

sCO₂离心压缩机作透平叶轮内非定常流动解耦

苗森春¹, 欧 奕¹, 吴江波¹, 申正精¹, 王晓晖¹, 杜小泽^{1, 2}

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

摘 要: 为研究超临界二氧化碳(sCO₂)离心压缩机反转作透平时流场内高维非定常流动特征,以一台离心压缩机反转作透平为研究对象,采用CFX流场分析软件进行数值模拟,将模拟得到的结果进行动态模态分解(DMD),得到叶轮前4阶模态时空信息。分析结果表明:DMD方法可将非定常流场分为能量、频率不同的模态,包括能量占比第一,频率为0 Hz的基本模态、能量占比第二,频率为一倍转频的动静干扰模态和能量占比较低,频率为多倍转频的动静干扰模态高次谐波特征;基本模态的主要特征是由叶轮几何参数所引起的、动静干扰模态的主要特征是由叶轮与导叶等静止部件之间的动静干涉作用引起的、动静干扰模态的高次谐波特征展现了流场内部的细微流动特征;1阶模态中小流量工况下相对液流角小于进口安放角,会在叶片进口压力侧产生流动分离,大流量工况下液流角大于安放角,会在叶片进口压力侧产生流动冲击,吸力侧产生流动分离。DMD方法可对叶轮内非定常流场进行解耦,提取出流场中非定常流动特征。

关键词: 储能; 离心压缩机作透平; 超临界二氧化碳; 动态模态分解; 叶轮; 非定常流动

中图分类号: TH452

文献标志码: A

0 引 言

在“双碳”目标下,大力发展以太阳光、风能为代表的能源体系是中国推进能源转型的重大举措之一^[1]。然而新能源具有间歇性和波动性,大规模并入会对电网的安全运行造成隐患,配置储能系统可有效的解决该问题^[2]。以超临界二氧化碳(supercritical carbon dioxide, sCO₂)为工质的布雷顿循环卡诺电池储能系统因具有体积小,回收效率高优点,被大量应用于太阳能、核能和火力发电等领域^[3-4]。sCO₂布雷顿循环在充能和释能过程中分别使用两套系统,每个系统包含一台压缩机和一台透平。为进一步减小制造成本,文献[5]认为,叶轮机正向旋转时为压缩机,反向旋转时为透平在理论上可实现,使得sCO₂布雷顿循环的充释能循环系统可通过一套系统完成。然而,由于sCO₂特殊的物性,致使目前缺乏成熟的理论支撑sCO₂双向叶轮机的设计。但实际上,叶片式流体机械都是可逆的^[6],于是本文参考文献[7]的方法,以离心压缩机为基础,使其正转为压缩机,反转为透平。然而压缩机在初始设计时并未考虑反转工况性能,导致其在透平工况性能通常欠佳,因此本文通过探究离心压缩机反转作透平时的内部流动特性,为sCO₂双向压缩机的优化设计提供参考。

目前为止,国内外众多学者针对布雷顿循环中的核心部件——压缩机和透平开展了广泛的研究。为掌握压缩机/透

平工作时的内部流动特性,文献[8]采用数值计算的方法对sCO₂离心压缩机内部静温、静压场和两相区进行了研究,揭示了叶轮内部两相区的非定常演化规律;文献[9]对一台sCO₂向心透平开展了数值模拟研究,分析了不同Span截面下的速度、压力场和马赫数分布,获取了透平内部流动特性;文献[10]采用数值计算方法,分析了sCO₂透平内部的压力和速度场分布。通过数值计算获得的速度场、压力场和温度场等可较为直观地掌握压缩机/透平内部的流动状态,但在准确确定流场内部能量损失的具体位置和量化其大小方面仍存在一定局限,这一问题严重制约了压缩机/透平几何参数的精准优化设计。熵产理论是在热力学第二定律的基础上提出,它将能量的流向与熵增原理作为出发点,有效地阐述了能量的传递方向与损失情况,为研究叶轮机内部流动损失机理提供了较好的方法。文献[11]将熵产理论与数值计算结合,研究不同质量流量与进口温度下压缩机叶轮中间截面的熵产、马赫数等数值分布,掌握其内流损失机理;文献[12]结合熵产理论,研究不同叶片包角对sCO₂向心透平内部速度、压力及熵的影响,发现包角过小时会在流道内产生涡流,包角过大时会增大叶顶间隙上的泄漏流,包角为45°时效率最佳。

上述文献通过数值计算方法从速度场、压力场、温度场和熵产分布等方面对压缩机/透平的内部流动机理进行了详细的研究,并取得了丰硕的研究成果。由于压缩机/透平内部

收稿日期: 2025-01-21

基金项目: 甘肃省自然科学基金(26JRRA523); 甘肃省教育厅高校创新基金(2026A-030); 甘肃省青年人才项目(2025QNTD36)

通信作者: 杜小泽(1970—), 男, 博士、教授, 主要从事强化传热与节能、新能源发电、储能等方面的研究。duxz@ncepu.edu.cn

流动具有高维非定常流动特性,上述研究方法仅从整体层面展开分析,缺乏对各维度流场内复杂瞬变规律的深入研究,致使对其内部流动机理的认知不足。由文献[13-14]提出的动态模态解(dynamic mode decomposition, DMD)方法通过提取不同时刻非定常流场的时空信息和特征频率,得到若干不同的模态;通过分析模态的能量分布和时空信息,可揭示不同模态对流场的影响和非定常流场的时空演变特征。

现如今,DMD 方法已被广泛应用于流体机械内流研究中,如文献[15]采用 DMD 方法对压缩机内的流动进行分解,研究了压缩机叶片附近的流动结构,揭示了其内部非定常流动的成因;文献[16]基于 DMD 方法研究双吸泵反转作液力透平非定常流场的时空演化规律;文献[17]使用 DMD 方法对混流式水轮机的非定常流场进行解耦,以分析流场中相干结构的流动机理;文献[18]基于 DMD 方法对一台单吸式离心泵的非定常流场数据进行模态分析,捕捉其内部复杂流场的不稳定流动;文献[19]使用 DMD 方法分解 sCO_2 离心压缩机的非定常流场,获取其叶片前缘部分冷凝现象的演化规律,探究了叶顶间隙对冷凝现象的影响。

综上,DMD 方法对流体机械的研究已取得了大量成果,但基于 DMD 方法对压缩机反转作透平内部流动时空信息的研究鲜有报道。因此,本文基于 DMD 方法,对 sCO_2 离心压缩机反转作透平分别在小流量工况、最优工况和大流量工况下的速度场进行模态分解,获得其内部流场的模态结构与时空演化规律,为 sCO_2 压缩机反转作透平的优化设计提供支撑。

1 数值模拟

1.1 计算模型

本文研究对象的叶轮和扩压器是基于文献[20]中的压缩机模型,计算域模型由进口段、蜗壳、扩压器、叶轮和出口段 5 部分组成。其中叶轮叶片为 6 片主叶片和 6 片分流叶片共 12 片叶片,模型见图 1,其中进出口段处代表 sCO_2 压缩机反转作透平工质流动方向,叶轮处代表叶轮旋转方向,叶轮具体参数见表 1。

1.2 网格划分与数值模拟

本文采用商业软件 ANSYS ICEM 对模型进行六面体结构化网格划分,并对叶片、蜗壳隔舌等局部区域进行网格加密。为兼顾数值计算时间成本和计算精度,根据不同网格尺度生成了 5 套网格方案(表 2)进行网格无关性验证,结果如图 2 所示。从图中可知,当网格数超过 5292032 时,随着网格数的增加,等熵效率的变化在 0.05% 以内,因此本文最终确定网格数为 5292032 的方案,模型网格见图 3 所示。

采用 ANSYS CFX 对透平进行数值模拟,调用 NIST REFPROP 数据库中的 CO_2 的物性参数生成 RGP 文件,随后导入 CFX 中作为透平的工作介质。湍流模型选择 SST $k-\omega$,进口压力为 13 MPa,进口温度为 606 K,出口质量流量为

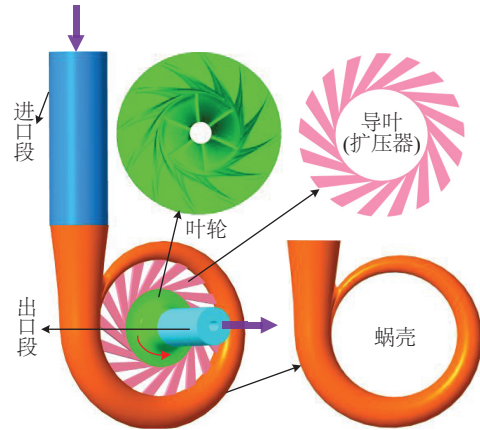


图 1 sCO_2 离心压缩机作透平三维模型

Fig. 1 sCO_2 centrifugal compressor as turbine 3D model

表 1 压缩机叶轮几何参数

Table 1 Compressor impeller geometry parameters

设计参数	数值
进口轮毂半径 R_{h1}/mm	2.537
进口轮缘半径 R_{s1}/mm	9.372
进口叶片高度 b_1/mm	6.935
出口叶轮半径 R_2/mm	18.681
出口叶片高度 b_2/mm	1.712
叶轮轴向长度 L/mm	15.9
进口轮毂叶片角 $\beta_{h1}/(^{\circ})$	17.88
进口轮缘叶片角 $\beta_{s1}/(^{\circ})$	50
出口叶片角 $\beta_2/(^{\circ})$	-50
叶顶间隙 δ/mm	0.254
前缘叶片厚度 t_1/mm	0.762
后缘叶片厚度 t_2/mm	0.762
叶片数量 Z	6/12

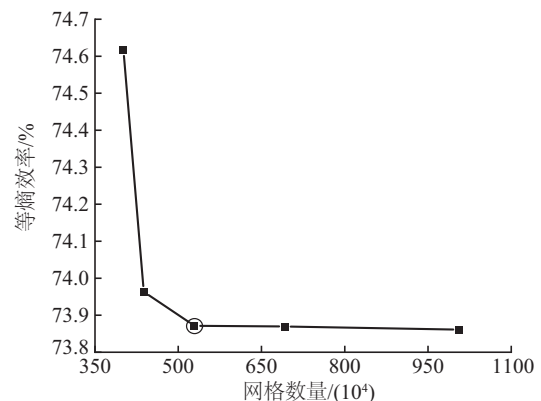


图 2 网格无关性验证

Fig. 2 Mesh independence verification

表2 模型网格方案
Table 2 Model mesh scheme

进口段	叶轮	导叶	蜗壳	出口段	总网格数量
98952	2174634	613170	1045998	80136	4012890
107520	2375394	667624	1142276	85386	4378200
127512	2872332	803488	1383406	105294	5292032
168000	3745128	1056448	1815064	136896	6921536
346332	5379474	1520016	2615604	198909	10060335

0.8 kg/s, 叶轮转速为 55000 r/min, 进口延伸段, 蜗壳, 扩压器, 出口延伸段为静止部件, 除交界面外, 壁面均为无滑移壁面, 壁面粗糙度为 0, 所有部件参考压力为 0 MPa。交界面设置方面, 采用冻结转子法(frozen rotor)处理旋转域与静止域之间的交界面, 混合平面法(mixing plane)处理静止域之间的交界面。以稳态模拟的结果作为瞬态计算的初始流场, 旋转域与静止域之间的交界面改用瞬态转子静子法(transient rotor stator)。设置时间步长为 0.0000090909 s, 即每 3° 计算一次, 一个旋转周期共 120 步, 总时间步长为 0.010909092 s, 共计算 10 个周期。



图3 计算域网格

Fig. 3 Structured meshes of computational domain

2 动态模态分解

假设现在有 N 个时间快照 $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \dots, \psi_N$, 快照间的间隔即为时间步长 Δt , 将 N 个时间快照分为两个快照矩阵:

$$T_1 = [\psi_1, \psi_2, \psi_3, \dots, \psi_{N-1}] \quad (1)$$

$$T_2 = [\psi_2, \psi_3, \psi_4, \dots, \psi_N] \quad (2)$$

假设两个快照之间采样时间即 Δt 较短, 则存在矩阵 A 可将流场快照 ψ_N 通过流场快照 ψ_{N-1} 线性映射表示为:

$$A\psi_{N-1} = \psi_N \quad (3)$$

可将上述两个矩阵通过矩阵 A 线性映射表示为:

$$AT_1 = [A\psi_1, A\psi_2, A\psi_3, \dots, A\psi_{N-1}] = T_2 \quad (4)$$

DMD 方法是将式(1)中的 T_1 通过奇异值分解后得到的矩阵再代回原式中去从而求得矩阵 A 的相似矩阵, 得到其部分特征值和特征向量。

首先对矩阵 T_1 进行奇异值分解:

$$T_1 = U\Sigma V^* \quad (5)$$

式中: U —— $m \times r$ 的正交矩阵; Σ —— $r \times r$ 的对角矩阵, 其元素为由大到小排列的奇异值, 反映了原始流场中的能量分布; V^* —— $r \times (N-1)$ 的正交矩阵, 分别代表了原始流场的时间和空间信息。将式(5)代入式(4)中, 经过矩阵运算可得:

$$U^*AU = U^*T_2V\Sigma^{-1} = \tilde{A} \quad (6)$$

式中: $\tilde{A}$ —— A 的相似矩阵, 随后对矩阵 $\tilde{A}$ 进行特征值分解:

$$\tilde{A} = [y_1 \ \dots \ y_r] \begin{bmatrix} \mu_1 & & \\ & \ddots & \\ & & \mu_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1^* \\ \vdots \\ z_r^* \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中: μ_r ——矩阵 μ 的特征值, 也就是 A 的部分特征值。根据不同模态的特征值 μ_j 还可求出所研究模态的频率和增长率:

$$\omega_j = \frac{1}{\Delta t} \ln \mu_j = \frac{1}{\Delta t} (\ln |\mu_j| + i \arg(\mu_j)) \quad (8)$$

式中: ω_j ——第 j 阶模态的特征值; $\frac{1}{\Delta t} \ln |\mu_j|$ ——特征增长率 (ω_j); $\frac{1}{\Delta t} (i \arg(\mu_j))$ ——特征频率 (ω_j)_i。

将 $\tilde{A}$ 的特征矩阵 y 乘以式(6)中的 U 则为 A 的特征向量 ϕ :

$$\phi = Uy = [Uy_1 \ \dots \ Uy_r] \quad (9)$$

根据特征矩阵还可求得不同模态对于初始流场的影响程度, 定义模态振幅为 a_j , 代表了第 j 阶模态的振幅, 由此可表示为:

$$a_j = y_j^{-1} U^* \psi_1 \quad (10)$$

式中: U^* —— U 的转置矩阵。

综上, DMD 方法可根据不同模态的特征值、频率、增长率等时空信息, 依次找出对流场影响最大的模态。

3 sCO₂压缩机作透平模态特征分析

3.1 模态能量分布及稳定性分析

为分析 sCO₂ 压缩机反转作透平三维非定常流场的流动

结构与时空规律,分别选取模型在一小流量工况 $0.8Q_d$ (0.64 kg/s)、最优工况 $1.0Q_d$ (0.8 kg/s)和一大流量工况 $1.2Q_d$ (0.96 kg/s)下最后一个周期的速度场,使用 DMD 方法对其进行降阶处理,得到 3 个流量工况下的模态时空信息。

图 4 为不同工况下模态的能量及频率分布图,本文研究的透平转速为 55000 r/min ,由叶轮转动频率 f_n 的公式可计算出:

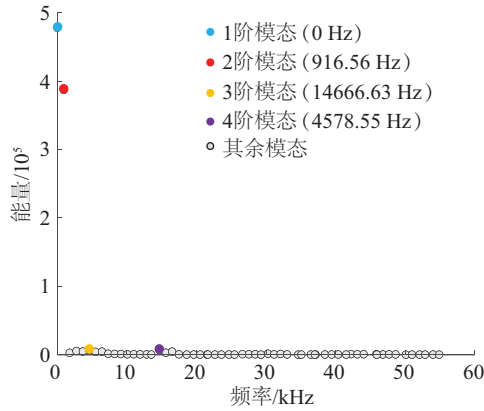
$$f_n = \frac{n}{60} = \frac{55000}{60} = 916.67 \text{ Hz} \quad (11)$$

将转动频率乘以叶轮的叶片数 Z 可得到叶片通过频率 f_{BPF} :

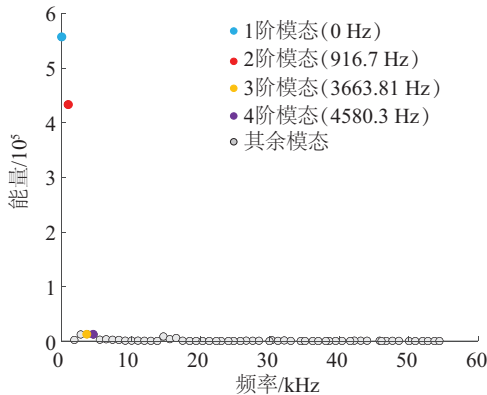
$$f_{\text{BPF}} = Zf_n = 12 \times 916.67 = 11 \text{ kHz} \quad (12)$$

图 4 中标出了能量最高的前 4 阶模态,最优工况下的 1 阶模态的频率为 0 Hz ,被称为基本模态,代表了非定常流动中流动的主要特征,且不随流场的变化而变化,也可称之为时均模态;2 阶模态的频率为 916.70 Hz ,即 $1f_n$;3、4 阶模态的频率分别为 3663.81 和 4580.30 Hz ,与转频的关系为 $4f_n$ 、 $5f_n$ 、可发现,前 4 阶主要模态的频率均为 f_n 的整倍数。

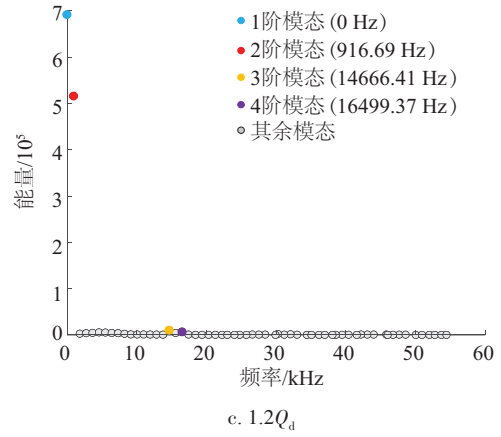
小流量与大流量工况模态能量分布与最优工况类似。小流量工况与大流量工况下的 1 阶模态频率都为 0 Hz ,为基本模态;2 阶模态的频率分别为 916.56 和 916.69 Hz ,对应 1 倍转频;3 阶模态的频率分别为 14666.63 和 14666.41 Hz ,对应 16 倍转频;4 阶模态频率分别为 4578.55 和 16499.37 Hz ,



a. $0.8Q_d$



b. $1.0Q_d$



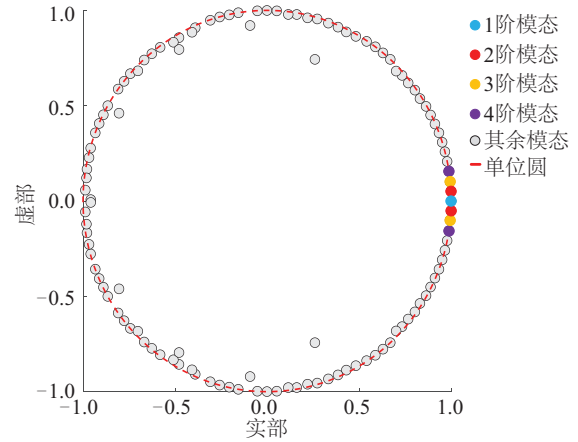
c. $1.2Q_d$

图 4 不同工况下 DMD 模态能量及频率分布

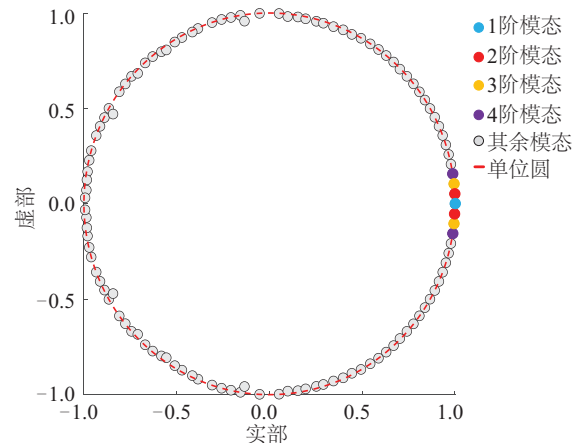
Fig. 4 DMD modal energy and frequency distribution under different working conditions

对应 5 倍转频和 18 倍转频。小流量与大流量工况下前 4 阶模态的转频也均为 f_n 的整倍数。

图 5 为不同工况下的模态特征值分布,从图中可看出绝大多数点位于单位圆上,少数点位于单位圆内。若点位于单位圆上,则代表此模态的流场结构稳定;若点位于单位圆内,则代表此模态的流场结构逐渐收敛;位于单位圆外的特征值



a. $0.8Q_d$



b. $1.0Q_d$

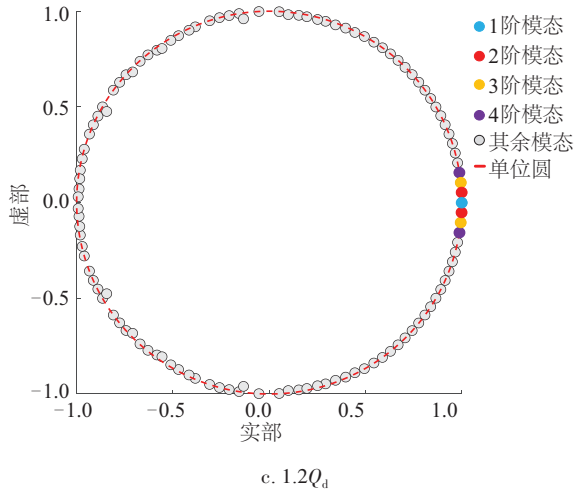


图5 不同工况下DMD模态特征值分布

Fig. 5 DMD modal eigenvalue distribution under different working conditions

则代表此模态的流场结构趋于发散。由图可知在所计算的3个工况下的sCO₂压缩机反转作透平在非定常模拟下的计算都是收敛的,且所有模态均以共轭的形式出现,所以在图5中的模态特征值关于虚部等于0轴对称分布。

3.2 模态的时间演化规律

为进一步研究和分析模型内部流场特性,对3个工况下前4阶模态进行分析,其模态系数如图6所示,不同工况下前4阶模态信息如表3所示。

从图6和表3可看出,最优工况下1阶模态为基本模态,不随时间变化,其能量为557473.87,占比达到了全部模态能量的51.88%,是能量最大的模态;2阶模态能量为433776.24,占比达到了40.09%;3阶和4阶模态的能量占比为1.18%和1.12%,从图中可看出2阶模态的振幅明显大于3、4阶模态。小流量工况下1阶模态能量为477725.10,占总能量的51.39%;2阶模态能量为387261.67,占比为41.66%;3、4阶模态能量分别为6819.20和6692.01,占总能量的0.73%

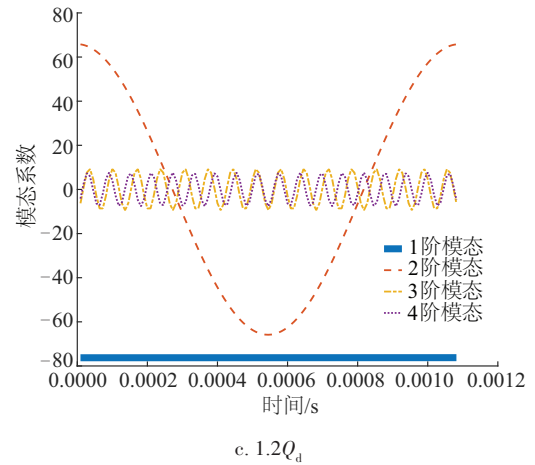
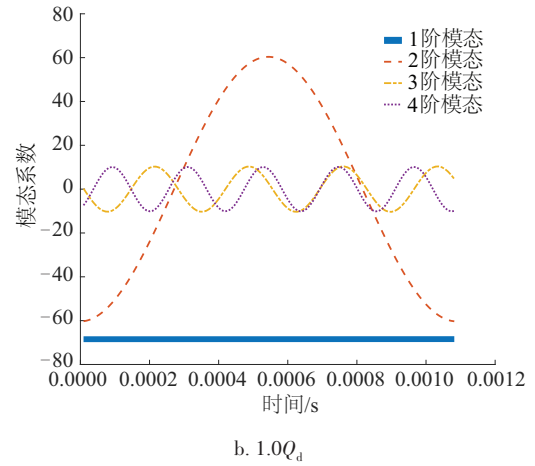
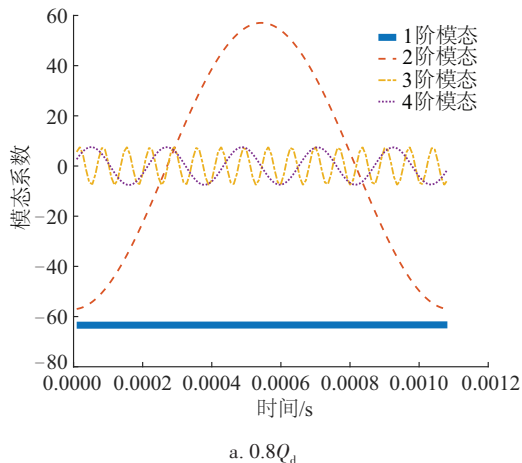


图6 不同工况下DMD前4阶模态的时间变化规律

Fig. 6 Time variation of first four order modes of DMD under different working conditions

和0.72%,由于3、4阶模态能量相差不大,但频率差距较大,所以其时间变化曲线的振幅相似但3阶模态周期短于4阶模态。大流量工况下1阶模态能量达到了691915.28,占总能量53.65%;2阶模态能量为516091.13,占比达到了40.01%;3、4阶模态的能量为10566.2和6969.52,占比为0.82%和0.54%。可看出,大流量工况下的1、2阶模态能量要高于最优工况以及小流量工况下的1、2阶模态,所以大流量工况下1阶模态的模态系数更低,2阶模态的振幅也更大。

在所研究的3个工况中,相比于1、2阶模态,3、4阶模态能量大幅降低,透平非定常流场的组成可看作是在基础流场结构上叠加不同能量、频率的振荡模态形成的,所以3、4阶模态对流场的影响远不及1、2阶模态。小流量工况下前4阶模态的总能量占比达到94.5%,最优工况下前4阶模态的总能量占比达93.92%,大流量工况下前4阶模态则达到95.02%。反映出DMD方法可通过能量最高的前4阶模态表征基本流场特征。

表3 不同工况下前4阶模态具体参数

Table 3 Specific parameters of first four order modes under different working conditions

Q_d	阶次	特征值	频率/Hz	能量	能量占比/%
0.8 Q_d	1阶	1.0000+0.0000i	0.00	477725.10	51.39
	2阶	0.9986+0.0523i	916.56	387261.67	41.66
	3阶	0.9933+0.1003i	14666.63	6819.20	0.73
	4阶	0.9875+0.1558i	4578.55	6692.01	0.72
1.0 Q_d	1阶	1.0000+0.0000i	0.00	557473.87	51.51
	2阶	0.9986+0.0523i	916.70	433776.24	40.09
	3阶	0.9945+0.1042i	3663.81	12754.66	1.18
	4阶	0.9878+0.1563i	4580.30	12260.51	1.12
1.2 Q_d	1阶	1.0000+0.0000i	0.00	691915.28	53.65
	2阶	0.9986+0.0523i	916.69	516091.13	40.01
	3阶	0.9942+0.1044i	14666.41	10566.20	0.82
	4阶	0.9876+0.1563i	16499.37	6969.52	0.54

3.3 前4阶DMD模态速度场分析

为深入研究流场的非定常复杂特征,选取对流场影响最大的前4阶模态进行分析。图7展示了沿叶轮Z轴方向选取的3个跨度截面以及叶片压力侧和吸力侧位置,其中叶轮处箭头代表了叶轮旋转方向。3个截面分别为Span0.1、Span0.5和Span0.9,Span值代表了前盖板与后盖板之间的距离比。Span0.1代表了距离后盖板10%距离比的截面,Span0.5代表了叶轮中间截面,Span0.9代表了距离后盖板90%距离比的截面。

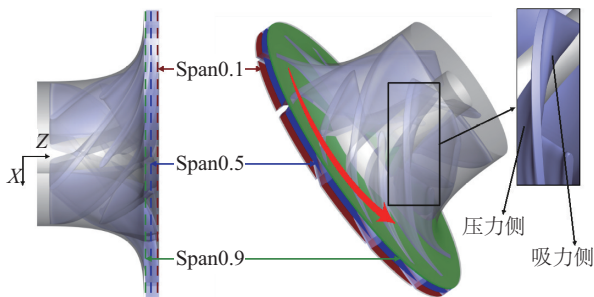


图7 叶轮不同截面及叶片压力侧、吸力侧位置

Fig. 7 Impeller different span cross sections and pressure and suction side position of blade

不同工况下1阶模态的速度云图如图8所示,1阶模态频率为0 Hz,代表非定常流场中不随时间变化而发生改变的稳定流场结构。从图中可看出1阶模态的速度基本呈中心对称结构,根据不同的流动特征划分区域进行详细研究。A1

区域为Span0.1截面中叶片压力侧和吸力侧,在压力侧上可看到大小不一的中低速流体团,在吸力侧上则是中低速带状流体团。A2区域位于Span0.5截面叶片压力侧,在小流量工况下,压力侧靠近叶轮入口的位置出现了流动分离现象,所形成的带状低速区一直延伸至叶轮出口处,同时在叶片中间位置出现了脱流现象;在最优工况与大流量工况中,脱落现象消失,流动分离的位置向叶片中间位置靠近且逐渐减弱。在Span0.9截面上的叶片压力侧,小流量工况中的流动分离与脱流现象仍然存在,流动分离的位置相对靠后,接近叶片中间;在最优工况中,流动分离现象出现于叶片中间位置并在流道内形成低速区;相比于上述两个工况,大流量工况中的流动分离已减弱。A3区域位于Span0.9截面上的叶片吸力侧,其中存在明显的高速流体团,在小流量工况,高速流体团向流道中部扩散,流动较为复杂;大流量工况下,高速流体团已延伸至叶轮出口处,反映出了由叶片型线对叶轮内部流动特征造成的影响。A4区域位于Span0.9截面上叶片吸力侧靠进口处,在最优工况下,该区域内出现了高速流体团,且在大流量工况内,高速流体团增大。这是因为半开式叶轮存在的叶顶间隙导致叶轮在运行时产生了泄漏流,这种不稳定的流动在与流道内的主流汇聚后产生了高速的流体团。A5在叶轮叶片进口区域,结合图8透平叶片进口速度三角形,在小流量工况下进口相对液流角 β_1' 小于叶片进口安放角 β_b ,使得工质流向叶片吸力侧,导致在压力侧出现了流动分离,且经过叶顶间隙在吸力侧产生了低速区;最优流量工况中,进口相对液流角 β_1 与进口安放角 β_b 角度差异最小,使进口压力侧的流动分离消失,流动更加平稳;在大流量工况下,进口相对液流角 β_1'' 大于进口安放角 β_b ,液流与叶片头部冲击,使得叶片压力侧出现了高速流体团,同时在叶片吸力侧的流动分离现象加剧,导致透平在大流量工况下效率大幅降低。通过对上述区域的研究可发现,基本模态的内部流动特

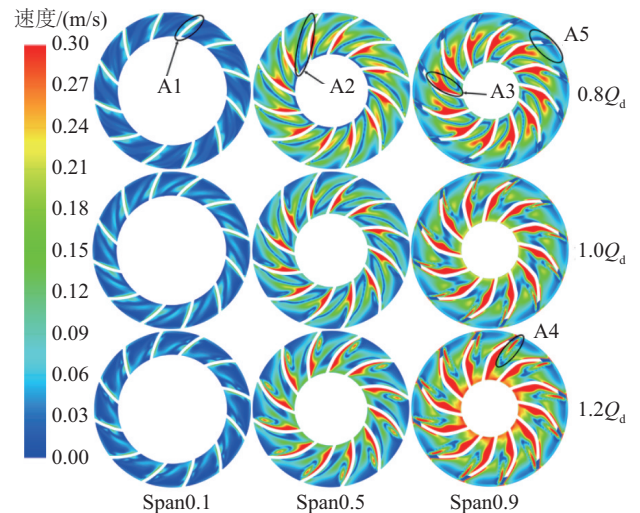


图8 不同工况下1阶模态速度云图

Fig. 8 First order mode velocity cloud diagram under different working conditions

性是叶轮结构型式、叶片型线、叶片进口角等叶轮几何相关,因此,基本模态速度场的流动特性对叶轮内部流动的分析与优化有着非常重要的意义。

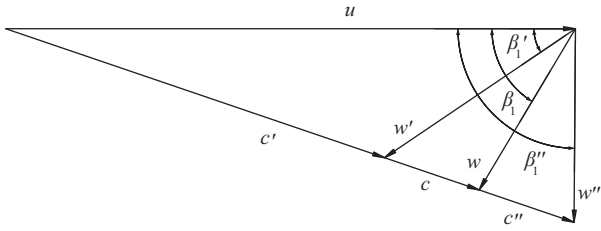


图9 不同工况下透平进口速度三角形

Fig. 9 Inlet velocity triangle of compressor as turbine under different working conditions

不同工况下2阶模态的速度云图如图9所示,2阶模态的频率均为一倍转频,表征了流体在叶轮中旋转时与导叶、蜗壳等静止部件的相互作用,即动静干扰模态。在Span0.1截面上,小流量工况下的透平叶轮进口处出现了高、低速流体团交替出现的结构;在最优工况下,这种交替结构中的低速流体团面积减小,高速流体团面积增大;在大流量工况下,低速流体团与高速流体团的能量差距再次增大。在Span0.5截面上出现了与Span0.1相似的内流结构,小流量工况下在叶片压力侧出现了低速流体团,在吸力侧出现了高速流体团;最优工况下,低速流体团耗散,高速流体团面积扩大;大流量工况下,高速流体团已充斥在流道中。在Span0.9截面上,小流量工况下的进口处出现了高速流体团;在最优工况下,高速流体团内部出现了低速流体团;在大流量工况内,高速流体团面积增大,延伸至叶轮出口处,同时低速流体团的体积也在增大,在叶片吸力侧产生了不稳定的流动现象。上述流动现象是2阶动静干扰模态在一倍转频时所展现的非定常流动特征。

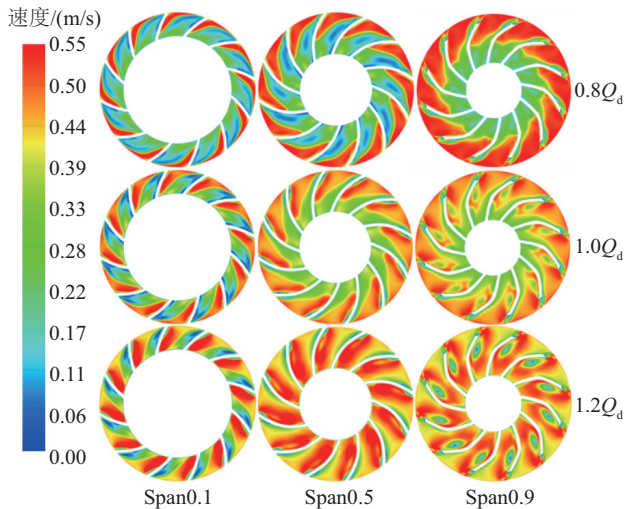


图10 不同工况下2阶模态速度云图

Fig. 10 Second order mode velocity cloud diagram under different working conditions

不同工况下3阶模态的速度云图如图11和图12所示,3阶与4阶模态的频率为多倍转频,但能量占比较低,所以3阶与4阶模态仅能在1阶与2阶模态叠加产生的结构上对非定常流场内部细微的流动特征进行补充。如图11和图12可知,在不同流量工况下的叶轮进口和流道内出现了能量、速度不同的流体团,这些流体团在流道内被不断的拉伸、延展,在靠近叶轮出口处时流体团不断破碎、耗散。这些流动特征为动静干扰模态在高倍转频时对非定常流场微小细节的表征,因此3、4阶模态为动静干扰模态的高次谐波特征。

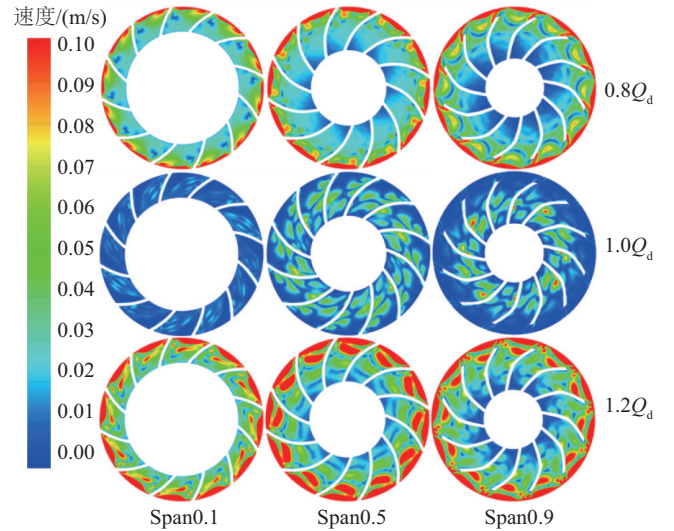


图11 不同工况下3阶模态速度云图

Fig. 11 Third order mode velocity cloud diagram under different working conditions

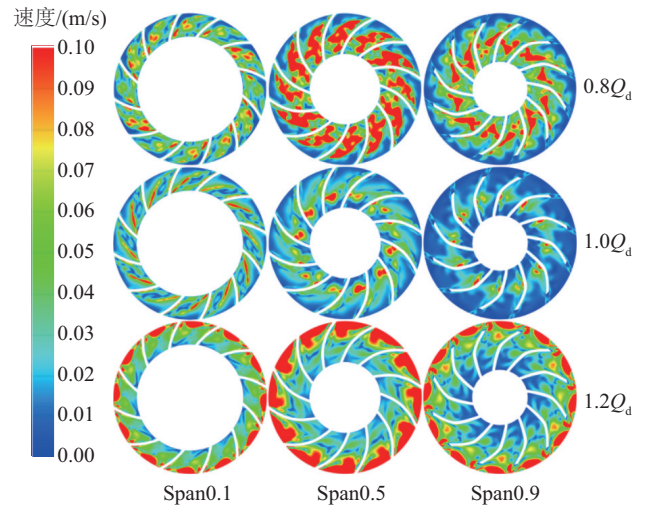


图12 不同工况下4阶模态速度云图

Fig. 12 Fourth order mode velocity cloud diagram under different working conditions

4 结 论

本文结合DMD方法,对sCO₂离心压缩机作透平在不同

流量工况下的非定常流场进行分析,得出以下结论:

1)通过 DMD 方法分解得到了包括基本模态、动静干扰模态以及动静干扰模态的高次谐波特征在内的若干流场模态。基本模态的能量最高,对流场的影响最大,频率为 0 Hz,反映出了透平流场中的基本流动结构;动静干扰模态能量占比第二,转频为 $1f_n$,对流场的影响低于基本模态;动静干扰模态的高次谐波特征对流场内部的其他流动特征进行了补充,但能量较低,对流场的影响有限。

2)基本模态不随时间变化,其内部的流动特征主要由叶轮流道,叶片的形状、进口角等几何参数所引起的;动静干扰模态中的流动特征是由叶轮旋转时与导叶、蜗壳等静止部件之间的相互作用而产生的;动静干扰模态的高次谐波特征捕捉到了动静干扰模态中细微的流动特征。

3)在 1 阶模态中,小流量工况下相对液流角小于进口安放角,导致在叶片压力侧出现了流动分离;大流量工况下相对液流角大于叶片安放角,会在叶片压力侧出现流动冲击,吸力侧出现了流动分离。

[参考文献]

- [1] 刘文峰. 可再生能源发电政策效果评价及其发展研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2020.
LIU W F. Effectiveness evaluation and development research of renewable energy generation policies [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2020.
- [2] 范文轩, 袁至, 李骥. 考虑风-光-储协同的电池储能系统综合评价体系和选型方案研究 [J]. 太阳能学报, 2024, 45(9): 158-169.
FAN W X, YUAN Z, LI J. Research on comprehensive evaluation system and selection scheme of battery energy storage system based on wind photovoltaic battery synergy [J]. Acta energiae solaris sinica, 2024, 45(9): 158-169.
- [3] 肖刚, 卢嘉冀, 周鑫, 等. 多能互补布雷顿循环中向心透平性能研究 [J]. 太阳能学报, 2021, 42(6): 198-202.
XIAO G, LU J J, ZHOU X, et al. Characteristics of radial turbine for solar hybrid brayton cycle system [J]. Acta energiae solaris sinica, 2021, 42(6): 198-202.
- [4] 张一童, 周涛. 超临界二氧化碳布雷顿循环在能源领域的应用 [J]. 能源与环境, 2021(4): 2-5.
ZHANG Y T, ZHOU T. Application of supercritical carbon dioxide Brayton cycle in energy field [J]. Energy and environment, 2021(4): 2-5.
- [5] OLYMPIOS A V, MCTIGUE J D, FARRES-ANTUNEZ P, et al. Progress and prospects of thermo-mechanical energy storage: a critical review [J]. Progress in energy, 2021, 3(2): 022001.
- [6] 张克危. 流体机械原理-上册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 57.
- [7] PARISI S, HAGLIND F. Numerical analysis of reversible radial-flow turbomachinery for energy storage applications [C]// ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Boston, Massachusetts, USA. 2023.
- [8] BAO W R, YANG C, ZHANG H Z, et al. Unsteady flow behavior and two-phase region prediction in the sCO₂ centrifugal compressor [J]. Annals of nuclear energy, 2022, 175: 109200.
- [9] ZHOU K H, WANG J F, XIA J X, et al. Design and performance analysis of a supercritical CO₂ radial inflow turbine [J]. Applied thermal engineering, 2020, 167: 114757.
- [10] 刘洲洋, 廖健鑫, 邓清华, 等. 工质与叶轮传热对超临界二氧化碳向心透平气动性能与流动特性的作用机制 [J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(5): 156-167.
LIU Z Y, LIAO J X, DENG Q H, et al. Action mechanism of heat transfer between the working medium and the impeller on aerodynamic performance and flow characteristics of radial inflow turbines with supercritical carbon dioxide [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(5): 156-167.
- [11] YANG Z M, JIANG H S, ZHUGE W L, et al. Flow loss mechanism in a supercritical carbon dioxide centrifugal compressor at low flow rate conditions [J]. Journal of thermal science, 2024, 33(1): 114-125.
- [12] 韩旭, 杨依栋, 施海波, 等. 塔式太阳能发电系统 s-CO₂ 向心透平气动性能优化 [J]. 太阳能学报, 2024, 45(12): 197-205.
HAN X, YANG Y D, SHI H B, et al. Optimization of aerodynamic performance of s-CO₂ radial inflow turbine for tower solar power generation system [J]. Acta energiae solaris sinica, 2024, 45(12): 197-205.
- [13] SCHMID P J. Dynamic mode decomposition of numerical and experimental data [J]. Journal of fluid mechanics, 2010, 656: 5-28.
- [14] SCHMID P J. Application of the dynamic mode decomposition to experimental data [J]. Experiments in fluids, 2011, 50(4): 1123-1130.
- [15] AN G Y, WU Y H, LANG J H, et al. Investigation of flow unsteadiness in a highly-loaded compressor cascade using a dynamic mode decomposition method [J]. Chinese journal of aeronautics, 2022, 35(5): 275-290.
- [16] 苗森春, 刘乐琪, 王晓晖, 等. 双吸泵作液力透平叶轮内非定常流动 DMD 分析 [J]. 农业机械学报, 2024, 55(6): 150-158.

- MIAO S C, LIU L Q, WANG X H, et al. DMD analysis of unsteady flow of impeller in double-suction centrifugal pump as turbine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(6): 150-158.
- [17] 童哲铭, 辛佳格, 童水光. 基于动态模态分解的叶道涡非定常解耦与重构[J]. 中国机械工程, 2022, 33(7): 769-776.
- TONG Z M, XIN J G, TONG S G. Decoupling and reconstruction of unsteady flow field of inter-blade vortices based on DMD [J]. China mechanical engineering, 2022, 33(7): 769-776.
- [18] 申正精, 马登学, 李仁年, 等. 基于降阶模型的离心泵蜗壳内流场分析[J/OL]. 哈尔滨工程大学学报, 2024-08-27. https://kns.cnki.net/kcms2/article/abstract?v=wKWn8Yb3X3uFrWtFs4CI89Sn_9_ZE8elBLKVY10Xo1RJ-axyq4B_PGuCOzlUIBVUYQ3n9n-UpjoNlzVNYTfX9gfMUTbpk-l-Ehz3gfGxTzigeWLPymK982CiovoGPD9zcF2TYrQuqTyWUKoiBvIAJncwHBkMkrItD-2xcOrRsJjcP6qns6Row==&uniplatform=NZKPT&language=CHS.
- SHEN Z J, MA D X, LI R N, et al. Analysis of unsteady flow field in centrifugal pump volute casing based on reduced order models [J/OL]. Journal of Harbin Engineering University, 2024-08-27. https://kns.cnki.net/kcms2/article/abstract?v=wKWn8Yb3X3uFrWtFs4CI89Sn_9_ZE8elBLKVY10Xo1RJ-axyq4B_PGuCOzlUIBVUYQ3n9n-UpjoNlzVNYTfX9gfMUTbpk-l-Ehz3gfGxTzigeWLPymK982CiovoGPD9zcF2TYrQuqTyWUKoiBvIAJncwHBkMkrItD-2xcOrRsJjcP6qns6Row==&uniplatform=NZKPT&language=CHS.
- [19] 包文瑞, 杨策, 符丽, 等. sCO₂离心压气机非定常凝结特性及DMD分析[J]. 工程热物理学报, 2023, 44(3): 623-633.
- BAO W R, YANG C, FU L, et al. Supercritical carbon dioxide centrifugal compressor unsteady condensation characteristics and DMD analysis [J]. Journal of engineering thermophysics, 2023, 44(3): 623-633.
- [20] WRIGHT S A, RADEL R F, VERNON M E, et al. Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle [R]. Sandia National Laboratories (SNL), Albuquerque, NM, and Livermore, CA (United States), 2010.

DECOUPLING OF UNSTEADY FLOW IN IMPELLER OF sCO₂ CENTRIFUGAL COMPRESSOR AS TURBINE

Miao Senchun¹, Ou Yi¹, Wu Jiangbo¹, Shen Zhengjing¹, Wang Xiaohui¹, Du Xiaoze^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: In order to study the high dimensional unsteady flow characteristics in the flow field of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor reversed as turbine, the research object is centrifugal compressor reversed as turbine, the CFX flow field analysis software was utilized for numerical simulation, the dynamic mode decomposition(DMD) was performed on the simulated results, and the first four order modes and their corresponding spatio-temporal information are obtained. The analysis results show that the DMD method can decompose the unsteady flow field into modes with distinct energy levels and frequencies, including the basic mode with the highest energy contribution (0 Hz), the dynamic and static interference mode with the second-highest energy (at the blade passing frequency), and the high order harmonic characteristics of the dynamic and static interference modes with lower energy contributions (at multiples of the blade passing frequency); The main characteristics of the basic mode are caused by the geometric parameters of the impeller, the main characteristics of the dynamic and static interference modes are caused by the dynamic and static interference between the impeller and the guide vane, and the high order harmonic characteristics of the dynamic and static interference modes show the subtle flow characteristics in the flow field; Under low-flow conditions, the first order mode exhibits a relative liquid flow angle smaller than the inlet blade angle, leading to flow separation on the pressure side of the blade inlet; Under high-flow conditions, the relative liquid flow angle of the first-order mode exceeds the inlet blade angle, resulting in flow impingement on the pressure side and flow separation on the suction side of the blade inlet. The DMD method can effectively decouple the unsteady flow field within the impeller and extract transient flow characteristics.

Keywords: energy storage; centrifugal compressor as turbine; supercritical carbon dioxide; dynamic mode decomposition; impellers; unsteady flow