 0。大量研究已表明 $\Omega \geq 0.52$ 时^[32], 该方法能够准确识别流道内部的涡。

2 仿真结果

2.1 优化叶轮的几何特性和整体性能分析

5 吨/天氢液化器上的末级透平膨胀机 TEX3 的叶轮是后续优化的基准, 其原始的主要参数如下表 1 所示。叶轮入口的总流量为 0.965 kg/s, 输出的制冷功率为 30551.4 W 以及等熵效率为 89.528%。

为了确保一个公正有效的对比分析, 所有叶轮 (包含原始叶轮和经过 CPPID 方法重新设计的叶轮) 的模拟都遵循统一的边界条件设定。其中, 出口静压固定在 0.433 MPa, 入口温度固定为 23.729 K, 转速固定为 86006.216 转/分, 这三项边界条件与原始 TEX3 叶轮的运行工况保持一致。原始 TEX3 叶轮在上述工况下的入口静压为 1.02 MPa, 而对于经过 CPPID 方法重新设计的叶轮, 由于叶片几何形状的改变导致流阻特性发生变化, 其入口静压将作为模拟结果输出, 不再作为固定边界条件。CPPID 方法中, 叶片柱面投影型线参数 T_u 分别针对轮毂层轮毂层 (T_{u1})、中心层 (T_{u2}) 及轮罩层 (T_{u3}) 进行独立调节。在每次参数调整中, 通过控制进口工质质量流量, 将系统输出的制冷功率偏差控制在 1% 以内; 同时使气流攻角与原始叶轮攻角的偏差在 5% 以内, 如图 3 和图 4 所示。采用上述方法, 既确保了流动的相似性, 又隔离出几何形状变化对流场的影响, 同时确保各方案在相同制冷能力下进行有效对比, 进而分析流量变化趋势及其对等熵效率的影响。

参数 T_u 的取值直接影响叶片出口区域的倾斜程度。本研究以初始设计, 即 T_{u1} 为 1.5, T_{u2} 为 0.8, T_{u3} 为 0.5, 作为基准, 开展分层参数敏感性分析, 分层优化的完整数据汇总于表 1。该表展示了叶轮的等熵效率以及维持原有制冷功率所需的质量流量之间的关系。从分析的结果来看, 参数 T_{u2} 的改变对整体性能影响最大。

与中心层相比, 轮毂层叶形变化对流道的影响较为温和。将轮毂层叶形从极度内凹 ($T_{u1} = 0.5$) 调整至极度外凸 ($T_{u1} = 5$), 维持相同制冷功率所需的质量流量波动范围仅为 0.86–0.885 kg/s, 变化幅度

约为 0.025 kg/s, 对应的等熵效率提升也较为有限, 约在 1.034%–1.268% 之间。相比之下, 轮罩层叶形的优化则显著影响流动特性: 质量流量可减少 0.5%–14%, 同时等熵效率较原始 TEX 叶轮提升 1.172%–2.359%, 表明轮罩层叶形对流道性能具有较高的敏感性。

综上, 中心层叶形对整体流道性能的影响最为显著, 轮罩层次之, 轮毂层则相对不敏感。然而, 尽管轮毂层与轮罩层的参数调控对叶轮宏观性能 (如等熵效率与制冷功率) 的影响弱于中心层, 其优化研究仍具有重要意义。为深入探究轮毂层影响较弱而轮罩层较为敏感的内在原因, 接下来将选取轮毂层的两个极端叶形案例——外凸 ($T_{u1} = 5$) 与内凹 ($T_{u1} = 0.5$), 结合第三代涡识别方法, 系统分析其涡结构与熵产分布。同时, 选取轮罩层的两个极端叶形 ($T_{u3} = 0.2$ 与 $T_{u3} = 5$) 进行对比分析, 旨在揭示轮罩层叶形调整对流道结构的显著影响, 以及轮毂层变化对局部流动结构的微弱调控能力, 进一步探究两者在涡系演变与损失生成机制方面的差异。

2.2 内部流道的分析与对比

为全面评估 CPPID 方法对不同叶高流道的控制能力, 本节重点分析轮毂层 (Hub) 与轮罩层 (Shroud) 在极端叶形参数下的内部流动结构。通过对比外凸与内凹两种极端构型, 观察流道内的涡分布与熵产分布, 系统揭示了两者对流场结构与损失机制的不同影响。

涡识别采用第三代 Ω 方法。研究表明 $\Omega \geq 0.52$ 时能准确地识别涡结构, 本文将 Ω 阈值设定为 0.7, 以突出强涡的空间分布特征。图 5 展示了轮毂层在两种极端叶形 (外凸: $T_{u1} = 0.5$; 内凹: $T_{u1} = 5$) 下的涡结构 ($\Omega = 0.7$ 等值面) 与靠近该层 ($\text{span} = 0.1$) 的熵产分布。可见, 流道内分布着尺度不等的涡, 强涡区域主要集中在叶顶间隙附近以及出口段。在叶片通道的中间区域, 存在着一根从轮毂延伸至轮罩的显著涡管。该涡管本质上为曲率诱导的通道涡。其形成机制可归结为在径向流向轴向的弯曲过渡段 (约 60% 流道长度处), 叶片曲率的急剧变化诱发气流的流动分离并形成低压空腔; 同时, 该区域内压力面与吸力面之间存在显著的横向压力梯度。这一强烈的横向压差驱动轮毂边界层内原本动量较低的流体向吸力面侧横向迁移, 并在弯曲流道产生的离心力场与曲率效应的共同作用下, 将这部分流体卷吸、抬升至轮罩区域, 进而形成一根沿流向

延续的集中涡管。

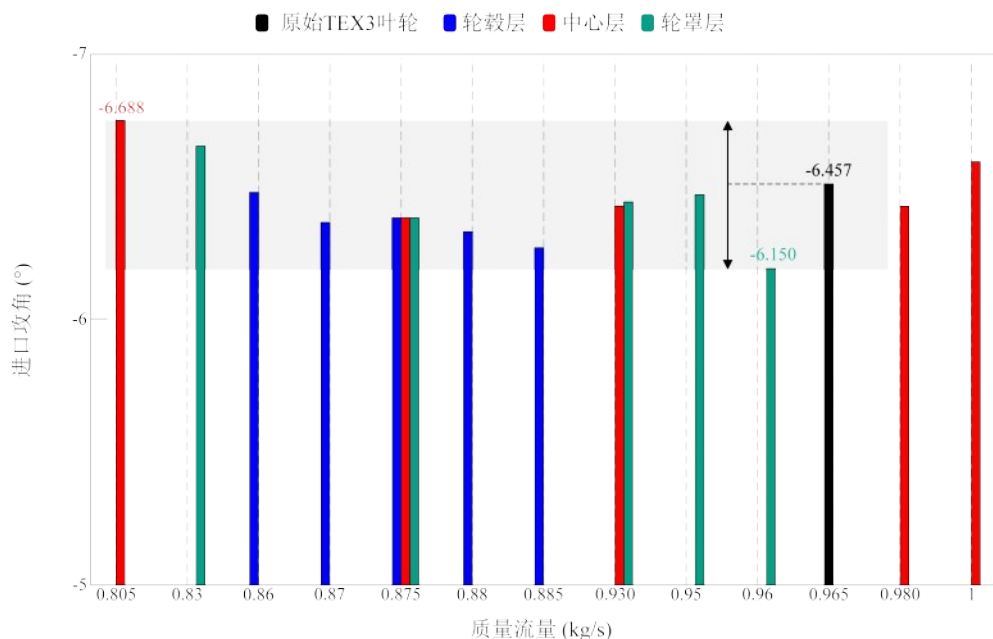


图3 CPPID设计叶轮与原始叶轮攻角-流量特性对比

Fig.3 Comparison of incidence angle vs. mass flow between CPPID-designed and original impellers

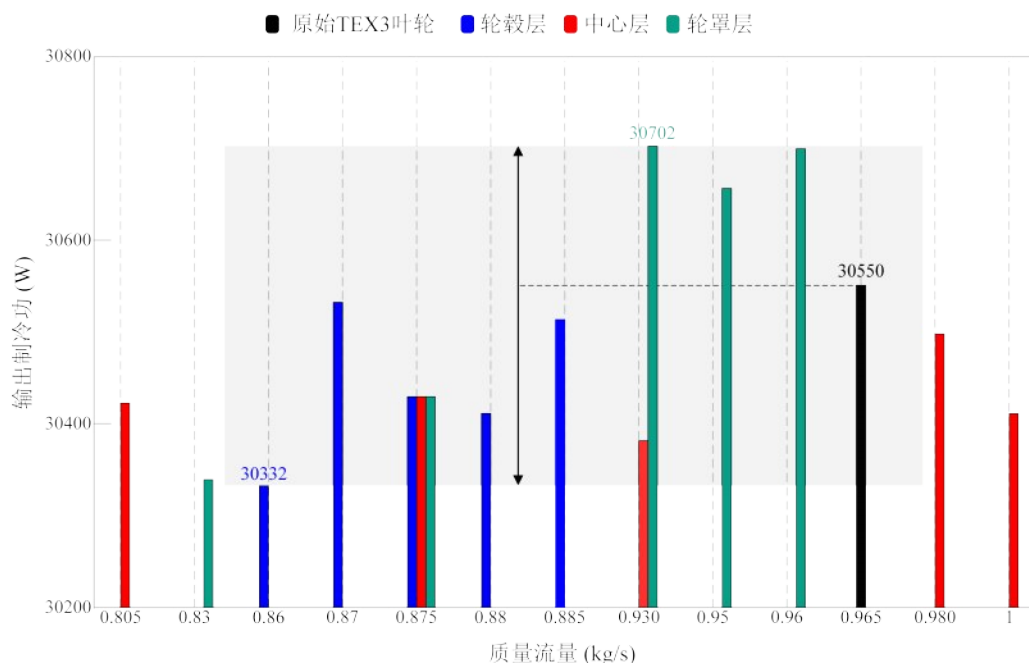


图4 CPPID设计叶轮与原始叶轮制冷功-流量特性对比

Fig.4 Comparison of refrigeration power vs. mass flow between CPPID-designed and original impellers

从熵产损失分布来看,高熵产损失区集中在涡管的周边区域。涡旋管卷入动能低于主流的低速流体团块,涡核内部及与其主流交界面处存在很大的速度梯度,导致剧烈的能量耗散,成为一条贯穿流道的“高损失走廊”。相应地,高熵产区紧贴着该

涡管分布。两种叶形下熵产分布的形态与强度未见显著差异,进一步印证了轮毂层叶形变化对宏观二次流动结构调控能力的有限性。从表1的性能数据来看,轮毂层叶形从极度外凸调整至极度内凹,维持相同制冷功率所需的质量流量变化幅度仅约

表1 针对分层参数 T_u 的分析汇总表
Table 1 Summary of the Analysis on the Stratification Parameter T_u

层 k	$T_{u,k}/\%$	质量流量 $m/\text{kg/s}$	$\Delta m/\%$	等熵效率 $\eta/\%$	$\Delta \eta$
$k = 1$	0.5	0.860	-10.881	90.561	+1.034
	0.9	0.870	-9.845	90.560	+1.031
	1.5	0.875	-9.326	90.582	+1.054
	3	0.880	-8.808	90.675	+1.147
	5	0.885	-8.290	90.797	+1.268
$k = 2$	0.4	0.805	-16.580	89.465	-0.063
	0.8	0.875	-9.326	90.582	+1.054
	1.5	0.930	-3.627	91.657	+2.129
	3	0.980	+1.554	92.333	+2.805
	5	1.000	+3.627	92.504	+2.976
$k = 3$	0.2	0.830	-13.990	90.700	+1.172
	0.5	0.875	-9.326	90.582	+1.054
	1.5	0.930	-3.627	91.446	+1.917
	3	0.950	-1.554	91.794	+2.266
	5	0.960	-0.518	91.887	+2.359

注: Δm 和 $\Delta \eta$ 均以原始 TEX3 叶轮的性能参数为计算基准。

0.025kg/s, 等熵效率提升范围为 1.034%~1.268%, 性能改善幅度相对有限。这一现象表明, 仅改变轮毂层叶形, 对由叶片整体弯曲所建立的横向压力场影响甚微, 难以主导二次流结构的重组。轮毂层在优化中具备较高的几何鲁棒性, 其单独形变对流动损失机制的控制能力较弱, 主要起辅助调节作用。

图 6 展示了轮罩层在两种极端叶形 (外凸: $T_{u3} = 0.2$; 内凹: $T_{u3} = 5$) 下的涡结构演化及靠近该层 ($\text{span} = 0.96$) 的熵产分布。与轮毂层的"几何鲁棒性"形成鲜明对比, 轮罩层叶形变化引起了涡结构的显著重组。当 $T_{u3} = 0.2$ (外凸叶形) 时, 流道内存在粗大的连续涡管, 从轮毂延伸至轮罩, 分布范围广、空间连续性强。随着 T_{u3} 增大至 5 (内凹叶形), 涡旋结构发生了明显的形态转变: 原先粗大的连续涡管逐渐解体, 涡旋尺度显著减小, 演化为更为集中、细长的涡管结构。涡拓扑的这一根本性变化表明, 内凹叶形对通道涡的形成与发展产生了有效的抑制作用。

从熵产分布来看, 两种叶形下高损失区域均主要集中在叶顶间隙附近, 这与该区域内叶顶泄漏涡和主流的复杂相互作用密切相关。压力面与吸力面之间的压差驱动部分流体从叶顶间隙泄漏进入主流, 发生强烈掺混, 导致局部熵产升高, 形成狭长的高损失带。然而, 随着叶形从外凸转为内凹, 一

个显著的变化出现在靠近叶片出口的区域: 该处的高熵产损失区明显缩减, 熵产分布呈现更为集中的趋势。这一变化与前述涡管结构的弱化直接对应——强涡管作为"能量耗散走廊", 其周围伴随由涡旋卷吸和速度梯度剪切引起的高熵产, 当涡管被抑制后, 相应的能量耗散区域也随之缩小。

极度内凹叶形 ($T_{u3} = 5$) 的叶轮等熵效率达到 91.887%, 系统质量流量为 0.96 kg/s, 与原始 TEX3 叶轮相比, 质量流量减少了 0.518%, 等熵效率提升了 2.359%。这一性能提升的物理本质, 正是通过优化轮罩层叶形, 有效抑制了通道内主要的高损失通道涡结构, 降低了流动过程中的不可逆能量耗散。

3 结论

本文提出了一种基于柱面投影参数化的透平膨胀机叶轮设计新方法, 该方法能够精细控制流道, 以中科院理化所研制的 5t/d 氢液化器的末级透平膨胀机 TEX3 的叶轮作为验证基准, 经过 CPPID 方法重新设计的叶轮与原始叶轮相比, 在维持相同制冷功率的前提下, 所需质量流量更低, 等熵效率更高, 这充分验证了 CPPID 方法设计叶轮的有效性。得到的结论如下:

1) CPPID 方法通过圆柱投影参数 (T_u) 能够有效控制叶轮流道几何, 实现性能优化。该方法提供了对叶片出口角的直接调控手段, 相比传统基于贝塞尔曲线等的参数化方法, 具有更直观的物理关联性。优化后的叶轮在维持相同制冷功率 (30551.4 W) 的前提下, 所需质量流量降低, 等熵效率提升, 其中极端内凹轮罩叶形可实现等熵效率从 89.528% 提升至 91.887% (提升 2.359%);

2) 轮毂层叶形变化对流场结构影响较小, 在所研究的 T_{u1} 参数范围 (0.5~5) 内, 其对质量流量的影响幅度仅约 2.6%, 等熵效率变化约 0.23%, 远小于中跨层和轮罩层的影响。这主要是因为轮毂侧流体动量较低, 使得该区域的流动结构对叶片曲率变化的响应较为迟钝。因此轮毂层在优化中主要起辅助作用, 单独调整其叶形难以实现流场的根本性优化。但在多参数协同优化中, 轮毂层的微调可与中跨层和轮罩层的优化形成配合, 进一步精细化流道性能。

本研究为低温透平叶轮的精细化设计与性能优化提供了新思路与方法支撑。后续工作将重点

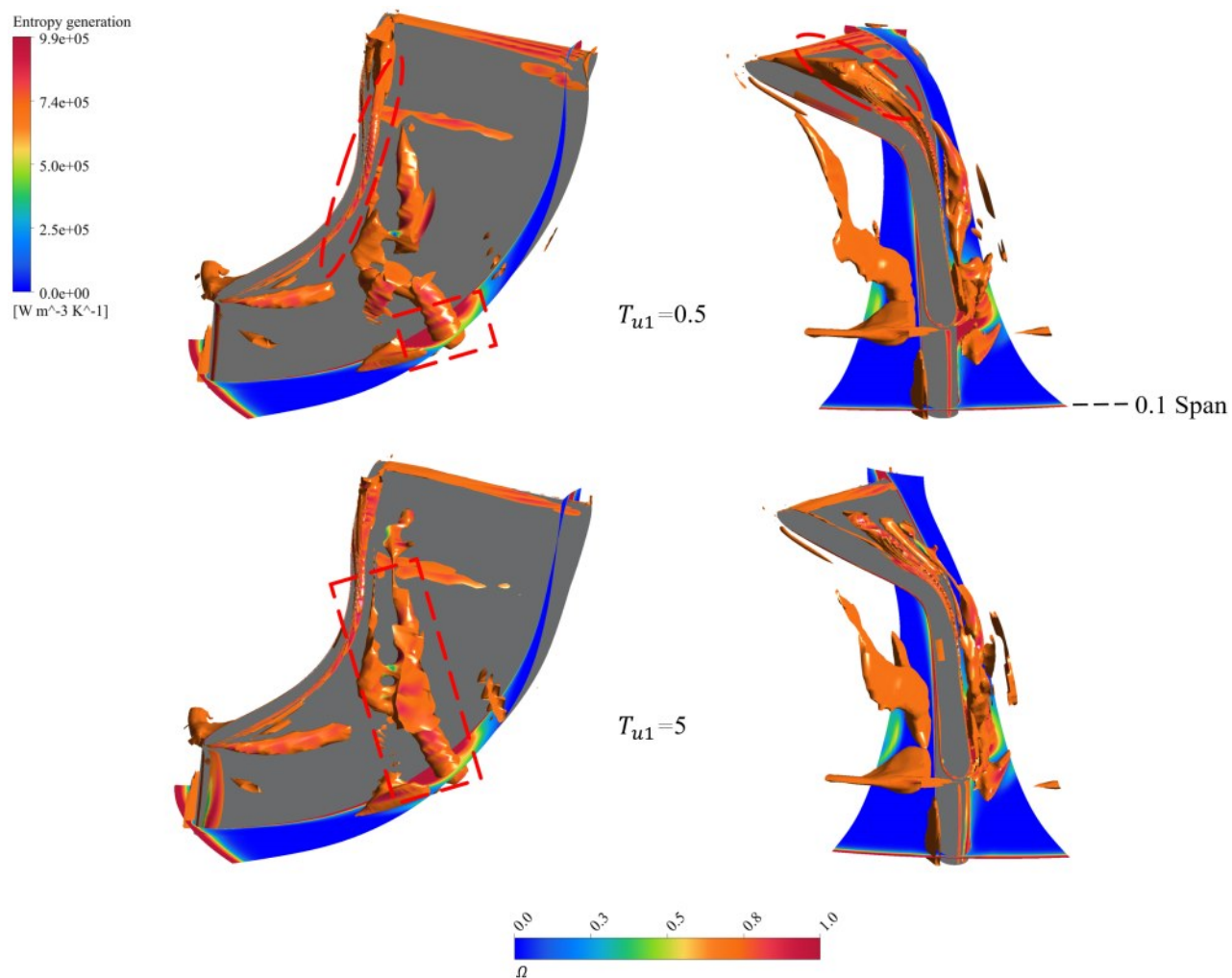


图5 轮毂层极端叶形下的涡结构与熵产分布

Fig.5 Vortex structures and entropy production distribution under extreme hub profiles

关注:(1)多层参数(T_{u1} 、 T_{u2} 、 T_{u3})的协同优化,以探索全局最优设计;(2)耦合上游喷嘴以及下游扩压器的联合仿真,评估上下游反馈对叶轮性能的影响;(3)对优化叶轮进行实验验证,以确认数值预测的可靠性。

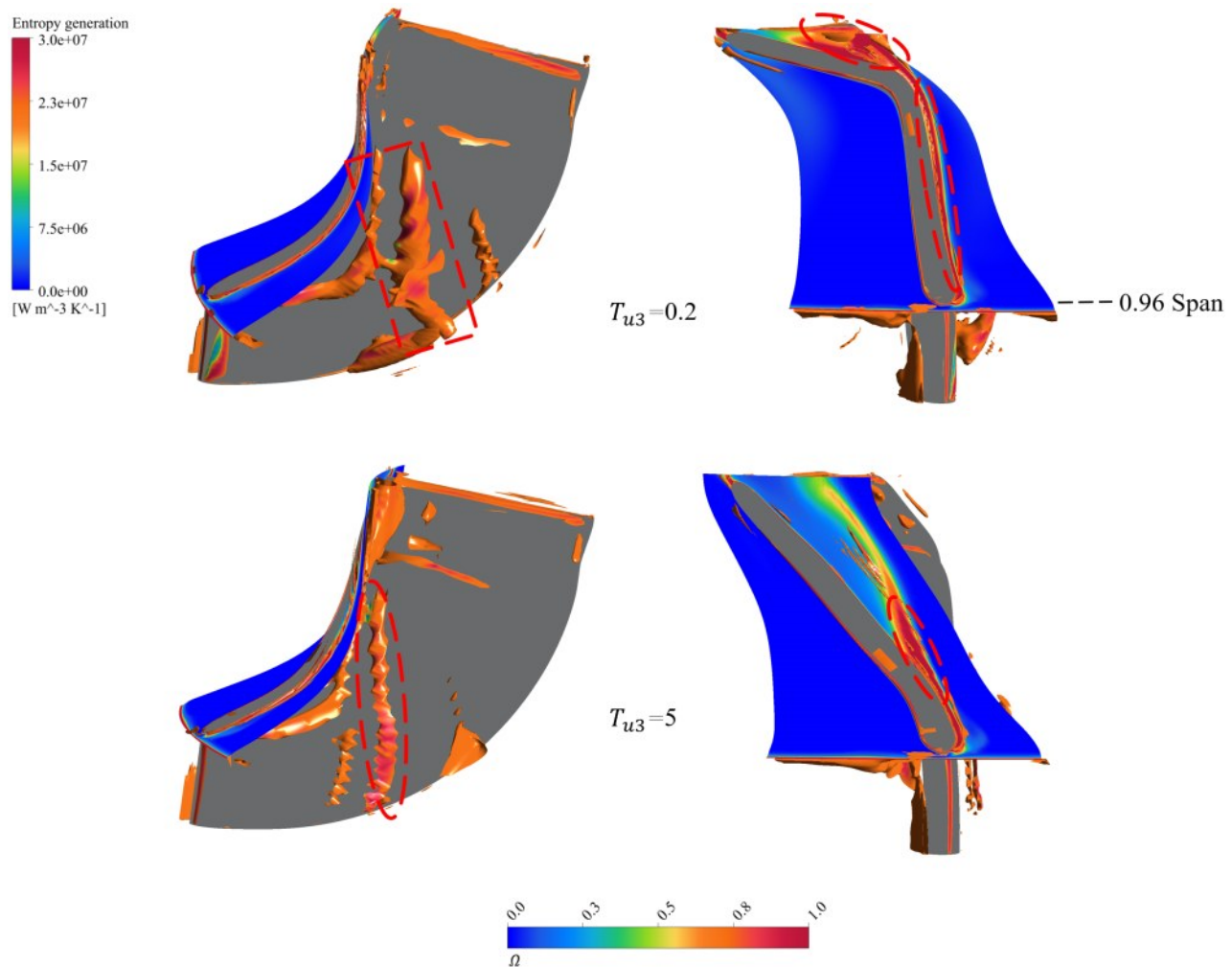


图6 轮罩层极端叶形下的涡结构与熵产分布

Fig.6 Vortex structures and entropy production distribution under extreme shroud profiles

参考文献

- [1] Mayer T, Gierse M, Guerrero Morales M A, et al. Techno-economic evaluation of hydrogen refueling stations with liquid or gaseous stored hydrogen[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2019, **44**(47): 25809–25833.
- [2] Genovese M, Blekhman D, Dray M, et al. Hydrogen station in situ back-to-back fueling data for design and modeling[J]. Journal of Cleaner Production, 2021, **329**: 129737.
- [3] Usman M R. Hydrogen storage methods: review and current status [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2022, **167**: 112743.
- [4] 唐璐, 邱利民, 姚蕾, 等. 氢液化系统的研究进展与展望[J]. 制冷学报, 2011, **32**(6): 1–8.
Tang L, Qiu L M, Yao L, et al. Review on research and developments of hydrogen liquefaction systems[J]. Journal of Refrigeration, 2011, **32**(6): 1–8.
- [5] 殷靓, 巨永林. 氢液化流程设计和优化方法研究进展[J]. 制冷学报, 2020, **41**(3): 1–10.
Yin L, Ju Y L. Review on researches and developments of the design and optimization for hydrogen liquefaction processes[J]. Journal of Refrigeration, 2020, **41**(3): 1–10.
- [6] 刘立强. 大型氮低温制冷机研制进展[J]. 真空与低温, 2020, **26**(6): 471–475.
Liu L Q. Development of large helium cryo-plants[J]. Vacuum and Cryogenics, 2020, **26**(6): 471–475.
- [7] Yuksel Y E, Ozturk M, Dincer I. Analysis and assessment of a novel hydrogen liquefaction process[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, **42**(16): 11429–11438.
- [8] Sadaghiani M S, Mehrpooya M. Introducing and energy analysis of a novel cryogenic hydrogen liquefaction process configuration[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, **42**(9): 6033–6050.
- [9] Aasadnia M, Mehrpooya M. Large-scale liquid hydrogen production methods and approaches: a review[J]. Applied Energy, 2018, **212**: 57–83.
- [10] Ohlig K, Decker L. The latest developments and outlook for hydrogen liquefaction technology[J]. AIP Conference Proceedings, 2014, **1573**(1): 1311–1317.
- [11] Zhou K M, Chen L, Li S F, et al. Comparative analysis of energy losses in hydrogen and helium turbo-expanders for hydrogen liquefiers[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **227**: 120322.
- [12] Li X M, Zhang K, Li J J, et al. Analysis of vortex characteristics

- and energy losses in a cryogenic hydrogen turbo-expander for a 5 t/d hydrogen liquefier[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, **55**: 1286–1298.
- [13] 蒙彦榕, 熊联友, 刘立强, 等. 氦低温透平膨胀机的设计和内部流动特性研究[J]. *低温工程*, 2017(4): 46–54.
- Meng Y R, Xiong L Y, Liu L Q, et al. Design and flow performance study of a helium cryogenic turbo-expander[J]. *Cryogenics*, 2017(4): 46–54.
- [14] Mao H Y, Tang X W, Liu J L, et al. Numerical investigation of the non-equilibrium condensation inside a fuel cell turbine with variable geometry[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, **217**: 124710.
- [15] Hasselgruber H. Strömungsgerechte Gestaltung der Laufräder von Radialkompressoren mit axialem Laufradeintritt[J]. *Konstruktion*, 1958, **10**(1): 22–32.
- [16] Kumar M, Biswal R, Behera S K, et al. Experimental and numerical approach for characterization and performance evaluation of cryogenic turboexpander under rotating condition[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, **136**: 106185.
- [17] Jadhav M M, Chakravarty A, Atrey M D. Experimental investigations on high pressure ratio cryogenic turboexpanders for helium liquefier[J]. *Cryogenics*, 2021, **117**: 103304.
- [18] Sam A A, Ghosh P. Flow field analysis of high-speed helium turboexpander for cryogenic refrigeration and liquefaction cycles [J]. *Cryogenics*, 2017, **82**: 1–14.
- [19] Liu H M, Zuo J S, Qiu S, et al. Simulative and experimental analysis of high-speed helium turbo-expanders in a 5t/day hydrogen liquefier[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2025, **133**: 152–164.
- [20] Lu S P, Wang Y F, Jiang H M, et al. Thermal concentration and cooling characteristics of a rotating turbine blade tip with different tip clearances[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2026, **254**: 127647.
- [21] Ramana Murthy S V, Kumar S K. Effect of different turbulence models on the numerical analysis of axial flow turbine stage of a typical turbofan engine[C]//ASME 2013 Gas Turbine India Conference. December 5–6, 2013. Bangalore, Karnataka, India. American Society of Mechanical Engineers, 2013: V001T02A004.
- [22] Li X M, Li J, Pan W, et al. Investigation on tip leakage flow characteristics of radial inflow micro turbine used in helium liquefying system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, **98**: 51–60.
- [23] Menter F R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective[J]. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 2009, **23**(4): 305–316.
- [24] Peng D Y, Robinson D B. A new two-constant equation of state[J]. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 1976, **15**(1): 59–64.
- [25] Redlich O, Kwong J N S. On the thermodynamics of solutions. V. an equation of state. fugacities of gaseous solutions[J]. *Chemical Reviews*, 1949, **44**(1): 233–244.
- [26] 柯长磊, 熊联友, 彭楠, 等. 低温透平膨胀机的热力参数计算及数值模拟校核[J]. *低温与超导*, 2018, **46**(11): 20–25.
- Ke C L, Xiong L Y, Peng N, et al. Thermodynamic parameters calculation and numerical simulation correction for cryogenic turbine expander[J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2018, **46**(11): 20–25.
- [27] Ke C L, Xiong L Y, Peng N, et al. Performance analysis of high-speed cryogenic turbo-expander at cooling process based on numerical and experimental study[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, **122**: 81–96.
- [28] Tian S L, Gao Y S, Dong X R, et al. Definitions of vortex vector and vortex[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2018, **849**: 312–339.
- [29] Liu C Q, Gao Y S, Tian S L, et al. Rortex: a new vortex vector definition and vorticity tensor and vector decompositions[J]. *Physics of Fluids*, 2018, **30**(3): 035103.
- [30] Wang Y Q, Gao Y S, Liu J M, et al. Explicit formula for the Liutex vector and physical meaning of vorticity based on the Liutex–Shear decomposition[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2019, **31**(3), 464–474.
- [31] Liu C Q, Gao Y S, Dong X R, et al. Third generation of vortex identification methods: Omega and Liutex/Rortex based systems [J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2019, **31**(2): 205–223.
- [32] Liu C Q, Wang Y Q, Yang Y, et al. New omega vortex identification method[J]. *Science China Physics, Mechanics & Astronomy*, 2016, **59**(8): 684711.