

特大型天然气透平膨胀机关键技术研发

邹 云

四川空分设备(集团)有限责任公司, 四川 简阳 641400

摘 要:中国大型和特大型天然气透平膨胀机均为进口产品,为促进大型和特大型天然气透平膨胀机国产化,借助某公司超大型 LNG 装置对特大型天然气透平膨胀机的大流量低压比高效率压缩机、大功率叶轮强度及模态分析、大功率扭矩传递结构、止推力及平衡方案、轴承优化设计等关键技术进行了研究,生产制作了特大型天然气透平膨胀机样机并在工厂内进行模拟性能测试,性能指标达到国内领先水平。研究结果为大型和特大型天然气透平膨胀机重大技术装备国产化打下了坚实基础。

关键词:天然气透平膨胀机;关键技术;研发;性能;测试

DOI:10. 3969 /j. issn. 1006-5539. 2023. 02. 008

Research and development of key technologies for super-large scale natural gas turbo-expander

ZOU Yun

Sichuan Air Separation Plant(Group) Co. ,Ltd. ,Jianyang, Sichuan, 641400, China

Abstract: Large and super-large scale natural gas turbo-expanders in China are all imported. Based on the super-large scale LNG project of a company, this study completed the key technologies research on the project's super large scale natural gas turbo-expander such as the high-efficiency compressor with both large flow rate and low pressure ratio, the vibration mode analysis of high-power impeller, the high-power torque transmission structure design, the rotor thrust balance scheme, the bearing development and so on. The company designed and built a prototype of super-large scale natural gas expander-compressor unit based on the research findings. The simulated performance test results of the prototype show that the performance of this expander-compressor unit has reached the top-level achieved in China. This research and development results lay a strong foundation for promoting the locally designed and built major technical equipment such as large and super-large scale natural gas turbo-expanders.

Keywords: Natural gas turbo-expander; Key technology; Research and development; Performance; Test

收稿日期:2022-11-09

基金项目:中国石油集团工程股份有限公司研究项目“800 万吨 LNG 装置膨胀机国产化研究”(XN-ZB-FW-2020-031)

作者简介:邹 云(1970-),男,四川邻水人,高级工程师,学士,主要从事透平膨胀机设计及研发工作。E-mail:zou_yun100@

163. com

0 前言

中国专业厂家没有大型和特大型天然气透平膨胀机工业化运行业绩,导致用户对这类膨胀机国产化没有信心,产品业绩被国外公司垄断,中海石油(中国)有限公司深圳分公司高栏终端 $1\,000 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$ 和中国石油工程建设有限公司塔里木油田 $1\,500 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{d}$ 天然气装置配套的天然气透平膨胀机均为 Atlas 旗下 Mafitrench 公司的产品,但进口机组价格及售后成本居高不下且供货周期长。2020年1月某公司承担了超大型 LNG 成套技术研究,委托承接膨胀机研究课题单位对超大型 LNG 装置原料气在前段处理装置配套的特大型天然气透平膨胀机进行研发。

1 机组研发参数

某公司提供的透平膨胀机组研发参数见表1。

表1 透平膨胀机组研发参数表

Tab.1 Technical parameters of turbo-expander-compressor unit

项目	膨胀端		增压端	
	进口	出口	进口	出口
流量 / $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	483 024	483 024	637 217	637 217
压力 / MPa	7.250	3.500	3.350	≥ 3.891
温度 / $^{\circ}\text{C}$	-41.00	≤ 76.86	19.35	—
等熵效率	$\geq 85\%$		$\geq 78\%$	
振动值 / μm	≤ 38		≤ 38	
轴承温度 / $^{\circ}\text{C}$	≤ 88		≤ 88	

2 关键技术研发

根据研发参数在一元流动的基础上进行热力和气动力学计算^[1],同时研究比选工作轮的动态参数^[2],再模拟通流部分的三元流动数值流场分析^[3],得到膨胀端各特征点的热力参数、气流通道基本尺寸等,其中膨胀轮直径 $D_1 = 350 \text{ mm}$,转速 $n = 11\,050 \text{ r/min}$ 。基于此开展5项关键技术研发。

2.1 大流量低压比高效率压缩机研发

制动端要求大流量低压比高效率压缩机,研发难度大。采用两种研发方案:压缩机方案1是全新研发,进行压缩机三元流场分析和流道优化^[4];压缩机方案2是模化研发,由于没有类似的模型级,在已有的空气介质、小流量、中压比模型级^[5]进行近似性能换算模化^[6-8],模化研发对压比留有一定裕度,最后根据模拟试车结果车削叶轮^[7]以此达到研发要求。为了适应天然气透平膨胀机宽阔的变工况特性,两种研发方案均选用后弯式叶

轮+无叶扩压器+收集室^[8]流道,压缩机方案对照见表2,工厂内模拟试车比选最终方案。

表2 压缩机研发方案对照表

Tab.2 List of compressor schemes

方案	方案属性	叶轮直径 / mm	预期压比	预期效率
1	全新研发	420	1.178	80.7%
2	模化研发	429	1.199	79.0%

压缩机研发方案1、2的压缩机叶轮子午面分别见图1~2。

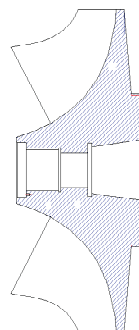


图1 压缩机方案1压缩机叶轮子午面图

Fig.1 Compressor impeller meridian of compressor scheme 1

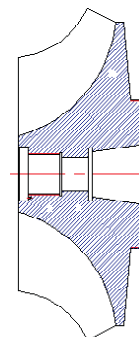


图2 压缩机方案2压缩机叶轮子午面图

Fig.2 Compressor impeller meridian of compressor scheme 2

2.2 大功率叶轮强度及模态分析

2.2.1 膨胀机叶轮

中小型天然气透平膨胀机属于高速轻载,且叶轮直径小,工业化运行产品验证叶轮振动模态局部化造成机组故障不明显。特大型天然气透平膨胀机功率大,叶轮直径大,大功率的大型叶轮振动模态局部化出现的几率大^[9],避开叶轮振动模态局部化对机组长期安全稳定运行非常重要,因此研发了半开式与闭式结构的叶轮,建模进行强度与模态分析比选。

2.2.1.1 激励源频率

根据机组转速、喷嘴及叶轮叶片等参数得到激励源频率,见表3。

表 3 激励源频率表

Tab.3 Excitation source frequency

项目	膨胀机 叶轮方案 1	膨胀机 叶轮方案 2
叶轮形式	半开式	闭式
喷嘴叶片激励频率 /Hz	3 130. 83	3 130. 83
叶轮叶片激励频率 /Hz	2 946. 67	2 946. 67
喷嘴与叶轮叶片耦合激励频率 /Hz	50 093. 33	50 093. 33

2. 2. 1. 2 膨胀机叶轮静应力分析

半开式和闭式结构的膨胀机叶轮静应力^[10-11]分析见表 4。

表 4 膨胀机叶轮静应力表

Tab.4 Static stress of expander impeller

项目	膨胀机叶轮 方案 1	膨胀机叶轮 方案 2
材料实测屈服强度 /MPa	324	280
最大应力 /MPa	74. 307	70. 952
最大变形量 /mm	0. 052 0	0. 087 5
静强度是否满足	是	是

2. 2. 1. 3 膨胀机叶轮模态分析

对半开式和闭式结构的膨胀机叶轮进行模态分析,激励源频率均未落入叶轮固有频率的“禁带”且有一定隔离裕度,见表 5。

表 5 激励源频率的隔离裕度表

Tab.5 Isolation margin of excitation source

项目	膨胀机叶轮 方案 1	膨胀机叶轮 方案 2
喷嘴叶片激励隔离裕度	9. 887%	132. 481%
叶轮叶片激励隔离裕度	4. 255%	147. 089%
是否处于振动模态局部化	否	否

半开式与闭式结构的膨胀机叶轮在工作转速范围内都不会出现振动模态局部化,且强度满足要求。结合

承接课题研究单位在透平膨胀机振动模态局部化独有的内控经验并综合考虑天然气透平膨胀机变工况特性后,将半开式膨胀机叶轮作为研发的选用方案。

2. 2. 2 压缩机叶轮分析

压缩机方案 1、2 的压缩机叶轮静应力^[10-11]分析见表 6。

表 6 压缩机叶轮静应力表

Tab.6 Static stress of compressor impeller

项目	压缩机方案 1	压缩机方案 2
叶轮形式	半开式	半开式
屈服强度 /MPa	324	324
大应力区应力 /MPa	216. 1	167. 6
最大变形量 /mm	2. 170 0	0. 286 3
强度是否满足	是	是

两种方案的压缩机叶轮静强度安全,进口无预旋,出口采用无叶扩压器,因此压缩机叶轮没有激励源,不存在由于流体激励诱发振动模态局部化的风险^[9]。

2. 3 大功率扭矩传递结构研发

2. 3. 1 结构选择论证

透平膨胀机属高速旋转机械,叶轮联接可靠与否,严重影响动力传递、转子系统动力学特性、机组整体运行可靠性和稳定性。叶轮与主轴的常规联接,包括键联接、型面联接(三棱轴、四棱轴等)、端齿联接等。

本次研发的膨胀机组功率 3 500 kW,转速 11 050 r/min,重载且高转速。要求联接结构在高速旋转时有效传递动力,不出现强度和刚度问题,提高复装精度,避免复装失衡带来不确定的动平衡问题。对所有联接进行详细分析论证,得出如下结论:常规结构中键联接结构动平衡重复性差,型面联接及端齿联接对加工要求严苛;新型“锥+六棱”联接结构加工容易,锥形定心可保证叶轮复装后相对轴心的同轴度^[12]不变,转子动平衡精度重复性好。经过比选,本次研发方案选择“锥+六棱”联接结构,锥形段保证叶轮与主轴的径向定心,六棱段实现扭矩传递功能,六棱轴孔的尺寸参数见图 3。

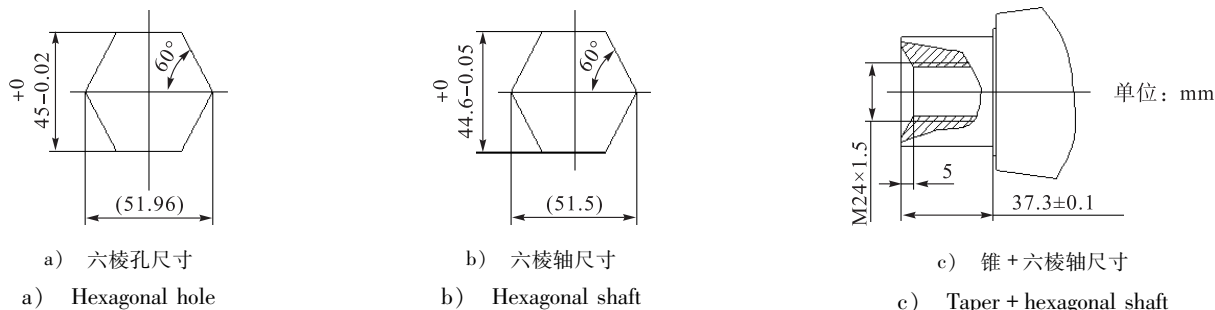


图 3 六棱轴孔尺寸参数图

Fig.3 Size of six-edged shaft and hole

2.3.2 强度校核

对六棱轴孔挤压强度相关过程进行推导,并进行联接部位的一系列强度校核计算,包括轴扭转强度,六棱轴、孔挤压强度,叶轮紧固螺钉强度^[13]等,部分强度校核简列如下。

2.3.2.1 轴扭转强度校核

考虑机组±20%调节范围,静载最大剪切应力 $\tau_{\max}=202.18\text{ MPa}$ 。主轴选用40CrNiMo中碳合金钢^[14],取安全系数 $S_{\text{ap}}=2$,许用剪切应力 $[\tau]=229.625\sim258.85\text{ MPa}$ 。 $\tau_{\max}<[\tau]$,扭转强度满足要求。

2.3.2.2 六棱轴、孔挤压强度校核

考虑机组极端工况膨胀机发出的最大功率 $N=3\,631.76\times1.2=4\,358.112\text{ kW}$, $n=11\,050\text{ r/min}$ 。

$$\text{传递的扭矩 } T=9.55\times10^6\times\frac{N}{n}=3\,766\,513.1\text{ N}\cdot\text{mm}。$$

六棱轴的挤压应力 $\sigma_{\text{ jy}}=61.32\text{ MPa}$,铝合金许用挤压应力 $[\sigma_{\text{ jy}}]=124.1\sim146\text{ MPa}$ 。 $\sigma_{\text{ jy}}<[\sigma_{\text{ jy}}]$,挤压强度满足要求。

2.3.2.3 叶轮紧固螺钉强度校核

螺纹规格:M24×1.5, $L=90$ 。材料:06Cr19Ni10,主 轴屈服强度 $\sigma_{\text{ s1}}=205\text{ MPa}$,抗拉强度 $\sigma_{\text{ b}}=520\text{ MPa}$ 。螺 纹升角 $\varphi=1.187^\circ$ 。螺纹的当量摩擦角 $\rho_{\text{ v}}=7.406^\circ$ 。膨胀端压紧螺钉预紧力以两倍膨胀轮的气体力作为校核,即螺钉预紧力 $F=3\,742\text{ N}$ 。

按第四强度理论,等效应力 $\sigma_{\text{ r}}=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}=14.54\text{ MPa}$,许用拉应力 $[\sigma]=102.5\text{ MPa}$, $[\tau]=56.375\sim63.55\text{ MPa}$ 。

可见 $\sigma_{\text{ r}}<[\sigma]$,拉应力 $\sigma=9.52\text{ MPa}<[\sigma]$,剪切应力 $\tau=6.35\text{ MPa}<[\tau]$

螺钉强度满足要求。

总体表明,结构尺寸选择及联结方式合理,强度满足要求。

2.4 止推力及平衡方案

对膨胀机组而言,必须将轴向力控制在止推轴承承载能力范围内,否则将出现烧瓦故障,导致机组无法工业化运行。转子气动受力见图4。

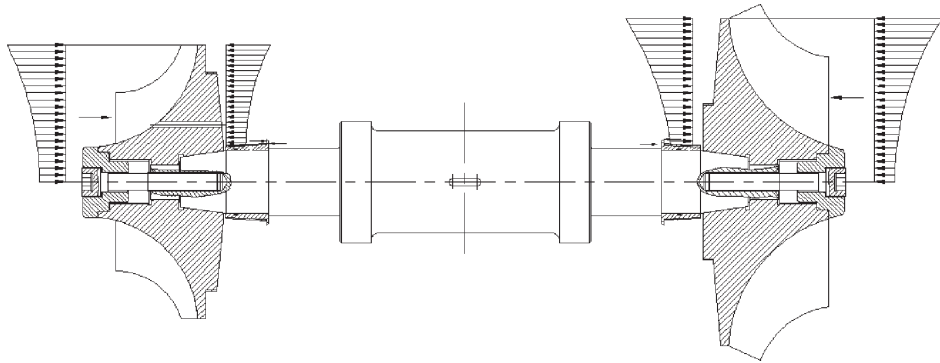


图4 转子气动受力图

Fig. 4 Aerodynamic force diagram of rotor

通过调整叶轮轮背结构尺寸、设置平衡孔等方式进行轴向力分析优化,最终将其控制在合理范围内;另外设计了自动推力平衡机构^[15]有效调整轴向力来保证机组运行的稳定性。下面给出机组轴向力结果:

机组轴向力 $\Delta F=7\,099.94\text{ N}$;轴承承载比压 $P_{\text{ c}}=0.786\text{ MPa}<$ 内控值,满足轴承承载能力。

表7 轴承相关研发参数表

Tab.7 Technical parameters of bearings

轴承	直径 / mm	转速 / ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	径向载荷 / N	推力载荷 / N	润滑油	进油温度 / $^\circ\text{C}$	进油差压 / MPa
前轴承	Φ86	11 050 ~ 12 700	450	10 000 ~ 15 000	VGA32	40 ~ 45	0.3 ~ 0.5
后轴承	Φ86	11 050 ~ 12 700	450	10 000 ~ 15 000	VGA32	40 ~ 45	0.3 ~ 0.5

根据轴承研发参数开发全新的轴承方案1和方案2,而轴承方案3是基于现有轴承的修正设计,工厂内模

2.5 轴承优化设计

本研发的膨胀机组存在转子重、轴向推力大等显著特点,对支撑转子并承受轴向力的轴承性能要求严苛。结合气动载荷、运行特点、润滑条件等,提出了轴承相关研发参数,包括提高止推载力进行推力轴承设计,见表7。

拟试车比选,3种方案见表8。

表 8 轴承方案表

Tab. 8 List of bearing schemes

方案	方案描述	备注
1	径向可倾瓦 + 止推固定瓦	新开发
2	径向固定瓦 + 止推固定瓦	新开发
3	径向固定瓦 + 止推固定瓦	现有轴承修正

另外对机组零部件结构满足高压密封性^[16]、加工工艺性^[17]、装拆难易性、机组刚性、传热阻尼^[18]及冷损等问题进行了充分的比对研究,使膨胀过程尽量接近绝热等熵膨胀^[19],确保膨胀机能达到更高的效率。最后设计

表 9 压缩机测试数据表

Tab. 9 Test data of compressor

环境条件		当量数据(设计点)		测试数据			
大气压 / MPa	温度 / ℃	流量 / (m ³ · h ⁻¹)	转速 / (r · min ⁻¹)	进口压力 / MPa	出口压力 / MPa	进口温度 / ℃	出口温度 / ℃
0.097 5	12.3	13 221	8 484	-0.001 3	0.015 5	17.5	33.8

3.1.1.2 测试数据误差分析

根据压力变送器、铂热电阻精度以及环境温度对测试值影响的综合误差分析后,修正压缩机进、出口测试参数值如下:压缩机进口压力为-0.001 299 155 MPa,压缩机出口压力为0.015 489 925 MPa;压缩机进口温度为17.315 ℃,压缩机出口温度为34.037 81 ℃。

根据以上修正后的测试参数计算压缩机压比 $\varepsilon = 1.174\ 5$,等熵效率 $\eta = 81.69\%$ 。

另外进行了压缩机在不同转速下性能曲线测试,见图 5。

并制造样机,通过样机在工厂内模拟测试对以上 5 项关键技术进行验证和方案比选。

3 性能测试及误差分析

3.1 压缩机性能测试

3.1.1 压缩机方案 1

3.1.1.1 测试数据

通过相似理论换算机组设计点在测试状态下的当量转速和当量流量^[6-8],测试时调节压缩机转速、流量分别达到当量转速、当量流量进行热力测试^[20],测试工况稳定后采集数据,见表 9。

3.1.2 压缩机方案 2

压缩机方案 2 的 $\varepsilon = 1.229\ 2$, $\eta = 76.08\%$ 。

3.2 膨胀机性能测试

3.2.1 膨胀机测试数据

根据膨胀机性能相似条件,试验在满足比转速、比直径、马赫数、雷诺数近似相等的条件下,调试机组参数使得测试状态下的理论焓降和转速与设计焓降和转速(即特性比 U_1/C_0)^[1]相等或接近,测试工况稳定后采集数据,见表 10。

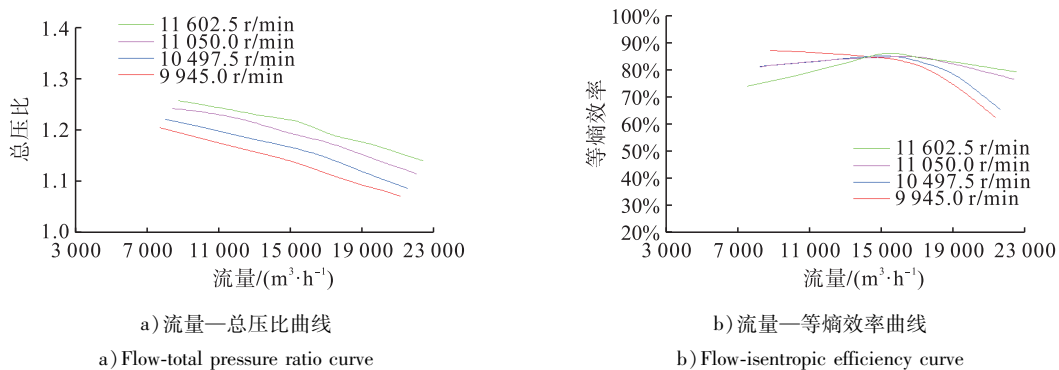


图 5 压缩机方案 1 压缩机性能测试曲线图

Fig. 5 Performance test curve of scheme 1 compressor

表 10 膨胀机测试数据表

Tab. 10 Test data of expander

环境条件		调试目标数据		测试数据				
大气压 / MPa	温度 / ℃	理论焓降 / (kcal · kg ⁻¹)	设计转速 / (r · min ⁻¹)	进口压力 / MPa	出口压力 / MPa	进口温度 / ℃	出口温度 / ℃	转速 / (r · min ⁻¹)
0.097 5	10	10.437	11 050	0.171 6	0.064 6	74.6	32.5	10 720

3.2.2 测试数据误差分析

根据压力变送器、铂热电阻精度以及环境温度对测试值影响的综合误差分析后,修正膨胀机进、出口测试参数值如下:膨胀机进口压力0.171 711 54 MPa,膨胀机出口压力 0.064 641 99 MPa;膨胀机进口温度 74.130 8℃,膨胀机出口温度32.855 6℃。

根据以上修正后的测试参数计算理论焓降 $\Delta h = 11.239\ 7\ \text{kcal/kg}$, $\eta = 88.13\%$ 。

另外进行了膨胀机性能曲线测试,见图 6。

3.3 振动及轴承温度测试

在设计转速 11 050 r/min 和超速转速13 043 r/min 下测试膨胀机振动及轴承温度,见表 11。

表 11 振动及轴承温度测试数据表

Tab.11 Test results of vibration and bearing temperature

轴承方案	轴承温度 /℃			轴颈振动 /μm			转速 /(r·min ⁻¹)
	前轴承	后轴承	许用值	膨胀端	增压端	许用值	
1	47.2	44.3	88	4.1	8.7	38	11 050
2	49.0	45.5	88	9.6	8.7	38	11 050
3	40.4	42.9	88	7.9	9.1	38	11 050
1	48.0	46.9	88	4.6	9.0	38	13 043

3.4 膨胀轮模态测试

3.4.1 激励点布置

采用多点激励单点拾振方式对叶轮进行模态测试,激励点布置见图 7。



图 7 膨胀轮模态测试激励点照片

Fig.7 Excitation point of expander impeller modal test

3.4.2 测试数据与数值计算比对

模态测试与数值计算的固有频率仅列出 1~3 阶比对,同阶振型非常吻合,见表 12。

表 12 测试数据与数值计算数据表

Tab.12 Comparison of test and numerical calculation results

阶数	测试频率 /Hz	数值计算频率 /Hz	备注
1	3 705.706	3 781.8	二节径扇形
2	6 113.289	6 106.3	三节径扇形
3	7 104.108	7 149.7	四节径扇形

模态测试 1~3 阶振型见图 8,数值计算 1~3 阶振型见图 9。

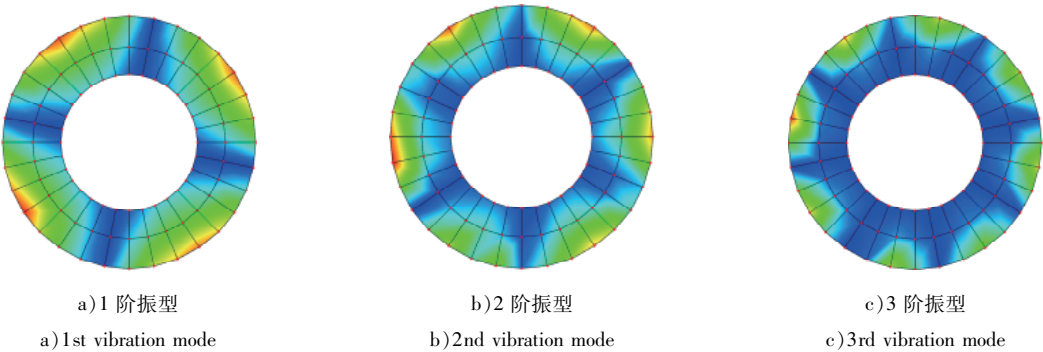


图 8 测试数据 1~3 阶振型图

Fig.8 Test of 1st to 3rd vibration mode

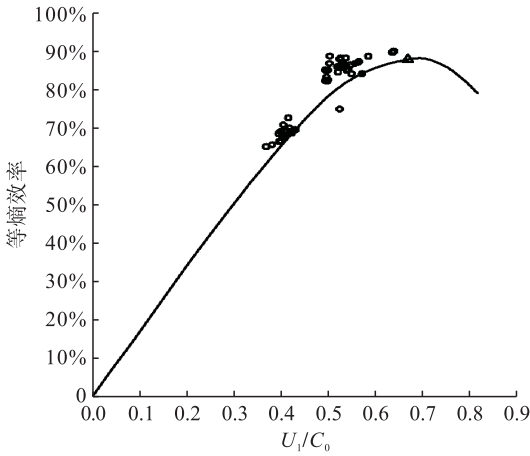


图 6 膨胀机性能测试曲线图

Fig.6 Performance test curve of expander

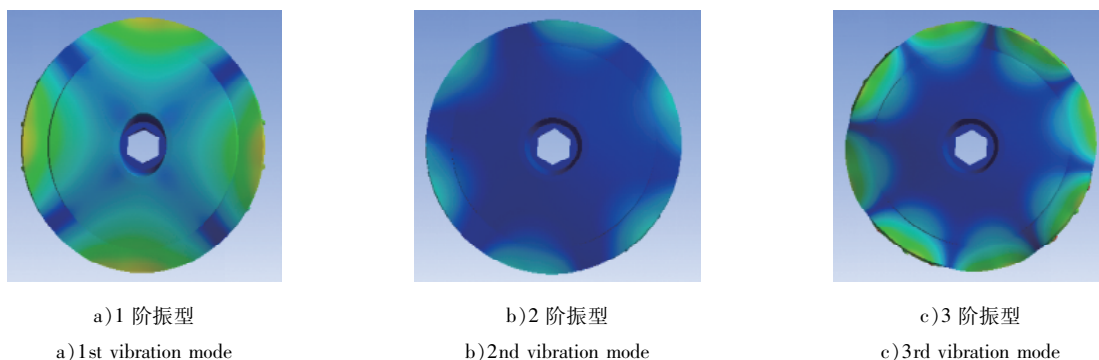


图 9 数值计算 1 ~ 3 阶振型图

Fig. 9 Calculation of 1st to 3rd vibration mode

3. 4. 3 固有频率偏差分析

模态测试和数值计算的固有频率偏差为 $-2.1\% \sim 0.5\%$,见表 13。

表 13 测试数据与数值计算偏差表

Tab. 13 Deviation between test data and numerical calculation

阶数	固有频率 /Hz		偏差分析
	测试数据	数值计算	
1	3 705. 706	3 781. 8	$-2. 01\%$
2	6 113. 289	6 106. 3	$0. 11\%$
3	7 104. 108	7 149. 7	$-0. 64\%$

4 模拟测试及计算结果分析

4. 1 压缩机

压缩机方案 1: $\varepsilon = 1. 174\ 5 > 1. 169$, $\eta = 81. 69\% > 78\%$ 。

压缩机方案 2: $\varepsilon = 1. 229\ 2 > 1. 169$, $\eta = 76. 08\% < 78\%$ 。

故将压缩机方案 1 作为本次研发终选方案。

4. 2 叶轮强度及振动模态

4. 2. 1 叶轮强度

2. 2. 1 节中选择的膨胀机叶轮方案 1 最大应力 $\sigma = 74. 307\ \text{MPa} < \text{叶轮屈服强度 } \sigma_{s2} = 324\ \text{MPa}$ 。

4. 1 节选择的压缩机叶轮方案 1 的 $\sigma = 216. 1\ \text{MPa} < \sigma_{s2} = 324\ \text{MPa}$ 。

膨胀机叶轮方案 1 和压缩机方案 1 强度均满足要求。

4. 2. 2 叶轮振动模态

膨胀机叶轮方案 1, 喷嘴叶片激振隔离裕度 $9. 887\%$, 叶轮叶片激振隔离裕度 $4. 225\%$, 模态测试和数值计算所得固有频率偏差 $-2. 1\% \sim 0. 5\%$, 满足研发要求, 且振型非常吻合, 不存在振动模态局部化。

压缩机叶轮没有激励源, 不存在由于流体激励诱发振动模态局部化的风险。

4. 3 扭矩传递结构

叶轮与主轴的“锥 + 六棱”联接结构强度满足要求; 测试中联接可靠, 转子多次装拆机电跳值^[21]满足要求且动平衡重复精度好。

4. 4 止推力及平衡

$\Delta F = 7\ 099. 94\ \text{N}$; $P_c = 0. 786\ \text{MPa} < \text{内控值}$, 满足轴承承载能力。

4. 5 轴承

轴承方案 2 的测试最高温度 $49\ ^\circ\text{C} < 88\ ^\circ\text{C}$, 振动值 $9. 6\ \mu\text{m} < 38\ \mu\text{m}$, 振动值及温度均能满足研发要求, 机组运行稳定。从轴承温度及机组振动等综合分析, 本次研发选择轴承方案 1, 即径向可倾瓦 + 止推固定瓦结构。

4. 6 膨胀端性能

膨胀端进行了热力学及气动力学性能^[22]测试: $\Delta h = 11. 239\ \text{kcal / kg}$, $U_1 / C_0^{[1]} = 0. 64 < 0. 672\ 5$ (设计态) , $\eta = 88. 13\% > 85\%$, 达到研发要求。

5 结论及建议

本次研发完成了上述 5 项关键技术研究, 制造了样机并在工厂内进行模拟性能测试, 测试结果达到研发指标要求。2022 年 6 月进行了项目结题验收, 验收组一致认为本次研发的特大型天然气透平膨胀机是国内设计、制造的首台, 各项性能指标达到了国内领先水平, 取得的科研成果可以推广应用在工业化运行产品的设计制造中。

虽如此, 样机在生产制造过程中, 也发现了少数零部件结构、尺寸或材料选择的不足, 需要进一步斟酌完善, 使其具有更加优良的加工工艺性和易装拆性。

参考文献:

- [1] 计光华. 透平膨胀机[M]. 北京:机械工业出版社,1982.
JI Guanghua. Turbo expander [M]. Beijing: China Machine Press, 1982.
- [2] 米特罗欣 B T. 向心涡轮稳态和动态参数的选择和计算[M]. 邓启明, 杨燕生, 高原, 译. 北京:国防工业出版社,1980.
MITROKHIN B T. Selection and calculation of steady and dynamic parameters of centripetal turbine [M]. DENG Qiming, YANG Yansheng, GAO Yuan, trans. Beijing: National Defense Industry Press, 1980.
- [3] 王仲奇. 透平机械三元流动计算及其数学和气动学基础[M]. 北京:机械工业出版社,1983.
WANG Zhongqi. Calculation of three-dimensional flow of turbomachinery and its mathematical and aerodynamic fundamentals [M]. Beijing: China Machine Press, 1983.
- [4] 吕文灿. 风机三元流动理论与设计[M]. 武汉:华中工学院出版社,1986.
LYU Wencan. Theory and design of three-dimensional flow of fan [M]. Wuhan:Huazhong Institute of Technology Press, 1986.
- [5] 邹云. 引进天然气透平膨胀机国产化改造实践[J]. 天然气与石油,2020,38(1):98-103.
ZOU Yun. Domestic modification practice of imported natural gas turbo-expander [J]. Natural Gas and Oil, 2020, 38 (1): 98-103.
- [6] 王晓放. 透平式压缩机[M]. 北京:化学工业出版社,2004.
WANG Xiaofang. Turbo compressor [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2004.
- [7] 徐忠. 离心压缩机原理[M]. 北京:机械工业出版社,1978.
XU Zhong. Principles of centrifugal compressor [M]. Beijing: China Machine Press, 1978.
- [8] 黄钟岳. 化工透平式压缩机[M]. 大连:大连理工大学出版社,1989.
HUANG Zhongyue. Turbo compressor for chemical industry [M]. Dalian: Dalian University of Technology Press, 1989.
- [9] 张家忠,刘雁,王平. 离心叶轮类周期循环对称结构模态局部化现象分析[C]//朱位秋. 2007年第九届全国振动理论及应用学术会议论文集. 杭州:浙江大学出版社,2007.
ZHANG Jiazhong, LIU Yan, WANG Ping. Study on the model localization in the centrifugal impeller with periodic structure [C] //ZHU Weiqiu. Proceedings of the 9th National Conference on Vibration Theory and Application. Hangzhou: Zhejiang University Press, 2007.
- [10] 刘士学,方先清. 透平压缩机强度与振动[M]. 西安:西安交通大学出版社,1996.
LIU Shixue, FANG Xianqing. Strength and vibration of turbo compressor [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1996.
- [11] 苗永森,牛锡传,蒋潞. 离心压缩机强度[M]. 北京:机械工业出版社,1980.
MIAO Yongmiao, NIU Xichuan, JIANG Lu. Strength of centrifugal compressor [M]. Beijing:China Machine Press, 1980.
- [12] 陈隆德,赵福令. 互换性与测量技术基础[M]. 大连:大连理工大学出版社,1999.
CHEN Longde, ZHAO Fuling. Fundamentals of interchangeability and measurement technology [M]. Dalian: Dalian University of Technology Press, 1999.
- [13] 孙桓,傅则绍. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,1989.
SUN Huan, FU Zeshao. Mechanical principles [M]. Beijing: Higher Education Press, 1989.
- [14] 王焕庭. 机械工程材料学[M]. 大连:大连理工大学出版社,1991.
WANG Huanting. Mechanical engineering materials [M]. Dalian: Dalian University of Technology Press, 1991.
- [15] 邹云. 160万m³/d天然气透平膨胀机研制[J]. 深冷技术,2006(3):19-21.
ZOU Yun. Development of a 1 600 000 m³/d natural gas turbo-expander [J]. Cryogenic Technology, 2006 (3): 19-21.
- [16] 魏龙. 密封技术[M]. 北京:化学工业出版社,2004.
WEI Long. Sealing technology [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2004.
- [17] 邓文英. 金属工艺学[M]. 北京:高等教育出版社,1991.
DENG Wenying. Technology of metals [M]. Beijing: Higher Education Press, 1991.
- [18] 俞佐平. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1990.
YU Zuoping. Heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 1990.
- [19] 沈维道,郑佩芝,蒋淡安. 工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社,1993.
SHEN Weidao, ZHENG Peizhi, Jiang Dan'an. Engineering thermodynamics [M]. Beijing: Higher Education Press, 1993.
- [20] 叶大均. 热力机械测试技术[M]. 北京:机械工业出版社,1981.
YE Dajun. Thermomechanical testing technology [M]. Beijing: China Machine Press, 1981.
- [21] 美国石油学会. 石油、化学和气体工业用轴流压缩机和离心压缩机以及膨胀机—压缩机; API Std 617—2002[S]. 北京:兵器工业出版社,2002.
American Petroleum Institute. Axial and centrifugal compressors and expander-compressors for petroleum, chemical and gas industry services; API Std 617—2002 [S]. Beijing: CNGC Press, 2002.
- [22] 刘高联,王甲生. 叶轮机械气体动力学基础[M]. 北京:机械工业出版社,1980.
LIU Gaolian, WANG Jiasheng. Gas dynamics fundamentals of impeller machinery [M]. Beijing: China Machine Press, 1980.